

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Meccanica

**SCUOLA DI DOTTORATO DI RICERCA IN INGEGNERIA INDUSTRIALE
INDIRIZZO PROGETTAZIONE MECCANICA E INGEGNERIA MOTOCICLISTICA
CICLO XXII**

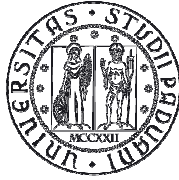
**SVILUPPO DI METODI DI PROGETTAZIONE
PER LO STUDIO DEL DANNEGGIAMENTO A FATICA
DI COMPONENTI MECCANICI**

Direttore della Scuola: Ch.mo Prof. Paolo Bariani

Coordinatore d'indirizzo: Ch.mo Prof. Vittore Cossalter

Supervisore: Ch.mo Prof. Bruno Atzori

Dottoranda: Barbara Rossi



**UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA**

Sede Amministrativa: Università degli Studi di Padova

Dipartimento di Ingegneria Meccanica

SCUOLA DI DOTTORATO DI RICERCA IN: Ingegneria Industriale

INDIRIZZO: Progettazione Meccanica e Ingegneria Motociclistica

CICLO XXII

**SVILUPPO DI METODI DI PROGETTAZIONE PER LO STUDIO DEL DANNEGGIAMENTO A FATICA DI
COMPONENTI MECCANICI**

Direttore della Scuola: Ch.mo Prof. Paolo Bariani

Coordinatore d'indirizzo: Ch.mo Prof. Vittore Cossalter

Supervisore: Ch.mo Prof. Bruno Atzori

Dottoranda: Barbara Rossi

*Ring the bells that still can ring
forget your perfect offering
there is a crack in everything*

Leonard Cohen, Anthem

INDICE

SOMMARIO

ABSTRACT

INTRODUZIONE

I

1. PROGETTAZIONE A FATICA DI COMPONENTI MECCANICI: METODI E NORMATIVE	1
Introduzione	1
1.1 La progettazione a fatica in presenza di difetti e intagli: un metodo di sintesi	2
1.2 Resistenza a fatica di giunti saldati: modelli teorici	7
1.3 Effetto delle dimensioni del cordone di saldatura sulla resistenza a fatica di giunti saldati a croce	14
1.3.1 Analisi teorico-numerica	15
1.3.2 Confronto con risultati da letteratura	18
1.3.3 Prove sperimentali	20
1.3.4 Conclusioni	26
1.4 Resistenza a fatica di strutture saldate in leghe di alluminio	26
1.4.1 Normative di progettazione: descrizione	27
1.4.2 Normative di progettazione: confronto	32
1.4.3 Confronto tra normative di progettazione e dati sperimentali	36
1.4.4 Conclusioni	45
1.5 Conclusioni	46
2. LE CAMPANE DA CHIESA COME COMPONENTE MECCANICO: PROBLEMATICHE E STATO DELL'ARTE	47
Introduzione	47
2.1 Modalità di funzionamento e problematiche di danneggiamento	48
2.2 Il progetto europeo ProBell e il ruolo dell'Università di Padova nel consorzio	49
2.3 La letteratura scientifica riguardo le problematiche strutturali delle campane: stato dell'arte	52
2.4 Introduzione all'attività di ricerca svolta: tematiche e obiettivi	54

3. DEFINIZIONE DI UN PROGRAMMA PER LA SIMULAZIONE DEL COMPORAMENTO DINAMICO DELLE CAMPANE	59
Introduzione	59
3.1 Modello fisico - matematico	60
3.1.1 Inquadramento analitico	60
3.1.2 Il modello sintetico	65
3.1.3 Il modello continuo	67
3.2 Implementazione del modello in Matlab-Simulink	72
3.3 Taratura dei parametri	76
3.4 Risultati delle simulazioni e confronto con i dati sperimentali	79
3.5 Sintesi dei risultati	90
3.6 Discussione e possibili sviluppi	93
3.7 Conclusioni	96
APPENDICE A3.1 Modello Simulink del programma	97
Introduzione	97
A3.1.1 Modello continuo	98
A3.1.2 Modello sintetico	103
APPENDICE A3.2 Guida all'utilizzo del programma	111
Introduzione	111
A3.2.1 Caricamento del modello	112
A3.2.2 Immissione dei dati di input della simulazione	114
A3.2.3 Esecuzione della simulazione	117
A3.2.3 Risultati della simulazione	118
4. CARATTERIZZAZIONE A FATICA DEL BRONZO PER CAMPANE	125
Introduzione	125
4.1 Il bronzo per campane	126
4.2 Materiali e metodi	129
4.2.1 Bronzo fonderia Cornille Havard	130
4.2.2 Bronzo fonderia Grassmayr	132
4.3 Risultati delle prove di fatica	134
4.3.1 Bronzo fonderia Cornille Havard	135
4.3.2 Bronzo fonderia Grassmayr	138
4.3.3 Confronto tra risultati e dati di letteratura	140
4.4 Sintesi dei risultati e discussione	141
4.5 Conclusioni e sviluppi	144

5. SVILUPPO DI UN BANCO ELETTROMECCANICO PER PROVE A FATICA IN TORSIONE	145
Introduzione	145
5.1 Motivazione dell'attività di ricerca e obiettivi	146
5.2 Layout e caratteristiche del banco prova	147
5.3 Progettazione meccanica e scelta dei componenti	149
5.3.1 Motore elettrico	149
5.3.2 Sensore di posizione (encoder)	150
5.3.3 Sensore di coppia (cella di carico)	151
5.3.4 Dimensionamento del provino	154
5.3.5 Accessori e aspetto finale del banco	155
5.3.6 Analisi dinamica del sistema: studio analitico, simulazione e misure sperimentali	156
5.4 Sviluppo del sistema di controllo	164
5.4.1 Descrizione della logica di controllo e simulazione in Matlab-Simulink	164
5.4.2 L'unità di misura e controllo CompactRIO: struttura hardware e architettura delle applicazioni	171
5.4.3 Implementazione del software di controllo del banco: architettura dell'applicazione	174
5.4.4 Implementazione del software di controllo: FPGA	177
5.4.5 Implementazione del software di controllo: RT	184
5.4.6 Implementazione del software di controllo: PC	200
5.5 Funzionamento del banco e prestazioni	210
5.6 Conclusioni e sviluppi	213
APPENDICE A5 Introduzione all'utilizzo del software LabVIEW	215
Introduzione	215
A5.1 Generalità	216
A5.2 Strutture principali	217
CONCLUSIONI	221
APPENDICE Lo strumento brevettuale come tutela dei risultati della ricerca e stimolo per l'innovazione	A.1
Introduzione	A.1
A.1 La tutela dell'innovazione tecnologica: segreto vs brevetto	A.2
A.2 Oggetto dei brevetti e requisiti di brevettabilità	A.2
A.3 La procedura di brevettazione	A.4

A.4 Diritti dell'inventore e sfruttamento del brevetto	A.7
A.5 La ricerca di anteriorità sulle banche dati brevettuali	A.8
A.5.1 Finalità delle ricerche di anteriorità	A.8
A.5.2 Le banche dati brevettuali e i metodi di ricerca	A.9
A.5.3 Un esempio di ricerca di anteriorità: i brevetti su banchi elettromeccanici per prove a fatica in torsione	A.12
A.6 Conclusioni	A.20

BIBLIOGRAFIA

RINGRAZIAMENTI

SOMMARIO

L'attuale complessità dell'innovazione tecnica e dello sviluppo industriale richiedono sempre più l'adozione di un approccio alla progettazione meccanica di tipo multidisciplinare che consideri non solo il singolo componente ma l'intero sistema tecnico nel quale è inserito.

Il presente lavoro di tesi si propone di approfondire ed integrare, applicandoli a varie problematiche, diversi metodi per lo studio del danneggiamento a fatica di componenti meccanici soggetti a carichi di esercizio, illustrando i vantaggi e il potenziale innovativo che deriva dalla sinergia di questi approcci.

Il lavoro si sviluppa a partire dall'approfondimento di modelli teorici per la progettazione a fatica di componenti e strutture saldate proposti in letteratura che vengono applicati allo studio di particolari problematiche strutturali e confrontati con i metodi proposti dalle normative di progettazione. In questo modo viene messa in rilievo, sulla base di evidenze sperimentali, la necessità di integrazione di diversi approcci teorici. Lo studio si allarga quindi a considerare le problematiche di danneggiamento a fatica di un componente meccanico complesso quale le campane da chiesa. Questo argomento, nato dalla partecipazione ad un progetto di ricerca europeo, viene affrontato sia dal punto di vista dello sviluppo di un programma per la simulazione del comportamento dinamico delle campane, sia dal punto di vista della caratterizzazione sperimentale del comportamento a fatica del materiale. Questo secondo approccio, che prevede anche l'applicazione di modelli teorici per la sintesi dei risultati, oltre ad approfondire cause e parametri di influenza nei fenomeni di danneggiamento, ha l'obiettivo di rendere possibile, in futuro, l'applicazione dei risultati delle simulazioni per previsioni di resistenza a fatica delle campane. Infine, l'integrazione e l'effetto sinergico di diversi approcci allo studio di problematiche di danneggiamento a fatica trovano completa concretizzazione nello sviluppo di un banco elettromeccanico per prove a fatica in torsione. Quest'attività, punto di partenza per lo sviluppo di sistemi di prova flessibili per la caratterizzazione di materiali e la prova di componenti, permette di far convergere metodi specifici con competenze trasversali che ampliano i confini della progettazione meccanica in senso stretto, dimostrando di avere grandi potenzialità dal punto di vista dei risvolti applicativi sia per la ricerca che per le collaborazioni con realtà industriali.

ABSTRACT

A multidisciplinary approach to mechanical design, able to focus not only on the specific component but on the whole technical system surrounding it, is necessary to successfully deal with the actual complexity of technical innovation and industrial progress.

For this purpose, the aim of this work is to deepen some problems of fatigue damage of mechanical components by means of different design methods in order to show the advantages and the inventive step coming from their synergic employ.

At first, theoretical methods for fatigue design of mechanical components and welded structures are analysed and compared to the recommendations given by design standards as regards some specific structural problems of welded details. In this way, the advantages of joining different theoretical methods is pointed out by the comparison with some experimental data. Then, the complex problems of fatigue damage of a more complicated mechanical component as a church bell are analysed. A dedicated software for the simulation of the dynamic behaviour of bells is developed in the context of a European research project. In order to deepen the reasons and the influencing parameters in the damage phenomena and to allow a future application of simulations' results for fatigue life predictions, the experimental fatigue behaviour of bell bronze is analysed. In this context, theoretical models are employed to summarise fatigue test results on both plain and notched specimens. Finally, different theoretical, numerical and experimental approaches to mechanical design are employed for the development of a electromechanical test bench for torsion fatigue tests that has to be seen as a first step forward future implementations of flexible test systems for both material analysis and components testing. Starting from a fatigue damage problem, this activity requires to collect different skills in both mechanical design and electric and control applications. The result of a synergic employ of these skills is the possibility to get both effective scientific improvements through the validation of theoretical models by means of dedicated fatigue test campaigns and a solid cooperation with business companies by providing reliable data on components resistance and useful suggestions to improve design against fatigue.

INTRODUZIONE

Un' interessante analisi (Manfredi, 2002), pubblicata alcuni anni fa nell'ambito del Convegno Nazionale dell'Associazione Italiana per l'Analisi delle Sollecitazioni, illustra come, nell'arco temporale compreso tra il 1990 e il 2002, la maggior parte della ricerca italiana nell'ambito della progettazione meccanica sia stata finalizzata all'approfondimento di problematiche relative alla resistenza dei materiali. Tale ambito, pur comprendendo molteplici aspetti teorico-sperimentali quali la caratterizzazione dei materiali, la misura dei carichi in esercizio, l'analisi strutturale, lo sviluppo di metodologie di progettazione, risulta legato al concetto tradizionale di studio del singolo componente meccanico. Viceversa, come fortemente sostenuto da diversi studiosi dell'area di influenza germanica già alla fine degli anni '90 (Birkhofer, 1999; Birkhofer e Nordman, 2001), la complessità dell'innovazione tecnica e dello sviluppo industriale richiedono sempre più l'adozione di un approccio di tipo multidisciplinare che consideri non solo il singolo componente ma l'intero sistema tecnico, ovvero l'insieme di sensori, attuatori e regolatori che fanno parte del processo nel quale il componente è inserito e che si interfacciano con esso. Tale approccio risulta giustificato non solo dalla natura mecatronica della maggior parte dei prodotti industriali attualmente sul mercato, ma anche dal comportamento di molti componenti o macchine tradizionali; basti ad esempio pensare ai sovraccarichi meccanici presenti all'avviamento di una trasmissione azionata da un motore elettrico, nonché al carattere intrinsecamente multidisciplinare di svariate applicazioni, quali l'accoppiamento di problematiche termiche e strutturali o fluidodinamiche e strutturali nel settore automobilistico. La complessità intrinseca dell'attuale stato della tecnica rende pertanto necessario un allargamento dei confini della progettazione meccanica ai fini di integrare i tradizionali approcci di progettazione, calcolo e verifica del componente specifico con un'analisi più ampia basata sull'implementazione di modelli per la previsione del comportamento statico e dinamico del sistema tecnico del quale il componente fa parte. Questo allargamento di prospettiva non vuole ridimensionare il ruolo della progettazione meccanica classica, bensì potenziarne l'efficacia diminuendo le incognite e le approssimazioni che necessariamente vengono introdotte quando lo studio del componente non è affiancato da un' accurata analisi del sistema nel quale è inserito. Ad esempio, con

riferimento alla trasmissione azionata da motore elettrico citata poc' anzi, una corretta simulazione in grado di stimare le oscillazioni di coppia presenti nella fase di avviamento va indiscutibilmente a vantaggio di un più corretto dimensionamento della trasmissione stessa. Più in generale, simulazioni basate sul modello fisico-matematico del sistema del quale un componente fa parte, sono fondamentali in fase di progettazione in quanto forniscono le condizioni al contorno per il dimensionamento del componente stesso, permettono di verificare che determinate specifiche (in termini ad esempio di statica, dinamica, precisione, stabilità...) siano rispettate o di comprendere l'influenza dei vari parametri per intervenire eventualmente con opportune modifiche alle varie parti del sistema stesso. Risulta evidente come alla base di questo approccio multidisciplinare vi sia la capacità di creare dei modelli, siano essi teorici, numerici o sperimentali di sistemi tecnici, nonché la padronanza di adeguate tecniche di simulazione. Modelli analitici in grado di descrivere correttamente l'interazione componente meccanico-ambiente circostante (Wang e Xu, 2003) o di fornire agili strumenti per l'ottimizzazione strutturale di parti di sistemi (Gobbi e Mastinu, 2001) sono diffusamente presenti nella recente letteratura, così come modelli numerici di componenti e sistemi complessi (Khulief e Al-Naser, 2005) con fenomeni di urto (Vergani et al., 2007) o problematiche accoppiate termo-fluido strutturali (Belingardi et al., 2008) fino ad arrivare alla simulazione di interi processi produttivi al fine di verificarne le conseguenze strutturali sul prodotto (Abedrabbo et al., 2009) o migliorarne le caratteristiche (Shen e Jin, 2008). Molto sviluppate in ambito automobilistico ma diffuse anche in vari altri settori sono poi le tecniche di modellazione multibody in grado di simulare il comportamento dinamico di strutture anche molto complesse (Stribersky et al., 2002; Caputo et al., 2009) fornendo informazioni sulle condizioni di carico dei componenti in esercizio (Braccesi e Cianetti, 2005). Spesso poi diverse tecniche di modellazione, analitiche, numeriche e multibody vengono utilizzate in modo sinergico per ottimizzare la realizzazione di prototipi fisici (Ferry et al., 2002; Benetti et al., 2006).

All'interno di questo scenario, metodi di progettazione multidisciplinari basati sulla simulazione di sistemi tecnici si integrano perfettamente con i metodi di progettazione meccanica classici traendone reciproci benefici. Ad esempio, la tradizionale acquisizione sperimentale dei carichi agenti sui componenti in esercizio può venire impiegata per validare simulazioni multibody del funzionamento di complesse strutture elettro-meccaniche (Braccesi et al., 2008), viceversa approcci multidisciplinari possono fornire nuovi campi di applicazione per metodologie di progettazione classica (Rossmanith et al., 1997; o, più recentemente, Schielen et al., 2006 o Flores, 2009).

Obiettivo del presente lavoro è l'integrazione di metodologie di progettazione multidisciplinari di sistemi tecnici con i tradizionali metodi di progettazione a fatica di componenti meccanici soggetti a carichi di esercizio.

La natura stessa delle problematiche di danneggiamento a fatica di componenti in esercizio richiede un'accurata conoscenza del sistema nel quale la struttura è inserita e delle mutue interazioni componente-ambiente circostante. A questo proposito esiste una vasta letteratura riguardo la previsione del danneggiamento a fatica sulla base dell'acquisizione delle reali storie di carico a cui è sottoposto il componente (Meneghetti e Petrone, 1997; Tovo, 2001; Petrone e Susmel, 2003; Frank e Petrone, 2006) e sulle problematiche connesse alla valutazione degli spettri di carico in presenza di sollecitazioni random quali quelle agenti su componenti in esercizio (Nagode e Fajdiga, 1998; Tovo, 2000; Braccesi et al., 2005). Approcci integrati allo studio di problematiche di fatica, già rintracciabili in lavori di una ventina di anni fa (Conle e Mousseau, 1991), prevedono l'utilizzo congiunto di modelli teorici di valutazione del danneggiamento, simulazioni dinamiche dei carichi in esercizio e tecniche numeriche (Bernasconi et al., 2005). Test sperimentali vengono utilizzati per la validazione dei modelli teorici (Ringsberg et al., 2005) e per la verifica della corretta simulazione del comportamento statico e dinamico del sistema che comprende il componente oggetto della progettazione (Braccesi et al., 2008). Se le problematiche relative alla resistenza dei materiali e allo sviluppo di metodi di progettazione specifici rimangono comunque il nucleo delle attività di ricerca nel campo della fatica, si assiste tuttavia ad un sempre più diffuso affiancamento di modelli analitici e numerici, agli elementi finiti o con tecniche multibody, in grado di simulare il comportamento dinamico del sistema tecnico nel quale il componente è inserito e quindi di determinare i parametri di influenza e le storie di carico che interessano l'analisi strutturale. Il vantaggio di questi metodi di simulazione, una volta validati da un opportuno confronto con i dati sperimentali, consiste nella possibilità di ottenere informazioni sulle storie di carico in modo più completo, ripetibile e meno oneroso rispetto ai test sperimentali, nonché nella possibilità di realizzare analisi parametriche in grado di stabilire i fattori di maggiore influenza nel processo di danneggiamento.

Un'altra tematica di ricerca multidisciplinare, che da una problematica iniziale di progettazione a fatica si estende verso un più vasto scenario elettro-meccanico, riguarda la realizzazione di prove sperimentali di caratterizzazione di materiali e test di componenti. La realizzazione in laboratorio di test di fatica per determinare le proprietà di resistenza dei materiali o effettuare stime di durata dei componenti costituisce, a partire dalle esperienze dello stesso Wöhler a metà del 1800, uno dei cardini fondamentali della progettazione a

fatica. Non sempre però le comuni macchine di prova presenti nei laboratori si adattano alle esigenze dei test sperimentali, sia per ragioni di scala che per ragioni di complessità del componente o delle condizioni di prova. Per questo motivo nasce spesso l'esigenza, di cui si trova ampia traccia in lavori sia decisamente datati (Lawrence e Chop, 1986; Yates e Miller, 1988; Michler e Bhonsle, 1993; Stoten e Smith, 1993) che molto recenti (Ay et al., 2008; Bertini et al., 2008; Rozumek e Marciniak, 2008), di progettare e realizzare macchine di prova per test di fatica. Tale attività si presenta intrinsecamente multidisciplinare, trattandosi della vera e propria progettazione di un intero sistema tecnico che soddisfi le specifiche, in termini di modalità di applicazione del carico, entità e frequenza delle sollecitazioni, dettate da esigenze di problematiche di fatica e richiedendo contemporaneamente l'applicazione sinergica di conoscenze nel campo della meccanica, dell'elettronica e del controllo. In questo contesto la stessa padronanza di tecniche di simulazione e di costruzione di modelli risulta fondamentale per la progettazione della struttura elettro-meccanica e del sistema di controllo.

Il presente lavoro vuole approfondire la connessione, fin qui brevemente riassunta sulla base dello stato dell'arte, di tematiche di progettazione multidisciplinari con problematiche specialistiche di progettazione a fatica, illustrando il potenziale innovativo derivante dalla sinergia di questi approcci. La struttura del lavoro si sviluppa a partire dall'analisi della resistenza a fatica di particolari dettagli meccanici tramite l'utilizzo di normative e metodi di progettazione specialistici, per affrontare poi lo studio del danneggiamento a fatica di un componente meccanico complesso tramite l'impiego sinergico di alcuni metodi specifici già analizzati e di tecniche di progettazione trasversali basati sulla simulazione dell'intero sistema nel quale il componente è inserito; per concludere infine con la progettazione e la realizzazione del prototipo in scala ridotta di un intero sistema tecnico elettromeccanico da utilizzare nell'ambito della ricerca su problematiche di fatica.

Nel Capitolo 1 vengono infatti presentati alcuni metodi di progettazione a fatica di componenti meccanici e di strutture saldate proposti in letteratura. In particolare viene descritto un recente metodo di sintesi di problematiche di Meccanica della Frattura e Meccanica dell'Intaglio per la previsione della resistenza a fatica di componenti meccanici in presenza di intagli e difetti (Atzori e Lazzarin, 2001; Atzori et al., 2003) e viene illustrato come, tramite un'opportuna schematizzazione, le problematiche di resistenza a fatica delle giunzioni saldate siano state collegate a quelle degli intagli acuti in generale (Atzori, 1985). Viene quindi sintetizzato l'utilizzo di un metodo per la previsione della resistenza a fatica di giunti saldati basato sull'analisi dei campi di tensione locali al piede del cordone di saldatura (Lazzarin e Tovo, 1998; Livieri e Lazzarin, 2005) e sviluppato in conseguenza alla suddetta

schematizzazione. Tale metodo è quindi applicato all'analisi di un problema specifico, ovvero lo studio dell'effetto delle dimensioni del cordone di saldatura sulla resistenza a fatica dei giunti saldati a croce, e confrontato con quanto proposto dalle attuali normative di progettazione facendo riferimento anche a dati sperimentali ricavati da letteratura o da prove appositamente eseguite (Atzori et al., 2009a). Il confronto tra metodi di progettazione basati sui campi di tensione locali e normative di progettazione viene poi approfondito nel caso di giunti saldati in lega di alluminio (Atzori et al., 2007b; Rossi, 2007; Atzori e Rossi, 2008), considerando le semplici geometrie strutturali proposte dalle normative e completando il confronto teorico con la presentazione di alcuni risultati sperimentali tratti da letteratura (Atzori et al. 2009c). Le analisi svolte mettono in rilievo l'importanza di un utilizzo critico e integrato di diversi approcci teorici ai fini di evitare sia analisi troppo complesse, ove non necessarie, che, viceversa, semplificazioni troppo grossolane.

Conclusa questa parte dedicata all'applicazione a particolari dettagli strutturali di metodi specifici di progettazione a fatica, nei Capitoli 2, 3 e 4 viene presentato l'utilizzo di metodi di progettazione integrati per lo studio del danneggiamento a fatica di un componente meccanico complesso quale le campane da chiesa. La motivazione iniziale della vasta attività di ricerca condotta su questo particolare componente deriva dal coinvolgimento dell'Università di Padova e, nello specifico, del gruppo di ricerca di Costruzione di Macchine, nel progetto di ricerca Europeo ProBell (Cooperative Research Project ProBell-Protection and Maintenance of Bells, EC 015684, VI Programma Quadro). Nel Capitolo 2 viene presentato infatti lo stato dell'arte riguardo le campane da chiesa intese nell'accezione di componente meccanico soggetto a carichi ripetuti nel tempo e le problematiche, alla base del progetto europeo, legate allo studio del danneggiamento (Rupp, 2006), non ultimo il carattere fortemente artigianale dell'attività di produzione e installazione sui campanili. A questo scopo, vengono prese in rassegna le principali pubblicazioni esistenti riguardo le campane da chiesa come componente meccanico, dai primi contributi sviluppati in ambito tedesco alla fine degli anni '60 (Müller, 1968) alle più recenti pubblicazioni (Ivorra et al., 2009). Vengono quindi delineate le due metodologie di studio del danneggiamento a fatica che verranno descritte nel dettaglio nei capitoli successivi, ovvero l'implementazione di un modello a parametri concentrati in grado di schematizzare l'intero sistema campana-batacchio-incastellatura e di simulare il comportamento dinamico delle campane in esercizio, individuando i parametri di influenza nel processo di danneggiamento e fornendo quindi delle linee guida per la progettazione e l'installazione; nonché la caratterizzazione sperimentale del comportamento a fatica del bronzo per campane in presenza di difetti e intagli. Si noti come il

primo metodo sia di tipo “trasversale” andando ad interessare l’intero sistema fisico nel quale il componente è inserito, viceversa il secondo metodo sia specificatamente orientato alla caratterizzazione del componente.

Nel Capitolo 3 viene descritto nel dettaglio l’implementazione del modello a parametri concentrati per la simulazione del comportamento dinamico delle campane (Meneghetti et al., 2007; Meneghetti e Rossi, 2008; Meneghetti e Rossi, 2009). Viene presentato innanzitutto l’inquadramento analitico del problema, illustrando la schematizzazione della struttura reale in un sistema a tre gradi di libertà e ricavando quindi le equazioni del moto sulla base delle equazioni di Lagrange per i corpi rigidi, mostrando le novità rispetto a precedenti modelli rintracciabili in letteratura (Blakeborough, 2001; Ivorra et al., 2006b). Per la descrizione dell’impatto batacchio-campana vengono proposti due diversi approcci: un modello continuo, basato sulla teoria del contatto di Hertz, che prevede l’integrazione delle equazioni del moto durante l’impatto stesso al fine di stimare le accelerazioni di urto; nonché un modello sintetico, basato sulla stima sperimentale della dissipazione di energia durante l’impatto, che rinuncia ad una descrizione del fenomeno d’urto a vantaggio della semplicità computazionale e quindi dei tempi di calcolo. Viene quindi descritta l’implementazione dei modelli in linguaggio Matlab-Simulink e la validazione del software così ottenuto tramite il confronto con le misure sperimentali di accelerazione e periodo di oscillazione disponibili per circa 80 differenti casi. Vengono infine proposte una sintesi critica dei risultati e delle linee guida per la progettazione e l’installazione di campane, ricavate dalle simulazioni effettuate.

Per rendere possibile in futuro l’applicazione dei risultati del software per previsioni di durata delle campane, nonché per approfondire le problematiche di danneggiamento secondo i modelli teorici analizzati al Capitolo 1, nel Capitolo 4 viene presentato uno studio specifico, svolto al termine del progetto europeo, riguardante la caratterizzazione sperimentale del comportamento a fatica del bronzo per campane (Atzori et al. 2009c). Date le caratteristiche intrinseche della tecnica di produzione, ad oggi costituita da fusioni in terra, la caratterizzazione non è esaustiva di tutte le tipologie di bronzo, ma fa riferimento al caso specifico di due campane provenienti da diverse fonderie. Al fine di valutare anche la sensibilità del materiale ai difetti derivanti dal processo produttivo stesso, varie serie di provini, sia lisci che con intagli di diversa profondità, sono state ricavate direttamente da porzioni di campana in prossimità della zona di impatto, ovvero dove si manifesta la maggior parte delle rotture, e sono state sottoposte a prove di fatica a flessione rotante per ottenere le curve di resistenza e i limiti di fatica. I risultati vengono confrontati tra loro e con dati reperiti in letteratura (Anzulovic et al., 1998) e quindi sintetizzati sulla base dei metodi teorici

presentati al Capitolo 1. Prove di trazione statica e analisi metallografiche completano la caratterizzazione fornendo spiegazioni sui risultati, in termini di valori e dispersione, ottenuti nelle prove di fatica.

L'ultima parte del lavoro, come anticipato, amplia ulteriormente la visione dall'impiego di metodologie di studio del danneggiamento a fatica, per quanto varie e integrate, finalizzate a un componente specifico, alla progettazione e realizzazione di un sistema tecnico nel suo complesso da utilizzare nell'ambito della ricerca su problematiche di fatica. La motivazione del lavoro nasce dall'esigenza, sia dal punto di vista scientifico che da dal punto di vista delle collaborazioni di ricerca con aziende, dello sviluppo di sistemi flessibili per l'esecuzione di test di fatica su provini per la caratterizzazione di materiali e per la prova di componenti meccanici con riproduzione delle reali storie di carico; esigenze per le quali le soluzioni presenti sul mercato risultano spesso, oltre che impegnative dal punto di vista economico, poco flessibili, sia dal punto di vista meccanico che da quello del sistema controllo. A questo scopo, nel Capitolo 5, viene proposto lo sviluppo di un banco elettromeccanico per prove a fatica in torsione, attività nella quale è stato dedicato particolare approfondimento allo sviluppo del sistema di controllo in modo da poter facilmente tradurre, in futuro, le conoscenze e le competenze acquisite, da un punto di vista più ampio di quello strettamente meccanico, alla progettazione di soluzioni diverse per dimensioni, funzioni, componentistica. La caratterizzazione a fatica di un componente, un semplice provino cilindrico sottoposto a torsione in questo caso, viene quindi inserita nel contesto più generale della progettazione di un sistema tecnico. Il progetto e la realizzazione di tale sistema, costituito essenzialmente da un motore elettrico in corrente continua provvisto di encoder e da una cella di carico a torsione per la misura della coppia trasmessa al provino, nonché da un adeguato hardware per la misura e il controllo, si configura per sua natura come un' applicazione multidisciplinare, richiedendo conoscenze meccaniche, elettriche e di controllo. In particolare, riguardo quest'ultimo aspetto, le conoscenze pregresse di tecniche di simulazione in Matlab-Simulink, risultano fondamentali sia per simulazione del comportamento dinamico del banco che per lo sviluppo del software di controllo, ampiamente descritto nel capitolo e basato sull'utilizzo di un linguaggio di programmazione grafica, LabVIEW, orientato a problematiche di misura e controllo ma per vari aspetti affine a Simulink per la struttura di programmazione.

Quanto teorizzato nella parte iniziale, ovvero l'allargamento delle problematiche di progettazione meccanica, in particolare di progettazione a fatica, ai fini di integrare i tradizionali approcci specifici di progettazione, presentati in alcuni aspetti nel Capitolo 1, con un'analisi più ampia basata sull'implementazione di modelli per la previsione del

comportamento statico e dinamico del sistema tecnico del quale il componente fa parte, già delineata nei Capitoli 2, 3 e 4 per lo studio delle campane, trova quindi una sua attuazione concreta, e con grandi potenzialità dal punto di vista delle implicazioni di tipo sia scientifico che industriale, in quest'ultima parte del lavoro con la progettazione di un sistema tecnico finalizzato allo studio di problematiche di danneggiamento a fatica.

In appendice al lavoro viene infine brevemente trattata una tematica trasversale alla progettazione tecnica, ma di notevole rilievo nell'ambito sia della ricerca che dell'attività industriale, quale la tutela della proprietà intellettuale, con riferimento in particolare allo strumento dei brevetti. Vengono messe in luce infatti le potenzialità, non sempre adeguatamente conosciute, di questo strumento e i vantaggi, di tipo non solo economico ma anche di incentivo alla ricerca e di spinta all'innovazione tecnologica, derivanti dal suo utilizzo. A questo proposito, con riferimento in particolare al caso dei banchi elettromeccanici per prove di fatica, vengono descritte le finalità e le modalità di attuazione concreta di ricerche di anteriorità sulle banche dati brevettuali, che costituiscono una fonte gratuita di enormi quantità di informazioni tecniche su argomenti di interesse scientifico e applicativo.

CAPITOLO 1

PROGETTAZIONE A FATICA DI COMPONENTI MECCANICI: METODI E NORMATIVE

INTRODUZIONE

In questo capitolo vengono presentati alcuni metodi di progettazione a fatica di componenti meccanici e di strutture saldate recentemente proposti in letteratura. Tali metodi vengono applicati, relativamente ai giunti saldati, all'analisi di problematiche strutturali specifiche quali lo studio dell'effetto delle dimensioni del cordone di saldatura sulla resistenza a fatica dei giunti saldati a croce e la progettazione a fatica di giunti in lega di alluminio. In entrambi i casi i metodi teorici vengono confrontati con quanto proposto dalle normative di progettazione e le analisi vengono concretizzate considerando dati sperimentali tratti da letteratura o da prove appositamente eseguite. In questo modo vengono messe in luce alcune problematiche relative all'impiego delle normative di progettazione e alle semplificazioni da queste adottate rispetto all'analisi teorica, che se in alcuni casi trovano una giustificazione sperimentale, in altri non permettono di ottenere stime corrette.

I metodi di progettazione di componenti intagliati descritti nel presente capitolo verranno poi impiegati nel Capitolo 4 per la sintesi dei risultati di prove sperimentali.

1.1 La progettazione a fatica in presenza di difetti e intagli: un metodo di sintesi

Lo studio della resistenza a fatica di componenti meccanici in presenza di intagli e difetti, sia appositamente voluti per esigenze progettuali che accidentalmente presenti, costituisce da sempre un aspetto fondamentale della progettazione meccanica. Per differenziare in modo schematico i due fenomeni, è lecito affermare (Atzori et al., 2003) che i difetti sono caratterizzati da dimensioni inferiori rispetto agli intagli, viceversa presentano un fattore teorico di concentrazione delle tensioni K_t maggiore, che tende ad infinito e perde quindi di significato nel caso in cui il difetto assuma le caratteristiche di una cricca. Per questa ragione, tradizionalmente, lo studio della resistenza a fatica in presenza di intagli e difetti veniva affrontato con approcci differenziati, ovvero criteri basati sulla tensione di picco nel caso di intagli e criteri basati sul campo di tensione in prossimità dell'apice per lo studio di difetti e cricche secondo l'approccio della meccanica della frattura lineare elastica. A questo proposito si ritiene utile richiamare due risultati fondamentali dei suddetti approcci che costituiscono gli elementi base di un modello di sintesi recentemente proposto in letteratura (Atzori e Lazzarin 2001, Atzori et al., 2003) e in seguito descritto.

In particolare, è ben noto, nell'ambito della Meccanica della Frattura lineare elastica, il diagramma di Kitagawa-Takahashi (Kitagawa e Takahashi, 1976) che riporta le tensioni di soglia per la propagazione di cricche di diversa lunghezza. Il diagramma, riportato in Fig. 1.1, fornisce il valore del limite di fatica di un componente criccato $\Delta\sigma_{g,th}$, in termini di range di tensione (dove il pedice g fa riferimento alla tensione valutata sull'area lorda del componente), in funzione della lunghezza della cricca stessa a , in base alla ben nota Eq. (1.1) della Meccanica della Frattura lineare elastica:

$$\Delta\sigma_{g,th} = \frac{\Delta K_{th}}{\sqrt{\pi \cdot a}} \quad (1.1)$$

dove ΔK_{th} rappresenta il valore di soglia del fattore di intensificazione delle tensioni di modo I. Il diagramma ha come limite superiore il limite di fatica del materiale base, $\Delta\sigma_0$, mentre l'intersezione tra le due curve fornisce il noto parametro di El Haddad, Smith e Topper, a_0 , (El Haddad, Smith e Topper, 1979), dimensione caratteristica al di sotto della quale si ritiene che il materiale non risenta della presenza di difetti:

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\Delta K_{th}}{\Delta\sigma_0} \right)^2 \quad (1.2)$$

La lunghezza a_0 permette di discriminare due diverse tipologie di difetti, ovvero le cricche corte ($a < a_0$), per le quali il limite di fatica risulta pari al limite di fatica del materiale base, e le cricche lunghe ($a > a_0$), per le quali il limite di fatica si può prevedere mediante il valore di soglia del fattore di intensificazione delle tensioni (Eq. (1.1)).

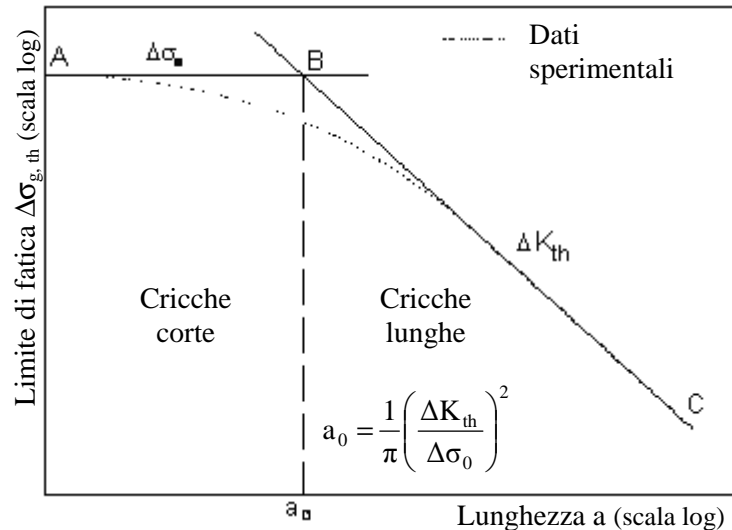


Figura 1.1. Diagramma di Kitagawa-Takahashi.

L'andamento sperimentale dei dati in prossimità di a_0 , rappresentato dalla linea tratteggiata in Fig. 1.1, si discosta da quello previsto dalla spezzata A-B-C e può essere descritto tramite la nota equazione di El-Haddad, Smith e Topper (El Haddad, Smith e Topper, 1979):

$$\Delta\sigma_{g,th} = \frac{\Delta K_{th}}{\sqrt{\pi(a + a_0)}} = \Delta\sigma_0 \sqrt{\frac{a_0}{a + a_0}} \quad (1.3)$$

Negli stessi anni in cui, nell'ambito della Meccanica della Frattura lineare elastica venivano sviluppati i concetti riassunti nel diagramma di Kitagawa-Takahashi, nel campo della Meccanica dell'Intaglio veniva delineato grazie ai contributi successivi di Frost (Frost et al., 1974), Smith e Miller (Smith e Miller, 1978), un importante diagramma (Fig. 1.2), che, con riferimento ad intagli a U di profondità costante, riporta il limite di fatica all'aumentare del coefficiente teorico di concentrazione delle tensioni (riferito alla sezione lorda) K_{tg} , ovvero al diminuire del raggio di fondo intaglio ρ . Per intagli dolci, ovvero valori di K_{tg} inferiori al valore limite caratteristico K_{tg}^* , vale la piena sensibilità all'intaglio, pertanto la resistenza a fatica è pienamente controllata dalla tensione di picco elastico e il limite di fatica può essere calcolato semplicemente noti il limite di fatica del materiale base, $\Delta\sigma_0$, e il coefficiente teorico di concentrazione delle tensioni, sulla base della nota relazione:

$$\Delta\sigma_{g,th} = \frac{\Delta\sigma_0}{K_{tg}} \quad (1.4)$$

Viceversa, per intagli acuti, ovvero intagli aventi $K_{tg} > K_{tg}^*$, l'Eq. (1.4) non risulta più valida e il limite di fatica rimane costante indipendentemente dal valore del raggio di fondo intaglio. Sulla base di quest'evidenza, già rilevata da Frost, furono Smith e Miller, a dimostrare che intagli acuti $K_{tg} > K_{tg}^*$ si comportano come una cricca di uguale profondità, pertanto il limite di fatica può essere stimato tramite l'equazione:

$$\Delta\sigma_{g,th} = \frac{\Delta K_{th}}{\alpha\sqrt{\pi \cdot a}} \quad (1.5)$$

che non è altro che l'Eq. (1.1) opportunamente modificata per tener conto della geometria del componente; α è infatti il fattore di forma utilizzato nella Meccanica della Frattura lineare elastica e calcolato per una cricca avente la stessa profondità dell'intaglio reale, mentre ΔK_{th} è il valore di soglia del fattore di intensificazione delle tensioni per cricche lunghe nelle stesse condizioni di carico dell'intaglio considerato. Il limite di fatica degli intagli acuti pertanto non è il valore limite di tensione per l'innesco di una cricca di fatica (Eq. (1.4)), come accade nel caso di intagli dolci, bensì il valore di soglia per la propagazione di cricche (Eq. (1.5)) che si innescano e propagano sino ad una certa distanza dall'apice dell'intaglio alla quale si arrestano. Tali cricche, dette appunto "cricche non propaganti" erano già state osservate da Frost (Frost, 1957) all'apice degli intagli acuti di provini non rotti in quanto sottoposti ad una tensione superiore a quella di innesco ma inferiore a quella di propagazione.

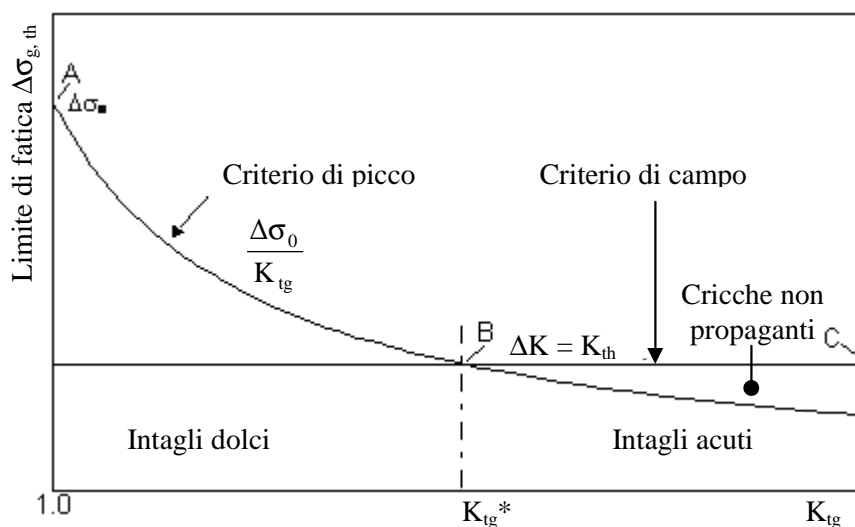


Figura 1.2. Diagramma di Frost, Smith e Miller.

A partire da queste basi, e grazie all'intuizione di considerare una cricca come un intaglio a U caratterizzato da un'elevata acutezza, alcuni anni fa Atzori e Lazzarin hanno proposto un diagramma di sintesi (Atzori e Lazzarin, 2001) in grado di collegare la Meccanica dell'Intaglio con la Meccanica della Frattura lineare elastica, estendendo il diagramma di Kitagawa-Takahashi agli intagli acuti. Tale diagramma, illustrato in Fig. 1.3, riporta, per un intaglio a U su piastra infinita, il limite di fatica $\Delta\sigma_{g,th}$ al variare delle dimensioni assolute dell'intaglio, ovvero della profondità a , a parità di geometria, ovvero di rapporto a/ρ e quindi a parità di fattore teorico di concentrazione delle tensioni K_{tg} .

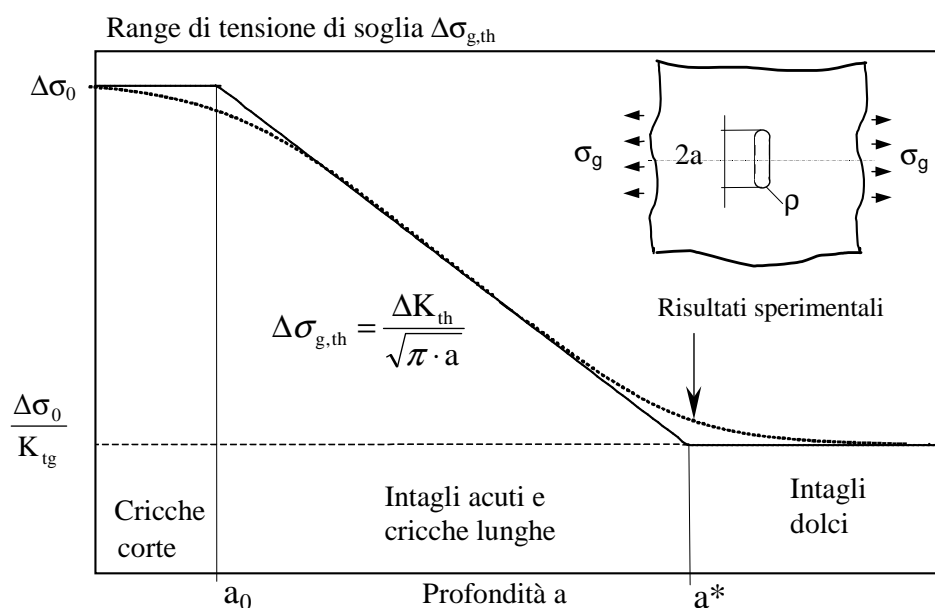


Figura 1.3. Diagramma di Atzori-Lazzarin.

Per elevati valori di a , trovandosi in condizioni di piena sensibilità all'intaglio, il parametro che controlla la resistenza a fatica risulta essere il coefficiente teorico di intensificazione delle tensioni K_{tg} , pertanto il limite di fatica è calcolabile tramite l'Eq. (1.4). Al diminuire delle dimensioni, a causa della crescente sensibilità all'intaglio, il criterio del picco di tensione basato sull'impiego del K_{tg} , fornisce delle previsioni via via più conservative e per valori di a minori del valore caratteristico a^* , è necessario adottare un criterio di campo in quanto le previsioni basate su K_{tg} risulterebbero del tutto irrealistiche. In questa zona l'intaglio si comporta come una cricca avente la stessa profondità, di conseguenza il limite di fatica si può prevedere tramite il valore di soglia del fattore di intensificazione delle tensioni ΔK_{th} tramite l'Eq. (1.1). Infine per valori di a inferiori ad a_0 né il criterio di picco né quello di campo sono più validi e il limite di fatica risulta pari a quello del materiale base.

Semplici considerazioni permettono di calcolare il valore di a^* che risulta :

$$a^* = K_{tg}^2 \cdot a_0 \quad (1.6)$$

Il diagramma permette quindi di unificare la previsione limite di fatica di un intaglio, passando, a seconda delle dimensioni, dall'ambito di validità delle cricche corte ($a < a_0$), a quello della Meccanica della Frattura lineare elastica ($a_0 < a < a^*$) a quello della Meccanica dell'intaglio ($a > a^*$) e di superare i tradizionali limiti di validità di quest'ultimo approccio nel caso di raggi di fondo intaglio nulli o molto ridotti. Nelle zone di transizione tra un tipo di approccio e l'altro, ovvero in corrispondenza di a_0 e a^* , il comportamento sperimentale risulta graduale, definendo così la sensibilità del materiale rispettivamente ai difetti e all'intaglio.

Si noti come, in presenza di raggi di fondo intaglio tendenti a zero, K_{tg} e quindi a^* tendano ad infinito e il diagramma di Fig. 1.3 collassi nuovamente nel diagramma di Kitagawa che può essere considerato quindi un caso particolare, riferito ad acutezza dell'intaglio tendente ad infinito, di questo diagramma più generale.

Successivamente (Atzori et al., 2003), la validità del diagramma di Fig. 1.3 è stata estesa dal semplice caso teorico di intaglio ad U su piastra infinita anche a componenti reali con diverse tipologie di intaglio, a patto di tener conto dell'effettiva geometria del componente sostituendo in ascissa, al posto della profondità fisica dell'intaglio a , la dimensione equivalente $\alpha^2 a$, dove α è il fattore di forma utilizzato nella Meccanica della Frattura e definito come:

$$\alpha = \frac{K_I}{\sigma_g \sqrt{\pi \cdot a}} \quad (1.7)$$

essendo K_I il fattore di intensificazione delle tensioni di modo I e σ_g la tensione nominale lorda. In questo modo si riportano tutti i risultati sperimentali ad un unico asintoto previsto della Meccanica della Frattura lineare elastica in presenza di raggi di raccordo che tendono a zero. Nello stesso tempo non viene alterata la previsione del limite di fatica in presenza di raggi di raccordo sufficientemente ampi, quando cioè la sensibilità del materiale all'intaglio è piena, in quanto in quest'ultimo caso il limite di fatica dipende solamente dal fattore teorico di concentrazione delle tensioni e non dalle dimensioni assolute dell'intaglio. La trattazione è risultata così estesa a geometrie reali e ad intagli non solo a fianchi paralleli (intagli ad u o con angolo di apertura nullo) ma con diversi angoli di apertura purché il grado di singolarità del campo di tensione sia assimilabile a quello di una cricca. Viceversa nel caso di intagli con elevati angoli di apertura, la generalizzazione del diagramma di Kitagawa è possibile (Atzori et al., 2005) a patto di stimare correttamente il fattore di intensificazione delle tensioni di intaglio tramite le espressioni definite da Gross e Mendelson (Gross e Mendelson, 1972).

La descrizione analitica del comportamento dei dati sperimentali (linee tratteggiate nel diagramma di Fig. 1.3) è stata formalizzata da Meneghetti e Ciavarella (Meneghetti e Ciavarella, 2004) grazie ad un criterio per la previsione del limite di fatica di un componente intagliato, valido per ciascun regime di intaglio, ovvero per cricche corte, intagli acuti e raccordati. Senza entrare nello specifico della trattazione, il criterio, in grado di unificare l'equazione di El Haddad della Meccanica della Frattura con le classiche formulazioni di Meccanica dell'Intaglio, prevede di stimare il limite di fatica di un componente tramite l'equazione:

$$\Delta\sigma_{g,th} = \frac{\Delta K_{th}}{\sqrt{\pi(\alpha^2 a + a_0)}} = \Delta\sigma_0 \sqrt{\frac{a_0}{\alpha^2 a + a_0}} \quad (1.8)$$

per dimensioni equivalenti dell'intaglio $\alpha^2 a < a_c$ e

$$\Delta\sigma_{g,th} = \frac{\Delta\sigma_0}{K_{tg}} \sqrt{1 + \frac{a_0 (K_{tg} - 1)^2}{\alpha^2 a}} \quad (1.9)$$

per dimensioni equivalenti dell'intaglio $\alpha^2 a > a_c$ dove $a_c = a_0 \cdot (K_{tg} - 1)$.

Il modello teorico descritto nel presente paragrafo, che ha il pregio di tener conto, con un unico criterio, di tutte le tipologie di effetto di intaglio, ovvero intagli dolci, intagli acuti, difetti ed intagli poco profondi assimilabili a difetti, costituisce il fondamento teorico in base al quale verranno sintetizzati i risultati delle prove sperimentali descritte al Capitolo 4. Nel paragrafo che segue verrà invece illustrato come l'appropriato utilizzo di concetti derivanti dalla Meccanica della Frattura e dalla Meccanica dell'Intaglio abbia permesso lo sviluppo in letteratura di efficaci modelli per la progettazione a fatica di giunti saldati.

1.2 Resistenza a fatica di giunti saldati: modelli teorici

Lo studio della resistenza a fatica di giunti saldati è stato affrontato nel corso degli anni, sia in letteratura che dalle normative di progettazione, applicando metodologie notevolmente diverse a seconda di differenti modelli strutturali assunti per l'analisi dello stato di tensione in corrispondenza del piede e della radice del cordone di saldatura, ovvero i punti dove tipicamente si manifestano le rotture per fatica. Volendo delineare per sommi capi i principali approcci rintracciabili in letteratura, è possibile fare riferimento (Lazzarin e Tovo, 1998) a quattro tipologie fondamentali: i metodi basati sulla tensione nominale, quelli basati sulla tensione strutturale, o di "hot spot", i metodi basati sulla Meccanica della Frattura e gli approcci locali. L'approccio più comune, tradizionalmente adottato dalla maggioranza delle normative di progettazione, incluse le normative europee attualmente in vigore per la

progettazione di strutture in acciaio e alluminio, Eurocodice 3 e 9 rispettivamente, risulta l'approccio in tensioni nominali che si basa sulla determinazione della tensione sulla lamiera principale del giunto saldato, calcolata in accordo alla semplice teoria della resistenza elastica del materiale, escludendo tutti gli effetti di concentrazione delle tensioni dovuti alla geometria del giunto e alla saldatura stessa. La conseguenza di questo approccio è la necessità di definire, per ogni geometria di collegamento, una specifica curva di progetto tensione nominale - numero di cicli a rottura, richiedendo quindi un elevato numero di dati sperimentali e presentando il non trascurabile limite della difficoltà di definizione di una tensione nominale nel caso di geometrie complesse.

Per sopperire ai limiti del metodo in tensioni nominali, negli anni '90 venne diffuso e sostenuto (Niemi, 1995; Partanen e Niemi, 1996; Fayard et al., 1996) il metodo basato sulla cosiddetta tensione di "hot spot". Tale approccio si basa sull'evidenza che in prossimità del piede del cordone di saldatura risultano sovrapposti due gradienti di tensione: uno lineare, dovuto alla geometria del giunto, e uno non lineare, dovuto alla geometria del piede del cordone di saldatura. In base a questa ipotesi, la resistenza a fatica viene ritenuta dipendere dal primo dei due gradienti, ovvero la tensione strutturale valutata a piede cordone (da cui il nome tensione di "hot spot") in grado di considerare gli effetti di concentrazione dovuti alla geometria globale del giunto escludendo invece l'effetto locale dovuto al profilo del piede del cordone stesso. Tale metodo presenta l'indiscutibile vantaggio di richiedere un minor numero di curve di riferimento per la progettazione e di essere applicabile nei casi di geometrie complesse dove l'individuazione di una tensione nominale risulterebbe molto difficile. Tuttavia come fatto presente in recenti lavori (Atzori et al. 2009b) e già illustrato con dovizia di esempi in passato (Meneghetti e Tovo, 1998), in alcuni casi l'utilizzo di un approccio di tipo hot spot può risultare problematico, in quanto tale tensione può coincidere con quella nominale, o addirittura portare a previsioni errate nei casi, frequenti, in cui la tensione di hot spot risulti insensibile a variazioni di forma o dimensioni assolute del giunto che vanno ad influenzare il solo campo di tensione locale e non quello strutturale.

L'utilizzo della Meccanica della Frattura, basato sull'integrazione della relazione che lega la velocità di propagazione di una cricca al range di variazione del fattore di intensificazione delle tensioni per la particolare geometria di giunto considerata, fa dipendere la resistenza a fatica di un giunto saldato alla velocità di propagazione di una cricca dal piede o dalla radice del cordone di saldatura. Tale approccio, che ha il merito di considerare, tramite il fattore di intensificazione delle tensioni, sia il contributo della tensione nominale, che quello della tensione strutturale e di quella locale, non permette di tener conto della percentuale di

vita a fatica spesa, prima che sia rilevabile una cricca vera e propria, in propagazione di microcricche, di dimensioni troppo ridotte per poter essere analizzate tramite i concetti di Meccanica della Frattura.

Negli ultimi anni ha avuto notevole sviluppo in letteratura l'utilizzo di approcci locali, che, considerando l'intero campo di tensione a piede cordone, per mettono di superare i limiti connessi al semplice utilizzo della tensione nominale, senza però la necessità di dover distinguere tra gradienti diversi o di dover definire una dimensione iniziale di cricca. Da un punto di vista teorico, l'utilizzo di tali metodi si basa sull'idea che la resistenza a fatica dei giunti saldati dipende dalle condizioni di tensione e deformazione presenti all'interno di un piccolo volume di controllo attorno al punto di innesco cricca e che i valori limite di questi parametri per un dato numero di cicli sono indipendenti dalla forma del giunto stessa. I fondamenti di questo approccio vennero sviluppati alla fine degli anni '60 da Haibach (Haibach, 1968), il quale, con riferimento alle strutture in acciaio, mostrò come la rilevazione tramite estensimetri dello stato locale di deformazione in prossimità del piede del cordone di saldatura consentisse di uniformare il comportamento a fatica di collegamenti saldati di geometria anche molto differente. Di conseguenza, i risultati delle prove di fatica su giunti di geometria diversa, si dispongono semplicemente su bande traslate lungo la verticale se riportati in un diagramma doppio logaritmico in funzione della tensione nominale. Su basi completamente fenomenologiche, normalizzando i risultati di ciascun gruppo rispetto alla corrispondente tensione di riferimento a $2 \cdot 10^6$ cicli per una probabilità di sopravvivenza del 50%, egli definì pertanto una banda di dispersione unificata per le giunzioni saldate in acciaio, riportata in Fig. 1.4.

Alcuni anni dopo, l'estensione di questo approccio alle strutture in lega leggera fu effettuata, sempre su basi fenomenologiche e sotto la guida di Haibach stesso, da Atzori (Haibach e Atzori, 1974; Haibach e Atzori, 1975). Anche in questo caso si pervenne alla definizione di una banda di dispersione unificata, valida per le giunzioni in lega leggera, riportata in Fig. 1.5. Come per gli acciai, questa banda di dispersione è capace di interpretare i risultati di prove di fatica su giunti di geometrie e dimensioni assolute diverse, purché la cricca si inneschi al piede del cordone di saldatura. Nel caso in cui i risultati siano riportati in funzione della tensione nominale, la banda di dispersione trasla semplicemente in senso verticale, parallelamente a sé stessa, per adattarsi alle diverse condizioni di tensione strutturale relative a differenti geometrie e dimensioni assolute.

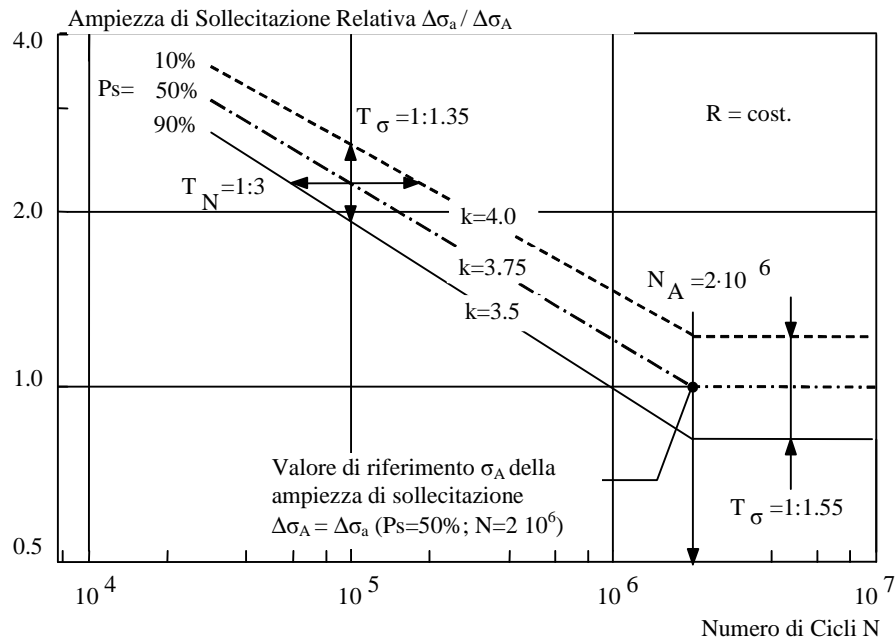


Figura 1.4. Banda di dispersione relativa alle giunzioni saldate in acciaio.

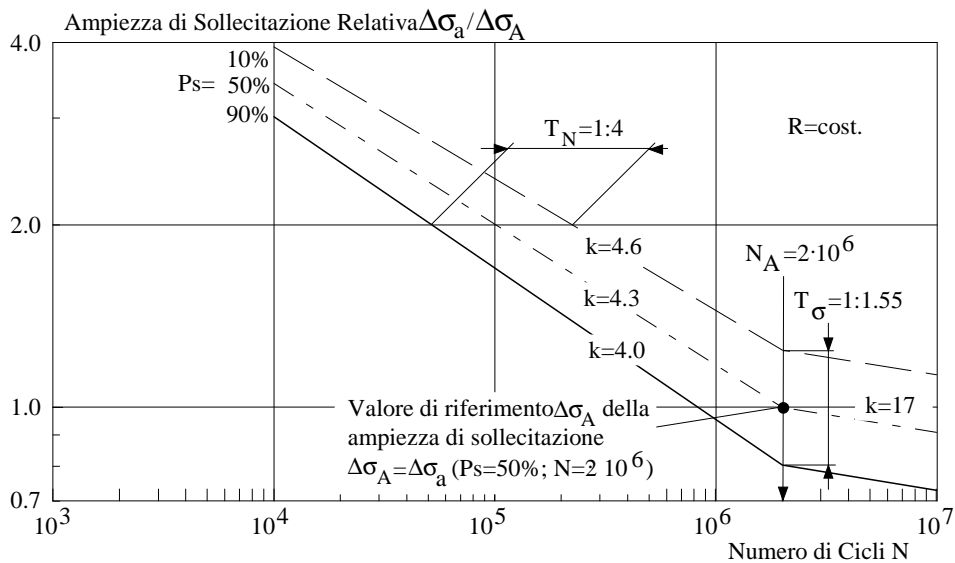


Figura 1.5. Banda di dispersione relativa alle giunzioni saldate in lega leggera.

Per giustificare da un punto di vista teorico i risultati sperimentali risultava a questo punto necessario definire una geometria standard del cordone di saldatura (Atzori e Haibach, 1979; Atzori et al., 1985). Poiché questo risultava più facile per i cordoni d'angolo che non per giunti di testa, la maggior parte delle analisi sviluppate negli anni seguenti si riferisce appunto a giunzioni con cordoni d'angolo. Sulla base dell'evidenza sperimentale fu assunto un raggio di raccordo nullo al piede del cordone di saldatura. Inoltre, pur nella consapevolezza del variare delle dimensioni e dell'inclinazione del cordone di saldatura, vennero assunti uno spessore a ed una inclinazione di 45° , corrispondente ad un angolo di

apertura del profilo a piede cordone pari a 135° , costanti. A sostegno di queste ultime assunzioni stavano i numerosissimi risultati raccolti in letteratura e rianalizzati negli anni precedenti, nei quali la pur presente variabilità di tutti i parametri portava ad una variabilità del comportamento a fatica compreso nella ampiezza della banda di dispersione unificata.

La scelta di considerare il piede del cordone di saldatura come un intaglio acuto, con raggio di raccordo nullo, portò a legare le problematiche delle giunzioni saldate a quelle degli intagli acuti in generale, rendendo applicabili concetti analoghi a quelli della Meccanica della Frattura, in maniera del tutto innovativa (Atzori, 1985). Su queste basi, la resistenza a fatica di giunti saldati risulta determinata dal campo di tensione che si ha in prossimità del piede del cordone di saldatura (poco dipendente dal valore del raggio di raccordo, purché piccolo), e non dal picco valutato in campo lineare elastico, molto dipendente invece dal raggio di raccordo (Atzori e Dattoma, 1983). Tale campo di tensione presenta un andamento esponenziale, analogo a quello che si ha in prossimità di una cricca, ma con un esponente diverso, non più pari a 0.5 ma dipendente dall'ampiezza dell'angolo formato dal cordone di saldatura con la lamiera base. Nell'ipotesi di cordone con inclinazione di 45° e quindi con angoli di apertura dell'intaglio pari a 135° , l'esponente risulta pari a 0.326, in analogia a quanto trovato da Williams (Williams, 1952) per gli intagli acuti con uguale angolo di apertura. Inoltre, per un angolo di apertura pari a 135° , solo la distribuzione di tensione di modo I risulta singolare e da essa dipende quindi la resistenza a fatica del giunto. Il parametro che descrive l'intensità di tale campo di tensione, chiamato fattore di intensificazione delle tensioni di intaglio (o N-SIF, Notch Stresss Intensity Factor) di modo I, è stato definito per gli intagli aperti da Gross e Meldenson (Gross e Meldenson, 1972) in analogia al fattore di intensificazione delle tensioni della Meccanica della Frattura come:

$$K_1 = \sqrt{2\pi} \lim_{r \rightarrow 0} (\sigma_\theta)_{\theta=0} r^{1-\lambda_1} \quad (1.10)$$

dove $(\sigma_\theta)_{\theta=0}$ è la componente di tensione in direzione tangenziale, in un sistema di coordinate polari centrato in corrispondenza dell'apice dell'intaglio (Fig. 1.6), valutata lungo la bisettrice dell'intaglio stesso ($\theta = 0$), r è la distanza, in direzione radiale dall'apice dell'intaglio, $1-\lambda_1$ l'esponente, 0.326 per i giunti saldati schematizzati come in precedenza descritto, che descrive il grado di singolarità del campo di tensione.

L'inquadramento analitico che permette di legare la resistenza a fatica ad alto numero di cicli e gli N-SIF è stato formalizzato in particolare da Lazzarin e Tovo (Lazzarin e Tovo, 1998) che, per i giunti saldati, sono arrivati a definire una conveniente espressione del fattore di intensificazione delle tensioni di intaglio, che, per il modo I, risulta essere:

$$\Delta K_I^N = k_1 \cdot \Delta \sigma_n \cdot t^{0.326} \quad (1.11)$$

dove k_1 è un coefficiente adimensionale, che dipende dalla geometria delle parti collegate e del cordone di saldatura stesso ma non dalle loro dimensioni assolute, $\Delta \sigma_n$ è il range di tensione nominale applicata, t lo spessore del piatto principale caricato, 0.326 esponente valido, come accennato poc'anzi, nell'ipotesi di cordone di saldatura schematizzato come intaglio con angolo di apertura 135° (caso tipico di cordone d'angolo).

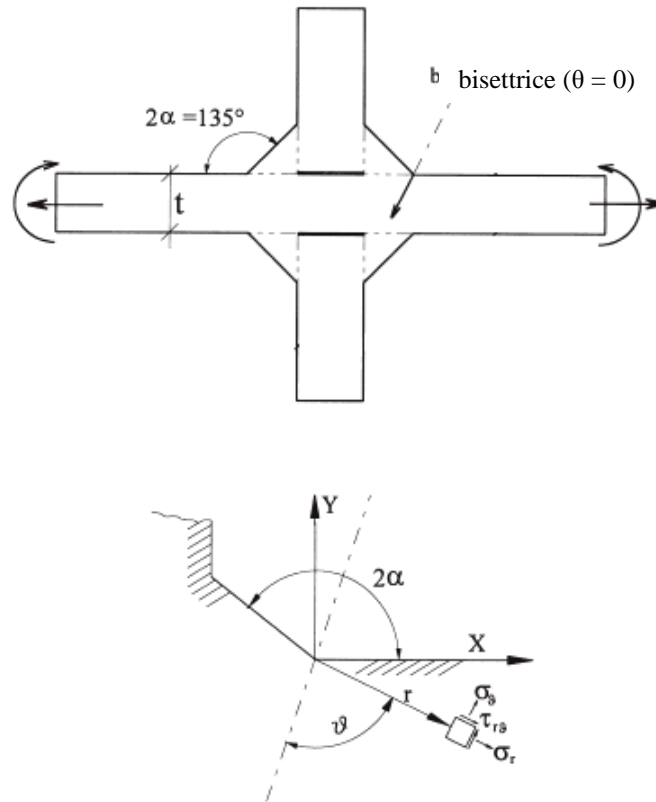


Figura 1.6. Geometria di riferimento per l'analisi di giunti saldati.

L'utilizzo di un parametro locale quale il fattore di intensificazione delle tensioni di intaglio di modo I ha permesso di introdurre (Livieri e Lazzarin, 2005), per giunti con cordoni d'angolo e rottura a piede cordone, un'unica banda di dispersione unificata (Fig. 1.7) che esprimendo i punti sperimentali in funzione non delle tensioni nominali, bensì delle tensioni locali immediatamente prossime alla zona di innesco cricca, è capace di sintetizzare i dati di resistenza relativi a giunti di forma e dimensioni assolute diverse.

I risultati dell'analisi teorica in tensioni locali confermano quindi la validità dell'ipotesi di una banda di dispersione unificata per le leghe leggere e di una, differente, per gli acciai, con valori di pendenza e di dispersione molto prossimi a quelli determinati in passato (Fig. 1.4 e 1.5.) mostrando inoltre che, se i punti sperimentali sono riportati non in funzione delle

tensioni nominali, bensì delle tensioni locali immediatamente prossime alla zona di innesco cricca, le curve si compattano, eliminando la traslazione verticale dovuta alle differenti concentrazioni di tensione strutturale.

Traducendo l'ampiezza di tensione locale a piede cordone in ampiezza di deformazione locale, è stata recentemente determinata sulla base di questo parametro una banda di dispersione unificata (Atzori e Meneghetti, 2001) che riconvertita in tensioni nominali e adimensionalizzata rispetto al valore di riferimento a $2 \cdot 10^6$ cicli (dipendente dalla geometria del giunto e dalle dimensioni) fornisce quanto proposto in Fig. 1.8.

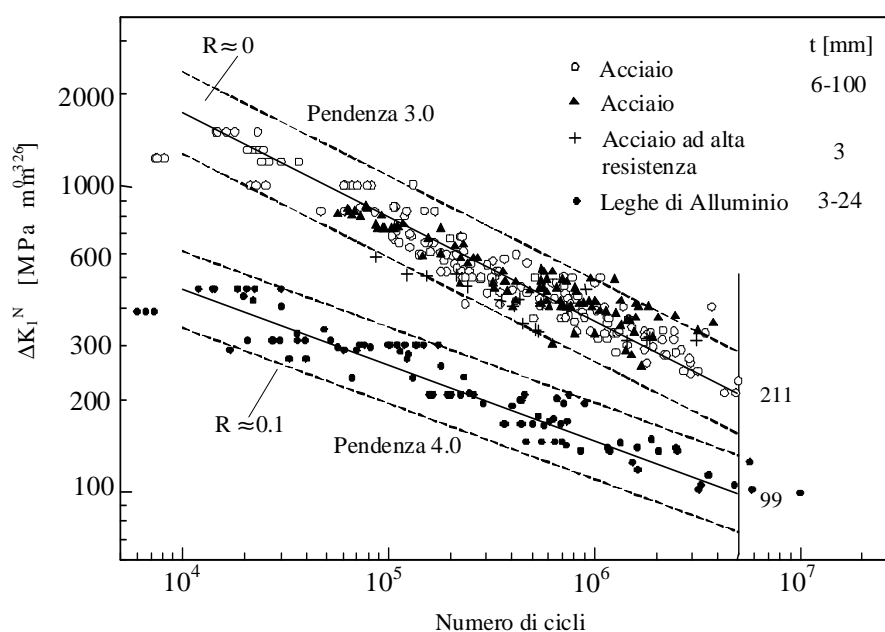


Figura 1.7. Resistenza a fatica di giunti saldati in acciaio e lega leggera in funzione del fattore di intensificazione delle tensioni di intaglio di modo I (ΔK_I^N).

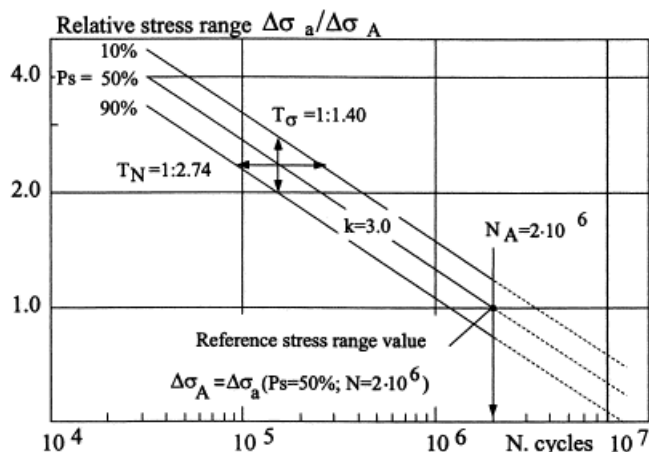


Figura 1.8. Banda di dispersione unificata per giunti in acciaio con cordoni d'angolo.

Tale banda di dispersione (Fig. 1.8) risulta simile a quella determinata in passato da Haibach e riportata in Fig. 1.4 ma si basa su una più corretta stima del campo di deformazione locale a piede cordone. Il campo di deformazione, o analogamente di tensione, dal quale dipende la resistenza a fatica del giunto è da valutare infatti ad una distanza da piede cordone molto piccola, inferiore al decimo di millimetro e non può essere pertanto rilevato tramite estensimetri, che per le loro stesse dimensioni fisiche, sono in grado di misurare deformazioni ad una distanza di qualche millimetro da piede cordone, portando in alcuni casi a previsioni non corrette.

Benché l'adozione di un approccio locale quale quello basato sugli N-SIF, permetta una più corretta valutazione dell'effettivo stato di tensione a piede cordone e una semplice formalizzazione di alcuni aspetti critici, quali ad esempio l'effetto scala, semplicemente risolto tramite l'Eq. 1.11, ad oggi tali metodi non hanno ancora trovato spazio all'interno anche delle più recenti normative di progettazione di strutture saldate. Nei paragrafi successivi verrà illustrato come, mentre relativamente ad alcune problematiche le semplificazioni introdotte dalle normative rispetto all'analisi teorica trovino una giustificazione sperimentale, viceversa, in molti casi, la mancata applicazione di consolidati risultati teorici porti a stime non sempre corrette. A questo scopo dapprima verrà confrontato l'approccio in tensioni locali con quanto proposto dalle normative di progettazione relativamente ad una problematica specifica quale l'effetto delle dimensioni del cordone di saldatura sulla resistenza a fatica dei giunti saldati a croce e quindi, con riferimento in particolare ai giunti in lega leggera, verranno analizzate nel dettaglio alcune normative di progettazione illustrando le problematiche derivanti dalla mancata applicazione di consolidati risultati teorici.

1.3 Effetto delle dimensioni del cordone di saldatura sulla resistenza a fatica di giunti saldati a croce

La scelta della dimensione da assegnare al cordone di saldatura nel caso di giunzioni saldate a croce può presentarsi problematica (Atzori et al. 2009a), specie quando gli spessori delle lamiere che formano il giunto sono differenti tra loro. Le normative di tipo tecnologico suggeriscono in genere di prevedere uno spessore del cordone di saldatura inferiore al minimo spessore delle lamiere da collegare, mentre le normative di tipo strutturale non prevedono una dipendenza della resistenza del giunto, sia statica che a fatica, dalle dimensioni del cordone di saldatura, a meno che queste non siano tanto ridotte da portare ad una maggiore criticità della radice del cordone di saldatura rispetto a quella del piede, con conseguente possibile

cedimento del cordone e non della lamiera base. L'obiettivo dello studio affrontato nei paragrafi successivi e realizzato in collaborazione con il Politecnico di Bari, è l'analisi, sia teorica che sperimentale, dell'influenza dello spessore del cordone di saldatura sulla resistenza a fatica dei giunti saldati a croce in acciaio, onde chiarire se il non tenerne conto, da parte delle normative di progettazione, sia giustificato o rappresenti invece un errore da correggere.

1.3.1 Analisi teorico-numerica

Come descritto al paragrafo 1.2, l'intensità del campo di tensione locale al piede del cordone di saldatura di un giunto a croce, sia esso portante o non portante (Fig. 1.9), può essere efficacemente espresso tramite l'Eq. (1.11), dove l'effetto della geometria globale del giunto, ovvero, con riferimento alla Fig. 1.9, dei rapporti tra gli spessori delle lamiere (T/t), tra la dimensione del piede del cordone di saldatura e lo spessore della lamiera soggetta al carico (b/t) e, nel caso di cordoni non portanti, anche tra la dimensione della zona di mancata penetrazione e lo spessore della lamiera soggetta al carico (a/t), sono sintetizzati nel coefficiente k_1 .

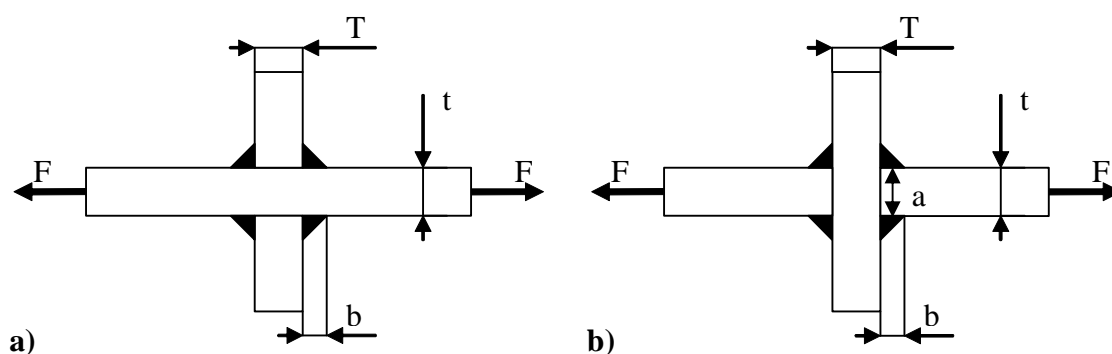


Figura 1.9. Geometria di riferimento per l'analisi di giunti saldati a croce: a) cordoni di saldatura non portanti; b) cordoni di saldatura portanti.

Nel caso di giunti a croce sollecitati in trazione, sono state determinate in letteratura (Lazzarin e Tovo, 1998; Livieri e Lazzarin, 2005) delle semplici espressioni analitiche che permettono di calcolare il coefficiente k_1 e quindi di stimare l'entità del campo di tensione a piede cordone senza ricorrere ad un'analisi agli elementi finiti. Tali espressioni risultano:

$$k_1 = 1.212 + 0.495e^{-0.985(2b/t)} - 1.259e^{-1.120(2b/t) - 0.485(T/t)} \quad (1.12)$$

$$k_1 = 1.247 + 6.492e^{-2b/0.513t} \quad (1.13)$$

dove l'Eq. (1.12) è valida nell'ipotesi di cordoni d'angolo non portanti, a patto che risulti $0 \leq T/t \leq 3$ e $0.125 \leq b/t \leq 1.25$; mentre l'Eq. (1.13) è da utilizzare nel caso di giunti con

cordoni portanti aventi $T/t = 1$ e un rapporto $a/t = 1$, cioè completa mancanza di penetrazione, nel solo caso in cui la rottura si inneschi a piede cordone. Con riferimento all'Eq. (1.11), a parità di spessore del piatto principale caricato e mantenendo inalterato il rapporto T/t , le Eq. (1.12) e (1.13) permettono di ricavare la variazione relativa del campo di tensione (e quindi della resistenza a fatica ad un determinato numero di cicli) al variare del rapporto tra la dimensione del cordone b e quella del piatto principale t . Inoltre, poiché, come già discusso al paragrafo 1.2, al variare della criticità del giunto saldato, la curva di Woehler varia semplicemente traslando parallelamente a se stessa in un diagramma doppio logaritmico, la variazione della resistenza a fatica è la stessa indipendentemente dalla vita prevista, purché nel campo delle vite a termine. Sulla base delle Eq. (1.12) e (1.13), è pertanto possibile costruire il diagramma di Fig. 1.10 che riporta, nel caso di T/t pari a 1, la variazione della prevedibile resistenza a fatica al variare di b/t sia per cordoni non portanti che portanti. La resistenza a fatica è espressa in termini di range di tensione nominale $\Delta\sigma$, supposto costante nel tempo, ed è riferita al valore $\Delta\sigma_1$ assunto nel caso di $b = t$.

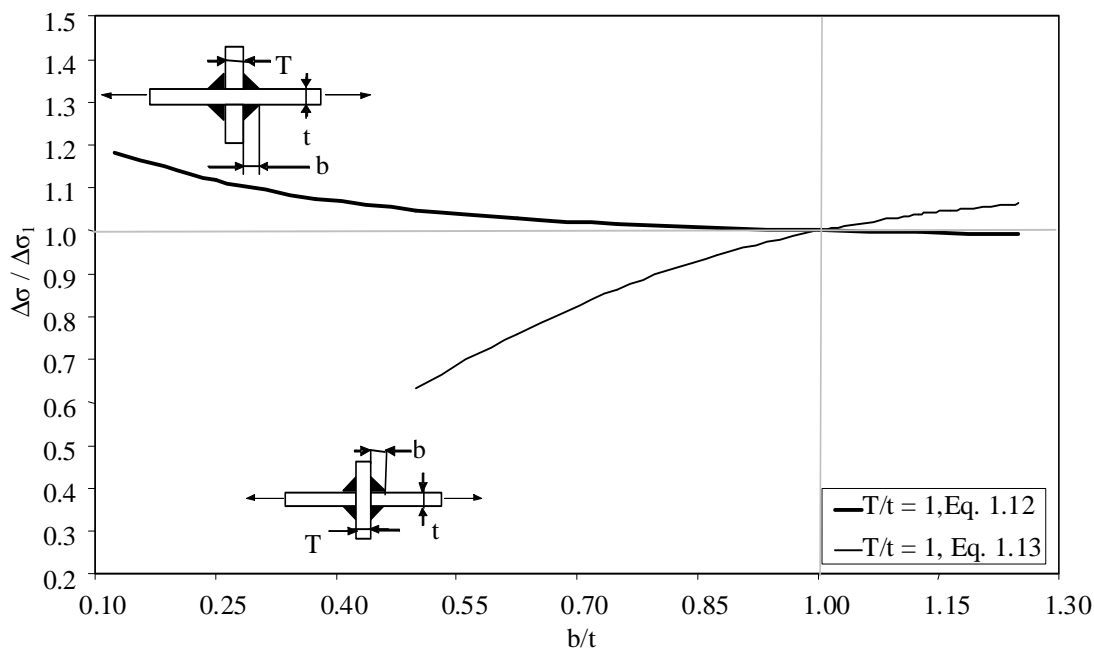


Figura 1.10. Variazione della resistenza a fatica a parità di numero di cicli al variare dello spessore del cordone di saldatura per $T/t = 1$, cordoni non portanti (Eq.(1.12)) e portanti con completa assenza di penetrazione ($a/t=1$, Eq.(1.13)). Valore di riferimento $\Delta\sigma_1$ relativo a $b/t = 1$.

L'analisi teorica, sulla base delle Eq. (1.12) e (1.13), sembra suggerire una leggera diminuzione della resistenza a fatica all'aumentare delle dimensioni del cordone di saldatura,

nel caso di cordoni non portanti; viceversa un più marcato aumento della resistenza con l'aumento delle dimensioni del cordone, nel caso di cordoni portanti in completa assenza di penetrazione. In entrambi i casi il fenomeno tende a saturarsi per valori di $b/t \sim 1.3$.

Per poter effettuare un confronto con dati sperimentali ricavati sia da letteratura che da prove eseguite ad hoc (cfr. par. 1.3.2 e 1.3.3), le analisi teoriche sono state ampliate tramite analisi BEM effettuate dal Politecnico di Bari, considerando, per T/t pari a 1 e a 3.3, l'effetto di diverse ampiezze della zona di mancata penetrazione (si tenga presente che il caso $a/t = 0$ equivale al caso di cordone non portante), per un range di variazione di b/t compreso tra 0.3 e 2.3.

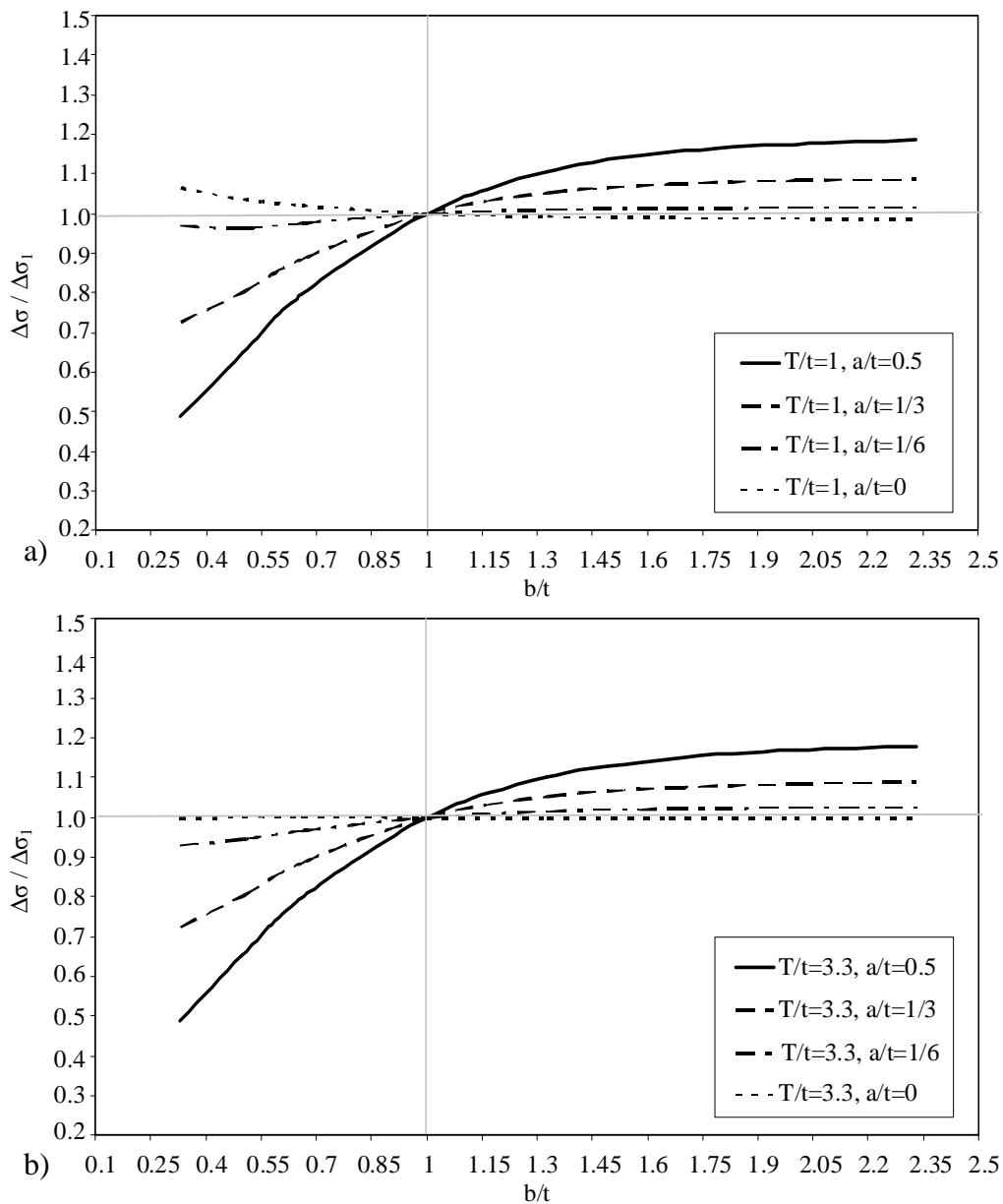


Figura 1.11. Variazione della resistenza a fatica a parità di numero di cicli al variare dello spessore del cordone di saldatura, per $T/t = 1$ (a), 3.3(b) e per diverse ampiezze della zona di mancata penetrazione. Valore di riferimento $\Delta\sigma_1$ relativo al caso $b/t = 1$.

I risultati sono riportati in Fig. 1.11 in cui si nota che, mentre una variazione del rapporto T/t non è particolarmente influente, viceversa all'aumentare dell'ampiezza della zona di mancata penetrazione si ottengono dei miglioramenti nella resistenza a fatica aumentando le dimensioni del cordone di saldatura.

1.3.2 Confronto con risultati da letteratura

Per valutare la corrispondenza tra analisi teoriche e comportamento reale dei giunti saldati sono stati considerati in primo luogo alcuni dati sperimentali tratti da letteratura e riportati in Tab.1.1. Al fine di valutare il solo effetto delle dimensioni del cordone di saldatura sulla resistenza a fatica, sono state confrontate coppie di serie di dati aventi le stesse dimensioni del piatto principale caricato e lo stesso rapporto T/t , e diverse quindi per le sole dimensioni del cordone di saldatura.

Tabella 1.1. Caratteristiche geometriche e resistenza a fatica ($R \approx 0$) di giunti a croce tratti da letteratura, sollecitati in trazione e con rottura al piede del cordone di saldatura.

Riferimento	Tipologia di cordone	Materiale	t [mm]	T/t	b/t	$\Delta\sigma_{50\%}$ [MPa] N = $5 \cdot 10^6$
Nihei et al., 1981	non portante	SM 50B	20	1	0.52	68.7
Nihei et al., 1981	completa penetrazione	SM 50B	20	1	0.78	70.4
Nihei et al., 1981	non portante	SM 50B	9	1	0.72	112.8
Nihei et al., 1981	completa penetrazione	SM 50B	9	1	1	92.8
Kihl e Sarkani, 1999	non portante	HSLA-80	6	1	0.37	103.1
Gurney, 1997.	non portante	Low C steel	6	1	1	93.6
Gustaffsson, 2002*	non portante	Domex 550 MC	6	1	0.71	111
Branco et al., 1999*	non portante	C-Mn struc. steel	6	1	1	103.4
Gustaffsson, 2002*	non portante	Domex 550 MC	3	1	0.63	109
Branco et al., 1999*	non portante	Fe 510 Grade 50	3	1	1	100
Ouchida-Nishioka	portante	SM 41	32	1	0.44	67
Ouchida-Nishioka	portante	SM 41	32	1	0.87	65
Nihei et al., 1981	portante	SM 50B	20	1	0.64	80.9
Nihei et al., 1981	portante	SM 50B	20	1	0.95	80.2
Nihei et al., 1981	portante	SM 50B	20	1	1.20	52.4
Ouchida-Nishioka	portante	SM 41	16	1	0.53	78
Ouchida-Nishioka	portante	SM 41	16	1	0.67	73
Jacoby, 1961.	portante	Al Zn Mg 1	12	1	0.53	26.3
Ribeiro et al., 1995.	portante	6061-T651	12	1	0.67	28
Nihei et al., 1981	portante	SM 50B	9	1	0.75	68.7
Nihei et al., 1981	portante	SM 50B	9	1	0.84	57.3
Nihei et al., 1981	portante	SM 50B	9	1	1.20	54.1

* Dati rianalizzati con retta di regressione di pendenza $k = 3$.

Nel caso di cordoni portanti, non essendo nota l'ampiezza della zona di mancata penetrazione, tranne nel caso dei giunti di spessore 32 e 16 mm, ove il rapporto a/t è

documentato essere pari a 0.125, si è assunto che in tutti i casi la mancanza di penetrazione fosse compresa tra 0 e 1/3. Ove non noto, il valore di $\Delta\sigma_1$ necessario per confrontare i dati sperimentali con le previsioni teoriche è stato ricavato da interpolazione lineare dei valori disponibili, relativi ad un numero di cicli $N = 5 \cdot 10^6$ ($P_s = 50\%$). I risultati sono riportati in Fig. 1.12 sia per probabilità di sopravvivenza $P_s = 50\%$, sia per $P_s = 90\%$ e 10% , stimate in accordo alla banda di dispersione unificata in tensioni nominali riportata in Fig. 1.8 anche nel caso di due serie di giunti in lega leggera, date le modeste variazioni di dispersione per serie in acciaio e in lega leggera (Atzori, 2000; Livieri e Lazzarin, 2005) Nel caso di cordoni portanti la banda di dispersione è stata determinata applicando la dispersione unificata di Fig. 1.8 alle due curve di Fig. 1.11 corrispondenti a $T/t = 1$ e ad $a/t = 0$ e $a/t = 1/3$. La Fig. 1.12 mostra come i dati sperimentali rientrino nelle bande previste dalle analisi teoriche sia nel caso di cordoni non portanti (a) che portanti (b).

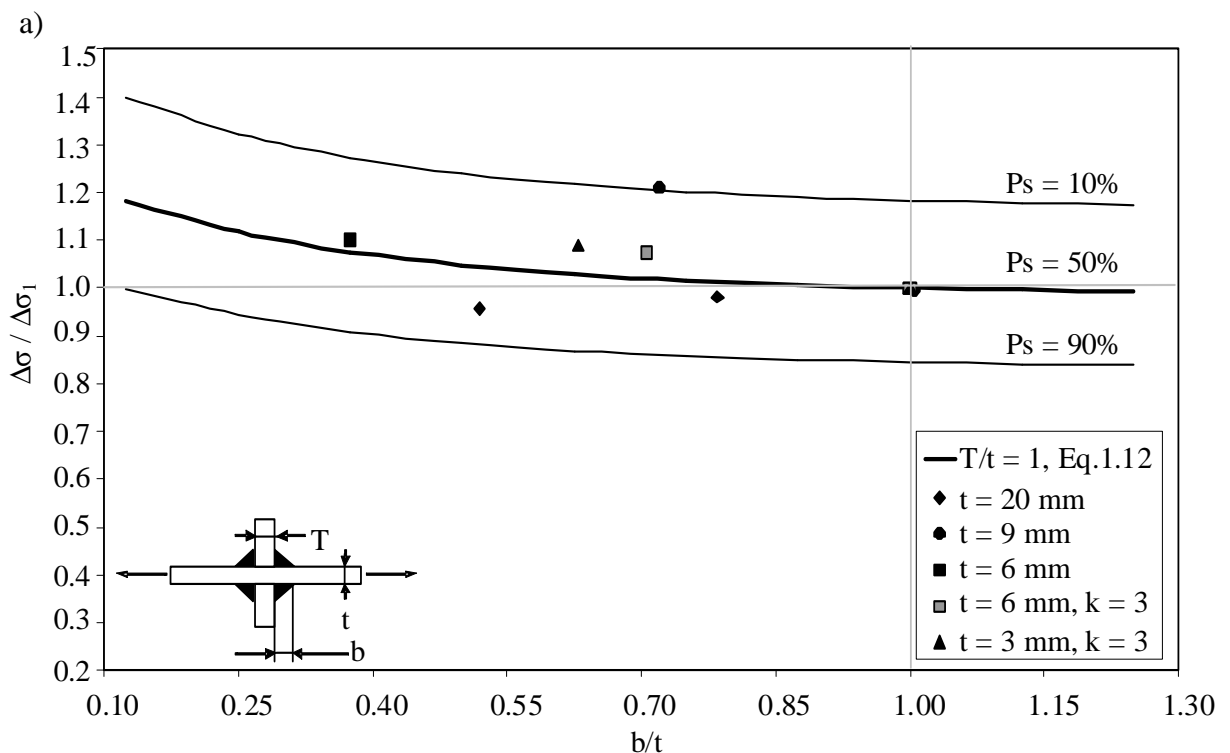


Figura 1.12(a). Variazione della resistenza a fatica a parità di numero di cicli al variare dello spessore b del cordone di saldatura. Valore di riferimento $\Delta\sigma_1$ relativo al caso $b/t = 1$. Analisi teoriche e dati sperimentali riferiti a cordoni d'angolo non portanti.

b)

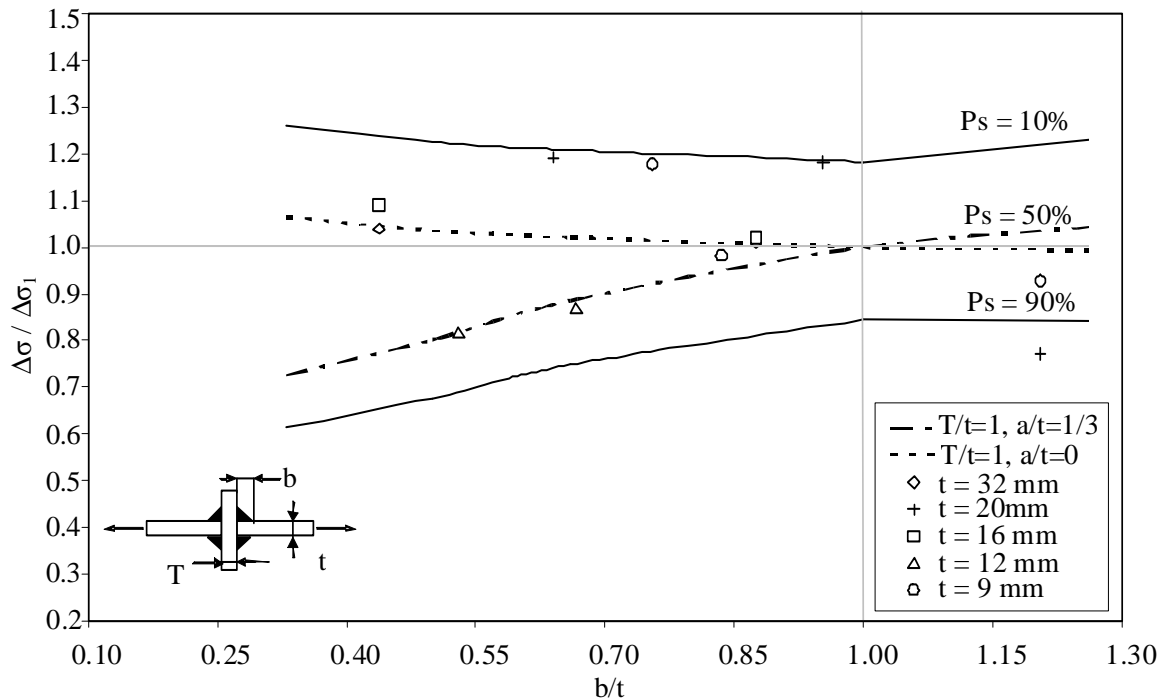


Figura 1.12(b). Variazione della resistenza a fatica a parità di numero di cicli al variare dello spessore b del cordone di saldatura. Valore di riferimento $\Delta\sigma_1$ relativo al caso $b/t = 1$. Analisi teoriche e dati sperimentali riferiti a cordoni d'angolo portanti.

1.3.3 Prove sperimentali

Lo studio dell'effetto delle dimensioni del cordone di saldatura è stato completato tramite la realizzazione, presso il Politecnico di Bari, di apposite prove sperimentali su giunti saldati a croce con cordone portante in acciaio da carpenteria Fe 510. I giunti sono stati ottenuti saldando con cordoni d'angolo due lamiere principali, di spessore pari a 3 mm, su una lamiera trasversale, di spessore pari a 10 mm. L'inclinazione dei cordoni non si discosta molto dai 45° per entrambe le serie, viceversa la dimensione b del piede del cordone di saldatura è pari, in media, a 4 mm nella prima serie e a 7 mm nella seconda serie. La larghezza nominale del giunto è di 50 mm ed i raggi di raccordo al piede del cordone di saldatura sono di entità molto ridotta, come evidente anche dalla Fig. 1.13, non essendo stato effettuato alcun trattamento per renderli più ampi.

Prima di effettuare le prove di fatica, tre provini sono stati sottoposti a trazione statica per verificarne il comportamento regolare, con rottura della lamiera principale da 3 mm, alla quale è stato applicato il carico, e non della saldatura.

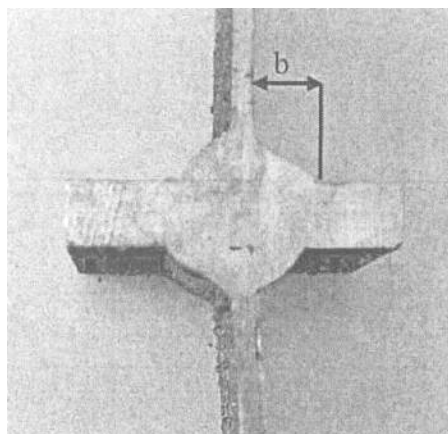


Figura 1.13. Geometria dei provini – sezione trasversale.

Sono state effettuate quindi effettuate le prove di fatica utilizzando una macchina servo-idraulica Instron 1342 controllata da elettronica MTS. Tutte le prove sono state condotte in controllo di carico, applicando un carico ciclico di trazione alla lamiera principale da 3 mm con frequenze variabili tra 8 e 18 Hz e con rapporto di sollecitazione $R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max} = 0.1$. I valori del range di tensione nominale applicata e del numero di cicli che hanno portato a rottura i singoli provini sono riportati in Tab.1.2.

Tabella 1.2. Risultati delle prove di fatica su giunti con cordoni portanti.

Serie 1 (b = 4 mm)			Serie 2 (b = 7 mm)		
Provino	$\Delta\sigma$ [MPa]	N	Provino	$\Delta\sigma$ [MPa]	N
1	270	40700	1	297	36590
2	270	45700	2	297	85000
3	225	70900	3	297	45000
4	225	37800	4	297	43945
5	180	149900	5	225	72000
			6	225	131000
			7	180	163000

I dati sperimentali sono stati quindi rielaborati applicando a ciascuna serie la curva di Woehler standard al 50% di probabilità di sopravvivenza illustrata in Fig. 1.8. Risulta evidente (Fig. 1.13) una certa differenza tra le due serie di risultati che indicano una resistenza a fatica maggiore al crescere dello spessore del cordone di saldatura. Tale comportamento risulta in linea con l'analisi teorica per cordoni portanti, come appare dal confronto, riportato in Fig. 1.14, tra i risultati sperimentali e le previsioni teoriche già illustrate in Fig. 1.11.

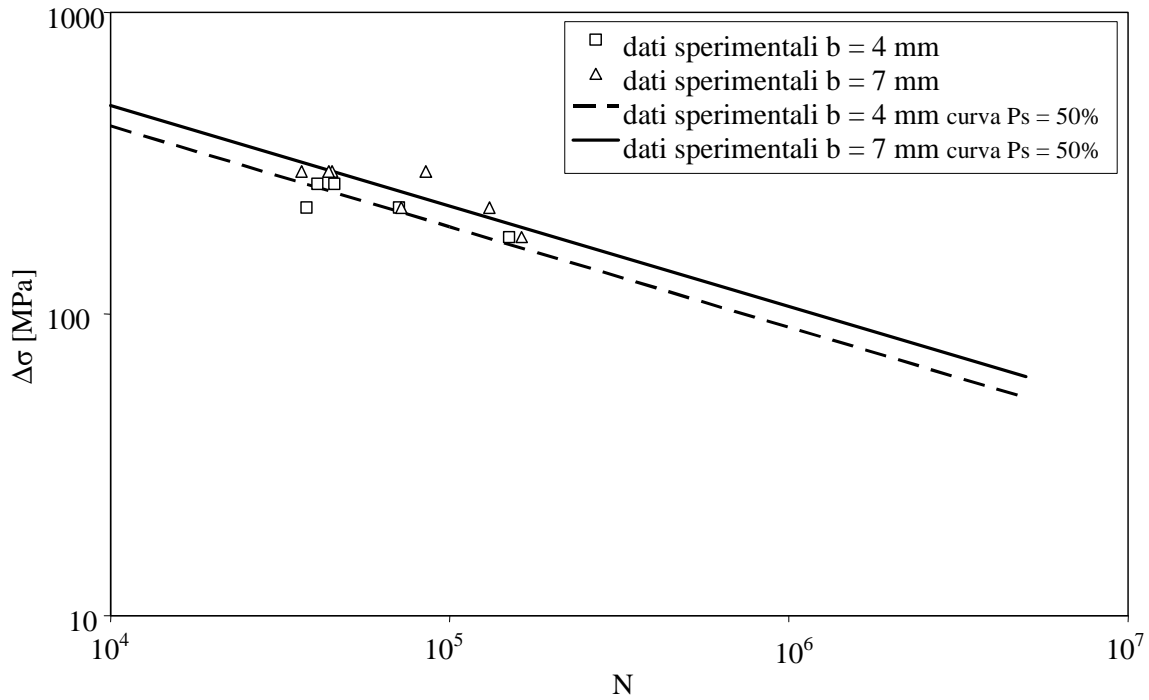


Figura 1.14. Risultati delle prove di fatica su giunti con cordoni portanti.

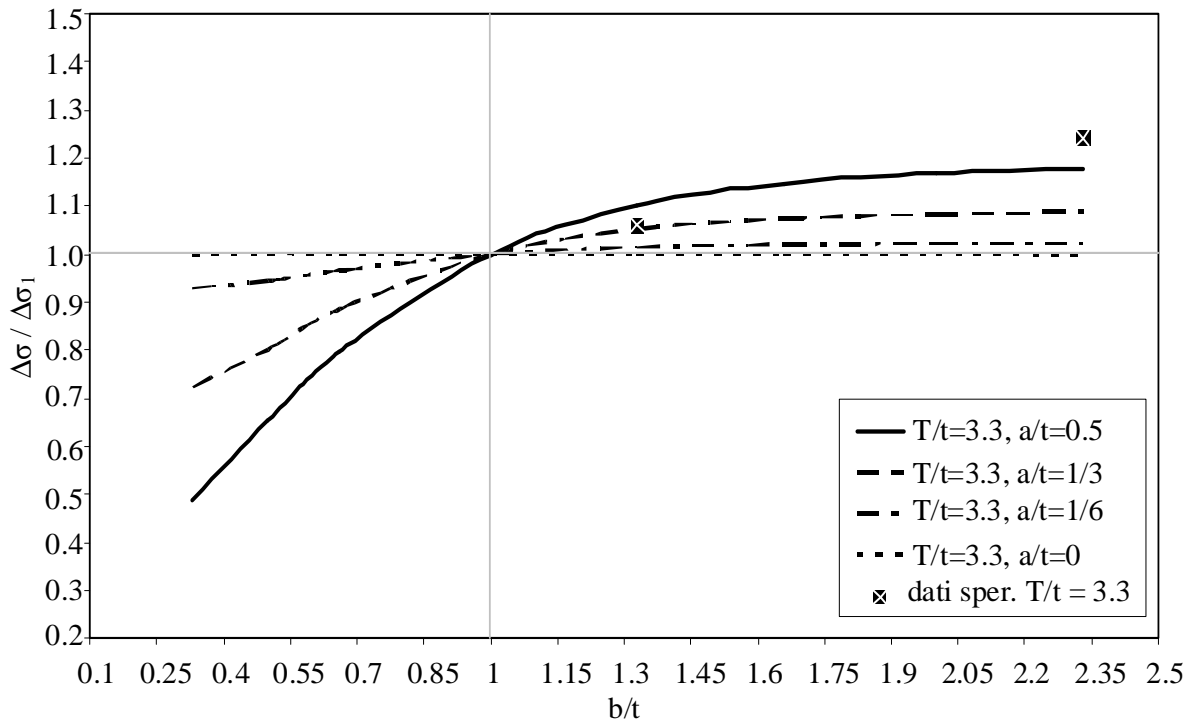


Figura 1.15. Previsioni teoriche della variazione della resistenza a fatica a parità di numero di cicli per cordoni portanti al variare dello spessore b del cordone di saldatura, per $T/t = 10/3$ e per diverse ampiezze della zona di mancata penetrazione e confronto con i risultati delle prove sperimentali ($N = 5 \cdot 10^6$ cicli).

Poiché però la differenza di comportamento tra le serie di dati sperimentali risulta modesta ed il numero di dati disponibili limitato, è stata fatta l'ipotesi che i risultati delle due serie appartengano ad un'unica popolazione e ad essi è stata applicata la banda di dispersione unificata riportata in Fig. 1.8. Il risultato ottenuto, riportato in Fig. 1.16, mostra un comportamento dei dati sperimentali congruente con la banda di dispersione unificata in tensioni nominali. Le due serie di giunti testate nelle prove sperimentali possono quindi essere ritenute appartenenti ad un'unica popolazione.

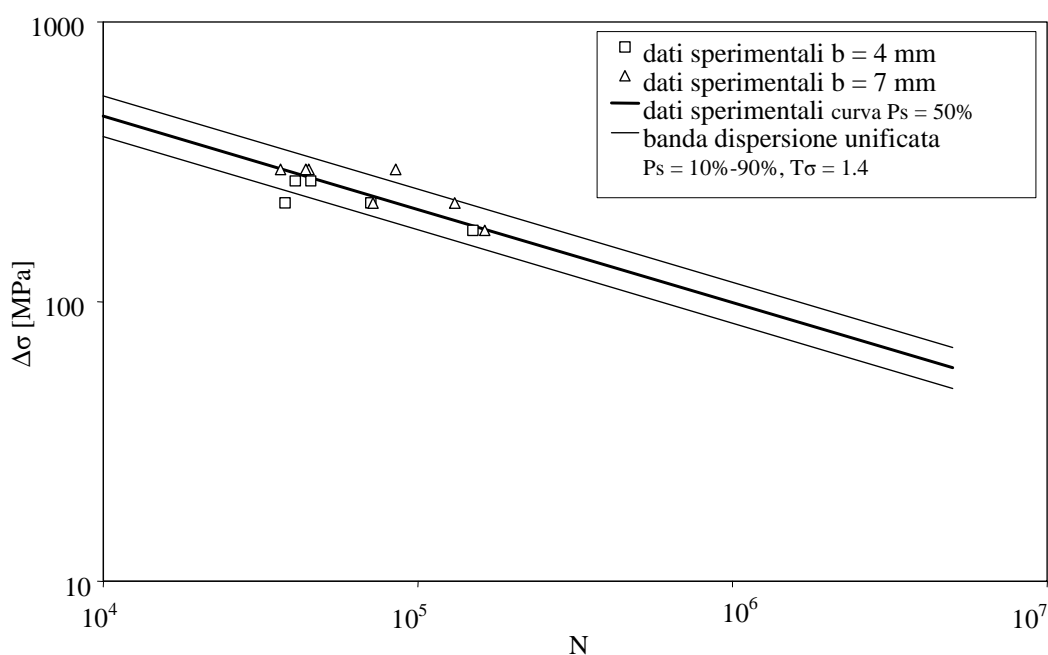


Figura 1.16. Banda di dispersione unificata in tensioni nominali (Atzori e Meneghetti, 1998) applicata ai risultati sperimentali.

L'intero set di valori è stato quindi confrontato con le curve di progetto fornite, per giunti della stessa tipologia, da alcune normative che non prevedono, come già specificato, variazioni di resistenza dovute a diverse dimensioni del cordone di saldatura. In particolare si riporta in Fig. 1.17 il confronto con la curva di progettazione relativa a 3/4·90% Ps secondo l'approccio di determinazione dei valori di resistenza della DIN 15018, quella relativa a Ps = 95% secondo l'approccio IIW (Hobbacher, 1996) e quelle relative a Ps = 97.7% secondo l'approccio Eurocodice 3 e CNR-UNI 10011. Ne risulta che le curve di progettazione delle diverse normative considerate risultano tutte cautelative rispetto ai dati sperimentali ottenuti, tranne quella dell'Eurocodice 3, che sembra più prossima alla curva al 50% di probabilità di sopravvivenza, piuttosto che ad una curva caratteristica di progetto. Si ritiene importante sottolineare come le normative prese in esame forniscano valori di resistenza di progetto a

fatica, per questa tipologia di giunti saldati, notevolmente diversi e non giustificabili con le modeste variazioni di probabilità di sopravvivenza utilizzate da ciascuna di esse per l'individuazione della curva caratteristica.

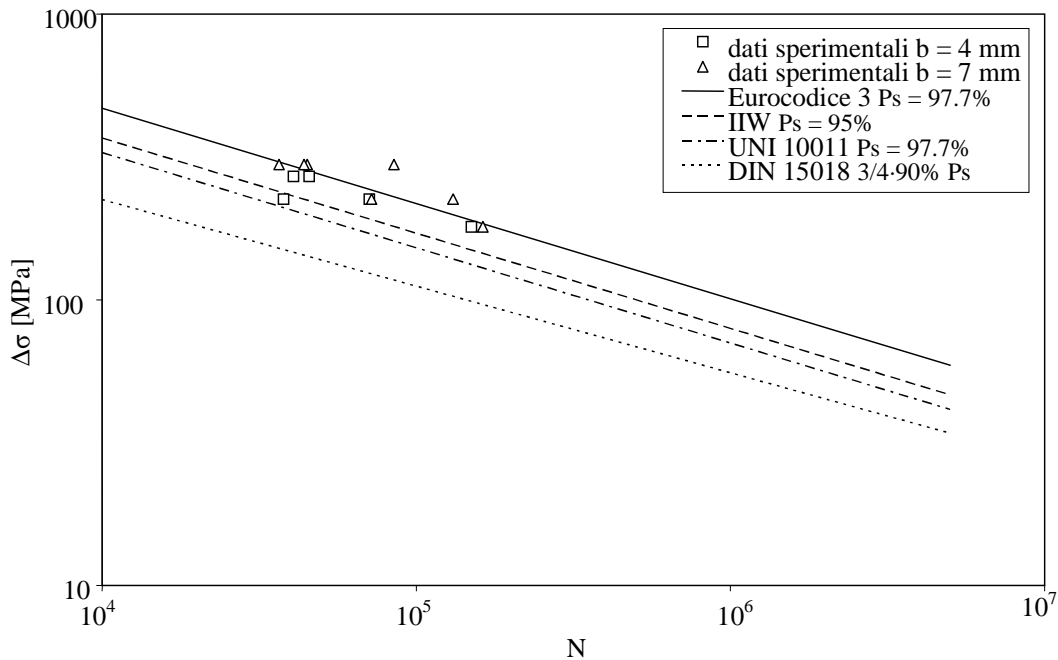


Figura 1.17. Confronto tra normative e risultati sperimentali.

Infine è stato condotto un approfondimento riguardo l'utilizzo dell' approccio in tensioni locali nel caso di giunti di piccolo spessore quali quelli analizzati nelle prove sperimentali descritte. Come già discusso in letteratura (Meneghetti, 2008) e osservabile direttamente in Fig. 1.7, giunti di piccolo spessore presentano di solito una resistenza a fatica minore rispetto alle previsioni teoriche basate sul N-SIF di modo I, a causa dell'influenza della tensione nominale, e non del solo campo di tensione locale, all'interno del volume di controllo che regola la resistenza a fatica. Questo aspetto, del quale bisognerebbe tener conto nel caso si confrontassero i giunti analizzati con altri di spessore diverso, riveste minore importanza nel caso esaminato nel presente studio, ovvero giunti di spessore piccolo ma costante, differenti per le sole dimensioni del cordone di saldatura.

Difatti, come illustrato in Fig. 1.18, una volta riconvertiti i range di tensioni nominali riportati in Tab.1.2 in range di variazione del parametro ΔK_1^N tramite l'Eq. 1.11 facendo riferimento, per il calcolo del coefficiente k_1 , al caso di $a/t = 1/3$, e, calcolata la retta di regressione per una probabilità di sopravvivenza del 50%, i dati sperimentali risultano congruenti con la banda di dispersione unificata di Fig. 1.7, a patto di applicarla alla retta di regressione al 50%, determinata, con opportuno fitting, a partire dai dati stessi. Viceversa, facendo un confronto in termini assoluti (Fig. 1.19) con la curva relativa a $P_s = 97.7\%$

riportata in Fig. 1.7, i dati sperimentali, per le ragioni sopra esposte, presentano valori di resistenza inferiori.

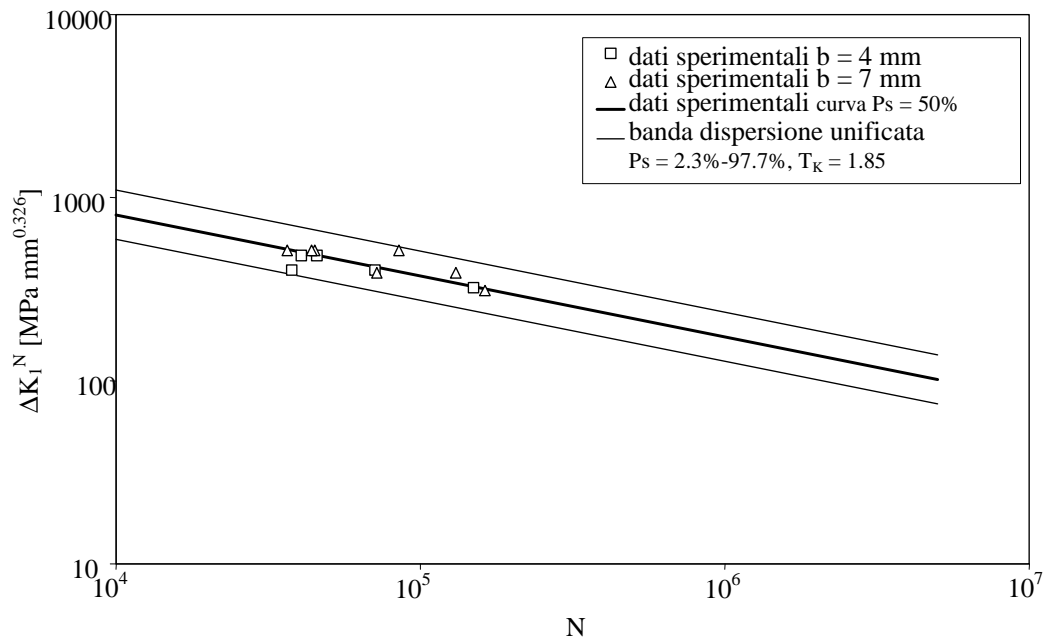


Figura 1.18. Resistenza a fatica dei giunti a croce analizzati in funzione del fattore di intensificazione delle tensioni di intaglio di modo I, ΔK_I^N , e fitting della banda di dispersione unificata (Livieri e Lazzarin, 2005).

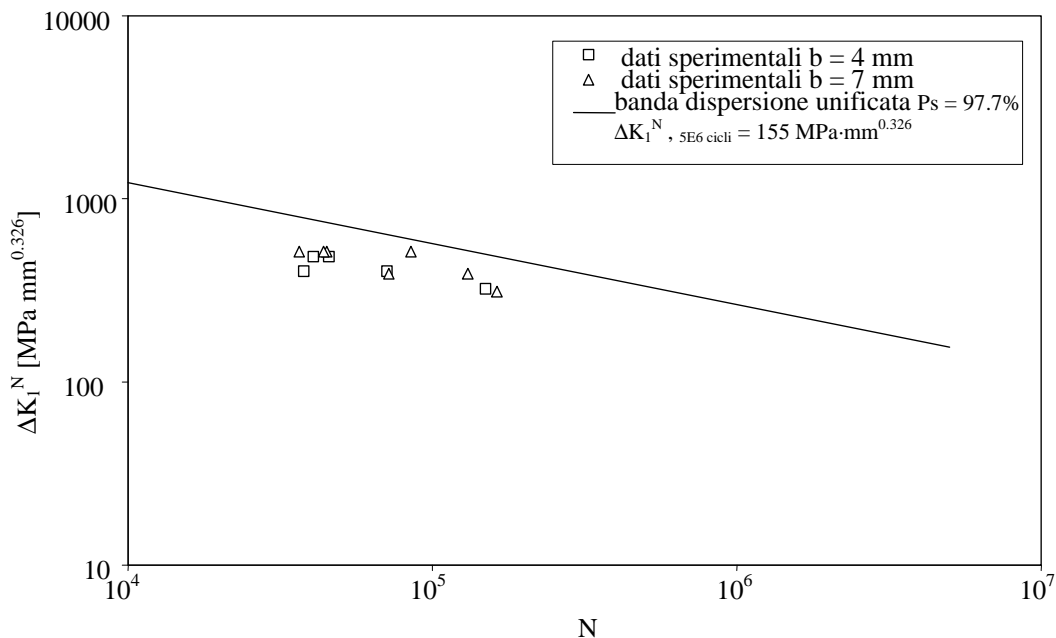


Figura 1.19. Confronto tra la resistenza a fatica dei giunti a croce analizzati in funzione del fattore di intensificazione delle tensioni di intaglio di modo I, ΔK_I^N , e la curva di riferimento (Livieri e Lazzarin, 2005) per $P_s = 97.7\%$.

1.3.4 Conclusioni

Le analisi svolte, di tipo sia numerico che sperimentale, hanno mostrato come l'aumento dello spessore del cordone di saldatura porti ad un miglioramento della resistenza a fatica limitatamente al caso di cordoni portanti. Data tuttavia la modesta entità di tale miglioramento, confermata dall'appartenenza delle diverse serie di dati sperimentali alla medesima banda di dispersione in tensioni nominali, e la complessità pratica legata alla misura e al controllo delle dimensioni della zona di mancata penetrazione, appare corretto che le normative di progettazione non tengano conto di questo parametro. Le analisi effettuate hanno consentito poi di evidenziare altri due aspetti di interesse: in relazione all'approccio in tensioni nominali è stata evidenziata la notevole differenza delle curve di resistenza a fatica fornite dalle diverse normative per giunti di questo tipo; in relazione all'approccio N-SIF è stata confermata la necessità, già evidenziata da altri autori, di modificare opportunamente le modalità di applicazione dell'approccio quando lo spessore delle lamiere portanti è ridotto.

1.4 Resistenza a fatica di strutture saldate in leghe di alluminio

Le problematiche relative all'utilizzo delle normative nell'ambito della progettazione a fatica di strutture in leghe di alluminio sono state affrontate in numerosi lavori (Atzori et al., 2007b; Rossi, 2007; Atzori e Rossi, 2008; Atzori et al., 2009c) che hanno messo in luce sia le difficoltà legate al passaggio da normative oramai obsolete ad altre di nuova concezione, ma di caratteristiche e struttura completamente diverse, che la sostanziale carenza anche all'interno delle più recenti normative europee, quale l'Eurocodice 9, di molti risultati e metodi sviluppati in anni di ricerca scientifica e ormai indiscutibilmente consolidati. Nei paragrafi successivi vengono approfondite entrambe le tematiche tramite l'analisi e il confronto, arricchito dall'utilizzo di risultati sperimentali tratti da letteratura, di tre diverse normative di progettazione di strutture in leghe di alluminio, ovvero la normativa italiana UNI 8634, di recente ritirata, e due successive versioni della normativa europea Eurocodice 9. In questo modo verranno messe in luce le differenze tra i valori di resistenza proposti e verrà illustrata sia la corrispondenza a volte poco soddisfacente con i risultati sperimentali che le conseguenze dovute alla mancata applicazione di associati risultati teorici già presentati al paragrafo 1.2.

1.4.1 Normative di progettazione: descrizione

Le normative di progettazione delle strutture in lega leggera sono apparse molto più tardi di quelle per le strutture in acciaio. Una delle prime normative in assoluto a contenere dati relativi alla resistenza a fatica di particolari strutturali di diverso tipo è stata la normativa italiana UNI 8634 emanata nel 1985 e rimasta in vigore fino al dicembre del 2008. Le indicazioni contenute in questa normativa erano basate sulle ricerche svolte dal 1975 al 1980 presso il Laboratorium für Betriebsfestigkeit di Darmstadt e presso l'Università di Bari, con la rianalisi di un gran numero di risultati sperimentali, tratti dalla letteratura o direttamente eseguiti, su provini saldati di diversa tipologia (Haibach e Atzori, 1974; Atzori e Dattoma, 1981). La forma della UNI 8634 riproduce quella adottata dalla normativa per le strutture in acciaio allora in vigore (CNR UNI 10011, 1980), per una precisa scelta della Commissione XIII dell'Unimet che curava l'elaborazione della normativa, ma non corrisponde più alla UNI 10011 entrata in vigore subito dopo la sua emissione (CNR UNI 10011, 1986) e risulta pertanto di non semplice applicazione per gli strutturisti, abituati a progettare strutture in acciaio. La ragione per cui la UNI 8634 non è stata aggiornata è legata allo sviluppo, a partire dalla fine degli anni '80, di una normativa europea in ambito CEN su tematiche analoghe. I lavori hanno portato, nel 2002, alla emissione di una prenorma, (UNI ENV 1999-2 Eurocodice 9, 2002) la cui parte 2 era dedicata alla progettazione a fatica ed infine nel 2007 all'emissione della norma definitiva (UNI EN 1999-1-3 Eurocodice 9, 2007) che dopo il ritiro della UNI 8634 si configura a livello italiano, oltre che europeo, come normativa di riferimento per la progettazione a fatica di strutture in lega leggera. In questa versione, per trovare corrispondenza con i codici identificativi dell'Eurocodice 3 (UNI EN 1993-1-9 Eurocodice 3, 2005) relativo alle strutture in acciaio, la parte relativa alla fatica ha cambiato codice ed è diventata la parte 1-3. Poiché tra la prenorma e la norma sono intercorsi cambiamenti sostanziali per quanto riguarda la resistenza a fatica dei giunti saldati, in modo da renderli simili, come presentazione dei dati, a quanto fatto per le strutture in acciaio nell'Eurocodice 3, la nuova versione risulta difficilmente confrontabile con la vecchia, con la possibilità quindi di generare confusione nei progettisti che avessero già incominciato ad utilizzare le indicazioni fornite dalla prenorma. La difficoltà aumenta ulteriormente nel caso di progettisti abituati all'utilizzo della UNI 8634, in quanto la normativa europea, in entrambe le versioni, ha un formato completamente diverso dalla normativa italiana, ed in quanto la normativa europea fa riferimento, per i valori di resistenza a fatica, a rianalisi di risultati sperimentali ottenuti su strutture reali e non su provini.

La normativa italiana UNI 8634 sintetizza i dati di resistenza a fatica relativi a prove effettuate su provini in un'unica curva (Fig. 1.20) che riporta in scale relative, ovvero riferite alle coordinate del ginocchio della curva stessa, l'ampiezza di sollecitazione $f_{d,a} = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2$ al variare del numero di cicli n . Tale curva, che nella sua forma generale è valida per tutti i materiali, i tipi di giunti saldati e le condizioni di sollecitazione, va particolarizzata in base al tipo di lega, alla geometria del giunto e al rapporto di sollecitazione dello specifico caso considerato tramite gli opportuni valori numerici.

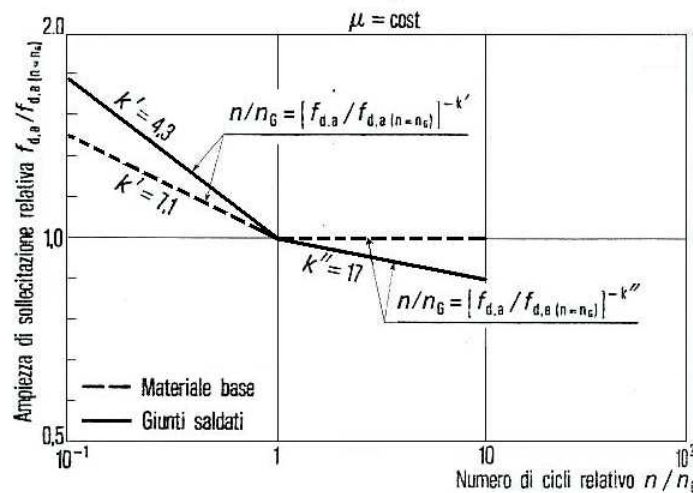


Figura 1.20. Curva di resistenza a fatica per giunti saldati in lega d'alluminio secondo UNI 8634.

A questo scopo la norma identifica 7 gruppi di giunti corrispondenti ad altrettante geometrie e fornisce per ciascuno di essi (Tab.1.3) la posizione del ginocchio n_G , il corrispondente valore della resistenza di progetto $f_{d,-1(n=n_G)}$, ovvero $\sigma_{\max,-1(n=n_G)}$, relativo ad un rapporto di sollecitazione $\mu = \sigma_{\min}/\sigma_{\max} = -1$ e ad una probabilità di sopravvivenza del 97.7% (media meno due deviazioni standard) nonché il valore della resistenza statica f_t . Noti tali dati è immediato risalire, tramite un tradizionale diagramma di Smith, al valore della resistenza di progetto $f_{d,\mu(n=n_G)}$ relativa al particolare rapporto di sollecitazione considerato e quindi al valore dell'ampiezza $f_{d,a(n=n_G)}$.

In base alla tipologia di giunto considerata si ottiene così una famiglia di curve aventi tutte la medesima pendenza ($k' = 4.3$) ma che traslano nel piano σ - n per tener conto dei diversi effetti di concentrazione delle tensioni dovuti alle diverse geometrie strutturali. Mentre la pendenza della curva rimane la medesima per tutte le tipologie di dettagli strutturali, in

accordo con le analisi teoriche presentate al paragrafo 1.2, viceversa la posizione del ginocchio della curva varia. Inoltre non si considera definibile un limite di fatica.

Tabella 1.3. Posizione del ginocchio della curva di Woehler e valori di resistenza per i diversi gruppi di giunti considerati nell'UNI 8634 (*= valore medio, per i valori precisi riferiti ai vari tipi di lega si rimanda al prospetto 53 della normativa).

Gruppo	n_G	$f_{d,-1(n=n_G)}$ [MPa]	f_t [MPa]
A	$2 \cdot 10^6$	83*	278*
B	$2 \cdot 10^6$	43	278*
C	$2 \cdot 10^6$	38	278*
D	$2 \cdot 10^6$	31	278*
E	$2 \cdot 10^6$	27	278*
F	$3.2 \cdot 10^6$	20	278*
G	10^7	10	278*

Sulla base dei risultati scientifici noti alla data di emanazione della normativa, la UNI 8634 non tiene conto dell'effetto delle dimensioni assolute dei giunti, né prevede la possibilità di utilizzo di approcci di tipo alternativo a quello in tensioni nominali nel caso di geometrie complesse. Viceversa, essendo la normativa basata principalmente su prove eseguite su giunti saldati semplici, per test di laboratorio, essa fa dipendere la resistenza a fatica dal rapporto di sollecitazione e dal tipo di lega impiegata, aspetti che in seguito sono stati invece ritenuti ininfluenti sul comportamento a fatica (Atzori, 2000). Non contiene, inoltre, dati sulla resistenza delle giunzioni mediante bulloni, determinati successivamente (Atzori et al., 1995; Atzori e Ramirez, 1998) per l'Eurocodice 9.

Per quanto riguarda le normative europee, l'Eurocodice 9, già nella versione preliminare, si presenta alquanto diverso dalla UNI 8634 per quanto riguarda l'impostazione di base, facendo riferimento infatti a risultati ottenuti su strutture reali, e non su provini. I dati di resistenza a fatica sono presentati facendo riferimento a delle curve standard, la cui forma generale, ovvero valida per tutte le categorie strutturali e particolarizzabile per ciascun dettaglio tramite gli opportuni valori numerici, è rimasta inalterata nel passaggio da prenorma a normativa definitiva, come illustrato in Fig. 1.21. Tale curva descrive, su scala doppio logaritmica e con riferimento ad una probabilità di sopravvivenza del 97.72%, l'andamento della resistenza a fatica in termini di range di tensione ($\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$), in funzione del numero di cicli N . Nel diagramma, valido per un numero di cicli N compreso tra 10^5 e 10^8 , si possono distinguere tre punti particolari: il punto C ($N_C = 2 \times 10^6$ cicli/ $\Delta\sigma_C$), utilizzato come valore di riferimento per definire la categoria del dettaglio, il punto D ($N_D = 5 \times 10^6$ cicli/ $\Delta\sigma_D$), e il punto L ($N_L = 10^8$ cicli/ $\Delta\sigma_L$).

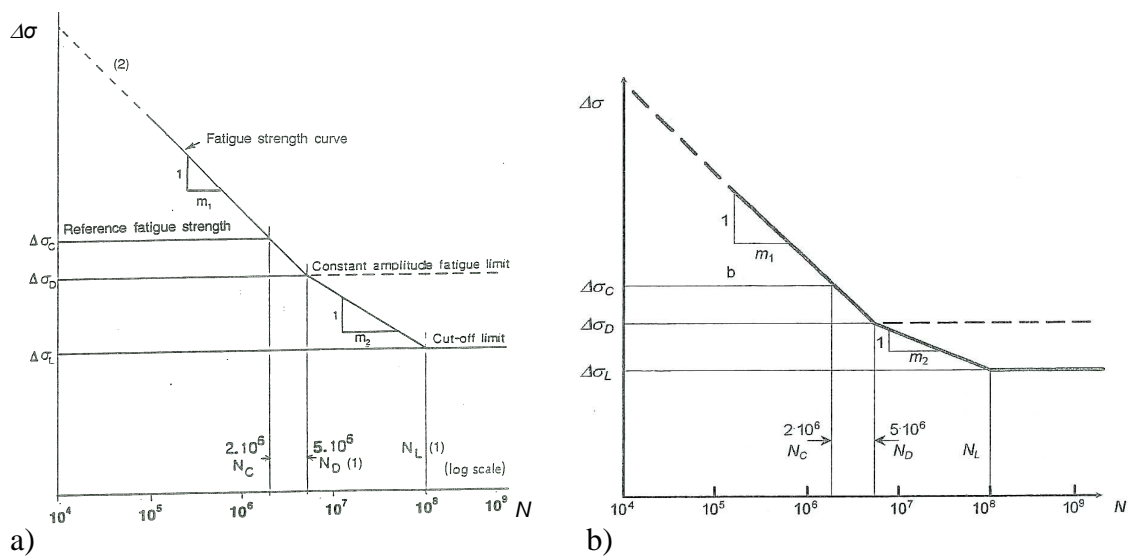


Figura 1.21. Curva di resistenza a fatica per giunti saldati in lega d'alluminio secondo l'Eurocodice 9. a) pre-norma (UNI ENV 1999-2, 2002), b) normativa definitiva (UNI EN 1999-1-3, 2007).

Per $N < 5 \times 10^6$ cicli, ovvero fino al punto D, la relazione $\Delta\sigma$ - N è descritta dall'Eq. (1.14) (come specificato nell'Annex F della normativa si tenga presente che nel caso di fatica a basso numero di cicli, ovvero $N < 10^5$, tale equazione può risultare, in particolare per alcuni dettagli e rapporti di sollecitazione, eccessivamente conservativa):

$$N_i = \left(\frac{\Delta\sigma_C}{\Delta\sigma_i} \cdot \frac{1}{\gamma_{Ff} \gamma_{Mf}} \right)^{m_1} 2 \cdot 10^6; \quad (1.14)$$

dove:

– N_i è il numero previsto di cicli di resistenza a fatica per un generico range di tensione $\Delta\sigma_i$;

– $\Delta\sigma_C$ è il valore di riferimento per la resistenza a fatica a 2×10^6 cicli, dipendente dalla categoria del particolare;

– m_1 è la pendenza inversa della curva $\Delta\sigma$ - N ;

– γ_{Ff} è un coefficiente di sicurezza che tiene conto delle incertezze nello spettro di carico e nell'analisi della risposta;

– γ_{Mf} è un coefficiente di sicurezza che tiene conto delle incertezze nel materiale e nell'esecuzione.

Il punto D rappresenta il limite di fatica per storie di carico ad ampiezza costante o ad ampiezza variabile nelle quali non venga mai superato il valore $\Delta\sigma_D$. Viceversa nel caso di

storie di carico in cui il range di tensione applicata al giunto superi $\Delta\sigma_D$, anche se solo per pochi cicli, il limite di fatica a 5×10^6 cicli sparisce e la curva $\Delta\sigma$ -N prosegue oltre il punto D con pendenza inversa $m_2 = m_1 + 2$. Diversamente da quanto previsto dalla norma italiana UNI8634, l'Eurocodice ammette invece l'esistenza di un limite di fatica, si ritiene infatti che sollecitazioni di range inferiore a $\Delta\sigma_L$ (cut-off limit) non influenzino la vita a fatica del componente. Come ulteriori differenze concettuali rispetto alla norma italiana si noti che:

_ la pendenza della curva e i valori di $\Delta\sigma_C$, $\Delta\sigma_D$, $\Delta\sigma_L$ dipendono dalla categoria del particolare (e quindi dalla geometria e dal tipo di collegamento) ma non dal rapporto di ciclo $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ e neanche dal tipo di lega di alluminio (tranne nel caso di dettagli strutturali per materiale base in lega 7020);

_ i valori di N_C , N_D , N_L restano costanti per tutte le categorie di dettagli strutturali.

Si noti inoltre come, diversamente da quanto dimostrato dalle analisi teoriche riportate ai paragrafi precedenti e già recepito dalla normativa italiana, la pendenza della curva di resistenza a fatica non sia standardizzata per tutti i dettagli strutturali ma vari a seconda della particolare geometria di collegamento considerata.

Per particolareggiare la curva di resistenza a fatica illustrata in Fig. 1.21 con gli opportuni valori numerici a seconda della tipologia di giunto considerata, l'Eurocodice definisce una serie di valori standardizzati di $\Delta\sigma_C$, che nella versione definitiva della normativa (Tab.1.5) sono ricavati da storie di carico con rapporto di ciclo $R \geq 0.5$ e risultano aumentati in percentuale variabile tra lo 0 e il 4.7% rispetto ai valori della prenorma (Tab.1.4), validi invece qualsiasi sia il valor medio della tensione applicata al componente.

Tabella. 1.4. Valori standardizzati di $\Delta\sigma_C$ [N/mm²] secondo UNI ENV 1999-2 (2002).

12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 31, 35, 39, 44, 49, 55, 62, 69, 77, 86, 96, 108, 121, 135

Tabella 1.5. Valori standardizzati di $\Delta\sigma_C$ [N/mm²] secondo UNI EN 1999-1-3 (2007).

12, 14, 16, 18, 20, 23, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140
--

In generale viene indicata la possibilità di rivalutare o penalizzare di una o due categorie (passando cioè al $\Delta\sigma_C$ standardizzato immediatamente superiore o inferiore rispetto a quello caratteristico del dettaglio considerato e mantenendo invece m_1 costante) alcune tipologie di dettagli strutturali. Questo modo di procedere viene applicato ad esempio per tener conto dell'effetto scala, considerato tuttavia, in entrambe le versioni della normativa, nel solo caso di cordoni d'angolo non portanti.

Per quanto riguarda l'effetto della tensione media, l'Eurocodice ne tiene conto espressamente nel solo caso di materiale base, per il quale, nella prenorma, si stabilisce che, nel caso di storie di carico con parti in compressione, il range di tensione applicato possa essere ridotto sottraendo il 40% della parte di ciclo in compressione; mentre nella versione definitiva è previsto che, nel caso di storie di carico con rapporto di ciclo $R < 0.5$, è possibile sostituire al valore di riferimento per la resistenza a fatica $\Delta\sigma_C$, il valore $\Delta\sigma_{C(R)}$ così definito:

$$\Delta\sigma_{C(R)} = f(R) \cdot \Delta\sigma_C ; \quad (1.15)$$

dove $f(R)$ è un fattore di incremento della resistenza a fatica che vale $f(R) = 1.2 - 0.4R$. Viceversa, nel caso di giunti saldati, non è previsto considerare l'effetto del rapporto di ciclo, a meno che non sia possibile determinare le tensioni residue sul componente.

Nel caso di geometrie complesse ove l'approccio in tensioni nominali risulti difficilmente applicabile, l'Eurocodice 9 prevede l'utilizzo di un approccio di tipo hot spot da applicare nei casi di innesco cricca a piede cordone. Per questi casi, mentre la pre-norma fornisce una serie di valori di $\Delta\sigma_C$ standardizzati da impiegare in funzione dallo spessore del componente ma non dà indicazioni esplicite sulla determinazione della tensione di hot spot; viceversa, nell'Annex K della versione finale viene descritto nel dettaglio il procedimento da utilizzare nel caso si scelga questo tipo di approccio. Si tenga presente tuttavia che, come già messo in luce nei paragrafi precedenti, l'impiego della tensione di hot-spot permette di considerare solo il campo di tensione strutturale dovuto alla geometria complessiva della giunzione, escludendo invece gli effetti dell'intaglio acuto al piede del cordone di saldatura che risultano al contrario fondamentali per la previsione di resistenza a fatica. Viceversa, in nessuna delle due versioni della normativa è previsto l'utilizzo di approcci di tipo locale.

1.4.2 Normative di progettazione: confronto

Confrontando le tre normative analizzate al paragrafo precedente, si nota innanzitutto come, passando dalla normativa italiana a quelle europee, in particolare all'Eurocodice del 2007, il numero dei dettagli strutturali considerati aumenti, come si evince da quanto riportato in Tab.1.6.

Il confronto tra i dettagli strutturali delle diverse normative, reso complicato dalla struttura disomogenea delle tabelle di classificazione, non è sempre effettuabile con certezza a causa delle diverse posizioni del punto di innesco cricca, pur su dettagli apparentemente omologhi dal punto di vista della tipologia di saldatura e delle caratteristiche delle parti collegate (dettagli 7.3.1÷7.4.3 e 9.2-9.3 di EN 1999-1-3), o a causa della diversa influenza imputata all'effetto scala (vedi dettagli 3.1÷3.4, 3.6, 3.7, 7.6, 9.1, 9.4 e 9.5 di EN 1999-1-3).

Dal punto di vista dei valori di resistenza forniti per dettagli omologhi dalle tre normative considerate, si fa riferimento in seguito, per quanto riguarda l'UNI 8634, ai valori corrispondenti ad $R=0$, in quanto la maggior parte dei risultati sperimentali utilizzati per la redazione di tale normativa erano riferiti a $0 < R < 0.1$. Si utilizzano inoltre le grandezze, i simboli e la numerazione adottati in UNI EN 1999-1-3 (2007).

Tabella 1.6. Tipologie di dettagli strutturali considerate nelle normative.

Tipologia di dettagli strutturali	EN 1999-1-3(2007)	ENV 1999-2(2002)	UNI 8634
materiale base	Tav. J.1	Tav. 5.1.1	A
parti aggiunte tramite cordoni trasversali	Tav. J.3	Tav. 5.1.2(a)	D, G
saldature longitudinali	Tav. J.5	Tav. 5.1.2(b)	C
giunti saldati di testa	Tav. J.7	Tav. 5.1.3	B, D, F
saldature d'angolo	Tav. J.9	Tav. 5.1.3	F
collegamenti con bulloni	Tav. J.15	Tav. 5.1.4	-
giunti incollati	Tav. E.1	Tav. 5.1.5	-
travi saldate	Tav. J.11	-	-
parti aggiunte su travi saldate	Tav. J.13	-	-

Ciò che si nota è che l'attuale Eurocodice fornisce mediamente dei valori di resistenza a fatica maggiori rispetto alla versione draft, con un aumento percentuale del valore di $\Delta\sigma_C$ che può arrivare al 157% (dettaglio 7.6, per $t > 40\text{mm}$ e $L > 200\text{mm}$). Fanno eccezione i prodotti di fusione e i dettagli 1.3 e 9.3, inoltre per particolari combinazioni dimensionali tra la lunghezza L delle parti aggiunte per saldatura e lo spessore t dei dettagli, la resistenza a fatica può risultare maggiore nella prenorma anche nel caso dei dettagli 3.2 (es. $L=25\text{mm}$, $t=12\text{mm}$), 3.4, 9.4, 9.5. La normativa italiana fornisce invece valori di resistenza inferiori a quelli dei due Eurocodici nel caso del dettaglio per materiale base 1.1 (per valori di N non superiori a 10^7), nel caso dei dettagli strutturali con parti aggiunte per saldatura tramite cordoni trasversali, limitatamente alle tipologie 3.6, 3.7, 3.8 e nel caso di dettagli strutturali con parti aggiunte per saldatura tramite cordoni longitudinali, tipologia 5.1 (per valori di N non superiori a 10^7). Viceversa la UNI 8634 prevale sulle altre normative nei dettagli per materiale base 1.2-1.4, nei dettagli strutturali con parti aggiunte per saldatura tramite cordoni trasversali (tipologie 3.1÷3.5), in quelli con parti aggiunte per saldatura tramite cordoni longitudinali, tipologie 5.3-5.5, nei giunti saldati di testa (unicamente per $N > 5 \cdot 10^6$ circa, nel caso dei dettagli 7.2.1 e 7.6) e d'angolo (per $N > 10^6$). Si riporta in Fig. 1.22 il confronto tra le tre normative per i giunti saldati di testa (limitatamente al dettaglio strutturale 7.1.1). Si evidenzia come la UNI 8634, essendo basata su risultati ottenuti su provini, dovrebbe fornire valori sempre superiori ai corrispondenti degli Eurocodici (basati su dati da strutture reali) sia per effetto scala che per le

diverse tensioni residue presenti. Si noti inoltre come, in entrambe le versioni dell'Eurocodice, la mancata standardizzazione della pendenza delle curve di resistenza a fatica renda ulteriormente complicato il confronto dei valori di resistenza dei vari dettagli e in definitiva più difficile l'applicazione della norma.

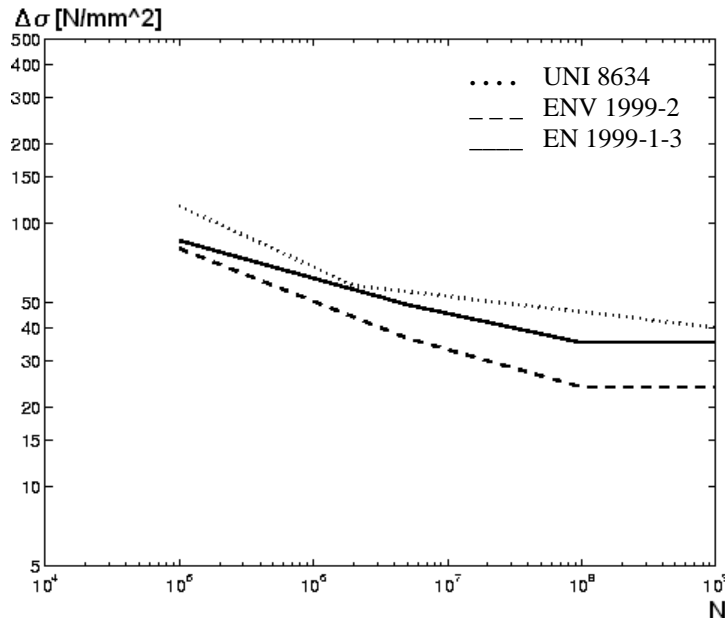


Figura 1.22. Confronto delle curve di fatica per giunti saldati di testa (dettaglio 7.1.1).

Per quanto riguarda l'effetto scala, il confronto tra le tre normative è possibile in modo completo nel caso dei dettagli strutturali con parti aggiunte per saldatura tramite cordoni trasversali con innescio cricca al piede del cordone di saldatura (dettagli strutturali 3.1-3.4): il confronto, riportato in Fig. 1.23 (a), fa riferimento ad uno spessore t di 12 mm e a tre differenti lunghezze delle parti aggiunte per saldatura, ovvero $L=10, 30$ e 60 mm. Come già evidenziato in recenti lavori (Atzori et al., 2007a) è bene tener presente come l'attuale Eurocodice sottostimi l'effetto scala. Difatti, mentre a partire dall'Eq. (1.11) il diverso comportamento a fatica associato a diverse dimensioni assolute può essere semplicemente valutato con un'espressione del tipo:

$$\frac{\Delta\sigma_1}{\Delta\sigma_2} = \left(\frac{t_2}{t_1} \right)^{0.326} \quad (1.16)$$

considerando le variazioni di resistenza a fatica previste per i dettagli 3.2 e 3.4, e riconducendole ad un'espressione analoga alla (1.16), l'esponente dell'equazione, anziché 0.326 risulta essere, in media, circa 0.17. Tale fenomeno risulta ancor più pronunciato, oltre che ovviamente nella UNI 8634 dove l'effetto scala non è considerato, nella versione

preliminare della normativa europea, dove la variazione di spessore veniva ulteriormente sottostimata.

Infine, per valutare l'effetto della tensione media occorre rendere omogenei gli approcci presenti nelle tre normative. L'UNI 8634 fornisce direttamente tabulati i valori di resistenza a fatica in termini di σ_{\max} per diversi rapporti di ciclo, risulta pertanto sufficiente tradurre tali valori in termini di $\Delta\sigma$. Come precedentemente detto invece, per quanto riguarda la versione preliminare dell'Eurocodice, l'effetto di una tensione di compressione viene considerato modificando il range di tensione applicato al componente, il che equivale a modificare la curva $\Delta\sigma - N$ lasciando inalterato il carico applicato. Per quanto riguarda l'attuale Eurocodice è necessario invece calcolare il fattore $f(R)$. Il confronto è stato fatto per materiale base considerando tre differenti rapporti di ciclo ovvero $R=-1$, $R=-0.6$, $R=0$, ed è riportato in Fig. 1.23 (b) per quanto riguarda il confronto completo delle curve e in Tab. 1.7 per quanto riguarda i valori numerici.

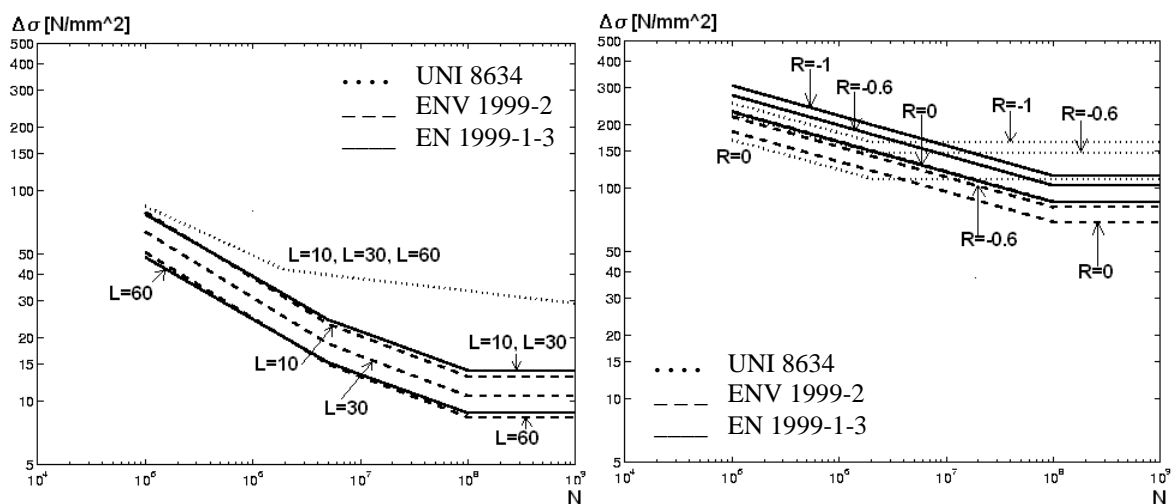


Figura 1.23. Confronto delle curve di fatica per quanto riguarda a) l'effetto scala (dettagli 3.1 e 3.2) e b) l'effetto del rapporto di sollecitazione (per materiale base).

Tabella 1.7. Confronto tra i valori di resistenza a fatica (materiale base) al variare del rapporto di sollecitazione R .

	UNI 8634	ENV 1999-2 (2002)	EN 1999-1-3 (2007)
R	$\Delta\sigma_C$ [MPa]	$\Delta\sigma_C$ [MPa]	$\Delta\sigma_C$ [MPa]
-1	166	151	200
-0.6	148	142	180
0	111	121	150

1.4.3 Confronto tra normative di progettazione e dati sperimentali

Allo scopo di dare maggiore concretezza alle analisi effettuate e di far risaltare le problematiche relative all'utilizzo nella pratica delle normative di progettazione per le leghe di alluminio, le curve di resistenza a fatica proposte dalle normative sono state confrontate con i dati sperimentali ricavati da letteratura e relativi a 15 serie di giunti di geometria diversa. Ciascuna serie di dati è stata sottoposta ad analisi statistica e sono state ricavate le curve di resistenza a fatica per una probabilità di sopravvivenza del 97.7% con confidenza 95%. I risultati sono riportati nelle Fig. 1.24÷1.34 assieme alle corrispondenti curve della normativa italiana e della versione definitiva dell'Eurocodice 9, chiamata a sostituire la UNI 8634. Per ragioni di semplicità e dato anche il carattere transitorio della normativa stessa, sono state omesse invece le curve di progetto della versione draft dell'Eurocodice. In Tab.1.8 si riporta l'intera gamma dei dati sperimentali analizzati indicando per ciascuna serie il valore di $\Delta\sigma_{N=2\cdot 10^6, P.S.=97.7\%}$ e la pendenza k della curva ricavati dall'analisi statistica. Per ciascuna serie si riportano inoltre le corrispondenti classi di resistenza fornite dalle normative UNI 8634 e Eurocodice 9 (2007) e i relativi valori di $\Delta\sigma_{N=2\cdot 10^6, P.S.=97.7\%}$ e k . Nel caso di giunti a T e a croce le indicazioni riportate tra parentesi fanno riferimento alle dimensioni, in mm, del piatto principale caricato e della lamiera trasversale, rispettivamente. Per quanto riguarda i valori di resistenza, ad esclusione del caso del materiale base, dove si è tenuto conto dell'effetto del rapporto di sollecitazione, per la UNI 8634 si è fatto riferimento ai valori relativi ad $R = 0$ mentre per l'Eurocodice i valori di resistenza sono ricavati, come già specificato, da dati con $R > 0.5$. Le serie sperimentali sono invece tutte relative a prove con $R \sim 0.1$.

Tabella 1.8. Serie sperimentali analizzate: corrispondenza con le normative e confronto dei valori di resistenza.

Serie	Tipologia di giunto	Fonte dato	Riferimento-Categoria dettaglio	$\Delta\sigma$ [MPa] $N=2\cdot 10^6$, $P_s=97.7\%$	k
AL 1	Materiale base Lega P-Al-Mg-Si (6060) Provini forati	Sperimentale	Bellemo, 1998	62.4	5.9
		UNI 8634	Gruppo A	47	7.1
		Eurocodice 9	Dett. 1.6	47.9	7
AL 2	Materiale base Lega Zergal 4 (7012) Provini lisci	Sperimentale	Bellemo, 1998	45.1	3.7
		UNI 8634	Gruppo A	110.7	7.1
		Eurocodice 9	Dett. 1.6	115	7
AL 3	Materiale base Lega Zergal 4 (7012) Provini forati	Sperimentale	Bellemo, 1998	19.5	2.8
		UNI 8634	Gruppo A	46.1	7.1
		Eurocodice 9	Dett. 1.6	47.9	7
AL 4	Giunto testa a testa	Sperimentale	Van Straalen et al., 1994	46.5	4.7
		UNI 8634	Gruppo D	41.5	4.3

		Eurocodice 9	Dett. 7.3.1	40	4.3
AL 5	Lamiera con irrigidimento trasversale (giunto a T)	Sperimentale	Meneghetti, 1998 (12/10)	47.4	4.2
AL 6			Ribeiro et al., 1995 (12/12)	35	3.8
		UNI 8634	Gruppo D	41.5	4.3
		Eurocodice 9	Dett. 3.1	32	3.4
AL 7	Lamiera con irrigidimenti trasversali simmetrici (giunto a croce, cordone non portante)	Sperimentale	Maddox, 1995 (3/3)	45.2	3.7
AL 8			Maddox, 1995 (6/6)	37.3	4.3
AL 9			Maddox, 1995 (12/12)	34.7	3.8
AL 10			Maddox, 1995 (24/6)	43.1	3.8
AL 11			Maddox, 1995 (12/6)	39.3	3.7
		UNI 8634	Gruppo E	36	4.3
	Eurocodice 9	Dett. 3.1	32	3.4	
AL 12	Giunto a croce, cordone portante (cordone d'angolo o parziale penetrazione)	Sperimentale	Ribeiro et al., 1995	20.3	4.6
AL 13			Jacoby, 1961	28	4.4
		UNI 8634	Gruppo F	29.5	4.3
		Eurocodice 9	Dett. 9.1	28	3.4
Al 14	Attacchi longitudinali	Sperimentale	Van Straalen et al., 1994	25.6	3.3
		UNI 8634	Gruppo G	19.5	4.3
		Eurocodice 9	Dett. 3.8	23	3.4
Al 15	Attacchi longitudinali su travi	Sperimentale	Voutaz et al., 1995	23.5	3.6
		UNI 8634	Gruppo G	19.5	4.3
		Eurocodice 9	Dett. 13.2	18	3.4

Materiale base

Per un corretto confronto con i dati sperimentali ($R = 0.1$), i valori di resistenza forniti dall'Eurocodice sono stati incrementati di un fattore $f(R) = 1.15$ (Eq.(1.15)). Nel caso di provini forati (serie AL 1 e AL 3) il valore risultante è stato quindi abbattuto di un fattore 2.4 per tener conto dell'effetto di concentrazione delle tensioni (valore suggerito dall'Eurocodice stesso per la tipologia di intaglio considerata, ovvero foro circolare centrato di diametro 20 mm su provino di larghezza 60 mm). Per quanto riguarda la UNI 8634 sono stati calcolati i valori di resistenza per $R = 0.1$, tenendo conto delle diverse tipologie di lega analizzate. Nel caso di provini forati tale valore è stato abbattuto dello stesso coefficiente 2.4 suggerito dall'Eurocodice. Le due normative forniscono valori di resistenza molto simili che risultano in netto vantaggio di sicurezza nel caso della lega 6060 (Fig. 1.24), viceversa a sfavore di sicurezza per la lega 7012 (Fig. 1.25, 1.26).

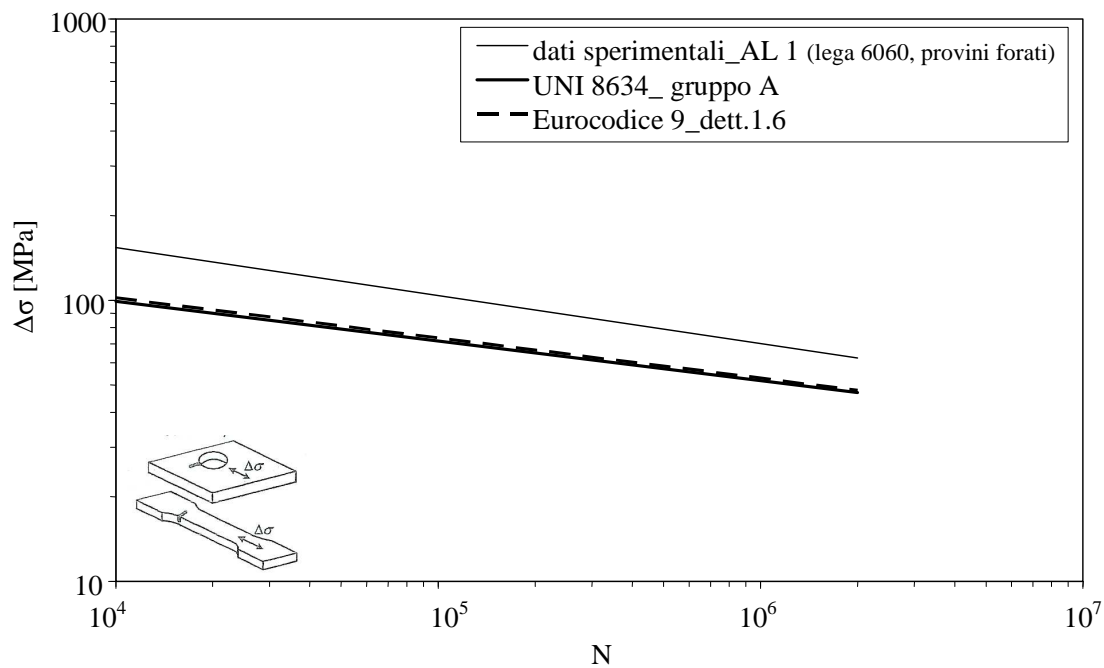


Figura 1.24. Confronto tra curve di resistenza a fatica per materiale base in lega 6060 (provini forati).

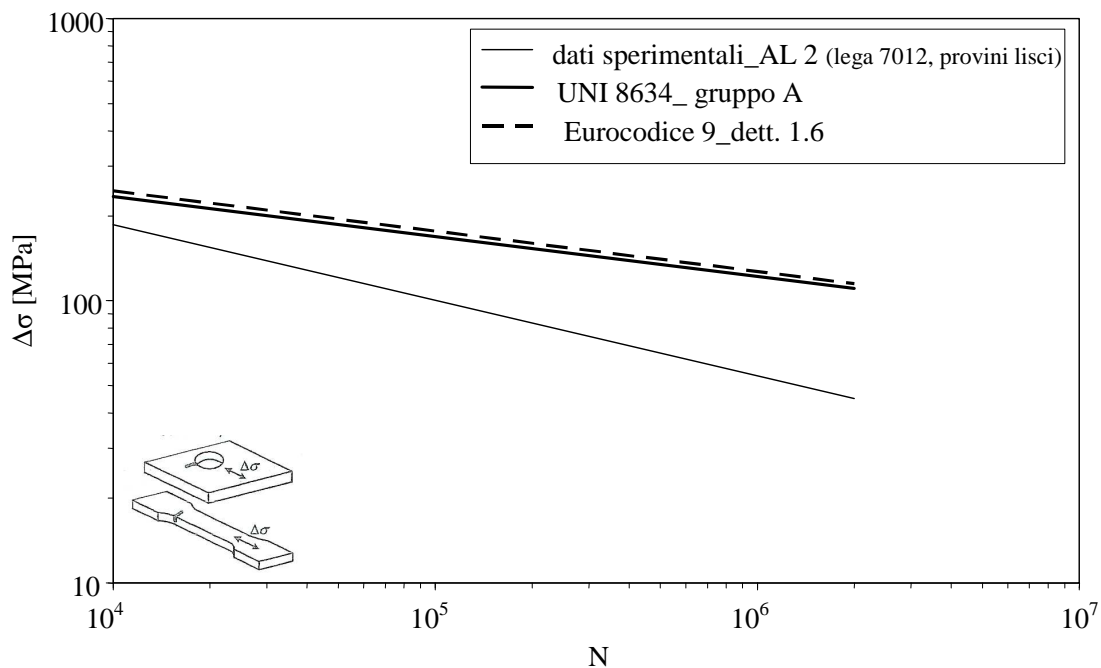


Figura 1.25. Confronto tra curva di resistenza a fatica per materiale base in lega 7012 (provini lisci).

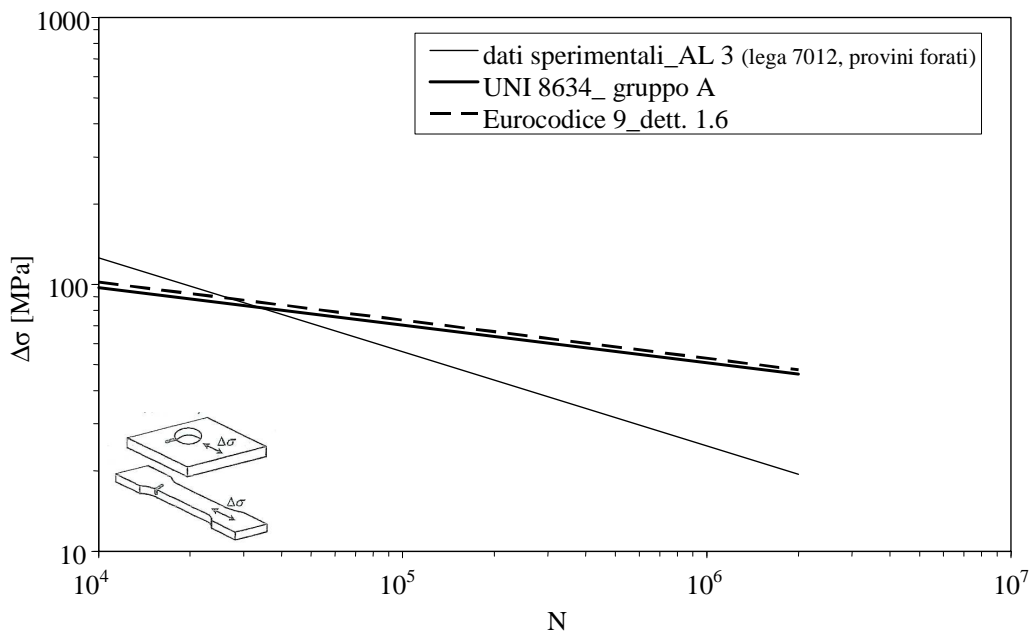


Figura 1.26. Confronto tra curva di resistenza a fatica per materiale base in lega 7012 (provini forati).

Giunti testa a testa

I dati sperimentali fanno riferimento a giunti testa a testa saldati su un solo lato con ripresa. Lo spessore delle lamiere saldate è pari a 12 mm. Le prove a fatica sono state realizzate in trazione e le rotture sono avvenute a piede del cordone di saldatura.

Come si evince da Fig. 1.27 le normative forniscono valori di resistenza molto simili e in accordo, con lieve margine di sicurezza, con i dati sperimentali.

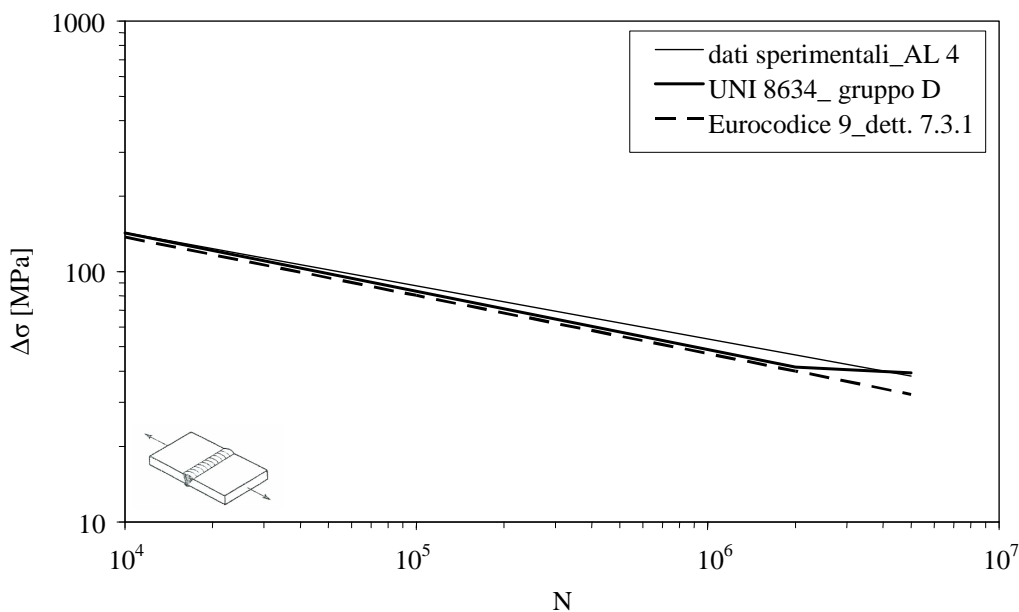


Figura 1.27. Confronto tra curva di resistenza a fatica per giunti testa a testa.

Lamiera con irrigidimento trasversale (giunto a T)

I dati sperimentali fanno riferimento a serie avente uguale spessore del piatto principale (12 mm) e spessori differenti della lamiera trasversale. Le prove a fatica sono state realizzate in trazione e le rotture si sono verificate a piede del cordone di saldatura.

Per questa tipologia di giunto la normativa italiana fornisce dei valori di resistenza superiori a quelli dell' Eurocodice, come prevedibile tenendo conto che la UNI 8634 si basa su dati ricavati da provini. Mentre l' Eurocodice risulta a vantaggio di sicurezza, la UNI 8634 non lo è se si fa riferimento alla serie AL 5 (Fig. 1.28). I diversi valori di resistenza delle due serie non risultano imputabili a diversi campi di tensione locale, infatti tali serie analizzate in termini di tensioni locali (Lazzarin e Livieri, 2001) hanno evidenziato uno stesso effetto di concentrazione delle tensioni dovuto alla geometria complessiva delle parti collegate e del cordone di saldatura, ovvero uno stesso valore del parametro k_1 in Eq. 1.11 ma viceversa sembrano dovuti alla dispersione statistica dei risultati. Difatti i valori di $\Delta\sigma_{N=2 \cdot 10^6, P.S. = 50\%}$ risultano rispettivamente di 57 MPa per la serie AL 5 e 62 MPa per la serie AL 6, tuttavia, mentre per la serie AL 5 il parametro di dispersione $T\sigma = \Delta\sigma_{2.3\%}/\Delta\sigma_{97.7\%}$ risulta pari a 1.4, per la serie AL 6 tale parametro risulta 3.1

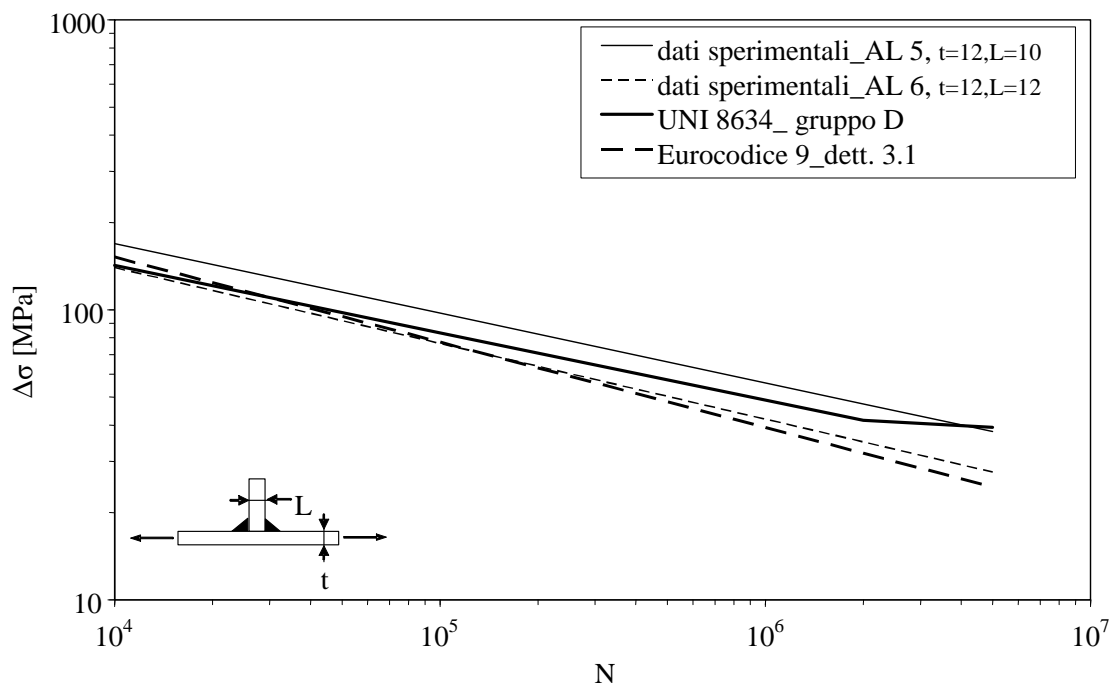


Figura 1.28. Confronto tra curva di resistenza a fatica per lamiera con irrigidimento trasversale (giunto a T).

Lamiera con irrigidimenti trasversali simmetrici (giunto a croce, cordone non portante)

I dati sperimentali fanno riferimento a serie aventi diverse dimensioni delle parti saldate. Le prove a fatica sono state realizzate in trazione e tutte le rotture sono avvenute a piede del cordone di saldatura.

Dal grafico di Fig. 1.29 che riporta le curve di resistenza a fatica per giunti di uguale geometria (stessi rapporti L/t) ma dimensioni assolute diverse appare chiaramente come il non tener conto dell'effetto scala da parte sia dell'UNI 8634 che dell'Eurocodice 9, che, come già visto al paragrafo 1.4.1, lo prevede solo per lunghezze della lamiera trasversale maggiori di 20 mm e con un esponente pari in media a circa 0.17 anziché 0.326, sebbene in parziale vantaggio di sicurezza, non permetta di apprezzare la variazione di resistenza associata a dimensioni assolute diverse.

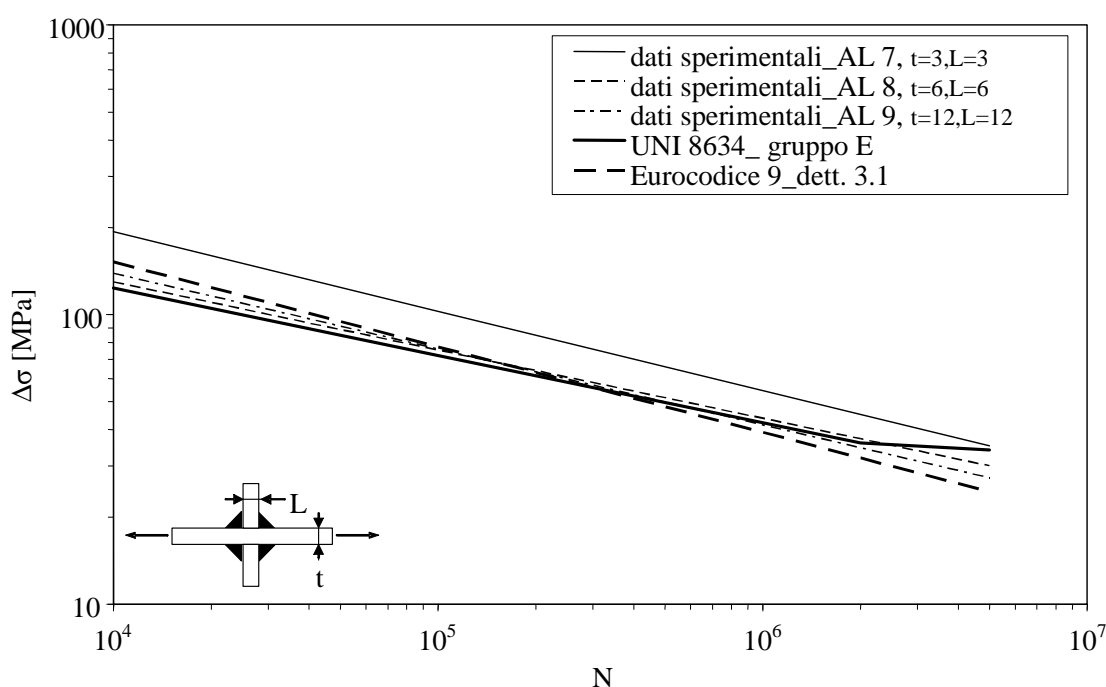


Figura 1.29. Confronto tra curva di resistenza a fatica per lamiere con irrigidimenti trasversali simmetrici (giunti a croce, cordone non portante).

In Fig. 1.30 e 1.31 si illustrano invece le variazioni di resistenza associate a variazioni geometriche, ovvero variazioni dello spessore del piatto principale a parità di dimensioni della lamiera trasversale o viceversa. Tali variazioni, che vengono trascurate dalle normative, verrebbero invece messe in luce da un'analisi dei diversi campi di tensione locale (Lazzarin e Livieri, 2001) dovuti alle diverse geometrie di giunto pur all'interno di una medesima classe. Infatti per i giunti in Fig. 1.30 all'aumentare dello spessore del piatto principale il valore di k_1 diminuisce. Analogamente, nel caso dei giunti in Fig. 1.31 l'aumento di spessore della

lamiera trasversale comporta una maggiore gravosità del giunto indicata da un aumento del parametro k_1 e quindi, a parità di spessore del piatto principale, in base all'Eq. 1.11, una diminuzione della resistenza a fatica. Si noti, con riferimento a quanto dimostrato da Meneghetti e Tovo (Meneghetti e Tovo, 1998) come l'utilizzo di un approccio di tipo hot spot per questa tipologia di giunti possa condurre a conclusioni errate.

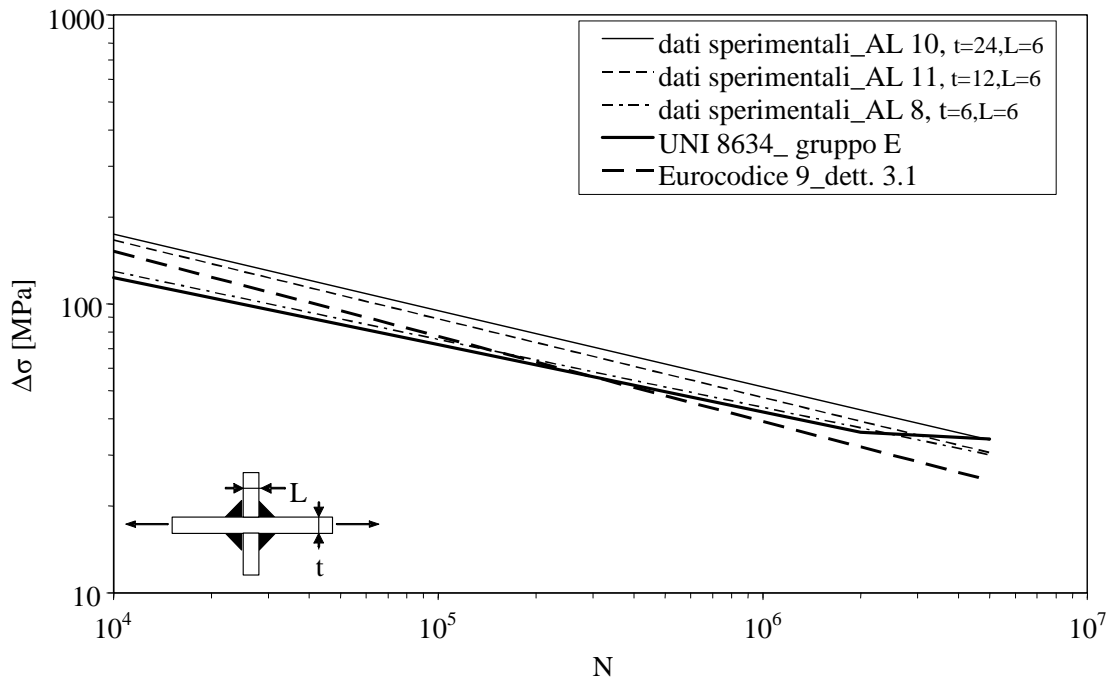


Figura 1.30. Confronto tra curva di resistenza a fatica per lamiere con irrigidimenti trasversali simmetrici (giunti a croce, cordone non portante).

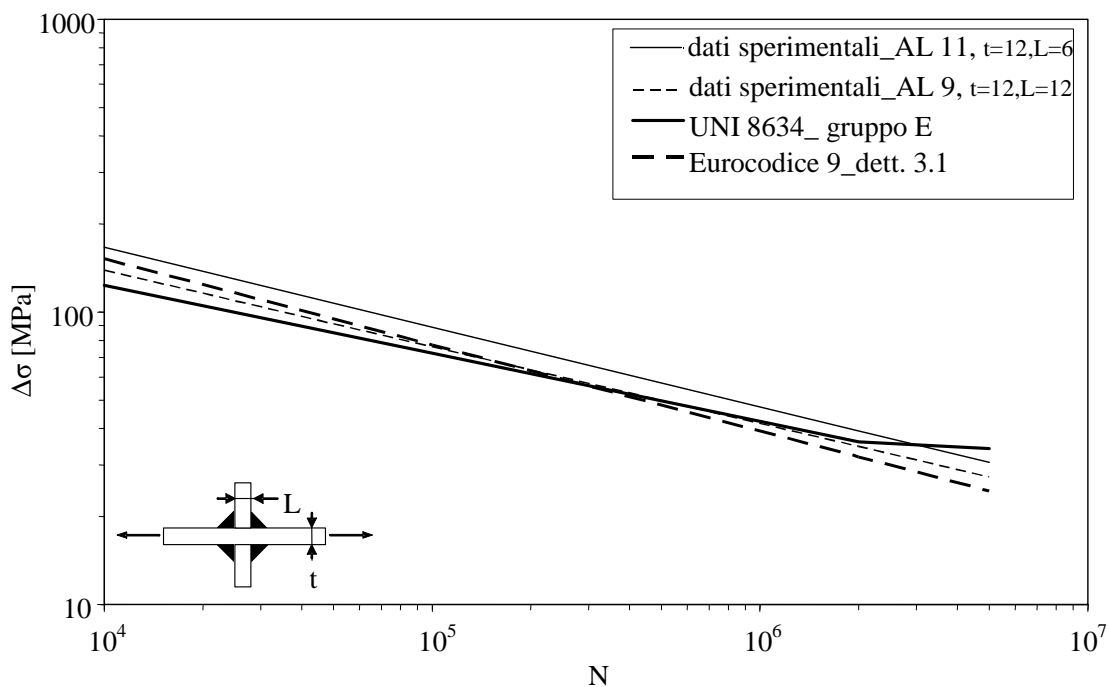


Figura 1.31. Confronto tra curva di resistenza a fatica per lamiere con irrigidimenti trasversali simmetrici (giunti a croce, cordone non portante).

Giunto a croce, cordone portante

I dati sperimentali fanno riferimento a due serie che differiscono unicamente per lo spessore del cordone di saldatura. Le prove a fatica sono state realizzate in trazione e le rotture sono avvenute a piede del cordone di saldatura.

La diversa criticità delle due serie, riscontrabile tramite un'analisi in tensioni locali (Lazzarin e Livieri, 2001) che evidenzia valori inferiori di k_1 all'aumentare delle dimensioni del cordone di saldatura, non viene considerata dalle normative di progettazione che forniscono per altro delle curve a svantaggio di sicurezza. E' opportuno specificare tuttavia, che per i rapporti dimensioni del cordone e del piatto principale caricato presenti nelle due serie, l'Eurocodice prevede l'innescò di cricca alla radice del cordone di saldatura anziché al piede, con conseguente riduzione della classe di resistenza del giunto.

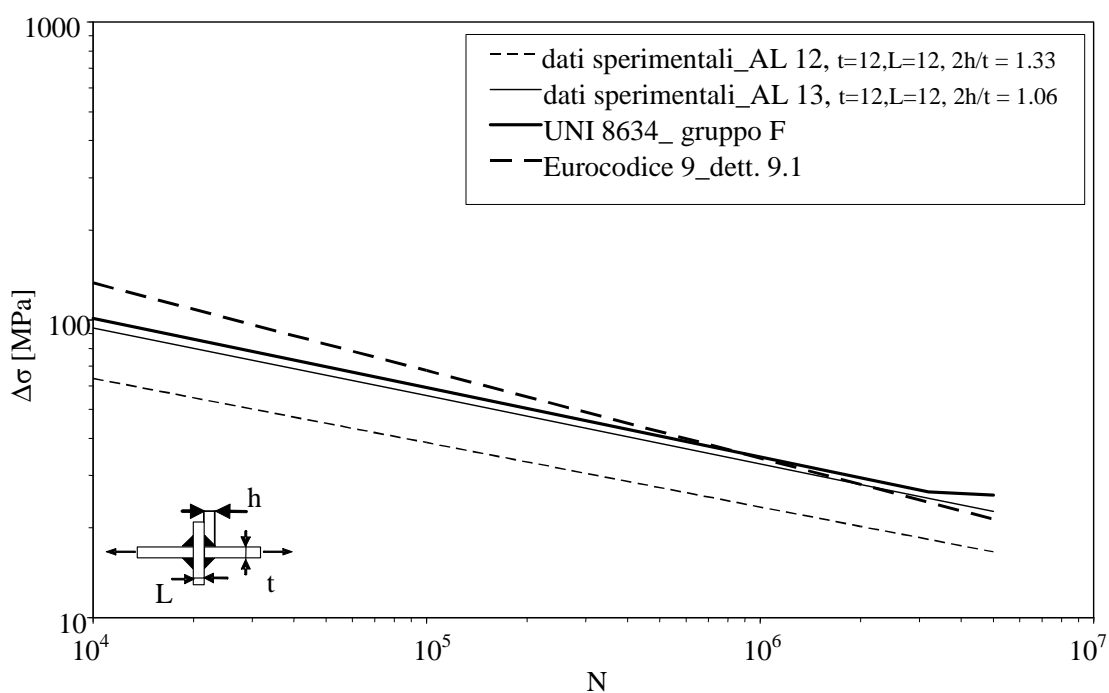


Figura 1.32. Confronto tra curva di resistenza a fatica per giunti a croce, cordone portante.

Risulta poi interessante notare come la penalizzazione di resistenza a fatica per cordoni portanti rispetto ai non portanti sia sottovalutata dall'Eurocodice, che a parità di geometria, fornisce un rapporto:

$$\frac{\Delta\sigma_{c_non_portante}}{\Delta\sigma_{c_portante}} = 1.14 \quad (1.17)$$

mentre, se si confrontano ad esempio i valori di resistenza a fatica in termini di range di tensione a $5 \cdot 10^6$ cicli per una $P_s = 50\%$ (calcolati tramite analisi delle serie originali o reperibili in Lazzarin e Livieri, 2001) delle serie AL 9 e AL 12, geometricamente identiche

ma caratterizzate la prima da cordoni non portanti e la seconda da cordoni portanti, il rapporto in Eq. (1.17) risulta pari a 1.45. Tale valore può essere invece correttamente calcolato se la stima delle variazioni di resistenza a fatica delle due serie di giunti viene effettuata, in modo analogo a quanto visto al paragrafo 1.3, sulla base dei campi di tensione locali a piede cordone tramite i valori di k_1 , (reperibili in Lazzarin e Livieri, 2001) delle due serie di giunti. In questo modo si ottiene infatti:

$$\frac{\Delta\sigma_{\text{non_por_tan_te}}}{\Delta\sigma_{\text{por_tan_te}}} = \frac{k_{1_por_tan_te}}{k_{1_non_por_tan_te}} = 1.45 \quad (1.18)$$

Attacchi longitudinali

I dati sperimentali fanno riferimento a due serie, la prima (AL 14) relativa ad attacchi longitudinali di lunghezza 120 mm saldati su piatto principale di lamiera di spessore 12 mm e testati in trazione, la seconda (AL 15) relativa ad attacchi longitudinali di lunghezza 200 mm saldati su una trave ad I (larghezza 101 mm, altezza 216 mm) avente spessore dell'ala 11 mm e testati in flessione. In entrambe le serie di prove le rotture si sono manifestate a piede del cordone di saldatura in direzione trasversale.

Entrambe le normative presentano delle curve di resistenza a vantaggio di sicurezza rispetto ai risultati sperimentali (Fig. 1.33 e 1.34), con l'Eurocodice che fornisce dei valori di resistenza leggermente superiori rispetto alla UNI.

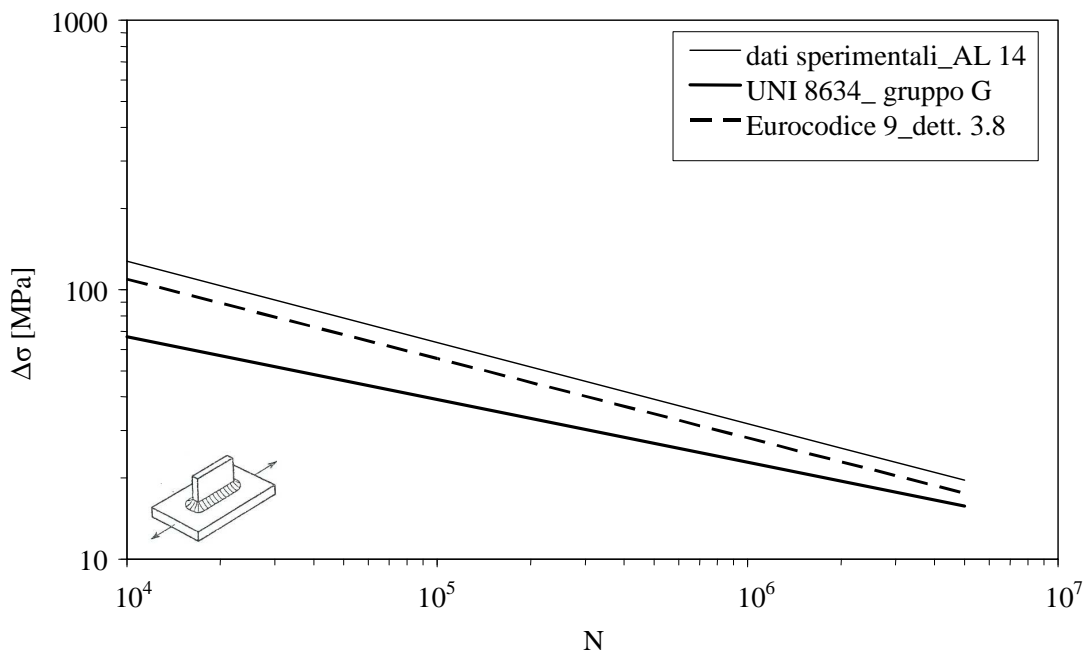


Figura 1.33. Confronto tra curva di resistenza a fatica per attacchi longitudinali.

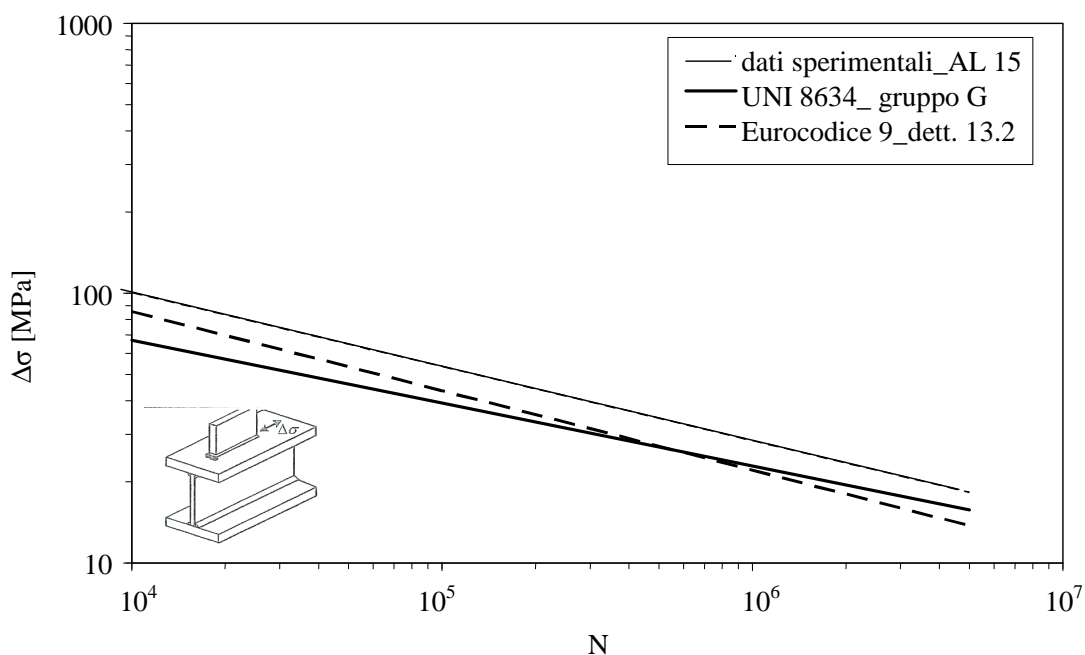


Figura 1.34 Confronto tra curva di resistenza a fatica per attacchi longitudinali su travi.

La leggera diminuzione di resistenza della serie AL 15 rispetto alla serie AL 14 pare rendere ragione all'individuazione, nell'Eurocodice 9, di classi di resistenza differenti per attacchi longitudinali su lamiera o su travi.

1.4.4 Conclusioni

Lo studio effettuato mostra come la normativa europea Eurocodice 9, che, dopo il ritiro della UNI 8634, si configura come normativa di riferimento per la progettazione a fatica di strutture in leghe di alluminio, risulti, già a partire dalla versione preliminare, sostanzialmente differente dalla normativa italiana. In particolare la mancata standardizzazione della pendenza delle curve e la maggiore quantità di dettagli strutturali considerati complicano il confronto delle norme e il passaggio dall'una all'altra.

Il confronto tra le curve di progetto proposte dalla normativa italiana e dall'Eurocodice 9 con i valori di resistenza ricavati da dati sperimentali tratti da letteratura e riferiti a 15 serie di geometria diversa ha messo in luce che, nonostante nella maggior parte dei casi esaminati i valori di resistenza proposti dalle normative siano confermati dai dati sperimentali (giunti testa a testa) o si pongano a vantaggio di sicurezza (materiale base in lega 6060, giunti a croce non portante, attacchi longitudinali), tuttavia per alcune tipologie di dettagli strutturali (materiale base, giunti a croce portante) le curve di progettazione risultino pericolosamente a sfavore di sicurezza. Inoltre, per alcune tipologie di dettagli (giunti a T, attacchi longitudinali)

le due normative presentano valori di resistenza significativamente differenti che complicano il passaggio da una normativa all'altra.

Il confronto con i dati sperimentali ha inoltre permesso di confermare un'ingiustificata sottovalutazione dell'effetto scala, e di evidenziare come l'introduzione di approcci di tipo locale, ad oggi esclusi dalle normative, consentirebbe, oltre ad un'esatta valutazione dell'effetto scala stesso, una più corretta stima della resistenza a fatica di alcune tipologie strutturali (cordoni portanti) e permetterebbe di apprezzare variazioni di resistenza non valutabili tramite il semplice approccio in tensioni nominali.

1.5 Conclusioni

Sono state approfondite alcune metodologie teoriche di progettazione a fatica di componenti meccanici e strutture saldate. Tali modelli sono stati applicati allo studio di alcune problematiche specifiche relative ai giunti saldati e, alla luce di dati sperimentali relativi o a prove appositamente eseguite o tratti da letteratura, sono stati confrontati con quanto proposto invece dalle normative di progettazione. Ciò ha permesso di mettere in luce l'importanza di un impiego integrato di entrambi i tipi di approccio teorico. Infatti, se nel caso dell'effetto delle dimensioni del cordone di saldatura sulla resistenza a fatica, le semplificazioni introdotte dalla normativa rispetto all'analisi teorica sono giustificate dall'evidenza sperimentale e vanno a vantaggio della semplicità progettuale, viceversa, in altri casi, come rilevato nell'analisi caso della resistenza a fatica di diversi dettagli strutturali in lega di alluminio, la mancata considerazione di consolidati risultati teorici porta a stime di resistenza non sempre corrette.

CAPITOLO 2

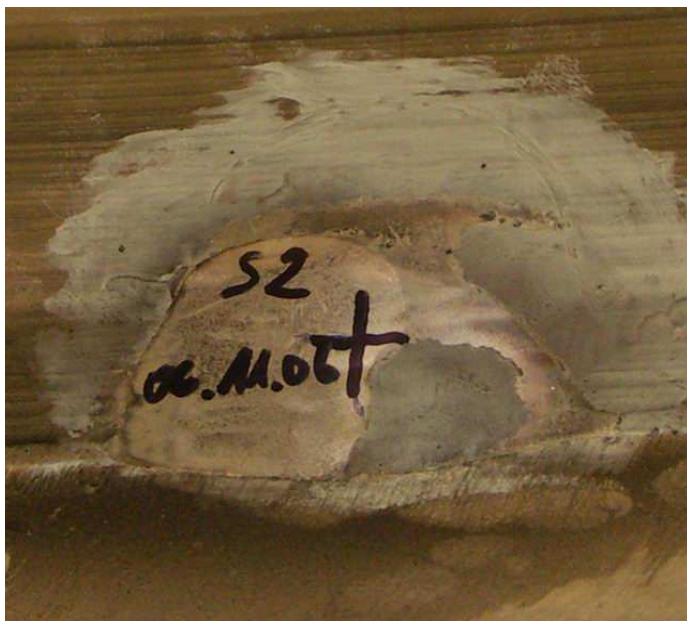
LE CAMPANE DA CHIESA COME COMPONENTE MECCANICO: PROBLEMATICHE E STATO DELL'ARTE

INTRODUZIONE

In questo capitolo viene fornita una panoramica introduttiva riguardo l'attività di ricerca sulle campane da chiesa che verrà ampiamente descritta ai Capitoli 3 e 4. In particolare vengono presentate le problematiche relative al danneggiamento strutturale delle campane dalle quali ha avuto origine il progetto di ricerca europeo europeo ProBell (Cooperative Research Project ProBell-Protection and Maintenance of Bells, EC 015684, VI Programma Quadro), che coinvolgendo l'Università di Padova, è stato il presupposto fondamentale degli studi svolti. Viene quindi sintetizzato lo stato dell'arte in tema di letteratura scientifica sulle problematiche strutturali delle campane. Infine vengono delineati contenuti e obiettivi dei filoni di ricerca che verranno descritti ai capitoli successivi, ovvero l'implementazione di un modello a parametri concentrati per la simulazione del comportamento dinamico delle campane (Capitolo 3), attività svolta nel contesto del progetto ProBell, e la caratterizzazione a fatica del bronzo per campane (Capitolo 4), condotta al termine del progetto europeo grazie anche all'interessamento e alla collaborazione di due fonderie del consorzio.

2.1 Modalità di funzionamento e problematiche di danneggiamento

Come ben noto dall'esperienza comune, il funzionamento delle campane da chiesa si basa sui ripetuti impatti del batacchio in prossimità della bocca della campana. Tali impatti eccitano le frequenze proprie di vibrazione della campana, che si deforma secondo i vari modi di vibrare producendo così il caratteristico suono. Tali impatti e le onde d'urto da essi generate, oltre a permettere il suono, causano ripetute deformazioni e tensioni nel materiale sia della campana, bronzo, che del batacchio, generalmente acciaio. Di conseguenza le campane, oltre che uno strumento musicale, possono essere considerate come un componente meccanico vero e proprio, soggetto a carichi ripetuti nel tempo e quindi a fenomeni di danneggiamento per fatica. L'entità delle deformazioni e delle tensioni indotte nel bronzo dipende infatti dalla severità degli impatti e può essere tale da portare a fenomeni di usura e di innesco e successiva propagazione di cricche di fatica vere e proprie (Fig. 2.1) specialmente in corrispondenza della zona di impatto e delle sezioni a 90° rispetto ad essa che risultano essere le più sollecitate (Rupp, 2006).



a)



b)

Figura 2.1. Esempi di danneggiamento per fatica di campane: usura in corrispondenza dell'area di impatto (a) e propagazione di cricca (b).

Oltre al fenomeno della fatica, è ragionevole ritenere (Rupp, 2006) che possano ugualmente concorrere al danneggiamento altri aspetti quali:

- _ carenze nel materiale, ad esempio impurità o difetti di fusione;

-
- _ caratteristiche del batacchio, in termini di peso, materiale e forma;
 - _ caratteristiche dell'installazione, quali tipologia di incastellatura e metodi di fissaggio di campana e batacchio;
 - _ severità delle condizioni di funzionamento, ad esempio elevati angoli di oscillazione della campana o manifestarsi di impatti multipli.

Inoltre, pur limitando l'analisi alla sola Europa, è possibile rilevare la presenza di tradizioni molto diverse riguardo le modalità adottate per suonare le campane, con conseguenze diverse dal punto di vista della severità degli impatti e quindi del danneggiamento. Infatti mentre in Germania sono generalmente previsti angoli di oscillazione della campana rispetto alla verticale molto piccoli, inferiori ai 50° , viceversa la tradizione austriaca prevede angoli maggiori, fino ai 120° , che possono diventare 180° nel Nord Italia. In Inghilterra tradizionalmente le campane descrivono un cerchio completo alternando il verso di percorrenza ad ogni giro, viceversa il sistema spagnolo prevede rotazioni complete sempre nella medesima direzione.

A fronte di una tradizione vasta e millenaria, il processo di produzione ed installazione delle campane risulta tuttavia ancora oggi caratterizzato da una connotazione fortemente artigianale e basato su metodi empirico - intuitivi tramandati di generazione in generazione. Di conseguenza i meccanismi tecnologici e le cause del danneggiamento sono rimasti a lungo sconosciute e i parametri di maggiore influenza nel processo non indagati e approfonditi.

2.2 Il progetto europeo ProBell e il ruolo dell'Università di Padova nel consorzio

Lo scenario descritto al paragrafo precedente risulta poi particolarmente problematico considerando le moltissime campane famose appartenenti al patrimonio culturale Europeo e sottoposte da centinaia di anni a severe condizioni di esercizio. In diversi casi (ad esempio quello riportato in Fig. 2.2(a)) sono stati rilevati nel tempo fenomeni di danneggiamento e rotture e gli interventi di riparazione, alquanto impegnativi sia dal punto di vista tecnico che economico, oltre a non essere sempre risolutivi in modo definitivo, significano necessariamente un notevole deperimento del valore artistico della campana. Inoltre la concreta possibilità di danneggiamenti e rotture, non solo della campana ma anche del batacchio (Fig. 2.2(b)) espone alla pericolosa eventualità della caduta di pesanti pezzi di acciaio.

La complessità degli aspetti descritti e delle implicazioni di tipo sia scientifico che economico-culturali, ha portato all'approvazione, nel 2005, di un progetto di ricerca europeo (Cooperative Research Project ProBell-Protection and Maintenance of Bells, EC 015684, VI Programma Quadro) per lo studio delle problematiche di danneggiamento e per la tutela delle campane.



Figura 2.2. Esempi di danneggiamento: (a) campana “Gloriosa”, duomo di Erfurt (Germania), sottoposta nel 2004 e nel 2005 a interventi di restauro a causa di cricche; (b) esempi di rotture su batacchi (museo presso fonderia Grassmayr, Innsbruck).

Il progetto (Fig. 2.3) ha coinvolto, dall'ottobre del 2005 a luglio del 2008, 8 fonderie provenienti da diverse nazioni europee, un'azienda produttrice di batacchi, un pre-esistente centro di competenza per le campane, l'ente di certificazione tedesco TUV, nonché le università di Kempten (Germania), Ljubljana (Slovenia) e Padova (Italia). Obiettivo del progetto era condurre uno studio sistematico volto ad approfondire i meccanismi di danneggiamento delle campane e i parametri di influenza al fine di ricavare delle linee guida per la progettazione e l'installazione di nuove campane e per la tutela di quelle esistenti. A questo scopo, sfruttando l'esperienza pratica dei fonditori e l'effetto sinergico derivante dalla collaborazione con questi, il compito delle tre università partecipanti al progetto era svolgere delle analisi numeriche e sperimentali sia di tipo dinamico-strutturale che acustico. In particolare, il piano di lavoro era così strutturato:

_ sviluppo di un modello numerico locale agli elementi finiti (Università di Ljubljana) per la simulazione del contatto batacchio-campana al fine di valutare il comportamento del materiale e lo stato di sollecitazione indotto dall'impatto;

_ sviluppo di un modello numerico globale a parametri concentrati (Università di Padova) dell'intero sistema campana – batacchio – incastellatura in grado di simulare il comportamento dinamico delle campane in esercizio e di identificare i parametri di maggiore influenza sulla dinamica del sistema allo scopo di definire delle modalità di funzionamento ottimizzate, in grado di ridurre i fenomeni di danneggiamento;

_ misure sperimentali (Università di Kempten) su campane e batacchi sia già installati in campanili che realizzati ad hoc per il progetto dalle fonderie aderenti al consorzio. L'attività sperimentale comprendeva misure di peso e dimensioni, determinazione di baricentri e momenti di inerzia, misure di accelerazioni di impatto, deformazione dei materiali e pressione sonora, test su provini e, infine, test di durata sulle campane fuse per il progetto dalle fonderie.



**SIXT FRAMEWORK PROGRAMME
CO-OPERATIVE RESEARCH
PROJECT
PROBELL 015684**

Maintenance and protection of bells

Participants:

[Bachert Glockengießerei Karlsruhe GmbH \(DE\)](#)
[Fonderia Colbachioli Srl \(IT\)](#)
[Cornille-Havard SAS \(FR\)](#)
[J. Grassmayr GmbH & Co. KG \(AT\)](#)
[Campanas Quintana S.A. \(ES\)](#)
[Glocken- und Kunstgießerei Rincker GmbH & Co. KG \(DE\)](#)
[Glocken und Kunstgießerei H. Rüetschi AG \(CH\)](#)
[John Taylor Bellfounders Ltd \(GB\)](#)
[Edelstahl Rosswag GmbH \(DE\)](#)
[Beratungsausschuss für das Deutsche Glockenwesen \(DE\)](#)
[TUV Industrie Service GMBH, TÜV Süd Gruppe \(DE\)](#)

[University of Applied Sciences Kempten \(DE\)](#)
[University of Padova \(IT\)](#)
[University of Ljubljana \(SLO\)](#)

Figura 2.3. Logo e partecipanti al progetto di ricerca europeo ProBell.

Le attività condotte dalle tre università dovevano procedere in stretta collaborazione in quanto le misure sperimentali fornivano i dati di input per le simulazioni numeriche e contemporaneamente erano utilizzate per validare le simulazioni; il modello locale era chiamato poi a fornire le condizioni da utilizzare per i test sui provini e per i test di durata

mentre il modello globale doveva determinare le condizioni al contorno per le simulazioni locali e fornire indicazioni pratiche su come intervenire sulle condizioni di funzionamento del sistema campana - batacchio - incastellatura per ridurre il danneggiamento. A conclusione del progetto, i risultati ottenuti dovevano essere tradotti in opportune linee guida e semplici strumenti per le fonderie.

2.3 La letteratura scientifica riguardo le problematiche strutturali delle campane: stato dell'arte

Mentre dal punto di vista delle attività pratiche di produzione, installazione e funzionamento delle campane, lo scenario, per lo meno prima del progetto ProBell, risulta quello descritto al paragrafo 2.1; tuttavia è possibile rintracciare nella letteratura scientifica più o meno recente diversi lavori riguardanti le campane da chiesa sia dal punto di vista acustico che strutturale. Relativamente al primo aspetto, a partire dai pionieristici lavori di Lord Rayleigh (Rayleigh, 1890) e Simpson (Simpson, 1895), che a fine '800 hanno segnato l'inizio della ricerca sull'acustica campanaria, è documentato in letteratura un ampio filone di ricerca con numerose analisi, numeriche e sperimentali, riguardo i modi di vibrare delle campane sia nella tradizione europea (si vedano, puramente a titolo di esempio, i lavori di Perrin del 1995 o del 1999 e le referenze in essi citate) che orientale (ad esempio Kim et al., 2005). Per quanto riguarda invece l'aspetto dinamico-strutturale, sul quale è incentrata l'intera attività di ricerca svolta, ciò che si riscontra è che le problematiche di dinamica delle campane e di studio dei fenomeni di danneggiamento sono stati affrontati, nella maggior parte dei casi, da filoni di ricerca separati. Il problema della dinamica delle campane è stato infatti analizzato in letteratura principalmente dal punto di vista dello studio delle interazioni, potenzialmente pericolose, tra frequenze di oscillazione delle campane e frequenze proprie di vibrazione dei campanili. Poiché la progettazione e il restauro dei campanili richiedono la conoscenza dell'andamento temporale delle forze prodotte dalle oscillazioni delle campane sulla struttura di sostegno, lo sviluppo di modelli in grado di descrivere il moto delle campane è risultato il punto chiave di molti lavori. L'analogia tra le oscillazioni di una campana e il moto di un pendolo è stata adottata inizialmente da Müller nel 1968 e quindi ripresa nel lavoro del 1976 di Heyman e Threlfall dove viene descritta una semplice procedura sperimentale per il calcolo delle forze di inerzia indotte dall'oscillazione delle campane. In seguito, l'effetto della dinamica delle campane su campanili in muratura è stata studiata sia per il sistema di suono inglese (Wilson and Selby, 1993, Selby and Wilson, 1997) che per quello adottato

nell'Europa centrale (Müller, 1986; Steiner, 1986, Schutz, 1994), oggetto per altro, di una specifica norma DIN (DIN 4178, 1994) contenente una procedura semi-empirica per la determinazione delle forze indotte dall'oscillazione delle campane sui campanili. Più recentemente anche il sistema di suono spagnolo è stato analizzato grazie diversi lavori di Ivorra e collaboratori (Ivorra et al., 2005; Ivorra and Pallarés, 2006a, Ivorra et al., 2006b, Ivorra et al., 2009). A questo scopo il comportamento dinamico delle campane è stato simulato tramite il moto di un pendolo a uno (Ivorra et al., 2005) o due (Ivorra et al., 2006b) gradi di libertà, ovvero il solo angolo di oscillazione della campana rispetto alla verticale piuttosto che entrambi gli angoli di oscillazione di campana e atacchio. In tutti e due i casi, note le equazioni del moto delle campane, è stato possibile calcolare l'evoluzione temporale delle forze orizzontali e verticali agenti sui supporti e quindi effettuare delle analisi in frequenza per verificare le potenziali interazioni con le frequenze proprie del campanile. Un modello meccanico molto simile, costituito da un pendolo non smorzato ad un grado di libertà, è stato utilizzato anche da Bennati e collaboratori (Bennati et al., 2005) per determinare le azioni dinamiche generate dalle campane sul campanile di Matilde in San Miniato (Pisa).

Tuttavia, in tutti i lavori fin'ora menzionati, la descrizione del moto delle campane non include il fenomeno degli impatti atacchio-campana, aspetto trascurato in quanto ritenuto non influente nello studio delle interazioni dinamiche campana-campanile.

Viceversa, come già accennato, diversi studiosi hanno focalizzato la loro attenzione sul problema dell'impatto e sui relativi fenomeni di danneggiamento, trascurando invece l'aspetto di descrizione del moto oscillatorio. Nel 1984 è stato ideato da Petroski un modello di una sezione di campana criccata basato su un anello sollecitato da una forza radiale, rappresentante la forza di impatto, e da una coppia di forze tangenziali per simulare l'effetto meccanico della cricca. In questo modo è stato possibile determinare l'effetto di una diversa posizione del punto di impatto del atacchio lungo la circonferenza della campana sul momento flettente in corrispondenza sezione criccata nonché sulla propagazione della cricca. e fornire quindi delle semplici indicazioni riguardo l'angolo del quale ruotare la campana attorno al proprio asse per minimizzare le sollecitazioni e la propagazione della cricca sulla sezione danneggiata. Dieci anni dopo Petroski, Hall e Shippen hanno analizzato tramite un modello di impatto agli elementi finiti il cedimento per fatica di un atacchio per comprendere una rottura incorsa dopo 110 anni di funzionamento. Più recentemente Fletcher e collaboratori (Fletcher et al., 2002) hanno formalizzato una complessa teoria riguardo l'impatto atacchio campana, ipotizzando una deformazione quasi statica del atacchio e

approssimando la generazione di onde elastiche durante l' impatto stesso tramite un'impedenza d'onda. Nel 2006 Rupp ha affrontato il problema della durata in esercizio delle campane mettendo in luce i diversi possibili aspetti da considerare per poter effettuare delle previsioni di durata, quali il comportamento a fatica del bronzo, l'analisi sperimentale tramite estensimetri delle deformazioni presenti sulle campane in esercizio a causa degli impatti e la misura sperimentale delle storie di carico in termini di accelerazioni di impatto.

Ad opinione della scrivente, l'unico modello che tenga conto sia dell'aspetto di descrizione della dinamica delle campane che fenomeno dell'impatto risulta quello sviluppato da Blakeborough nel 2001 per descrivere le oscillazioni indotte su una campana di media dimensioni da un terremoto. A partire da un approccio basato sulle equazioni di Lagrange, nel lavoro viene sviluppato un modello analitico a due gradi di libertà, ovvero gli angoli di oscillazione di campana e batocchio, includendo anche gli effetti di smorzamento torsionale dovuti alle cerniere del batocchio e della campana. Dopo essere state determinate analiticamente, le equazioni differenziali del moto per i due gradi di libertà vengono quindi implementate in Matlab e risolte numericamente. Il problema dell'impatto viene risolto considerando la conservazione del momento angolare del sistema durante il contatto e assumendo un coefficiente di restituzione pari a zero.

Infine, come verrà ripreso al Capitolo 4, per quanto riguarda le problematiche più specifiche di resistenza del materiale, è stato reperito un solo lavoro, ad opera di Anzulovic e collaboratori (Anzulovic et al., 1998), contenente valori di resistenza a fatica di bronzo per campane.

2.4 Introduzione all'attività di ricerca svolta: tematiche e obiettivi

Come già accennato nell'introduzione al presente lavoro di tesi, l'attività di ricerca svolta sulle campane, che verrà descritta nel dettaglio ai Capitoli 3 e 4, ha interessato l'aspetto dinamico-strutturale del problema tramite lo sviluppo di due diverse metodologie per lo studio del fenomeno di danneggiamento a fatica.

Nell'ambito del progetto di ricerca ProBell, che ha fornito l'occasione per l'approfondimento di questo filone di ricerca, il ruolo dell'Università di Padova, come descritto al paragrafo 2.2, consisteva nell'implementare un modello numerico a parametri concentrati del sistema globale campana – batocchio – incastellatura in grado di simulare il comportamento dinamico delle campane in esercizio, per lo meno secondo la modalità di funzionamento dell'Europa centrale, e di identificare i parametri di maggiore influenza sulla

dinamica del sistema al fine di definire delle modalità di funzionamento ottimizzate, in grado di ridurre i fenomeni di danneggiamento. A partire da un set di dati di input quali le caratteristiche geometriche e inerziali di campana e batocchio, l'angolo di oscillazione della campana e eventuali dati aggiuntivi quali ad esempio la possibile eccentricità dell'asse del batocchio rispetto a quello della campana e la rigidità dell'incastellatura, il modello doveva fornire come output le caratteristiche di funzionamento della campana in termini di regolarità del moto, numero degli impatti e corrispondenti posizioni angolari, i parametri di impatto quali accelerazioni e durata degli urti nonché velocità al momento del contatto, e infine l'evoluzione temporale delle grandezze cinematiche e dinamiche coinvolte quali posizioni, velocità, accelerazioni e forze agenti sul sistema. A questo scopo, con approccio simile a quello utilizzato da Blakeborough e descritto al paragrafo precedente, la struttura reale è stata schematizzata in un sistema a tre gradi di libertà, per tener conto anche della rigidità dell'incastellatura, includendo gli effetti dell'attrito in corrispondenza delle cerniere di campana e batocchio, della possibile eccentricità dell'asse del batocchio rispetto a quello della campana, della presenza del motore elettrico per muovere il sistema e dell'impatto inelastico tra campana e batocchio. Le espressioni analitiche delle equazioni del moto per i tre gradi di libertà sono state ricavate sulla base delle equazioni di Lagrange in ipotesi di corpi rigidi e masse distribuite e quindi risolte tramite integrazione numerica in ambiente Matlab-Simulink. Il software così ottenuto, dopo opportuna taratura dei parametri, è stato validato tramite il confronto con i dati sperimentali di accelerazioni, durata degli impatti e periodo tra gli impatti, disponibili per oltre 80 diverse simulazioni, grazie alle misure effettuate durante il progetto europeo presso l'università di Kempten. Nel Capitolo 3 verrà dunque illustrato l'intero processo di definizione del modello, implementazione numerica, validazione e sintesi dei risultati. In primo luogo verrà descritta nel dettaglio la schematizzazione della struttura reale in un modello a parametri concentrati e verranno ricavate le equazioni del moto. Verranno quindi approfonditi due diversi approcci utilizzati per la descrizione dell'impatto batocchio-campana ovvero un semplice modello "sintetico" che evita l'integrazione delle equazioni del moto durante l'impatto ma simula correttamente il comportamento dinamico del sistema abbattendo le difficoltà di calibrazione e i tempi di calcolo, aspetti molto importanti nell'ottica di un utilizzo del software da parte delle fonderie aderenti al progetto; e un modello "continuo" che prevede l'integrazione delle equazioni del moto durante l'intera durata del contatto al fine di descrivere completamente tale fenomeno calcolando l'evoluzione temporale di diverse grandezze dinamiche. Ovviamente questo secondo approccio richiede un maggior sforzo di calibrazione dei parametri e tempi di calcolo maggiori. Verrà quindi descritta

l'implementazione del modello in linguaggio Matlab-Simulink, includendo i dettagli riguardanti l'utilizzo del software da parte dell'utente, e quindi presentati i risultati delle simulazioni effettuate, confrontandoli con i dati sperimentali. Completata la validazione del software, verrà proposta una sintesi dei risultati ottenuti al fine di mettere in evidenza l'effetto dei diversi parametri sulla dinamica globale del sistema e di fornire indicazioni utili per il progetto e l'installazione, provando quindi come il software sviluppato sia un valido supporto per la progettazione di nuove campane e la tutela di quelle esistenti. Infine verrà accennato un possibile sviluppo dei modelli proposti.

Al termine del progetto europeo, per approfondire con modalità differenti lo studio delle problematiche di danneggiamento e rendere concreta la possibilità di applicazione dei risultati ottenuti grazie all'impiego del software sviluppato, l'attività di ricerca è stata orientata alla caratterizzazione del comportamento a fatica di due tipologie di bronzo per campane., grazie anche alla collaborazione delle fonderie Cornille-Harvard (Villedieu les Poeles, Normandia, Francia) e Grassmayr (Innsbruck, Austria) che facevano parte del consorzio. Nota infatti grazie al software descritto al Capitolo 3, la storia di carico alla quale è sottoposta una campana in esercizio in termini di accelerazioni di impatto e una volta determinato il legame tra tali accelerazioni e lo stato di deformazione e tensione prodotto sulla campana grazie a modelli locale e a misure estensimetriche sperimentali, per poter effettuare delle previsioni di durata, risulta necessario conoscere il comportamento a fatica del materiale, bronzo, con il quale vengono realizzate le campane. Tale aspetto, affrontato nel Capitolo 4, risulta particolarmente problematico in quanto come già fatto presente, il processo di produzione delle campane, una fusione in terra, è ad oggi caratterizzato da una connotazione fortemente artigianale e il risultato finale in termini di qualità e caratteristiche del prodotto risulta al quanto variabile, essendo influenzato dalla composizione della lega, dalle condizioni di raffreddamento del getto e dalla qualità del processo di fusione (Rupp e Plitzner, 2008d), fattori che cambiano da una fonderia e l'altra ma anche tra una fusione e l'altra della stessa fonderia. Di conseguenza non risulta in generale possibile definire una caratterizzazione a fatica univoca, valida per ogni tipologia di bronzo e applicabile per le previsioni di resistenza di qualsiasi campana. Inoltre, data la forte dipendenza tra le caratteristiche del processo di fusione e le proprietà del materiale finale (Rupp, 2006), al fine di effettuare una caratterizzazione significativa dal punto di vista delle condizioni del materiale in esercizio, risulta opportuno ricavare i provini per i test di fatica direttamente da campana. Infatti, come rilevato in una fase di prove pilota svolta durante il corso del progetto europeo e riportata in sintesi al Capitolo 4, provini in bronzo ricavati da lingotti presentano una struttura

microcristallina completamente diversa dai provini estratti da campana, con un conseguente comportamento a fatica completamente differente. Ovviamente la necessità di dover disporre di una campana da sacrificare per i test di fatica e la scarsa generalizzazione dei risultati rendono l'attività di ricerca particolarmente onerosa.

Nel Capitolo 4 verrà quindi presentata la caratterizzazione a fatica di due tipologie di bronzo per campane provenienti dalle due fonderie citate poc'anzi. In particolare verrà descritto il processo di estrazione dei provini da una porzione di campana in prossimità della zona di impatto, ovvero quella maggiormente sollecitata, e di lavorazione del materiale per ricavare diverse serie di provini sia lisci che con intagli di diversa profondità. Scopo dei test su provini intagliati è la caratterizzazione del comportamento a fatica in presenza di difetti, molto utile in quanto questi sono sempre presenti nel materiale in seguito allo stesso processo di fusione. Verranno quindi descritte le prove sia di trazione statica che di fatica a flessione rotante dalle quali sono state ottenute le curve di resistenza e i limiti di fatica per le diverse serie. I risultati verranno confrontati tra loro e con gli unici dati reperiti in letteratura (Anzulovic et al., 1998) e quindi sintetizzati sulla base dei modelli teorici descritti al Capitolo 1. Infine verranno presentati i risultati delle analisi metallografiche svolte sui provini di una delle due tipologie di bronzo e in grado di spiegare, almeno in parte i risultati, in termini di valori e dispersione, ottenuti nelle prove di fatica. Infine verranno delineate alcune prove di meccanica della frattura eventualmente realizzabili per validare i risultati ad oggi disponibili.

CAPITOLO 3

DEFINIZIONE DI UN PROGRAMMA PER LA SIMULAZIONE DEL COMPORTAMENTO DINAMICO DELLE CAMPANE

INTRODUZIONE

In questo capitolo viene descritta la definizione di un programma per la simulazione del comportamento dinamico delle campane, attività svolta nell'ambito del progetto di ricerca europeo ProBell. In particolare vengono descritti nel dettaglio l'intero processo di schematizzazione della struttura reale in un sistema a parametri concentrati e le novità rispetto a modelli precedenti riportati in letteratura, la scrittura delle equazioni del moto sulla base delle equazioni di Lagrange e i due diversi approcci utilizzati per la modellazione dell'impatto batacchio-campana. Viene quindi illustrata l'implementazione del modello analitico in linguaggio Matlab-Simulink e la validazione del software tramite il confronto dei risultati delle simulazioni con i dati provenienti da prove sperimentali appositamente eseguite. Grazie alle simulazioni effettuate viene messo in evidenza l'effetto di diversi parametri e proposta una sintesi dei risultati in grado di fornire delle valide linee guida per la progettazione e l'installazione, mostrando come il software sviluppato sia un efficace strumento da impiegare per la progettazione di nuove campane e la tutela di quelle esistenti. Viene infine accennato un possibile sviluppo dei modelli proposti.

3.1 Modello fisico – matematico

3.1.1 Inquadramento analitico

Il modello fisico – matematico sul quale si basa il software di simulazione, consiste in un sistema a parametri concentrati, ovvero costituito da un opportuno insieme di elementi inerziali, elastici e smorzatori, nel quale è stata schematizzata la struttura reale. Come illustrato in Fig. 3.1 infatti, l'intero sistema campana – batarocchio – incastellatura è stato ricondotto ad un modello a tre gradi di libertà nelle coordinate generalizzate: posizione angolare della campana (θ_b , dove “b” sta per “bell”, traduzione inglese di campana), posizione angolare del batarocchio (θ_c , dove “c” sta per “clapper”, traduzione inglese di batarocchio) e spostamento verticale della campana (y). Inoltre è stata inclusa la possibilità di tener conto di una certa eccentricità e tra l'asse del batarocchio e l'asse della campana.

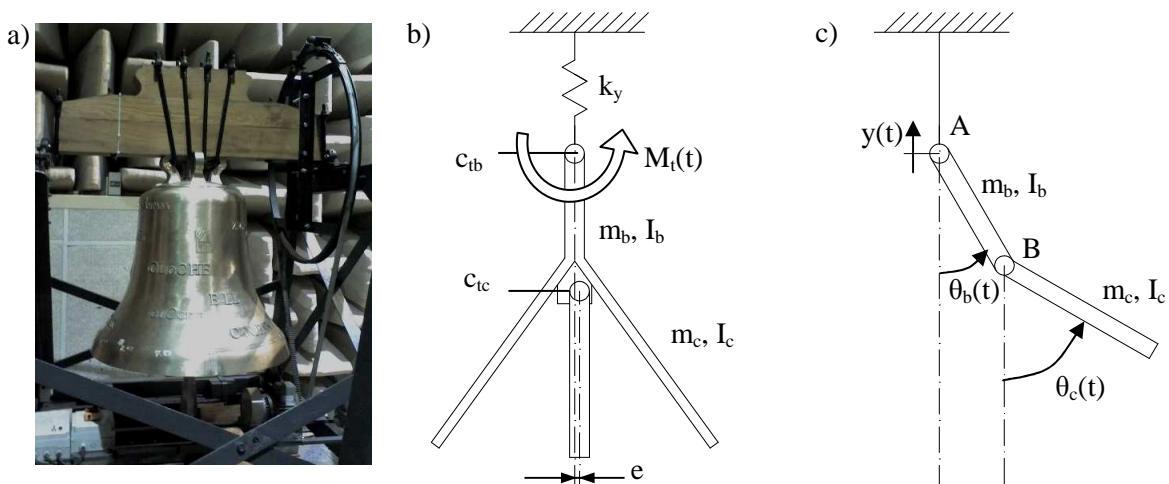


Figura 3.1. Esempio di struttura reale campana - batarocchio - incastellatura (a), modello a parametri concentrati (b) e schematizzazione dei tre gradi di libertà (c).

Per la scrittura delle equazioni del moto, nell'ipotesi, ragionevole per le finalità del modello, di corpi rigidi e masse distribuite, si è fatto riferimento al tradizionale approccio basato sulle equazioni di Lagrange:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i(t) \quad (3.1)$$

dove con q_i si intendono le coordinate generalizzate ($q_1 = \theta_b$, $q_2 = \theta_c$, $q_3 = y$) e con \dot{q}_i le rispettive derivate prime rispetto al tempo, T rappresenta l'energia cinetica totale del sistema, U l'energia potenziale, comprendente l'effetto della gravità e della rigidità

dell'incastellatura k_y , D il termine contenente gli elementi dissipativi, quali l'attrito, assunto di tipo viscoso, in corrispondenza delle cerniere della campana e del batacchio (con coefficienti di smorzamento c_{tb} e c_{tc}), $Q_i(t)$ la forza generalizzata agente sull' i -esima coordinata lagrangiana. Quest'ultimo termine include il contributo della coppia $M_t(t)$ fornita dal motore elettrico e della forza d'impatto, ove previsto dal modello. Come accennato al Capitolo 2 infatti, sono stati adottati due diversi approcci per la descrizione dell'impatto batacchio-campana: un modello "sintetico" che, non prevedendo l'integrazione del moto durante l'impatto ma trattando tale fenomeno, come verrà in seguito ampiamente descritto, tramite un aggiornamento delle condizioni al contorno delle equazioni del moto, non richiede la definizione analitica della forza di contatto; viceversa un modello "continuo" che, mantenendo l'integrazione delle equazioni di Lagrange durante l'intera durata del fenomeno d'urto, richiede di implementare analiticamente la descrizione della forza di contatto. Nella fase di moto libero del sistema batacchio-campana, finché cioè non si manifestano impatti, entrambi i modelli condividono il medesimo set di Eq. (3.1).

Si noti come la schematizzazione utilizzata (Fig. 3.1) riprenda i modelli dinamici già adottati in letteratura da Müller (Müller, 1968) in poi e descritti al Capitolo 2, prevedendo però un grado di libertà in più mai adottato in precedenza, ovvero la traslazione verticale della campana, inserita per tener conto della cedevolezza dell'incastellatura, un maggior numero di parametri, quali l'eccentricità, gli attriti in corrispondenza delle cerniere e il motore elettrico e, soprattutto, un' approfondita descrizione del fenomeno d'urto.

Esplicitando i diversi termini in Eq. (3.1) si ottengono le seguenti espressioni:

$$\begin{aligned} T = T_{bell} + T_{clapper} = & \left\{ \frac{1}{2} I_{b,CGb} \dot{\theta}_b^2(t) + \frac{1}{2} m_b [L_{CGb}^2 \dot{\theta}_b^2(t) + \dot{y}^2(t) + 2L_{CGb} \dot{y}(t) \dot{\theta}_b(t) \sin \theta_b(t)] \right\} + \\ & + \left\{ \frac{1}{2} I_{c,CGc} \dot{\theta}_c^2(t) + \frac{1}{2} m_c [(L_b^2 + e^2) \dot{\theta}_b^2(t) + L_{CGc}^2 \dot{\theta}_c^2(t) + 2L_b L_{CGc} \dot{\theta}_b(t) \dot{\theta}_c(t) \cos(\theta_c(t) - \theta_b(t)) + \right. \\ & + 2e L_{CGc} \dot{\theta}_b(t) \dot{\theta}_c(t) \sin(\theta_c(t) - \theta_b(t)) + \dot{y}^2(t) + 2L_b \dot{y}(t) \dot{\theta}_b(t) \sin \theta_b(t) + 2e \dot{y}(t) \dot{\theta}_b(t) \cos \theta_b(t) + \\ & \left. + 2L_{CGc} \dot{y}(t) \dot{\theta}_c(t) \cdot \sin \theta_c(t)] \right\} \end{aligned} \quad (3.2)$$

che, applicato il teorema di Huygens Steiner e riordinati i veri termini, diventa:

$$\begin{aligned} T = & \frac{1}{2} (m_b + m_c) \dot{y}^2(t) + \frac{1}{2} I_b \dot{\theta}_b^2(t) + \frac{1}{2} I_c \dot{\theta}_c^2(t) + m_b L_{CGb} \dot{y}(t) \dot{\theta}_b(t) \sin \theta_b(t) + \frac{1}{2} m_c [(L_b^2 + e^2) \cdot \\ & \cdot \dot{\theta}_b^2(t) + 2L_b L_{CGc} \dot{\theta}_b(t) \dot{\theta}_c(t) \cos(\theta_c(t) - \theta_b(t)) + 2e L_{CGc} \dot{\theta}_b(t) \dot{\theta}_c(t) \sin(\theta_c(t) - \theta_b(t)) + \\ & + 2L_b \dot{y}(t) \dot{\theta}_b(t) \sin \theta_b(t) + 2e \dot{y}(t) \dot{\theta}_b(t) \cos \theta_b(t) + 2L_{CGc} \dot{y}(t) \dot{\theta}_c(t) \sin \theta_c(t)] \end{aligned} \quad (3.3)$$

mentre, per quanto riguarda le altre quantità in Eq. 3.1, si hanno le seguenti espressioni:

$$U = \frac{1}{2} k_y y^2(t) + m_b g [y(t) - L_{CGb} \cos \theta_b(t)] + m_c g [y(t) - L_b \cos \theta_b(t) + e \sin \theta_b(t) - L_{CGc} \cos \theta_c(t)] \quad (3.4)$$

$$D = \frac{1}{2} c_{tb} \dot{\theta}_b^2(t) + \frac{1}{2} c_{tc} (\dot{\theta}_c(t) - \dot{\theta}_b(t))^2 \quad (3.5)$$

$$Q_b = M_t(t) \cdot \frac{\partial \theta_b(t)}{\partial \theta_b} = M_t(t) \quad (3.6)$$

$$Q_c = Q_y = 0 \quad (3.7)$$

dove m_b , $I_{b,CGb}$, I_b , L_{CGb} sono grandezze fisiche riferite alla campana, ovvero, rispettivamente, la massa (campana + incastellatura), il momento di inerzia (campana + incastellatura) rispetto al baricentro (punto CGb in Fig. 3.2), il momento di inerzia rispetto al proprio asse di rotazione (punto A in Fig. 3.2) e la distanza tra l'asse di rotazione e il baricentro; m_c , $I_{c,CGc}$, I_c , L_{CGc} sono grandezze fisiche riferite al batacchio, ovvero, rispettivamente, la massa, il momento di inerzia rispetto al baricentro (punto CGc in Fig. 3.2), il momento di inerzia rispetto al proprio asse di rotazione (punto B in Fig. 3.2) e la distanza tra l'asse di rotazione e il baricentro; L_b è la distanza tra l'asse di rotazione della campana e quello del batacchio, g l'accelerazione di gravità ed infine e l'eccentricità del batacchio.

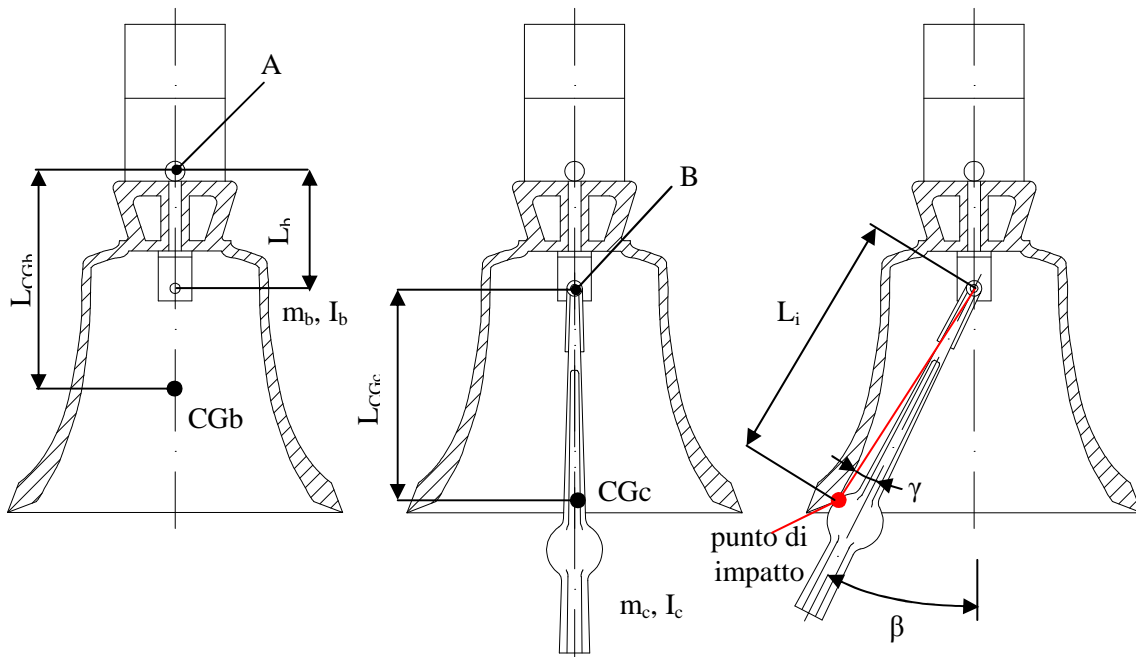


Figura 3.2. Schema di un generico sistema campana-batacchio e principali grandezze fisiche e geometriche utilizzate nel modello analitico.

Una volta sostituite le Eq. (3.3)÷(3.7) nell'Eq. (3.1), sono state ricavate le espressioni analitiche delle accelerazioni per i tre gradi di libertà:

$$\begin{aligned} \ddot{\theta}_b(t) = & \frac{1}{I_b + m_c(L_b^2 + e^2)} \{ -m_c [L_b L_{CGc} \cos(\theta_c(t) - \theta_b(t)) + e L_{CGc} \sin(\theta_c(t) - \theta_b(t))] \cdot \\ & \cdot \ddot{\theta}_c(t) - [m_b L_{CGb} \sin \theta_b(t) + m_c (L_b \sin \theta_b(t) + e \cos \theta_b(t))] \cdot \ddot{y}(t) - m_c [-L_b L_{CGc} \cdot \\ & \cdot \sin(\theta_c(t) - \theta_b(t)) + e L_{CGc} \cos(\theta_c(t) - \theta_b(t))] \dot{\theta}_c^2(t) - m_b g L_{CGb} \sin \theta_b(t) - m_c g \cdot \\ & \cdot (L_b \sin \theta_b(t) + e \cos \theta_b(t)) - c_{tb} \dot{\theta}_b(t) + c_{tc} (\dot{\theta}_c(t) - \dot{\theta}_b(t)) + M_t(t) \} \end{aligned} \quad (3.8)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\theta}_c(t) = & -\frac{1}{I_c} \{ m_c [L_b L_{CGc} \cos(\theta_c(t) - \theta_b(t)) + e L_{CGc} \sin(\theta_c(t) - \theta_b(t))] \cdot \ddot{\theta}_b(t) + m_c L_{CGc} \cdot \\ & \cdot (\sin \theta_c(t)) \ddot{y}(t) + m_c [L_b L_{CGc} \sin(\theta_c(t) - \theta_b(t)) - e L_{CGc} \cos(\theta_c(t) - \theta_b(t))] \cdot \dot{\theta}_b^2(t) + \\ & + m_c g L_{CGc} \sin \theta_c(t) + c_{tc} (\dot{\theta}_c(t) - \dot{\theta}_b(t)) \} \end{aligned} \quad (3.9)$$

$$\begin{aligned} \ddot{y}(t) = & -\frac{1}{(m_b + m_c)} \{ [m_b L_{CGb} \sin \theta_b(t) + m_c (L_b \sin \theta_b(t) + e \cos \theta_b(t))] \cdot \ddot{\theta}_b(t) + m_c L_{CGc} \cdot \\ & \cdot (\sin \theta_c(t)) \ddot{\theta}_c(t) + [m_b L_{CGb} \cos \theta_b(t) + m_c (L_b \cos \theta_b(t) - e \sin \theta_b(t))] \cdot \dot{\theta}_b^2(t) + m_c L_{CGc} \cdot \\ & \cdot (\cos \theta_c(t)) \cdot \dot{\theta}_c^2(t) \} - \frac{k_y}{m_b + m_c} y(t) - g \end{aligned} \quad (3.10)$$

rispettivamente accelerazione angolare della campana (Eq. (3.9)), accelerazione angolare del atacchio (Eq. (3.10)) e accelerazione verticale della campana (Eq. (3.11)).

Al fine di ottenere delle simulazioni maggiormente realistiche, la coppia fornita dal motore elettrico $M_t(t)$ è stata inclusa sia nel modello sintetico che in quello continuo quale output di un controllo di tipo PID (Proporzionale, Integrale, Derivativo) in anello chiuso. Innanzitutto è stata infatti implementata nel modello un'apposita funzione che verifica la posizione angolare della campana e calcola l'errore $e_r(t)$ tra la posizione angolare massima raggiunta ad ogni oscillazione, $\theta_{b,max}(t)$, e l'angolo di oscillazione desiderato, θ_{rif} :

$$e_r(t) = \theta_{rif} - \theta_{b,max}(t) \quad (3.11)$$

Il calcolo dell'errore (Eq. (3.11)) viene aggiornato ogni volta che la campana raggiunge la posizione angolare massima $\theta_{b,max}(t)$ e il valore ottenuto rimane costante durante il successivo semi-periodo di oscillazione. Di conseguenza, da un punto di vista analitico, l'espressione dell'errore $e_r(t)$ risulta una funzione costante a tratti della posizione angolare della campana. L'errore viene quindi elaborato da un controllore PID che fornisce in uscita la

coppia $M_t(t)$ che viene inserita nell' equazione di Lagrange della campana (Eq. (3.8)). In base alla tipica struttura di un controllore PID, l'espressione analitica della coppia $M_t(t)$ è:

$$M_t(t) = k \cdot \left(P \cdot e_r(t) + I \cdot \int e_r(t) dt + D \cdot \frac{de_r(t)}{dt} \right) \quad (3.12)$$

dove P, I, D sono i guadagni proporzionale, integrativo e derivativo, rispettivamente, e, come verrà illustrato in seguito, vanno opportunamente calibrati prima di ogni simulazione, k è un fattore di amplificazione che è risultato dipendere dalle caratteristiche del sistema campana-batacchio:

$$k = [I_b + m_c \cdot (L_b^2 + e^2)] \quad (3.13)$$

Esprimendo k nell' Eq. (3.13) in $[kg \cdot m^2]$, l' Eq. (3.12) fornisce una coppia $M_t(t)$ in $[N \cdot m]$.

Il motore elettrico è attivo durante la sola fase di salita della campana per un angolo di 15° a partire dalla posizione verticale. Inoltre, poiché dal punto di vista analitico, l'espressione dell'errore $e_r(t)$ è una funzione costante a tratti della posizione angolare della campana, il guadagno derivativo è stato posto di default pari a zero.

Per quanto riguarda il modello di impatto, innanzitutto è stata implementata un'apposita funzione che, nota la geometria del sistema, monitorando continuamente le posizioni reciproche di campana e batacchio, rileva il manifestarsi del contatto tra la palla del batacchio e la bocca della campana. Da questo istante in poi, i modelli sintetico e continuo seguono due approcci completamente differenti, come illustrato in Fig. 3.3.

Considerando che durante la fase di impatto del batacchio contro la campana l'energia cinetica dei due corpi viene trasferita con meccanismi complessi e sovrapposti in suono, vibrazioni, deformazione plastica e scambio di energia cinetica, nel modello sintetico, come già accennato, è stata trascurata la descrizione dell'evoluzione temporale del fenomeno di contatto. L'impatto è stato quindi trattato come una discontinuità nelle equazioni del moto della campana e del batacchio in grado di provocare un aggiornamento delle condizioni al contorno delle velocità dei due corpi e una certa dissipazione di energia cinetica.

Al contrario, nel modello continuo, le equazioni del moto vengono integrate durante l'intera durata del contatto in modo da fornire l'evoluzione temporale di tutte le grandezze dinamiche durante l'impatto, richiedendo però un aumento della complessità del modello analitico fin qui descritto.

I due modelli e le ragioni che hanno spinto a svilupparli, verranno descritti nel dettaglio nei paragrafi successivi (3.1.2 e 3.1.3).

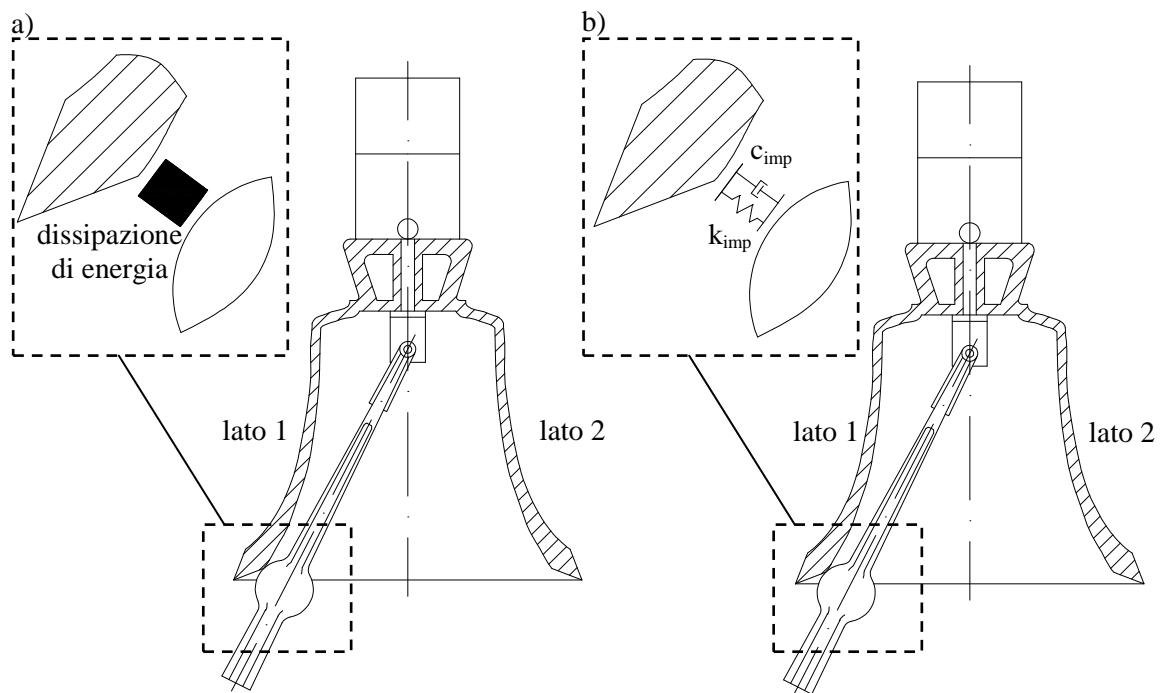


Figura 3.3. Descrizione dell'impatto: modello sintetico (a) e continuo (b).

3.1.2 Il modello sintetico

Il modello sintetico è stato sviluppato con la precisa finalità di ottenere uno strumento semplice, che richiedesse limitati sforzi di calibrazione e tempi di calcolo ridotti in modo da poter essere facilmente utilizzato anche da parte anche delle fonderie aderenti al progetto europeo. A questo scopo, il grado di libertà verticale corrispondente alla traslazione verticale della campana (coordinata y in Fig. 3.1) e l'eccentricità del batocchio (e in Fig. 3.1) sono stati trascurati. Il loro effetto è stato invece indagato, come descritto ai paragrafi successivi, tramite il modello continuo. Di conseguenza nel modello vengono considerate solo le Eq. (3.8) e (3.9) e il parametro e posto uguale a zero in tutti i termini di tali equazioni.

Seguendo l'approccio indicato al paragrafo precedente, non appena il batocchio entra in contatto con la campana, le condizioni al contorno delle equazioni di Lagrange vengono aggiornate sostituendo i valori delle velocità di campana e batocchio al momento dell'impatto con i corrispondenti valori, opportunamente calcolati, al termine dell'impatto stesso. In questo modo viene evitata qualsiasi descrizione dell'evoluzione temporale del fenomeno d'urto.

Per calcolare le velocità di batocchio e campana al termine dell'impatto risulta necessario considerare due condizioni. La prima riguarda la dissipazione di energia dovuta all'urto e consiste nello stabilire che l'energia cinetica relativa del batocchio dopo l'impatto sia una certa percentuale nota del valore al momento dell'impatto, ovvero:

$$\frac{1}{2} I_c (\dot{\theta}_{c,AI} - \dot{\theta}_{b,AI})^2 = \alpha \cdot \frac{1}{2} I_c (\dot{\theta}_{c,BI} - \dot{\theta}_{b,BI})^2 \quad (3.14)$$

dove $\dot{\theta}_{c,AI}, \dot{\theta}_{b,AI}$ sono rispettivamente le velocità di batacchio e campana dopo l'impatto (dove il suffisso AI deriva dall'inglese "after impact"); $\dot{\theta}_{c,BI}, \dot{\theta}_{b,BI}$ le velocità di batacchio e campana dopo l'impatto (dove il suffisso BI deriva dall'inglese "before impact"); α è il coefficiente di restituzione di energia che dipende dall'entità della dissipazione di energia cinetica durante l'urto. Il valore numerico di α e le modalità con le quali è stato determinato verranno presentate al paragrafo 3.3.

La seconda relazione utilizzata per l'aggiornamento delle condizioni al contorno è la conservazione del momento angolare del sistema batacchio-campana durante l'impatto, non essendoci forze esterne agenti sul sistema durante l'urto. Infatti il motore elettrico si disattiva non appena la campana supera i 15° rispetto alla verticale e, per lo meno in condizioni di funzionamento stabilizzate, ovvero conclusa la fase di avviamento del sistema, gli impatti avvengono in corrispondenza della massima posizione angolare raggiunta dalla campana, sempre maggiore di 15° . Considerando pertanto le grandezze geometriche e fisiche riportate in Fig. 3.2 e tenendo presente che nel modello sintetico vengono considerati solo due gradi libertà, il momento angolare (K_A) del sistema campana-batacchio rispetto all'asse di rotazione della campana (punto A in Fig. 3.2), può essere espresso nel seguente modo:

$$K_A = I_b \dot{\theta}_b + I_{c,CGc} \dot{\theta}_c + \overline{ACG_c} \times m_c \overline{v_{CGc}} \quad (3.15)$$

dove $\overline{ACG_c}$ è la distanza tra l'asse di rotazione della campana (A) e il baricentro del batacchio (CG_c) e v_{CGc} è la velocità lineare assoluta del baricentro del batacchio. Sviluppando l'ultimo termine dell'Eq. (3.15) e riorganizzando i diversi termini, una volta applicato il teorema di Huygens Steiner, la conservazione del momento angolare durante l'impatto si traduce in una seconda equazione (Eq. (3.16)) che lega le velocità di campana e batacchio prima e dopo l'urto:

$$\begin{aligned} & [(I_b + m_c L_b^2 + m_c L_b L_{CGc} \cos(\theta_c - \theta_b)) \dot{\theta}_b + (I_c + m_c L_b L_{CGc} \cos(\theta_c - \theta_b)) \dot{\theta}_c]_{BI} = \\ & [(I_b + m_c L_b^2 + m_c L_b L_{CGc} \cos(\theta_c - \theta_b)) \dot{\theta}_b + (I_c + m_c L_b L_{CGc} \cos(\theta_c - \theta_b)) \dot{\theta}_c]_{AI} \end{aligned} \quad (3.16)$$

Assumendo che la configurazione geometrica, ovvero la posizione angolare di campana e batacchio, non cambi durante l'impatto (ovvero riferendosi, ad esempio, al batacchio: $\theta_{c,BI} = \theta_{c,AI} \rightarrow \theta_{c,I}$), e definite le quantità riportate nelle Eq. (3.17) e (3.18), aventi le dimensioni di momenti di inerzia:

$$I_b^* = I_b + m_c L_b^2 + m_c L_b L_{CGc} \cos(\theta_c - \theta_b)_I \quad (3.17)$$

$$I_C^* = I_c + m_c L_b L_{CGc} \cos(\theta_c - \theta_b)_I \quad (3.18)$$

le Eq. (3.14) e (3.15) forniscono le espressioni analitiche della velocità della campana (Eq. (3.19)) e del batocchio (Eq. (3.20)) dopo l'impatto:

$$\dot{\theta}_{b,AI} = \left(\frac{I_c^*}{I_c^* + I_b^*} \right) \left[\left(\dot{\theta}_{c,BI} + \frac{I_b^*}{I_c^*} \dot{\theta}_{b,BI} \right) \pm \sqrt{\alpha} \sqrt{(\dot{\theta}_{c,BI} - \dot{\theta}_{b,BI})^2} \right] \quad (3.19)$$

$$\dot{\theta}_{c,AI} = \dot{\theta}_{c,BI} + \frac{I_b^*}{I_c^*} (\dot{\theta}_{b,BI} - \dot{\theta}_{b,AI}) \quad (3.20)$$

In base all' Eq. (3.19) è possibile notare che esistono due possibili valori della velocità della campana dopo l'impatto e di conseguenza due possibili valori di velocità del batocchio. L'indeterminazione viene risolta calcolando entrambe le soluzioni e scegliendo quindi la coppia di valori corretta in base al lato della campana in corrispondenza del quale avviene l'impatto. Infatti, se l'impatto è sul lato sinistro della campana (lato 1 in Fig. 3.3), la coppia di valori $(\dot{\theta}_{b,AI}; \dot{\theta}_{c,AI})$ corretta è quella che fornisce una velocità relativa del batocchio dopo l'urto $(\dot{\theta}_{c,AI} - \dot{\theta}_{b,AI})$ positiva, altrimenti il batocchio compenetrerebbe la campana; viceversa se l'impatto è sul lato destro della campana (lato 2 in Fig. 3.3), la coppia di valori corretta è quella che fornisce un valore negativo della velocità relativa del batocchio dopo l'urto.

Risulta evidente da quanto descritto che il modello sintetico non richiede la soluzione delle equazioni di Lagrange durante l'impatto ma necessita di un semplice aggiornamento delle condizioni al contorno delle velocità di campana e batocchio. Di conseguenza però non è possibile ottenere con questo tipo di approccio alcuna informazione riguardo l'urto quale ad esempio l'accelerazione di impatto o la durata del contatto, risultati per i quali è necessario fare riferimento al modello continuo.

3.1.3 Il modello continuo

Il modello continuo, sviluppato cronologicamente prima di quello sintetico, permette una descrizione accurata del fenomeno d'urto fornendo l'evoluzione temporale delle varie grandezze dinamiche durante l'impatto ed ha avuto un ruolo particolarmente rilevante in fase di validazione del software poiché, come verrà ampiamente descritto al paragrafo 3.4, permette un confronto immediato delle accelerazioni di impatto ottenute nelle simulazioni con i corrispondenti valori misurati sperimentalmente tramite accelerometri. Il modello, prevedendo l'integrazione delle equazione del moto durante l'intera durata del contatto, richiede di considerare un contributo addizionale nei termini Q_i delle equazioni di Lagrange, riportati nelle Eq. (3.6) e (3.7). Per descrivere l'impatto tramite un modello a parametri concentrati è stata utilizzata la combinazione in parallelo di una molla e di uno smorzatore

(Fig. 3.3(b)). Per quanto riguarda a rigidezza della molla è stata adottata la teoria del contatto Hertziano tra una sfera avente lo stesso raggio della palla del batocchio e un piano infinito (Fig. 3.4).

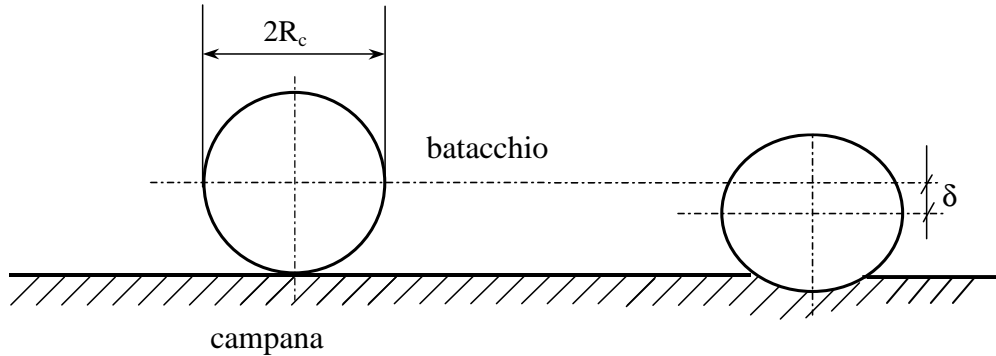


Figura 3.4. Rappresentazione schematica dell'ipotesi di contatto hertziano tra campana e batacchio.

Infatti, considerando il sistema campana-batacchio, le ipotesi di base per l'adozione della teoria del contatto elastico di Hertz (Hertz, 1895) risultano:

- _ $a \ll R_c$ (dove a è la dimensione tipica dell'area di impatto e R_c il raggio del batacchio);
- _ $a \ll l$ (dove l è lo spessore della bocca della campana);
- _ assenza di attrito.

e, per lo meno in prima approssimazione, con riferimento a sistemi campana-batacchio integri, senza evidenti fenomeni di usura o di danneggiamento per fatica, possono essere considerate soddisfatte (Fletcher et al., 2002). Sulla base di queste ipotesi, al momento dell'impatto si sviluppa una forza elastica $F_{k \text{ Hertz}}$, proporzionale, in base alla costante elastica $k_{\text{imp}}(t)$ alla penetrazione $\delta(t)$ tra sfera e piano (cfr. Fig. 3.4):

$$F_{k \text{ Hertz}}(t) = k_{\text{imp}}(t) \cdot \delta(t) \quad (3.21)$$

La rigidezza di contatto $k_{\text{imp}}(t)$ dipende anch'essa dall'entità della penetrazione $\delta(t)$ tramite una relazione non lineare ottenuta a partire dall'espressione $k_{\text{Hertz}}(t)$ della rigidezza di contatto formulata da Hertz:

$$k_{\text{Hertz}}(t) = \left[\sqrt{\frac{3}{8}} \left(\frac{\pi}{C_\delta} \right)^{3/2} \right] \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \sqrt{2R_c} \sqrt{\delta(t)} \quad (3.22a)$$

$$k_{\text{imp}}(t) = \lambda \cdot k_{\text{Hertz}}(t) \quad (3.22b)$$

Nell'espressione di $k_{\text{Hertz}}(t)$, C_δ è un coefficiente che dipende dalla geometria dei corpi ed è pari a 2.4 per una sfera in contatto con un piano infinito, mentre ν_1 e ν_2 , E_1 e E_2 , sono

rispettivamente i coefficienti di Poisson e i moduli elastici dei due materiali a contatto. Per una campana in bronzo è stato assunto $\nu_1=0.34$ (Ivorra et al., 2007), $E_1=110500$ MPa (Meneghetti et al., 2006); invece per un batocchio in acciaio da costruzione sono stati adottati come valori di riferimento (UNI EN 1993-1-9 Eurocodice 3, 2005) $\nu_2=0.3$ e $E_2=206000$ MPa. Per tener conto della complessità delle condizioni di impatto reali, caratterizzate da fenomeni di usura e di danneggiamento per fatica del materiale nella zona di contatto è risultato necessario, sulla base anche del confronto con le misure di accelerazione di impatto sperimentali, modificare opportunamente il valore di rigidità originale previsto dalla teoria di Hertz tramite l'introduzione del coefficiente correttivo λ (Eq. (3.22b)). Il valore numerico di λ è stato ottenuto con alcune simulazioni di tentativo che hanno fornito un valore pari a 0.35. Tale calibrazione è risultata particolarmente robusta in quanto il risultato, $\lambda = 0.35$, è rimasto valido per tutte le simulazioni effettuate indipendentemente dalle notevoli variazioni, per la descrizione delle quali si rimanda al paragrafo 3.4, delle caratteristiche geometriche e inerziali dei sistemi batocchio-campana simulati.

Per simulare la dissipazione di energia in deformazione plastica, vibrazioni e suono che avviene al momento dell'impatto, è stato introdotto, in parallelo all'elemento elastico di tipo hertziano, un elemento smorzatore (cfr. Fig. 3.3(b)). Il valore numerico del coefficiente di smorzamento c_{imp} va calibrato per ogni campana al fine di ottenere la dissipazione di energia desiderata. Il legame tra tale coefficiente e il coefficiente di restituzione di energia α adottato nel modello sintetico (cfr. Eq. (3.14)) si può facilmente determinare da un punto di vista analitico nelle ipotesi che (i) il momento di inerzia della campana sia molto maggiore di quello del batocchio (ovvero che $I_b/I_c \rightarrow \infty$), come illustrato in Fig. 3.5, e che (ii) la rigidità di contatto venga approssimata da un valore costante \hat{k}_{imp} indipendente dall'entità della penetrazione. In queste ipotesi (Fig. 3.5) infatti, l'Eq. (3.14) diventa:

$$\frac{1}{2} I_c (\dot{\theta}_{c,AI})^2 = \alpha \cdot \frac{1}{2} I_c (\dot{\theta}_{c,BI})^2 \quad (3.23)$$

L'equazione del moto del batocchio durante l'impatto, ritenuta trascurabile qualsiasi variazione di energia potenziale, data la modesta entità della penetrazione, risulta:

$$I_c \ddot{\theta}_c(t) + c_{\text{imp}} L_i^2 \dot{\theta}_c(t) + \hat{k}_{\text{imp}} L_i^2 \theta_c(t) = 0 \quad (3.24)$$

dove L_i è la distanza tra l'asse di rotazione del batocchio e il punto di impatto misurata perpendicolarmente alla direzione di impatto stessa (cfr. Fig. 3.2 e 3.5).

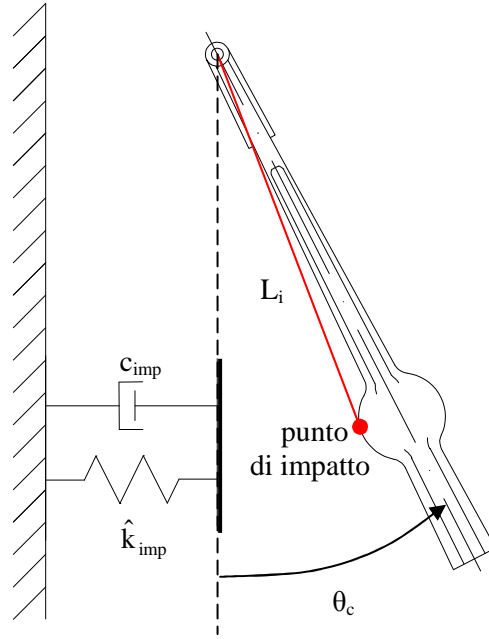


Figura 3.5. Modello di impatto semplificato nell'ipotesi $I_b \gg I_c$.

Una volta definito $\hat{I}_c = \frac{I_c}{L_i^2}$, l'Eq. (3.24) può essere riscritta nel modo seguente:

$$\hat{I}_c \ddot{\theta}_c(t) + c_{\text{imp}} \dot{\theta}_c(t) + \hat{k}_{\text{imp}} \theta_c(t) = 0 \quad (3.25)$$

Nell'ipotesi di sistema sottosmorzato, realistica per la modalità di suono delle campane simulata (definita anche "a batocchio volante"), la soluzione generale dell' Eq. (3.25) risulta:

$$\theta_c(t) = e^{-\zeta \omega_n t} (A \cos \omega_d t + B \sin \omega_d t) \quad (3.26)$$

dove $\zeta = \frac{c_{\text{imp}}}{2\sqrt{\hat{k}_{\text{imp}} \hat{I}_c}}$, $\omega_n = \sqrt{\frac{\hat{k}_{\text{imp}}}{\hat{I}_c}}$, $\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$ mentre A e B sono costanti che

dipendono dalle condizioni iniziali. Considerando che all'istante iniziale dell'impatto ($t = 0$), $\theta_c(0) = 0$ (senza perdere in generalità) e $\dot{\theta}_c(0) = \dot{\theta}_{c, \text{BI}}$, l'Eq. (3.26) diventa:

$$\theta_c(t) = \frac{\dot{\theta}_{c, \text{BI}}}{\omega_d} e^{-\zeta \omega_n t} \sin \omega_d t \quad (3.27)$$

Poiché all'istante finale dell'impatto ($t = t_{\text{AI}}$) l'Eq. (3.27) deve risultare uguale a zero (il batocchio torna alla posizione all'inizio dell'urto), ne deriva che la durata del contatto, t_{AI} , è pari a: $t_{\text{AI}} = \frac{\pi}{\omega_d}$. Di conseguenza, una volta effettuata la derivata rispetto al tempo dell'Eq.

(3.27) e valutata in corrispondenza dell'istante $t_{AI} = \frac{\pi}{\omega_d}$, è possibile ricavare la seguente espressione:

$$\dot{\theta}_{c,AI} = -\dot{\theta}_{c,BI} e^{-\frac{\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}} \quad (3.28)$$

che, sostituita nell'Eq. (3.23), permette di ottenere l'espressione del coefficiente c_{imp} in funzione del coefficiente di restituzione di energia α :

$$\frac{c_{imp}}{2\sqrt{\hat{k}_{imp}\hat{I}_c}} = -\frac{\ln \alpha}{\sqrt{4\pi^2 + (\ln \alpha)^2}} \quad (3.29)$$

L'andamento dell'Eq. (3.29) è illustrato in Fig. 3.6 dove si nota una diminuzione del valore del parametro c_{imp} all'aumentare del coefficiente di restituzione di energia.

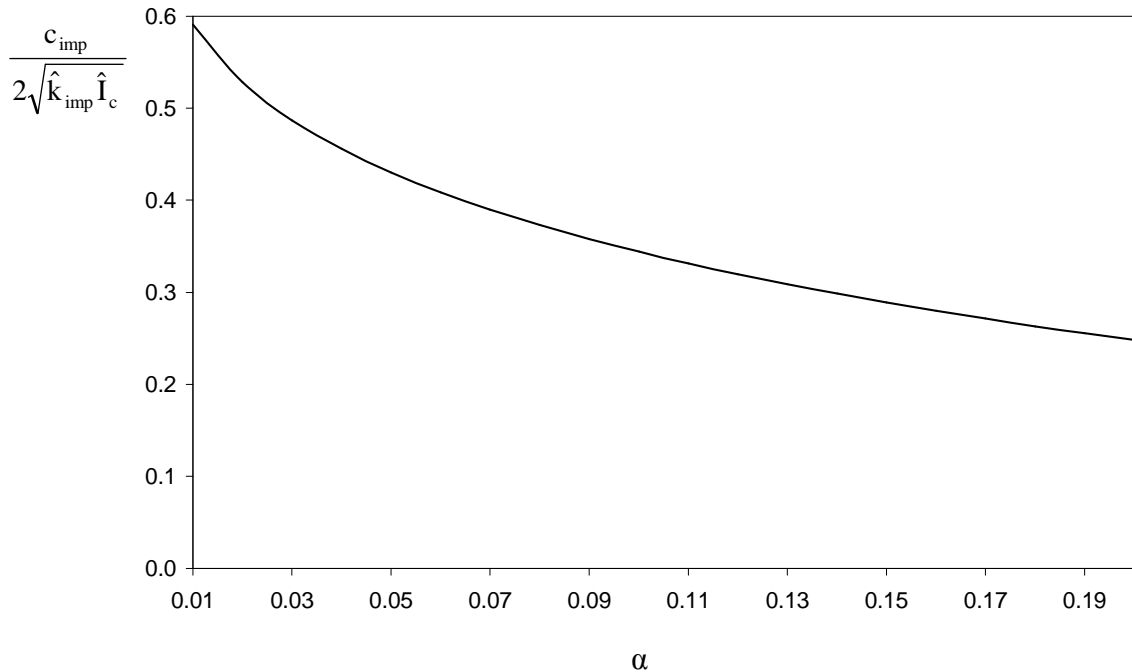


Figura 3.6. Andamento del coefficiente di smorzamento c_{imp} in funzione del coefficiente di restituzione di energia α in base all'Eq. (3.29) (ipotesi $I_b \gg I_c$).

Nell'ipotesi, maggiormente realistica, di $I_b/I_c > 1$ ma minore di ∞ che viene riscontrata nella pratica, il valore del coefficiente di smorzamento è stato calibrato per ogni campana tramite alcune simulazioni di tentativo lasciando cadere la campana da una posizione angolare di 60° rispetto alla verticale, in assenza di attrito in corrispondenza delle cerniere e di motore elettrico, e modificando il valore di c_{imp} in modo tale che al primo impatto risultasse soddisfatta l'Eq. (3.14), con α noto sulla base di quanto verrà descritto al paragrafo 3.3.

Per quanto riguarda la descrizione completa dell'impatto batocchio-campana, considerando sia l'effetto della rigidità di tipo hertziano che dell'elemento smorzatore, la forza di impatto può essere espressa come segue:

$$F_{\text{imp}}(t) = [k_{\text{imp}}(t) \cdot \delta(t)] + [c_{\text{imp}} \cdot \dot{\delta}(t)] \quad (3.30)$$

dove la penetrazione $\delta(t)$ è calcolata come:

$$\delta(t) = [\theta_c(t) - \theta_b(t) - (\beta - \gamma)] \cdot L_i \quad (3.31)$$

essendo β l'angolo interno della campana e γ l'angolo che permette di tener conto delle dimensioni della palla del batocchio (cfr. Fig. 3.2).

Di conseguenza quando il batocchio è in contatto con la campana, le Eq. (3.6) e (3.7) vengono aggiornate sulla base delle seguenti Eq. (3.32)÷(3.34):

$$Q_b = M_t(t) + [F_{\text{imp}}(t) \cdot L_i] \quad (3.32)$$

$$Q_c = -F_{\text{imp}}(t) \cdot L_i \quad (3.33)$$

$$Q_y = 0 \quad (3.34)$$

3.2 Implementazione del modello in Matlab-Simulink

Per l'integrazione numerica delle equazioni del moto, il modello analitico descritto al paragrafo 3.1 è stato implementato in linguaggio Matlab-Simulink®. Tale software permette di risolvere numericamente equazioni differenziali rappresentandole in forma grafica, tramite un approccio di tipo "flow chart", ovvero basato sulla logica degli schemi a blocchi. Il programma Simulink è stato organizzato in una serie di sottosistemi tra loro interconnessi, 4 nel caso del modello sintetico, 5 nel caso del modello continuo, ciascuno dei quali elabora, a partire dai dati in ingresso, un insieme più o meno complesso di funzioni, fornendo quindi determinati risultati in uscita. Come illustrato in Fig. 3.7, tre sottosistemi sono dedicati all'integrazione delle equazioni di Lagrange (si tenga presente che il sottosistema che fornisce l'accelerazione verticale della campana \ddot{y} non è presente nel modello sintetico), uno contiene l'implementazione del motore elettrico mentre l'ultimo risolve il modello di impatto. A titolo di esempio si riporta in Fig. 3.8 l'implementazione in Simulink della logica di funzionamento del motore elettrico. Il sottosistema "motore" (sottosistema 4 di Fig. 3.7) riceve come segnale di ingresso l'evoluzione nel tempo della posizione angolare della campana, quindi un insieme di blocchi rileva la posizione angolare massima raggiunta e calcola l'errore rispetto all'angolo di oscillazione imposto. Tale errore viene fornito in ingresso ad un blocco che implementa al suo interno un controllore PID per dare in uscita un segnale che viene adeguatamente

amplificato e attivato durante la sola fase di salita della campana dalla posizione verticale ai 15° (blocchi “amplificazione-regolazione”). Tale segnale viene fornito in uscita dal sottosistema motore quale segnale di coppia disponibile per l’utilizzo, tramite l’Eq. (3.8), nel sottosistema preposto all’integrazione delle equazioni di Lagrange della campana (sottosistema 2 di Fig. 3.7).

Il modello Simulink completo sia del modello sintetico che di quello continuo è riportato in Appendice A3.1, mentre in Fig. 3.9 viene illustrata, tramite uno schema a blocchi qualitativo, la logica di funzionamento del programma.

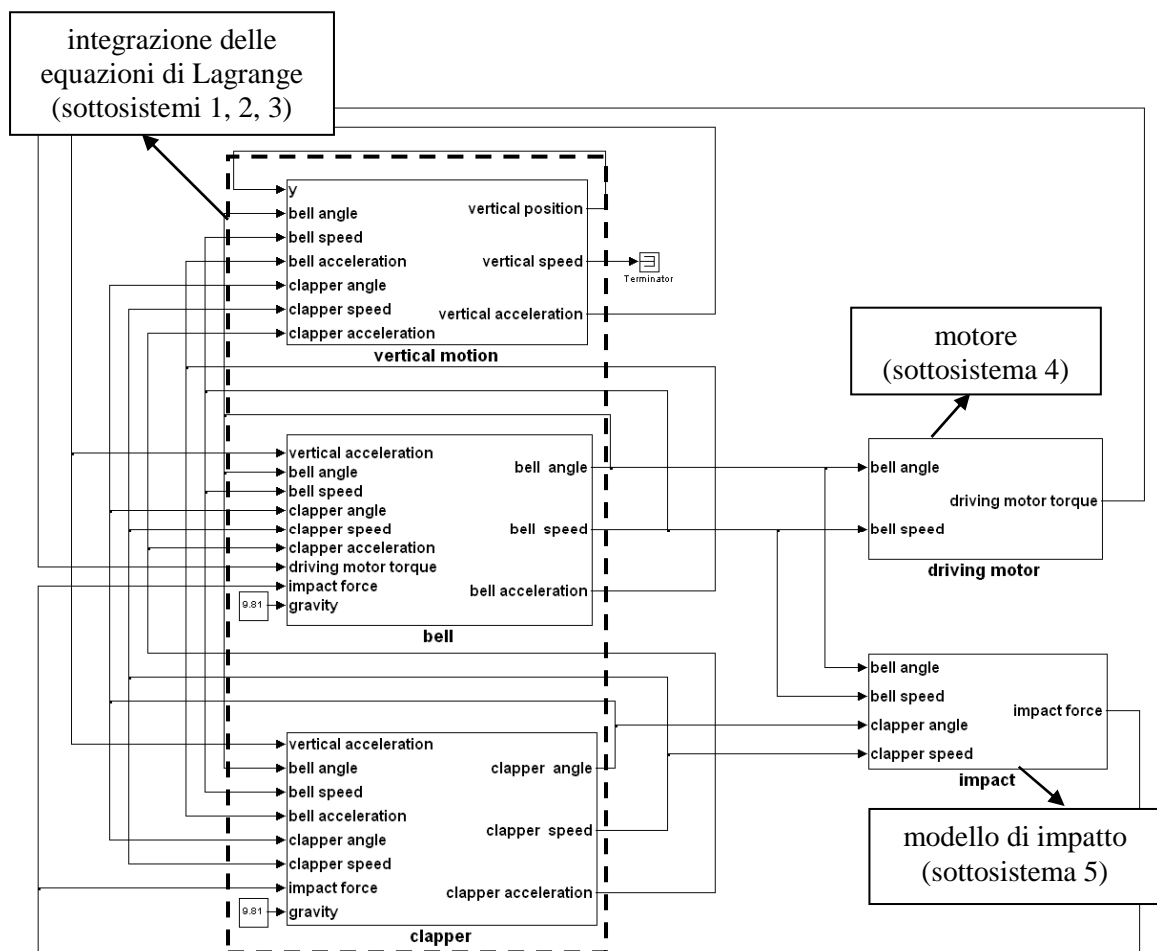


Figura 3.7. Implementazione in linguaggio Matlab-Simulink del modello fisico-matematico per la simulazione della dinamica di campane. I sottosistemi 1, 2, 3 risolvono le Eq. (3.8)÷(3.10); il sottosistema 4 risolve le Eq. (3.11)÷(3.13); il sottosistema 5 risolve le Eq. (3.19) e (3.20) nel modello sintetico, le Eq. (3.22), (3.30) e (3.31) nel modello continuo.

Ai fini di un facile utilizzo del software da parte di terzi, quali ad esempio i fonditori di campane partecipanti al progetto ProBell, è stata predisposta un’opportuna interfaccia utente, tramite la quale è possibile inserire i dati di input, avviare le simulazioni e visualizzare i

risultati. Tale interfaccia, completa di istruzioni per l'utilizzo del software, è riportata, per il modello sintetico, ovvero quello distribuito all'intero consorzio al termine del progetto europeo, nell'appendice A3.2.

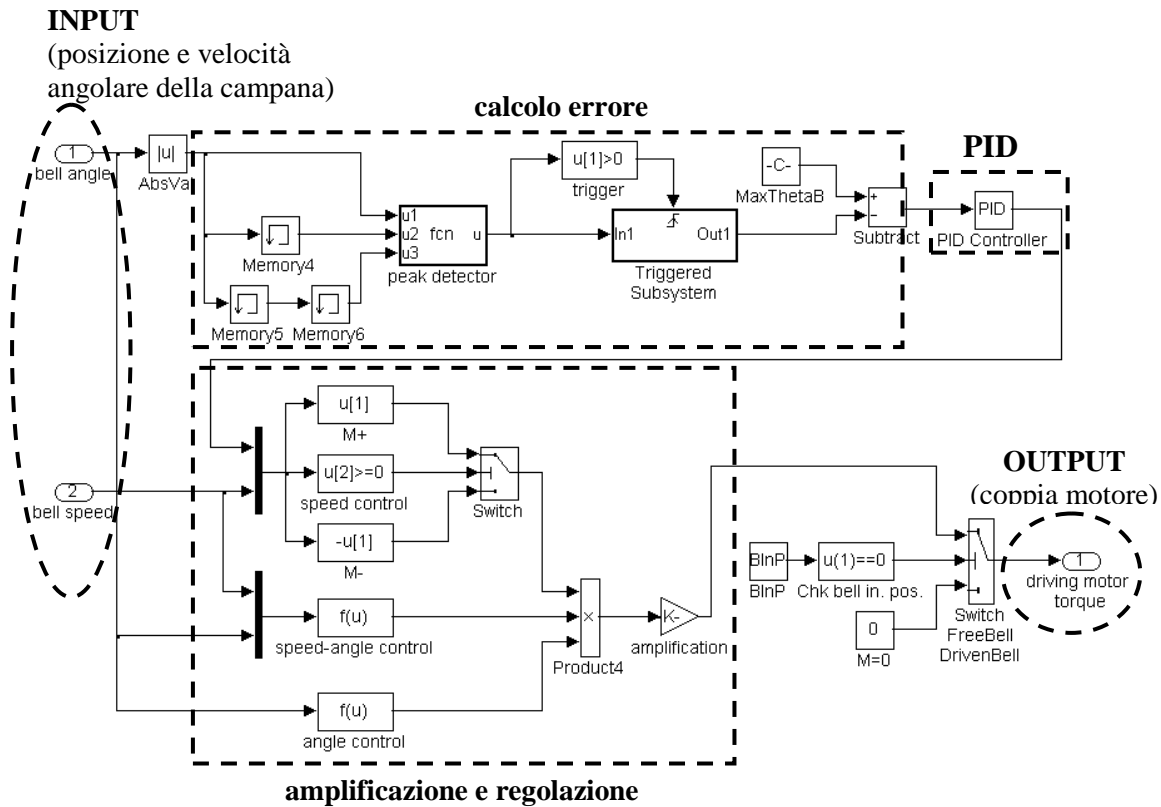


Figura 3.8. Implementazione in linguaggio Matlab-Simulink della logica di funzionamento del motore elettrico (sottosistema n°4 in Fig. 3.7).

Per quanto riguarda un aspetto più tecnico del programma, quale quello dei tempi di calcolo, la simulazione di 90 secondi di oscillazione della campana, corrispondenti a circa un minuto di funzionamento stabilizzato in quanto i primi 30 secondi sono impiegati dal transitorio di avviamento per raggiungere l'angolo di oscillazione imposto, richiedono dai 5 ai 30 minuti con il modello continuo, viceversa meno di 10 secondi con il modello sintetico, utilizzando un processore PC Intel(R) Pentium(R) M, 1.6 GHz, 512 MB di RAM.

Tale differenza risulta facilmente spiegabile tenendo conto che, nel modello continuo, l'integrazione delle equazioni di Lagrange durante l'impatto richiede l'adozione di un metodo di soluzione a passo di integrazione variabile, basato su un algoritmo di tipo Runge Kutta implicito. Tale metodo adatta automaticamente il passo di integrazione da valori maggiori ($\sim 2.5 \cdot 10^{-4}$ s) durante il moto libero a valori di un ordine di grandezza minori ($\sim 4.5 \cdot 10^{-5}$ s)

durante gli impatti, utilizzando tecniche standard per il controllo dell'errore ad ogni passo di integrazione.

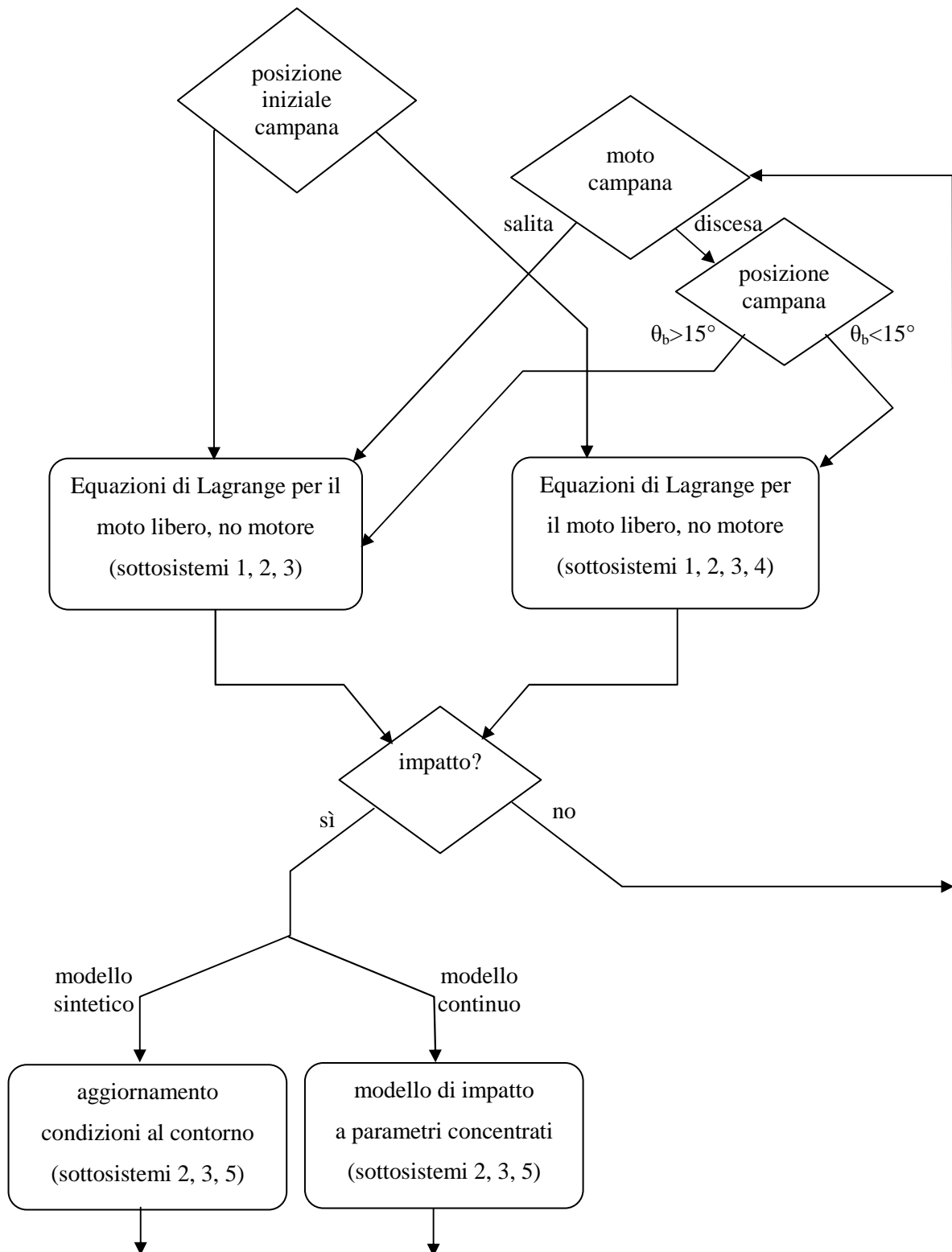


Figura 3.9. Schema a blocchi qualitativo della logica di funzionamento del programma Matlab-Simulink per la simulazione della dinamica di campane.

Viceversa nel modello sintetico, non essendo prevista l'integrazione delle equazioni del moto durante l'impatto, è stato possibile adottare un solutore a passo di integrazione fisso, basato sull'algoritmo Bogacki-Shampine, con valori del passo di integrazione maggiori ($2.5 \cdot 10^{-3} \div 5E \cdot 10^{-3}$ s, a seconda del sistema campana-batacchio considerato). Di conseguenza la simulazione dei medesimi 90 secondi di oscillazione della campana richiede tempi di calcolo cento volte inferiori se si utilizza al posto del modello continuo, quello sintetico.

3.3 Taratura dei parametri

Come si evince da quanto fin qui descritto, prima di avviare le simulazioni, è necessaria una fase di calibrazione per stabilire i valori numerici dei numerosi parametri presenti nei modelli. Per quanto riguarda le caratteristiche geometrico - inerziali del sistema campana-batacchio, queste possono essere misurate direttamente sul sistema reale o ricavate da un disegno CAD. Nel caso delle simulazioni realizzate per la validazione del programma e riportate al paragrafo 3.4, essendo state svolte nell'ambito del progetto ProBell, tutti i dati utilizzati sono stati ricavati da misure sperimentali effettuate in laboratorio su campane realizzate appositamente per il progetto, o su campanili nel caso di campane pre-esistenti, dall'Università di Kempten (Rupp e Plitzner, 2008a).

I parametri geometrici necessari per le simulazioni e ricavati dalle misure sperimentali sono riportati in Fig. 3.10, mentre per quanto riguarda la proprietà inerziali di campana e batacchio sono state misurate le distanze tra i baricentri dei due corpi e i rispettivi assi di rotazione (L_{CGb} e L_{CGc} in Fig. 3.10), le masse e i momenti di inerzia rispetto ai rispettivi assi di rotazione. Inoltre è stata misurata direttamente anche la rigidità dell'incastellatura, per lo meno ove possibile (campane di laboratorio specialmente) mentre negli altri casi tale valore è stato stabilito per analogia o opportunamente scalato rispetto ai valori noti.

Per quanto riguarda gli attriti in corrispondenza delle cerniere, il valore dei coefficiente di smorzamento c_{tc} in corrispondenza della cerniera del batacchio è stato determinato a partire dai dati sperimentali ottenuti portando il batacchio in contatto con la campana, lasciandolo libero di oscillare e misurando l'ampiezza di oscillazioni successive (Rupp e Plitzner, 2008a). A partire da tali dati, una volta calcolato per ciascun batacchio il decremento logaritmico d_L (Rao, 2004), il coefficiente di smorzamento c_{tc} è stato approssimato tramite l'espressione:

$$c_{tc} = \frac{d_L}{\pi} I_c \sqrt{\frac{m_c g L_{CGc}}{I_c}} \quad (3.35)$$

dove il termine $\sqrt{\frac{m_c g L_{CGc}}{I_c}}$ rappresenta la pulsazione naturale di un pendolo semplice

non smorzato avente le stesse proprietà geometrico - inerziali del batocchio considerato.

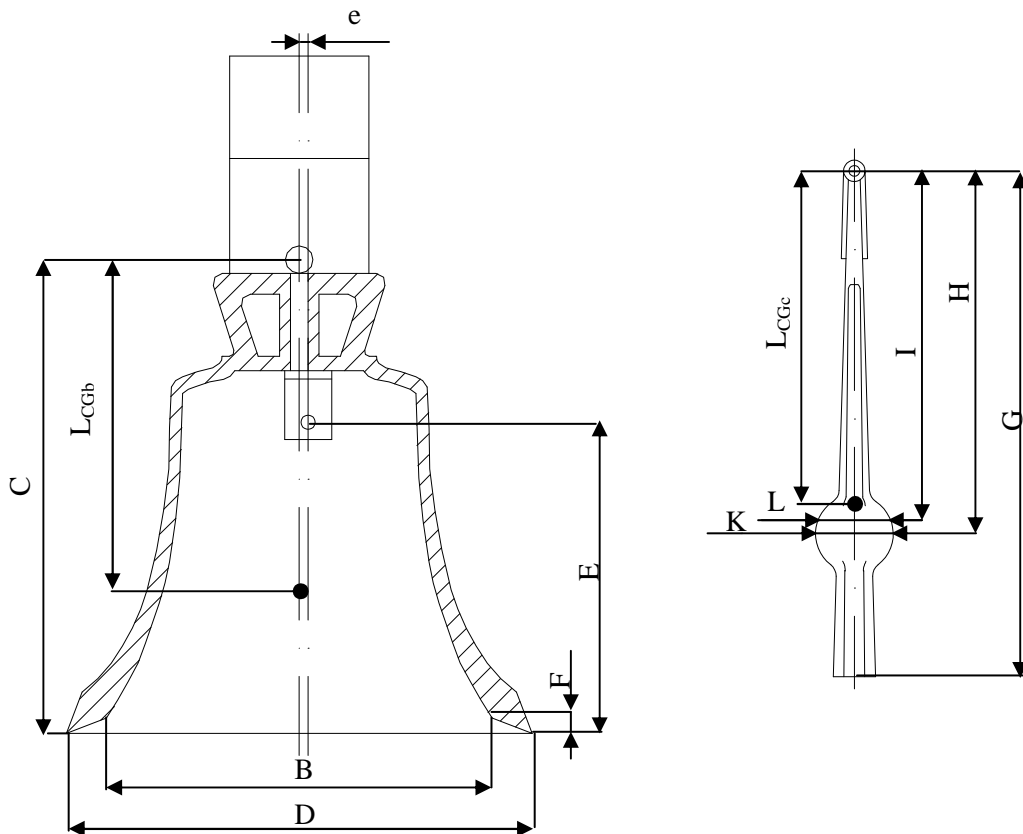


Figura 3.10. Grandezze geometriche di input per le simulazioni.

I coefficienti c_{tc} sono risultati variare entro il range $0.08\div 40.86 \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}\cdot\text{rad}^{-1}$ per i batocchi considerati nelle simulazioni (cfr. Tabella 3.1) con i valori più elevati in corrispondenza dei batocchi installati nelle campane di dimensioni maggiori. Come termine di confronto, si consideri il valore utilizzato da Blakeborough (Blakeborough, 2001) pari a $0.371 \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}\cdot\text{rad}^{-1}$ per una campana di 319 kg. Nel caso invece non siano disponibili misure sperimentali, o nel caso di simulazioni di campane ancora in fase di progettazione, è possibile effettuare una stima del coefficiente c_{tc} tenendo conto che i valori ricavati dalle misure sperimentali sono risultati sempre inferiori al 5% del valore di smorzamento critico.

Il coefficiente di smorzamento c_{tb} in corrispondenza della cerniera della campana è stato invece determinato numericamente imponendo che un pendolo semplice avente le stesse caratteristiche geometriche e inerziali della campana in questione si arrestasse dopo circa 40 oscillazioni libere a partire da un angolo di 60° rispetto alla verticale, situazione

corrispondente con buona approssimazione a quanto rilevato nelle prove di laboratorio sui sistemi campana-batacchio disponibili.

Per quanto riguarda il motore elettrico, i guadagni del controllore PID dipendono dalle caratteristiche geometriche e inerziali del sistema nonché dall'angolo di oscillazione della campana richiesto (altro dato di input delle simulazioni), per cui vanno calibrati tramite alcune simulazioni di tentativo in modo tale che la fase di avviamento della campana dalla posizione verticale fino al raggiungimento dell'angolo di oscillazione richiesto avvenga in circa 10 attivazioni del motore elettrico, che di nuovo corrisponde al comportamento osservato nei test di laboratorio. Per quanto riguarda le simulazioni effettuate, i guadagni del PID sono risultati variare entro un range di valori limitato, ovvero compreso tra 3 e 4 per il termine proporzionale e tra 0.6 e 1 per il termine integrale, nonostante la notevole variabilità degli oltre 80 diversi sistemi campana – batacchio analizzati, con campane di peso variabile tra i 295 kg e i 20000 kg. Si ricorda, come già specificato al paragrafo 3.1, che il termine derivativo è stato posto uguale a zero di default.

Infine, un punto chiave per la corretta calibrazione sia del modello sintetico che di quello continuo è stata la determinazione del coefficiente di restituzione di energia α , ottenuto grazie ai test sperimentali effettuati presso l'Università di Kempten (Spielmann et al., 2008), al fine di riprodurre in modo controllato e misurabile l'impatto batacchio-campana. Le prove consistevano in test di caduta di un cilindro di acciaio di diametro 80 mm, altezza 270 mm, raggio di impatto 50 mm e massa pari a 10 kg (corrispondente alla massa di un batacchio per una campana di circa 200 kg), su una lastra di bronzo di spessore 50 mm (Fig. 3.11): il cilindro, lasciato cadere da un'altezza di 100 mm, arrivava in contatto con la lastra di bronzo con un'accelerazione di circa 500 g per una durata dell'impatto pari a 0.6 ms, valori molto simili a quelli rilevati sperimentalmente per una campana delle dimensioni suddette.

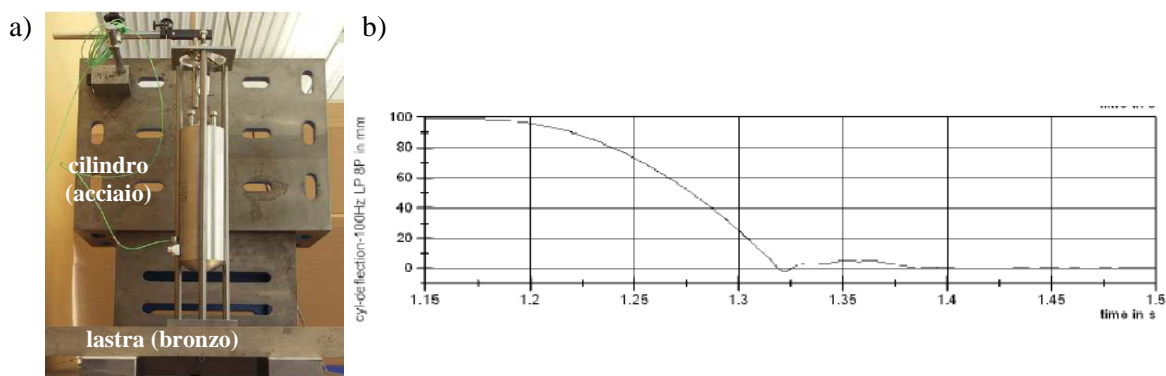


Figura 3.11. Apparato sperimentale per i test cilindro - piastra (a) e andamento nel tempo della posizione del cilindro (b).

Nota l'altezza iniziale, dalla misura dell'altezza aggiunta dal cilindro dopo l'impatto, è stato possibile stimare una dissipazione di energia durante l'urto pari al 95%. Di conseguenza, il valore del coefficiente di restituzione di energia risulta $\alpha = 0.05$. Tale valore, adottato per tutte le simulazioni, è stato impiegato direttamente nel modello sintetico tramite l'Eq. (3.14) mentre nel modello continuo il parametro c_{imp} è stato modificato iterativamente tramite la procedura di calibrazione riportata al paragrafo 3.1 fino ad ottenere una dissipazione di energia pari al 95%.

3.4 Risultati delle simulazioni e confronto con i dati sperimentali

Per validare il software sviluppato, sia nel caso del modello sintetico che di quello continuo, sono state condotte diverse simulazioni su sistemi campana-batacchio reali e i risultati numerici confrontati con i dati sperimentali disponibili grazie alle misure effettuate dall'Università di Kempten (Rupp e Plitzner, 2008b, c).

Come già accennato al paragrafo 3.1, è stato validato per primo il modello continuo in quanto risultava più facile confrontare i risultati numerici con i dati sperimentali in termini di accelerazioni di impatto e periodo di oscillazione. Per testare la bontà del modello sono state simulate 6 diverse campane, 4 delle quali (b1-1, b4-5, b7-4 e b8-1) installate presso i laboratori dell'Università di Kempten e due (bM-3 e bM-5) installate rispettivamente nella chiesa di Oberbozen (Bolzano, Italia) e nella cattedrale di S. Stefano (Vienna, Austria), con 24 differenti batacchi e in diverse condizioni di funzionamento, in termini di angolo di oscillazione e di eccentricità del batacchio, per un totale di circa 85 simulazioni. Tali simulazioni hanno coperto un intervallo molto ampio per quanto riguarda le dimensioni dei sistemi analizzati: il più piccolo era costituito infatti da una campana in bronzo di 295 kg (altezza 0.719 m e diametro di bocca 0.797 m) con batacchio in acciaio di 14.4 kg, mentre il più grande da una campana in bronzo di 20132 kg (alta 2.64 m e con un diametro di bocca di 3.316 m) con batacchio in acciaio da 876 kg. Come già spiegato in precedenza, ciascuna simulazione ha riprodotto 90 s di oscillazione della campana, dei quali gli ultimi 60, che rappresentano le condizioni di funzionamento stabilizzate, sono stati utilizzati per l'analisi statistica dei risultati. In Tab. 3.1 è riportata una sintesi delle simulazioni effettuate insieme ad alcune indicazioni riguardo le dimensioni di campane e batacchi. Per questioni di chiarezza si fa presente che il comportamento dinamico della campana bM3-3 è stato simulato considerando non solo il batacchio effettivamente installato sulla campana (cM-3), ma anche alcuni possibili batacchi alternativi (cM-3-1÷cM-3-10).

Tabella 3.1. Piano delle simulazioni.

Campana				Batacchio							Angolo di
codice	materiale	peso [kg]	I_b [kg·m ²]	codice	materiale	peso [kg]	I_c [kg·m ²]	L_{GCc} [m]	$I_{c,ND}$	e [mm]	oscillazione
b1-1	bronzo	1059	899.8	c1-1	C 15	39.5	26.0	0.745	1.19	0	45°, 60°, 75°, 85°
				c9-1	TStE 285	49.1	33.1	0.758	1.17	0	45°, 60°, 75°, 85°
b4-5	bronzo	2424	3072	c9-2	Ck 45	49.0	32.7	0.752	1.18	+5, +10	60°, 75°
				c9-5-1	TStE 285	149.5	170.5	0.999	1.14	0	45°, 60°, 75°, 85°
				c9-5-2	TStE 285	171.4	193.8	1.001	1.13	0	50°, 60°, 75°, 90°
				c9-5-3	TStE 285	171.4	211.3	1.046	1.13	0	53°, 60°, 75°, 90°
				c9-6-1	Ck 45	149.6	176.9	1.005	1.17	+5, +10	47°, 60°, 75°, 90°
				c9-6-2	Ck 45	171.5	216.4	1.053	1.14	0	60°, 75°
b7-4	bronzo	975	734.4	c10-1	acciaio da costruzione	90.0	88.9	0.886	1.26	0	50°, 60°, 75°, 90°
				c7-3	St 37	38.8	22.9	0.71	1.17	0	56°, 60°, 75°, 90°
b8-1	bronzo	295	84.02	c8-1	C 15	16.2	3.24	0.392	1.30	±5, ±10	45°, 60°, 75°, 90°, 105°
				c8-2	C 15	14.4	2.73	0.375	1.35	0	60°, 78°
bM-3	bronzo	1392	1191	cM-3	acciaio da costruzione	72.5	54.3	0.787	1.21	0	57°, 76°
				cM-3-1	acciaio da costruzione	62.5*	46.81*	0.787*	1.21	0	115°, 133°
				cM-3-2	acciaio da costruzione	55.7*	41.72*	0.787*	1.21	0	115°, 133°
				cM-3-3	acciaio da costruzione	51.5*	38.57*	0.787*	1.21	0	115°, 133°
				cM-3-4	acciaio da costruzione	55.7*	41.72*	0.717*	1.46	0	115°, 133°
				cM-3-5	acciaio da costruzione	53.3*	39.91*	0.707*	1.50	0	90°, 133°
				cM-3-6	acciaio da costruzione	60*	50*	0.750*	1.48	0	115°, 130°
				cM-3-7	acciaio da costruzione	60*	40*	0.700*	1.36	0	115°, 130°
				cM-3-8	acciaio da costruzione	60*	40*	0.800*	1.04	0	115°, 130°
				cM-3-9	acciaio da costruzione	60*	44.6*	0.800*	1.16	0	115°, 130°
bM-5	bronzo	20132	86350	cM-3-10	acciaio da costruzione	60*	36*	0.700*	1.22	0	115°, 130°
				cM-5	acciaio da costruzione	876	2964	1.509	1.49	0	54°

* valori stimati

** “+” = eccentricità sul lato destro della campana (lato 2), “-” = eccentricità sul lato sinistro della campana (lato 1)

Per confrontare i risultati delle simulazioni numeriche con i dati sperimentali, è risultato opportuno distinguere tra angoli di oscillazione minori o maggiori di 60° . Infatti, a bassi angoli di oscillazione, ovvero minori di 60° , le simulazioni hanno mostrato un comportamento dinamico irregolare, con numerosi impatti mancanti e con una spiccata sensibilità del sistema ai parametri adottati per il motore elettrico. Ciò ha portato ad errori fino al 20% nel periodo di oscillazione della campana e nel periodo tra gli impatti e a stime non corrette delle accelerazioni d'urto. Viceversa ad elevati angoli di oscillazione, ovvero maggiori di 60° , i valori numerici sono risultati in accordo con i dati sperimentali, con errori generalmente inferiori al 30% in termini di accelerazioni di impatto in circa il 70% delle simulazioni effettuate con angolarità maggiore o uguale a 60° , e inferiori al 7% per quanto riguarda il periodo di oscillazione della campana e il periodo tra gli impatti in tutte le simulazioni con angolarità maggiore o uguale a 60° . In Tab. 3.2 viene riportata una sintesi dei risultati per angoli di oscillazione della campana maggiori o uguali a 60° dove è possibile notare come gli errori tra valori numerici e sperimentali siano contenuti tra lo 0% e il 18.5% in termini di valor medio delle accelerazioni di impatto del batacchio e tra lo 0% e il 3.3% in termini di periodi.

Tabella 3.2. Confronto tra dati sperimentali (Rupp and Plitzner, 2008b) e risultati numerici ottenuti tramite il modello continuo.

Campana, batacchio, (angolo di oscill.)	Accel. impatto lato 1 [g]			Accel. impatto lato 2 [g]			Periodo campana [s]			Periodo impatti lato 2→1 [s]			Periodo impatti lato 1→2 [s]		
	Sper.	Num.	e%	Sper.	Num.	e%	Sper.	Num.	e%	Sper.	Num.	e%	Sper.	Num.	e%
b8-1,c8-1 (60°)	451	456	1.1	-488	-454	-7.0	1.81	1.77	-2.2	0.89	0.89	0.0	0.91	0.88	-3.3
b1-1,c9-1 (75° , e=0 mm)	652	678	4.0	-675	-678	0.4	2.38	2.39	0.4	1.19	1.2	0.8	1.19	1.19	0.0
b4-5,c9-5-3 (75° , e=0 mm)	416	402	-3.4	-416	-403	-3.2	2.76	2.74	-0.7	1.39	1.37	-1.4	1.37	1.37	0.0
b7-4,c7-3 (75° , e=0 mm)	863	705	-18.3	-700	-706	0.9	2.5	2.5	0.0	1.25	1.25	0.0	1.26	1.25	-0.8

La Fig. 3.12 illustra invece il confronto tra le accelerazioni di impatto del batacchio riferite ad un minuto di oscillazione stabilizzata e i corrispondenti risultati sperimentali,

mostrando un buon accordo tra simulazioni e comportamento reale, alla luce anche della notevole dispersione dei dati sperimentali.

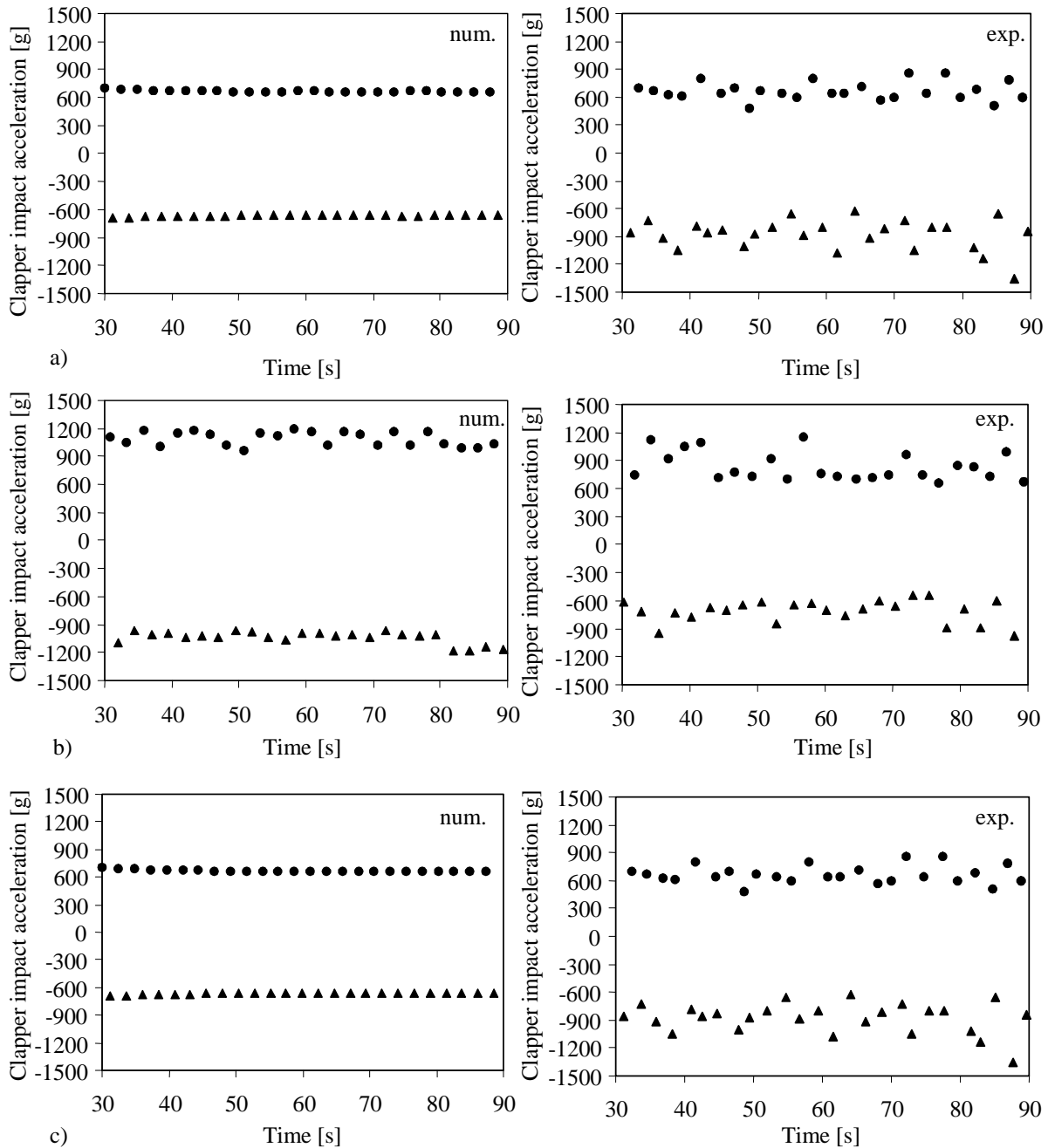


Figura 3.12. Confronto tra risultati numerici (num.) e dati sperimentali (exp.) (Rupp and Plitzner, 2008b), per la campana 7-4 con batocchio 7-3, angolo di oscillazione 75°, $e=0\text{mm}$ (a), campana 7-4 con batocchio 7-3, angolo di oscillazione 90° (b), campana 1-1, batocchio 1-1, angolo di oscillazione 75° (c).

Come considerazione finale riguardo l'affidabilità del modello continuo è bene tener presente che bassi angoli di oscillazione (inferiori ai 60°) portano ad irregolarità nel comportamento dinamico e negli impatti non solo nelle simulazioni ma anche nella pratica, come constatato durante i test di laboratorio, pertanto un confronto per queste condizioni operative risulta poco significativo.

La validità del modello continuo è stata quindi sfruttata per validare, tramite il confronto dei risultati dei due modelli, anche il modello sintetico. In primo luogo i risultati ottenuti dalle simulazioni effettuate con il modello sintetico sono stati confrontati con i dati sperimentali in termini di periodo di oscillazione della campana e di periodo tra gli impatti, mostrando, come illustrato in Tab. 3.3, errori sempre inferiori al 5.5%.

Tabella 3.3. Confronto tra dati sperimentali (Rupp and Plitzner, 2008b) e risultati numerici ottenuti tramite il modello sintetico.

Campana, batacchio	Angolo Oscill.	Periodo campana [s]			Periodo impatti lato 2→1 [s]			Periodo impatti lato 1→2 [s]		
		Sper.	Num.	e%	Sper.	Num.	e%	Sper..	Num.	e%
b1-1, c1-1 (e=0 mm)	60°	2.28	2.29	0.4	1.12	1.15	2.7	1.16	1.14	-1.7
	75°	2.38	2.39	0.4	1.18	1.2	1.7	1.2	1.19	-0.8
	85°	2.46	2.46	0.0	1.22	1.23	0.8	1.24	1.24	0.0
b4-5, c9-5-2	60°	2.63	2.60	-1.1	1.38	1.31	-5.1	1.25	1.31	4.8
	75°	2.78	2.74	-1.4	1.41	1.37	-2.8	1.37	1.37	0.0
b7-4, c7-3 (e=0 mm)	75°	2.36	2.37	0.4	1.15	1.19	3.5	1.21	1.18	-2.5
	90°	2.5	2.49	-0.4	1.25	1.25	0.0	1.26	1.25	-0.8
b8-1, c8-1	60°	1.81	1.77	-2.2	0.89	0.88	-1.1	0.91	0.89	-2.2
	78°	1.88	1.88	0.0	0.94	0.94	0.0	0.94	0.94	0.0

Non essendo possibile, per le caratteristiche stesse del modello sintetico, già ampiamente discusse, un confronto diretto con i valori sperimentali delle accelerazioni di impatto, i valori di velocità del batacchio al momento dell'urto ricavati dalle simulazioni sono stati quindi confrontati con i corrispondenti valori ottenuti con il modello continuo. I risultati, riportati in Tab. 3.4, hanno mostrato una differenza percentuale tra le stime ottenute con i due modelli sempre inferiore al 3.5%, con la sola eccezione della campana b7-4, per la quale i risultati relativi ad un angolo di oscillazione di 90° differiscono di circa il 16% tra un modello e l'altro. Alla luce di quanto esposto è stata ritenuta confermata anche l'affidabilità del modello sintetico, che è apparso sostanzialmente confermare i risultati già ottenuti con il modello continuo validato tramite confronto diretto con le misure sperimentali.

Tabella 3.4. Confronto tra i valori di velocità relativa del batacchio, valutata in corrispondenza del punto di impatto, al momento dell'urto, calcolati con il modello continuo e il modello sintetico ($\Delta\%$ = errore percentuale).

Campana, batacchio	Angolo Oscill.	Vel. relativa batacchio BI lato 1 [m/s]			Vel. relativa batacchio BI lato 2 [m/s]		
		Continuo	Sintetico	$\Delta\%$	Continuo	Sintetico	$\Delta\%$
b1-1, c1-1 (e=0 mm)	60°	-0.78	-0.77	-1.3	0.78	0.78	0.0
	75°	-1.19	-1.22	2.5	1.19	1.22	2.5
	85°	-1.53	-1.57	2.6	1.53	1.57	2.6
b4-5, c9-5-2	60°	-0.65	-0.63	-3.1	0.61	0.63	3.3
	75°	-1.09	-1.09	0.0	1.09	1.10	0.9
b7-4, c7-3	75°	-1.03	-1.02	-1.0	1.03	1.03	0.0
	90°	-1.61	-1.36	-15.5	1.53	1.46	4.6
b8-1, c8-1	60°	-0.56	-0.55	-1.8	0.56	0.55	-1.8
	78°	-1.10	-1.12	1.8	1.10	1.13	2.7

BI = "before impact", ovvero istante iniziale dell'impatto

Una volta accertata l'attendibilità dei modelli sviluppati, è stato indagato l'effetto dei diversi parametri sulla dinamica globale del sistema.

In primo luogo, un fattore chiave è risultato essere l'angolo di oscillazione della campana. Infatti all'aumentare dell'angolo di oscillazione della campana, non solo l'accelerazione di impatto aumenta, come verrà ampiamente descritto al paragrafo 3.5, ma tendono anche a comparire successivi impatti multipli sul medesimo lato della campana. Questo fenomeno, che risulta particolarmente dannoso sia dal punto di vista della resistenza meccanica sia da quello delle qualità musicali della campana, è illustrato nelle Fig. 3.13 e 3.14. Nella prima vengono confrontati gli impatti multipli rilevati sperimentalmente sulla campana bM-3 (Rupp e Plitzner, 2008c) con gli impatti multipli simulati, per la medesima campana, tramite il modello continuo; mentre nella seconda vengono mostrate, per la stessa campana b1-1 con batacchio c1-1, la modalità di funzionamento con impatti singoli a bassi angoli di oscillazione e la modalità di funzionamento con impatti multipli ad angoli di oscillazione elevati, ottenute tramite il modello sintetico.

Le barre verticali visibili in Fig. 3.14, indicano semplicemente il manifestarsi di un impatto, viceversa non forniscono indicazioni sull'intensità dell'urto, in termini di accelerazione o forza di contatto, in quanto il modello sintetico, non prevedendo l'integrazione delle equazioni del moto durante l'impatto, non può fornire informazioni su tali grandezze. Viceversa in Fig. 3.13 è chiaramente visibile la diminuzione di intensità tra impatti successivi sul medesimo lato della campana in quanto calcolabile tramite il modello continuo utilizzato per svolgere l'analisi.

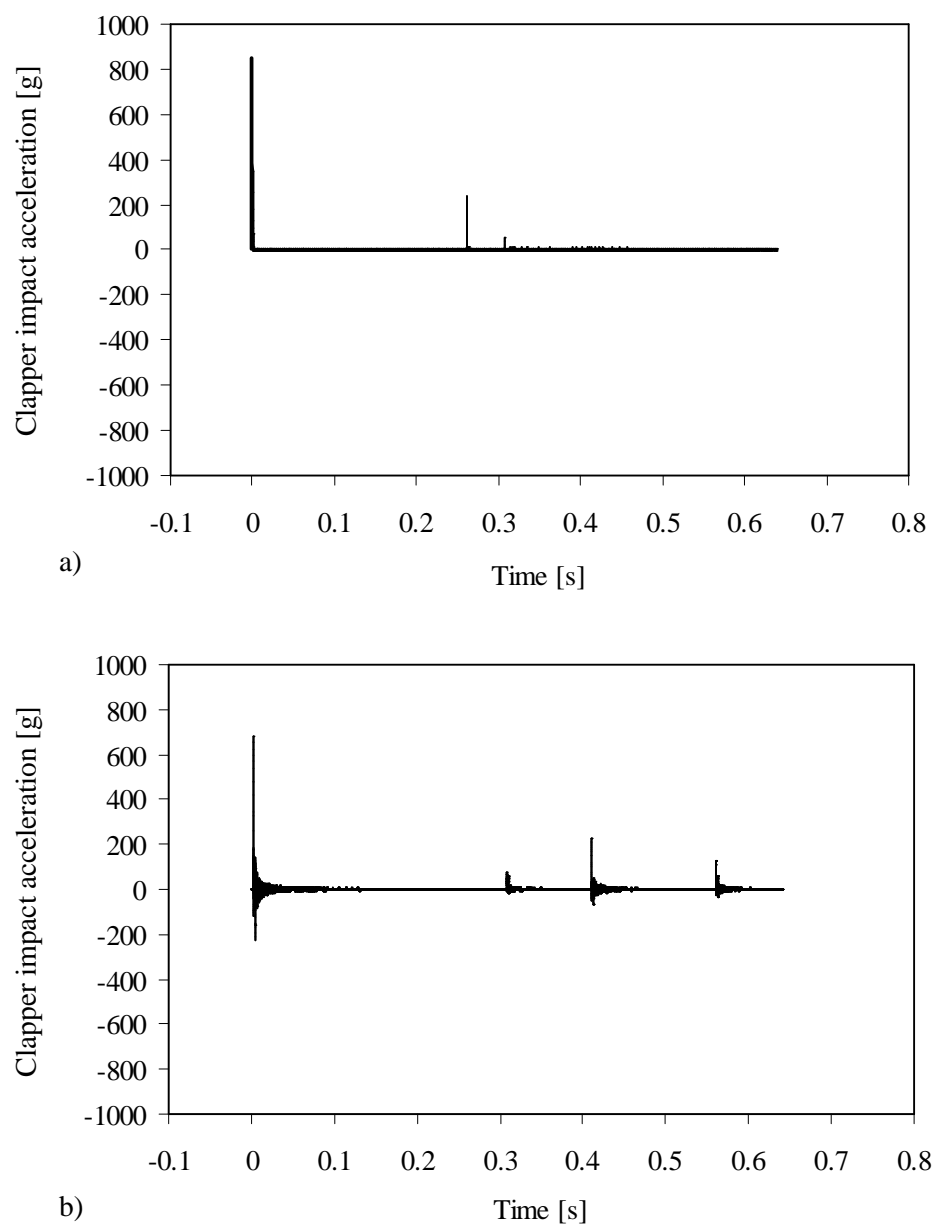


Figura 3.13. Esempio di impatti multipli sulla campana bM-3, batacchio cM-3 (angolo di oscillazione 133°): risultati numerici dal modello continuo (a) e misure sperimentali (b) (Rupp and Plitzner, 2008c).

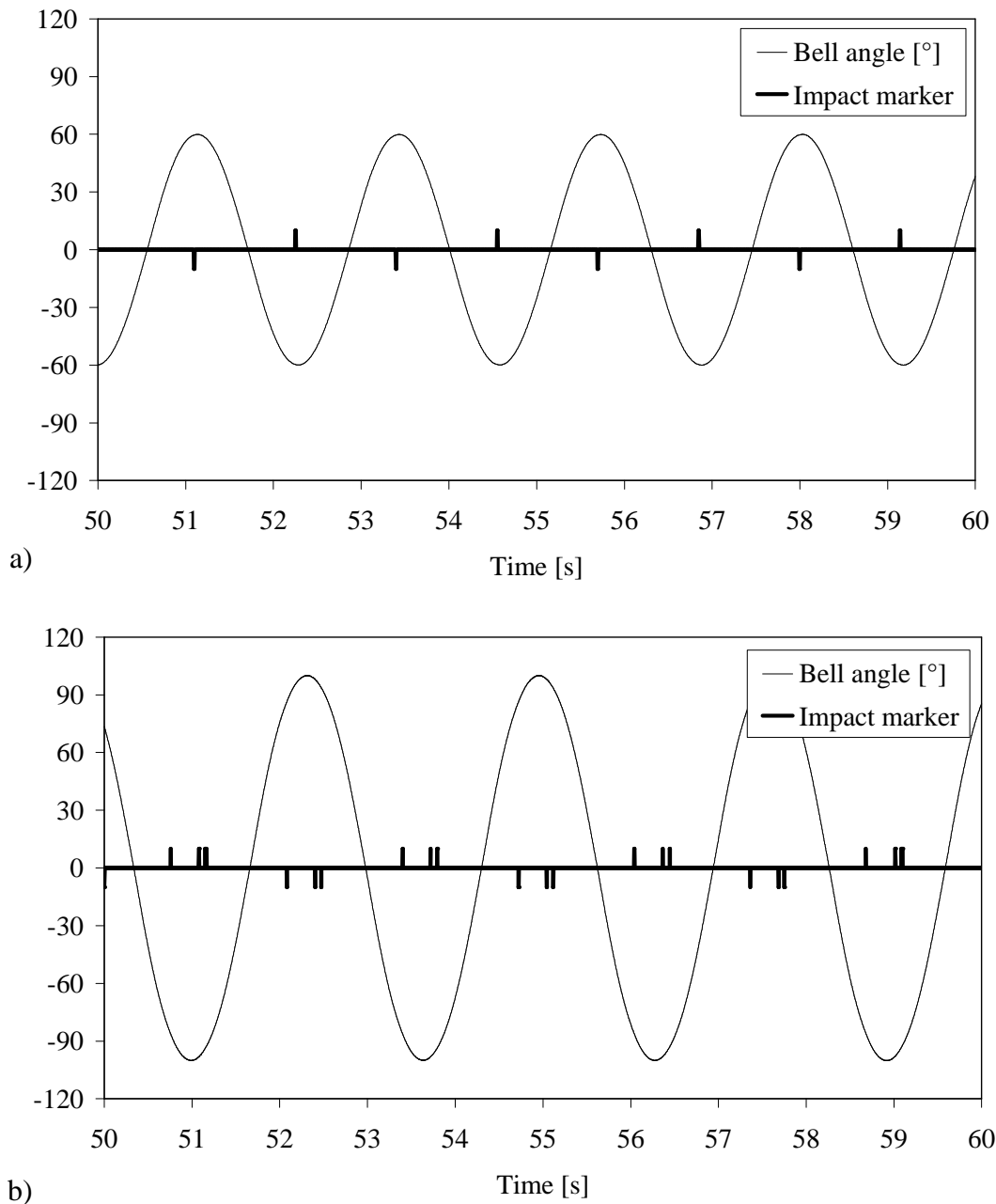


Figura 3.14. Esempio di diverse modalità di funzionamento a seconda dell'angolo di oscillazione della campana: impatti singoli su ciascun lato della campana per un angolo di oscillazione di 60° (a), e impatti multipli sul medesimo lato della campana per un angolo di oscillazione di 100° (b). Risultati riferiti alla campana b1-1, batocchio c1-1 e ottenuti tramite il modello sintetico.

E' stato quindi indagato l'effetto dell'eccentricità tra l'asse del batocchio e quello della campana tramite una serie di simulazioni effettuate con il modello continuo, nel quale era implementato tale parametro. In base ai risultati numerici ottenuti, è stato possibile concludere

che l'eccentricità ha influenza sull'intensità degli impatti per bassi angoli di oscillazione della campana (ovvero non superiori ai 60°), dove 10 mm di eccentricità determinano, sul lato della campana dove si manifesta l'eccentricità stessa, un aumento del valore medio dell'accelerazione di impatto del batacchio pari al 100% rispetto al caso di eccentricità nulla. Tale fenomeno è riportato in Fig. 3.15(a), dove è possibile osservare l'andamento del rapporto tra il valor medio μ dell'accelerazione di impatto in presenza di una certa eccentricità e il valor medio μ_0 dell'accelerazione di impatto senza eccentricità. Un andamento simile è risultato valido anche per la deviazione standard dell'accelerazione di impatto, come illustrato in Fig. 15(b), dove σ è la deviazione standard dell'accelerazione di impatto in presenza di una certa eccentricità, mentre σ_0 è la deviazione standard dell'accelerazione di impatto per eccentricità nulla. Ad elevati angoli di oscillazione della campana, ovvero maggiori di 60° , l'effetto dell'eccentricità del batacchio è più debole: infatti il valor medio dell'accelerazione di impatto non sembra affetto da questo parametro mentre la deviazione standard subisce un aumento inferiore al 40% rispetto al caso di assenza di eccentricità.

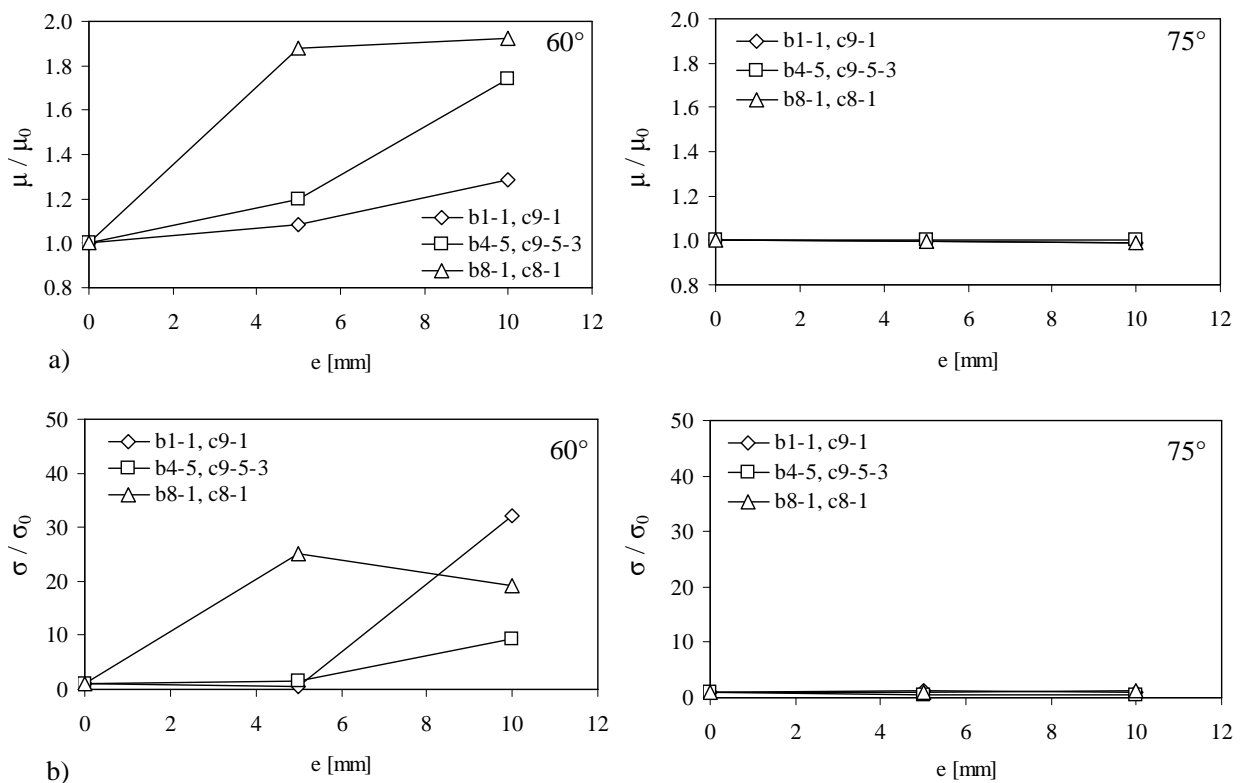


Figura 3.15. Effetto dell'eccentricità del batacchio sul valor medio (a) e sulla deviazione standard (b) dell'accelerazione di impatto. Risultati ottenuti tramite il modello continuo.

Un altro aspetto interessante è emerso dalle simulazioni effettuate sulla campana b7-4 con batocchio c7-3, per un angolo di oscillazione di 75° , al variare dei valori dell'eccentricità secondo quanto riportato in Tab. 3.5: la variazione del periodo tra gli impatti risulta dipendere dal valore e dal segno dell'eccentricità rispetto all'asse della campana ed è confermata anche dai dati sperimentali. Al contrario, il periodo di oscillazione della campana non è influenzato dall'eccentricità. Lo stesso andamento dei risultati si può riscontrare anche ad angoli di oscillazione inferiori, ma l'entità del fenomeno è più debole a causa della maggiore irregolarità nel periodo tra gli impatti presente alle basse angolarità.

Tabella 3.5. Variazione del periodo tra gli impatti dovuta all'eccentricità del batocchio campana 7-4, batocchio 7-3, angolo di oscillazione 75°). Confronto tra dati sperimentali (Rupp and Plitzner, 2008b) e risultati numerici ottenuti tramite il modello continuo.

Eccentricità batocchio	Periodo campana [s]			Periodo impatti lato 2→1 [s]			Periodo impatti lato 1→2 [s]		
	Sper.	Num.	e%	Sper.	Num.	e%	Sper.	Num.	e%
+5mm	2.36	2.36	0.0	1.22	1.22	0.0	1.14	1.14	0.0
-5mm	2.36	2.36	0.0	1.15	1.14	-0.9	1.21	1.22	0.8
+10mm	2.36	2.36	0.0	1.26	1.26	0.0	1.1	1.1	0.0
-10mm	2.36	2.36	0.0	1.12	1.11	-0.9	1.23	1.25	1.6

Per quanto riguarda infine l'effetto della rigidità dell'incastellatura, tale parametro, implementato unicamente nel modello continuo, non è risultato particolarmente rilevante sulla dinamica del sistema. Infatti, la traslazione verticale della campana è risultata sempre inferiore ai 3 mm in tutte le simulazioni sulle campane b1-1 e b7-3 per le quali il valore di rigidità dell'incastellatura derivava con precisione dalle misure sperimentali. Inoltre, come illustrato in Fig. 3.16, alcune simulazioni di tentativo effettuate sulla campana b1-1 con batocchio c1-1 variando anche in modo significativo il valore di k_y rispetto al valore reale non hanno mostrato variazioni apprezzabili della dinamica del sistema.

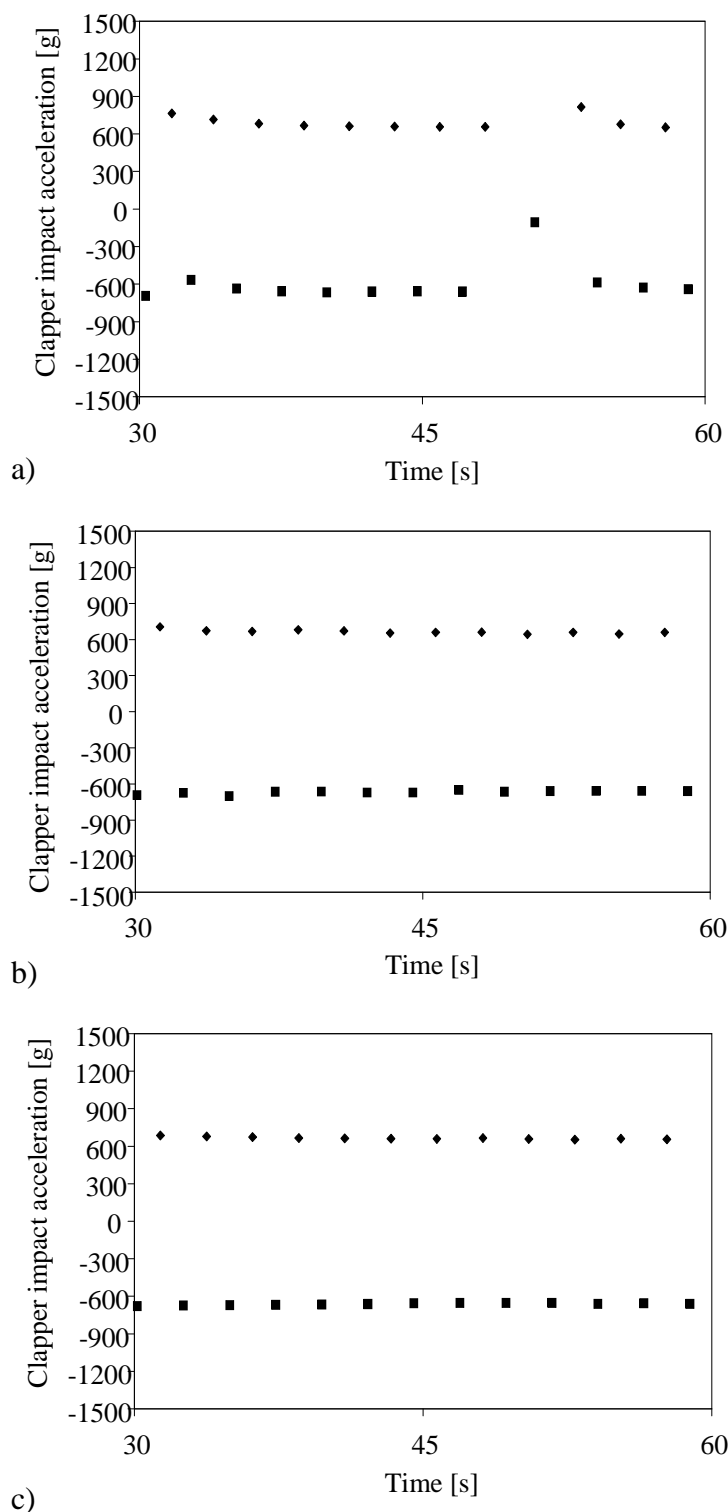


Figura 3.16. Effetto della rigidità dell'incastellatura sull'accelerazioni di impatto del batocchio per la campana b1-1, batocchio c1-1, angolo di oscillazione 75° : $k_y = 22.1 \cdot 10^5$ N/m (a), $k_y = 22.1 \cdot 10^6$ N/m, valore misurato sperimentalmente (b), $k_y = 22.1 \cdot 10^8$ N/m (c).

3.5 Sintesi dei risultati

Completata la validazione dei modelli e l'analisi dei parametri di influenza sul comportamento dinamico del sistema campana - batocchio - incastellatura, l'intero complesso dei risultati delle simulazioni è stato sintetizzato per ricavare delle linee guida per la progettazione e l'installazione delle campane. A questo scopo sono riportati in Fig. 3.17 i risultati numerici ottenuti con il modello continuo per i sistemi campana-batocchio reali (senza eccentricità) in funzione del rapporto tra il momento di inerzia della campana e il momento di inerzia del batocchio (rispettivamente I_b e I_c). Per le ragioni esposte al paragrafo precedente, l'analisi è limitata alle simulazioni relative ad angoli di oscillazione non inferiori ai 60° . Inoltre, i risultati relativi alle simulazioni sulla campana bM-3 con i batocchi dal cM-3-1 al cM-3-10, inclusi nel piano delle simulazioni in Tab. 3.1 ma non riferiti a sistemi reali, non sono stati inclusi in Fig. 3.17.

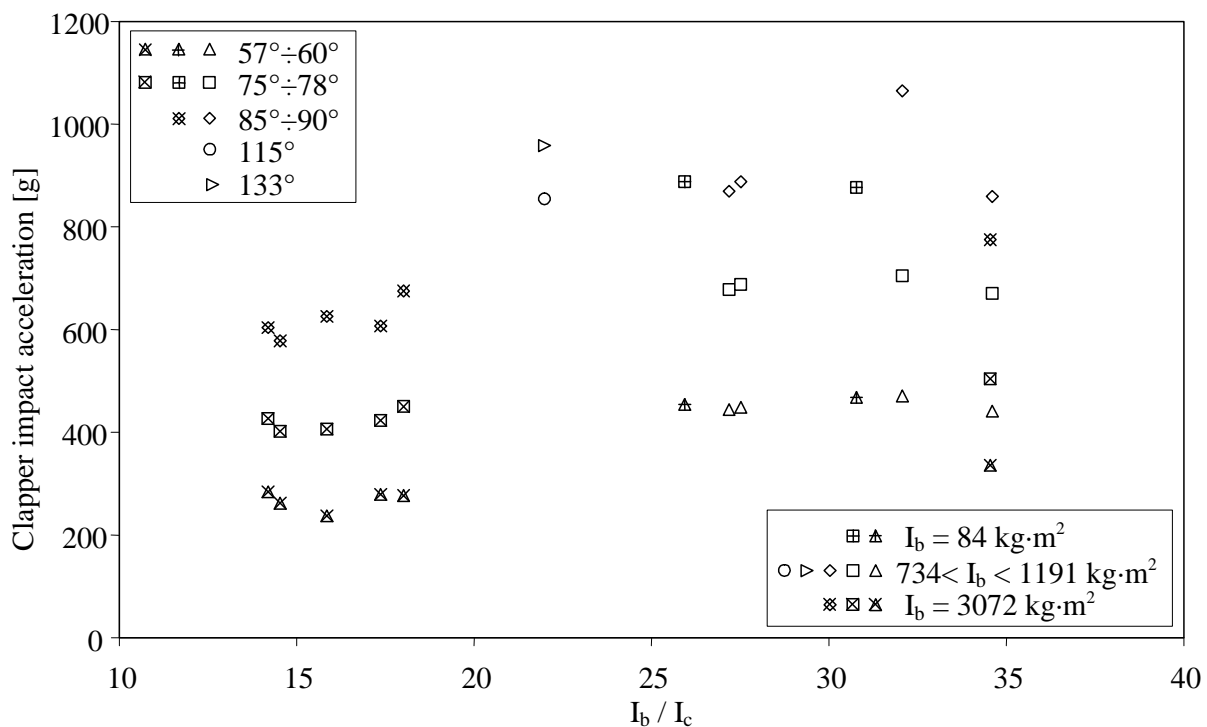


Figura 3.17. Valor medio delle accelerazioni di impatto del batocchio in funzione del rapporto I_b/I_c per diversi angoli di oscillazione della campana. Risultati riferiti a sistemi campana-batocchio reali e calcolati con il modello continuo. (cfr. Tabella 3.1 per le caratteristiche principali di campane e batocchi).

Tale figura mette in luce come l'angolo di oscillazione della campana sia un parametro importante per valutare l'intensità dell'impatto in quanto, all'aumentare dell'angolo di

oscillazione, l'accelerazione di impatto media aumenta. Inoltre, a parità di rapporto I_b/I_c , risultano altresì importanti i valori assoluti dei momenti di inerzia di campana e batocchio. In particolare, come si può notare in Fig. 3.17, all'aumentare di tali valori, l'accelerazione di impatto diminuisce. Viceversa una variazione del rapporto I_b/I_c a parità di momento di inerzia della campana I_b ha un effetto più debole sull'accelerazione di impatto. Questo fenomeno è stato approfondito analizzando i risultati delle simulazioni effettuate sulla campana bM-3 con dieci batocchi alternativi a quello reale e identificati in Tab. 3.1 tramite i codici cM-3-1÷cM-3-10. Nella stessa tabella è poi riportato per ciascun batocchio, oltre a massa, momento di inerzia e posizione del baricentro, il valore di un ulteriore parametro, ovvero il rapporto adimensionale $I_{c,ND}$ definito come:

$$I_{c,ND} = \frac{I_c}{m_c \times L_{CGc}^2} = \frac{I_{c,CGc} + m_c \times L_{CGc}^2}{m_c \times L_{CGc}^2} = 1 + \frac{I_{c,CGc}}{m_c \times L_{CGc}^2} \quad (3.36)$$

Si noti che il valore di tale parametro, riportato, per ragioni di completezza, in Tab. 3.1 per tutti i batocchi considerati nelle simulazioni, risulta sempre maggiore o uguale all'unità. Da un punto di vista fisico, un batocchio presenta un basso valore del rapporto $I_{c,ND}$ se, data una certa massa, è caratterizzato da (i) un ridotto momento di inerzia rispetto al baricentro (ovvero si avvicina quanto più possibile alla configurazione di una massa puntiforme posizionata sul baricentro) e (ii) da un'elevata distanza tra asse di rotazione e baricentro. A titolo di esempio si riportano in Fig. 3.18 due batocchi caratterizzati da diversi valori di rapporto $I_{c,ND}$.

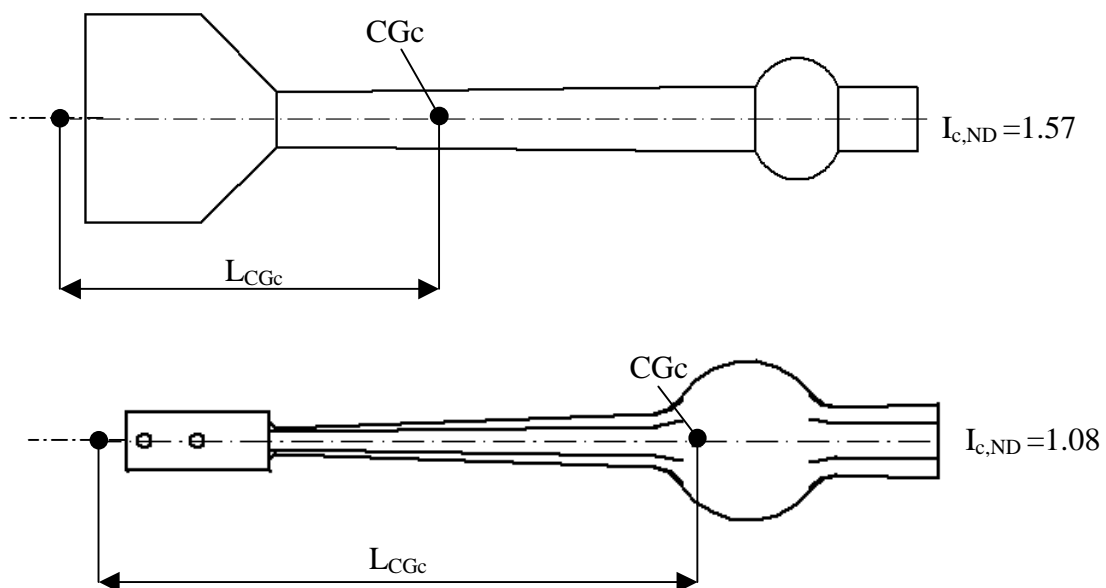


Figura 3.18. Esempi di batocchi caratterizzati da diversi valori del rapporto $I_{c,ND}$.

In Fig. 3.19 vengono presentati invece i risultati relativi alle simulazioni sulla campana bM-3 riportati in funzione del parametro $I_{c,ND}$. Sulla base dei dati disponibili risulta che l'accelerazione di impatto media aumenta all'aumentare del valore del rapporto $I_{c,ND}$. Tuttavia, se si considerano i valori del parametro $I_{c,ND}$ per i batacchi reali riportati in Tab. 3.1, escludendo il caso del batacchio installato sulla campana bM-5 dato il basso valore dell'angolo di oscillazione (inferiore ai 55°) con il quale viene fatto funzionare il sistema reale, al posto del range di variazione $1.04 \div 1.50$ ottenuto con i batacchi simulati cM-3-1 \div cM-3-10, si ottiene un intervallo di valori ridotto, compreso tra 1.13 e 1.35, all'interno del quale la Fig. 3.19 mostra una ridotta variazione dell'accelerazione di impatto rispetto a quanto si otterrebbe considerando l'intero range di variazione del parametro $I_{c,ND}$.

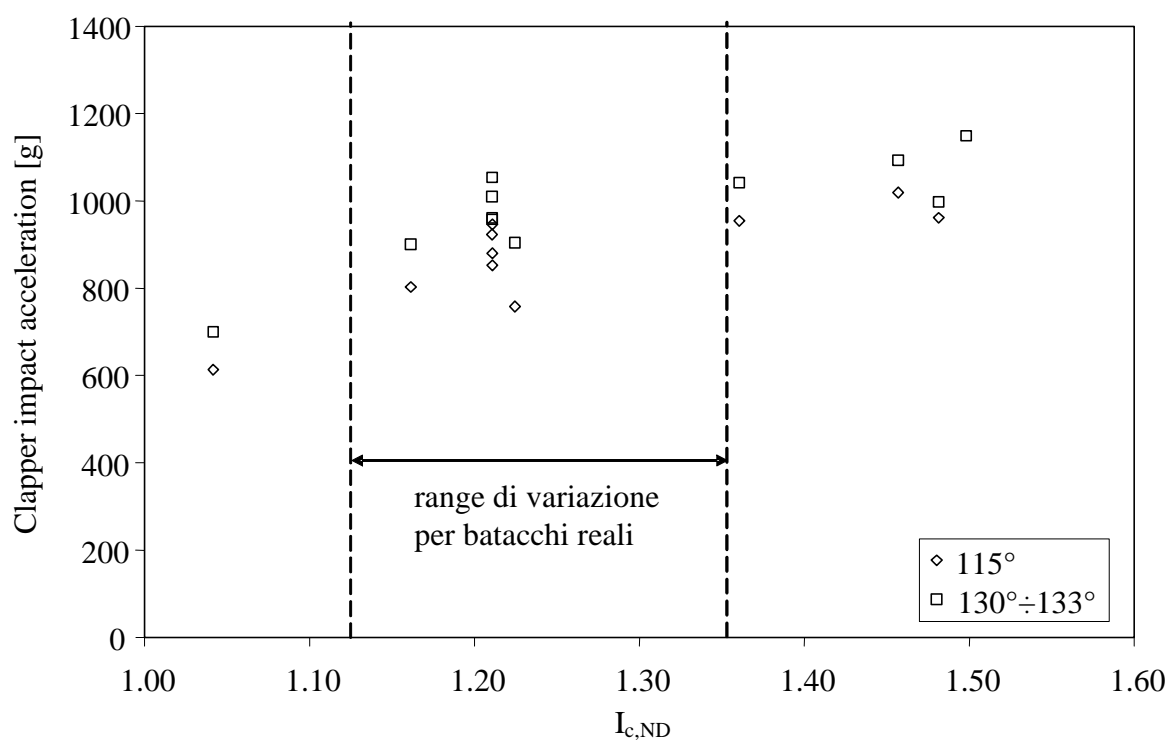


Figura 3.19. Accelerazione di impatto media per due diversi valori dell'angolo di oscillazione della campana al variare delle proprietà fisiche del batacchio per la medesima campana bM-3 (cfr. Tabella 3.1 per le principali proprietà di campana e batacchi).

Pertanto si ritiene che i risultati ottenuti su sistemi campana-batacchio reali, riportati in Fig. 3.17, che mostrano una limitata variazione dell'accelerazione di impatto al variare del rapporto I_b/I_c per una data campana e un dato valore dell'angolo di oscillazione, vadano considerati alla luce di quanto illustrato in Fig. 3.19.

3.6 Discussione e possibili sviluppi

Esperti di campane noteranno probabilmente che la simulazione del motore elettrico tramite un controllore PID adottata nel modello non è realistica, in quanto i motori asincroni impiegati nelle installazioni reali vengono fatti funzionare per una certa percentuale, variabile da caso a caso, del periodo di oscillazione della campana e quindi spenti. Tuttavia, dal punto di vista delle simulazioni, era richiesta semplicemente un'iniezione di coppia in corrispondenza di ogni semi-periodo di oscillazione della campana e il controllore PID è risultato essere uno strumento efficace e robusto, in grado di compensare gli effetti degli attriti (e della gravità nella fase di transitorio iniziale), e di assicurare il raggiungimento dell'angolo di oscillazione desiderato e il mantenimento stabile di tale valore.

Come appare evidente da quanto descritto ai paragrafi precedenti, il punto chiave del modello dinamico è la descrizione dell'impatto. Se entrambi i modelli, sintetico e continuo, hanno dimostrato di descrivere in modo efficace la dinamica delle campane in termini di periodo della campana, periodo tra gli impatti, numero di impatti ad ogni lato (singoli o multipli); mentre nel modello sintetico la descrizione dell'evoluzione temporale del fenomeno di contatto è stata trascurata di proposito, il modello continuo ha permesso di stimare correttamente anche l'accelerazione di impatto massima. Tuttavia, la disposizione in parallelo della molla con rigidità di tipo hertziano e dello smorzatore (cfr. Fig. 3.3(b)) porta (i) ad una durata della fase di contatto maggiore di un fattore variabile tra 2 e 4 circa rispetto a quella misurata e (ii) ad un'evoluzione temporale della forza di contatto differente rispetto a quella rilevata tramite le misure accelerometriche sperimentali, come illustrato in Fig. 3.20. Infatti, all'istante iniziale dell'impatto, quando l'entità della penetrazione tra campana e batocchio è ancora nulla, la molla non è attiva e la forza di impatto è controllata completamente dallo smorzatore, il che comporta un gradiente della forza e quindi dell'accelerazione di impatto molto pronunciato, non rilevato dalle misure sperimentali (Rupp e Plitzner, 2008d).

Per ovviare a questi problemi, è stata implementata un'ulteriore versione del modello continuo, che potrà eventualmente essere oggetto di sviluppi futuri. In questo modello "dettagliato", così definito per distinguerlo da quello continuo descritto ai paragrafi precedenti, è stata adottata una disposizione in serie, anziché in parallelo, della molla e dello smorzatore utilizzati per modellare l'impatto. In questo modo, entrambi gli elementi sviluppano sempre la medesima forza di reazione caratterizzata da un valore iniziale pari a zero e da un gradiente più dolce rispetto a quello della disposizione in parallelo adottata nel modello continuo.

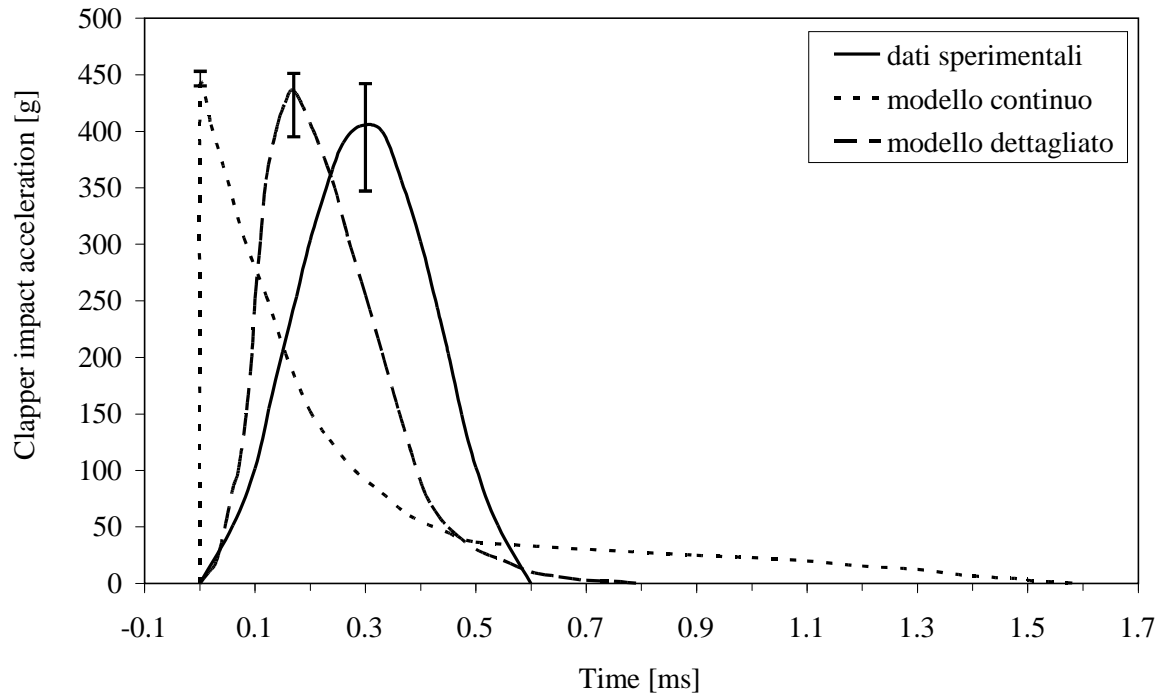


Figura 3.20. Confronto tra andamento sperimentale (Rupp and Plitzner, 2008b, d) e numerico (modello continuo e dettagliato) dell'evoluzione temporale dell'accelerazione di impatto per la campana b1-1, batacchio c9-1, angolo di oscillazione 60° ($e=0$ mm).

Per quanto riguarda la molla di contatto, è stata implementata una rigidezza di tipo polinomiale dipendente dal valore della penetrazione dove i coefficienti del polinomio vanno calibrati per ogni sistema campana-batacchio al fine di ottenere gli stessi valori di accelerazione massima di impatto ottenuti con il modello continuo. Appare evidente come lo sforzo di calibrazione richiesto dal modello dettagliato sia notevole in quanto è necessario calibrare correttamente non solo il valore del coefficiente di smorzamento al fine di ottenere una dissipazione di energia del 95% durante l'urto, ma anche il valore della rigidezza. Inoltre tale calibrazione è risultata differente non solo per ogni sistema campana-batacchio ma anche per ogni angolo di oscillazione di uno stesso sistema. Tuttavia, come si può vedere dalla Fig. 3.20 e dalla Tab. 3.6, i risultati sono stati soddisfacenti, in quanto è risultato possibile ottenere un'evoluzione temporale dell'accelerazione di contatto e una durata del contatto stesso in buon accordo con le misure sperimentali. Tale risultato va considerato infatti anche alla luce della notevole dispersione statistica rilevata nelle misure sperimentali, definita come differenza tra il valore massimo e minimo di accelerazione misurati durante i test di funzionamento continuo (Rupp e Plitzner, 2008b). In Fig. 3.20 è riportata anche, oltre alla banda di dispersione rilevata sperimentalmente, la banda di dispersione dei picchi di accelerazione ottenuti dalle simulazioni numeriche di 90 s di oscillazione della campana. La

figura illustra chiaramente il miglioramento nella descrizione dell'andamento temporale dell'accelerazione di contatto ottenuto con il modello dettagliato rispetto a quanto fornito dal modello continuo.

Tabella 3.6. Confronto tra dati sperimentali (Rupp and Plitzner, 2008b, d) e risultati numerici ottenuti tramite i modelli continuo e dettagliato. Risultati riferiti alla campana b1-1, batacchio c9-1, angolo di oscillazione 60° ($e=0$ mm).

	Sper.	Modello numerico	
		Continuo	Dettagliato
Acc. impatto batacchio, lato 1 [g]	347	444	426
Acc. impatto batacchio, lato 2 [g]	-480	-444	-437
Periodo campana [s]	2.28	2.29	2.29
Periodo impatti, lato 2→1 [s]	1.15	1.15	1.14
Periodo impatti, lato 1→2 [s]	1.13	1.15	1.15
Vel. relativa batacchio BI, lato 1 [m/s]	/	-0.81	-0.83
Vel. relativa batacchio BI, lato 2 [m/s]	/	0.81	0.84
Durata dell'impatto [ms]	0.6	1.6	0.8

BI = "before impact", ovvero istante iniziale dell'impatto

Per gli sviluppi futuri tuttavia, è bene tener presente come, allo stato attuale della ricerca, il modello dettagliato abbia delle motivazioni di tipo teorico-speculativo più che precise finalità di simulazione e progettazione. Infatti, oltre a richiedere sforzi di calibrazione ben maggiori dei due modelli precedenti, esso risulta, per lo meno nella formulazione attuale, non predittivo richiedendo la conoscenza del valor medio delle accelerazioni di impatto per la calibrazione dei parametri di impatto stessi.

3.7 Conclusioni

Nell'ambito del progetto di ricerca europeo ProBell, è stato sviluppato un programma per la simulazione del comportamento dinamico delle campane da chiesa a partire dal tradizionale approccio basato sulle equazioni di Lagrange applicate ad un modello a parametri concentrati con il quale è stata schematizzata la struttura reale campana - batacchio - incastellatura. Nello specifico, è stato considerato un sistema a tra gradi di libertà al fine di considerare anche l'effetto della rigidità dell'incastellatura, inoltre è stata inclusa nel modello una serie di caratteristiche aggiuntive quali gli attriti in corrispondenza delle cerniere di campana e batacchio, l'eccentricità del batacchio, il motore elettrico e l'impatto inelastico tra campana e batacchio con coefficiente di restituzione diverso da zero. Per simulare la dinamica di campane nei sistemi di suono dell'Europa centrale sono stati implementati due

diversi approcci per trattare il fenomeno dell'impatto batacchio-campana: un modello "sintetico" che evita l'integrazione delle equazioni del moto durante l'urto e un modello "continuo" che implementa invece uno specifico modello di impatto. Il modello sintetico è risultato particolarmente efficiente dal punto di vista della facilità di calibrazione e dei tempi di calcolo ma non è in grado di fornire informazioni sull'evoluzione temporale dell'accelerazione di impatto. Tuttavia la facilità e la rapidità di utilizzo, unite all'efficace simulazione del comportamento dinamico di diversi sistemi campana-batacchio, lo rendono lo strumento privilegiato per l'utilizzo da parte delle fonderie. Viceversa, il modello continuo richiede maggiori sforzi di calibrazione e tempi di calcolo più lunghi ma permette un confronto immediato con le misure sperimentali in termini di accelerazioni di impatto. Nell'ambito del progetto europeo sono state svolte circa 85 simulazioni che hanno permesso di validare entrambi i modelli, per lo meno per angoli di oscillazione non inferiori ai 60° . I risultati delle simulazioni sono stati forniti in termini di accelerazioni di impatto (valore medio e deviazione standard), periodo di oscillazione della campana, periodo tra gli impatti e velocità relativa del batacchio al momento dell'impatto. Quest'ultima grandezza è fornita anche dal modello sintetico ed è utilizzabile per avere comunque delle informazioni sulla severità degli urti, in quanto legata all'entità dello scambio di energia tra campana e batacchio (Rupp e Plitzner 2008d). Le simulazioni effettuate hanno permesso di indagare l'effetto dell'angolo di oscillazione della campana sul numero di impatti che avvengono ogni volta che il batacchio entra in contatto con la campana stessa nonché l'effetto dell'eccentricità del batacchio e della rigidità dell'incastellatura. Inoltre, i risultati sono stati sintetizzati per definire alcune linee guida per la progettazione e l'installazione di campane. In particolare, bassi valori dell'angolo di oscillazione ed elevati valori dei momenti di inerzia sia della campana che del batacchio sono risultati assicurare valori inferiori delle accelerazioni di impatto. Viceversa, per una data campana, una variazione delle proprietà fisiche del batacchio non è sembrata influenzare in modo significativo il valore medio delle accelerazioni di impatto a meno di non considerare batacchi di forma completamente diversa da quelli tradizionalmente realizzati nella pratica. Infine è stato proposto e discusso un possibile affinamento del modello continuo in modo tale da ottenere una stima numerica dell'andamento temporale dell'accelerazione di impatto e della durata del contatto in migliore accordo con le misure sperimentali.

APPENDICE A3.1

MODELLO SIMULINK DEL PROGRAMMA

INTRODUZIONE

In questa appendice vengono riportati gli schemi Simulink delle due versioni, ovvero modello continuo e sintetico, del programma per la simulazione del comportamento dinamico di campane descritto al Capitolo 3.

A3.1.1 Modello continuo

Si riporta in Fig. A3.1.1 lo schema Simulink complessivo del modello continuo con i 5 sottosistemi principali. L'implementazione dei vari sottosistemi è riportata invece nelle Fig. A3.1.2÷A3.1.8.

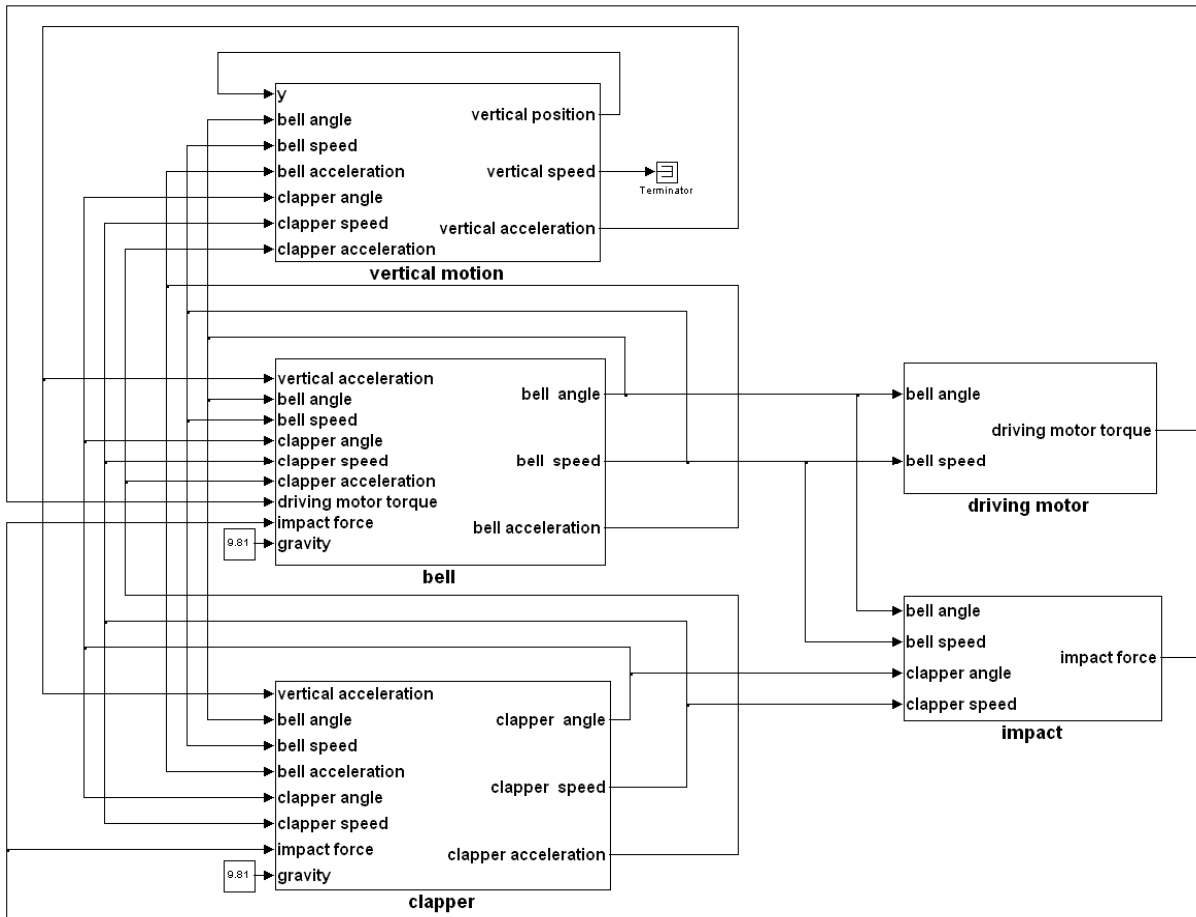


Figura A3.1.1. Modello continuo: schema Simulink complessivo.

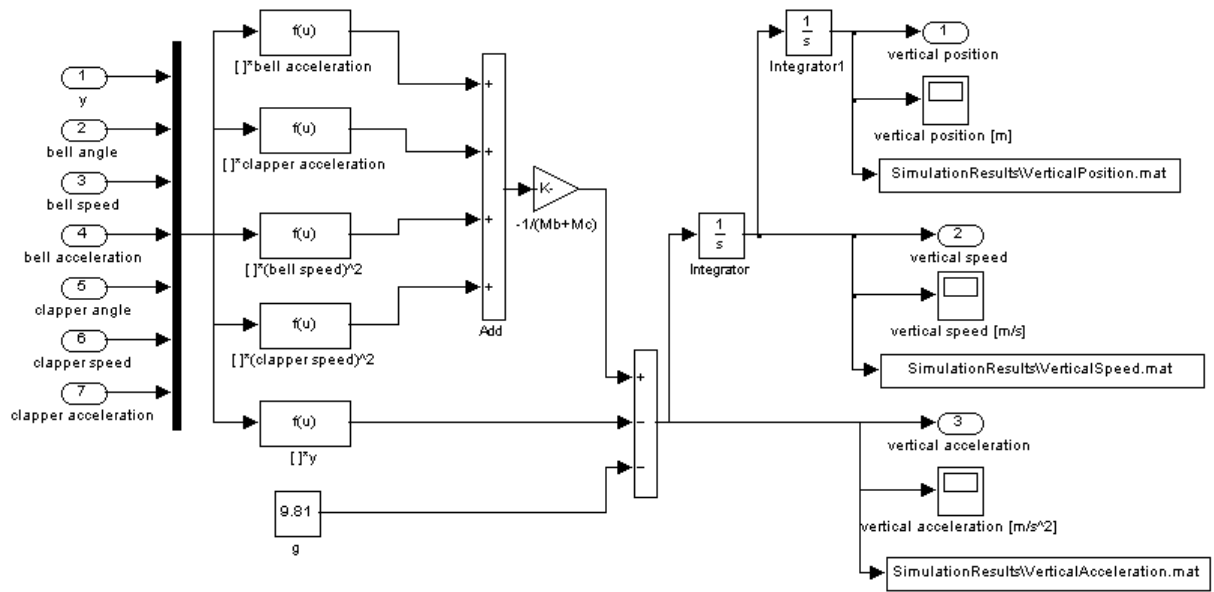


Figura A3.1.2. Sottosistema “vertical motion”: integrazione dell’equazione di Lagrange relativa alla traslazione verticale della campana (coordinata generalizzata y).

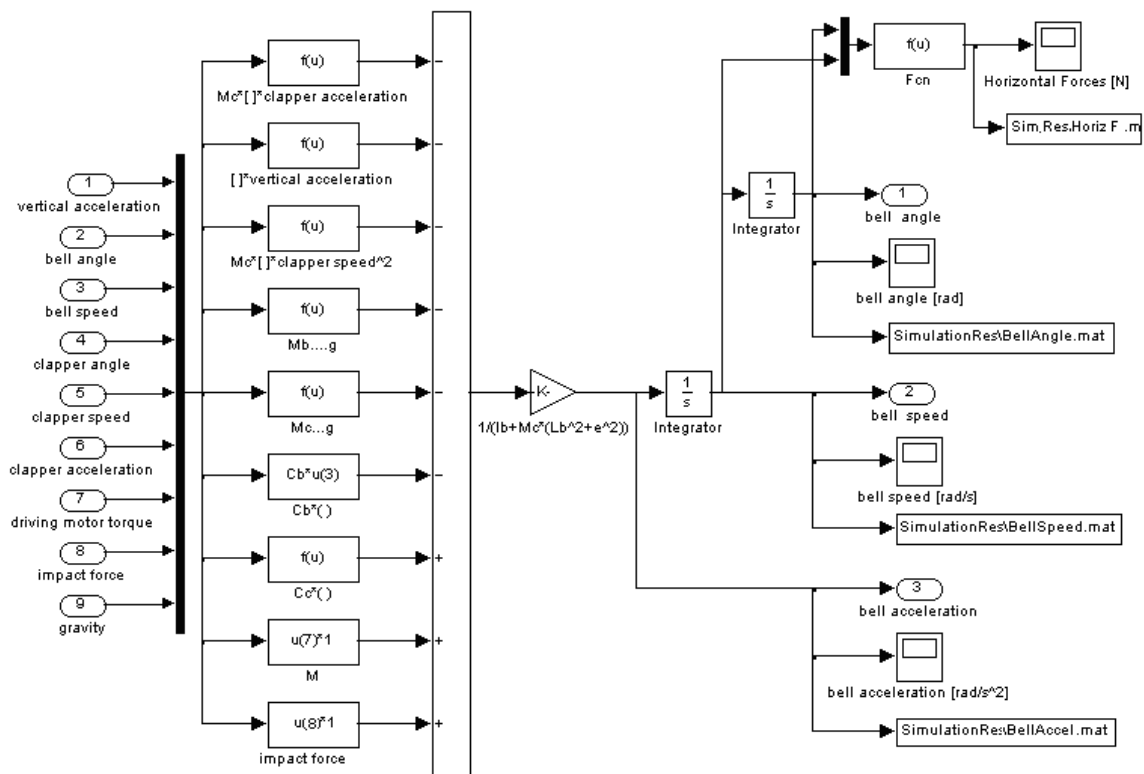


Figura A3.1.3. Sottosistema “bell angle”: integrazione dell’equazione di Lagrange relativa alla posizione angolare della campana (coordinata generalizzata θ_b).

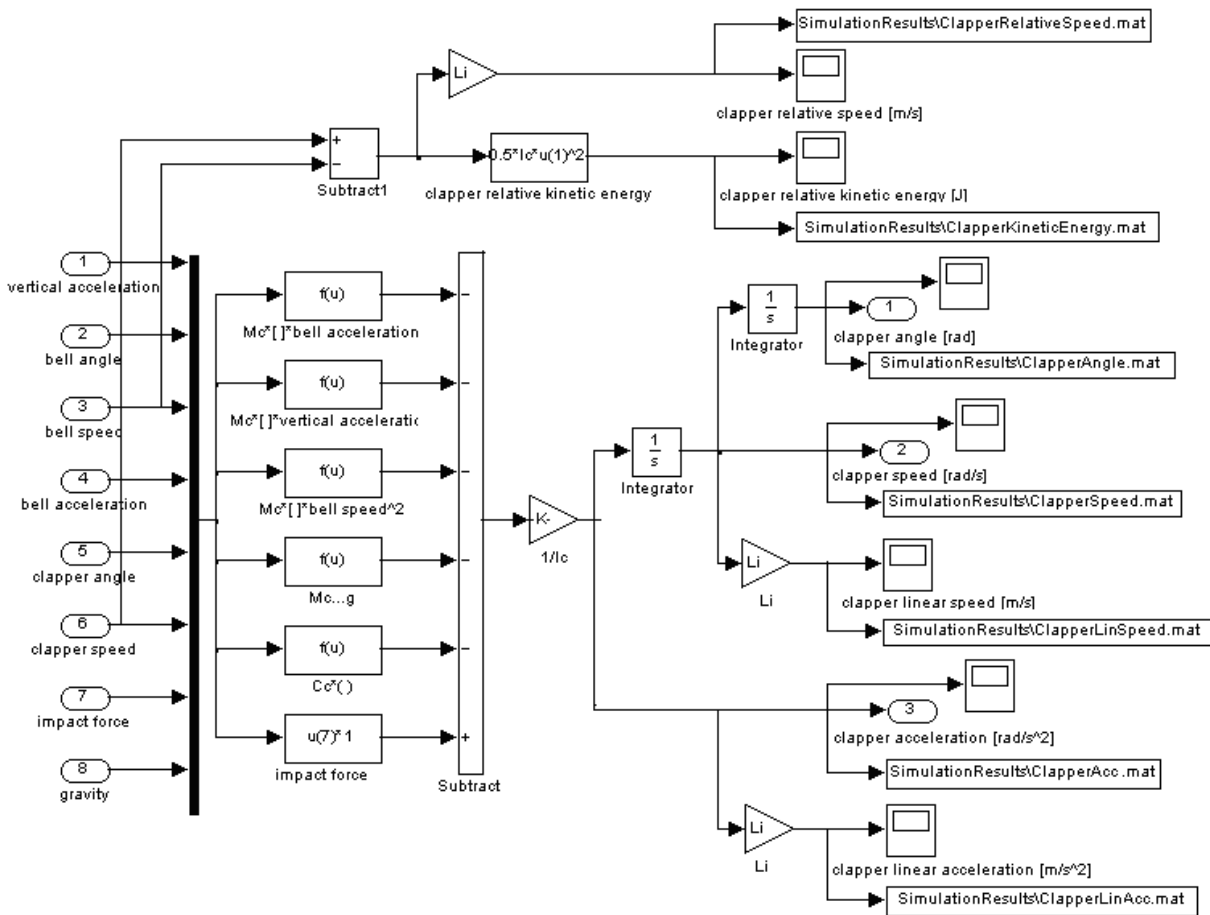


Figura A3.1.4. Sottosistema “clapper angle”: integrazione dell’equazione di Lagrange relativa alla posizione angolare del batocchio (coordinata generalizzata θ_c).

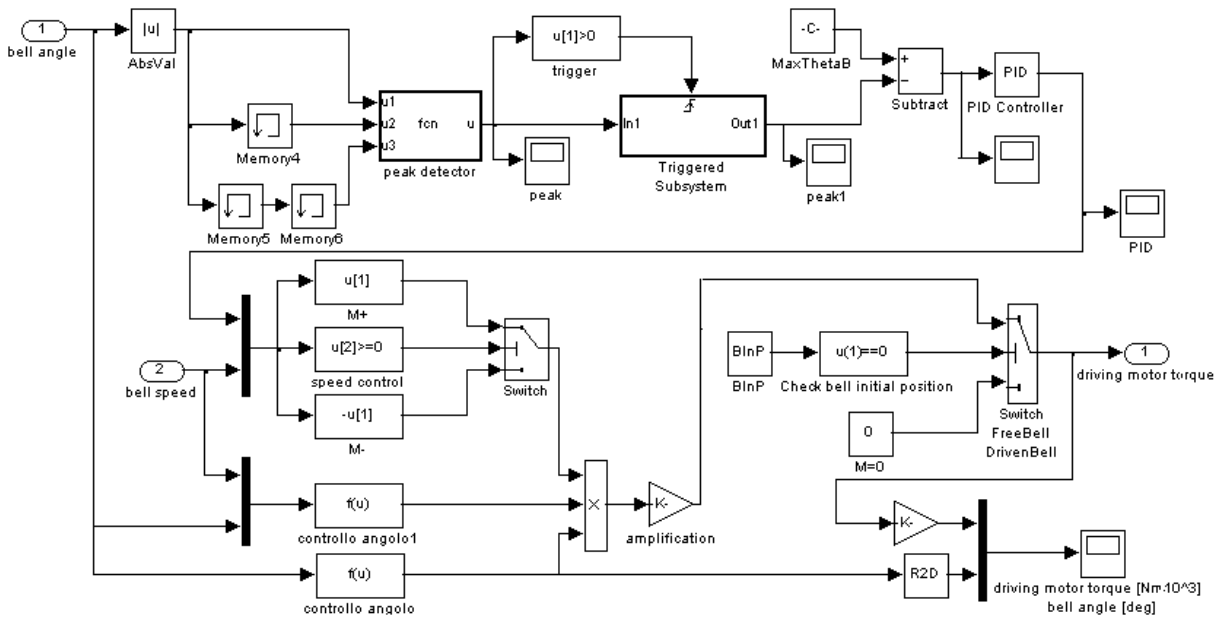


Figura A3.1.5. Sottosistema “motor”: implementazione della logica di funzionamento del motore elettrico.

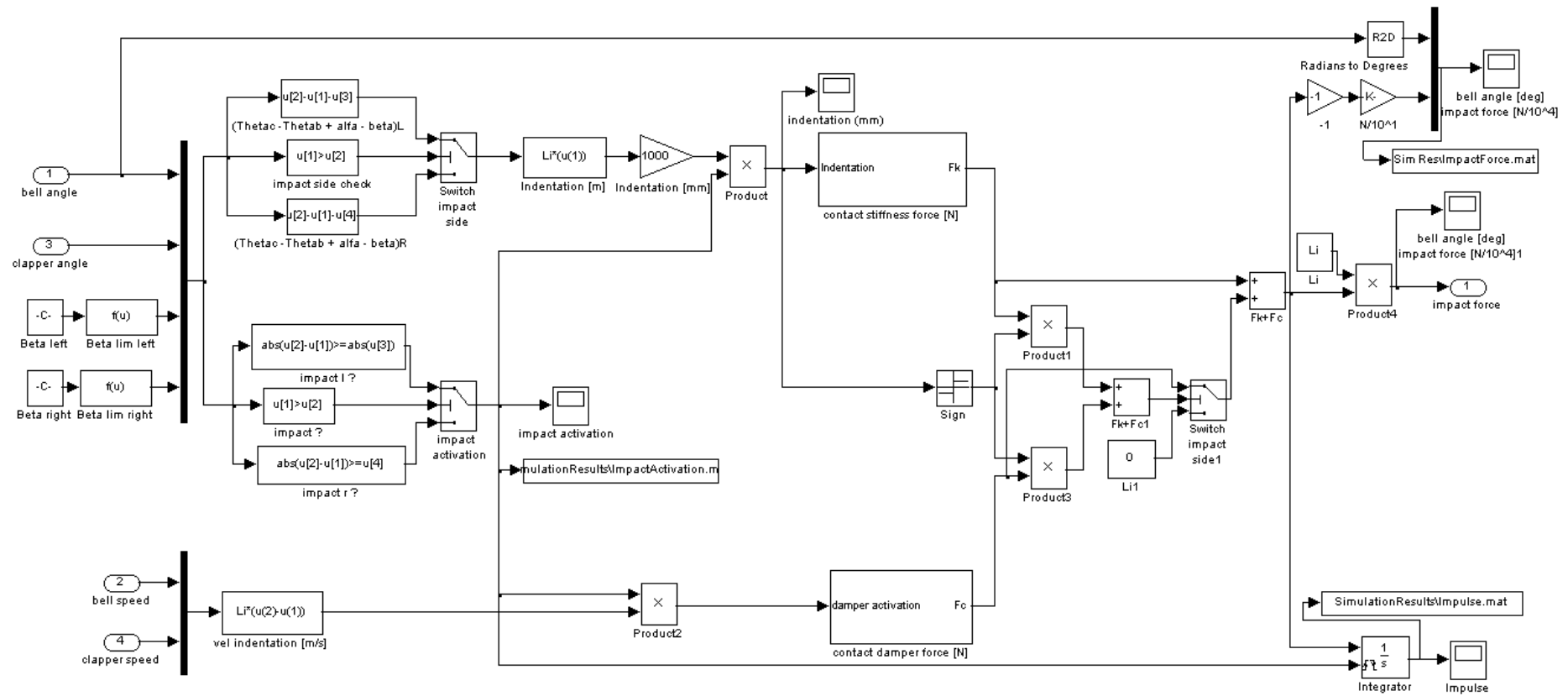


Figura A3.1.6. Sottosistema “impact”: implementazione del modello di impatto.

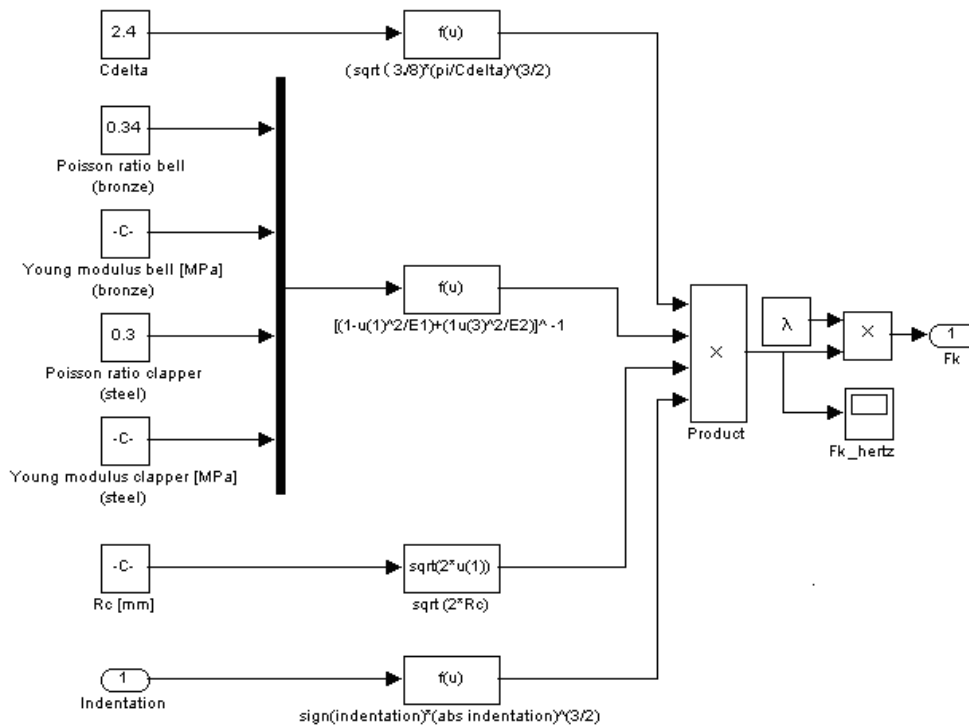


Figura A3.1.7. Sottosistema “contact stiffness force” di Fig. A3.1.6: implementazione del contributo elastico alla forza di contatto.

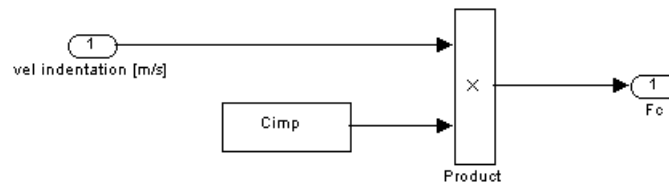


Figura A3.1.8. Sottosistema “contact damper force” di Fig. A3.1.6: implementazione del contributo dello smorzatore alla forza di contatto.

A3.1.2 Modello sintetico

Si riporta in Fig. A3.1.9 lo schema Simulink complessivo del modello sintetico con i 4 sottoblocchi principali. L'implementazione dei vari sottosistemi è riportata invece nelle Fig. A3.1.10÷A3.1.15.

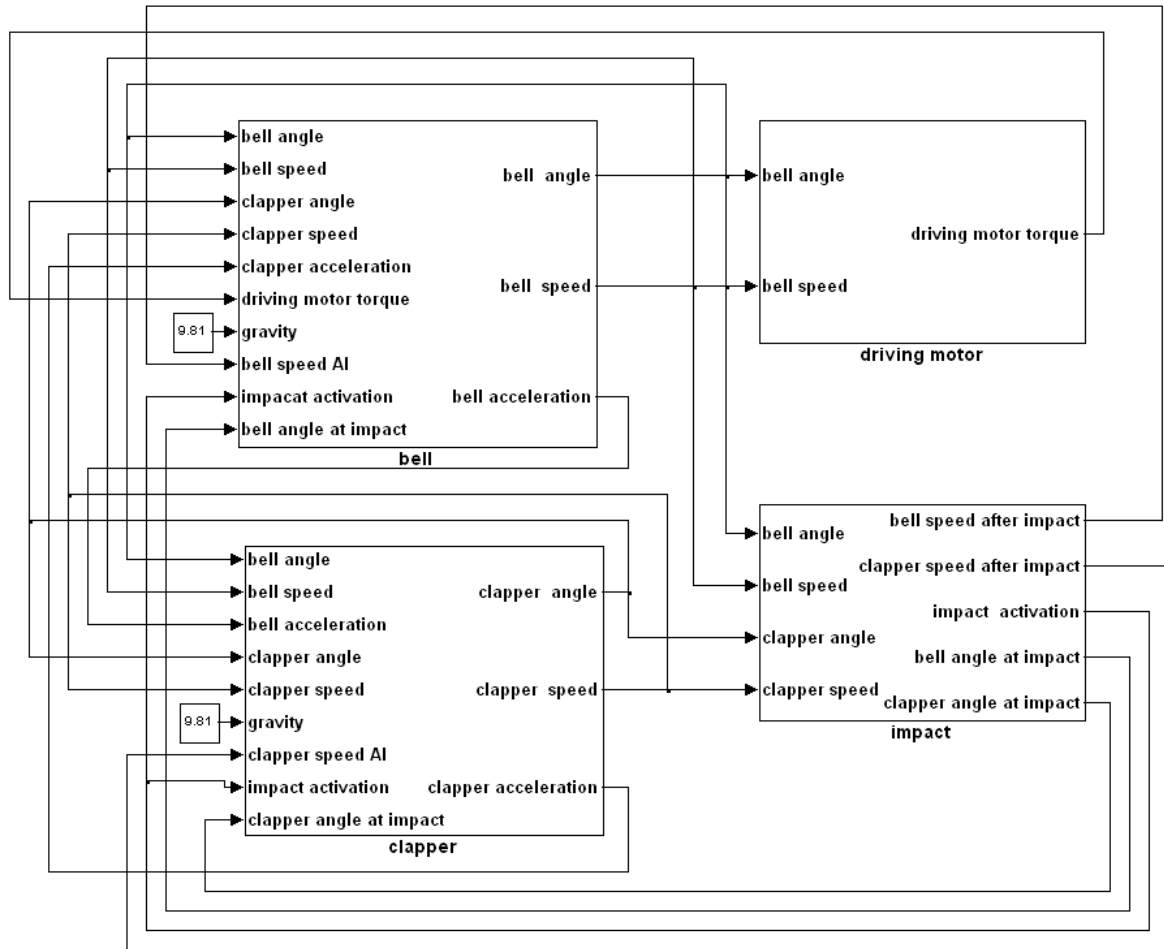


Figura A3.1.9. Modello sintetico: schema Simulink complessivo.

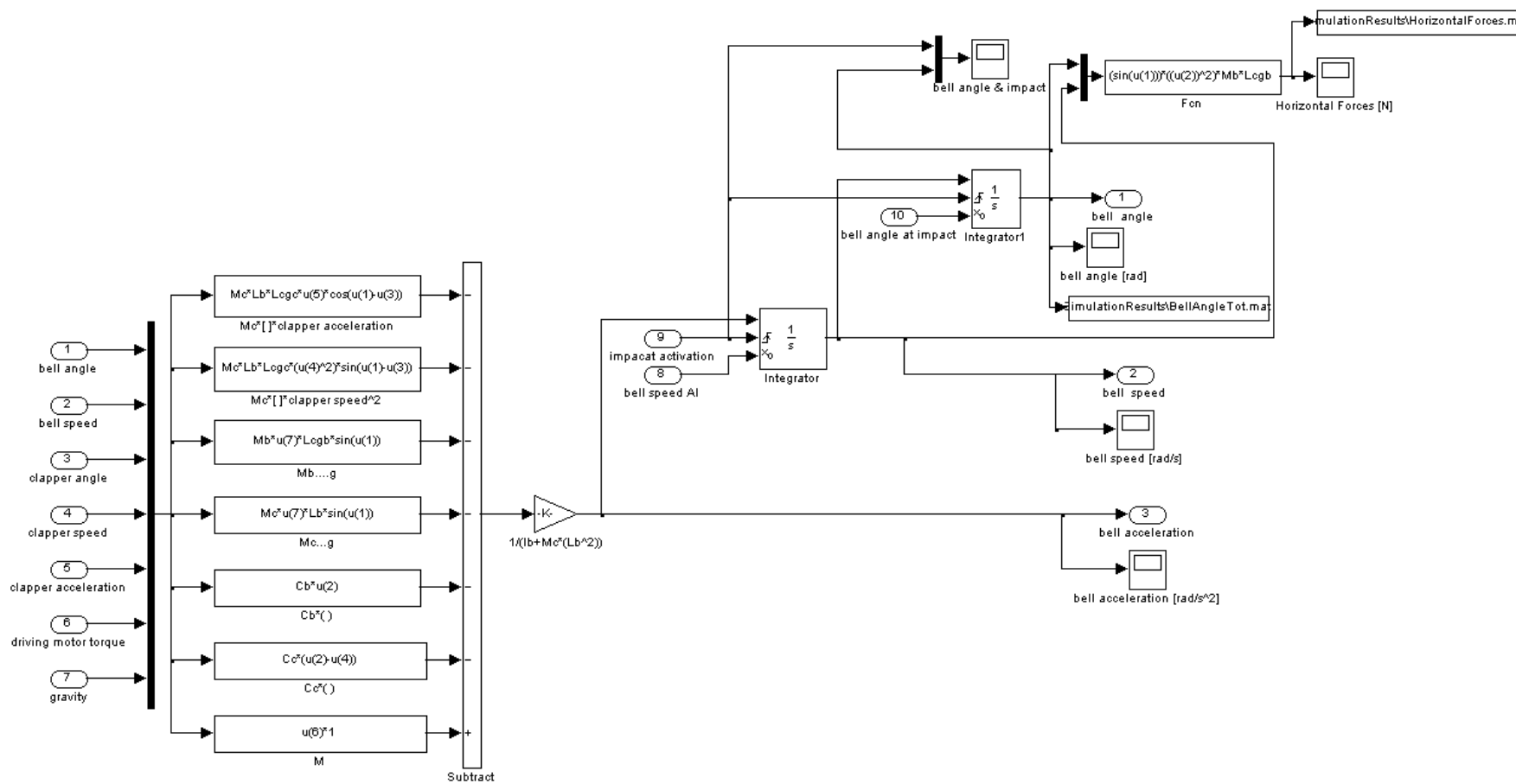


Figura A3.1.10. Sottosistema “bell angle”: integrazione dell’equazione di Lagrange relativa alla posizione angolare della campana (coordinata generalizzata θ_b).

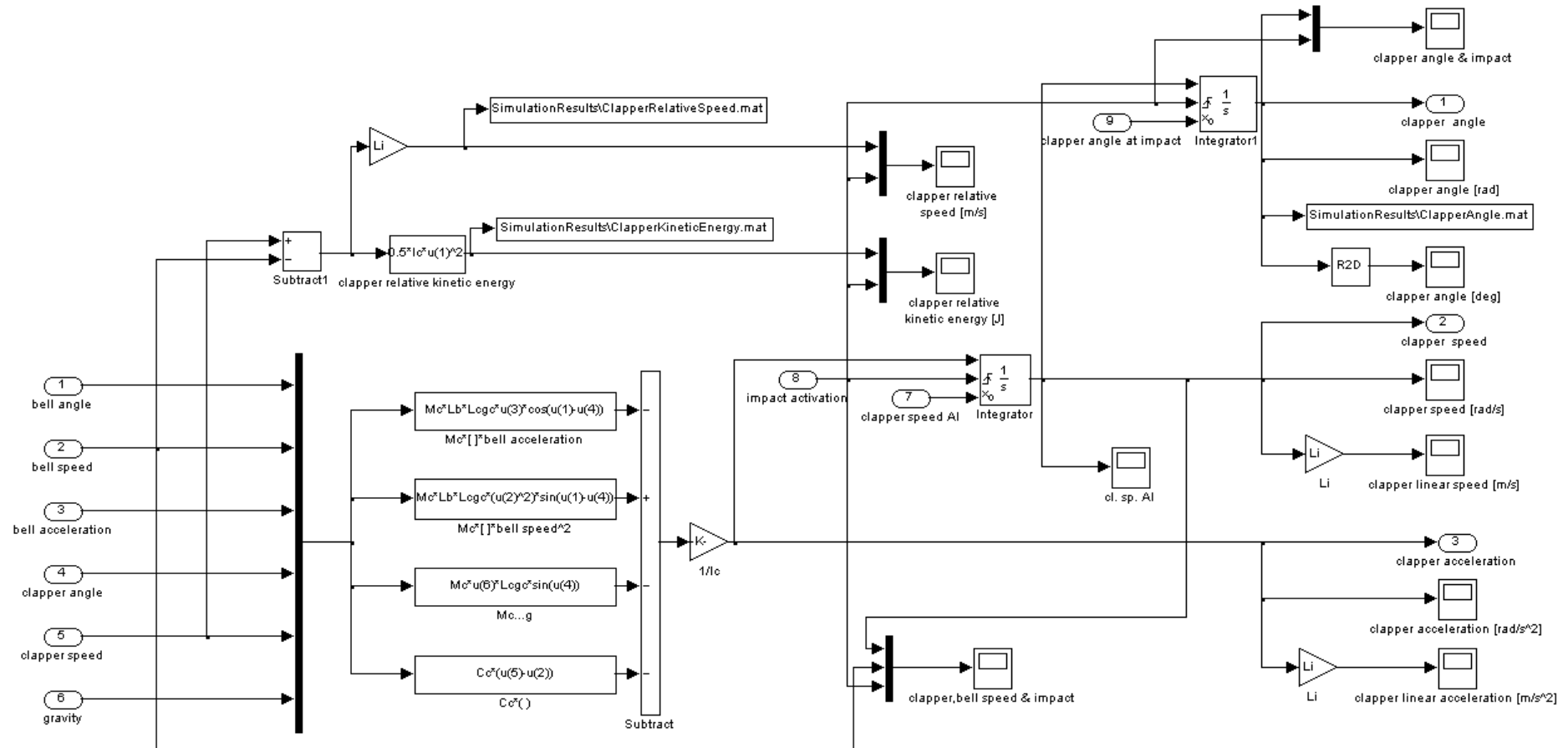


Figura A3.1.11. Sottosistema “clapper angle”: integrazione dell’equazione di Lagrange relativa alla posizione angolare del batocchio (coordinata generalizzata θ_c).

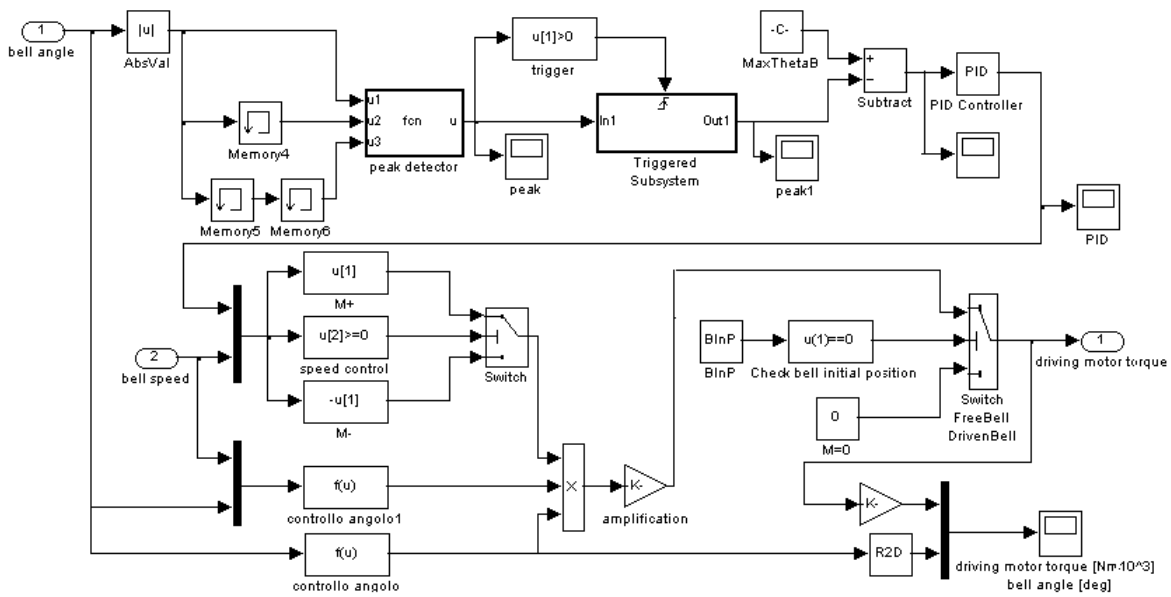


Figura A3.1.12. Sottosistema “motor”: implementazione della logica di funzionamento del motore elettrico.

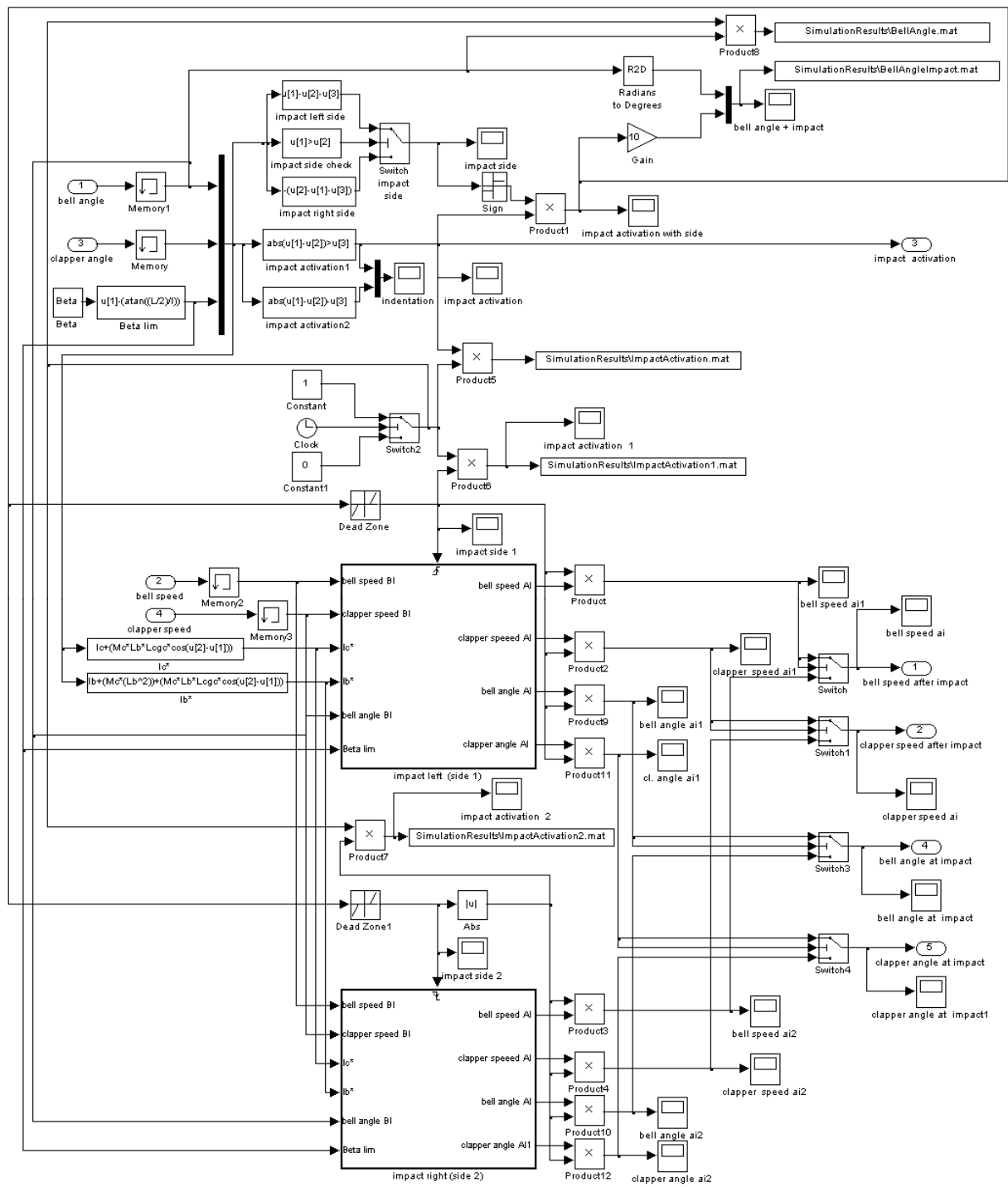


Figura A3.1.13. Sottosistema “impact”: rilevamento degli impatti e calcolo delle velocità di campana e batacchio dopo l’urto.

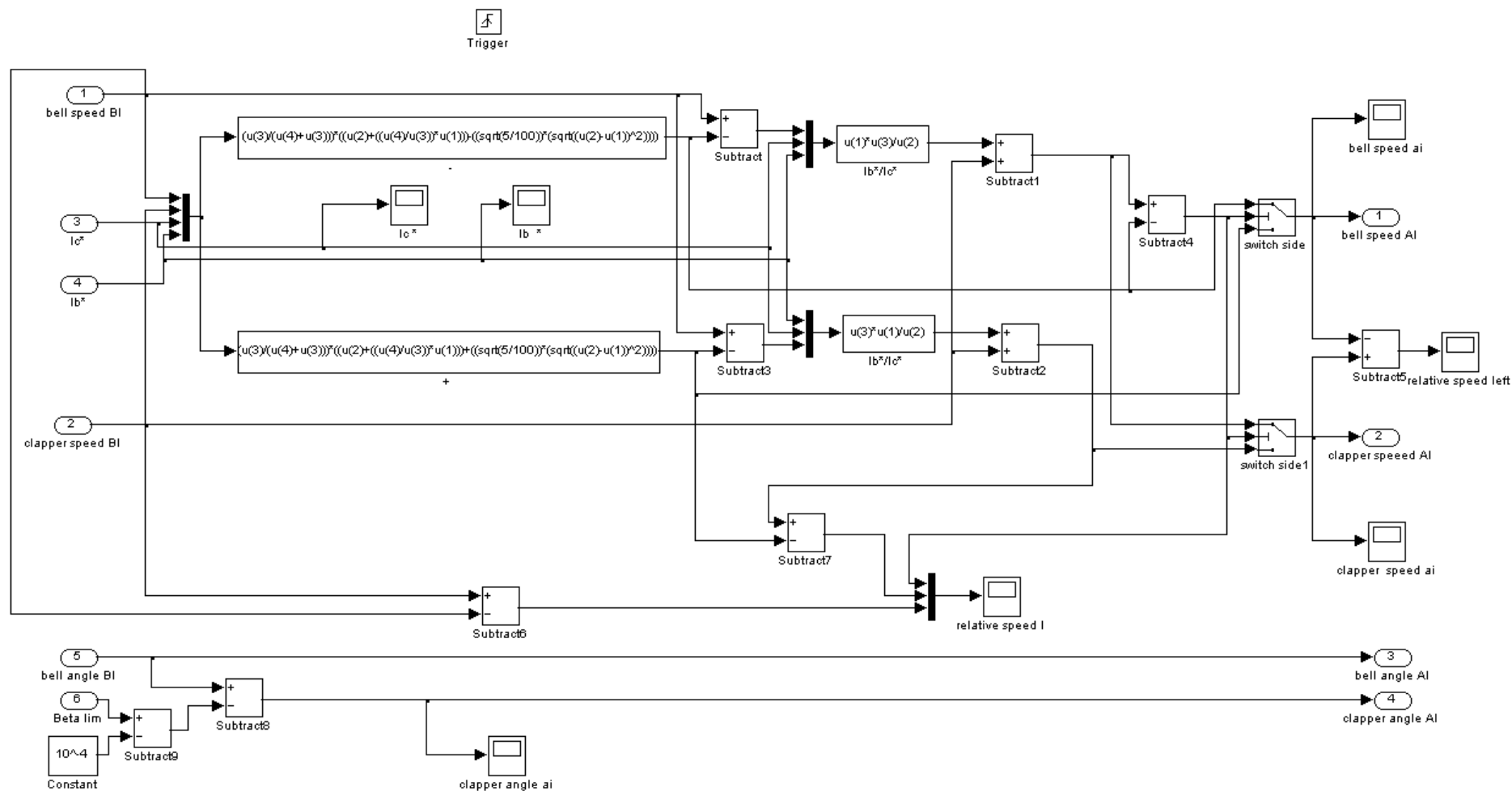


Figura A3.1.14. Sottosistema “impact left (side1)” di Fig. A3.1.13: gestione degli impatti sul lato sinistro della campana.

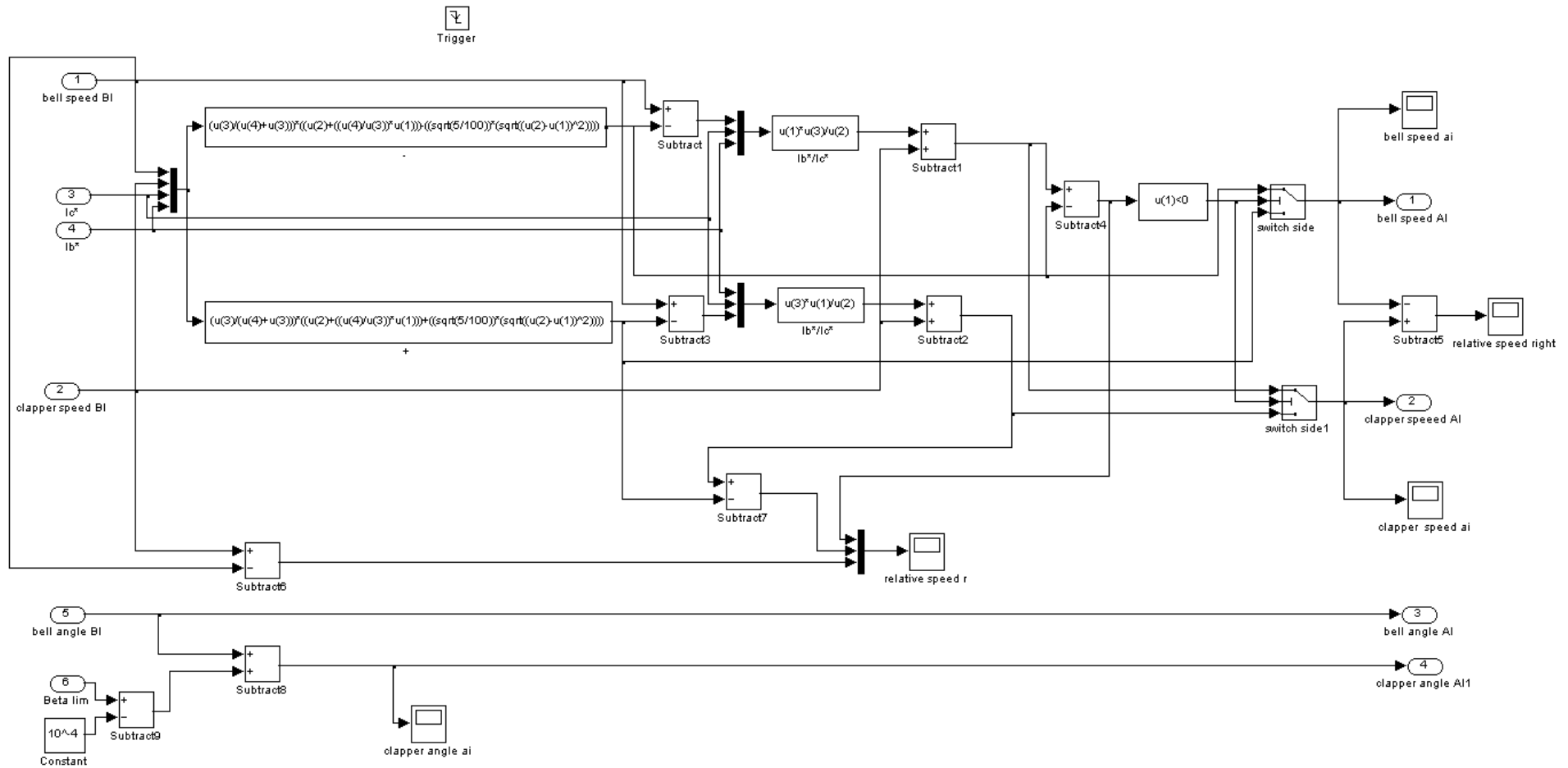


Figura A3.1.15. Sottosistema “impact right (side2)” di Fig. A3.1.13: gestione degli impatti sul lato destro della campana.

APPENDICE A3.2

GUIDA ALL' UTILIZZO DEL PROGRAMMA

INTRODUZIONE

In questa appendice viene riportata l'interfaccia utente del programma e illustrate le modalità di utilizzo del software per quanto riguarda l'immissione dei dati di input, l'esecuzione delle simulazioni e l'analisi dei risultati sia dal punto di vista numerico che della possibilità di visualizzare un'animazione del moto della campana sulla base del comportamento dinamico simulato. Si fa riferimento in particolare al modello sintetico, distribuito al consorzio al termine del progetto ProBell e caratterizzato, come descritto al Capitolo 3, da semplicità di utilizzo e rapidità di tempi di calcolo.

A3.2.1 Caricamento del modello

Per poter utilizzare il programma per la simulazione del comportamento dinamico delle campane è necessaria la disponibilità del software Matlab (versione 14 o successive), dalla cui schermata di avvio caricare l'intera cartella "global dynamic model" contenente il modello Simulink e una serie di file e sottocartelle aggiuntive necessarie per una corretta fruizione del codice sviluppato, ovvero:

_DrivenBell.mdl: file contenente l'implementazione Simulink del modello (cfr. Appendice A3.1);

_BellAnimation.mdl: modello Simulink basato sui risultati delle simulazioni effettuate nel modello contenuto in *Driven bell.mdl* e utilizzato per creare un'animazione visiva della campana sulla base del comportamento dinamico simulato;

_animation.m: file Matlab contenuto in *BellAnimation.mdl*;

_PROBELLNP.fig: figure file contenente l'interfaccia utente del programma;



_PROBELLNP.m: file Matlab contenente il codice utilizzato per creare l'interfaccia utente;

_Sources: cartella contenente le immagini utilizzate nell'interfaccia utente;

_SimulationResults: cartella dove vengono salvati i risultati delle simulazioni;

_Sfprj: cartella creata automaticamente da Matlab;

_DrivenBell_sfuns.dll: file creato automaticamente da Matlab.

Una volta selezionata "global dynamic model" directory di lavoro (tramite la finestra "Current directory" presente nella parte alta della schermata principale di Matlab) aprire l'interfaccia utente del programma di simulazione selezionando nella barra della barra degli strumenti "guide" () → *open existing GUI* → *Browse* → nella cartella "global dynamic model" scegliere *PROBELLNP.fig*. In questo modo apparirà uno schema dell'interfaccia utente. Selezionare *play* () per completare il caricamento dell'interfaccia utente del programma (Fig. A3.2.1.).

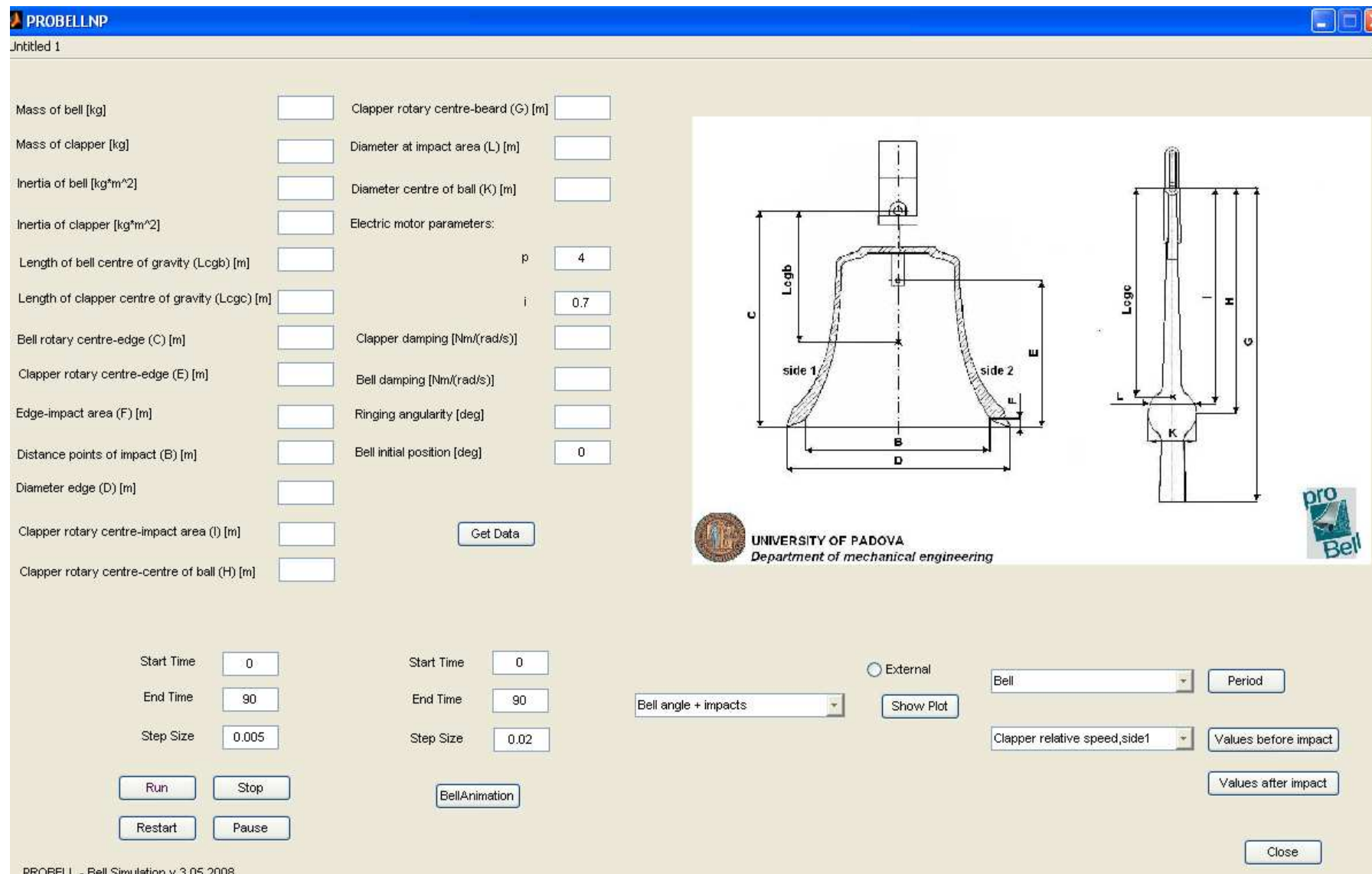


Figura A3.2.1. Interfaccia utente del programma per la simulazione della dinamica di campane.

A3.2.2 Immissione dei dati di input della simulazione

L'interfaccia utente del programma è organizzata in diverse aree, come illustrato in Fig. A3.2.2. I dati di input necessari per le simulazioni vanno inseriti negli spazi bianchi della zona in alto a sinistra. Sulla destra è riportato invece uno schema (illustrato con alcune spiegazioni aggiuntive anche in Fig. A3.2.3), utile per una più facile identificazione delle varie grandezze.

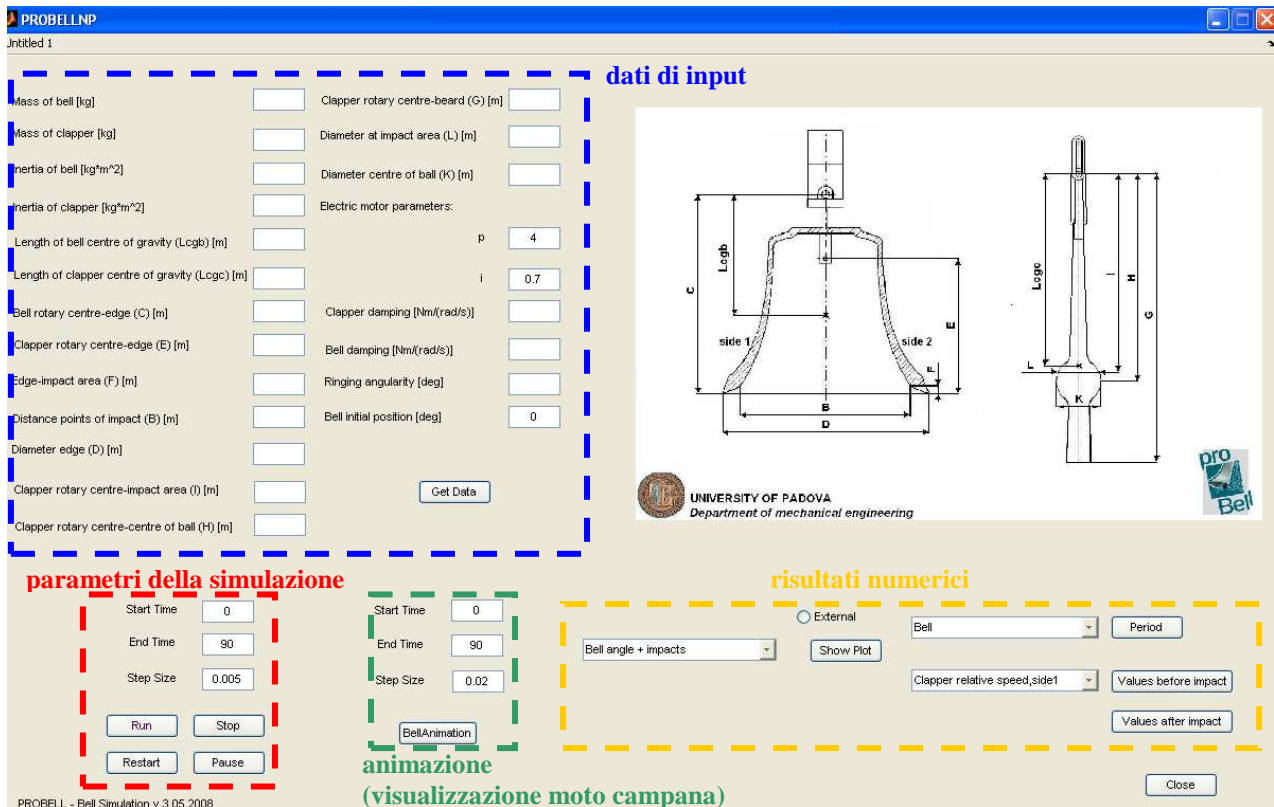


Figura A3.2.2. Interfaccia utente: significato delle diverse parti.

I dati di input delle simulazioni, così come richiesti nell'interfaccia utente (si faccia riferimento al Capitolo 3 per una descrizione accurata del modello e alla Fig. A3.2.3 per chiarimenti sulle varie grandezze geometriche), sono:

- _ *Mass of bell [kg]*: massa di campana +incastellatura;
- _ *Mass of clapper [kg]*: massa del atacchio;
- _ *Inertia of bell [kgm²]*: momento di inerzia della campana rispetto al suo asse di rotazione;
- _ *Inertia of clapper [kgm²]*: momento di inerzia del atacchio rispetto al suo asse di rotazione;

_ *Length of bell centre of gravity (L_{cgb}) [m]*: distanza tra asse di rotazione e baricentro della campana;

_ *Length of clapper centre of gravity (L_{cgc}) [m]*: distanza tra asse di rotazione e baricentro del batocchio;

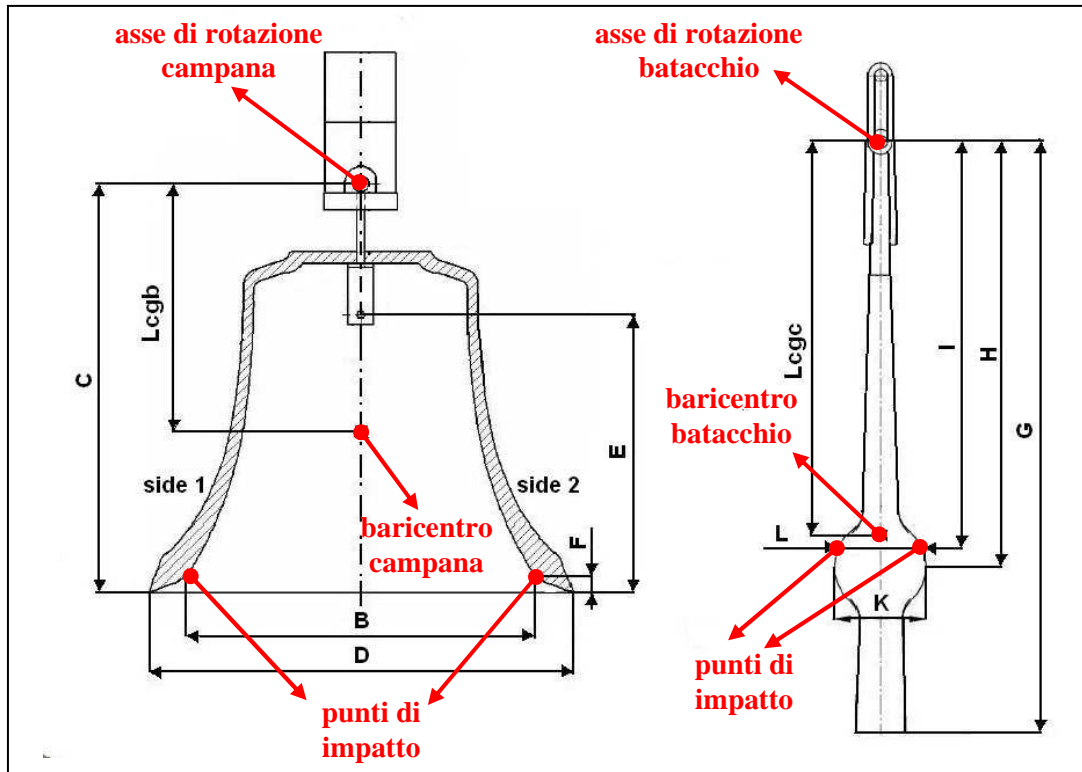


Figura A3.2.3. Schema di campana e batocchio e grandezze geometriche utilizzate nelle simulazioni.

_ *Bell rotary centre-edge (C) [m]*: distanza tra asse di rotazione e bocca (bordo inferiore) della campana;

_ *Clapper rotary centre-edge (E) [m]*: distanza tra asse di rotazione del batocchio e bocca della campana;

_ *Edge-rotary centre (F) [m]*: distanza tra la zona di impatto e bocca della campana;

_ *Distance points of impact (B) [m]*: diametro della campana in corrispondenza della zona di impatto;

_ *Diameter edge (D) [m]*: diametro di bocca della campana;

_ *Clapper rotary centre-impact area (I) [m]*: distanza tra asse di rotazione del batocchio e zona di impatto;

_ *Clapper rotary centre-centre of ball (H) [m]*: distanza tra asse di rotazione e centro della palla del batocchio;

_ *Clapper rotary centre-beard (G) [m]*: distanza tra asse di rotazione e estremità del batacchio;

_ *Diameter at impact area (L) [m]*: diametro della palla del batacchio in corrispondenza della zona di impatto;

_ *Diameter centre of ball (K) [m]*: diametro massimo della palla del batacchio;

_ *Electric motor parameters*: guadagni del controllore PID che simula la presenza del motore elettrico (p guadagno proporzionale, i guadagno integrale, il guadagno derivativo non compare perchè automaticamente posto uguale a zero). I valori suggeriti di default ($p=4$, $i=0.7$) sono risultati efficaci nella maggior parte dei casi per permettere alla campana di raggiungere l'angolo di oscillazione imposto dopo 10-12 attivazioni del motore, ovvero 5 o 6 oscillazioni complete della campana, evitando eccessivi overshoot iniziali e garantendo, al termine del transitorio di avviamento, oscillazioni stabilizzate. Nel caso risulti opportuno modificare tali valori, gli intervalli solitamente previsti sono:

$p=3\div 4$;

$i=0.6\div 0.7$.

Si ricorda che un aumento del guadagno proporzionale porta ad una diminuzione della durata del transitorio di avviamento ma a maggiori rischi di un forte overshoot iniziale mentre un aumento del guadagno integrale stabilizza le oscillazioni a regime.

_ *Clapper damping [Nm/(rad/s)]*: coefficiente di smorzamento che rappresenta l'attrito in corrispondenza della cerniera del batacchio. In assenza di dati sperimentali sul sistema da simulare (cfr. Capitolo 3 per la descrizione completa della procedura per ricavare sperimentalmente tale valore) è possibile fare riferimento ai valori riportati in Tab. A3.2.1, ricavati dai dati sperimentali relativi alle simulazioni svolte nell'ambito del progetto ProBell.

Tabella A3.2.1. Valori indicativi del coefficiente di smorzamento in corrispondenza della cerniera (asse di rotazione) del batacchio.

Ic [kgm²]	Clapper damping [Nm/(rad/s)]
<2	0.1
2÷10	1
10÷100	2÷5
100÷500	6÷25
>500	25÷90

Si tenga presente che il numero di dati sperimentali disponibili per batacchi molto grandi ($I_c > 500 \text{ kgm}^2$) era limitato pertanto si considerino i valori forniti come

un'indicazione di massima e si ripeta eventualmente la simulazione modificando opportunamente il valore utilizzato nel caso il batocchio risulti troppo o troppo poco, "frenato".

_ *Bell damping* [Nm/(rad/s)]: coefficiente di smorzamento che rappresenta l'attrito in corrispondenza della cerniera del batocchio. E' possibile fare riferimento ai valori riportati in Tab. A3.2.2 ricavati dai dati sperimentali relativi alle simulazioni svolte nell'ambito del progetto ProBell. (si rimanda al Capitolo 3 per la descrizione della procedura utilizzata per la determinazione di tali valori).

Tabella A3.2.2. Valori indicativi del coefficiente di smorzamento in corrispondenza della cerniera (asse di rotazione) della campana.

Ib [kgm²]	Bell damping[Nm/(rad/s)]
<50	4÷10
50÷100	10÷15
100÷500	15÷50
500÷1000	50÷150
1000÷5000	150÷400
5000÷10000	400÷800
10000÷50000	800÷4000
50000÷100000	4000÷8500

_ *Ringing angularity* [°]: angolo di oscillazione della campana rispetto alla verticale;

_ *Bell initial position* [°]: posizione della campana all'inizio della simulazione. Il valore pre-impostato, 0, indica la posizione verticale.

Una volta inseriti tutti i dati di input selezionare *Get data* per memorizzarli in Matlab.

A3.2.3 Esecuzione della simulazione

Caricati i dati di input, prima di avviare la simulazione è necessario definire (cfr. Fig. A3.2.2, area *parametri della simulazione*), alcuni parametri relativi alla simulazione stessa:

_ *Start time*: istante di inizio della simulazione, sempre 0;

_ *End time*: istante finale della simulazione; 90 s, come già specificato al capitolo 3, è un buon valore per ottenere un minuto di oscillazioni stabilizzate (i primi 30 s sono in genere impiegati per il transitorio di avviamento). E' bene tener presente che l'analisi statistica di risultati viene effettuata automaticamente dai 30 s in poi, per cui, per ottenere dei valori significativi, è utile scegliere come durata totale della simulazione (e quindi come *End Time*) un valore non troppo vicino a 30 s.

_ *Step Size*: passo di integrazione (fisso nel modello sintetico, cfr. Capitolo 3) utilizzato da Simulink per la soluzione delle equazioni differenziali del moto. Minore è tale valore più accurata risulta la simulazione a scapito però dei tempi di calcolo. Da un punto di vista generale, è buona norma adottare un passo di integrazione compreso tra $1/100 \div 1/1000$ del periodo di oscillazione del sistema. Come indicazione di massima 0.005 s è risultato un buon valore da adottare per ottenere simulazioni accurate che richiedessero un tempo di calcolo comunque inferiore ai 10 s (per 90 s di oscillazione della campana) con un processore Intel Pentium 4 1.60 GHz, 512 MB di RAM. Nelle simulazioni con angoli di oscillazione maggiori di 90° , dove spesso si manifestano impatti multipli, è opportuno ridurre il passo di integrazione a 0.0025 s.

Una volta scelti i tre parametri descritti è possibile avviare la simulazione selezionando il pulsante *Run*. In assenza di errori (nell'immissione dei dati o nel processo di soluzione) durante la fase di calcolo del programma, nell'interfaccia utente appare al posto dello schema del sistema campana- batocchio di Fig. A3.2.3 la finestra *Simulation in progress* riportata in Fig. A3.2.4(a). E' possibile interrompere la simulazione (pulsante *Pause*) e riavviarla (pulsante *Restart*) oppure arrestarla definitivamente (pulsante *Stop*). Una volta conclusa la simulazione compare nell'interfaccia utente la finestra *Simulation Completed* riportata in Fig. A3.2.4(b).

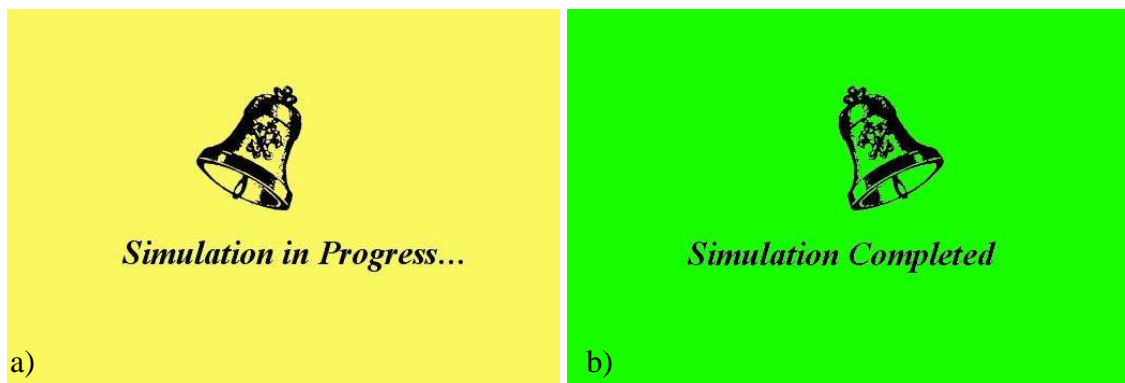


Figura A3.2.4. Immagini nello sfondo dell'interfaccia utente durante la fase di calcolo di una simulazione (a) e a simulazione conclusa (b).

A3.2.4 Risultati della simulazione

Conclusa la fase di simulazione è possibile visualizzare diversi risultati. Innanzitutto è disponibile un'animazione (Fig. A3.2.5) in grado di riprodurre il comportamento dinamico del sistema simulato a partire dai risultati ottenuti con la simulazione stessa. Tale possibilità è molto utili ai fini di una visualizzazione immediata della qualità della dinamica del sistema.

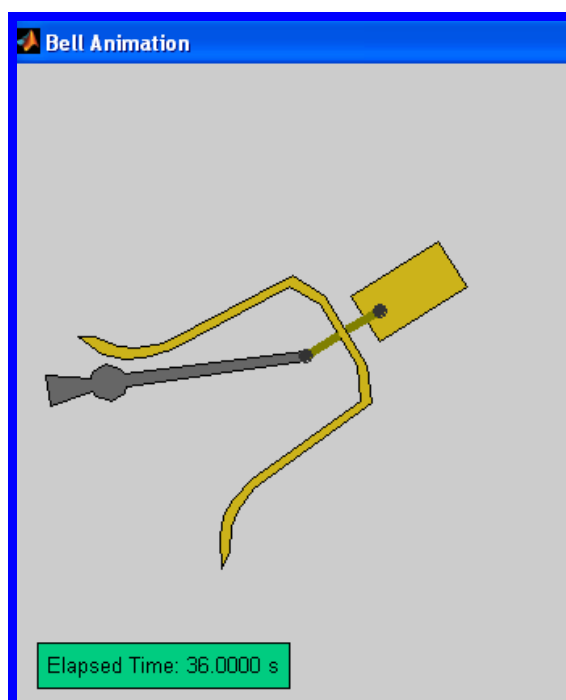


Figura A3.2.5. Esempio di frame dell'animazione del comportamento dinamico di un sistema campana- batacchio simulato.

Per vedere l'animazione è sufficiente selezionare il pulsante *Bell Animation* presente sull'interfaccia utente dopo aver specificato:

_ *Start time*: istante di inizio visualizzazione. Scegliere il valore 0 per visualizzare la dinamica del sistema dall'inizio della simulazione, altrimenti immettere un valore diverso se si è interessati all'analisi del sistema da un certo istante temporale in poi.

_ *End time*: istante finale dell'animazione. Ovviamente tale valore non può essere superiore alla durata stessa impostata per la simulazione.

_ *Step Size*: permette di variare la velocità di visualizzazione dell'animazione. Più basso è questo valore, più lento risulterà il moto della campana. Indicativamente 0.02 è un buon valore per poter apprezzare la dinamica del sistema simulato.

Oltre alle informazioni di tipo qualitativo fornite dall'animazione, sono disponibili diversi numerici relativi al sistema simulato.

In particolare, il pulsante *Show plot*: permette di visualizzare tre diversi grafici:

_ *bell angle + impact* (Fig. A3.2.6): evoluzione temporale della posizione angolare della campana durante la simulazione corredata di barre verticali ad indicare la presenza di un impatto. Una barra positiva indica un impatto sul lato sinistro della campana (lato 1 in Fig. A3.2.3), viceversa una barra negativa un impatto sul lato destro della campana

(lato 1 in Fig. A3.2.3). Si tenga presente che si tratta di una semplice indicazione qualitativa della presenza di un impatto, senza informazioni sull'intensità (cfr. Capitolo 3). Il grafico permette di visualizzare chiaramente se le condizioni di funzionamento, in termini di stabilità dell'angolo di oscillazione e numero di impatti sono regolari o meno.

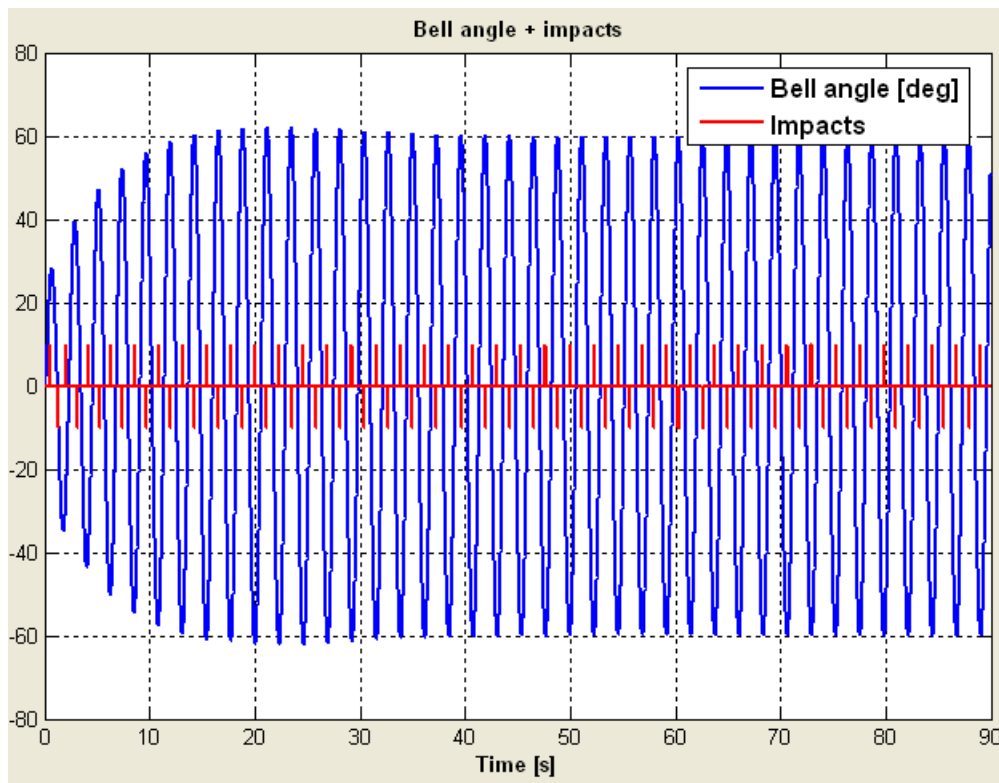


Figura A3.2.6. Esempio di grafico ottenibile con il pulsante *Show plot*, opzione *bell angle + impact*.

_clapper speed before impact (Fig. A3.2.7): valori della velocità relativa del batocchio al momento dell'impatto dai 30 s fino alla fine della simulazione. Tali valori costituiscono un'informazione indiretta dell'intensità degli impatti (cfr. paragrafo 3.7) in grado quindi di far comprendere se le condizioni dinamiche sono regolari (impatti di intensità simile) o meno. Inoltre il grafico fornisce indicazioni importanti sulla validità dell'analisi statistica dei risultati (descritta alle pagine successive). Infatti gli impatti visualizzati sono gli stessi utilizzati per l'analisi statistica. Nel caso di impatti multipli, il software effettua un filtraggio automatico visualizzando nel grafico, e utilizzando quindi per l'analisi statistica, unicamente gli impatti ad intensità maggiore (i primi di ogni serie sul medesimo lato). Tuttavia se le condizioni dinamiche sono molto irregolari è possibile, a causa di limiti propri del programma, che non vengano eliminati tutti gli

impatti a bassa intensità, che appariranno nel grafico (Fig. A3.2.7(b)) e nell'analisi statistica, la cui validità sarà quindi da considerare opinabile.

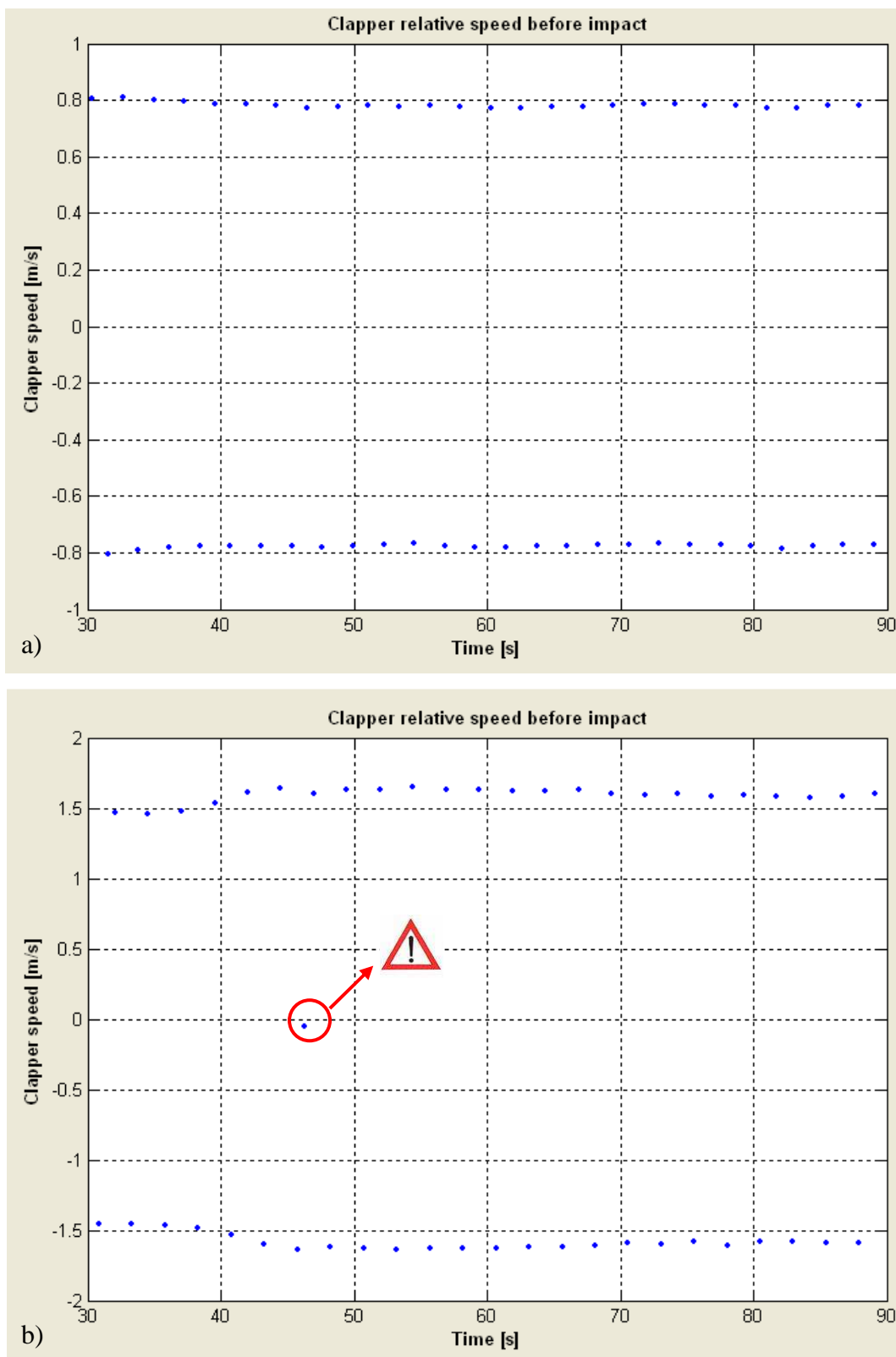


Figura A3.2.7. Esempio di grafico ottenibile con il pulsante *Show plot*, opzione *clapper speed before impact*. Risultati validi per l'analisi statistica (a) o no (b).

_ *horizontal forces on belfry*: evoluzione temporale delle forze orizzontali agenti sull'incastellatura (utile per il calcolo della struttura di supporto).

Come già anticipato è poi disponibile un'analisi statistica dei risultati (cfr. Fig. A3.2.8 per un esempio di visualizzazione), basata sui valori disponibili dai 30s al termine della simulazione.

In particolare, tramite il pulsante *Period* è possibile visualizzare:

- _ valore medio e deviazione standard del periodo di oscillazione della campana;
- _ valore medio e deviazione standard del periodo tra impatti lato 1→2;
- _ valore medio e deviazione standard del periodo tra impatti lato 2→1;
- _ valore medio e deviazione standard del periodo tra impatti lato 1→1
- _ valore medio e deviazione standard del periodo tra impatti lato 2→2.

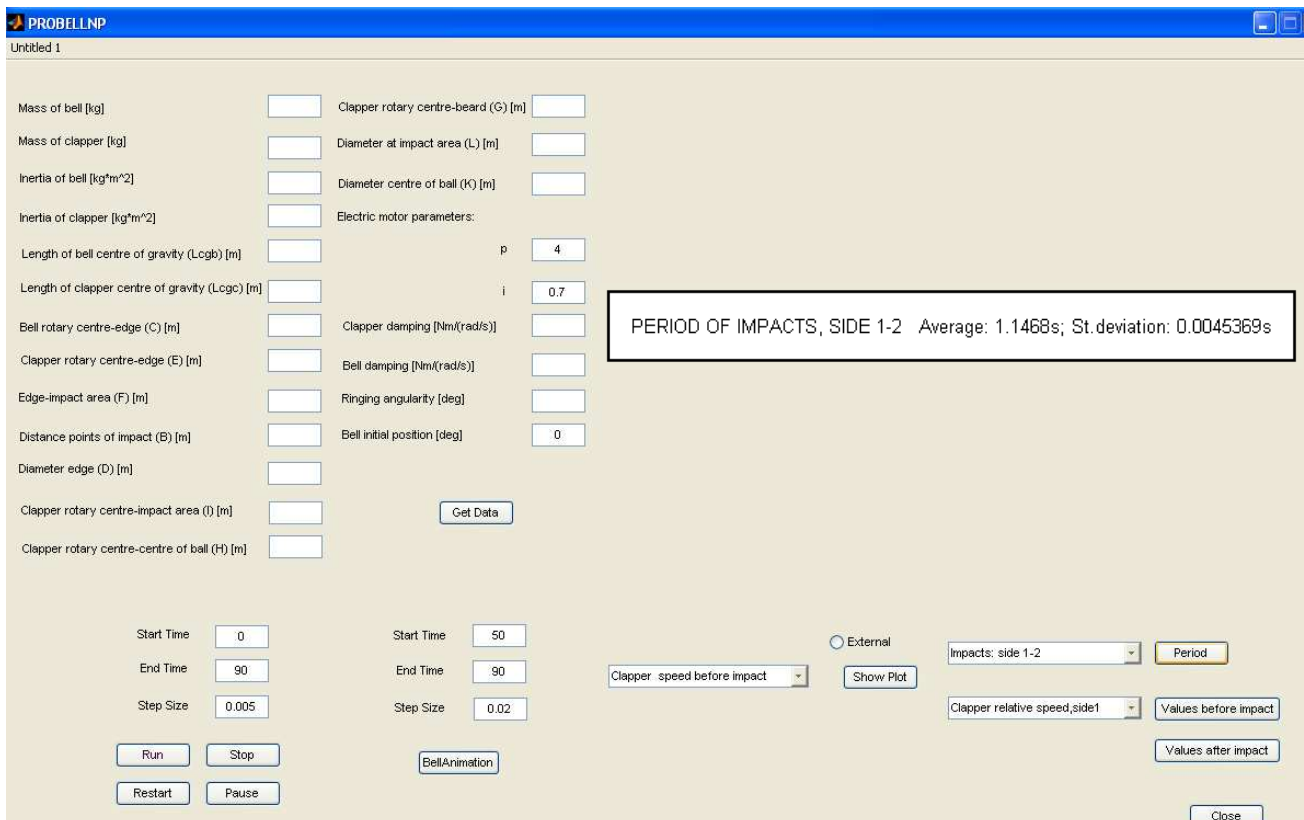


Figura A3.1.8. Esempio di visualizzazione dell'elaborazione statistica dei risultati di una simulazione.

Il pulsante *Values before/after impact* fornisce infine:

- _ valore medio e deviazione standard della velocità relativa del batocchio, prima e dopo l'impatto, lato 1;

- _ valore medio e deviazione standard della velocità relativa del batocchio, prima e dopo l'impatto, lato 2;
 - _ valore medio e deviazione standard della velocità relativa del batocchio, prima e dopo l'impatto, entrambi i lati;
 - _ valore medio e deviazione standard della posizione angolare della campana in corrispondenza della quale avvengono gli impatti sul lato 1 (stesso valore prima e dopo l'impatto);
 - _ valore medio e deviazione standard della posizione angolare della campana in corrispondenza della quale avvengono gli impatti sul lato 2 (stesso valore prima e dopo l'impatto);
 - _ valore medio e deviazione standard della posizione angolare della campana in corrispondenza della quale avvengono gli impatti su entrambi i lati (stesso valore prima e dopo l'impatto).
-

CAPITOLO 4

CARATTERIZZAZIONE A FATICA DEL BRONZO PER CAMPANE

INTRODUZIONE

Nell'ambito dello studio del danneggiamento delle campane da chiesa, in questo capitolo viene presentata la caratterizzazione sperimentale del comportamento a fatica di due tipi di bronzo per campane, effettuata dopo la conclusione del progetto europeo ProBell. Poiché infatti la rottura di una campana è risultata derivare dal processo di innesco e propagazione di cricche di fatica, è stato ritenuto necessario indagare le proprietà di resistenza a fatica del bronzo e, in particolare, la sensibilità del materiale ai difetti sempre presenti in seguito al processo di fusione. Inoltre, la conoscenza del comportamento a fatica del materiale costituisce la base per possibili future applicazioni dei risultati riportati al Capitolo 3 al fine di previsioni di durata delle campane in esercizio. Nel capitolo vengono quindi descritti materiali e metodi impiegati per la caratterizzazione sperimentale. I risultati delle prove di fatica vengono confrontati con dati di letteratura e sintetizzati sulla base di modelli teorici già presentati al Capitolo 1.

4.1 Il bronzo per campane

Il bronzo con il quale tipicamente vengono realizzate le campane è una lega di rame (Cu) e stagno (Sn) molto pura, denominata C91300 secondo la normativa americana ASTM B22, contenente circa il 79% (in peso) di rame e il 21% di stagno, con basse percentuali di altri materiali (Fig. 4.1). L' alto tenore di stagno migliora la sonorità del materiale, addolcendone i suoni e allungando i tempi di vibrazione, tuttavia rende la lega più dura, e di conseguenza più fragile.

C91300											
Chemical Composition											
(%max., unless shown as range or min.)											
	Cu⁽¹⁾	Al	Sb	Fe	Pb	Ni⁽²⁾	P⁽³⁾	Si	S	Sn	Zn
Min.	79.0	.005	.20	.25	.25	.50	1.0	.005	.05	18.0	.25
Max.	82.0									20.0	
Nominal	80.5	-	-	-	-	-	-	-	-	19.0	-

(1) In determining Cu min., Cu may be calculated as Cu + Ni.
 (2) Ni value includes Co.
 (3) For continuous castings, P shall be 1.5%, max.
 Note: Cu + Sum of Named Elements, 99.4% min.

Figura 4.1. Composizione chimica della lega C91300 (Copper Development Association, 2010).

Sulla base del diagramma di fase riportato in Fig. 4.2, raffreddando una lega fusa contenente una percentuale di stagno attorno al 20%, si ottiene una struttura cristallina caratterizzata da dendriti di rame (fase α) immersi in una matrice di fase fragile $\alpha + \delta$ (cfr. Fig. 4.3). Le condizioni di raffreddamento tuttavia influenzano moltissimo la struttura del materiale finale, in termini di geometria e dimensioni della grana cristallina, come si può notare confrontando le micrografie di bronzo da lingotto, prima e dopo trattamento termico, e da campane di diverse dimensioni riportate in Fig. 4.4. Tali differenze si traducono in una notevole variabilità delle proprietà di resistenza del materiale. Test di fatica preliminari a flessione rotante su provini lisci in bronzo da lingotto (lo stesso di Fig. 4.4), effettuati nell'ambito del progetto ProBell (Atzori et al., 2008a) hanno portato infatti alla determinazione di un valore di ampiezza di tensione al limite di fatica pari a 148 MPa per il bronzo non trattato termicamente e a 176 MPa per quello sottoposto a trattamento in forno. Viceversa, gli unici dati reperiti in letteratura (Anzulovic et al., 1998) relativi a prove di fatica

su bronzo per campane, riportano, con riferimento a provini lisci ricavati direttamente da campana, un valore di resistenza a fatica, sempre in termini di ampiezza di tensione a $2 \cdot 10^6$ cicli, pari a 45 MPa.

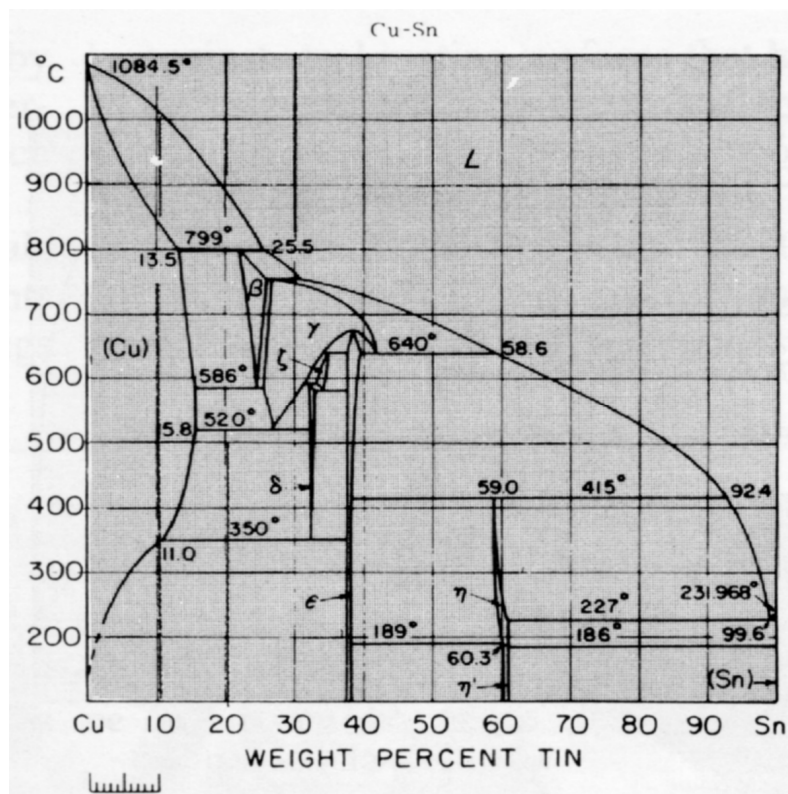


Figura 4.2. Diagramma di fase di una lega rame-stagno (Hultgren e Desay, 1971).



Figura 4.3. Micrografia di un bronzo 80%Cu, 20%Sn ottenuto per fusione (Cochrane, 2002).

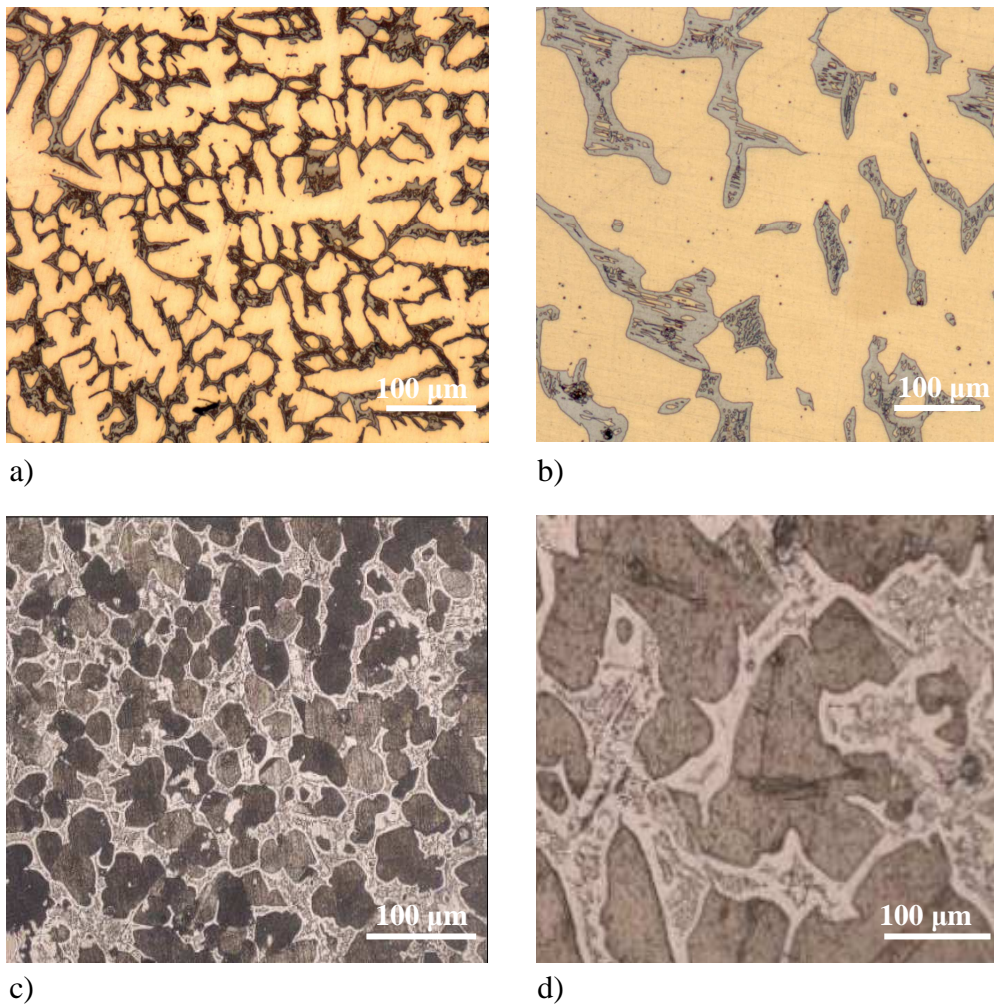


Figura 4.4. Micrografie di bronzo per campane: bronzo da lingotto prima (a) e dopo (b) trattamento termico di 24 ore a 600° in forno con atmosfera non ossidante seguito da raffreddamento lento (Atzori et al., 2008a); bronzo da campane di 270 kg (c) e 1300 kg (d) (Schumacher, 2008).

Inoltre, anche facendo riferimento unicamente al bronzo prelevato da campana, dato il carattere ancora fortemente artigianale del processo di produzione, è necessario tener conto delle possibili variazioni riguardo la composizione del materiale utilizzato per la fusione e la qualità stessa del processo, sia tra una fonderia e un'altra che tra fusioni successive di una stessa fonderia. Variazioni nel processo di fusione e raffreddamento sono risultate determinare variazioni anche notevoli nelle percentuali di fase α e $\alpha+\delta$ delle diverse campane (Schumacher, 2008).

E' evidente, dall'insieme delle considerazioni fin qui esposte, come la caratterizzazione del bronzo per campane non vada considerata separatamente dalle caratteristiche del processo

di produzione, che, come verrà confermato da quanto riportato ai paragrafi successivi, influenzano in modo sensibile il comportamento meccanico del materiale.

4.2 Materiali e metodi

In base a quanto illustrato al paragrafo precedente, al fine di testare il materiale in condizioni quanto più simili possibile a quelle di esercizio, è stato ritenuto opportuno prelevare i provini da utilizzare per le prove direttamente da campana. A questo scopo, grazie alla collaborazione delle fonderie Cornille Havard (Villedieu Les Poeles, Normandia, Francia) e Grassmayr (Innsbruck, Austria) appartenenti al consorzio del progetto ProBell, è stato possibile analizzare due diverse campane, e quindi due differenti tipologie di bronzo. Poiché inoltre, è stato rilevato sperimentalmente (Rupp, 2006) che i fenomeni di innesco e propagazione di cricche di fatica avvengono soprattutto in corrispondenza della zona di impatto e delle sezioni poste a 90° rispetto a tale posizione, i provini sono stati estratti da sezioni di campana ricavate in corrispondenza della zona di impatto. Per entrambe le campane sono stati ricavati alcuni provini cilindrici per prove preliminari di trazione mentre per le prove di fatica a flessione rotante sono state ricavate diverse serie, da 15 campioni ciascuna, di provini cilindrici, sia lisci che intagliati, al fine di indagare anche, con le modalità in seguito chiarite, la sensibilità del materiale a difetti ed intagli.

Le prove di trazione statica sono state eseguite in controllo di deformazione, con utilizzo di un estensometro MTS 634.12F-24 (corsa massima dei coltelli +12.5/-2.5 mm) fino a rottura, su una macchina di trazione assiale MTS MinibionixII 858 da 15 kN. E' stata impostata una velocità di applicazione della deformazione pari a 0.6%/min nel tratto elastico e 7%/min nel tratto elasto-plastico.

Le prove di fatica a flessione rotante sono state condotte su banchi Metrocom a momento costante operanti alla frequenza di 200Hz. I limiti di fatica sono stati determinati mediante prove stair case brevi (Dixon e Massey, 1969) a 10 milioni di cicli utilizzando 5÷7 provini.

Nel caso del bronzo della fonderia Cornille Havard sono state condotte anche delle analisi metallografiche al fine di determinare durezza e struttura microcristallina del materiale e inoltre sono state analizzate al microscopio a scansione elettronica alcune sezioni di rottura relativa a provini rotti nei test di fatica. Risultano previste, ma non sono state ancora realizzate, corrispondenti analisi per il bronzo della fonderia Grassmayr.

Si riporta ai paragrafi 4.2.1 e 4.2.2 la descrizione precisa dei materiali utilizzati e risultati delle prove statiche e delle analisi micrografiche, ove previste.

4.2.1 Bronzo fonderia Cornille Havard

La caratterizzazione del materiale è stata fatta estraendo i provini (Fig. 4.5(c)) da una sezione in prossimità della zona di impatto (Fig. 4.5(b)), di una campana in lega 78/22 (composizione nominale 78%Cu e 22%Sn) di massa 395 kg, diametro di bocca 863 mm, spessore nella zona di impatto 62 mm.

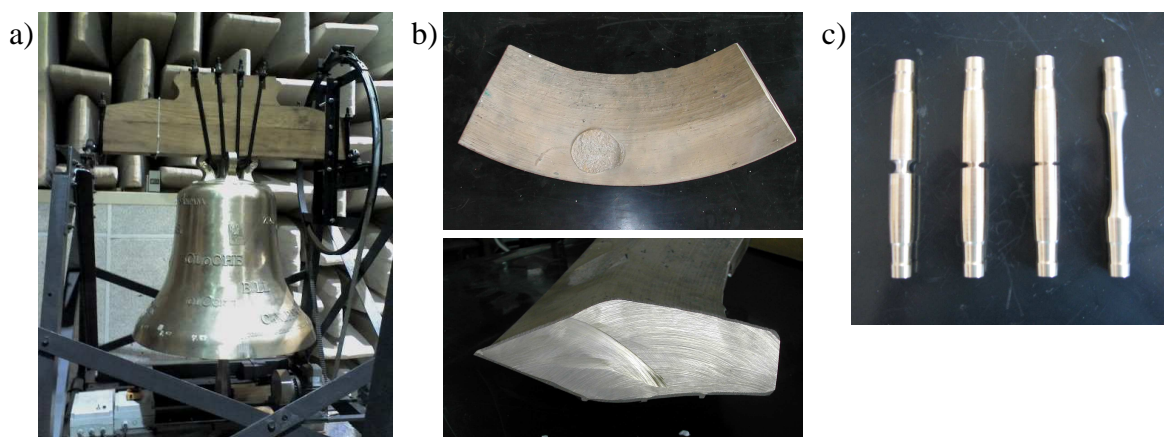


Figura 4.5. Campana originaria (a), sezione (b) e tipologie di provini ricavati (c).

In particolare sono stati ricavati 3 provini cilindrici per prova di trazione e 4 serie, da 15 campioni ciascuna, di provini cilindrici, sia lisci che intagliati, per prove a flessione rotante secondo la geometria riportata in Fig. 4.6 (dove D è il diametro della sezione lorda, a la profondità dell'intaglio, ρ il raggio di fondo intaglio).

D (mm)	a (mm)	ρ (mm)
6.5	0	/
12	2	0.1
12	3	0.1
12	3	3

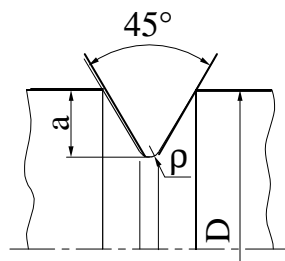


Figura 4.6 Geometrie dei provini utilizzati per le prove di fatica.

Prima di effettuare le prove di caratterizzazione meccanica, alcuni campioni di materiale sono stati sottoposti ad analisi micrografica (Fig. 4.7) che ha evidenziato una microstruttura caratterizzata al 39% da fase duttile α (di colore chiaro) e al 58% da fase fragile $\alpha + \delta$. Le

analisi hanno rilevato inoltre la presenza di porosità diffuse (3%). La durezza complessiva della struttura è risultata 208 HV.

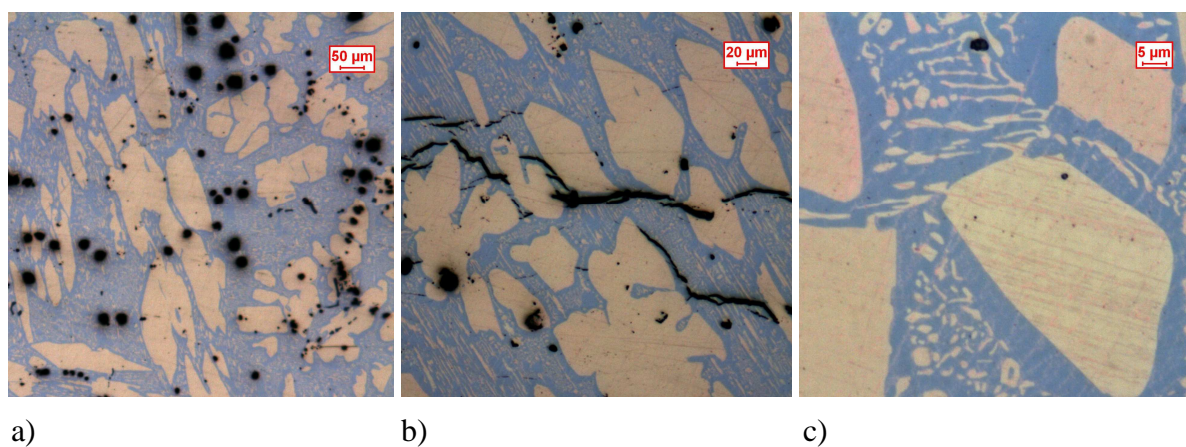


Figura 4.7. Micrografie 50x (a), 100x (b), 500x (c) del bronzo da campana Cornille Havard.

Si riportano invece in Fig. 4.8 i risultati delle prove statiche.

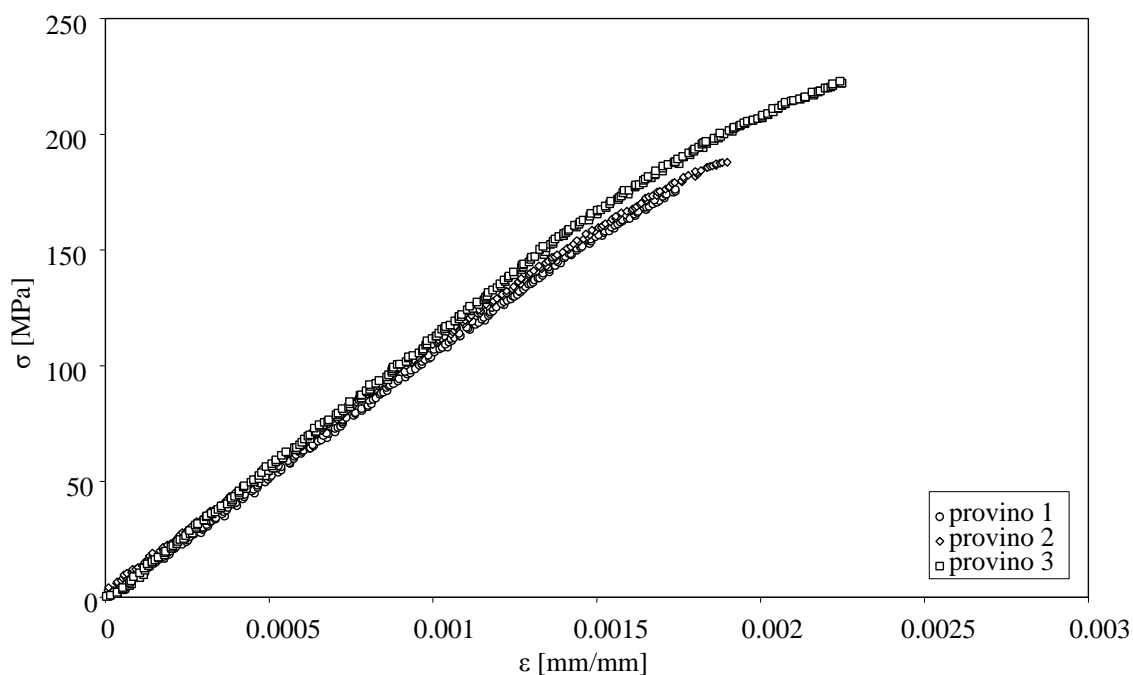


Figura 4.8. Curve di trazione statica del bronzo da campana Cornille Havard.

Le curve di trazione evidenziano un comportamento fragile, con deformazioni a rottura non superiori allo 0.25% e assenza di tensione di snervamento. La tensione di rottura presenta inoltre variazioni superiori anche al 20% tra prove diverse. In Tab. 4.1 sono riportati i valori

medi delle caratteristiche determinate sperimentalmente (σ_R : tensione di rottura, E: modulo elastico, ε_r : deformazione a rottura).

Tabella 4.1. Caratteristiche statiche medie del bronzo da campana Cornille Havard determinate sperimentalmente

σ_R [MPa]	E [MPa]	ε_r %
196	109200	0.2

4.2.2 Bronzo fonderia Grassmayr

La caratterizzazione del materiale è stata fatta estraendo i provini (Fig. 4.9(b)) da una sezione in prossimità della zona di impatto (Fig. 4.9(a)) di una campana massa 2500 kg, diametro di bocca 1580 mm, spessore nella zona di impatto 110 mm, distrutta dopo la fusione a causa della finitura superficiale non ottimale. La composizione chimica della lega è riportata in Tab. 4.2.

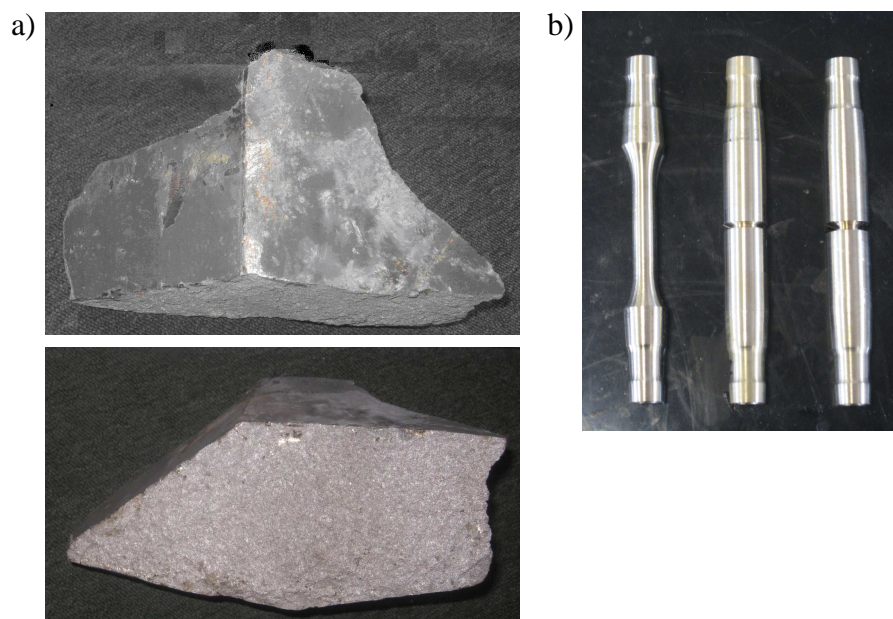


Figura 4.9. Sezione di campana (a) e tipologie di provini ricavati (b).

Data la minore quantità di materiale disponibile rispetto alla campana Cornille Havard, è stato possibile ricavare, oltre a 5 provini cilindrici per prova di trazione, solo 3 serie, sempre da 15 campioni ciascuna, di provini per prove a flessione rotante secondo le geometrie descritte, con le stesse modalità di Fig. 4.6, in Fig. 4.10.

Tabella 4.2. Composizione chimica del bronzo della campana Grassmayr utilizzata per le prove.

Elemento	% in peso
Cu	79.8
Sn	19.37
Pb	0.391
Ni	0.293
Sb	0.0118
Zn	0.107
As	0.00416
P	0.00360
Fe	0.00387

D (mm)	a (mm)	ρ (mm)
6.5	0	/
12	2	0.1
12	3	0.1

Figura 4.10. Geometrie dei provini utilizzati per le prove di fatica.

Come già specificato, sono in programma ma non ancora disponibili analisi micrografiche del materiale. Si riportano invece in Tab. 4.3 e in Fig. 4.11 i risultati delle prove statiche che, come nel caso precedente, evidenziano un comportamento fragile, con deformazioni a rottura non superiori allo 0.2% e assenza di tensione di snervamento. Anche in questo caso sono state riscontrate variazioni della tensione di rottura superiori anche al 20% tra prove diverse. I valori medi risultano invece inferiori, del 20% circa per quanto riguarda la tensione di rottura e la deformazione a rottura e del 2.5% per quanto riguarda il modulo elastico, rispetto alle caratteristiche statiche determinate per il bronzo Cornille Havard.

Tabella 4.3. Caratteristiche statiche medie del bronzo da campana Grassmayr determinate sperimentalmente

σ_R [MPa]	E [MPa]	ϵ_R %
154	106500	0.16

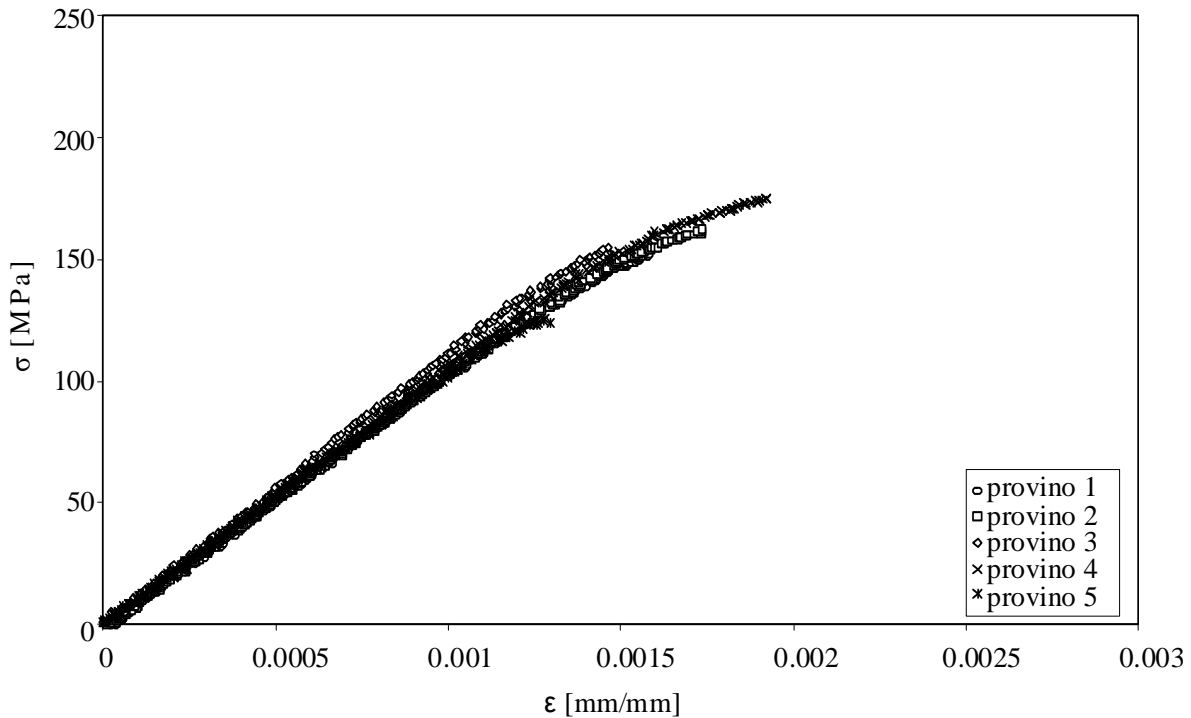


Figura 4.11. Curve di trazione statica del bronzo da campana Grassmayr.

4.3 Risultati delle prove di fatica

Si riportano ai paragrafi 4.3.1 e 4.3.2 le curve di resistenza a fatica, in termini di ampiezza di tensione nominale lorda $\sigma_{a,g}$, calcolata con riferimento al diametro D riportato in Fig. 4.6 e 4.10, in funzione del numero di cicli a rottura N , ottenute per le varie serie testate. Per ciascuna serie (Fig. 4.12÷4.15 per il bronzo Cornille Havard e Fig. 4.18÷4.20 per il bronzo Grassmayr) è riportata la curva di resistenza a fatica per una probabilità di sopravvivenza del 50% ricavata da regressione lineare ai minimi quadrati dei dati sperimentali, unitamente alla banda di dispersione definita dalle curve ottenute per una probabilità di sopravvivenza del 10% e del 90% rispettivamente, con confidenza sui dati del 95%. Sono riportati nelle figure, ma non sono stati considerati nell'analisi statistica, i provini rotti ad un numero di cicli $N < 1000$. Per ciascuna serie, identificata da un codice dove i tre numeri indicano, nell'ordine, il diametro lordo, la profondità dell'intaglio e il raggio di fondo intaglio, si riporta anche il valore del limite di fatica in termini di ampiezza di tensione nominale lorda $\sigma_{a\infty,-1}$ per una probabilità di sopravvivenza del 50% e per rapporto di ciclo $R = -1$ ottenuto mediante stair case, la pendenza inversa k della curva di Woehler e il parametro di dispersione T_σ definito come il rapporto tra le ampiezze di tensione a $2 \cdot 10^6$ cicli per una probabilità di sopravvivenza del 10% e del 90% rispettivamente. Per quanto riguarda la

sequenza stair case per la determinazione del limite di fatica, il simbolo 'x' indica un provino rotto, mentre il simbolo 'o' indica un provino non rotto.

Si riportano inoltre, alle Fig. 4.16 e 4.17, alcune sezioni di rottura relative alle serie 6.5/0/0 e 12/3/3 del bronzo Cornille Havard analizzate al microscopio a scansione elettronica (SEM). Come nel caso delle micrografie, analisi analoghe sono previste, ma non ancora realizzate, per il bronzo Grassmayr.

Al paragrafo 4.3.3 viene infine proposto un breve commento riguardo i ottenuti sulle due tipologie di bronzo e un confronto con i dati di letteratura (Anzulovic et al., 1998).

4.3.1 Bronzo fonderia Cornille Havard

Si riportano in Fig. 4.12÷4.15, con le modalità illustrate alle righe precedenti, le curve di resistenza a fatica delle serie testate.

L'analisi al microscopio a scansione elettronica (SEM) delle sezioni di rottura, riportata alle Fig. 4.16 4.17, ha evidenziato la presenza di una struttura non omogenea con difetti di fusione e porosità diffuse rivelatesi punti preferenziali di innesco delle cricche nel caso dei provini lisci (Fig. 4.16). Viceversa dall'osservazione delle superfici di frattura della serie con intaglio blando (12/3/3) non sono emersi inneschi in corrispondenza di porosità (Fig. 4.17).

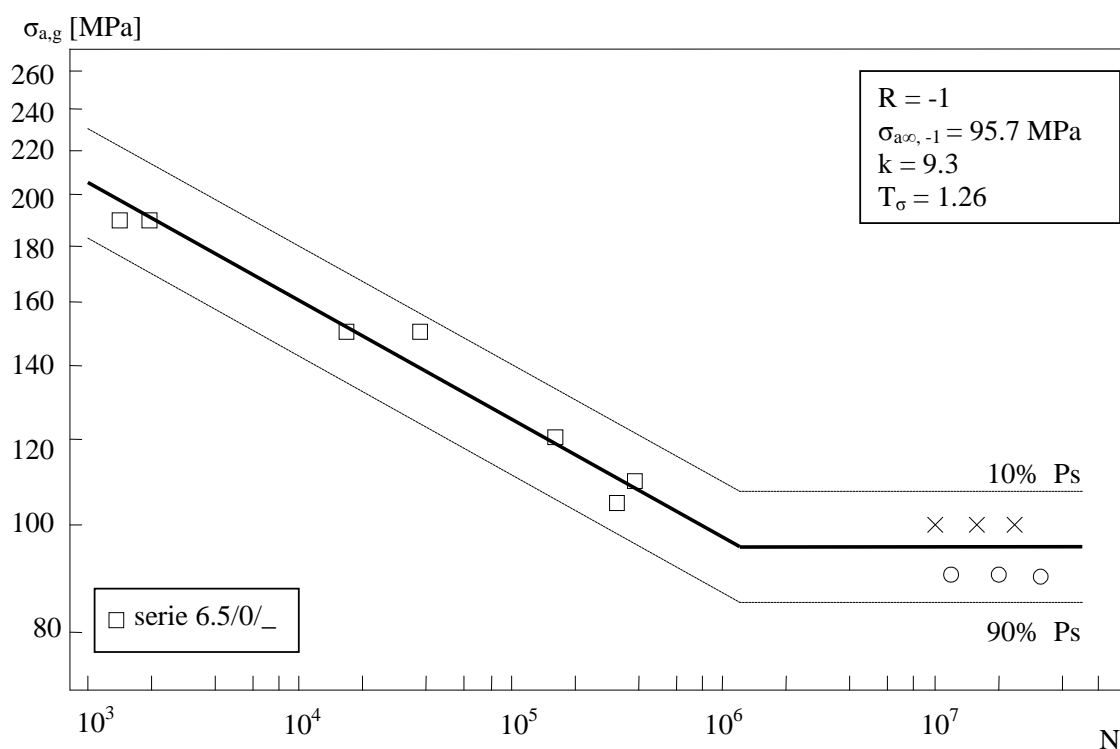


Figura 4.12. Curva di resistenza a fatica e stair case breve per bronzo Cornille Havard, serie 6.5/0/0.

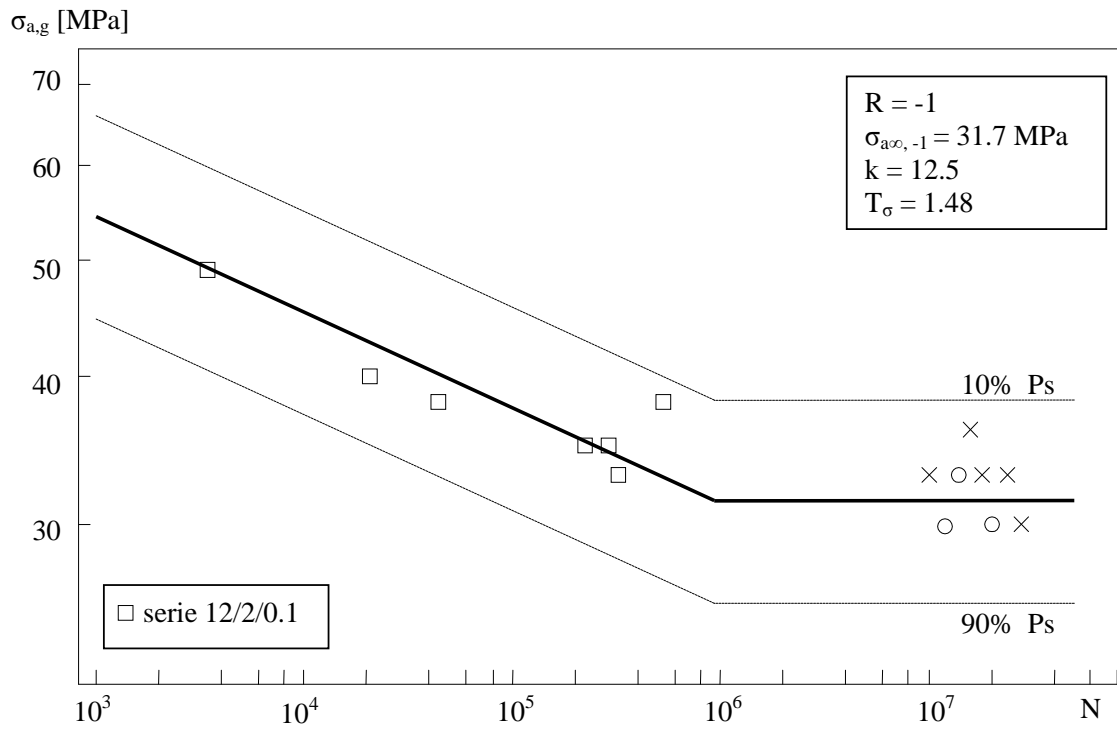


Figura 4.13. Curva di resistenza a fatica e stair case breve per bronzo Cornille Havard, serie 12/2/0.1.

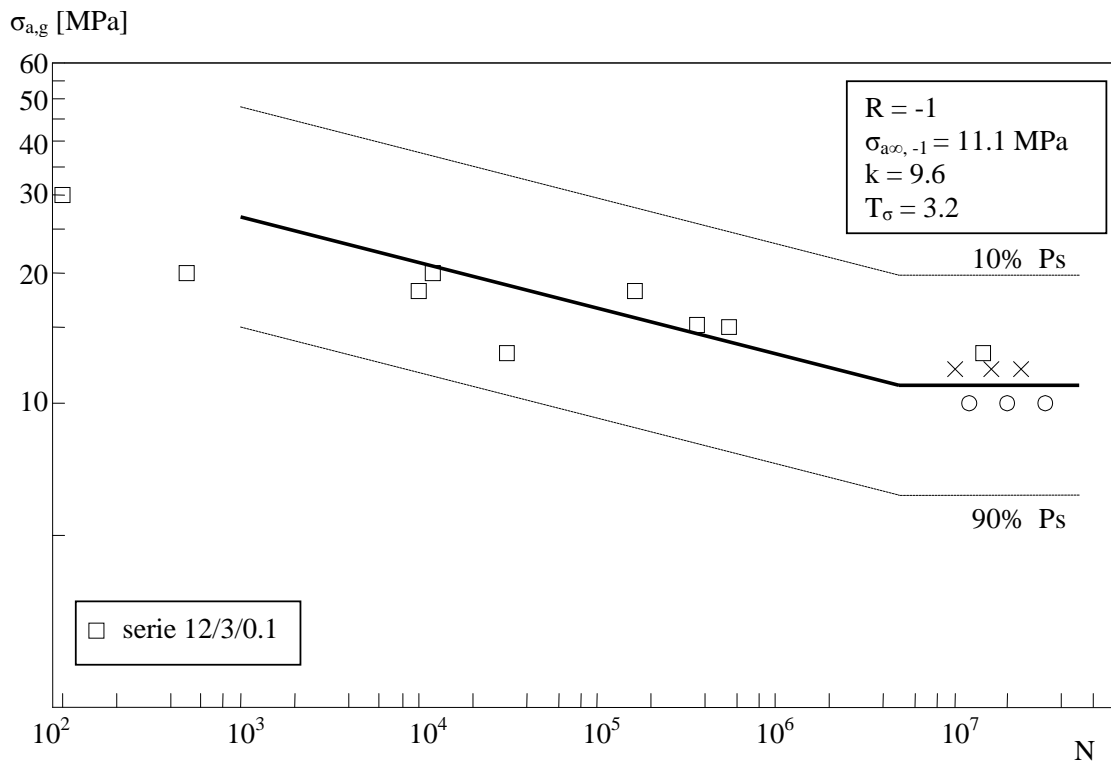


Figura 4.14. Curva di resistenza a fatica e stair case breve per bronzo Cornille Havard, serie 12/3/0.1.

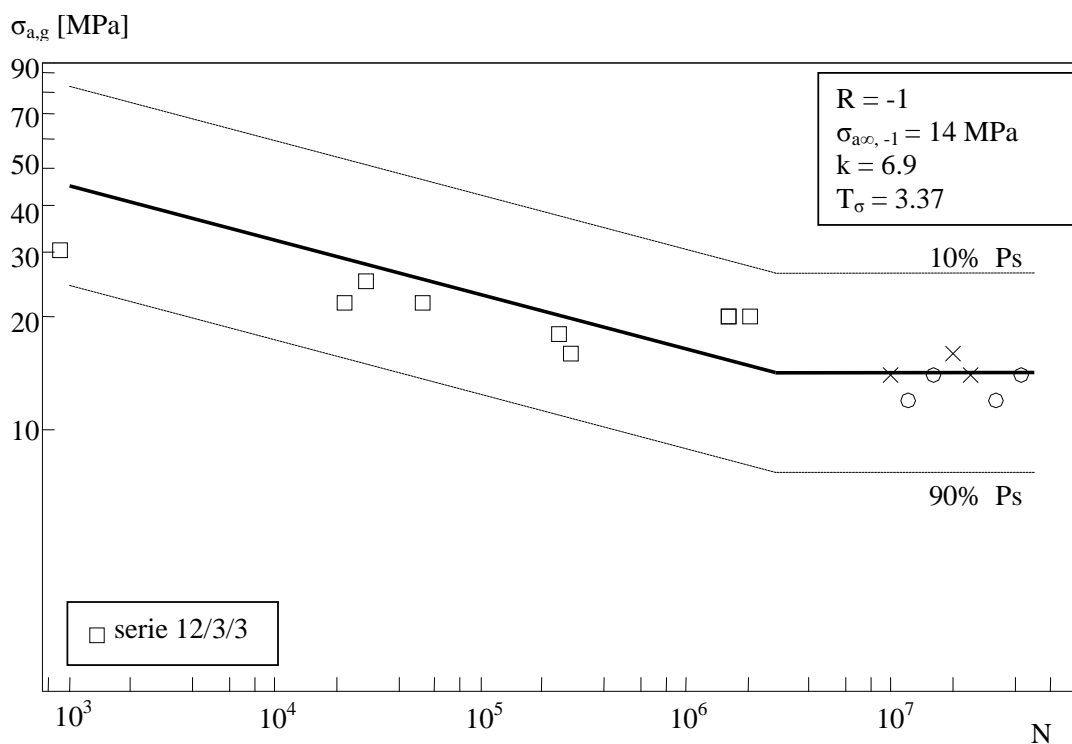


Figura 4.15. Curva di resistenza a fatica e stair case breve per bronzo Cornille Havard, serie 12/3/3.

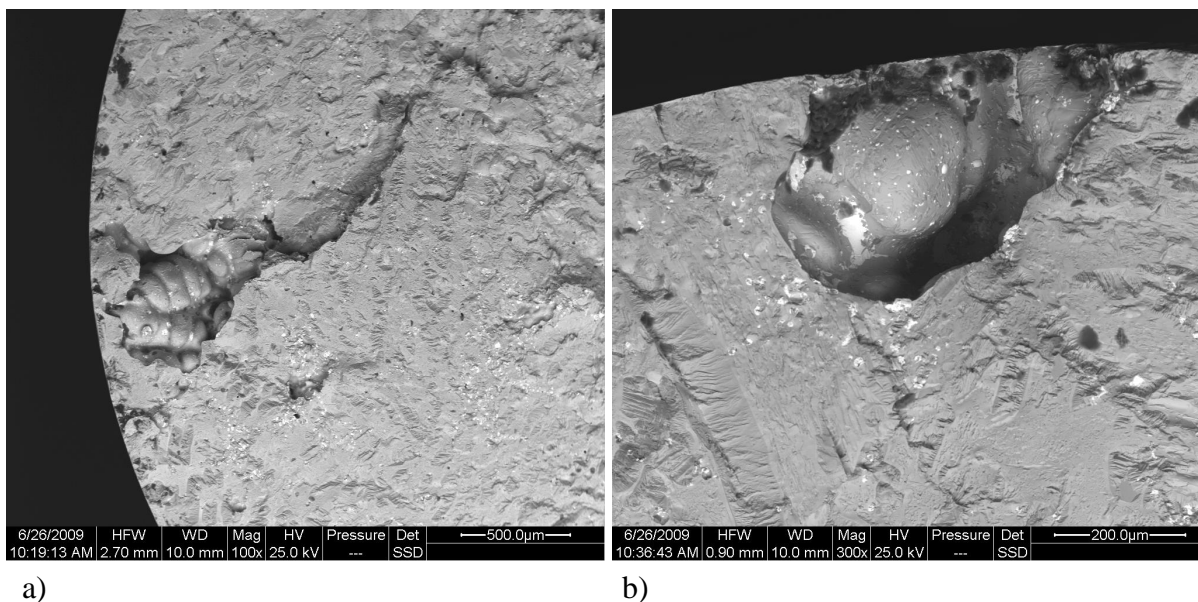


Figura 4.16. Innesco di cricche da porosità. Serie 6.5/0/0, bronzo Cornille Havard: a) $\sigma_{a,g} = 100$ MPa, $N = 1038600$ cicli (ingrandimento 300x), b) $\sigma_{a,g} = 100$ MPa, $N = 1804800$ cicli (ingrandimento 100x).

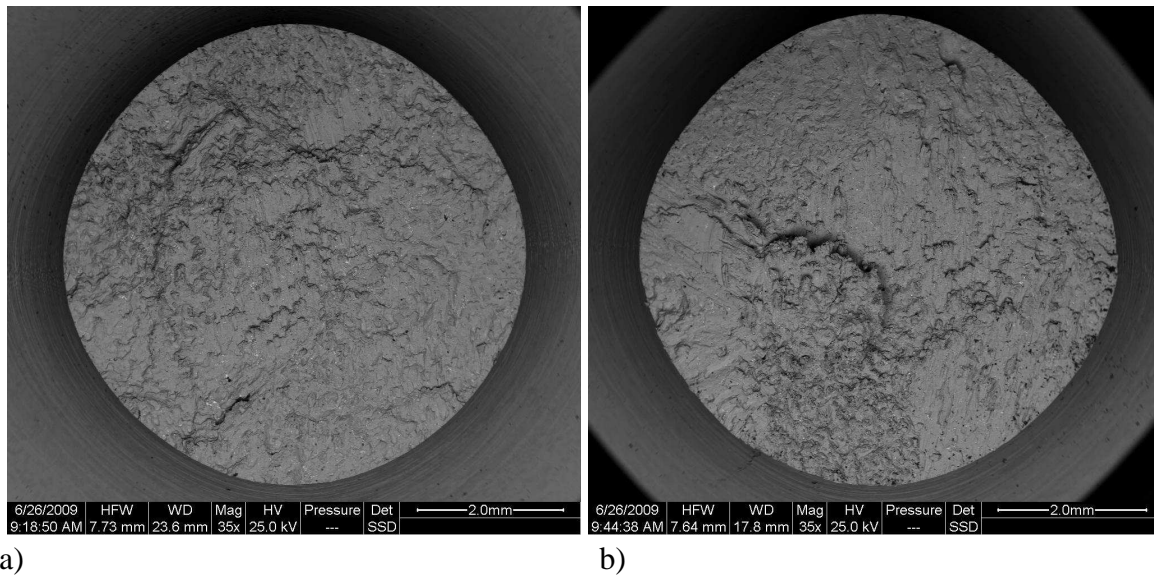


Figura 4.17. Sezioni di rottura. Serie 12/3/3, bronzo Cornille Havard: a) $\sigma_{a,g} = 18$ MPa, $N = 239800$ cicli (ingrandimento 35x), b) $\sigma_{a,g} = 20$ MPa, $N = 2060100$ cicli (ingrandimento 35x).

4.3.2 Bronzo fonderia Grassmayr

Si riportano in Fig. 4.18÷4.20 le curve di resistenza a fatica delle serie testate.

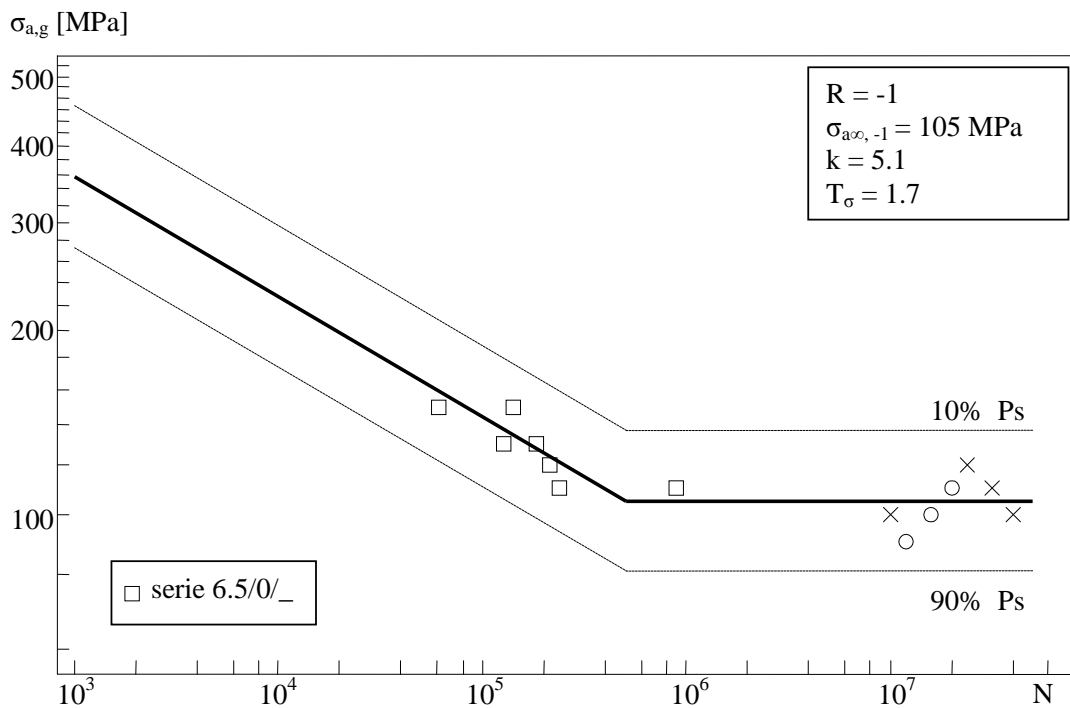


Figura 4.18. Curva di resistenza a fatica e stair case breve per bronzo Grassmayr, serie 6.5/0/0.

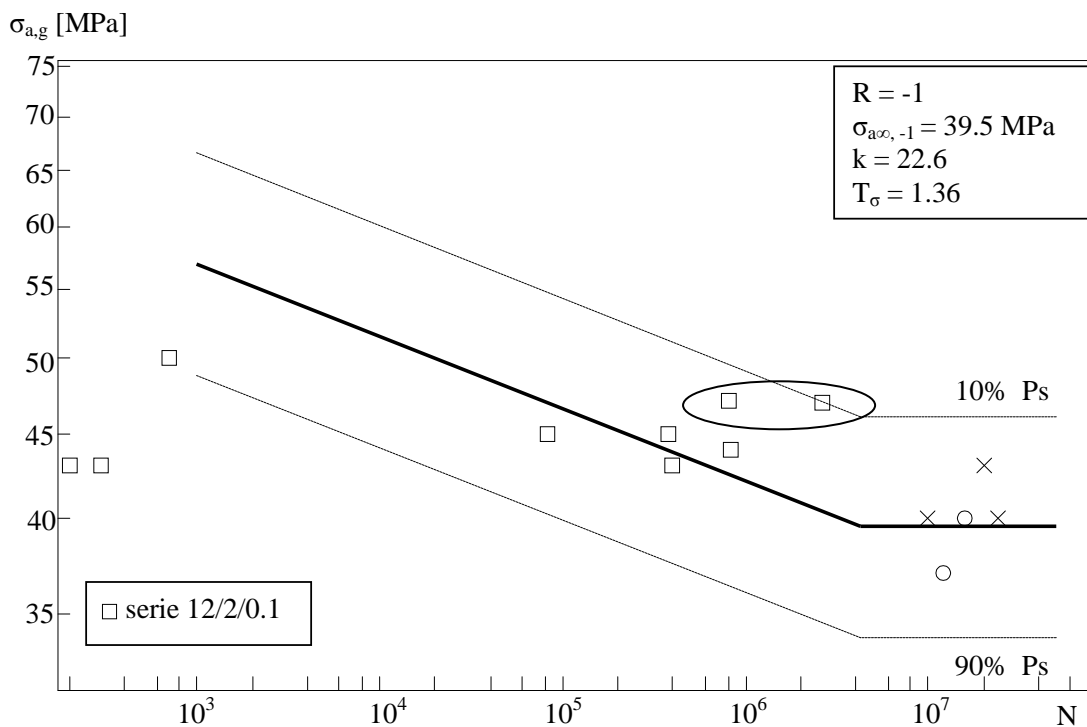


Figura 4.19. Curva di resistenza a fatica e stair case breve per bronzo Grassmayr, serie 12/2/0.1. I valori cerchiati non sono stati inclusi nell'analisi statistica.

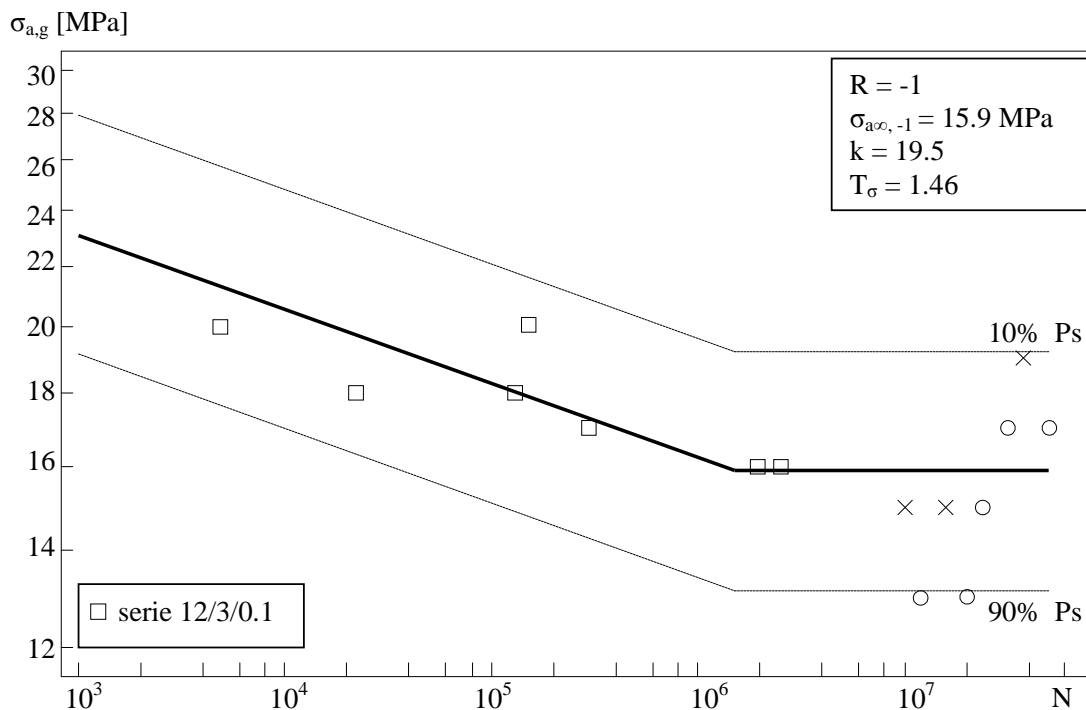


Figura 4.20. Curva di resistenza a fatica e stair case breve per bronzo Grassmayr, serie 12/3/0.1.

4.3.3 Confronto tra risultati e dati di letteratura

Si riassumono in Tabella 4.4 i risultati delle prove di fatica per le due tipologie di bronzo.

Tabella 4.4. Sintesi dei risultati delle prove di fatica per le due tipologie di bronzo.

		bronzo Cornille Havard	bronzo Grassmayr
6.5/0/0	$\sigma_{a\infty,-1}$	95.7	105
	k	9.3	5.1
	T_{σ}	1.26	1.7
12/2/0.1	$\sigma_{a\infty,-1}$	31.7	39.5
	k	12.5	22.6
	T_{σ}	1.48	1.36
12/3/0.1	$\sigma_{a\infty,-1}$	11.1	15.9
	k	9.6	19.5
	T_{σ}	3.2	1.46
12/3/3	$\sigma_{a\infty,-1}$	14	—
	k	6.9	—
	T_{σ}	3.37	—

Si può notare un modesto aumento delle caratteristiche di resistenza a fatica del bronzo della fonderia Grassmayr rispetto a quello Cornille Havard. Tuttavia, data la dispersione dei risultati e non disponendo di informazioni complete riguardo le sezioni di rottura di entrambe le tipologie di materiale analizzate, non si ritiene opportuno approfondire il confronto. Si tenga comunque presente una leggera differenza di composizione delle due tipologie di materiale analizzate, con una minor percentuale di stagno, a vantaggio di una minore fragilità, nel caso del bronzo Grassmayr (19% invece del 22% della campana Cornille Havard).

E' invece interessante notare come entrambe le tipologie di bronzo analizzate presentino, con riferimento alla serie di provini lisci, un valore del limite di fatica pari ad oltre il doppio rispetto al già menzionato valore di 45 MPa ricavato da Anzulovic e collaboratori nel 1998 su bronzo da campana. Tale differenza, almeno per il bronzo Cornille Havard, può essere in parte spiegata tenendo conto delle diverse dimensioni delle porosità del bronzo analizzato in letteratura rispetto a quelle rilevate dalle analisi SEM riportate in Fig. 4.16. Infatti mentre nel caso del materiale analizzato nelle prove sperimentali descritte al presente capitolo, l'area media delle porosità dalle quali si sono innescate le cricche di fatica è stata misurata pari a 0.17 mm^2 , nel caso del bronzo al quale si fa riferimento in letteratura l'area media dei difetti è 0.5 mm^2 , il che indica la possibilità di dimensioni ancora maggiori dei difetti di innesco.

4.4 Sintesi dei risultati e discussione

Con riferimento ai metodi di progettazione a fatica in presenza di difetti ed intagli riportati al Capitolo 1, per valutare la sensibilità a difetti e intagli di entrambi i tipi di bronzo analizzati, i risultati delle prove di fatica sono stati sintetizzati tramite il diagramma di Atzori-Lazzarin, che, come visto in precedenza, fornisce il limite di fatica in termini di tensione nominale in funzione della dimensione assoluta dell'intaglio. Per tener conto della geometria effettiva dei provini, è stata considerata, al posto della profondità fisica dell'intaglio a , la dimensione equivalente $\alpha^2 a$, dove α è il fattore di forma della Meccanica della Frattura lineare elastica definito in base all'Eq. (1.7) e calcolato per una cricca avente la stessa profondità dell'intaglio. Si riportano in Tab. 4.5 i valori numerici di α per le diverse geometrie utilizzate, valutati sulla base di analisi FEM riportate in letteratura (Meneghetti et al., 2004). Si riportano in Tab. 4.5 anche i valori del fattore teorico di concentrazione delle tensioni K_{tg} , riferito al diametro lordo dei provini, ricavato da analisi agli elementi finiti appositamente realizzate.

Tabella 4.5. Valori numerici di α e K_{tg} per le diverse geometrie di provini testate.

	α	K_{tg}
6.5/0/0	1	/
12/2/0.1	1.732	18.3
12/3/0.1	2.978	36.2
12/3/3	2.978	10.1

I diagrammi di sintesi per le due tipologie di bronzo analizzate sono riportati in Fig. 4.21 e 4.22. Per la determinazione del tratto inclinato del diagramma, corrispondente al criterio per cui $\Delta K = \Delta K_{th}$, non disponendo di risultati ottenuti da prove ad hoc, il valore di soglia del fattore di intensificazione delle tensioni è stato ricavato interpolando i dati sperimentali relativi alle serie con intagli acuti (12/2/0.1 e 12/3/0.1) tramite l'Eq. (1.7) valutata in condizioni di soglia, ottenendo $\Delta K_{th} = 7.5 \text{ MPa}\cdot\text{m}^{0.5}$ per il bronzo Cornille Havard e $\Delta K_{th} = 10 \text{ MPa}\cdot\text{m}^{0.5}$ per il bronzo Grassmayr.

Per quanto riguarda il bronzo Cornille Havard, Poiché le analisi SEM delle sezioni di rottura dei provini lisci hanno evidenziato la presenza di porosità quali punti di innesco cricca, il limite di fatica della serie 6.5/0/0 non è stato considerato come limite di fatica del materiale base, esente da difetti, bensì è stato riferito ad una dimensione di difetto equivalente $\alpha^2 a$ calcolata sostituendo nell'eq. (1.7) il rapporto K_I/σ_g ricavato tramite l'Eq. (4.1) (Murakami e Endo, 1983):

$$K_I = 0.65 \cdot \sigma_g \sqrt{\pi \sqrt{\text{area}}} \quad (4.1)$$

una volta misurata l'area media dei difetti dai quali si sono innescate le cricche di fatica.

Il valore di a_0 è stato quindi calcolato tramite fitting dell'Eq. (1.8) sul limite di fatica della serie 6.5/0/0 ottenendo un valore pari a 0.311 mm. Infine il limite di fatica del materiale base è stato stimato tramite l'Eq. (1.2) ottenendo, in termini di range di tensione, $\Delta\sigma_0 = 239$ MPa.

Tale procedura non ha potuto essere applicata anche nel caso del bronzo Grassmayr in quanto, come già specificato, non sono disponibili dati riguardo le dimensioni medie dei difetti dai quali si sono innescate le cricche di fatica. Pertanto in Fig. 4.22 il limite di fatica dei provini lisci è quello ricavato dalle prove sperimentali. In questo caso il valore di a_0 è risultato pari a 0.720 mm. Si tenga presente il carattere provvisorio di questo valore che, una volta nota la dimensione media dei difetti di innesco, va opportunamente ricalcolato con le modalità descritte poc'anzi, riferendo il valore del limite di fatica ricavato sperimentalmente dai provini lisci ad un'opportuna dimensione di difetto equivalente.

Si fa presente che i risultati sperimentali sono riportati in Fig. 4.21 e 4.22 con riferimento al limite di fatica in termini di range di tensione anziché di ampiezza.

L'andamento di sintesi riportato nelle figure è stato ricavato in base al modello riportato al Capitolo 1 (Meneghetti e Ciavarella 2004).

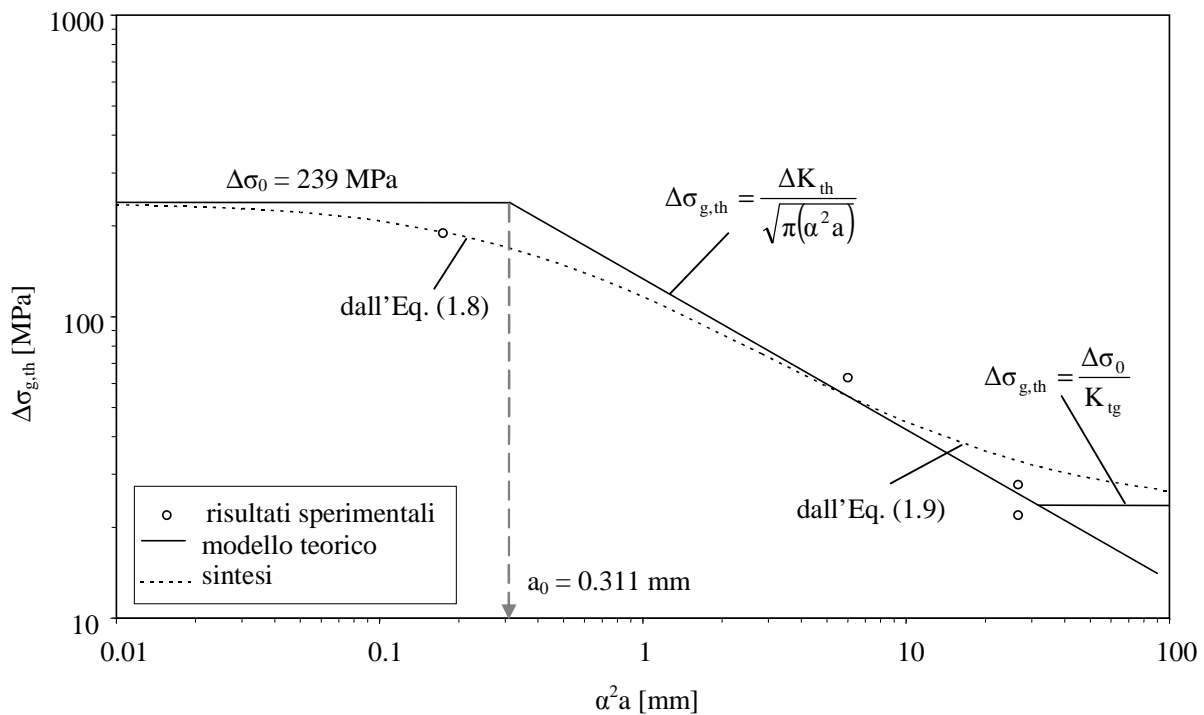


Figura 4.21. Confronto tra modelli teorici (diagramma di Atzori-Lazzarin) e risultati sperimentali per il bronzo Cornille Havard.

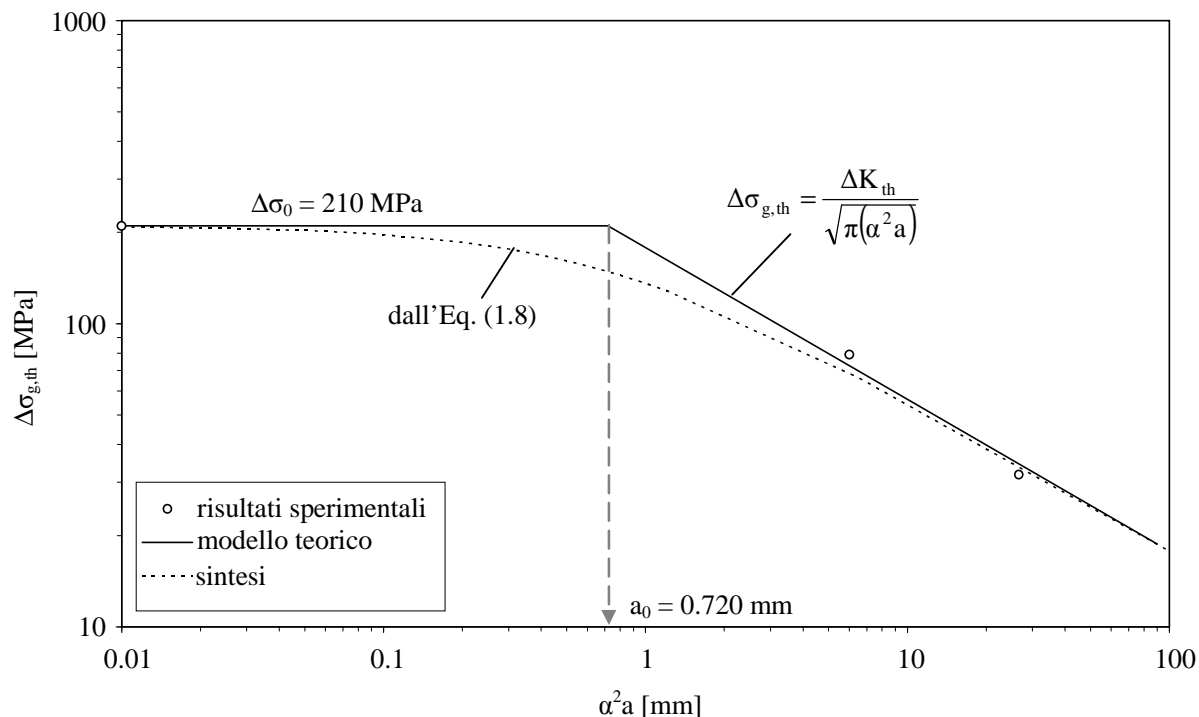


Figura 4.22. Confronto tra modelli teorici (diagramma di Atzori-Lazzarin) e risultati sperimentali per il bronzo Grassmayr.

E' noto da tempo (Frost, 1957; Smith e Miller, 1978) come il considerare il limite di fatica degli intagli acuti non come valore limite per l'innesco di cricche di fatica bensì come valore di soglia per la propagazione di cricche che si innescano e propagano fino ad una certa distanza dall'apice dell'intaglio, sia giustificata dall'evidenza sperimentale della presenza di cricche non propaganti all'apice di provini non rotti appartenenti a serie con intagli acuti.

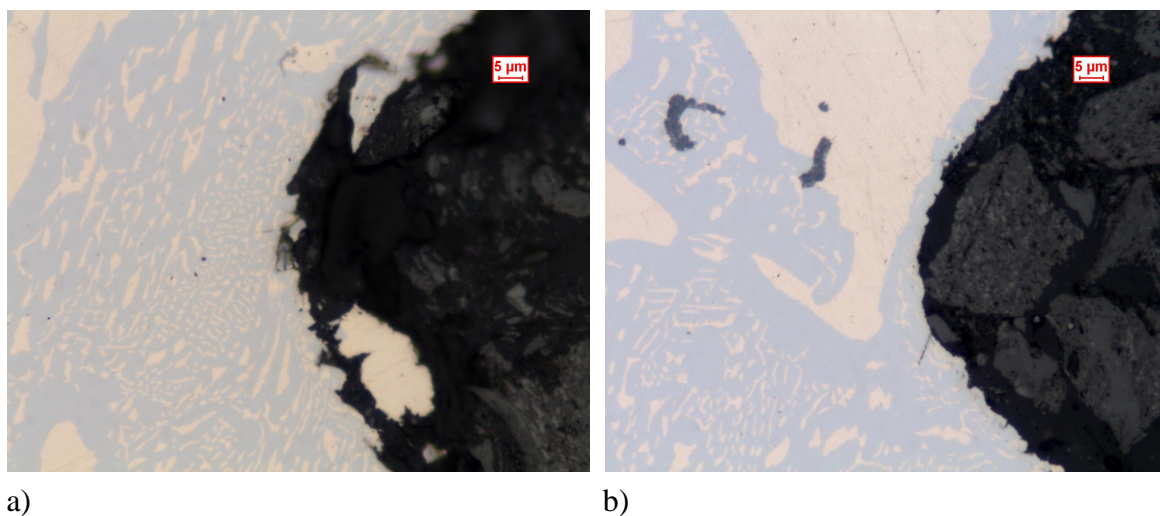


Figura 4.23. Analisi al microscopio ottico (ingrandimento 500x) di provini run-out relativi a serie con intaglio acuto: a) 12/2/0.1, b) 12/3/0.1). Non sono visibili non propagating cracks.

A questo scopo, per il bronzo Cornille Havard sono stati analizzati al microscopio ottico alcuni provini run-out relativi alle serie 12/2/0.2 e 12/3/0.1. I risultati sono riportati in Fig. 4.23 dove tuttavia non risulta visibile la presenza di non propagating cracks. Analoghe analisi sono in programma per il bronzo della fonderia Grassmayr.

4.5 Conclusioni e sviluppi

Le prove sperimentali effettuate su due tipologie di materiale proveniente da campane di due diverse fonderie e il confronto con precedenti dati di letteratura relativi a dati su campana e con prove su lingotto hanno evidenziato come il comportamento a fatica del bronzo per campane sia regolato dalla microstruttura del materiale e dalla presenza di difetti e impurità derivanti dal processo di fusione.

Per il bronzo proveniente dalla fonderia Cornille Havard, la sintesi dei risultati delle prove di fatica su provini con difetti e intagli ha permesso di stimare, alcuni parametri caratteristici quali il limite di fatica del materiale base, il valore di soglia del fattore di intensificazione delle tensioni e il valore di a_0 , dimensione limite al di sotto della quale si può ritenere che il materiale si comporti come se fosse esente da difetti.

Per il bronzo della fonderia Grassmayr, si ritiene utile rivedere le stime del limite di fatica del materiale base e del valore di a_0 una volta noti, da analisi al microscopio, la dimensione media dei difetti dai quali si sono innescate le rotture per fatica.

Per entrambe le tipologie di bronzo è poi da prevedere una verifica diretta, tramite prove di Meccanica della Frattura, del valore di soglia del fattore di intensificazione delle tensioni ricavato dalle prove di fatica su provini con intagli acuti. In questo modo si intende anche indagare la mancata rilevazione di cricche non propaganti evidenziata sperimentalmente, per lo meno sul bronzo Cornille Havard.

CAPITOLO 5

SVILUPPO DI UN BANCO ELETTROMECCANICO PER PROVE A FATICA IN TORSIONE

INTRODUZIONE

In questo capitolo viene illustrato l'ultimo argomento di ricerca, dal punto di vista cronologico, sviluppato nel corso del dottorato, ovvero il progetto e la realizzazione di un banco prova elettromeccanico di piccole dimensioni per prove a fatica in torsione.

Verrà quindi descritto l'intero iter di definizione del layout, progettazione meccanica e del sistema di controllo, analisi teorica, simulazione e verifica delle reali prestazioni del banco, una volta costruito e funzionante; illustrando i vantaggi derivanti da un utilizzo sinergico di analisi teoriche, tecniche di simulazione e misure sperimentali.

Particolare approfondimento verrà dedicato all'aspetto del sistema di controllo, che come verrà più ampiamente descritto, ha costituito la motivazione iniziale dell'attività di ricerca, volta ad acquisire solide competenze nello sviluppo di sistemi di prova flessibili per la caratterizzazione di materiali e la prova di componenti meccanici.

5.1 Motivazione dell'attività di ricerca e obiettivi

Nell'ambito della ricerca su tematiche di progettazione a fatica risulta di particolare interesse, sia dal punto di vista scientifico che da dal punto di vista delle collaborazioni di ricerca con aziende, lo sviluppo di sistemi flessibili per la caratterizzazione di materiali e per la prova di componenti meccanici. Il costante sviluppo tecnologico di settori quali, ad esempio, quello automobilistico, aerospaziale o biomeccanico, ha portato infatti alla ricerca di nuovi materiali in grado di assicurare performance sempre migliori richiedendo pertanto la conoscenza del comportamento meccanico e delle proprietà di resistenza statica e a fatica di nuove leghe metalliche e materiali compositi. Spesso poi, per verificare resistenza e affidabilità in esercizio e ottimizzare la progettazione, risulta necessario testare componenti meccanici veri e propri sottoponendoli a storie di carico complesse ricavate dalla rilevazione sperimentale delle sollecitazioni in esercizio. Per questi scopi, le soluzioni proposte sul mercato risultano spesso, oltre che impegnative da un punto di vista economico, molto poco flessibili sia dal punto meccanico che da quello del sistema di controllo, adattandosi male, ad esempio, all'esecuzione di prove su provini di piccolo spessore (si pensi alle tradizionali macchine servoidrauliche per prove su materiali) o alla riproduzione delle reali storie di carico misurate sui componenti. A fronte di questo scenario, considerate le implicazioni non solo industriali ma anche scientifiche, legate alla possibilità di formulazione, approfondimento e applicazione di modelli teorici, è risultata di primaria importanza l'acquisizione di know-how nella progettazione, costruzione e controllo sistemi di prova flessibili per la caratterizzazione di materiali e per la prova di componenti meccanici. In particolare l'attività di ricerca è stata orientata allo sviluppo di banchi prova elettromeccanici, privilegiando questa tipologia di sistema in quanto in grado di assicurare, rispetto alle soluzioni basate su azionamenti idraulici, semplificazione del layout del dispositivo di prova e contenimento degli ingombri a vantaggio di minor complessità progettuale e costruttiva, diminuzione dei costi di costruzione e gestione, incremento della flessibilità globale del sistema.

L'attività si è concretizzata nel progetto e nella realizzazione di un banco prova elettromeccanico per la realizzazione di test di fatica a torsione su provini di piccole dimensioni. Particolare approfondimento è stato dedicato allo sviluppo del software di controllo del banco in linguaggio LabVIEW ai fini di ottenere completezza di funzioni, flessibilità e contemporaneamente semplicità di utilizzo in modo da poter facilmente tradurre, in futuro, le conoscenze e le competenze acquisite, dal punto di vista non solo meccanico ma anche del controllo, alla progettazione di soluzioni diverse per dimensioni, funzioni,

componentistica, prevedendo la possibilità di estensione allo sviluppo di banchi non solo elettromeccanici ma anche idraulici.

Nei paragrafi successivi viene descritto l'intero processo di definizione del layout e delle specifiche del banco, scelta dei componenti, progettazione meccanica funzionale e strutturale, definizione, simulazione e sviluppo del sistema di controllo, verifica del funzionamento e delle prestazioni del banco dopo l'effettiva costruzione. Particolare spazio, data la consistenza e la novità del lavoro all'interno delle tematiche di ricerca del gruppo e l'importanza delle possibili implicazioni future, verrà data alla descrizione del sistema di controllo del banco.

5.2 Layout e caratteristiche del banco prova

Come descritto al paragrafo precedente, obiettivo dell'attività di ricerca è stato lo sviluppo di un banco prova elettromeccanico per prove di fatica in torsione funzionante sia in controllo di angolo che in controllo di coppia, caratterizzato da robustezza e semplicità costruttiva e flessibilità del sistema di controllo. Il layout del banco è riportato in Fig. 5.1.

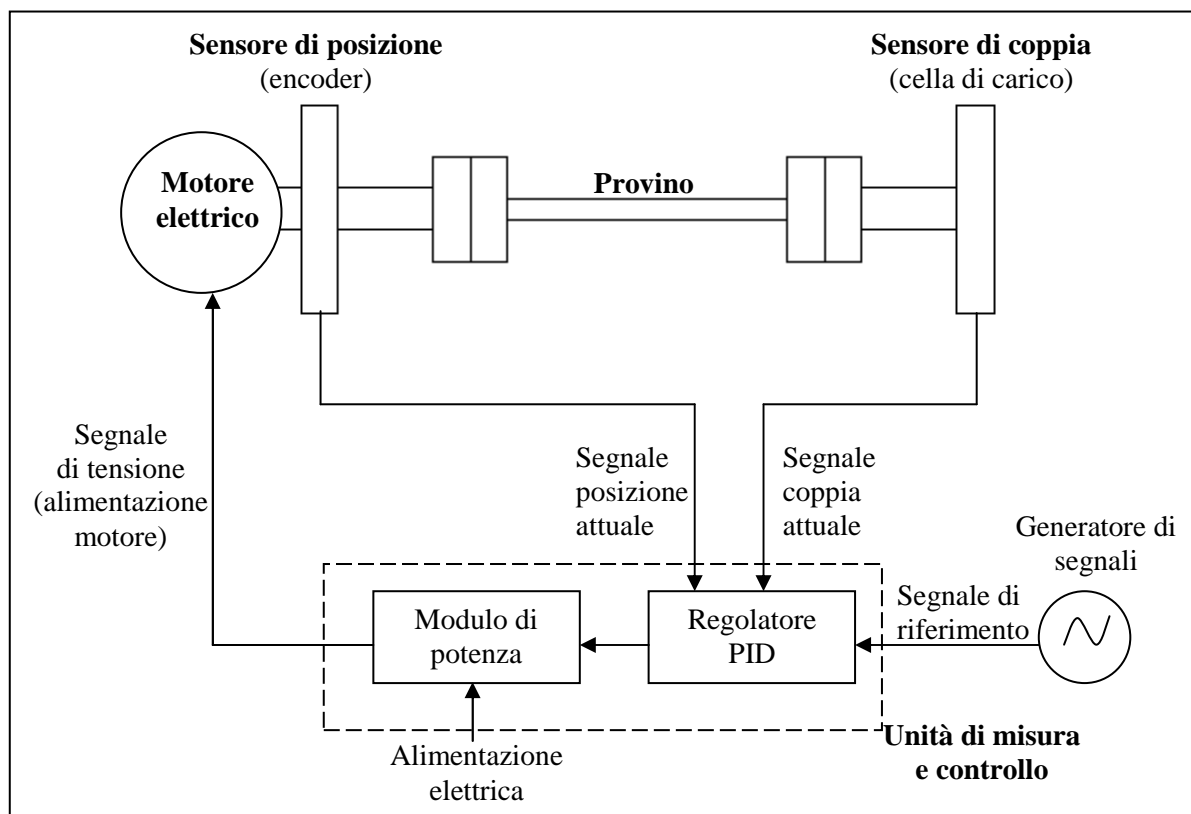


Figura 5.1. Schema funzionale del banco prova elettromeccanico per prove di fatica in torsione.

Come illustrato in figura, un provino cilindrico, oggetto del sistema di prova, è vincolato ad un' estremità a telaio mentre all'altra è collegato direttamente all'albero di un motore elettrico. Questo sistema di vincolo, realizzato tramite opportuni afferraggi, sottopone il provino ad una sollecitazione di torsione, opportunamente regolata in base alle esigenze della prova, tramite una strategia di controllo con retroazione in anello chiuso. Un encoder e una cella di carico a torsione misurano infatti rispettivamente i valori istantanei di rotazione, ovvero deformazione angolare, e coppia trasmessi al provino e li forniscono ad un unità di controllo. In base alla tipologia di prova impostata, il segnale attuale di coppia o angolo viene confrontato con il segnale di riferimento, o segnale desiderato, fornito all'unità di controllo tramite un opportuno generatore di segnali. L'errore tra segnale attuale e segnale di riferimento viene elaborato da un controllore di tipo PID (Proporzionale, Integrale, Derivativo) in modo da fornire un segnale di regolazione che, tramite un modulo di potenza, viene convertito in un segnale di tensione per l'alimentazione del motore elettrico. Regolando la tensione di alimentazione, ovvero la corrente che circola negli avvolgimenti, viene modulata la coppia fornita dal motore elettrico in modo tale da ottenere l'azione desiderata, in termini di momento torcente o di angolo di torsione, sul provino.

Per quanto riguarda le prestazioni del banco prova, si fa presente che, volutamente, l'entità di coppie e deformazioni angolari trasmissibili e le frequenze operative sono state condizionate, così come l'intera progettazione meccanica strutturale e funzionale, riassunta nei tratti salienti al paragrafo 5.3, dalle caratteristiche del sistema di controllo, fulcro dell'applicazione. Infatti l'intero processo di acquisizione di segnali dai trasduttori, controllo e regolazione dell'attuatore elettrico sono stati gestiti tramite l'unità di misura e controllo National Instrument CompactRIO (cfr. paragrafo 5.4) funzionante su base software LabVIEW. Poiché, come già specificato al paragrafo 5.1, l'obiettivo dell'attività di ricerca era proprio lo sviluppo di know how nella gestione di questo sistema di controllo al fine di poter trasferire in futuro le competenze acquisite alla progettazione di banchi prova in grado di soddisfare precise esigenze industriali o di ricerca, si è deciso di contenere complessità, dimensioni e i costi di realizzazione del banco prevedendo di alimentare l'attuatore elettrico direttamente da CompactRIO senza l'ausilio di drive di potenza esterni, scelta che ha ovviamente condizionato l'intero processo di progettazione nonché le prestazioni finali del banco.

5.3 Progettazione meccanica e scelta dei componenti

In questo paragrafo vengono delineati i tratti salienti della progettazione meccanica funzionale e strutturale del banco prova, subordinata, per le ragioni citate, alle specifiche dell'unità di controllo. In particolare verranno descritti i criteri di scelta del motore elettrico e del sensore di posizione e il conseguente dimensionamento della cella di carico e della tipologia di provini da impiegare sulla base dell'entità della coppia erogabile dal motore.

Verrà infine proposta un'analisi dinamica del sistema meccanico ne suo complesso al fine di prevedere la risposta dinamica del sistema progettato e le eventuali configurazioni potenzialmente rischiose per il corretto funzionamento.

5.3.1 Motore elettrico

In base a quanto visto, le linee guida fondamentali nella scelta del motore elettrico sono state:

- _ possibilità di collegamento diretto al modulo di potenza previsto per l'unità di misura e controllo CompactRIO, senza la necessità di adottare drive di potenza esterni;
- _ collegamento meccanico il più possibile semplice e diretto tra il provino e l'albero del motore stesso, evitando dispositivi quali riduttori, giunti e trasmissioni;
- _ integrazione già predisposta con un encoder incrementale a due piste, per consentire la determinazione di posizione angolare e verso di rotazione del motore, caratterizzato da risoluzione adeguata per poter eseguire prove in controllo di angolo sufficientemente accurate;
- _ ridotta inerzia del rotore in vista degli effetti dinamici conseguenti al ciclo di carico.

Per quanto riguarda in particolare il primo aspetto, ovvero il collegamento diretto con il modulo di potenza previsto da CompactRIO (cfr. paragrafo 5.4), le specifiche da rispettare risultavano:

- _ Tensione di alimentazione: 8 ÷ 30 V in corrente continua;
- _ Corrente di picco: 12 A (per un tempo inferiore a 2 s);
- _ Corrente costante: 1 A a 70 °C oppure 5 A a 40 °C;
- _ Tipologia di eccitazione: a spazzole.

Alla luce dei requisiti specificati è stato adottato un servomotore DC a spazzole con magnete permanente RS Components 263 6011, dotato di encoder integrato. Si riportano in Fig. 5.2, aspetto, ingombri e specifiche tecniche.

a)

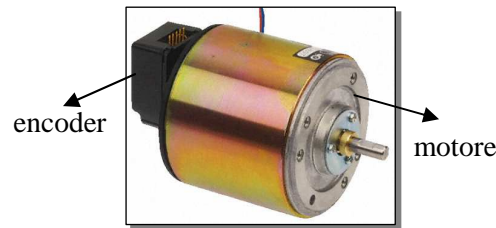
Specifiche tecniche

Tensione di alimentazione massima	Vcc	40
Coppia massima (continuo)	Ncm	14
Coppia massima (picco)	Ncm	36
Voltaggio costante motore	V.1000 giri/min.	10.3
Coppia motore (costante)	Ncm/Amp	9.0
Tempo meccanico (costante)	ms	20
Inerzia rotore	kgcm ²	0.214
Resistenza terminale	Ohm	7.8
Induttanza rotore	mH	5.0
Costruzione rotore		senza ferro
Commutazione		al carbonio
Cuscinetti		A sfere
Forza assiale massima	N	15
Forza radiale massima	N	100
Massa (motore-gruppo tachimetro)	kg	1.03
Gamma temperature ambiente		
Conservazione	deg.C	da -40 a + 70
Funzionamento	deg.C	da -10 a + 60
Direzione di rotazione		reversibile

Prestazioni @ 24Vdc

nessuna velocità di carico	giri/min.	2300
Velocità nominale	giri/min.	1600
Coppia nominale	Ncm	12
Coppia (picco)	Ncm	27

b)



c)

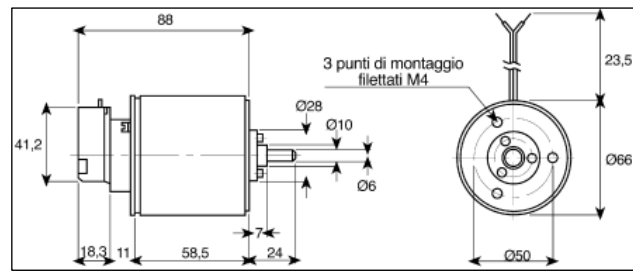


Figura 5.2. Aspetto (b), ingombri (c) e specifiche tecniche(a) del motore elettrico in corrente continua adottato.

5.3.2 Sensore di posizione (encoder)

Il sensore di posizione angolare adottato per la misura della rotazione del provino e integrato con il motore elettrico scelto, ovvero già fisicamente collegato all'albero del motore, è un encoder incrementale a pista doppia in grado di fornire in uscita un segnale digitale (discreto) che può essere passato direttamente all'elettronica di controllo, senza la necessità di convertitori A/D (Analogico – Digitale). Si riportano in Fig. 5.3 le specifiche principali del sensore.

Specifiche codificatore

Opzioni conteggio linea:	500
Tensione di alimentazione (vcc)	5Vdc ± 0.5
Segnale di uscita	Pista doppia
Formato segnale	TTL
Frequenza di uscita massima	100 kHz
Accelerazione massima	250 k rad/sec ²
Temperatura di stoccaggio	da -40 a + 70°C
Condensatore carico	100pF*
Nota*:	Resistore 3.2 k

Figura 5.3. Specifiche tecniche dell'encoder collegato al motore elettrico.

La presenza di due piste permette rilevare il verso di rotazione del motore e di ottenere una risoluzione complessiva pari a 2000 conteggi per giro corrispondenti a 0.18°. Si rimanda alla parte di descrizione del software (in particolare al paragrafo 5.4.4) per un breve richiamo riguardo il principio di funzionamento del sensore e la conseguente tecnica di conteggio.

5.3.3 Sensore di coppia (cella di carico)

Per la misura della coppia trasmessa al provino è stata adottata una cella di carico a torsione basata su circuito di misura a ponte di Wheatstone con estensimetri elettrici a resistenza, compatibile con il modulo di acquisizione previsto per CompactRIO (cfr. paragrafo 5.4.2). Dal punto di vista funzionale, la cella, appositamente progettata (Grosso, 2009) e costruita, è stata posizionata tra il telaio del banco e la testa di afferraggio fissa del provino, ovvero lato opposto al motore, al fine di evitare il coinvolgimento del sensore nella rotazione del sistema, con i conseguenti problemi dinamici che ne deriverebbero, e di far sì che la coppia rilevata approssimi in modo accettabile il momento torcente agente sul provino, escludendo coppie di inerzia che risulterebbero invece coinvolte nel caso la cella fosse posizionata tra motore e testa di afferraggio mobile. Le specifiche fondamentali, considerate in fase di progettazione del sensore, risultavano:

- _ campo di misura di ampiezza almeno pari alla massima coppia fornita dall'attuatore elettrico, ovvero ± 270 Nmm nell'ipotesi di alimentare il motore ad una tensione di 24 V in corrente continua, in accordo con le specifiche del modulo di potenza dell'attuatore stesso;

- _ sensibilità adeguata a mantenere elevato il rapporto segnale/rumore al fine di ottenere misure attendibili contenendo l'influenza negativa dei disturbi elettrici;

- _ resistenza strutturale del componente (progettazione a vita a fatica infinita);

- _ collegamento meccanico semplice agli altri componenti del banco (telaio e testa fissa).

Per assicurare le necessarie caratteristiche di rigidità e sensibilità alla cella, si è deciso di dimensionare gli elementi sensibili del sensore di carico in modo tale da ottenere, a fronte di una coppia applicata di 270 Nmm, una deformazione pari a $250 \mu\epsilon$ in corrispondenza della zona di posizionamento di ciascun estensimetro, prevedendo in totale 8 estensimetri disposti in modo da ottenere un circuito di misura a doppio ponte di Wheatstone intero. In questo modo, in base alla tradizionale relazione (5.1) che descrive la sensibilità di un circuito a ponte di Wheatstone:

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{k}{4} \cdot (\epsilon_1 - \epsilon_2 + \epsilon_3 - \epsilon_4) \quad (5.1)$$

dove k è il gauge factor dell'estensimetro (da certificato di taratura), pari a 2 nel caso considerato, e ϵ_{1-4} sono le deformazioni in corrispondenza dei singoli estensimetri del ponte; prevedendo di posizionare gli estensimetri in modo tale che la coppia 1 - 3 (cfr. Fig. 5.4) risulti soggetta a deformazione positiva, mentre la coppia 2 - 4 risulti soggetta a deformazione negativa qualora il sensore sia sottoposto a coppia positiva (e viceversa) si ottiene, per ciascun ponte una sensibilità di 0.5 mV/V per un totale sull'intera cella, sommando via software i segnali acquisiti in canali distinti su ciascun ponte, di 1 mV/V, in accordo con il range di

valori tipico dei dispositivi in commercio. Si riporta in Fig. 5.4 lo schema elettrico del circuito di misura, con i due ponti estensimetrici alimentati in parallelo.

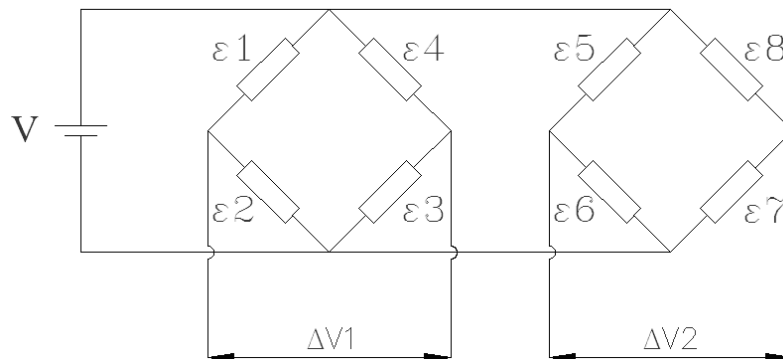


Figura 5.4. Schema elettrico del circuito di misura della cella di carico a doppio ponte di Wheatstone.

Per quanto riguarda la struttura meccanica, è stata adottata una configurazione a quattro razze radiali (Fig. 5.5), in modo da alloggiare, su ciascuna di queste, una coppia di estensimetri, dei quali uno in deformazione positiva, ovvero sul lato delle fibre tese, ed uno in deformazione negativa, sul lato delle fibre compresse. Verificato il comportamento lineare elastico del materiale adottato, C40, nelle condizioni operative previste per il sensore, le razze sono state opportunamente dimensionate in modo da presentare una deformazione, in corrispondenza degli estensimetri, pari, come già specificato alle righe precedenti, a $250 \mu\epsilon$ quando la cella è sottoposta ad una coppia di 270 Nmm. Tenendo conto della necessità di alloggiamento degli estensimetri la larghezza delle razze è stata fissata pari a 5 mm, mentre lo spessore è stato dimensionato tramite calcolo analitico risultando pari a 1 mm, nell'ipotesi di adottare una lunghezza della razza pari a 30mm. Il diametro esterno della cella è stato fissato pari a 80 mm mentre l'albero di collegamento alla testa fissa è stato posto di diametro pari all'albero del motore elettrico. Le restanti quote geometriche sono state determinate in modo da evitare effetti locali di concentrazione delle tensioni tali da compromettere la vita a fatica del sensore, con particolare attenzione alle zone di raccordo tra le razze e il nucleo della cella, tenendo conto anche delle limitazioni di tipo tecnologico derivanti dalle attrezzature disponibili per la realizzazione. E' stato inoltre previsto un opportuno sistema di fissaggio della cella al telaio del banco.

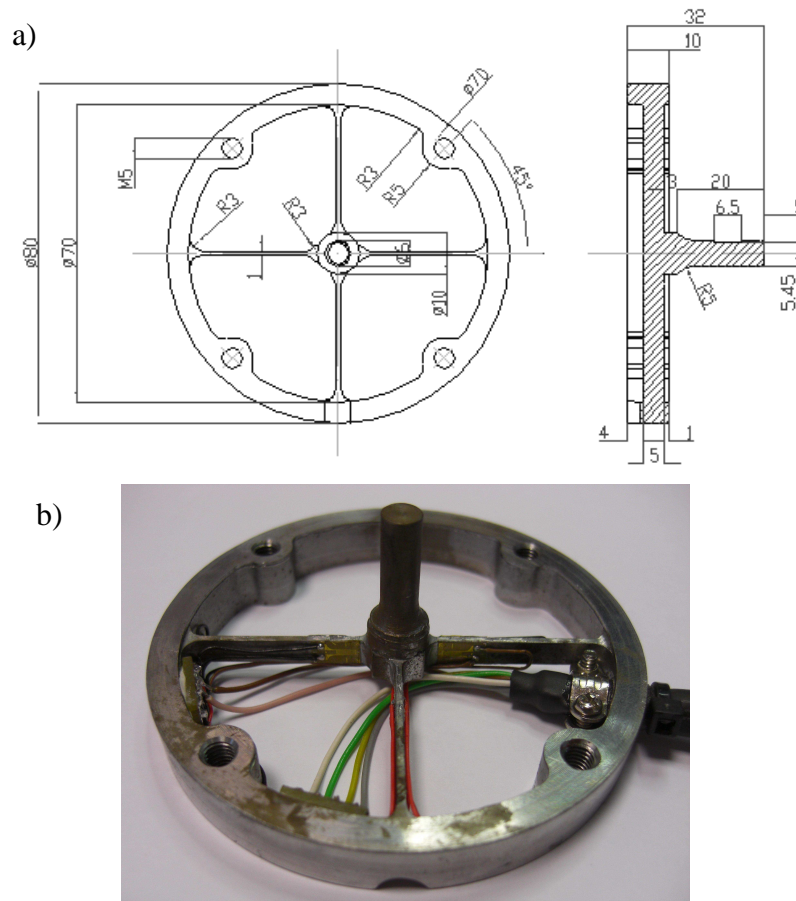


Figura 5.5. Geometria (a) e aspetto finale (b), dopo incollaggio degli estensimetri e cablaggio, della cella di carico.

La cella è stata quindi verificata tramite analisi agli elementi finiti che ha fornito valori massimi di tensione ben inferiori al limite di fatica ($\sigma_{\text{Von Mises, max}} = 65 \text{ MPa}$ per un limite di fatica del materiale pari a $\sigma_{\text{aoo,-1}} = 357 \text{ MPa}$) permettendo inoltre di verificare che:

- _ i gradienti di deformazione dovuti all'effetto locale di concentrazione delle tensioni in corrispondenza dei raccordi non interessano i punti di posizionamento degli estensimetri;
- _ il comportamento della cella risulta perfettamente simmetrico rispetto all'asse della razza, garantendo la medesima lettura, in valore assoluto, per gli estensimetri posti, sul lato superiore e su quello inferiore della razza stessa;
- _ le deformazioni rilevate in corrispondenza dei punti di posizionamento degli estensimetri risultano molto prossime al valore di $250 \mu\epsilon$, come richiesto. L'analisi FEM ha inoltre permesso di calcolare la rigidità torsionale della cella, utile nelle analisi dinamiche riportate al paragrafo 5.3.6, e risultata pari a 129.73 Nm/rad .

Una volta completate le fasi di costruzione, incollaggio degli estensimetri e cablaggio, la cella è stata opportunamente calibrata tramite taratura statica ricavando la seguente relazione che lega lo sbilanciamento complessivo $\Delta V/V$ dei due ponti estensimetrici, rilevato

dall'apposito modulo di CompactRIO (cfr. paragrafo 5.4.2 e 5.4.4) alla coppia M_t agente sulla cella (e quindi sul provino):

$$M_t \text{ [Nmm]} = 4.2052 \cdot 10^5 \Delta V/V \text{ [V/V]} \quad (5.2)$$

5.3.4 Dimensionamento del provino

Data l'entità della coppia massima fornita dal motore elettrico, si è deciso di adottare, come riferimento per le prove, un provino cilindrico in lega di alluminio 6060 avente modulo elastico $E = 70000 \text{ MPa}$ e tensione di rottura $\sigma_R = 160 \text{ MPa}$. Il diametro del tratto calibrato è stato calcolato per consentire la possibilità di portare a rottura il provino applicando la coppia massima realizzabile dal motore elettrico, ovvero:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot \tau}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 270}{\pi \cdot \left(\frac{160}{\sqrt{3}}\right)}} = 2.46 \text{ mm} \Rightarrow d = 2.4 \text{ mm} \quad (5.3)$$

La lunghezza del tratto calibrato, 30 mm, è stata scelta al fine di garantire contemporaneamente uniformità dello stato tensionale e sufficiente rigidità torsionale, considerando anche i vincoli di tipo tecnologico legati alla realizzazione del provino stesso. Il diametro delle estremità, per ragioni di coerenza e semplicità costruttiva degli afferraggi, è stato posto pari al diametro dell'albero del motore, ovvero 6 mm, mentre la lunghezza dei tratti di estremità è stata posta pari a 20 mm. Il raggio di raccordo tra tratto calibrato ed estremità è stato dimensionato per ridurre il più possibile gli effetti di concentrazione delle tensioni, adottando un valore finale pari a 8 mm. Si riportano in Fig. 5.6 il disegno quotato del provino e il suo aspetto reale. La rigidità torsionale del provino è risultata pari a 2.5055 Nm/rad (Grosso, 2009).

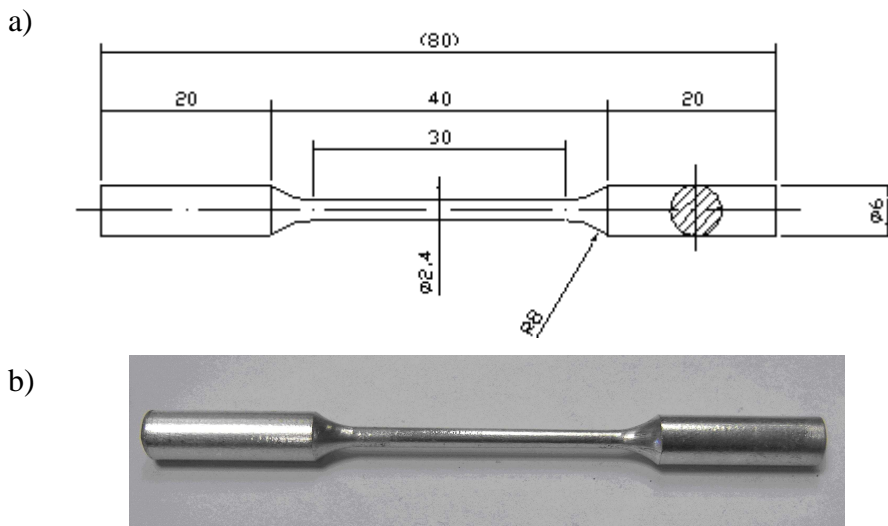


Figura 5.6. Geometria (a) e aspetto finale (b) del provino adottato per il banco prova.

5.3.5 Accessori e aspetto finale del banco

Completata la progettazione degli elementi essenziali del banco prova, è stata definita la geometria degli elementi accessori necessari per il fissaggio delle varie parti e l'assemblaggio complessivo del banco, riportato con vista esplosa e nelle suo aspetto reale, relativamente alla sola parte meccanica, in Fig. 5.7.

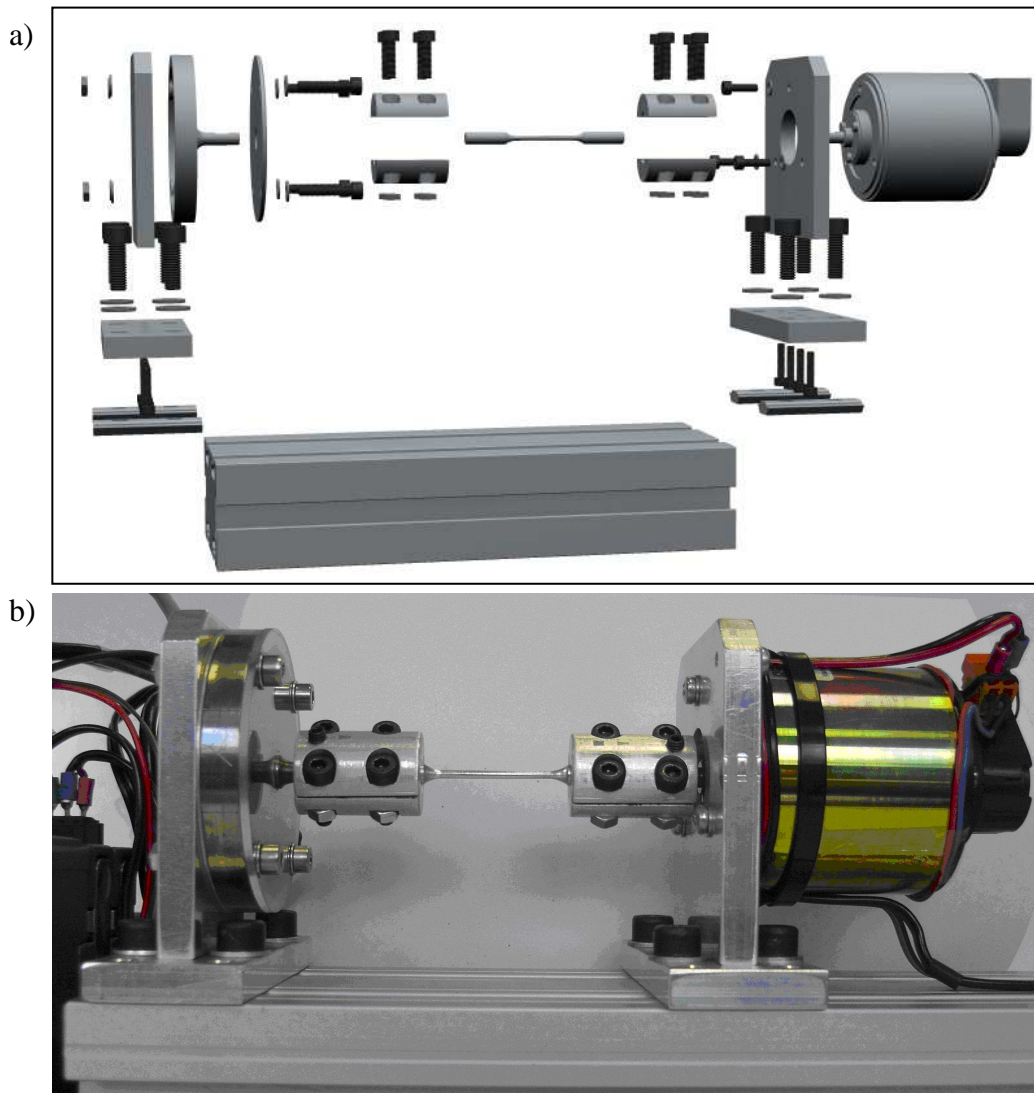


Figura 5.7. Vista esplosa (a) e aspetto reale (b) del banco prova elettromeccanico.

In particolare è stata definita la geometria di:

_ teste di afferraggio del provino: è stato previsto un sistema di calettamento per attrito in base al quale ciascuna testa è costituita da due semigusci in alluminio che, con l'ausilio di quattro viti a testa incassata, comprimono provino e albero assicurando semplicità di collegamento, sicura trasmissione della coppia, contenimento dell'inerzia alla rotazione e bilanciamento delle parti rotanti.

_ supporto per il motore elettrico: per garantire contemporaneamente rigidità, semplicità di collegamento al telaio e posizionamento stabile e sicuro del gruppo motore – testa mobile, con perfetto allineamento del provino, è stata adottata una soluzione basata su un supporto a T composto da due piastre piane in alluminio unite tra loro per mezzo di un collegamento filettato e dotate di viti per il fissaggio a telaio. La piastra verticale è munita di un alloggiamento per il centraggio del motore e di tre fori per le relative viti di fissaggio.

_ supporto per la cella di carico: è stato realizzato in analogia con il supporto del motore in modo tale da semplificare la fase di costruzione dei pezzi; l'unica variazione riguarda la definizione dei quattro fori per il fissaggio della cella di carico al posto dell'alloggiamento di centraggio e dei tre fori di cui è dotato il supporto per l'attuatore.

_ telaio: è stato adottato un profilato strutturale in alluminio munito di guide al fine di garantire contemporaneamente caratteristiche di rigidità e smorzamento delle vibrazioni, e semplicità delle operazioni di montaggio e rimozione del provino e di regolazione della distanza e dell'allineamento tra le teste.

5.3.6 Analisi dinamica del sistema: studio analitico, simulazione e misure sperimentali

Dal punto di vista dinamico, il banco prova realizzato è un sistema in moto rotatorio caratterizzato da ben definite frequenze proprie torsionali che risulta opportuno calcolare per verificare che siano sufficientemente diverse dalle frequenze di eccitazione del sistema, onde evitare pericolosi fenomeni di risonanza, ovvero anche per determinare la frequenza massima di prova che è possibile utilizzare. A questo scopo, la struttura reale è stata schematizzata in sistema a parametri concentrati, facendo riferimento, come prima approssimazione, al sistema a due gradi di libertà nelle coordinate angolari generalizzate θ_1 e θ_2 riportato in Fig. 5.8.

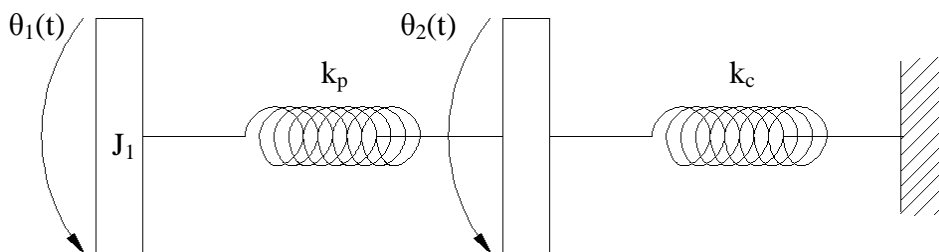


Figura 5.8. Schema a parametri concentrati, a due gradi di libertà, del banco prova torsionale.

Nello schema, J_1 rappresenta la somma dell'inerzia del rotore del motore elettrico, di quella della testa di afferraggio mobile del provino (comprendente semigusci, viti e dadi), e della semi inerzia del provino stesso; J_2 rappresenta la somma dell'inerzia della testa di

afferraggio fissa e dell'altra semi inerzia del provino, k_p è la rigidezza torsionale del provino, k_c la rigidezza torsionale della cella di carico. I valori numerici dei vari parametri sono riportati in Tab. 5.1. Per semplicità sono stati trascurati gli effetti di smorzamento.

Tabella 5.1. Valori numerici delle grandezze coinvolte nell'analisi dinamica.

Grandezza	Valore numerico
J_m Momento di inerzia del rotore del motore elettrico	$2.14 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$
J_t Momento di inerzia di una testa di afferraggio del provino	$4.78 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$
J_p Momento di inerzia del provino	$1.464 \cdot 10^{-8} \text{ kgm}^2$
J_1 $J_m + J_t + (J_p/2)$	$2.62 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$
J_2 $J_t + (J_p/2)$	$4.79 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$
k_p Rigidezza torsionale del provino	2.5055 Nm/rad
k_c Rigidezza torsionale della cella di carico	129.73 Nm/rad

Le equazioni del moto, in forma matriciale, per il sistema non smorzato e non forzato di Fig. 5.8 risultano:

$$\begin{bmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_1(t) \\ \ddot{\theta}_2(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_p & -k_p \\ -k_p & k_p + k_c \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \theta_1(t) \\ \theta_2(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5.4)$$

da cui, risolvendo il problema agli autovalori, una volta calcolata la matrice dinamica:

$$\begin{bmatrix} D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} J \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} K \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

e imposto che:

$$\det \left[\begin{bmatrix} D \end{bmatrix} - \omega^2 \cdot \begin{bmatrix} I \end{bmatrix} \right] = 0 \quad (5.6)$$

si ottengono i quadrati delle pulsazioni naturali del sistema, appunto gli autovalori, e quindi le frequenze proprie:

$$\omega_1^2 = 93852 \Rightarrow \omega_1 = 306.35 \text{ rad/s} \Rightarrow f_1 = \frac{\omega_1}{2\pi} = 48.76 \text{ Hz} \quad (5.7a)$$

$$\omega_2^2 = 27608625 \Rightarrow \omega_2 = 5254.39 \text{ rad/s} \Rightarrow f_2 = \frac{\omega_2}{2\pi} = 836.26 \text{ Hz} \quad (5.7b)$$

È immediato osservare come la prima frequenza propria torsionale del banco prova sia sufficientemente elevata da poter realizzare prove di fatica entro un range di frequenze ampio. In secondo luogo, si rileva come la seconda frequenza propria risulti molto elevata e corrisponda, essenzialmente, alla vibrazione torsionale della testa fissa; rendendo possibile concludere che il sensore di coppia non presenta alcun tipo di effetto di disturbo imputabile a vibrazioni in tutto il campo operativo di interesse per il banco.

Dato l'elevato valore della seconda frequenza di vibrazione torsionale e l'elevata rigidità della cella rispetto al provino, è stato ritenuto lecito far riferimento, per l'analisi dinamica, al modello ad un grado di libertà riportato in Fig. 5.9 dove J , θ e k corrispondono a J_1 , θ_1 , k_p di Fig. 5.8, considerando quindi come unica rigidità quella del provino, mentre la cella, da un punto di vista teorico, viene considerata come un corpo infinitamente rigido. Anche in questo caso è stata trascurata la presenza di effetti di smorzamento.

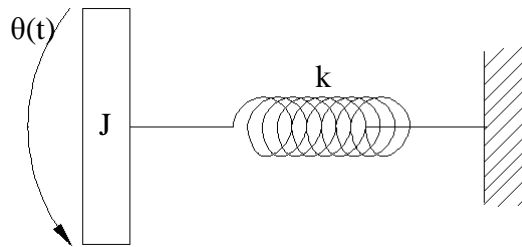


Figura 5.9. Schema a parametri concentrati, a un grado di libertà, del banco prova torsionale.

In queste ipotesi, l'equazione del moto del sistema non smorzato e non forzato risulta:

$$J \cdot \ddot{\theta}(t) + k \cdot \theta(t) = 0 \quad (5.8)$$

mentre la pulsazione e quindi la frequenza naturale del sistema si calcolano semplicemente come:

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{J}} = 309.38 \text{ rad/s} \Rightarrow f = \frac{\omega}{2\pi} = 49.24 \text{ Hz} \quad \text{rad/s} \quad (5.9)$$

ottenendo un valore molto simile alla prima frequenza propria del sistema a due gradi di libertà, il che giustifica l'adozione del semplice modello di Fig. 5.9 per la simulazione del comportamento dinamico del banco prova.

Considerando quindi la presenza di una forzante esterna, quale la coppia $M_t(t)$ fornita dal motore elettrico, l'Eq. (5.8) diventa:

$$J \cdot \ddot{\theta}(t) + k \cdot \theta(t) = M_t(t) \quad (5.10)$$

Assumendo che la coppia fornita dal motore segua una legge temporale di tipo sinusoidale:

$$M_t(t) = M_t \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (5.11)$$

la soluzione dell'equazione differenziale di secondo grado (5.10) prevede la somma di due contributi, ovvero la soluzione generale dell'omogenea associata $\theta_o(t)$, e l'integrale particolare $\theta_p(t)$:

$$\theta(t) = \theta_o(t) + \theta_p(t) \quad (5.12)$$

L'equazione omogenea associata all'Eq. (5.10) non è altro che l'Eq. (5.8) dell'oscillatore armonico, la cui soluzione assume la forma:

$$\theta_o(t) = A_1 \cdot \cos(\omega_n \cdot t) + A_2 \cdot \sin(\omega_n \cdot t) \quad (5.13)$$

in cui A_1 e A_2 sono le costanti di integrazione che dipendono dalle condizioni al contorno, mentre ω_n è la pulsazione naturale del sistema.

L'integrale particolare presenta invece un'espressione del tipo:

$$\theta_p(t) = \theta \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (5.14)$$

che, una volta calcolate le opportune derivate e sostituite nell'Eq. (5.10), porge:

$$-J \cdot \theta \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t) + k \cdot \theta \cdot \sin(\omega \cdot t) = M_t \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (5.15)$$

ovvero, elidendo la dipendenza dal tempo:

$$M_t = -J \cdot \theta \cdot \omega^2 + k \cdot \theta \quad (5.16)$$

e quindi:

$$\theta = \frac{M_t}{k - J \cdot \omega^2} \quad (5.17)$$

e in definitiva

$$\theta_p(t) = \theta \cdot \sin(\omega \cdot t) = \frac{M_t}{k - J \cdot \omega^2} \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (5.18)$$

Si noti come l'Eq. (5.16) esprima il legame tra la coppia massima richiesta all'attuatore elettrico e lo spostamento angolare della testa mobile, al variare della frequenza operativa. Si rimanda al paragrafo 5.4.1 relativo alla simulazione del processo di regolazione del banco per più approfondite considerazioni su questo aspetto.

Proseguendo invece con la soluzione dell'Eq. (5.10), sostituendo le Eq. (5.13) e (5.18) nella (5.12) si ottiene:

$$\theta(t) = \theta_o(t) + \theta_p(t) = A_1 \cdot \cos(\omega_n \cdot t) + A_2 \cdot \sin(\omega_n \cdot t) + \frac{M_t}{k - J \cdot \omega^2} \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (5.19)$$

che, derivando rispetto al tempo, porge:

$$\dot{\theta}(t) = -A_1 \cdot \omega_n \cdot \sin(\omega_n \cdot t) + A_2 \cdot \omega_n \cdot \cos(\omega_n \cdot t) + \frac{M_t}{k - J \cdot \omega^2} \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (5.20)$$

Imponendo quindi le condizioni iniziali: $\theta(t)|_{t=0} = \theta_0$ e $\dot{\theta}(t)|_{t=0} = \dot{\theta}_0$, si ottengono i valori delle costanti:

$$A_1 = \theta_0 \quad (5.21)$$

$$A_2 = \frac{\dot{\theta}_0}{\omega_n} - \frac{M_t}{k - J \cdot \omega^2} \cdot \frac{\omega}{\omega_n} \quad (5.22)$$

che, sostituite nell'Eq. (5.19) permettono di riscrivere l'espressione (5.12) della soluzione dell'equazione del moto (Eq. (5.10)) del sistema di Fig. 5.9 sottoposto a forzante esterna come:

$$\theta(t) = \theta_0 \cos(\omega_n \cdot t) + \left[\frac{\dot{\theta}_0}{\omega_n} - \frac{M_t}{k - J \cdot \omega^2} \cdot \frac{\omega}{\omega_n} \right] \sin(\omega_n \cdot t) + \frac{M_t}{k - J \cdot \omega^2} \sin(\omega \cdot t) \quad (5.23)$$

ovvero anche:

$$\theta(t) = A \sin(\omega_n \cdot t - \phi) + \frac{\frac{M_t}{k}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \sin(\omega \cdot t) \quad (5.24)$$

L'Eq. (5.24) permette di discriminare i tre casi operativi principali:

_ frequenza della forzante inferiore alla frequenza propria di oscillazione del sistema ($\omega < \omega_n$) : la risposta forzata del sistema è in fase con la forzante esterna (denominatore del secondo termine dell'Eq. (5.24) positivo);

_ frequenza della forzante uguale alla frequenza propria di oscillazione del sistema, ovvero condizione di risonanza ($\omega = \omega_n$): la risposta forzata del sistema diventa infinita (denominatore del secondo termine dell'Eq. (5.24) si annulla);

_ frequenza della forzante maggiore della frequenza propria di oscillazione del sistema ($\omega > \omega_n$) : la risposta forzata del sistema è in opposizione di fase rispetto alla forzante esterna (denominatore del secondo termine dell'Eq. (5.24) si annulla).

Quanto fin qui espresso da un punto di vista analitico è stato quindi simulato numericamente implementando l'Eq. (5.10) in linguaggio Matlab Simulink tramite il semplice schema a blocchi riportato in Fig. 5.10.

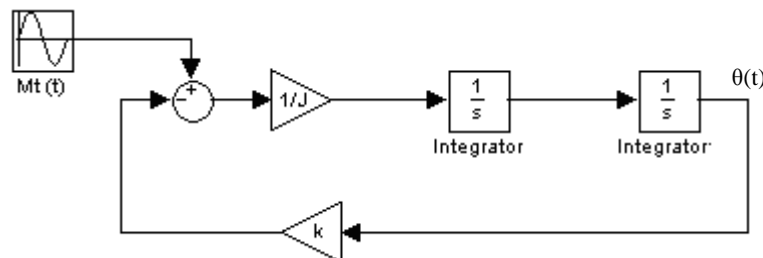


Figura 5.10. Modello Simulink del sistema a un grado di libertà forzato, non smorzato, utilizzato per l'analisi del comportamento dinamico del banco prova.

Per l'integrazione numerica dell'equazione differenziale è stato scelto un solutore a passo di integrazione fisso basato sull'algoritmo Bogacki-Shampine, impostando un valore del passo di integrazione pari a 0.0001s per una durata totale delle simulazioni pari a 5s.

Utilizzando come dati di input i valori riportati in Tab. 5.1 e ipotizzando un'ampiezza della coppia fornita dal motore elettrico pari a 100 Nmm, sono state effettuate tre simulazioni variando la frequenza della forzante, ovvero della coppia fornita dal motore elettrico, al fine di riprodurre i tre casi discussi alle righe precedenti.

I risultati sono riportati in Fig. 5.11 dove è possibile notare che:

_ (a) $f = 5 \text{ Hz} < f_n = 49.24 \text{ Hz}$: la risposta del sistema in termini di rotazione della testa mobile è in fase con la coppia del motore;

_ (b) $f = f_n = 49.24 \text{ Hz}$: il sistema è in risonanza e lo spostamento angolare tende a divergere ad infinito;

_ (c) $f = 65 \text{ Hz} > f_n = 49.24 \text{ Hz}$: la risposta del sistema è in opposizione di fase rispetto alla forzante, ovvero la rotazione della testa mobile avviene in direzione opposta rispetto a quella della coppia applicata.

Le simulazioni confermano quanto già evidenziato dall'analisi teorica mostrando la necessità, per un buon controllo del sistema, di mantenere delle frequenze operative inferiori ai 49 Hz.

Le analisi fin qui svolte fanno riferimento tuttavia ad una situazione teorica di assenza di smorzamento che ovviamente non corrisponde alla realtà fisica del sistema dove sicuramente sono presenti effetti di attrito meccanico in corrispondenza dei cuscinetti di supporto dell'albero motore e fenomeni di isteresi magnetica negli avvolgimenti del rotore. Ai fini di una più realistica simulazione del sistema nel suo complesso, inclusi anche gli aspetti di regolazione, che verrà descritta al paragrafo 5.4.1, e per verificare anche la reale attendibilità del modello teorico proposto per l'analisi dinamica, è stata misurata sperimentalmente la risposta libera del sistema. In questo modo è possibile infatti determinare il periodo di oscillazione del sistema reale e quindi ricavarne l'effettiva frequenza propria, nonché ottenere informazioni quantitative sullo smorzamento tramite una misura di decremento logaritmico. Per misurare la risposta libera del banco prova nel dominio del tempo, è stato portato il sistema in una posizione diversa da quella di equilibrio naturale, collegando alla testa di afferraggio mobile, tramite il sistema con filo e carrucole di Fig. 5.12(a), una massa calibrata.

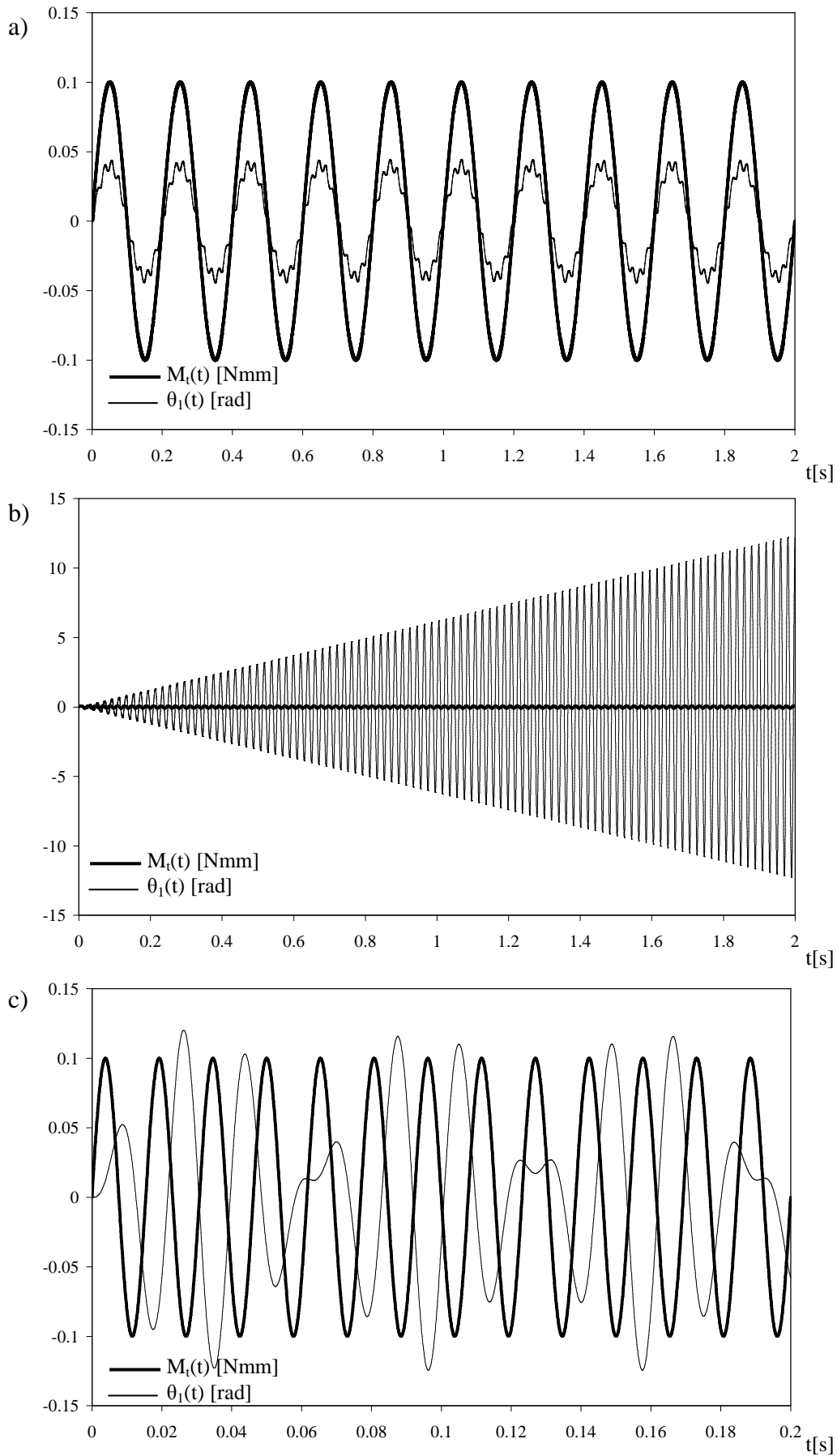


Figura 5.11. Risultati delle simulazioni della risposta dinamica del banco prova per una frequenza della forzante pari a 5 Hz (a), 49.24 Hz (b), 65 Hz (c).

Il filo è stato quindi reciso ed è stata misurata la risposta libera del sistema (Fig. 5.12(b)) registrando il segnale proveniente dalla cella di carico per l'intera durata del transitorio di oscillazione. Infatti, poiché i valori di coppia applicata e rotazione sono correlati tra loro in modo lineare attraverso una semplice costante rappresentata dal coefficiente di rigidità del provino, ai fini di una migliore risoluzione di misura è stato utilizzato il segnale della cella di carico anziché quello dell'encoder, tenendo conto anche che le misure di periodo di oscillazione del sistema e decremento logaritmico risultano insensibili alla scelta di un tipo di segnale piuttosto che dell'altro.

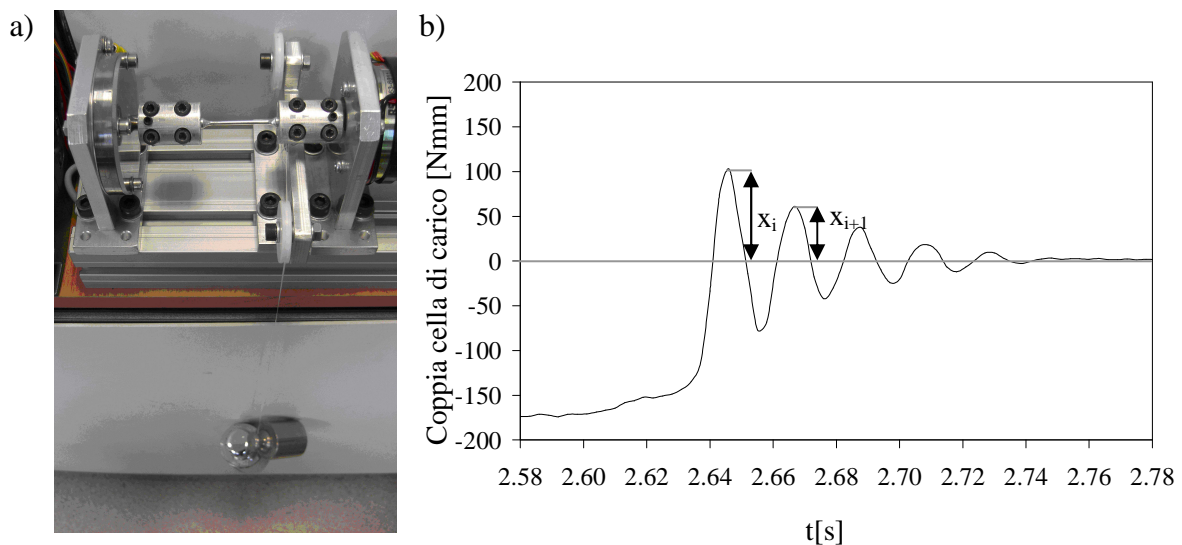


Figura 5.12. Misura della risposta libera del sistema: apparato sperimentale (a) e risultati (b).

Dall'andamento sperimentale rilevato tramite la cella di carico sono stati ricavate le ampiezze delle oscillazioni e calcolato quindi il decremento logaritmico:

$$\delta = \ln \frac{X_i}{X_{i+1}} \quad (5.25)$$

da cui, risolvendo numericamente l'Eq. (5.26):

$$\delta = \frac{2 \cdot \pi \cdot \zeta}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (5.26)$$

è stato possibile ricavare, per diverse oscillazioni successive, il valore del fattore di smorzamento ζ , che per definizione, è pari al rapporto di Eq. (5.27):

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \quad (5.27)$$

tra il valore del coefficiente di smorzamento reale del sistema c e il valore di smorzamento critico che, per vibrazioni torsionali, vale:

$$c_c = 2 \cdot \sqrt{k \cdot J} \quad (5.28)$$

ovvero, in questo caso $c_c = 0,0162 \text{ Nm}/(\text{rad/s})$. Noti quindi i valori di smorzamento critico e del fattore di smorzamento, in base all'Eq. (5.27) è stato possibile risalire al valore del coefficiente di smorzamento c del sistema reale, risultato, in media, pari a $0.00157 \text{ Nm}/(\text{rad/s})$.

Sempre a partire dai dall'andamento sperimentale di Fig. 5.12, è stato calcolato il periodo di oscillazione del sistema reale τ_d che vale, in media, 0.02099 s , da cui deriva una frequenza di vibrazione smorzata:

$$f_d = \frac{1}{\tau_d} = 47.62 \text{ Hz}; \quad (5.29)$$

tramite la quale è possibile risalire al valore reale della frequenza propria di vibrazione del banco prova, ovvero:

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{\omega_d}{\sqrt{1-\zeta^2}} = \frac{f_d}{\sqrt{1-\zeta^2}} = 47.85 \text{ Hz} \quad (5.30)$$

Si noti come questo valore, ricavato direttamente dalle misure sperimentali e quindi corrispondente al reale comportamento del sistema, sia molto prossimo al valore ricavato per via analitica dal sistema ad un grado di libertà, pari a 49.24 Hz , a conferma della validità della trattazione proposta e della schematizzazione adottata.

Sulla base di questi risultati, al paragrafo 5.4 verrà proposta la simulazione globale del comportamento dinamico del sistema, completo di smorzamento, includendo anche il processo di regolazione.

5.4 Sviluppo del sistema di controllo

5.4.1 Descrizione della logica di controllo e simulazione in Matlab-Simulink

Prima di descrivere nello specifico l'unità di controllo adottata e il software appositamente implementato per la regolazione del banco, si ritiene utile descrivere la logica di controllo alla base del sistema e, in particolare, simulare il processo di regolazione tramite un modello Matlab Simulink, in grado di chiarire in modo semplice il processo che è poi stato implementato nel software di controllo vero e proprio.

Come anticipato al paragrafo 5.1, la regolazione del banco si basa su un controllo in retroazione in anello chiuso rappresentato schematicamente in Fig. 5.13.

Il banco prova e l'unità di misura e controllo CompactRIO costituiscono infatti un sistema tecnico vero e proprio dove il processo, ovvero la prova di fatica in torsione, viene

monitorato tramite appositi sensori (encoder e la cella di carico) che ne misurano le grandezze caratteristiche (rotazione del provino e coppia ad esso applicata). La differenza tra il valore del segnale attuale, di coppia o di angolo, misurato sul processo e il segnale di riferimento che si vuole imporre al processo viene elaborata da un controllore PID per regolare opportunamente la quantità di energia fornita dall'attuatore al processo stesso. Nello specifico, sulla base dell'errore tra valore di coppia, o angolo, attuale e valore impostato, il controllore PID va a variare di tensione di alimentazione del motore e quindi la coppia da esso fornita in modo tale che la prova rispetti le caratteristiche desiderate. E' possibile creare un modello teorico, e quindi fornire una descrizione analitica, di ciascuna delle parti che costituiscono lo schema del banco prova come sistema tecnico. Di conseguenza, implementando il modello in Matlab-Simulink, è possibile simulare il processo di regolazione del banco a partire dai dati del sistema fisico vero e proprio.

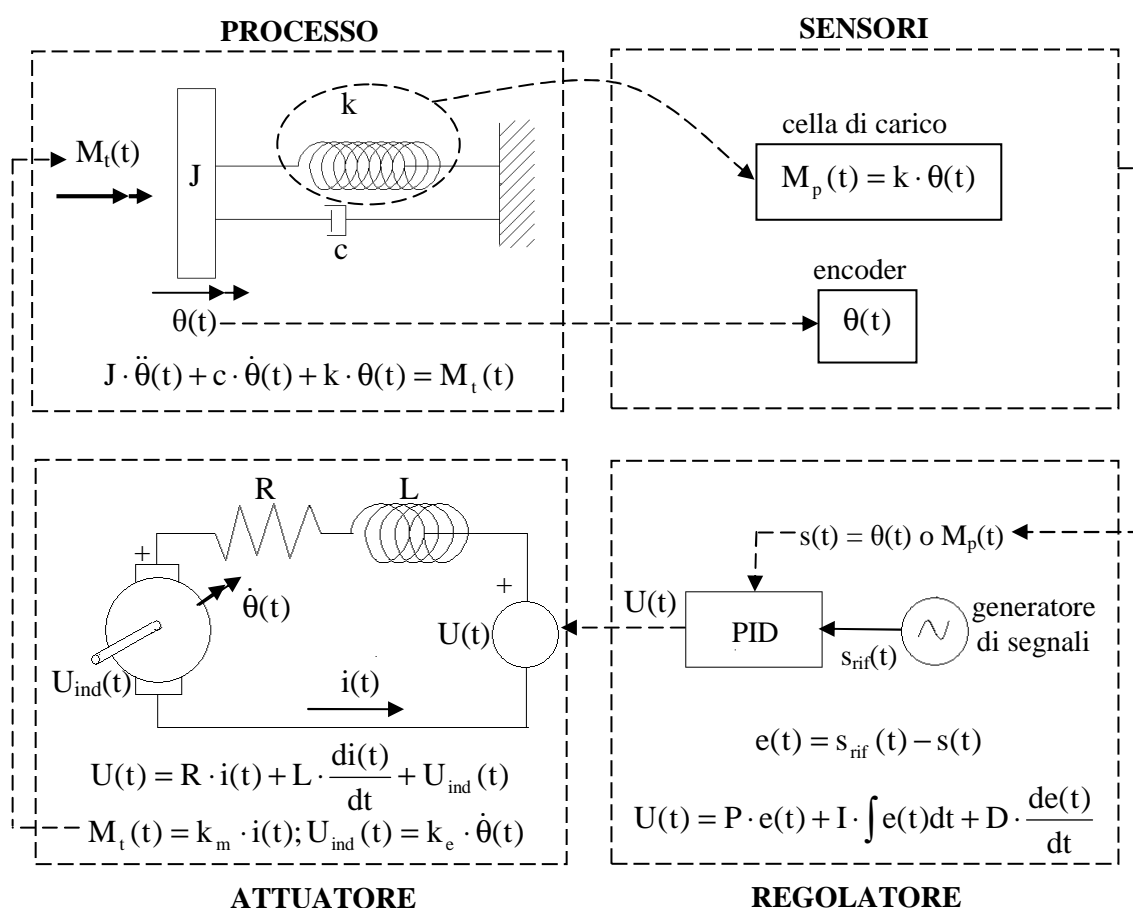


Figura 5.13. Rappresentazione schematica del funzionamento del banco prova.

Per quanto riguarda il processo, il funzionamento meccanico del banco, come già visto per l'analisi dinamica, può essere schematizzato tramite un sistema a parametri concentrati ad

un grado di libertà nella coordinata generalizzata θ che rappresenta la rotazione angolare del motore ovvero dell'estremità mobile del provino. In termini di equazione del moto si ha:

$$J \cdot \ddot{\theta}(t) + c \cdot \dot{\theta}(t) + k \cdot \theta(t) = M_t(t) \quad (5.31)$$

che non è altro che l'Eq. 5.10 dove è stato aggiunto il termine di smorzamento viscoso c proporzionale alla velocità di rotazione, per meglio descrivere il reale comportamento del banco. Si ricorda che l'inerzia J include il contributo dell'inerzia del rotore del motore elettrico, della testa di afferraggio mobile e della semi inerzia del provino, k rappresenta la rigidità torsionale del provino stesso, $M_t(t)$ la coppia fornita dal motore elettrico.

I sensori intervengono sul sistema misurando, nel caso dell'encoder, la posizione angolare del motore, corrispondente alla rotazione dell'estremità libera del provino, $\theta(t)$, nel caso della cella il momento torcente sul provino $M_p(t)$, ovvero:

$$M_p(t) = k \cdot \theta(t) \quad (5.32)$$

Si precisa che il segnale di coppia misurato dalla cella include solo il contributo di rigidità del provino in quanto si suppone che gli effetti di smorzamento siano concentrati non sul materiale bensì su cuscinetti ed altre parti che non vengono rilevate dalla cella. A seconda del tipo di prova impostata, il segnale attuale di coppia o angolo $s(t)$, misurato sul processo viene confrontato, all'interno dell'unità di regolazione, con il segnale di riferimento $s_{rif}(t)$ proveniente da un apposito generatore di segnali. La differenza tra valore vero e valore impostato, ovvero l'errore $e(t)$:

$$e(t) = s_{rif}(t) - s(t) \quad (5.33)$$

viene elaborato da un controllore PID, ottenendo in uscita il segnale di tensione di alimentazione del motore elettrico $U(t)$, sulla base della tipica equazione che descrive il comportamento di un controllore PID ovvero:

$$U(t) = P \cdot e(t) + I \cdot \int e(t)dt + D \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (5.34)$$

Per quanto riguarda l'attuatore, l'equazione del circuito elettrico dell'indotto, rappresentato in Fig. 5.13, risulta:

$$U(t) = R \cdot i(t) + L \cdot \frac{di(t)}{dt} + U_{ind}(t) \quad (5.35)$$

dove R e L sono rispettivamente la resistenza e l'induttanza dell'avvolgimento, $i(t)$ è la corrente dell'indotto, $U_{ind}(t)$, la tensione indotta dalla rotazione del motore ovvero:

$$U_{ind}(t) = k_e \cdot \dot{\theta}(t) \quad (5.36)$$

con k_e costante di tensione.

In base all'azione del controllore PID, la variazione della tensione di alimentazione $U(t)$ genera, per l'Eq. (5.33), una variazione della corrente dell'indotto e quindi una variazione della coppia meccanica erogata dal motore sulla base dell'Eq. (5.37):

$$M_t(t) = k_m \cdot i(t) \quad (5.37)$$

dove k_m è la costante di coppia del motore.

Il modello del banco prova rappresentato in Fig. 5.13 e descritto tramite le Eq. (5.32)÷(5.37) è stato quindi implementato in Matlab-Simulink al fine di simulare il processo di regolazione e studiare la risposta del sistema al variare di parametri operativi quali la modalità di prova (controllo di coppia o di angolo), la frequenza di lavoro, i valori dei guadagni del controllore PID. Il modello Simulink ottenuto è riportato in Fig. 5.14 con indicazione delle varie parti funzionali.

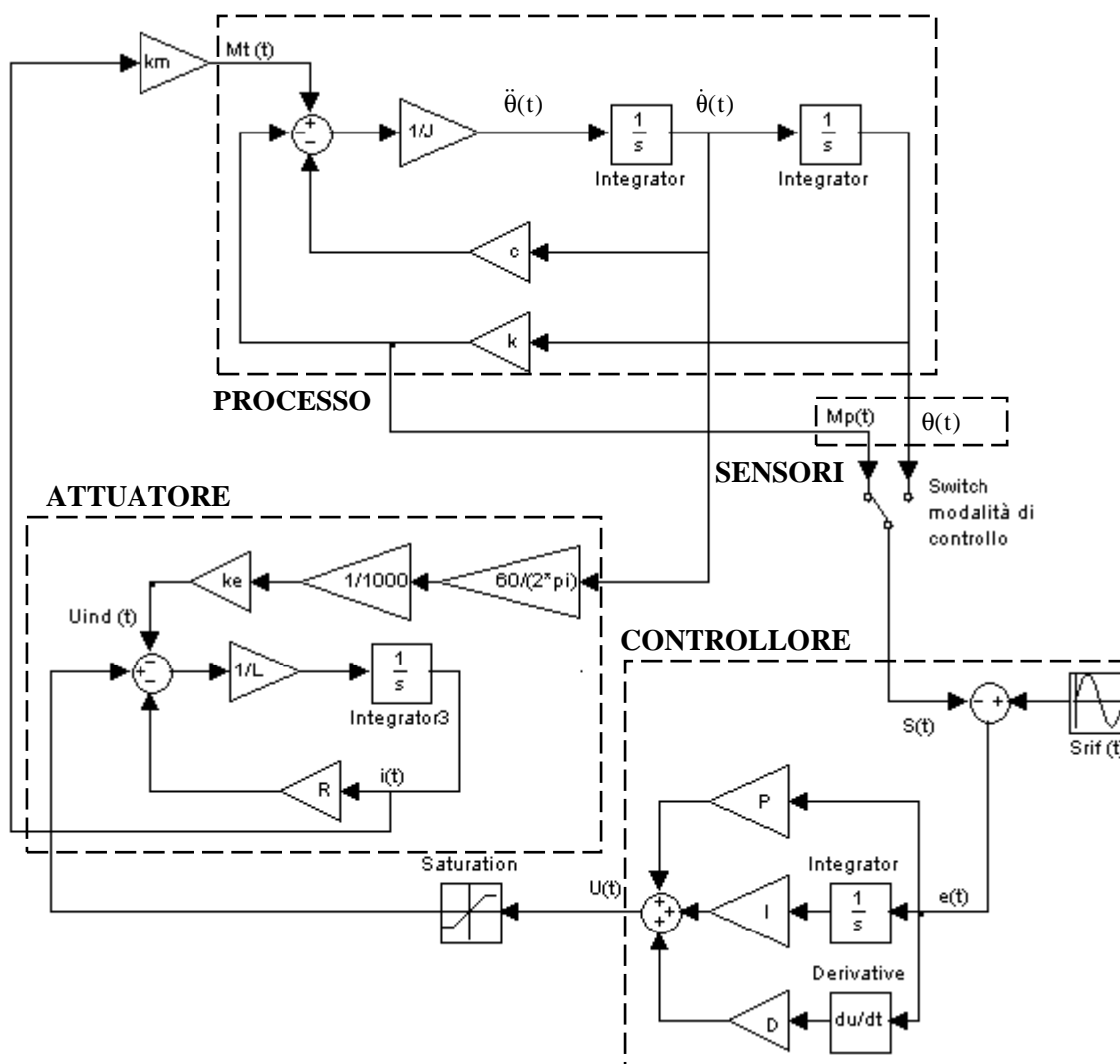


Figura 5.14. Modello Simulink per la simulazione del funzionamento del banco prova.

Si precisa che, rispetto a quanto fin qui descritto, nel modello viene implementata la conversione della velocità angolare da rad/s in giri/min, per semplice esigenza di coerenza dimensionale, ed è stato previsto di limitare l'uscita del PID tra ± 24 V, corrispondenti alla massima tensione di alimentazione del motore. Infine è stata implementata la possibilità di variare la strategia di controllo (coppia o angolo), inserendo uno switch da azionare manualmente prima dell'avvio della simulazione. Per entrambi i casi è stato previsto un segnale di riferimento di tipo sinusoidale. Per quanto riguarda i dati di input da utilizzare nelle simulazioni si è fatto riferimento, per quanto riguarda la parte meccanica, ai valori reali di inerzie e rigidzze già calcolati per l'analisi dinamica e riportati in Tab. 5.1, nonché al valore del coefficiente di smorzamento determinato sperimentalmente al paragrafo precedente, e, per quanto riguarda la parte elettrica, al data sheet del motore, riportato in Fig. 5.2. I dati di input delle simulazioni sono riportati in Tab. 5.2.

Tabella 5.2. Dati di input delle simulazioni.

Grandezza	Valore numerico
J_m Momento di inerzia del rotore del motore elettrico	$2.14 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$
J_t Momento di inerzia di una testa di afferraggio del provino	$4.78 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$
J_p Momento di inerzia del provino	$1.464 \cdot 10^{-8} \text{ kgm}^2$
J $J_m + J_t + (J_p/2)$	$2.62 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$
k Rigidezza torsionale del provino	2.5055 Nm/rad
c Coefficiente di smorzamento	$1.572 \cdot 10^{-3} \text{ Nm/(rad/s)}$
S_{rif} Ampiezza del segnale di riferimento	
Controllo di coppia	0.1 Nm
Controllo di angolo	0.04 rad
R Resistenza dell'avvolgimento del motore elettrico	7.8Ω
L Induttanza dell'avvolgimento del motore elettrico	0.005 H
k_e Costante di tensione del motore elettrico	10.3 V/1000rpm
k_m Costante di coppia del motore elettrico	0.09 Nm/A

Per quanto riguarda i parametri della simulazione, è stato adottato il metodo di soluzione a passo fisso ODE3 (cfr. paragrafo 5.3.6) adottando un valore del passo di integrazione pari a 0.0001s, simulando 10s di risposta del sistema.

Dapprima sono state effettuate alcune simulazioni in controllo di coppia, impostando come segnale di riferimento $S_{rif}(t)$ una coppia sinusoidale di ampiezza 0.1 Nm e frequenza 1Hz e ottenendo, al variare dei parametri del controllore PID, una risposta del sistema $S(t)$, ovvero in questo caso una coppia sul provino misurata dalla cella di carico, più o meno fedele al segnale di riferimento impostato, come illustrato in Fig. 5.15.

Sono state quindi condotte alcune simulazioni di prove in controllo di angolo, rilevando quanto già osservato nell'Eq. (5.16) a meno ovviamente degli effetti di smorzamento, ovvero che imposto al sistema uno spostamento angolare di tipo sinusoidale di ampiezza prefissata, la

coppia richiesta al motore elettrico diminuisce all'aumentare della frequenza di prova (operando al di sotto della frequenza di risonanza) a causa del maggiore contributo delle forze di inerzia.

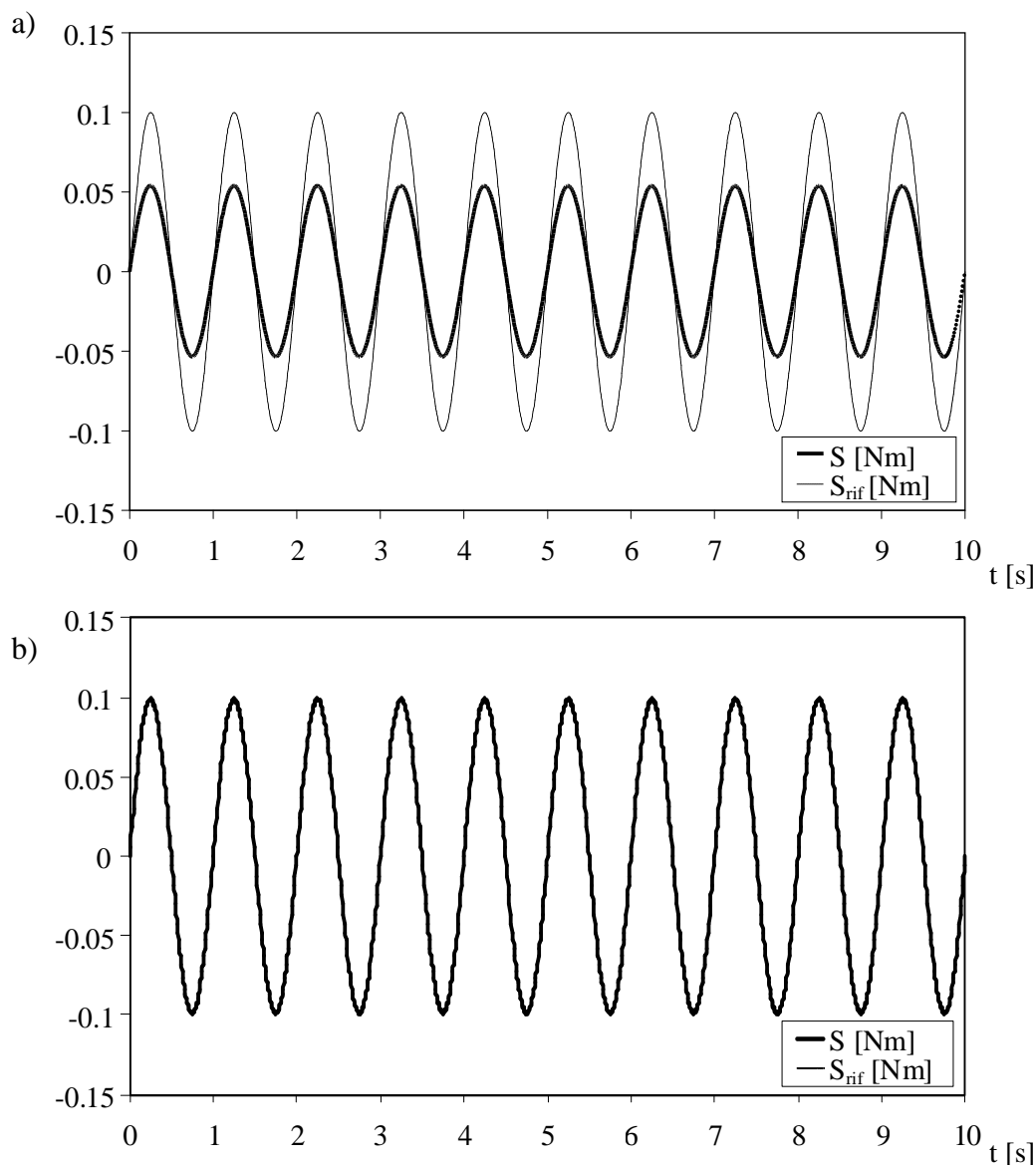


Figura 5.15. Risultati delle simulazioni in controllo di coppia: risposta del sistema al variare dei parametri del controllore PID. (a) $P = 100$, $I = 10$, $D = 1$; (b) $P = 7000$, $I = 500$, $D = 10$.

A questo proposito si riporta in Fig. 5.16 l'andamento dell'Eq. (5.16) che descrive la risposta del sistema non smorzato al variare della frequenza operativa per diversi valori dello spostamento angolare imposto. Analogamente i riportano in Fig. 5.17 l'andamento, ricavato dalle simulazioni, della coppia fornita dal motore per due diversi valori di frequenza dello spostamento angolare imposto, che confermano quanto emerso dall'analisi analitica.

Si rimanda invece al paragrafo 5.5 per la conferma sperimentale del comportamento descritto calcolato tramite analisi teorico-numerica.

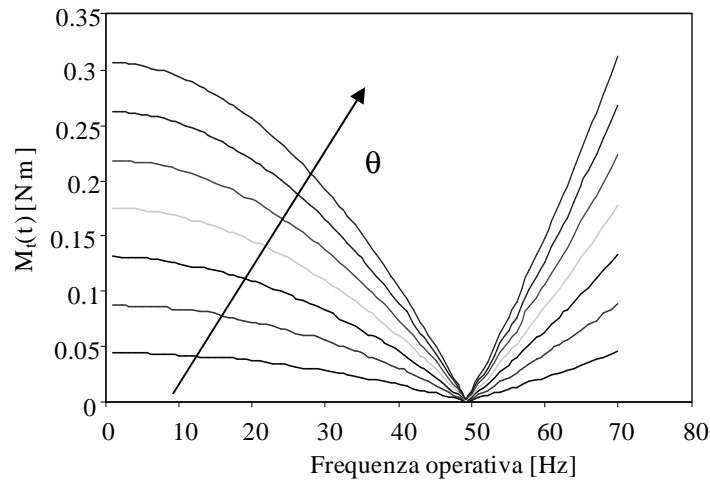


Figura 5.16. Andamento della coppia erogata dal motore al variare della frequenza operativa per diversi valori di ampiezza di rotazione (Eq. (5.16)). Sistema non smorzato.

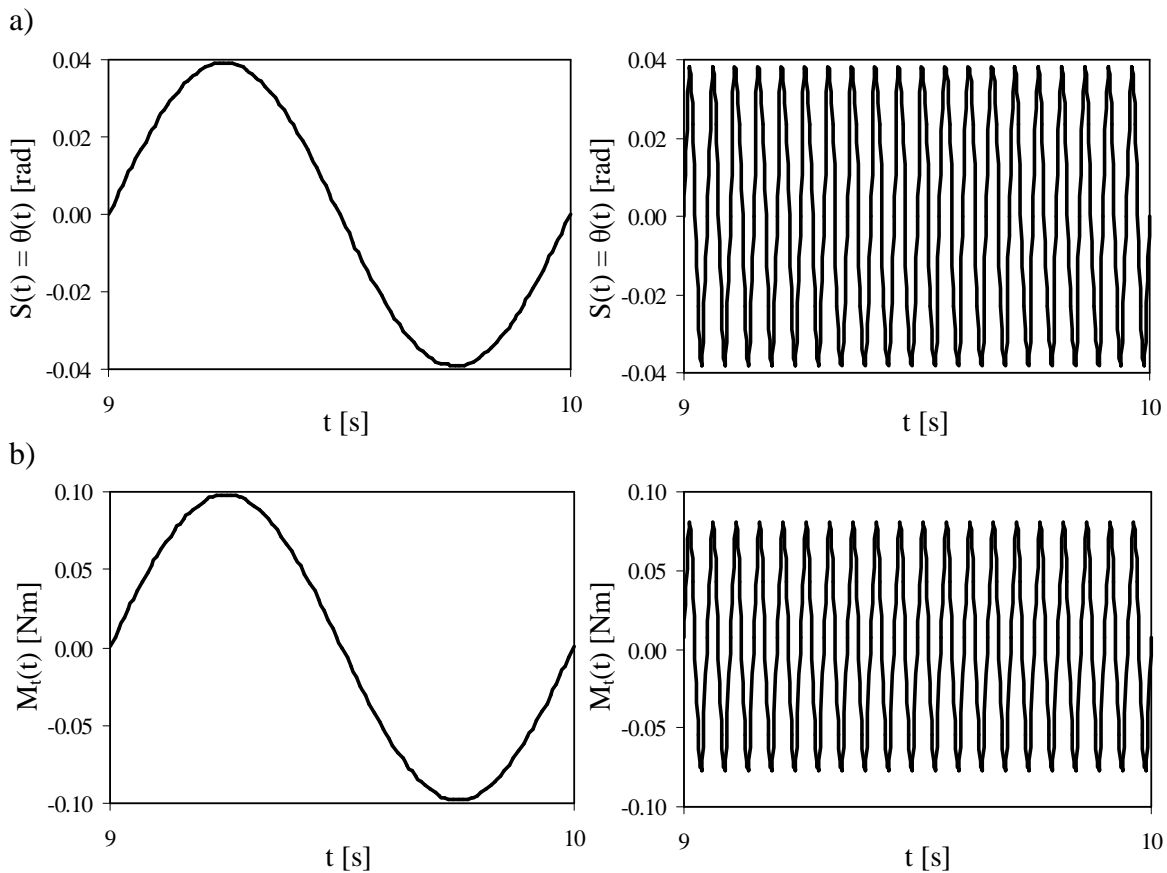


Figura 5.17. Risultati delle simulazioni in controllo di angolo: risposta del sistema (a) e coppia erogata dal motore elettrico (b) a 1 Hz e a 20 Hz.

5.4.2 L'unità di misura e controllo CompactRIO: struttura hardware e architettura delle applicazioni

Come anticipato ai paragrafi precedenti, l'intero processo di controllo del banco prova comprendente acquisizione di segnali dai trasduttori di coppia e angolo, controllo e regolazione dell'attuatore elettrico, impostazione e monitoraggio delle prove, sono stati gestiti tramite l'unità di misura e controllo National Instrument CompactRIO, opportunamente programmata con linguaggio software LabVIEW.

CompactRIO è un'unità di controllo e acquisizione dati Real-Time basata su tecnologia FPGA riconfigurabile. Nell'ambito del controllo si definisce Real-Time un sistema che esegue il codice contenuto al suo interno senza interruzioni non note, ovvero rispettando un rigoroso determinismo nel tempo, dove per determinismo si intende la caratteristica di rispondere ad un certo evento o eseguire una determinata operazione in un intervallo di tempo, detto tempo di ciclo (Loop Cycle Time), ben definito e costante, cioè con un jitter, ovvero una variazione del tempo di ciclo tendente a zero. E' facile comprendere come il determinismo sia una caratteristica essenziale per un sistema di controllo efficace. Per quanto riguarda la struttura hardware (Fig. 5.18), CompactRIO è costituito da una testa contenente l'unità di controllo Real-Time, ovvero un PC privo di ausili quali schermo e tastiera, avente memoria limitata (2GB, 128MB di RAM) ma contenente un sistema operativo Real-Time, e da uno chassis collegato meccanicamente alla testa RT e dotato di slot per l'alloggiamento dei moduli di input/output (I/O), provvisti di condizionamento di segnale per la connessione diretta a sensori e attuatori.

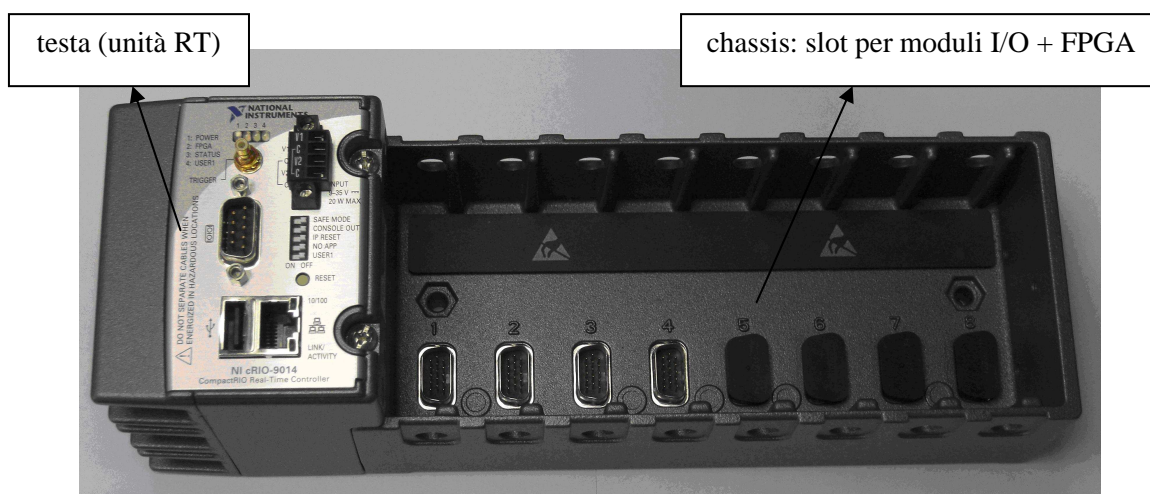


Figura 5.18. National Instrument CompactRIO.

Lo chassis ospita anche al suo interno un FPGA (Field Programmable Gate Array), ovvero un chip provvisto di porte logiche riconfigurabili tramite il quale avviene la comunicazione, dal punto di vista elettrico, tra i moduli e il sistema RT.

Nel caso del banco prova elettromeccanico sono stati utilizzati due moduli (Fig. 5.19): il modulo NI 9237, dotato di quattro canali indipendenti per l'acquisizione di ponti estensimetrici, ed il modulo NI 9505 che integra le funzioni di lettura dell'encoder e di drive di potenza per servomotori a spazzole.

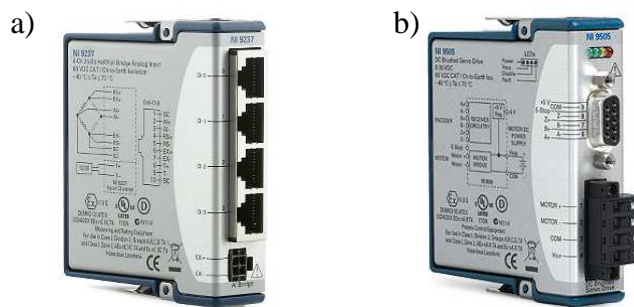


Figura 5.19. Moduli I/O utilizzati per il controllo del banco elettromeccanico: (a) modulo per l'acquisizione di ponti estensimetrici (NI 9237), (b) modulo per la lettura dell'encoder e il comando del motore (NI9505).

Dal punto di vista dell'architettura hardware, un'applicazione CompactRIO è generalmente costituita (Fig. 5.20) da un PC dotato di sistema operativo Windows collegato via ethernet al controllore CompactRIO, che ospita a bordo il sistema Real-Time comunicante via bus PCI con l'unità FPGA, che a sua volta scambia i dati in digitale con i moduli I/O.

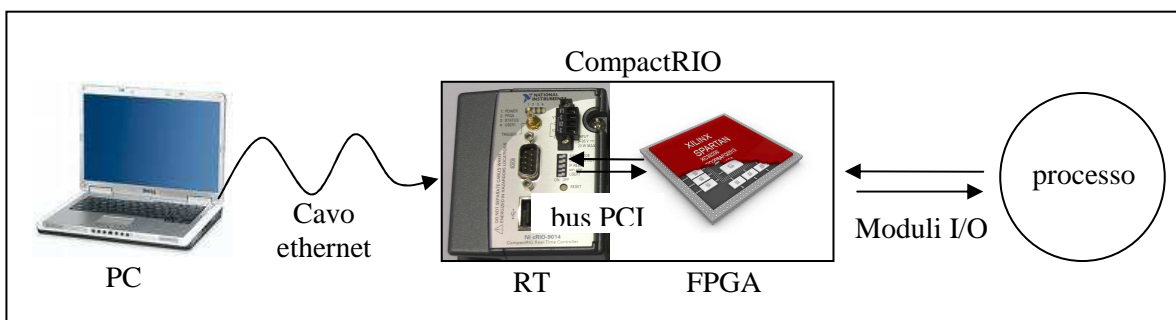


Figura 5.20. Architettura hardware tipica di un'applicazione CompactRIO.

Si tratta quindi di una struttura gerarchica su tre livelli (PC, RT e FPGA) comunicanti tra loro, ciascuno dei quali svolge precise funzioni. Tutti e tre i livelli vengono gestiti tramite programmazione software con linguaggio LabVIEW, tuttavia mentre PC e RT utilizzano un

sistema operativo, in FPGA il codice viene tradotto, previa opportuna compilazione, direttamente su hardware. Il vantaggio di una struttura hardware, e software, su tre livelli consiste nella possibilità di organizzare in modo gerarchico e differenziato le operazioni svolte da ciascun livello. Su PC vengono gestite infatti le interfaccia utente ed effettuate operazioni di post-analisi, visione e memorizzazione dati e passaggio parametri; RT è l'ambiente privilegiato per l'analisi dati e il controllo e può eventualmente essere impiegato anche per la memorizzazione (anche se la memoria a disposizione è minore rispetto a quella del PC con sistema operativo Windows); FPGA infine gestisce le operazioni di I/O, temporizzazione hardware, pre-elaborazioni o pre-analisi e semplici operazioni di automazione e controllo.

Il cuore di un'applicazione CompactRIO consiste proprio nell'utilizzo della tecnologia FPGA, ovvero di un chip dotato di porte logiche and-or-not che opportunamente collegate consentono di concretizzare il software ovvero di tradurre un codice (LabVIEW nel caso di CompactRIO) in un circuito elettronico vero e proprio, sostituendo la tradizionale elettronica basata su circuiti con un'elettronica digitale riconfigurabile. Le caratteristiche principali della tecnologia FPGA sono:

- _ gestione I/O hardware (FPGA è dotato di un clock interno con periodo di 25ns);
- _ determinismo e velocità (mentre il determinismo è garantito anche da un semplice sistema RT, FPGA permette di realizzare controlli con frequenza di chiusura del ciclo a 40MHz);
- _ implementazione di protocolli di comunicazione;
- _ preprocessing di segnale (molto vantaggioso dal punto di vista della realizzazione di un buon controllo RT).

I vantaggi derivanti dall'utilizzo di FPGA si possono riassumere nei seguenti punti:

- _ calcolo parallelo;
 - _ velocità;
 - _ nessun rischio di crash dovuto al sistema operativo;
 - _ completamento dell'architettura hardware;
 - _ real time;
- a fronte dei quali sono da considerare comunque anche alcuni svantaggi:
- _ velocità ottenuta a scapito di un minor numero di funzioni disponibili (ad esempio non è possibile realizzare divisioni o estrazione di radice quadrate in quanto FPGA lavora solo con numeri interi);
 - _ nessun servizio dal sistema operativo;
-

- _ poco spazio di memoria per lo sviluppo;
- _ lunga fase di compilazione;
- _ assenza di rappresentazione in virgola mobile;
- _ difficoltà di debug.

Per quanto riguarda infine il software LabVIEW (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench) che permette di gestire l'intero sistema di controllo, in questa sede è sufficiente specificare che si tratta un linguaggio di programmazione grafica ad alto livello in cui i programmi, chiamati VI (acronimo di Virtual Instrument) vengono creati sotto forma di diagrammi di flusso. Si tratta quindi di una tipologia di software simile a Simulink, già ampiamente illustrato, per quanto riguarda concetti base di programmazione grafica tramite schemi a blocchi, tuttavia orientato non tanto alla simulazione, comunque possibile, quanto alla misura e al controllo, come risulterà chiaro dai paragrafi che seguono. Si rimanda all'appendice A5.1 per una sommaria descrizione delle caratteristiche e delle strutture base del software, necessarie per una più corretta comprensione del contenuto dei prossimi paragrafi.

5.4.3 Implementazione del software di controllo del banco elettromeccanico: architettura dell'applicazione

In base a quanto descritto al paragrafo precedente, l'applicazione per il controllo del banco elettromeccanico è organizzata sui tre livelli: PC, RT e FPGA, per ciascuno dei quali sono state previste specifiche funzioni implementate, per ogni livello, su uno o più VI.

Riprendendo la logica di controllo del banco descritta al paragrafo 5.4.1, i segnali attuali di coppia e angolo vengono acquisiti, tramite i moduli, da FPGA e inviati a RT, sede del controllo, e quindi a PC per il monitoraggio della prova. In RT è implementato l'anello di controllo basato su regolatore PID che confronta il segnale attuale proveniente da FPGA con il segnale di riferimento impostato dall'operatore su PC e, in base all'entità dell'errore tra valore attuale e valore di riferimento fornisce il segnale di comando, ovvero la tensione di alimentazione, passata al modulo di potenza del motore tramite FPGA. Si riporta in Fig. 5.21 lo schema dell'architettura dell'applicazione e in Fig. 5.22 l'aspetto del banco reale dopo collegamento all'unità di controllo e a PC (sono visibili in figura anche le batterie per l'alimentazione del motore e l'alimentatore previsto per CompactRIO).

L'intero complesso dell'applicazione di controllo viene visualizzato tramite LabVIEW grazie ad una struttura chiamata "progetto" che non è altro che una rappresentazione dell'architettura hardware su cui si basa il controllo e del software necessario per la gestione

di ciascun livello. Il progetto di controllo del banco elettromeccanico è riportato in Fig. 5.23 in cui è facilmente riconoscibile la gerarchia dell'applicazione, PC, RT e FPGA, la presenza dei moduli e i diversi VI sviluppati ai vari livelli.



Figura 5.21. Architettura dell'applicazione per il controllo del banco elettromeccanico.

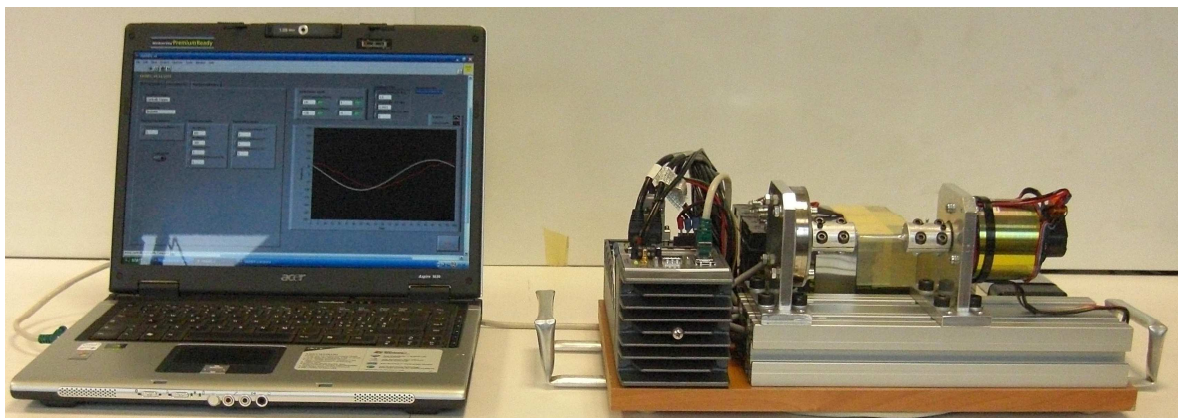
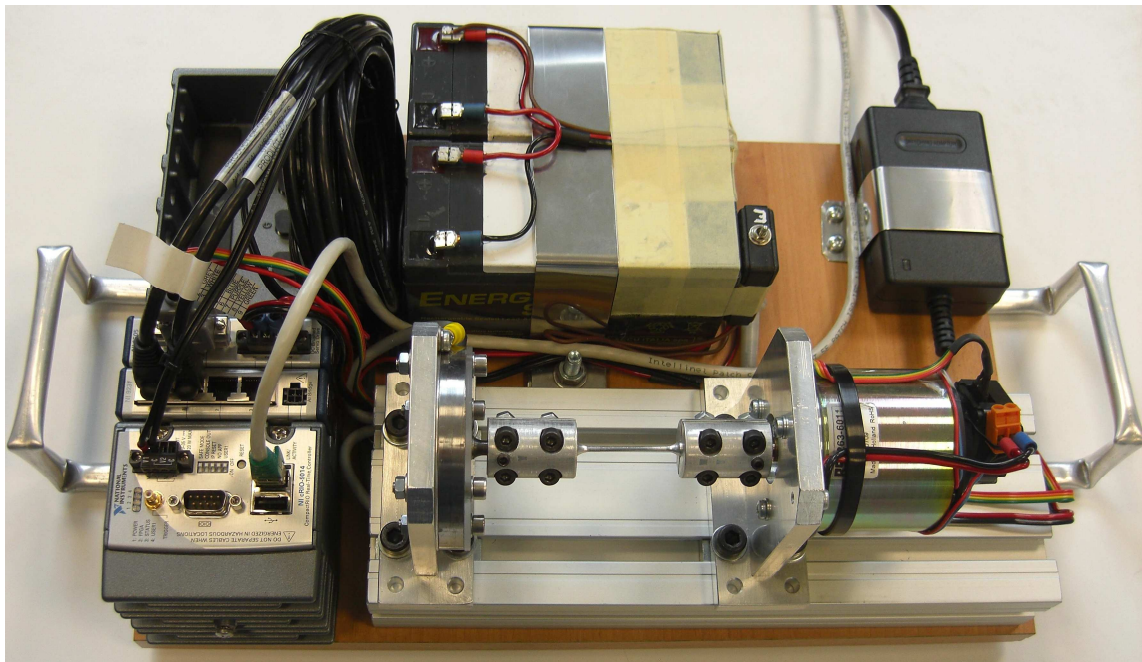


Figura 5.22. Aspetto finale del banco prova provvisto di sistema di controllo.

In particolare, sul VI PC (MAINPC), che è l'unico di interesse per un semplice utilizzatore del banco, è stata sviluppata l'interfaccia utente per il monitoraggio della prova e il passaggio di parametri quali la modalità di controllo, coppia o angolo, la modalità di prova, ovvero comando manuale per prove statiche o ad ampiezza costante piuttosto che impostazione di procedure ad ampiezza di carico variabile; le caratteristiche segnale di riferimento, ovvero del segnale desiderato, in termini di forma d'onda, ampiezza e frequenza; i parametri del PID etc.

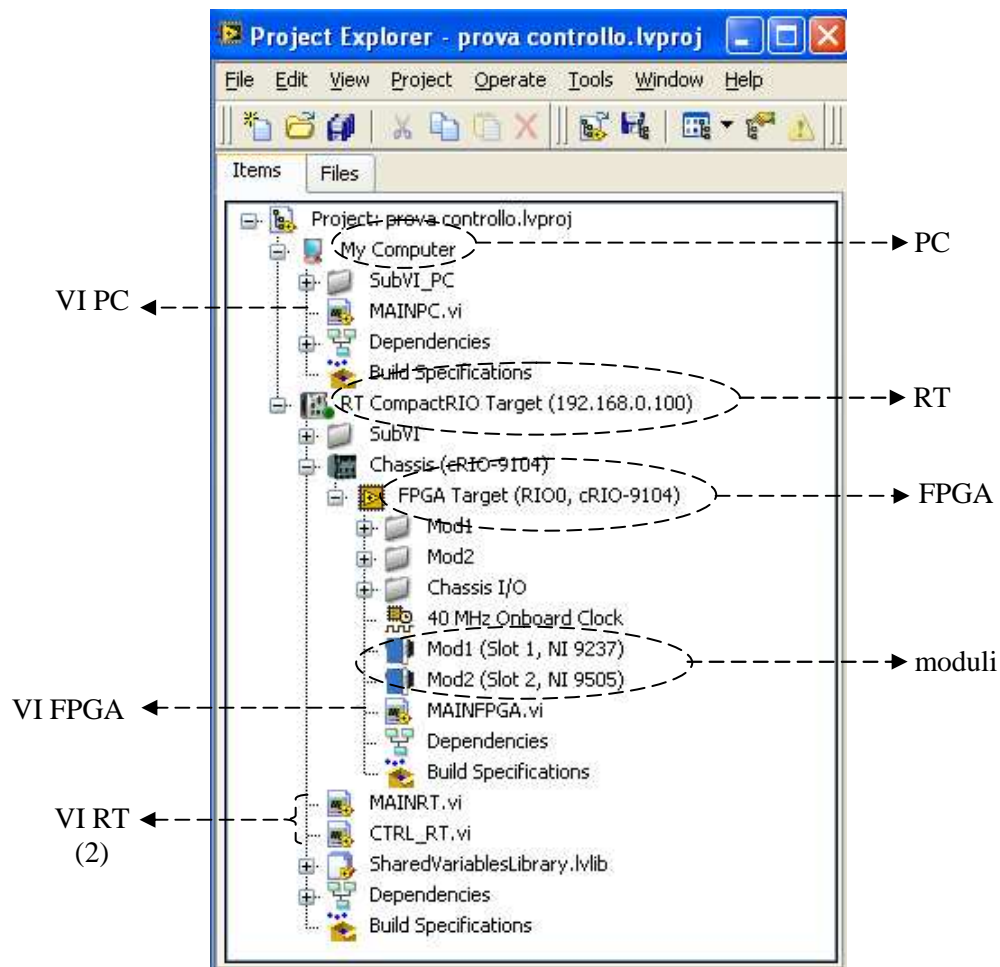


Figura 5.23. Progetto dell'applicazione di controllo del banco prova.

Per quanto riguarda la parte RT è stato necessario prevedere due VI, uno (MAINRT) non Real-Time, per lo scambio dati con il PC, scambio che, avvenendo via ethernet, non può avere caratteristiche di determinismo, e uno (CTRL_RT) Real-Time che implementa l'anello di controllo vero e proprio con una frequenza di chiusura del controllo pari a 1kHz. Si sottolinea l'importanza di mantenere il processo di scambio dati con il PC separato dal processo di controllo al fine di garantire la fondamentale caratteristica di determinismo del controllo stesso.

Infine, l'applicazione FPGA (MAINFPGA) implementa il processo di acquisizione dai moduli dei segnali dalla cella di carico e dall'encoder e di invio al processo, tramite il modulo di potenza, del segnale di comando per l'alimentazione del motore, calcolato da RT. Inoltre, sempre lo stesso VI gestisce la possibilità di un arresto improvviso del banco in seguito all'attivazione del pulsante di emergenza da parte dell'operatore (cfr. Fig. 5.22).

Ai paragrafi successivi verranno descritti nel dettaglio i vari VI fin qui riassunti, mettendone in evidenza le caratteristiche e le modalità di comunicazione.

Si fa presente, ai fini di una migliore comprensione, che tutti i VI sono costituiti, come di default in LabVIEW (cfr. Appendice A5), da uno schema a blocchi contenente il codice (*Block Diagram*) e da un'interfaccia utente (*Front Panel*); tuttavia, solo l'interfaccia utente del VI PC viene effettivamente utilizzato per la movimentazione e il controllo del banco, viceversa gli altri *Front Panel* restano inutilizzati quando si fa funzionare il software (come verrà descritto sarà sufficiente avviare il programma PC e il MAIN RT per far eseguire il codice contenuto in tutti e quattro i VI).

5.4.4 Implementazione del software di controllo: FPGA

Come anticipato al paragrafo precedente, l'applicazione FPGA gestisce essenzialmente le operazioni di I/O per rendere disponibili al controllore RT i segnali provenienti dal processo e viceversa per trasferire al sistema i segnali di comando provenienti dall'unità real-time. La struttura base del VI è illustrata in Fig. 5.24, sia in termini di *Front Panel*, che di *Block Diagram*.

Concentrandosi, per le ragioni esposte al paragrafo precedente, solo sulla parte di codice, ovvero sul *Block Diagram*, viene dapprima eseguita una sequenza di operazioni (struttura *Sequence*) e quindi, a seconda di quanto ottenuto in uscita da questa struttura (vero o falso), viene eseguito il codice contenuto in uno dei due casi di una struttura *Case*. Ai fini di una migliore comprensione del software si fa presente che LabVIEW segue una logica a flusso di dati, ovvero esegue le istruzioni contenute in un nodo (blocco) quando sono disponibili i dati di ingresso del nodo stesso.

La sequenza preliminare (Fig. 5.25) serve per verificare il corretto avvio dell'applicazione: dopo lo spegnimento di alcuni indicatori del *Front Panel*, utile in caso di riavvii successivi del VI (frame 0 della *Sequence*), vengono cronometrati 5 s allo scadere dei quali, se l'applicazione non è stata effettivamente avviata tramite il controllo START, viene restituito in uscita dalla sequenza un valore vero che va a condizionare il corrispondente caso (*True*) della struttura *Case* di Fig. 5.24, prevedendo l'accensione di un indicatore di *TimedOut*

(tempo scaduto) e l'uscita dall'applicazione FPGA. Ciò è utile nel caso di errori o problemi in fase di lancio dell'applicazione FPGA da RT (cfr. paragrafo 1.4.5).

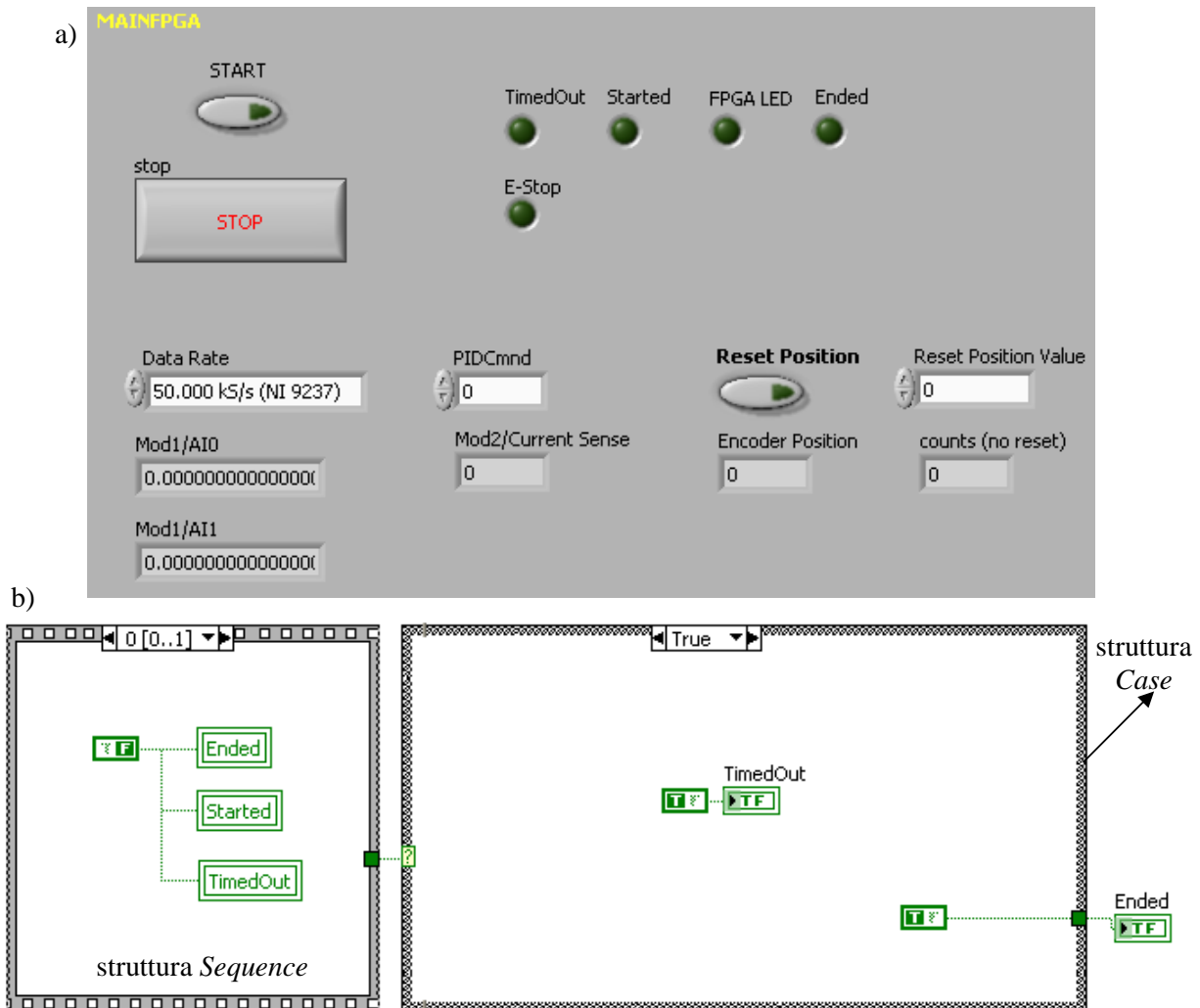


Figura 5.24. Struttura base dell'applicazione FPGA: interfaccia utente (a) e codice (b).

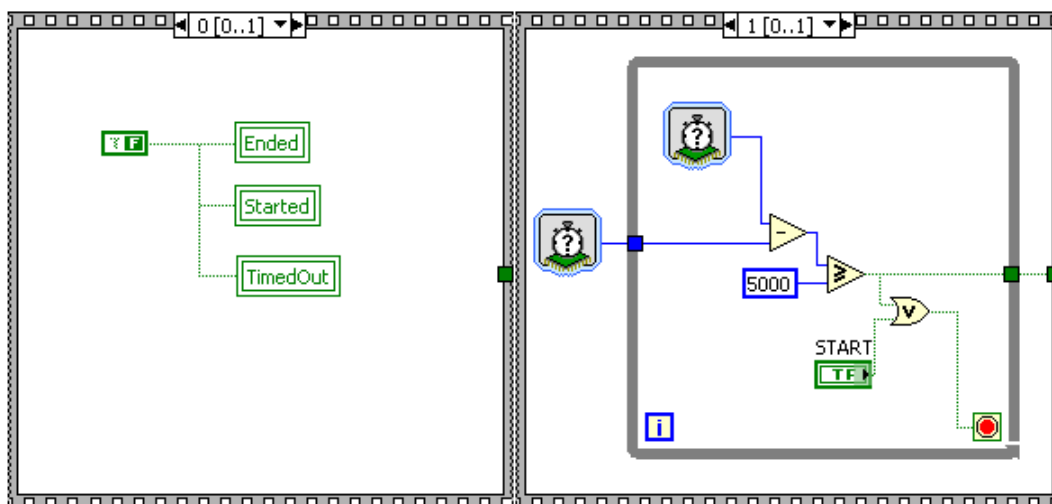


Figura 5.25. Verifica dell'accensione dell'applicazione FPGA.

Nel caso di corretto avvio del VI, viene attivato il caso *False* della struttura *Case* di Fig. 5.24 che prevede una sequenza di operazioni (Fig. 5.26÷5.28 e 5.31): dapprima (frame 0) viene attivato il modulo 9505 (Mod2 nel diagramma) per il comando del motore e viene impostata la frequenza di acquisizione dei segnali dei ponti estensimetrici (stabilita pari a 50kS/s) nel modulo 9237 (Mod1); quindi, dopo aver attivato anche il modulo 9237 (frame 1) e data conferma di corretto avvio tramite l'accensione dell'indicatore *Started*, (frame 2) si entra nel cuore dell'applicazione FPGA (frame 3) che prevede l'esecuzione ripetuta fino al momento di arresto dell'applicazione tramite STOP, e in parallelo, del contenuto del codice di 4 cicli *While* (Fig. 5.28).

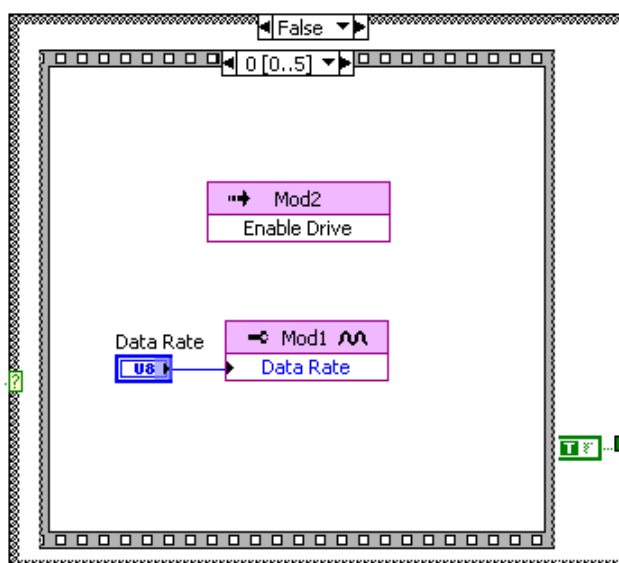


Figura 5.26. Corretto avvio (caso *False* della struttura *Case* di Fig. 5.24) del VI FPGA: attivazione del modulo 9505 e impostazione della frequenza di acquisizione del modulo 9237.

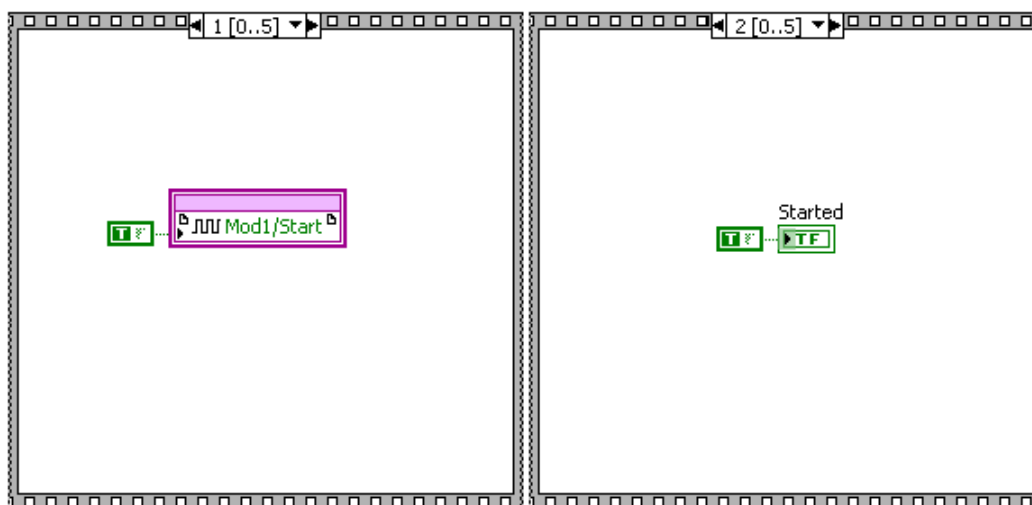


Figura 5.27. Attivazione del modulo 9237 (frame 1) e accensione dell'indicatore *Started* di corretto avvio dell'applicazione (frame 2).

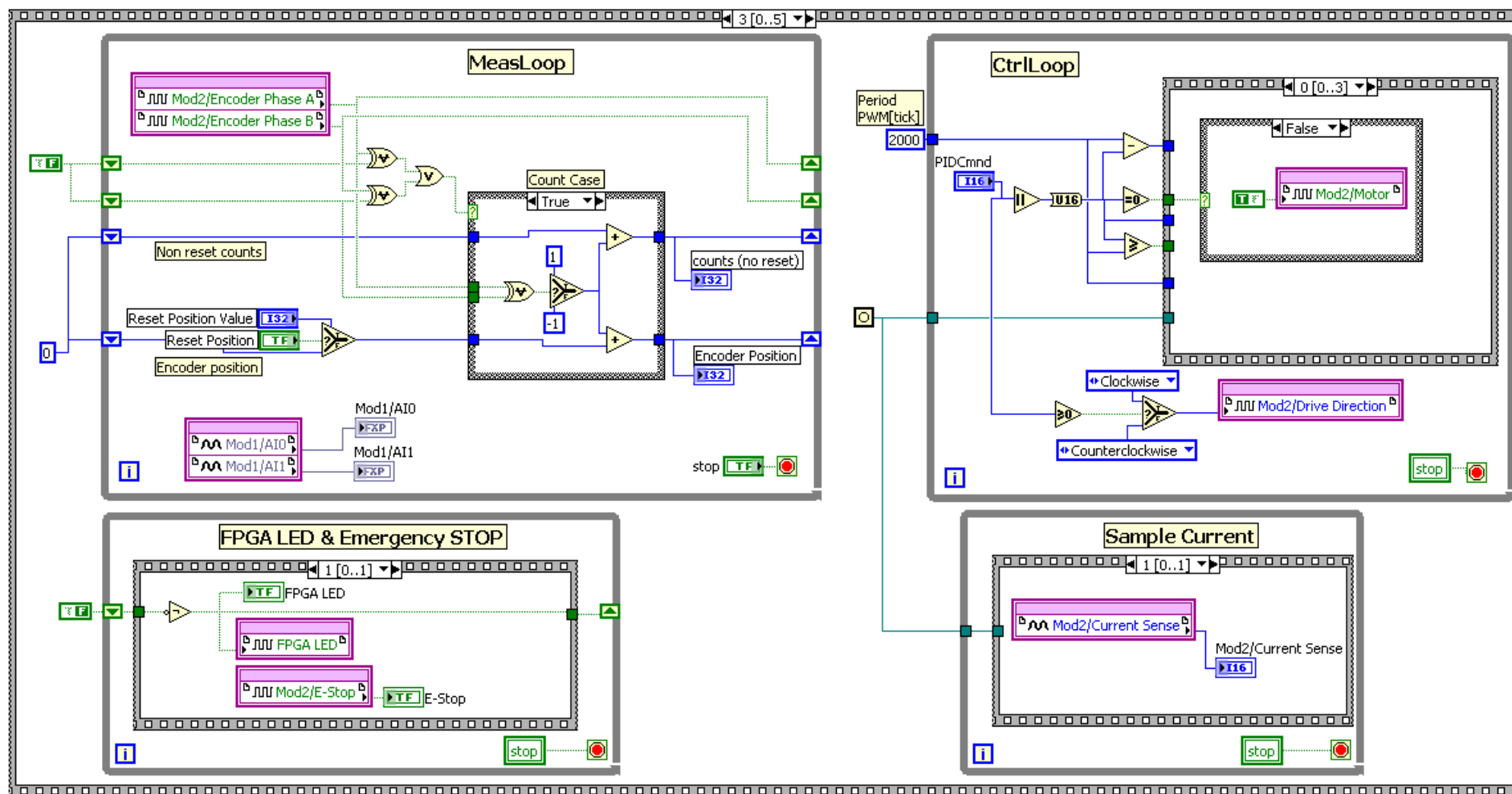


Figura 5.28. Gestione dei segnali di input/output da parte di FPGA.

All'interno dei 4 cicli vengono gestite le operazioni di input/output. In particolare, nel ciclo "Meas Loop" viene effettuato il conteggio degli impulsi provenienti dall'encoder per rilevare la posizione angolare del motore, nonché vengono acquisiti, su due canali separati, i valori di sbilanciamento, in termini di V/V, di ciascuno dei ponti estensimetrici. La frequenza di esecuzione delle operazioni nel ciclo, ovvero la frequenza con la quale viene aggiornata la lettura dei segnali, è pari alla frequenza di acquisizione impostata per il modulo 9237. Per quanto riguarda la lettura dell'encoder, è bene ricordare il principio di funzionamento del sensore, basato sulla trasmissione di un fascio luminoso tra un emettitore, un led, ed un ricevitore, un fotodiodo, tra i quali è fisicamente interposta una maschera solidale all'albero rotante. La maschera è costituita da un disco sulla cui zona periferica è ricavata una sequenza di zone opache e trasparenti alternate; il moto rotatorio si traduce quindi in una sequenza di impulsi luminosi inviati al ricevitore che entra in conduzione e permette il passaggio di corrente generando una successione di impulsi digitali che viene rilevata dal modulo 9505. La necessità di conoscere anche il verso di rotazione del motore impone l'utilizzo di due canali, ovvero di una seconda coppia emettitore – ricevitore, affacciata sul medesimo disco rotante ma sfasata di 90° rispetto alla prima coppia di sensori. La strategia che sta alla base del conteggio vede l'incremento del valore dell'angolo (misurato in impulsi) qualora si rilevino commutazioni di stato sui singoli canali. Per determinare il verso di rotazione dell'albero viene rilevato l'ordine temporale con cui si susseguono tali variazioni sui due canali in modo da stabilire, di conseguenza, un incremento o una riduzione del conteggio. Nello specifico, con riferimento alla Fig. 5.29, se il fronte di salita su canale A precede, nell'ordine, il fronte di salita sul canale B, allora il conteggio risulterà incrementato, viceversa, se il fronte di salita sul canale B precede quello sul canale A, il conteggio sarà ridotto.

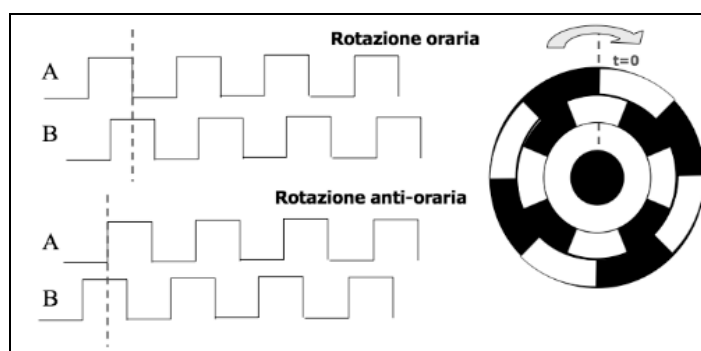


Figura 5.29. Schema semplificato della strategia alla base di conteggio degli impulsi dell'encoder.

Nel caso dell'acquisizione del segnale della cella di carico il codice da implementare via software è molto più semplice in quanto il modulo 9237 restituisce automaticamente, in V/V, i valori di sbilanciamento dei ponti.

Non si ritiene utile, in questa sede, entrare in dettagli più specifici riguardo lo schema LabVIEW del ciclo "Meas Loop", si specifica invece che l'elaborazione dei segnali acquisiti, ovvero la conversione da numero di impulsi a valore di posizione angolare e da sbilanciamento di tensione a valore di coppia, è stata implementata nel VI MAINRT (paragrafo 1.3.5).

Per quanto riguarda l'altra operazione fondamentale gestita da FPGA, ovvero l'invio del segnale di tensione di alimentazione per il comando del motore, questa è stata implementata nel ciclo "Ctrl Loop" di Fig. 5.28. Poiché il modulo 9505 prevede come segnale di alimentazione per il motore un segnale digitale, in cui al valore basso corrisponde una tensione di alimentazione di 0 V e al valore alto una tensione pari a quella fornita dall'alimentatore, ovvero 24 V in questo caso, per modulare la tensione fornita al motore e quindi regolare il comportamento del sistema è necessario utilizzare una tecnica chiamata modulazione di larghezza di impulso, o PWM (dal'inglese Pulse Width Modulation). Tale tecnica si basa sul modulare l'ampiezza di un segnale analogico variando, a partire da un treno di impulsi digitali avente una prefissata frequenza, la durata degli impulsi stessi. Applicando questo concetto al caso specifico (cfr. Fig. 5.30), la tensione di alimentazione del motore è una sequenza di impulsi digitali, ovvero un'onda quadra di periodo prefissato, oscillante tra un valore basso (valore 0 o falso di un segnale digitale), corrispondente a 0 V, e un valore alto (valore 1 o vero di un segnale digitale), corrispondente a 24 V.

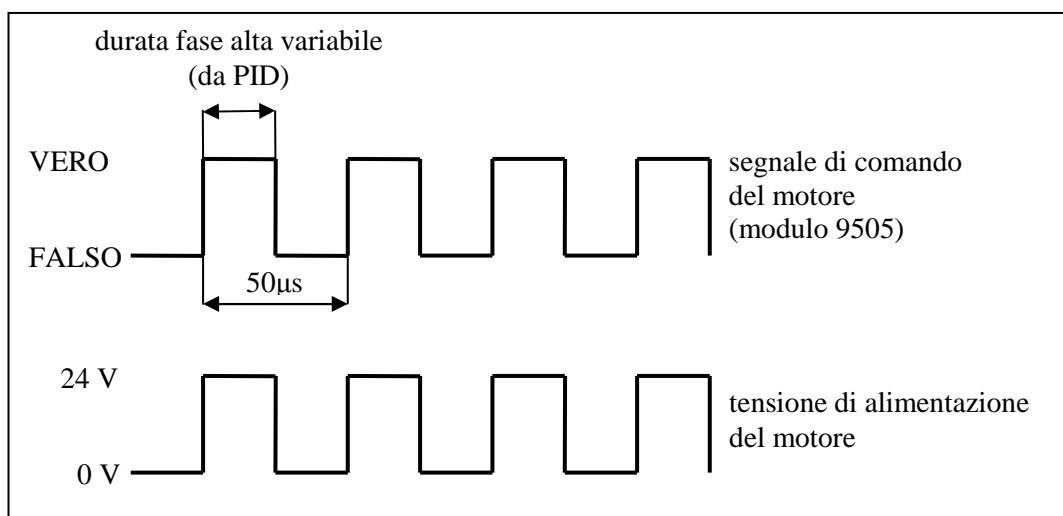


Figura 5.30. Schema semplificato della regolazione della tensione di alimentazione del motore tramite modulazione di larghezza di impulso.

Variando la durata della fase alta rispetto al periodo totale dell'onda viene variato il valore medio di tensione fornito al motore. In particolare, nel sistema di controllo sviluppato, il periodo del PWM è pari a $50\mu\text{s}$ (20kHz), corrispondenti a 2000 cicli di clock (2000 tick count) di FPGA e la durata della fase alta, che è pertanto un numero variabile in valore assoluto tra 0 e 2000, costituisce il segnale di uscita del PID (su MAIN RT). Il "Ctrl Loop" in FPGA riceve da RT il valore di durata della fase alta e costruita opportunamente la forma d'onda, ovvero le caratteristiche del treno di impulsi, sulla base di tale valore, la invia al modulo 9505. Come nel caso dell'encoder, non si ritiene utile in questa sede entrare in dettagli specifici riguardo l'implementazione LabVIEW del PWM, si precisa unicamente che, per gestire il verso di rotazione del motore, l'uscita del PID è un numero intero con segno, di cui il valore assoluto viene utilizzato per comandare la durata della fase alta tramite i concetti appena illustrati, il segno per comandare, tramite un apposito canale previsto dal modulo 9505, il verso di rotazione del motore. La frequenza con cui viene ripetuto il ciclo "Ctrl Loop" corrisponde ovviamente alla frequenza del PWM, ovvero 20 kHz.

All'istante corrispondente alla metà della durata della fase alta viene inviato dal "Ctrl Loop" un segnale che va ad attivare il campionamento di corrente nel ciclo "Sample Current" in modo tale da ottenere il valore di corrente che circola nel motore, informazione utile per verificare, soprattutto in fase di collaudo iniziale del banco, la presenza di assorbimenti anomali o per poter monitorare l'andamento della coppia richiesta al motore, come verrà illustrato al paragrafo 5.5. La temporizzazione del ciclo "Sample Current" risulta ovviamente legata a quella del ciclo "Ctrl Loop".

Infine è stato previsto un ciclo "FPGA LED & Emergency stop" avente duplice scopo:

- _ accendere e spegnere un apposito LED su CompactRIO, utile per capire, una volta avviato l'intero software di controllo, se l'applicazione FPGA sta funzionando o meno (si ricorda che, nell'architettura finale del progetto, il VI FPGA resta "mascherato");

- _ attivare un opportuno indicatore nel caso venga premuto dall'esterno il pulsante di stop di emergenza, appositamente previsto nel progetto della parte hardware (cfr. Fig. 5.22). In questa eventualità infatti, come verrà illustrato al paragrafo 5.4.5, il funzionamento del banco viene immediatamente arrestato dall'applicazione RT.

Date le caratteristiche delle operazioni eseguite, la frequenza operativa del ciclo è abbastanza blanda rispetto a quelle degli altri tre cicli, le operazioni infatti vengono eseguite ogni 255ms, ovvero ogni 255ms il LED viene acceso, oppure spento, e viene verificato lo stato del pulsante di emergenza.

Quando viene arrestata l'applicazione di controllo (cfr. par. 5.4.5), ovvero vengono attivati i pulsanti di stop dei 4 cicli *While*, termina l'esecuzione del frame 3 della sequenza ed è prevista, ai frame 4 e 5 (Fig. 5.31), l'uscita in sicurezza dall'applicazione di controllo. In particolare, nel frame 4, viene posto pari a 0 il valore della durata della fase alta del PWM al fine di passare una tensione di alimentazione nulla al motore e, contemporaneamente, viene arrestata l'acquisizione dei segnali dalla cella di carico. Vengono inoltre spenti gli indicatori di start e stop (necessario per successivi riavvii dell'applicazione). Infine nel frame 5 viene disabilitato il modulo di potenza del motore.

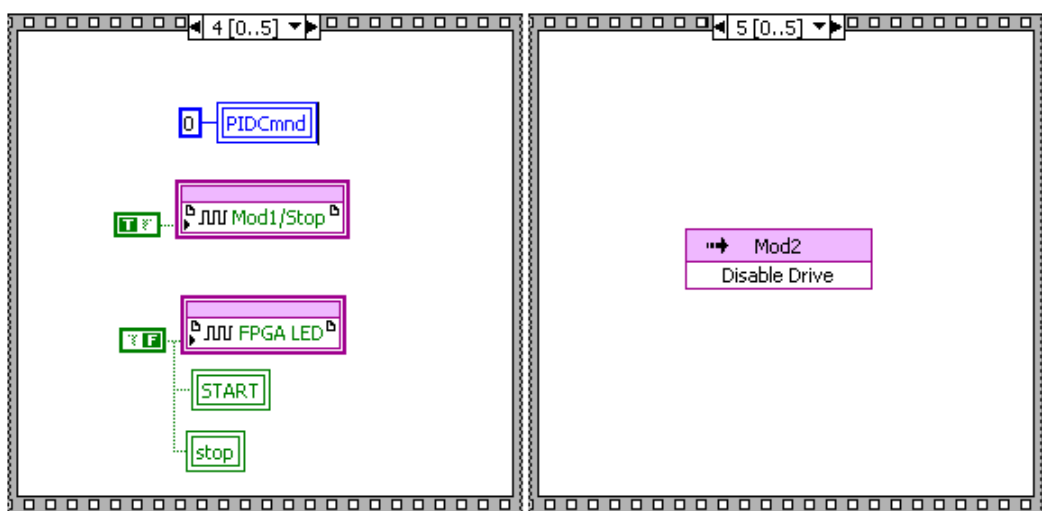


Figura 5.31. Uscita in sicurezza dall'applicazione di controllo al momento di arresto.

Al prossimo paragrafo verrà illustrato come l'applicazione FPGA comunichi con l'unità Real-Time di CompactRIO dove è stato implementato l'anello di controllo vero e proprio.

5.4.5 Implementazione del software di controllo: RT

I dati di input provenienti dal processo e gestiti da FPGA con le modalità illustrate al paragrafo precedente, vengono inviati all'unità Real-Time di CompactRIO dove vengono opportunamente elaborati ed utilizzati in un anello di controllo per ottenere in uscita il segnale di comando, ovvero la durata della fase alta del periodo di PWM, che viene restituito a FPGA per l'invio al processo e quindi la regolazione del sistema. Per chiudere l'anello di controllo, oltre ai dati forniti da FPGA, l'unità RT necessita dei segnali di riferimento richiesti dall'operatore e impostati tramite PC. L'applicazione RT deve essere quindi in grado di gestire la comunicazione con FPGA e PC, nonché ovviamente l'anello di controllo. A questo scopo, come anticipato al paragrafo 5.4.3, sono stati previsti due diversi VI:

_ CTRL_RT che, rispettando caratteristiche di rigoroso determinismo, comunica con FPGA e con l'altro VI RT (MAINRT) e chiude l'anello di controllo;

_ MAINRT che, in modo non deterministico, scambia dati con l'applicazione PC.

Il determinismo dell'applicazione di controllo (CTRL_RT) è garantito dall'assenza di comunicazioni dirette con il PC, nonché da un'opportuna struttura software. Il *Block Diagram* di CTRL_RT infatti è organizzato secondo il concetto di macchina a stati, ovvero di sistema che transisce in modo continuo e controllato da una configurazione alla successiva, opportunamente programmate, a seconda di ben precise condizioni. Dal punto di vista software questo effetto si ottiene organizzando il codice all'interno di vari casi, ciascuno contrassegnato da un apposito numero, di una struttura *Case* inserita all'interno di un ciclo *While* e stabilendo con precisione l'ordine con cui tali casi vanno eseguiti. In questo modo, ad ogni iterazione del ciclo *While* viene eseguito un caso della struttura *Case* e viene fornita l'indicazione del caso da eseguire all'iterazione successiva. I vari casi sono riportati nelle Fig. 5.33÷5.40 mentre in Fig. 5.32 è illustrato il *Front Panel* del VI, che non fornisce alcuna informazione, a parte la segnalazione di eventuali errori. La pubblicazione di dati sul *Front Panel* infatti comprometterebbe le caratteristiche di determinismo del VI, oltre ad essere del tutto inutile nell'economia generale dell'intero software, come apparirà chiaro in seguito.

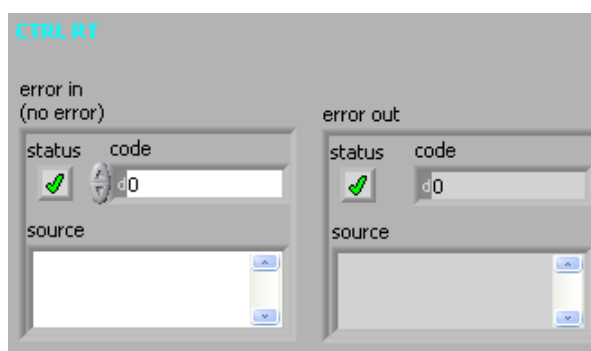


Figura 5.32. Front Panel del VI CTRL_RT.

La comunicazione e il passaggio dati tra i vari casi del *Block Diagram* vengono assicurati tramite il meccanismo degli *Shift Register*, ovvero registri dove è possibile immagazzinare dei dati che vengono mantenuti in memoria per le iterazioni successive. Graficamente tale soluzione si traduce nelle frecce disposte ai bordi del ciclo *While* e collegate tramite fili orizzontali. Gli *Shift Register* sono stati inizializzati, ovvero, per ciascun dato, è stato specificato il valore da utilizzare alla prima iterazione del ciclo; altrimenti alla prima esecuzione del codice verrebbe utilizzato il valore di default previsto per quel tipo di dato, mentre alle successive l'ultimo valore dell'esecuzione precedente.

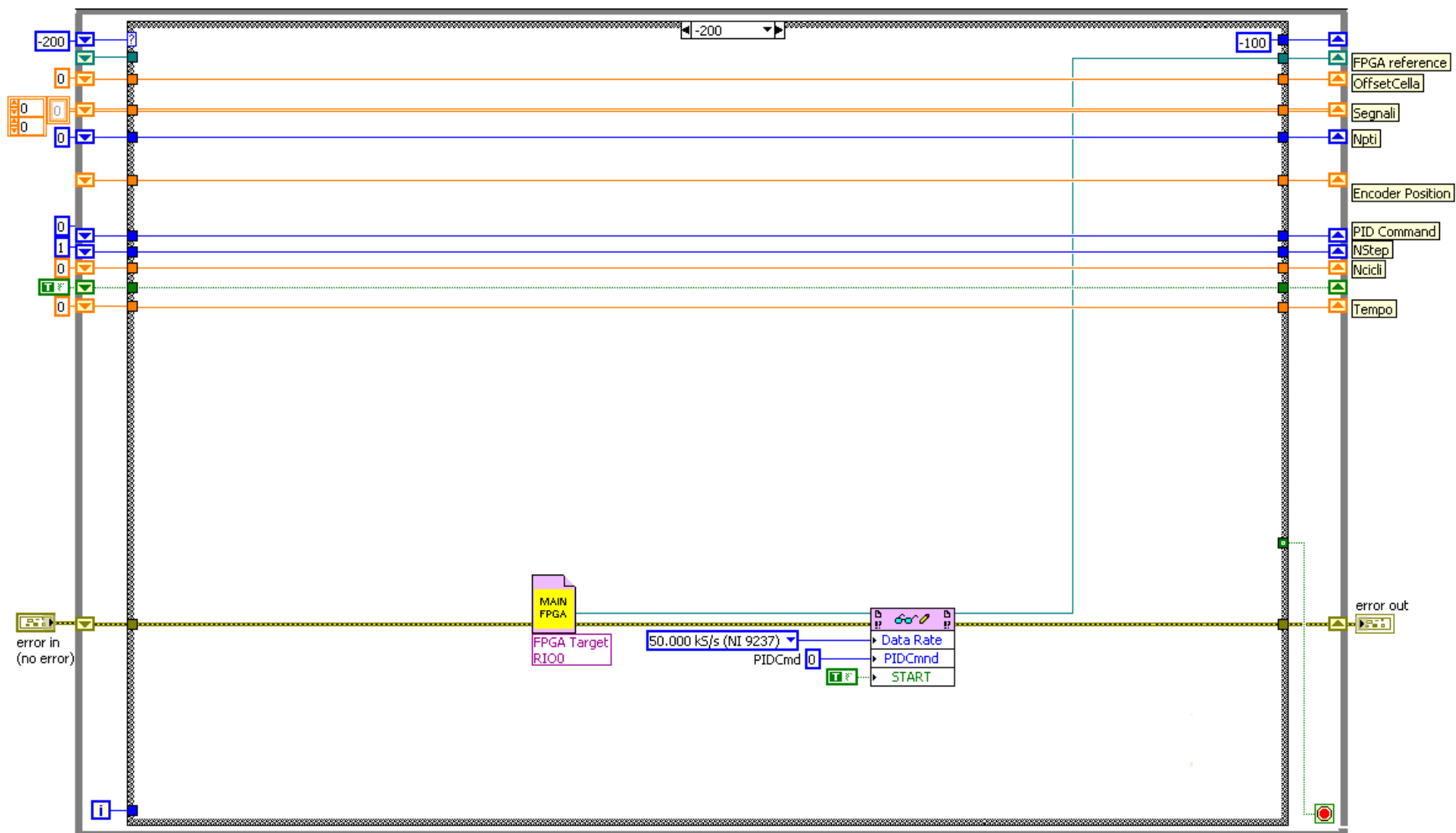


Figura 5.33. Struttura della macchina a stati: ciclo *While* e *Case Structure*. Caso -200: apertura della referencia all'applicazione FPGA.

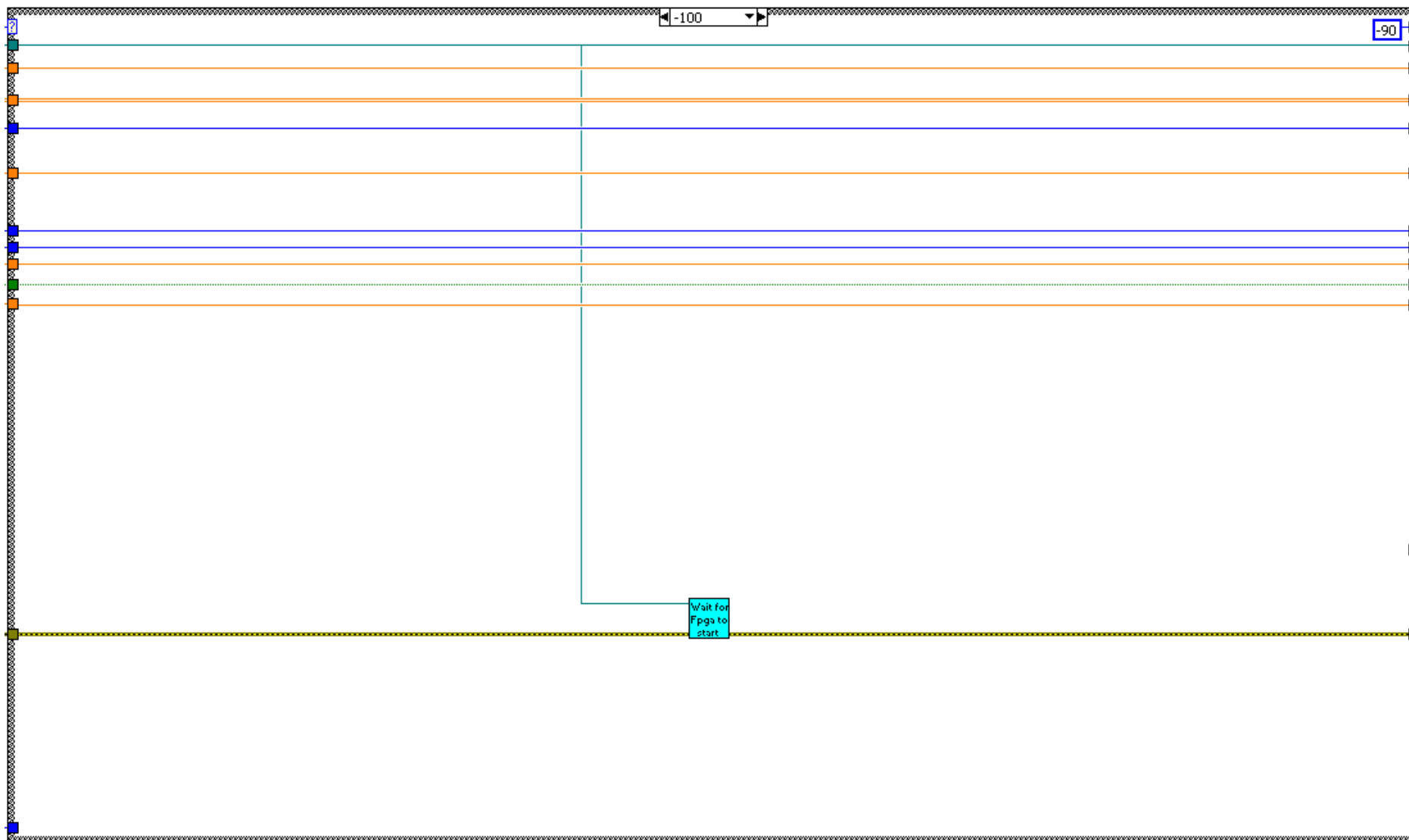


Figura 5.34. Caso -100: attesa dell'avvenuto avvio dell'applicazione FPGA.

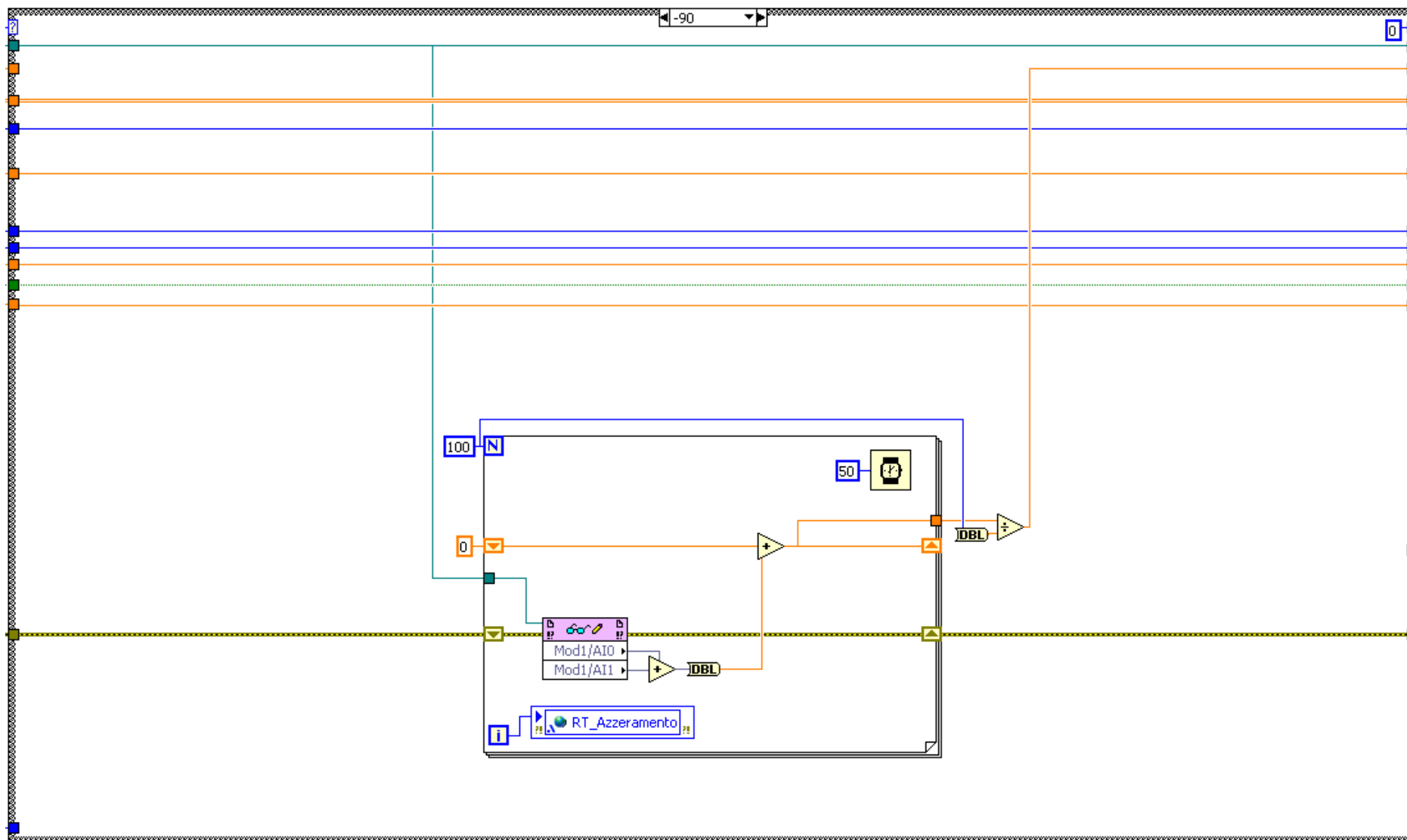


Figura 5.35. Caso -90: azzeramento della cella di carico.

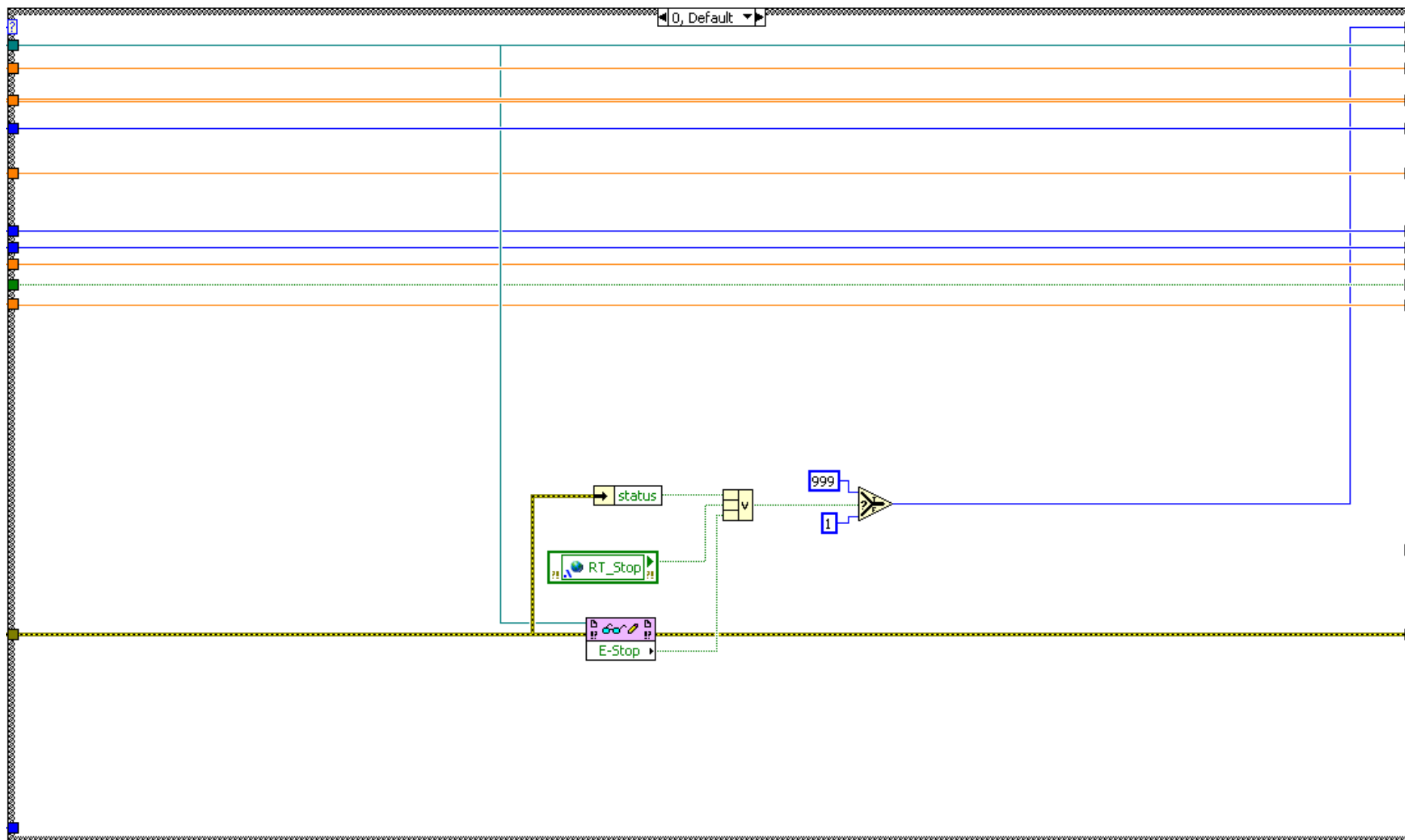


Figura 5.36. Caso 0: ascolto comandi e gestione dell'eventuale uscita dall'applicazione di controllo.

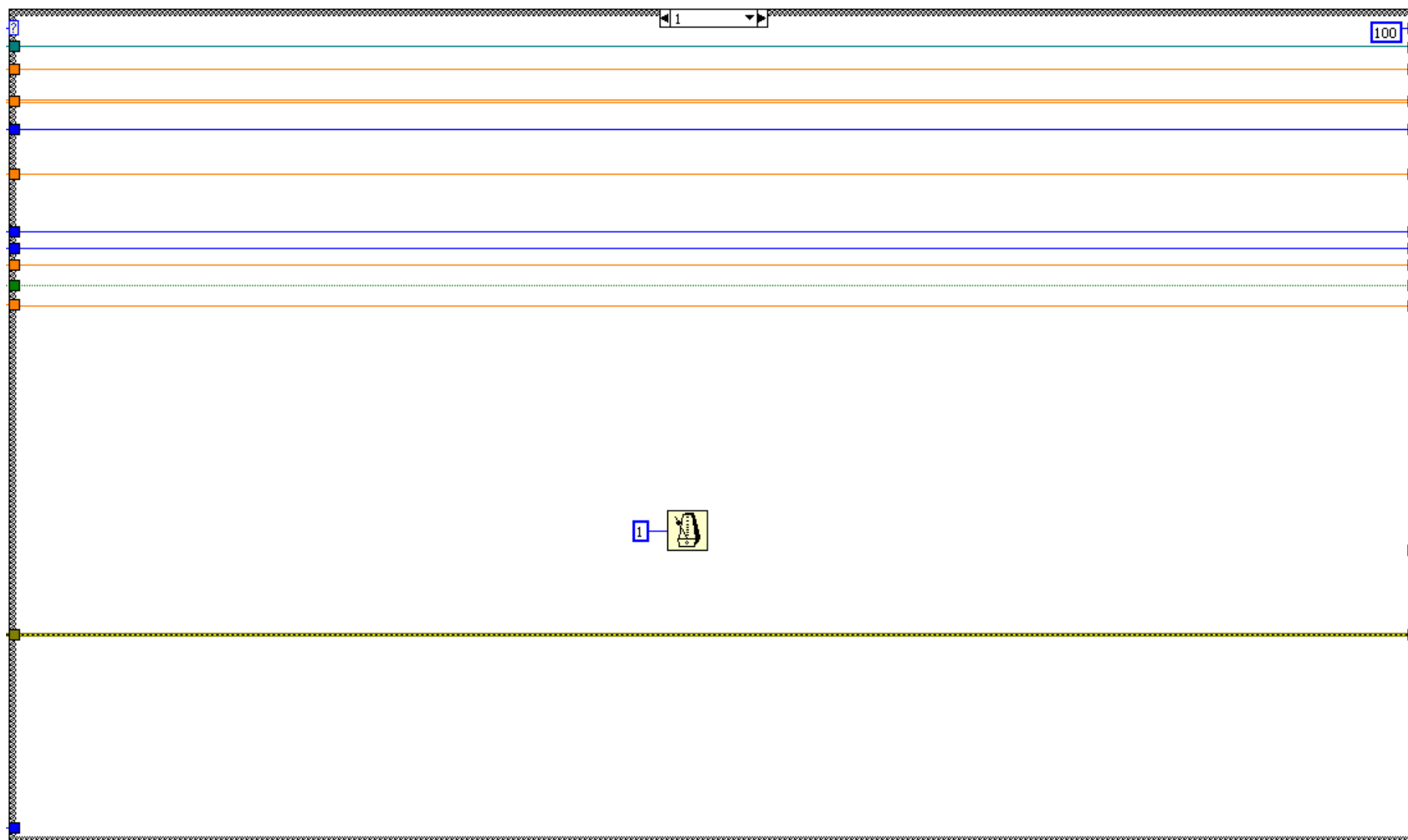


Figura 5.37. Caso 1: pausa.

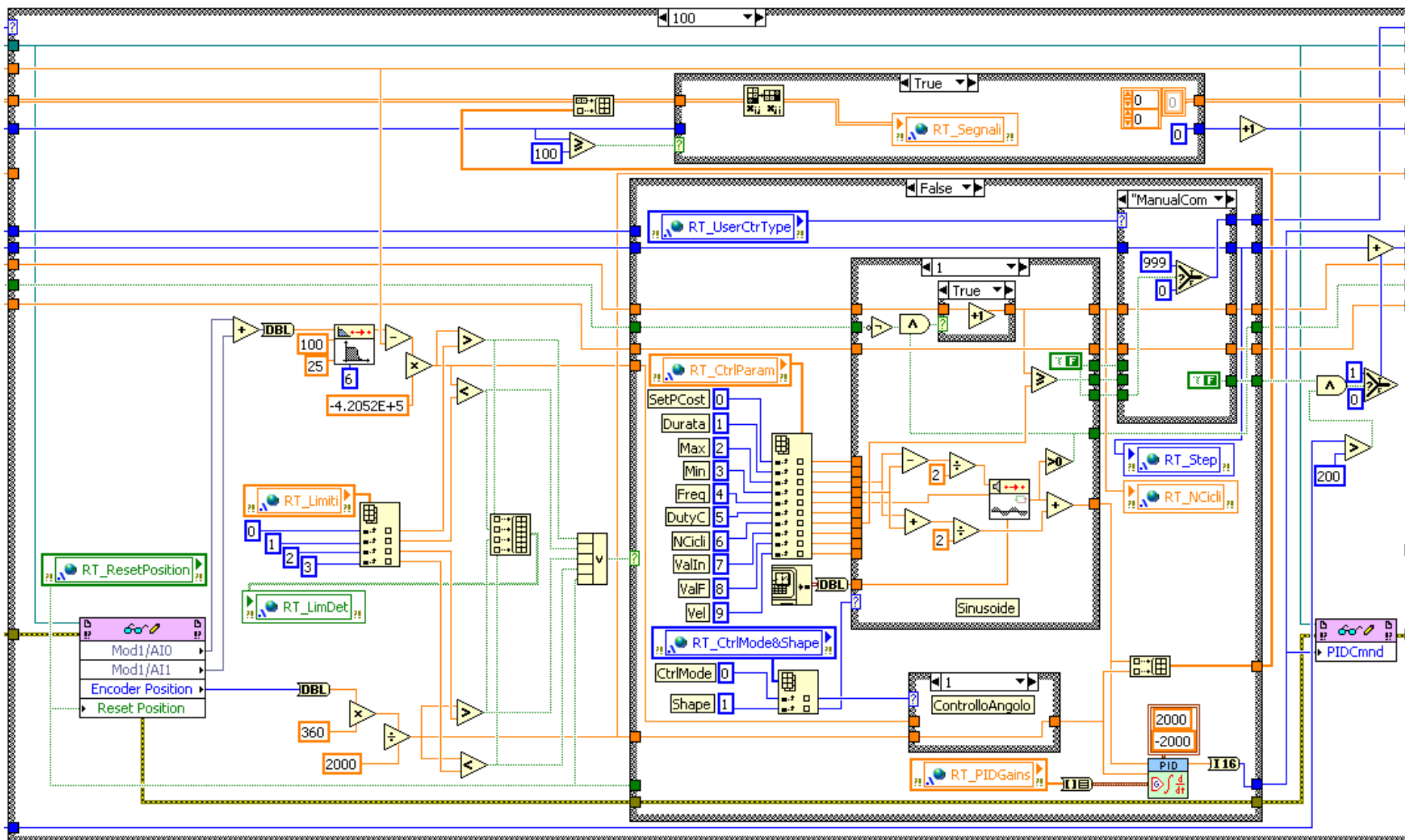


Figura 5.38(a). Caso 100, funzionamento normale: anello di controllo (richiamo dei segnali FPGA, costruzione del segnale di riferimento, PID).

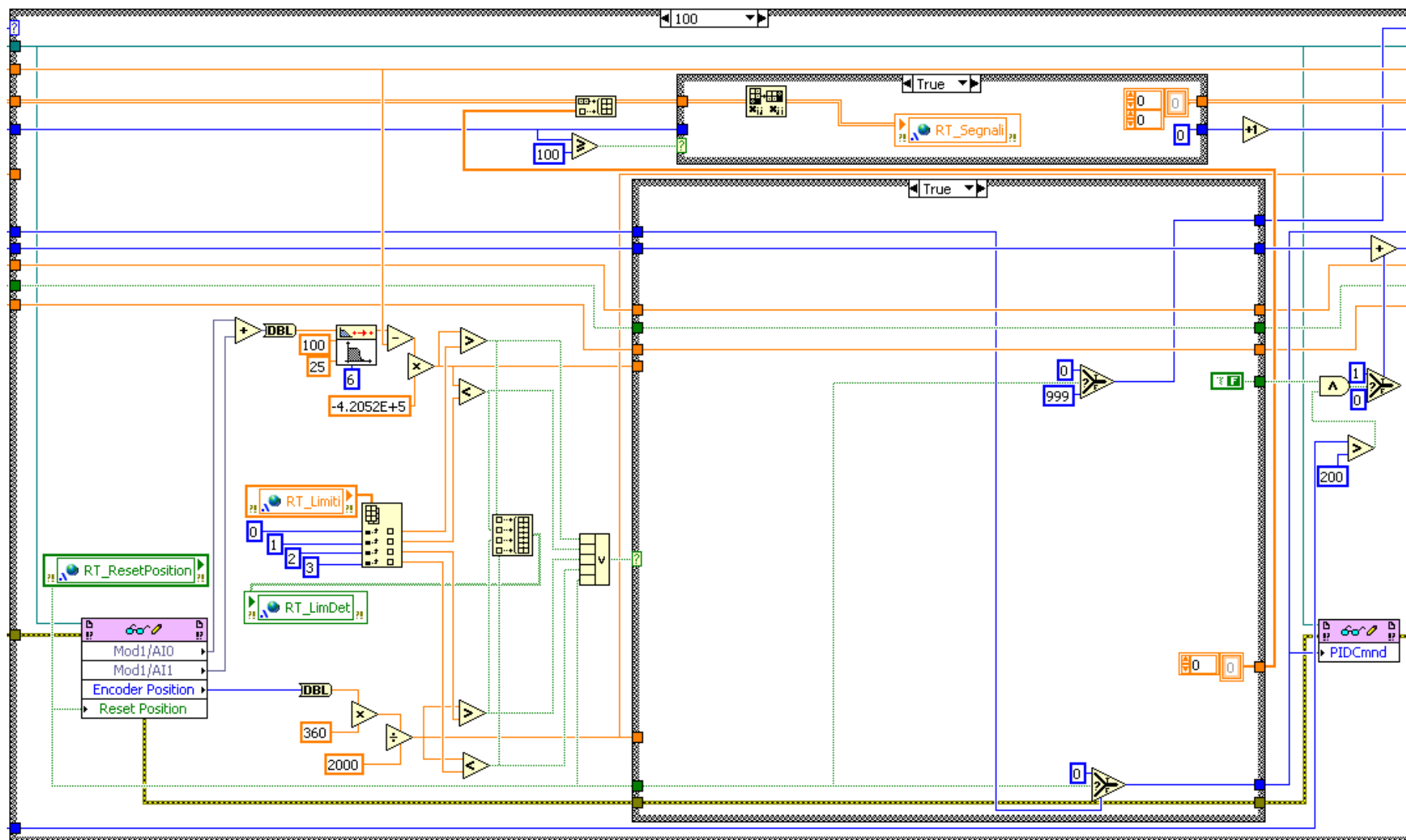


Figura 5.38(b). Caso 100, processo fuori dai limiti di coppia o angolo: mancata attivazione del PID e indirizzamento all'uscita dal VI.

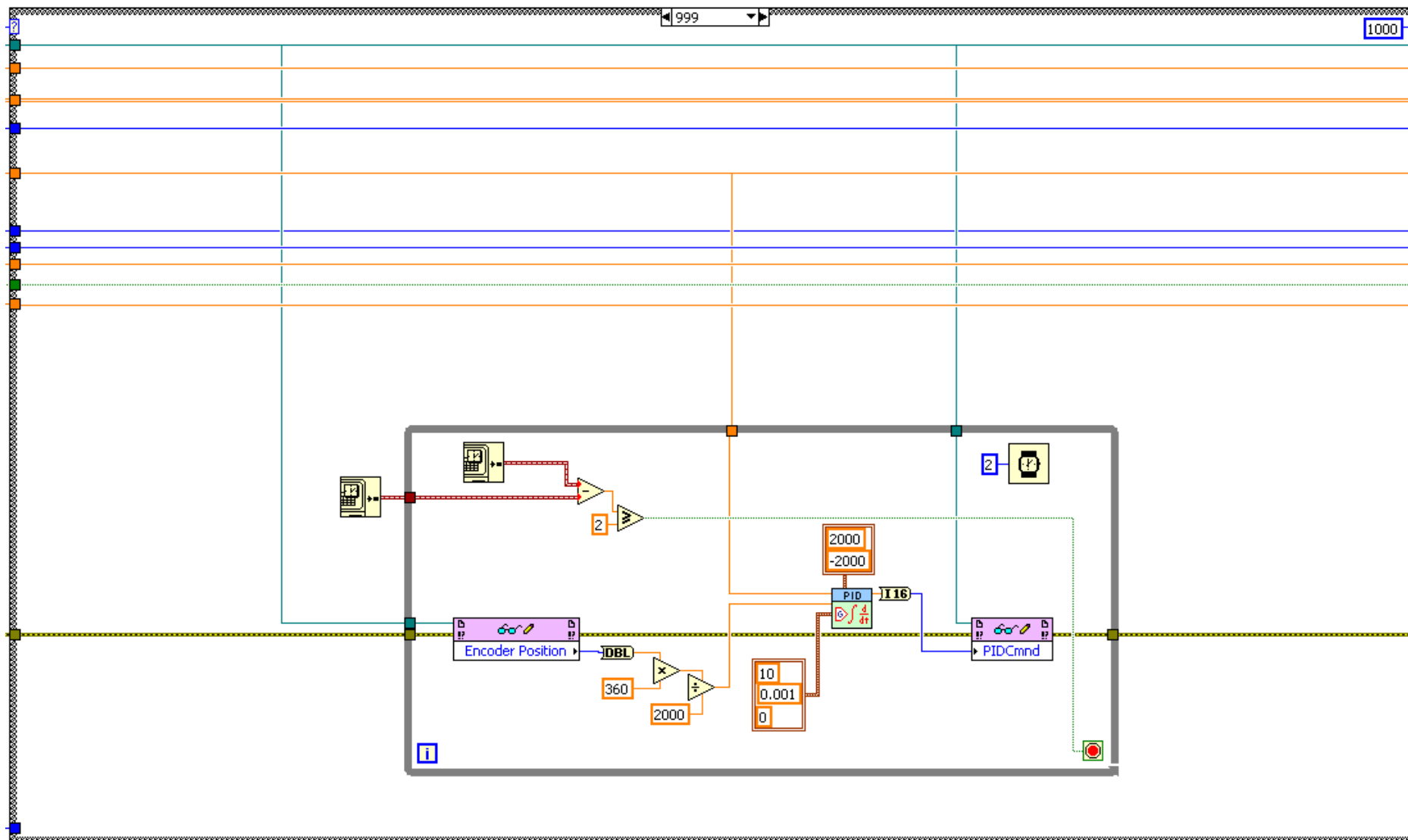


Figura 5.39. Caso 999: blocco del processo in posizione di sicurezza prima della chiusura dell'applicazione.

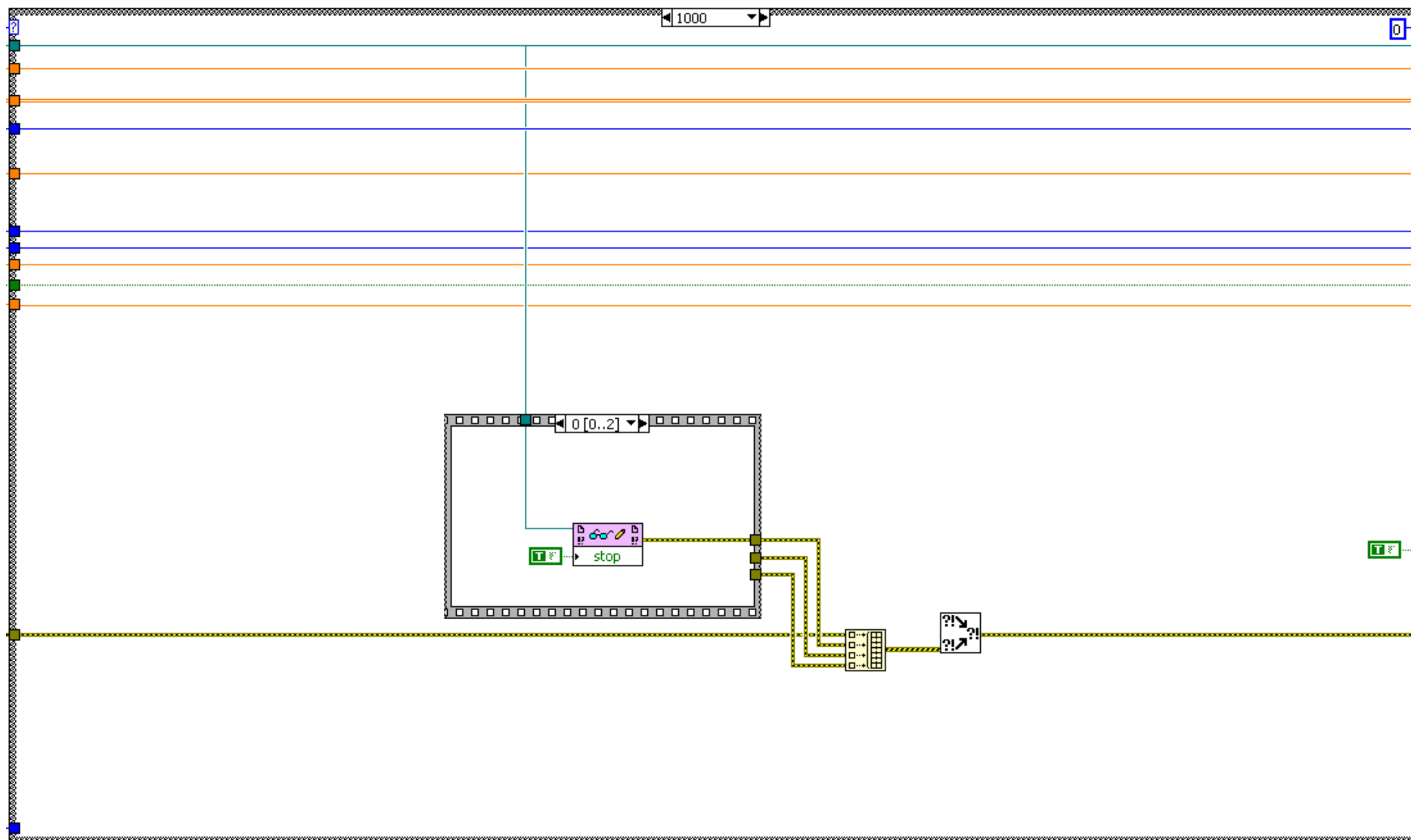


Figura 5.40. Caso 1000: chiusura della referenza al VI FPGA e uscita dall'applicazione di controllo.

Per quanto riguarda il funzionamento del programma, al momento dell'avvio, l'ingresso nell'applicazione avviene al caso -200 (Fig. 5.33) dove viene aperta una referenza, ovvero viene richiamato, il VI MAINFPGA e gli vengono passati, in sequenza, prima la frequenza di acquisizione del modulo 9237, poi valore 0 di durata della fase alta di periodo di PWM (chiamata *PIDCmdnd* perché durante il controllo vero e proprio tale valore viene ottenuto in uscita dal PID) in modo che all'avvio il motore sia fermo, e quindi il comando di START. Infine, in uscita dal caso, viene inviato ad un opportuno *Shift Register* il numero identificativo del prossimo caso da eseguire, ovvero il -100

Nel caso -100 (Fig. 5.34) viene avviato un sub VI, ovvero un piccolo sottoprogramma "Wait for FPGA to start", che verifica l'effettivo avvio dell'applicazione FPGA. Il *Block Diagram* corrispondente è riportato in Fig. 5.41 dove si nota una struttura simile a quella di Fig. 5.25, ovvero al momento di lancio del VI viene richiamato l'indicatore *Started* in FPGA (cfr. Fig. 5.27) e vengono cronometrati 5 s allo scadere dei quali, se l'indicatore non è stato attivato, segno quindi del mancato avvio del VI FPGA, viene inviato un segnale di errore. In caso contrario, ovvero corretto avvio di FPGA, si esce semplicemente dal sub VI senza passare in uscita, ovviamente, alcun errore. Si noti dalle Fig. 5.33÷5.40 come il registro degli errori sia poi passato da un caso all'altro dell'applicazione di controllo in modo tale che, come verrà a breve descritto, all'insorgere di qualsiasi anomalia l'applicazione di controllo di arresti.

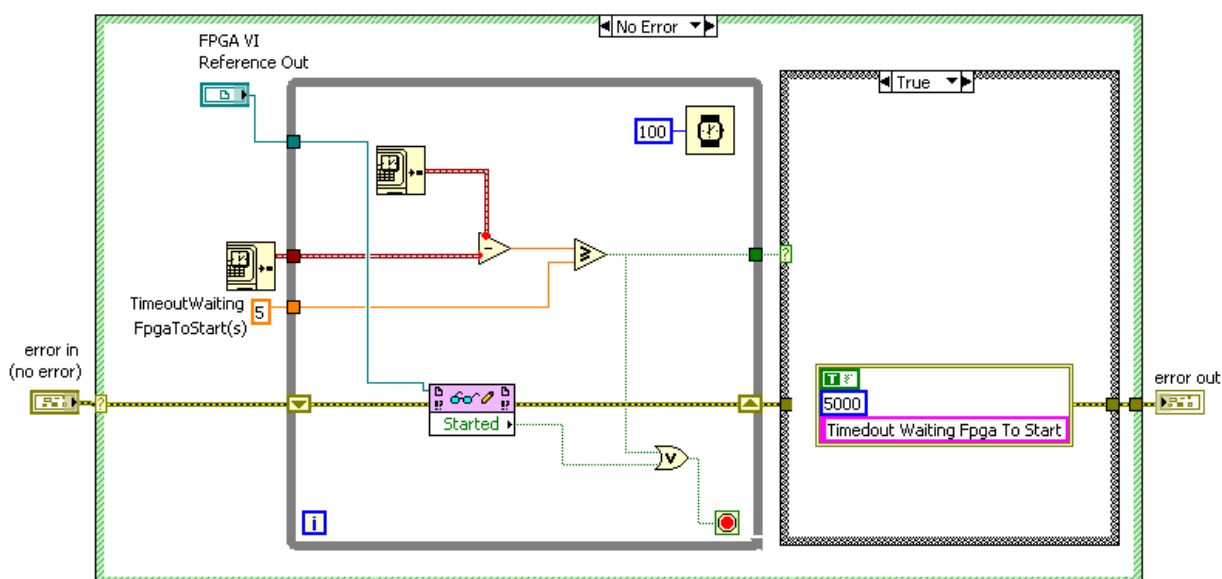


Figura 5.41. Sub VI "Wait for FPGA to start".

Per lo stesso principio, se si sono manifestati degli errori prima dell'ingresso nel sub VI, non viene neppure verificata l'attivazione dell'applicazione FPGA, ma solo passato in uscita il messaggio di errore (caso *Error* della struttura *Case* principale di Fig. 5.41, non visibile in figura).

Una volta verificato l'avvio di FPGA, si passa al caso -90 (Fig. 5.35) dove viene effettuato l'azzeramento della cella di carico al fine di compensare l'inevitabile offset presente, a vantaggio dell'accuratezza delle misure di coppia nella successiva fase di prova. Infatti con il caso -90 terminano le operazioni preliminari e si entra, con il caso 0, nel cuore dell'anello di controllo.

Il caso 0 (Fig. 5.36), è un cosiddetto stato di "idle" ovvero ascolto comandi, nel quale si transisce una prima volta dopo le operazioni preliminari ai casi -200, -100 e -90 e si ripassa quindi dopo ogni chiusura del ciclo di controllo, ovvero dopo ogni attivazione del PID (caso 100) per valutare se ripetere l'anello di controllo o meno. Infatti nel caso siano intercorsi degli errori, oppure sia stata arrestata l'applicazione da PC, o sia stato premuto il pulsante di emergenza, l'applicazione viene indirizzata al caso 999, preludio alla chiusura, anziché al caso 1 e quindi al normale funzionamento di controllo.

In normali condizioni operative appunto, dal caso 0 si passa al caso 1 (Fig. 3.37) che prevede semplicemente una pausa pari a 1 ms. Tale pausa, che temporizza l'intero ciclo *While* nel quale sono inseriti i casi della macchina a stati, è fondamentale per l'intera applicazione di controllo. CTRL_RT è stato infatti impostato con una priorità di esecuzione definita "Time Critical", ovvero esso ha la precedenza su tutti gli altri VI presenti in RT che hanno priorità normale ed eseguono quanto previsto dal codice al loro interno quando il VI *Time Critical* è in pausa. Pertanto è durante la pausa al caso 1 che può attivarsi MAINRT e avvenire l'aggiornamento dei dati provenienti da PC. Si rimanda alla descrizione del MAINRT per un approfondimento di questo concetto.

Dal caso 1 si entra nell'implementazione del controllo tramite regolatore PID prevista al caso 100 (Fig. 5.38). Qui i segnali dell'encoder e della cella di carico acquisiti da FPGA vengono opportunamente elaborati per passare, nel caso dell'encoder, da un numero di conteggi ad un valore di spostamento angolare, e, nel caso della cella, da un valore di sbilanciamento elettrico ad un valore di coppia (dove la relazione sbilanciamento-coppia è stata ricavata dalla calibrazione statica della cella). Il segnale della cella viene inoltre filtrato tramite un filtro passa basso, impostato con frequenza di taglio a 25 Hz (cfr. paragrafo 5.5), ai fini di eliminare il rumore elettrico che disturberebbe la regolazione. Viene quindi verificato che i valori dei segnali attuali siano entro i limiti di coppia e angolo (stabiliti dall'operatore su

PC e quindi passati all'unità RT); il caso contrario significherebbe infatti rottura del provino o presenza di altre anomalie di funzionamento che implicano di non eseguire la regolazione ma andare direttamente al caso 999 e quindi all'arresto del banco. Tale processo, ovvero mancata chiusura dell'anello di controllo e uscita dall'applicazione in caso di segnali fuori dai limiti impostati, è implementato nel caso *False* in Fig. 5.38(b). In condizioni normali invece (Fig. 5.38(a)) il segnale attuale di coppia, o angolo, a seconda della modalità operativa impostata, viene inviato insieme al segnale di riferimento, ricostruito sulla base delle informazioni provenienti da PC, ad un VI, già previsto in LabVIEW, che implementa un controllore PID. Al tale VI vengono passati anche i guadagni del controllore, provenienti anch'essi da PC, ottenendo invece in uscita un valore numerico variabile tra -2000 e +2000, corrispondente, come già spiegato, alla durata della fase alta del periodo dell'onda quadra del PWM che permette di variare la tensione di alimentazione del motore. Tale valore viene rimandato a FPGA mentre il segnale attuale e il segnale di comando (appunto ricostruito in RT per quanto riguarda la forma d'onda) vengono inviati, tramite apposito passaggio di variabili a MAINRT e quindi a PC per la visualizzazione e il monitoraggio della prova da parte dell'operatore. Una volta realizzato il controllo, ovvero aggiornato il valore del segnale di comando per il motore grazie al PID, il programma viene indirizzato nuovamente al caso 0 per ripetere l'anello di controllo. In normali condizioni di funzionamento il software transisce infatti continuamente tra i casi 0, 1 e 100, chiudendo in questo modo l'anello di controllo con una frequenza dipendente dall'entità della pausa impostata al caso 1, nello specifico 1ms che si traduce quindi in una frequenza di chiusura dell'anello di controllo pari a 1 kHz, valore compatibile con i controlli industriali presenti in commercio per questo tipo di applicazioni. Nel caso 100 è previsto anche, insieme alla ricostruzione di segnali di riferimento di diversa forma (struttura *Case* identificata da numeri al centro di Fig. 5.38(a)) sulla base dei parametri passati da PC (valori massimi e minimi, frequenza etc.), il conteggio del numero di cicli già effettuati, nel caso di storie di carico periodiche, e una serie di altre strutture necessarie per realizzare storie di carico ad ampiezza variabile. Tuttavia, data la notevole complessità di questa sezione del software non si ritiene utile in questa sede entrare in dettagli tecnici più specifici che farebbero perdere il punto di vista globale sulla struttura dell'intera applicazione di controllo.

Quando invece si manifestano eventi quali:

- _ rottura del provino o comunque uscita dai limiti di coppia e angolo;
- _ arresto della prova da parte dell'operatore;
- _ attivazione del pulsante di emergenza;
- _ errori di diverso tipo;

la ripetizione dell'anello di controllo si arresta e, o dal caso 0, o direttamente dal caso 100 (Fig. 5.38(b)), si passa al caso 999 (Fig. 5.39). Qui, per una durata complessiva di 2 s, viene attivato un apposito controllore PID che ha lo scopo di bloccare il sistema nella posizione in cui si trovava al momento dell'anomalia, ovvero al momento dell'uscita dall'anello di controllo, prima che venga chiusa l'intera applicazione. Tale procedimento è stato implementato per ragioni di sicurezza al fine di prevenire l'instaurarsi, al momento della rottura del provino, di dinamiche anomale dovute alle forze di inerzia agenti sul sistema.

Terminati i 2 s, l'applicazione CTRL_RT entra nel caso di uscita, il caso 1000 (Fig. 5.40) dove è prevista una sequenza di operazioni riportata in Fig. 5.42, con modalità leggermente diverse dal punto di vista grafico rispetto alla Fig. 5.40, ai fini di una maggiore chiarezza. Dapprima (frame 0) viene attivato, tramite la variabile *stop*, l'arresto i cicli di misura e controllo di FPGA (cfr. Fig. 5.28), quindi viene lanciato (frame 1) un sub VI "Wait for FPGA to end" assolutamente analogo a "Wait for FPGA to start" di Fig. 5.41, che verifica, invece dell'avvio, l'arresto dell'applicazione FPGA, prima che venga chiusa la referenza e quindi la comunicazione con il VI FPGA stesso (frame 2). Si noti la particolare gestione degli errori che ha lo scopo di garantire il processo di chiusura.

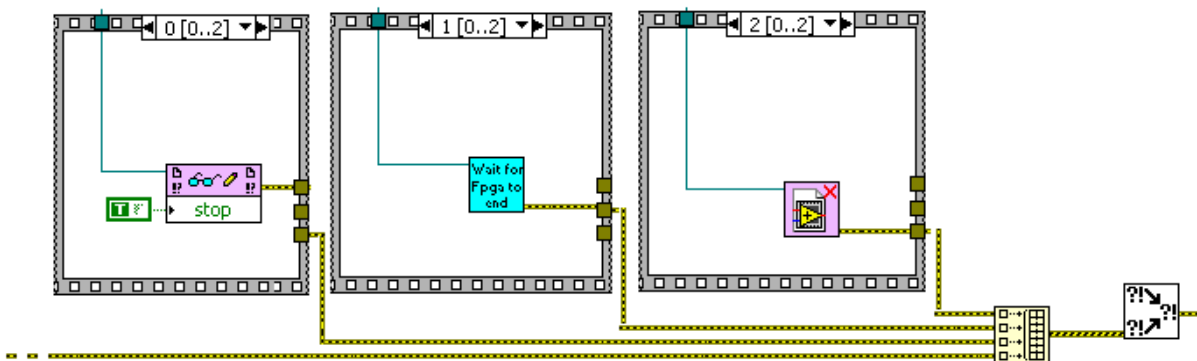


Figura 5.42. Sequenza di operazioni di chiusura dell'anello di controllo.

Al termine delle operazioni della *Sequence* di Fig. 5.42 viene infine valorizzato il segnale di *stop* per l'uscita dal ciclo *While* di CTRL_RT contenente la macchina a stati e quindi la chiusura dell'applicazione di controllo

Si noti, al di là della complessità software, la struttura logica della macchina a stati fin qui descritta che permette ottime prestazioni dal punto di vista del controllo unite ad un'oculata gestione di eventi imprevisti e anomalie.

Come già anticipato, l'applicazione Real-Time di controllo CTRL_RT, durante il millisecondo di pausa al caso 1, scambia dati con il MAINRT che a sua volta comunica con il

PC. La struttura di MAINRT è riportata in Fig.5.43 sia dal punto di vista del *Front Panel*, privo di funzioni se non quella di report di eventuali errori, che dal punto di vista del *Block Diagram*.

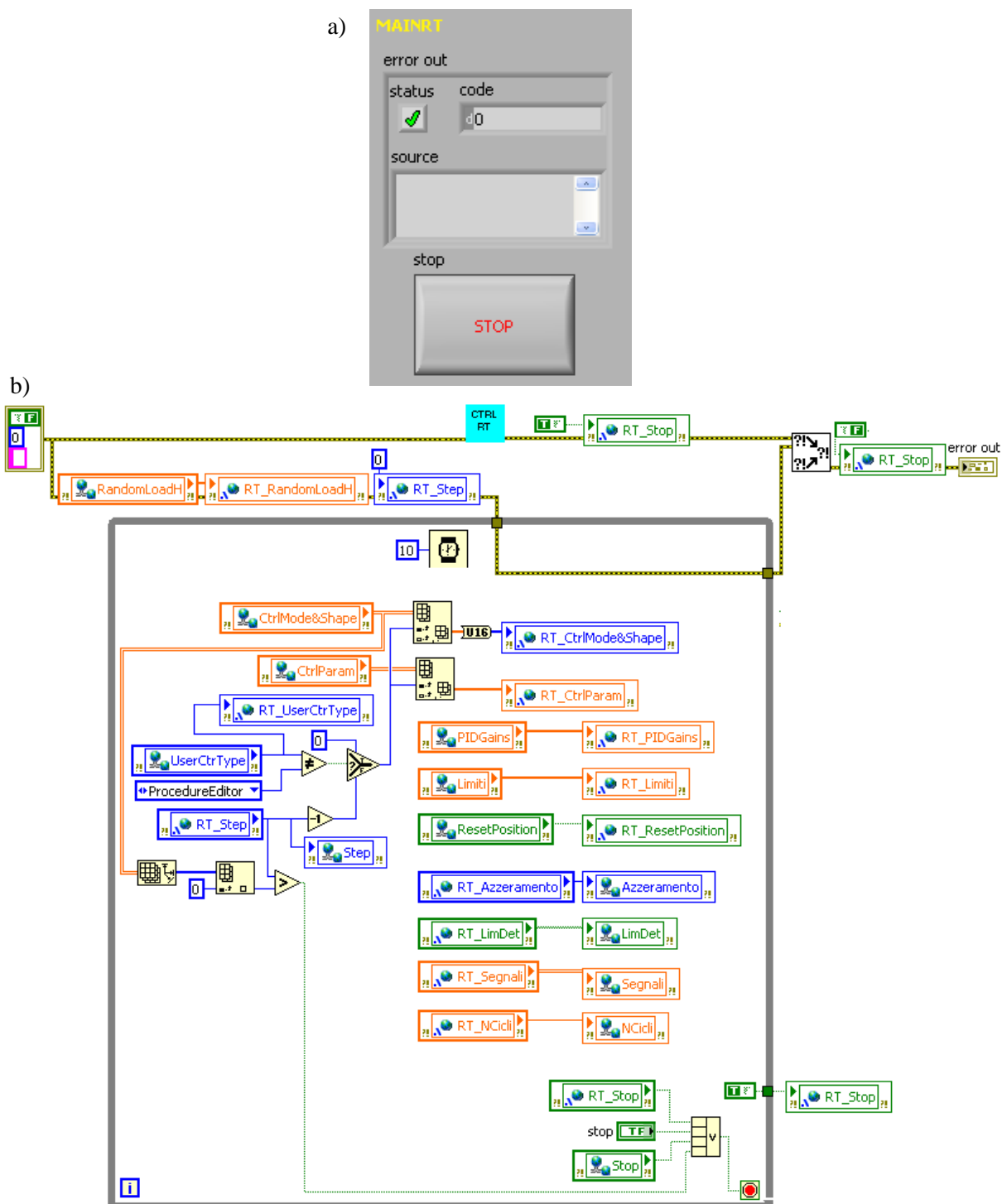


Figura 5.43. *Front Panel* (a) e *Block Diagram* (b) del VI MAINRT.

Il principio di funzionamento del programma è semplice, come appare dalla struttura grafica: il VI riceve, tramite una tipologia particolare di variabili condivise tra PC e unità

Real-Time (*Shared Variables Network Published*) il valore di diversi parametri impostati dall'operatore tramite l'interfaccia utente su PC e li trasforma in altrettante variabili, interne tuttavia all'unità Real-Time (*Shared Variables Single Process*), che vengono poi inviate al CTRL_RT. Ad esempio le caratteristiche del segnale di riferimento desiderato, in termini di valore massimo e minimo dell'onda, frequenza etc. impostate dall'interfaccia utente su PC vengono memorizzate, come verrà descritto meglio al paragrafo 5.4.6, in una *Shared Variables Network Published* chiamata "*CtrlMode&Shape*" per essere passate da PC a RT e trasferite, all'interno del MAINRT nella corrispondente variabile *Single Process* "*CtrlMode&Shape*" (cfr. Fig. 5.43). Viceversa variabili interne all'unità Real-Time che vengono utilizzate per trasferire segnali e tipi di dato diversi da CTRL_RT a MAIN_RT vengono trasformate in variabili condivise tra RT e PC per essere visualizzate a schermo. Ad esempio la variabile *Single Process* "*RT_Segnali*" che contiene le forme d'onda del segnale attuale e del segnale di riferimento provenienti da CTRL_RT viene trasformata nella variabile *Network Published* "*Segnali*" (cfr. Fig. 5.43) per il passaggio a PC e la visualizzazione. Nel caso di impostazione di prove con storia di carico ad ampiezza variabile, ovvero che prevedono blocchi di carico con caratteristiche diverse per forma e parametri dell'onda, MAINRT gestisce il passaggio a CTRL_RT dei blocchi successivi che vengono passati uno alla volta al programma di controllo mentre vengono ricevuti da MAINRT sottoforma di storia di carico unica, come verrà chiarito al paragrafo 5.4.6. Si ricorda che MAIN_RT è attivo durante le pause di CTRL_RT.

5.4.6 Implementazione del software di controllo: PC

Il VI PC rappresenta l'ultimo stadio dell'applicazione di controllo, ovvero quello più lontano dal processo ma tramite il quale va avviato e gestito l'intero software fin qui descritto. La funzione principale del VI PC è quella di interfaccia con l'operatore per:

_ l'invio all'unità Real-Time, e quindi al processo grazie alle applicazioni di controllo descritte ai paragrafi precedenti, delle caratteristiche della prova desiderate, in termini di modalità e parametri di controllo, tipologia e caratteristiche della storia di carico;

_ l'acquisizione di informazioni provenienti dal processo e dall'unità Real-Time ai fini di visualizzare l'andamento della prova e monitorare parametri quali il numero di cicli effettuato o l'eventuale uscita dai limiti.

Appare evidente quindi, come nel caso del VI PC, diventi fondamentale non solo il codice contenuto nel *Block Diagram* ma anche una corretta e chiara impostazione del *Front Panel*. Viceversa il VI PC non richiede caratteristiche di rigoroso determinismo. Si riporta alle

Fig. 5.44÷5.49 l'aspetto del *Front Panel*, e il conseguente codice implementato nel *Block Diagram*, per le tre diverse modalità di gestione delle prove che sono state previste (sia in controllo di coppia che in controllo di angolo), ovvero:

_ *Manual Comand* (Fig. 5.44 e 5.45): gestione manuale tramite interazione con l'interfaccia utente durante la prova per modificare le caratteristiche del segnale di riferimento desiderato;

_ *Procedure Editor* (Fig. 5.46 e 5.47): impostazione preventiva delle caratteristiche della prova che non possono quindi essere più modificate dopo aver dato il comando di avvio del test. Serve per impostare l'esecuzione di un certo numero di cicli prefissato in una storia di carico ad ampiezza costante basata su un segnale periodico o per impostare storie di carico ad ampiezza variabile.

_ *Random Load History* (Fig. 5.48 e 5.49): si tratta di una modalità di prova in fase di sviluppo, allo stato attuale del lavoro, che prevede la riproduzione di storie di carico random ricavate ad esempio dalla misura di sollecitazioni in esercizio.

Come evidente dalle Fig. 5.44, 5.46 e 5.48, la selezione di una delle modalità descritte comporta una variazione della parte sinistra del *Front Panel* mentre la parte destra è comune a tutti i casi. Infatti, indipendentemente dalla modalità di comando scelta, è stata prevista la necessità di visualizzare l'andamento della prova ovvero di aver rappresentato su un grafico (cfr. Fig. 5.44, 5.46 e 5.48) l'andamento del segnale attuale ("Valore Attuale") di coppia, o angolo, a seconda del tipo di controllo impostato, e del segnale di riferimento ("SetPoint"). Inoltre, per tutte le modalità di prova è possibile impostare i valori limite di coppia e angolo raggiungibili dal sistema e verificare l'eventuale superamento di uno dei valori impostati tramite la variazione del colore, da verde a rosso, dei led posti vicino a ciascun limite. E' poi possibile, ed anzi è fondamentale per ottenere una buona regolazione, variare i guadagni del controllore PID. Infine è possibile controllare lo stato di avanzamento della fase preliminare al controllo vero e proprio, ovvero essenzialmente il processo di azzeramento della cella (caso -90 del CTRL_RT) tramite la barra di scorrimento "Azzeramento". In tutte le modalità di prova, premendo il pulsante *Stop* in basso a destra sul *Front Panel* viene arrestato il VI PC e in cascata tutte le applicazioni RT e FPGA. Viceversa per l'avvio di una qualsiasi prova è necessario avviare manualmente (tramite il consueto pulsante *Run* come per qualsiasi VI LabVIEW, cfr. Appendice A.5) sia il VI PC che il MAINRT, che automaticamente chiamerà invece l'attivazione del CTRL_RT, il quale a sua volta, al caso -200, apre la referenza, e quindi avvia, l'applicazione FPGA.

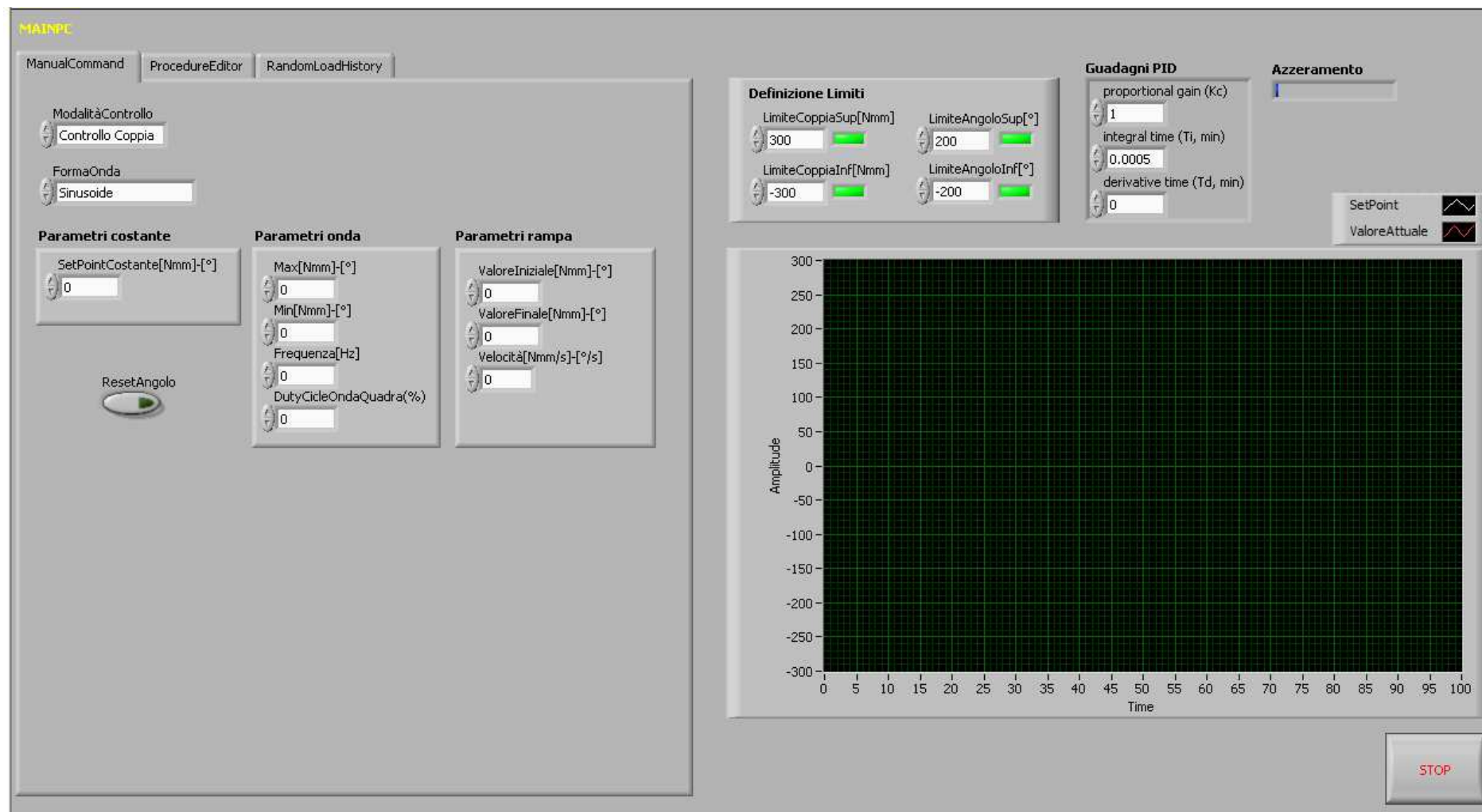


Figura 5.44. VI MAINPC: Front Panel, modalità Manual Command.

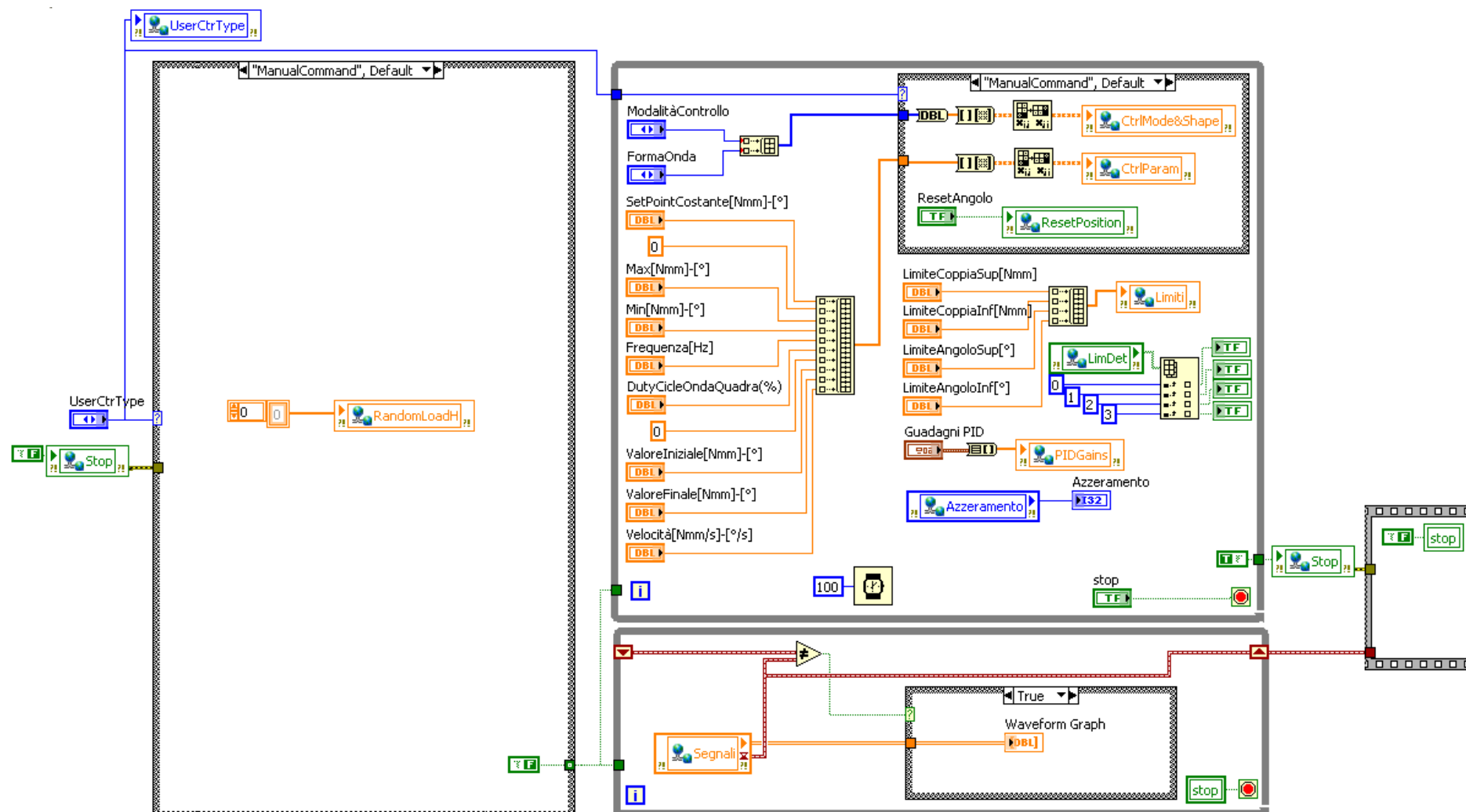


Figura 5.45. VI MAINPC: BlockDiagram, modalità Manual Command.

MAINPE

ManualCommand ProcedureEditor RandomLoadHistory

ModalitàControllo
Controllo Coppia
FormaOnda
Costante

Parametri costante
SetPointCostante[Nmm]-[°]
0
Durata[s]
0

Parametri onda
Max[Nmm]-[°]
0
Min[Nmm]-[°]
0
Frequenza[Hz]
0
DutyCicleOndaQuadra(%)
0
Ncicli
0

Parametri rampa
ValoreIniziale[Nmm]-[°]
0
ValoreFinale[Nmm]-[°]
0
Velocità[Nmm/s]-[°/s]
0

AGGIUNGI
MODIFICA

Inserisci Step
0

Ctrl Mode	Forma Onda	SetPoint	Durata	Max	Min	Freq.	DuryC.	NCicli	ValIn.	ValF.	Vel.
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

FINE IMPOSTAZIONE PROCEDURA

StepAttuale
0
CicliEseguiti
0

AVVIO PROVA

Definizione Limiti
LimiteCoppiaSup[Nmm] 300
LimiteAngoloSup[°] 200
LimiteCoppiaInf[Nmm] -300
LimiteAngoloInf[°] -200

Guadagni PID
proportional gain (Kc) 1
integral time (Ti, min) 0.0005
derivative time (Td, min) 0

Azzeramento

SetPoint
ValoreAttuale

Amplitude

Time

STOP

Figura 5.46. VI MAINPC: Front Panel, modalità Procedure Editor.

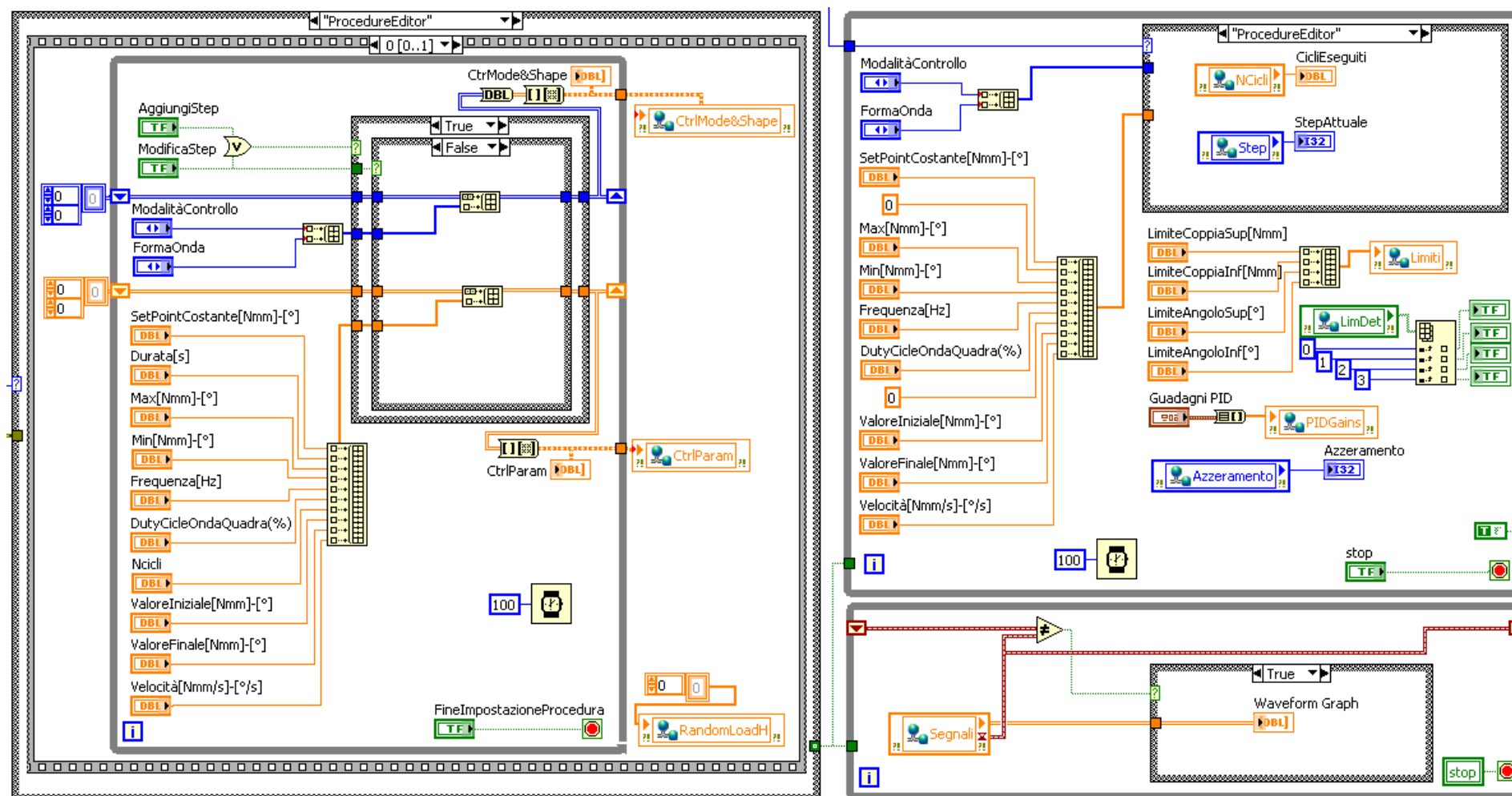


Figura 5.47. VI MAINPC: *BlockDiagram*, modalità *Procedure Editor* (per il codice al di fuori delle tre strutture principali cfr. Fig. 5.45).

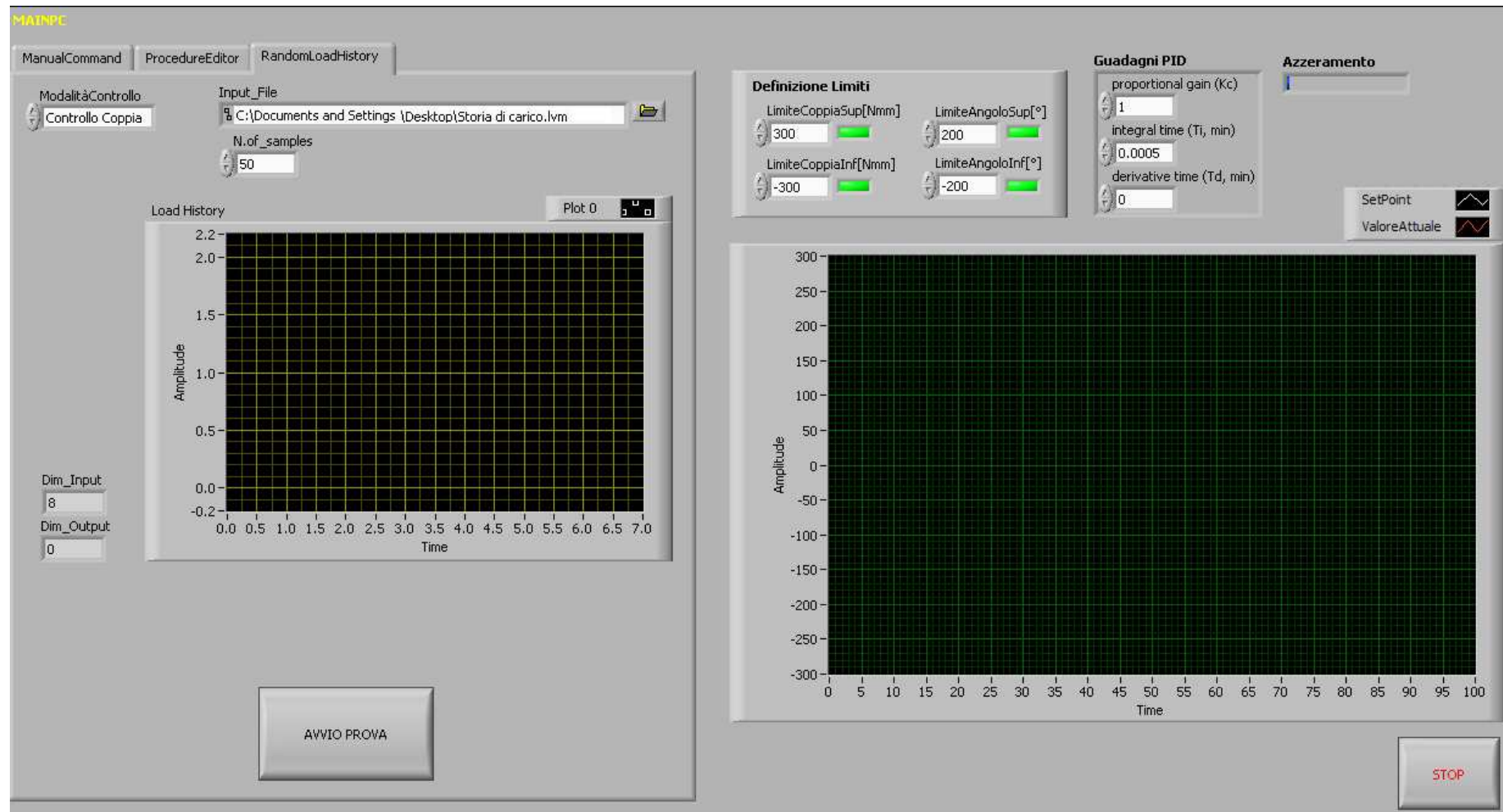


Figura 5.48. VI MAINPC: *Front Panel*, modalità *Random Load History*.

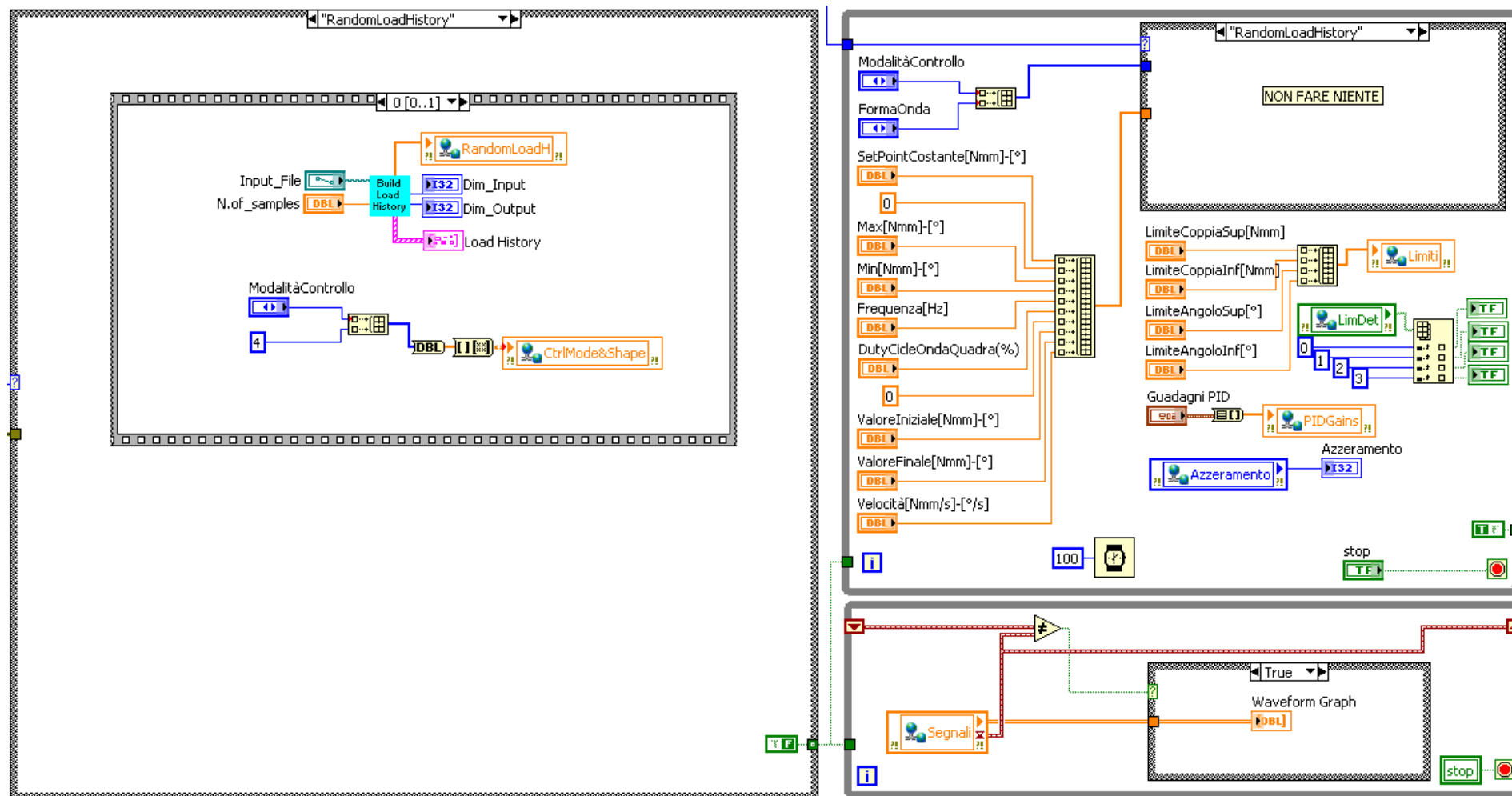


Figura 5.49. VI MAINPC: *BlockDiagram*, modalità *Random Load History* (per il codice al di fuori delle tre strutture principali cfr. Fig. 5.45).

Per quanto riguarda la prima modalità di funzionamento, ovvero il comando manuale, una volta stabilita la tipologia di prova, controllo di coppia oppure di angolo, è possibile modificare da *Front Panel*, durante il corso della prova stessa, la forma d'onda applicata al provino scegliendo tra valore costante, sinusoidale, onda quadra e rampa e impostando, per ciascun tipo di segnale, i parametri fondamentali che lo definiscono (cfr. Fig. 5.44). Il passaggio dei valori impostati su *Front Panel* all'unità di controllo RT e l'aggiornamento progressivo di tali valori durante la prova avviene nel ciclo *While* principale visibile nel *Block Diagram* di Fig. 5.45 in cui la modalità di controllo, coppia o angolo, la forma d'onda selezionata e i parametri che la caratterizzano vengono opportunamente organizzati in due vettori e quindi scritti su altrettante *Shared Variables* per venire comunicati a RT. La ripetizione del ciclo *While* ogni 100 ms garantisce l'aggiornamento dei valori passati dal *Front Panel* verso RT. Sempre tramite il medesimo ciclo *While*, attivo per tutto il periodo di funzionamento dell'applicazione di controllo, vengono tradotti in *Shared Variables* gli altri parametri stabiliti dall'operatore, ovvero limiti e guadagni del PID, per essere trasmessi all'unità Real-Time dalla quale si ricevono invece informazioni sull'avanzamento del processo di azzeramento della cella e sull'eventuale uscita dai limiti impostati. L'estrazione dalla *Shared Variable* scritta in RT delle forme d'onda del segnale attuale e di quello di riferimento per la visualizzazione sul grafico, è invece implementata nell'altro ciclo *While* visibile in Fig. 5.45. Per quanto riguarda invece la struttura *Case* che precede i cicli *While*, nel caso di comando manuale, questa non prevede alcuna operazione se non l'azzeramento della variabile contenente la storia di carico random (utile, per le ragioni che saranno chiare in seguito, nel caso di riavvii del software in modalità manuale dopo aver lavorato in modalità *Random Load History*). E' prevista infine, e valida per ogni modalità di prova, una sequenza per il passaggio del segnale di stop all'unità Real-Time al momento dell'arresto del VI PC.

Nel caso si lavori in modalità manuale, è bene tener presente che, se si sceglie come forma d'onda la rampa, l'applicazione di controllo si arresta automaticamente una volta raggiunto il valore finale e che è invece da evitare la modifica della modalità di controllo, tra coppia e angolo, durante lo svolgimento di una prova.

Se invece si sceglie la modalità *Procedure Editor*, i blocchi, uno o più, che costituiscono la storia di carico vanno impostati dal *Front Panel* (Fig. 5.46) prima dell'avvio della prova vera e propria e non sono più modificabili. Dal punto di vista software infatti (Fig. 5.47), i vari blocchi, con i parametri che li caratterizzano (forma d'onda e relativi parametri, numero di cicli etc.), vengono memorizzati sottoforma di vettori assemblati poi in una matrice per il passaggio dati a RT tramite *Shared Variable*, all'interno del corrispondente caso della

struttura *Case* che precede i cicli *While* (si noti che è possibile modificare la matrice in fase di editing, ovvero prima di scegliere l'opzione "Fine Impostazione Procedura"). In questo modo, una volta completata l'impostazione della procedura, l'intera storia di carico sottoforma di matrice viene trasferita una volta per tutte al MAINRT che, come anticipato al paragrafo precedente, provvede a gestire la sequenza dei blocchi di carico trasferendo al CTRL_RT solo i parametri relativi al blocco di carico in corso. Questo accorgimento permette di utilizzare lo stesso anello di controllo per tutte le modalità di prova possibili, ovvero *Manual Command*, *Procedure Editor*, e come si vedrà anche *Random Load History*. I cicli *While* gestiscono quindi il passaggio dei parametri del PID, i limiti, la visualizzazione della prova, in modo analogo a quanto visto per il comando manuale restituendo in aggiunta, il valore del blocco di carico attuale e il numero di cicli corrispondente. Al termine della storia di carico l'applicazione di controllo si arresta automaticamente.

Infine, la modalità *Random Load History*, attualmente in fase di completamento, si propone di ricostruire e quindi riprodurre sul provino, una storia di carico qualsiasi a partire da un file contenente una successione di valori picco-valle, nelle intenzioni provenienti da rilevazioni sperimentali. Infatti, una volta selezionato il file, direttamente dal *Front Panel* (Fig. 5.48), e stabilito il numero di punti intermedi tra un picco e la valle successiva, viene richiamato nel corrispondente caso della sequenza che precede i cicli *While* del *Block Diagram* (Fig. 5.49), un sub VI "Build Load History" (Fig. 5.50) che costruisce una sinusoide passante per i valori memorizzati nel file, nonché per tutti i punti che, in base al valore stabilito, vengono creati tra due successivi valori di estremità. Il risultato, visualizzato sul *Front Panel* e memorizzato sottoforma di vettore in un'opportuna *Shared Variable* viene quindi trasferito al MAINRT, una volta per tutte prima dell'ingresso nei soliti cicli *While* previsti dal codice su PC, e quindi trasferito all'anello di controllo costituendo un'altra forma d'onda, alternativa a sinusoidi etc., da far inseguire al controllore PID. La parte attualmente in fase di sviluppo riguarda la temporizzazione dell'onda creata, ovvero la gestione della frequenza di campionamento dei punti della sinusoide da parte del VI di controllo.

Non ancora realizzata, ma comunque prevista su PC, è la possibilità di salvataggio dei dati della prova, necessario per analizzarne, a posteriori, i risultati.

Si noti come, alla luce di quanto descritto, il VI PC completi l'architettura dell'applicazione di controllo consentendo ampia flessibilità nelle tipologie di prova eseguibili e contemporaneamente facilità di impiego e di interfaccia da parte dell'operatore (che ovviamente è chiamato ad interagire unicamente con la parte di *Front Panel*).

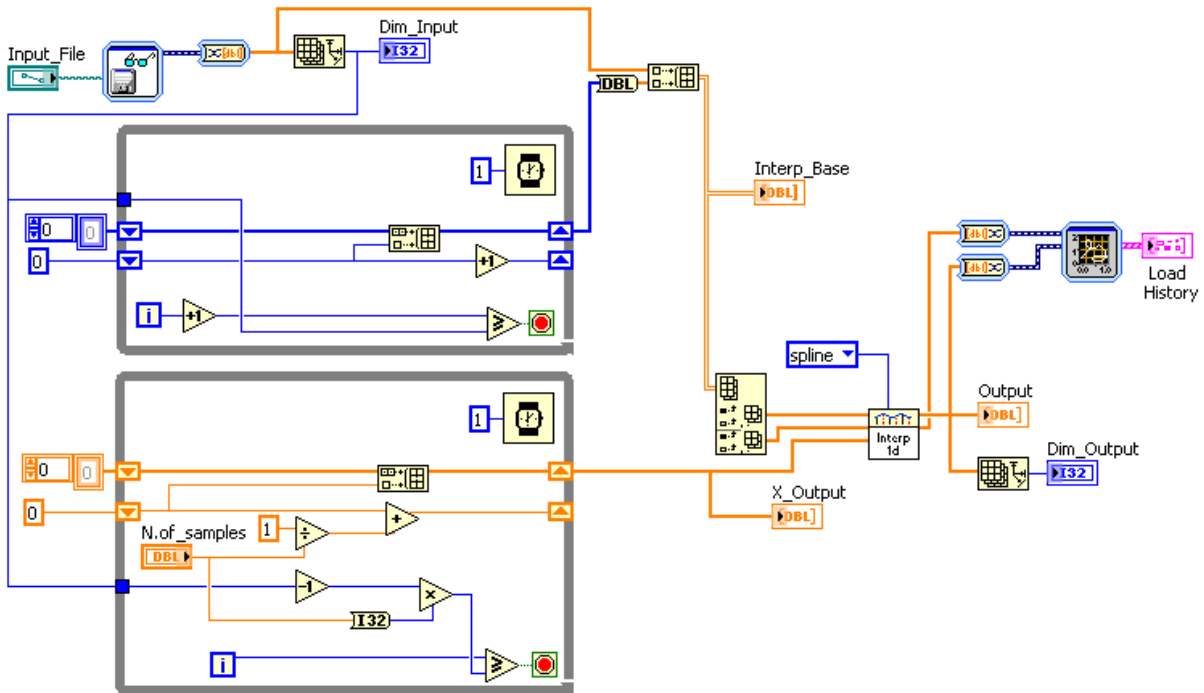


Figura 5.50. Block Diagram del sub VI “Build Load History” per la ricostruzione di storie di carico a partire da una successione di valori picco-valle.

5.5 Funzionamento del banco e prestazioni

Il funzionamento del banco prova sia in controllo di coppia che di angolo è stato verificato in entrambe le modalità attualmente disponibili, ovvero comando manuale e *Procedure Editor*, ottenendo buone prestazioni sia dal punto di vista del corretto funzionamento del software che dal punto di vista della risposta dinamica del sistema, in grado di inseguire correttamente i segnali di riferimento impostati nell'intero range di frequenze operative, previa opportuna regolazione dei guadagni del controllore PID. A questo proposito si fa presente che il limite superiore di 25 Hz dato dalla frequenza di taglio del filtro è stato dettato dall'evidenza sperimentale che oltre i 20 Hz una fedele riproduzione del segnale di riferimento diventa molto difficoltosa. Tuttavia, date le caratteristiche e le finalità del banco, il range di frequenze sfruttabili risulta più che accettabile. Si riportano in Fig. 5.51 due esempi di controllo di coppia, ovvero l'inseguimento di un segnale costante pari a 150 Nmm (a) e l'inseguimento di un'onda sinusoidale di ampiezza 100 Nmm e valor medio nullo ad una frequenza di 10 Hz (b). Il segnale di riferimento è in colore bianco (“SetPoint”), la risposta del banco in termini di coppia trasmessa al provino, ovvero segnale della cella di carico, in colore rosso (“Valore Attuale”).

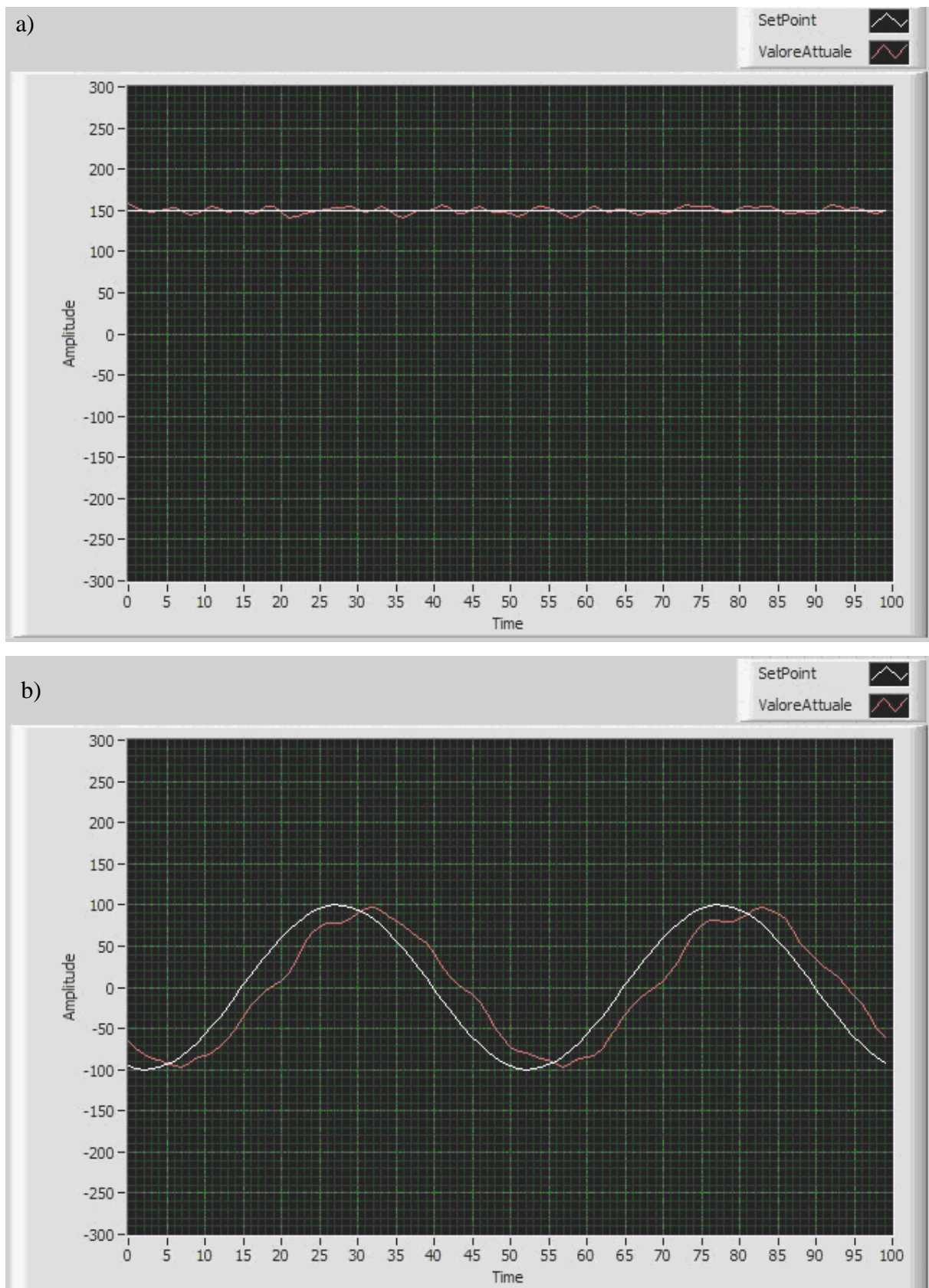


Figura 5.51. Funzionamento del banco prova in controllo di coppia (scale in Nmm): risposta ad un segnale costante (a), e ad un 'onda sinusoidale a 10 Hz (b).

Come anticipato al paragrafo precedente, la modalità *Random Load History* non è ancora stata testata in quanto attualmente in fase di sviluppo.

Di particolare interesse dal punto di vista globale della corrispondenza tra progettazione, analisi teorica, simulazione e comportamento reale del banco, è stata infine la verifica della diminuzione della coppia assorbita dal motore all'aumentare della frequenza di prova a parità di ampiezza angolare imposta, in base a quanto già illustrato al paragrafo 5.4.1 sia dal punto di vista puramente teorico che della simulazione. A questo scopo, operando in controllo di angolo e imponendo uno spostamento sinusoidale di 0.04 rad, è stato misurato l'assorbimento di corrente al variare della frequenza di prova (si ricorda che tale valore è reso disponibile dal VI FPGA) e quindi convertito, tramite la costante fornita da data sheet, nel corrispondente valore di coppia. I risultati, per una frequenza di prova di 1 e 10 Hz, sono riportati in Fig. 5.52 assieme ai corrispondenti risultati ottenuti dalla simulazione Simulink del funzionamento del banco.

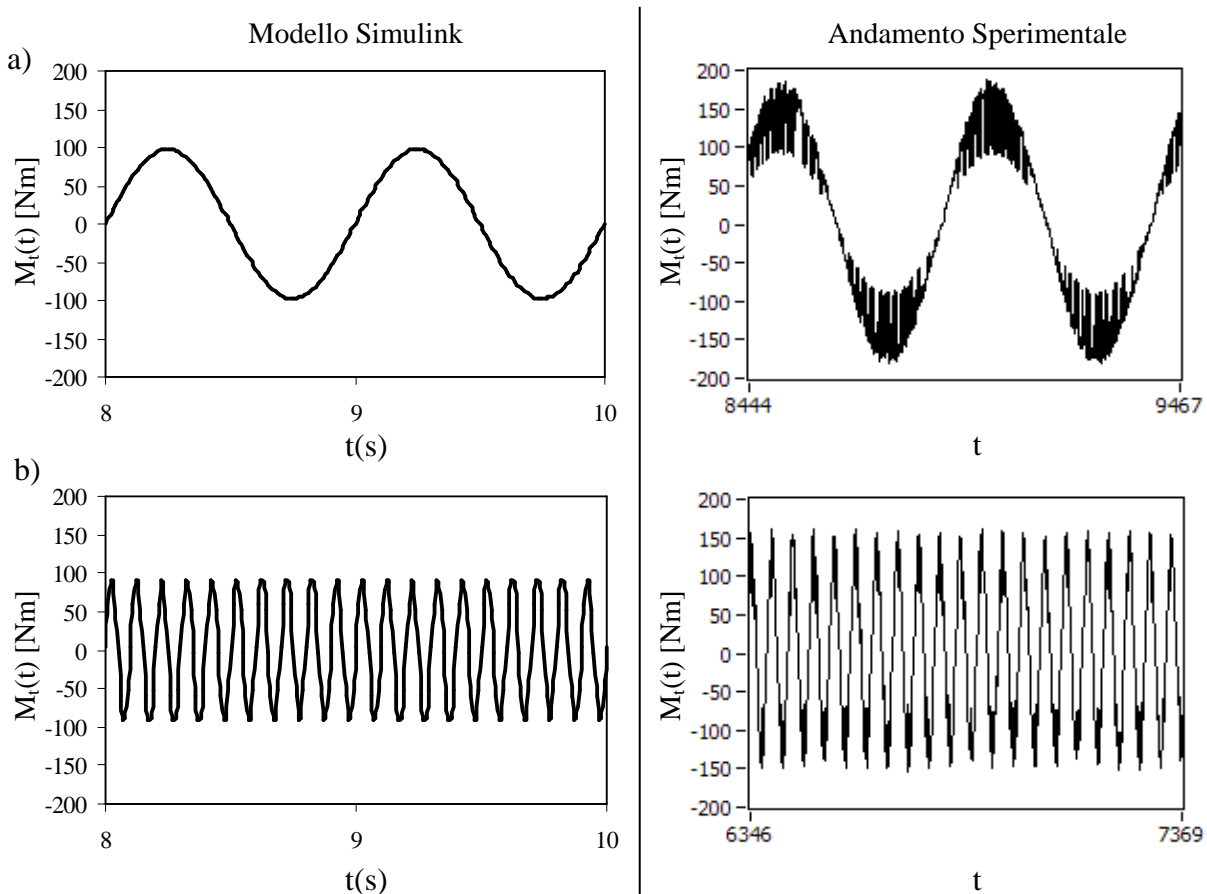


Figura 5.52. Andamento simulato e reale della coppia fornita dal motore elettrico ($M_t(t)$) per ottenere un'ampiezza di spostamento di 0.04 rad alla frequenza di 1 (a) e 10 Hz (b).

Il confronto proposto in Fig. 5.52 può essere ritenuto soddisfacente, per lo meno dal punto di vista qualitativo. E' necessario infatti tenere conto delle limitazioni del modello Simulink, che non implementa la regolazione PWM, e delle semplificazioni introdotte dalla semplice conversione corrente misurata-coppia tramite la moltiplicazione per una costante.

Come ultima considerazione, si precisa che, disponendo attualmente di un unico esemplare di provino, non sono state ancora condotte prove ad alto numero di cicli per testare il funzionamento del banco per periodi continuativi.

5.6 Conclusioni e sviluppi

E' stato progettato e realizzato un banco elettromeccanico per prove a fatica in torsione funzionante sia in controllo di angolo che in controllo di coppia. E' stato approfondito in modo particolare lo sviluppo del sistema di controllo che ha visto l'integrazione della struttura hardware banco meccanico-unità di misura e regolazione con un software appositamente implementato, ottenendo una regolazione in retroazione caratterizzata da stabilità e robustezza e con una frequenza di chiusura dell'anello di controllo pari ad 1kHz. Il software sviluppato garantisce ampia flessibilità nelle modalità di prova e contemporaneamente facilità di utilizzo da parte dell'operatore grazie ad un'interfaccia utente semplice ed efficace. Inoltre, la struttura dell'applicazione di controllo, sebbene orientata alle caratteristiche del progetto specifico, si basa su concetti di validità generale e può essere facilmente adattata al controllo di banchi prova diversi per dimensioni e funzionalità. Il lavoro è stato integrato da simulazioni del funzionamento del sistema progettato e da analisi teoriche del comportamento dinamico. I risultati ottenuti, basati ovviamente su modelli semplificati del sistema reale, sono stati confermati da misure sperimentali dell'effettiva risposta del banco prova.

In generale quindi le metodologie di progettazione meccanica e sviluppo del sistema di controllo sono risultate valide e applicabili a possibili progetti di diversi sistemi di prova.

Come sviluppi immediati, risultano plausibili l'ottimizzazione del software al fine di rendere possibile anche la modalità di riproduzione di storie di carico random, nonché l'avvio di una campagna prove vera e propria, previa costruzione di un opportuno numero di provini.

APPENDICE A5

INTRODUZIONE ALL'UTILIZZO DEL SOFTWARE

LabVIEW

INTRODUZIONE

In questa appendice viene riportata una breve guida introduttiva all'utilizzo del software LabVIEW sul quale si basa il sistema di controllo del banco elettromeccanico per prove a fatica. Scopo della guida è fornire delle semplici nozioni di base per favorire la comprensione del software di controllo descritto ai paragrafi precedenti.

A5.1 Generalità

LabVIEW (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench) è un linguaggio di programmazione grafica ad alto livello in cui i programmi, chiamati VI (acronimo di Virtual Instrument) vengono creati sottoforma di diagrammi di flusso.

Un VI LabVIEW è costituito da due ambienti fondamentali (Fig. A5.1), ovvero:

_ **Front Panel** (sfondo grigio a quadri): costituisce l'interfaccia utente del VI, viene utilizzato per immettere i dati di ingresso (controlli) e leggere i dati di uscita (indicatori).

_ **Block Diagram** (sfondo bianco): contiene il codice vero e proprio. E' formato da una serie di nodi, terminali e collegamenti (Fig. A5.2).

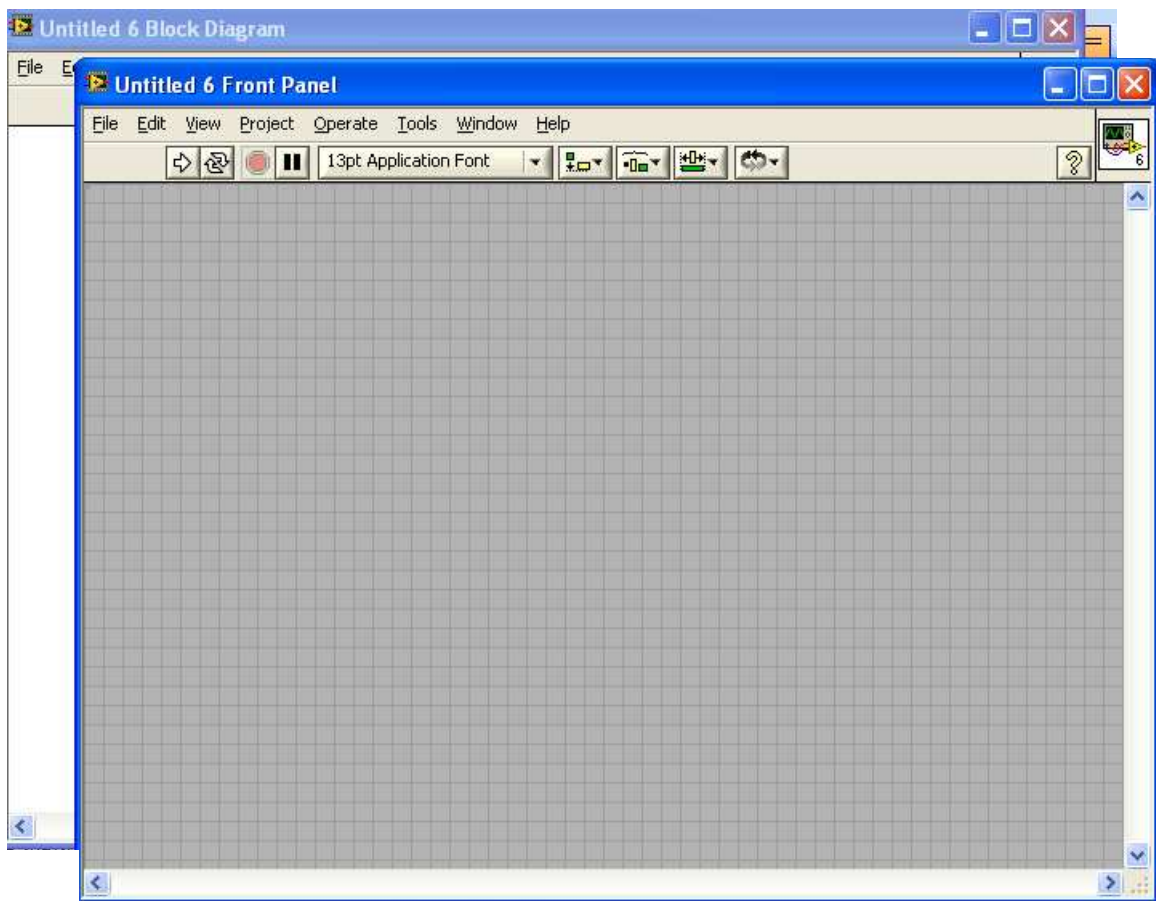


Figura A5.1. *Front Panel e Block Diagram* di un VI LabVIEW.

I nodi possono essere funzioni (numeriche, booleane etc.), sub VI, strutture (come cicli FOR, WHILE etc.) analoghe a quelle dei linguaggi di programmazione tradizionali anche se implementate in modo grafico tramite schemi a blocchi.

I terminali sono le porte attraverso le quali si ha il passaggio di dati tra il *Block Diagram* e il *Front Panel* o tra i nodi del *Block Diagram* stesso, sono l'equivalente di parametri e

costanti di un linguaggio tradizionale. Esistono terminali controllo e terminali indicatore che vengono creati ed eliminati automaticamente quando si crea o si elimina un controllo o un indicatore dal *Front Panel*, oppure terminali costante. Controlli, indicatori e costanti possono ospitare dati di diverso tipo numerico e non (si rimanda all'Help in linea di LabVIEW per una descrizione completa).

I collegamenti sono i percorsi che collegano nodi e terminali. Sono l'equivalente delle variabili di un linguaggio tradizionale. Presentano colori diversi a seconda del tipo di dato che trasportano (arancione per i dati di tipo double, blu per gli interi, verde per i booleani...).

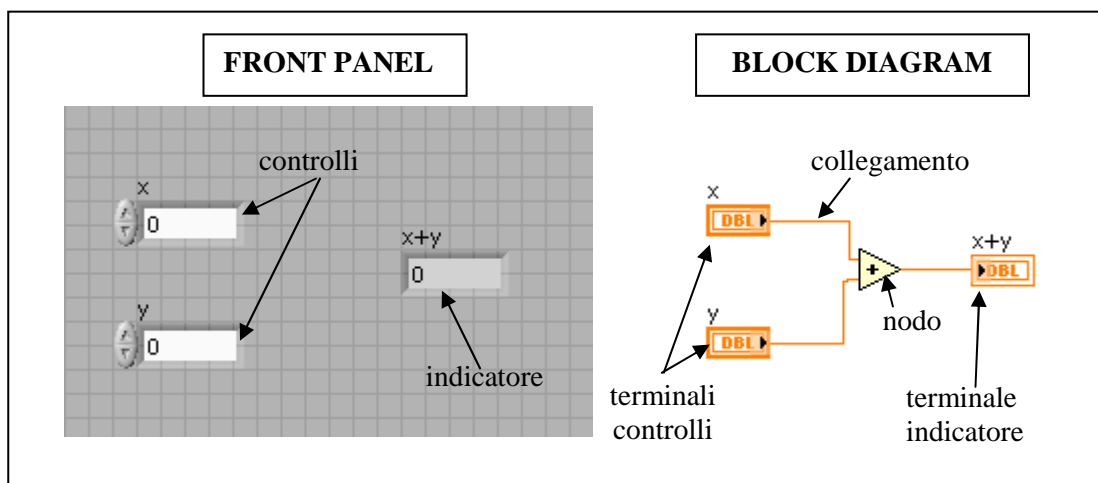


Figura A5.2. Elementi base di *Front Panel* e *Block Diagram* di un VI LabVIEW.

Per quanto riguarda l'esecuzione del codice, LabVIEW segue una logica di programmazione a flusso di dati, ovvero esegue le istruzioni contenute in un nodo quando sono disponibili i valori dei suoi terminali di ingresso.

Una volta implementato il codice, per avviare un VI è sufficiente premere il pulsante RUN presente sul Front Panel (freccia bianca della barra degli strumenti).

A5.2 Strutture principali

Si illustrano alcune delle strutture tipiche implementabili nel *Block Diagram* di un VI LabVIEW:

_ ciclo *While* (Fig. A5.3): tale struttura ripete il codice contenuto nel diagramma a blocchi al suo interno più volte finché il valore booleano passato al terminale *Loop condition* diventa vero. Si tenga presente che il ciclo viene eseguito almeno una volta. Tramite il

terminale *Loop Iteration* (collegandolo ad un opportuno indicatore) è possibile visualizzare il numero di volte in cui viene eseguito il ciclo.

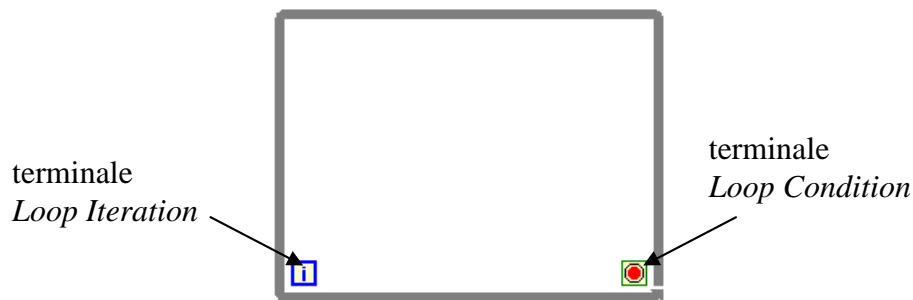


Figura A5.3. Ciclo *While*.

_ ciclo *For* (Fig. A5.4): ripete il codice contenuto nel diagramma a blocchi al suo interno un numero prefissato di volte. Il terminale *Loop Count* specifica quante volte il ciclo deve essere eseguito, il terminale *Loop Iteration* il numero di iterazioni già effettuate.

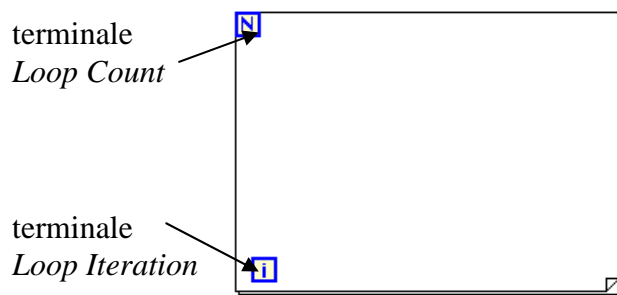


Figura A5.4. Ciclo *For*.

_ *Case Structure* (Fig. A5.5): analogo delle istruzioni IF...THEN...ELSE dei linguaggi tradizionali. Consiste in una serie di schede sovrapposte ciascuna delle quali contiene una sezione di codice che viene eseguita se il terminale di condizionamento della struttura *Case Selector* assume il valore previsto dalla *Selector Label* della scheda in questione. La struttura può essere condizionata tramite tipi di dato sia numerico che booleano o enumerativo.

_ *Sequence* (Fig. A5.6): permette di forzare l'esecuzione del codice secondo una certa sequenza temporale disponendolo all'interno di frame successivi (esiste sia nella versione *Flat*, costituita da frame affiancati, che nella versione *Stacked* costituita da frame sovrapposti): in questo modo il codice viene eseguito a partire dal primo frame a sinistra per la *Flat Sequence* o dal frame 0 per la *Stacked Sequence* e proseguendo poi in base all'ordine dei frame successivi.

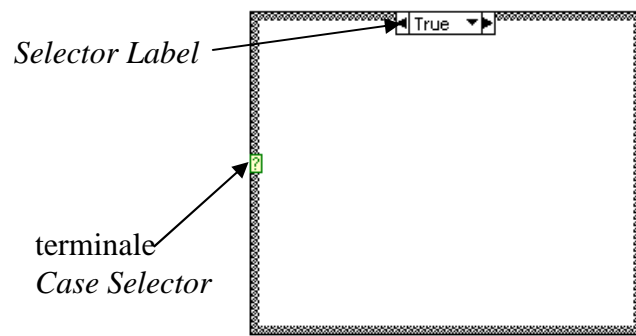


Figura A5.5. *Case Structure.*

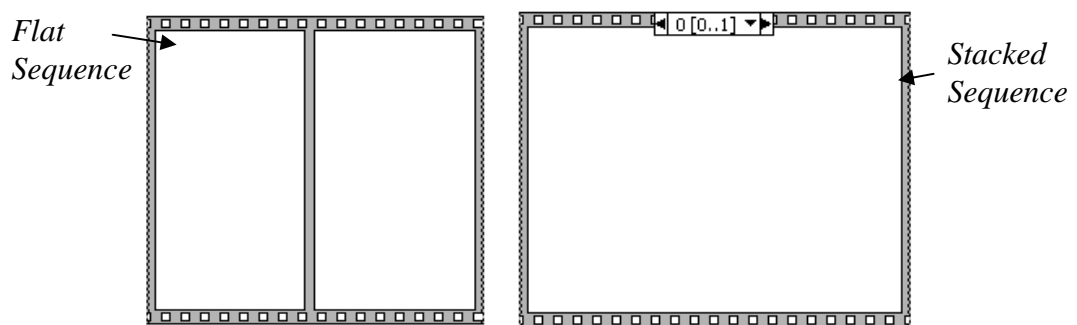


Figura A5.6. *Strutture Sequence.*

Per ulteriori informazioni sull'utilizzo di LabVIEW si rimanda all'help in linea (selezionabile direttamente dal *Block Diagram* o dal *Front Panel* di un qualsiasi VI) o al sito internet della National Instrument (<http://www.ni.com/it/>).

CONCLUSIONI

Nell'ambito del dottorato di ricerca sono state approfondite e progressivamente integrate, applicandoli a vari contesti, diversi metodi per lo studio delle problematiche di danneggiamento a fatica di componenti meccanici soggetti a carichi di esercizio.

Il nucleo iniziale dell'attività di ricerca (Capitolo 1) ha visto l'approfondimento di modelli teorici specifici per la progettazione a fatica di strutture saldate e di componenti meccanici con intagli e difetti. Quanto approfondito tramite lo studio della letteratura scientifica sull'argomento è stato applicato all'analisi di alcune particolari problematiche strutturali riguardanti i giunti saldati effettuando un confronto con le indicazioni fornite dalle normative di progettazione, alla luce anche di dati sperimentali ricavati da letteratura o da prove appositamente eseguite. Ciò ha permesso di mettere in rilievo l'importanza di un impiego critico e integrato anche di diversi approcci teorici, al fine di evitare sia analisi troppo dettagliate, che, viceversa, eccessive semplificazioni.

Da tematiche strutturali, e relative metodologie di progettazione, molto specifiche, l'obiettivo della ricerca si è quindi allargato allo studio di un componente meccanico complesso (Capitolo 2) quale le campane da chiesa, che hanno richiesto, per approfondire le cause e i parametri di influenza nei fenomeni di danneggiamento, di considerare più in generale l'intero sistema tecnico nel quale sono inserite. In concreto, questo approccio si è tradotto (Capitolo 3) nello sviluppo di un modello teorico a parametri concentrati con il quale è stata schematizzata l'intera struttura campana - batacchio - incastellatura e nella sua successiva implementazione in linguaggio Matlab-Simulink, ottenendo un software in grado di simulare il comportamento dinamico delle campane in esercizio. La validazione del software tramite il confronto dei risultati numerici con misure sperimentali appositamente programmate ed eseguite, ha permesso di utilizzare i risultati delle simulazioni per individuare i principali parametri di influenza nel processo di danneggiamento e per fornire quindi delle valide linee guida per la progettazione e l'installazione. Oltre ai concetti ricavati dalle simulazioni effettuate, il software stesso, sviluppato nell'ambito del progetto europeo ProBell, può essere concretamente utilizzato dalle fonderie aderenti al consorzio come strumento utile in fase di progettazione, per prevedere condizioni di funzionamento anomale dal punto di

vista dinamico ed avere informazioni sull'intensità degli impatti. Se lo spunto iniziale dell'attività di ricerca sulle campane è stato fornito dalla partecipazione al progetto europeo, gli studi sono comunque proseguiti al termine del progetto stesso ai fini di integrare la strategia di progettazione adottata con lo sviluppo del programma per la dinamica e basata sull'analisi dell'intero sistema, con un'analisi più orientata al componente, o meglio al materiale con il quale è costruito, al fine di rendere possibile in futuro l'applicazione dei risultati delle simulazioni per previsioni di durata. Infatti, nota dalle simulazioni la storia di carico alla quale è sottoposta una campana in esercizio, per lo meno in termini di accelerazioni di impatto (da tradurre poi in corrispondenti valori di tensioni e deformazioni), l'altro aspetto fondamentale per effettuare delle previsioni di resistenza a fatica è la conoscenza delle proprietà di resistenza del materiale. E' stata quindi condotta la caratterizzazione sperimentale del comportamento a fatica in presenza di intagli e difetti di due tipologie di bronzo per campane (Capitolo 4) che, oltre a mettere in luce aspetti rilevanti dal punto di vista progettuale quali la forte influenza del processo di fusione sulle caratteristiche finali di resistenza del materiale, che rende difficile la generalizzazione dei risultati a tutte le tipologie di campane, ha permesso di applicare, per la sintesi dei risultati, modelli teorici già approfonditi all'inizio del dottorato e descritti al Capitolo 1.

L'integrazione e l'effetto sinergico di diversi approcci allo studio di problematiche di danneggiamento a fatica hanno trovato infine completa concretizzazione nello sviluppo del banco elettromeccanico per prove a fatica in torsione (Capitolo 5). Questa attività, nata come punto di partenza per lo sviluppo di sistemi di prova flessibili per la caratterizzazione di materiali e per la prova di componenti meccanici, partendo da una problematica specifica di analisi sperimentale della resistenza a fatica, di un provino, in questo caso, ma estendibile a qualsiasi componente meccanico, ha richiesto infatti l'impiego di diversi approcci progettuali e l'integrazione di competenze trasversali di tipo elettro-meccanico. Aspetti di progettazione a fatica tradizionale sono stati infatti coinvolti nella definizione delle caratteristiche e del layout del banco, nella progettazione dei suoi vari componenti e nella definizione delle specifiche del sistema di controllo e ovviamente sono necessari anche in fase di conduzione della campagna prove e nella successiva elaborazione dei risultati. Trattandosi tuttavia della progettazione non di dettagli specifici, bensì di un intero sistema tecnico, è stata fondamentale la conoscenza e l'applicazione di metodi teorici e la padronanza di tecniche di simulazione, precedentemente acquisite, per studiare il comportamento dinamico del sistema progettato e prevederne la risposta al variare delle configurazioni di prova al fine di identificare anche le condizioni operative da evitare per non compromettere il sistema. L'applicazione di tecniche di

simulazione, non solo del sistema meccanico ma anche della strategia di controllo, ha costituito poi una base molto importante per lo sviluppo del sistema di controllo stesso, senza il quale la sola parte meccanica del progetto perde di senso. Infatti, la simulazione del processo di misura delle grandezze caratteristiche della prova e di conseguente regolazione del banco ha permesso di chiarire gli aspetti essenziali da implementare nell'anello di controllo. Inoltre, l'esperienza pregressa nella programmazione con linguaggi di tipo grafico, acquisita grazie allo sviluppo del software per il comportamento dinamico delle campane, ha senza dubbio facilitato l'implementazione dell'applicazione di controllo in linguaggio LabVIEW. Quest'ultima attività, che, per quanto riguarda il contenuto tecnico specifico, esce da quelli che sono i confini della progettazione meccanica in senso stretto, ha dimostrato di avere potenzialità enormi dal punto di vista dei risvolti applicativi sia per la ricerca che per collaborazioni con realtà industriali. L'impiego infatti di un sistema di controllo quale quello implementato per il banco prova rende concreta la possibilità di sviluppare in proprio sistemi flessibili in grado di adattarsi a diverse problematiche di studio del danneggiamento a fatica sia dal punto di vista della caratterizzazione di materiali che da quello delle prove su componenti veri e propri, richiedenti particolari modalità di applicazione del carico per la verifica della resistenza e la conseguente ottimizzazione della progettazione. La possibilità di disporre di sistemi di prova flessibili facilita poi lo sviluppo di campagne di prove sperimentali necessarie per la verifica di modelli teorici esistenti e lo sviluppo di nuovi.

In conclusione, le molteplici esperienze di ricerca condotte nell'ambito del dottorato e riassunte nel presente lavoro di tesi hanno dimostrato come sia possibile e altamente proficua per lo studio di problematiche di danneggiamento a fatica un'integrazione di metodi specifici con approcci e competenze trasversali. L'ampliamento dei tradizionali confini della progettazione meccanica adottando un approccio basato sul concetto più generale di sistema tecnico permette infatti di potenziare l'efficacia della progettazione meccanica classica, orientata al singolo componente meccanico, riducendo le incognite e le approssimazioni, a vantaggio in definitiva di maggiore competitività e potenziale innovativo sia per la ricerca scientifica che per il mondo industriale.

APPENDICE

LO STRUMENTO BREVETTUALE COME TUTELA DEI RISULTATI DELLA RICERCA E STIMOLO PER L'INNOVAZIONE

INTRODUZIONE

In questa appendice viene proposto un breve approfondimento riguardo una problematica di notevole interesse sia nell'ambito della ricerca scientifica che in quello industriale, quale la tutela della proprietà intellettuale. In particolare viene affrontato il tema dei brevetti di invenzione, illustrando le caratteristiche principali e le notevoli potenzialità derivanti dalla padronanza dei concetti base su questo argomento. A questo proposito vengono descritte le finalità e le modalità di attuazione concreta di ricerche di anteriorità sulle banche dati brevettuali, che costituiscono una fonte gratuita di enormi quantità di informazioni tecniche su argomenti di interesse scientifico e pratico. Nello specifico, per illustrare alcune tecniche e accorgimenti da impiegare nella ricerca, nonché le caratteristiche di alcune tra le più note banche dati, viene proposto, con riferimento alle tematiche descritte al Capitolo 5, un esempio di ricerca di anteriorità riguardo i banchi elettromeccanici per prove a fatica in torsione.

A.1 La tutela dell'innovazione tecnologica: segreto vs brevetto

La tutela della proprietà intellettuale è da sempre un aspetto chiave dell'attività non solo scientifico-industriale ma anche artistica e letteraria e nel corso degli anni sono stati formulate e formalizzate con apposite leggi diverse forme di tutela che spaziano dai brevetti di invenzione, ai marchi, al diritto di autore, piuttosto che al copyright o alle più recenti forme di prodotti e conoscenze open source. Concentrandosi, per ovvie ragioni, sulla tutela della proprietà intellettuale nel campo industriale e della ricerca scientifica, esistono due principali alternative per proteggere un'invenzione, ovvero mantenere l'innovazione segreta oppure proteggerla attraverso un apposito strumento giuridico quale il brevetto di invenzione.

Il segreto, tutelato da appositi articoli del codice penale italiano (art. 98 e 99), presenta gli indiscutibili vantaggi di non richiedere costi e formalità e di avere una durata potenzialmente infinita, tuttavia presenta notevoli svantaggi legati alla difficoltà di individuazione dell'oggetto della tutela nonché al mantenimento della segretezza stessa.

Il brevetto è invece uno strumento giuridico attraverso il quale viene assicurato al titolare di un'invenzione il diritto di utilizzarla in esclusiva, ovvero in un regime di monopolio, che ha tuttavia limiti territoriali (la tutela fornita dal brevetto vale all'interno dello stato nel quale il brevetto è stato concesso) e temporali (20 anni) e che viene concesso previa descrizione pubblica dell'invenzione. Il vantaggio di questo metodo è l'incentivo allo sviluppo del progresso tecnico sia perché la prospettiva di un consistente ritorno degli investimenti, grazie al monopolio, spinge il mondo della ricerca e dell'industria allo sviluppo di nuove applicazioni, sia perché, grazie alla pubblicazione del brevetto, vengono rese disponibili nuove tecnologie che, sull'immediato, possono costituire il fondamento di nuove ricerche e, nel lungo periodo, dopo la scadenza del brevetto, risultano fruibili gratuitamente.

A.2 Oggetto dei brevetti e requisiti di brevettabilità

Un brevetto ha per oggetto un'invenzione, ovvero una soluzione originale ad un problema tecnico. Non si considerano invenzioni (art. 45 CPI), e quindi non sono brevettabili:

- _ le scoperte, le teorie scientifiche e i metodi matematici;
 - _ i piani, i principi e i metodi per attività intellettuali, per gioco o per attività commerciali;
 - _ i programmi per elaboratore, ovvero il software (per lo meno in quanto tale, ovvero se privo di effetti tecnici ulteriori);
 - _ le presentazioni di informazioni;
-

_ i metodi per il trattamento chirurgico o terapeutico del corpo umano o animale e i metodi di diagnosi applicati al corpo umano o animale;

_ le razze animali e i procedimenti essenzialmente biologici per l'ottenimento delle stesse.

Viceversa esistono diverse tipologie di invenzioni:

_ le invenzioni di prodotto: hanno per oggetto un prodotto materiale;

_ le invenzioni di procedimento: hanno per oggetto una tecnica di realizzazione di un prodotto o di un servizio;

_ le invenzioni di uso: hanno per oggetto un nuovo uso di un prodotto esistente.

Affinché un'invenzione sia brevettabile deve rispettare 5 requisiti, ovvero: novità, attività inventiva, applicabilità industriale, liceità e sufficiente descrizione.

Un'invenzione è nuova se non è compresa nello stato della tecnica dove per stato della tecnica si intende tutto ciò che è stato reso accessibile al pubblico, in tutto il mondo e con qualsiasi mezzo, prima della data di deposito della domanda di brevetto. Ad esempio non è possibile brevettare un'invenzione che è già stata descritta in una pubblicazione scientifica o che è stata presentata ad una fiera. Sono esclusi da questa definizione i brevetti segreti, ovvero brevetti la cui domanda è già stata depositata ma non è ancora pubblicata e che non sono pertanto ancora noti al pubblico (ciò vale solo però all'interno di un singolo stato).

Un'invenzione, oltre ad essere nuova, deve implicare attività inventiva, cioè, per una persona esperta del settore, non deve risultare in modo evidente e ovvio dallo stato della tecnica. E' immediato comprendere come la caratteristica di originalità sia, ancor più di quello della novità, un concetto relativo e alquanto controverso, attorno al quale ruotano spesso i dibattiti in fase di esame della domanda di brevetto.

E' poi necessario che un'invenzione abbia un'applicabilità industriale, cioè che l'oggetto dell'invenzione possa essere fabbricato o utilizzato in qualsiasi genere di industria, ovvero, ad esempio, non sono brevettabili invenzioni che vadano contro le leggi della fisica.

Non sono brevettabili neppure invenzioni la cui attuazione sia contraria all'ordine pubblico o al buon costume, cioè invenzioni prive del requisito di liceità. Tuttavia, ad esempio nel caso delle armi, è sufficiente trovare una sola applicazione lecita di un'invenzione per poterla brevettare.

Infine la domanda di brevetto deve rendere accessibile al pubblico, in modo chiaro per un tecnico del settore, il contenuto dell'invenzione, ovvero alla domanda di brevetto è necessario accompagnare una descrizione e i disegni necessari alla comprensione dell'invenzione (requisito di sufficiente descrizione).

A.3 La procedura di brevettazione

Il diritto all'utilizzo esclusivo di un'invenzione è subordinato al rilascio del brevetto da parte di un apposito ufficio. Con riferimento all'Italia, la concessione di un brevetto valido nel territorio nazionale può essere fatta utilizzando due procedure, ovvero quella per l'ottenimento del brevetto italiano oppure europeo.

In entrambi i casi l'iter di brevettazione inizia con il deposito della domanda di brevetto, presso l'Ufficio Italiano Brevetti e Marchi (UIBM) oppure presso l'ufficio brevetti europeo (European Patent Office, o EPO). La domanda, in italiano nel primo caso, in italiano ma con obbligo di successiva traduzione in inglese o francese o tedesco nel secondo, deve avere per oggetto una sola invenzione e deve essere completa di descrizione, disegni e rivendicazioni. La descrizione e i disegni servono per illustrare l'invenzione in modo tale che essa sia riproducibile da un esperto del settore, e sono utili anche per l'interpretazione delle rivendicazioni, che costituiscono la parte più importante del documento brevettuale in quanto delimitano l'ambito di protezione conferito dal brevetto. La data di deposito della prima domanda di brevetto in qualsiasi paese, o data di priorità, determina, in Italia e in Europa, chi ha il diritto di sfruttare l'invenzione e sancisce il termine iniziale di durata del brevetto, mentre l'efficacia effettiva della protezione brevettuale si ha a partire dalla data di pubblicazione della domanda di brevetto (18 mesi dopo la data di deposito). La data di primo deposito è detta anche data di priorità in quanto, in seguito alla firma della convenzione di Parigi del 1883, che nel 2006 è arrivata a contare l'adesione di 169 stati, chi deposita la domanda di brevetto in uno stato ha diritto di priorità in tutto il mondo e gli sono garantiti 12 mesi di tempo per estendere la protezione agli altri stati di interesse. Ovvero, dopo la firma del trattato di Parigi, il diritto al brevetto in tutti gli stati aderenti al trattato è di chi ha depositato per primo la domanda in uno qualsiasi degli stati, viceversa, prima della firma del trattato, il diritto al brevetto in uno stato era di chi aveva depositato per primo la domanda in quello stato specifico.

Dopo il deposito, l'iter di brevettazione è molto diverso nel caso italiano o in quello europeo. Il brevetto italiano, fino al luglio del 2008, non prevedeva verifica dei requisiti di novità e attività inventiva, né esame sostanziale, ma solo alcuni accertamenti formali di natura economica e burocratica. Dal luglio del 2008 è invece previsto un accertamento dei requisiti di novità e attività inventiva, tramite il supporto dell' EPO.

Per quanto riguarda invece il brevetto europeo, la procedura prevede un'unica domanda di brevetto alla quale segue un unico esame sostanziale che dà luogo ad un fascio di brevetti che vanno attivati nei singoli stati dove si vuole estendere la tutela traducendo il brevetto nella

lingua dello stato di interesse e pagando le tasse nazionali per il mantenimento. Le fasi della procedura per l'ottenimento di un brevetto europeo sono:

- _ deposito della domanda;
- _ verifica dei requisiti formali;
- _ ricerca di anteriorità da parte di un esaminatore dell'EPO e rilascio del rapporto di ricerca.;
- _ pubblicazione della domanda di brevetto (18 mesi dopo la data di deposito);
- _ esame sostanziale;

Nel caso di concessione del brevetto, per i 9 mesi successivi, chiunque può presentare all'EPO una richiesta di opposizione al rilascio che può causare limitazioni del brevetto concesso o addirittura la revoca. Come già specificato, una volta concesso il brevetto questo va validato negli stati di interesse. In caso invece di mancata concessione del brevetto, così come in caso di limitazioni o revoche incorse durante il periodo di opposizione, è possibile appellarsi.

Una volta concesso, il brevetto ha una durata di 20 anni a partire dalla data di deposito, a patto che vengano regolarmente pagate le tasse annuali di mantenimento nei singoli stati in cui è esteso, e non è rinnovabile. I diritti del titolare del brevetto sono poi limitati alla nazione in cui è stata depositata la domanda, nel caso di brevetti nazionali, o all'insieme degli stati aderenti alla convenzione per i quali la domanda di brevetto abbia chiesto tutela.

Dal 1978 esiste infine una procedura di brevettazione particolare, detta PCT dal nome del trattato (Patent Cooperation Treaty) firmato a Washington nel 1970, che prevede la possibilità di una domanda di deposito unificata in tutto il mondo, ovvero in tutti gli stati aderenti al PCT (128 dal 2006) con diritto di spostare a 30 mesi dal deposito l'estensione nazionale (rispetto ai 12 della domanda europea). In particolare, ad esempio, è possibile depositare una domanda di brevetto italiano e 12 mesi dopo una domanda PCT, ottenendo ulteriori 18 mesi per decidere in quali stati depositare le domande di brevetto nazionali, a vantaggio di un differimento dei costi. Ciascuna domanda segue poi il suo corso, ovvero non esiste un brevetto PCT ma solo una procedura di deposito unificata.

A titolo di esempio, si riporta in Fig. A.1 il frontespizio di un brevetto (US4478086) al fine di identificare alcuni dati caratteristici.

ente o stato che rilascia il brevetto → **United States Patent** [19]
Gram

data di pubblicazione → [11] **Patent Number:** **4,478,086**
 [45] **Date of Patent:** **Oct. 23, 1984**

n° brevetto →

sommario →

titolo ← [54] **LOAD FRAME CROSSHEAD CONSTRUCTION**

inventore ← [75] **Inventor:** **Martin M. Gram, St. Louis Park, Minn.**
 [73] **Assignee:** **MTS Systems Corporation, Eden Prairie, Minn.**

n° domanda ← [21] **Appl. No.:** **456,504**
 [22] **Filed:** **Jan. 7, 1983**

classificazione { [51] **Int. Cl.³** **G01N 3/08**
 [52] **U.S. Cl.** **73/781; 73/826**
 [58] **Field of Search** **73/781, 782, 796, 798, 73/826, 828, 837**

documenti di riferimento (citati nel brevetto o nel rapporto di ricerca) { [56] **References Cited**
U.S. PATENT DOCUMENTS
 3,714,821 2/1973 Gilley 73/781
 4,235,114 11/1980 Mohler 73/826
OTHER PUBLICATIONS
 MTS Systems Corporation Catalog, *MTS Interactive Material Test System Catalog*, No. 810.08-01, Jan., 1980.
Primary Examiner—Anthony V. Ciarlante

Attorney, Agent, or Firm—Kinney & Lange

[57] **ABSTRACT**
 A material testing apparatus for testing physical properties of a test specimen includes an improved crosshead member adjustably supported on spaced vertical columns and adapted to support a grip for a test specimen to be loaded along a load axis. The improved crosshead member includes a load measuring (load cell) section defined by four spaced-apart openings located symmetrically with respect to the load axis. As shown there are two openings on each side of the load axis. The openings extend through the crosshead member. The crosshead is reduced in thickness or cross section between the openings to raise the stress levels in the crosshead so that strain gages are applied directly to the measuring section and can be used to measure the load applied to a test specimen. The grips are supported on a surface that is perpendicular to the loading axis and which intersects or is supported substantially on the point where there is substantially no lateral stress (in direction between the support columns) during either tension or compression loading of the specimen.

18 Claims, 10 Drawing Figures

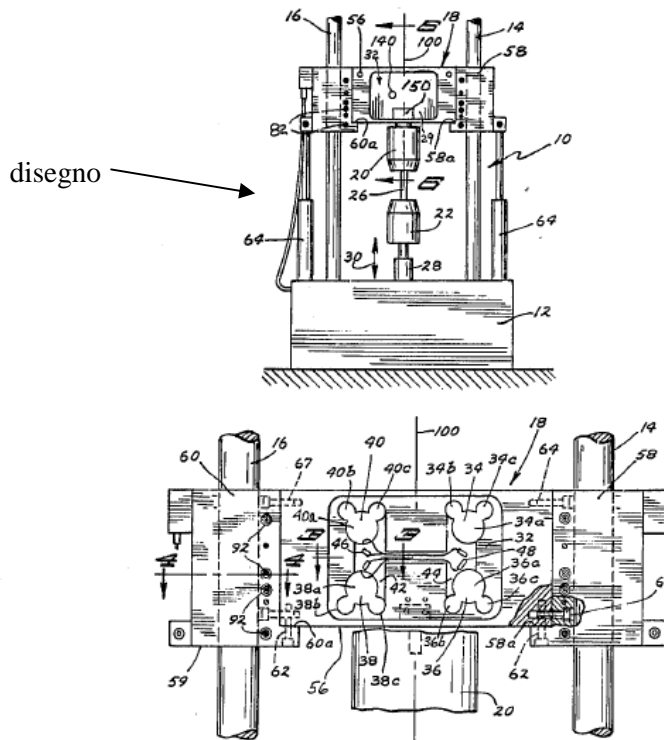


Figura A.1. Esempio di prima pagina di brevetto.

A.4 Diritti dell'inventore e sfruttamento del brevetto

Relativamente ad un'invenzione è bene distinguere l'esistenza di due diverse tipologie di diritto (art. 62 e 63 CPI):

_ il diritto morale di essere riconosciuto autore dell'invenzione, che spetta all'inventore ed è inalienabile ed intrasmissibile;

_ il diritto patrimoniale di sfruttare commercialmente l'invenzione che non sempre spetta all'inventore ed è quindi alienabile e trasmissibile.

Nel caso infatti di invenzione realizzata da un soggetto in rapporto di lavoro è necessario distinguere tre casi (art. 64 CPI):

_ invenzione di servizio: ovvero un'invenzione di un dipendente appositamente assunto per mansioni di attività inventiva. In questo caso il diritto patrimoniale appartiene al datore di lavoro.

_ invenzione aziendale: ovvero un'invenzione di un dipendente che non riceve un compenso specifico per mansioni di attività inventiva. In questo caso il diritto patrimoniale appartiene al datore di lavoro, tuttavia diversamente da quanto previsto per l'invenzione di servizio, l'inventore ha diritto ad un equo premio da stabilire in base al vantaggio competitivo dato dal brevetto, alle mansioni e alla retribuzione dell'inventore e al contributo all'invenzione derivante dall'organizzazione aziendale impartita dal datore di lavoro.

_ invenzione occasionale: ovvero un'invenzione non di servizio né aziendale ma rientrante nel campo di attività del datore di lavoro. In questo caso il diritto patrimoniale appartiene all'inventore ma il datore di lavoro ha diritto di opzione per lo sfruttamento dell'invenzione entro i tre mesi dalla comunicazione di deposito della domanda.

Un'ulteriore eccezione è costituita dalle invenzioni dei ricercatori delle università e degli enti pubblici di ricerca che risultano titolari esclusivi dei diritti dell'invenzione ed hanno diritto ad almeno il 50% dei proventi. Se l'Università non prevede normative specifiche ad essa spetta comunque il 30% dei proventi. Queste disposizioni non si applicano tuttavia a ricerche finanziate da privati o nell'ambito di progetti di ricerca specifici finanziati da soggetti pubblici diversi dal datore di lavoro del ricercatore. In questi casi è l'università, o l'ente di ricerca, ad essere titolare del diritto patrimoniale, che tuttavia è libera di cedere i diritti brevettuali al committente.

Lo sfruttamento economico di un'invenzione brevettata può avvenire essenzialmente in due modi, ovvero tramite cessione o licenza. Nel primo caso il titolare del brevetto cede definitivamente i propri diritti al cessionario perdendo la proprietà dell'invenzione, di regola previo pagamento di un prezzo. Nel caso della licenza invece il titolare del brevetto concede a

terzi il diritto allo sfruttamento economico dell'invenzione, nei limiti previsti dal contratto, ma mantiene la titolarità del brevetto.

Si rimanda a testi e alla legislatura specializzata per ulteriori approfondimenti su questo argomento e sulle possibili azioni e rimedi civilistici in tema di brevetti.

A.5 La ricerca di anteriorità sulle banche dati brevettuali

In questo paragrafo si intende analizzare il tema della ricerca sulle banche dati brevettuali, aspetto che, come verrà descritto, presenta notevoli implicazioni sia dal punto di vista industriale che della ricerca. Nello specifico, dopo un breve accenno sulle finalità delle ricerche brevettuali, verranno descritte le caratteristiche fondamentali di alcune tra le più note banche dati, illustrando quindi alcune strategie di ricerca per concludere con un esempio pratico riguardante un argomento oggetto del lavoro di tesi ovvero i banchi elettromeccanici per prove di fatica in torsione. Si precisa fin da ora che il presente paragrafo si propone di offrire una panoramica sulle ricerche di anteriorità sulle banche dati brevettuali, illustrando alcuni metodi e possibili informazioni ricavabili. Viceversa una trattazione completa riguardo problematiche e confronto delle varie banche dati esula dagli scopi della presente tesi di dottorato in quanto richiederebbe, per vastità e complessità, una trattazione specifica. Per gli stessi motivi i risultati relativi all'applicazione ai banchi prova non esauriscono la totalità dello stato della tecnica sull'argomento ma si propone di fornire alcune informazioni base, nonché alcuni suggerimenti, su metodi e possibili risultati.

A.5.1 Finalità delle ricerche di anteriorità

Lo scopo primo delle ricerche di anteriorità in campo di brevetti consiste ovviamente nell'indagare se un'invenzione risulta brevettabile o meno, ovvero principalmente se risponde ai requisiti di novità e attività inventiva. La letteratura brevettuale tuttavia costituisce una risorsa unica di informazioni tecniche, assolutamente complementare alla tradizionale letteratura scientifica. Condurre delle ricerche di anteriorità nella letteratura brevettuale offre quindi notevoli vantaggi sia dal punto di vista scientifico che industriale. In primo luogo permette di evitare sprechi di risorse in ricerca e sviluppo su tematiche già oggetto di precedenti invenzioni, viceversa le informazioni contenute nei brevetti possono servire da spunto per nuove idee o per la soluzione di specifici problemi tecnici. Da un punto di vista più strettamente industriale, la conoscenza delle anteriorità, dette anche "prior art", all'interno di un certo settore permette di evitare il rischio di contraffare accidentalmente brevetti di altri. Si

tratta quindi di uno strumento molto potente e versatile nelle possibili applicazioni, tuttavia di non semplice fruizione data l'enorme quantità di materiale disponibile e il particolare linguaggio tecnico-giuridico che la caratterizza.

A.5.2 Le banche dati brevettuali e i metodi di ricerca

L'informazione brevettuale è rintracciabile tramite apposite banche dati, sia gratuite che a pagamento. Tra gli strumenti di ricerca gratuiti vi sono innanzitutto le fonti fornite da uffici brevettuali nazionali o sovranazionali, quali, ad esempio:

- _ Espacenet: banca dati dell'ufficio brevetti europeo (<http://ep.espacenet.com/>);
- _ USPTO: banca dati dell'ufficio brevetti americano (<http://www.uspto.gov/>);
- _ UIBM: banca dati dell'ufficio italiano brevetti e marchi (<http://www.uibm.gov.it/it/>);
- _ JPO: banca dati dell'ufficio brevetti giapponese (<http://www.jpo.go.jp/>);
- _ CIPO: banca dati dell'ufficio brevetti canadesi
(<http://www.cipo.ic.gc.ca/eic/site/cipointernet-internetopic.nsf/eng/Home>);
- _ KIPO: ufficio brevetti coreano
(<http://www.kipo.go.kr/kpo/user.tdf?a=user.eng.main.BoardApp>);

oppure fonti gratuite prodotte da produttori indipendenti:

- _ Patentscope: banca dati della World Intellectual Property Organisation
(<http://www.wipo.int/pctdb/en/>);
- _ Patentlens: banca dati fornita da un ente di ricerca australiano
(<http://www.patentlens.net/daisy/patentlens/patentlens.html>)
- _ Google patents: banca dati fornita dal motore di ricerca Google
(http://www.google.com/advanced_patent_search).

Esistono poi dei meta-motori di ricerca ovvero data base che permettono di rintracciare fonti (brevettuali e non) sulle quali ricercare:

- _ SURFIP (<http://www.surfip.com/>);
- _ Intellogist (http://www.intellogist.com/wiki/Main_Page);

e banche dati a pagamento:

Derwent, Micropatent, Delphion, QPAT etc.

Già dalla quantità delle possibili fonti è facile intuire la mole e la varietà dei dati disponibili nelle banche dati. Ad esempio Google Patents contiene solo brevetti americani, Patent Lens ricerca brevetti australiani e europei, CIPO brevetti canadesi introvabili altrove. Inoltre il contenuto delle banche dati non è sempre completo e aggiornato e i brevetti non

sono tradotti in un'unica lingua, il che rende più complicata la comprensione dello stato della tecnica riguardo uno specifico argomento.

Per quanto riguarda le strategie di ricerca, le due tecniche principali, spesso da utilizzare in sinergia sono la ricerca per parole chiave e la ricerca mediante codici di classificazione (ciascun brevetto viene inserito in una specifica classe a seconda dell'invenzione rivendicata). La ricerca per parole chiave è più immediata ma molto soggettiva. Ad esempio, in una banca dati quale Espacenet, dove le ricerche vengono effettuate su titolo e riassunto del brevetto, anziché sul testo completo, cercare documentazione su banchi elettromeccanici per prove di fatica utilizzando parole chiave quali "fatigue machine" può portare ad escludere documenti quale quello riportato in Fig. A.2. Viceversa, la ricerca mediante codici di classificazione è garanzia di maggiore oggettività, tuttavia, se la classe è troppo ampia, può risultare molto dispendiosa o viceversa non individuare l'obiettivo previsto se la classe è troppo ristretta. Sempre a titolo di esempio, con riferimento allo stesso tipo di ricerca di anteriorità, banchi prova elettromeccanici per test di fatica, e alla stessa banca dati, Espacenet, la classe G01N3 definita "Investigating strength properties of solid materials by application of mechanical stresses" contiene 20000 brevetti, mentre le sue singole sottoclassi, come verrà illustrato al paragrafo successivo, se analizzate separatamente non risultano esaustive. Si fa presente che la ricerca per classificazione è di solito guidata dalla banca dati stessa che aiuta a rintracciare il codice di una determinata invenzione secondo la classificazione europea o internazionale.

Spesso risulta quindi conveniente combinare la ricerca per classificazione con quella per parole chiave, e fare riferimento anche ad altre informazioni contenute nel testo del brevetto, quali le anteriorità citate, il documenti nel rapporto di ricerca, o usufruire di servizi come quello offerto da Espacenet che ricerca i brevetti che citano il brevetto selezionato, o quello di Patentscope che fornisce utili analisi statistiche dei risultati delle ricerche. Spesso è poi vantaggioso ripetere la stessa ricerca su più banche dati e incrociare i risultati ai fini di cercare di sopperire ai limiti delle singole fonti, ad esempio incrociare risultati ottenuti su banche dati che effettuano ricerche solo su titolo e abstract del brevetto (ad es. Espacenet) con altre che fanno ricerca sul full text (ad esempio PatentScope o Google Patents).

(12) INTERNATIONAL APPLICATION PUBLISHED UNDER THE PATENT COOPERATION TREATY (PCT)

(19) World Intellectual Property Organization
International Bureau(43) International Publication Date
5 March 2009 (05.03.2009)

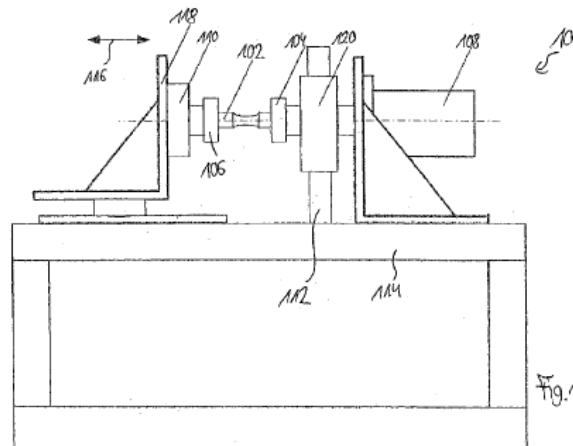
PCT

(10) International Publication Number
WO 2009/027097 A2

- (51) International Patent Classification: Not classified
- (74) Agent: DILG, Andreas; Dilg, Haeusler, Schindelmann, Patentanwalts-gesellschaft mbH, Nussbaumstr. 6, 80336 Munich (DE).
- (21) International Application Number: PCT/EP2008/007094
- (22) International Filing Date: 29 August 2008 (29.08.2008)
- (25) Filing Language: English
- (26) Publication Language: English
- (30) Priority Data: 07017095.6 31 August 2007 (31.08.2007) EP
- (71) Applicant (for all designated States except US): MONTANUNIVERSITÄT LEOBEN [AT/AT]; Franz Josef Strasse 18, A-8700 Leoben (AT).
- (72) Inventors; and
- (75) Inventors/Applicants (for US only): FRÖSCHL, Jürgen [AT/AT]; Kaiserfeldgasse 12/3/1, A-8700 Leoben (AT). EICHLSEDER, Wilfried [AT/AT]; Pichlmayergasse 3, A-8700 Leoben (AT).
- (81) Designated States (unless otherwise indicated, for every kind of national protection available): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) Designated States (unless otherwise indicated, for every kind of regional protection available): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SI, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), Eurasian (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), European (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MT, NL, NO, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

[Continued on next page]

(54) Title: SAMPLE ANALYSIS SYSTEM



(57) Abstract: An apparatus for analyzing a sample, the apparatus comprising a first clamping chuck adapted for receiving a first portion of the sample, a second clamping chuck adapted for receiving a second portion of the sample, a drive unit adapted for applying a force to the first clamping chuck, and a measurement unit adapted for measuring at least one physical parameter indicative of a property of the sample received by the first clamping chuck and the second clamping chuck in response to the application of the force to the first clamping chuck, wherein the second clamping chuck is free of a separate drive unit.

Figura A.2. Esempio di documento brevettuale difficilmente rintracciabile tramite ricerca per parole chiave.

A.5.3 Un esempio di ricerca di anteriorità: brevetti su banchi elettromeccanici per prove di fatica in torsione

Con riferimento all'attività di ricerca descritta al Capitolo 5, è stato condotto un esempio di ricerca di anteriorità su banche dati brevettuali riguardo i banchi elettromeccanici per prove di fatica, nello specifico in torsione, della quale si riportano in seguito i principali risultati ottenuti.

Per iniziare si è fatto riferimento alla banca dati dell'Ufficio Brevetti Europeo, Espacenet, cercando innanzitutto la classe di appartenenza dell'invenzione nella classificazione europea tramite l'apposita pagina "Classification search" (Fig. A.3) dove di default appaiono elencate le 9 classi principali, identificate da altrettante lettere e un campo vuoto dove inserire alcune parole chiave (al massimo 4) che possono caratterizzare l'invenzione. Utilizzando delle parole chiave abbastanza generiche quali "fatigue test machine", appare una serie di possibili classi, tra le quali, come suggerito dalla banca dati stessa e già anticipato al paragrafo precedente, quella corretta risulta essere la G01N3 "Investigating strength properties of solid materials by application of mechanical stresses".

The screenshot shows the Espacenet website interface for searching European classifications. The search results are as follows:

Classification Class	Letter	Selected
HUMAN NECESSITIES	A	<input type="checkbox"/>
PERFORMING OPERATIONS; TRANSPORTING	B	<input type="checkbox"/>
CHEMISTRY; METALLURGY	C	<input type="checkbox"/>
TEXTILES; PAPER	D	<input type="checkbox"/>
FIXED CONSTRUCTIONS	E	<input type="checkbox"/>
MECHANICAL ENGINEERING; LIGHTING; HEATING; WEAPONS; BLASTING ENGINES OR PUMPS	F	<input type="checkbox"/>
PHYSICS	G	<input checked="" type="checkbox"/>
ELECTRICITY	H	<input type="checkbox"/>
GENERAL TAGGING OF NEW TECHNOLOGICAL DEVELOPMENTS[N0403]	Y	<input type="checkbox"/>

Figura A.3. Espacenet: ricerca della classe di appartenenza di un'invenzione.

Poiché tale classe contiene appunto oltre 20000 brevetti, è stato ritenuto opportuno identificare alcune sottoclassi ai fini di indirizzare meglio la ricerca. In particolare, sono state identificate, semplicemente cliccando in corrispondenza della dicitura G01N3 comparsa dopo la prima ricerca e cercando tra le numerose sottoclassi che compaiono, due possibili

alternative in grado di fornire documenti utili ovvero la sottoclasse G01N3/38D “Investigating strength properties of solid materials by application of mechanical stresses generated by electromagnetic means for torsional investigations” e la sottoclasse G01N3/32D “Investigating strength properties of solid materials by application of mechanical stresses by applying repeated or pulsating forces for torsional investigations”. Passando alla pagina web che permette di fare una ricerca più avanzata (“Advanced Search”, Fig. A.4) e indicando semplicemente nel campo “European classification” la sigla G01N3/38D si risale a 38 brevetti, tra i quali si riportano in Fig. A.5 alcuni risultati interessanti.

Enter keywords in English		
Keyword(s) in title:	<input type="text"/>	plastic and bicycle
Keyword(s) in title or abstract:	<input type="text"/>	hair
Publication number:	<input type="text"/>	WO2008014520
Application number:	<input type="text"/>	DE19971031698
Priority number:	<input type="text"/>	WO1995US15925
Publication date:	<input type="text"/>	yyyyymmdd
Applicant(s):	<input type="text"/>	Institut Pasteur
Inventor(s):	<input type="text"/>	Smith
European Classification (ECLA):	<input type="text"/>	G01N3/38D F03G7/10
International Patent Classification (IPC):	<input type="text"/>	H03M1/12

Figura A.4. Espacenet: “Advanced Search”.

In particolare, il brevetto inglese GB590262 dal titolo “Apparatus for use in investigating fatigue phenomena and damping capacity” del 1947 fa riferimento (Fig. A.5(a)) ad un sistema costituito da una bobina e un magnete e controllato in retroazione.

La recente domanda PCT W02009044747 (Fig. A.5(b)) dal titolo “Fatigue test device” rivendica invece, per quanto è possibile comprendere dal solo abstract e dai disegni, visto che il resto della domanda è in lingua giapponese, ad un sistema basato su un servomotore

controllato in angolo (o in velocità angolare) in grado di effettuare prove di fatica ad elevata frequenza.

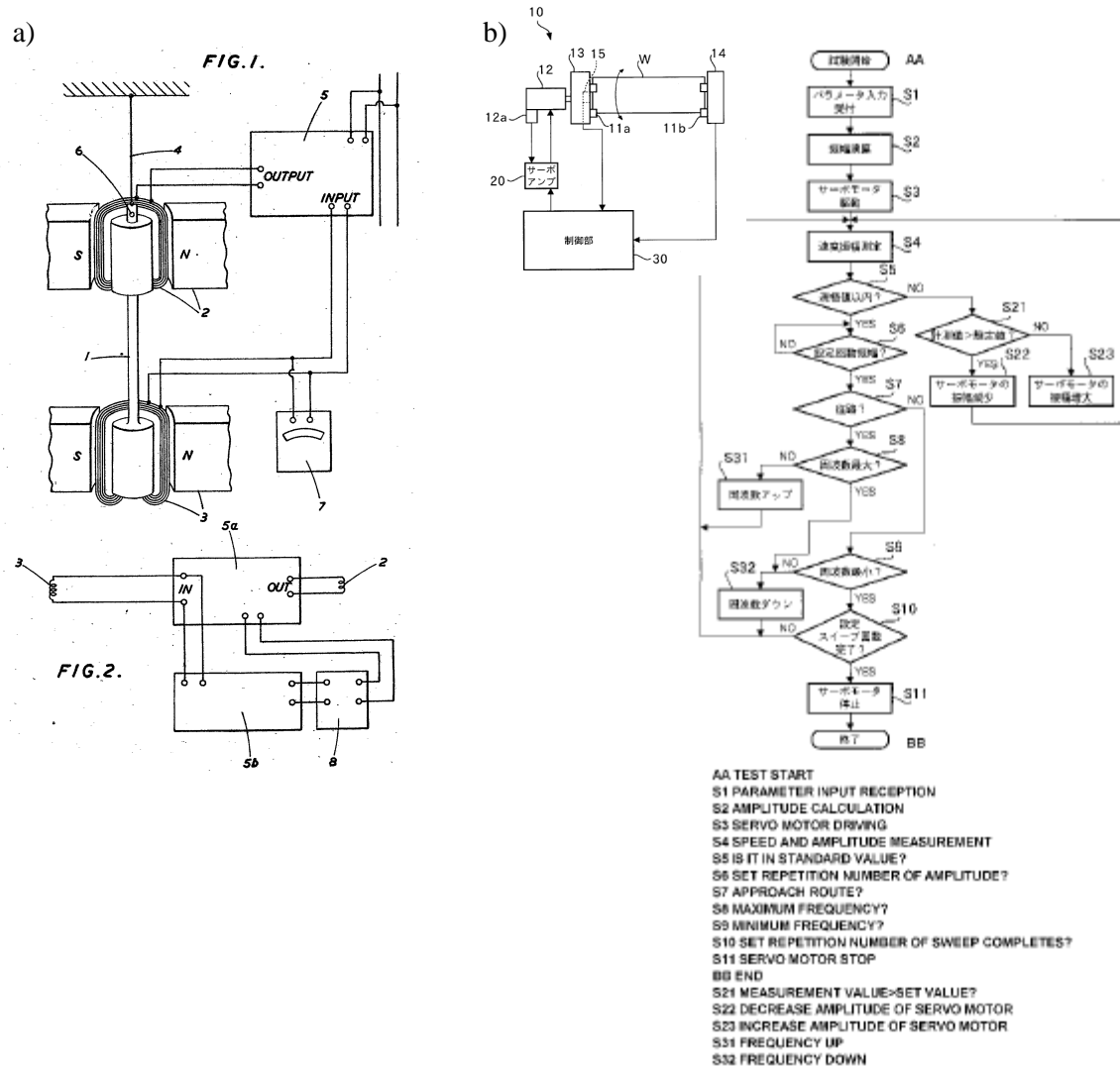


Figura A.5. Brevetto GB590262 (a) e domanda PCT W02009044747 (b).

Cercando invece, sempre su “Advanced Search”, i brevetti corrispondenti alla classe G01N3/32D si ottengono 112 risultati. Tra i primi è possibile rintracciare una domanda PCT W02009044746 degli stessi autori, con lo stesso titolo e contenuto simile, per quanto possibile comprendere, alla domanda di Fig. A.5(b), con la differenza che viene fatto riferimento all’inseguimento di un segnale di riferimento di tipo sinusoidale. Particolarmente interessante è poi la domanda PCT WO2009027097 “Test apparatus” già riportata in Fig. A2. Data la notevole somiglianza con il banco prove descritto al Capitolo 5, è stata fatta una ricerca tra i brevetti citati all’interno della descrizione stessa dell’invenzione nella domanda di brevetto. In questo modo è stato rintracciato il documento PCT WO2007042275, pubblicato anche come brevetto austriaco già concesso, “Method and device for checking a sample body

by combined rotational bending and torsion loading” (Fig. A.6) che fa riferimento ad una macchina in grado di generare uno stato di sollecitazione combinato di flessione rotante e torsione ad alta frequenza.

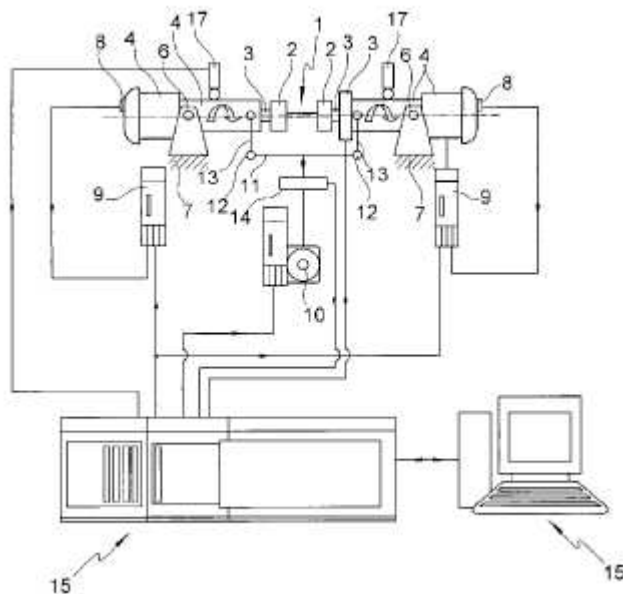


Figura A.6. Deposito PCT WO2007042275.

Restando sempre all'interno della classe G01N3/32D ma aggiungendo, nella maschera della “Classification Search” la parola chiave “torsion” (in titolo e abstract), i risultati risultano limitati a 14, tra i quali, il documento già riportato in Fig. A.6 o il brevetto giapponese JP59000642 “Torsion tester” riportato in Fig. A.7.

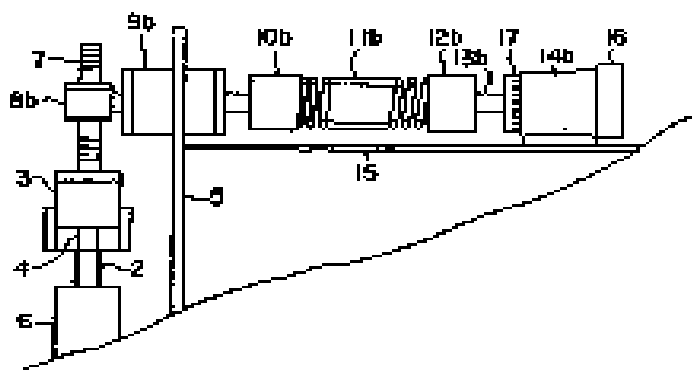


Figura A.7. Brevetto JP59000642.

Provando invece a filtrare i risultati dell'intera classe principale G01N3 tramite le parole chiave “torsion fatigue test machine” il campo si restringe a soluzioni o molto specifiche e complesse nonché lontane dall'applicazione cercata, quale il brevetto GB706627A

“Improvements in and relating to fatigue testing machines” (Fig. A.8(a)) che effettua prove assiali su un elevato numero di provini contemporaneamente, o a soluzioni più comuni quali il brevetto US2002162400 “Multiaxial high cycle fatigue test system” (Fig. A.8(b)) che genera uno stato di tensione combinato di flessione torsione impiegando però una strategia basata sull’oleodinamica e quindi comunque lontana dalla tipologia di invenzione cercata.

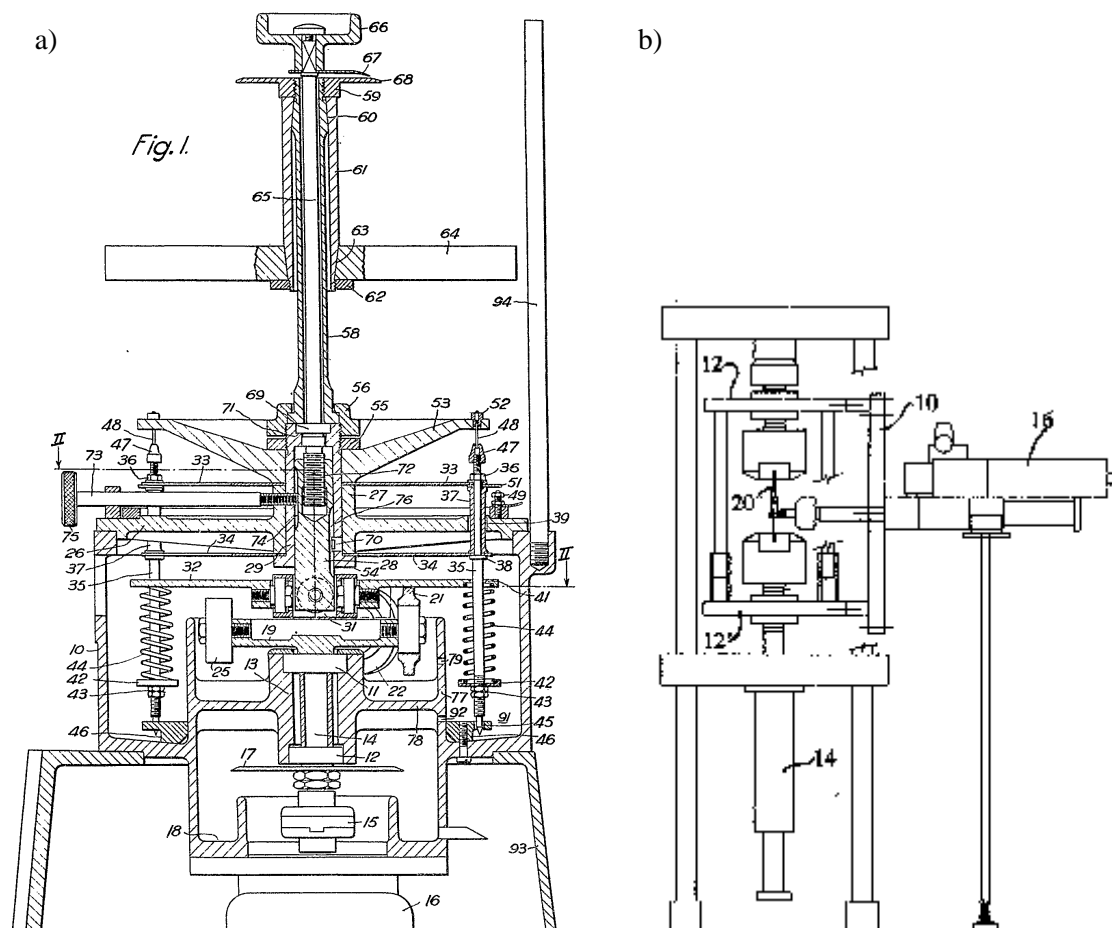


Figura A.8. Brevetti GB706627A (a) e US2002162400 (b).

Modificando il filtro applicato alla classe G01N3 per cercare di avvicinarsi maggiormente all’obiettivo della ricerca, ovvero utilizzando come parole chiave “electromechanical fatigue test machine” non si è invece ottenuto alcun risultato.

E’ stata quindi condotta una ricerca su un’altra banca dati, Google Patents, che presenta il notevole vantaggio, oltre alla comune interfaccia di Google e allo stesso tipo di tecnologia, di effettuare delle ricerche nell’intero testo del brevetto, anche se solo su brevetti americani.

La ricerca è stata effettuata per parole chiave, effettuando vari tentativi. Tramite le parole chiave “torsional fatigue test machine” è stato possibile trovare, ad esempio, il brevetto

Cercando di inserire nella ricerca il concetto di banco elettromeccanico tramite l'utilizzo delle parole chiave "motor fatigue test machine" è possibile trovare il brevetto US3209584 "Apparatus for fatigue testing" del 1956 riportato in Fig. A.11 o il brevetto US5396804 "Apparatus and method for force controlled fatigue testing" del 1995, riportato in Fig. A.12 e molto simile, per lo meno per quanto riguarda la logica di controllo, al banco prova del Capitolo 5.

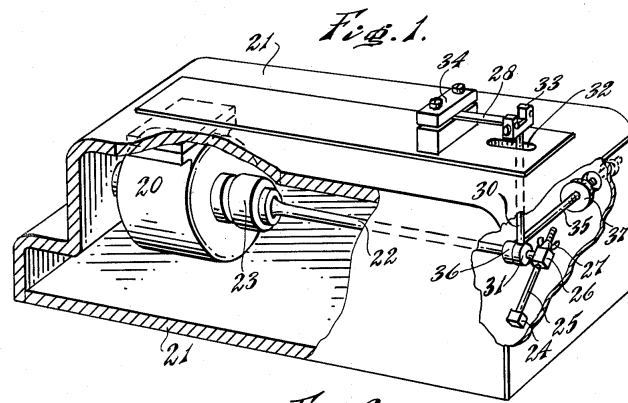


Figura A.11. Brevetto US3209584.

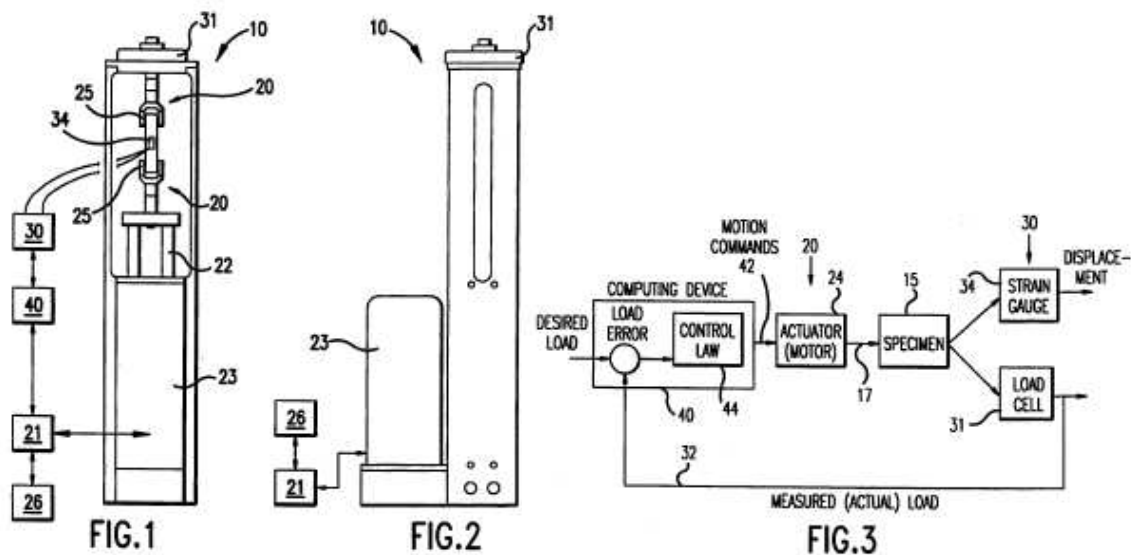


Figura A.12. Brevetto US5396804.

Utilizzando infine la parole chiave "electromechanic fatigue test machine" è rintracciabile il brevetto US 6023980 "High cycle fatigue test machine" del 2000, che tratta di una macchina (Fig. A.13) per prove di fatica ad una frequenza dell'ordine dei kHz tramite un attuatore piezoelettrico, in grado di gestire carichi statici e dinamici sovrapposti.

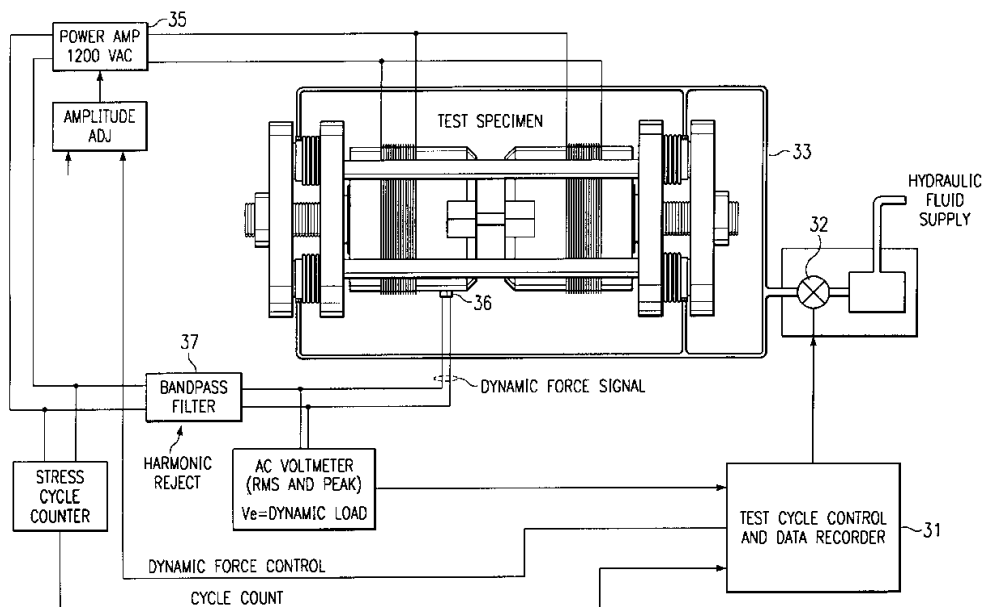


Figura A.13. Brevetto US6023980.

Utilizzando infine un'altra banca dati gratuita (www.boliven.net9) è stato rintracciato il brevetto giapponese JP2007107955 "Torsional fatigue testing machine" del 2007 (Fig. A.14) che rivendica un banco per prove a fatica in torsione che prevede motore elettrico, cella di carico e controllo in retroazione in anello chiuso.

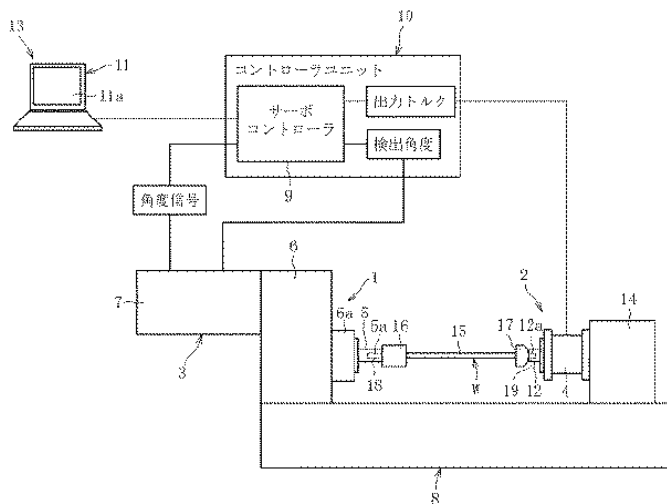


Figura A.14. Brevetto JP2007107955.

Si noti come, incrociando diverse banche dati, strategie di ricerca, modificando le parole per descrivere l'invenzione e incrociando i riferimenti sia stato possibile trovare un certo numero di brevetti collegabili all'invenzione cercata.

A.6 Conclusioni

I brevetti per invenzione costituiscono uno strumento molto potente, anche se non sempre adeguatamente conosciuto, sia per la tutela della proprietà intellettuale che per lo sviluppo di nuove soluzioni nel campo della ricerca o in quello industriale. In particolare, le ricerche di anteriorità sulle banche dati brevettuali consentono l'accesso ad un'enorme quantità di informazioni tecniche, complementari a quelle fornite dalla letteratura scientifica, tuttavia l'enorme quantità di informazioni e la complessità del linguaggio tecnico-giuridico adottato nella stesura dei brevetti, nonché le problematiche di tipo linguistico, rendono la ricerca non banale e spesso dispendiosa dal punto di vista del tempo e della dispersione dei risultati. Alla luce anche dell'esempio di ricerca sui banchi prova elettromeccanici, per realizzare delle ricerche efficaci è necessario innanzitutto identificare in modo preciso i tratti salienti dell'invenzione e stabilire delle valide parole chiave da utilizzare nella ricerca, sia della classe dell'invenzione, che dei brevetti specifici all'interno della classe, tenendo presente l'utilizzo di sinonimi e di definizioni alternative. È risultato poi di aiuto, anche se dispendioso dal punto di vista della durata della ricerca, cercare tra i documenti citati all'interno di un brevetto, in modo tale da ottenere, a partire da un risultato valido, dei collegamenti utili ad altri documenti. Ovviamente non è opportuno limitarsi ad una sola banca dati ma confrontare fonti diverse, che magari impiegano differenti strategie di ricerca. Con riferimento a quanto riportato al paragrafo A.5, tenendo conto, ad esempio, che Espacenet ricerca solo in titolo e abstract mentre Google Patents nel full text, è possibile rintracciare su quest'ultima fonte brevetti magari difficilmente trovabili con un'analoga ricerca per parole chiave su Espacenet e quindi, una volta identificato il brevetto, ricorrere allo strumento di ricerca documenti citati in Espacenet. Infine, in base all'esperienza della scrivente, non sono da trascurare neppure siti open source non finalizzati unicamente alla ricerca brevettuale ma comunque in grado di fornire risultati non ricavati utilizzando le più consuete banche dati (cfr. Fig. A.14).

BIBLIOGRAFIA

Abedrabbo N., Mayer R., Thompson A., Salisbury C., Worswick M., Van Riemsdijk I. (2009). Crash response of advanced high-strength steel tubes: Experiment and model. *International Journal of Impact Engineering* 36, 1044-1057.

Anzulovic B., Krnic N., Domazet Z. (1998). Impact loading evaluation and fatigue testing of church bell specimens. University of Split, report Number 32/04/98, Split, Croatia.

Atzori B. (1985). Meccanica della frattura o effetto di intaglio nella progettazione a fatica. *Il Progettista Industriale*.

Atzori B. (2000). Criteri di progettazione di strutture in leghe di alluminio. *Rivista Italiana della Saldatura* 1, 27-30.

Atzori B., Blasi G., Pappalettere C. (1985). Evaluation of fatigue strength of welded structures by local strain measurement. *Experimental Mechanics* 25 (2), 129-139.

Atzori B., Dattoma V. (1983). Fatigue strength of welded joints in aluminium alloy: a basis for the Italian design rules. *Proc. IIW Annual Assembly, IIW Doc. XIII-1088/83*, Porto, Portugal.

Atzori B., Demelio G., Rossi B. (2009a). Effetto delle dimensioni del cordone di saldatura sulla resistenza a fatica dei giunti a croce. *Rivista Italiana della Saldatura* 4, 447-455.

Atzori B., Haibach E. (1979). Deformazioni locali al piede dei cordoni di saldatura d'angolo e loro correlazione con la vita a fatica del giunto. *Atti del VII Convegno nazionale AIAS*, Cagliari.

Atzori B., Lazzarin P., Tovo R. (1995). Fatigue strength of aluminium symmetric double bolted joints. *Proc. Sixth International Conference on Aluminium Weldments*, 243-254 - INALCO 95, Cleveland, Ohio.

Atzori B., Lazzarin P. (2001). Notch sensitivity and defect sensitivity under fatigue loading: two sides of the same medal. *International Journal of Fracture* 107, L3-L8.

Atzori B., Lazzarin P., Meneghetti G. (2003). Fracture mechanics and notch sensitivity. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures* 26, 257-267.

Atzori B., Lazzarin P., Meneghetti G., Ricotta M. (2009b). Fatigue design of complex welded structures. *International Journal of Fatigue* 31, 59-69.

Atzori B., Meneghetti G. (2001). Fatigue strength of fillet welded structural steels: finite elements, strain gauges and reality. *International Journal of Fatigue* 23, 713-21.

Atzori B., Meneghetti G., Ricotta M. (2007a). Confronto tra la resistenza a fatica delle strutture in acciaio e lega leggera negli Eurocodici. Atti del XXXVI Convegno Nazionale AIAS, Napoli.

Atzori B., Meneghetti G., Ricotta M., Rossi B. (2008a). Fatigue Tests. Technical Report D4.2-RTD14, Cooperative Research Project ProBell EC 015684.

Atzori B., Meneghetti G., Ricotta M., Rossi B. (2008b). Global Simulations. Technical Report D9-RTD14, Cooperative Research Project ProBell EC 015684.

Atzori B., Meneghetti G., Rossi B. (2009c). Resistenza a fatica di strutture in leghe di alluminio: normative a confronto e verifica sperimentale. *Frattura ed Integrità Strutturale* 9, 33-45.

Atzori B., Meneghetti G., Rossi B. (2009d). Sensibilità all'intaglio e ai difetti di un bronzo per campane. Atti del XXXVIII Convegno Nazionale AIAS.

Atzori B., Ramirez J.L. (1998). Experimental investigation and evaluation of aluminium bolted connections. *Stahlbau* 67, Sonderheft Aluminium.

Atzori B., Rossi B., Heuler K. (2007b). La progettazione a fatica delle strutture saldate in lega leggera secondo l'Eurocodice 9. Atti del XXXVI Convegno Nazionale AIAS, Napoli.

Atzori B., Rossi B. (2008). Resistenza a fatica di strutture saldate in leghe di alluminio. *Rivista Italiana della Saldatura* 1, 93-102.

Ay I., Sakin R., Okoldan G. (2008). An improved design of apparatus for multispecimen bending fatigue behaviour for laminated composites. *Materials and Design* 29, 397-402.

Belingardi G., Peroni L., Rapelli G. (2008). Modellazione numerica di strutture soggette ad esplosioni. Atti del XXXVII Convegno Nazionale AIAS, Roma.

Benetti M., Castagnetti D., Dragoni E., Rubini R., Zanichelli E. (2006). Simulazione dinamica e sintesi strutturale per il contenimento delle vibrazioni di un cogeneratore termoelettrico. Atti del XXXV Convegno Nazionale AIAS, Ancona.

Bennati, S., Nardini, L., Salvatore, W. (2005). Dynamic behaviour of a medieval masonry bell tower. Part I: Experimental measurements and modelling of bell's dynamic actions. *Journal of Structural Engineering*, 1647-1655.

Bernasconi A., Davoli P., Filippini M., Foletti S. (2005). An integrated approach to rolling contact sub-surface fatigue assessment of railway wheels. *Wear* 258, 973-980.

Bertini L., Beghini M., Santus C., Baryshnikov A. (2008). Resonant test rigs for fatigue full scale testing of oil drill string connections. *International Journal of Fatigue* 30, 978-988.

Birkhofer H. (1999). From mechanics to mechatronics - towards a demand-oriented education in machine elements. Atti della Giornata di Studio in onore di Lucio Lazzarino, Pisa.

Birkhofer H., Nordman R. (2001). *Maschinelemente und Mechatronik I*. TU Darmstadt, Studienscripte Shaker Verlag, Aachen.

Blakeborough A. (2001). An analytical response of church bells to earthquake excitation. *Journal of Earthquake Engineering* 5, 69-92.

Braccesi C., Cianetti F. (2005). A procedure for the virtual evaluation of the stress state of mechanical systems and components for the automotive industry: development and experimental validation. *Journal of Automobile Engineering*, 633-643.

Braccesi C., Cianetti F., Lori G. (2008). Ambiente integrato di progettazione assistita di rollercoaster: analisi del comportamento dinamico e strutturale della vettura. Atti del XXXVII Convegno Nazionale AIAS, Roma.

Braccesi C., Cianetti F., Lori G., Pioli D. (2005). Fatigue behaviour analysis of mechanical components subject to random bimodal stress process: frequency domain approach. *International Journal of Fatigue* 27, 335-345.

Bellemo S. (1988). I materiali metallici nelle strutture soggette a fatica: confronto tra le leghe leggere e gli acciai. Tesi di laurea, Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Università di Padova.

Branco C.M., Maddox S.J., Infante V., Gomes E.C. (1999). Fatigue performance of tungsten inert gas (TIG) and plasma welds in thin sections. *International Journal of Fatigue* 21 587-601.

Caputo F., Lamanna G., Romaniello G., Soprano A. (2009). Analisi numerica in ambiente multibody dell'interazione tra le casse di un veicolo ferroviario. Atti del XXXVIII Convegno Nazionale AIAS, Torino.

Cochrane R. F. (2002). Micrograph library. University of Cambridge (www.doitpoms.ac.uk/miclib/index.php).

CNR UNI 10011 (1980). Costruzioni in acciaio. Istruzioni per il calcolo, l'esecuzione, la manutenzione.

CNR UNI 10011 (1986). Costruzioni in acciaio. Istruzioni per il calcolo, l'esecuzione, la manutenzione.

CNR UNI 10011 (1988). Costruzioni di acciaio. Istruzioni per il calcolo, l'esecuzione, il collaudo e la manutenzione.

Conle F. A., Mousseau C. W. (1991). Using vehicle dynamic simulations and finite-element results to generate fatigue life contours for chassis components. *International Journal of Fatigue* 13, 195-205.

DIN 4178 (1978). Glockentürme: Berechnung und Ausführung.

DIN 15018 (1984). Steel structures Verification and analyses. Part 1.

Dixon W., Massey F. (1969). Introduction to statistical analysis. McGraw-Hill, New York

El Haddad M. H., Topper T. H., Smith K. N.(1979). Prediction of Non-Propagating Cracks. *Engineering Fracture Mechanics* 11, 573-584.

Fayard J. L., Bignonnet A., Dang Van K. (1996). Fatigue design criterion for welded structures. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures* 19, 723-729.

Ferry W. B., Frise P. R., Andrews G. T., Malik M. A. (2002). Combining virtual simulation and physical vehicle test data to optimize durability testing. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures* 25, 1127-1134.

Fletcher, N.H., McGee, W.T., Tarnopolsky, A.Z. (2002). Bell clapper impact dynamics and the voicing of a carillon. *Journal of the Acoustical Society of America* 111 (3), 1437-1444.

Flores P. (2009). Modeling and simulation of wear in revolute clearance joints in multibody systems *Mechanism and Machine Theory* 44, 1211-1222.

Franch V., Petrone N. (2006). Acquisizione su strada dei carichi al tubo reggisella di telai di mtb biammortizzate e verifica a fatica ad ampiezza variabile. *Rivista Italiana della Saldatura*.

Frost N.E. (1957). Non-propagating cracks in Vee-notched specimens subjected to fatigue loading. *Aeronaut. Quart.* VIII, 1-20.

Frost N.E., Marsh K.J., Pook L.P. (1974). *Metal Fatigue*. Oxford University Press, Oxford.

Gobbi M., Mastinu G. (2001). Analytical description and optimization of the dynamic behaviour of passively suspended road vehicles. *Journal of Sound and Vibration* 245(3), 457-481.

Gross R., Mendelson A. (1972). Plane elastostatic analysis of V-notched plates. *International Journal of Fracture Mechanics* 8, 267-327.

Grosso D. (2009). Progetto e costruzione di un banco elettromeccanico per prove a fatica. Tesi di laurea, Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Università di Padova.

Gurney T. R. (1997). *Fatigue of thin walled joints under complex loading*. Abington Publishing, Cambridge.

Gustaffsson M. (2002). Thickness effect in Fatigue of welded extra high strength steel joints. Design and analysis welded high strength steel structures, Fatigue, 205-224, Ed. J. Samuelsson.

Haibach E. (1968). Die Schwingfestigkeit von Schweissverbindungen aus der Sicht einer örtlichen Beanspruchungsmessung. LBF Report No. FB-77, Darmstadt.

Haibach E., Atzori B. (1974). A statistical re-analysis of fatigue test results on welded joints in Al Mg 5. Description of the procedure and documentation of the evaluated test series. LBF Report No. FB-116, Darmstadt.

Haibach E., Atzori B. (1975). Ein statistischer verfahren für das erneute Auswerten von Ergebnissen aus Schwingfestigkeitsversuchen und für das Ableiten von Bemessungunterlagen, Angewandt auf Schweissverbindungen aus Al Mg 5. Aluminium.

Hall, F.R., Shippen, J. (1994). Great Paul dropped clanger. Engineering Failure Analysis 1 (3), 215-229.

Hertz, H. (1895). Gesammelte Werke, Vol. 1. Leipzig.

Heyman, J., Threlfall, B.D. (1976). Inertia forces due to bell-ringing. International Journal of Mechanical Sciences 18, 161-164.

Hobbacher A. (1996). Fatigue design of welded joints and components. Recommendations of IIW Joint Working Group XIII-XV.

Hultgren R., Desai P.D. (1971). Selected Thermodynamic Values and Phase Diagrams for Copper and Some of Its Binary Alloys, Intra Monograph I, International Copper Research Association, Inc., New York.

Ivorra, S., Palomo, M.J., Verdù, G. (2005). Dynamic behaviour of a belfry caused by the swinging bells. International Journal of Solids and Structures 42, 1669-1680.

Ivorra, S., Pallarés, F.J. (2006a). Dynamic investigations on a masonry bell tower. Engineering Structures 28, 660-667.

Ivorra, S., Palomo, M.J., Verdù, G., Zasso, A. (2006b). Dynamic forces produced by swinging bells. Meccanica 41, 47-62.

Ivorra, S., Segovia, E., Irlés R., Pallarés, F. (2007). Numerical simulation of Spanish bell ringing. Proceedings of the Fifteenth UK Conference of the Association of Computational Mechanics in Engineering. Civil-Comp Press.

Ivorra, S., Pallarés, F.J., Adam, J.M. (2009). Dynamic behaviour of a modern bell tower-A case study. *Engineering Structures* 31, 1085-1092.

Jacoby G. (1961). Über das Verhalten von Schweißverbindungen aus Aluminiumlegierungen bei Schwingbeanspruchung. Dissertation, Technische Hochschule, Hannover.

Khulief Y. A., Al-Naser H. (2005). Finite elements analysis of drillstrings. *Finite Elements in Analysis and Design* 41, 1270-1288.

Kihl D.P., Sarkani S. (1999). Mean stress effects on the fatigue strength of welded steel cruciforms. *International Journal of Fatigue* 19, S311-S316.

Kim S. H., Lee C. W., Lee J. M. (2005). Beat characteristics and beat maps of the King Seong-deok Divine Bell. *Journal of Sound and Vibration* 281, 21-44.

Kitagawa H., Takahashi S. (1976). Applicability of fracture mechanics to very small cracks in the early stage. Proceedings of the 2nd International Conference on Mechanical Behaviour of Materials, 627-631.

Lawrence C. C., Chop V. K. S. (1986). Multiaxial fatigue/static test machine for large fibre-wound plastic pipes. *Polymer testing* 6, 285-311.

Lazzarin P., Livieri P. (2001). Notch stress intensity factors and fatigue strength of aluminium and steel welded joints. *International Journal of Fatigue* 23, 225-232.

Lazzarin P., Tovo R. (1998). A notch stress intensity factor approach to the stress analysis of welds. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures* 21, 1089-1103.

Livieri P., Lazzarin P. (2005). Fatigue strength of steel and aluminium welded joints based on generalised stress intensity factors and local strain energy values. *International Journal of Fracture* 133, 247-276.

Maddox J. (1995). Scale effect in fatigue of fillet welded aluminium alloys. Proceedings of the Sixth international Conference on Aluminium Weldments, Cleveland Ohio, 77-93.

Manfredi E. (2002). Qualche considerazione su didattica e ricerca nel settore della costruzione di macchine. Atti del XXXI Convegno Nazionale AIAS, Parma.

Meneghetti G. (1998). Metodologie di analisi e progettazione di giunti saldati. Tesi di dottorato, Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Università di Padova.

Meneghetti G. (2008). The peak stress method applied to fatigue assessments of steel and aluminium fillet-welded joints subjected to mode I loading. *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.* 31, 349-69.

Meneghetti G., Cagol M., Bonollo F. (2004). Sensibilità all'intaglio e ai difetti di ghise sferoidali austemperate. Atti del XXXIII Convegno Nazionale AIAS, Bari.

Meneghetti G., Ciavarella M. (2004). On fatigue limit in presence of notches: classical vs recent unified formulations. *International Journal of Fatigue* 26, 289-298.

Meneghetti G., Petrone N. (1997). L'analisi di prestazione e durata di componenti motociclistici: Parte Ia: Acquisizione dati, Parte IIa: L'analisi di prestazione, Parte IIIa: La durata. *MotoTecnica*.

Meneghetti G., Ricotta M., Rossi B. (2007). Definizione di un programma per la simulazione del comportamento dinamico di campane da chiesa. Atti del XXXVI Convegno Nazionale AIAS, Napoli.

Meneghetti G., Rossi B. (2008). Due modelli numerici per la simulazione del comportamento dinamico di campane da chiesa. Atti del XXXVII Convegno Nazionale AIAS, Roma.

Meneghetti G., Rossi B. (2009). An analytical model based on lumped parameters for the dynamic analysis of church bells. *International Journal of Solids and Structures*, sottoposto ad accettazione.

Meneghetti G., Tovo R. (1998). Stress gradient effects of light alloy welds. 7th Int. Conf. of Joints in Aluminium, INALCO, Cambridge.

Michler J. R., Bhonsle S. R. (1993). High cycle spring fatigue test machine. *Experimental Techniques* 17, 17-19.

Müller F.P. (1968). Berechnung und Konstruktion von Glockentürmen. Verlag Von Wilhelm Ernst & Sohn, Berlin 2-15.

Müller, F.P. (1986). Dynamische und statische Gesichtspunkte beim Bau von Glockentürmen. Karlsruhe: Badenia Verlag GmbH 201-212.

Murakami Y., Endo M. (1983). Quantitative evaluation of fatigue strength of metals containing various small defects or cracks., *Engineering Fracture Mechanics* 17, 1-15.

Nagode M., Fajdiga M. (1998). A general multi-modal probability density function suitable for the rainflow ranges of stationary random processes. *International Journal of Fatigue* 20, 211-223.

Niemi E. (1995). IIS/IIW-1221-93. Stress Determination for Fatigue Analysis of Welded Components. Edited by E. Niemi, Abington Publishing, Abington, Cambridge.

Nihei M., Sasaki E., Kanao M. Inagaki M. (1981). Statistical analysis on fatigue strength of arc-welded joints using covered electrodes under various welding conditions with particular attention to toe shape. *Transactions of National Research Institute for Metals* 23 (1), 21-34.

Partanen T., Niemi E. (1996). Hot spot approach to fatigue strength analysis of welded components: fatigue test data for steel plate thickness up to 10mm. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures* 19, 709-722.

Perrin R., Charnley T., Swallowe G. M. (1995). On the tuning of church and carillon bells. *Applied Acoustics* 46, 83-101.

Perrin R., Swallowe G. M., Charney T., Marshall C. (1999). On the debossing, annealing and mounting of bells. *Journal of Sound and Vibration* 227(2), 409-425.

Petrone N., Susmel L. (2003). Biaxial testing and analysis of bicycle-welded components for the definition of a safety standard. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures* 26, 491-505.

Petroski, H.J. (1984). On the cracked bell. *Journal of Sound and Vibration* 96 (4), 485-493.

Rao, S. (2004). *Mechanical vibrations. Fourth Edition. Pearson International Edition.*

Rayleigh, Lord (1890). On bells. *Philos. Mag.* 29, 1-17 ; reprinted in *Scientific Papers of Lord Rayleigh* (Dover,1964), Vol. 3, pp. 318-332.

Ribeiro A.S., Gonçalves J.P., Oliveira F., Castro P.T, Fernandes A.A.(1995). A comparative study on the fatigue behaviour of aluminium alloy welded and bonded joints. *Proc. Sixth Int. Conference on Aluminium Weldments*, Cleveland, Ohio, 165-76.

Ringsberg J. W., Franklin F. J., Josefson B. L., Kapoor A., Nielsen J. C. O. (2005). Fatigue evaluation of surface coated railway rails using shakedown theory, finite element calculations, and lab and field trials. *International Journal of Fatigue* 27, 680-694.

Rossi B. (2007). La progettazione a fatica di strutture saldate in leghe di alluminio: principi teorici, metodi e normative. *Rassegna del Collegio dei Tecnici dell'Acciaio* 3, 1-6.

Rossmann H. P., Daehnke A., Knasmillner R. E., Kouzniak N., Ohtsu M., Uenishi K. (1997). Fracture mechanics applications to drilling and blasting. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures* 20, 1617-1636.

Rozumek D., Marciniak Z. (2008). Control system of the fatigue stand for material test under combined bending with torsion loading and experimental results. *Mechanical Systems and Signal Processing* 22, 1289-1296.

Rupp A. (2006). Ringing bells – State of the art in the durability evaluation of church bells. *Proceedings of the Colloquium Development Evaluation*, Ljubljana, Editors: Pukl B., Nagode M., 29-40.

Rupp, A., Plitzner, M. (2008a). Measures of bells and clappers. Technical Report D8.2-RTD12, Cooperative Research Project ProBell EC 015684.

Rupp, A., Plitzner, M. (2008b). Instrumentation of ringing bells. Technical Report D4-5-6-RTD12, Cooperative Research Project ProBell EC 015684.

Rupp, A., Plitzner, M. (2008c). Measurements on bells in towers. Technical Report D18-RTD12, Cooperative Research Project ProBell EC 015684.

Rupp, A., Plitzner, M. (2008d). Evaluation of bell systems. Technical Report D17-RTD12, Cooperative Research Project ProBell EC 015684.

- Schielen W., Seifried R., Eberhard P. (2006). Elastoplastic phenomena in multibody impact dynamics. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 195, 6874-6890.
- Shen J., Jin X. (2008). Structural improvement for solder joint failure in ultrasonic plastic assembly. *Simulation Modelling Practice and Theory* 16, 848-857.
- Schutz, K.G. (1994). Dynamische Beanspruchung von Glockentürmen. *Bauingenieur* 69. Springer Verlag, 211-217.
- Schumacher G. (2008). Material investigations. Technical Report D3-OTH11, Cooperative Research Project ProBell EC 015684.
- Selby, A., Wilson, J.M. (1997). Dynamic behaviour of masonry church bell towers. *Proceedings of the CCMS Symposium, Chicago ASCE, New York*, 189-199.
- Simpson A. B. (1895). On bell tones. *Pall Mall Mag.*, 7, 183-194.
- Smith R.A., Miller K.J. (1978). Prediction of fatigue regimes in notched components. *International Journal of Mechanical Sciences* 20, 201-206.
- Spielmann, R., Rupp, A., Fajdiga, M., Atzori, B. (2008). Kirchenglocken-Kulturgut, Musikinstrumente und Hochbeanspruchte Komponenten. *Glocken-Lebendige Klangzeugen. Schweizerische Eidgenossenschaft, Bundesamt für Kultur BAK* 22-39.
- Steiner, J. (1986). Neukonstruktion und Sanierung von Glockentürmen nach statischen und dynamischen Gesichtspunkten. Karlsruhe: Badenia Verlag GmbH 213-237.
- Stoten D. P., Smith D. J. (1993). Design of a control system for a superimposed frequency fatigue test machine. *Journal of Testing and Evaluation* 21, 154-159.
- Stribersky A., Moser F., Rulka W. (2002). Structural dynamics and ride comfort of a rail vehicle system. *Advances in Engineering Software* 33, 541-552.
- Tovo R. (2000). A damage based evaluation of probability density distribution for rain-flow ranges from random processes. *International Journal of Fatigue* 22, 425-429.
- Tovo R. (2001). On the fatigue reliability evaluation of structural components under service loading.. *International Journal of Fatigue* 23, 587-598.

- UNI 8634 (1985). Strutture in leghe di alluminio. Istruzioni per il calcolo e l'esecuzione.
- UNI ENV 1999-2 (2002). Eurocodice 9. Progettazione delle strutture di alluminio. Parte 2: Strutture sottoposte a fatica.
- UNI EN 1999-1-3 (2007). Eurocodice 9. Progettazione delle strutture di alluminio. Parte 1-3: Strutture sottoposte a fatica.
- UNI EN 1993-1-9 (2005). Eurocodice 3: Progettazione delle strutture di acciaio. Parte 1-9: fatica.
- Van Straalen IJ. J., Soetens F., Dijkstra O. D. (1994). Eureka 269-Fatigue tests on transverse butt welds. Overview of test results, statistical analysis and fracture mechanics analysis. TNO building and Construction Research-Report 94-CON-R1563.
- Vergani L., Colombo C., Ascone Modica N. (2007). Modellazione numerica-sperimentale di una chiglia di imbarcazione a vela ad assorbimento urti. Atti del XXXVI Convegno Nazionale AIAS, Napoli.
- Voutaz B., Smith I.F., Hirt M.A. (1995). Fatigue behaviour of aluminium beams with welded attachments. Proceedings of the Third International Conference on Steel and Aluminium Structures, Istanbul.
- Wang L., Xu Y. L. (2003). Wind-rain induced vibration of cable: an analytical model (1). International Journal of Solids and Structures 40(5), 1265-1280.
- Williams M. L. (1952). Stress singularities resulting from various boundary conditions in angular corners of plates in extension. Journal of Applied Mechanics 19, 526-528.
- Wilson, J., Selby, A. (1993). Durhann cathedral tower vibrations during bell-ringing. Proceedings of the Conference Engineering a Cathedral. Thomas Telford, London, 77-100.
- Yates J. R., Miller K. J. (1988). A torsion-bending loading frame for a uniaxial fatigue test machine. Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures 11, 321-330.

RINGRAZIAMENTI

Alla fine di un percorso, insieme a bilanci e progetti per il futuro, qualche parola di ringraziamento alle tante persone che, in un modo o nell'altro, hanno avuto un ruolo importante in questi tre anni.

Il primo ringraziamento va al Prof. Atzori, per avermi proposto per primo quest'esperienza di dottorato e per averla sempre sostenuta, anche nei momenti più difficili, anche quando si è allontanata di più dal disegno originario.

Un ringraziamento particolare va a Giovanni per la profonda umanità dimostrata in tanti momenti e il costante esempio di grande professionalità, e per il supporto, davvero fondamentale, durante questi tre anni. Grazie per tutto quello che abbiamo condiviso, per aver sempre creduto in me e per avermi sempre incoraggiata a cercare, senza timore, la mia strada.

Grazie anche agli altri componenti del gruppo di ricerca: a Mauro per l'amicizia, i consigli, le chiacchierate a pranzo; a Nicola, per la presenza in alcuni momenti davvero difficili di questi tre anni e perché all'origine di quest'avventura del dottorato c'è comunque quell'incredibile esperienza di tesi; a Mattia per la sincera amicizia, il confronto e il sostegno reciproco di tanti venerdì in dipartimento.

Grazie ai tanti dottorandi, giovani ricercatori, borsisti, tesisti e collaboratori vari dell'Università che hanno condiviso con me tratti più o meno lunghi di questo percorso: a Michele e Filippo per il prezioso supporto in tanti momenti, a Giuseppe, Andrea, Samuele, Enrico, Kirstin, Elena, Giovanni, Mario, Kamila. Grazie in particolare a Dario per l'instancabile impegno e il prezioso aiuto nel grande lavoro di questi ultimi mesi e settimane.

Grazie ai Prof. Quaresimin e Lazzarin per gli utili consigli.

Grazie alle persone che materialmente hanno reso possibile questa tesi: a Francesco, Massimo, Gabriele e gli altri tecnici dell'officina, a Stefano Giacometti per i provini, a Luigi Bergamo, Peter Grassmayr e a tutto il consorzio del progetto ProBell, a Fabio Parere per il prezioso corso di LabVIEW, a Sandra, Susanna, Maria e Enrico per il supporto logistico.

Per tutto il resto...il primo grazie va sicuramente alla mia famiglia: a mio papà perché, pur con fatica e tra tanti silenzi, mi ha sempre sostenuto in quest'avventura universitaria, a

mia mamma perché con la sua sensibilità e il suo spirito artistico da sempre arricchisce le mie giornate, a mio fratello Alberto, vera e incrollabile certezza della mia vita.

Grazie ad alcune ragazze e donne davvero speciali che ho la fortuna di avere come amiche:

a Giulia, per l'amicizia sincera e l'allegria che mi sa sempre trasmettere, per condividere con me i piccoli eventi di ogni giorno come i grandi scossoni della vita, per il viaggio memorabile di quest'estate, per essere il lato deciso di me che a volte mi manca...

a Ilaria, perché dopo liceo, maturità, università e laurea abbiamo vissuto assieme anche l'avventura del dottorato e per saper capire profondamente tante situazioni;

a Chiara L. perché è bello vedere che un'amicizia nata sui banchi resiste nel tempo;

a Chiara T. perché a modo suo c'è sempre;

a Alessandra e Giulia S. perché nonostante le vite ormai lontane non mi fanno mancare mai il loro supporto.

Grazie a Andrea e Stefano per aver sempre saputo vedere, più di quanto io sappia fare, quanto di bello e buono c'è in me, per aver gioito per me, per avermi detto le cose come stavano e per aver anche raccolto i cocci in varie occasioni.

Grazie a Marta per avermi insegnato a guardare le cose con più obiettività.

Grazie a Matteo per quello che di bello e importante c'è stato e perché anche dalle esperienze più dure si impara e si cresce.

Grazie a Silvano, Valentina e Enrico per la sincera amicizia.

L'ultimo grazie è per le tante persone che negli ultimi mesi, anche solo con una chiacchierata, una corsa, una serata in compagnia mi hanno regalato momenti preziosi: Massimo R., Alberto, Massimo M., Marco, Giacomo, Ezio.

A tutti, grazie di cuore.