



SCUOLA DOTTORALE IN INGEGNERIA MECCANICA E INDUSTRIALE

CICLO XXX

Metodologie di diagnosi non intrusiva per la caratterizzazione del processo di combustione nei motori diesel

Aprile 2018

Relatore

Prof. Giancarlo Chiatti

Dottorando

Dott. Manfredi Amalfi

Coordinatore della scuola Dottorale

Prof. Edoardo Bemporad

Abstract

This Thesis deals with advanced diagnostic methods able to perform complex measuring's tasks regarding the combustion process in a diesel engine. Non-Intrusive measuring is a key factor to develop innovative modeling and control strategies on the purpose of improving the combustion process itself and so reducing the impact of these plants on the environment as pollutants and noise emissions.

Modern measuring systems heavily rely on advanced *Digital Signal Processing* techniques leading to result unfeasible for conventional measuring chains. A consistent effort of the presented work has then been devoted to review the state of art of modern diagnostic's methods for combustion engines available on literature. The last involves the analysis of different data mining approaches whose spread through heterogeneous fields of application like clinical diagnostic, social sciences, finance.

A well known but still promising procedure to perform *Machine Condition Monitoring* on engines regards the use of *Instantaneous Angular Speed* measurements. The experimental developing of a high performance *IAS* measuring system has been presented and its results about Transmission Error evaluation have been discussed. Thanks to probing via high speed digital counters, has been showed how to achieve very high sensitivity about angular displacement of a rotating shaft by simple yet proficient phase demodulation numerical conditioning.

Another experimental campaign has been presented regarding the measurements of the acoustic emission of a small benched engine during stationary conditions. The acoustic signature of the combustion noise has been traced and the relations between the Rate Of Heat Release and airborne emissions have been then analyzed.

Coupling results from both acoustic and *IAS* expertise, has been proposed an innovative multiparametric model of the engine by regressive analysis. The assessment of the model on different regressive structures has been performed regarding the quality of predictions obtained. Also *Principal Component Analysis* and *Independent Component Analysis* have been utilized on the aim of reducing the number of parameters used in system identification procedure. Overall identified regressive models have been shown a tight attitude to be embedded as an effective tool for the developing of advanced combustion systems

Ringraziamenti

Per il Prof. Chiatti, il suo coraggio la sua pazienza e la sua forza nell'avermi accompagnato e sorretto in questo percorso a me così caro. Per il privilegio dei suoi insegnamenti umani ma anche professionali. Per avermi concesso l'opportunità di imparare del mondo sotto il sorriso della sua esperienza.

Per la Prof. Chiavola ed il suo supporto schietto ma deciso, per l'Ing. Recco e le esperienze e gli sforzi che hanno reso possibile questo lavoro.

Per l'Ing. Fulvio Palmieri e i tanti momenti insieme con poche parole ma molto capirsi.

Roma, aprile 2018.

Manfredi Amalfi

A Margherita

Sommario

ABSTRACT	I
INTRODUZIONE.....	3
INDICE DELLE FIGURE	5
INDICE DELLE TABELLE.....	7
NOMENCLATURA.....	8
1. 1.GENERALITÀ SISTEMI DINAMICI	9
1.1. INTRODUZIONE SISTEMI DINAMICI.....	9
1.2. METODOLOGIE DI ANALISI TEMPO-FREQUENZA	11
1.3. SISTEMI DINAMICI MULTI INPUTS MULTI OUTPUTS	17
2. METODOLOGIE DI DIAGNOSI NON INTRUSIVA	23
2.1. DIAGNOSI BASATE SU CATENE DI MISURA VIBRO-ACUSTICHE.....	23
2.2. DIAGNOSI TRAMITE IL METODO DELLA VELOCITÀ ISTANTANEA.....	25
2.3. METODI MULTI DIMENSIONALI.....	29
3. ESPERIENZE SPERIMENTALI DI DIAGNOSTICA NON INTRUSIVA T.E.RIG @BRNO	33
3.1. INTRODUZIONE	33
3.2. ERRORE DI TRASMISSIONE DI ACCOPPIAMENTI MECCANICI	34
3.3. SVILUPPO DEL BANCO PROVA PER LA MISURA DELL'ERRORE DI TRASMISSIONE @BRNO.....	40
3.4. SISTEMA COMPACT RIO.....	45
3.5. CALIBRAZIONE DEL SISTEMA HARDWARE PER LA MISURA TE.....	49
3.6. SVILUPPO E ALLESTIMENTO CATENA DI MISURA PER ENCODER ROTATIVI	54
3.7. RISULTATI OTTENUTI.....	61
3.8. METODOLOGIA PROPOSTA	69
4 ESPERIENZE SPERIMENTALI DI DIAGNOSTICA NON INTRUSIVA: LOMBARDINI LDW442	73
4.1 CAMPAGNA SPERIMENTALE PER LA MISURAZIONE DELL'EMISSIONE ACUSTICA.....	73
4.2 ANALISI ORDINALE DEL RUMORE DI COMBUSTIONE	81
4.3 RISPOSTA STRUTTURALE DEL MOTORE AL RILASCIO DI CALORE	90

4.4	SVILUPPO DI MODELLI REGRESSIVI MIMO PER LA DIAGNOSTICA DEL PROCESSO COMBUSTIVO	92
4.5	VERIFICA DELLA PRESTAZIONE DI MODELLI REGRESSIVI	98
4.6	MODELLI REGRESSIVI DI QUANTITÀ INTEGRALI.....	106
4.7	CARATTERE OPERATIVO DEI MODELLI IDENTIFICATIVI	110
4.8	POTENZIALITÀ DIAGNOSTICHE DELLA TECNICA IAS, CATENA DI MISURA TEENSY-BASED.....	114
4.9	ANALISI DELLE COMPONENTI PRINCIPALI ED INDIPENDENTI DELL'EMISSIONE ACUSTICA	115
CONCLUSIONI.....		120
APPENDICE A: ELEMENTI DI MECCANICA DEI MOTORI ALTERNATIVI.....		123
BIBLIOGRAFIA		127

Introduzione

Pur rispettando la prospettiva di un futuro libero dai combustibili fossili per l'alimentazione degli impianti motori, rimane chiaro l'impatto di questi dispositivi nel portfolio energetico dei prossimi decenni. Allo stato attuale i motori a combustione interna costituiscono una funzione preponderante nella propulsione navale e terrestre, ed è ragionevole che tale ruolo venga mantenuto nei decenni a seguire.

Sin dai suoi albori, la scienza motoristica ha intrapreso lo sviluppo dei dispositivi termici indirizzando percorsi distinti ma complementari per le fasi di progetto e di diagnosi degli impianti; la chiusura dell'eterno anello che lega queste due fasi si scontra con l'insoluta intrinseca complessità del fenomeno combustivo. Sotto questa luce è necessario considerare che il notevole apporto fornito alla tecnica dagli strumenti di calcolo numerico *CFD* possa essere replicato dall'utilizzo di metodologie numeriche avanzate per lo sviluppo delle metodologie diagnostiche moderne.

Il lavoro che ho svolto in questo triennio dottorale ha avuto come obiettivo di approcciare lo stato dell'arte delle metodologie diagnostiche avanzate, un argomento decisamente vasto e complesso il cui dominio di interesse non si esaurisce sulla motoristica ma riguarda tecniche di utilizzo eterogeneo in ambito sperimentale (Cap.1).

Per suddivisione sommaria delle metodologie disponibili (Cap.2) è possibile considerare la tipologia di sensoristica utilizzata nella procedura diagnostica. Ma un esame più approfondito rileva, come in questo contesto possa divenire debole la nozione classica di catena di misura. Tecniche numeriche avanzate sostituiscono di fatto la cardinalità della trasduzione fisica del misurando.

Entrando nel dettaglio sul carattere peculiare della diagnostica non intrusiva ci si accorge di come questo non sia effettivamente legato alla qualità metrologica della finezza come la parola 'intrusiva' suggerisce, bensì risieda nella propensione ad essere più facilmente integrata in sistemi di controllo sia in ambito *Machine Condition Monitoring*, che per incrementare la prestazione dei dispositivi motori grazie a sofisticate strategie di regolazione. Sicuramente interessante anche la possibilità di sfruttare metodologie diagnostiche non intrusive per effettuare procedure di virtualizzazione tramite modelli di dati per lo sviluppo ed il perfezionamento di motori già prototipati.

La seconda parte del lavoro riporta due importanti esperienze sperimentali che ho affrontato in questo percorso di studio. La prima riguarda la collaborazione avuta con l'istituto di ricerca dell'autoveicolo VUT di Brno (Cz). Nei sei mesi trascorsi presso l'Istituto ho seguito l'incarico di sviluppare un banco prova sperimentale per il rilievo dell'errore di trasmissione di riduttori dentati. Questa attività (Cap. 3) ha richiesto un impegno di tipo teorico per avvicinarmi ad una problematica del tutto nuova, ma soprattutto un'intensa attività di ottimizzazione per realizzare una catena di misura di tipo *Istantaneous Angular Speed* ad altissima prestazione. Le misurazioni effettuate nel laboratorio ceco durante le fasi di sviluppo del banco prova sono state trattate con una semplice ma innovativa tecnica per la demodulazione di fase del segnale tachimetrico in grado di restituire il risultato auspicato in fase di progettazione.

La seconda esperienza sperimentale che ho affrontato riguarda la campagna di misurazione dell'emissione acustica di un piccolo bicilindrico diesel per autotrazione leggera installato presso il Laboratorio Motori di RomaTre (Cap.4). La campagna è stata finalizzata ad individuare delle relazioni inerenti la caratteristica radiante del propulsore, ed i risultati sono stati pubblicati su di una rivista del settore. La selezione del *rumore di combustione* dall'emissione acustica totale irradiata dal dispositivo termico durante il funzionamento ha un ruolo centrale nelle metodologie diagnostiche basate su rilievi vibroacustici. Nel lavoro verrà proposto un metodo di analisi del *rumore di combustione* capace di superare alcune delle patologie che affliggono tale misurazione.

Parallelamente allo studio dottorale le esperienze di ricerca legata all'analisi dei combustori a biomassa mi hanno portato ad interessarmi alle tecniche identificazione parametriche per l'analisi di dati sperimentali provenienti da sistemi ad elevato numero di grado di libertà.

Mutando le tecniche acquisite in un diverso contesto ho utilizzato i dati provenienti dalla campagna di esperimenti acustici che sono stati reinterpretati in logica sistemica fornendo dei risultati utilizzabili per la sintesi di algoritmi ECU avanzati. Nel nuovo processo da me sviluppato viene accoppiata l'emissione acustica ad un segnale tachimetrico di tipo IAS realizzando a posteriori un sistema di misura sperimentale di semplice installazione ma altamente performante.

Indice delle figure

- Fig. 1.1 Rappresentazione Sistemica
- Fig. 1.2 Confronto segnali nel dominio della frequenza e del tempo
- Fig. 1.3 Confronto segnali STFT con rappresentazione waterfall
- Fig. 1.4 Esempi applicativi metodo STFT
- Fig. 1.5 Rappresentazione STFT, sensibilità all'estensione della base dei tempi
- Fig. 1.6 Rappresentazione CWT
- Fig. 1.7 Rappresentazione CWT di un segnale del tipo multichirp
- Fig. 1.8 Rappresentazioni CWT sui segnali di esempio di Fig. 1.2-Fig. 1.5
- Fig. 1.9 Confronto fra analisi Wigner-Ville e STFT
- Fig. 1.10 Modelli regressivi di uso comune [6]
- Fig. 1.11 Confronto fra realizzazione temporale (grigio) e modellazione predittiva MIMO (blu) del funzionamento della fornace a griglia mobile [115].
- Fig. 1.12 Applicazione della tecnica ICA in un motore a combustione interna [55]
- Fig. 1.13 Metodologia diagnostica tramite tecnica ICA del sistema di iniezione [60]
- Fig. 2.1 Metodologie diagnostiche basate su catene di misura vibro acustiche [44]
- Fig. 2.2 Metodologie diagnostiche basate su IAS [82,77]
- Fig. 2.2 Sviluppi metodologici multidimensionali di tipo MIMO
- Fig. 3.1 Accoppiamento dentato ideale
- Fig. 3.2 Banco prova Trasmissione tipo @VUT Brno
- Fig. 3.3 Simulazione multibody vibrazionale della "trasmissione tipo" presente sul banco prova
- Fig. 3.4: Sistema di acquisizione
- Fig. 3.5 Interpolazione spline di una serie discreta di punti
- Fig. 3.6 Dati progetto misurazione
- Fig. 3.7 Architettura controllore cRIO
- Fig. 3.8 Interfaccia utente sistema cRIO
- Fig. 3.9. Segnali Encoder e codifica X4
- Fig. 3.10 Segnali test: sincronismo analogico-digitale precalibrazione
- Fig. 3.11 Segnali test: sincronismo analogico-digitale post calibrazione
- Fig. 3.12 Banco di lavoro personale, o scrivania presso il VUT @Brno
- Fig. 3.13 Risposta Pulsestrecher
- Fig. 3.14 Canali encoder condizionati con filtri del primo ordine
- Fig. 3.15 Segnali impulso encoder con filtraggio 50nF
- Fig. 3.16 Comparazione stadi sperimentali di ribilanciamento
- Fig. 3.17 Circuitazione stadio di condizionamento per encoder
- Fig. 3.18 Comparazione filtraggio segnale Encoder
- Fig. 3.19 Confronto fra stadio differenziale standard e modificato

Fig. 3.20 Stadio di condizionamento a 6 canali per la coppia di encoder

Fig. 3.21 Campagna di misure @VUT: mappa IASF

Fig. 3.22 Campagna di misure @VUT e Autocorrelazione

Fig. 3.23 Campagna di misure @VUT velocità media albero

Fig. 3.24 Campagna di misure @VUT tramite Analisi FFT

Fig. 3.25 Campagna di misure @VUT Analisi FFT “ciclomediata”

Fig. 3.26 Metodologia ADC per il campionamento di segnali tachimetrici su ingressi analogici [83]

Fig. 3.27 Metodologia time-counting per il campionamento di segnali tachimetrici con contatori digitali [83]

Fig. 3.28 Campagna di misure @VUT TE virtuale

Fig. 3.29 Campagna di misure @VUT: dettagli Analisi TE

Fig. 4.1 Lombardini LDW442 e banco prova Uniroma3

Fig. 4.2 Mappa di prova campagna strumentale

Fig. 4.3 Misura microfonica e pressione indicata a 2500rpm: --- carico 100%, ---carico trascicante

Fig. 4.4 Misura microfonica e pressione indicata a carico 80%: --- 2500 rpm---3000 rpm

Fig. 4.5 Pressione di combustione per diversi carichi a regime fisso, confronto con pressione indicata

Fig. 4.6 Curve Rilascio del Calore con compensazione

Fig. 4.7 Curve coppia indicata lorda

Fig. 4.8 Spettro ordinale della pressione indicata in condizioni di carico trascicante

Fig. 4.9 Spettro ordinale della pressione indicata in condizioni di massimo carico

Fig. 4.10 Spettro ordinale in sweep di carico a 2500rpm, 3000rpm,3300rpm.

Fig. 4.11 Mediatura ordinale del rumore di combustione: a) posizione microfono A b) posizione microfono C

Fig. 4.12 Mediatura ordinale del rumore meccanico: a) posizione microfono A b) posizione microfono C

Fig. 4.13 Rumore ordinale di combustione: a) posizione microfono A b) posizione microfono C

Fig. 4.14 Segnale microfonico e radiazione di combustione filtrata

Fig. 4.15 Radiazione di combustione filtrata: carico frenante e trascinato

Fig. 4.16 Radiazione quadratica di combustione filtrata e pressione indicata

Fig. 4.17 Indagine sperimentale risposta strutturale al rilascio di calore

Fig. 4 18 Funzioni trasferimento della risposta strutturale

Fig. 4.19 Funzioni trasferimento della risposta strutturale

Fig. 4.20 Struttura modello regressivo utilizzato

Fig. 4.21 Popolazione misure tipo per analisi regressiva

Fig. 4.22 Funzione di trasferimento MIMO modello regressivo

Fig. 4.23 FIRS SysId: comparazione predizione con realizzazione e risposta al gradino del sistema identificato

Fig. 4.24 SysId FIRs: regressione su sweep di carico @3300 rpm

Fig. 4.25 Datasets utilizzati per indagine modello regressivo

Fig. 4.26 Datasets IA-Run4 “All-All”: a) Popolazione di misure Ingressi b) Popolazione misure Uscita

Fig. 4.27 Tipologia modello Uscita

Fig. 4.28 Benchmarking architetture regressive

Fig. 4.29 Risultati dell'analisi regressiva "IIA -pCyl" su Run4
Fig. 4.30 Risultati dell'analisi regressiva "IIB" su Run4 con predizione coppia indicata
Fig. 4.31 Rilascio di calore cumulativo H.R. e forma d'onda involupata
Fig. 4.32 Modello Identificato tipo III
Fig. 4.33 Benchmarking modelli regressivi su grandezze integrali
Fig. 4.34 Risultato del modello IIIC con predizione su Run4 di H.R.
Fig. 4.35 Risultato del modello IIIC (IIa) su dataset di verifica di tipo random
Fig. 4.36 Algoritmo di test datasets parziali
Fig. 4.37 Risultato dell'esperimento su base dati di addestramento parziale
Fig. 4.38 Microcontrollore Teensy 3.1
Fig. 4.39 Accuratezza di Teensy come convertitore *TDC*
Fig. 4.40 Analisi Principal Component Analysis 2D su emissione acustica e predizione su mappa sperimentale
Fig. 4.41 Componenti principali emissione acustica
Fig. 4.42 Componenti Indipendenti emissione acustica con FastICA
Fig. 4.43 2D FastICA con componenti combustione e regime
Fig. 4.44 Componenti ICA 2D in rappresentazioni tempo-frequenza:

Indice delle tabelle

Tab. 3.I Risultati sperimentali T.E. in letteratura
Tab. 3.II Caratteristiche Encoder
Tab. 3.III Risultati calibrazione ingressi analogici su cRIO
Tab. 3.IV Confidenza Onda quadra test
Tab. 3.III Prestazione lettura TDC (time to digital) su modulo NI9402
Tab. 4.I Caratteristiche trasduttori di pressione
Tab. 4.II Suddivisione bande di ottava risposta strutturale
Tab. 4.III Rappresentazione STFT del segnale encoder sulla mappa delle prove sperimentali
Tab. 4.IV Tipologia modello Ingresso
Tab. 4.V Tipologia datasets
Tab. 4.VI Sistemi di ingresso a quattro componenti

Nomenclatura

Acronimi	
A/D	Analog to Digital
ARX	AutoRegressive eXogenous models
CAD	Crank Angle Degree
CFD	Computational Fluid Dynamic
CWT	Continuous Wavelet Transform
ECU	Engine Control Unit
FIFO	First In First Out stack
FPGA	Field Programmable Gate Array
<i>ICA</i>	Independent Component Analysis
<i>IAS</i>	Instantaneous Angular Speed
<i>IASF</i>	Instantaneous Angular Speed Fluctuations
<i>MCN</i>	Machine Condition Monitoring
<i>MIMO</i>	Multi Inputs Multi Outputs
<i>NVH</i>	Noise and Vehicle Harshness
<i>PCA</i>	Principal Component Analysis
<i>PID</i>	Proportional Integral Derivative <i>controller</i>
<i>PMS</i>	Punto Morto Superiore
<i>ROHR</i>	Rate Of Heat Release
<i>RTOS</i>	Real Time Operative System
<i>SI</i>	Spark Ignited
<i>SISO</i>	Single Input Single Output
<i>STFT</i>	Short Time Fourier Transform
<i>TTL</i>	Transistor Transistor Logic
<i>WVT</i>	Wigner Ville Transform
<i>LTI</i>	Linear Time Invariant <i>system</i>
<i>STFT</i>	Short Time Fourier Transform

1. Generalità sistemi dinamici

1.1. Introduzione sistemi dinamici

Nel presente contesto si ammette che si possa rappresentare il fenomeno d'interesse tramite il modello di sistema dinamico[4-8] (Fig. 1.1), garantendone quindi le condizioni di esistenza ed unicità.

Queste ultime due valutazioni risultano spesso di fondamentale importanza per l'efficacia delle realizzazioni metodologiche e l'affidabilità dei risultati così ottenuti, pertanto richiedono di essere affrontate di volta in volta con le dovute cautele.

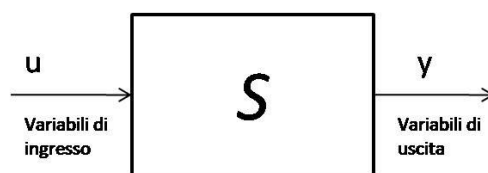


Fig. 1.1 Rappresentazione Sistemica

In ambito controllistico una conveniente rappresentazione di questo modello ricorre a un set di equazioni, differenziali od algebriche per individuare i legami che intercorrono fra le variabili di ingresso $u(t)$ le variabili di uscita $y(t)$ e lo stato del sistema $x(t)$ (*rappresentazione a spazio di stato*). (1.1).

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= f(x(t), u(t)) \\ y(t) &= g(x(t), u(t)) \end{aligned} \tag{1.1}$$

Si potrà allora fare distinzione fra sistemi SISO (Single Input Single Output) per i quali le grandezze $u(t)$, $y(t)$ e le funzioni f , g sono scalari; e sistemi MIMO (Multiple Input Multiple Output) che invece coinvolgono le stesse in forma vettoriale.

Per il risolvere il problema differenziale presentato sarà necessario assegnare n condizioni iniziali note (n =ordine del sistema). Quindi nota l'evoluzione temporale dell'ingresso

(movimento) sarà possibile definire univocamente il movimento dello stato e dell'uscita (risposta del sistema).

Una semplificazione importante e di ampia applicazione consiste nel considerare le funzioni f, g non dipendenti dal tempo e lineari nelle variabili u, x, y (*Linear Time Invariant*).

Sotto queste ipotesi si ottiene un importante risultato per un sistema dinamico lineare tempo invariante: in condizioni stazionarie il movimento dell'uscita e dello stato non dipendono dalle condizioni iniziali dello stesso.

Grazie alle ipotesi di linearità introdotte, per segnali, periodici o limitati nel tempo risulta allora conveniente il ricorso alla scomposizione tramite una serie di Fourier di segnali analitici o fasori

$$y_{i(t)} = \sum a_i e^{j(\omega_i t + \varphi_i)} \tag{1.2}$$

$$y_{i(t)} = a_i \operatorname{Re} \left[e^{j(\omega_i t + \varphi_i)} \right] = a_i \cos(\omega_i t + \varphi_i)$$

In questo modo è inoltre possibile svincolare l'analisi della risposta del sistema alla qualità dello specifico ingresso considerato. Quindi la convenienza e la diffusione delle analisi per spettri di frequenza di fenomeni stazionari (Es. oscillazione termica giornaliera di un edificio).

Inoltre nei sistemi *LTI* risulta particolarmente facile l'analisi tramite trasformazione con l'operatore lineare di Laplace (1.3), che difatto coincide con l'operatore di Fourier per $s = j\omega$

$$\mathcal{L} \left\{ h_{(t)} \right\}_{(s)} = \int_{-\infty}^{+\infty} h_{(t)} e^{-st} dt \tag{1.3}$$

che permette di descrivere più agevolmente la funzione di trasferimento del sistema (1.4), cioè il legame che intercorre tra l'ingresso e l'uscita di questo con un polinomio algebrico nella variabile s .

$$G_{(s)} = \frac{Y_{(s)}}{U_{(s)}} = \frac{\prod (s + z_i)}{\prod (s + p_i)} \tag{1.4}$$

1.2. Metodologie di analisi tempo-frequenza

1.2.1 Analisi Continuos Fourier Transform

L'analisi degli spettri di frequenza della risposta dei sistemi LTI incorre nel problema di rendere di difficile interpretazione la caratteristica temporale del fenomeno sotto esame, come d'altra parte accade dualmente per l'analisi della risposta nel dominio del tempo dove la caratteristica frequenziale del segnale risulta spesso di difficile interpretazione.

Ognuna delle due rappresentazioni (dominio del tempo o delle frequenze) privilegia un tipo d'informazione a scapito di un'altra; ad esempio risulta agevole costruire due risposte similari in frequenza ma associate a segnali notevolmente differenti nel tempo (Fig. 1.2).

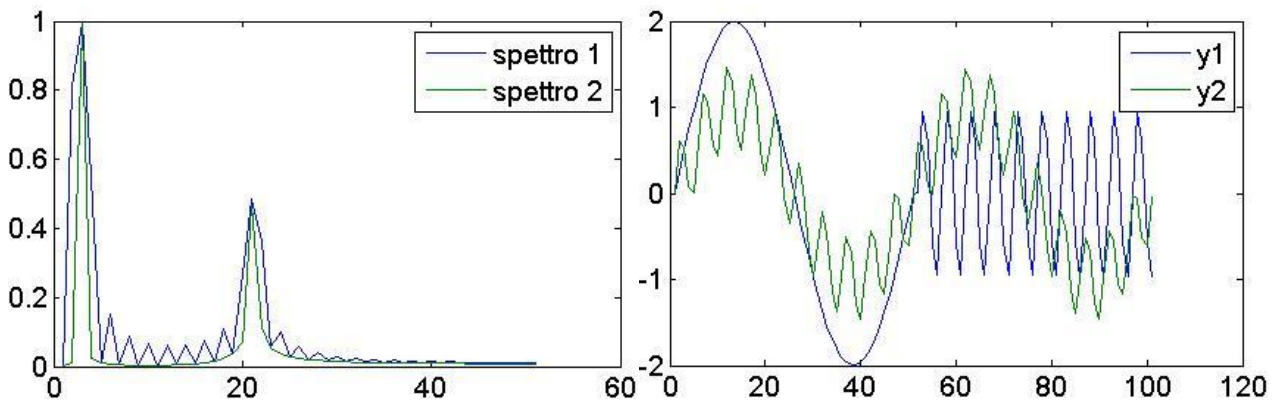


Fig. 1.2 Confronto segnali nel dominio della frequenza e del tempo

Differentemente per quanto accade per fenomenologie *strettamente* stazionarie (Es. oscillazione termica pareti del cilindro di un motore a combustione interna) per la comprensione e la valutazione di fenomeni aperiodici risulta di chiara importanza la possibilità di "localizzare temporalmente" lo spettro in frequenza.

A tal scopo vengono utilizzati i metodi *tempo-frequenza* [3] dove si abbina alle spettro di frequenze la sua evoluzione temporale su di un terzo asse nello stesso grafico (Fig. 1.3).

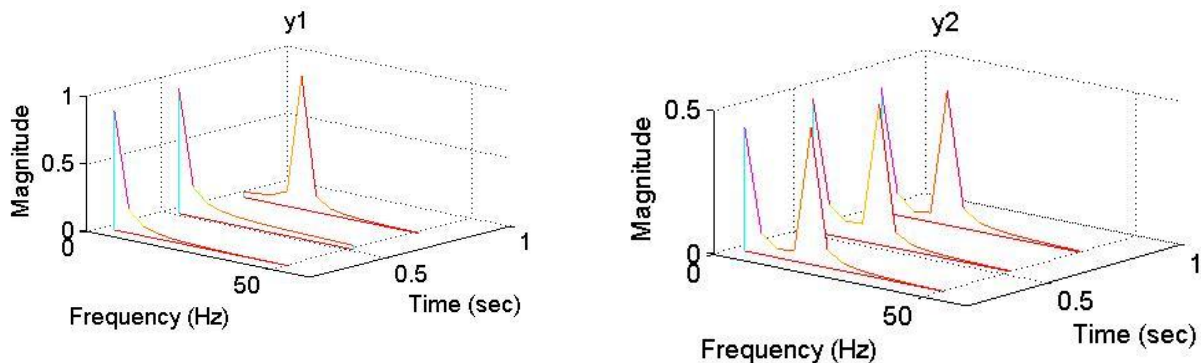
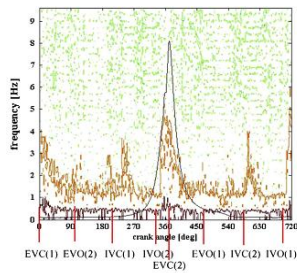
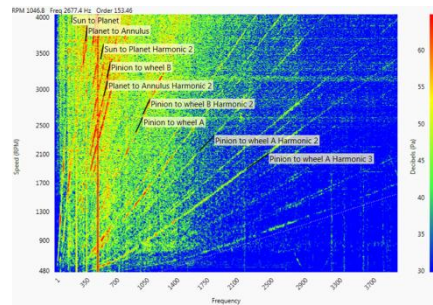


Fig. 1.3 Confronto segnali STFT con rappresentazione waterfall

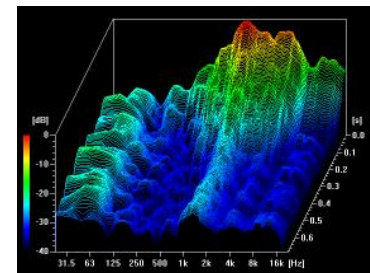
Tale metodo prende il nome di *Short Time Fourier Transform (STFT)* ed è ampiamente utilizzato in campo vibro acustico, per esempio, per evidenziare l'insorgenza di discontinuità (emissione acustica di combustione), o la dipendenza dal regime di fenomeni ciclo stazionari (come il *gearwhine Cap.3*), o ancora la dipendenza dello smorzamento di una struttura dalla frequenza di eccitazione (tempi di riverberazione sala da concerto) (Fig. 1.4).



Emissione acustica combustione [42]



Gear whine [138]



Risposta impulsiva sala da concerto

Fig. 1.4 Esempi applicativi metodo STFT

Il metodo citato tuttavia è afflitto da una gravosa patologia. Secondo il *principio di indeterminazione di Heisemberg* non è possibile conoscere con assoluta accuratezza e contemporaneità la velocità e la posizione di una particella poiché le due grandezze, velocità e posizione, sono *complementari* fra loro.

La stessa indeterminazione si manifesta per tempo e frequenza che sono grandezze anch'esse *complementari*. Pertanto nelle applicazioni *tempo-frequenza* bisognerà operare un compromesso fra la risoluzione con cui si vuole rappresentare lo spettro di frequenze e la risoluzione con cui lo si vuole localizzare temporalmente.

Tale compromesso avviene scegliendo a priori la base temporale su cui operare la *trasformata STFT* cioè l'estensione del segmento che per ogni punto dell'asse dei tempi segmenta la campionatura originale. L'utilizzo di segmenti temporali di breve estensione consente una buona localizzazione temporale a scapito della risoluzione frequenziale e viceversa (Fig. 1.5).

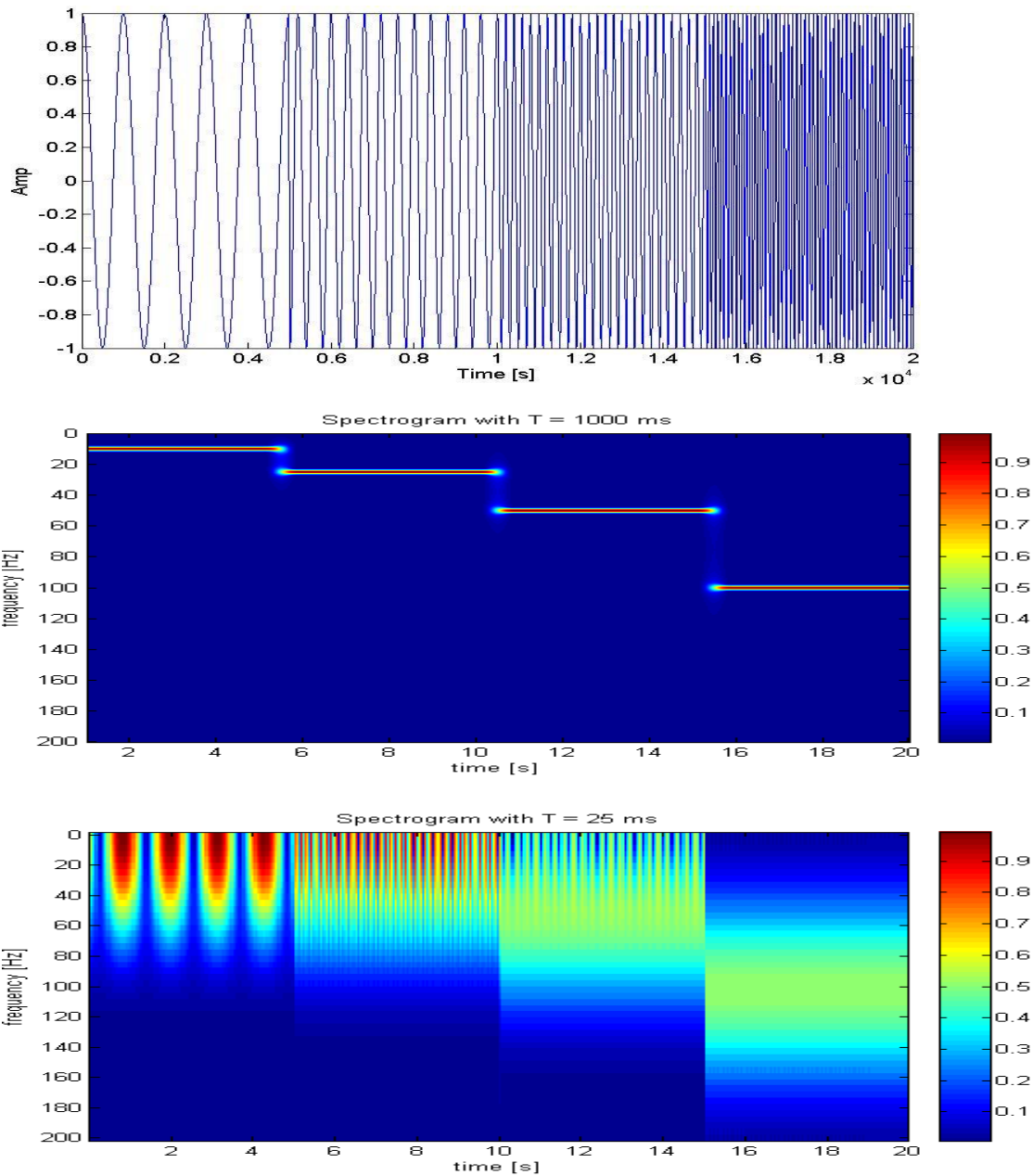


Fig. 1.5 rappresentazione STFT, sensibilità all'estensione della base dei tempi

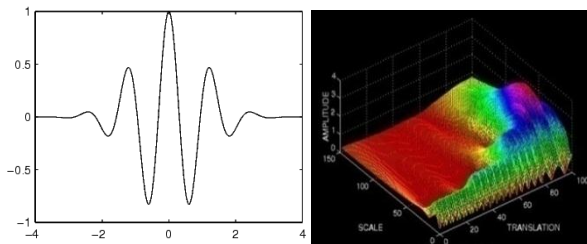
In generale l'analisi STFT ben si presta ad analizzare le irregolarità nei fenomeni tipicamente ciclici delle macchine rotanti. Infatti, al variare del regime di funzionamento le armoniche proprie del sistema in rotazione (*modi*) tendono ad allinearsi nel grafico per la loro dipendenza lineare sulla fondamentale di rivoluzione.

Così facendo ben si evidenzia l'eventuale attivazione di emissione su frequenze spurie dovute ad urti, l'insorgere di dannose risonanze etc.

1.2.2 Analisi multi risoluzione tramite wavelets

Per migliorare quindi la qualità dei risultati ottenibili da analisi STFT sono stati sviluppati dei procedimenti che puntano a massimizzare contemporaneamente la risoluzione spaziale e temporale nella rappresentazione ottenuta.

Una possibilità in tal senso consiste nell'utilizzare una particolare *finestratura* (1.5) sul segnale di interesse tramite una curva di tipo wavelet utilizzata come fattore del prodotto interno nella trasformazione di Fourier (*Continuos Wavelet Transform*) (Fig. 1.6).



$$CWT \left[x_{(t)} \right]_{(a,b)} = \int_{-\infty}^{\infty} x_{(t)} \frac{1}{\sqrt{a}} \psi \frac{t-b}{a} dt$$

$$\psi = \pi^{-1/4} e^{j\omega t} e^{-t/2}$$
(1.5)

Fig. 1.6 Rappresentazione CWT

Questo espediente matematico permette di calcolare per ogni istante temporale uno spettro in frequenza utilizzando basi dei tempi di dimensione variabile in modo congeniale. Il metodo realizza infatti un procedimento che accorcia adeguatamente il periodo di integrazione al crescere della frequenza di decomposizione per ogni determinato istante temporale considerato.

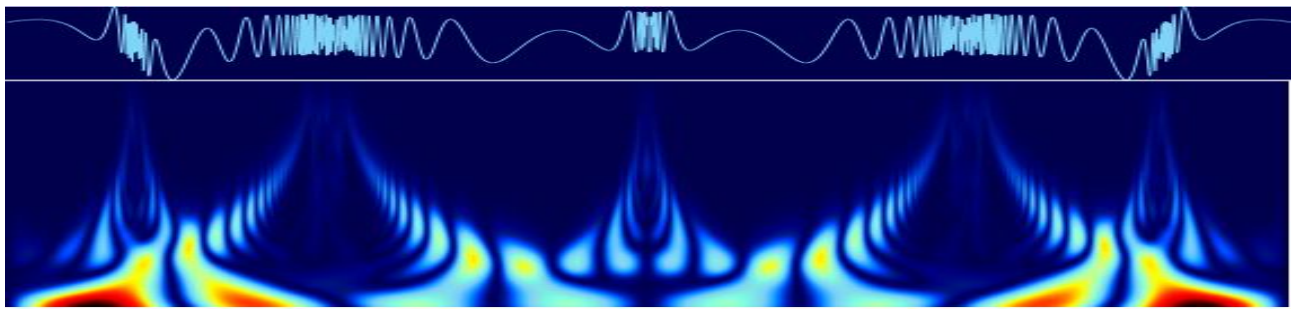


Fig.1.7 Rappresentazione CWT di un segnale del tipo multichirp

Come risultato si ottengono delle rappresentazioni particolarmente significative (Fig. 1.7) al prezzo di introdurre nel grafico stesso dei fattori di scalatura degli assi (a,b) che non hanno un preciso significato fisico, pur rimanendo legati il primo alla scala delle frequenze ed il secondo alla scala dei tempi (Fig. 1.8).

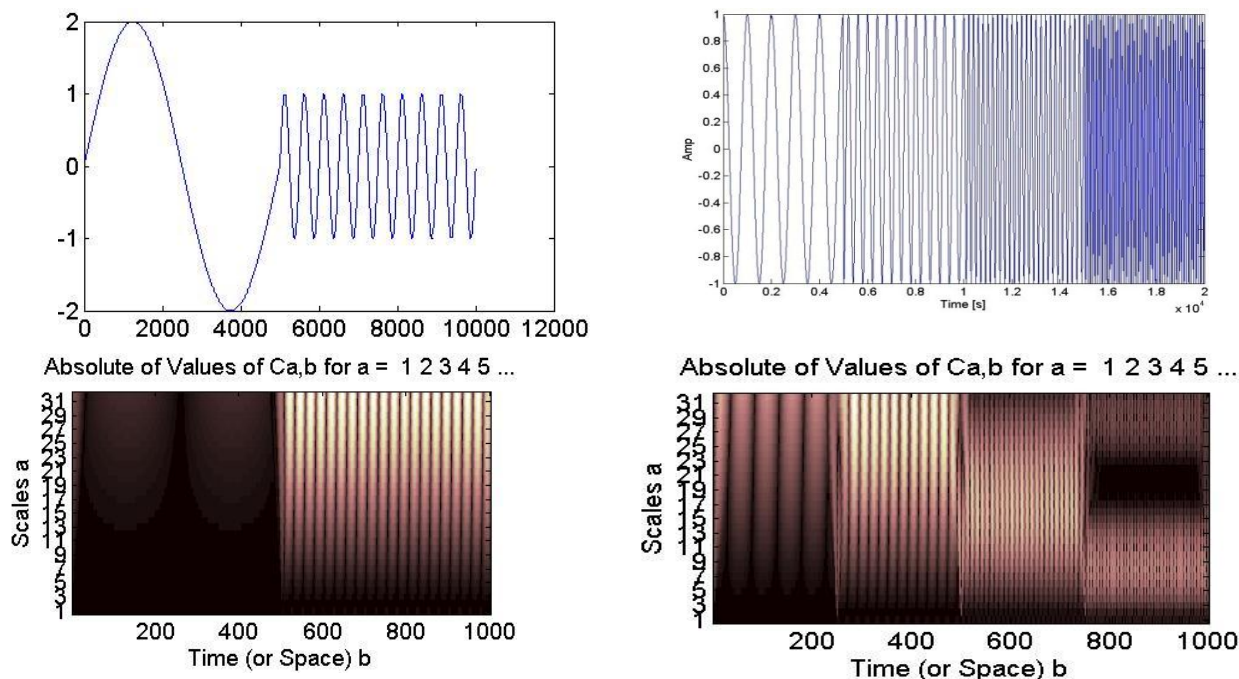


Fig. 1.8 Rappresentazioni CWT sui segnali di esempio di Fig. 1.2-Fig. 1.5

Per questi motivi l'analisi CWT risulta una tecnica promettente e notevolmente diffusa nei sistemi di trattamento di segnali digitali (DSP), quali il denoising di immagini e gli algoritmi di compressione dati.

1.2.3 Rappresentazione Wigner-Ville

Questo metodo è stato sviluppato nella prima metà del secolo scorso per problematiche inerenti la meccanica quantistica. Si basa sul calcolo del prodotto interno fra segnale di interesse moltiplicato per il suo coniugato analitico e l' f -esimo elemento della base di Fourier. Il coniugato analitico di un segnale consiste nel trasformato tramite Hilbert, cioè utilizzato la notazione fasoriale, il fasore controrotante e con fase opposta.

$$W[x]_{(t,f)} = \int_{-\infty}^{\infty} x_{(t+\tau/2)} x_{(t+\tau/2)}^* e^{-2\pi f\tau} d\tau \quad (1.6)$$

Tramite questo procedimento è possibile ottenere una rappresentazione tempo-frequenza di risoluzione massimale pari sia nel dominio del tempo che in quello delle frequenze al numero di campionamenti effettuati, di contro i risultati ottenuti presentano spesso una difficile interpretazione fisica (Fig. 1.9).

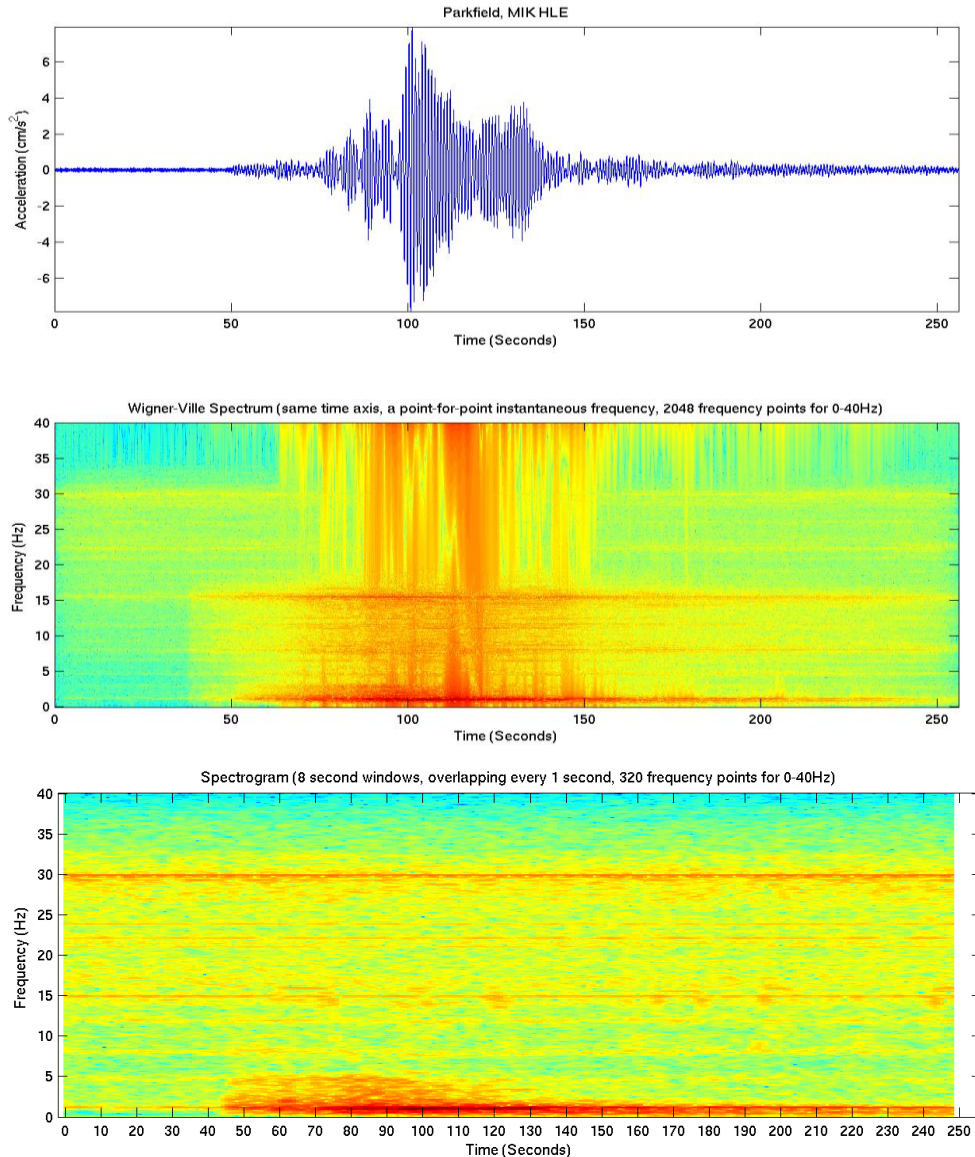


Fig. 1.9 Confronto fra analisi Wigner-Ville e STFT

L'algoritmo originale *WVT*, qui presentato, è stato migliorato negli anni tramite varie tecniche di filtraggio numerico per fornire indicazioni più significative della realtà fisica rappresentata.

Nel complesso i metodi *tempo-frequenza* garantiscono uno strumento versatile che consente di svolgere varie tipologie di analisi in modo accurato e dettagliato; Il loro campo di applicazione riguarda catene di misura ad elevata banda passante come ad esempio quelle accelerometriche e microfoniche.

Le metodologie di diagnosi per motori a combustione che utilizzano l'analisi tempo-frequenza di emissioni vibro-acustiche, pertanto, sono strumenti maturi che trovano larga applicazione sia per quanto riguarda l'analisi non intrusiva nei sistemi di combustione e iniezione che lo sviluppo di contromisure in ambito *Noise and Vehicle Harshness* come ancora applicazioni di tipo *Failure Analysis* su macchine rotanti di diversificata tipologia [7-8] .

1.3. Sistemi Dinamici Multi Inputs Multi Outputs

L'utilizzo di modelli dinamici SISO in ambito ingegneristico determina sempre un'approssimazione della fisica del processo molto grossolana, che si accoppia male alla crescente disponibilità di risorse hardware e software facilmente spendibili per il miglioramento del risultato ricercato.

Prendendo ad esempio un sistema di controllo estremamente semplice quale può essere un termostato industriale, abbandonare una logica *single input* introducendo oltre alla lettura termometrica operata anche un ingresso ausiliario capace di manifestare l'incertezza associata alla trasduzione (*filtro di Kalman*), consente di aumentare notevolmente la prestazione del sistema o parimenti permette l'utilizzo di sensoristica più economica a parità di prestazione complessiva.

Rimanendo nell'ambito dei sistemi *LTI* un processo Multi Ingresso Multi Output [5-6] può essere descritto tramite la rappresentazione di spazio di stato nel seguente modo:

$$\begin{aligned}\vec{x}(t) &= A\vec{x}(t) + B\vec{u}(t) \\ \vec{y}(t) &= C\vec{x}(t) + D\vec{u}(t)\end{aligned}\tag{1.7}$$

In questo lo stato x , l'ingresso u e l'uscita y sono grandezze vettoriali e i parametri di trasferimento A, B, C, D divengono matrici di dimensione opportuna.

Come brevemente accennato, gli ingressi possono essere grandezze fisiche o no, come ad esempio non lo sono le variabili stocastiche correlate alla gestione delle incertezze del modello.

Convenzionalmente la notazione utilizzata per la descrizione della dinamica dei sistemi lineari si riferisce al semplice modello scalare ingresso- uscita; Il passaggio ad un sistema multi -ingresso richiede solamente l'adeguamento della dimensione dei termini coinvolti (sistema *Multi Ingresso Singolo Output*).

Nel caso si vogliano valutare nel modello diverse uscite indipendenti, sarà possibile definire un sistema *MISO* per ognuna di queste, così facendo sarà possibile allora ricavare il sistema MIMO dalla composizione delle sue singole proiezioni sulle varie uscite .

1.3.1 Identificazione parametrica di sistemi MIMO tramite analisi regressiva

In termini più generali puntando l'attenzione sulla qualità dei legami causa effetto del processo esaminato, il sistema dinamico MIMO che lo rappresenta può essere anche descritto considerando la dipendenza fra le serie numeriche che costituiscono la sua evoluzione

temporale, movimento in ingresso e risposta in uscita, dall'istante iniziale fino al generico istante i -esimo tramite la (1.8).

$$A(q)\vec{y}(t) = \frac{B(q)}{F(q)}\vec{u}(t) + \frac{C(q)}{D(q)}\vec{e}(t) \quad (1.8)$$

Questa scrittura utilizza una notazione compatta (1.10) per indicare le somme dei prodotti che coinvolgono le serie temporali delle *realizzazioni* degli ingressi delle uscite y e degli errori e che vengono pesate attraverso opportuni coefficienti a_i .

$$A(q)x(t) = a_0 + a_1x(t-1) + a_2x(t-2) + \dots + a_nx(t-n) \quad (1.9)$$

La struttura numerica così descritta può essere declinata secondo varie forme operative di diffuso utilizzo ingegneristico.

Polynomials Used in (4.33)	Name of Model Structure
B	FIR (finite impulse response)
AB	ARX
ABC	ARMAX
AC	ARMA
ABD	ARARX
$ABCD$	ARARMAX
BF	OE (output error)
$BFCD$	BJ (Box-Jenkins)

Fig. 1.10 Modelli regressivi di uso comune [6]

Ad esempio volendo esplicitare la scrittura di una struttura modellistica di tipo ARX (1.10)

$$y(t) + a_1y(t-1) + \dots + a_ny(t-n) = b_1y(t-1) + \dots + b_my(t-m) \quad (1.10)$$

se ne deduce che è possibile determinare, *sotto alcune ipotesi*, l'uscita attuale del processo y_t tramite *esclusivamente* la conoscenza della serie di coefficienti pregressi A, B . Questi ultimi possono essere ricavati tramite un metodo di interpolazione in grado di confrontare la realizzazione storica dell'uscita con il valore predetto dal modello.

Solitamente allo scopo si utilizzano algoritmi di ottimizzazione multivariabile ai minimi quadrati [5-6], per il successo dell'operazione è necessario possedere *realizzazioni* dell'ingresso e dell'uscita di opportuna estensione e qualità.

La procedura accennata prende il nome di identificazione parametrica, nel caso specifico questa è effettuata tramite serie regressive *ARX (Auto Regressive Analysis with Xogenous inputs)* e consente sotto opportune ipotesi di regolarità di formulare un modello numerico del processo prescindendo dalla realtà fisica del problema in esame; Infatti queste metodologie sono alla base delle tecniche di modellazione black-box particolarmente utili e diffuse ad esempio in sistemi a molti o moltissimi gradi di libertà dove lo sviluppo di una trattazione analitica del processo risulterebbe non conveniente o del tutto preclusa.

Nel complesso tre elementi costituiscono un metodo identificativo per lo sviluppo di un modello black-box: un data set delle realizzazioni delle grandezze di interesse, una struttura regressiva di riferimento, un modello di interpolazione dei parametri.

Attualmente vi è molto interesse riguardo questi metodi che basandosi su di una crescente disponibilità di dati (*big data*) sono in grado di fornire "consiglieri esperti" automatizzati che affinano di volta in volta l'efficacia del calcolo durante il funzionamento (*Machine Learning*) delineando scenari sorprendenti o anche inquietanti (*IBM Watson*).

In campo motoristico le metodologie identificative rappresentano sicuramente un potente strumento di analisi e diagnosi; Un risultato importante a tal proposito riguarda la possibilità di approcciare con successo anche sistemi non lineari di notevole complessità mantenendo elevata accuratezza ed affidabilità ricorrendo ad opportune formulazioni [5].

A tal proposito ho sviluppato un metodo capace di offrire importanti risultati nell'analisi del funzionamento di un combustore a biomassa legnosa [115].

La fenomenologia fisica coinvolta nei processi relativi al funzionamento di una fornace a griglia mobile è particolarmente complessa, tale complessità è inoltre accentuata dalla multiscalarità del problema e dalle "rigide" non linearità del problema tanto da rendere, ad oggi, inefficace la modellazione numerica del reale funzionamento di questi impianti; nonostante ciò è stato possibile implementare una tecnica che tramite analisi regressiva individua una rete filtrante di tipo MIMO e permette la correlazione dei legami ingresso-uscita di interesse con notevole accuratezza (Fig. 1.11). In particolare consente la predizione della risposta dell'impianto al movimento degli ingressi nel medio orizzonte temporale permettendo la sintesi di strategie di controllo avanzate e notevolmente più sofisticate di quanto accade con gli attuali controllori industriali SISO-PID.

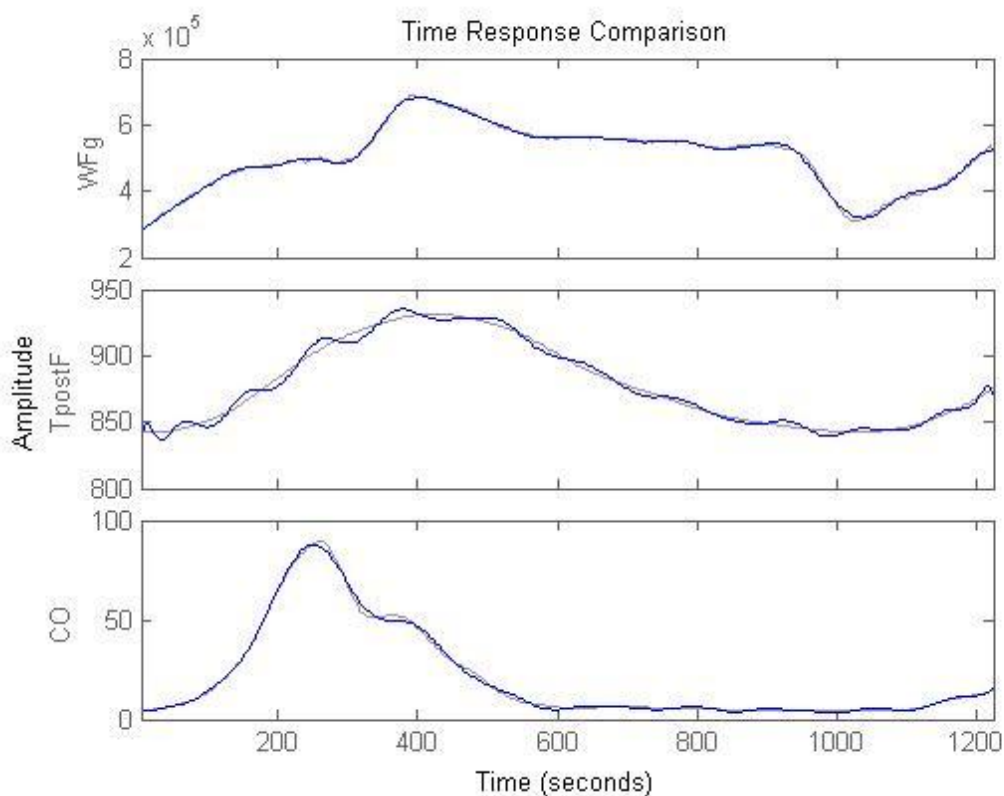


Fig. 1.11 Confronto fra realizzazione temporale (grigio) e modellazione predittiva MIMO (blu) del funzionamento della fornace a griglia mobile [115].

Tuttavia l'onere computazionale coinvolto nella formulazione regressiva di sistemi MIMO è elevato. A tal scopo è auspicabile limitare l'identificazione *black-box* e ricorrere invece a formulazioni *grey-box* sfruttando le relazioni offerte dalla modellistica fisica disponibile in merito al processo considerato; ad esempio delineando la struttura delle equazioni che ne reggono un possibile spazio di stato e rivolgendo analisi regressiva verso l'ottimizzazione dei parametri incogniti.

Dato l'onere computazionale richiesto, l'utilizzo di metodi regressivi in ambito di controllo real-time richiede lo sforzo di implementare questi algoritmi per svolgere i calcoli necessari nei tempi opportuni anche su processori industriali. I controllori industriali di tipo FPGA garantiscono un elevato grado di parallelismo computazionale e sono pertanto i candidati ottimali per accogliere e svolgere con successo questa tipologia metodica.

1.3.3 Diagonalizzazione di sistemi MIMO tramite Independent Component Analysis

E' una tecnica moderna finalizzata ad effettuare analisi selettive su data set complessi, si vocifera sia alla base dell'algoritmo segreto che permette al motore di ricerca Google di effettuare le ricerche con la disarmante precisione di cui tutti abbiamo esperienza.

Un esempio particolarmente esaustivo a riguardo è presentato dai maggiori esperti della materia [49] nel loro sito web, che consiglio vivamente di visitare.

(http://research.ics.aalto.fi/ica/cocktail/cocktail_en.cgi).

L'esempio presentato riporta il problema del *cocktail party* nel quale un partecipante assiste a una discussione che avviene in lontananza. La capacità umana di selezionare il significante dalla perturbazione acustica complessiva ricevuta come ascoltatore e attribuirlo in modo univoco ai vari interlocutori è notevolissima, basti pensare ai musicisti che fanno di questa capacità un fondamento del proprio lavoro.

Un metodo strumentale convenzionale invece incontra non poche difficoltà a replicare il risultato di separazione ottenuto dalla catena di misura umana per l'esempio applicativo sopra descritto. Per esempio anche un raffinato metodo *tempo-frequenza* potrebbe mostrarsi inefficace per la contemporaneità delle diverse sorgenti (gli interlocutori) che risultano sostanzialmente isofrequenziali (range voce umana= 200Hz 5kHz).

La tecnica ICA, ricorrendo a considerazioni di tipo probabilistico, è invece in grado di effettuare un'efficace separazione delle sorgenti mescolate, sebbene restituisca i segnale delle sorgenti adesso demiscelati dal mix in ricezione affetti da alcune patologie.

La più gravosa riguarda la perdita delle informazioni relative all'ampiezza dei segnali demiscelati. Questi vengono tutti restituiti con la medesima ampiezza normalizzata. La seconda patologia della tecnica ICA riguarda l'incapacità di discernere un ordine gerarchico univoco nel demiscelamento poiché l'algoritmo utilizza delle permutazioni iterative nel suo procedere

Nonostante ciò la tecnica ICA rimane uno strumento diagnostico formidabile e di notevole interesse, soprattutto in ambito elettromedicale. In ambito motoristico è stata utilizzata con successo in svariate applicazioni [47-64] come ad esempio la separazione di sorgenti indipendenti dalla emissione vibro acustica al fine di demiscelare il contributo dovuto allo sviluppo di pressione in camera (rumore di combustione) dai contributi dovuti ai vari fenomeni impulsivi in atto (Fig. 1.12) (pistonslap, urti su distribuzione) e da quello del sistema di iniezione [55].

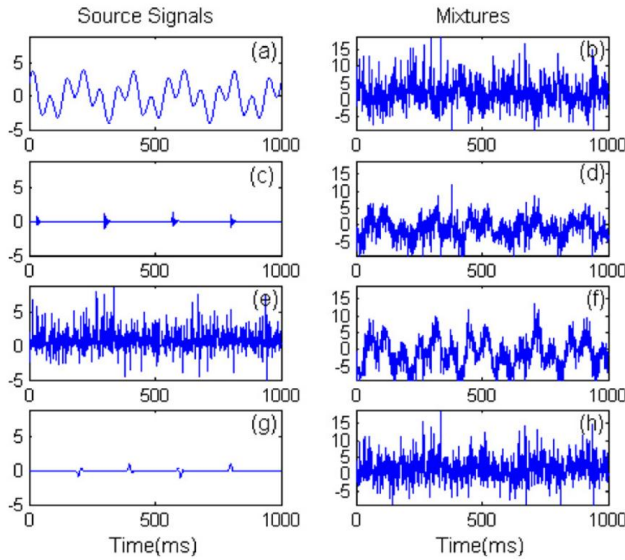


Fig. 7. Air-borne acoustic signals for two crank revolutions of the engine.

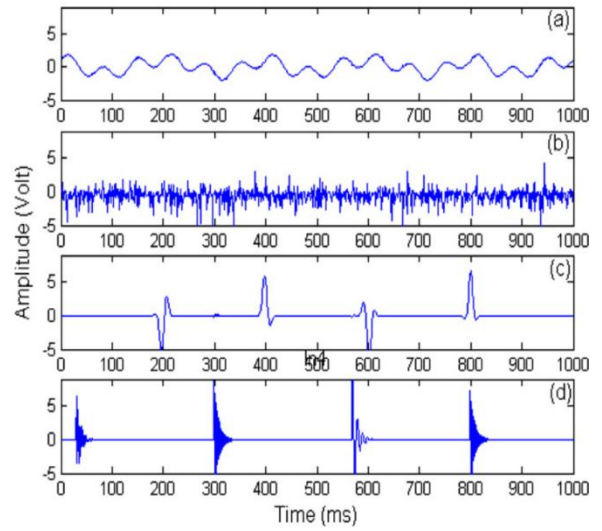
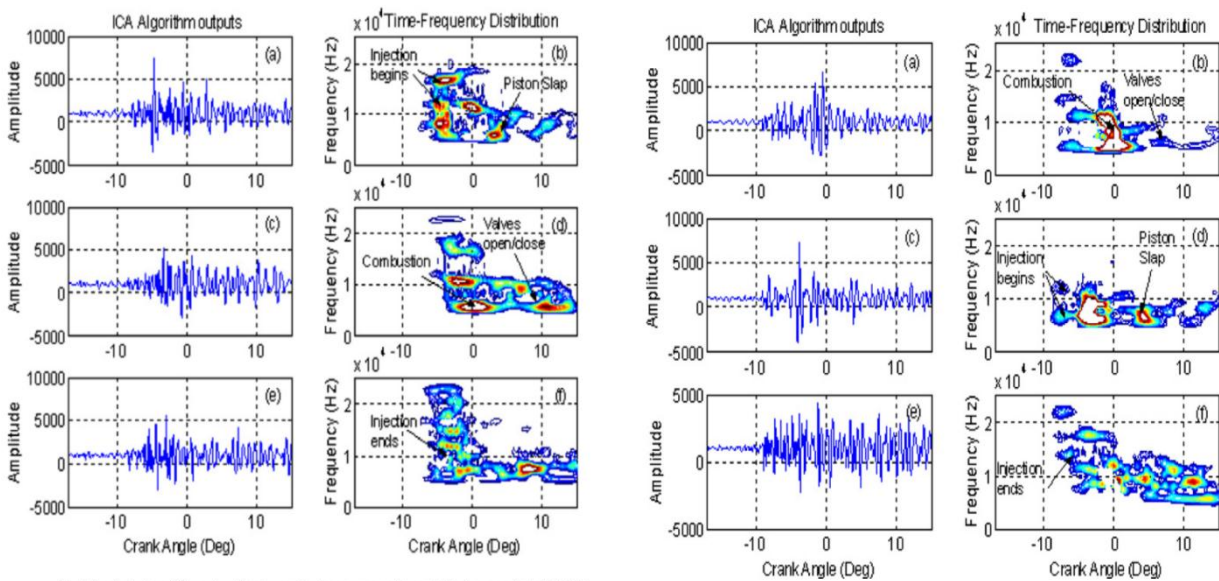


Fig. 8. Separated air-borne acoustic signals.

Fig. 1.12 Applicazione della tecnica ICA in un motore a combustione interna [55]

Un precedente interessante presente in letteratura riguarda l'utilizzo sinergico della tecnica ICA per la separazione di sorgenti vibro acustiche che vengono quindi reinterpretate con una rappresentazione Wigner-Ville. Questo procedimento restituisce un risultato particolarmente significativo a fini diagnostici poiché permette di individuare in modo sorprendentemente preciso le anomalie dalle condizioni di normale funzionamento. Nel caso riportato in figura (Fig. 1.13) ci si riferisce alla diagnostica del sistema di iniezione rispetto alle condizioni di funzionamento normale ed anomalo [60].



Healthy injector ICA output independent components and their associated WVD.

Faulty injector ICA output independent components and their associated WVD.

Fig. 1.13 Metodologia diagnostica tramite tecnica ICA del sistema di iniezione [60]

2. Metodologie di diagnosi non intrusiva

2.1. Diagnosi basate su catene di misura vibro-acustiche

Queste metodologie [9-46] hanno un ruolo importante e centrale fra i metodi di diagnosi non intrusiva per i sistemi meccanici e non (es. diagnosi cliniche ecografiche). Il principio di funzionamento riguarda il meccanismo di propagazione di una sollecitazione attraverso un mezzo trasmissivo elastico quindi la ricezione di questa sollecitazione su di un'opportuna catena di misura.

La meccanica classica e la teoria dei segnali offrono un valido supporto nella chiusura analitica del problema trasmissivo, qualora siano note le caratteristiche di due dei tre elementi coinvolti, rispettivamente: sollecitazione, caratteristica mezzo trasmissivo, segnale ricevuto.

Questo ragionamento, seppur sempre valido, perde progressivamente efficacia abbandonando i sistemi meccanici semplici (es. diapason, risuonatore Helmholtz) e rivolgendo l'analisi verso sistemi meccanici notevolmente complessi quali sono i motori endotermici contraddistinti da un elevatissimo numero di gradi di libertà.

La tecnica motoristica, tuttavia, fin dai suoi esordi fa affidamento sul rilievo della radiazione vibro-acustica prodotta dai motori durante il funzionamento per espletare analisi diagnostiche di diversificata tipologia.

Storicamente i primi precedenti riguardano la diagnosi di anomalie di accensione effettuate a orecchio nudo, per poi passare con l'avvento dei motori *S.I.* turbo compressioni al rilievo dell'insorgere dei fenomeni di detonazione; quindi i metodi moderni che sfruttano sofisticati algoritmi di condizionamento del segnale consentiti dalla crescente capacità di calcolo disponibile, come ad esempio non esaustivo in figura (Fig. 2.1)

Table 1
Chronological summary of selected engine AE diagnostic studies.

Author	Year	Engine type or component rig	Study summary
Fog et al. [4]	1999	MAN B&W 2 stroke 500 mm bore 4 cyl diesel	PCA approach to detecting valve leakage/burn through
Sharkey et al. [28]	2000	4 stroke 2 cyl diesel, 10.4 kW at 3000 rpm (type not specified)	AE, vibration and pressure sensor fusion diagnostics using neural net
Gill et al. [5]	2001	Perkins 4 cylinder turbocharged T1004 4 HSDI, 135 hp at 2500 rpm	Supply pressure injector faults
El Ghamry et al. [6]	2003	0.5 MW 8 cyl turbocharged SI, and 76 kW 4 cyl HSDI diesel	Statistical properties of AE signals, valve and gasket faults
Pontoppidean and Larsen [29]	2003	Man B&W (unspecified)	Comparison of various PCA/ICA techniques
Frances et al. [7]	2004	Lister Petter 4X90 HSDI diesel engine, 1000 3000 rpm, 19 33 kW	Supply pressure injector faults and gasket leak
Robertson et al. [17]	2004	MAN B&W 2 stroke diesel, 600 mm bore	Wave propagation studies using lead break for AE source identification
Pontoppidean et al. [9]	2005	MAN B&W 2 stroke diesel	BSS/MFICA using AE, fault mode distinguished but not described
El Ghamry et al. [8]	2005	MAN B&W 2 stroke diesel, and Perkins 4 cylinder 102 hp diesel	Cepstrum of AE for indirect measurement of cylinder pressure
Nivesrangsan et al. [18]	2005	Perkins 74 kW 4 cyl diesel engine, also representative geometries	AE source location using array of sensors, lead break tests, and various geometries
Douglas et al. [11]	2006	MAN B&W 2 stroke 600 mm bore diesel and Perkins 74 kW 4 cyl diesel	Piston/ring tribological interactions
Douglas [12]	2007	6 different engines, mostly large 2 stroke marine diesels (also 4 stroke)	Piston/ring tribological interactions and survey of other AE sources
Nivesrangsan et al. [20]	2007	Perkins 74 kW 4 cyl diesel engine, also representative geometries	Geometry effects in AE source location (2nd part)
Nivesrangsan et al. [19]	2007	Perkins 74 kW 4 cyl diesel engine, also representative geometries	Comparison of velocity based and energy based source location techniques
Inayatullah et al. [30]	2010	1 cyl 4 stroke, water cooled diesel engine	Measured AE correlates with engine oil viscosity
Wu et al. [10]	2010	Ford 47 kW four stroke, 4 cylinder diesel engine	BSS/MFICA of AE to distinguish signals from adjacent cylinders
Elamin et al. [31]	2010	Ford FSD 425 4 cylinder, four stroke, in line OHV, DI diesel	Study of exhaust valve clearance
Elamin et al. [32]	2010	JCB 444T2 4 cylinder, four stroke, 74 kW turbocharged DI marine diesel	Blocked injector to cause misfire in one cylinder and varying fuel supply pressure
Lin and Tan [13]	2011	Perkins 404C 22, 4 stroke, 4 cylinder diesel, 15 kW output	AE and vibration signal comparison across range of loads
Lin et al. [14]	2011	Perkins 404C 22, 4 stroke, 4 cylinder diesel, 15 kW output	Faulty injector, pintle ground down detectable in AE only at full load
Lowe et al. [15]	2011	Cummins 4 stroke, 5.9 L, 6 cylinder turbocharged DI diesel	Detects diesel knock induced by ethanol fumigation
Nagata et al. [21]	2012	Sleeve on plate tribometer test	White metal plain bearing liners
Abdou et al. [22]	2012	Fuel injector rig	Initial attempts to correlate AE signal features with an injector pressure
Wu [33]	2013	Perkins 404C 22, 4 stroke, 4 cylinder diesel, 15 kW output	"Semi BSS" approach to separate signals from various cylinders
Lowe [16]	2013	Cummins 4 stroke, 6 cyl turbo DI diesel, and Perkins 4 cyl 15 kW diesel	AE characteristics of injectors, diesel knock, valve lash settings, piston slap
Alam [34]	2013	Wartsila Sulzer 10RTA84C 55,100 HP at 102 RPM	Sensor comparison to detect ring/liner adhesive wear in large diesels
Elamin [35]	2013	JCB 444T2 4 cylinder, four stroke, 74 kW turbocharged DI marine diesel	Simulation and modeling of piston slap and lubrication, with consideration of injection
Jafari et al. [23]	2014	Cylinder head flow rig	AE resulting from valve leakage flow

Fig. 2.1 Metodologie diagnostiche basate su catene di misura vibro acustiche [44]

Dal punto di vista strumentale è possibile distinguere tra le misure effettuate con trasduttori accelerometrici da quelle che utilizzano sensori microfoniche: le prime vengono effettuate con dispositivi piezo elettrici caratterizzati da elevatissima banda passante, la misura ottenuta può essere quindi integrata nel dominio del tempo per fornire l'informazione di spostamento che

diviene allora compatibile con l'informazione di emissione sonora ottenibile da una catena di misura microfonica; Queste ultime utilizzano un trasduttore dinamico o capacitivo, e rispetto alle prime pagano una minore banda passante con migliori caratteristiche metrologiche e costo inferiore.

Tuttavia il trasduttore di accelerazione è in grado di offrire una lettura di emissione vibrazionale più diretta di quanto accade con un sensore microfonico, questo, infatti, perviene al medesimo segnale vibrazionale solo a valle dell'azione filtrante operata dall'ambiente di emissione; che è tipicamente riverberante se si escludono i pochi studi effettuati in camere anecoiche.

Complessivamente entrambi i metodi appaiono notevolmente attraenti sia in campo industriale che metrologico per la diagnosi di motori endotermici grazie alla robustezza della catena di misura utilizzata ed il suo basso costo. Queste caratteristiche garantiscono ampio margine per il successo di procedure di retrofitting su dispositivi già in uso.

Una ulteriore possibilità risiede nell'utilizzo di misure vibro-acustiche non tanto per la diagnosi del processo termico in se ma in ambito *Noise and Vehicle Harshness*.

Individuando quindi la dipendenza dell'emissione totale prodotta dall'impianto da particolari condizioni operative e/o soluzioni costruttive è possibile affinare le dovute contromisure per ridurre l'impatto dovuto alla trasmissione di potenza meccanica verso un bersaglio sensibile quale ad esempio l'utente/operatore di un sistema di autotrazione o un componente del sistema stesso la cui affidabilità è gravata dalla sollecitazione ondulatoria imposta.

Qualitativamente il condizionamento della misura vibro-acustica differisce riguardo alla prospettiva semantica con cui la si affronta. La radiazione acustica di un meccanismo complesso come un motore a combustione è parimenti complessa, risulta pertanto cruciale individuare un meccanismo analitico/numerico capace di separare dalla radiazione globale il contenuto significativo rispetto alla quota parte di rumore presente tramite le metodologie adatte o adattate come quelle menzionate dal Cap.1.

In quest' ambito saranno allora sviluppati e commentati i due seguenti esperimenti che ritengo personalmente promettenti in ambito scientifico:

- Separazione dalla radiazione totale delle componenti spettrali di emissione dovute alla velocità istantanea e al rumore di combustione;
- Analisi regressiva multiparametrica MIMO coinvolgendo l'emissione acustica al fine di elaborare un modello del processo di tipo *control-oriented*.

2.2. Diagnosi tramite il metodo della velocità istantanea

Un'ulteriore possibilità di indagini diagnostiche non intrusive sui motori a combustione interna riguarda l'utilizzo di catene di misura di tipo *tachimetrico*[65-114]; Queste sono contraddistinte da vantaggi di tipo operativo rispetto alle più sofisticate catene accelerometriche poiché notevolmente più robuste e economiche. Le prime infatti sfruttano componentistica già

largamente diffusa e sperimentata in ambito industriale (ad esempio per il controllo assi di macchine CNC).

Una catena di misura tachimetrica consiste di un sensore di posizione angolare, tipicamente elettromagnetico (encoder) e un decoder digitale di tipo TTL ad alta frequenza; La catena così descritta misura propriamente le posizioni angolari, è necessario quindi un condizionamento opportuno per ottenere la misura di velocità istantanea dell'albero (*Istantaneous Angular Speed*).

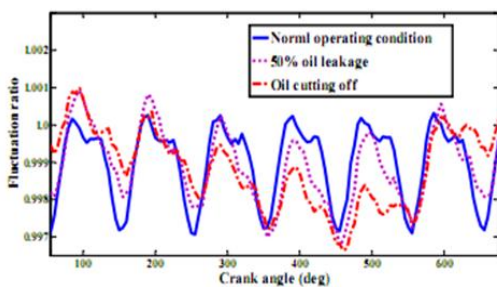
Durante l'esperienza trascorsa presso l'istituto VUT (Brno,CZ) ho intrapreso lo studio e lo sviluppo delle possibilità metrologiche offerte dalle catene di misura tachimetriche, in quel preciso contesto mi è stato proposto di sviluppare un metodo adatto al rilievo delle microvibrazioni angolari che si manifestano negli accoppiamenti dentati (Cap.3).

Il metodo tachimetrico che ho sviluppato considera invece il tempo di volo per ogni settore dell'encoder (profilo di velocità) tramite un contatore hardware ad alta velocità su CPU FPGA, quindi. La catena di misura è completata da un algoritmo numerico che tramite una demodulazione di fase permette di separare la velocità angolare media restituendo quindi tramite integrazione nel tempo il profilo di posizione richiesto con la sensibilità voluta rivelando i disturbi cinematici imputabili all'errore di trasmissione.

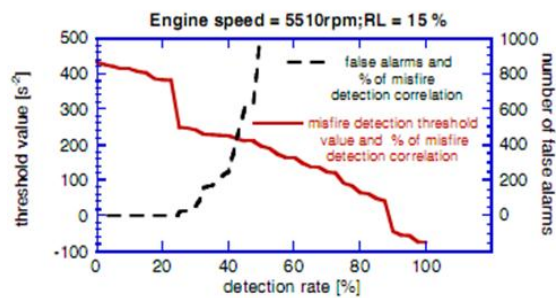
Il metodo sviluppato, e qui brevemente descritto, è un particolare esempio di utilizzo della tecnica *Istantaneous Angular Speed* che consiste in una misura ad alta risoluzione della velocità angolare di un albero in rotazione.

La tecnica è attualmente utilizzata in campo motoristico per ricavare informazioni inerenti lo sviluppo di pressione nei cilindri e la coppia motrice istantanea fornita. Per ottenere questo risultato generalmente è necessario pesare la misura di velocità istantanea (più propriamente la sua derivata) tramite un fattore di inerzia rotazionale ottenuto per via numerica o sperimentale. La definizione analitica del fattore inerziale (*Appendice A*) non è semplice e diventa di cruciale importanza per l'applicazione del metodo ai motori veloci.

Un approccio di successo ricorre alla nozione di velocità sintetica [70-77] per eliminare le non linearità esistenti tra le perturbazioni dei momenti utili ad opera dell'azione di spinta dei gas e le conseguenti perturbazioni di velocità istantanea dell'albero motore



The original IASFR waveforms of the diesel engine under normal and faulty operating conditions.



Misfire detection threshold value and corresponding number of false alarms, versus the percentage of detected misfires.

Fig. 2.2 Metodologie diagnostiche basate su IAS [82,77]

La particolarità della tecnica *IAS* consiste in una notevole risoluzione angolare della lettura, inoltre è capace di evidenziare dal profilo di velocità dell'albero motore i contributi dovuti ai singoli cilindri nei motori pluricilindrici tramite un solo trasduttore

Pertanto si qualifica come un metodo particolarmente adatto a realizzare metodologie diagnostiche *on-board* per robustezza e facilità di installazione oltre che per le proprietà metrologiche già menzionate menzionate.

La pratica di ottenere informazioni diagnostiche derivanti dal profilo di velocità è un argomento trasversale che coinvolge non solamente i motori a combustione ma la totalità delle macchine rotanti attinente la pratica del *Machine Condition Monitoring*[7-8].

Dal punto di vista metrologico questa tecnica beneficia della convenienza di utilizzare una catena di misura semplice, robusta e per di più solitamente già presente a bordo ma deputata a funzioni di controllo necessarie al funzionamento della macchina stessa (es. anticipo di ignizione/iniezione nei motori a combustione).

Nello specifico questa catena di misura è costituita da una ruota fonica, un contatore elettronico e un dispositivo di condizionamento a microprocessore, importante sottolineare che potendo ottenere il rilievo di velocità istantanea tramite il rapporto fra le misure di angoli e tempi noti, è sufficiente incrementare la frequenza di clock del contatore elettronico per migliorare la sensibilità del metodo di misura.

Dato il trend di sviluppo dei dispositivi a microprocessore il margine di miglioramento futuro associato a questa tecnica è notevole.

Nella sua declinazione pratica la metodologia si rivolge verso due tematiche eventualmente complementari:

- Ricerca di anomalie di regimi ciclostazionari (cedimenti strutturali, *transmission error*, *misfire*) [75];
- Ricerca della caratteristica di accoppiamento motore-utilizzatore, nel caso in cui almeno uno dei due componenti sia discontinuo (lettura dinamometrica indiretta) sfruttando la conoscenza della risposta dinamica rotazionale del dispositivo [65].

L'applicazione del metodo alla diagnosi del funzionamento dei motori a combustione interna incontra le difficoltà di confrontarsi con un cinematismo complesso in moto non stazionario.

Il primo aspetto si traduce nella difficoltà di definire un modello dinamico esplicito in grado di correlare l'azione della forzante termodinamica al profilo di velocità dell'albero motore; La tipica non stazionarietà di funzionamento nei motori per autotrazione complica la possibilità di separare le peculiarità del profilo di velocità istantanea rispetto alle informazioni relative al moto d'insieme del dispositivo.

In ogni caso le possibilità offerte dal metodo *IAS* nell'abbinare estrema sensibilità metrologica e minimo impegno di installazione divengono estremamente allettanti per implementare

procedure non solamente inerenti alla diagnosi del processo combustivo nella sua interezza ma anche alla diagnosi di funzionamento dei suoi sottosistemi di alimentazione, iniezione e scarico.

Nel lavoro saranno quindi sviluppati gli argomenti relativi a:

- Proposta di un metodo di condizionamento per la misura IAS utile a fine diagnostici in campo automotive (Cap.3);
- Sviluppo di un modello dinamico rotazionale di un motore a combustione tramite tecniche regressive (Cap.4);

2.3. Metodi multi dimensionali

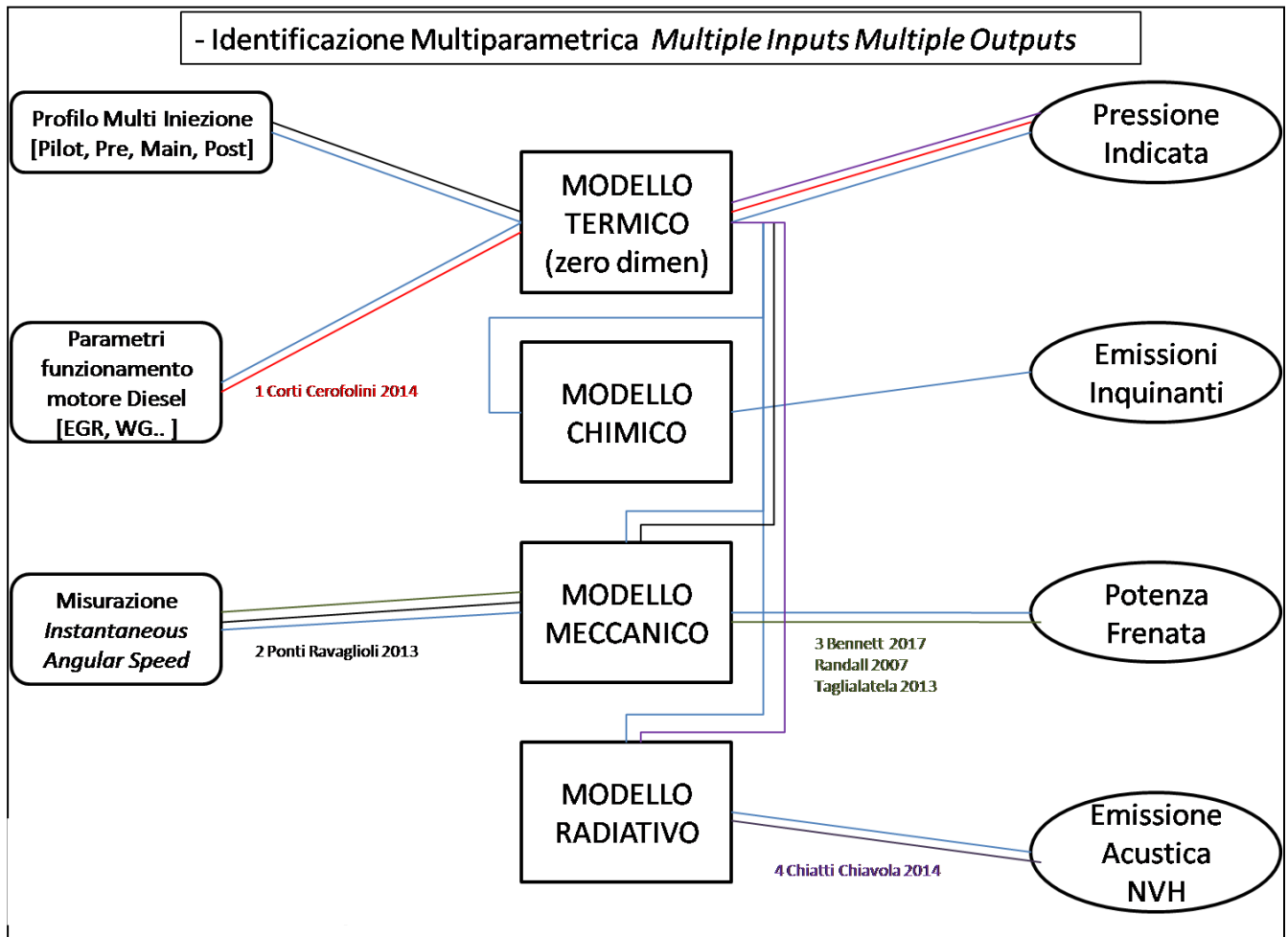


Fig. 2.2 Sviluppi metodologici multidimensionali di tipo MIMO

Il mio progetto per completare la tesi di dottorato con un'applicazione sperimentale prevede l'utilizzo di una metodologia di identificazione multi parametrica di tipo *Multiple Inputs Multiple Outputs* per la sintesi di modelli monodimensionali adatti o adattabili alla calibratura e al controllo di motori a combustione interna-

La struttura di modello regressivo multi parametrico richiede la definizione di due grandezze vettoriali rispettivamente come ingresso e come uscita del sistema; questa scelta è sostanzialmente arbitraria e dipende esclusivamente dal carattere che si vuole attribuire al modello ricercato.

Nella schematizzazione sopra proposta sono raggruppati a sinistra dei possibili ingressi e sulla destra delle possibili uscite da attribuire a grandezze motoristiche di interesse all'interno di una metodologia regressiva multi parametrica; Con questa disposizione un modello "di sintesi" può essere rappresentato come un percorso che vada dalla sinistra alla destra del diagramma, un modello "di diagnosi" procede in senso opposto, questa ultima schematizzazione proposta tuttavia non è rigida.

La prestazione degli algoritmi di regressione multi parametrica è notevole e permette di adattarsi fedelmente a modelli fisici anche notevolmente complessi come la combustione

eterogenea di una biomassa legnosa con precisione e affidabilità. Per questo motivo ritengo sia interessante l'applicazione del metodo identificativo ad una situazione di interesse motoristico permettendo:

1. Procedure avanzate di ottimizzazione numerica per la calibrazione di motori (virtualizzazione) sostituendosi all'attuale metodologia "*trials and errors*".
2. Lo sviluppo di modelli efficaci per l'utilizzo diretto su ECU inerenti i controlli ad anello chiuso.
3. Un sofisticato strumento di indagine sperimentale in grado di separare l'influenza dell'*i*-esimo ingresso sulla *j*-esima uscita (analisi parametriche).

Nel diagramma proposto sono tracciati dei percorsi che schematizzano delle significative attività sperimentali rintracciate in letteratura.

a) Virtualizzazione

Il percorso rosso riguarda un lavoro presentato da Corti e Cerofolini nel 2014 [94]. In questo si presenta un'analisi di tipo multiparametrico per la ricerca dei luoghi ottimali di funzionamento di un motore ad accensione comandata. La stessa missione può ovviamente essere eseguita utilizzando una tecnica regressiva MIMO per definire un modello data-based del motore sotto esame.

La disponibilità di un modello numerico affidabile ed aderente permetterebbe quindi di procedere più facilmente alla calibrazione effettuando l'ottimizzazione dei parametri di funzionamenti sul modello numerico piuttosto che utilizzando il dispositivo reale sotto banco prova.

Questa procedura potrebbe allora essere svolta su di un motore diesel sfruttando come ingressi parametri diversi, come ad esempio utilizzo EGR o apertura WG e quindi svolgerne l'ottimizzazione rispetto a un parametro obiettivo quale uscita del modello regressivo, ad esempio il consumo specifico o l'emissione di un'inquinante.

b) Integrazione ECU

Il percorso nero invece considera un altro approccio sperimentale [90] che utilizza la tecnica IAS per delineare metodologie di diagnosi on-board; Nel caso specifico viene sfruttata la misura del profilo di velocità istantanea dell'albero motore condizionata tramite un modello meccanico del motore stesso, per ottenere informazioni relative alla curva di rilascio del calore. In questo modo si prefigura la possibilità di effettuare correzioni ad anello chiuso per garantire che il profilo di iniezione sia adattato alle reali condizioni di utilizzo della macchina.

I metodi diagnostici che prevedono l'utilizzo di misure IAS garantiscono alta sensibilità e facile realizzazione nonché possibilità di retrofitting su veicoli già circolanti. Il loro utilizzo tuttavia è vincolato alla disponibilità di un modello inerziale del cinematismo motore, questo modello è di non facile realizzazione ed è suscettibile di essere affetto da numerose incertezze e non linearità. Notevole a tal proposito l'approccio [113] che provvede alla sintesi del modello meccanico tramite un'identificazione regressiva a scatola nera. Questa metodologia consente

un notevole miglioramento della sensibilità della IAS e inoltre permetterebbe, se utilizzata a bordo di ECU di risolvere le tempo varianze presenti (sporcamenti, usure etc.) e mantenere, tramite precise strategie, il modello regressivo aggiornato durante tutta la vita di funzionamento della macchina.

Un aspetto applicativo che ritengo interessante e non sviluppato in letteratura della tecnologia IAS riguarda la possibilità di sfruttare l'elevato potenziale di sensibilità metrologica della IAS per implementare algoritmi di diagnosi motoristica anche non strettamente legati alla qualità della combustione, ma piuttosto allo stato di servizio della macchina come ad esempio:

- Test di compressione: valutando la simmetria della curva di pressione tra compressione e espansione rispetto al punto morto superiore in assenza di combustione;
- Stato sistema di alimentazione: valutando il valore di pressione indicata al punto morto superiore in assenza di combustione o comunque in anticipo rispetto all'inizio della combustione;
- Stato sistema di scarico/ FAP: Rapportando la pressione indicata ottenuta con IAS e lo stato di occlusione del sistema di scarico.

c)Analisi parametriche

Riguardo il percorso viola [41] le metodologie di identificazione regressiva multiparametrica possono essere di aiuto nel rintracciare legami funzionali espliciti per la dipendenza tra l'emissione acustica del blocco motore e dei parametri di funzionamento (es. regime, carico, profilo di iniezione), questo apporto può essere utilizzato tanto in ambiti diagnostici che alla ricerca di strategie migliorative in un contesto NVH.

Da considerare ancora la possibilità interessante di procedere all'individuazione di modelli regressivi riguardanti la correlazione fra i parametri di funzionamento e il rilascio di emissioni inquinanti. Lo stato dell'arte infatti concentra notevole attenzione sulla calibrazione ottimale per centrare i vincoli imposti dalle severe regolamentazioni imposte in sede di omologazione; tuttavia, da quanto a me noto, tale calibrazione avviene per mezzo di un approccio a tentativi (trial and errors) sulla base delle esperienze tecniche acquisite quindi prescindendo dallo sviluppo di modellistica dedicata allo scopo.

Per questo motivo considero importante un eventuale tentativo di sottoporre a identificazione regressiva la dipendenza delle emissioni inquinanti dall'assetto termico del motore auspicando l'individuazione di relazioni utili tanto in fase di calibrazione quanto in eventuali strategie di controllo.

Il procedimento appena delineato incorre nel problema relativo alle differenze di scala temporale esistenti fra i tempi del processo combustivo e il tempo di risposta degli strumenti per il monitoraggio delle emissioni solide o gassose (0.1s).

Questa difficoltà potrebbe non essere insormontabile permettendo di giungere allo scopo prefissato e disporre così di un potente strumento software adatto anche a integrare con i propri risultati le conoscenze acquisite riguardo la produzione di agenti inquinanti durante i processi combustivi.

Concludendo l'integrazione sinergica di tipo multidimensionale basata su analisi regressiva è un progetto tanto ambizioso quanto promettente, per il quale identifico tre possibilità sperimentali che ritengo significative:

- Scomposizione con tecnica MIMO dell'emissione acustica di un motore diesel;
- Sviluppo della tecnica IAS e utilizzo per diagnosi "accessorie" (test alimentazione, scarico e compressione);
- Sviluppo di un modello chimico tramite identificazione regressiva per la previsione delle emissioni inquinanti.

3. Esperienze sperimentali di diagnostica non intrusiva T.E.Rig @Brno

3.1. Introduzione

Durante il secondo anno di partecipazione alla Scuola Dottorale mi è stata offerta la possibilità di collaborare per un periodo di sei mesi presso l'Istituto di Ingegneria dell'autoveicolo VUT di Brno (CZ). In questa esperienza è stato interessante considerare le diversità metodologiche e operative rispetto alla prassi delle attività di ricerca da me svolte a Roma3.

Il gruppo di ricerca cui sono stato affiancato si occupa di analisi delle vibrazioni di componenti trasmissivi in particolare motoriduttori in ambito *Noise and Vehicle Harsness*. Questa attività viene svolta operando nel campo delle simulazioni numeriche ad elementi finiti. In campo sperimentale il gruppo del VUT è particolarmente attivo nelle procedure di misurazione necessarie all'omologazione dei suddetti componenti per le industrie limitrofe del settore.

Valutando le mie precedenti esperienze mi è stato offerto dal gruppo del VUT il progetto di un sistema capace di rilevare l'errore di trasmissione cui è soggetta una coppia di ingranaggi durante il funzionamento. L'errore di trasmissione (*Transmission Error*.) [121-142] viene definito, in un dato istante, come la differenza fra la posizione angolare di due ingranaggi in opera e la posizione che questi assumerebbero nel caso di una trasmissione ideale [138]

L'errore di trasmissione viene imputato come principale responsabile della rumorosità delle trasmissioni meccaniche. Pertanto è un parametro di fondamentale importanza per le problematiche NVH [138], sia in fase di progetto che in generale per le procedure di diagnosi di accoppiamenti trasmissivi [123].

Gli effetti dell'errore di trasmissione in atto su di una coppia di ingranaggi possono essere osservati sia nel dominio del tempo che delle frequenze. Nel secondo caso si delinea una catena di misura complessa con l'*TE* come sorgente primaria di eccitazione quindi un mezzo trasmissivo (strutture metalliche e/o aria) dove viene rilevato lo spettro di emissione della sorgente per mezzo di trasduttori vibro acustici. Importante sottolineare come questo secondo

metodo di misura risente inevitabilmente della caratteristica filtrante del mezzo trasmissivo, e pertanto non è adatto a definire una metrica dell' TE in modo rigoroso.

Tradizionalmente delle misure proprie del TE vengono effettuate dai fabbricanti di organi dentati in condizioni statiche o quasi statiche utilizzando dei metodi in grado di apprezzare scostamenti angolari nell'ordine di $10e-4$ °, utili a definire la qualità delle lavorazioni effettuate nella produzione della dentatura.

Il lavoro che ho svolto durante la permanenza al VUT ha pertanto avuto come obiettivo le possibilità di fornire una lettura dell'errore di trasmissione, metrologicamente significativa, in condizioni dinamiche, quindi lo sviluppo di un banco prova sperimentale adatto allo scopo.

Il mio approccio è stato quello di indagare la possibilità di eseguire questa misurazione tramite il rilievo delle velocità istantanee della coppia d'ingranaggi presenti sul banco prova e strumentate con encoder elettromagnetici. In generale la possibilità di realizzare la misurazione della velocità angolare istantanea risulta allettante non solamente per valutazioni NVH di trasmissioni meccaniche ma anche per procedure di diagnosi non intrusiva su MCI [Cap. 2].

3.2. Errore di trasmissione di accoppiamenti meccanici

La definizione di errore di trasmissione proposta da Munro [122,139] è un concetto generale ed applicabile ad ogni tipologia di trasmissione meccanica e contempla lo scostamento, in un dato istante, fra la posizione angolare dell'organo mosso e quella che avrebbe lo stesso componente nel caso in cui l'intera trasmissione fosse ideale. Si teorizza la trasmissione ideale come meccanismo composto da elementi di rigidità infinita e tolleranza geometrica nulla (Fig. 3.1).

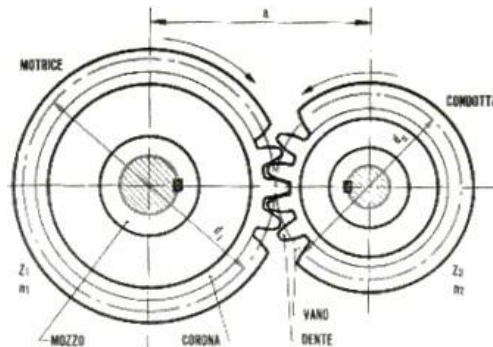


Fig. 3.1 Accoppiamento dentato ideale

Siano (ϑ_i, r_i, n_i) rispettivamente angolo, circonferenza primitiva e numero di denti di una ruota i -esima; per una trasmissione ideale:

$$\frac{\vartheta_{1(t)}}{\vartheta_{2(t)}} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{r_2}{r_1} \quad (3.1)$$

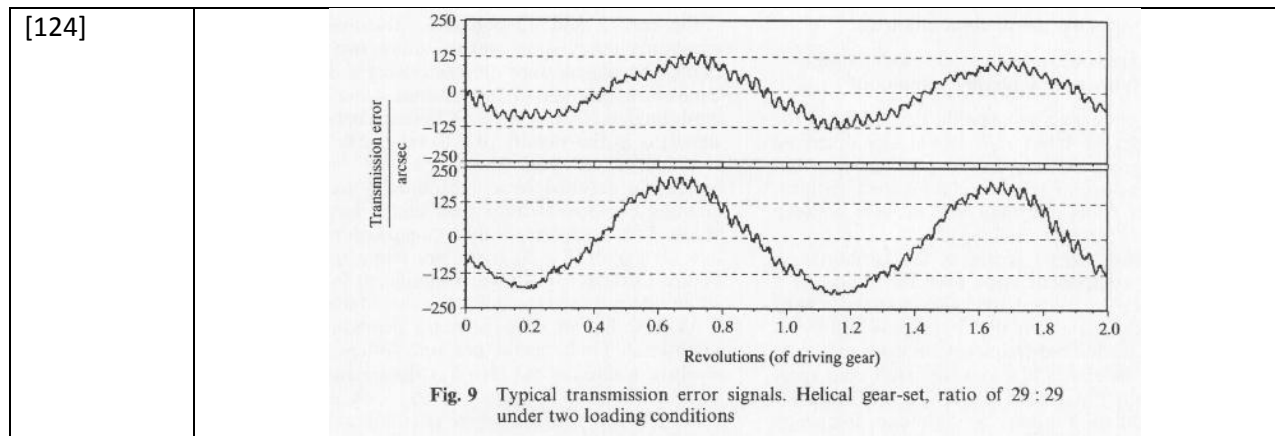
Mentre per una trasmissione reale

$$TE_{(t)} = \vartheta_{1(t)} - \frac{n_2}{n_1} \vartheta_{2(t)} \neq 0 \quad (3.2)$$

La definizione appena introdotta esprime il risultato del TE in radianti [124-128, 142]]. In letteratura [123, 131, 132, 135, 138, 139] spesso questa grandezza è riferita a una misura di scostamento lineare ottenuta tramite il valore della circonferenza di base della dentatura, cioè come misura dell'eccentricità fittizia.

$$TE_{(t)} = r_1 \vartheta_{1(t)} - r_2 \vartheta_{2(t)} \quad [\mu m] \quad (3.3)$$

Di seguito (Tab. 3.1) sono riportate alcune esperienze sperimentali di misura TE disponibili in letteratura.



[126]

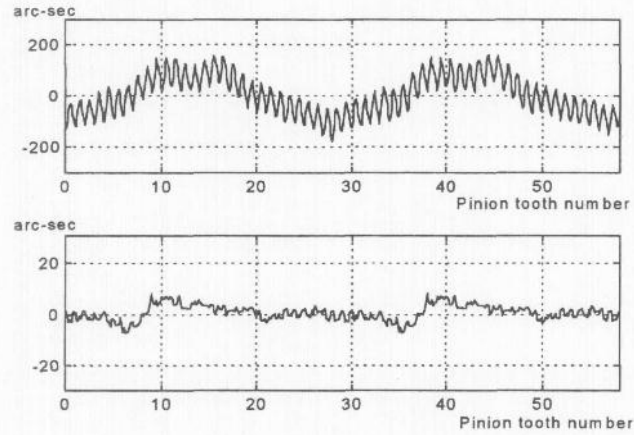


Fig. 8 Processed data (upper graph is true TE, lower graph is combined encoder error) for helical gear: 29:29, input shaft speed: 4 Hz, input shaft torque: 70 N m, 1/500 (mm/mm) shaft misalignment

[127]

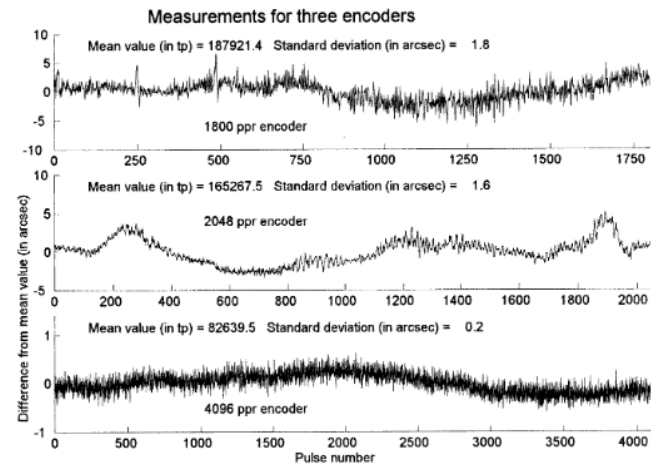


Figure 5. A temporal comparison of one revolution signal from three different encoders.

[134]

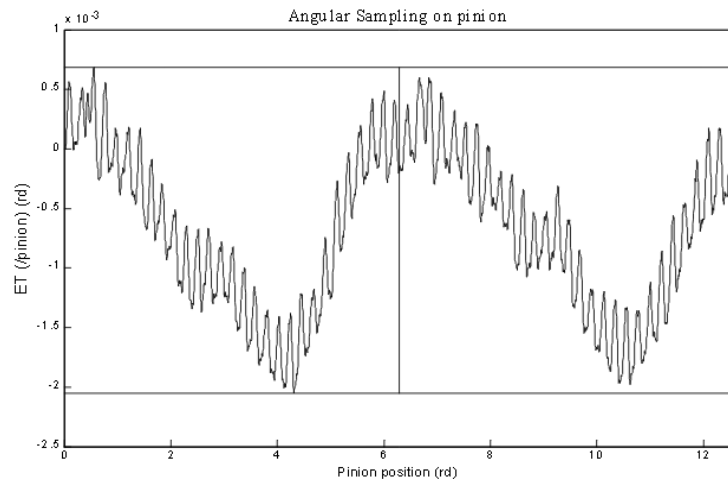


Fig. 5. Ex ample of Transmission Error measurement (100 rpm, 90 Nm).

[123]

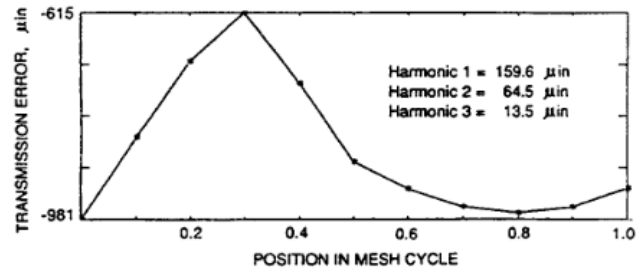


Fig. 7 Predicted Transmission Error of the Baseline Spur Gear Pair Operating at 2269 lbf-in.

[125]

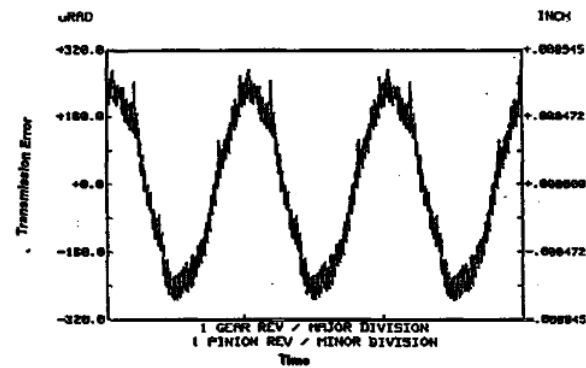


Figure 2 Total Transmission Error Measurement from Unloaded Single Flank Tester

[131]

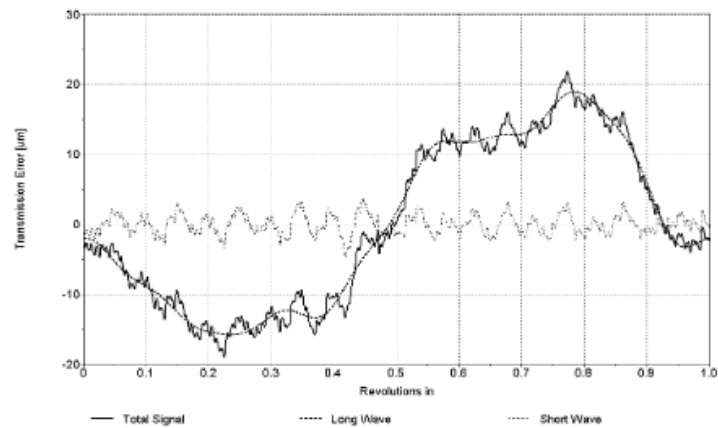


Figure 1 Example of DTE measurements

[129]

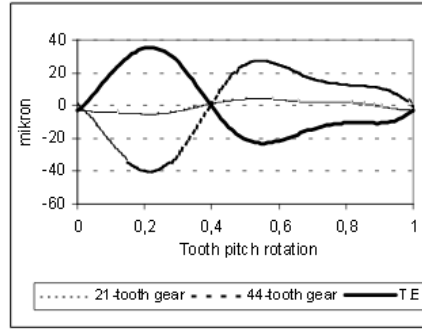


Figure 4. Transmission error in course of a tooth pitch rotation

[135]

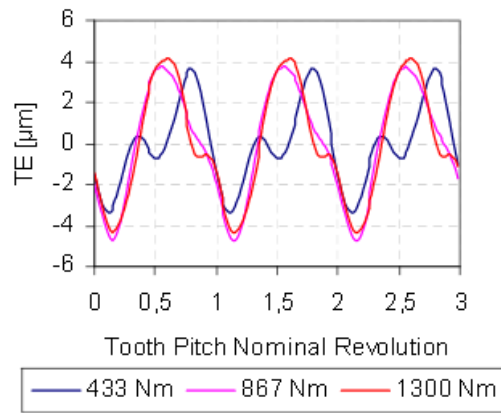
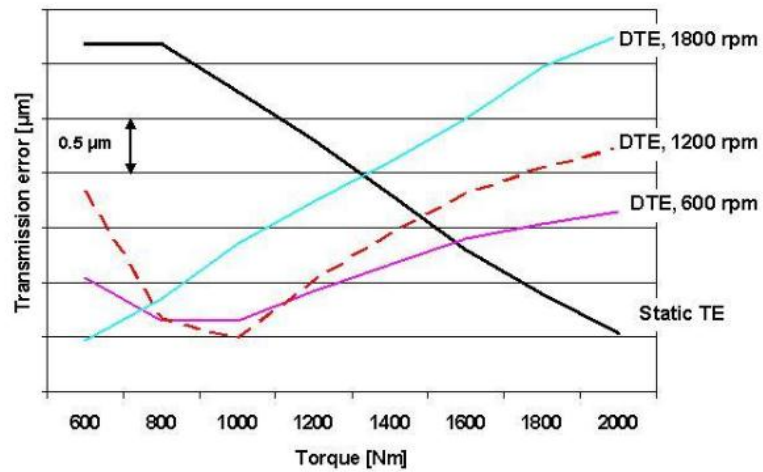
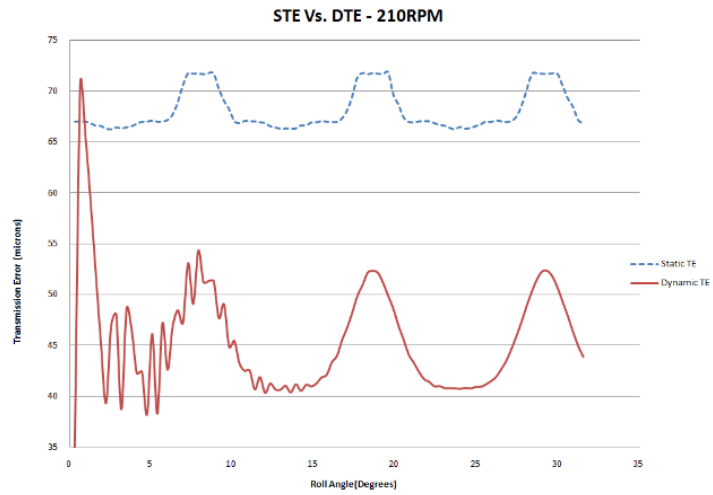


Figure 8 Transmission error against tooth pitch nominal rotation

[138]



[139]



[142]

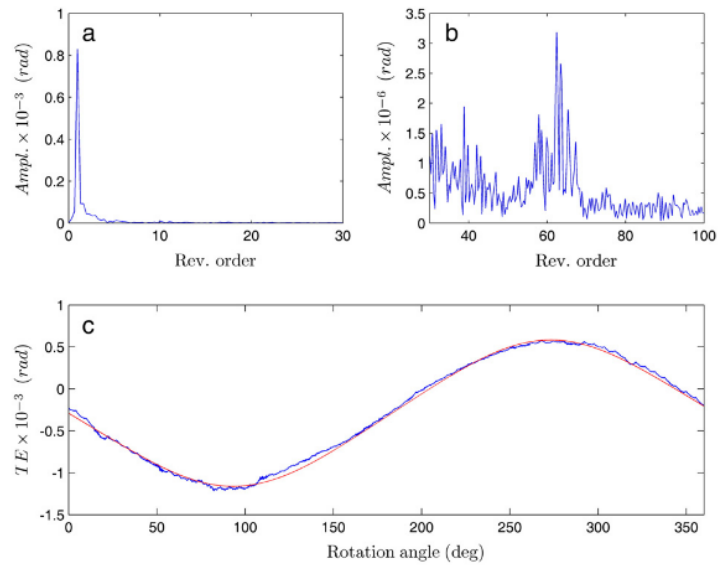


Fig. 2. Experimental static transmission error (c) and its spectrum (a, b). A Fourier series expanded is denoted by red line in (c).

Tab. 3.IV Risultati sperimentali T.E. in letteratura

3.3. Sviluppo del banco prova per la misura dell'errore di trasmissione @Brno

Il banco prova per lo studio delle vibrazioni allestito presso l'istituto VUT di Brno consiste in una trasmissione "tipo" dotata di una coppia d'ingranaggi e un basamento di geometria nota e costruzione pesante. Il pignone presenta 31 denti elicoidali, la corona 27. Gli alberi di trasmissione vengono sostenuti da coppie di cuscinetti a sfere obliqui, la lubrificazione avviene per sbattimento (Fig. 3.2).

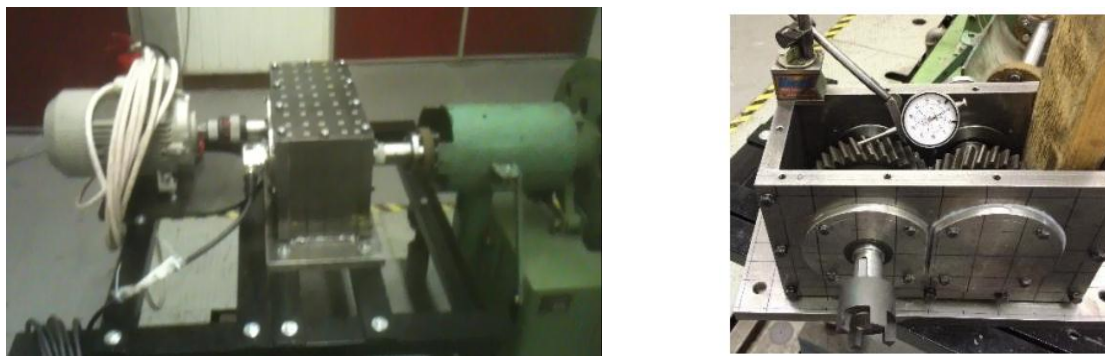


Fig.3.2 Banco prova Trasmissione tipo @VUT Brno

Il meccanismo è azionato da un motore asincrono da 2.2 kW controllato tramite un azionamento a frequenza variabile e muove un carico costituito da un freno a correnti parassite strumentato con una cella di carico estensimetrica.

Quest'apparato sperimentale, precedentemente alla mia visita, è stato utilizzato come sorgente radiante per misure vibro acustiche finalizzate a fornire supporto strumentale alle attività numeriche del VUT dedite all'impatto NVH di organi di trasmissione industriali (Fig 3.3).

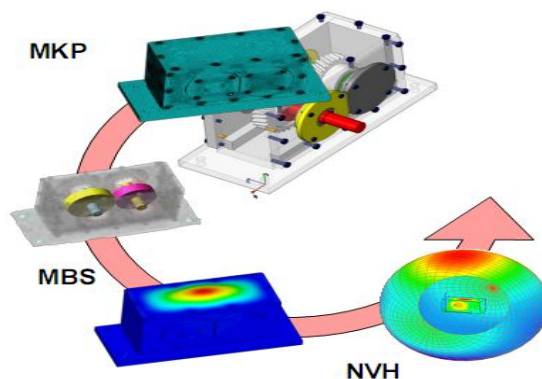
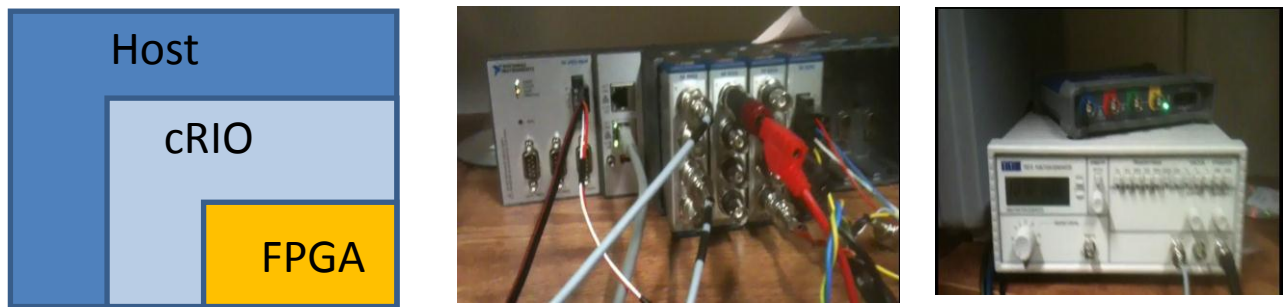


Fig.3.3 Simulazione multibody della vibrazionale della "trasmissione tipo" presente sul banco prova

Per l'allestimento del banco prova *TE* mi sono stati quindi forniti dei materiali già presenti in laboratorio. Su i due alberi della trasmissione sono stati calettati encoder incrementali da 500 impulsi per giro. Ogni encoder fornisce tre segnali TTL, due per gli impulsi elementari sfasati di 90 gradi elettrici fra loro e uno per il trigger singolo ad ogni rivoluzione. Quindi un sistema acquisizione dati composto da un' unità NI cRIO 9068 dotata di un modulo ad alta velocità per ingressi digitali, due moduli A/D con convertitori DELTASIGMA a 24 bit per ingressi analogici ed un modulo con uscite analogiche per eventuali controlli sugli azionamenti e sugli ausiliari. Per lo sviluppo del sistema sono stati utilizzati anche un generatore di funzioni con 3 MHz di banda, un oscilloscopio digitale con 4 ingressi analogici e 2 GHz di banda, una scheda Arduino Uno per simulare i segnali a sfasamento di 90° relativi agli encoder (Fig. 3.4).



cRIO Real Time System

- cRIO-9068 : ARMv7 512MB ram HD 1GB ,IP: 192.168.1.150
- FPGA Xilinx Zync7020 4MB ram 80Mhz master clock
- HOST: Labview2013, NI-RIO 15, Xilinx tools 14.4 winXP or 7 32bit, IP: 192.168.1.99

I/O modules:

- NI9402 4x TTL DI 50ns lag
- 2x NI9234 4xAI 5V 24bit DeltaSigma 50kHz
- NI9263 4xAO 10V 16bit 100kHz

Altri strumenti

- Picoscope 3000: 4xAI,AO,16xDI 2GHz
- 3MH function generator (Uniroma3)
- Arduino Uno

Fig.3 4: Sistema di acquisizione

Coma già anticipato l'obiettivo del sistema è fornire una misura del *TE* in condizioni dinamiche nel dominio del tempo tramite il condizionamento dei segnali provenienti dagli encoder incrementali. La predisposizione del banco per rilevare gli spettri di emissione vibroacustici

della trasmissione da sensoristica accelerometrica o microfonica accessoria è stata un'esigenza tenuta in considerazione in fase di progetto ma trattata secondariamente poiché l'onere della metodologia risiede più nel trattamento dei segnali che nella loro installazione, che di fatto è poco complessa.

In definitiva la catena di misura si predispone in modo analogo a quanto si farebbe per approntare una misurazione di tipo IAS (Cap.2). E le somiglianze e i parallelismi fra le due tecniche non si esauriscono rispetto all'hardware del sistema di misura ma ovviamente coesistono tra le metodologie di condizionamento del segnale dedite alla misurazione stessa.

La catena di misura deputata alla misura TE prevede come trasduttore un sensore discreto di spostamento angolare (encoder elettromagnetico), come è pratica comune in letteratura [122].

Modello Encoder		Heidenhain ERN 460-500	
	Impulsi/giro	500	
	Risoluzione	720m°	
	Con codifica X4	180 m°	
	Accuratezza	T/20 (36 m°)	
	Risposta frequenza trasmettitore	in	≥500kHz

Tab. 3.II Caratteristiche Encoder

Come si vede dalla specifica (Tab 3.II) la possibilità di effettuare la misura del TE con l'encoder utilizzato come trasduttore diretto di spostamenti è fuori discussione poiché la sensibilità richiesta nel metodo ($\approx 0.5 \cdot 10^{-3}^\circ$) è ben inferiore a quella offerta dal componente installato sul banco prova (0.180°). Sebbene esistano in commercio dispositivi più performanti, nei vincoli progettuali è stato richiesto di operare con quanto disponibile.

L'espedito utilizzato per superare il limite di sensibilità (pari in questo caso alla risoluzione) del trasduttore è stato quello di qualificare il codificatore come trasduttore di velocità accoppiando alla misura di spostamento angolare la lettura di un contatore tempi hardware ad alta frequenza [124]. In questo modo è possibile ricondurre la misura TE come particolare caso di una misurazione di tipo IAS (Cap.2).

Sotto l'ipotesi che il profilo di velocità dell'albero durante una rivoluzione sia una funzione con sufficienti caratteristiche di regolarità (poiché il meccanismo possiede un'inerzia rotazionale

finita e si trascurano gli eventuali urti dovuti al backlash) è possibile ricorrere a un'interpolazione delle velocità rilevate su di un numero limitato di passi angolari (la tacchettatura dell'encoder) e ottenere quindi una funzione continua della velocità angolare dell'albero. Per siffatte operazioni di interpolazione si utilizzano curve di interpolazione ad alto ordine note come *spline*(Fig. 3.5).

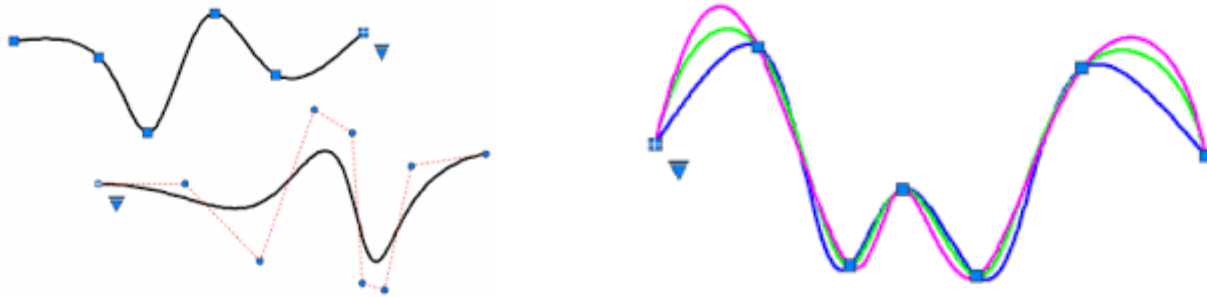


Fig.3.5 Interpolazione spline di una serie discreta di punti

Le curvature utilizzate nella costruzione delle splines sono arbitrarie ma comunque funzionali alla banda passante desiderata nel rilievo delle velocità.

Tramite l'interpolazione così descritta si ottiene una misura della velocità con risoluzione infinita; ed è possibile risolvere tramite integrazione sugli spostamenti angolari istantanei ed ottenere il TE fra le due ruote strumentate. Fra i due passi angolari successivi k^i, k^{i+1} cui corrispondono le misurazioni riguardo i tempi t_k, t_{k+1} , e gli angoli $\mathcal{G}_k, \mathcal{G}_{k+1}$:

$$\begin{aligned} \mathcal{G}_{(t)} &= \mathcal{G}_{k_i} + \int_{t_k}^t v_{(t)} dt \\ \mathcal{G}_{(t)} &= \mathcal{G}_{k_i} + \int_{t_k}^t F_{spline(\tau)} d\tau \\ F_{spline(t)} &= \sum_{j=1} a_j \left(\frac{\mathcal{G}_k - \mathcal{G}_{k-1}}{t_k - t_{k-1}} \right) t^j \end{aligned} \tag{3.4}$$

La metodologia accennata ricalca il procedimento utilizzato nella demodulazione di fase di segnali per telecomunicazioni. Il segnale TTL prodotto dell'encoder genera infatti una portante a frequenza lievemente variabile secondo l'oscillazione imposta proprio dal TE [].

Rimanendo sul dimensionamento della catena di misura rimangono questione di notevole importanza la risoluzione e la sensibilità con cui è possibile operare, queste caratteristiche metrologiche sono direttamente correlate alle prestazioni del sensore di spostamenti angolari, l'encoder, e al sensore dei tempi, il contatore hardware.

Essendo la misura di velocità prodotta come differenziale dalle misure di spostamento angolare fra gli impulsi encoder e dal tempo trascorso fra questi impulsi, di conseguenza la precisione del

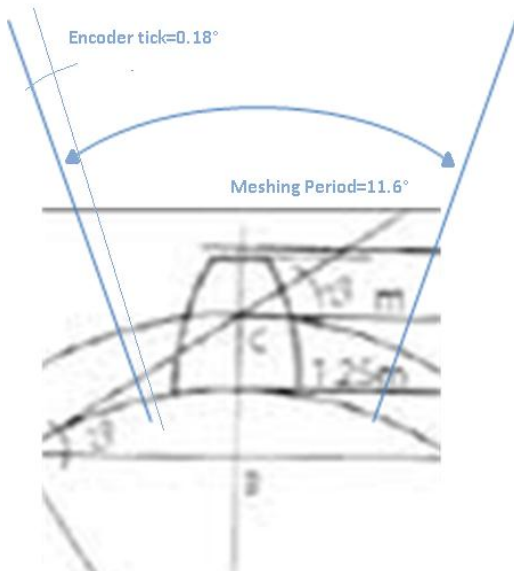
metodo sarà correlata alla precisione con cui è possibile definire l'angolo fra due impulsi e alla precisione con cui è possibile misurare i tempi fra gli eventi impulsivi.

Per quanto riguarda l'encoder, il componente installato è capace di risolvere sulla ruota con la dentatura più fitta con 64 impulsi per ogni dente, quindi restituire correttamente almeno la decima armonica della meshing frequency. L'incertezza legata a questa misurazione dichiarata dal costruttore è pari ad un ventesimo del passo angolare previsto ed è causata dalle imprecisioni con cui è impressa la tacchettatura elettromagnetica sul dispositivo. Poiché questa incertezza presenta caratteristiche di sistematicità, è possibile ridurre gli effetti tramite opportune operazioni di calibrazione [126-127].

Per la precisione sulla misurazione dei tempi bisogna invece considerare le caratteristiche dell'hardware predisposto alla decodifica dei segnali encoder:

- La latenza presente sul canale fisico TTL sulla scheda di acquisizione (*jitter* convertitore), pari a 62.5ns.
- L'incertezza dovuta alla risoluzione temporale disponibile sul contatore hardware interno alla CPU. Utilizzando un clock di 80 MHz questo valore risulta essere di 12.5ns.

Per una prima stima della prestazione della catena di misura approntata si possono considerare i dati relativi a due possibili misurazioni effettuate sul cinematismo a due regimi rispettivamente di 200 e 1000 rpm (Fig.3.6).



Caso A)

$$n = 200rpm = 12000 \frac{\circ}{s}$$

$$T_{mesh} = \frac{11.6^{\circ}}{12000 \frac{\circ}{s}} = 966.6 \mu s$$

$$T_{carrier} = \frac{0.18^{\circ}}{12000 \frac{\circ}{s}} = 15 \mu s, \quad f_{carrier} \approx 67 kHz$$

$$\Delta \vartheta^* = 12000 \frac{\circ}{s} * \sqrt{(62.5 ns)^2 + (12.5 ns)^2} = 0,765 m^{\circ}$$

Caso B)

$$n = 1000rpm = 60000 \frac{\circ}{s}$$

$$T_{carrier} = \frac{0.18^{\circ}}{60000 \frac{\circ}{s}} = 3 \mu s, \quad f_{carrier} \approx 335 kHz$$

$$\Delta \vartheta^* = 60000 \frac{\circ}{s} * \sqrt{(62.5 ns)^2 + (12.5 ns)^2} = 3,824 m^{\circ}$$

Fig. 3 6 Dati progetto misurazione

Da queste considerazioni preliminari si deduce come la prestazione del metodo sia inversamente proporzionale al regime di rotazione, e si può ritenere che con l'attrezzatura resa disponibile si possa quindi effettuare una misurazione *TE* significativa fino a circa 1000 rpm. In letteratura si ritrovano esperienze effettuate a bassissima velocità per massimizzare la sensibilità del metodo (123, 127)

Per ridurre l'incertezza della misura è possibile utilizzare il principio della ciclostazionarietà del fenomeno fisico [134]. In questo ambito si potrà allora mediare su cicli successivi secondo la ripetibilità dell'oscillazione torsionale rilevata. Quindi distinguere tra fenomeni che si ripetono con una frequenza pari alla dentatura (meshing frequency), dovuti sostanzialmente alla reazione elastica del dente; e fenomeni che si ripetono con periodo pari alla rivoluzione e sottomultipli (ordine uno, due e successivi in analisi modale), dovuti ad eccentricità e fenomeni inerziali e risonanze; quindi fenomeni caratteristici del contatto di un particolare dente del pignone in corrispondenza di un particolare dente della corona.

Questo ultimo caso, particolarmente interessante poiché capace di diagnosticare patologie tribologiche della dentatura, e risulta particolarmente gravoso per il progetto della del sistema di misura. Infatti per identificare un singolo difetto tribologico presente sulla dentatura è necessario rintracciare il ripetersi del fenomeno anomalo su campioni notevolmente distanti tra loro nella popolazione di misure. Per calcolare tale spaziatura si considera il minimo comun multiplo tra il numero di denti delle due ruote, valore che determina l'intervallo per il quale si ripete il medesimo contatto dente-dente. Prendendo come riferimento il pignone saranno necessari 27 giri*2000 campioni (risoluzione angolare prevista sugli encoder) cioè 54000 campioni per trovare il successivo campione utile per la mediatura. Utilizzando una velocità di rotazione al primario di 200 rpm un singolo ciclo impegnerà 8.18 s per autocorrelarsi e le mediature saranno possibili solo tra cicli successivi di tale estensione.

Le altre considerazioni in merito alla progettazione della catena di misura riguardano le caratteristiche del sistema di acquisizione, per le quali si rimanda al prossimo paragrafo.

3.4. Sistema Compact RIO

La peculiarità del sistema Compact RIO è quella di essere un ibrido tra un sistema acquisizione dati e un controllore PLC. Questo sistema si articola su tre livelli gerarchici di computazione. Il più interno consiste in una CPU *Field Programmable Array (FPGA)* deputata al controllo degli I/O fisici della scheda.

Il controllore FPGA garantisce un alto determinismo nelle operazioni di lettura/scrittura dalle porte fisiche ed opera tramite un master clock di 40 MHz. Questo clock può essere modificato,

a patto che il codice proposto rispetti alcune precise prerogative. Nel caso specifico ho programmato l'FPGA per interrogare i quattro canali digitali con un clock di 80 MHz. Tra un evento generico su di un canale digitale (fronte di salita o di discesa) e il successivo l'FPGA conteggia il periodo trascorso tramite un contatore che avanza di un passo temporale discreto ogni ciclo macchina. La misura del periodo fra gli eventi "impulso" ha pertanto una risoluzione imposta dal clock FPGA e pari a $1/80 \text{ MHz} = 12.5 \text{ ns}$. La misurazione del periodo intercorso fra due successivi trigger digitali viene quindi caricato in una memoria buffer specificamente predisposta con architettura First In First Out (FIFO), lo stesso processo avviene per ogni canale digitale.

La sezione analogica della scheda *RIO* opera in modo autonomo e indipendente (parallelo) poiché i convertitori Delta Sigma utilizzano un proprio clock interno di 13.072 MHz e consentono le letture analogiche sugli ingressi predisposti con una frequenza di campionamento massima di 55200 Samples/s.

Garantire un accurato sincronismo delle due sezioni digitale e analogica è stata una parte consistente e impegnativa del lavoro svolto, poiché apparentemente (secondo indicazioni del costruttore) si sarebbe dovuta asservire la parte digitale al sincronismo imposto dalla parte analogica. Con la soluzione proposta dal costruttore, la risoluzione del contatore tempi sarebbe stata limitata dal clock dei convertitori analogici e pari a 13.072 MHz. Questa architettura determina una risoluzione sul contatore temporale di 76.5 ns pertanto pregiudica la prestazione desiderata nel misurare i periodi impulso degli encoder.

La soluzione da me elaborata prevede invece che le due sezioni (digitale e analogica) siano del tutto indipendenti e con clock distinti. Sulla sezione analogica viene però trasferito istantaneamente dalla parte digitale un valore assoluto del contatore tempo FPGA. Quindi all'atto della scrittura degli ingressi analogici sulla memoria buffer FIFO predisposta, il pacchetto dati dei 4 canali a 24 bit viene orlato dai 32 bit che contengono il contatore tempi fornito. In post processing è allora possibile riallineare i campioni analogici relativamente ai campioni digitali per mezzo del contatore tempi che viene condiviso tra le due sezioni di acquisizione.

Fissata l'architettura del processore FPGA, ho sviluppato il codice del processore RIO in ambiente RTOS. In questo caso la specifica per la programmazione è stata di garantire il corretto accesso del sistema RTOS ai buffers FIFO per estrarre i dati provenienti dall'FPGA, provvedere alla scrittura dei dati ricavati sul disco fisso del dispositivo cRIO, e fornire dei semplici strumenti di visualizzazione e diagnosi del sistema di acquisizione sul pannello video (Fig. 3.7).

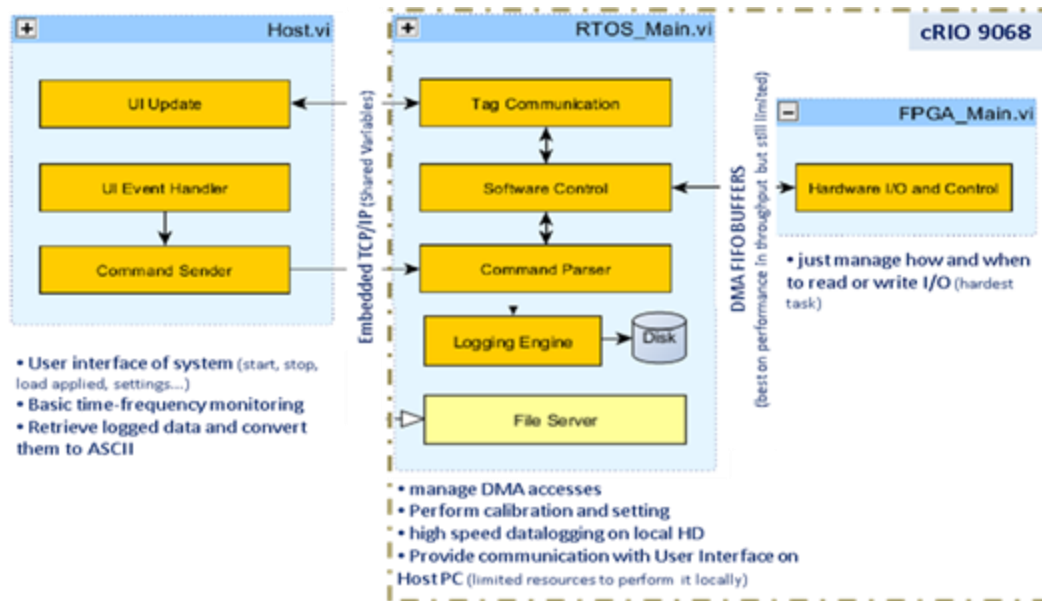


Fig. 3.7 Architettura controllore cRIO

Solitamente i sistemi RIO operano in modalità headless; cioè sono programmati per lavorare in maniera autonoma ed eventualmente interfacciarsi con personal computer che ne gestiscono l'interfaccia utente e le periferiche di comando comunicando in rete tramite protocollo TCP/IP. Questa soluzione è molto in voga in ambito industriale quando questi sistemi operano anche come PLC e di norma richiedono un accesso esterno (utente) saltuario e/o sporadico. Nel caso in esame invece non è necessaria la totale indipendenza del cRIO dall'utente, d'altra parte è richiesta una performance estrema nelle operazioni di lettura dei buffers FIFO e della scrittura dei dati su disco (datalogging). Pertanto ho sviluppato un'architettura che rinuncia al protocollo di comunicazione esterno TCP/IP e provvede internamente a un'interfaccia utente essenziale ma completa a tutto vantaggio della capacità di elaborare i dati provenienti dalla sensoristica allacciata (Fig. 3.8).

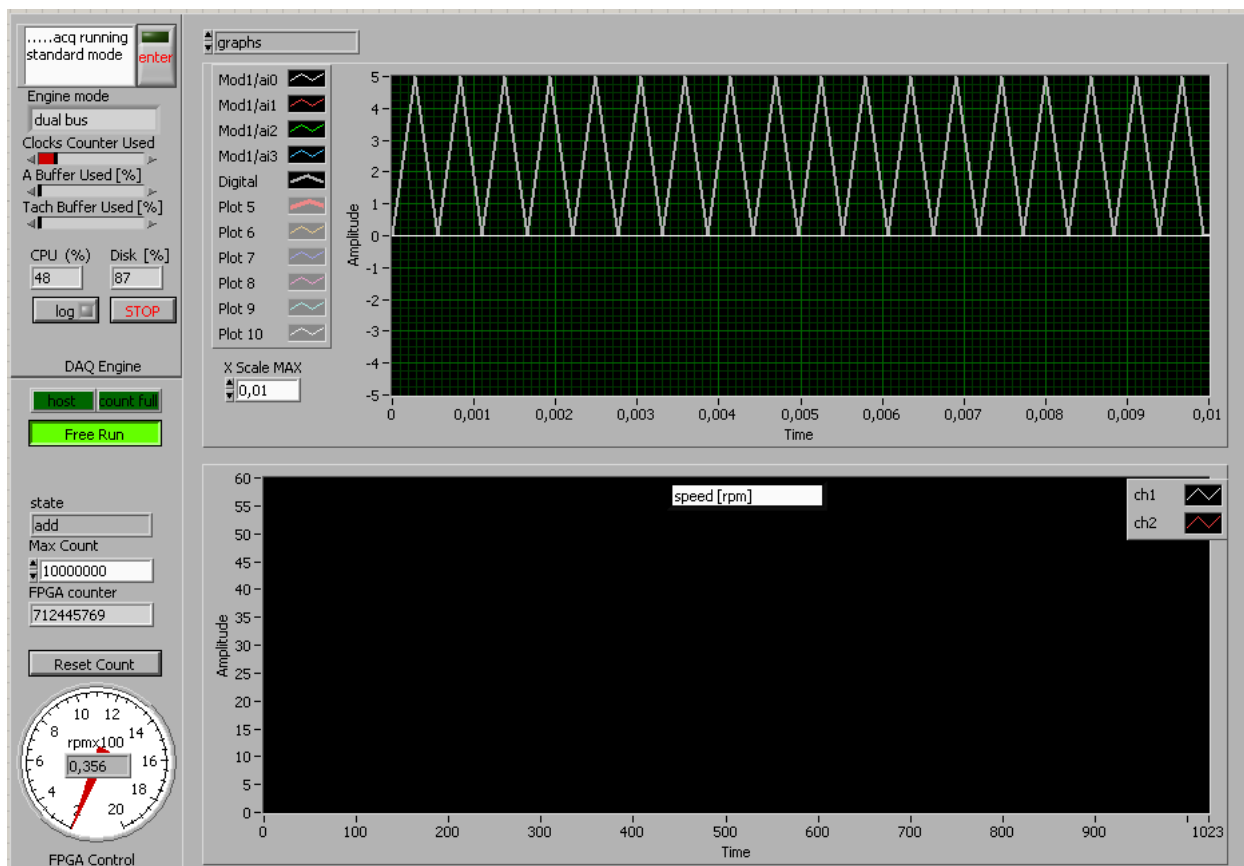


Fig.3 8 Interfaccia utente sistema macRIO

L'operazione più delicata cui è preposto il codice RTOS è consentire lo "svuotamento" delle memorie buffers FIFO con il dovuto sincronismo rispetto alle operazioni di scrittura che effettua il processore FPGA sulle stesse. Poiché i due sistemi, RTOS e FPGA, sono intrinsecamente asincroni (il clock RTOS rimane limitato ad un massimo di 1 MHz) è necessario impostare ad ogni ciclo RTOS la lettura di un pacchetto dati dalla FIFO di lunghezza opportuna. Questo al fine di evitare tanto lo svuotamento che il riempimento totale dei buffers, evenienza che determina irrimediabilmente la crisi del sistema.

Per questo motivo ho elaborato il codice del sistema RTOS ricorrendo all'architettura di "macchina a stati", che così facendo è in grado di modificare la propria struttura e il proprio comportamento sulla base di criteri di scelta.

In base allo stato di riempimento delle FIFOs e alle frequenze cui sono sollecitati gli ingressi, il sistema RTOS regola opportunamente il numero di campioni da estrarre dalle FIFO per ogni ciclo macchina ed eventualmente bypassa i comandi accessori per diminuire il ciclo macchina e aumentare la frequenza delle letture dalle memorie.

Risulta parimenti importante per il successo del processo il formato utilizzato per convertire le variabili FPGA prima che queste siano inviate alle memorie FIFO. Nel digitalizzare il segnale reale bisogna effettuare un compromesso tra la risoluzione imposta nella digitalizzazione e la

mole di dati che bisogna trasferire fra le memorie, e infine scrivere sul disco fisso per il salvataggio della misura. Questi ultimi due passaggi sono ovviamente limitati superiormente dalla banda disponibile (Mbyte/s) nel bus fra FPGA e RTOS e in scrittura sul disco fisso .

Ho individuato i valori opportuni dei formati di conversione in modo sperimentale. I segnali analogici utilizzano un formato a 24 bit con fondo scala $5\pm V$ (equivalente alla digitalizzazione dei convertitori A/D presenti). I segnali digitali utilizzano invece un contatore a 32 bit (con risoluzione 12.5 nse fondo scala $12.5 \text{ ns} \cdot (2^{32}) = 53.68 \text{ s}$) per misurare il periodo tra un segnale impulso e il successivo. Per aumentare la performance sarebbe possibile utilizzare un tempo relativo piuttosto che un assoluto fra gli eventi impulso e utilizzare così meno bit per immagazzinare il valore del contatore. Di contro il sistema che utilizza i tempi relativi è meno robusto poiché non è possibile diagnosticare eventuali e possibili fenomeni di “rimescolamento” delle misure effettuate. I tempi assoluti invece garantiscono la monotonia delle scritture/letture e facilitano notevolmente il processing dei segnali acquisiti.

Il limite imposto dall’architettura a tempo assoluto risiede nel vincolo imposto alla singola misurazione che non si può protrarre per più di 53.68 s; nella pratica tale vincolo si dimostra indifferente. . La sezione dedicata agli ingressi analogici è impostata per campionare in modo costante alla frequenza massima consentita dai convertitori presenti e pari a 55200 Samples/s . Così facendo si provvede a minimizzare fenomeni di leasing e massimizzare la risoluzione delle misure analogiche effettuate.

In questo modo è garantito il processo di acquisizione, visualizzazione e scrittura dei segnali fino a circa 6 MB/s . Nella pratica il sistema è risultato stabile nell’elaborare i 4 segnali digitali e i 4 analogici provenienti dai generatori di segnali fino a circa 250 kHz corrispondenti sul banco prova a velocità di rotazione al primario della trasmissione di 30000 rpm. Il sistema è inoltre capace di elaborare segnali digitali fino a 3 Mhz per piccoli transienti con estensione di 1Msamples.

3.5. Calibrazione del sistema hardware per la misura TE

Dopo aver definito il codice relativo al sistema di acquisizione mi sono dedicato alle operazioni di taratura e calibratura del sistema.

Per quanto riguarda i canali analogici, ho provveduto ad alimentare il parallelo dei quattro ingressi con il medesimo segnale di prova proveniente dal generatore di funzioni impostato con ampiezza prossima al fondo scala degli stessi e utilizzando due valori di frequenza come limite di banda orientativi di un trasduttore vibro acustico. Nel frangente specifico la difficoltà riscontrata nella calibrazione proviene dalla mancanza di un riferimento accurato di tensione. Tuttavia il risultato ottenuto garantisce sicuramente un allineamento fra i 4 canali con precisione dello 0.1% che ho ritenuto accettabile; la discrepanza tra le tensioni medie misurate

e il valore misurato dell'oscilloscopio verrà quindi compensato singolarmente (Tab. 3.III). Da tenere presente che i canali analogici prevedono un filtro passa alto per disaccoppiare la corrente DC, che è stato disabilitato per mantenere la massima sensibilità durante la misurazione.

Ingresso cRIO	1kHz	10kHz
A0	4.51648 V	4.51629 V
A1	4.51693 V	4.51674 V
A2	4.51675 V	4.51658 V
A3	4.51647 V	4.51628 V
Picoscope	4.735 V	4.735 V

Tab. 3.IV Risultati calibrazione ingressi analogici su cRIO

Per i canali digitali ho utilizzato un controllore Arduino per ottenere un segnale TTL di tipo "X4" che consiste in due onde quadre generate su canali distinti ma regolarmente sfasate di 90° fra di loro (Fig.3.9).

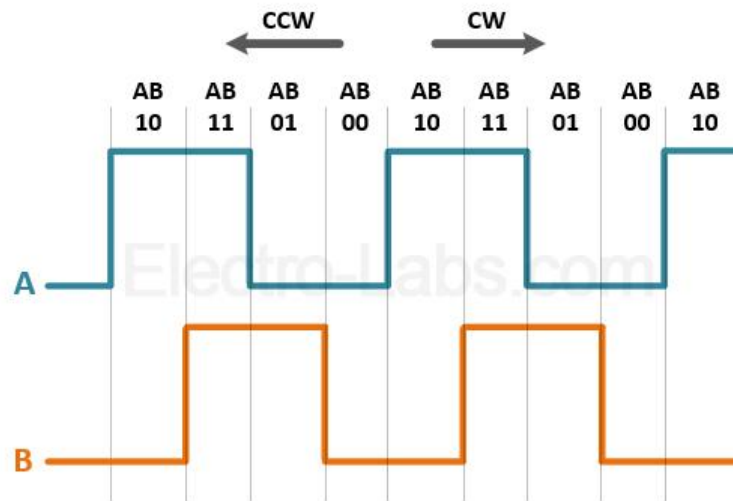


Fig.3.9. Segnali Encoder e codifica X4

La decodifica "X4" considera l'interasse fra due qualsivoglia rampe ricevute e pertanto demoltiplica la tacchettatura fisica di un fattore quattro. Il codice caricato sul processore FPGA è stato per operare in questa modalità e per poterne testare la funzionalità è stato fondamentale disporre di un ulteriore controllore programmabile capace di realizzare questo particolare segnale elettrico che un normale generatore di funzioni non è in grado di produrre.

La precisione offerta dal sistema di acquisizione nel risolvere correttamente la serie temporale di impulsi digitali TTL provenienti dagli encoder è alla base del successo per la misura *TE*. La

verifica e la calibrazione di questo stadio del banco prova è stata un'operazione laboriosa e non priva di sorprese.

Inizialmente ho testato la precisione del sistema sfruttando come impulsi onde quadre generate a varie frequenze [127]. La precisione nella genesi delle onde quadre di test è stata misurata con l'oscilloscopio Picoscope3000 campionando a 2GHz ed è riassunta in tabella (Tab. 3.IV).

Incertezza generatore di funzioni		
TTi Tg315signal generator	300Hz	±1.5µs
TTi Tg315 signal generator	1kHz	±50ns
TTi Tg315 signal generator	10kHz	±10ns

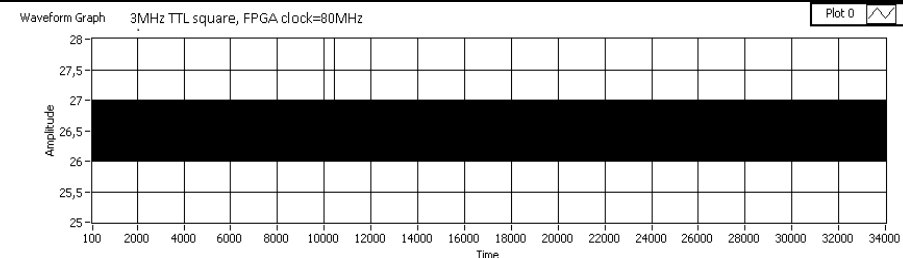
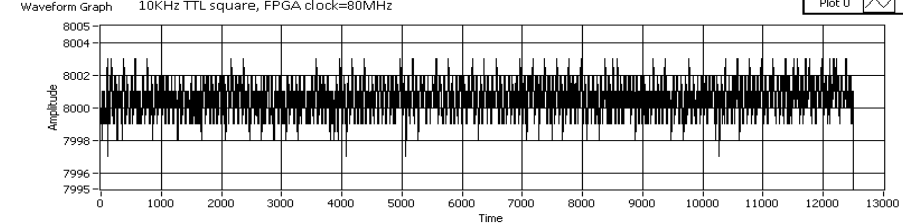
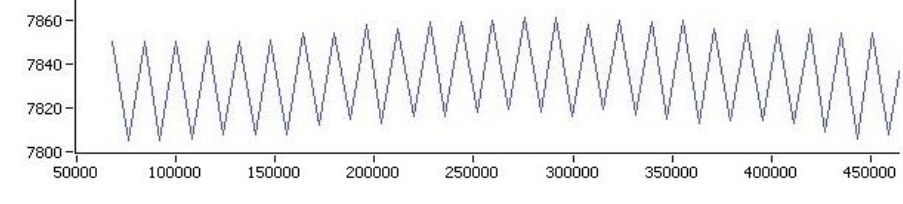
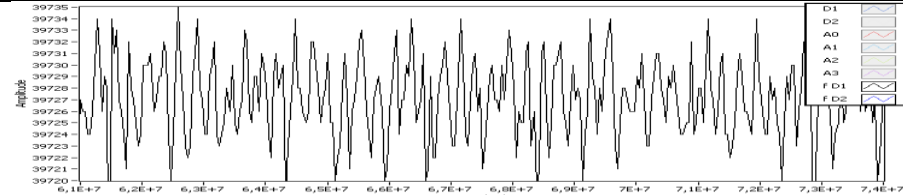
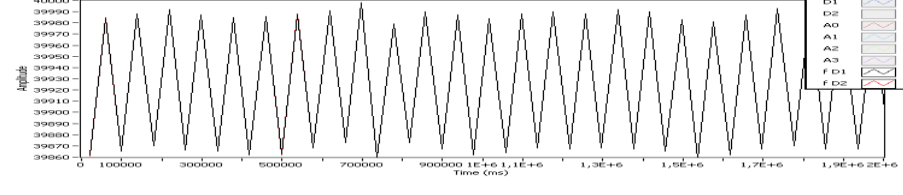
Tab. 3.IV Confidenza Onda quadra test

Benché il modulo di canali digitali NI9402 con cui è stato equipaggiato il sistema cRIO sia offerto con specifiche di banda passante per almeno 16 MHz, questo componente ha manifestato delle notevoli difficoltà nel risolvere treni di impulsi a bassa frequenza indipendentemente dal codice di calcolo utilizzato.

Secondo la scheda che lo accompagna questo modulo dovrebbe essere capace di risolvere lo stato del segnale TTL con un'incertezza massima di 62.5 ns. Considerando la media geometria tra questo valore e la risoluzione del contatore tempi FPGA si perviene alla sensibilità prevista del metodo nel rilevare tempi impulso che è pari a 63.73 ns; questo valore tradotto in cicli macchina corrisponde a circa 4 ticks.

Ancor più particolare la patologia emersa durante i vari tests che riguarda la differente prestazione nel misurare i tempi relativi al susseguirsi di un fronte di salita o di discesa e il successivo e invece la prestazione raggiunta nel misurare il susseguirsi di fronti di tipo discorde. La configurazione che prevede il rilievo dei fronti di salita e discesa è necessaria per la decodifica X4 che consente di sfruttare tutta la risoluzione fornita dagli encoder. In questa secondo modalità la precisione del metodo di misura peggiora notevolmente rendendo di fatto l'hardware fuori specifica. A tal proposito il costruttore si è impegnato in una diagnosi per chiarire e risolvere la problematica.

In tabella (Tab. 3.V) sono riassunti alcuni casi studio e la precisione realizzata. I grafici riportano in ascissa la popolazione di misure, in ordinata la durata impulso scalata tramite ticks del clock FPGA (12.5 ns) Poiché la frequenza dell'onda di test è impostata manualmente tramite un potenziometro esistono delle piccole discrepanze nei vari casi eseguiti a frequenza fissata. Per i metodi che prevedono l'utilizzo di fronti di salita e discesa la frequenza è raddoppiata per mantenere la medesima scala del caso in cui si utilizza solo il fronte di salita.

	Frequenza sorgente: 3MHz	Metodo: Fronti salita
Accuratezza: ±1 ticks		
	Frequenza sorgente: 10kHz	Metodo: fronti salita
Accuratezza: ±2 ticks		
	Frequenza sorgente: 10kHz	Metodo: fronti di salita e discesa
Accuratezza: ±20 ticks		
	Frequenza sorgente: 1kHz	Metodo: fronti salita
Accuratezza: ±7 ticks		
	Frequenza sorgente: 1kHz	Metodo: fronti di salita e discesa
Accuratezza: ±65 ticks		

Tab. 3.VI Prestazione lettura TDC (time to digital) su modulo NI9402

La problematica è stata in seguito approfondita da NI Italia che, sensibilizzata sull'argomento mi ha fornito un particolare codice FPGA che utilizza delle librerie che operano a bassissimo livello per raggiungere la massima prestazione della decodifica *Time to Digital* in relazione a segnali encoder di tipo X4. Poiché tale modifica mi è stata proposta dopo la mia partenza dall'Istituto ceco non sono in grado di documentare la performance offerta dal metodo fornito dal costruttore dell'hardware.

Parallelamente alle altre diagnostiche ho anche provveduto a calibrare il sincronismo tra gli ingressi analogici e quelli digitali (Fig. 3.10-11). In questo caso il generatore di funzioni è stato

impostato per fornire a un canale digitale e a un analogico dei segnali rispettivamente sincroni ma con forme d'onda diversificate secondo la qualità dell'ingresso. Per testimoniare lo sfasamento in atto il segnale di test deve contenere una particolare asimmetria capace di evidenziare lo sfasamento fra i dati misurati. Nel caso specifico ho provocato l'asimmetria modificando repentinamente il valore di frequenza delle onde generate. In questo esperimento, che utilizza come sorgente un segnale a bassa frequenza, l'influenza del filtro passa alto (0.5 Hz) sui canali analogici è consistente e influenza notevolmente il risultato. La taratura pertanto verrà effettuata con il filtro disabilitato.

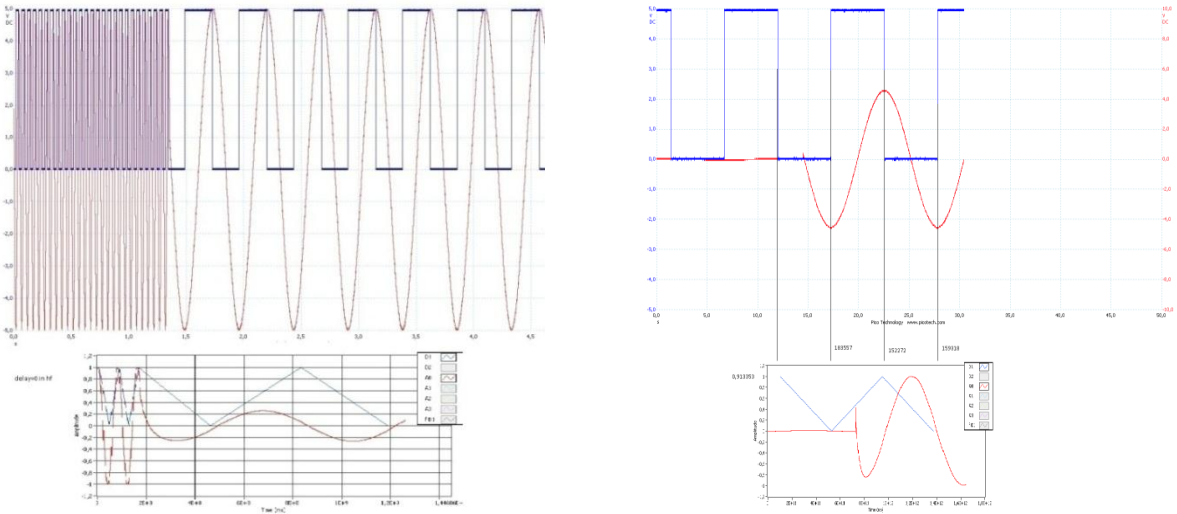


Fig.3.10 Segnali test: sincronismo analogico-digitale precalibrazione

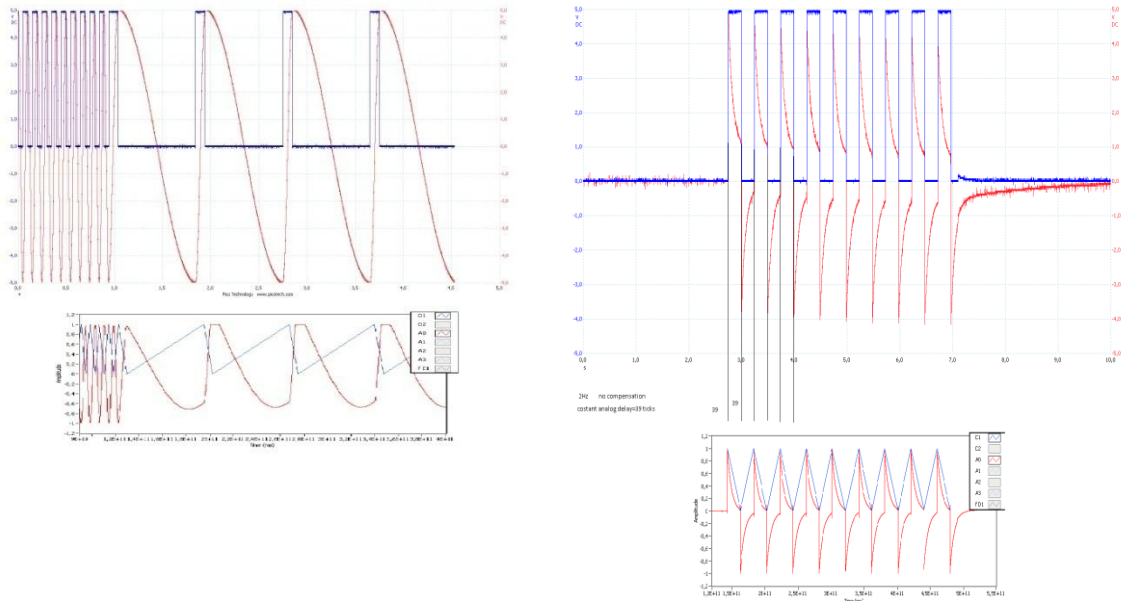


Fig.3.1 Segnali test: sincronismo analogico-digitale post calibrazione

Una volta individuato il valore opportuno di ticks con cui rifsare i due segnali si ottiene un sincronismo robusto e che si dimostra stabile al variare della frequenza del segnale di prova. Per l'elevato determinismo dell'architettura FPGA il valore di sfasamento risulta unicamente funzione delle latenze di calcolo in atto nei due codici paralleli che svolgono le azioni di acquisizione digitale e analogica e pertanto si mantiene stabile durante il funzionamento del dispositivo.

3.6. Sviluppo e allestimento catena di misura per encoder rotativi

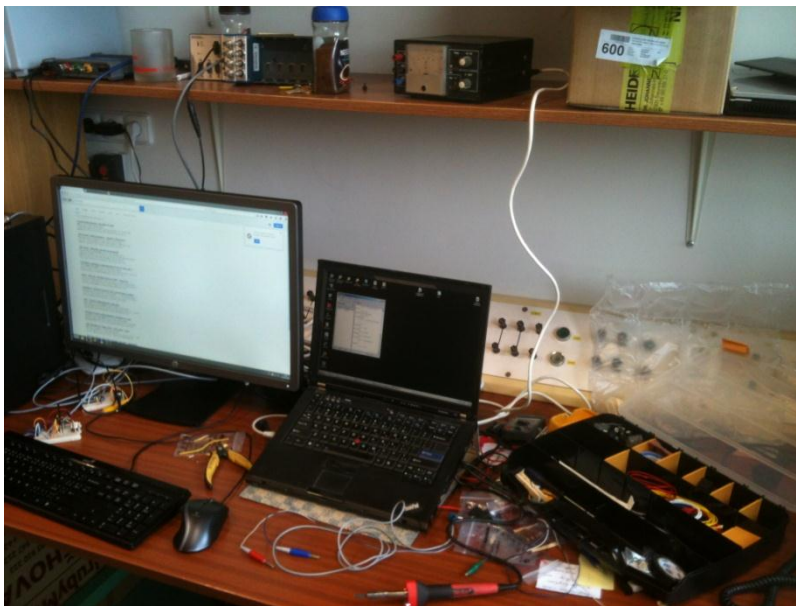


Fig. 3.12 Banco di lavoro personale, o scrivania presso il VUT @Brno

L'allestimento del banco prova per la misura TE ha richiesto delle opere di prototipazione elettronica successive alla predisposizione dei cablaggi (Fig. 3.12). In primo luogo è emersa l'esigenza di dover indirizzare i segnali di trigger/rev provenienti dagli encoder su dei canali analogici della scheda *RIO*. Poiché i quattro ingressi digitali ad alta velocità disponibili sono prioritariamente stati assegnati quattro canali impulsi dei due encoder, e per l'acquisizione dei segnali di trigger/rev si è ricorso alle altre risorse disponibili cioè le porte analogiche presenti sul *RIO*.

Il problema che potrebbe sorgere in questa configurazione riguarda la banda di acquisizione sul canale analogico che è elevata ma pur sempre limitata. Conseguentemente esiste l'eventualità che a regimi di rotazione elevati il convertitore A/D non sia abbastanza pronto per rilevare il "piccolo" TTL di trigger/rev che si presenta solamente una volta ogni rivoluzione.

Per ovviare a questa evenienza ho sviluppo un circuito “pulsestrecher” che utilizza una rete capacitiva per dilatare l’impulso TTL con una coda esponenziale (Fig. 3.13). La cella capacitiva predisposta per generare l’involuppo prevede a monte e a valle buffers operazionali costituiti da integrati TL072.

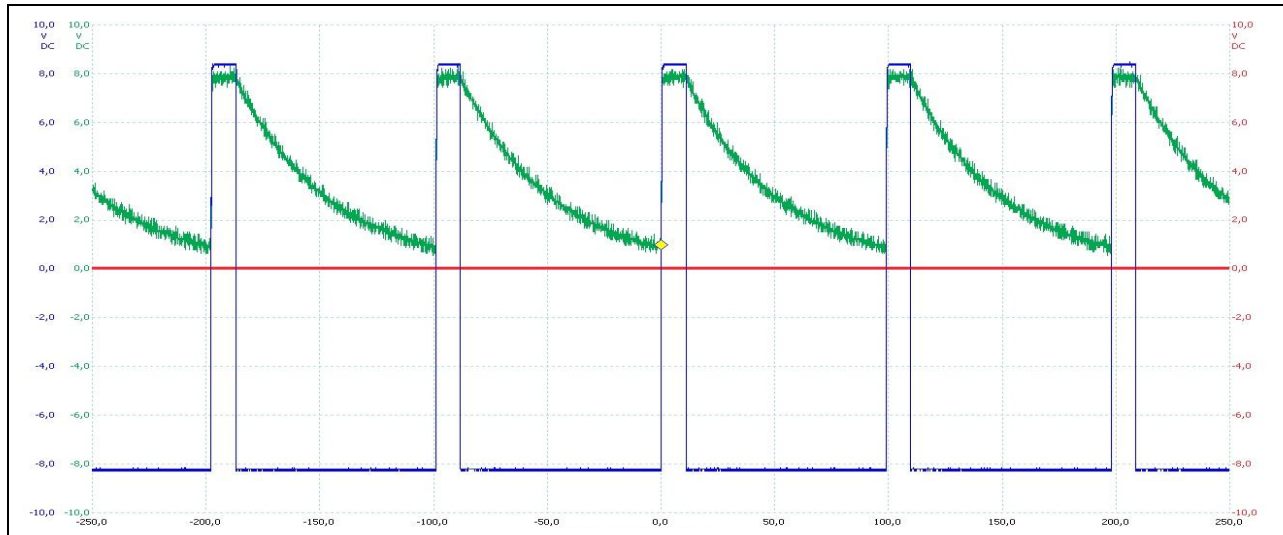


Fig.3.13 Risposta Pulsestrecher

Una volta terminate le operazioni di taratura e calibrazione "a freddo" (Fig. 3.12) il sistema è stato allacciato al banco prova dove è installata la trasmissione tipo.

In queste condizioni si sono manifestate delle difficoltà nell’utilizzare i segnali provenienti dagli encoder. Questi segnali, in condizioni reali di prova risultano viziati da forti disturbi probabilmente riconducibili ad azioni elettromagnetiche dovute al convertitore di frequenza. Di fatto la misura reale in queste condizioni diviene molto difficile se non impossibile dato che i disturbi presenti sono in grado da soli di triggerare il contatore tempo sugli ingressi della scheda di acquisizione. Un primo tentativo di condizionamento è stato quello di utilizzare un condensatore di capacità opportuna in parallelo sulla linea filtrando quindi il segnale con una semplicissima rete del primo ordine. Si nota in figura un miglioramento rispetto al segnale non filtrato; tuttavia sono ancora presenti notevoli distorsioni imputabili a effetti di carico non voluti (Fig. 3.14).



Fig.3.14 Canali encoder condizionati con filtri del primo ordine

Si nota la distorsione del fronte di attacco dell'onda dovuto al fattore capacitivo del condensatore. Ma in linea generale questa latenza introdotta sul fronte di attacco del segnale dalla rete filtrante è invariante sui vari impulsi pertanto risulta influente ai fini della misura della *TE*. Ho provato allora a perfezionare il risultato utilizzando celle capacitive di diverse dimensioni (Fig. 3.15).

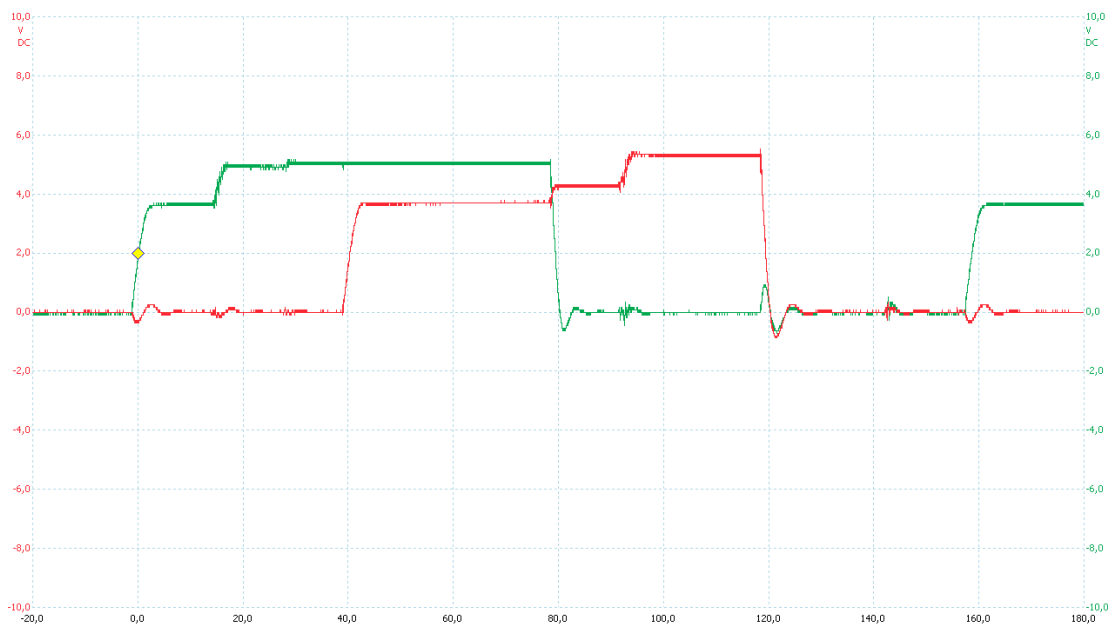


Fig.3.15 Segnali impulso encoder con filtraggio 50nF

Dalla documentazione fornita a corredo degli encoder ho notato come fossero disponibili su questi dispositivi dei terminali che forniscono la coppia di segnali impulso sfasati di 180°. Una prima idea allora è stata di utilizzare i segnali con polarità inversa per ottenere un'ampiezza

doppia e massimizzare allora il rapporto segnale/rumore. Il tentativo è risultato non fruttuoso poiché il protocollo TTL prevede il collegato comune del conduttore di terra fra i diversi canali digitali sulla scheda di acquisizione.

Sempre con l'intento di sfruttare tutta l'ampiezza del segnale disponibile e massimizzare il rapporto segnale rumore a monte dello stadio di filtraggio, ho provveduto a realizzare e testare in modo comparativo tre circuitazioni differenti dedite al ribilanciamento dei segnali impulso in opposizione di fase (Fig. 3.16).

La prima è la circuitazione classica dell'amplificatore per strumentazione, la seconda è un circuito bilanciante generico per segnali a bassa frequenza il terzo uno stadio differenziale cavillosamente inserito dal costruttore degli encoder in una brochure tecnica.

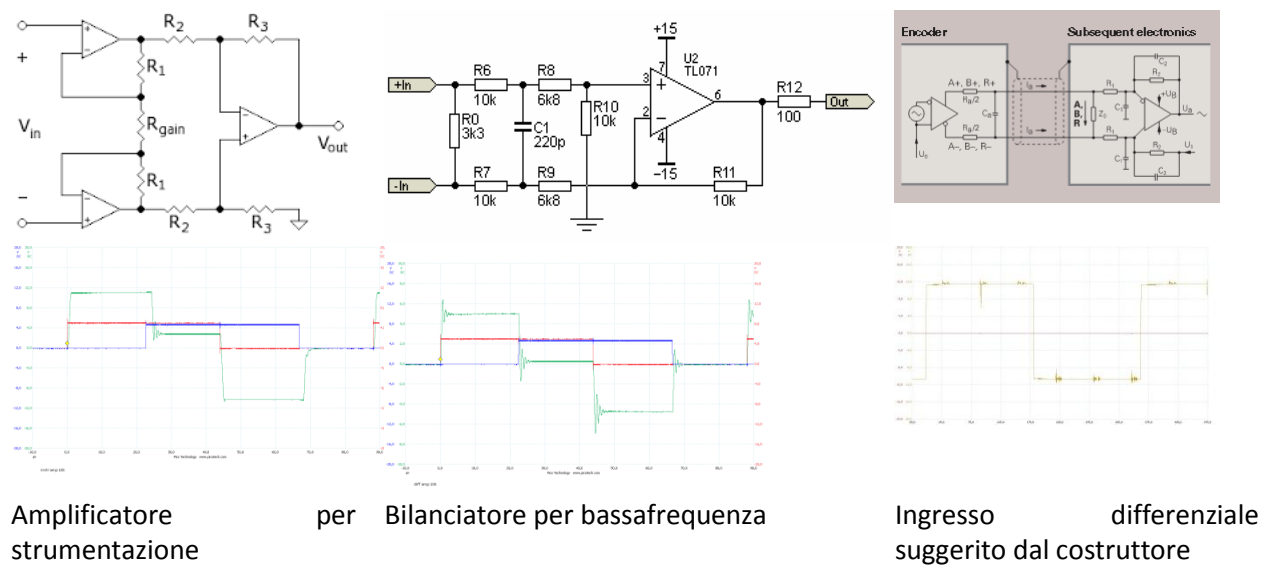


Fig.3.16 Comparazione stadi sperimentali di ribilanciamento

In virtù della semplicità costruttiva e del buon risultato raggiunto ho scelto di utilizzare il terzo circuito come primo stadio di condizionamento. A valle del quale ho posto uno stadio di filtraggio passa basso del secondo ordine, seguito da uno stadio comparatore a soglia variabile, quindi un partitore di tensione per adattare la tensione di uscita al livello richiesto dall'ingresso digitale della scheda cRIO (Fig. 3.17).

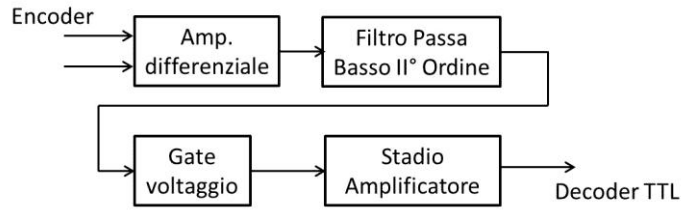
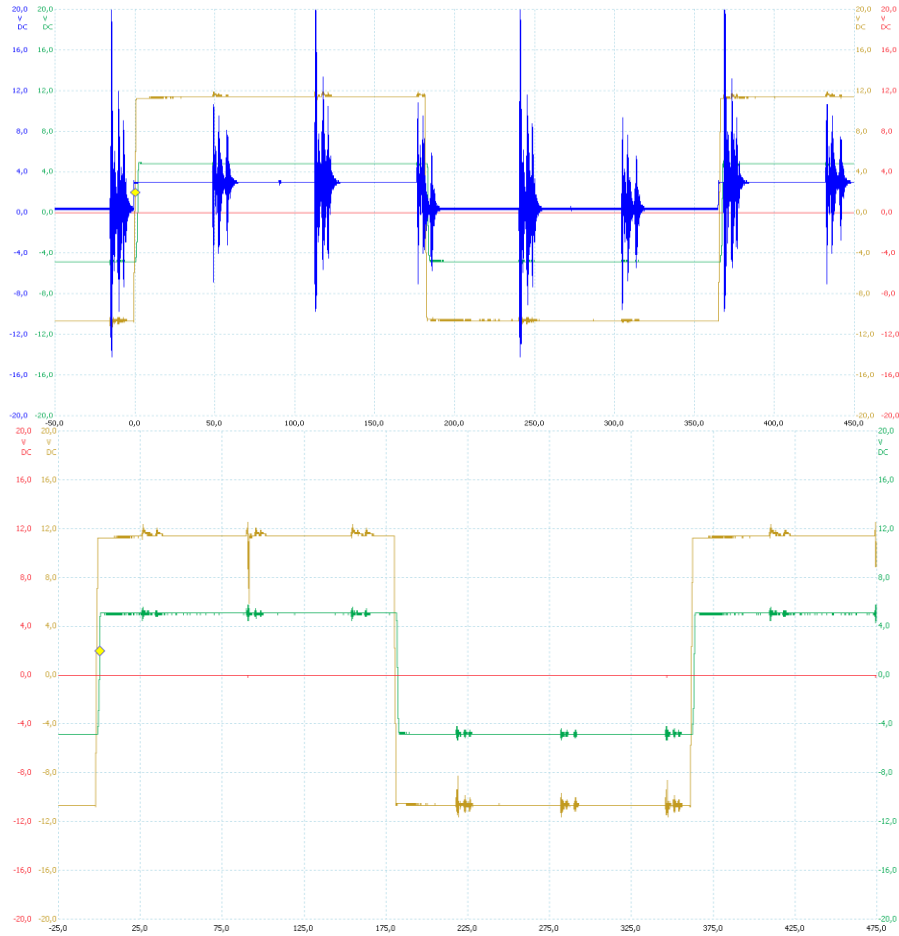


Fig.3.17 Circuitazione stadio di condizionamento per encoder

Nella figura successiva (Fig. 3.18) sono posti a confronto il risultato del filtraggio operato dallo stadio di condizionamento suggerito dal costruttore con quello da me progettato e realizzato. Si nota come il secondo presenti il corretto valore di tensione di uscita, che non deve superare 5V per evitare il sovraccarico dell'ingresso TTL utilizzato.



Segnale Encoder, Stadio differenziale standard, modifiche introdotte

Fig.3.18 Comparazione filtraggio segnale Encoder

Utilizzando la funzione fotogramma fisso presente sull'oscilloscopio (Fig. 3.19) si nota l'efficacia delle modifiche introdotte nel rigettare il rumore senza tuttavia introdurre una latenza consistente nel fronte di attacco dell'onda quadra.

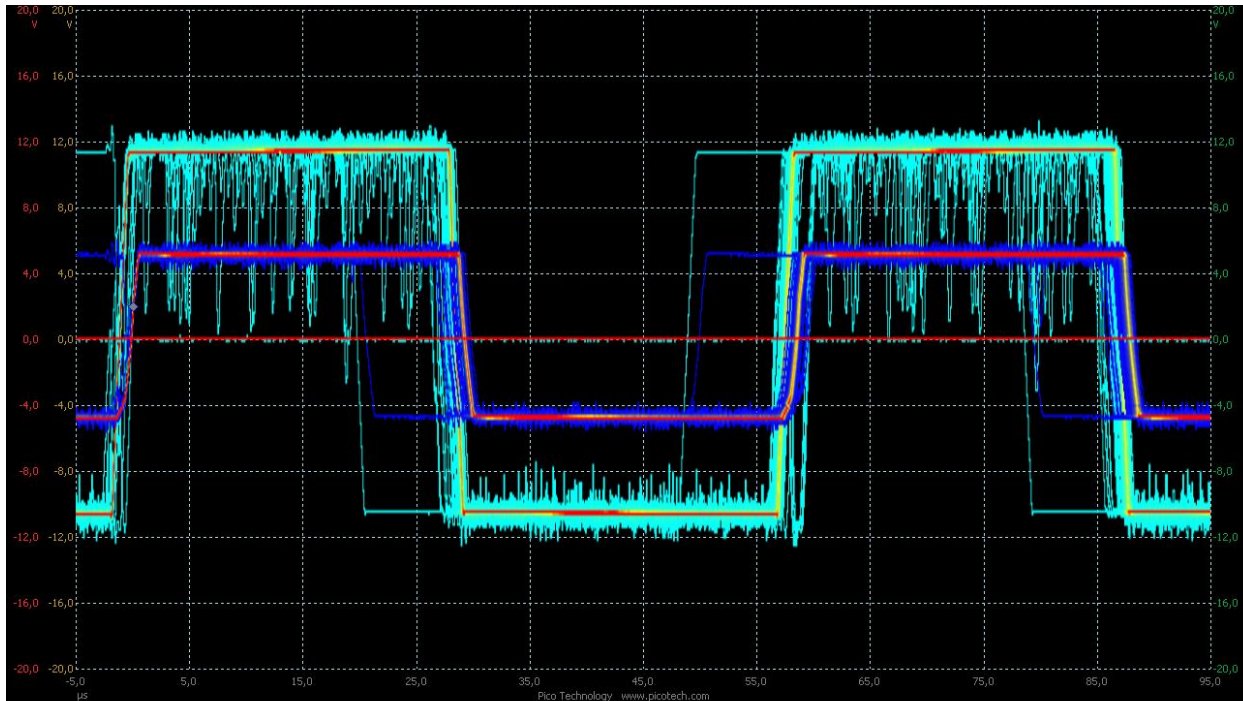


Fig.3.19 Confronto fra stadio differenziale standard e modificato

Per quanto riguarda le distorsioni operate dai circuiti di condizionamento sul fronte di attacco dell'onda quadra che processano, bisogna inoltre considerare che gli amplificatori operazionali utilizzati sono di tipo comune a basso costo, ed è possibile ottenere un risultato sensibilmente migliore ricorrendo a componenti più performanti.

Terminata la fase prototipale ho replicato il circuito proposto per i quattro canali encoder. I quattro amplificatori sono stati alloggiati in un box metallico insieme ai circuiti stretcher sopra menzionati. Tutti gli stadi sfruttano un'alimentazione lineare a basso rumore realizzata con componenti sovradimensionati che provvede ad alimentare anche gli encoder. Ho dedicato particolare cura al cablaggio dei collegamenti di terra per escludere qualunque tipo di circolazione di corrente sui conduttori a potenziale nullo (*star grounding*). In figura qualche particolare della realizzazione descritta (Fig. 3.20).



Fig.3.20 Stadio di condizionamento a 6 canali per la coppia di encoder

3.7. Risultati ottenuti

Lo sviluppo del banco prova sperimentale per la misura *TE* ha visto alternarsi sessioni di lavoro “a freddo ” per la taratura e l’ottimizzazione del sistema di misura con segnali simulati tramite i generatori di funzioni e sessioni “a caldo”.

Nel secondo caso il sistema di misura sviluppato era effettivamente adoperato sui meccanismi del banco prova cioè la trasmissione tipo strumentata con encoder, collegata all’azionamento elettrico controllato in frequenza e il freno a correnti parassite. Per questi due ultimi dispositivi è doveroso precisare che si trattava di componenti scelti ed utilizzati temporaneamente in attesa di reperire degli analoghi più prestanti.

Nel particolare l’azionamento elettrico si è dimostrato sottodimensionato mostrando fenomeni di surriscaldamento durante le prove ad alto carico/basso regime che sono alla base delle campagne di misure del *TE*. Nonostante ciò mi è stato possibile raccogliere durante i vari stadi di sviluppo del progetto dei dati sperimentali necessari a impostare e ottimizzare i metodi di trattamento numerico della misura effettuata. Purtroppo questi dati preliminari risentono di varie anomalie solo parzialmente superate durante la mia visita al VUT:

- I dati raccolti riguardando la misurazione tachimetrica su di una ruota della trasmissione poiché uno dei due encoder ha smesso di funzionare poco dopo il montaggio a banco.
- La misurazione tachimetrica è affetta da disturbi elettromagnetici che determinano dei falsi trigger, non è stato possibile effettuare una campagna di prova dopo la realizzazione dei circuiti di condizionamento descritti nel precedente paragrafo
- La stessa misurazione risente di fenomeno di pseudo isteresi dei canali digitali che trattano diversa precisione le rampe di salite e discesa (Paragrafo 3.5).

La campagna di prova disponibile consiste in definitiva in un set di misure ottenute per una mappa che si compone di tre carichi crescenti e tre regimi di rotazione (Fig. 3.21).

Il segnale tachimetrico su questa mappa sperimentale è ottenuto come differenza tra la velocità istantanea e la velocità mediata sulla singola rivoluzione, pertanto è un segnale di tipo *IASF*. Il dominio proprio di questa misurazione è quello dei passi di angoli determinati dalla tacchettatura dell’encoder con codifica *X4*; nella figura l’ascissa viene comunque parametrizzata sul tempo di acquisizione. Per verificare l’estensione del campionamento relativo a una rivoluzione dell’albero viene associato il segnale di trigger/rev ripreso dal canale analogico tramite pulse stretcher (in verde). In questa figura così come nelle successive i tracciati mancanti sulla mappa sono tali perché poco significativi ai fini dell’analisi degli stessi o non disponibili.

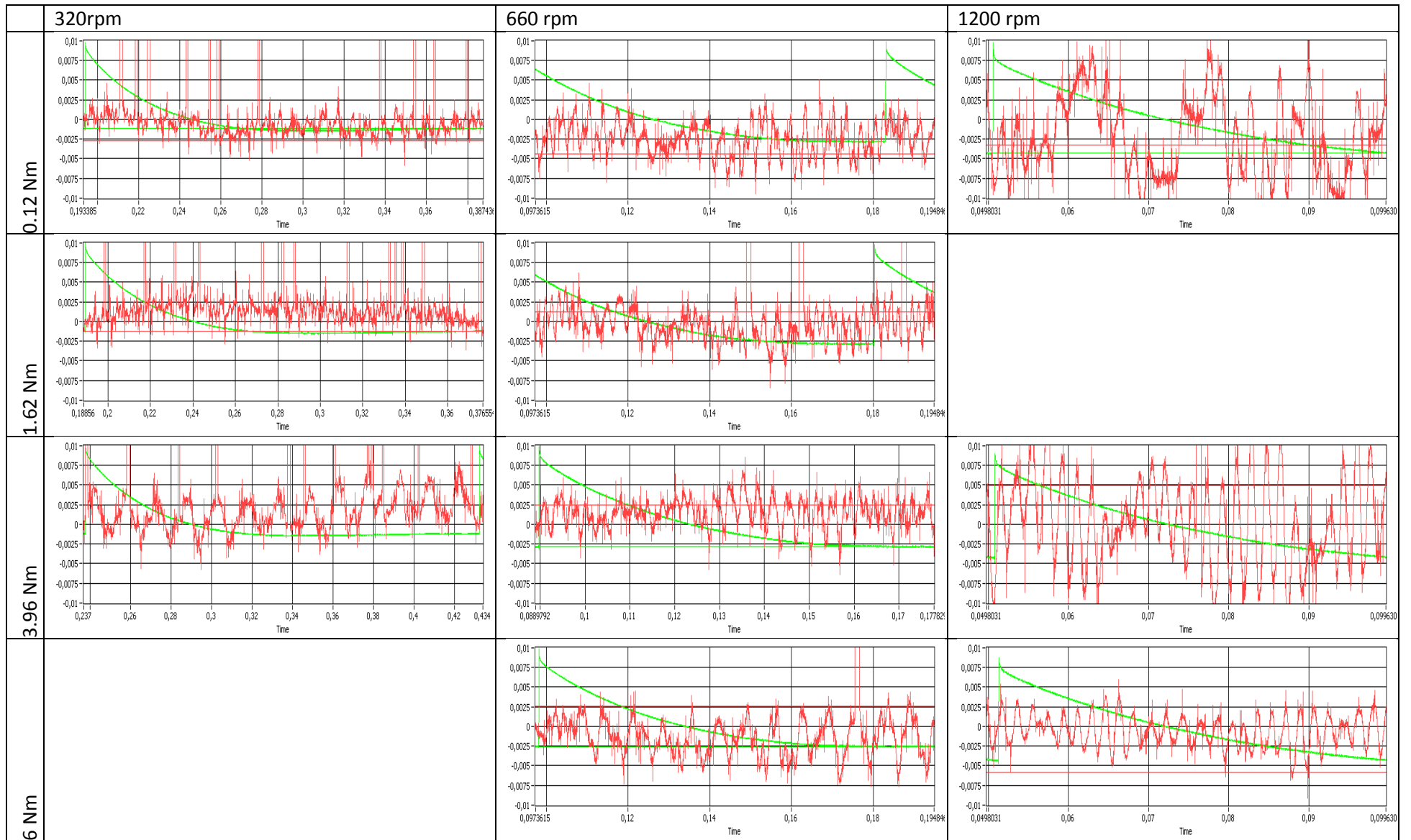


Fig.3.21 Campagna di misure @VUT: mappa IASF

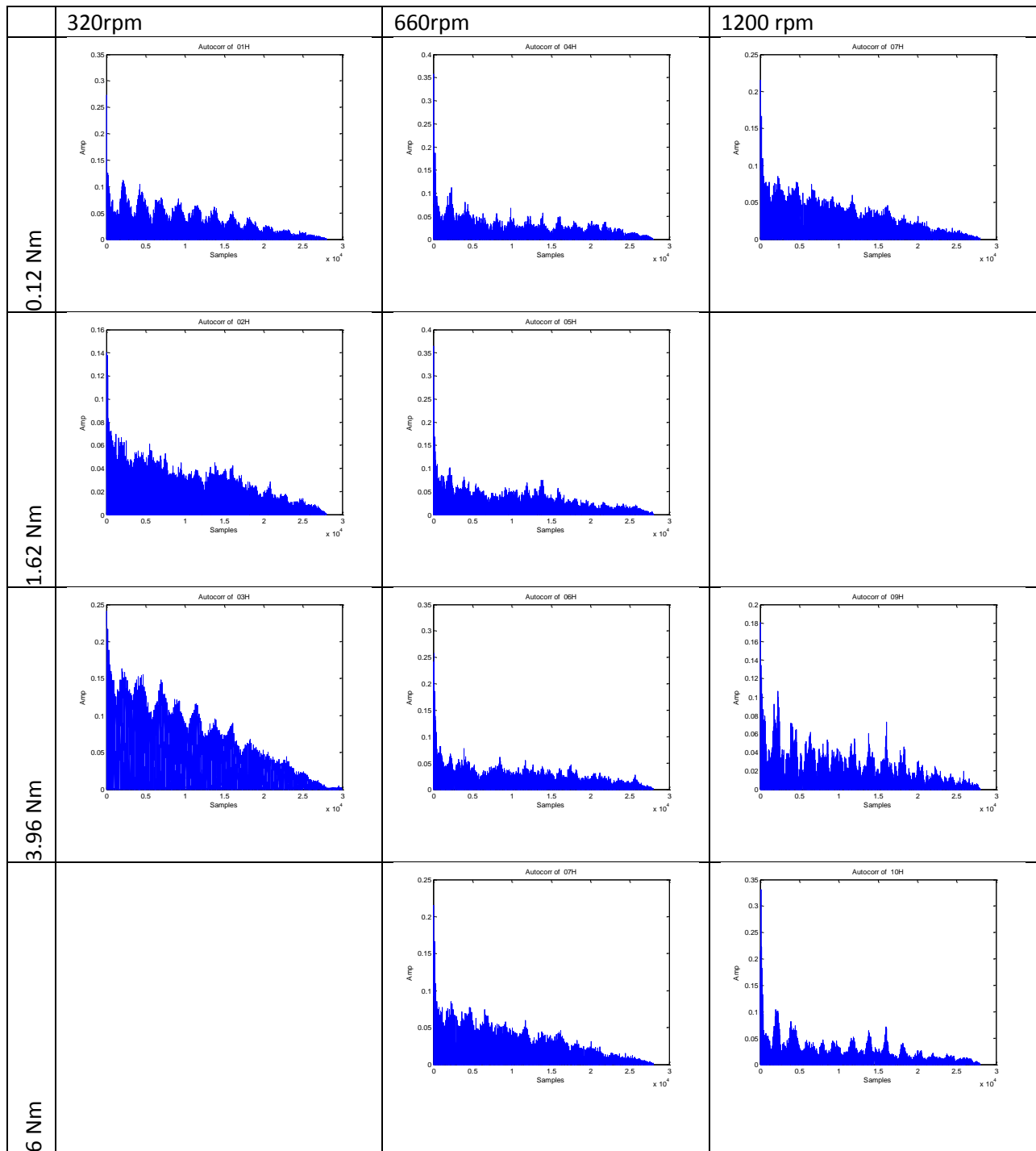


Fig.3.22 Campagna di misure @VUT e Autocorrelazione

Il tracciato *IASF* viene definito trattando il segnale dell'encoder con un approccio di tipo *time-counting* [Cap2].

$$IASF_{(k)} = \frac{(t_k - t_{k-1}) - (t_N - t_1) / N}{(t_N - t_1) / N} \quad (3.5)$$

$$t_k = n_k \Delta t_{ticks} \quad n \in [1, \dots, N_{enc, pulse/rev}]$$

La scrittura proposta (3.5) considera il valore medio di velocità calcolato su di una singola rivoluzione per semplicità di scrittura ma nell'algoritmo di calcolo utilizzato questo valore è

ricavato puntualmente per tutto il run sperimentale tramite una media mobile di ampiezza pari a 2400 samples.

Per ogni run viene proposta l'autocorrelazione del segnale tramite (3.6) con il fine di valutare la regolarità del segnale nel suo ripetersi durante il run stesso (Fig. 3.22).

$$Autocorr_{(t)} = \int_{-\infty}^{\infty} f(u+t)f^*(u)du \quad (3.6)$$

Dall'analisi di questi tracciati sperimentali è possibile raccogliere alcune considerazioni:

- A bassa velocità il sistema di misura risente di forte rumorosità, in particolare dei falsi trigger.
- All'aumentare del carico si delinea la micro modulazione di velocità causata dal TE, tuttavia il range di carichi testati potrebbe non essere sufficiente a fornire un risultato metrologico significativo.
- L'elevata prestazione metrologica del *time-counting* [93] in presenza di segnali fortemente rumorosi diventa controproducente dal momento che nel dominio angolare utilizzato i falsi triggers alterano la qualità stessa del dominio (passi angolari per rivoluzione) rendendo il processamento del segnale non agevole.
- L'esame delle autocorrelazioni mostra una debole prima armonica dovuta al ripetersi della dentatura ma poca ripetibilità sulla rivoluzioni successive manifestando la presenza di condizioni di prova non stazionarie.

Quindi ho preveduto ad analizzare il valore medio di velocità dell'albero, calcolato con passa bassa di tipo box car per un'ampiezza lievemente superiore al numero di campioni/ giro per poter filtrare efficacemente i fenomeni ordinali della misurazione (Fig. 3.23):

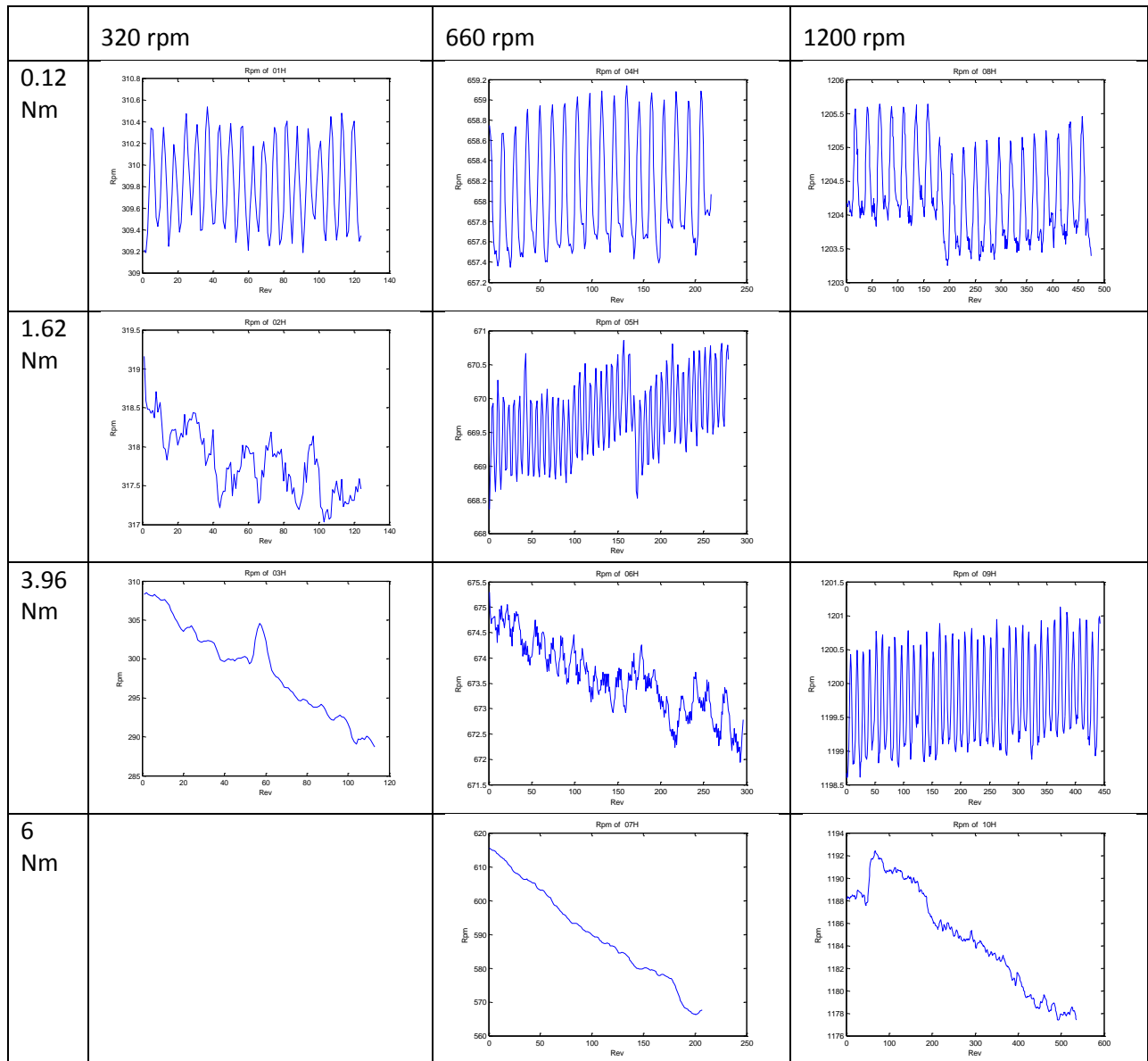


Fig.3.23 Campagna di misure @VUTvelocità media albero

Esaminando la figura si riscontrano delle problematiche di instabilità ciclica a basso carico e un fenomeno di rallentamento ad alto carico dovuto all'inadeguatezza dell'azionamento elettrico utilizzato.

Un ulteriore dettaglio della qualità del processo sperimentale si ottiene considerando lo spettro ordinale per la singola rivoluzione nelle varie condizioni di prova (Fig.3.24). Il risultato è qui limitato ai valori assoluti dei coefficienti della serie di Fourier svolta sul dominio degli ordini. Si la preponderanza dell'armonica dell'onda portante (ord=500), e il manifestarsi della sideband inferiore propria delle onde modulate in frequenza [Cap2, 124, 134]. In alcune delle misurazioni è ben distinguibile l'armonica 27 propria della *meshing frequency* della dentatura, la sua ampiezza è un indicatore della qualità della misurazione effettuata.

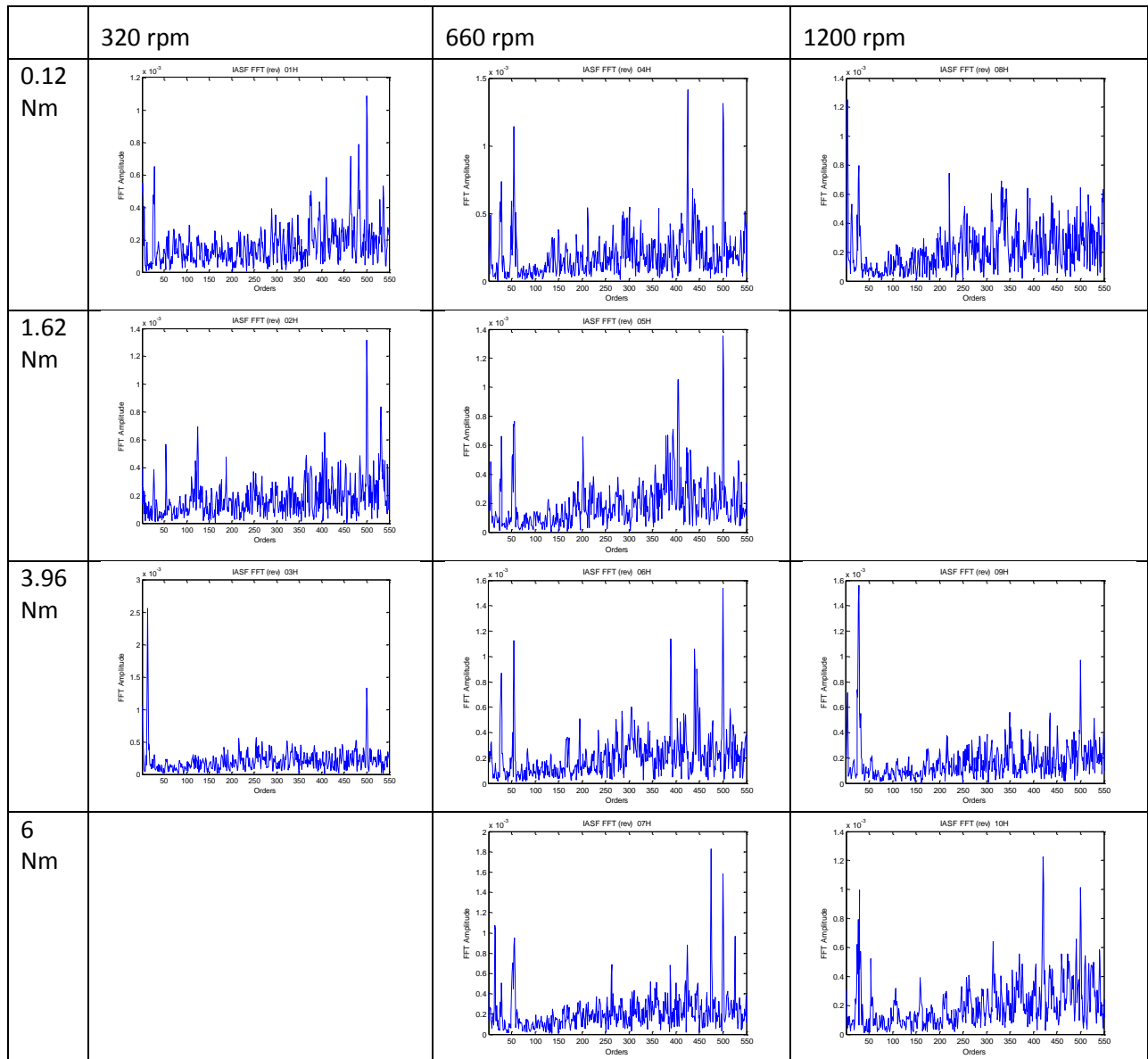


Fig.3.24 Campagna di misure @VUT tramite Analisi FFT

La risposta FFT è perfezionabile ricorrendo a procedure di tipo Time Synchronous Averaging; (122) mediando la pesatura FFT per gli ordini omologhi sulle rivoluzioni successive. Nel procedimento ho utilizzato un filtraggio sul primo ordine sullo spettro (Fig.3.25). Il risultato è controverso, il rapporto segnale/ rumore appare notevolmente migliorato. Tuttavia si perde del tutto l'armonica principale della dentatura e appare un picco sull'ordine 12 di ampiezza notevole su tutti gli esperimenti forse dovuto a caratteristiche dell'azionamento o del freno; in definitiva il procedimento è inficiato dalla non stazionarietà delle condizioni di prova.

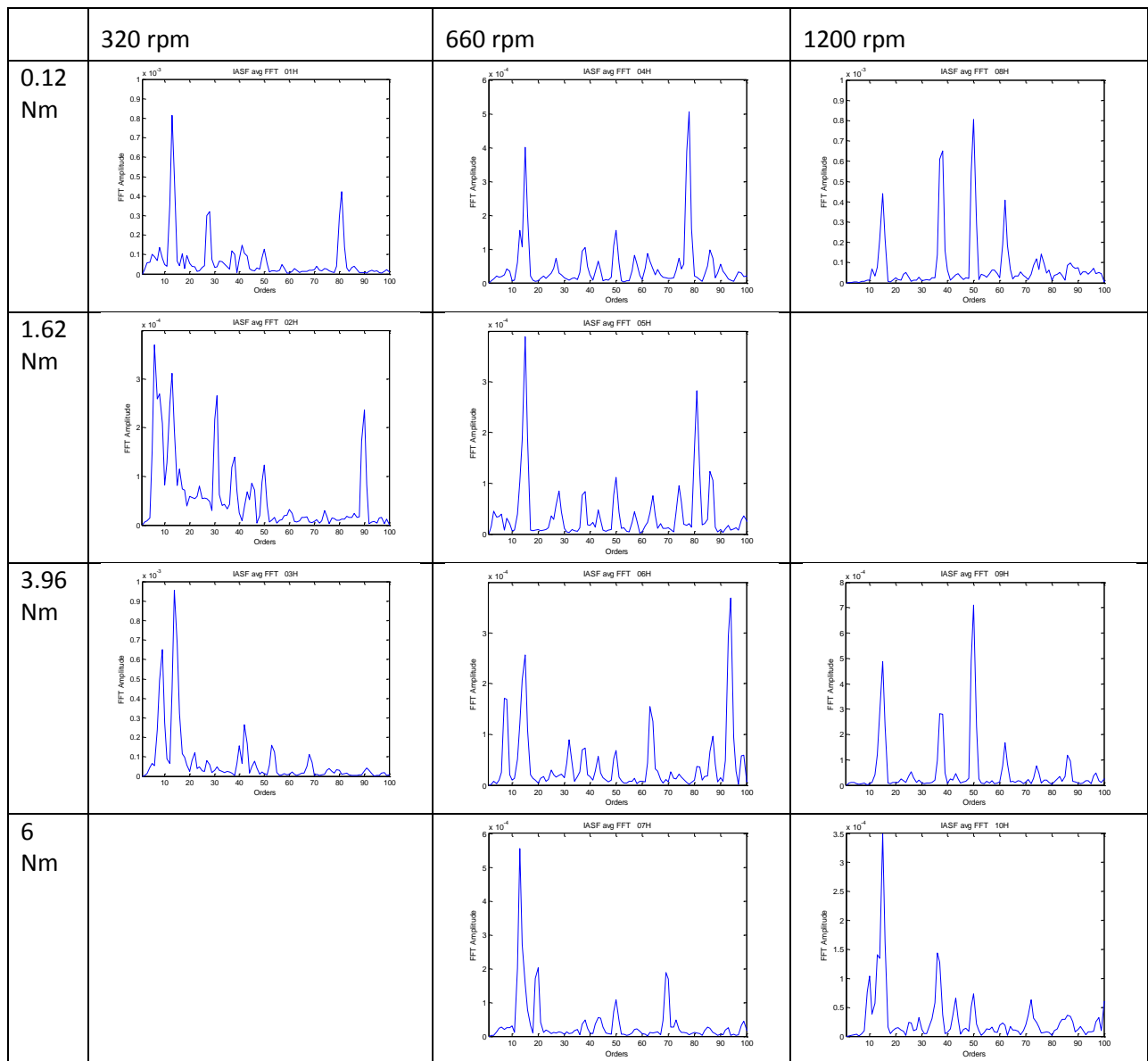


Fig. 3.25 Campagna di misure @VUT Analisi FFT “ciclomediata”

Infine gli esperimenti sono stati indirizzati al calcolo del TE presentato in una veste particolare in virtù della mancanza della misurazione tachimetrica per entrambe le ruote. Da definizione (3.2) il valore richiede la misurazione simultanea dei due slittamenti angolari delle ruote in trasmissione, ma di fatto le due quantità sono fra loro dipendenti tramite il rapporto di trasmissione.

Il processo di calcolo considera il segnale tachimetrico come sovrapposizione tra un moto di assieme e una micro vibrazione rotazionale responsabile specificatamente del TE (3.6).

Il segnale tachimetrico si prefigura quindi come un segnale modulato in fase [124, 132]. in cui l’onda portante (*carrier*) consiste nella risposta tachimetrica del cinematismo ideale in moto stazionario, e l’obiettivo della demodulazione sarà restituire la micro tessitura di scostamenti angolari dovuti alla non idealità della trasmissione esaminata [134].

$$y(t) = A \cos \left[\Omega_{carrier} t + \mathcal{G}_{mod(t)} \right] \quad (3.6)$$

Uno dei metodi classici nell'affrontare la demodulazione consiste nel ricorrere alla nozione di segnale analitico accoppiando la funzione reale disponibile alla sua trasformata secondo Hilbert come parte immaginaria (3.7):

$$Y(t) = y(t) + jH_{y(t)}$$

$$H_{y(t)} = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{y(\tau)}{t - \tau} d\tau \quad (3.7)$$

Il segnale analitico ammette adesso una rappresentazione fasoriale (3.8)

$$Y(t) = A_{(t)} e^{j\theta(t)} \quad (3.8)$$

E la fase istantanea, oggetto della demodulazione viene ricavata come (3.9)

$$\theta(t) = \arctan \frac{y(t)}{H_{y(t)}} = \text{Im} \left(\ln Y(t) \right) \quad (3.9)$$

Questa metodologia di demodulazione ben si presta al trattamento di segnali tachimetrici di tipo IAS/TE disponibili nel dominio temporale, quali sono quelli che derivano dalla tecnica *Analog to Digital Counter* [74] (Fig. 3.26).

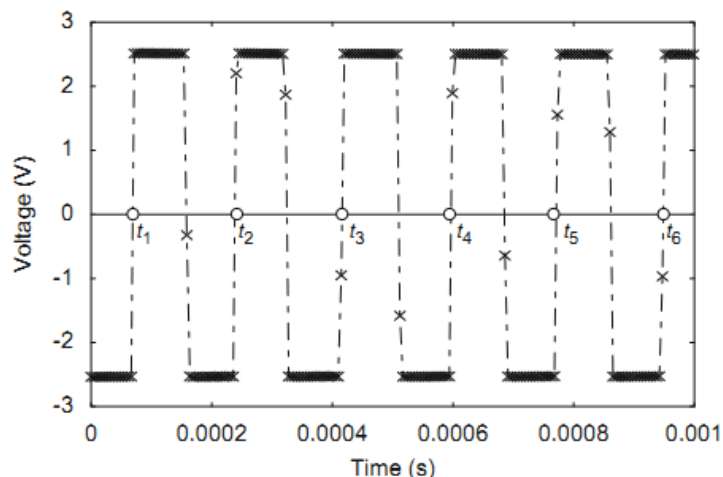


Fig. 3.26 Metodologia ADC per il campionamento di segnali tachimetrici su ingressi analogici [83]

La metodologia ADC differisce profondamente dall'approccio *time-counting* (Fig. 3.27) utilizzato negli esperimenti effettuati al banco prova.

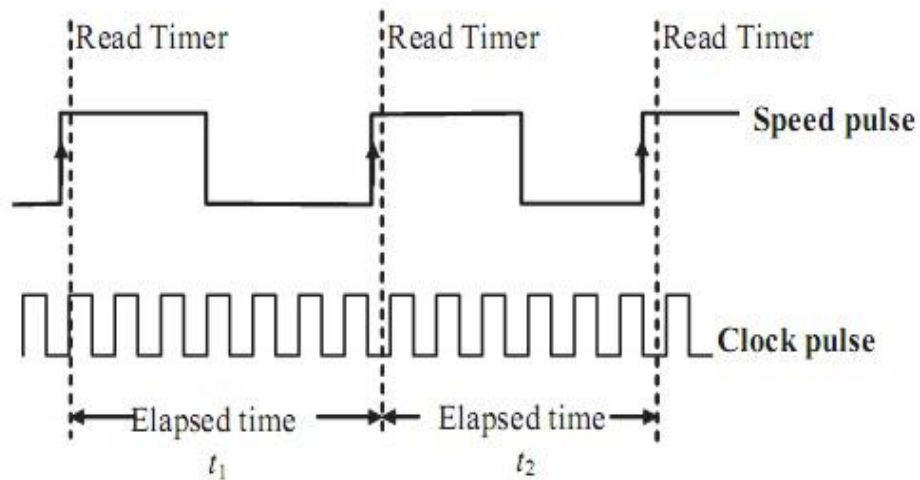


Fig. 3.27 Metodologia *time-counting* per il campionamento di segnali tachimetrici con contatori digitali [83]

3.8. Metodologia Proposta

Questo metodo è in grado di sfruttare la notevole prestazione offerta dai moderni contatori digitali e pertanto metrologicamente sopravanza il metodo ADC sebbene sia comunque affetto da varie patologie metrologiche [88], e il suo assetto formale è tuttora in discussione [96]. La differenza fondamentale consiste nella differenza di dominio in cui operano i due; per il primo la base temporale, per il secondo quella angolare. In campo numerico non è complesso passare dalla prima alla seconda rappresentazione pertanto si fa menzione anche di metodi combinati per la demodulazione di segnali IAS[91,102, 111].

Tra le caratteristiche dei metodi di demodulazione IAS/TE basati su segnali analitici vi è l'utilizzo di una carrier a frequenza costante. Nel caso specifico degli esperimenti presentati, come già mostrato, si è alla presenza di un cinematismo che opera in modo non stazionario. Pertanto per la sua interpretazione sarà necessario utilizzare un metodo capace di dialogare con questa evenienza [91]. La soluzione da me proposta, e già anticipata prevede di definire un segnale portate dalla velocità media ottenuta come media mobile di quella istantanea (Fig. 3.23).

Il metodo di calcolo che ho sviluppato utilizza la disponibilità della misurazione tachimetrica definita come:

$$Tacho_k = [t_{meas,k}, \varphi_{meas,k}] \quad (3.9)$$

$$k \in [1, \dots, N * n_{rev}]$$

quindi il calcolo delle serie IAS riferite al segnale modulato (misurato) e al segnale carrier:

$$IAS_{meas,k} = \frac{\varphi_{meas,k} - \varphi_{meas,k-1}}{t_{meas,k} - t_{meas,k-1}} \quad (3.10)$$

$$IAS_{carr,k} = Lowpass_{mvg} [IAS_{meas,k}, \tilde{N}_{smoothing}]$$

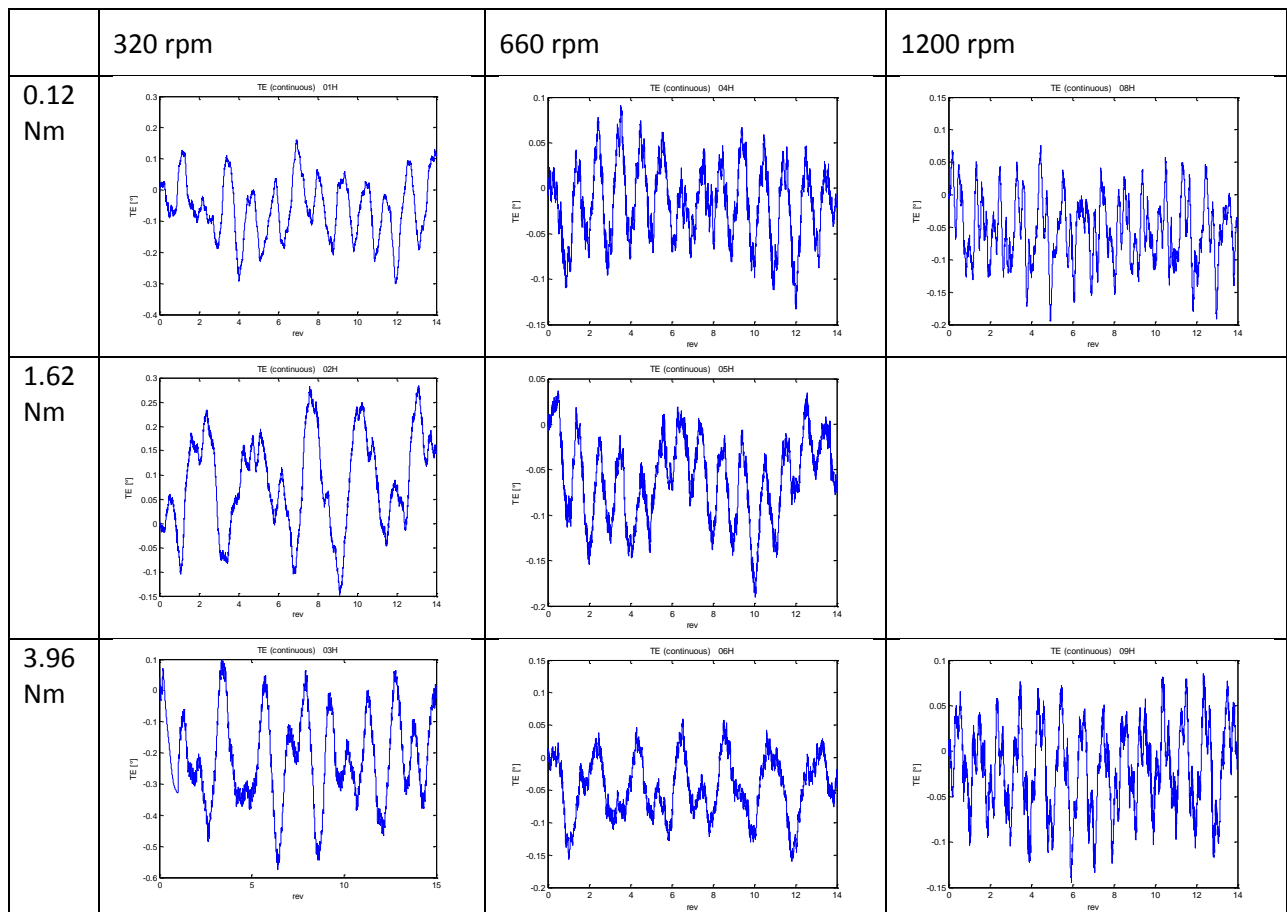
Da queste premesse si procede al calcolo della fase associata esclusivamente allo sviluppo angolare della carrier sul dominio temporale delle serie tachimetrica misurata:

$$\varphi_{carr,k} = \sum_1^k IAS_{carr,k} (t_{meas,k} - t_{meas,k-1}) \quad (3.11)$$

Su questi fondamenti si può impostare la differenziazione tra il comportamento ideale e quello reale del cinematismo, calcolando puntualmente lo scostamento tra la fase della carrier e la fase misurata rispettivamente:

$$TE_k^* = \varphi_{meas,k} - \varphi_{carr,k} \quad (3.11)$$

Questa misura (Fig.3.28) non è rigorosamente la stima del TE quanto un ibrido “virtuale” di misurazione $IASF/TE$ mirato a evidenziare le non stazionarietà del processo cinematico in atto.



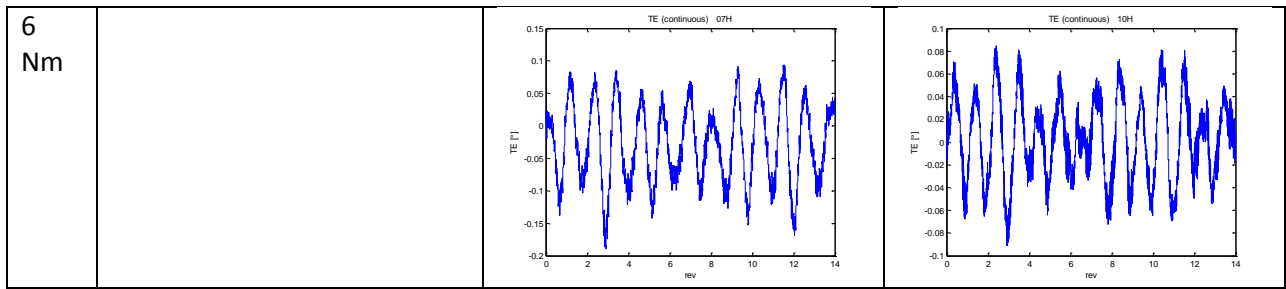
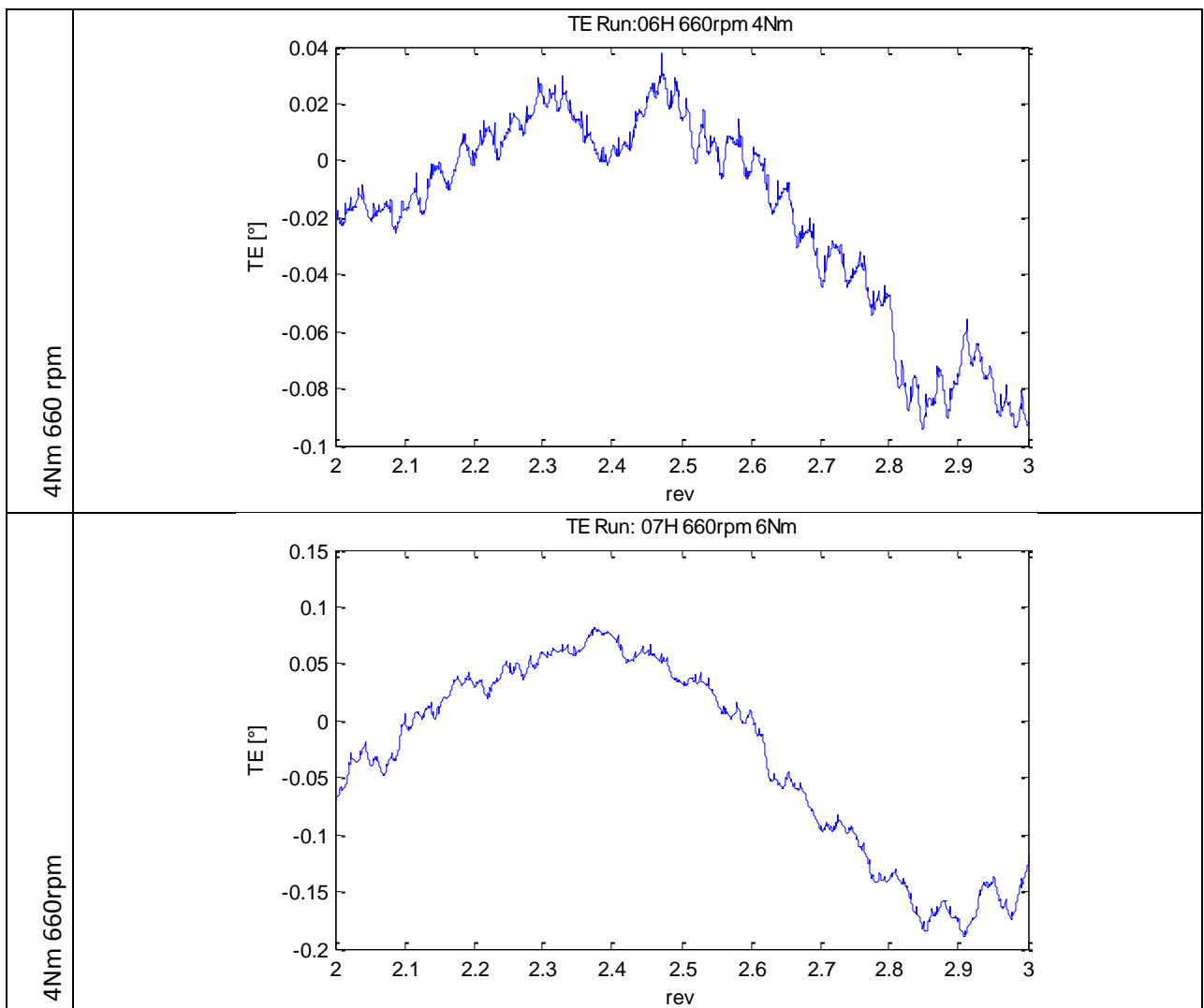


Fig. 3.28 Campagna di misure @VUT TE virtuale

Il dominio della parametrizzazione effettuata corrisponde ai tempi della misura tachimetrica, che tuttavia corrispondono agli angoli della stessa serie sperimentale; pertanto i due domini sono omologhi e il metodo si può comunque ritenere di tipo ordinale.

Dalla mappa di prova, le condizioni più espressive (Fig. 3.29) testimoniano dell'efficacia del sistema di misura, quindi dei notevoli margini di miglioramento alla luce delle considerazioni già fatte e inerenti le limitazioni sopravvenute nello sviluppo del banco prova. La sensibilità qui raggiunta ha un ordine di grandezza di qualche millesimo di grado.



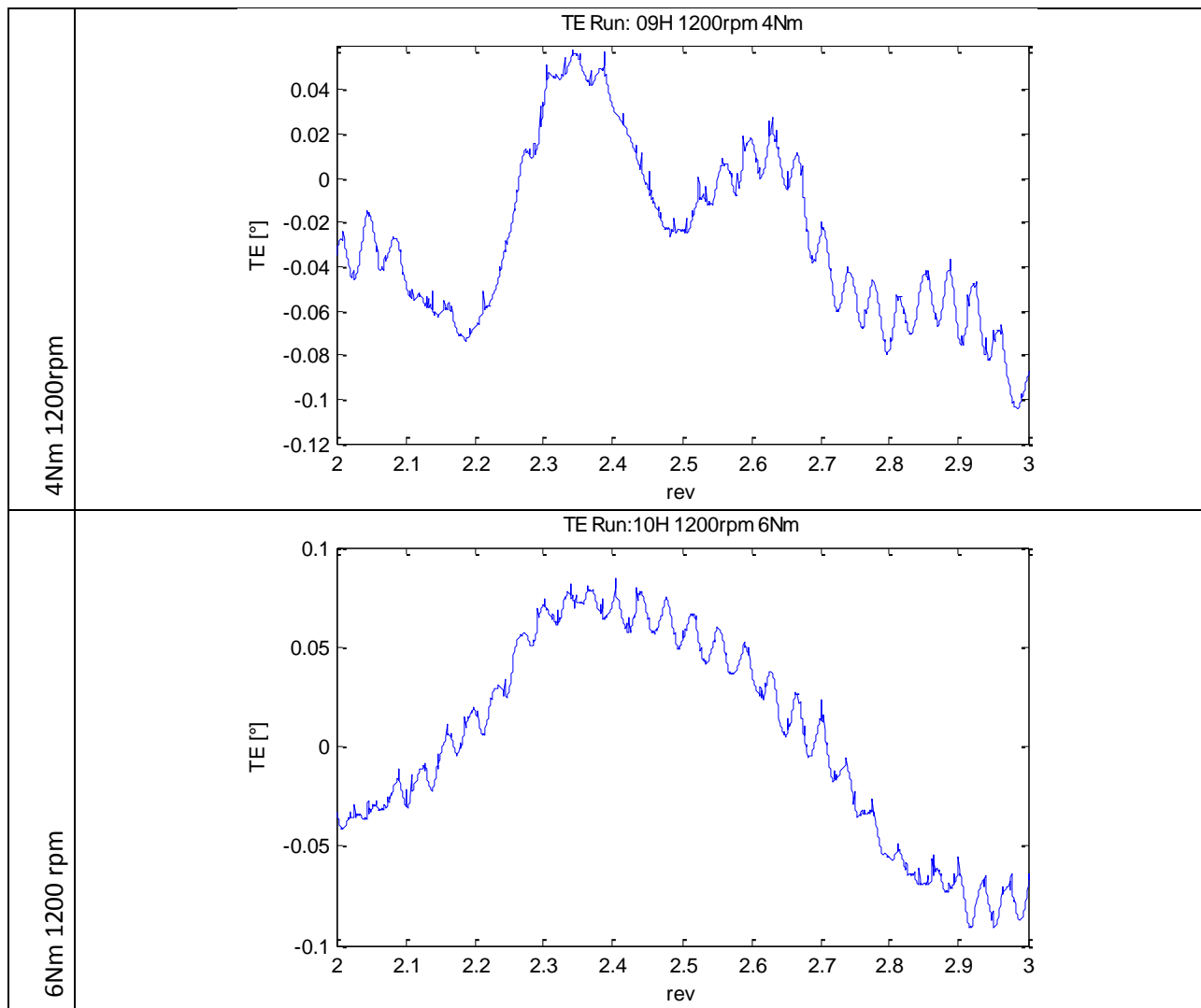


Fig. 3.29 Campagna di misure @VUT: dettagli Analisi TE

4 Esperienze sperimentali di diagnostica non intrusiva: Lombardini LDW442

4.1 Campagna sperimentale per la misurazione dell'emissione acustica

L'analisi della radiazione vibra acustica associata al funzionamento di un motore a combustione interna (Cap.2) è stata effettuata sui risultati di una campagna sperimentale svolta presso il Laboratorio Motori dell' Università RomaTre.

Il propulsore utilizzato sul banco prova (Fig. 4.1) è il bicilindrico a combustione spontanea Lombardini LDW442CRS provvisto di sistema di iniezione common rail e raffreddamento a liquido. In ambito commerciale questa unità riscontra applicazioni eterogenee quali micro-autotrazione, nautica e servizi industriali di piccola potenza.

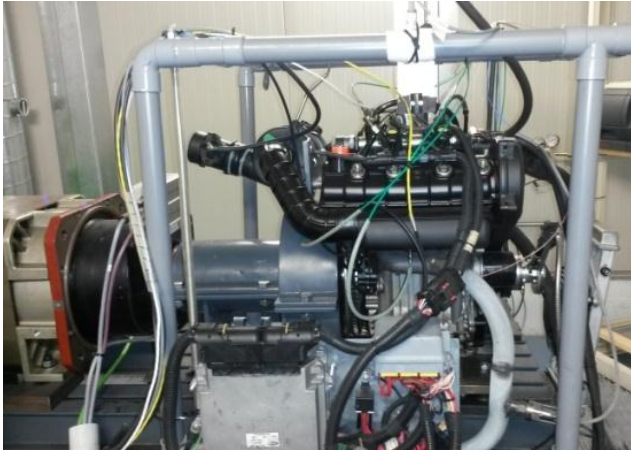
	Cilindrata:	442cc
	Cilindri:	2
	Alesaggio:	68mm
	Corsa:	60.6mm
	Rapporto di compressione:	20.1
	Coppia massima:	25Nm @2000rpm
	Potenza massima:	8.5kW @4400 rpm
	Sistema iniezione:	Common rail

Fig. 4.1 Lombardini LDW442 e banco prova Uniroma3

Il motore è accoppiato ad un azionamento elettrico costituito da un motore elettrico sincrono SIEMENS 1PH7 (coppia massima nominale 360Nm, potenza massima 70kW) controllato da un convertito elettronico SIEMENS SIMATIC S120 che permette la regolazione indipendente del regime di rotazione e del carico frenante.

Il motore è strumentato con un piezo manometro a larga banda alloggiato sulla testa della camera di combustione sostituendo il dispositivo di preriscaldamento (candeletta). Un telaio di supporto circonda il propulsore permettendo di variare il posizionamento di un trasduttore microfonico (Tab. 4.1). La qualità di questo posizionamento è di notevole importanza dal momento che il banco prova è realizzato in un ambiente non anecoico.

Trasduttore di pressione	AVL GU 13P	Trasduttore microfonico	B&K 4939
Sensibilità:	15.4 pC/bar	Sensibilità:	4 mV/Pa
Range operativo pressione:	0 -200 bar	Range operativo temperature:	-40- 150° C
Range operativo temperature:	0 - 400°C	Frequenza di taglio (-3dB):	45 kHz
Frequenza di taglio (-3dB)	130kHz		

Tab. 4.1 Caratteristiche trasduttori di pressione

Il motore è, inoltre, provvisto di un encoder ottico AVL 364C e della sensoristica deputata al rilievo delle condizioni di aspirazioni e scarico del propulsore in atto durante la prova. Il sistema di acquisizione basato su piattaforma National Instruments cRio utilizza una scheda con convertitori A/D ad alta frequenza per il campionamento dei trasduttori di cui sopra, dell'encoder, dei manometri posti sugli ambienti di aspirazione e scarico. La frequenza di campionamento è impostata a priori sul sistema in modo da far risultare il periodo di campionamento pari 0.1° di manovella (*Crank Angle Degree*) per il regime di rotazione scelto.

La campagna sperimentale è stata svolta su di una mappa di condizioni di funzionamento eterogenee e indicative del funzionamento del motore sulla sua potenzialità operativa. (Fig. 4.2). Per ogni regime di funzionamento è stato effettuato anche un test in condizione di motore trascinato.

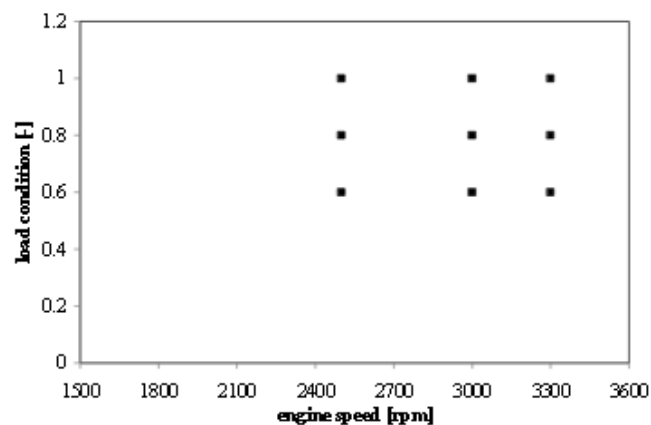


Fig. 4.2 Mappa di prova campagna strumentale

Per la campagna sperimentale sopra definita è stato monitorato il motore durante il suo funzionamento in condizioni stazionarie acquisendo i segnali provenienti dalla sensoristica descritta ed installata a bordo macchina con una procedura di data-logging. L'emissione acustica è stata analizzata con l'obiettivo di definire metodologie dedite alla diagnosi non

intrusiva del processo di combustione e fornire indicazioni per lo sviluppo di strategie di miglioramento in ambito *NVH*.

Sotto questa luce si è proceduto ad indagare i legami che si realizzano fra l'evoluzione del processo combustivo e l'emissione vibro acustica rilasciata dal motore nell'ambiente di prova. Nell'emissione acustica rilasciata è possibile ipotizzare che siano presenti componenti legate direttamente all'eccitazione dovuta allo sviluppo di pressione in camera (*rumore di combustione*) e componenti indirette, dovute all'eccitazione delle superfici radianti ad opera di sorgenti meccaniche (organi volventi, impatti organi distribuzione, piston-slap) e fluidodinamiche (flussi di scarico e aspirazione). L'interazione fra i diversi contributi diretti e indiretti nel partecipare alla radiazione totale è complessa e costituisce un argomento cardine dello stato dell'arte delle metodologie non intrusive per la diagnostica della combustione nei motori a combustione (Cap.2.)

La prospettiva di ottenere informazioni relative al processo di combustione tramite l'analisi dell'emissione vibro acustica di motore a combustione è un argomento allettante tanto in campo diagnostico quanto nelle sue possibili applicazioni ai sistemi di controllo per applicazione diretta nei dispositivi *ECU*.

In questo ambito la virtù della metodologia non intrusiva attiene non tanto alla sua finezza metrologica quanto piuttosto ai vantaggi operativi come metodo *Machine Condition Monitoring* che non richiede l'installazione della sensoristica dedicata a bordo macchina. Le sue possibili e naturali applicazioni ricadono, infatti, nel controllo rapido su linee di montaggio e nel retrofitting di impianti motore già disponibili per implementare strategie di controllo avanzate. Da non sottovalutare anche le implicazioni dello sviluppo di questa metodologia in ambito *NVH*.

L'analisi sperimentale diretta del processo di combustione di un motore a combustione è vincolata dalla disponibilità di sensoristica capace di adattarsi alle severe condizioni di prova definite dalla condizione termo-barometrica della camera di combustione e dalla rapidità del processo in esame.

Esistono dei metodi ottici capaci di effettuare una misura metrologicamente non intrusiva delle condizioni di temperatura, quali velocità e qualità dei gas presenti in camera di combustione, ma il loro utilizzo è tipicamente intrusivo poiché richiedono la disponibilità di accesso ottico in camera di combustione, difficilmente realizzabile o ottenibile in unità commerciali.

Pertanto è prassi identificare le qualità dell'evoluzione del processo di combustione tramite una lettura sperimentale manometrica della camera di combustione [2]. Questa misurazione puntuale ma istantanea permette, quindi, di sviluppare analisi più raffinate contemplando l'utilizzo di modelli termochimici adatti o adattati. Tipicamente il problema viene affrontato o in contesti zero-dimensionali per fornire supporto all'integrazione e all'interazione fra i vari sistemi del dispositivo motore [144] o in analisi a elementi finiti capaci di restituire simulazioni di complessità crescente delle condizioni termo fluidodinamiche in atto in camera di combustione (CFD).

In questo lavoro si considera l'andamento della pressione in camera di combustione, necessario per identificare gli indirizzi fondamentali dell'evoluzione termo-chimica cui è sottoposta la

carica durante il processo di combustione e, pertanto, sufficiente allo scopo. Si utilizza quindi come modello la conservazione dell'energia interna del fluido nel sistema chiuso della camera di combustione soggetto allo scambio di lavoro con la parete mobile costituita dal cielo del pistone, sollecitato termicamente dal procedere della combustione e dallo scambio di calore con le pareti del sistema stesso (4.1.)

$$dQ_c = \frac{1}{\gamma-1} V \dot{p} + \frac{\gamma}{\gamma-1} \dot{V} p + dQ_w \quad (4.1)$$

Da queste relazioni, sfruttando la conoscenza delle funzioni $\{V, p\}$ nel dominio del tempo o più propriamente nel dominio degli angoli di manovella, è possibile risolvere sul contributo di calore ad opera del combustibile Q_c definendo un parametro motoristico importante quale il *Rate Of Heat Release (ROHR)*. Dal rilascio di calore si ottengono importantissime informazioni riguardo la qualità dell'avanzamento del fenomeno combustivo, responsabile della conversione in potenza meccanica e della produzione di specie chimiche inquinanti.

Una particolare attenzione interessa il termine che rappresenta gli scambi di calore del volume di controllo con la frontiera (pareti) del sistema Q_{wall} . La frazione di potenza termica trasferita alle pareti del sistema è, infatti, consistente nei motori tradizionali.

Sebbene si possa ricorrere a meccanismi capaci di fornire indicazioni sullo scambio termico istantaneo locale, quale ad esempio i modelli di Woshni o Annand, o utilizzare estrapolazioni numeriche ad elementi finiti, nella pratica è ammesso di operare [1] tramite il concetto di *grandezza indicata*. Definendo come pressione indicata p_{ind} (rispettivamente lavoro indicato L_{ind}) il valore effettivamente rilevato tramite una misurazione diretta (manometrica o dinamometrica) al netto quindi degli scambi di calore e dei trafiletti effettivamente in atto durante la prova sperimentale. Sotto queste ipotesi dalla conoscenza della geometria del motore si ricava la funzione V_g , e tramite la misurazione della $p_{g,ind}$ è possibile risolvere sul rilascio di calore indicato.

Da queste brevi considerazioni si deduce il ruolo cardine che assume la misura sperimentale della pressione indicata ed il tentativo di ottenere la stessa tipologia di informazioni da catene misura di tipo non intrusivo che, comunque, vengono sempre riferite a questa per la valutazione della prestazione metrologica raggiunta.

Per la campagna sperimentale che è stata effettuata presso il banco prova del Laboratorio Motori la misura di pressione indicata è stata accoppiata grazie ad un campionamento simultaneo ad alta frequenza ad una misurazione microfonica (Fig. 4.3-4.4).

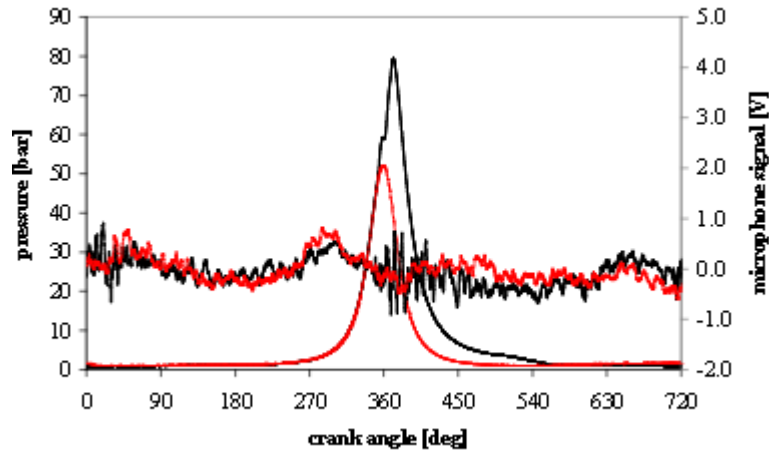


Fig. 4.3 Misura microfonica e pressione indicata a 2500rpm: --- carico 100%, ---carico trascicante

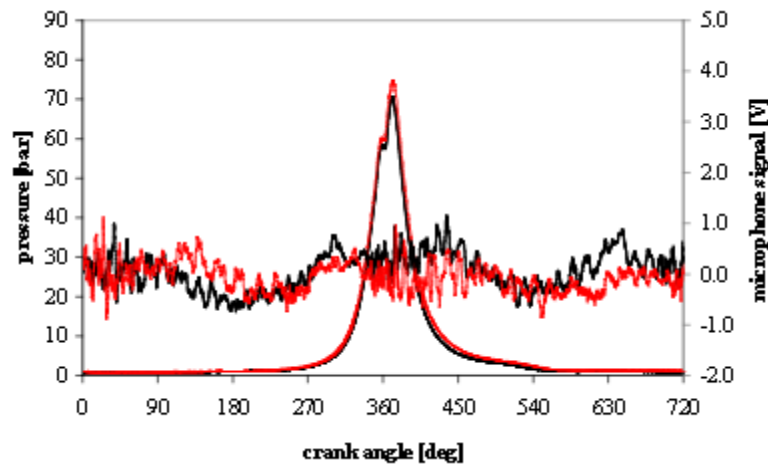


Fig. 4.4 Misura microfonica e pressione indicata a carico 80%: --- 2500 rpm ---3000 rpm

L'esperimento qui riportato mostra la presenza di una significativa alterazione dell'emissione acustica in concomitanza con lo sviluppo del processo combustivo (Fig.4.3) fra gli angoli di manovella corrispondenti all'iniezione di carburante ($340^\circ \div 347^\circ$ secondo il punto di funzionamento) e l'apertura della valvola di scarico (466°). Il procedere della combustione ed il suo sviluppo di pressione eccita la cavità che trattiene la carica fluida la quale risuona emettendo distinte componenti spettrali ad alta frequenza nel medesimo intervallo angolare interessato dallo sviluppo di pressione dovuto al procedere della combustione.

Per lo studio dell'andamento temporale del fenomeno combustivo ci si può riferire allo sviluppo di pressione indicata (p_{Cyl}) o a delle grandezze derivate da questa come la *pressione di combustione* [70] che si ricava sottraendo alla variabile indicata il contributo che questa assumerebbe in assenza di combustione. Il particolare valore di pressione di combustione (p_{comb}) viene calcolato considerando un modello di compressione/espansione politropica della carica che tiene conto delle condizioni termodinamiche della carica nell'istante di chiusura della valvola di aspirazione (4.2.)

$$P_{(t)}V_{(t)}^n = P_{IVC}V_{IVC}^n$$

$$n = 1.32 \text{ compressione}$$

$$n = 1.27 \text{ espansione}$$
(4.2)

parimenti si ricorre ad una misurazione con carico trascinante (4.3)

$$P_{comb(t)} = P_{Cyl(t)} - P_{mot(t)}$$
(4.3)

In ogni caso il procedimento è dipendente dal riempimento del cilindro, qualità che varia al variare del regime di funzionamento. Per un motore ad accensione spontanea il processo è semplificato dall'assenza dell'azione di laminazione introdotta dal corpo farfallato ed è possibile considerare in prima approssimazione trascurabile l'effetto sul riempimento dello stato termico del sistema dovuto alla condizione di carico legando così l'andamento della pressione della carica inerte esclusivamente al regime di funzionamento. Sotto queste ipotesi, tramite le misurazioni effettuate con carico trascinante ai vari regimi, sono state ricavate le curve di pressione di combustione per le prove svolte in laboratorio (Fig. 4.5).

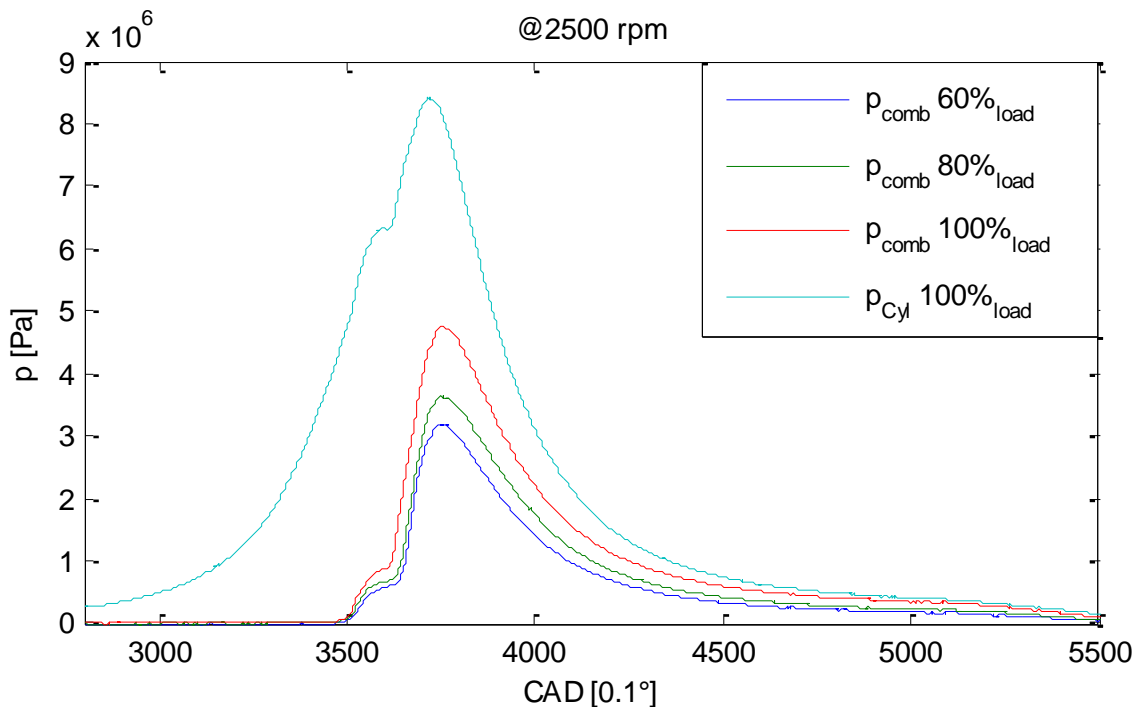


Fig. 4.5 Pressione di combustione per diversi carichi a regime fisso, confronto con pressione indicata

Per la descrizione del fenomeno combustivo ci si può riferire ugualmente alle curve di rilascio di calore (*ROHR*) che per le stesse prove sono state calcolate tramite (4.1). In questo caso si è

scelto di non utilizzare nel calcolo un modello di scambio termico con le pareti della camera come è accettato in letteratura [1] al fine di non disturbare il gradiente di salita della curva con un contributo dipendente dalla modellistica utilizzata per il meccanismo di scambio termico. Tuttavia il modello di calcolo utilizzato per il rilascio di calore fornisce un risultato non nullo per le misurazioni effettuate con carico trascinante quindi carica inerte, quindi è stata utilizzata una compensazione ($ROHR_{comp}$) considerando per ogni regime la differenza fra il rilascio della particolare condizione di carico e quello in condizioni di carico trascinante (Fig.4.6).

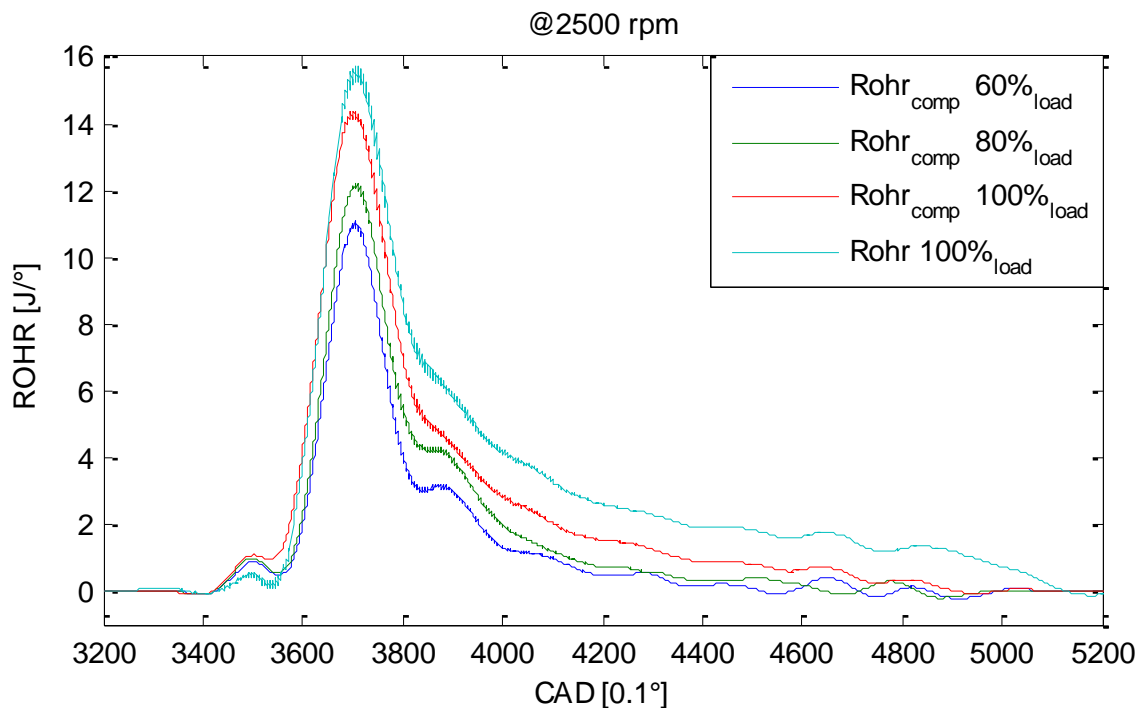


Fig. 4.6 Curve Rilascio del Calore con compensazione

L'effetto della compensazione effettuata ben si adatta, inoltre, a evidenziare la sollecitazione termica della carica ad opera della preiniezione poco prima del *PMS*.

Ancora una quantità strettamente legata alle precedenti verrà utilizzata per la descrizione dell'andamento della combustione quale è la *coppia indicata* (Tor_{gas}) (4.4).

$$Tor_{gas(\vartheta)} = \frac{\pi D^2}{4} P_{Cyl(\vartheta)} f_{gas-crank(\vartheta)} \quad (4.4)$$

Per il suo calcolo si utilizza la geometria del dispositivo in uso al banco prova e da questa si ricava la funzione $f_{crank-slider}$ che lega la forza esercitata dalla pressione dei gas sul cielo del pistone e la coppia resa disponibile sull'albero motore tramite il cinematismo di spinta biella – manovella (Appendice A).

La grandezza è calcolata come valore lordo sui 720° del ciclo termico, cioè comprendente i contributi dovuti alle fasi di sostituzione della carica del cilindro e, inoltre, considera l'azione di entrambi di spinta di entrambi i cilindri, approssimando la pressione indicata del secondo cilindro identica a quella del primo (Fig. 4.7)

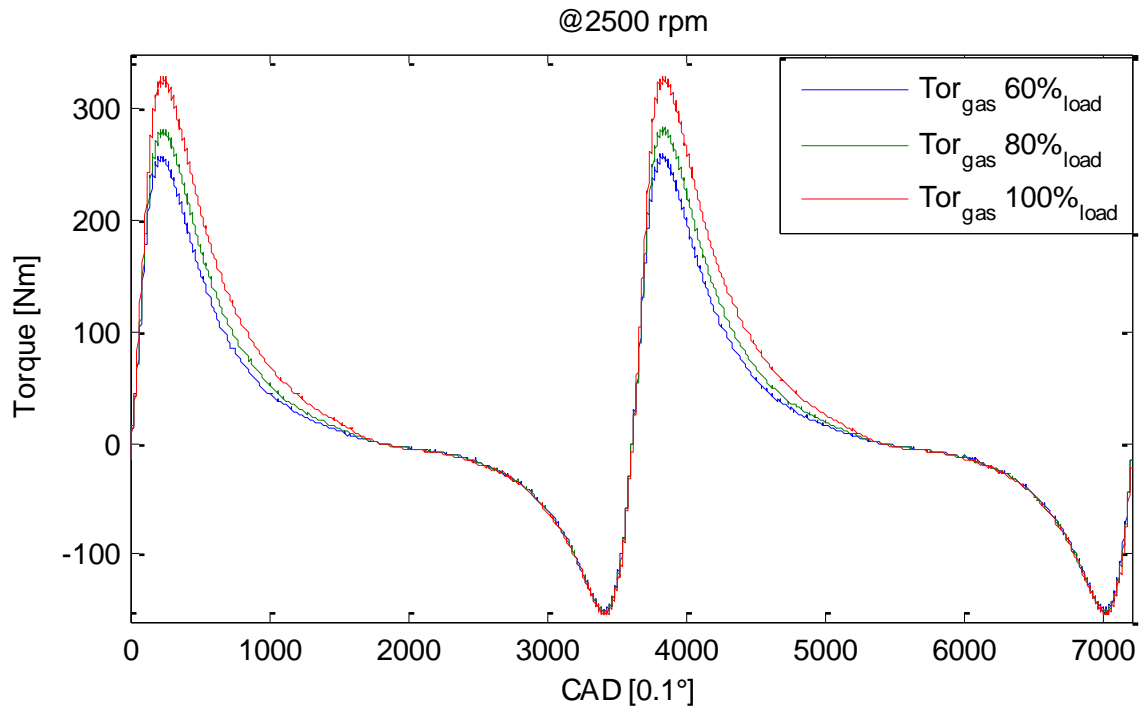


Fig. 4.7 Curve coppia indicata lorda

Le ultime due quantità ammettono anche una parametrizzazione integrale rispettivamente come *rilascio di calore cumulativo* e *lavoro indicato* (4.5) e come tali saranno utilizzate nel seguito del lavoro.

$$\begin{aligned}
 H.R._{(t)} &= cROHR_{(t)} = \int ROHR_{(\tau)} d\tau \\
 I.W._{(\theta)} &= cTor_{gas(\theta)} = \int Tor_{gas(\varphi)} d\varphi
 \end{aligned}
 \tag{4.5}$$

Tramite queste variabili sarà descritto l'andamento temporale della combustione.

Il fenomeno combustivo qui brevemente accennato risulta di notevole complessità modellistica tanto che attualmente anche i più sofisticati strumenti *CFD* riescono a delineare solo in parte gli aspetti descrittivi relativi al moto della carica fluida all'interno della camera di combustione, alla preparazione del combustibile da spray liquido a reagenti gassosi, quindi l'evoluzione del processo combustivo dall'innesco attraversando il suo sviluppo in condizioni di fiamma premiscelata quindi il prosieguo in condizioni diffusive.

Nonostante ciò una metodologia diagnostica capace di restituire informazioni robuste sull'andamento temporale delle quantità estensive, la pressione quindi la temperatura media in atto durante il processo, consente di ottenere importanti informazioni riguardo la qualità della trasformazione termo meccanica in corso e la produzione di specie inquinanti.

Da sottolineare per questo motivo l'importanza che assume un sistema diagnostico computazionalmente agile, cioè di tipo *control-oriented*, nell'interagire in sistemi di combustione avanzati per compensare le difformità possibili in seguito a differenti condizioni operative e/o di funzionamento (es. sistemi multicom bustibile), parallelamente l'interpretazione dell'emissione acustica di un motore a combustione costituisce un mezzo diagnostico di lunga tradizione e comprovata efficacia (*Cap.2*).

In questo stesso percorso s'inserisce anche la moderna esigenza di limitare l'impatto dell'emissione acustica delle macchine sull'ambiente propria della disciplina *NVH*. L'analisi dei meccanismi e delle relazioni che legano la propagazione della forza termochimica combustiva nell'ambiente di utilizzo della macchina, fornisce potenti strumenti per definire logiche e contromisure mirate al contenimento dell'impatto acustico della macchina stessa.

Questi aspetti sono stati la base delle analisi effettuate sulle nove prove sperimentali disponibili.

4.2 Analisi ordinale del rumore di combustione

Utili indizi nell'analisi del rumore di combustione vengono forniti dall'interpretazione degli spettri di emissione della pressione indicata e dell'emissione acustica secondo una rappresentazione ordinale.

La rappresentazione ordinale, utilizzata con consuetudine in ambito *MCM* [1,8,46], considera il rapporto fra il periodo di rivoluzione del meccanismo rotante sotto esame ed il periodo delle armoniche coinvolte come fattore nel prodotto interno della trasformata di Fourier del segnale rilevato. Per un segnale u_j a tempo discreto costituito da N campioni dei quali n_{rev} descrivono una singola rivoluzione: (4.6).

$$F_{ord_k} = \sum_{j=0}^{c_1 n_{rev} - 1} u_j e^{-i \frac{2\pi}{n_{rev}} \left(\frac{k}{c_1} \right) j}$$

$$N_{sample} = c_1 n_{rev} \tag{4.6}$$

$$ord_k = \left(\frac{k}{c_1} \right)$$

Poiché usualmente le librerie di analisi numerica utilizzano una rappresentazione frequenziale degli spettri, è possibile descrivere le relazione tra il dominio ordinale e quello frequenziale tramite le relazioni (4.7):

$$\begin{aligned}
 f_k &= \frac{f_s}{N} k & k &= [0, 1, \dots, N/2] \\
 ord_k &= \frac{n_0}{N} k & k &= [0, 1, \dots, N/2] \\
 f_{Nyquist} &= \frac{f_s}{2} \\
 ord_{Nyquist} &= \frac{n_0}{2} \\
 n_0 &\equiv f_s
 \end{aligned}
 \tag{4.7}$$

L'utilità di questa rappresentazione si manifesta per quei fenomeni che si ripetono secondo il medesimo passo angolare quindi saranno identificati dalla medesima armonica anche al variare del regime di funzionamento del dispositivo in prova.

L'identificazione delle frequenze caratteristiche dello sviluppo di pressione indicata per il processo combustivo [17,25,26] risulta notevolmente semplificato dalla rappresentazione ordinale poiché viene elusa la dipendenza dal regime di rotazione, rendendo gli spettri di una medesima condizione di carico sovrapponibili (Fig. 4.8-4.9).

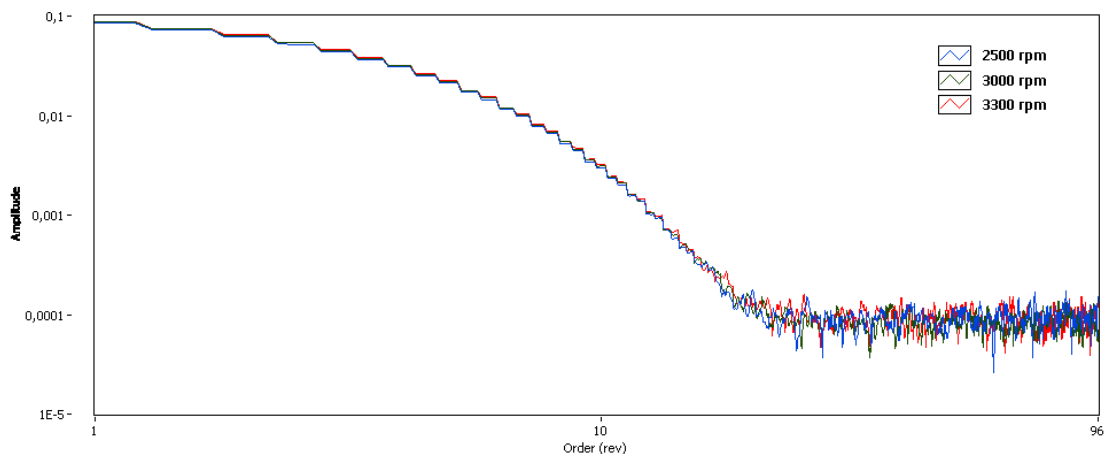


Fig. 4.8 Spettro ordinale della pressione indicata in condizioni di carico trascicante

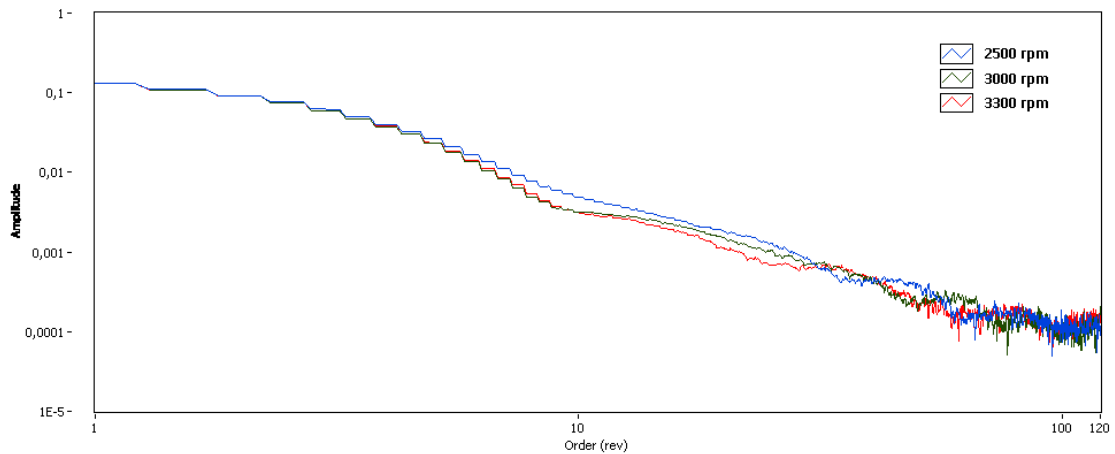


Fig. 4.9 Spettro ordinale della pressione indicata in condizioni di massimo carico

Dall'esame degli spettri ordinali ricavati per un medesimo regime al variare del carico (Fig. 4.10) si delinea il range delle armoniche caratteristiche del processo di combustione verosimilmente alla base del *rumore di combustione*. I tracciati inerenti le prove con carico trascinante si distanziano notevolmente e con ripetibilità da quelli ricavati durante le prove con carico frenante per le armoniche ordinali comprese tra gli ordini {12-65}.

Questo presupposto indirizza verso la convenienza di un'analisi ordinale dello spettro di emissione acustica. Il ricorso all'analisi ordinale dello spettro acustico, inoltre, richiama un ulteriore vantaggio concettuale legato alla rappresentazione 'ordinata'.

Poiché l'emissione acustica è stata rilevata in ambiente non anecoico, la trasduzione rilevata si compone quindi dell'emissione diretta delle superfici radianti del motore sommata al campo riflesso dall'ambiente di prova. Questo è contraddistinto da una particolare caratteristica filtrante e da un proprio decadimento frequenziale. Per questo motivo in presenza di una condizione di prova di tipo stazionaria è ragionevole accettare di ritrovare sul segnale microfonico campionato dei contributi importanti dovuti alle risonanze modali dell'ambiente di prova. La stessa problematica nel ritrovare sul segnale di misura un disturbo dovuto all'effetto e alla qualità del campo riverberante è comune a un possibile utilizzo industriale della diagnosi tramite emissione acustica, metodologia che verosimilmente verrebbe effettuata in un ambiente non anecoico.

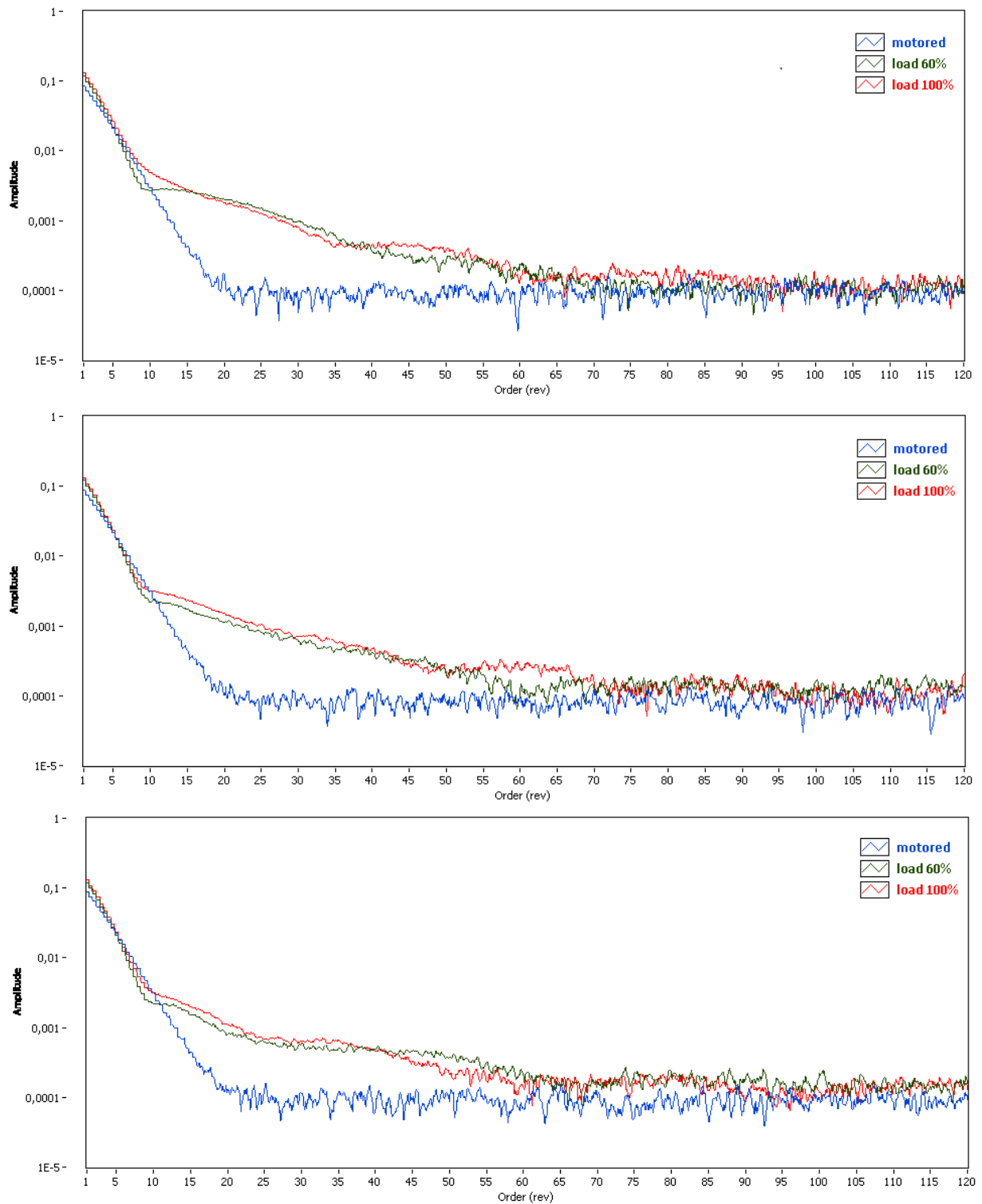


Fig. 4.10 Spettro ordinale in sweep di carico a 2500rpm, 3000rpm,3300rpm.

Da questi esempi si dimostra come l'analisi ordinale dell'emissione acustica possa fornire un risultato importante per il successo della metodologia. Considerando, infatti, gli spettri ordinali di emissione acustica per i vari regimi di rotazione, si nota come le componenti armoniche non direttamente dipendenti dalla ciclicità del processo termico, quali i modi dell'ambiente, saranno posizionate su ordini di volta in volta differenti. Al contrario le componenti caratteristiche del processo di combustione saranno strettamente vincolate in una determinata banda ordinale

indifferente al regime di rotazione. Per individuare le componenti modali intrinsecamente legate al *rumore di combustione* sono stati mediati fra loro gli spettri degli esperimenti sostenuti con carico frenante, per i due posizionamenti del microfono effettuati (Fig. 4.11)

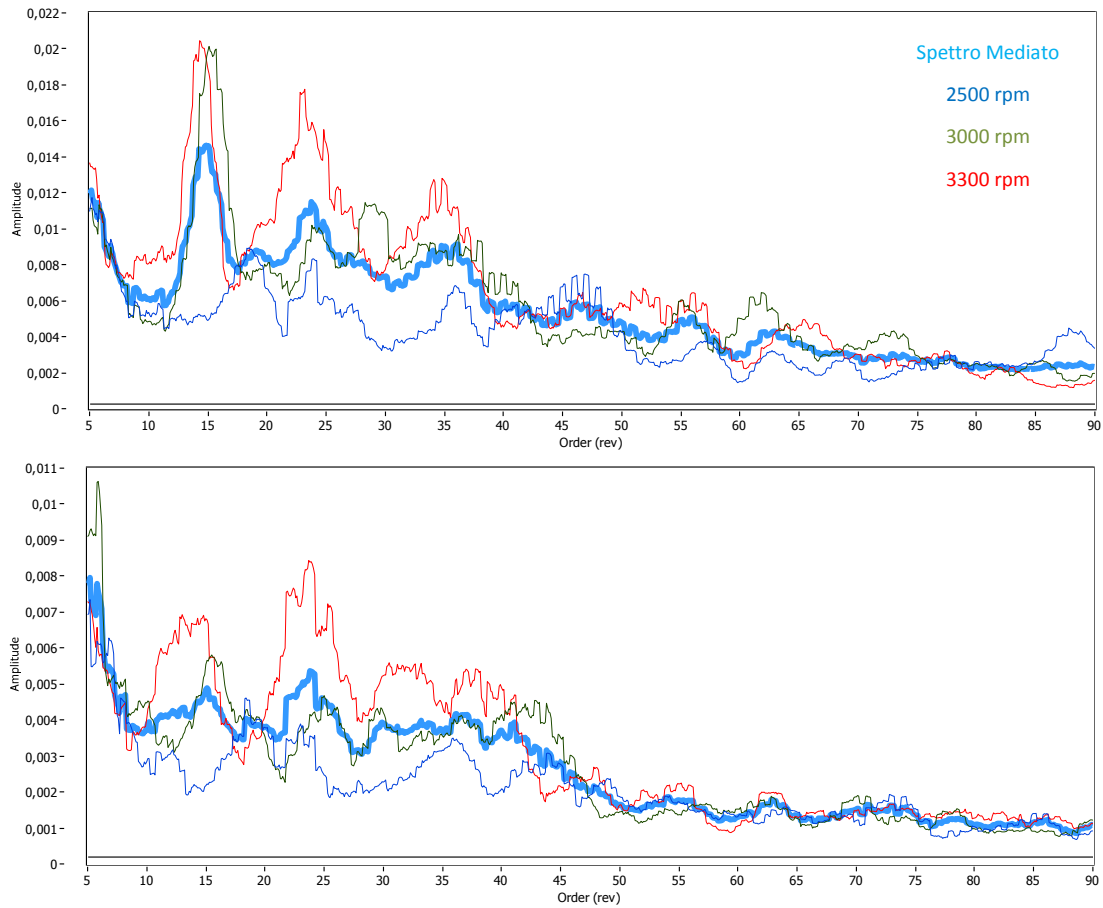


Fig. 4.11 Mediatura ordinale del rumore di combustione: a) posizione microfono A b) posizione microfono C

E' possibile ripetere il procedimento per le prove a carico trascinante mediando fra loro gli spettri ottenuti per i vari regimi disponibili (Fig. 4.12).

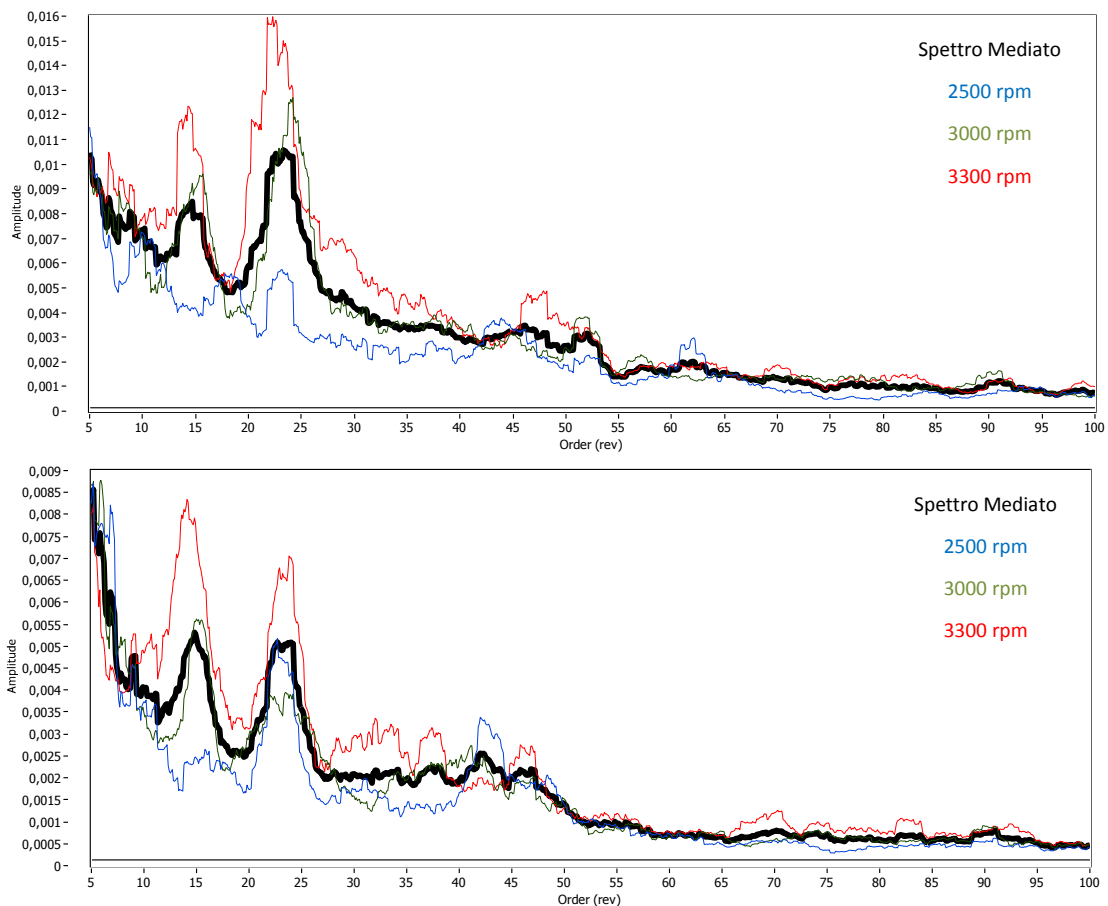


Fig. 4.12 Mediatura ordinale del rumore meccanico: a) posizione microfono A b) posizione microfono C

Da questa operazione emergono delle componenti prominenti nell'intorno dell'ordine dodicesimo e la sua armonica successiva nell'intorno dell'ordine ventiquattresimo. Poiché la loro ampiezza massima rimane pressoché invariata fra le prove trascinate e non (Fig. 4.8-9 caso b) si può ipotizzare che questo contributo armonico sia legato al flussaggio del sistema di aspirazione.

Il percorso mirato ad una possibile selezione del *rumore di combustione* dall'emissione acustica complessiva si realizza, quindi, sottraendo dallo spettro ottenuto dalla mediatura delle prove a carico frenante (radiazione totale) lo spettro mediato ottenuto tramite mediatura delle prove in condizioni di motore trascinato (emissione meccanica) (Fig. 4.13).

Come era prevedibile le armoniche del flussaggio si elidono vicendevolmente nel procedimento mentre emerge una sostanziale differenza fra lo spettro trascinato e quello frenato in corrispondenza degli ordini elevati e compresi tra il venticinquesimo ed il quarantesimo. Fra i due posizionamenti proposti della capsula microfonica il secondo (posizionamento C) appare più efficace poiché, tramite il procedimento di differenza degli spettri mediati, delimita una banda in cui l'ampiezza del guadagno si mantiene circa costante, e che pertanto manifesta a pieno la differenza fra l'emissione di tipo meccanico e quella meccanico-combustiva.

Questa frazione spettrale risulta allora idonea a divenire rappresentativa del contributo esclusivo della sorgente ad attivazione termica nel complesso spettro di emissione complessiva misurato.

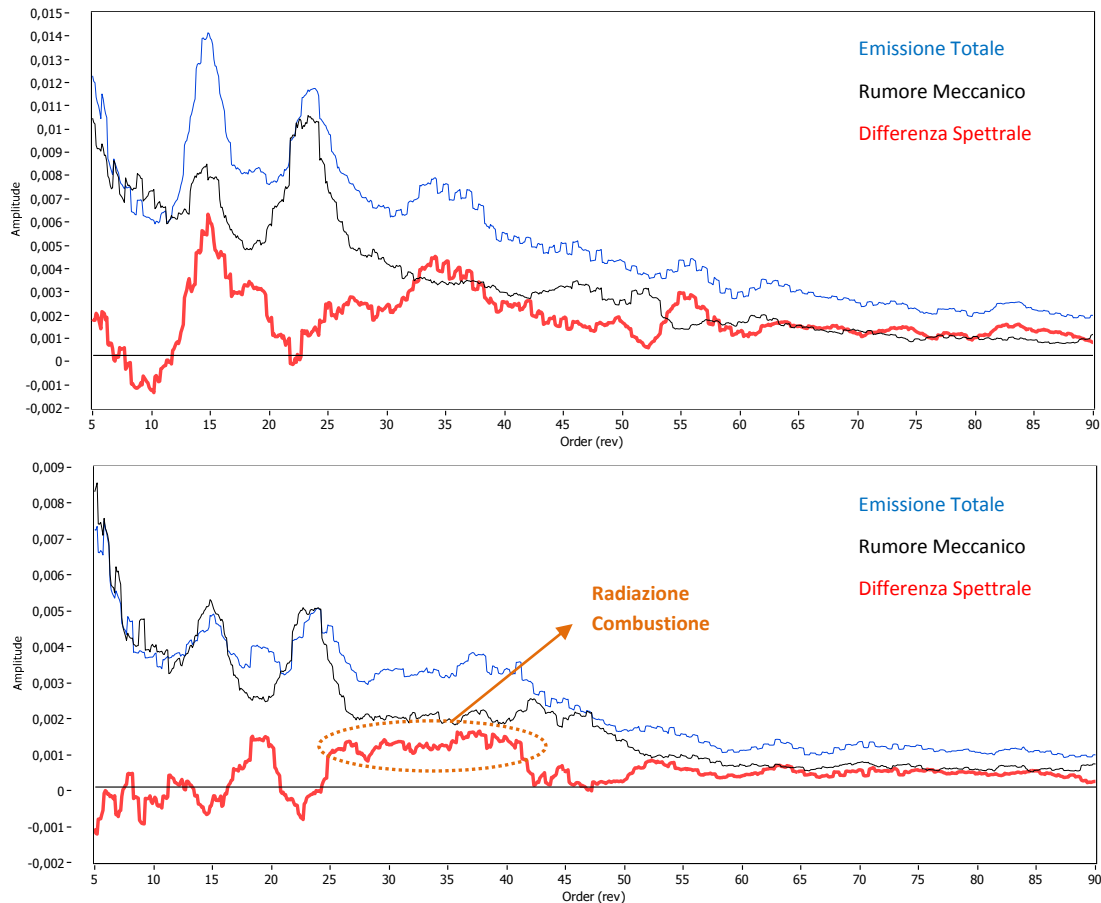


Fig. 4.13 Rumore ordinale di combustione: a) posizione microfono A b) posizione microfono C

Il procedimento operato fornisce come risultato un semplice strumento capace di selezionare il rumore di combustione dalla radiazione complessiva disponibile, quindi permette di definire la caratteristica opportuna da conferire a una rete filtrante per operare la selezione sul segnale microfonico nel dominio temporale del contributo di emissione combustiva.

La rete numerica sviluppata allo scopo è di tipo passabanda ed ha la peculiarità di operare su base ordinale piuttosto che frequenziale come è consuetudine. Il suo utilizzo permette il confronto diretto dell'evoluzione temporale della pressione indicata (p_{Cyl}) con la radiazione di combustione filtrata (Rad) ed il confronto con il segnale microfonico non filtrato (Fig. 4.14-15). La nomenclatura che ho scelto per questa grandezza tiene conto del processo significativo che l'ha generata per distinguerla dalla semantica relativa alla nozione di rumore propria di un segnale privo di significato

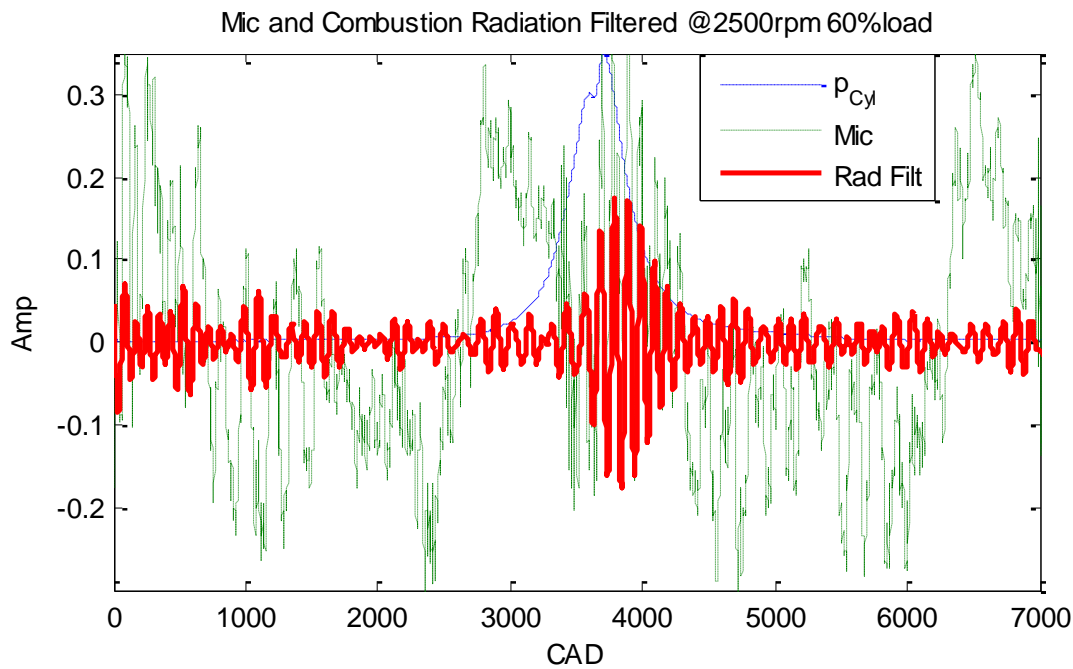


Fig. 4.14 Segnale microfonico e radiazione di combustione filtrata

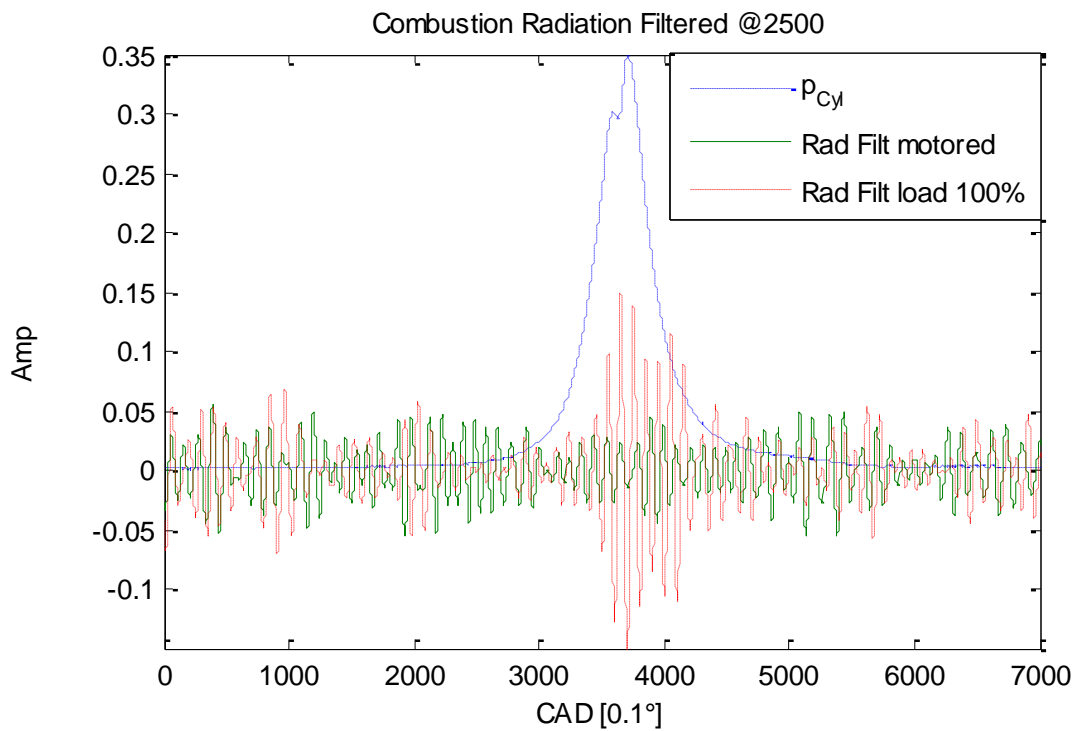


Fig. 4.15 Radiazione di combustione filtrata: carico frenante e trascinato

Dall'esame dei tracciati temporali si nota l'efficacia dell'azione filtrante utilizzata nel selezionare la porzione di radiazione complessiva contemporanea allo sviluppo di pressione per ignizione della carica nel caso di un esperimento con carico frenante. Per evidenziare meglio questa attitudine, operata dal filtraggio introdotto, è possibile confrontare l'evoluzione della pressione con il quadrato della radiazione filtrata moltiplicata per un opportuno valore di scalatura (Fig. 4.16).

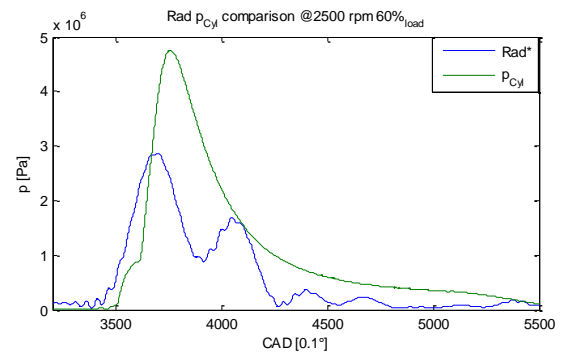
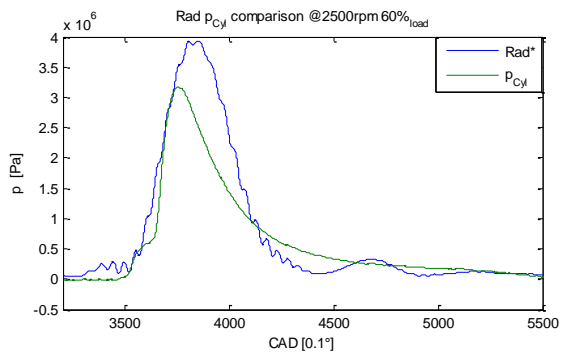


Fig. 4.16 Radiazione quadratica di combustione filtrata e pressione indicata

4.3 Risposta strutturale del motore al rilascio di calore

Una tecnica sviluppata per la diagnostica tramite misurazione acustica del processo di combustione, riguarda l'analisi della relazione che lega gli spettri del rilascio di calore e dell'emissione acustica [41]. Il lavoro svolto si rivolge anche alla definizione di strategie per migliorare la qualità dell'emissione acustica in ambito *NVH*.

In questo contesto i dati disponibili dalla campagna sperimentale di emissione acustica vengono utilizzati per effettuare la sintesi della funzione di trasferimento che lega la sorgente primaria, identificata nel processo di rilascio di calore, attraverso le strutture interposte allo stadio terminale costituito dal sensore microfonico. Il rilascio di calore viene calcolato numericamente tramite (4.1) direttamente dalla misurazione disponibile relativa alla pressione indicata (Fig. 4.17).

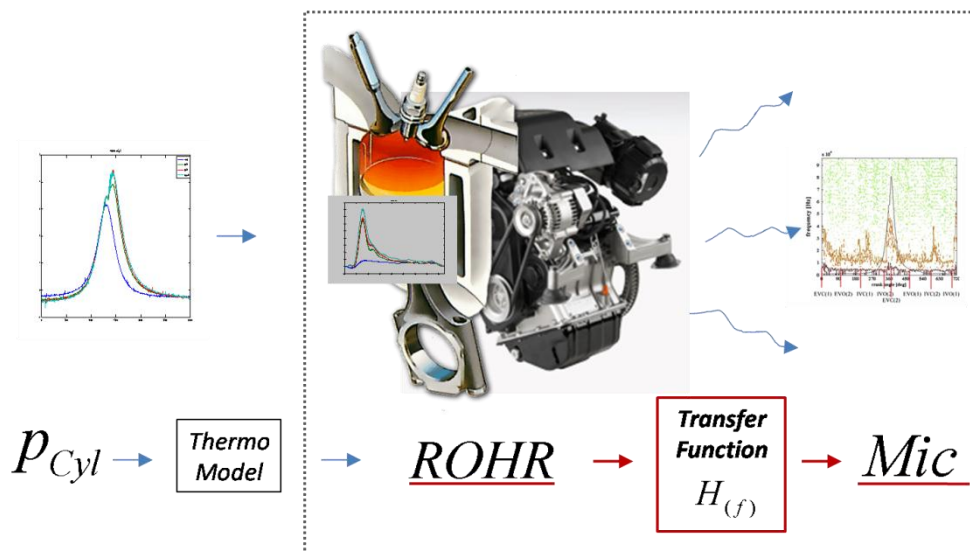


Fig. 4.17 Indagine sperimentale risposta strutturale al rilascio di calore

L'analisi effettuata sfrutta le informazioni disponibili sia in condizioni di carico trascinato che trascicante, per il calcolo di una funzione di trasferimento a larga banda ed alta risoluzione fra lo spettro del rilascio di calore e quello dell'emissione acustica misurata (4.7).

$$H_{(s)} = \frac{Mic_{(s)}}{ROHR_{(s)}} \quad (4.7)$$

Dal procedimento vengono ricavate dodici funzioni specifiche per ogni condizione di funzionamento sperimentata (Fig. 4.18). Per le condizioni relative al funzionamento con carico trascicante si utilizza come denominatore della (4.7) lo spettro della pressione indicata.

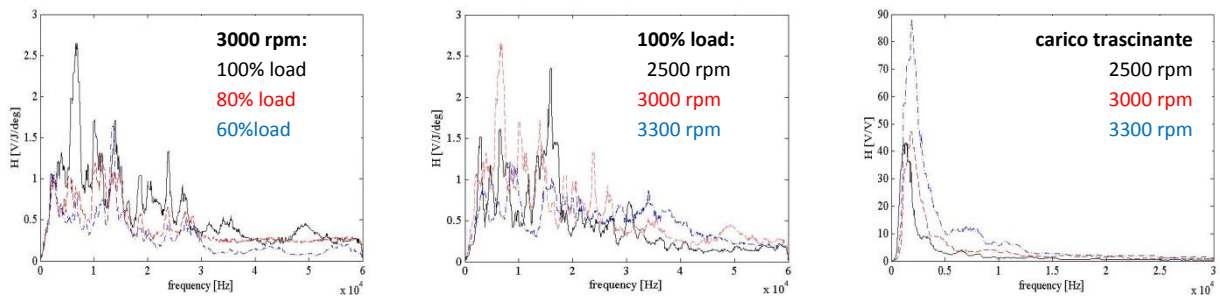


Fig. 4.18 Funzioni trasferimento della risposta strutturale

Considerando l'aumento di rumorosità totale che si verifica all'aumentare del carico operando a regime fisso o rispettivamente del regime in condizione di carico vincolato, si ipotizza che l'emissione acustica totale rilevata dal trasduttore microfonico sia linearmente dipendente da un contributo dipendente esclusivamente dal regime di funzionamento ed uno invece legato esclusivamente alla condizione di carico (4.8).

$$H_{(f)} = H_{R(f, rpm)} + H_{L(f, Load)} \quad (4.8)$$

Per particolareggiare questo legame il dominio degli spettri calcolati è stato ridotto a sette bande di ottava secondo la Tab. 4.II:

	I	II	III	IV	V	VI	VII
Hz	0-562.5	562.5-1125	1125-3250	3250-7.5k	7.5k-15k	15k-30k	30k-60k

Tab. 4.II Suddivisione bande di ottava risposta strutturale

La semplificazione operata tramite la soluzione a bande di ottava permette di evidenziare meglio la dipendenza tra le variazioni di carico e/o regime e la risposta strutturale fra rilascio di calore e emissione acustica prodotta (Fig. 4.19) secondo il legame ipotizzato (4.8)

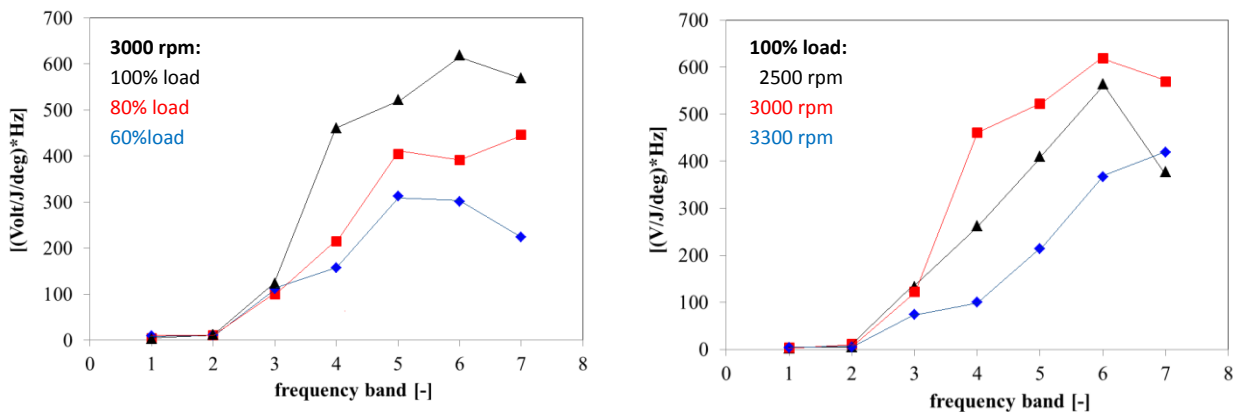


Fig. 4.19 Funzioni trasferimento della risposta strutturale

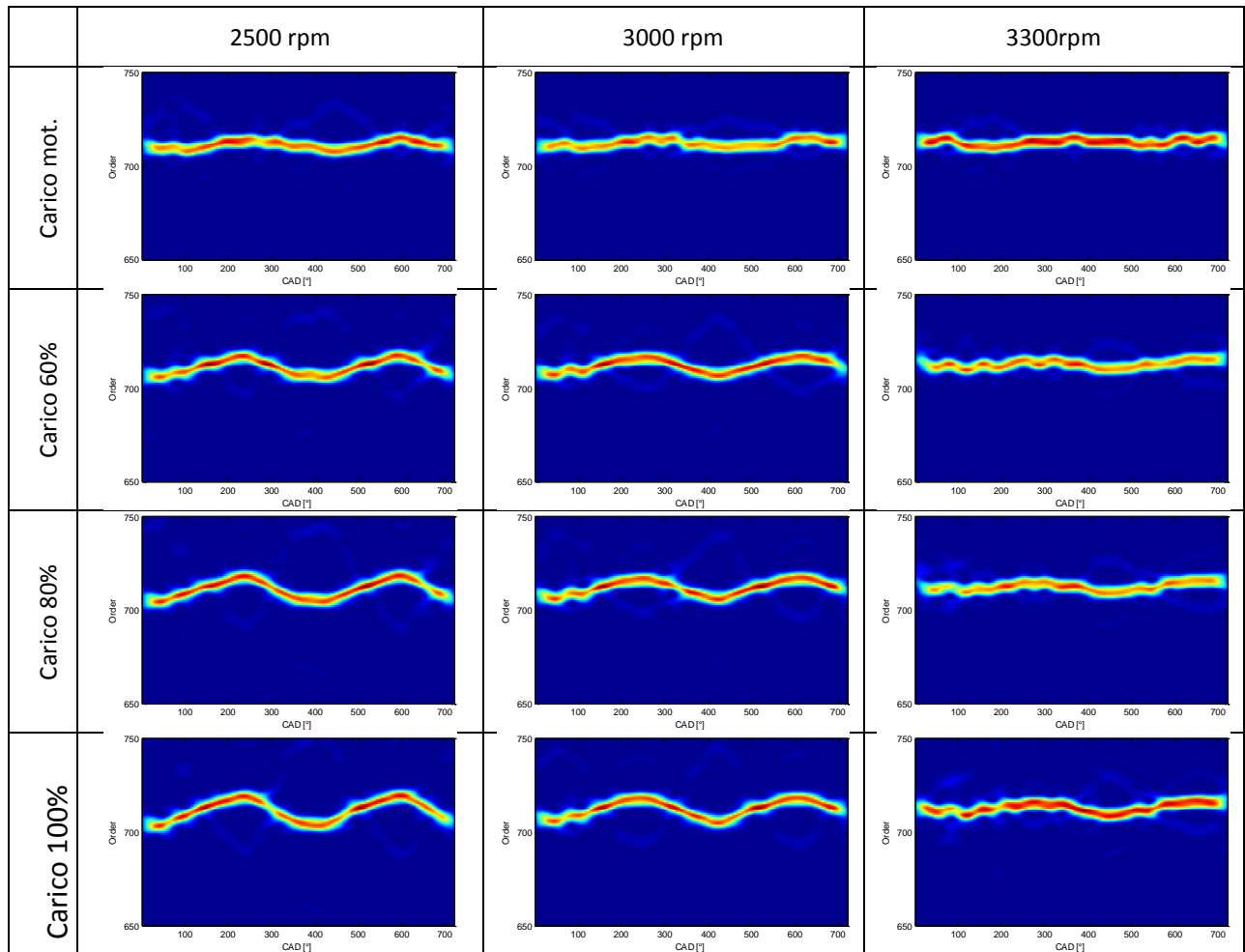
I dati così ottenuti possono essere utilizzati da un algoritmo diagnostico capace di rintracciare per ogni particolare condizione di funzionamento riscontrabile durante il reale utilizzo del propulsore la coerenza dell'emissione acustica prodotta rispetto al valore misurato al bando prova, quindi procedere alla ricerca di eventuali anomalie riscontrate dal processo combustivo in atto, o ancora suggerire particolari strategie per ottimizzazioni di tipo NVH

4.4 Sviluppo di modelli regressivi MIMO per la diagnostica del processo combustivo

Alla luce delle considerazioni riportate nel Capitolo 2 circa le potenzialità delle analisi regressive multi parametriche, sono stati sviluppati una serie di esperimenti numerici che utilizzano l'identificazione regressiva come strumento di condizionamento delle misure non intrusive disponibili dalle prove sperimentali effettuate. L'approccio moderno utilizzato per questa ricerca di procedure diagnostiche innovative prevede quindi l'analisi di una base di dati ampia (*Big Data*) che è sottoposta a un'indagine numerica fortemente automatizzata (*Machine Learning*)

Nella definizione dell'architettura del sistema MIMO sono state prese in considerazione come base di dati le misurazioni relative alla pressione indicata, all'emissione acustica, all'encoder digitale rilevate secondo i punti di funzionamento stazionario descritti nella mappa della campagna sperimentale effettuata (Fig. 4.2). I campionamenti disponibili sono stati sottoposti a una procedura di *resampling* per garantire esattamente 7.200 campioni per ogni ciclo termico del motore. Anche se rigorosamente bisogna riconoscere come il campionamento effettuato, e trattato da *resampling*, sia definito su base temporale cioè con i campioni acquisiti a incrementi temporali fissi; date le modeste oscillazioni di velocità presenti si può confondere con il dominio temporale con quello angolare della campionatura per quanto riguarda i segnali analogici.

Il segnale dell'encoder digitale è stato acquisito tramite un convertitore analogico quindi trattato secondo una metodologia *time-counting* attraverso *demodulazione di fase* per fornire una misura IAS. La misura ottenuta consente di valutare grazie alla metodologia utilizzata informazioni importanti per quanto riguarda il funzionamento del propulsore, in termini di velocità angolare istantanea dell'albero motore per le prove sperimentali effettuate (Tab. 4.III).



Tab. 4.III Rappresentazione STFT del segnale encoder sulla mappa delle prove sperimentali

Per ottenere gli andamenti sopra riportati l'onda quadra proveniente dall'encoder è stata acquisita tramite un convertitore A/D quindi trattata tramite un filtro passa basso numerico per fornire il segnale di velocità istantanea (4.9):

$$IAS = LP \left[\frac{\Delta \vartheta}{\Delta t_{smp} (n_{peak}^{k+1} - n_{peak}^k)} \right] \quad (4.9)$$

n_{peak} = sample con fronte di salita

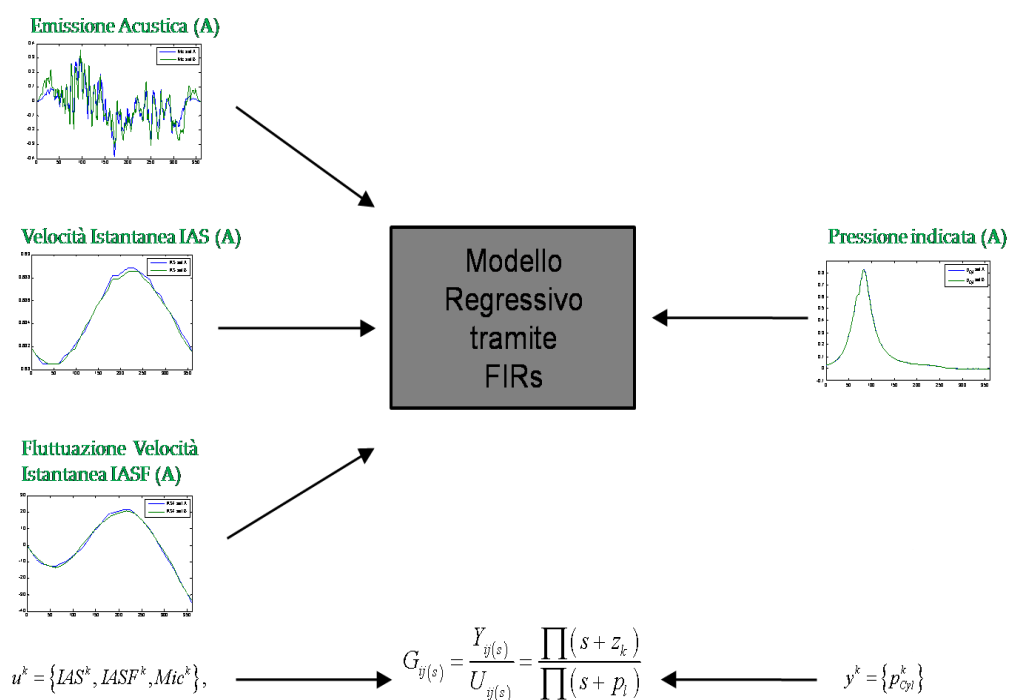
e un valore riassuntivo e identificativo della variazione di velocità istantanea *Istantaneous Angular Speed Fluctuation* calcolato rispetto al valore mediato di *IAS* sulla rivoluzione (4.10):

$$IASF = \frac{IAS^k - \sum_{k=1}^{720} IAS^k}{\sum_{k=1}^{720} IAS^k} \quad (4.10)$$

In generale l'architettura generale del sistema *MIMO* (o più propriamente in questo preciso caso Multi Input Single Output) utilizzato prevede la definizione di un ingresso quindi un'uscita del sistema e di un'architettura regressiva capace di legarli tramite una funzione di trasferimento.

La procedura, come indicato nella figura seguente (Fig. 4.20), prevede una fase di addestramento finalizzata all'identificazione della funzione di trasferimento tra l'ingresso e l'uscita e una successiva fase di verifica.

- Definizione Sistema Regressivo MIMO: **Dataset A (addestramento/tuning)**



- Definizione Sistema Regressivo MIMO: Dataset B (predizione)

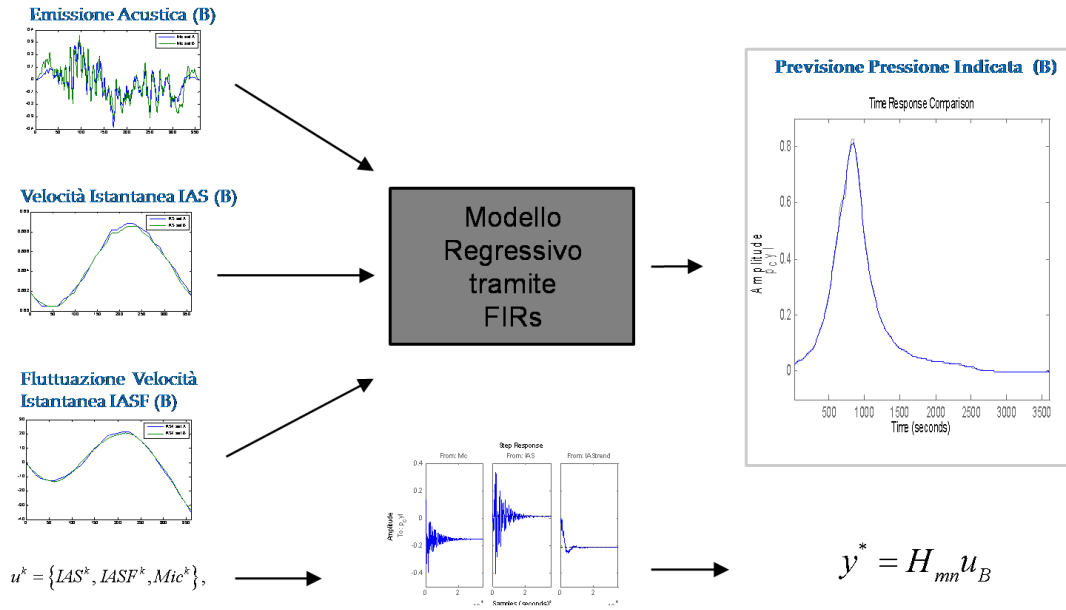


Fig. 4.20 Struttura modello regressivo utilizzato

Per quanto riguarda lo stato dell'ingresso, rispettivamente dell'uscita è stato scelto di utilizzare un vettore a tre componenti per l'ingresso ed uno scalare per l'uscita come schema Multi Input Multi Output (4.11).

$$\begin{aligned}
 u_k &= \{IAS_k, IASF_k, Mic_k\} \\
 y_k &= \{p_{Cyl,k}\} \quad k=1,2,\dots,N_{samples}
 \end{aligned}
 \tag{4.11}$$

Per quanto riguarda l'architettura è stata testata l'efficacia su questo specifico problema di varie tipologie di strutture regressive tra cui serie ARX lineari, serie non lineari NLARX, e reti filtranti FIRs(4.12) multicanale (4.13) operando tramite gli algoritmi regressivi disponibili nel pacchetto *SYSID* di Matlab [115].

$$H_{(s)} = k \frac{\prod_{i=1}^{\alpha} (s - z_i)}{\prod_{j=1}^{\beta} (s - p_j)}
 \tag{4.12}$$

$$\begin{bmatrix} H_{11} & \dots & H_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{m1} & \dots & H_{mn} \end{bmatrix} = \text{SysId}(u_A, y_A) \quad (4.13)$$

$\dim u = n$

$\dim y = m$

Per la tipologia di problema in esame le FIR ad alto numero di poli ($\alpha \approx \beta \geq 8$) si sono dimostrate le più efficaci nel fornire una soluzione accurata e robusta.

Il meccanismo regressivo impostato per operare richiede che siano predisposti due set di dati (Fig. 4.21) del tipo (4.11) eterogenei fra loro.

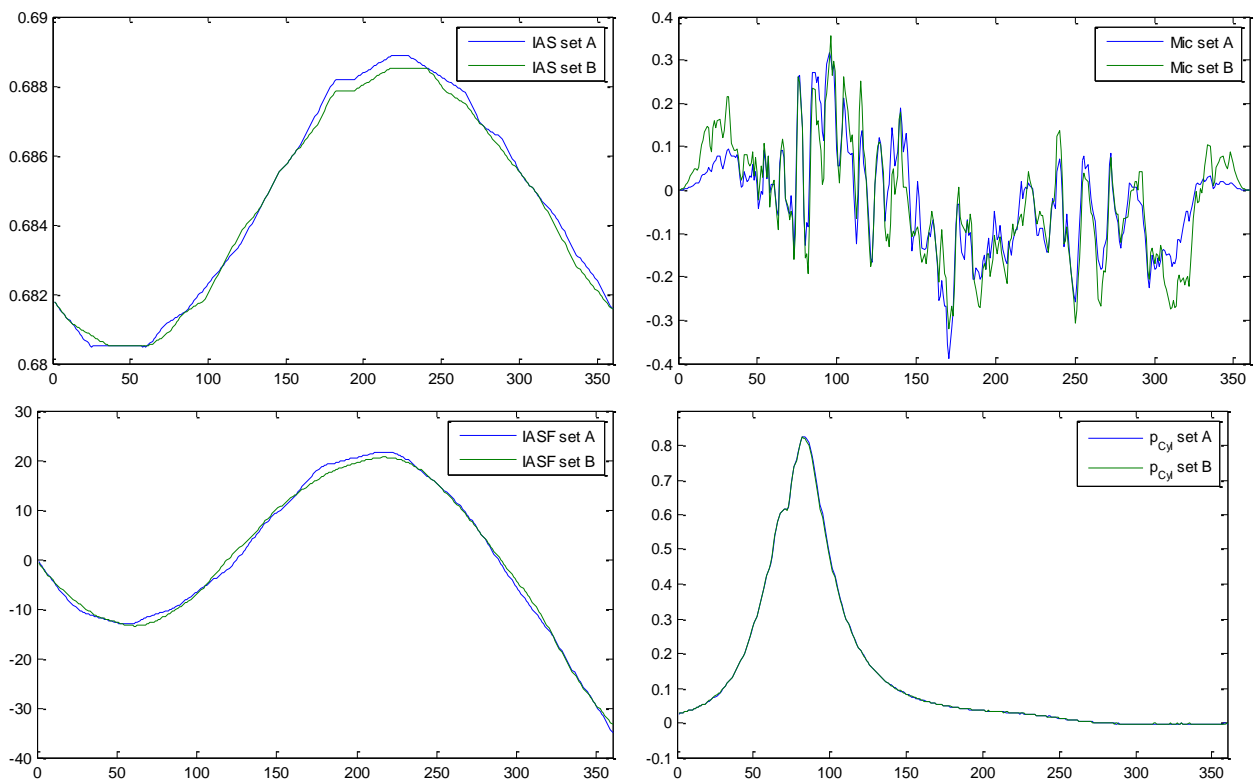


Fig. 4.21 Popolazione misure tipo per analisi regressiva

Il primo di questi $[dataset_A = (u_A, y_A)]$ è utilizzato per la sintesi del modello regressivo (addestramento) cioè identifica il valore dei poli e degli zeri che compaiono nella scrittura (4.13).

Il secondo $[dataset_B = (u_B, y_B)]$ è utilizzato per confrontare la realizzazione sperimentale dell'uscita (y_B) con la previsione effettuata dal modello regressivo (y_B^*) ottenuta tramite (4.14).

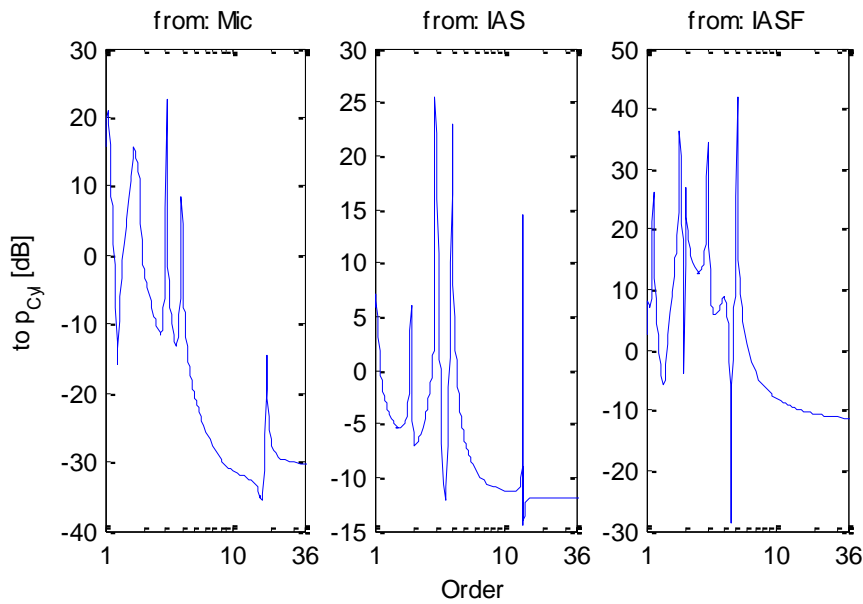


Fig. 4.22 Funzione di trasferimento MIMO modello regressivo

Per valutare la qualità con cui la funzione di trasferimento MIMO (Fig. 4.22) è in grado di ricostruire l'uscita del processo sulla base delle informazioni disponibili al suo ingresso, è conveniente impostare un parametro di merito calcolato come lo scarto quadratico medio tra la predizione e la realizzazione sperimentale dell'uscita stessa (4.14).

$$y_B^* = H_{mn} u_B$$

$$FitQuality = 100 * \frac{\sqrt{(y_B^* - y_B)^2}}{\sqrt{y_B^2}} \quad (4.14)$$

La comparazione grafica del risultato del modello numerico affiancato dalla realizzazione (Fig. 4.23) permette altresì di valutare qualitativamente l'entità dello scostamento, e cosa molto importante, la sua localizzazione

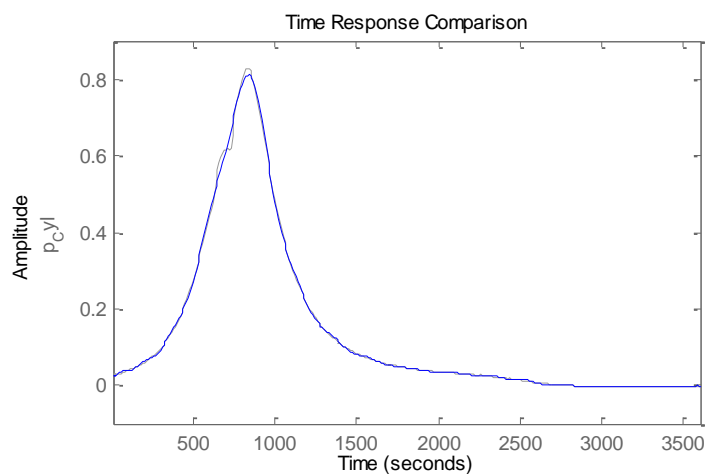


Fig. 4.23 FIRS SysId: comparazione predizione con realizzazione e ripostaal gradino del sistema identificato

Per la qualità del risultato ottenibile risulta di fondamentale importanza l'euristica del metodo, cioè la calibrazione del condizionamento dei segnali utilizzati che ovviamente incide sulla

struttura propria della funzione di trasferimento ricercata. Nel caso specifico la calibrazione dei dati sperimentali si basa sulla loro normalizzazione, su valori di riferimento e sulla loro finestatura a fine antialiasing. Dalla sperimentazione effettuata si è ritenuto opportuno ricorrere ad una funzione di trasferimento a 12 poli e 12 zeri.

Una volta messa a punto la procedura per un caso di identificazione semplice, quale è la predizione di un ciclo di combustione, essa è stata applicata a popolazioni di misure più complesse derivanti dalla composizione di più cicli elementari a differente carico (Fig. 4.24).

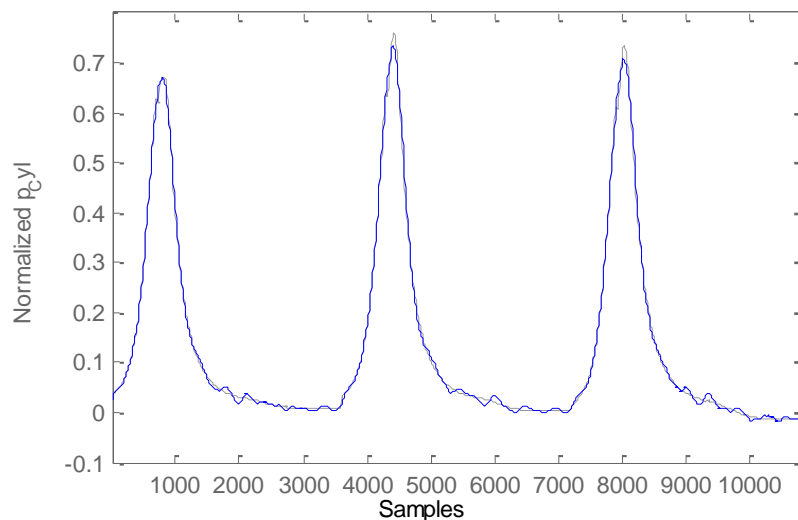


Fig. 4.24 SysIdFIRs: regressione su sweep di carico @3300 rpm

La precisione raggiunta in questo esperimento di maggiore criticità è risultata particolarmente soddisfacente. L'evoluzione temporale della pressione indicata viene predetta in modo accurato per quanto riguarda il fattore di forma, la predizione del picco di pressione mostra una piccola incertezza che si presume possa essere trascurabile in contesti non metrologici.

4.5 Verifica della prestazione di modelli regressivi

Il procedimento delineato nel paragrafo precedente indica una possibilità fra le tante disponibili nel costruire un modello regressivo sulla base dati disponibile. Per approfondire le potenzialità della metodologia regressiva di definire legami zero dimensionali fra le grandezze caratteristiche del processo di combustione al variare delle condizioni di carico e/o regime è stata valutata di assemblare la struttura regressiva in modi differenti.

L'esperimento numerico a questo fine è consistito nel definire l'effetto della arbitrarietà propria della scelte operate sulla schema di calcolo in termini di:

- Tipologia degli ingressi
- Tipologia della popolazione dei dati
- Tipologia dell'uscita

Tipologia degli ingressi

Pur limitando a tre il numero di componenti da utilizzare per il vettore di ingresso del sistema, sono possibili delle scelte nella sua composizione. La base dati utilizzata rende infatti disponibile il segnale microfónico dell'emissione acustica rilevata ed il segnale tachimetrico trattato per fornire un risultato di tipo *IAS* quindi *IASF*. Per quanto riguarda il primo è stata valutata la possibilità di utilizzare il condizionamento tramite filtri ordinali come descritto nel paragrafo 4.2. Per quanto riguarda il segnale *IAS* la scelta possibile consiste nell'appoggiarsi ad una rappresentazione di tipo Newtoniano (4.15) per la dinamica rotazionale dell'albero motore (*Appendice A*):

$$j\dot{\vartheta} + J\ddot{\vartheta} = \sum M_{ext,i} \quad (4.15)$$

Oppure considerare una rappresentazione Lagrangiana [77] per la stessa scrittura (4.16)

$$J\ddot{\vartheta} + \frac{1}{2}j\dot{\vartheta}^2 = \sum M_{ext,i} \quad (4.16)$$

La seconda rappresentazione contempla pertanto l'utilizzo del quadrato della velocità istantanea nella composizione del vettore di ingresso. Le varie possibilità previste per la scelta del vettore ingresso sono riassunte in Tab. 4.IV. Sulla prima colonna della tabella compare un codice rappresentativo del sistema scelto ed utilizzato in seguito per la sua identificazione

Sistema	Carattere	Vettore Ingresso
IA	<i>Dinamica Newtoniana, Emissione Acustica</i>	$u_{(t)} = \left\{ Mic_{(t)}, IAS_{(t)}, IASF_{(t)} \right\}$
IB	<i>Dinamica Newtoniana, Radiazione Combustione</i>	$u_{(t)} = \left\{ Rad_{(t)}, IAS_{(t)}, IASF_{(t)} \right\}$
IIA	<i>Dinamica Lagrangiana, Emissione Acustica</i>	$u_{(t)} = \left\{ Mic_{(t)}, IAS_{(t)}^2, IASF_{(t)} \right\}$
IIB	<i>Dinamica Lagrangiana, Radiazione Combustione</i>	$u_{(t)} = \left\{ Rad_{(t)}, IAS_{(t)}^2, IASF_{(t)} \right\}$

Tab. 4.IV Tipologia modello Ingresso

Tipologia della popolazione dati

La base dati utilizzata consiste nelle misurazioni ottenute da prove in regime stazionario in diversi punti di funzionamento del motore (Fig. 4.2). Se in linea teorica sarebbe possibile la sintesi di una procedura diagnostica che opera valutando il funzionamento reale del dispositivo termico esclusivamente in condizioni stazionarie alla ricerca di eventuali anomalie combustive, è sicuramente molto più allettante la prospettiva di ottenere un modello *data-based* del processo combustivo in atto sul dispositivo termico al variare delle condizioni di funzionamento. Questa seconda possibilità renderebbe, oltretutto, il metodo capace di operare la diagnostica in condizioni non stazionarie, quindi durante il reale funzionamento del propulsore.

Si sono utilizzati dei *datasets* composti dai singoli cicli di combustione corrispondenti a diverse condizioni della mappa di prova appaiati l'uno di seguito all'altro per simulare una serie di acquisizioni strumentali durante una condizione reale di esercizio del motore.

Operativamente le misurazioni relative ai singoli cicli termici vengono accodate grazie ad una finestrazione di tipo *Tukey* che consente di azzerare le stesse ai margini quindi agevola il raccordo fra i diversi elementi primitivi. I datasets così composti (Fig. 4.25) prevedono degli sweep di carico a regime fissato (*Run1-Run3*) e una condizione sperimentale più onerosa consistente nella serie di tutte le condizioni operative disponibili (*Run4All-All* Fig.4.26) (Tab. 4.V).

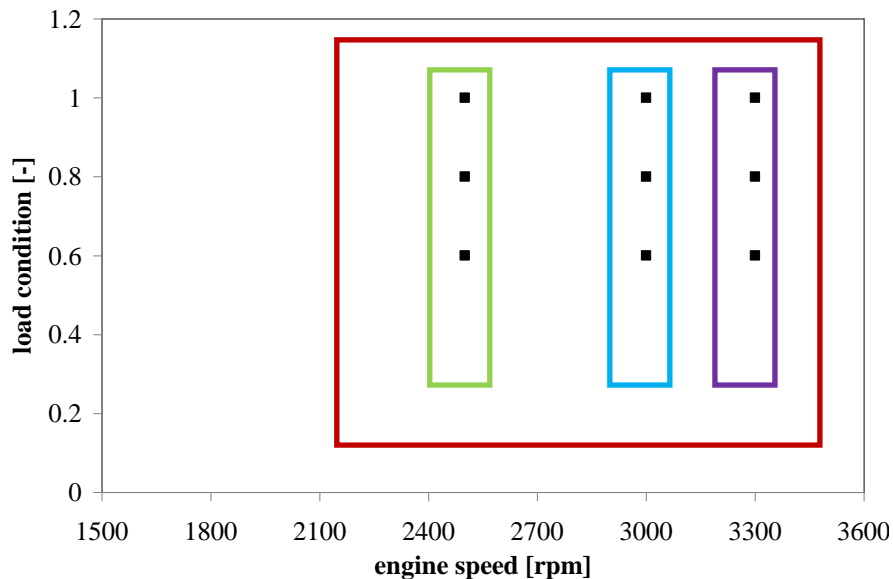


Fig. 4.25 Datasets utilizzati per indagine modello regressivo

Run	Regime	Carichi
1	2500 rpm	Tutti
2	3000 rpm	Tutti
3	3300 rpm	Tutti
4 All All	Tutti	Tutti

Tab. 4.V Tipologia datasets

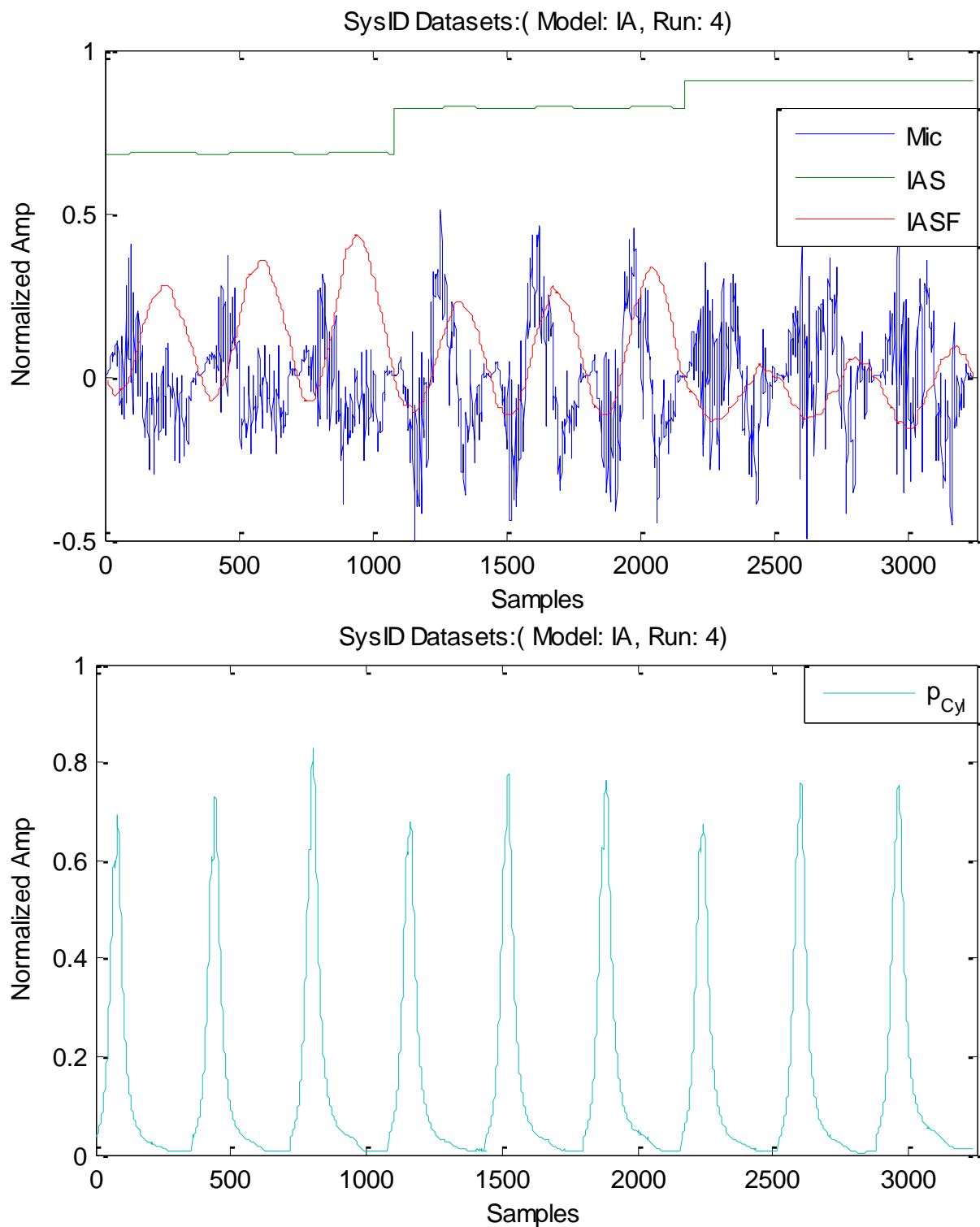
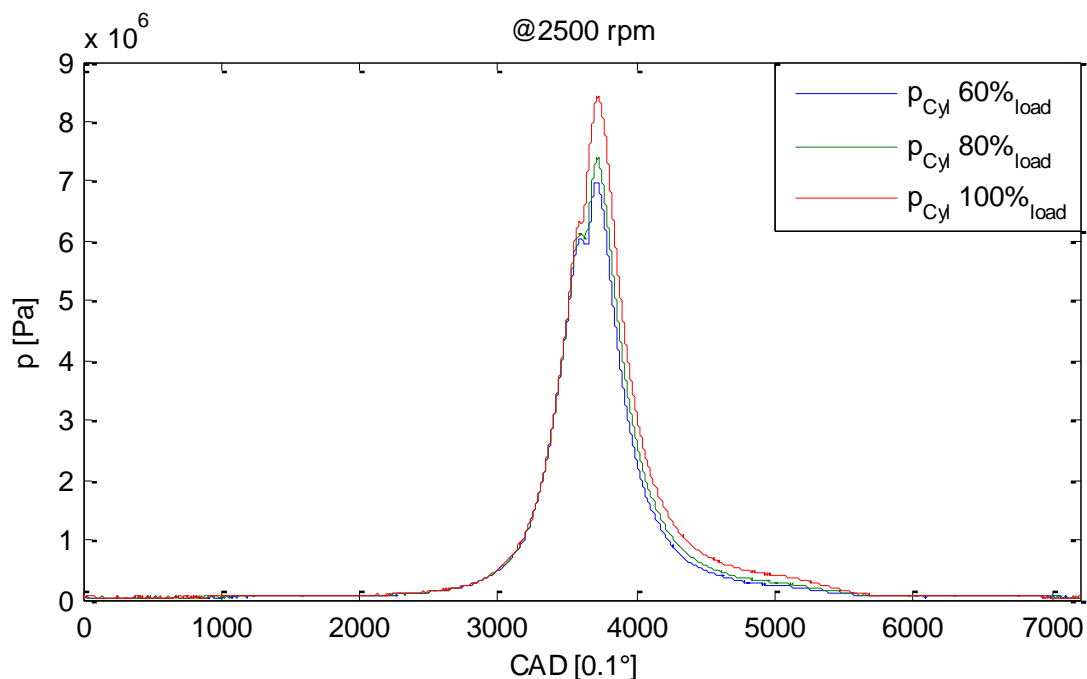


Fig. 4.26 Datasets IA-Run4 "All-All": a) Popolazione di misure Ingressi b) Popolazione misure Uscita

Tipologia dell'uscita

Il vettore identificativo dell'uscita del sistema è stato declinato in una delle sotto variabili descritte all'inizio del capitolo legate alla pressione indicata ma con un diverso contenuto armonico (Fig. 4.27), quali:

- **Pressione misurata** (p_{Cyl}): Ottenuta direttamente dalla lettura strumentale piezomanometrica;
- **Pressione di combustione** (p_{comb}): [PRC13]definita per un motore ad accensione spontanea come differenza fra la pressione indicata e la pressione in condizioni trascinate al medesimo regime di funzionamento;
- **ROHR compensato** ($ROHR_{comp}$): Rilascio di calore indicato calcolato tramite la (4.1) compensato tramite differenza con il valore calcolato per il ciclo trascinato al medesimo regime. La compensazione permette di limitare le difficoltà legate alla derivata numerica della pressione indicata e una parte degli effetti termici che si manifestano come rilascio di calore apparente nel ciclo trascinato. Questa compensazione inoltre meglio evidenzia gli effetti della preiniezione sulla curva di rilascio.
- **Coppia indicata (lorda)** (Tor_{gas}):Definita [2] tramite il prodotto del valore di pressione indicata per la superficie di spinta del pistone per il braccio di azione del manovellismo di spinta sul perno di banco.



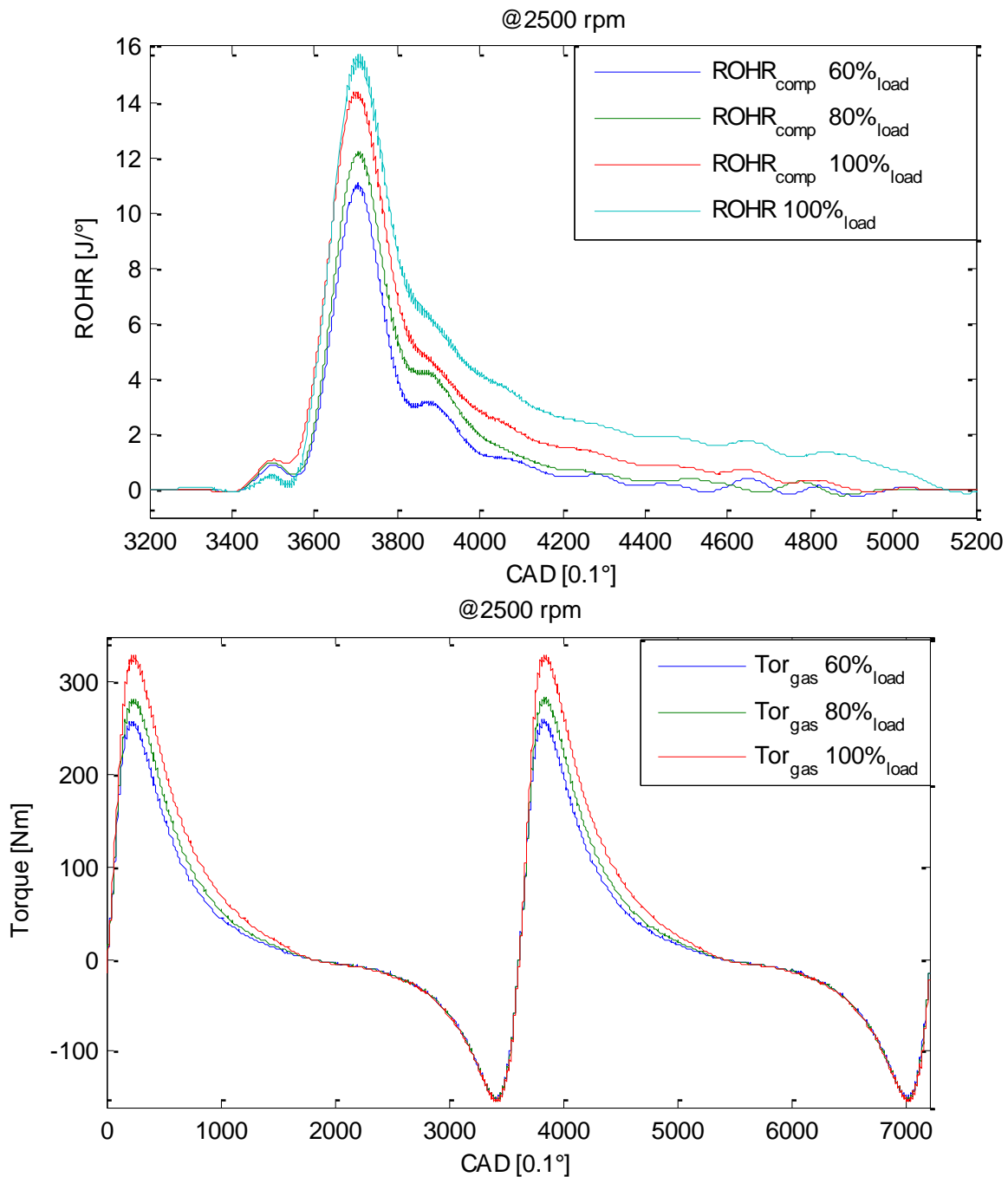


Fig. 4.27 Tipologia modello Uscita

Procedura Benchmarking esperimenti identificativi

Dalle possibili combinazioni ottenibili sulla base delle possibilità di scelta descritte, ogni singolo esperimento di analisi regressiva viene assemblato (4.17) quindi calcolato per l'ottenimento della funzione di trasferimento ricercata.

$$Esp_w = \{In_i\} \times \{Run_j\} \times \{Out_k\} \tag{4.17}$$

Considerando la mole di dati da gestire in questo procedimento di benchmarking la procedura è stata automatizzata e la qualità di ogni procedimento regressivo è stata indicata dalla *FitQuality* dell'esperimento stesso (4.14) Un valore alto di questo parametro è condizione necessaria ma non sufficiente ad indicare l'efficacia della particolare architettura regressiva. I diversi valori di qualità possono allora essere confrontati per indicare una propensione di alcune strutture ad operare in modo migliore rispetto alle altre (Fig. 4.28)

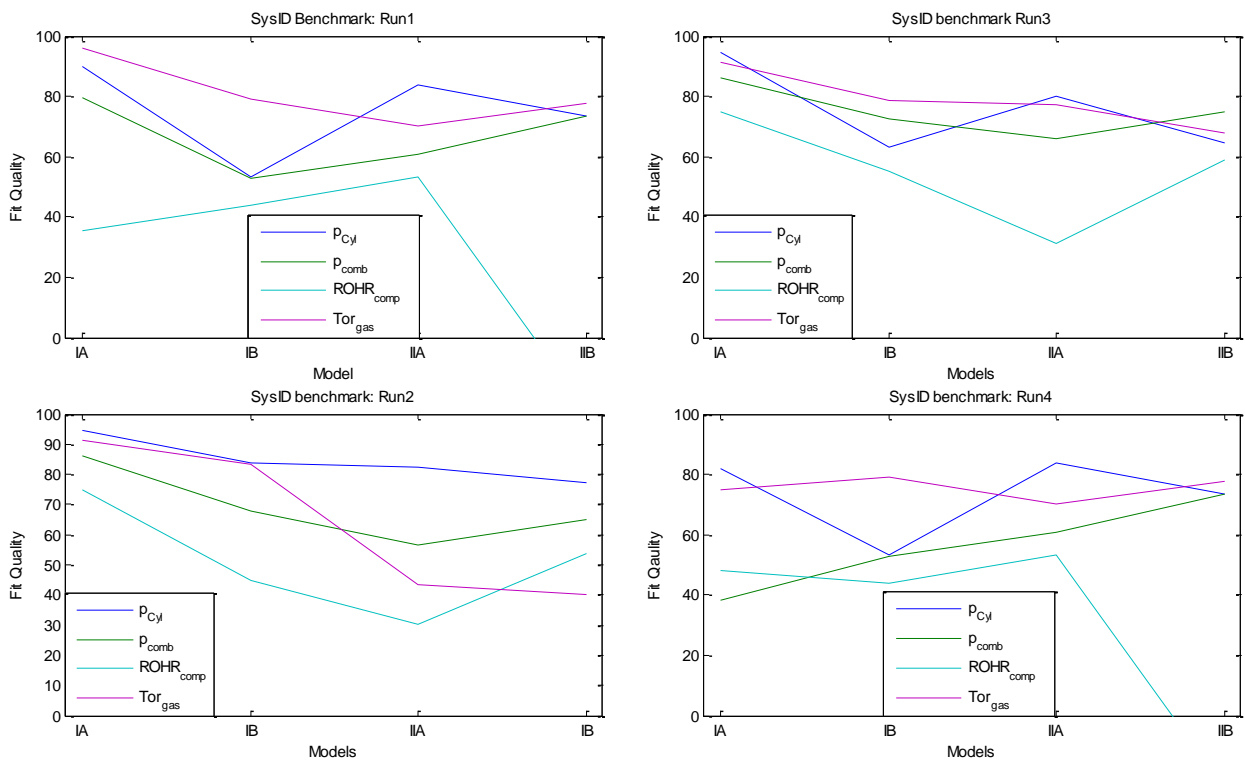


Fig. 4.28 Benchmarking architetture regressive

Dai risultati ottenuti il metodo sviluppato ha mostrato delle criticità per la soluzione numerica del *Run4*. Ciò è dovuto alle non linearità riscontrabili nei cambiamenti di carico e di numero di giri presenti nella situazione del *Run4 "All-All"*.

Il ricorso all'approccio lagrangiano che prevede l'utilizzo del quadrato della velocità istantanea nel vettore di ingresso del sistema regressivo prende spunto anche da questa considerazione fornendo uno dei migliori risultati della simulazione concernente l'esperimento "IIA p_{Cyl} " (Fig. 4.28-4.29).

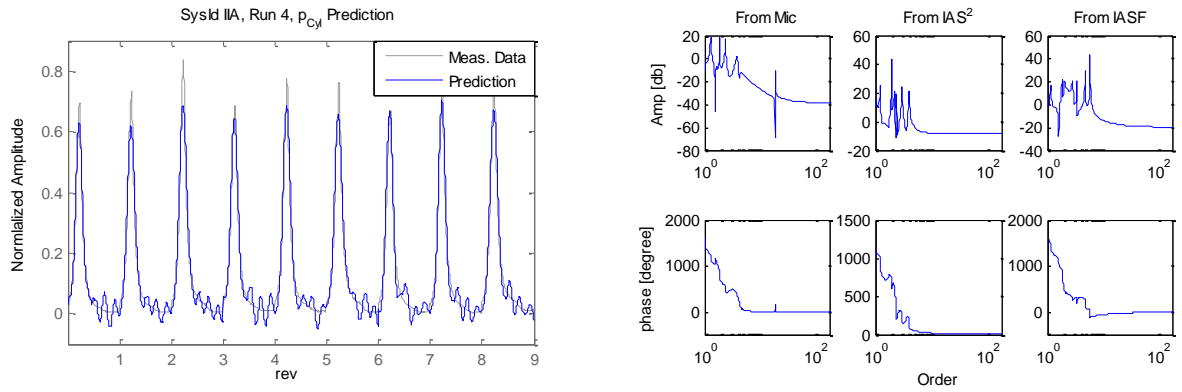


Fig. 4.29 Risultati dell'analisi regressiva "IIA -pCyl" su Run4

Un altro buon risultato ottenuto per il *Run4* riguarda la previsione della coppia indicata tramite il set ingresso IIB (Fig. 4.30).

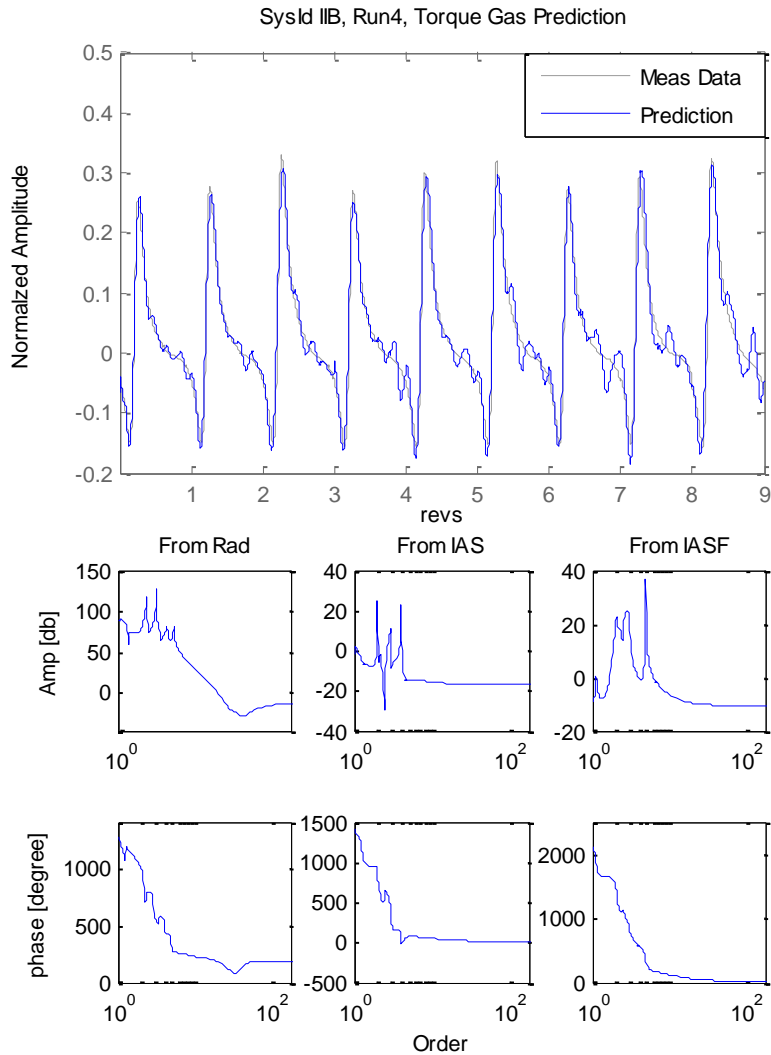


Fig. 4.30 Risultati dell'analisi regressiva "IIB" su Run4 con predizione coppia indicata

4.6 Modelli regressivi di quantità integrali

il risultato proposto dalla procedura di benchmarking effettuata (Fig. 4.28) testimonia una scarsa attitudine dei modelli regressivi formulati nel predire le curve di rilascio di calore. Per ovviare a questa lacuna sono state ricercate delle migliorie utili allo scopo.

Il primo provvedimento riguarda l'utilizzo di una grandezza cumulativa o integrale rispetto alle originarie. La grandezza integrale del $ROHR$ è propriamente l'apporto calorico fornito dalla combustione alla carica fluida al netto degli scambi termici di parete ($H.R.$). Rispetto alla grandezza istantanea di rilascio di calore presenta una forma d'onda più semplice con un contenuto di armoniche di alta frequenza meno importante. Un processo analogo ha interessato la curva di coppia indicata, che se integrata fornisce il valore di lavoro indicato reso via via disponibile all'albero della macchina durante il ciclo termico. Questa ultima impostazione potrebbe risultare utile per l'analisi del rendimento degli organi trasmissivi asserviti al motore termico.

Il problema che si pone nell'utilizzo di tale variabile integrali nella metodologia regressiva consiste nel fatto che queste presentino un carattere di monotonia che ne preclude l'utilizzo come forma periodica secondo quanto accade con le altre grandezze coinvolte dalla metodologia regressiva (Fig. 4.28-29). Per ovviare a ciò è stato proposto un particolare meccanismo di finestratura (4.18) che prevede un involuppo esponenziale della grandezza una volta che questa abbia raggiunto il suo massimo (Fig. 4.31);

$$H.R._{(\vartheta)} = \begin{cases} \int_0^{\vartheta} ROHR_{(\varphi)} d\varphi & \vartheta \leq \vartheta^* \\ e^{-a\left(\frac{\vartheta-\vartheta^*}{\vartheta^*}\right)} \int_0^{\vartheta^*} ROHR_{(\varphi)} d\varphi & \vartheta \geq \vartheta^* \end{cases} \quad (4.18)$$

$$\vartheta^* \Rightarrow \int_0^{\vartheta^*} ROHR_{(\varphi)} d\varphi = \text{Max}(H.R.)$$

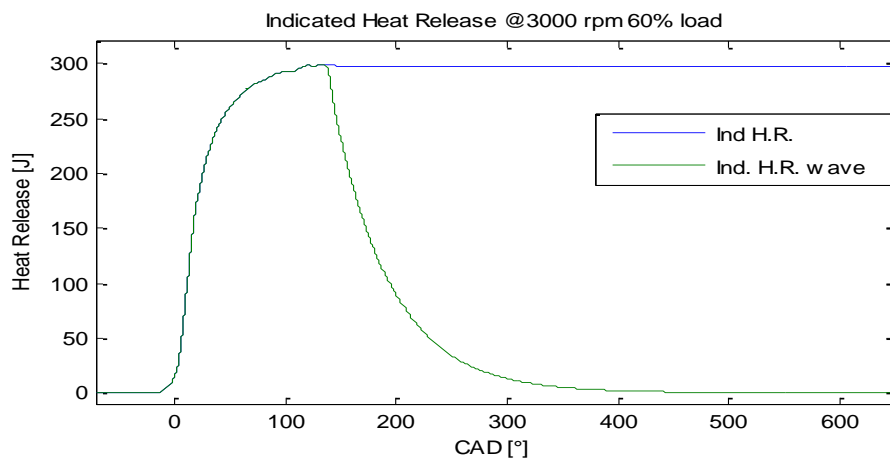


Fig. 4.31 Rilascio di calore cumulativo H.R. e forma d'onda involupata

Il secondo provvedimento utilizzato per migliorare il caso esaminato riguarda il tentativo di migliorare il rapporto segnale-rumore della intera metodologia regressiva utilizzando un vettore di Ingresso a quattro componenti (Fig. 4.32).



Fig. 4.32 Modello Identificato tipo III

I sistemi di Ingresso risultati più performanti tra quelli utilizzati finora vengono quindi orlati da un ulteriore componente quale la pressione nel condotto di aspirazione. Questa grandezza riveste una fondamentale importanza per la modellazione del comportamento di un motore ad accensione comandata [70] perché indicativa della portata elaborata dalla macchina volumetrica, e nel caso di un motore diesel, nonostante l'assenza dell'azione dovuta al corpo farfallato, tiene comunque traccia del regime di funzionamento coadiuvando le informazioni di tipo IAS. Vengono così definiti dei nuovi sistemi di ingresso con vettore a quattro componenti da utilizzare per la sintesi del modello regressivo (Tab. 4.VI)

Sistema	Vettore Ingresso
IIIA	$u_{(t)} = \{Mic_{(t)}, IAS_{(t)}, IASF_{(t)}, P_{Asp(t)}\}$
IIIB	$u_{(t)} = \{Rad_{(t)}, IAS_{(t)}, IASF_{(t)}, P_{Asp(t)}\}$
IIIC	$u_{(t)} = \{Rad_{(t)}, IAS_{(t)}^2, IASF_{(t)}, P_{Asp(t)}\}$

Tab. 4.VI Sistemi di ingresso a quattro componenti

Questi sono stati testati nelle condizioni di analisi più impegnativa vale a dire il *Run4* per la previsione delle grandezze integrali relative a rilascio di calore e lavoro indicato (*H.R.*, *I.W.*). Rispetto al risultato predittivo ottenuto precedentemente, grazie alle modifiche introdotte, adesso il modello regressivo è in grado di fornire un risultato robusto per quanto riguarda la previsione dell'apporto termico durante la combustione (Fig. 4.33)

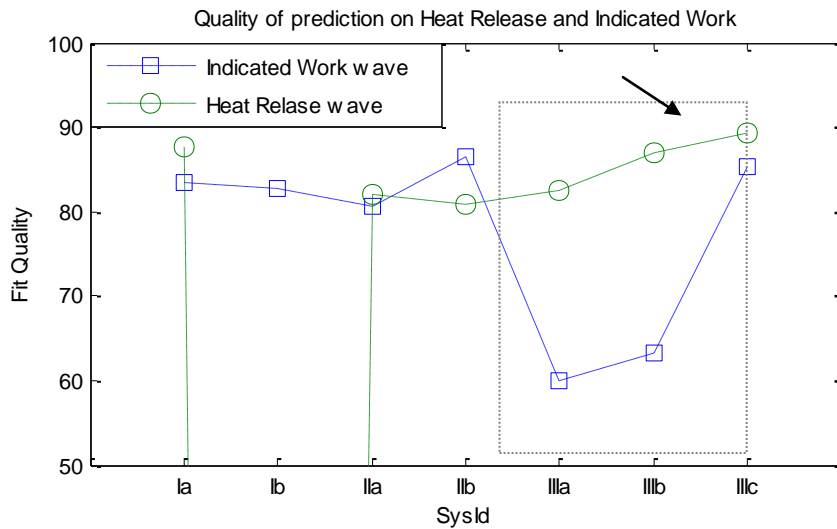
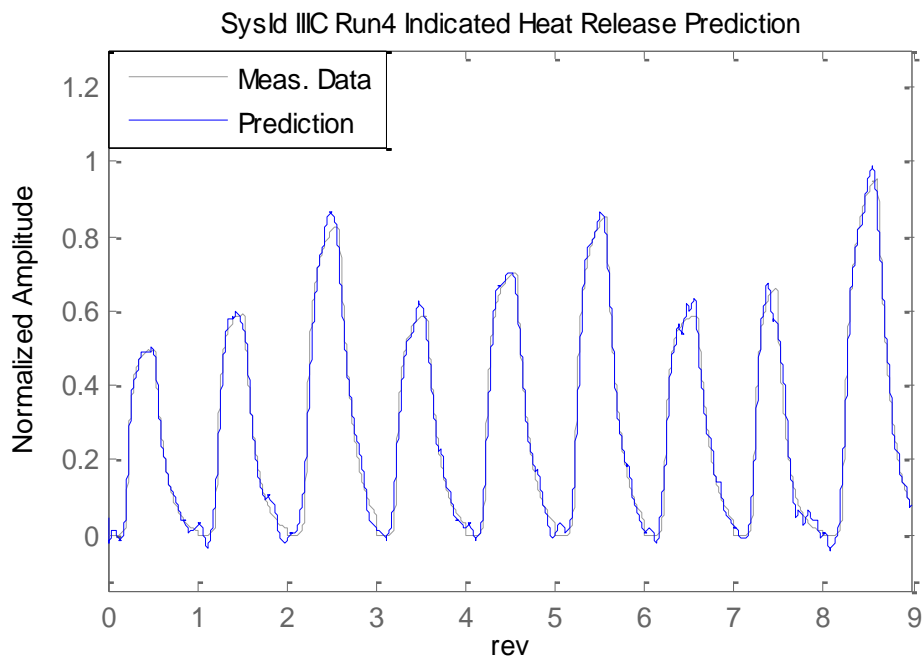


Fig. 4.33 Benchmarking modelli regressivi su grandezze integrali

Particolarmente significativo è l'effetto dovuto all'introduzione dei nuovi sistemi di ingresso a quattro componenti, che si ripercuote in un deciso miglioramento della qualità di regressione sul rilascio di calore rispetto ai modelli di ingresso già sviluppati. Con questi nuovi ingressi il risultato predittivo per il lavoro indicato risulta soddisfacente solo per il modello IIIc .

Per quanto riguarda il rilascio cumulativo di calore la (Fig. 4.34) evidenzia il buon accordo fra la realizzazione sperimentale e la predizione operata.



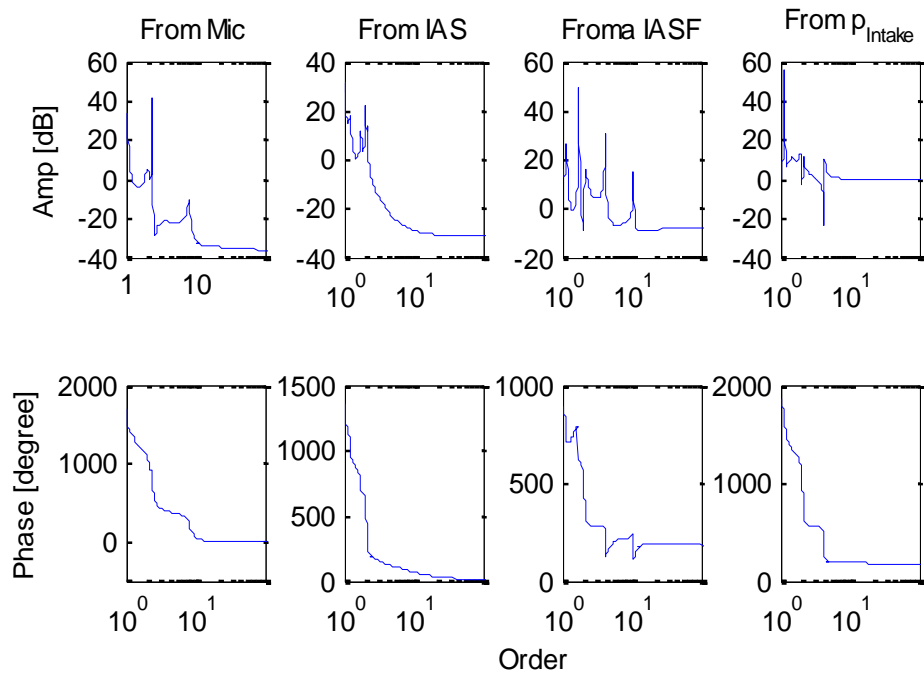


Fig. 4.34 Risultato del modello IIC con predizione su Run4 di H.R.

4.7 Carattere operativo dei modelli identificativi

Il percorso fin qui seguito è stato dedicato allo sviluppo della metodologia necessaria alla sintesi di modelli identificativi tramite analisi regressiva capaci di fornire un supporto efficace a metodologie diagnostiche innovative. Nel presente paragrafo saranno quindi affrontati alcuni possibili sviluppi operativi della metodologia già presentata.

Come visto in precedenza la metodologia implementata ha la potenzialità di fornire un efficace modello di sintesi di tipo multi parametrico, in grado di descrivere la qualità del processo di combustione in un motore volumetrico.

L'operazione è resa possibile grazie alla analisi effettuata in modo regressivo della caratteristica radiante del motore diesel, cioè del legame che intercorre fra una sorgente di eccitazione termica e la sua manifestazione acustica. A questa relazione è associata l'analisi regressiva fra la forzante meccanica, costituita dall'azione di spinta dei gas, e la sua manifestazione come perturbazione della velocità istantanea dell'albero motore. La conoscenza così ottenuta delle due caratteristiche viene utilizzata in modo sinergico per garantire un risultato predittivo sul processo combustivo di buona robustezza e precisione. Su questa base si può ritenere che il metodo possa essere accoppiato con successo in sistemi avanzati di combustione sfruttando due approcci complementari fra loro:

- Per un sistema che mantiene inalterata la sua caratteristica meccanica e acustica durante il funzionamento (geometrie, masse, condizione e tribologia accoppiamenti meccanici) è possibile introdurre un modello identificativo capace di manifestare eventuali variazioni o anomalie esistenti sul processo combustivo. Questa variabilità potrebbe essere dovuta ad esempio all'utilizzo di combustibili eterogenei fra loro, o alla variazione della strategia d'iniezione per adattarsi a differenti condizioni di utilizzo in caso di sistemi di trazione ibrida
- Per un sistema che mantiene inalterata la sua caratteristica termo-chimica durante il funzionamento esiste un modello identificativo capace di manifestare eventuali anomalie che affliggono la caratteristica meccanica e/o acustica del dispositivo.

Per validare la metodologia sviluppata sono state effettuate due estensioni.

Verifica del modello identificato su una base dati aleatoria

Questa procedura è stata sviluppata per assicurarsi che la qualità del risultato modellistico-regressivo sia indipendente dalla particolare scelta dei datasets utilizzati per la sintesi del modello stesso. E' stato pertanto preparato allo scopo un algoritmo che utilizza come struttura le particolari architetture regressive che si sono mostrate con migliore prestazione (rispettivamente " $IIa - p_{Cyl}$ " e " $IIIc - H.R.$ ") e predispose il dataset di addestramento e i dataset di verifica in modo aleatorio.

In particolare l'algorithmo utilizza per il dataset di addestramento nove cicli volumetrici attivi corrispondenti ai nove diversi punti sperimentali di funzionamento stazionario. Ognuno di questi nove cicli è pero estratto in modo aleatorio fra i circa 100 disponibili dentro il *log* sperimentale. Ricavata così la funzione trasferimento da questo dataset, il modello regressivo viene testato ripetutamente su di uno qualsiasi dei cicli disponibili sui file *log*. La qualità della predizione in questo esperimento è risultata molto elevata così come si vede anche dalla comparazione temporale fra le due variabili predette e le loro effettive realizzazioni (Fig. 4.35).

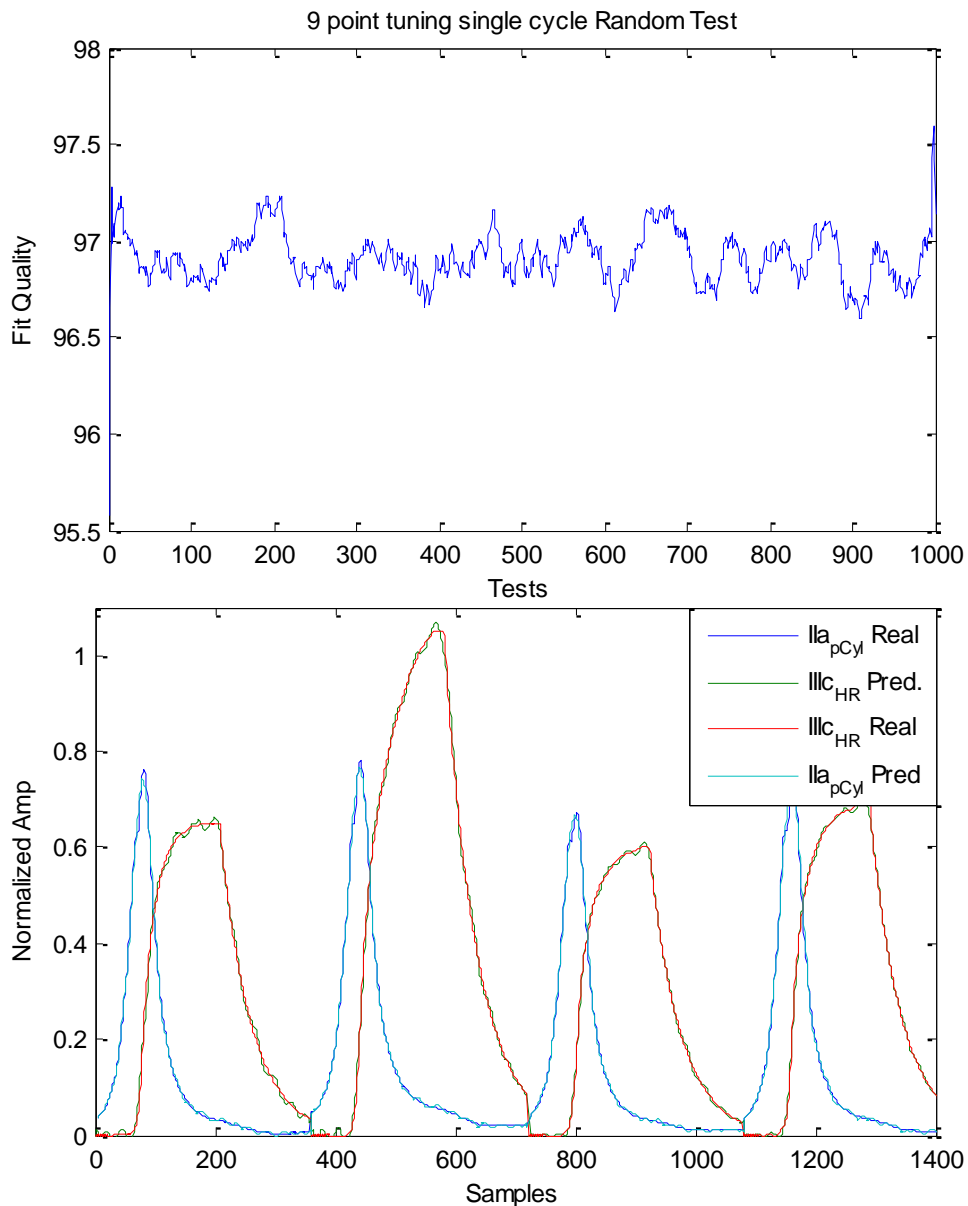


Fig. 4.35 Risultato del modello IIIc (IIa) su dataset di verifica di tipo random

I risultati rendono confidenti sulla potenzialità del modello ottenuto nello svolgere procedure diagnostiche sul sistema di combustione in tempo reale in condizioni di funzionamento di tipo non stazionario.

Modello Regressivo su base dati parziale

Dai presupposti del precedente esperimento numerico è stata analizzata l'attitudine della procedura di sintesi identificativa ad addestrarsi tramite un insieme minimo di punti di funzionamento.

L'esperimento qui proposto utilizza per la procedura di taratura della rete FIRs un insieme minimale di cicli di combustione provenienti da uno sweep di carico a regime costante e uno sweep di regime a carico costante, cioè l'addestramento della struttura regressiva viene svolto sulla base della conoscenza di cinque punti operativi del motore alternativo. Quindi, la fase di verifica viene indirizzata esclusivamente alla predizione dei punti di funzionamento non compresi nella mappa di addestramento.

L'algoritmo sviluppato prevede la scelta di un modello regressivo tra quelli ottimi già individuati (II_a, III_c) in opera su di un set selezionato di variabili di uscita ($p_{Cyl}, H.R., I.W.$). Per la fase identificativa di ogni sistema sono scelti in modo arbitrario i due sweep rispettivamente di carico e di regime fra tutti i disponibili.

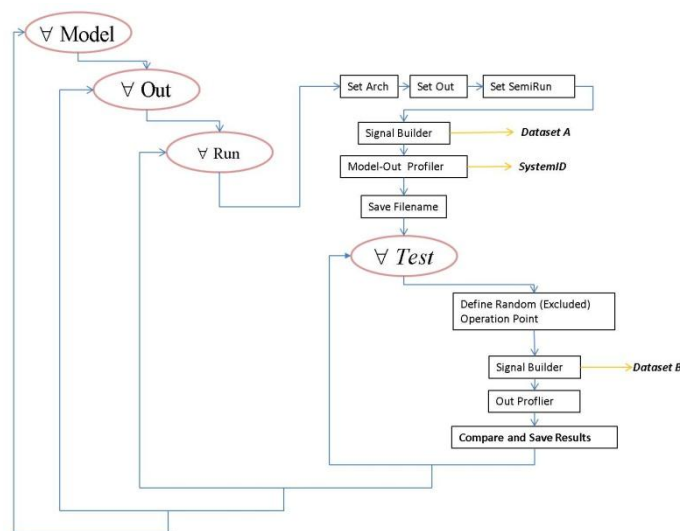


Fig. 4.36 Algoritmo di test datasets parziali

La procedura (Fig. 4.36) viene ripetuta più volte, cinque, per ogni sistema al fine di accertarne la sensibilità al particolare set di prescelto per l'addestramento. Ciascuna funzione di trasferimento viene quindi verificata su venti ciclo arbitrari. Complessivamente ogni sistema opera cento verifiche, i risultati sono riportati in Fig. 4.37.

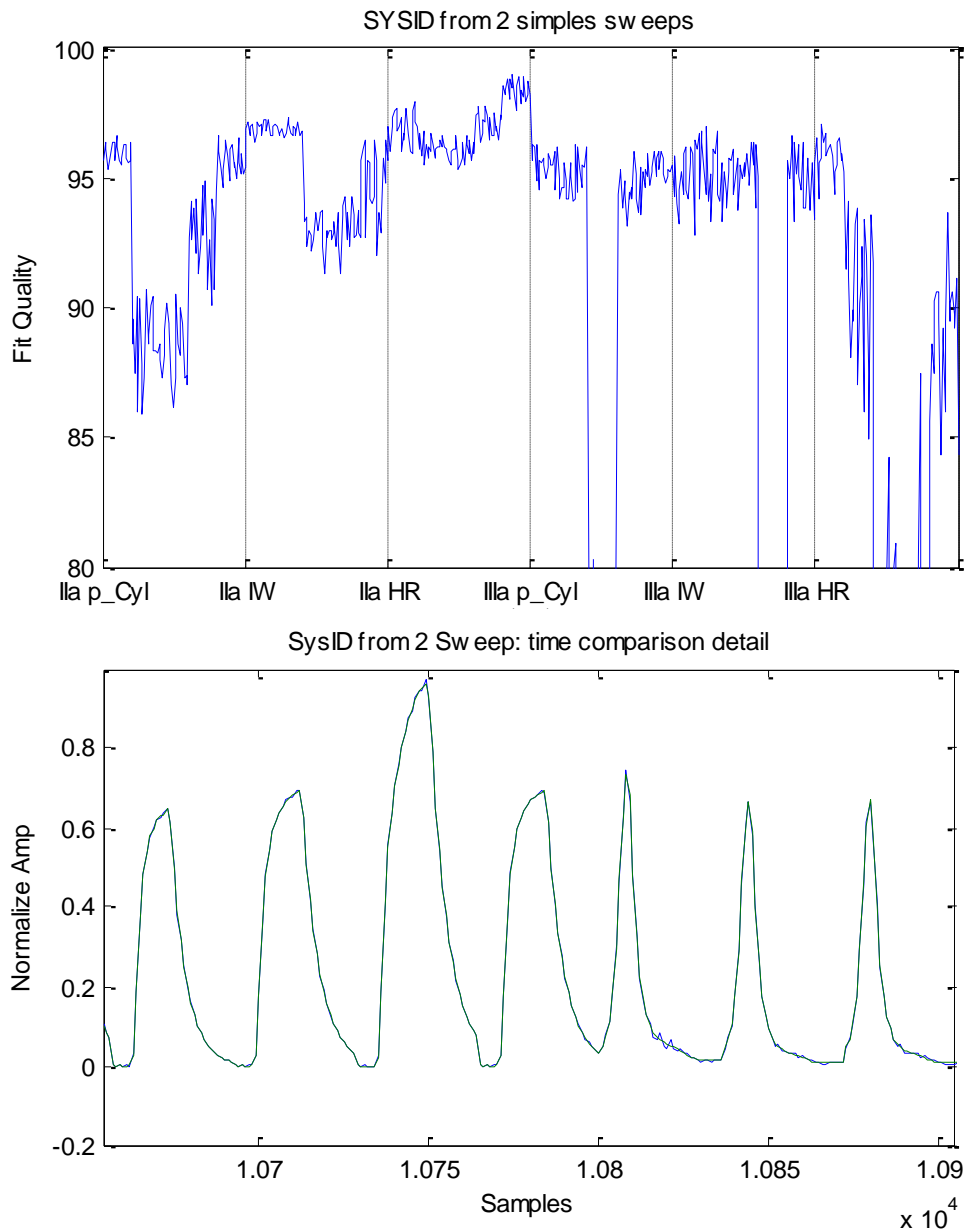


Fig. 4.37 Risultato dell'esperimento su base dati di addestramento parziale

Si nota che, in questo caso di ridotto numero di cicli di addestramento:

- Le $(II_a - H.R.)$, $(II_a - I.W.)$, sono strutture robuste in grado di operare durante ogni test con qualità soddisfacente e quasi indifferentemente alla scelta del set di addestramento.
- Le $(III_a - p_{Cyl})$, $(III_a - I.W.)$, forniscono mediamente un buon risultato ma si espongono al rischio che l'addestramento tramite un dataset ridotto ne annulli la capacità predittiva nulla del sistema
- La $(III_a - H.R.)$ manifesta un'elevata sensibilità al set di addestramento e si qualifica come una struttura intrinsecamente poco robusta.

4.8 Potenzialità diagnostiche della tecnica IAS, catena di misura Teensy-based

La potenzialità diagnostica offerta dalla tecnica Istantaneous Angular Speed applicata ai motori a combustione è elevata.

Questo risultato è stato ottenuto tramite *time-counting* su di una dentatura angolare a virtuale ridotta a 30 impulsi/giro per limitare l'errore nella durata degli intervalli presenti sull'onda quadra dovuto alla bassa frequenza di campionamento di circa 200kHz.

Poiché su un motore a combustione interna è già presente un sensore angolare costituito dalla dentatura volante con risoluzione paragonabile o superiore a quanto è stato utilizzato in questo lavoro, è sicuramente un percorso interessante quello di testare la qualità metrologica di una catena di misura IAS costituita dalla dentatura volante accoppiata a un sensore primario di tipo Hall quindi l'utilizzo di un contatore digitale ad altissima frequenza e bassissimo costo qual è processore *Teensy*(Fig. 4.38).



Fig. 4.38 Microcontrollore Teensy 3.1

Questo microcontrollore è infatti provvisto di contatori digitali in grado di effettuare la conversione *time to digital* con frequenza di clock fino a 180MHz. Per confronto la misurazione dell'errore trasmissione effettuata tramite Hardware National Instruments e descritta nel Cap.3 ha permesso di risolvere fluttuazioni angolari nell'ordine dei centesimi di grado utilizzando un contatore digitale sincronizzato, ottimisticamente, a 20MHz.

Per saggiare questa possibilità offerta dall'utilizzo del *Teensy* per misurazioni di tipo *IAS* è stata allestita una stazione di prova costituita dal generatore di funzioni che alimenta, con onde quadre tipo TTL, il contatore presente sul microprocessore, quindi effettuata la conversione *time-to digital* e plottato il risultato tramite monitor serial (Fig. 4.39).

Il risultato è particolarmente positivo. La dispersione dei dati rimane inferiore ai 30ns che è un valore compatibile con l'incertezza del generatore di funzioni (Tab. 3.III) e notevolmente superiore al risultato migliore fornito dal cRio (Tab. 3.IV) che risulta essere pari a 200ns.

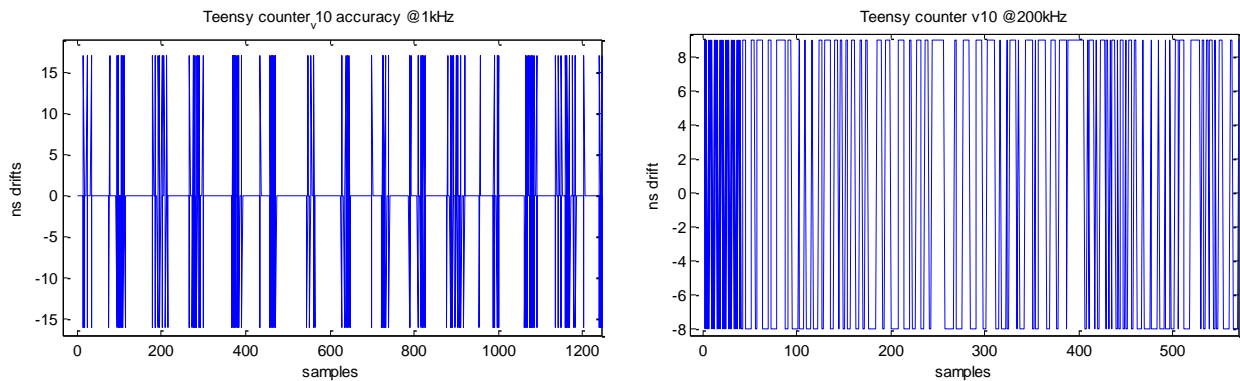


Fig. 4.39 Accuratezza di Teensy come convertitore TDC

Per questo motivo la catena di misura costituita da un processore Teensy dedicato alla lettura della dentatura volante di un motore a combustione sarebbe in grado di fornire sensibilità elevatissime nella tecnica IAS capaci non soltanto di risolvere con efficacia la diagnostica del processo combustivo.

Questo può consentire un sicuro miglioramento della procedura di identificazione sviluppata in termini di precisione e robustezza.

4.9 Analisi delle componenti principali ed indipendenti dell'emissione acustica

L'emissione acustica proveniente dalla campagna sperimentale effettuata è stata sottoposta ad analisi alle componenti principali PCA, quindi successivamente all'analisi alle componenti indipendenti ICA.

La prima tecnica utilizza una soluzione agli auto spazi per generare all'interno di un set di misure sperimentali una rappresentazione che permette di estrarre delle componenti fra loro ortogonali nel senso di serie ottenere delle serie numeriche a covarianza minima.

Dalla conoscenza degli autovettori del sistema, la tecnica delle componenti principali rende possibile approssimare le varie realizzazioni sperimentali come prodotto tra delle componenti scalari sulla base degli autovettori individuati dal procedimento.

Per il calcolo delle componenti principali si procede operando sulle misurazioni disponibili tramite trasformazioni lineari al fine di produrre delle componenti a covarianza minima fra loro. Nel caso specifico è stata utilizzata una libreria disponibile scritta in codice M. per individuare due componenti principali di emissione principale all'interno del set di dati costituito da nove cicli termici corrispondenti ai differenti punti di funzionamento del motore. In questi caso nei nove punti di utilizzo sono inserite le prove con carico trascinate a scapito della condizione di carico del 80% (Fig. 4.40)

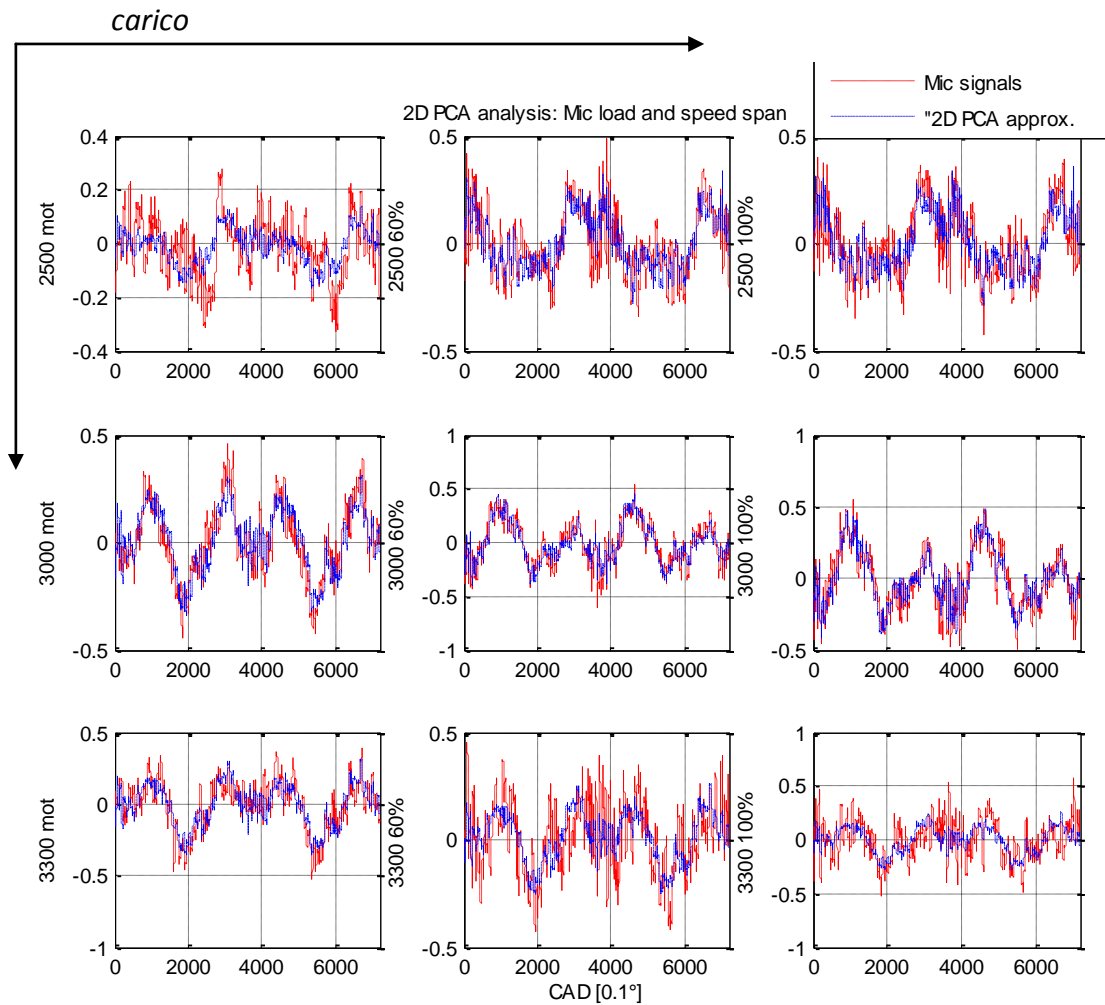


Fig. 4.40 Analisi Principal Component Analysis 2D su emissione acustica e predizione su mappa sperimentale

La scelta di voler individuare due componenti principali all'interno della campagna risponde all'esigenza di voler risolvere la sensibilità dell'emissione acustica al regime ed al carico affiancando le considerazioni già effettuate in precedenza (Par. 4.3).

A meno del fattore di scala che normalizza il dataset sperimentale (processo di *whitening*), le componenti principali v_i (Fig. 4.41) sono in grado di ripristinare le realizzazioni sperimentale $acou_j$ con buona approssimazione, tramite la (4.19)

$$acou_j = a_{j1}v_1 + a_{j2}v_2 \quad a_{ji} \in \mathfrak{R} \quad j=1, \dots, 9 \quad (4.19)$$

Pertanto il metodo è in grado di realizzare un efficace modello di sintesi dell'emissione acustica prodotta del motore durante l'utilizzo al variare delle condizioni di carico e di regime.

La caratteristica peculiare di questa metodologia risiede nel fatto che sia il modello che la procedura che lo genera sono computazionalmente molto agili quindi perfettamente adattabili a controllori industriali tipo ECU per analisi diagnostiche real-time, o per l'implementazione di catene di feedback per il controllo in retroazione del processo combustivo.

La disponibilità di una semplice serie temporale, quale è la componente principale, capace di riassumere con affidabilità la caratteristica meccanica o combustiva del dispositivo, è un ottimo presupposto per lo sviluppo di un metodo diagnostico potente sia per quanto riguarda il processo di combustione quanto per lo stato di salute meccanica del dispositivo.

La descrizione effettuata tramite componenti principali è infatti particolarmente ficcante e di sicura utilità anche in ambito *NVH*, per esempio allo scopo di valutare con rapidità l'effetto di una contromisura su tutto il range di utilizzo senza dover approfondire il particolare effetto della stessa sullo specifico punto di funzionamento.

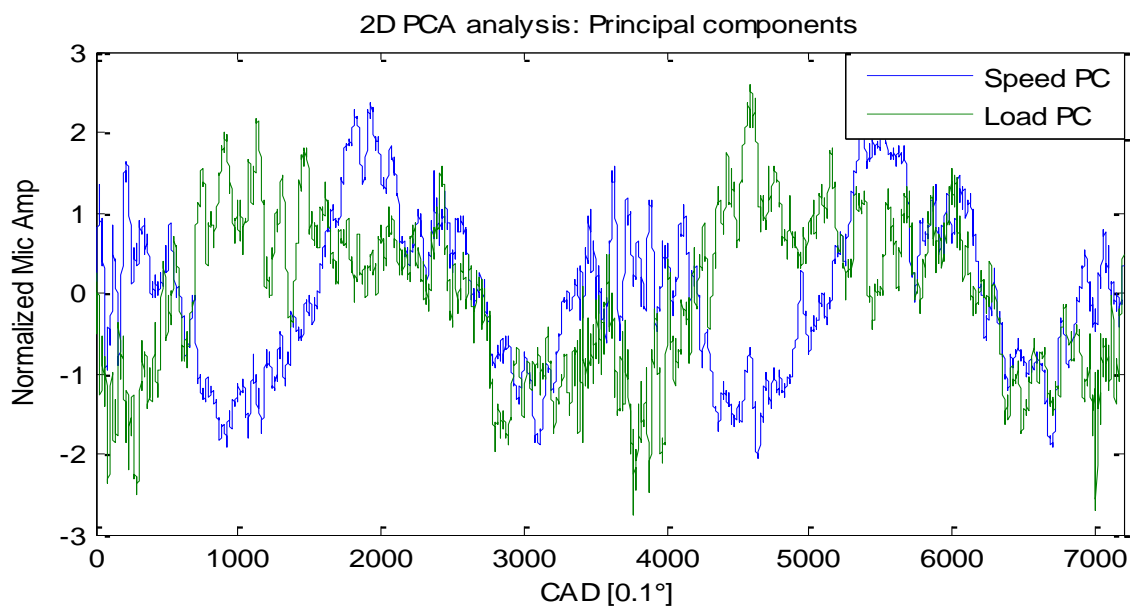


Fig. 4.41 Componenti principali emissione acustica

Decisamente più complesso invece il risultato fornito dal condizionamento della sperimentazione acustica tramite l'algoritmo FastICA [49]. In questo caso la demiscelazione operata dalla tecnica Independent Component Analysis avviene in modo non del tutto ortodosso.

La metodologia prevede infatti che la demiscelazione avvenga per un set di segnali contemporanei. Invece nell'esperimento qui effettuato la stessa viene utilizzata per estrarre le componenti indipendenti dalle misure acustiche relative ai vari punti di funzionamento testati nella campagna.

Ciò è fatto al fine di ricercare all'interno della radiazione complessiva particolari schemi costitutivi di emissione non ottenibili dalle usuali indagini svolte su base tempo-frequenziale.

L'algoritmo utilizzato è in grado di estrarre dalla stessa base dati utilizzata per l'esperimento precedente nove *Componenti Indipendenti* (Fig. 4.42) tramite il principio '*maximum negentropy*'

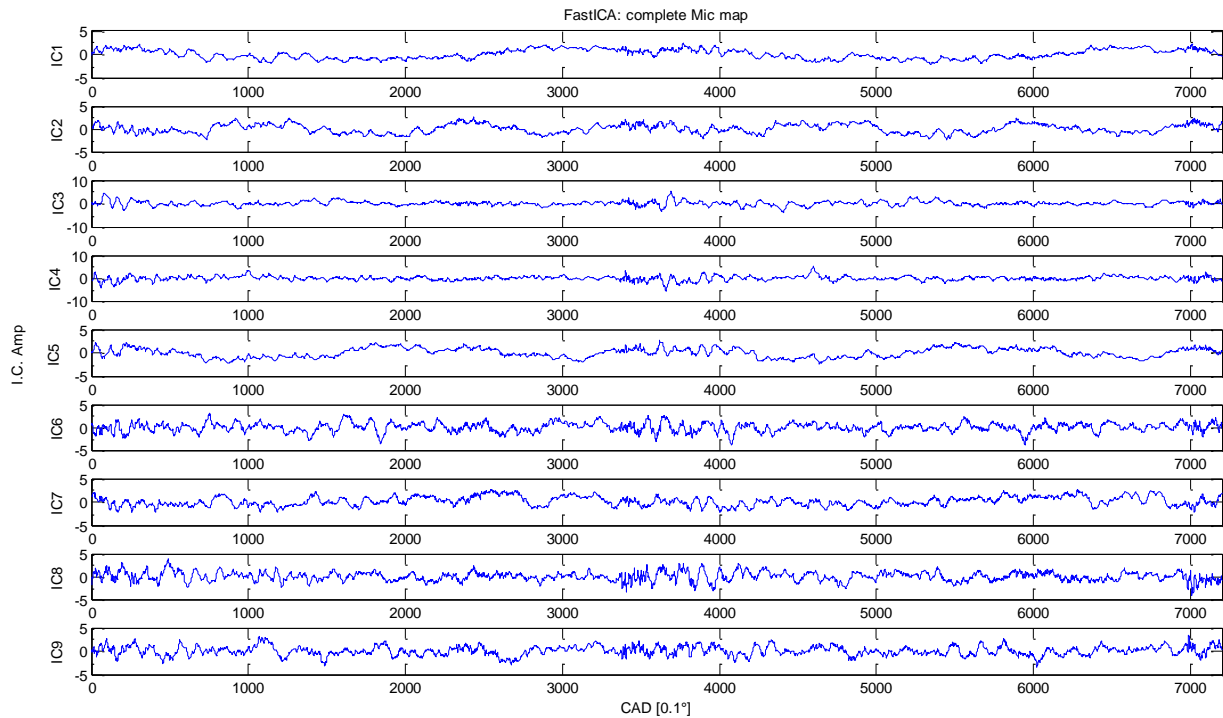


Fig. 4.42 Componenti Indipendenti emissione acustica con FastICA

I segnali ottenuti tramite ICA non sono di facile interpretazione. Alcuni di questi mostrano disturbi in alta frequenza nei pressi del *PMS*, altri ancora presentano in evidenza il profilo dell'armonica di ordine zero.

Per migliorare la qualità ottenibile dalla rappresentazione è stato costituito un nuovo dataset acustico utilizzando anche la radiazione filtrata su base ordinale (Par 4.2). Scartando le misure effettuate a carichi parziali si ottengono così 8 misurazioni per costituire il nuovo dataset da sperimentale.

Il metodo FastICA è stato quindi utilizzato per demiscelare solo due fra le otto componenti indipendenti che sono mostrate in figura (4.41)

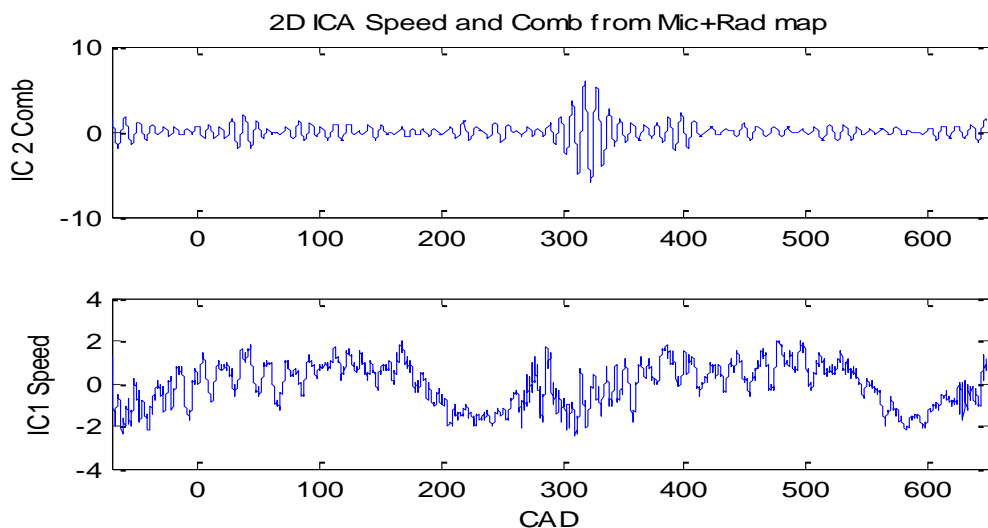


Fig. 4.43 2D FastICA con componenti combustione e regime

Sotto questa veste (Fig. 4.43) il risultato è decisamente migliore. Il ricorso alla radiazione filtrata permette di evidenziare in modo deciso il contributo della radiazione di combustione con risultato paragonabile o superiore rispetto a quanto visto precedentemente.

Molto interessante è anche il merito della seconda componente indipendente che sembrerebbe riesca ad isolare perfettamente la caratteristica della rumorosità meccanica, con una risoluzione difficilmente ottenibile da metodi frequenziali. Le componenti indipendenti demiscelate posso essere rappresentate tramite un metodo tempo frequenza per meglio evidenziare le proprie peculiarità. (Fig. 4.44)

Anche questo strumento dimostra la sua validità nel proporre dei risultati passibili di strategie diagnostiche o di controllo avanzate.

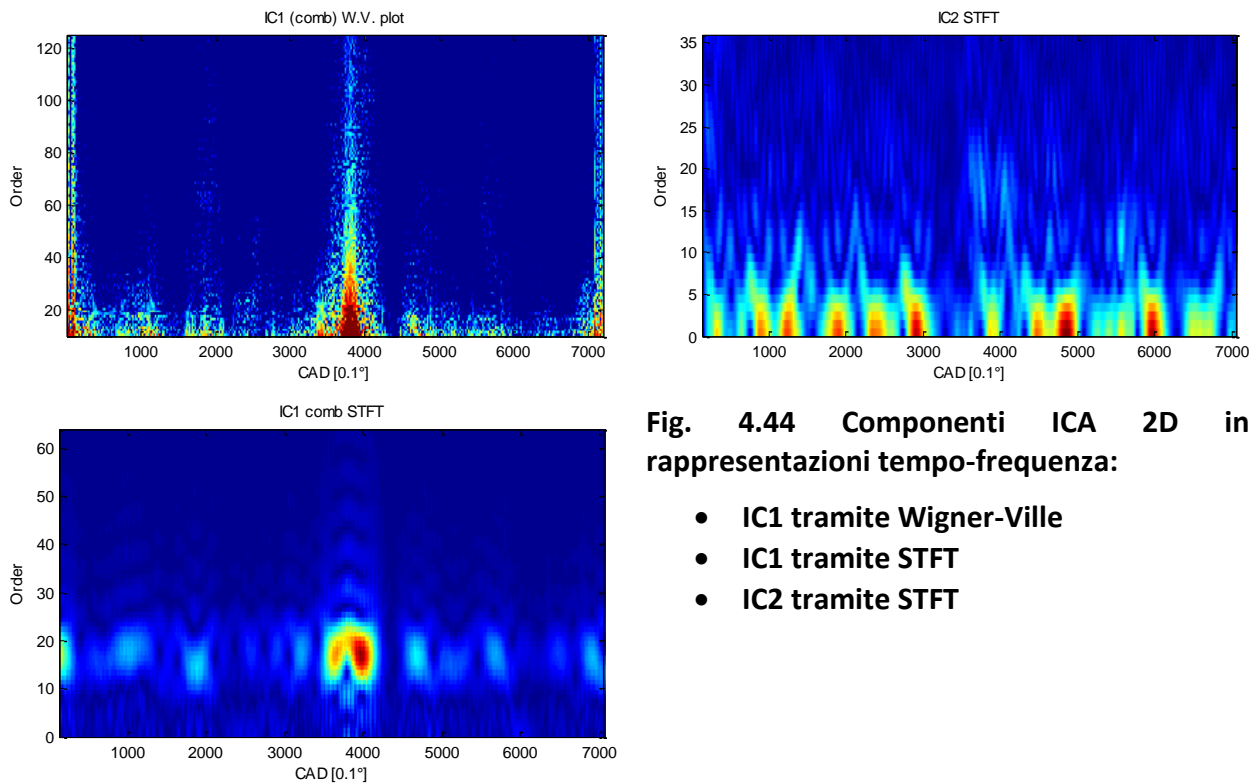


Fig. 4.44 Componenti ICA 2D in rappresentazioni tempo-frequenza:

- IC1 tramite Wigner-Ville
- IC1 tramite STFT
- IC2 tramite STFT

Conclusioni

L'argomento delle metodologie diagnostiche per i motori a combustione è vasto e complesso e fondato su tecniche metrologiche avanzate, sviluppate in modo trasversale dalle discipline ingegneristiche grazie all'apporto proveniente dai risultati delle scienze dell'informazione.

Gli strumenti basilari affrontati in questo percorso di studio (Cap.1) trovano applicazione in contesti eterogenei e diversi tra loro, perché in ultima analisi rispondono all'esigenza di acquisire un significato non banale da una manifestazione, in questo caso sperimentale, complessa. Questi strumenti sono contemplati in applicazioni attinenti la motoristica e non quali diagnosi medicali, algoritmi di compressione dati, intelligenza artificiale.

E' stata effettuata una rassegna delle principali metodologie che costituiscono lo stato dell'arte della diagnostica sperimentale suddivise per sensoristica impiegata (Cap.2). Le catene di misura più avanzate dedite all'analisi non intrusiva del funzionamento dei motori a combustione sfruttano meccanismi semiotici raffinatissimi garantendo dei risultati che sarebbero del tutto preclusi alle tecniche metrologiche classiche.

Sotto questo punto di vista la sensoristica impiegata perde la propria cardinalità rispetto alla qualità della metodica di analisi in uso, che assume quindi centralità rispetto alle varie e particolari realizzazioni tecnico sperimentali. Uno scenario sicuramente promettente riguarda le analisi con architettura multidimensionale, capaci di sfruttare la crescente potenzialità di calcolo disponibile nei calcolatori personali come in quelli industriali.

La collaborazione sostenuta con durante la permanenza presso l'Istituto di tecnologia dell'autoveicolo VUT (Brno,Cz) ha permesso di approfondire la realizzazione pratica e lo sviluppo di uno strumento per la misura della velocità istantanea degli alberi di una trasmissione meccanica per fornire un risultato utile al calcolo dell'errore di trasmissione di accoppiamenti dentati (Cap.3). Questa tecnica metrologica, che sfrutta la potenzialità dei contatori digitali nell'operare la conversione dei tempi di impulso, ha dimostrato una sensibilità elevatissima garantendo la risoluzione del moto degli organi trasmissivi fino a pochi millesimi di grado. Il risultato è stato possibile grazie ad un'innovativa metodica di demodulazione di fase in grado di operare anche sul funzionamento non stazionario del dispositivo di trasmissione.

Con queste premesse è stato affrontato il processo di analisi dei dati sperimentali provenienti dal Laboratorio Motori presso l'università RomaTre (Cap.4). L'analisi effettuata ha considerato

la principale esigenza espressa nel tema del condizionamento di processi non intrusivi da catene di misura vibroacustiche; che consiste nel proporre una metrica tra la radiazione rilevata e la qualità del fenomeno combustivo utilizzando una metodologia capace di selezionare dalla radiazione totale emessa dal propulsore i contributi determinati dall'evoluzione del fenomeno combustivo.

La campagna sperimentale di rilievo dell'emissione acustica pertanto ha permesso di estrarre importanti informazioni riguardo la caratteristica della radiazione acustica dovuta al rilascio di calore in camera di combustione. Tramite l'utilizzo di filtri operanti su base ordinale piuttosto che frequenziale è stato possibile trattare le informazioni già acquisite e proporre uno schema per selezionare la radiazione dovuta ai fenomeni combustivi rispetto alla radiazione imputabile alla rumorosità meccanica. Questa soluzione si realizza tramite una procedura di mediatura fra gli spettri ordinali atta a minimizzare l'interazione fra il dispositivo e l'ambiente non anecoico della sala prova ed è resa possibile dalla sovrapposibilità degli spettri ordinali al variare del numero di giri del motore volumetrico.

E' stato, quindi, intrapreso un nuovo processo di sperimentazione coinvolgendo le misurazioni relative alla campagna acustica, le conoscenze acquisite rispetto alla metodica Instantaneous Angular Speed e le metodologie di identificazione regressiva, per proporre un innovativo modello di sintesi del dispositivo motore come sistema termo-meccano-acustico attraverso la base dati resa disponibile dalle misure sperimentali precedentemente ottenute.

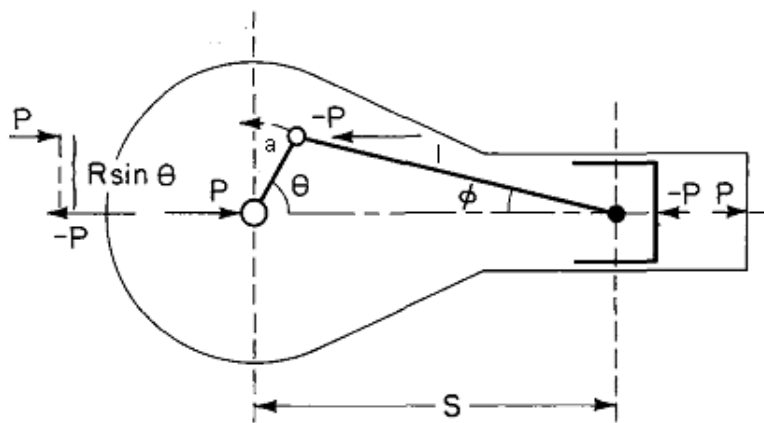
Per lo sviluppo del modello in primo luogo sono state ricercate le architetture ottimali del sistema regressivo ed esaminata la loro confidenza nel produrre previsioni del processo aderenti con la loro realizzazione sperimentale. È stata, quindi, valutata l'attitudine di questi sistemi a essere utilizzati in un contesto operativo al fine di fornire un supporto efficace allo sviluppo di sistemi di combustione avanzati in ambito industriale. I risultati raggiunti nella capacità modellistica dei sistemi identificati su base regressiva assicurarono il successo dello strumento numerico sviluppato su pratiche diagnostiche innovative.

Il modello così sviluppato tramite metodica data-based afferisce la diagnostica del processo di combustione, ma le sue caratteristiche ne consentono l'utilizzo come strumento efficace anche per procedure di virtualizzazione dedite alla calibrazione in ambito controllo motore e NVH.

Appendice A: Elementi di meccanica dei motori alternativi

In questo paragrafo saranno affrontate le relazioni principali della cinematica e della dinamica relativa ai motori volumetrici alternativi [1-2,143-151].

Variabili cinematiche del meccanismo di spinta e moto del pistone



$$Bore = B$$

$$stroke = 2a = l$$

$$CompressionRatio = \frac{V_d + V_c}{V_c}$$

$$r = l / a$$

$$s = a \cos \vartheta + (l^2 - a^2 \sin^2 \vartheta)^{1/2}$$

$$V = V_c + \frac{\pi B^2}{4} (L + a - s)$$

[1]

Considerando la relazione vigente per la proiezioni ortogonali all'asse del cilindro dei membri mobili

$$a \cdot \sin \vartheta = L \cdot \sin \varphi$$

(A.1)

$$\cos \varphi = \sqrt{1 - \sin^2 \vartheta}$$

Sfruttando le espressioni disponibili per lo sviluppo in serie di termini infinitesimi consentite dalla considerazione che $\left(\frac{r}{l}\right)^2 < 0.1 \Rightarrow \cos \varphi \approx \sqrt{1 - \varepsilon}$. Si riesce ad eliminare il grado di libertà dovuta alla presenza dell'angolo φ

$$\begin{aligned}
\operatorname{sen}^2 \alpha &= \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos 2\alpha + o(\cos 2\alpha) \\
\sqrt{1-x} &= 1 - \frac{1}{2}x + \frac{1}{8}x^2 + o(x^2) \\
\frac{1}{\sqrt{1-x}} &= 1 + \frac{1}{2}x + \frac{3}{8}x^2 + o(x^2) \\
\cos \varphi &= 1 - \frac{r^2}{2l^2} \operatorname{sen}^2 J + \frac{r^4}{8l^4} \operatorname{sen}^4 J + o(\operatorname{sen}^4 J)
\end{aligned}
\tag{A.2}$$

Se ne ricava per il moto del pistone nel dominio del tempo

$$\begin{aligned}
s_{(t)} &= l - \frac{r^2}{4l} + r \left(\cos J_{(t)} + \frac{r}{4l} \cos 2J_{(t)} \right) \\
\dot{s}_{(t)} &= -r\omega_{(t)} \left(\operatorname{sen} J_{(t)} + \frac{r}{2l} \operatorname{sen} 2J_{(t)} \right) \\
\ddot{s}_{(t)} &= -r\dot{\omega}_{(t)} \left(\operatorname{sen} 2J_{(t)} + \frac{r}{2l} \operatorname{sen} 2J_{(t)} \right) - r\omega_{(t)}^2 \left(\cos J_{(t)} + \frac{r}{l} \cos 2J_{(t)} \right)
\end{aligned}
\tag{A.3}$$

Vale la relazione

$$\frac{ds}{dt} = \frac{d\vartheta}{dt} \frac{ds}{d\vartheta} = \omega \frac{ds}{d\vartheta}
\tag{A.4}$$

Risolviendo le relazioni presentate su base angolare

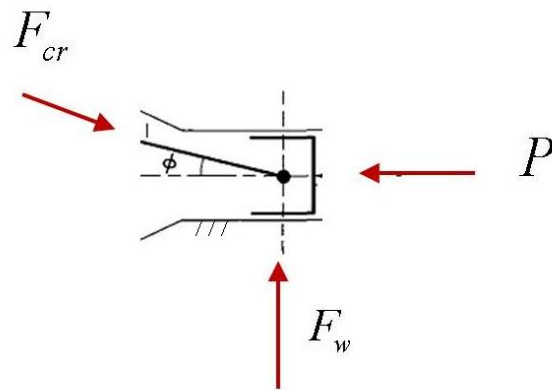
$$\begin{aligned}
s_{(J)} &= l - \frac{r^2}{4l} + r \left(\cos J + \frac{r}{4l} \cos 2J \right) \\
\dot{s}_{(J)} &= -r \left(\operatorname{sen} J + \frac{r}{2l} \operatorname{sen} 2J \right) \\
\ddot{s}_{(J)} &= -r \left(\cos J + \frac{r}{l} \operatorname{sen} 2J \right)
\end{aligned}
\tag{A.5}$$

Di pratico utilizzo anche la relazione per il differenziali del volume

$$\dot{V}_{(J)} = \frac{\pi B^2}{4} \dot{s}_{(J)}
\tag{A.6}$$

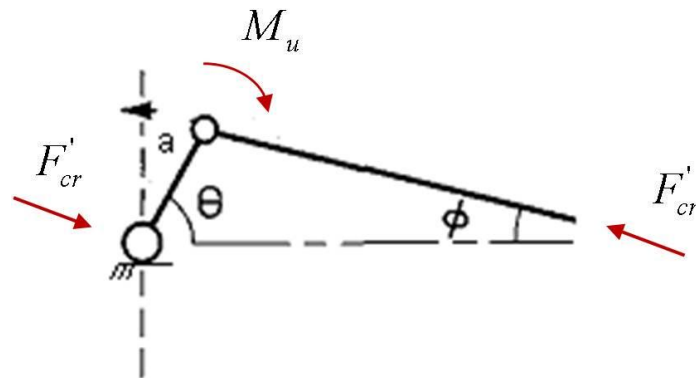
Sistemi di forze

Per l'equilibrio del pistone



$$\begin{aligned}\vec{F}_w &= p \tan \varphi \hat{j} \\ F_w &= p \left[\frac{r}{l} \text{sen} J \left(1 + \frac{r^2}{2l^2} \text{sen}^2 J \right) \right] \\ \vec{F}_{cr} &= p \hat{i} - p \tan \varphi \hat{j} \\ F_{cr} &= \frac{p}{\cos \varphi} = p \left(1 + \frac{r^2}{2l^2} \text{sen}^2 J \right)\end{aligned}\tag{A.6}$$

Per l'equilibrio dell'albero motore



$$\begin{aligned}\vec{M}_u &= \hat{a} \times \vec{F}'_{cr} = r \left(\cos J \hat{i} + \text{sen} J \hat{j} \right) \times \left(-p \hat{i} + p \tan \varphi \hat{j} \right) \\ M_u &= M_{gas} = pr \text{sen} J \left(1 + \frac{r}{l} \cos J + \frac{r^3}{l^3} \cos J \text{sen}^2 J \right) \\ f_{crankslider(J)} &= R_{(J)} = r \text{sen} J \left(1 + \frac{r}{l} \cos J + \frac{r^3}{l^3} \cos J \text{sen}^2 J \right)\end{aligned}\tag{A.7}$$

Dinamica Lagrangiana del meccanismo di spinta

In ambito IAS è necessario abbandonare l'ipotesi usuale di moto stazionario (per una singola rivoluzione) dell'albero motore normalmente accettata in campo motoristico. La formulazione analitica del modello dinamico necessario a supportare la tecnica IAS risulta notevolmente semplificata dalla formulazione lagrangiana del problema dell'equilibrio rotazionale per l'albero stesso. Per l'energia cinetica del meccanismo di spinta, riducendo il meccanismo ad un suo equivalente statico costituito da due masse (m_{crank*}, m_{pist*}) [1].

$$T = \frac{1}{2} m_{crank*} r^2 \omega^2 + \frac{1}{2} m_{pist*} \dot{s}^2 = \frac{1}{2} m_{crank*} r^2 \omega^2 + \frac{1}{2} m_{pist*} r^2 \omega^2 \left(\text{sen}^2 J + \frac{r}{l} \text{sen} J \cos J + \frac{r^2}{4l^2} \text{sen}^2 2J \right) \quad (\text{A.7})$$

Questa relazione è utile per calcolare il momento di inerzia rotazionale del meccanismo che risulta

$$J = \frac{2T}{\omega^2} = \frac{1}{2} m_{crank*} r^2 + \frac{1}{2} m_{pist*} r^2 \left(\text{sen}^2 J + \frac{r}{l} \text{sen} J \cos J + \frac{r^2}{4l^2} \text{sen}^2 2J \right) \quad (\text{A.8})$$

$$\frac{\partial J}{\partial \vartheta} = \frac{1}{2} m_{pist*} r^2 \left(2 \text{sen} J \cos J + \frac{r}{l} \cos^2 J - \frac{r}{l} \text{sen}^2 J + \frac{r^2}{2l^2} \text{sen}^2 2J \right)$$

Si può impostare la dinamica rotazionale dell'albero motore tramite una scrittura lagrangiana come

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\vartheta}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \vartheta} = Q^{nc} \quad (\text{A.9})$$

Esplicando i vari contributi

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\vartheta}} \right) = \frac{d}{dt} \left[\frac{\partial}{\partial \dot{\vartheta}} \left(\frac{1}{2} J \dot{\vartheta}^2 \right) \right] = J \ddot{\vartheta}$$

$$\frac{\partial L}{\partial \vartheta} = \frac{\partial}{\partial \vartheta} \left(\frac{1}{2} J \dot{\vartheta}^2 \right) = \frac{1}{2} \frac{\partial J}{\partial \vartheta} \dot{\vartheta}^2 \quad (\text{A.10})$$

$$Q^{nc} = \sum \frac{\pi B^2}{4} p_{i(\vartheta)} R_{i(\vartheta)} \delta \vartheta + M_{friction(\vartheta)} \delta \vartheta + M_{load(\vartheta)} \delta \vartheta$$

Si perviene alla scrittura usuale nella trattazione tecnica quale [77-148].

$$J \ddot{\vartheta} - \frac{1}{2} \frac{\partial J}{\partial \vartheta} \dot{\vartheta}^2 = \sum \frac{\pi B^2}{4} p_{i(\vartheta)} R_{i(\vartheta)} + M_{friction(\vartheta)} + M_{load(\vartheta)} \quad (\text{A.11})$$

Bibliografia

Monografie

- [1]. Taylor, C. F. (1985). The Internal-combustion Engine in Theory and Practice: Combustion, fuels, materials, design (Vol. 2). MIT press.
- [2]. Heywood, J. B. (1988). Internal combustion engine fundamentals (Vol. 930). New York: Mcgraw-hill.
- [3]. Auger, F., Flandrin, P., Gonçalvès, P., & Lemoine, O. (1996). Time-frequency toolbox. CNRS France-Rice University, 46.
- [4]. Oppenheim, A. V. (1999). Discrete-time signal processing. Pearson Education India.
- [5]. Ljung, L. (1995). System Identification Toolbox for use with MATLAB
- [6]. Ljung, L. (1999). System identification: Theory for the user, ptr prentice hall information and system sciences series. ed: Prentice Hall, New Jersey.
- [7]. Crocker, M. J. (2007). Handbook of noise and vibration control. John Wiley & Sons.
- [8]. Randall, R. B. (2011). Vibration-based condition monitoring: industrial, aerospace and automotive applications. John Wiley & Sons.

Diagnosi Vibroacustiche

- [9]. Villarroel, Grover Zurita, Anders Agren, and Esbjorn Pettersson. "An experimental study on internal combustion noise and exhaust gas recirculation of a direct injection diesel engine operating on ethanol." INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings. Vol. 1995. No. 4. Institute of Noise Control Engineering, 1995..

- [10]. Gao, Y., & Randall, R. B. (1999). Reconstruction of diesel engine cylinder pressure using a time domain smoothing technique. *Mechanical systems and signal processing*, 13(5), 709-722.
- [11]. Hirano, I., Kondo, M., Uraki, Y., & Asahara, Y. (1999). Using multiple regression analysis to estimate the contributions of engine-radiated noise components. *JSAE review*, 20(3), 363-368.
- [12]. Stanković, L., & Böhme, J. F. (1999). Time–frequency analysis of multiple resonances in combustion engine signals. *Signal Processing*, 79(1), 15-28.
- [13]. Li, W., Gu, F., Ball, A. D., Leung, A. Y. T., & Phipps, C. E. (2001). A study of the noise from diesel engines using the independent component analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 15(6), 1165-1184.
- [14]. Zurita G. (2001). *Vibration based diagnostic for analysis of combustion properties and noise emissions of IC Engines - PhD thesis*
- [15]. Guillaume, P., Parloo, E., Verboven, P., & De Sitter, G. (2002). An inverse method for the identification of localized excitation sources. In *Proceeding of IMAC*.
- [16]. Tian, X., Lin, J., Fyfe, K. R., & Zuo, M. J. (2003, April). Gearbox fault diagnosis using independent component analysis in the frequency domain and wavelet filtering. In *Acoustics, Speech, and Signal Processing, 2003. Proceedings.(ICASSP'03). 2003 IEEE International Conference on (Vol. 2, pp. II-245)*. IEEE.
- [17]. Payri, F., Broatch, A., Tormos, B., & Marant, V. (2005). New methodology for in-cylinder pressure analysis in direct injection diesel engines—application to combustion noise. *Measurement Science and Technology*, 16(2), 540.
- [18]. Badaoui, M. E., Daniere, J., Guillet, F., & Servièrè, C. (2005). Separation of combustion noise and piston-slap in diesel engine—Part I: Separation of combustion noise and piston-slap in diesel engine by cyclic Wiener filtering. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 19(6), 1209-1217.
- [19]. Servièrè, C., Lacoume, J. L., & El Badaoui, M. (2005). Separation of combustion noise and piston-slap in diesel engine—Part II: Separation of combustion noise and piston-slap using blind source separation methods. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 19(6), 1218-1229.
- [20]. El-Ghamry, M., Steel, J. A., Reuben, R. L., & Fog, T. L. (2005). Indirect measurement of cylinder pressure from diesel engines using acoustic emission. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 19(4), 751-765.
- [21]. Shu, G., & Liang, X. (2007). Identification of complex diesel engine noise sources based on coherent power spectrum analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 21(1), 405-416.
- [22]. Pruvost, L., Leclere, Q., & Parizet, E. (2009). Diesel engine combustion and mechanical noise separation using an improved spectrofilter. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 23(7), 2072-2087.
- [23]. Yildirim, Ş., Erkaya, S., Eski, İ., & Uzmay, İ. (2009). Noise and vibration analysis of car engines using proposed neural network. *Journal of Vibration and Control*, 15(1), 133-156.
- [24]. Della Fornace, E., CAVINA, N., SGATTI, S., & CAVANNA, F. (2009). *Analisi dell'emissione sonora di un motore a combustione interna: diagnosi misfire e identificazione delle principali caratteristiche della combustione (Doctoral dissertation)*.
- [25]. Payri, F., Luján, J. M., Martín, J., & Abbad, A. (2010). Digital signal processing of in-cylinder pressure for combustion diagnosis of internal combustion engines. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 24(6), 1767-1784.

- [26]. Payri, F., Olmeda, P., Guardiola, C., & Martín, J. (2011). Adaptive determination of cut-off frequencies for filtering the in-cylinder pressure in diesel engines combustion analysis. *Applied Thermal Engineering*, 31(14), 2869-2876.
- [27]. Giakoumis, E. G., Dimaratos, A. M., & Rakopoulos, C. D. (2011). Experimental study of combustion noise radiation during transient turbocharged diesel engine operation. *Energy*, 36(8), 4983-4995.
- [28]. Wang, X., Liu, C., Du, X., & Shao, K. (2011, September). Blind source separation and identification of internal combustion engine noise based on independent component and wavelet analysis. In *Electrical and Control Engineering (ICECE), 2011 International Conference on* (pp. 113-116). IEEE.
- [29]. Ravaglioli, V. (2012). Sviluppo di metodologie per la Stima in Tempo Reale delle Grandezze Indicate in Motori a Combustione Interna (Doctoral dissertation, alma).
- [30]. Albarbar, A. (2013). An investigation into diesel engine air-borne acoustics using continuous wavelet transform. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 27(9), 2599-2604.
- [31]. Antoni, J., Ducleaux, N., NGhiem, G., & Wang, S. (2013). Separation of combustion noise in IC engines under cyclo-non-stationary regime. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 38(1), 223-236.
- [32]. Shahlari, A. J., Hocking, C., Kurtz, E., & Ghandhi, J. (2013). Comparison of compression ignition engine noise metrics in low-temperature combustion regimes (No. 2013-01-1659). SAE Technical Paper.
- [33]. Jena, D. P., & Panigrahi, S. N. (2014). Motor bike piston-bore fault identification from engine noise signature analysis. *Applied Acoustics*, 76, 35-47.
- [34]. Selle, D. I. A., Pischinger, I. S., & Günther, D. I. M. (2014). Engine Noise Components. *MTZ worldwide*, 75(12), 44-49.
- [35]. Shahlari, A. J., Kurtz, E., Hocking, C., & Antonov, S. (2014). Correlation of cylinder pressure-based engine noise metrics to measured microphone data. *International Journal of Engine Research*, 1468087414552831.
- [36]. Torii, K. (2014). Method Using Multiple Regression Analysis to Separate Engine Radiation Noise into the Contributions of Combustion Noise and Mechanical Noise in the Time Domain. *SAE International Journal of Engines*, 7(2014-01-1678), 1502-1513.
- [37]. Cavina, N., De Cesare, M., Ravaglioli, V., Ponti, F., & Covassin, F. (2014, October). Full Load Performance Optimization Based on Turbocharger Speed Evaluation via Acoustic Sensing. In *ASME 2014 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference* (pp. V002T05A006-V002T05A006). American Society of Mechanical Engineers.
- [38]. Jia, L., Naber, J., Blough, J., & Zekavat, S. A. (2014). Accelerometer-based combustion metrics reconstruction with radial basis function neural network for a 9 L diesel engine. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 136(3), 031507.
- [39]. Zhao, X., Cheng, Y., & Wang, L. (2014). Pattern Recognition Method Applied to Extract In-Cylinder Pressure Excitation Response from Measured Vibration Signals (No. 2014-01-2703). SAE Technical Paper.
- [40]. Andersson, I., McKelvey, T., & Larsson, M. (2014). Detection of Combustion Properties in a Diesel Engine using Block Mounted Accelerometers. *IFAC Proceedings Volumes*, 47(3), 11866-11871.

- [41]. Chiatti, G., Chiavola, O., Conforto, S., & Amalfi, M. (2015). Engine Block Dynamic Response via Combustion Noise Radiation (No. 2015-01-2234). SAE Technical Paper.
- [42]. Chiatti, G., Chiavola, O., Palmieri, F., & Piolo, A. (2015). Diagnostic methodology for internal combustion diesel engines via noise radiation. *Energy Conversion and Management*, 89, 34-42.
- [43]. Chiatti, G., Chiavola, O., Recco, E., Magno, A., Mancaruso, E., & Vaglieco, B. M. (2017). Accelerometer measurement for MFB evaluation in multi-cylinder diesel engine. *Energy*.
- [44]. Dykas, B., & Harris, J. (2017). Acoustic emission characteristics of a single cylinder diesel generator at various loads and with a failing injector. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 93, 397-414.
- [45]. Urbanek, J., Barszcz, T., Strączkiewicz, M., & Jablonski, A. (2017). Normalization of vibration signals generated under highly varying speed and load with application to signal separation. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 82, 13-31.
- [46]. Abboud, D., & Antoni, J. (2017). Order-frequency analysis of machine signals. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 87, 229-258.

Independent Component Analysis (ICA)

- [47]. Lee, J. H., Jung, H. Y., Lee, T. W., & Lee, S. Y. (2000). Speech feature extraction using independent component analysis. In *Acoustics, Speech, and Signal Processing, 2000. ICASSP'00. Proceedings. 2000 IEEE International Conference on (Vol. 3, pp. 1631-1634)*. IEEE.
- [48]. Casey, M. A., & Westner, A. (2000, August). Separation of Mixed Audio Sources By Independent Subspace Analysis. In *ICMC (pp. 154-161)*.
- [49]. Hyvärinen, A., & Oja, E. (2000). Independent component analysis: algorithms and applications. *Neural networks*, 13(4), 411-430.
- [50]. Lee, T. W., & Jang, G. J. (2001). The statistical structures of male and female speech signals. In *Acoustics, Speech, and Signal Processing, 2001. Proceedings.(ICASSP'01). 2001 IEEE International Conference on (Vol. 1, pp. 105-108)*. IEEE.
- [51]. Jang, G. J., Lee, T. W., & Oh, Y. H. (2001, December). Blind separation of single channel mixture using ICA basis functions. In *Proceedings of 3rd International Conference on ICA and BSS (ICA2001), San Diego, CA, USA (pp. 595-600)*.
- [52]. Jang, G. J., & Lee, T. W. (2003). A maximum likelihood approach to single-channel source separation. *Journal of Machine Learning Research*, 4(Dec), 1365-1392.
- [53]. Mitianoudis, N. (2004). Audio source separation using independent component analysis.
- [54]. Delorme, A. (2005). ICA: Independent Component Analysis for Dummies. *Recuperado el*, 1.
- [55]. Liu, X., & Randall, R. B. (2005). Blind source separation of internal combustion engine piston slap from other measured vibration signals. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 19(6), 1196-1208.
- [56]. Antoni, J. (2005). Blind separation of vibration components: principles and demonstrations. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 19(6), 1166-1180.
- [57]. Peled, R., Braun, S., & Zacksenhouse, M. (2005). A blind deconvolution separation of multiple sources, with application to bearing diagnostics. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 19(6), 1181-1195.

- [58]. Heeris, J. (2007). Single channel blind source separation using independent subspace analysis (Doctoral dissertation, Ph. D. dissertation, Dept. Elect. Electron. Comput. Eng., Western Australia Univ., Crawley, WA, Australia).
- [59]. Puigt, M. A Very Short Introduction to Blind Source Separation.
- [60]. Albarbar, A., Gu, F., & Ball, A. D. (2010). Diesel engine fuel injection monitoring using acoustic measurements and independent component analysis. *Measurement*, 43(10), 1376-1386.
- [61]. Guo, Y., Huang, S., & Li, Y. (2012). Single-mixture source separation using dimensionality reduction of ensemble empirical mode decomposition and independent component analysis. *Circuits, Systems, and Signal Processing*, 31(6), 2047-2060.
- [62]. Hyvärinen, A. (2013). Independent component analysis: recent advances. *Phil. Trans. R. Soc. A*, 371(1984), 20110534.
- [63]. Guo, Y., Naik, G. R., & Nguyen, H. (2013, July). Single channel blind source separation based local mean decomposition for Biomedical applications. In *Engineering in Medicine and Biology Society (EMBC), 2013 35th Annual International Conference of the IEEE* (pp. 6812-6815). IEEE.
- [64]. Calderón-Piedras, J. S., Orjuela-Cañón, Á. D., & Sanabria-Quiroga, D. A. (2014, September). Blind source separation from single channel audio recording using ICA algorithms. In *Image, Signal Processing and Artificial Vision (STSIVA), 2014 XIX Symposium on* (pp. 1-5). IEEE.

Metodo della velocità angolare istantanea (IAS)

- [65]. Rizzoni, G. (1989). Estimate of indicated torque from crankshaft speed fluctuations: A model for the dynamics of the IC engine. *IEEE transactions on vehicular technology*, 38(3), 168-179.
- [66]. Shiao, Y., & Moskwa, J. J. (1995). Cylinder pressure and combustion heat release estimation for SI engine diagnostics using nonlinear sliding observers. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 3(1), 70-78.
- [67]. D. Taraza, N. A. Henein and W. Bryzik, The frequency analysis of the crankshaft's speed variation: a reliable tool for diesel engine diagnosis. *Transactions of the ASME, Journal of engineering for gas turbines and power* (2001) 123 : pp 428-432
- [68]. Yang, J., Pu, L., Wang, Z., Zhou, Y., & Yan, X. (2001). Fault detection in a diesel engine by analysing the instantaneous angular speed. *Mechanical systems and signal processing*, 15(3), 549-564.
- [69]. Filipi, Z. S., & Assanis, D. N. (2001). A nonlinear, transient, single-cylinder diesel engine simulation for predictions of instantaneous engine speed and torque. *TRANSACTIONS-AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS JOURNAL OF ENGINEERING FOR GAS TURBINES AND POWER*, 123(4), 951-959.
- [70]. Moro, D., Cavina, N., & Ponti, F. (2002). In-cylinder pressure reconstruction based on instantaneous engine speed signal. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 124(1), 220-225.
- [71]. Taraza, D. (2003). Statistical Correlation Between the Crankshaft's Speed Variation and Engine Performance—Part I: Theoretical Model. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 125(3), 791-796.
- [72]. A. Y. B. Sasi, F. Gu, B. Payne, A. Ball, Instantaneous angular speed monitoring of electric motors. *Journal of Quality in Maintenance Engineering* (2004) 10 (2): pp 123-135.

- [73]. Johnsson, R. (2004). Indirect Measurement for Control and Diagnostic of IC Engines -Phd Thesys Lulea 2004
- [74]. Li, Y., Gu, F., Harris, G., Ball, A., Bennett, N., & Travis, K. (2005). The measurement of instantaneous angular speed. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 19(4), 786-805.
- [75]. Cavina, N., Cipolla, G., Marcigliano, F., Moro, D., & Poggio, L. (2006). A methodology for increasing the signal to noise ratio for the misfire detection at high speed in a high performance engine. *Control engineering practice*, 14(3), 243-250.
- [76]. Larsson, S., & Andersson, I. (2008). Self-optimising control of an SI-engine using a torque sensor. *Control Engineering Practice*, 16(5), 505-514.
- [77]. Zhang, Y., & Randall, R. B. (2007, June). The in-cylinder pressure reconstruction and indicated torque estimation based on instantaneous engine speed and one measured in-cylinder pressure. In *Comadem Conference*, Faro, Portugal.
- [78]. Cruz-Peragon, F., Jimenez-Espadafor, F. J., Palomar, J. M., & Dorado, M. P. (2008). Combustion faults diagnosis in internal combustion engines using angular speed measurements and artificial neural networks. *Energy & Fuels*, 22(5), 2972-2980.
- [79]. Coats, M. D., Sawalhi, N., & Randall, R. B. (2009, November). Extraction of tach information from a vibration signal for improved synchronous averaging. In *Proceedings of Acoustics* (pp. 1-8).
- [80]. P. Charles, J. K. Sinha, F. Gu, L. Lidstone and A. D. Ball, Detecting the crankshaft torsional vibration of diesel engines for combustion related diagnosis. *Journal of Sound and Vibration* (2009) 321: pp 1171-1185.
- [81]. L. Renaudin, F. Bonnardot, O. Musy, J. B. Doray and D. Remond, Natural roller bearing fault detection by angular measurement of true instantaneous angular Measurement Science and Technology (2010) speed. 24 : pp 1998-2011.
- [82]. Desbazeille, M., Randall, R. B., Guillet, F., El Badaoui, M., & Hoisnard, C. (2010). Model-based diagnosis of large diesel engines based on angular speed variations of the crankshaft. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 24(5), 1529-1541.
- [83]. Yu, S. D., & Zhang, X. (2010). A data processing method for determining instantaneous angular speed and acceleration of crankshaft in an aircraft engine-propeller system using a magnetic encoder. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 24(4), 1032-1048.
- [84]. Li, Z., Yan, X., Yuan, C., & Peng, Z. (2012). Intelligent fault diagnosis method for marine diesel engines using instantaneous angular speed. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 26(8), 2413-2423.
- [85]. Östman, F., & Toivonen, H. T. (2011). Torsional system parameter identification of internal combustion engines under normal operation. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25(4), 1146-1158.
- [86]. Antonopoulos, A. K., & Hountalas, D. T. (2012). Effect of instantaneous rotational speed on the analysis of measured diesel engine cylinder pressure data. *Energy Conversion and Management*, 60, 87-95.
- [87]. Andersson, I., Thor, M., & McKelvey, T. (2012). The torque ratio concept for combustion monitoring of internal combustion engines. *Control Engineering Practice*, 20(6), 561-568.
- [88]. Leclere, Q., Girardin, F., & Rémond, D. (2013). An analysis of instantaneous angular speed measurement errors. *Proceedings of Surveillance*, 7.

- [89]. Pagonis, D., Theotokatos, G., and Livanos, G., "Accurate Instantaneous Engine Speed Recording by Employing an Optical Measurement System - Application to a Typical Low Power Industrial Engine," SAE Technical Paper 2013-01-0304, 2013, doi:10.4271/2013-01-0304
- [90]. Taglialatela, F., Lavorgna, M., Mancaruso, E., & Vaglieco, B. M. (2013). Determination of combustion parameters using engine crankshaft speed. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 38(2), 628-633.
- [91]. Urbanek, J., Barszcz, T., & Antoni, J. (2013). A two-step procedure for estimation of instantaneous rotational speed with large fluctuations. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 38(1), 96-102.
- [92]. Zhao, M., Lin, J., Wang, X., Lei, Y., & Cao, J. (2013). A tachometerless order tracking technique for large speed variations. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 40(1), 76-90.
- [93]. Lin, T. R., Tan, A. C., Ma, L., & Mathew, J. (2014). Estimating the loading condition of a diesel engine using instantaneous angular speed analysis. In *Engineering Asset Management 2011* (pp. 259-272). Springer London.
- [94]. Corti, E., Cerofolini, A., Cavina, N., Forte, C., Mancini, G., Moro, D., ... & Ravaglioli, V. (2014). Automatic calibration of control parameters based on merit function spectral analysis. *Energy Procedia*, 45, 919-928.
- [95]. Espadafor, F. J. J., Villanueva, J. A. B., Guerrero, D. P., García, M. T., Trujillo, E. C., & Vacas, F. F. (2014). Measurement and analysis of instantaneous torque and angular velocity variations of a low speed two stroke diesel engine. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 49(1), 135-153.
- [96]. Rémond, D., Antoni, J., & Randall, R. B. (2014). Instantaneous Angular Speed (IAS) processing and related angular applications. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 45(1), 24-27.
- [97]. Rivola, A., & Troncossi, M. (2014). Zebra tape identification for the instantaneous angular speed computation and angular resampling of motorbike valve train measurements. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 44(1), 5-13.
- [98]. Cavina, N., & Serra, G. (2004). Analysis of a dual mass flywheel system for engine control applications (No. 2004-01-3016). SAE Technical Paper.
- [99]. Rodopoulos, K., Yiakopoulos, C., & Antoniadis, I. (2014). A parametric approach for the estimation of the instantaneous speed of rotating machinery. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 44(1), 31-46.
- [100]. Bourdon, A., André, H., & Rémond, D. (2014). Introducing angularly periodic disturbances in dynamic models of rotating systems under non-stationary conditions. *Mechanical systems and signal processing*, 44(1), 60-71.
- [101]. Andre, H., Girardin, F., Bourdon, A., Antoni, J., & Rémond, D. (2014). Precision of the IAS monitoring system based on the elapsed time method in the spectral domain. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 44(1), 14-30.
- [102]. Coats, M. D., & Randall, R. B. (2014). Single and multi-stage phase demodulation based order-tracking. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 44(1), 86-117.
- [103]. Borghesani, P., Pennacchi, P., Chatterton, S., & Ricci, R. (2014). The velocity synchronous discrete Fourier transform for order tracking in the field of rotating machinery. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 44(1), 118-133.
- [104]. Badaoui, M. E. I., & Bonnardot, F. (2014). Impact of Non-uniform Angular Sampling on Mechanical Signals [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 199-201.

- [105]. Thor, M., Egardt, B., McKelvey, T., & Andersson, I. (2014). Using combustion net torque for estimation of combustion properties from measurements of crankshaft torque. *Control Engineering Practice*, 26, 233-244.
- [106]. Thor, M., Egardt, B., McKelvey, T., & Andersson, I. (2014). Closed-loop diesel engine combustion phasing control based on crankshaft torque measurements. *Control Engineering Practice*, 33, 115-12
- [107]. Ravaglioli, V., Cavina, N., Cerofolini, A., Corti, E., Moro, D., & Ponti, F. (2015). Automotive Turbochargers Power Estimation Based on Speed Fluctuation Analysis. *Energy Procedia*, 82, 103-110.
- [108]. Ravaglioli V., Ponti F., Corti E., Cerofolini A., (2016). Development of a torsionmeter for on-board application. 71st Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, ATI2016, 14-16 September 2016, turin, Italy
- [109]. Flett, J., & Bone, G. M. (2016). Fault detection and diagnosis of diesel engine valve trains. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 72, 316-327.
- [110]. Grasso, M., Chatterton, S., Pennacchi, P., & Colosimo, B. M. (2016). A data-driven method to enhance vibration signal decomposition for rolling bearing fault analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 81, 126-147.
- [111]. Leclère, Q., André, H., & Antoni, J. (2016). A multi-order probabilistic approach for Instantaneous Angular Speed tracking debriefing of the CMMNO' 14 diagnosis contest. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 81, 375-386.
- [112]. Roy, S. K., Mohanty, A. R., & Kumar, C. S. (2016). Fault detection in a multistage gearbox by time synchronous averaging of the instantaneous angular speed. *Journal of Vibration and Control*, 22(2), 468-480
- [113]. Bennett, C., Dunne, J. F., Trimby, S., & Richardson, D. (2017). Engine cylinder pressure reconstruction using crank kinematics and recurrently-trained neural networks. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 85, 126-145.
- [114]. Zhixiong, L., Zhiwei, G., Chongqing, H., & Aihua, L. (2017). On-line indicated torque estimation for internal combustion engines using discrete observer. *Computers & Electrical Engineering*.

Analisi Multiparametriche (MIMO)

- [115]. Amalfi M, Palmieri F, Guerriero E, Gallucci F. (2017). MIMO modeling of a moving grate furnace by Finite Impulse Response Filters". In 25th European Biomass Conference and Exhibition, 12-15 June 2017, Stockholm, Sweden Paper DOI 10.5071/25thEUBCE2017-2BV.1.14
- [116]. de Lucas, A., Durán, A., Carmona, M., & Lapuerta, M. (2001). Modeling diesel particulate emissions with neural networks. *Fuel*, 80(4), 539-548.
- [117]. Johnsson, R. (2006). Cylinder pressure reconstruction based on complex radial basis function networks from vibration and speed signals. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20(8), 1923-1940.
- [118]. Gu, F., Yesilyurt, I., Li, Y., Harris, G., & Ball, A. (2006). An investigation of the effects of measurement noise in the use of instantaneous angular speed for machine diagnosis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 20(6), 1444-1460.

- [119]. Togun, N. K., & Baysec, S. (2010). Prediction of torque and specific fuel consumption of a gasoline engine by using artificial neural networks. *Applied Energy*, 87(1), 349-355.
- [120]. Jia, L., Naber, J., & Blough, J. (2014). Application of FRF with SISO and MISO model for accelerometer-based in-cylinder pressure reconstruction on a 9-L diesel engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 0954406214538009.

Errore di trasmissione (TE)

- [121]. Frost, R. B., and T. R. Cross. "Full-load Testing of Large Gearboxes using Closed-loop Power Circulation." *Fifth International Conference on Manufacturing Engineering 1990: ICME-90; Preprints of Papers*, The Institution of Engineers, Australia, 1990.
- [122]. Farago, Francis T., and Mark A. Curtis. *Handbook of dimensional measurement*. Industrial Press Inc., 1994.
- [123]. Houser, D. R., Oswald, F. B., Valco, M. J., Drago, R. J., & Lenski, J. W. (1994, June). Comparison of transmission error predictions with noise measurements for several spur and helical gears. In *Proceedings, 30th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference*, AIAA Paper# 94 (Vol. 3366).
- [124]. P. J. Sweeney and R. B. Randall, Gear transmission error measurement using phase demodulation *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* (1996) 210 (3): pp 201-213.
- [125]. Houser, D. R., Bolze, V. M., & Graber, J. M. (1996). A comparison of predicted and measured dynamic and static transmission error for spur and helical gear sets. In *PROCEEDINGS-SPIE THE INTERNATIONAL SOCIETY FOR OPTICAL ENGINEERING* (pp. 1057-1062). SPIE INTERNATIONAL SOCIETY FOR OPTICAL.
- [126]. S. Du and R. B. Randall, Encoder error analysis in gear transmission error measurement *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* (1998) 212: pp 277-285.
- [127]. Remond, D. (1998). Practical performances of high-speed measurement of gear transmission error or torsional vibrations with optical encoders. *Measurement Science and Technology*, 9(3), 347.
- [128]. Lyons, R. (2000). Quadrature signals: complex, but not complicated. URL: <http://www.dspguru.com/info/tutor/quadsig.htm>.
- [129]. Tuma, J., (2002). PHASE DEMODULATION IN ANGULAR VIBRATION MEASUREMENTS.
- [130]. Gelle, G., Colas, M., & Servière, C. (2003). Blind source separation: A new pre-processing tool for rotating machines monitoring?. *Instrumentation and Measurement, IEEE Transactions on*, 52(3), 790-795.
- [131]. Henriksson M., Pärssinen M., (2003). Comparison of gear noise and dynamic transmission error measurements. In *tenth international Congress on sound and vibration July 2003 Stockholm Sweden*
- [132]. Tuma, J. (2003, July). Phase demodulation of impulse signals in machine shaft angular vibration measurements. In *Proceedings of Tenth international congress on sound and vibration (ICSV10)*. Stockholm (pp. 5005-5012).

- [133]. C.J. Stander and P. S. Heyns, Instantaneous angular speed monitoring of gearboxes under non-cyclic stationary load conditions. *Mechanical Systems and Signal Processing* (2005) 19 (4): pp 817-835.
- [134]. Remond, D., & Mahfoudh, J. (2005). From transmission error measurements to angular sampling in rotating machines with discrete geometry. *Shock and vibration*, 12(2), 149-161.
- [135]. Tuma J. (2006). Simple Gear Set dynamic transmission error measurement. 13th international congress on Sound and Vibration. Vienna Austria 2006
- [136]. Fontana P. Synchronous data acquisition of vibroacoustic responses in gear trains: the virtual instrument. <http://www.ulb.ac.be/polytech/laborulb/gearvi/gear-dacq/userguide.htm>
- [137]. Houser, D. R., & Harianto, J. (2008). Microgeometry and bias in helical gear noise excitations. *Gear Solutions*, 21-39.
- [138]. Henriksson, M. (2009). On noise generation and dynamic transmission error of gears.
- [139]. Tharmakulasingam, R. (2010). Transmission error in spur gears: Static and dynamic finite-element modeling and design optimization (Doctoral dissertation, Brunel University School of Engineering and Design PhD Theses).
- [140]. Bounou, D., Guillet, F., Badaoui, M. EL. (2011). Diagnosing shaft's damage by engine angular speed fluctuations]
- [141]. Forbes, G. Phase demodulation using the Hilbert transform in the frequency domain. URL: http://www.varg.unsw.edu.au/Assets/linkpdfs/phase_demodulation_rev-1.pdf [Zugriff am 14.10. 2013].
- [142]. Chen, S., Tang, J., & Wu, L. (2014). Dynamics analysis of a crowned gear transmission system with impact damping: Based on experimental transmission error. *Mechanism and Machine Theory*, 74, 354-369.

Dinamica rotazionale dei motori volumetrici

- [143]. Cook, J. A., & Powell, B. K. (1988). Modeling of an internal combustion engine for control analysis. *IEEE Control Systems Magazine*, 8(4), 20-26.
- [144]. Guzzella, L., & Amstutz, A. (1998). Control of diesel engines. *IEEE Control Systems*, 18(5), 53-71.
- [145]. Li, H., & Stone, B. J. (1999). Time domain modelling of a reciprocating engine. *Mechanical systems and signal processing*, 13(1), 169-178.
- [146]. Zweiri, Y. H., Whidborne, J. F., & Seneviratne, L. D. (2000). Instantaneous friction components model for transient engine operation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 214(7), 809-824.
- [147]. Sandoval, D. (2002). An improved friction model for spark ignition engines (Doctoral dissertation, Massachusetts Institute of Technology).
- [148]. Ha, J. L., Fung, R. F., Chen, K. Y., & Hsien, S. C. (2006). Dynamic modeling and identification of a slider-crank mechanism. *Journal of sound and vibration*, 289(4), 1019-1044.
- [149]. Guzzomi, A. L., Hesterman, D. C., & Stone, B. J. (2008). Variable inertia effects of an engine including piston friction and a crank or gudgeon pin offset. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 222(3), 397-414.

- [150]. van der Wijk, V., Herder, J. L., & Demeulenaere, B. (2009). Comparison of various dynamic balancing principles regarding additional mass and additional inertia. *Journal of Mechanisms and Robotics*, 1(4), 041006.
- [151]. Kamil, M., Rahman, M. M., & Bakar, R. A. (2014). An integrated model for predicting engine friction losses in internal combustion engines. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 9, 1695.