



Università degli Studi di Ferrara

DOTTORATO DI RICERCA IN
SCIENZE DELL'INGEGNERIA

CICLO XXII

COORDINATORE Prof. Stefano Trillo

***INDAGINE NUMERICO/SPERIMENTALE SU
PRESTAZIONI E RIGIDEZZA STRUTTURALE
DI IMBARCAZIONI OLIMPIONICHE
DA CANOTTAGGIO***

Settore Scientifico Disciplinare

ING-IND/14

Dottorando

Dott. Bettinelli Stefano

Tutori

Prof. Susmel Luca

Prof. Tovo Roberto

Anni 2007/2009

Titolo: INDAGINE NUMERICO/SPERIMENTALE SU PRESTAZIONI
E RIGIDEZZA STRUTTURALE DI IMBARCAZIONI
OLIMPIONICHE DA CANOTTAGGIO

Autore: Ing. Stefano Bettinelli

Dipartimento: Dipartimento di Ingegneria
Università: Università degli Studi di Ferrara
Indirizzo: via Saragat, 1 – 44100, Ferrara

Dottorato di ricerca: Scienze dell’Ingegneria
Curriculum: Ingegneria Industriale

Ciclo XXII

Coordinatore del dottorato: Prof. Stefano Trillo
Università degli Studi di Ferrara

Tutori del corso: Prof. Luca Susmel
Università degli Studi di Ferrara
Prof. Roberto Tovo
Università degli Studi di Ferrara

Commissione esaminatrice: Prof. Francesco Mollica
Università degli Studi di Ferrara
Prof. Michele Bianchi
Università degli Studi di Bologna
Prof. Maurizio Magrini
Università degli Studi di Padova

Esame finale: 18 Marzo 2010

Ai miei genitori

INDICE

Capitolo 1	INTRODUZIONE	1
Capitolo 2	NOZIONI GENERALI SUL CANOTTAGGIO	3
	2.1 Fondamenti dello sport.....	3
	2.1.1 Cenni Storici.....	4
	2.1.3 La tecnica.....	5
	2.1.2 I rematori.....	8
	2.2 Tipologia di barche secondo F.I.S.A.....	9
	2.3 I remi.....	14
	2.4 Le scalmiere.....	15
	2.5 La pedana.....	16
	2.6 Il seggiolino.....	16
Capitolo 3	STUDIO DI UN SISTEMA DI ACQUISIZIONE DATI PER IMBARCAZIONI DA CANOTTAGGIO	17
	3.1 Introduzione.....	17
	3.2 Primi studi condotti dall'Università di Ferrara.....	18
	3.3 Un sistema innovativo per l'acquisizione dati.....	19
	3.3.1 Il sensore di forza OMEGA.....	21
	3.3.2 Il sensore di forza sul seggiolino.....	27
	3.3.3 Il sensore di posizione del remo.....	28
	3.3.4 Il sensore di posizione del seggiolino.....	29
	3.4 Sviluppo della centralina di acquisizione.....	29
	3.5 Conclusioni.....	31
Capitolo 4	ACQUISIZIONI, ANALISI DELLE PRESTAZIONI ED INDICI DI EFFICIENZA	33
	4.1 Precedenti studi.....	33

	4.2 Considerazioni sull'efficienza.....	41
	4.3 Analisi dei dati relativi a due equipaggi: olimpionico e dilettante.....	46
	4.4 Conclusioni.....	55
Capitolo 5	PROVE IN ACQUA E VALUTAZIONE DELLE FORZE	57
	5.1 Introduzione.....	57
	5.2 Imbarcazione “1x” femminile (pesi leggeri).....	58
	5.3 Imbarcazione “2x” maschile (pesi leggeri).....	59
	5.4 Imbarcazione “4x” maschile (master).....	60
	5.5 Imbarcazione “2x” maschile olimpionica (senior).....	61
	5.6 Imbarcazione “4x” maschile (senior).....	61
	5.7 Imbarcazione “4-“ maschile (pesi leggeri).....	62
	5.8 Conclusioni.....	63
Capitolo 6	ANALISI STRUTTURALE FEM DI SCAFI DA COMPETIZIONE	65
	6.1 Materiali e principi costruttivi degli scafi: ricerca delle prestazioni.....	65
	6.2 Analisi di un'imbarcazione “2x” e “2-“.....	68
	6.2.1 Materiali impiegati.....	68
	6.2.2 Stratificazioni nei laminati componenti la barca.....	72
	6.3 Carichi.....	74
	6.4 Analisi FEM.....	77
	6.5 Conclusioni.....	83
Capitolo 7	VERIFICA DELLA RESISTENZA A FATICA DI SCALMIERE IN ALLUMINIO SALDATO	85
	7.1 Introduzione.....	85
	7.2 Prove sperimentali.....	86
	7.2.1 Studio dell'attrezzatura.....	86
	7.2.2 Definizione dei carichi di prova.....	91

	7.3 Risultati delle prove.....	91
Capitolo 8	VERIFICA SPERIMENTALE DELLA RESISTENZA A FATICA DI SEGGIOLINI IN COMPOSITO	93
	8.1 Introduzione.....	94
	8.2 Prove sperimentali.....	94
	8.2.1 Materiale testato ed attrezzatura	94
	8.2.2 Definizione dei carichi di prova.....	96
	8.3 Risultati delle prove.....	97
Capitolo 9	CONSIDERAZIONI FINALI.....	99
	BIBLIOGRAFIA.....	101
Appendice 1	IL SISTEMA DI ACQUISIZIONE: USO E MANUTENZIONE	107
	A1.1 Elenco dei componenti.....	107
	A1.2 Installazione dei sensori.....	116
	A1.2.1 Sensore di forza allo scalmo.....	116
	A1.2.2 Sensore di forza sul puntapiedi.....	117
	A1.2.3 Sensore di forza sul seggiolino.....	118
	A1.2.4 Sensore di posizione remo.....	119
	A1.2.5 Sensore di posizione seggiolino.....	122
	A1.2.6 Sensore di accelerazione assiale.....	123
	A1.2.6 La piattaforma inerziale.....	124
	A1.3 Collegamenti elettrici e configurazione software.....	125
	A1.4 Taratura dei trasduttori.....	129
	A1.4.1 L'attrezzatura.....	129
	A1.4.2 Il software di taratura.....	132
	A1.4.3 Taratura dei sensori di forza degli scalmi.....	135
	A1.4.4 Taratura dei sensori di forza dei puntapiedi.....	137

	A1.4.5 Taratura dei sensori di forza dei seggiolini.....	138
	A1.4.6 Taratura dei sensori di posizione dei remi.....	138
	A1.4.7 Taratura dei sensori di posizione dei seggiolini.....	139
	A1.4.8 Taratura dei sensori analogici aggiuntivi (accelerometro assiale).....	140
	A1.5 Acquisizione e gestione dei dati.....	141
	A1.6 Visualizzazione ed esportazione dei dati.....	142
	A1.7 Manutenzione e caratteristiche elettriche.....	144
Appendice 2	SCRIPT (MATLAB®) PER L'ANALISI DEI DATI DI CANOTTAGGIO	147
	A2.1 Dati nel file di ingresso e parametri di controllo.....	147
	A2.2 Listato del programma.....	148
Appendice 3	COMPORTAMENTO ELASTICO DI LAMINATI IN COMPOSITO.....	155
Appendice 4	INERTIA RELIEF	161
	A4.1 L' <i>Inertia Relief</i> come metodo per la simulazione statica di corpi non vincolati.....	161
	A4.2 <i>Test Case</i> su una lamina in materiale isotropo.....	164

INTRODUZIONE

Premessa

Il canottaggio è una disciplina sportiva che trova origini verso la fine del secolo XXVIII, ed è stata al centro di numerosi studi in diversi settori di ricerca.

Gli atleti si muovono con il solo ausilio della forza muscolare su imbarcazioni a remi che possiedono ottime caratteristiche idrodinamiche, con forme estremamente affusolate e allungate rispetto la sezione maestra.

Molti studi sono stati fatti in ambito sportivo, allo scopo di fornire agli allenatori ed ai tecnici metodi per il perfezionamento degli allenamenti e delle tattiche di gara, oltre all'ambito medico con ricerche sulle prestazioni fisiche degli atleti e sugli effetti dell'affaticamento dell'organismo.

Diversi studi sono stati fatti anche nel settore dell'ingegneria, con apporto di continui miglioramenti sulle attrezzature da allenamento "indoor" e sulle imbarcazioni usate in gara.

In questo ramo della ricerca l'attenzione è stata posta su vari fronti di studio: sulle geometrie degli scafi al fine di migliorarne l'idrodinamica considerando e simulando le condizioni reali di utilizzo, sulla forma delle pale e sull'impiego di materiali innovativi, e sullo studio dei dettagli costruttivi allo scopo di alleggerire le imbarcazioni e renderle più performanti.

Negli ultimi decenni sono stati ottenuti ottimi risultati grazie all'impiego di materiali compositi avanzati, riuscendo a coniugare rigidità e leggerezza a parità di forma, e osservando una progressiva diminuzione dei tempi di gara.

Tuttavia a livello agonistico le barche non possono essere progettate con l'unico requisito di possedere "semplicemente" le migliori caratteristiche fluidodinamiche. Come in molte altre discipline in cui gli atleti usano un mezzo per competere, la barca deve potersi adattare perfettamente alle caratteristiche fisiche dei rematori per arrivare quasi ad integrarsi con essi.

Devono quindi essere costruite in funzione di determinati criteri di ergonomia, che non dipendono solo da componenti come pedane, scalmi e seggiolini (regolabili per ogni membro dell'equipaggio), ma da un insieme di proprietà che le caratterizzano.

È anche per tale motivo che, pur essendo prodotte con nuove tecnologie, le barche da competizione sono tutt'oggi assemblate e rifinite a mano con cura quasi maniacale, e controllate in ogni dettaglio.

Obiettivi

L'ingegneria ha portato a numerose innovazioni nella progettazione e nella scelta dei materiali: è in questo ambito di ricerca che si pone il presente lavoro, con l'obiettivo di studiare e ottimizzare metodologie per l'analisi della dinamica degli atleti sull'imbarcazione (in varie condizioni di esercizio), e di utilizzare le informazioni ottenute per l'analisi strutturale degli scafi e di quei componenti della barca attraverso i quali i rematori esercitano le forze di propulsione.

Schema della tesi

La presente trattazione può essere suddivisa in tre parti.

Nella prima è stato studiato e realizzato un sistema di misura grazie al quale è stato possibile acquisire, in esercizio, tutte le forze applicate allo scafo da ciascun componente dell'equipaggio.

Tali acquisizioni erano nell'obiettivo di studiare in seguito metodi per l'ottimizzazione delle prestazioni e del comportamento delle imbarcazioni sotto sforzo, e di sviluppare una nuova procedura per la realizzazione degli scafi.

Nello studio preliminare del sistema di acquisizione si sono inizialmente individuate le grandezze fisiche coinvolte durante l'azione di voga, ponendo attenzione alle forze di scambio nei punti di lavoro del vogatore e alle componenti di moto responsabili dell'avanzamento dell'imbarcazione.

A tal fine sono stati progettati, costruiti e confrontati, diversi tipi di sensori necessari all'acquisizione di tutte grandezze fisiche di interesse, e si è sviluppata e messa a punto una centralina di acquisizione imbarcabile.

Il sistema è stato testato con una serie di acquisizioni dati in acqua, e successivamente sono state fatte alcune campagne di misura con il supporto di squadre sia professioniste che amatoriali, al termine delle quali è stata creata una banca dati con le informazioni raccolte.

Nella seconda parte è stata condotta una ricerca per verificare lo stato attuale degli studi del settore: le analisi dei dati precedentemente acquisiti hanno permesso inoltre di calcolare alcuni indici di prestazione, e di implementare ulteriori metodi di indagine per evidenziare le differenze di remata tra i vari equipaggi in prova.

I dati di forza degli atleti sono stati inoltre classificati in opportuni diagrammi in funzione del tipo di imbarcazione e dell'equipaggio, per poterli utilizzare successivamente come dati di ingresso per le analisi numeriche e sperimentali.

Nell'ultima parte i dati sono serviti per effettuare delle prove sperimentali a fatica su alcuni componenti critici dell'imbarcazione, ed eseguire delle simulazioni FEM per confrontare le rigidità di alcune soluzioni costruttive relative ad uno scafo da competizione prodotto dal Cantiere Navale *Filippi Lido Srl*.

A tale scopo è stato utilizzato un metodo di analisi FEM detto *Inertia Relief*, particolarmente indicato per la simulazione statica di corpi non vincolati, quali appunto le barche.

Nel primo capitolo del presente documento verranno inoltre fornite al lettore alcune nozioni sul canottaggio, sulla tecnica e sulle imbarcazioni ritenute importanti per dare, anche ai meno esperti di questa disciplina, una conoscenza generica della terminologia adottata in seguito.

NOZIONI GENERALI SUL CANOTTAGGIO

2.1 I fondamenti dello sport

Il canottaggio è un'attività sportiva che consiste nel muovere un'imbarcazione dotata di remi sfruttando la sola forza muscolare dei rematori.

È uno sport di velocità e resistenza che utilizza delle barche dalla forma estremamente affusolata, sulla quale gli atleti siedono su seggiolini scorrevoli (o carrelli) con la schiena verso prua, e agiscono sui remi per far muovere l'imbarcazione lungo una determinata distanza. Può essere praticato su fiumi, laghi o sul mare in condizioni di quiete; le competizioni possono interessare atleti singoli o equipaggi di un numero stabilito di atleti.

Le principali differenze tra le imbarcazioni sono date dal numero di componenti dell'equipaggio, dal numero di remi azionati da ciascun vogatore (che può essere uno per imbarcazioni "*di punta*" o due per imbarcazioni "*di coppia*"), e dalla presenza o meno di un timoniere (si parla di "*con*" e "*senza*").

Per le barche più lunghe esiste una numerazione stabilita dalle federazioni di canottaggio per distinguere gli atleti dell'equipaggio; il vogatore numero uno è quello che siede a poppa, ed è una figura importante perché il suo compito è dare il giusto ritmo dei movimenti agli altri membri, in modo da ottenere un movimento sincronizzato.

Le imbarcazioni da regata sono lunghe e strette, allo scopo di ridurre la resistenza offerta dall'acqua. Tuttavia questa forma le rende instabili e soggette a rovesciamenti improvvisi, per cui l'atleta deve essere in grado di tenere in equilibrio la barca, ponendo al tempo stesso il massimo sforzo ai remi.

Il canottaggio è uno sport che richiede abilità motoria, capacità di coordinazione e notevole senso di equilibrio dinamico:

- la successione dei movimenti richiede passaggi immediati e ripetitivi con continue inversioni del senso di moto da un massimo di tensione dei muscoli ad un massimo di rilassamento;
- ciascun atleta deve interagire con gli altri membri dell'equipaggio in uno spazio molto ristretto e senza avere la possibilità di guardare negli occhi i propri compagni;
- in alcune fasi della vogata (attacco e finale) è richiesta rapidità di esecuzione e tempi di reazione molto brevi;
- è dal movimento del vogatore che deriva la velocità dell'imbarcazione, la quale oscilla periodicamente e cambia nei vari istanti di gara a seconda delle condizioni del campo di regata;
- gli effetti indesiderati del beccheggio e del rollio dell'imbarcazione richiedono il controllo di tutti i movimenti dannosi e l'attuazione di quelli compensatori.

Pertanto il canottiere esperto deve gestire un'ampia sequenza di cicli di movimento correlata al variare delle esigenze e del dispendio energetico. Deve adattare inoltre la respirazione al ritmo della remata, inspirando ed espirando due volte per remata, contrariamente ad altri sport come ad esempio il ciclismo, dove l'atleta può respirare liberamente

Su alcune delle imbarcazioni previste dal codice delle regate, ad un vogatore è affidata la correzione della rotta della barca verso una meta situata alle spalle, agendo su un piccolo timone il cui uso deve però essere limitato al fine di ridurre le perdite di energia.

Le imbarcazioni, in origine costruite in legno, sono oggi fabbricate in materiali compositi con prevalenza di fibra di carbonio per le imbarcazioni da competizione. Lo sviluppo di materiali innovativi ha portato ad ottenere barche sempre più veloci (oggi giorno in alcune competizioni alcuni decimi di secondo possono essere decisivi per il piazzamento dell'atleta).

Esistono vari tipi di competizioni nel canottaggio; la distanza regolamentare su cui si svolgono le gare è solitamente di 2000 metri, mentre per le categorie giovanili si disputano anche gare da 1000 e 1500 metri. Tale distanza è percorsa in un tempo che oscilla tra i 5 ed i 9 minuti a seconda del tipo di barca e condizioni di gara. Questa durata colloca il canottaggio tra gli sport di tipo misto aerobico-anaerobico.

Esistono inoltre gare denominate "Gran fondo", la cui distanza varia generalmente tra i 6000 ed i 7000 metri. Lo standard è comunque quello di run da 2000 metri, abbastanza lungo da richiedere resistenza fisica, e sufficientemente corto da sembrare una gara di velocità.

2.1.1 Cenni storici

Le prime regate di canottaggio dell'era moderna risalgono alla seconda metà del 1700 e furono disputate dai barcaioli del fiume Tamigi. Il canottaggio divenne in poco tempo molto popolare, attirando l'interesse di molte persone che si assiepavano lungo le rive dei fiumi per assistere alle regate. Nel 1829 venne disputata la prima sfida tra le Università di Oxford e di Cambridge, e per la prima volta su un percorso di 6 miglia tra Putney e Mortlake nel 1836. Dal 1845 la "Boat Race" divenne un appuntamento annuale famoso in tutto il mondo, e che conobbe le sue uniche interruzioni in corrispondenza delle guerre.

Il canottaggio praticato nel mondo anglo-sassone, ben presto prese piede anche nel resto d'Europa, e nel 1892 a Torino presso la Reale Canottieri Cerea venne fondata la F.I.S.A. (*Fédération Internationale des Sociétés d'Aviron*), tutt'oggi riferimento internazionale per il canottaggio e organizzatrice dei Campionati del mondo dal 1962.

Gare di canottaggio si disputano fin dal 1900 anche ai Giochi Olimpici, diventando specialità Olimpica. Il costante aumentare di praticanti ha portato nel corso degli anni l'ingresso ai campionati mondiali di categorie quali: juniores, pesi leggeri fino ai giorni nostri (2005) con l'ingresso degli under 23, diversa dall'originaria "categoria Elite" (oggi chiamata Senior Assoluti), che resta ancor oggi la categoria più seguita in qualsiasi tipo di manifestazione.

Negli ultimi 150 anni si è riscontrata una continua crescita delle prestazioni delle squadre di canottaggio. A partire dalla prima di Oxford-Cambridge nel 1829, si è verificato un progressivo aumento della velocità della barca in modo lineare di circa 2-3% ogni decennio.

Parte di tale incremento è il risultato di utilizzo di atleti provenienti da una popolazione che negli anni è diventata più alta e forte. Tuttavia secondo recenti studi [Seiler 06], l'aumento della velocità correlata a questa crescita delle dimensioni fisiche, è rappresentata da meno del 10% del miglioramento totale. Aumentando infatti la massa degli equipaggi aumentano le forze d'inerzia e di attrito dell'acqua.

Il carico e l'impegno di allenamento è aumentato negli ultimi 150 anni facendo incrementare di un terzo la capacità fisica e le prestazioni [Seiler 06].

L'ulteriore contributo sull'aumento delle prestazioni è dovuto anche all'aumento dell'efficienza delle barche, dell'efficienza del remo e a miglioramenti nella tecnica di vogata.

La progettazione delle imbarcazioni è stata completamente rivoluzionata a partire dal XIX secolo con l'invenzione del seggiolino mobile, lo sviluppo di barche senza chiglia e di scafi di spessore sempre più ridotto per aumentarne la leggerezza. Da allora i miglioramenti si sono sempre più concentrati sulla riduzione del peso con la scelta di materiali più opportuni.

I remi hanno subito una costante evoluzione: inizialmente (prima metà del XVIII secolo) le pale avevano una forma simmetrica e squadrata, successivamente arrotondate (pala Coffin e poi Macon), per giungere nel 1991 alla forma attuale a losanga o pala Cleaver. Tali pale hanno permesso di ottenere un incremento dell'efficienza idrodinamica del 3% rispetto alle Macon [Affeld 93].

Miglioramenti nella tecnica di voga hanno contribuito ulteriormente ad aumentare le prestazioni, rendendo l'imbarcazione più stabile, riducendo il beccheggio e il rollio in gara e migliorando i profili di applicazione della forza ai remi.

Nuovi strumenti per la misurazione in tempo reale della cinematica dell'imbarcazione e del movimento del vogatore, hanno aperto la strada a nuovi approcci di formazione per i singoli rematori e alla selezione di atleti più adatti alla creazione dei team.

2.1.2 La tecnica

Questo sport è considerato uno dei più completi a livello fisico perché il canottiere usa tutti i muscoli più importanti delle gambe, del busto e delle braccia.

Con il termine di "tecnica" si intende la successione di movimenti economica e funzionale con lo scopo di ottenere alte prestazioni sulla distanza da competizione [F.I.C. 97]. Si parla invece di tecnica individuale o "stile di voga" personale quando l'atleta dopo una pratica pluriennale della vogata, ha adattato i movimenti base insegnatigli alla propria costituzione e personalità, discostandosi dalle linee fondamentali ma ottenendo comunque ottimi risultati in gara.

La voga è generata dal moto alternativo del vogatore che con la pala alterna una fase in acqua ed una aerea (ciclo o colpo di voga). Tale ciclo può essere diviso in quattro fasi:

1. entrata;
2. passata;
3. finale;
4. ripresa;

Al fine di ridurre il dispendio di energia il vogatore deve unire le quattro fasi con movimento continuo muovendosi alternativamente avanti e indietro e producendo:

- forze positive: prodotte, durante la passata del remo in acqua;
- forze negative: generate dall'attrito e dalle inerzie dell'imbarcazione.

Una corretta tecnica di voga deve massimizzare il rendimento dell'energia e cercare di limitare le forze negative:

- effettuando la ripresa non troppo velocemente e senza brusche accelerazioni, ma bensì con moto uniforme;
- realizzando un'entrata rapida e più dolce possibile della pala in acqua per rendere minimi gli urti e produrre nuove forze positive nel minor tempo.

La descrizione seguente delle fasi di vogata sono tratte dal manuale F.I.S.A. per allenatori [F.I.S.A. 02]. Si tratta di linee guida, che possono venire interpretate e adattate dagli allenatori per gli atleti in base alla propria esperienza:

1. entrata: la remata inizia con l'immersione rapida della pala in acqua, con le gambe del rematore raccolte verso la pedana puntapiedi, il busto inclinato in avanti (verso poppa) e le braccia distese (Figura 2.1).

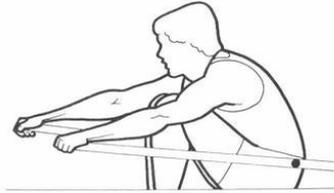


Figura 2.1 – Preparazione e attacco.

2. Prima metà della passata: il vogatore spinge la barca facendo leva sulla pala del remo tramite la distensione delle gambe, mentre il busto resta inclinato in avanti e le braccia distese (Figura 2.2).

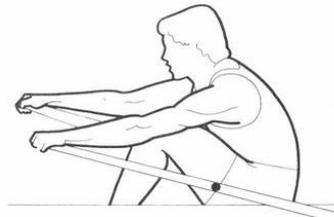


Figura 2.2 – Prima mezza passata.

3. Seconda metà della passata e finale: il vogatore continua a spingere con le gambe distendendole completamente; a questo punto raddrizza il corpo per raggiungere e superare leggermente la posizione del busto di 90° (rematore piegato leggermente all'indietro). Solo a questo punto le braccia vengono raccolte al petto con i gomiti ben aperti e alti. L'ultima posizione assunta è detta "finale" (Figura 2.3).

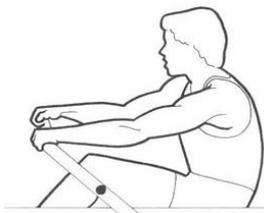


Figura 2.3 - Finale della passata.

4. Il vogatore spinge rapidamente il manico del remo verso il basso in modo che la pala esca dall'acqua (Figura 2.4).

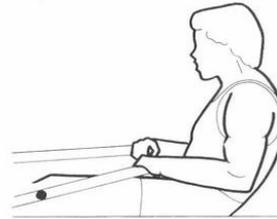


Figura 2.4 – Uscita dei remi dall’acqua.

5. Prima metà della ripresa: il vogatore porta in avanti prima le braccia e poi il tronco mediante una contrazione della fascia lombare; le gambe restano tese(Figura 2.5).

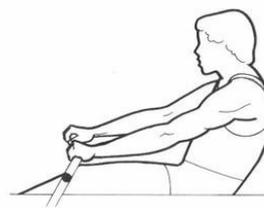


Figura 2.5 – Prima metà della ripresa.

6. Seconda metà della ripresa: il vogatore piega le gambe, facendo scorrere in avanti il seggiolino fino ad arrivare con le tibie perpendicolari all'acqua. La pala del remo viene ruotata di 90° quando il rematore raggiunge la metà del carrello mentre, in modo che arrivi perpendicolare all'acqua appena viene di nuovo raggiunta la posizione iniziale (Figura 2.6).

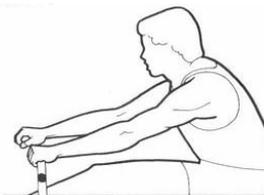


Figura 2.6 – Seconda metà della ripresa.

7. Si ricomincia con il primo passaggio facendo attenzione a ripetere in modo uguale tutte le azioni nel tempo.

Il movimento in cui il vogatore piega le gambe è molto più lento di quello in cui le spinge. Il rapporto tra passata (la pala spinge in acqua) e la ripresa (la pala è estratta e viene spinta in avanti) è detto *ritmo* e vale circa 0.5. Il ritmo è quindi la continua successione di tensione e rilassamento, e dipende dalla forza esplicata durante la passata e la frequenza di vogata .

La *frequenza di vogata* intesa come il numero di colpi al minuto è variabile, (con colpo si indica tutta la serie di passaggi precedentemente descritta), e risulta di circa 18 e 20 nei run di fondo e 30 e i 40 in quelli di gara (nelle partenze può arrivare anche a 50).

Il settore di lavoro del remo si aggira per la punta intorno ai 80°-90°, di questi 50°-60° all'attacco e 20°-30° nel finale; per la coppia 100°-110° di cui 60°-70° in attacco e 40°-50° nel finale.

2.1.3 I rematori

Il canottaggio è uno sport che può essere individuale o può coinvolgere 2, 4 o 8 elementi per formare un equipaggio che si muove con movimento unico e sincrono.

In base all'età dell'atleta si individuano le seguenti categorie [F.I.C. 97]:

- Allievi A (9-10 anni);
- Allievi B (11-12 anni);
- Allievi C (13 anni);
- Cadetti (14 anni);
- Ragazzi (15-16 anni);
- Junior (17-18 anni);
- Under 23 (19-22 anni);
- Senior (dai 23 anni);
- Master (dai 27 ai 60 anni).

Esiste un'ulteriore categoria detta "Pesi leggeri" in cui i vogatori appartenenti alla categoria Senior non devono superare un peso limite stabilito dal codice delle regate (72,5 kg per i maschi e 57.5 kg per le femmine).

L'età indicata per l'inizio di un'attività programmata si colloca dai 12 ai 13 anni per raggiungere, dopo circa 7-8 anni di esperienza, l'età di massimo rendimento fisico compresa tra i 20 ed i 27 anni.

La corporatura degli atleti (statura e peso) gioca un ruolo determinante e selettivo. Sono favoriti corporature con elevato rapporto tra la statura da seduti e in piedi (cioè con arti inferiori molto lunghi), e una grande apertura delle braccia.

È necessario inoltre possedere un elevato rapporto forza/peso, intendendo per forza del canottiere la capacità di resistenza ad esplicitare forze cicliche elevate e prolungate.

Non è però sufficiente possedere solo elevate qualità fisiche ma anche di carattere e forza di volontà, per sopportare lo stato di malessere prodotto dalle alte concentrazioni di lattato generato nell'organismo [F.I.C. 97].

Oltre all'ottima capacità anaerobica lattacida l'atleta deve possedere una buona capacità aerobica: un indice di potenza aerobica è dato dal massimo consumo di ossigeno al minuto espresso in litri (detto VO_2 Max) che si aggira intorno a 6 l/min per i finalisti olimpici [Seiler 06]. Abbastanza importante è anche il VO_2 Max in ml/(min·kg) che esprime la disponibilità di ossigeno per kg di massa corporea e che in vogatori di alto livello si aggira intorno ai 60-65 ml/kg.

Essendo un sport ciclico con lo scopo principale di coprire una determinata distanza nel più breve tempo possibile, non sono richieste doti di intelligenza tattica e di strategia, ma piuttosto di cercare di mantenere più costante possibile la velocità dell'imbarcazione per ridurre il dispendio di energia. L'abilità di un vogatore risiede nel compiere un movimento ottimale all'interno della singola vogata, e nel distribuire le proprie energie durante tutto il tempo di gara, mantenendo ritmi di carico e scarico prolungati, e concentrandosi nello stesso tempo sul corretto movimento.

L'allenamento a livello agonistico può svolgersi sia su uno specchio d'acqua che in palestra. Nel periodo autunnale e invernale si predilige l'allenamento fisico per aumentare massa

muscolare e forza. Molto usato per gli allenamenti al coperto è il *remoergometro* o vogatore, utilizzato dagli atleti professionisti e in tutte le scuole di voga.

È costituito da una rotaia, sulla quale scorre un seggiolino mobile simile a quello di un'imbarcazione reale. L'atleta simula la vogata tirando a sé un manubrio collegato ad una ventola per mezzo di una catena o di un cavo. Variando il fattore di resistenza della ventola può essere cambiata la forza per eseguire la passata, mentre la ripresa e il rientro del cavo è affidato ad una molla di bassa rigidità.

Esso riproduce piuttosto fedelmente il gesto che il canottiere compie in barca, con la differenza che in barca l'atleta poggia su un mezzo liquido, mentre sul remoergometro è saldamente appoggiato a terra.

I remoergometri più moderni sono dotati di uno schermo su cui compaiono tutti i fattori rilevati dai sensori della ventola, tra cui tempo medio sulla distanza di 500 metri, numero di colpi per minuto e la forza espressa in watt.

2.2 Tipologie di barche secondo F.I.S.A

La progettazione e la costruzione di imbarcazioni da regata derivano da una tradizione più che centenaria con cui, grazie alla capacità e all'operosità artigiana, all'esperienza tramandata di generazione in generazione e ai continui miglioramenti e progressi scientifici, si è giunti alle attuali forme e aspetto.

Secondo il tipo di costruzione e dell'impiego, vengono distinti due tipi di imbarcazione: da regata e tipo regolamentare. Qui di seguito verranno trattate esclusivamente barche da regata.

All'interno di ciascuna si fa distinzione tra imbarcazioni di punta in cui ogni vogatore agisce su un solo remo, ed imbarcazioni di coppia in cui la propulsione è con due remi per vogatore (Tabella 2.1). È sufficiente cambiare i bracci portanti per convertire uno scafo da una all'altra tipologia, per esempio da un 2 senza timoniere ad un 2 di coppia. Per alcune barche di alto livello ciò non è possibile perché appositamente progettate per un utilizzo specifico.

Tabella 2.1 – Sintesi delle specialità olimpiche e regolamentari.

IMBARCAZIONE DA REGATA			
Di punta		Di coppia	
2-	2 senza timoniere	1x	singolo
2+	2 con timoniere	2x	2 di coppia
4-	4 senza timoniere	4x	4 di coppia
4+	4 con timoniere		
8+	8 con timoniere		
IMBARCAZIONI DI TIPO REGOLAMENTARE			
2 Jole		Canoino	
4 Jole		Doppio canoé	
8 Jole			

Secondo il regolamento F.I.S.A. non sono stabilite misure di sorta per le imbarcazioni da regata [F.I.S.A. 09], mentre per le imbarcazioni regolamentate esiste un codice.

La disposizione dei remi sulle barche di punta può essere invertita sul lato destro o sinistro (babordo o tribordo) dell'imbarcazione. Vengono dette barche "pari" quando i remi sono disposti alternativamente a partire da destra al vogatore numero 1 di poppa, invece "dispari" quando il rematore numero uno ha il remo alla sua sinistra. Il timoniere se presente può sedere a prua o a poppa.

Tabella 2.2 – Pesì minimi e misure indicative delle imbarcazioni da regata [F.I.C. 97], [F.I.S.A. 09].

	Lunghezza indicativa [m]	Larghezza indicativa [m]	Peso minimo [kg]
singolo	8.20	0.40	14
doppio	10.00	0.45	27
2 senza timoniere	10.30	0.47	27
2 con timoniere	10.50	0.50	32
4 senza timoniere	12.60	0.50	50
4 con timoniere	13.00	0.55	51
4 di coppia	13.00	0.55	52
8 con timoniere	17.50	0.65	96

In Figura 2.7 sono schematizzate le possibili posizioni dei remi: la prua è indicata con un cerchio bianco e i remi con un cerchio nero.

Nella costruzione di imbarcazioni da regata è ancora molto diffusa la sezione maestra ad U, che conferisce una buona stabilità e con la quale equipaggi tecnicamente non esperti possono ottenere discrete prestazioni, anche in cattive condizioni meteorologiche.

Avvicinando la forma della sezione al semicerchio si diminuisce la superficie dell'opera viva (la parte bagnata dello scafo) riducendo la resistenza di forma e di attrito ma aumentando l'instabilità.

Per l'attrito gioca un ruolo molto importante la levigatezza della superficie al di sotto della linea d'acqua; se ben levigate, laccate e senza rugosità dovute alla polvere è possibile ridurre resistenza di circa il 2%.

La diminuzione del peso dell'imbarcazione, se pur limitata dal regolamento delle regate, è possibile solo fino ad un certo punto per non compromettere la solidità dello scafo dato l'eccezionale rapporto larghezza/lunghezza.

La rigidità longitudinale dello scafo in termini di flessione e di torsione assume un fattore decisivo poiché tutta l'energia utilizzata in deformazione è energia sottratta all'accelerazione della barca.

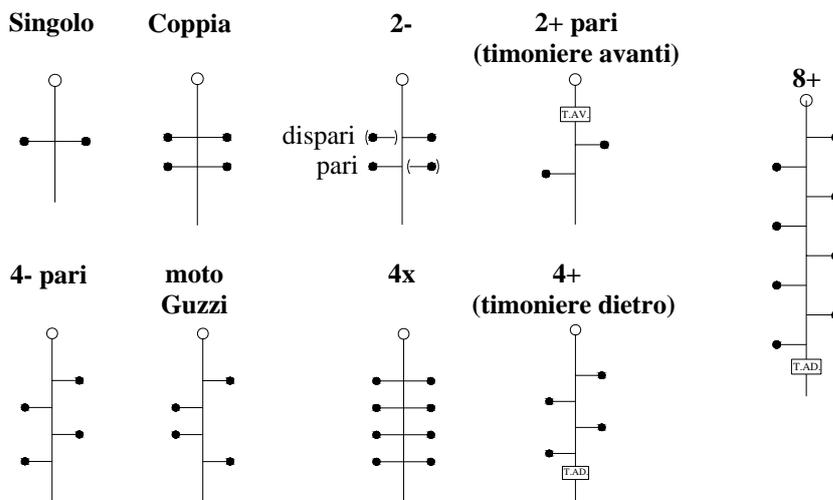


Figura 2.7- Schema delle possibili posizioni dei remi.

Come per tutti i corpi galleggianti, valgono le relazioni del Principio di Archimede: la massa immersa, definita anche pescaggio, è il risultato dei pesi dei vogatori e dell'imbarcazione. Prima della costruzione il costruttore stabilisce l'assetto, la linea d'acqua del dislocamento di progetto e l'altezza della parte non immersa ossia il bordo libero. L'altezza di bordo libero è limitata dalle esigenze di non impedire le manovre delle mani durante la vogata e di costituire una certa protezione contro l'imbarco di acqua in caso di moto ondos.

La scelta della lunghezza e della sezione longitudinale dello scafo non è soggetta a nessuna limitazione. Poiché le imbarcazioni da regata vengono costruite con il principale scopo di raggiungere la massima velocità, si hanno rapporti eccezionali tra larghezza e lunghezza. In funzione del tipo di imbarcazione, i valori oscillano tra 1:25 e 1:35. Sono unici in tutto il campo delle costruzioni navali (1:3,2 per le barche a vela e 1:3,8 per i motoscafi).

La lunghezza minima dell'imbarcazione risulta dalla necessità di spazio per i vogatori seduti gli uni dietro gli altri: in genere si considerano 130 cm per ogni posto. Per ottenere la stessa spinta di galleggiamento l'imbarcazione può essere lunga e sottile oppure corta e larga. Nel calcolo del dislocamento è da tener presente anche il rapporto profondità/larghezza importante per la stabilità dell'imbarcazione.

Per stabilità si intende la capacità dell'imbarcazione di riacquistare la sua posizione originale in seguito alla variazione della sua posizione di galleggiamento.

A causa della loro notevole lunghezza, nelle imbarcazioni da regata la stabilità longitudinale ha una importanza relativa. Per contro la stabilità trasversale riveste molta importanza: se il centro di massa del carico è molto bassa dentro l'imbarcazione (per esempio sopra la chiglia), si ha una posizione di galleggiamento stabile. Tuttavia nelle imbarcazioni a remi il centro di gravità è solitamente alto perché il movimento esige una sistemazione rialzata del carrello ed il vogatore siede dritto.

La posizione del punto di applicazione della spinta di galleggiamento dipende invece dalla forma della parte immersa della barca.

Per mantenere l'equilibrio, il vogatore ha il compito di mantenere il centro di massa e di galleggiamento allineati sulla stessa verticale. Con i remi di coppia è relativamente facile assolvere questo compito, ma nella voga a remo singolo ogni spostamento del centro di gravità dalla linea mediana provoca forze che devono essere appositamente equilibrate.

L'imbarcazione si muove al limite tra aria ed acqua; entrambe esercitano una resistenza sul corpo dell'imbarcazione avanzante ma rispetto all'acqua la resistenza dell'aria può essere trascurata. L'azione frenante dell'acqua è costituita dalle seguenti componenti:

- resistenza di forma,
- resistenza di attrito,
- resistenza di beccheggio.

Per la prima il progettista cerca di ottenere uno scafo che realizzi una penetrazione nel fluido possibilmente indisturbata e con buon distacco dell'acqua spostata, soprattutto a prua e a poppa.

La sezione trasversale deve garantire che il solco generato nell'acqua dall'imbarcazione possa essere compiuto disperdendo la minor energia possibile, evidenziata dalla successione di onde che si generano sul profilo dell'acqua in quiete.

Le forme allungate contribuiscono a ridurre la resistenza di forma anche se studi [Redgrave's 92] hanno dimostrato che un cambiamento delle sezioni trasversali non causa variazioni rilevanti. La componente della forma incide circa l'8% sulla resistenza globale.

La prora dell'imbarcazione durante il moto urta contro acqua relativamente calma generando dei treni d'onda. Per effetto dell'attrito tra la superficie esterna dell'imbarcazione e l'acqua, le particelle d'acqua che si trovano a diretto contatto con la carena vengono trascinate e fatte girare vorticosamente.

Questo strato d'acqua, dapprima sottile, mette a sua volta in moto altre molecole d'acqua generando uno strato vorticoso definito dall'idrodinamica: "strato limite". Le sue dimensioni aumentano da prua verso poppa fino a creare una zona di distacco con formazione di acqua rimorchiata (o scia) che segue per un certo tempo la rotta dell'imbarcazione.

Nella scia è contenuta una notevole quantità di energia, ciò fa ritenere che la componente riservata alla resistenza di attrito incida per l'88% sulla resistenza globale all'avanzamento. Risulta quindi determinante la finitura superficiale della superficie dell'opera viva e la scelta dei materiali.

I primi studi per valutare l'influenza dell'opera viva al fine di ottenere una maggiore penetrazione nell'acqua risalgono al 1937, anno in cui Weitbrecht considerò diversi rapporti larghezza/lunghezza e profondità/larghezza di un'imbarcazione ad otto rematori [Weitbrecht 37].

Le ricerche presero due direzioni:

- esasperando la lunghezza, per aumentare la penetrazione nel fluido;
- aumentando la larghezza (e diminuendo quindi la lunghezza) per ridurre la superficie bagnata.

Nel secondo caso si ottenne effettivamente una riduzione dell'opera viva anche se apparve evidente che al di sotto di certe lunghezze la resistenza di forma diventa inaccettabilmente alta comportando anche problemi di beccheggio e di velocità critica.

La realizzazione di imbarcazioni sottili e lunghe ha condotto a risultati soddisfacenti ma, a causa della ridotta stabilità trasversale, sorgono determinanti problemi di manovrabilità per cui sono posti comunque dei limiti dimensionali.

Un ulteriore aspetto non trascurabile è rappresentato dai movimenti dell'equipaggio a bordo. Questi comportano fenomeni che incidono sulla resistenza sia sul piano orizzontale che su quello verticale dell'imbarcazione, e vengono sintetizzati sotto il nome di "resistenza di beccheggio".

La resistenza all'avanzamento aumenta con fattore quadratico nei confronti dell'aumento della velocità.

Non è però sufficiente che l'imbarcazione offra scarsa resistenza al proprio moto, ma è fondamentale che il vogatore o l'equipaggio si senta comodo.

Determinante è inoltre il contributo apportato dal tecnico-allenatore il quale osservando il comportamento dinamico dell'intero sistema uomo-barca-acqua è in grado di effettuare le corrette regolazioni per un assetto ottimale.

Giudice ultimo è il responso cronometrico, ossia compiere il percorso di 2000 m nel più breve tempo possibile. Con l'ausilio di prove esattamente preparate su distanze diverse e in condizioni diverse di acqua, l'equipaggio esperto è in grado di decidere se una nuova forma, costruita secondo tutte le ultime varianti, consente il successo in gara oppure se ciò può avvenire solo in certe circostanze ambientali.

Qui di seguito verrà data una breve descrizione delle varie parti e degli armamenti che compongono lo scafo cioè i remi, le scalmiere, le pedane e i seggiolini.

I materiali ormai comunemente utilizzati sono i compositi con quantità variabili (scelte dal progettista) di fibre di carbonio, kevlar e vetro in resina epossidica. Gli scafi sono costruiti per sovrapposizione e incollaggio di tessuti di materiale diverso secondo le zone visibili in Figura 2.8:

- 1- la *chiglia* ovvero l'estremità inferiore dello scafo;
- 2- la *carena*, cioè la parte di scafo compresa tra la chiglia e la mastra;
- 3- la *mastra* (vedi figura);
- 4- la *parpella*, il bordo superiore della zona aperta dello scafo;
- 5- i *braccioli* cioè gli irrigidenti trasversali;
- 6- il *piano banco*, il piano di appoggio del vogatore;
- 7- *coperta*;
- 8- *paratia di prua*;
- 9- *paratia di poppa*.
- 10- *paramezzali*, i piani irrigidenti che collegano il piano banco alla chiglia.

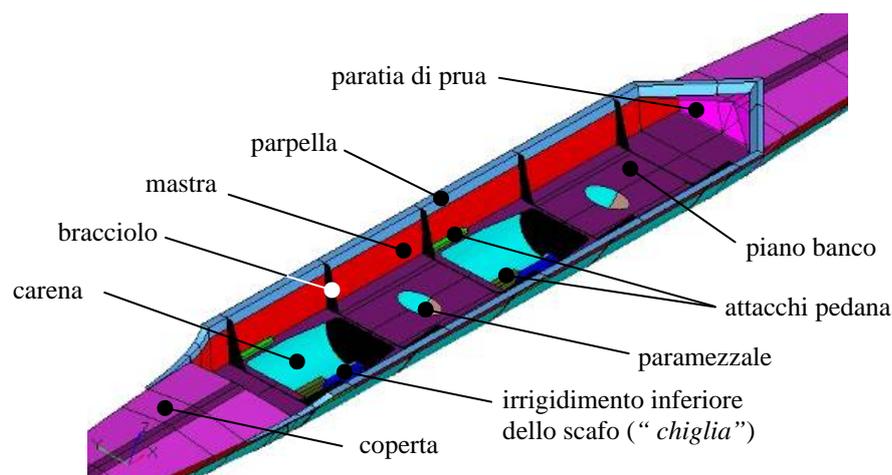


Figura 2.8 – Schema delle varie parti dell'imbarcazione da canottaggio.

I tessuti di carbonio vetro e kevlar di diversa grammatura, sono sovrapposti a sandwich su *core* di tipo honeycomb, schiuma vinilica o laminato in legno, e disposti con diverso

orientamento delle fibre allo scopo di ottimizzare la rigidità principalmente nelle direzioni di sollecitazione.

Accessori come scalmiere, pedane sono standard. Le dimensioni dei seggiolini dipendono invece dalla larghezza dello scafo.

2.3 I remi

I remi sono costituiti da un fusto in materiale composito in fibra di carbonio e vetro per avere leggerezza e rigidità, e dalla pala che può essere principalmente di due tipi [F.I.C. 97]:

- pala Macon, quella “ tradizionale” simmetrica che in origine era costruita in legno (Figura 2.9). Non è più usata nelle competizioni (in Italia solo da allievi B e C) ma alcuni la preferiscono per il canottaggio ricreativo e per i principianti.
- pala a losanga o Cleaver; è la più efficiente. Realizzata per la prima volta nel 1991 (Figura 2.10).

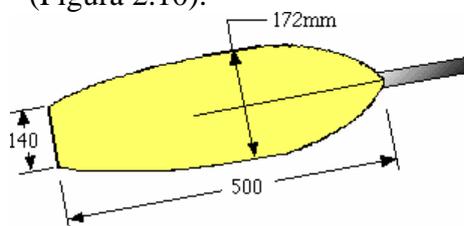


Figura 2.9 – Pala Macon.

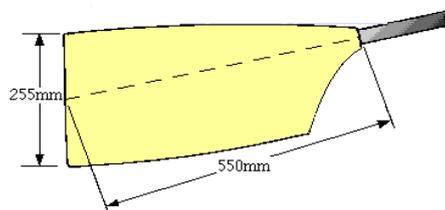


Figura 2.10 – Pala a losanga.

A seconda che si tratti di imbarcazioni di punta o di coppia le dimensioni totali del remo cambiano; remi per la punta sono più lunghi, come riportato in Tabella 2.3. La distanza dell’impugnatura dal fulcro (ovvero scalmio), è solitamente intorno a 90 cm per i remi di coppia e 110 cm per quelli di punta.

Tabella 2.3 – Misure dei remi.

	PALA MACON	PALA LOSANGA
PUNTA	371 – 386 cm	371 – 379 cm
COPPIA	296 – 300 cm	289 – 296 cm

2.4 Le scalmiere

Dette anche bracci portanti, supportano gli scalmi che fissano i remi e funzionano da piano di appoggio durante il loro movimento dentro e fuori dall’acqua.

I piani di appoggio sono due, uno verticale e orizzontale. Quello verticale è quello contro cui appoggia il dorso del remo durante la passata. Alcuni team (come ad esempio quelli italiani), preferiscono inclinarlo in avanti di 5°-6° rispetto alla perpendicolare all’acqua. Questa regolazione è detta in gergo “impalatura”.

Per decenni hanno dominato quelli in acciaio a quattro o cinque aste. Negli ultimi anni invece si è assistita ad una veloce e continua evoluzione sia nelle forme che nei materiali, che ha portato alla riduzione del numero delle aste grazie a materiali più resistenti e leggeri come i compositi in fibra di carbonio.

Vista la grande diffusione di questo sport che fino a qualche tempo fa era riservato ad una ristretta cerchia di sportivi, anche le forme sono cambiate allo scopo di semplificare i processi produttivi ridurre i costi e aumentare il confort dell’atleta. Si è passati da bracci tubolari in alluminio, a bracci monotubo in fibra di carbonio fino ai più recenti bracci ad ala ed aliante.

2.5 La pedana

Il puntapiedi costituisce uno dei punti di appoggio del vogatore, la cui distanza minima dal carrello è legata alla lunghezza delle gambe, così come la sua inclinazione e altezza dipende dall'elasticità muscolare dell'atleta. È formato da una pedana in materiale sandwich di carbonio e laminato in legno, sostenuta superiormente da un tubolare in alluminio fissato alle estremità allo scafo, ed inferiormente da una piccola stazza in acciaio. Sulla pedana vengono fissate apposite scarpette (Figura 2.11).

La sua sistemazione è importante perché da essa dipende l'efficacia della spinta delle gambe. L'angolo di inclinazione è fisso ed è circa 40° - 50° ; se maggiore di 45° nella fase di ripresa i talloni si alzano rendendola scomoda da un lato, ma consentendo maggiore forza nella fase finale della spinta.

Se minore di 40° invece la ripresa è agevolata ma la chiusura della palata risulta più debole.

Ad ogni modo l'angolo può essere regolato e tarato con l'inclinazione ideale per ciascun rematore.

Altri parametri di regolazione sono l'angolo di apertura delle scarpette sulla pedana (che normalmente è di circa 25°), l'altezza del sostegno inferiore dei talloni, e la distanza nella direzione longitudinale rispetto allo scalmi. Sono tutte misure che personalizzano la postazione di vogata in funzione dell'atleta.

2.6 Il seggiolino

È formato da una seduta costruita con materiali differenti (legno o composito) e da un carrello che può essere in alluminio o materiale plastico, e che scorre su guide in alluminio fissate al piano banco (Figura 2.11).

Le forme e le dimensioni sono standard in base al tipo di imbarcazione su cui vengono montati: vi sono sedili di larghezza 170mm per impieghi su barche singole, larghezza 240mm per doppi e 280mm per imbarcazioni a quattro e a otto rematori.

L'intero spazio che il vogatore ha a disposizione è di circa 140 cm, di cui 65 sono spazio per i piedi i restanti 75 per le guide di scorrimento, lunghezza che però non viene mai sfruttata interamente.



Figura 2.11 – Accessori principali di un'imbarcazione da canottaggio.

STUDIO DI UN SISTEMA DI ACQUISIZIONE DATI PER IMBARCAZIONI DA CANOTTAGGIO

3.1 Introduzione

I primi sistemi di misura nell'ambito del canottaggio risalgono ai primi anni cinquanta, e consistevano in registratori di correnti continue per l'acquisizione di grandezze di forza e spostamento dei remi per mezzo di estensimetri e potenziometri [Baird 52; Di Prampero 71; Celentano 74].

Questi dispositivi non erano facili da usare perché i sistemi di memorizzazione a causa degli ingombri, dovevano essere posizionati su una barca a seguito di quella da canottaggio, collegata ad essa per mezzo di cavi volanti. Tuttavia permisero di cominciare a studiare e validare i modelli matematici sulla vogata sviluppati fino ad allora (Capitolo 4).

Nei primi anni ottanta, con la nascita dei primi calcolatori, fu possibile registrare ed elaborare informazioni su attrezzature da palestra dette remoergometri che simulavano il gesto della remata [Asami 81].

Lo scopo era di avere più informazioni sull'entità e andamento delle forze applicate dagli atleti sotto sforzo, e sui parametri fisiologici come il consumo di ossigeno, il rapporto ossigeno/anidride carbonica ed il battito cardiaco.

Si trattava sempre di sistemi ingombranti e costosi (registravano le informazioni su nastri magnetici), ma che comunque diedero un grande contributo alla ricerca sportiva.

Si dovettero attendere gli anni novanta con la diffusione dei personal computer per realizzare i primi acquisitori versatili [MacFarlane 96] per il calcolo immediato di grandezze fisiche, a partire da quelle misurate di forza e spostamento come ad esempio la potenza di vogata. Rimaneva in ogni caso il limite della sola applicazione ai remoergometri [Hawkins 99].

La tecnologia di integrazione degli ultimi anni ha consentito di progettare sistemi di acquisizione compatti ma soprattutto imbarcabili, per acquisire in condizioni reali (cioè in acqua) le informazioni relative ad ogni componente dell'equipaggio [Pilgeram 2006].

In questo modo è stato possibile valutare non solo la tecnica del singolo, ma avere informazioni sull'equipaggio completo e sulle interazioni tra i vari componenti.

Oggi giorno esistono in commercio dei piccoli acquisitori per imbarcazioni da canottaggio, utilizzabili dalle squadre per i propri atleti (es. www.peachinnovations.com, www.webasport.com).

Si tratta però di sistemi integrati con l'imbarcazione (specie riguardo i trasduttori di forza), cioè dispositivi di misura inglobati all'interno di componenti come remi o seggiolini.

Nell'ambito del presente progetto sono stati creati trasduttori distinti non integrati, progettati per essere collegati ai componenti della barca con semplicità e senza la necessità di doverli smontare e sostituire. Questa modularità ha permesso in vari test effettuati in acqua di allestire con immediatezza i sensori e di acquisire i dati su differenti imbarcazioni.

3.2 Primi studi condotti dall'Università di Ferrara

Nel 2005, l'Università di Ferrara realizzò in collaborazione con il cantiere Filippi Lido Srl un primo sistema di acquisizione dati portatile per imbarcazioni da canottaggio.

Si trattava di un sistema sperimentale con una configurazione tale da consentire la registrazione di un numero limitato di forze e movimenti di atleti in allenamento su imbarcazioni di punta. L'obiettivo di questo progetto pilota era quello acquisire informazioni adatte a quantificare le prestazioni degli atleti, e di valutare una possibile espansione della centralina.

Infatti il sistema permetteva di acquisire fino ad un massimo di otto canali analogici, grazie ad una scheda di digitalizzazione (DAQ tipo PCMCIA) installata su un computer palmare. I canali a disposizione erano utilizzati per l'acquisizione di:

- tre segnali elettrici da trasduttori di forza condizionati da una scheda elettronica aggiuntiva;
- tre segnali da trasduttori di posizione angolare;
- un segnale da un trasduttore di accelerazione;
- un segnale per il controllo dell'alimentazione di tutti i dispositivi collegati.

La configurazione tipica dei trasduttori comprendeva la misura delle forze su tre scalmiere e la posizione angolare di tre remi.

Nelle Figure 3.1 e 3.2 è riportata l'attrezzatura: il palmare con la scheda di condizionamento dei segnali, e alcuni componenti strumentati da sostituire con quelli della barca.



Figura 3.1 – Primo sviluppo di un sistema di acquisizione imbarcabile.



Figura 3.2 – Elettronica di condizionamento dei segnali, scheda di conversione analogico-digitale e computer palmare.

Dato il numero limitato di canali registrabili, era necessario ripetere le prove in acqua disponendo i trasduttori sulla barca in posizioni diverse, cambiando misure di forza alle scalmiere con quelle di forza ai puntapiedi o ai seggiolini dei vogatori.

I dati venivano salvati su un scheda di memoria SD sul palmare, e visualizzati in un secondo momento su grafico su PC grazie ad un software applicativo sviluppato in LabView®.

Nonostante la complessità d'uso e le approssimazioni nelle misurazioni delle grandezze di interesse, le analisi dei dati registrati si sono rivelate utili per l'ottimizzazione della vogata e per la quantificazione delle prestazioni degli atleti, facendo del sistema un interessante strumento di supporto agli allenamenti in acqua.

Partendo da questa esperienza, si è deciso di sviluppare un sistema di acquisizione che

consentisse di misurare in modo più accurato e diretto le forze agenti sullo scafo, permettendo di studiare il comportamento strutturale delle imbarcazioni quando utilizzate da atleti professionisti.

Tra gli obiettivi di una tale attività era anche quello di utilizzare i carichi misurati in esercizio in modo tale da poter ottimizzare le caratteristiche strutturali delle imbarcazioni mediante l'uso di materiali compositi innovativi.

3.3 Un sistema innovativo per l'acquisizione dati

Nello studio preliminare del sistema di acquisizione si è proceduto con l'individuazione delle fondamentali grandezze coinvolte durante l'azione di voga, ponendo particolare attenzione alle forze di scambio nei punti di lavoro del vogatore e alle componenti di moto responsabili dell'avanzamento dell'imbarcazione.

Data l'esperienza delle precedenti prove, si è puntato allo sviluppo di un sistema "modulare", cioè ottimizzato per una singola postazione di vogata e moltiplicato per il numero di postazioni presenti sulla barca.

L'insieme scafo-rematori, rappresenta un sistema dinamico complesso, e tale complessità risiede nel fatto che l'azione di spinta e il movimento relativo dell'equipaggio rispetto l'imbarcazione sono discontinui.

Ogni rematore, muovendosi con accelerazioni variabili nell'arco della vogata, contribuisce alle sollecitazioni delle forze di spinta con effetti inerziali dovuti al proprio peso. L'entità di queste sollecitazioni non sono facilmente determinabili e variano in base al numero di componenti dell'equipaggio, alle prestazioni fisiche degli atleti, al tipo di imbarcazione e accessori (per esempio il tipo di scalmiera) e alla loro configurazione.

I punti in cui il vogatore interagisce con l'imbarcazione, cioè attraverso i quali avviene lo scambio delle forze, sono:

- il seggiolino;
- il puntapiedi;
- il remo.

In prima analisi le grandezze da rilevare sono quindi (Figura 3.3):

- forza alla scalmiera (intesa in direzione parallela all'asse dell'imbarcazione);
- pressione esercitata sulla pedana del puntapiedi;
- pressione esercitata sul seggiolino dal vogatore;
- posizione e velocità del seggiolino durante la vogata.

Le grandezze cinematiche del seggiolino, in particolare la variazione di velocità combinata con il peso del vogatore, permettono di stimare l'effetto inerziale di cui sopra.

Oltre a queste grandezze, l'analisi del sistema ha evidenziato la necessità di rilevare anche:

- l'angolo di rotazione dello scalmio;
- le accelerazioni di avanzamento, di beccheggio e di rollio dell'imbarcazione.

Acquisendo simultaneamente le suddette informazioni è possibile correlare i movimenti dei vogatori con il moto risultante della barca ed avere così la visione d'insieme di ciò che avviene sulla barca.

La figura seguente riassume la disposizione dei sensori che è stata scelta per la misura delle grandezze fisiche di interesse.

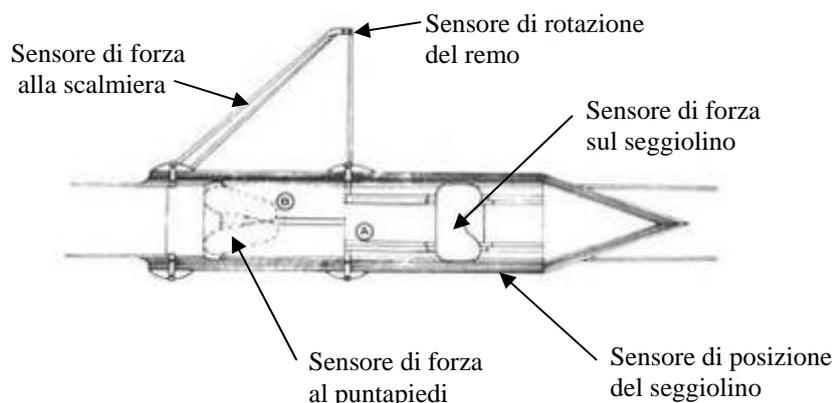


Figura 3.3 – Schema della disposizione dei sensori per una postazione

Dopo tale analisi, si è passati alla realizzazione dei sensori necessari all'acquisizione di tutte queste grandezze onde ottenere un quadro completo dello stato di carico e, mediante metodi numerici, di simulare e verificare il comportamento dell'imbarcazione e dei materiali impiegati.

Dalle prove effettuate nelle precedenti attività svolte in collaborazione con la ditta Filippi Lido Srl, e con il supporto di squadre professioniste e amatoriali, è emersa la primaria necessità di realizzare un dispositivo di misura che fosse il meno "invasivo" possibile, e che riproducesse il più possibile le condizioni di allenamento e gara.

In accordo con tali necessità, si è scelto di sviluppare un sistema imbarcabile compatto ma soprattutto di rapida e facile installazione, e che non costringesse i rematori di indossare della strumentazione.

Nella prima versione del sistema era necessario sostituire le parti dell'imbarcazione con altre simili dotate di sensori. Ciò rendeva lungo il tempo di installazione, e la necessità che tali parti di ricambio dovessero essere compatibili con quelle montate sull'imbarcazione utilizzata per eseguire le misure. Inoltre, visto che il set-up di ogni imbarcazione è sempre eseguito in funzione delle peculiarità fisiche degli atleti, ogni operazione di sostituzione di un componente comportava di ripetere il settaggio delle postazioni.

Poiché anche imbarcazioni dello stesso tipo non hanno sempre in dotazione gli stessi accessori (per esempio, su scafi uguali è possibile trovare diversi tipi di seggiolino o scalmiere), si è deciso di progettare dei dispositivi per la misura della cedevolezza elastica locale da applicare direttamente nei punti di lavoro onde rendere il sistema facilmente utilizzabile con diversi tipi di imbarcazioni e in diverse condizioni di lavoro.

L'allestimento risultava in questo modo semplificato, in quanto il problema si riduceva a realizzare solamente dei piccoli sensori da posizionare direttamente nei punti di interesse. Sono stati pertanto costruiti e collaudati diversi tipi di trasduttori di tipo estensimetrico, confrontando i dati forniti dai nuovi sensori con quelli usati in precedenza: ciò ha consentito di verificare l'effettivo incremento della precisione nelle misure delle nuove soluzioni rispetto a quelle adottate nelle attività preliminari.

Al fine di simulare in laboratorio le condizioni di esercizio dei vari sensori e cercare le posizioni ottimali di installazione, è stato realizzato un banco prove che riproduce una singola

postazione di vogata.

La Figura 3.4 mostra il banco prova appositamente realizzato per la verifica e l'ottimizzazione in laboratorio delle diverse tipologie di sensori.



Figura 3.4 – Banco prove.



Figura 3.5 – Banco prove: particolare del sistema di carico per scalmiere.

Per studiare accuratamente la risposta dei trasduttori sviluppati, si è utilizzato un sistema di acquisizione “Spider 8” della HBM[®], con frequenza di campionamento a 100Hz (uguale a quella utilizzata sul campo), e conversione analogica-digitale a 16-Bit.

Un sistema con carrucola e pesi ha permesso di rendere ripetibili le prove su diversi tipi di sensori di forza, valutandone le caratteristiche meccaniche ed elettriche.

In Tabella 3.1 è riportata nella pagina precedente sono elencati i diversi sensori sviluppati e utilizzati sia nel primo sistema di acquisizione realizzato sia quelli realizzati nell'ambito del presente progetto e testati mediante il banco prova di Figura 3.4.

Tabella 3.1 – Confronto tra il vecchio ed il nuovo sistema di misura.

Dati da rilevare	Tipo di trasduttore sistema	Nuovo tipo di trasduttore proposto
Forza alla scalmiera	Bullone di fissaggio del braccio “estensimetrato”	Sensore applicato al bullone standard di fissaggio
Posizione angolare del remo	Potenziometro rotativo allo scalmio	Potenziometro rotativo allo scalmio
Pressione sul puntapiedi	Puntapiedi con estensimetro incollato sulla traversa superiore della pedana	Sensore applicato sulla traversa superiore della pedana
Pressione normale al sedile	Seggiolino con estensimetri incollati sotto la seduta	Sensore o fissato tra il carrello e la seduta
Posizione e velocità del sedile	-	Trasduttore potenziometrico a filo tra il banco ed il sedile
Accelerazione e beccheggio dell'imbarcazione	Accelerometro longitudinale (beccheggio non rilevato)	Accelerometro longitudinale più piattaforma inerziale (IMU)

3.3.1 Il sensore di forza OMEGA

Non è stato fatto alcuno studio preliminare sulla vogata, sulla dinamica dell'imbarcazione o sul movimento del remo. Tutti i dati necessari per il dimensionamento dei sensori di forza e l'ottimizzazione erano già disponibili dalle prove con il precedente sistema; in Figura 3.6 è

riportato uno screenshot del precedente software di lettura dei dati (dati di forza relativi agli scalmi di un'imbarcazione di punta; ampiezza delle forze di circa 1300N).

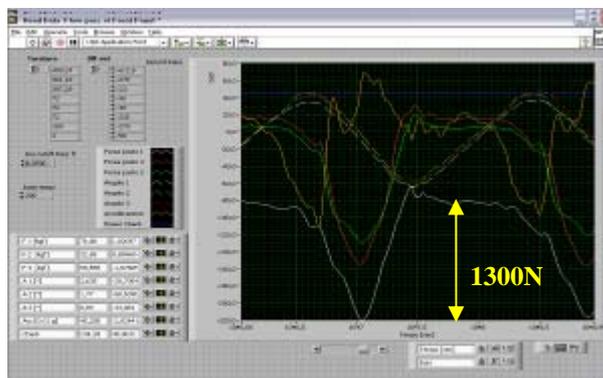


Figura 3.6 – Segnali di forza al remo risultanti dalle prove in acqua con il vecchio sistema di acquisizione.

Le scalmiere sono fissate all'imbarcazione per mezzo di bulloni M6. Poiché il sistema è complessivamente iperstatico, non è immediato risalire alla reale distribuzione delle forze durante la remata, sia in intensità che in direzione.

L'obiettivo è stato quello di riuscire a misurare una grandezza legata alla reale forza applicata al remo, senza indagare sull'effettiva distribuzione dei carichi sullo scalmi, e poter ricavare indirettamente la forza applicata nella direzione longitudinale dell'imbarcazione.

L'idea iniziale è stata cercare di rilevare la deformazione degli elementi di giunzione del braccio allo scalmi ossia dei bulloni di fissaggio. Nel corso degli anni si è assistita ad una evoluzione delle forme di questi componenti; inizialmente il sistema di attacco del braccio era standard ed indipendente dal materiale. Alcuni anni più tardi sono invece usciti nuovi bracci detti ad ala (e ancora più tardi quelli ad aliante) con montaggio completamente diverso.

In ogni caso, a prescindere dalla forma o dai materiali di costruzione, l'invenzione di sensori "plug and play" avrebbe portato indubbiamente ad un sistema di misura estremamente flessibile.

Sono state seguite diverse strade e studiate diverse soluzioni adottando gli estensimetri come trasduttore indiretto di forza.

Sono state realizzate una lamina in acciaio armonico per la misura della deformazione del bullone di attacco della scalmiera (Figura 3.7), ed una boccia metallica (di spessore di circa 8mm) da apporre sotto la flangia di attacco del braccio (Figura 3.8 e 3.9).

Le curve sperimentali dei due sensori sono riportate in di Figura 4.10. Sono state ricavate caricando il braccio secondo la direzione di moto della barca (direzione longitudinale dello scafo), e misurando la deformazione rilevata dai ponti estensimetrici creati sui sensori.

Il sensore a lamina è stato abbandonato per il basso rapporto sforzo/segnale, mentre per quello a boccia, seppur interessante per la discreta sensibilità, bisognava porre molta attenzione a non serrare eccessivamente il bullone per non comprometterne l'integrità.

Ulteriori studi hanno portato infine ad un traduttore di forza utilizzabile sia su scalmiere in alluminio o in carbonio, sia sui puntapiedi.



Figura 3.7 – Particolare su banco prova del sensore di forza a lamina (flangia di attacco di un braccio in alluminio).

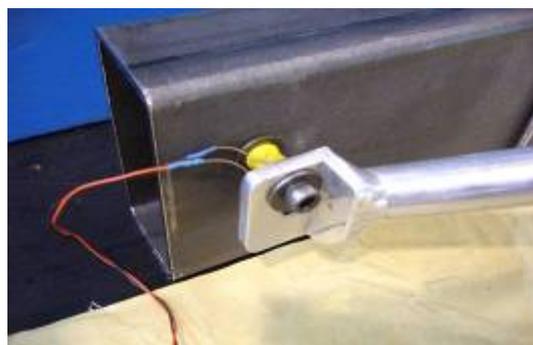


Figura 3.8 – Particolare della boccola metallica di misura di forza trasmessa dalla flangia allo scafo.

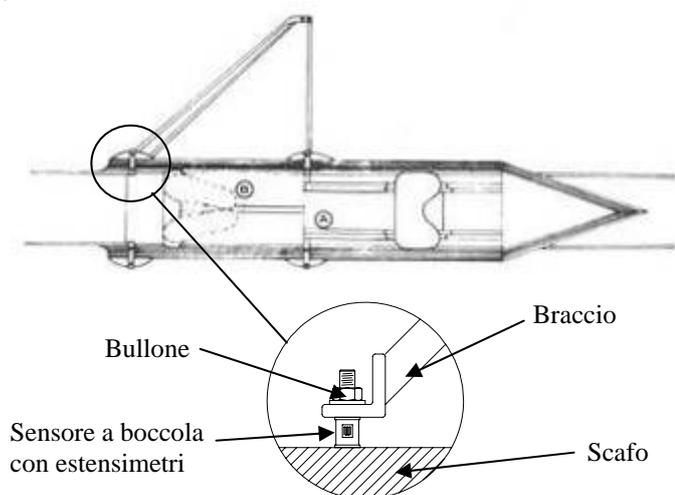


Figura 3.9 – Schema del sensore di forza a boccola.

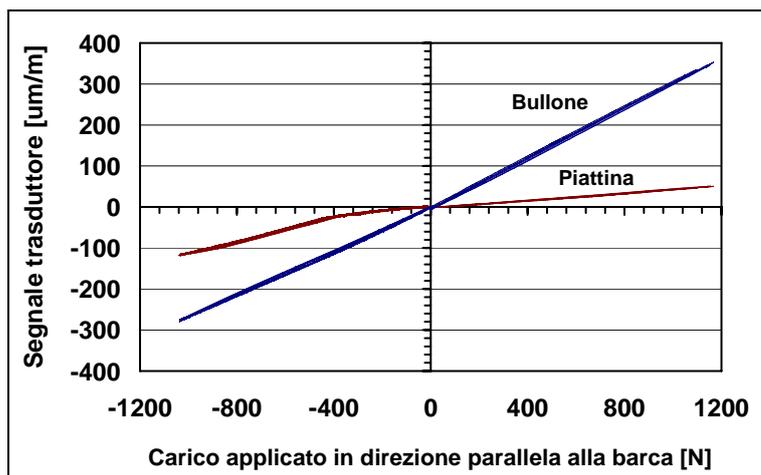


Figura 3.10 – Curva sperimentali dei sensori a lamina e boccola su un braccio in alluminio.

Si tratta di un tipo di estensometro che misura la deformazione del supporto a cui è attaccato, ovvero nel caso degli scalmi uno dei tubolari portanti, mentre per il puntapiedi il sostegno trasversale della pedana.

È costituito da una lamina estensimetrata in acciaio armonico di spessore 0.8 mm di forma ad omega (Figura 3.11).

Il segnale elettrico è prodotto dallo sbilanciamento di un ponte di Wheatstone costituito da quattro estensimetri da 120Ω di resistenza e guadagno 2.03 V/V , in configurazione a *ponte intero* (Figura 3.16). Gli estensimetri sono incollati in mezzeria di lato al foro come in Figura 3.12.

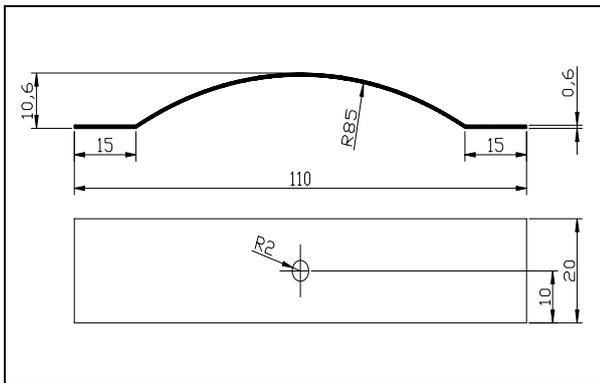


Figura 3.11 – Disegno costruttivo della cella a OMEGA.

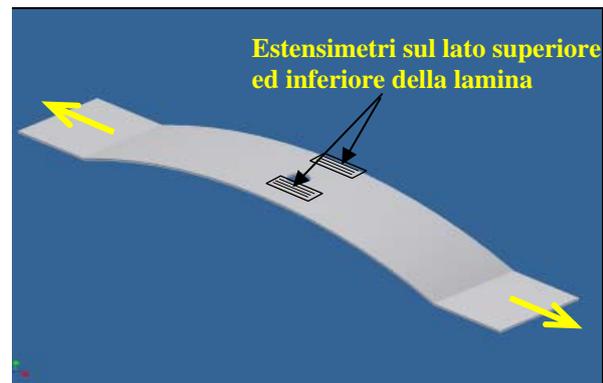


Figura 3.12 – Punti di applicazione degli estensimetri: lato superiore ed inferiore della lamina in mezzeria e in prossimità del foro.

Il montaggio al supporto, che come già detto può essere il tubo di sostegno del puntapiedi o uno dei tubi della scalmiera, avviene per mezzo di normali fascette stringitubo in metallo. I piedi della lamina ad omega risultano in questo modo vincolati in modo che una qualsiasi deformazione del supporto si traduce in una deformazione della lamina (Figure 3.13 e 3.14).



Figura 3.13. – Applicazione dell'OMEGA ad uno scalmi monotubo in carbonio.

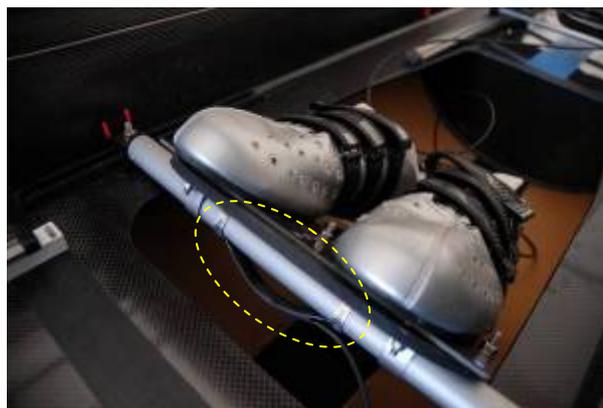


Figura 3.14 – Applicazione dell'OMEGA al supporto di un puntapiedi.

Definita la geometria è stata fatta un'analisi FEM per studiare la mappa e l'intensità delle deformazioni della lamina nei punti di incollaggio degli estensimetri. In Figura 3.15 è riportato un esempio con spostamento imposto dei piedi pari a 1mm. Obiettivo era creare un sistema che coniugasse contemporaneamente sensibilità, semplicità di costruzione e robustezza.

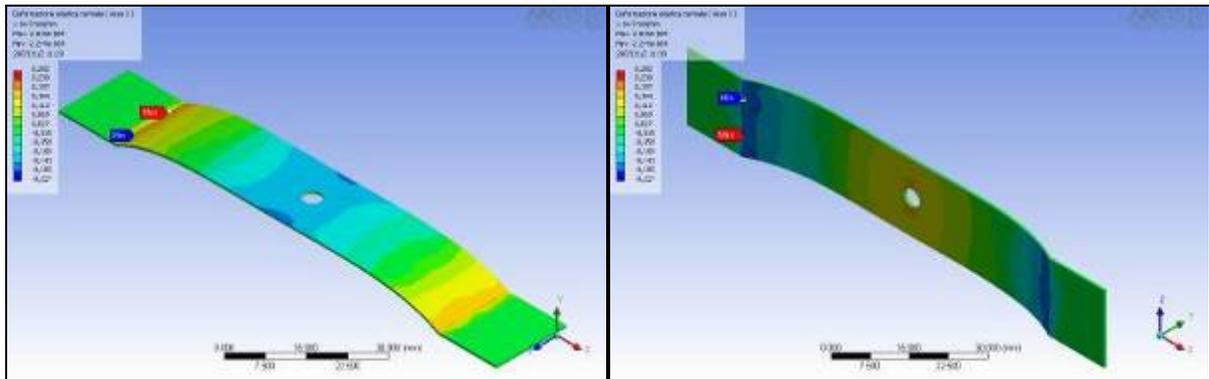


Figura 3.15 – Mappa delle deformazioni normali longitudinali. Gli estensimetri sono incollati in mezzeria ai lati del foro centrale.

Sempre dalla Figura 3.15 le deformazioni normali nella direzione longitudinale per uno spostamento imposto pari ad 1 mm, equivalgono a circa $145 \mu\text{m}/\text{m}$. Il guadagno del trasduttore per mm di deformazione è ricavato secondo la nota formula [Hoffmann 89] (Figura 3.16):

$$\frac{\Delta S}{V_{cc}} = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) = \frac{k}{4} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \quad (1)$$

$$\approx k \cdot \varepsilon = 2.03 \cdot 145 \cdot 10^{-6} = 0.0003 \quad \left[\frac{V}{V \cdot \text{mm}} \right]$$

con $|\varepsilon_1| \approx |\varepsilon_2| \approx |\varepsilon_3| \approx |\varepsilon_4|$.

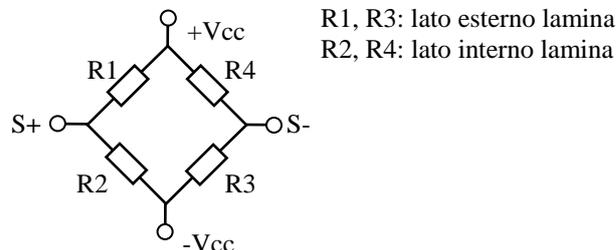


Figura 3.16 – Ponte di Wheatstone ad estensimetri per i sensori di forza.

Costruiti alcuni esemplari si è provveduto ad installarli su alcuni bracci in carbonio e alluminio messi in verticale sul banco prove (Figure 3.17 e 3.18), al fine di misurare la

sensibilità e la linearità dell'insieme *braccio-trasduttore*. I bracci sono stati caricati all'estremità secondo la direzione reale di spinta della barca, per mezzo di una cella di carico HBM® con fondoscala da 2KN.



Figura 3.17 – Prove di sensibilità e linearità del sensore su braccio monotubo in carbonio.



Figura 3.18 – Prove di sensibilità e linearità su braccio in alluminio.

In Figura 3.14, 3.15, 3.16 si riportano le curve di taratura dello stesso sensore montato sulle scalmiere e sul puntapiedi. In ordinata è riportato lo sbilanciamento del ponte in $\mu\text{m}/\text{m}$.

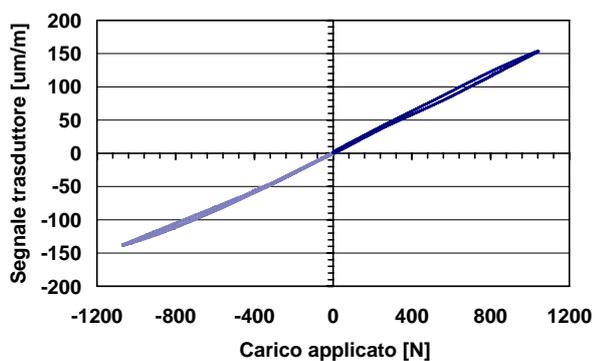


Figura 3.19 – Comportamento del sensore OMEGA su braccio in carbonio a banco. In ordinata è riportata la deformazione del trasduttore.

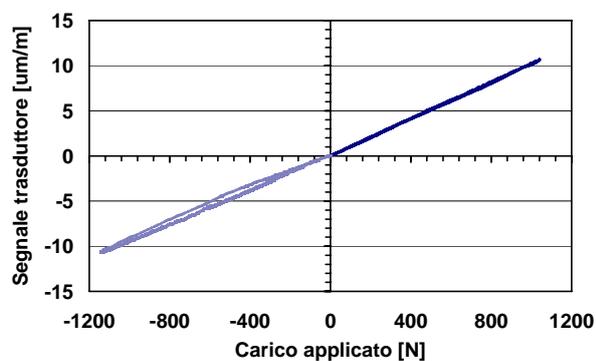


Figura 3.20 – Comportamento del sensore OMEGA su braccio in alluminio.

Le curve sono state eseguite con diverse intensità di carico applicando in ogni prova almeno tre cicli di carico a trazione e in compressione del braccio e del puntapiedi.

L'andamento si presenta abbastanza lineare; il braccio ad ala presenta un isteresi più marcata (maggiore del puntapiedi).

L'inconveniente principale di questi sensori è che una volta installati sull'imbarcazione, devono essere tarati insieme al supporto (scalmiera o puntapiedi). La taratura avviene azzerando inizialmente i segnali senza carico applicato, e sollecitando successivamente i componenti con una cella di carico nella direzione voluta. Si ricavano e si registrano i coefficienti di calibratura dal confronto dei segnali elettrici della cella con quelli di ogni sensore.

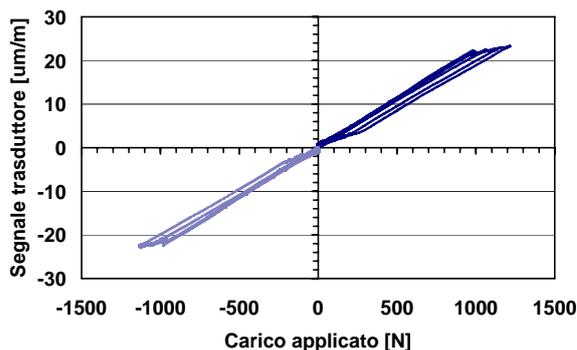


Figura 3.21 – Comportamento dell'OMEGA applicato ad un braccio ad ala di punta in alluminio.

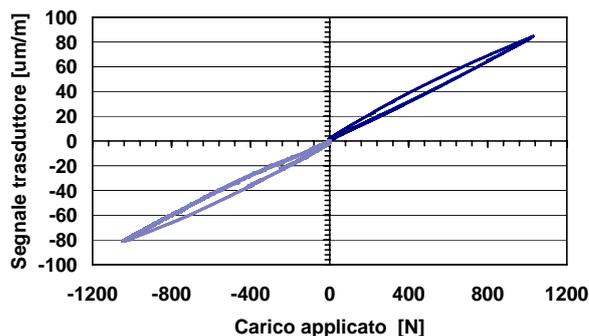


Figura 3.22 – Comportamento dell'OMEGA applicato sul puntapiedi.

La taratura delle scalmiere viene fatta utilizzando un'apposita attrezzatura da fissare al bordo dell'imbarcazione, mentre per i puntapiedi si utilizza un adattatore da collegare sulla cella e con cui applicare manualmente la forza (Appendice A1).

3.3.2 Il sensore di forza sul seggiolino

Il sensore di forza sul seggiolino si basa sullo stesso principio del sensore OMEGA. Una lamina di lunghezza 280mm ed estensimetrata in mezzeria, viene fissata tra la seduta e il carrello, in modo che le estremità siano vincolate e il punto in mezzeria si appoggi al centro della seduta (Figura 3.23).



Figura 3.23 – Primo sviluppo del sensore di forza per seggiolino (seduta di tipo 1).



Figura 3.24 – Seduta di forma aperta con nervature di irrigidimento (tipo 2).

Esistono due tipi di seduta, entrambe in materiale composito:

1. forma chiusa e cava all'interno, ormai in disuso (forma a scatolato, Figura 3.23);
2. forma aperta con nervature di irrigidimento nella parte inferiore (Figura 3.24).

Le prova su banco sono avvenute calando lentamente un peso noto sulla seduta per mezzo di una cella di carico. La prova ha fornito i diagrammi di Figura 4.25 e 3.26

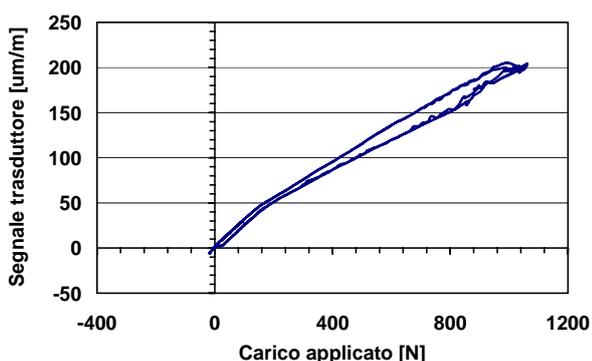


Figura 3.25 – Comportamento a banco del sensore di forza sul seggiolino di tipo 1.

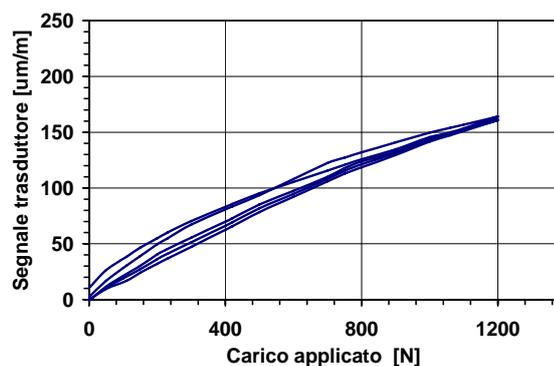


Figura 3.26 – Comportamento a banco del sensore di forza sul seggiolino di tipo 2.

Si nota una piccola deviazione dalla linearità ad un carico di circa 200N per il tipo di seduta 1, e l'isteresi abbastanza pronunciata per il tipo 2. La caratteristica del sistema sensore-seggiolino è stata assunta lineare tra zero e il fondoscala.

3.3.3 Il sensore di posizione del remo

Il sensore di posizione del remo è costituito da un potenziometro rotativo che nel caso di scalmiere in carbonio viene fissato all'elsa che sostiene il perno dello scalmo (Figura 3.27), o direttamente sul perno nel caso di scalmiere in alluminio (Figura 3.28). Il sensore fornisce già in uscita un segnale amplificato proporzionale alla rotazione dello scalmo e quindi del remo.

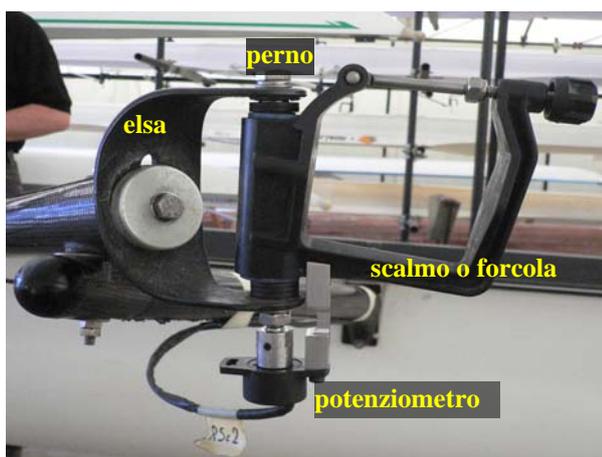


Figura 3.27 – Sensore di posizione dello scalmo per bracci in carbonio.



Figura 3.28 – Sensore di posizione dello scalmo per bracci in alluminio.

3.3.4 Il sensore di posizione del seggiolino

Il sensore di posizione è di tipo analogico ed è formato da un potenziometro (multigiri) mosso da un filo avvolgibile collegato al carrello del seggiolino. Il ritorno del filo è garantito da una molla di bassa rigidezza in modo da interferire meno possibile con il movimento del rematore. Il segnale elettrico in uscita è proporzionale allo spostamento lineare del carrello. Il corpo del trasduttore è fissato ad una guida di scorrimento del carrello alle spalle dell'atleta (Figura 3.29).

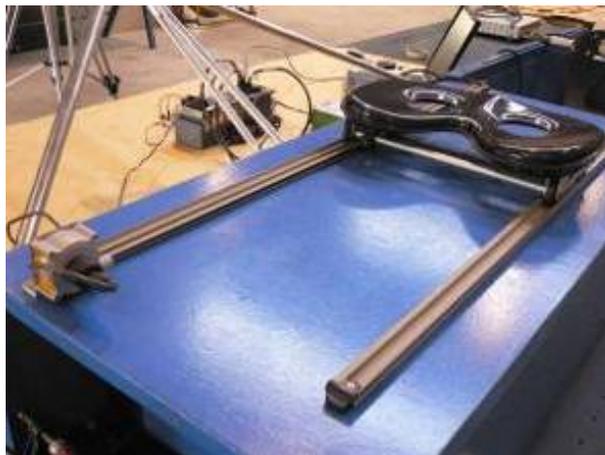


Figura 3.29 – Particolare del sensore di posizione del seggiolino.

3.4 Sviluppo della centralina di acquisizione.

Dopo i trasduttori si è proceduto allo sviluppo e alla messa a punto della nuova centralina di acquisizione.

Dallo studio preliminare atto a porre in evidenza il numero di informazioni che dovevano essere registrate per ogni singolo atleta, si è osservato che il numero massimo di segnali da acquisire era pari a sette per ogni rematore su imbarcazioni di coppia da quattro, e cinque segnali per postazioni di punta per un massimo di otto postazioni.

A questi dovevano essere aggiunti tre canali per la misura delle accelerazioni dello scafo e un segnale per il controllo dell'alimentazione dell'apparecchiatura. A tale scopo è stato scelto un sistema di acquisizione CompactRIO[®] della National Instruments[®].

Tale sistema, completamente riprogrammabile e riconfigurabile, offre la possibilità di acquisire:

- 36 ingressi analogici a 16-Bit, $\pm 10V$ a 100kS/s;
- 24 ingressi per ponti di Wheatstone ad estensimetri a 24-Bit, 50kS/s.

Dispone inoltre di:

- una porta USB per l'archiviazione dei dati acquisiti su USB-Pen;
- una porta Ethernet per un'eventuale connessione Wi-fi (per applicazioni di telemetria);
- una porta seriale RS232, con la possibilità di collegarvi un'antenna GPS o una piattaforma inerziale digitale.

Per semplificare l'utilizzo in esercizio della centralina di acquisizione è stato sviluppato e implementato un software (ora residente nella centralina stessa), dedicato alla gestione dei

vari canali e la memorizzazione dei dati (su Flash Memory interna o su USB-Pen qualora venisse collegata).

È stato poi sviluppato un ulteriore software per PC che consente di eseguire la taratura dei sensori solo dopo il montaggio dei sensori, ed un altro per la visualizzazione su grafico dei dati acquisiti (manuale di utilizzo in Appendice A1).

Nelle Figure 3.30 e 3.31, è mostrata la fase di sviluppo su banco del sistema di acquisizione sviluppato, collaudo eseguito utilizzando i nuovi sensori sviluppati nell'ambito del presente progetto.

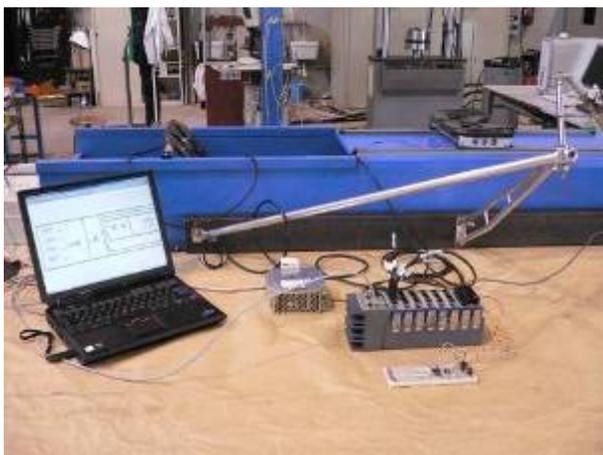


Figura 3.30 - Collaudo della nuova centralina



Figura 3.31 - Particolare della centralina (CompactRIO® della National Instruments®).

Al termine dello studio la centralina è stata inserita in un contenitore stagno munita di connettori esterni per il collegamento ai sensori e agli altri dispositivi (Figura 3.33 e Appendice A1)

Data la grande quantità di segnali da gestire, si è preferito suddividere il sistema di acquisizione nel seguente modo:

- raggruppando elettricamente i sensori per postazioni di vogata; a tale scopo sono state realizzate delle scatole di derivazione da posizionare in corrispondenza di ciascuna postazione, a cui far confluire tutti i cavi dai relativi sensori. Dalle scatole si portano di seguito i segnali dei sensori all'unità centrale (BOX) con un unico cavo (Figura 3.32).

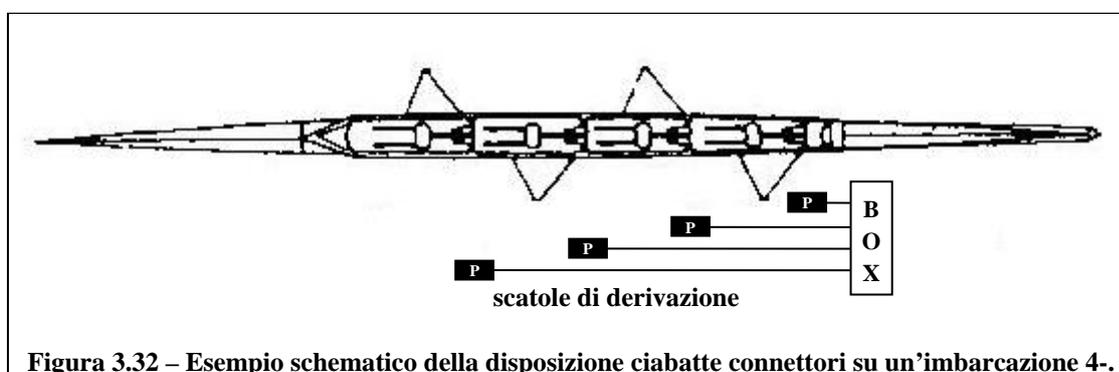


Figura 3.32 - Esempio schematico della disposizione ciabatte connettori su un'imbarcazione 4-.

- Suddividendo i canali per tipologia di barca: le connessioni elettriche alla centralina sono state divise in modo da disporre di una serie di connettori per misure su barche di coppia, e di un'altra per misure su barche di punta (Paragrafo A1.3). Anche le informazioni raccolte sono state divise con questo criterio, sia nei software di taratura che di lettura dei dati. Questo allo scopo di facilitare il riconoscimento dei canali e la manipolazione delle informazioni raccolte.

Per velocizzare le fasi di allestimento e la taratura, ogni tipologia di sensore è stata infine nominata e collocata in una posizione prestabilita, sia elettricamente che all'interno dei software da utilizzare.

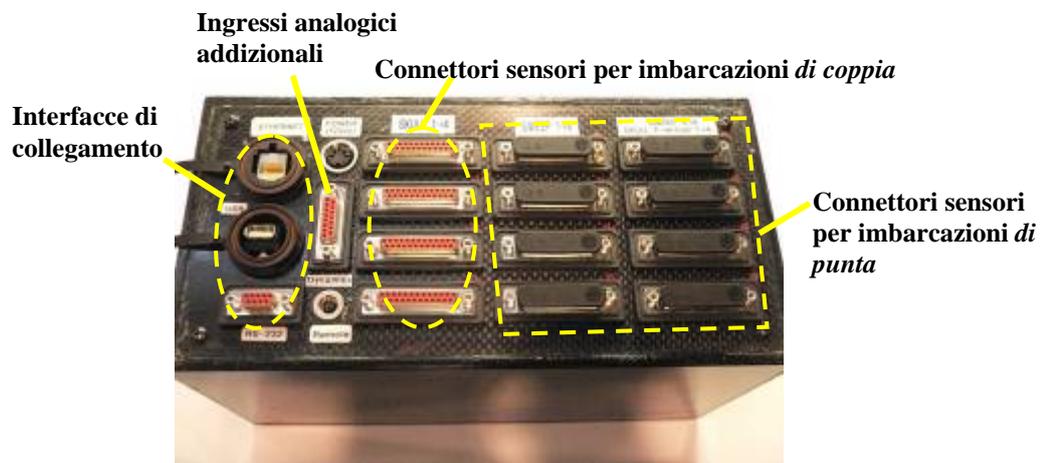


Figura 3.33 – Vista superiore connettori della box di acquisizione (contiene il CompactRIO).

3.5 Conclusioni

L'esperienza fatta con il precedente sistema di acquisizione, ha permesso di creare un dispositivo per la misura di forze e spostamenti sulle barche molto flessibile e facilmente adattabile a diversi tipi di imbarcazioni e attrezzature, senza la necessità di dover modificare il set-up delle postazioni già calibrate in funzione di ogni singolo atleta.

Questo è stato verificato con prove in acqua su imbarcazioni di varia lunghezza. L'uso di sensori di deformazione per la misura indiretta di forza necessita l'accorgimento di posizionarli nei punti meno rigidi, per non dover adottare di conseguenza costanti di taratura troppo elevati ed avere quindi bassi rapporti di segnale – rumore.

ACQUISIZIONI DATI, ANALISI DELLE PRESTAZIONI ED INDICI DI EFFICIENZA

4.1 Precedenti studi

Sono stati fatti molti studi nell'ambito del canottaggio, sia dal punto di vista prettamente sportivo con il fine di migliorare le prestazioni in acqua sia delle barche che degli equipaggi, sia nel settore medico per valutare le conseguenze e i benefici che questa disciplina sportiva porta a chi la pratica.

Dal punto di vista sportivo un esame dello stato dell'arte mostra che il canottaggio è stato studiato in considerazione di tre diversi aspetti:

- la previsione della velocità della barca a partire dall'osservazione di forze e movimenti dei rematori;
- lo studio di parametri biomeccanici della vogata;
- la definizione di indici adeguati per la valutazione delle performance dei vogatori in acqua.

I primi studi sulla meccanica della vogata risalgono al 1925 con Alexander [Alexander 25], il quale propose un modello monodimensionale del moto dell'imbarcazione. Egli assunse la massa del rematore concentrata, considerò i remi infinitamente rigidi e gli effetti delle forze viscosse dell'acqua sia sulla pala che sullo scafo proporzionali al quadrato delle velocità di scorrimento.

Per calcolare il moto della barca dall'integrazione delle equazioni della dinamica, Alexander assunse una verosimile legge di movimento del vogatore e della rotazione del remo.

A partire da questo primo modello, negli anni '70 vari studiosi proposero altri modelli per descrivere e prevedere con maggiore precisione il movimento del sistema barca-equipaggio.

Ad esempio Pope assunse una legge dello spostamento angolare del remo proporzionale a quello del centro di massa del vogatore rispetto lo scafo [Pope 73]. Propose inoltre un interessante indice di "efficienza propulsiva", definito come il rapporto tra il lavoro svolto dalla pala del remo nella direzione di moto della barca, e la potenza applicata all'impugnatura.

Come Alexander, Van Holst [Van Holst 04] e Atkinson [Atkinson 04] prescissero i movimenti dell'atleta rispetto alla barca (velocità delle gambe, del bacino e delle braccia), aggiungendo al modello le inerzie e la flessibilità dei remi. Per calcolare le equazioni del moto imposero una complessa legge sulla forza applicata all'impugnatura del remo anziché sullo spostamento, includendo un'espressione dell'azione esercitata dall'acqua sulla pala.

Questi modelli richiedevano un procedura iterativa per determinare l'angolo di rotazione del remo date le forze alla pala (nel modello di Van Holst) o la forza all'impugnatura (modello di Atkinson). Inoltre nel modello di Atkinson non era precisata l'influenza della flessibilità dei remi, del numero di Reynolds e la dipendenza dalla temperatura delle forze di attrito viscosse.

Cabrera *et al.* osservarono che “..sebbene questi modelli fossero abbastanza semplici, con l’eccezione di Atkinson che predisse accuratamente la velocità della barca, nessuno mostrò di predire accuratamente le forze e gli spostamenti osservati” [Cabrera 06].

Furono formulati altri approcci, convalidati da prove sperimentali per cercare di descrivere meglio la meccanica di vogata (es. [Sanderson 86], [Milward 87], [Brearley 96], [Lazauskas 97], [Brearley 98], [Lazauskas 98], [Simeoni 02]).

Cabrera, Ruina e Kleshev proposero un modello (monodimensionale) derivato da quello di Alexander componendo il sistema in tre componenti: lo scafo, il remo (o i remi), e il vogatore (Figura 4.1).

Secondo gli autori il moto è governato dalle leggi classiche della dinamica dei corpi rigidi in cui i vogatori furono ipotizzati della stessa dimensione, forza e peso, e coordinati in perfetto sincronismo. I remi furono inoltre considerati rigidi e fu trascurata la resistenza dell’aria.

Adottarono inoltre leggi quadratiche per esprimere le forze in funzione della velocità relativa all’acqua dello scafo e dei remi.

Grazie ai dati provenienti da prove in acqua fu possibile formulare le funzioni di ingresso per le integrazioni delle equazioni del moto.

In Figura 4.1 è riportato uno schema semplificato del modello monodimensionale usato: le forze di scambio tra il rematore e l’imbarcazione sono $F_{hand\ x}$ al remo e $F_{foot\ x}$ al puntapiedi.

Quella tra remo e scafo $F_{foot\ x}$, mentre le forze dissipative sono comprese in F_{boat} .

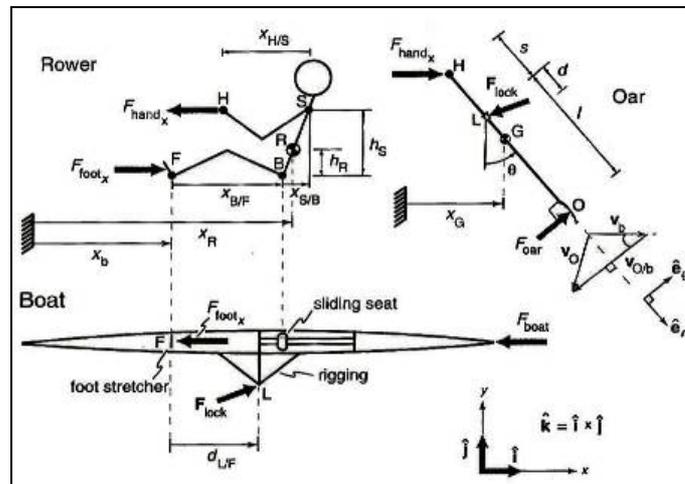


Figura 4.1 – Modello dinamico semplificato del sistema rematore-barca-remo secondo Cabrera *et al.* [Cabrera 06].

Nonostante le semplificazioni fatte i risultati dei calcoli furono in accordo con i dati acquisiti in acqua riuscendo a prevedere abbastanza fedelmente la risposta del sistema.

Per quanto riguarda gli aspetti legati all’allenamento degli atleti, negli anni è stato fatto un grande sforzo per fornire agli atleti informazioni relative alla cinematica, alle loro prestazioni e tecniche, grazie a sistemi adatti alla raccolta e alla elaborazione dei dati ([Duchesnes 87] [Macfarlane 97], [Hawkins 00], [Smith 00], [Gibson 00], [Voliantis 01], [Wacker 03], [Petibois 03], [Coen 03], [Shimoda 05], [Messonnier 05], [Boyas 06], [Pilgeram 06] Duchesnes [Kane 08]).

Alcuni di essi crearono dispositivi di acquisizione per attrezzature da palestra dette remoergometri, altri dei sistemi sperimentali imbarcabili, ponendo soprattutto attenzione alle forze e agli spostamenti dei remi.

Il remoergometro è molto usato negli allenamenti, ed è un attrezzo capace di simulare la tecnica di vogare in palestra o laddove non ci sia possibilità di uscire in barca. Offre all'atleta una resistenza proporzionale all'intensità della trazione ad un manubrio, simile a quella dell'acqua all'aumentare della velocità del passaggio dei remi.

Sono state tuttavia evidenziate importanti differenze tra un training fatto in acqua ed uno fatto su terra con remoergometri, a causa della diversa interazione dell'atleta con l'attrezzatura e la diversa sensibilità alle forze.

Li [Li 07] evidenziò l'importanza dell'addestramento in acqua ed il rischio di acquisire una tecnica errata per un uso eccessivo del remoergometro, riducendo le prestazioni nelle reali condizioni di esercizio anziché aumentarle.

Nel suo studio Li concentrò l'attenzione solo sui dati di forza delle braccia, confrontando quelli rilevati sulle attrezzature con quelli provenienti da acquisizioni in acqua per mezzo di un dispositivo imbarcabile. Con i dati acquisiti in acqua le curve apparvero deformate per effetto dell'interazione dell'acqua sui remi in corrispondenza degli istanti iniziali della passata, con l'effetto di diminuire la velocità della barca in seguito ad una tecnica non eseguita correttamente.

Torres-Moreno, Tanaka e Penney [Torres 00], misurarono su remoergometro l'escursione delle articolazioni, la velocità delle mani e la forza applicata alle impugnature, su 44 diversi atleti durante run da 2500 metri (dato fornito dall'attrezzo). Confrontarono i dati con quelli di rematori olimpionici acquisiti in acqua con la tecnica standard, osservarono delle deviazioni degli spostamenti delle articolazioni. Riportarono in seguito i risultati su un diagramma (Figura 4.2 [Torres 00]) con il quale è possibile confrontare le curve di spostamento (continue) ottenute su remoergometro rispetto a quelle di riferimento ottenute in acqua (tratteggiate).

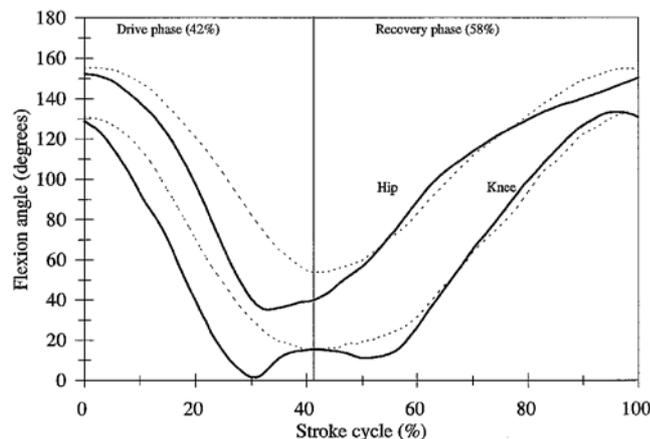


Figura 4.2 – [Torres 00]: curve di spostamento riferite ad un colpo di vogata della seduta e delle ginocchia dell'atleta su remoergometro (curve continue), rispetto a quelle rilevate in acqua (curve tratteggiate).

Dal diagramma si nota un anticipo nella flessione delle ginocchia e nello spostamento dei fianchi. Se in acqua è possibile controllare la forza applicata in funzione della posizione assunta dal remo, sul remoergometro invece l'atleta non ha questo riscontro.

Gli autori giunsero alla conclusione che un eccessivo allenamento in palestra è controproducente e porta ad una riduzione delle performance in acqua.

In studi recenti O'Sullivan [O'Sullivan 03] e McGregor [McGregor 04] associarono alcune forme di lombalgia ad alcune tecniche di voga. Ad analoghi risultati giunsero anche Steer, McGregor e Bull [Steer 06] dimostrando che un allenamento su remoergometri diversi può influire sulla cinematica della colonna vertebrale, inducendo diversi movimenti e profili di forze ed influenzando le prestazioni dell'atleta.

Nonostante queste problematiche indotte da un uso eccessivo, le attrezzature indoor affiancate ad un buon allenamento in acqua si sono dimostrate un ottimo strumento per mettere alla prova le prestazioni e la resistenza fisica degli atleti.

I modelli biomeccanici permettono di descrivere il comportamento della barca nota la legge di moto del vogatore, e di prevederne la velocità con un buon livello di accuratezza. Tuttavia, è utile disporre di opportuni indici che mostrino l'efficienza del movimento dell'atleta in relazione al moto della barca, al fine di ottimizzarlo ed aumentare la velocità media del sistema.

Tali indici se definiti correttamente dovrebbero dare utili indicazioni per aumentare l'efficienza complessiva della remata, oltre all'ottimizzazione delle caratteristiche di un equipaggio e a formulare programmi specifici di formazione per gli atleti.

Sono stati fatti molti studi a riguardo; tra tutti i parametri proposti in letteratura il più importante è il tempo finale di percorrenza della gara (risposta cronometrica), cioè il parametro che rappresenta una misura indiretta della potenza propulsiva fornita dagli atleti.

Secondo Schneider e Hauser [Schneider 81], poiché il tempo finale di esecuzione di un *run* è dato dalla distanza di gara diviso la velocità media dell'imbarcazione, ossia il prodotto della velocità media della barca in un ciclo di vogata per il numero di colpi effettuati nel *run*, il rendimento in acqua può essere valutato concentrando l'attenzione sugli eventi che si verificano durante un unico ciclo, cioè durante il movimento di passata (dall'attacco al finale) e la successiva ripresa.

Seguendo una strategia diversa, Asami, Adachi e Yamamoto [Asami 81], nonché Nozaki, Kawakami, Fukunaga e Miyashita [Nozaki 93], proposero di valutare l'efficienza di remata come il rapporto tra il lavoro meccanico totale svolto dall'atleta ed il suo fabbisogno di ossigeno.

Le grandezze fisiche acquisite con prove su remoergometro furono la forza applicata all'impugnatura del remo (per mezzo di estensimetri incollati e tarati), e la rotazione dello stesso per mezzo di potenziometri rotativi fissati agli scalmi. Dalle curve temporali di forza e spostamento fu possibile calcolare le seguenti grandezze meccaniche:

- lunghezza di passata (l) = lunghezza dell'arco descritto dall'impugnatura nella fase propulsiva di passata in acqua = 1.524 m;
- tempo di passata (t) = tempo in cui il remo è in acqua = 0.896 s;
- velocità di passata (v) = l/t = 1.708 m/s;
- impulso (I) = area sottostante la curva di forza nella fase di passata = 316.2 Ns;
- forza media (f) = I/t = 353.1 N;
- forza massima (f_p) = massimo valore della curva di forza = 647.0 N;

- lavoro meccanico (w) = $f \cdot l = 538.1 \text{ Nm}$.

È difficile individuare dei criteri di giudizio delle prestazioni sulla base di dati sperimentali, perché le grandezze di forza non sono costanti durante il tempo di gara a causa del progressivo affaticamento dell'equipaggio (Figura 4.3). Ad una diminuzione del lavoro meccanico corrisponde un aumento proporzionale del consumo di ossigeno.

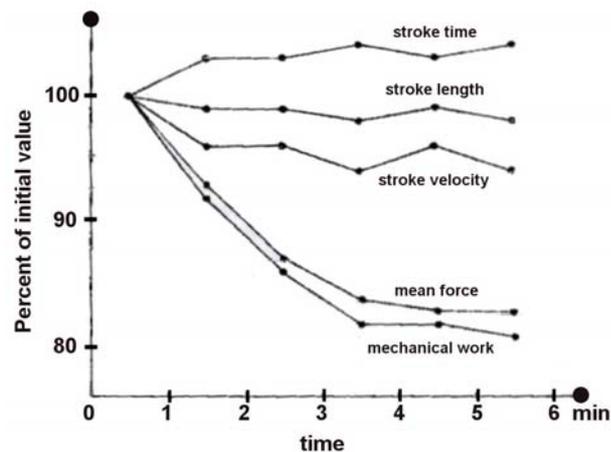


Figura 4.3 – [Asami 81]: andamento dei parametri di vogata durante un run di gara.

Asami *et al.* calcolarono un indice di efficienza dato dal rapporto tra il lavoro meccanico compiuto dall'atleta e l'energia equivalente prodotta dal consumo di ossigeno all'interno di un ciclo di vogata. A tale scopo assunsero un litro di ossigeno pari a 5 kcal, ed 1 kcal pari a 4185 Nm.

Nozaki [Nozaki 93] rifece le misure di Asami in acqua utilizzando un sistema di acquisizione appositamente realizzato. Misurò il volume di ossigeno assorbito dagli atleti sotto sforzo ($V_{O_2 \text{ net}}$) dopo due minuti dalla partenza, per mettere l'atleta in condizioni di regime muscolare aerobico, ed eseguì prove a diverse velocità.

Esprese poi un parametro di efficienza analogo a quello di Asami in funzione della velocità dell'imbarcazione ($e = 17 \cdot v_b^{0.262}$), che risultò variabile da un valore di 20% per 2m/s di velocità, a circa 25% per 4m/s.

Affeld [Affeld 93] suddivise l'efficienza secondo due definizioni:

- l'efficienza biomeccanica data dal rapporto tra la potenza muscolare dell'atleta, e la potenza meccanica prodotta di forze per velocità di spostamento;
- l'efficienza idrodinamica, definita come il rapporto tra la potenza meccanica sviluppata dai vogatori e la potenza necessaria per muovere l'imbarcazione.

L'attenzione fu centrata su quest'ultima e indicò un indice dato da:

$$\eta = \frac{v_G \cdot F_{\text{eff}}}{P_v} = \frac{P_v - P_p}{P_v} \quad (1)$$

con v_G velocità del centro di massa, F_{eff} forza efficace di spinta, P_v potenza esercitata dal vogatore e P_p potenza persa nella remata, a sua volta data dal prodotto della forza di scorrimento della pala e la sua velocità relativa all'acqua.

In questa analisi è importante l'influenza data dalla pala: la forma a "losanga" (Capitolo 2.2) diede risultati migliori rispetto al tipo "Macon" di circa il 3% (Figura 5.4). L'efficienza risultò essere dipendente dalla velocità della barca, e in particolare dall'angolo assunto dal remo durante la passata, e riassume i risultati nel grafico di Figura 4.5. L'efficienza risulta massima alle estremità della vogata dove la potenza del vogatore è minima.

L'angolo 0 del remo corrisponde alla posizione di attacco e parallelo all'asse della barca; l'angolo totale di passata è di circa 80°.

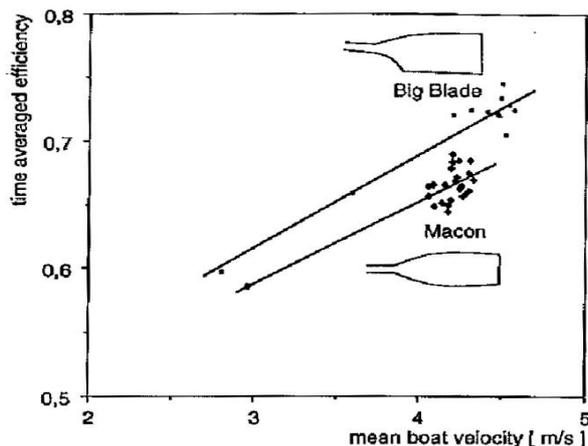


Figura 4.4 – [Affeld 93]: Efficienza della pala in funzione della velocità dell'imbarcazione (valori medi per ciclo di vogata).

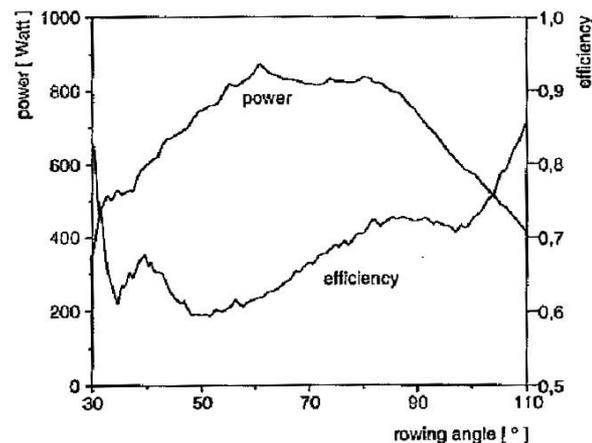


Figura 4.5 – [Affeld 93]: Confronto tra le curve di potenza ed efficienza durante la fase di passata.

L'efficienza totale è data dal contributo dell'equipaggio e dell'imbarcazione (a sua volta composta dallo scafo e dai remi).

Altri autori in seguito ad Affeld studiarono l'efficienza della pala [Brearley 00], [Cabrera 06_b] [Caplan 07], [Caplan 07_b], [Macrossan 08].

Cabrera [Cabrera 06_b] calcolò un indice di efficienza della propulsione a remi definito come rapporto tra il lavoro utile di spinta (dato dall'integrale delle forze per velocità dello scafo), e quello compiuto dagli atleti sui remi (integrale della forza alle impugnature per la loro velocità).

Nel calcolo, trascurò la resistenza dell'aria ed assunse come modello quello proposto nello studio precedente (sopra citato) [Cabrera 06]. Grazie ai dati sperimentali del precedente lavoro trovò un valore medio dell'efficienza pari 0.84.

Macrossan [Macrossan 08] affinò il calcolo dell'efficienza del remo studiando il flusso dell'acqua attorno la pala durante la passata, considerando la sua velocità in acqua e dell'inflessione del remo.

Gli effetti della frequenza di vogata furono presi in considerazione anche da Kleshnev [Kleshnev 96] la quale calcolò alcuni indici di rendimento come il rapporto tra:

- la forza massima ed il peso dell'atleta (ripreso successivamente da Pilgeram per classificare gli atleti [Pilgeram 06]);
- il tempo di passata e il periodo di vogata;
- la forza media e massima al remo;
- il lavoro delle forze dissipative e quello ai remi dal vogatore (η).

Analizzando i dati acquisiti in acqua vide che tali parametri cambiavano al variare della frequenza di vogata: un aumento della potenza totale fornita dagli atleti per effetto delle gambe piuttosto che delle braccia, e una diminuzione del parametro η .

Con le misure su diverse imbarcazioni dell'angolo del remo, della forza all'impugnatura e della velocità ed accelerazione della barca, Kleshnev studiò in un successivo lavoro i fattori biomeccanici che influenzano l'efficienza della pala e dell'imbarcazione [Kleshnev 99].

I parametri furono calcolati come rapporto tra le energie dissipate alla pala e allo scafo in funzione del quadrato delle velocità relative, e il lavoro prodotto sul remo dall'atleta.

All'aumento della velocità della barca conseguì un aumento dell'efficienza media di propulsione della pala, e una diminuzione di quella dell'imbarcazione per effetto della maggiore fluttuazione di velocità dello scafo (Figura 4.6).

L'efficienza complessiva risultò dipendente dal tipo di imbarcazione (e quindi con la massa del sistema), e fu maggiore per le imbarcazioni più grandi (a otto rematori).

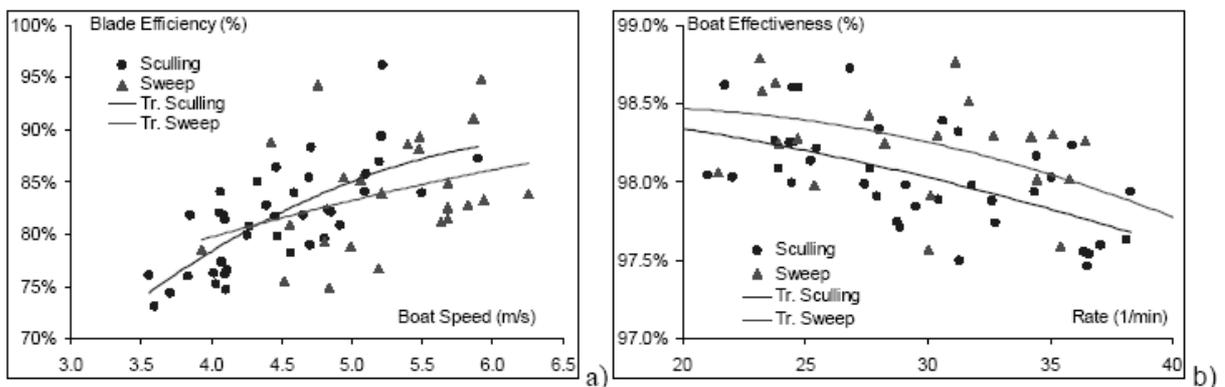


Figura 4.6 – [Kleshnev 99]: curve di efficienza della pala (a) e dell'imbarcazione (b) al variare della velocità dello scafo e della frequenza di vogata.

Pilgeram [Pilgeram 06] sviluppò un proprio sistema di acquisizione dati integrato nella barca per la misura di forze e spostamenti ai remi. Concentrò l'attenzione sulla forma delle curve di forza ai remi e le suddivise in tre tipi. In Figura 4.7 sono riportate le curve; in ascissa il valore zero dell'angolo del remo corrisponde alla posizione perpendicolare allo scafo.

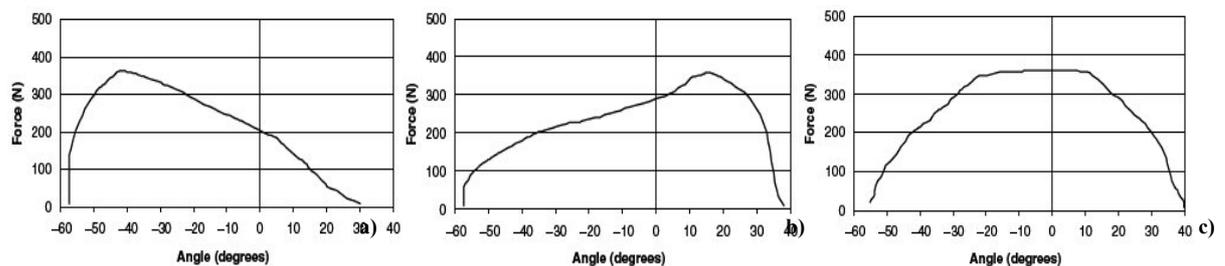


Figura 4.7 - [Pilgeram 06]: classificazione dei diversi profili di forza al remo.

Le curve influenzano diversamente le varie fasi della passata (Capitolo 2.1.3):

- la a) concentra maggiormente la forza nella fase iniziale (dove sono coinvolte le gambe);
- la b) coinvolge maggiormente le braccia ed è la più affaticante perché interessa una muscolatura più debole rispetto a quella delle gambe;

- la c) è la più bilanciata e permette di esplicitare il massimo della forza quando il remo è perpendicolare allo scafo.

Le curve comportano quindi un diverso effetto meccanico, ovvero di influenza sulla spinta e sul lavoro propulsivo, e fisiologico cioè con diverso dispendio di energia muscolare.

Pilgeram fece prove con vogatori di prestazioni ed esperienze diverse e confrontò i risultati in base alla forza massima applicata, alla forza per l'angolo uguale a zero, al lavoro e alla potenza al remo, e alla potenza specifica degli atleti data dal rapporto potenza massima e peso.

Questo ultimo parametro non è costante nel corso del run (in accordo con Asami [Asami 81]) perché a livello muscolare intervengono diversi meccanismi di conversione dell'energia (prima anaerobico e poi aerobico).

Pilgeram focalizzò l'attenzione nei primi istanti del run (attribuiti a 500m) in cui la potenza muscolare è di tipo anaerobico, ed è costante sia il consumo di ossigeno che la potenza specifica [Hagerman 84]. Nella parte finale della corsa subentrano invece meccanismi aerobici di conversione dell'energia ed è necessario tenere conto anche dell'assorbimento di ossigeno dall'atleta [Nozaki 93].

Lo studio si concentrò sul sistema di acquisizione e sull'analisi delle curve di forza prodotte dagli atleti in acqua, correlandole con i parametri già proposti in letteratura (lavoro, potenza esplicita al remo e potenza specifica) ed interpretandone i valori.

Il problema di individuare indici di performance fu affrontato anche da Badouin e Hawkins [Baudouin 04]. Essi ipotizzarono che le prestazioni di un equipaggio potessero essere stimate dalla potenza, dal sincronismo delle forze ai remi e dal contributo delle forze dissipative (viscose) sullo scafo calcolate rispetto i profili individuali di forza e spostamento nel tempo.

A tale scopo eseguirono due serie di prove con otto rematori esperti, su imbarcazione di punta a due rematori: le grandezze misurate sulla barca furono la rotazione scalmi, la forza al remo, la posizione del seggiolino sulla barca, la velocità della barca relativa all'acqua.

La prima serie di test produsse informazioni sui singoli atleti e permise di fare una previsione delle prestazioni ricombinando gli equipaggi nel secondo set di prove. Ai fini di verificare l'attendibilità dei dati fu definito un indice di ripetibilità dei colpi di remata per ogni vogatore, come la deviazione standard delle curva di forza normalizzata rispetto al valore massimo.

Il tempo impiegato per compiere un *run* (di lunghezza nota), fu usato come variabile dipendente in un'analisi di covarianza con lo scopo di verificare l'accuratezza delle grandezze suddette nella previsione delle prestazioni di vogata. I risultati delle acquisizioni furono tabulati e suddivisi per equipaggio:

- numero di colpi acquisiti;
- velocità media della barca [m/s];
- percentuale di sincronismo;
- potenza sviluppata dai singoli atleti [W];
- potenza totale sviluppata dall'equipaggio [W];
- contributo alla resistenza fluidodinamica del vogatore singolo e dell'equipaggio[N].

Fu evidenziata un'elevata correlazione del parametro velocità dello scafo con la potenza totale esplicita, il sincronismo di vogata e il contributo delle forze dissipative.

Tuttavia l'analisi mostrò che questi parametri non possono essere utilizzati con lo scopo di ottimizzare le combinazioni di atleti per creare un equipaggio ideale; le previsioni delle prestazioni basate sui dati della prima campagna di misura risultarono infatti discordanti con quelle misurate nella seconda campagna di prove.

Secondo gli autori non è possibile formulare un modello predittivo basato sui parametri di prestazione suggeriti, cioè tali parametri sono ottimi indicatori descrittivi ma non predittivi. Si è visto infatti che esiste un'evidente interazione tra gli atleti dello stesso equipaggio che incide fortemente sui loro profili di forza nel tempo.

Dalla letteratura appare evidente che il canottaggio è stato studiato sotto molti aspetti ed ha coinvolto diverse discipline producendo numerosi articoli soprattutto negli ultimi trent'anni.

Molti autori hanno proposto vari parametri di efficienza come rapporti tra energie, lavori, potenze o forze, calcolati principalmente ai remi. Pur cambiando l'oggetto di indagine come il vogatore, il remo, lo scafo (o un insieme di questi), in tutti i lavori si è sempre discusso di efficienza come rapporto tra grandezze ottenute in uscita e quantità spese in ingresso.

Formulare un unico indice che riassume le prestazioni degli atleti potrebbe non essere sufficiente a valutare e quantificare la bontà complessiva della tecnica, perchè esiste un elevato numero di variabili e condizioni che influenzano la velocità della barca.

In questo lavoro è stata fatta un'indagine volta a formulare un metodo per valutare il rendimento delle acque di vogatori, partendo da dati sperimentali raccolti in ogni punto di lavoro dell'atleta, utilizzando il sistema di acquisizione sviluppato in collaborazione con il cantiere navale Filippi Lido Srl.

È importante sottolineare che gli acquisitori commerciali vengono installati sulle imbarcazioni sostituendo i componenti già presenti come ad esempio gli scalmi con altri strumentati. Al contrario, questo lavoro ha come punto di partenza il fatto che, grazie al nuovo sistema di acquisizione, non sono state apportate modifiche al set-up della barca che potessero incidere sulle prestazioni degli atleti.

Il sistema (trattato nel Capitolo 3 e Appendice 1) è stato concepito insieme a sensori progettati in modo da essere collegati direttamente alla barca senza la necessità di sostituire parti preesistenti.

4.2 Considerazioni sull'efficienza.

Al fine di massimizzare le forze efficaci alla propulsione il movimento dei vogatori deve coinvolgere tutto il corpo in modo coordinato: gambe e braccia vengono distese e raccolte ciclicamente accoppiando questi movimenti con la rotazione del bacino (Capitolo 2) [Hagerman 84], [Secher 93].

Anche se questo coordinamento può apparire semplice e naturale, è richiesta tuttavia una certa abilità per rendere il movimento efficiente e ottimizzare la tecnica. Ciò è reso difficile dal fatto che la velocità risultante dello scafo dipende anche dal sincronismo tra i rematori dell'equipaggio (fino a otto atleti), nonché dalla loro reciproca affinità, sia in termini di prestazioni atletiche che di tecnica e mutua interazione.

La difficoltà di misurare direttamente in acqua le forze applicate dai rematori (anche in condizioni di gara), fa sì che le prestazioni di un atleta siano in genere valutate attraverso simulatori da palestra detti remoergometri.

Una tale strategia può dare utili indicazioni sulla resistenza muscolare e cardiovascolare degli atleti, ma non permette di formulare alcun giudizio attendibile sull'efficienza in acqua, poiché non solo le sensazioni sono diverse ma anche i movimenti del corpo.

Questo è il motivo per cui dai primi anni '80 sono stati fatti diversi tentativi per realizzare sistemi integrati in grado di misurare sia le forze che agiscono sulla pala che l'angolo di rotazione del remo [Pilgeram 06].

È importante sottolineare che il comportamento della dinamica di vogata dipende non solo dalle forze scambiate con il remo, ma anche dalle forze sui puntapiedi e sui sedili (compresa il loro spostamento relativo) - vedi Figura 4.8: tutte le informazioni devono inoltre essere raccolte contemporaneamente al fine di valutare correttamente l'efficienza di ogni atleta e l'interazione reciproca tra i vogatori e con lo scafo.

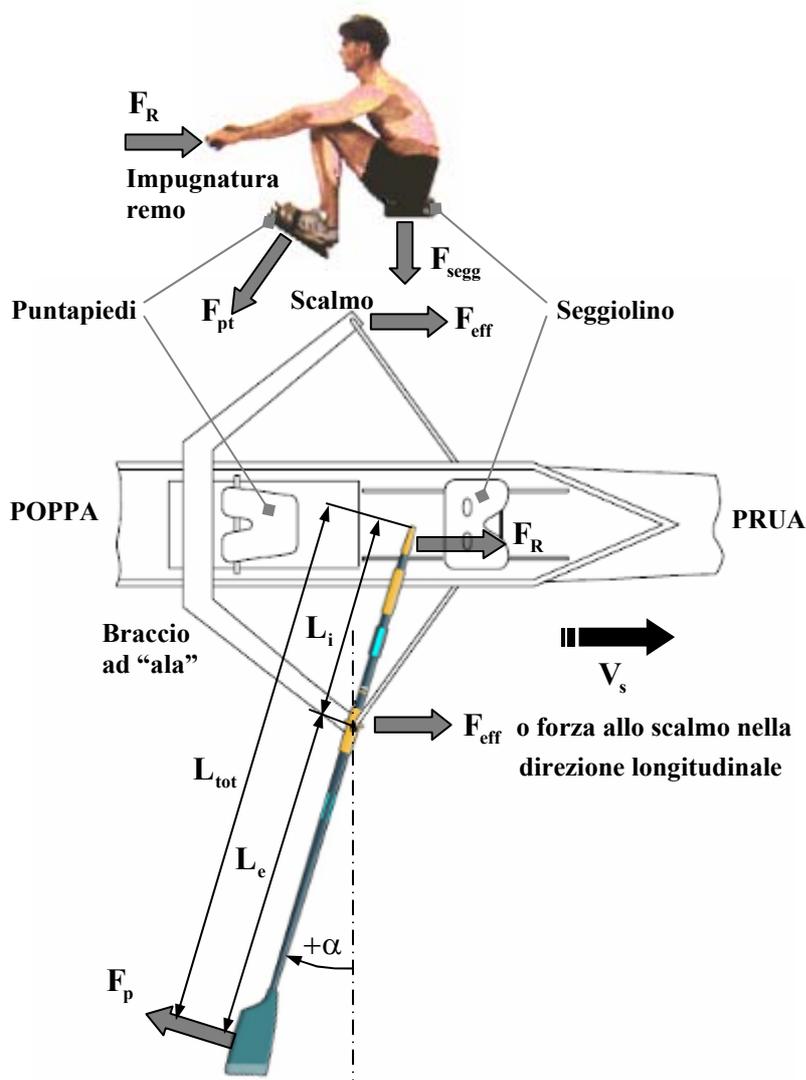


Figura 4.8 – Rappresentazione schematica delle forze applicate dall'atleta ed efficaci.

Negli ultimi anni sono stati fatti grandi sforzi per sviluppare sistemi di acquisizione dati affidabili ed idonei a misurare la vogata in acqua: oggi vi sono in commercio dispositivi pensati ad-hoc per la ricerca, ma anche per i vari team che desiderino fare delle misure.

Il rendimento globale di un'imbarcazione da canottaggio dipende da una serie di variabili che devono essere prese in considerazione contemporaneamente.

Secondo il disegno schematico riportato nella Figura 4.9 (che per motivi di chiarezza riassume la complessità del problema affrontato), le forze propulsive applicate dai rematori tramite i remi ($\sum F_{\text{eff}}(t)$) hanno l'effetto di produrre una certa velocità dello scafo ($V_s(t)$), il cui valore è influenzato a sua volta da altri parametri, come:

1. prestazioni dinamiche dei singoli rematori;
2. la compatibilità tra i rematori, in termini di tecnica e prestazioni atletiche;
3. l'interazione tra l'equipaggio e lo scafo;
4. le specifiche tecniche della barca;
5. l'interazione tra lo scafo e l'acqua;
6. le condizioni ambientali.

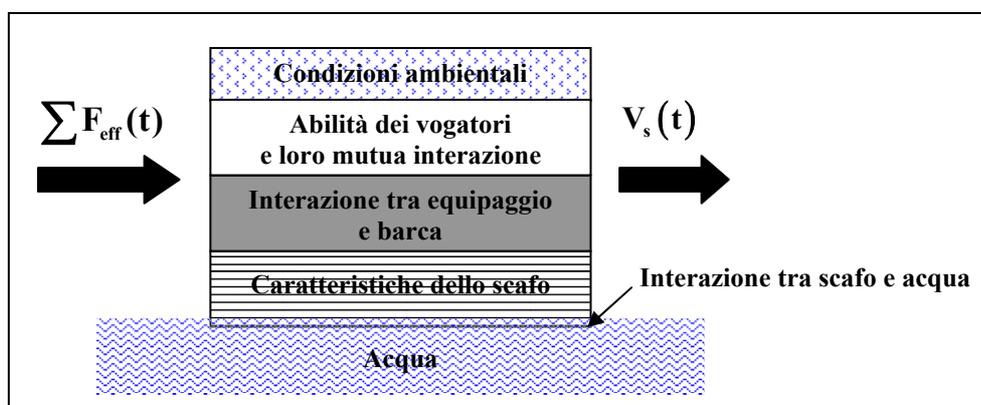


Figura 4.9 – Rappresentazione schematica delle variabili che influiscono sulle prestazioni della barca

Per avere informazioni significative dalle analisi, le prestazioni dei diversi atleti devono essere confrontati in condizioni (anche ambientali) più simili possibile.

Sono stati fatti diversi tentativi per valutare le prestazioni utilizzando approcci diversi, confrontando per esempio i dati con un parametro biologico quale il fabbisogno di ossigeno: [Asami 81], [Nozaki 93].

Il valore istantaneo della velocità dello scafo $V_s(t)$ può essere misurata direttamente utilizzando per esempio eliche strumentate, ma può essere ricavata per integrazione nel tempo dei dati di accelerazione (accelerazione rilevata con sensori assiali).

Un aspetto da sottolineare è che, secondo Schneider e Hauser [Schneider 81], l'efficienza complessiva di un equipaggio può essere efficacemente valutata considerando la sequenza di eventi che si verificano nel corso di ogni singolo ciclo di vogata. Da quanto detto, il valore medio della forza effettiva generato dall'atleta in ogni ciclo può essere calcolato quindi a partire dalla $F_{\text{eff}}(t)$ come segue:

$$F_{m,j} = \frac{1}{t_f - t_i} \int_{t_i}^{t_f} F_{\text{eff}}(t) dt \quad (1)$$

con t_i e t_f gli istante iniziali e finali che delimitano il ciclo j -esimo. È evidente che questa quantità può essere calcolata per ogni rematore dell'equipaggio e per ogni remo nel caso di imbarcazioni di coppia.

È inoltre semplice calcolare il valore totale (medio) della forza per ciclo sommando i contributi di ogni remo:

$$F_{\text{tot},j} = \sum F_{m,j} \quad (2)$$

Il secondo parametro che può essere utilizzato per valutare il rendimento in acqua di un equipaggio è la velocità media dello scafo sempre all'interno del j -esimo colpo, cioè:

$$V_{m,j} = \frac{1}{t_f - t_i} \int_{t_i}^{t_f} V_s(t) dt \quad (3)$$

Da notare che, mentre il valore effettivo della forza applicata può essere calcolato separatamente per ogni rematore, il contributo di un singolo atleta su $V_{m,j}$ non può essere determinato, perché la velocità risultante dello scafo dipende non solo dalle caratteristiche atletiche di ogni singolo vogatore, ma anche dalla loro reciproca interazione (Figura 4.9).

La potenza fornita dall'equipaggio, per ciclo o colpo di vogata, può essere definita come segue:

$$P_j = V_{\text{tot},j} \cdot F_{\text{tot},j} = V_{\text{tot},j} \cdot \sum F_{m,j} \quad (4)$$

e il valore medio della potenza fornita dal atleta professionista in un certo intervallo di tempo, può calcolato come segue:

$$P_m = \frac{\sum_{j=1}^k P_j}{k} \quad (5)$$

dove k è il numero di colpi nell'intervallo di tempo considerato.

Oltre alla potenza un altro utile parametro è l'impulso della forza efficace nel colpo j -esimo [Asami 81], cioè l'area sottostante la curva $F_{\text{eff}}(t)$ durante il colpo, calcolata con il metodo dei trapezi:

$$I_j = \sum \left[\left(F_{\text{eff}}(t_{i+1}) + F_{\text{eff}}(t_i) \right) \cdot (t_{i+1} - t_i) / 2 \right]$$

ovvero l'impulso medio $I_m = \frac{1}{n} \sum I_j$.

Dallo schema di Figura 5.9 è chiaro che la grandezza di uscita $V_s(t)$ non dipende unicamente dalle F_{eff} in ingresso (e quindi dalle grandezze derivate di potenza ed impulso). È noto che le

forze dissipative dipendono dal quadrato della velocità (grandezza misurabile in acqua) e dalla superficie bagnata dello scafo. Questa superficie è variabile nel tempo a causa del beccheggio e dello spostamento verticale dello scafo dovuto movimento ciclico degli atleti a bordo, e alla variazione delle forze propulsive.

L'efficienza assume un significato più esteso: si vuole massimizzare la velocità dell'imbarcazione a parità di energia spesa dall'equipaggio, ovvero minimizzare le forze dissipative che tendono a ridurre $V_s(t)$.

Poiché le grandezze di ingresso (forze) e di uscita (velocità) sono misurabili, è possibile calcolare un parametro di efficienza "e" delle forze propulsive applicate agli scalmi. Questo parametro è dato dal rapporto tra il lavoro delle forze F_{eff} nella direzione di moto della barca, e il lavoro compiuto dall'atleta all'impugnatura del remo (equazione (6)), nell'ipotesi che il centro di istantanea rotazione del remo sia sul baricentro della pala.

I lavori sono calcolati per integrazione delle potenze istantanee, cioè forza per velocità per ogni istante i di acquisizione con la regola dei trapezi:

$$e = \frac{\sum_{i=1}^N [(F_{Sl,i} \cdot v_{s,i} + F_{Sl,i+1} \cdot v_{s,i+1}) \cdot (t_{i+1} - t_i) / 2]}{\sum_{i=1}^N [(F_{Sl,i} \cdot L_e \cdot \dot{\alpha}_i \cdot \cos \alpha_i + F_{Sl,i+1} \cdot L_e \cdot \dot{\alpha}_{i+1} \cdot \cos \alpha_{i+1}) \cdot (t_{i+1} - t_i) / 2]} \quad (6)$$

in cui (Figura 4.11) $F_{Sl,i}$ la forza allo scalmi nella direzione longitudinale efficace nell'istante i (Figura 4.8), N è il numero di campioni dell'intervallo selezionato, t_i è il tempo nell'istante di campionamento i , $\dot{\alpha}_i$ è la velocità di rotazione del remo calcolata come rapporto incrementale delle posizioni angolari dello scalmi negli istanti i e $i+1$: $\dot{\alpha}_i = (\alpha_{i+1} - \alpha_i) / (t_{i+1} - t_i)$.

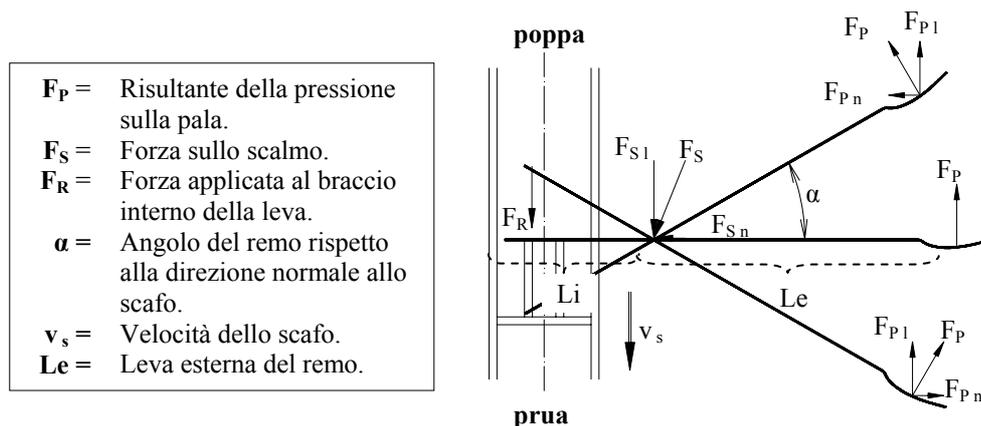


Figura 5.10 – Schema statico delle forze in gioco sul remo.

Il lavoro di F_{eff} include la velocità dello scafo calcolata per integrazione con il metodo delle differenze finite dell'accelerazione, ovvero, $v_{s,i+1} = v_{s,i} + a_{s,i} \cdot (t_{i+1} - t_i)$, con $a_{b,i}$ accelerazione longitudinale dello scafo nell'istante i .

Lo schema di Figura 4.9 riporta il legame statico tra le forze in gioco sul remo, in cui quella applicata dall'atleta all'impugnatura è $F_R = F_{Sl} \cdot Le / (Le + Li)$, ritenuta con buona approssimazione parallela alla direzione di moto per tutto l'arco di passata.

La forza F_{Sl} e l'angolo α sono le grandezze acquisite nelle prove, mentre Li , Le sono rispettivamente la leva interna ed esterna del remo.

4.3 Analisi dei dati relativi a due equipaggi: olimpionico e dilettante

Al fine di verificare la ripetibilità dei dati acquisiti in acqua sono state fatte diverse analisi di dati considerando diversi tipi di vogata e vari atleti di diverso livello tecnico e prestazionale; negli ultimi quattro anni sono state elaborate le prestazioni di più di 20 atleti, considerando non solo diversi tipi di barca ma anche differenti tecniche (ad esempio di atleti provenienti da diversi paesi europei).

Si riportano le analisi su due serie di dati raccolti da imbarcazioni di coppia a due rematori, allestita con gli stessi componenti secondo le normative FISA. Ad ogni vogatore è stato permesso di calibrare il set-up della propria postazione secondo le proprie caratteristiche fisiche.

Sono stati coinvolti sia atleti professionisti che dilettanti, e anche se i rematori in esame possedevano un fisico simile (cioè con peso tra 75 ed 85 kg ed altezza in un range di 1,72-1,85 cm), i due equipaggi sono stati differenti sia in termini di forza fisica, resistenza e di tecnica d'acqua. Questo ci ha permesso di analizzare meglio le peculiarità del nuovo sistema di acquisizione.

I dati sono stati rilevati su run da 500 m di lunghezza; le registrazioni venivano accese e spente con la barca completamente ferma, in modo da avere un riscontro iniziale e finale per il successivo calcolo della velocità a partire dalla misura dell'accelerazione istantanea.

In ogni sessione di acquisizione, i canali sono stati registrati con una frequenza pari a 100 Hz, e filtrati successivamente a 10 Hz con un filtro Butterworth del secondo ordine.

Secondo gli scopi della presente indagine, sono stati esclusi i colpi delle parti iniziali e finali di ogni run, concentrando l'attenzione sulle parti centrali dei tracciati (vale a dire, con la barca a regime ad una distanza di circa 300 m).

Al fine di avere informazioni confrontabili, tutti i dati sono stati raccolti in giornate di sole in assenza di vento e moto ondosso.

L'analisi dei dati è stata suddivisa per vogatori singoli e per equipaggi, ed è riassunta nello schema di Figura 4.11.

Dato l'elevato numero di dati e di grafici di output, verranno qui di seguito esposti solo quelli ritenuti esplicativi per evidenziare le differenze negli stili di vogata tra un rematore agonista e un altro non-agonista, mostrando le potenzialità del sistema di misura.

L'attenzione può essere inizialmente focalizzata sui diagrammi di Figura 4.11. La forza allo scalmò è da intendersi positiva nella direzione di moto della barca; la posizione angolare del remo ha valori negativi in *attacco* cioè con la pala verso prua, e positivi in *finale* ossia con la pala verso poppa (Figura 4.8).

Analogamente le forze positive applicate al seggiolino e al puntapiedi sono intese prementi in direzione perpendicolare rispettivamente sulla seduta e sulla pedana. Spostamenti positivi del seggiolino sono in direzione della prua, cioè durante la spinta delle gambe.

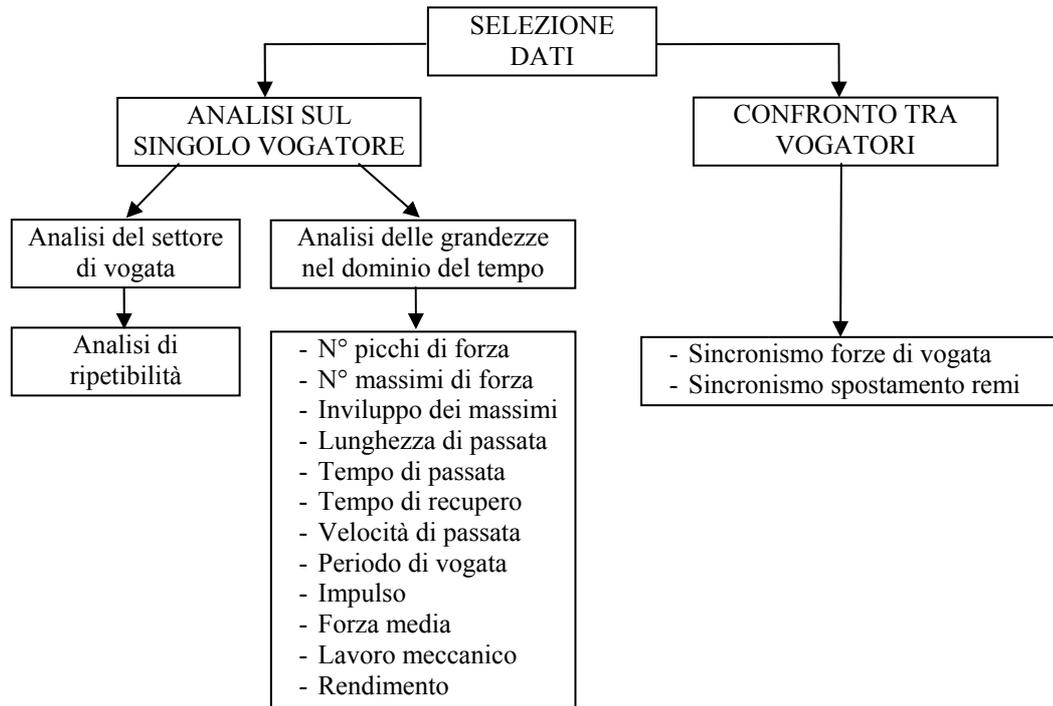


Figura 4.11 – Prospetto per l’analisi dei dati di canottaggio.

Nelle Figure 4.12a e 4.12b appare subito evidente che le curve relative all’atleta professionista sono più regolari rispetto a quelle corrispondenti del dilettante. Come previsto, le forze generate durante la passata dall’atleta professionista sono state più grandi in ampiezza ed esplicitate in un tempo minore. I massimi delle curve tendono tutti ad essere in corrispondenza della posizione del remo perpendicolare allo scafo (posizione zero), e rientrano quindi nella terza categoria individuata da Pilgeram (Figura 4.7, [Pilgeram 06]).

Nonostante l’atleta professionista fosse ben preparato, il confronto diretto tra le curve delle forze efficaci F_{eff} misurate ai suoi remi, mostra che la forza applicata dalla mano destra è stata più elevata rispetto a quella di sinistra (Figure 4.12a e 4.12c).

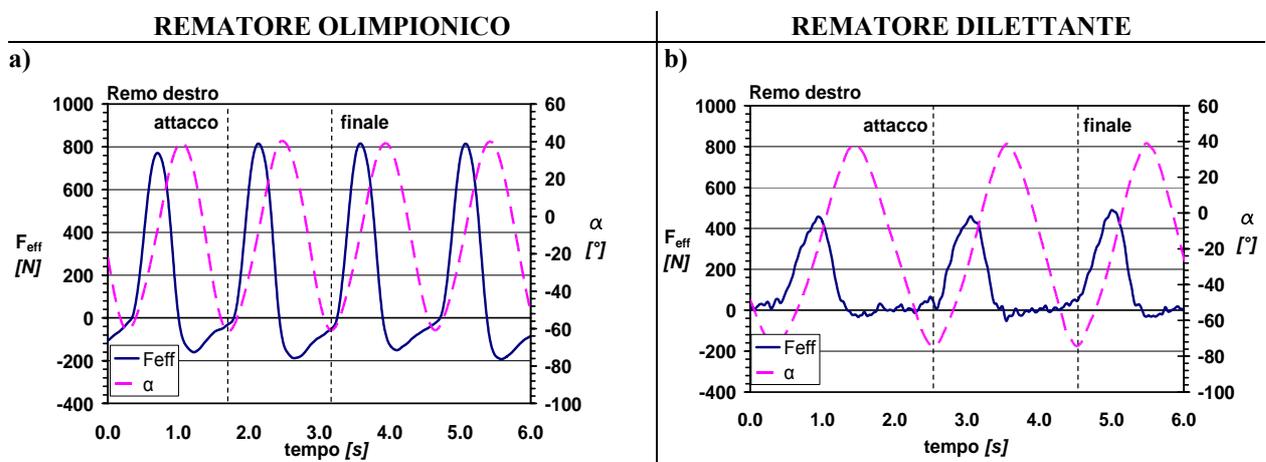


Figura 4.12 – Grafici relativi alle grandezze biomeccaniche di un atleta professionista ed uno dilettante.

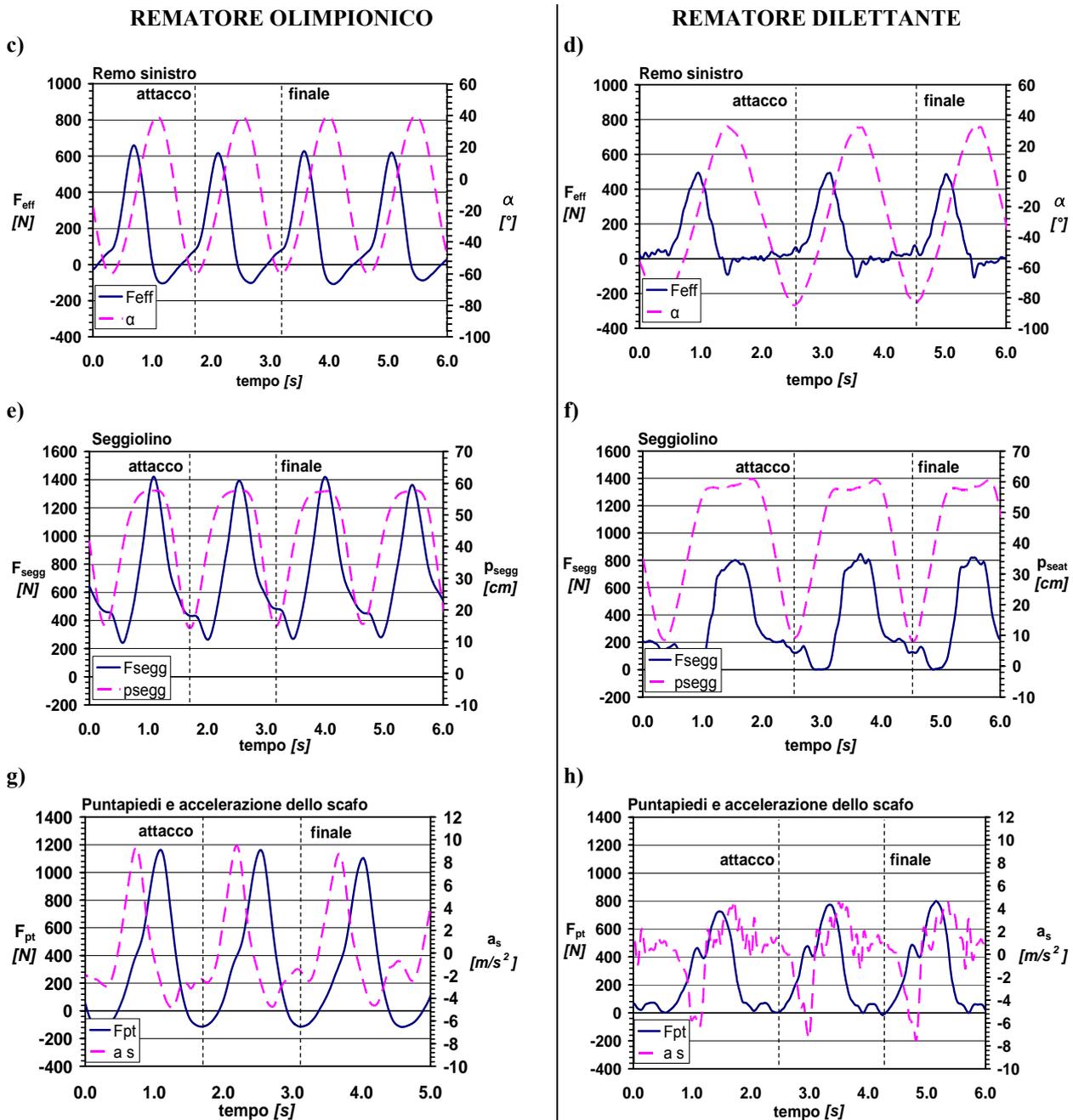


Figura 4.12 – Grafici relativi alle grandezze biomeccaniche di un atleta professionista ed uno dilettante.

Ciò è stato successivamente confermato dall'allenatore tecnico, per uno squilibrio muscolare dell'atleta che avrebbe dovuto compensare con un allenamento del braccio sinistro in palestra. Da questo punto di vista il dilettante appare al contrario più equilibrato. Per quanto riguarda la coordinazione del movimento dei due atleti, le curve degli spostamenti dei remi e dei seggiolini appaiono abbastanza regolari. Anche il movimento del seggiolino del rematore esperto risulta più fluido, non discontinuo come quello del rematore dilettante (Figure 4.12e e 4.12f).

Sembra infatti interrompere il movimento delle gambe facendo una sosta verso la fine della passata, e il difetto è apparso chiaramente anche all'allenatore durante la prova.

Tuttavia, il fatto che i segnali di spostamento dei remi sembrano regolari ed indipendenti dalle caratteristiche dell'atleta (ma non quelli di forza), suggerisce che i parametri di spostamento (p_{segg} ed α) siano idonei per una valutazione generale della vogata, ma non per esprimere un giudizio attendibile sulla qualità complessiva della tecnica in acqua.

Il valore sempre positivo di F_{segg} dell'atleta professionista (Figura 4.12e) indica che è sempre applicata una forza verticale sul seggiolino durante tutte le fasi della vogata, sia in attacco che in ripresa. Al contrario, nel caso del dilettante, il tentativo di aumentare la forza applicata all'impugnatura del remo tende a sollevare il sedere dal sedile negli istanti iniziali dell'attacco (Figura 4.12f).

Ciò implica che quando F_{eff} si avvicina al suo valore massimo, F_{segg} tende a zero con un plateau orizzontale.

Il segnale di accelerazione associato all'atleta professionista è decisamente più regolare rispetto a quello del dilettante (Figure 4.12g e 4.12h). È evidente che il profilo della curva di accelerazione è certamente influenzato dalle caratteristiche complessive della squadra, e non può essere utilizzato per valutare l'efficienza del singolo vogatore.

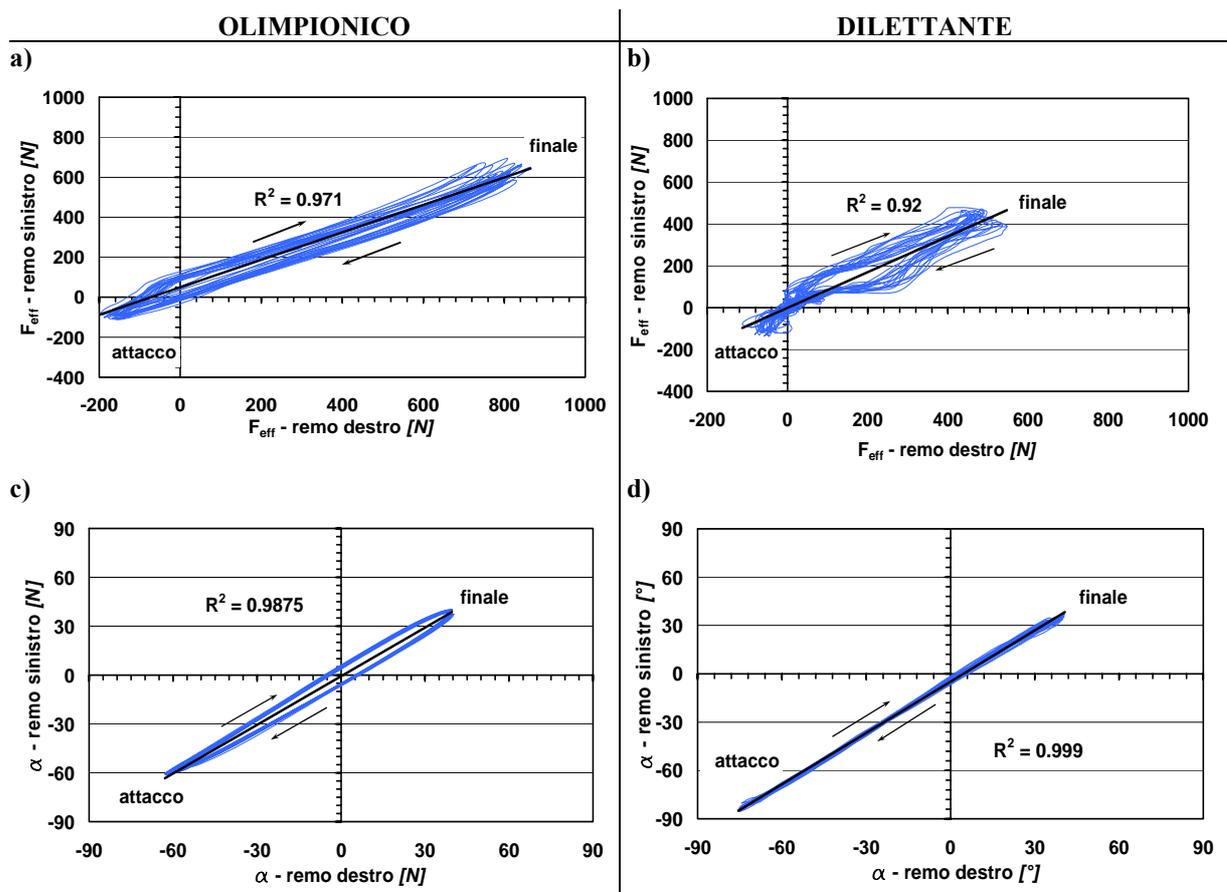


Figura 4.13 – Confronto tra le forze F_{eff} e gli spostamenti dei remi destri e sinistro relativi ad un rematore.

Al fine di esaminare più accuratamente le caratteristiche di remata, sono utili i diagrammi di Figura 4.13 ricavati da un intervallo di 30 secondi nella zona intermedia delle acquisizioni.

I diagrammi di Figura 4.13a e 4.13b riportano i valori di F_{eff} relativi alla mano destra rispetto a quelli di sinistra per i due vogatori: contrariamente al dilettante, l'esperto applica le forze sui remi in maniera più uniforme durante tutto il ciclo di vogata, anche se di differente valore massimo.

Sul diagramma dello spostamento angolare α del remo di destra rispetto a quello di sinistra (Figura 4.13c), è possibile notare che al fine di mantenere le due pale alla stessa profondità nell'acqua le due impugnature devono trovarsi l'una di fronte all'altra in corrispondenza del punto in cui sono più vicine, cioè in posizione perpendicolare all'asse della barca; questo si nota dalla differenza nei valori di posizione angolare dei remi vicino lo zero.

Per il dilettante, al contrario, la differenza tra questi due angoli è circa uguale a zero, e questo suggerisce che le due impugnature siano sovrapposte in prossimità della posizione zero (Figura 4.13d).

I segnali raccolti dal sistema di acquisizione possono anche essere analizzati combinandoli in modi diversi, al fine di ottenere altre informazioni quantitative circa l'equipaggio.

Ad esempio, i grafici di Figura 4.13 su una serie di colpi mostrano che, profilo della forza al remo destro rispetto la sua posizione angolare α , è diverso da quello del remo sinistro per entrambi i vogatori, anche se le due rotazioni sono caratterizzate dalla stessa velocità (v_{remo}).

Le velocità angolari dei remi per il dilettante non solo sono caratterizzate da valori più bassi rispetto a quelli corrispondenti dell'atleta professionista (Figura 4.14b e 4.14d), ma sono anche più irregolari, e l'andamento della mano sinistra più critico rispetto a quello della mano destra. Inoltre, l'angolo destro del dilettante ha valori massimi e minimi diversi rispetto a quelli di sinistra

Al contrario, i valori massimi e minimi degli angoli di rotazione dei remi per l'atleta esperto sono sempre gli stessi, dimostrando di tenere correttamente le spalle perpendicolari all'asse longitudinale dello scafo in ogni istante della vogata.

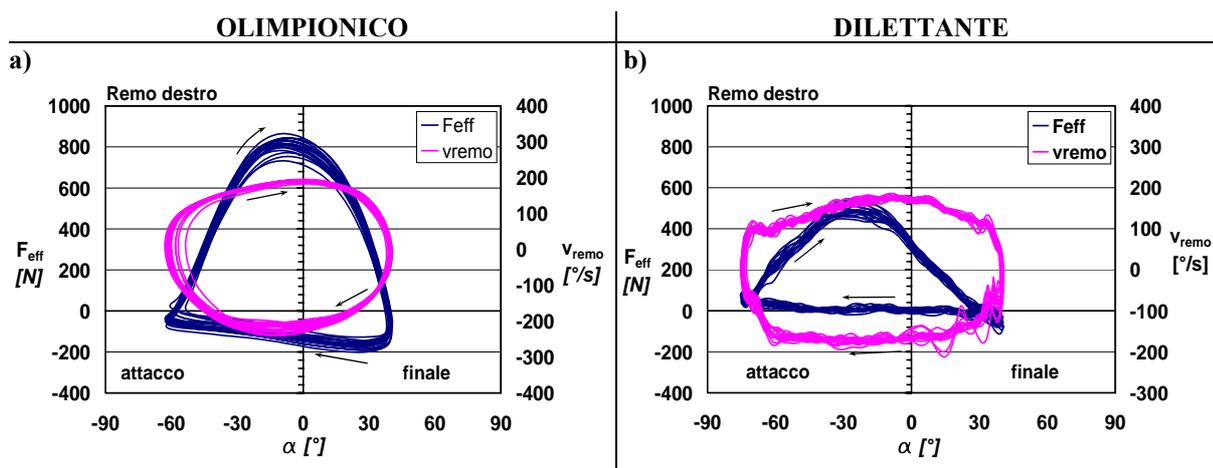


Figura 4.14 – Confronto tra le forze efficaci e gli spostamenti angolari tra vogatori dello stesso equipaggio.

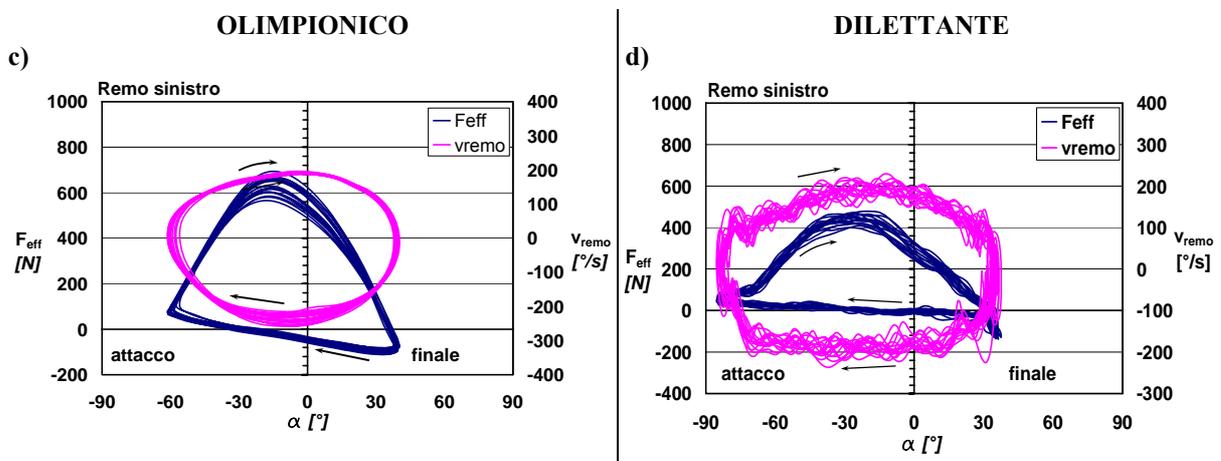


Figura 4.14 – Confronto tra le forze efficaci e gli spostamenti angolari tra vogatori dello stesso equipaggio.

I dati possono essere elaborati per calcolarne valori medi, valori massimi, valori minimi, ecc; possono essere descritti inoltre da un punto di vista statistico, fornendo informazioni quantitative sulle prestazioni del singolo vogatore.

Per fare un esempio, in Tabella 4.1 sono riassunti i risultati delle analisi statistiche fatte considerando, in modi diversi, le curve dei diagrammi delle Figure 4.12: i valori elencati confermano pienamente la validità delle considerazioni fatte precedentemente, anche da un punto di vista quantitativo.

Alcuni indici di remata sono tratti dalla letteratura in [Asami 81] [Nozaki 93] come il tempo di passata, velocità media di passata, impulso medio, forza media, forza massima.

Il ciclo di vogata è il tempo necessario per effettuare una passata in acqua ed il recupero; l'impulso è inteso come l'integrale della curva di forza nel tempo dei soli dati di passata; la forza media è il rapporto tra l'impulso e il tempo di passata, mentre la forza massima è intesa quella assoluta all'interno del ciclo di vogata.

Tabella 4.1 – Riassunto dei parametri di prestazione calcolati nell'intervallo selezionato.

Parametro	Unità	Atleta professionista		Atleta dilettante	
		Remo destro	Remo sinistro	Remo destro	Remo sinistro
		Remi			
Valore medio di α_{min}	[$^{\circ}$]	-60.5	-59.9	-74.3	-83.2
Valore medio di α_{max}	[$^{\circ}$]	39.3	39.1	39.8	34.5
Valore medio di $\Delta\alpha = \alpha_{max} - \alpha_{min}$	[$^{\circ}$]	99.9	99.0	114.2	117.7
Frequenza di vogata media	[Hz]	1.29	1.26	1.97	1.96
Tempo medio di recupero	[s]	0.698	0.679	0.873	0.866
Periodo di vogata	[s]	1.472	1.473	1.805	1.805
Velocità media di passata	[$^{\circ}/s$]	129.1	124.7	122.5	125.4
Valore medio di F_{eff}	[N]	406.2	317.7	156.4	189.2
Massimo valore di F_{eff}	[N]	804.3	626.6	490.3	439.9
Impulso medio di F_{eff}	[N·s]	314.42	252.26	145.70	177.60
Efficienza e	-	0.83		0.44	

Tabella 4.1 – Riassunto dei parametri di prestazione calcolati nell'intervallo selezionato.

Parametro	Unità	Atleta professionista	
		Atleta professionista	Atleta dilettante
Seggiolino			
Valore medio di Δp_{segg}	[cm]	42.2	59.2
Valore medio di F_{segg}	[N]	395.1	307.7
Valore massimo di F_{segg}	[N]	803.9	729.4
Puntapiedi			
Valore medio di F_{pt}	[N]	545.7	308.8
Valore massimo di F_{pt}	[N]	1165.4	729.4

Il parametro di efficienza dell'equazione (6) è stato calcolato sulle grandezze acquisite agli scalmi dei remi sinistri dei vogatori di poppa (vogatori 1), e risultano 0.83 per l'atleta esperto e 0.44 per l'atleta amatore.

Per quanto riguarda la potenza generata dai due equipaggi (equazioni (4) e (5)), considerando come sopra l'intervallo estratto dalla parte centrale del run da 500 m, la potenza totale sviluppata ai remi è stata di circa 3.5 kW per l'equipaggio esperto (Figura 4.15a) e di circa 1.8 kW per l'equipaggio amatoriale (Figura 4.15b).

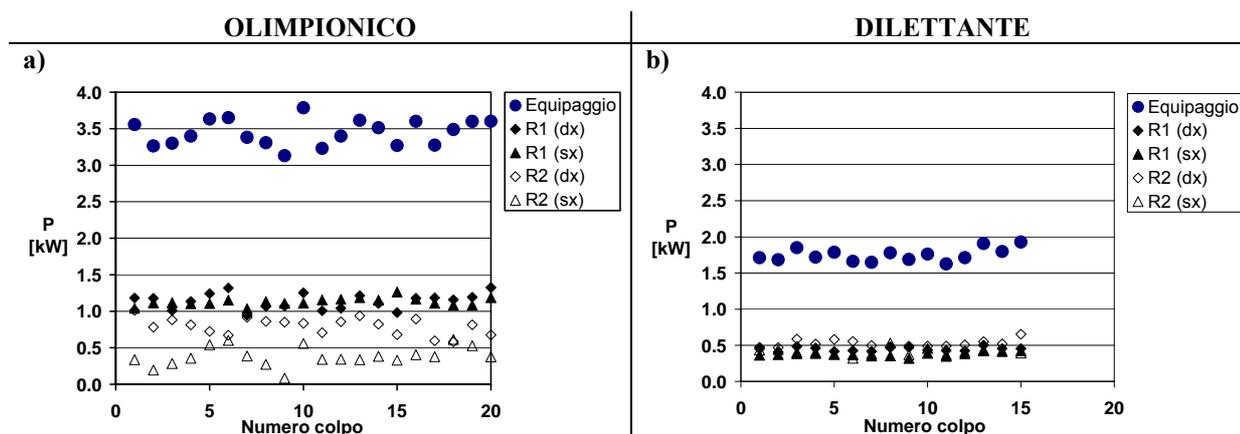


Figura 4.15 – Diagrammi di potenza per colpo di vogata (R1=rematore 1; R2=rematore 2; sx=sinistro; dx=a dritta).

Le definizioni adottate per il calcolo P_j e P_m (equazioni (4) e (5)) sono intuitive, e i diagrammi di Figura 4.15 mostrano in modo semplice e diretto (quantificandola) l'energia spesa dai vogatori.

L'analisi può essere fatta considerando non solo la potenza per ogni passata P_j , ma anche la potenza media calcolata su un certo numero di colpi P_m , ed esaminando diversi intervalli all'interno del run.

Lo stesso ragionamento potrebbe essere inoltre eseguito per valutare direttamente il contributo di ogni singolo atleta e le prestazioni complessive della barca: il grafico di Figura 4.15b, relativo all'equipaggio meno esperto, mostra che nonostante sia caratterizzato da un valore medio di potenza erogata per la propulsione nettamente inferiore, i due atleti sono stati ben scelti dall'allenatore perché risultano ben bilanciati, cioè con analoghe prestazioni atletiche.

Al contrario il diagramma di Figura 4.15a mostra che il rematore 1 sviluppa una maggiore potenza rispetto al rematore 2, dando un maggiore contributo alla velocità risultante dell'imbarcazione.

Inoltre il diagramma, confermando quanto già discusso precedentemente, pone in evidenza lo sbilanciamento di forza alle braccia del vogatore 2.

Grazie alle ampie possibilità offerte dal sistema, è possibile confrontare tra loro i rematori appartenenti allo stesso equipaggio nei diagrammi “ $F_{\text{eff}} \text{ atleta1}$ ” vs “ $F_{\text{eff}} \text{ atleta2}$ ” riportati in Figura 4.16.

L'intensità delle forze applicate dai due atleti professionisti ai remi del lato destro variano seguendo un percorso regolare ed equilibrato, anche se con percentuali di applicazione leggermente diversi.

Al contrario, lo stesso diagramma costruito per l'equipaggio amatoriale mostra che nonostante i massimi e minimi di forza siano simili, i profili di F_{eff} sono notevolmente diversi durante la corsa.

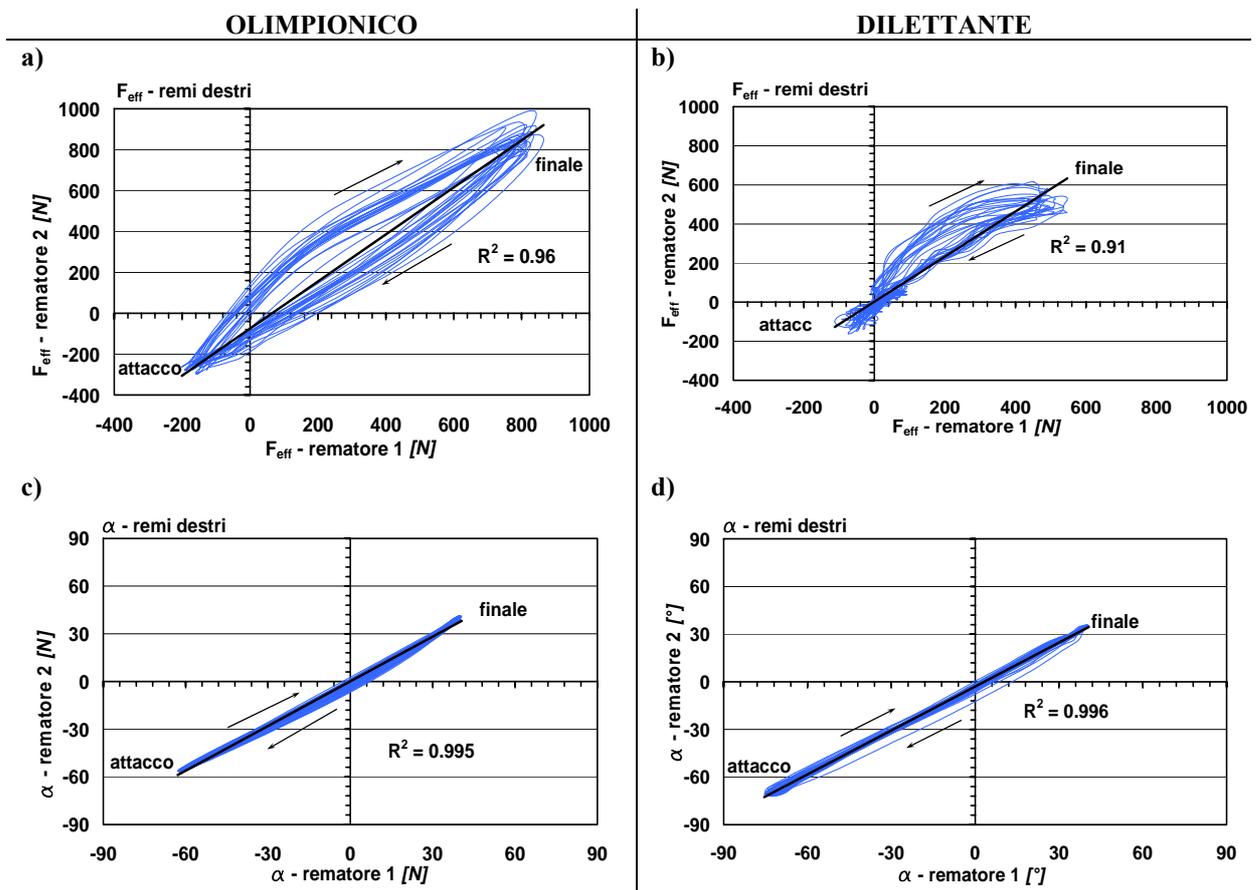


Figura 4.16 – Confronto tra le grandezze ai remi per lo stesso equipaggio.

Anche in questo caso è provata la bontà del sincronismo dell'equipaggio dal punto di vista dei movimenti, per effetto di un naturale e spontaneo adattamento tra i vogatori che cercano di muoversi in sintonia (come già osservato da Baudouin [Baudouin 04]). Un buon movimento

dell'equipaggio può quindi nascondere uno sbilanciamento ed una disarmonia delle forze applicate indispensabili per l'avanzamento veloce dell'imbarcazione.

Un ulteriore confronto può essere fatto nel dominio della frequenza. I grafici di Figura 4.17 e 4.18 riportano gli autospettri del segnale di forza al remo, dell'accelerazione e velocità della barca.

I grafici sono normalizzati al valore unitario svincolando la lettura dal valore assoluto della potenza e rendere così più agevole il confronto.

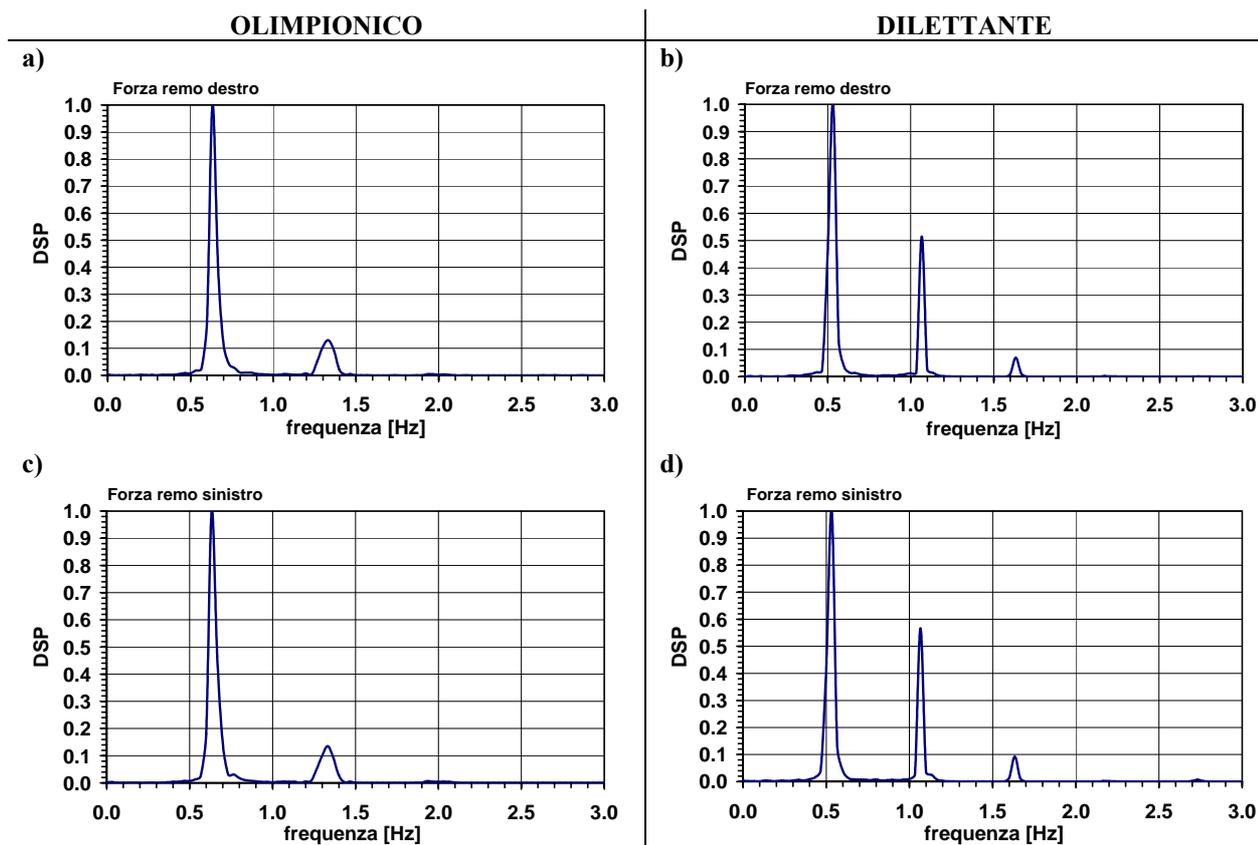


Figura 4.17 – Analisi in frequenza delle forze applicate ai remi.

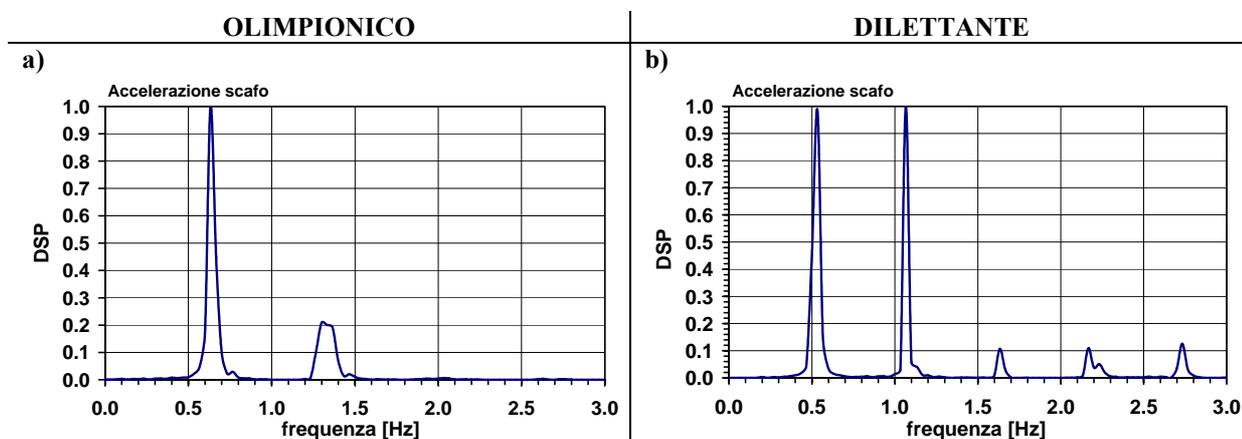


Figura 4.18 – Analisi in frequenza dell'accelerazione e velocità degli scafi.

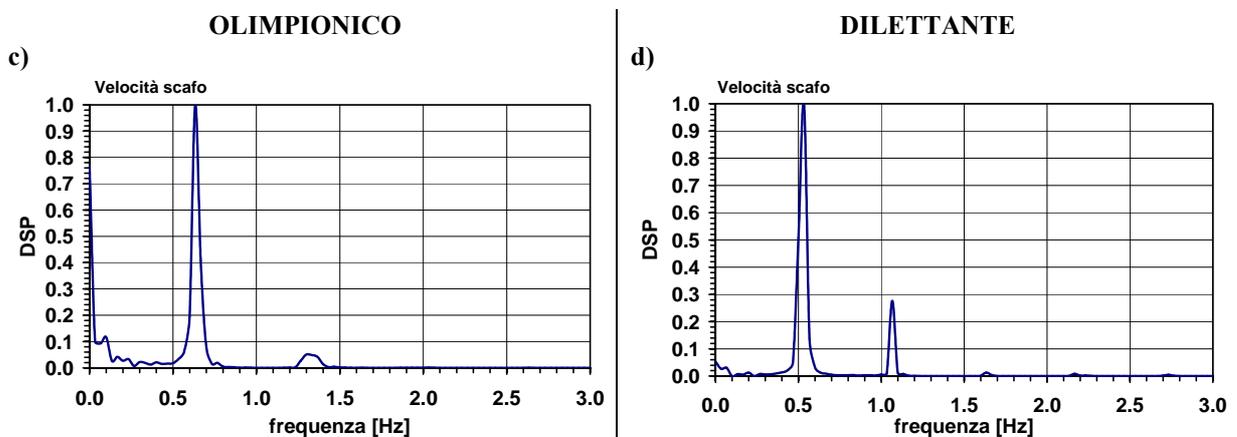


Figura 4.18 – Analisi in frequenza dell’accelerazione e velocità degli scafi.

Si mette ancora in evidenza la maggiore fluidità di movimento del vogatore olimpionico e le minori frequenze di oscillazione di accelerazione e velocità dell’imbarcazione.

4.4 Conclusioni

Il sistema di acquisizione sviluppato si è rivelato un ottimo strumento per l’acquisizione di tutte le informazioni utili a valutare e confrontare le tecniche dei vogatori, e ad implementare nuove metodologie di analisi dell’efficienza.

Il sistema consente infatti di personalizzare in modo semplice e rapido i layout di applicazione dei sensori e di misura sulle barche, grazie all’uso di trasduttori sensori universali di tipo “plug-and-play”. È possibile infatti aggiungerne di nuovi o disporli in modo differente per acquisire diverse grandezze, con il limite del numero massimo di canali disponibili.

In letteratura esiste una grande quantità di informazioni riguardo al calcolo delle prestazioni degli atleti. Il sistema di acquisizione sviluppato permette di analizzare i dati non solo relativi ai remi ma di qualsiasi componente della barca con cui l’atleta interagisce.

Questo rende possibile la formulazione di numerosi metodi di indagine, come è stato fatto per confrontare i due equipaggi (professionista e dilettante).

Molte delle differenze sono apparse subito nelle curve dei dati acquisite, in termini di ampiezza e forma, e alcuni parametri hanno permesso di quantificare tali differenze.

Se correttamente interpretati in base alle caratteristiche atletiche e fisiche dei vogatori, i dati raccolti consentirebbero un’ottimizzazione dell’allenamento o potrebbero essere utilizzati per modificare la tecnica degli atleti al fine di massimizzarne l’efficienza in acqua.

Anche se molto semplici e intuitivi, i grafici e gli indici di prestazione sopra riportati potrebbero essere utilizzati non solo per valutare il rendimento in acqua degli atleti, ma anche per ottimizzare le caratteristiche propulsiva dell’intero equipaggio.

I dati raccolti possono essere infine utilizzati per la progettazione delle imbarcazioni, soddisfacendo alle esigenze specifiche di un determinato equipaggio.

PROVE IN ACQUA E VALUTAZIONE DELLE FORZE

5.1 Introduzione

L'apparato di acquisizione (completo di trasduttori e centralina) è stato collaudato con prove in laboratorio e in acqua su imbarcazioni fornite dal Centro Universitario Sportivo di canottaggio di Ferrara.

Le successive acquisizioni fatte sulle barche più usate dalle squadre agonistiche, ovvero su imbarcazioni ad uno, due ed a quattro rematori, hanno permesso di misurare le forze esplicate dagli atleti e responsabili del moto dell'imbarcazione.

In Tabella 5.1 sono riassunte le imbarcazioni e le categorie con le quali si sono eseguiti i test. Sempre in tabella la categoria "Senior – Pesi Leggeri" indica atleti di età superiore ai 23 anni (Capitolo 2.1.3) e che appartengono anche alla classe dei "Pesi Leggeri".

Per ragioni di riservatezza espressamente richieste da alcuni team di canottaggio, non verranno menzionati i luoghi di provenienza dei dati (eccetto per gli equipaggi del Centro Sportivo con cui si è collaborato e con il quale è stato possibile lo svolgimento della prima parte del lavoro, Figura 5.1 e 5.2).



Figura 5.1 – Fasi finali di installazione della strumentazione su un 4x.



Figura 5.2 – Preparazione in acqua del 4x (senior).

In tabella è stata aggiunta una colonna che riporta un giudizio qualitativo dell'esperienza dell'equipaggio: è importante sottolineare che i risultati delle acquisizioni illustrati qui di seguito, hanno lo scopo di fornire i dati di ingresso per le successive analisi strutturali (Capitolo 6).

Tabella 5.1 – Barche e categorie rilevate.

Barca	Categoria	Livello agonistico
1x	Pesi Leggeri (femminile)	Professionista
2x	Pesi Leggeri	Semi-professionista
4x	Master	Semi-professionista
2x	Senior	Olimpionico
4x	Senior	Semi-professionista
4-	Pesi leggeri	Semi-professionista

Tutti dati di forza degli atleti sono stati ricavati dall'analisi delle informazioni tramite un applicativo MATLAB[®] (in Appendice 2) grazie al quale sono stati selezionati porzioni di un minuto da ciascun file di acquisizione di ogni equipaggio, e calcolate le curve di involucro su diagrammi del tipo riportato nel Capitolo 4 (Figura 4.14), con probabilità del 99% di contenere i massimi di forza.

Gli involucri sono stati calcolati a partire dalle curve medie di

- forza ai remi,
- forza sulle pedane,
- forza sui seggiolini.

rispetto ad ascisse “angolo remo” o “spostamento seggiolino”.

L'i-esimo punto di ogni curva media è stato calcolato sugli n_i valori di forza $F_{i,j}$ inclusi nell'i-esimo intervallo $\alpha_{i+1} - \alpha_i$ (o $p_{i+1} - p_i$ nel caso di spostamento lineare), e cioè dato da:

$$\bar{F}_i = \frac{1}{n_i} \sum_{j=1}^{n_i} F_{i,j} \quad (8)$$

mentre la deviazione standard:

$$Dev.std(F)_i = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^{n_i} (F_{i,j} - \bar{F}_i)^2}{n_i}} \quad (9)$$

Poiché i campioni derivano da intervalli presi al centro dei file di acquisizione, in cui gli atleti si muovono a regime pressoché stazionario, la distribuzione dei punti in ogni intervallo è stata assunta normale. Le curve di involucro sono state quindi ricavate sommando alle medie calcolate un valore pari a tre volte la deviazione standard: $F_i^{99} = \bar{F}_i + 3 \cdot Dev.std(F)_i / \sqrt{n_i}$.

Nei diagrammi che seguono le curve di involucro si riferiscono alle fasi di passata per le forze agli scalmi e sui puntapiedi, e alla fase di ripresa per i seggiolini. Infatti, durante la spinta delle gambe, l'atleta tende a sollevarsi dal seggiolino con conseguente diminuzione della forza applicata alla seduta.

5.2 Imbarcazione “1x” femminile (pesi leggeri).

Le curve di forza agli scalmi risultano abbastanza centrate e simmetriche rispetto al valore massimo.

La distribuzione dell'applicazione delle forze nelle tre fasi sembra essere ben bilanciata; l'effetto inerziale del corpo dell'atleta produce una forma schiacciata delle curve al puntapiedi con anticipo dei massimi di forza sulle pedane rispetto a quelli degli scalmi. Le curve del seggiolino (Figura 5.5 e 5.6) appaiono abbastanza chiuse: diminuiscono in finale per poi incrementare immediatamente al termine della passata.

N.B.:I cicli di carico degli scalmi e le pedane devono essere letti in senso orario, mentre quelli dei seggiolini in senso antiorario.

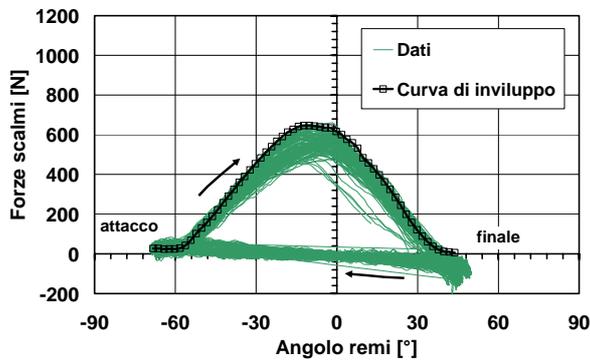


Figura 5.3 – Forze agli scalmi vs angolo remi.

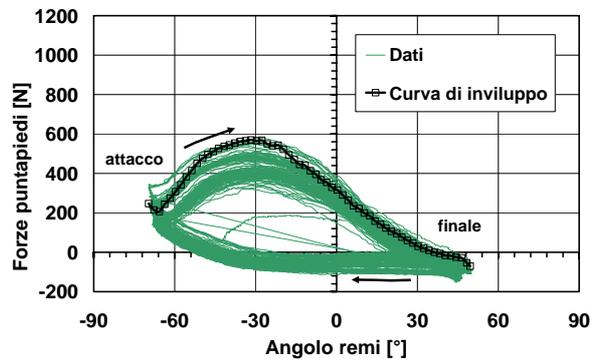


Figura 5.4 – Forze puntapiedi vs angolo remi.

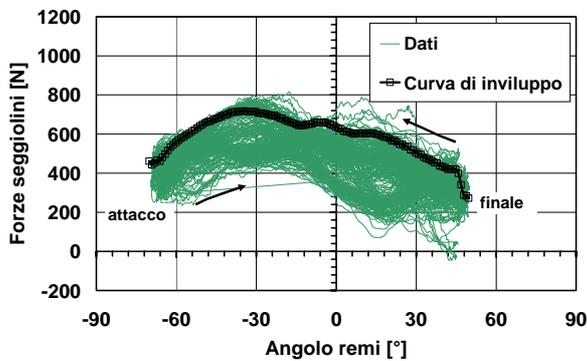


Figura 5.5 – Forze seggiolini vs posizione remi.

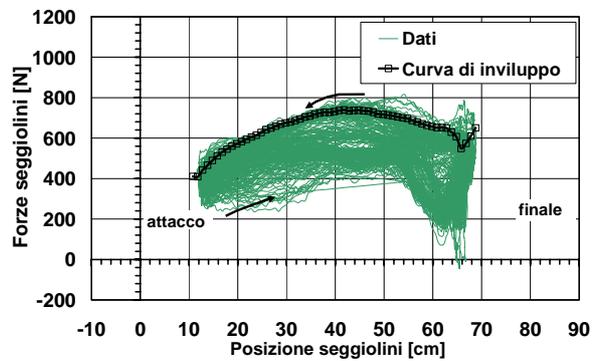


Figura 5.6 – Forze seggiolini vs posizione seggiolini.

5.3 Imbarcazione “2x” maschile (pesi leggeri)

Le curve tra i due rematori appaiono della stessa forma e di ampiezza abbastanza simile. Meno simili sono quelle relative ai seggiolini (Figura 5.9 e 5.10)

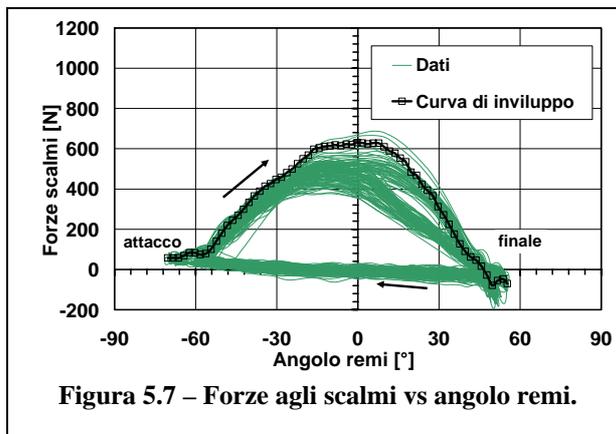


Figura 5.7 – Forze agli scalmi vs angolo remi.

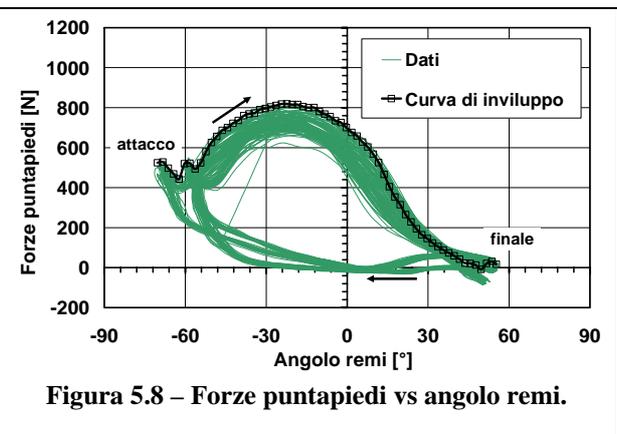


Figura 5.8 – Forze puntapiedi vs angolo remi.

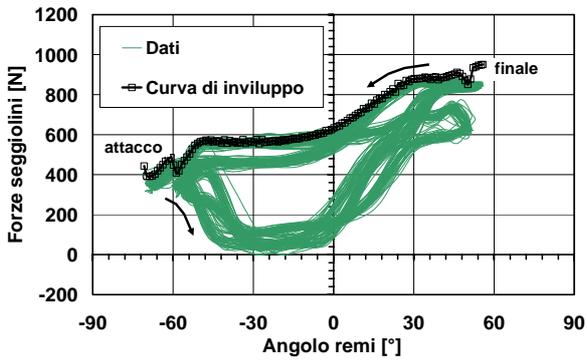


Figura 5.9 – Forze seggiolini vs posizione remi.

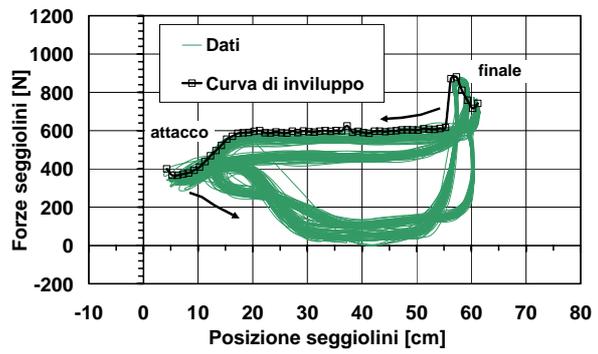


Figura 5.10 – Forze seggiolini vs posizione seggiolini.

5.4 Imbarcazione “4x” maschile (master)

Le forze agli scalmi durante la passata raggiungono il massimo in anticipo rispetto alla posizione zero dell’angolo; questa forma delle curve deriva da un maggior contributo di spinta dato dalle gambe nei primi istanti della passata (curva “a” Capitolo 4.1, [Pilgeram 06]).

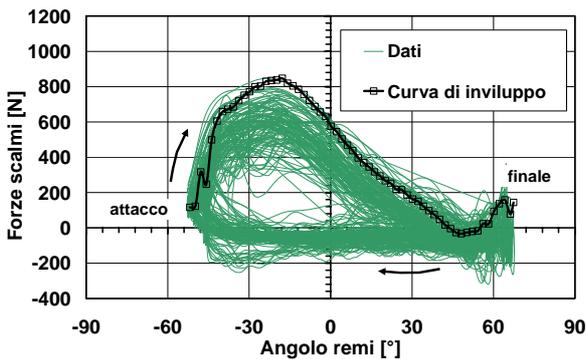


Figura 5.11 – Forze agli scalmi vs angolo remi.

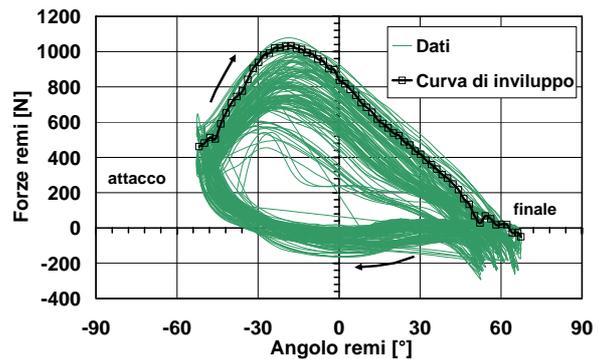


Figura 5.12 – Forze puntapiedi vs angolo remi.

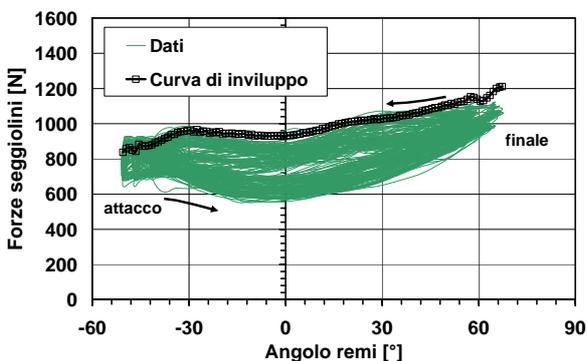


Figura 5.13 – Forze seggiolini vs posizione remi.

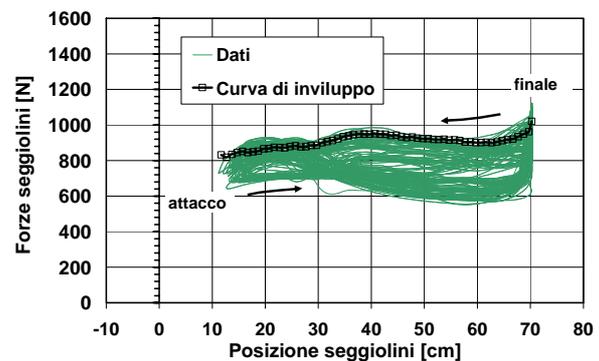


Figura 5.14 – Forze seggiolini vs posizione seggiolini.

Lo stesso può essere detto per i puntapiedi, ed il minore uso del busto sembra incidere anche sulle curve di forza dei seggiolini, che risultano costanti per quasi tutta la corsa dei remi e dei carrelli (Figure 5.13 e 5.14).

5.5 Imbarcazione “2x” maschile olimpionica (senior)

Le curve di forza agli scalmi e sui seggiolini (Figura 5.15 e 5.18) appaiono molto diverse, sia come forma che come ampiezza.

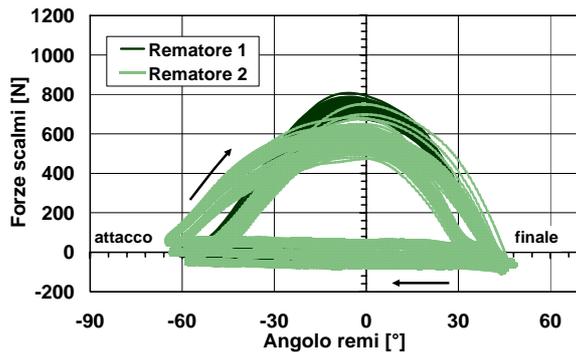


Figura 5.15 – Forze agli scalmi vs angolo remi.

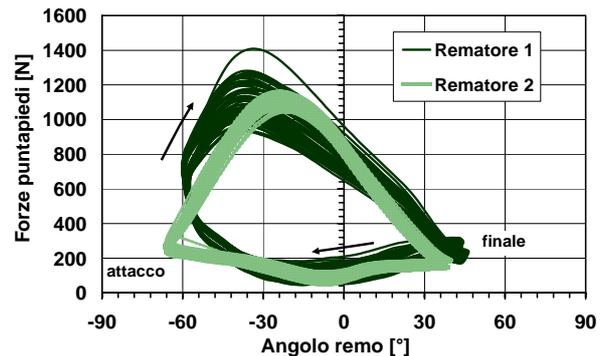


Figura 5.16 – Forze puntapiedi vs angolo remi.

Da notare in Figura 5.18 l’andamento quasi costante del peso dei rematori in funzione della corsa del carrello, per incrementare bruscamente a fine corsa (da notare la differenza rispetto al diagramma di Figura 5.17 in funzione dell’angolo remo).

Gli atleti scompongono in modo abbastanza netto l’azione di spinta sulle gambe e sul busto, garantendo comunque continuità e fluidità delle forze agli scalmi. La corsa dell’atleta 1 è ben superiore a quella dell’atleta 2 a causa della diversa lunghezza degli arti inferiori. Ciò nonostante le curve di forza agli scalmi risultano centrate e ben collimate.

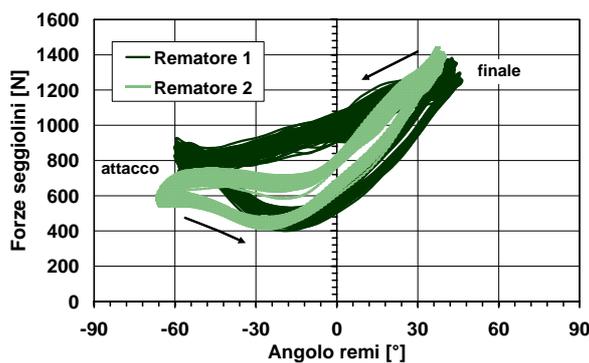


Figura 5.17 – Forze seggiolini vs posizione remi.

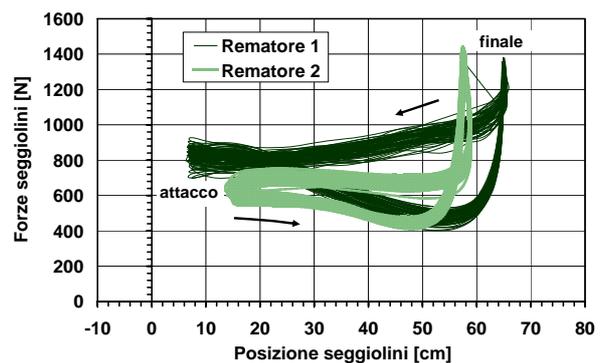


Figura 5.18 – Forze seggiolini vs posizione seggiolini.

5.6 Imbarcazione “4x” maschile (senior).

Le forze agli scalmi (Figura 5.19) hanno un andamento abbastanza diverso tra i quattro rematori, con un comune anticipo dei massimi rispetto alla posizione dei remi perpendicolare allo scafo (valore zero).

In finale si possono notare improvvisi aumenti di forza e presenze di disturbi nei segnali, probabilmente per effetto di urti dell'acqua sull'estradosso della pala, e di brusche "rollate" (le rotazioni del fusto del remo che gli atleti compiono nel far uscire la pala dall'acqua all'inizio della fase di ripresa).

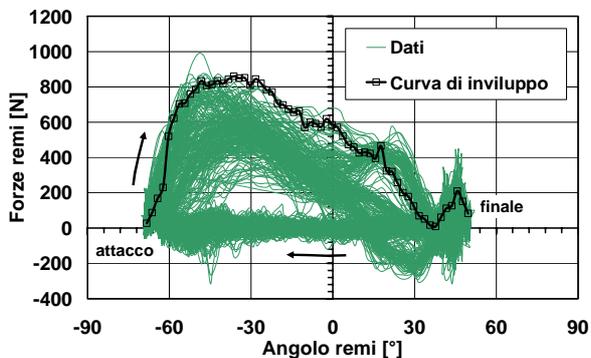


Figura 5.19 – Forze agli scalmi vs angolo remi.

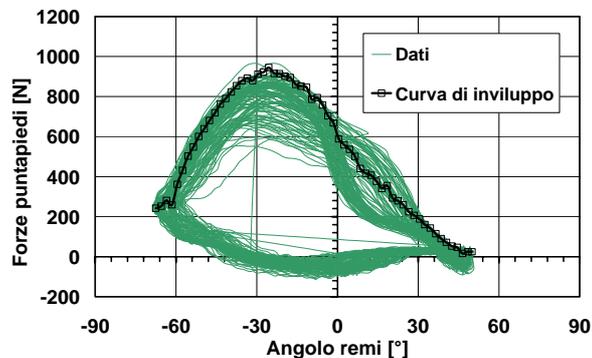


Figura 5.20 – Forze puntapiedi vs angolo remi.

Le forze ai puntapiedi risultano abbastanza chiuse in attacco ma tendono a divergere in finale (Figura 5.20).

Le forze sui seggiolini risultano poco simili e si può notare che l'anticipo del massimo delle forze agli scalmi si traduce in un repentino calo della spinta sui seggiolini, anche per bassi valori di angolo (Figura 5.21).

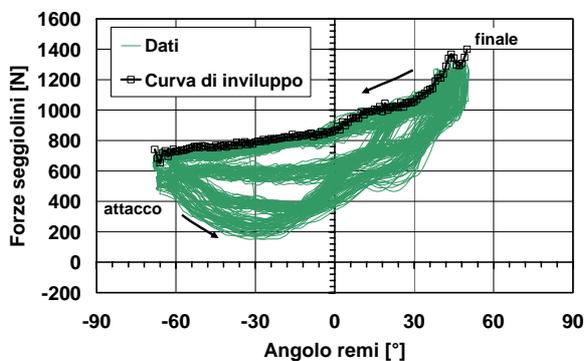


Figura 5.21 – Forze seggiolini vs posizione remi.

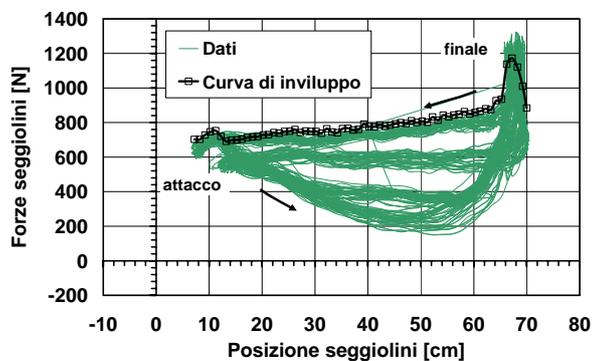


Figura 5.22 – Forze seggiolini vs posizione seggiolini.

5.7 Imbarcazione "4-" maschile (pesi leggeri).

Essendo di punta, l'azione di spinta allo scalmi è maggiore, e raggiunge massimi di circa 1500N (1200N in media). L'azione di spinta sui puntapiedi (Figura 5.24) appare molto diversa tra i quattro vogatori; si possono infatti notare diverse tracce che si diversificano in finale. Le curve dei seggiolini sono schiacciate e poco raccordate con andamento quasi lineare durante l'intero il settore dei remi (Figure 5.25) con successivo incremento al termine della corsa (Figura 5.26).

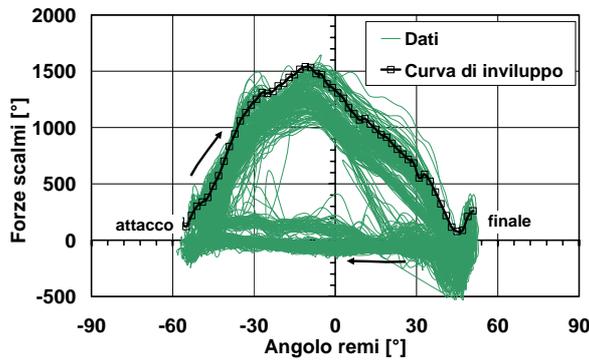


Figura 5.23 – Forze agli scalmi vs angolo remi.

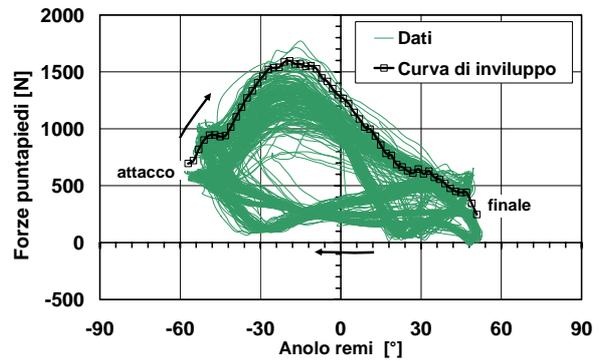


Figura 5.24 – Forze puntapiedi vs angolo remi.

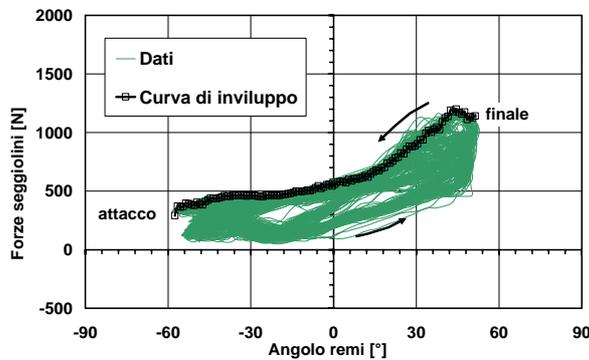


Figura 5.25 – Forze seggiolini vs posizione remi.

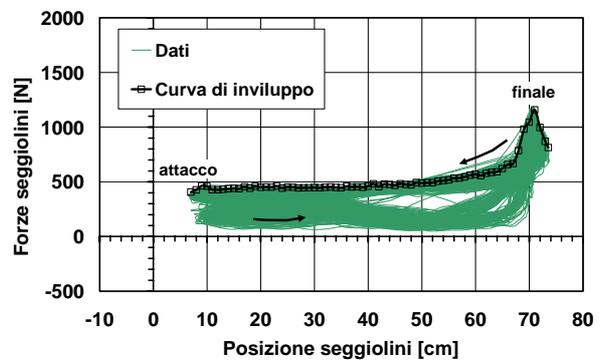


Figura 5.26 – Forze seggiolini vs posizione seggiolini.

5.8 Conclusioni

Dai diagrammi è possibile osservare come le forze vengono applicate durante il movimento degli atleti. Ogni equipaggio possiede curve con una propria forma caratteristica. A parità di imbarcazione esistono, in ogni istante della vogata, varie combinazioni di carico a seconda dell'equipaggio considerato, e quindi diverse sollecitazioni nei vari punti dell'imbarcazione. Le misure ottenute possono essere utilizzate come dati di ingresso per eseguire verifiche sperimentali e numeriche sui componenti interessati.

ANALISI STRUTTURALE FEM DI SCAFI COMPETIZIONE

6.1 Materiali e principi costruttivi degli scafi: ricerca delle prestazioni

La realizzazione di una barca olimpionica, se pur con l'ausilio di nuove tecnologie di progettazione e costruzione (come strumenti CAD, simulatori FEM, macchine utensili a controllo numerico ecc.), è oggi ancora affidata all'esperienza e alla capacità di mestiere del costruttore, nelle linee di forma e nella scelta dei materiali.

Il metodo di progettazione è quello della tecnica delle sezioni (Capitolo 2) con la quale il profilo di una carena è identificato da tre sezioni principali:

- la sezione maestra (vista da poppa verso prora) ottenuta tagliando verticalmente lo scafo in due tronchi di uguale lunghezza; le linee di involuppo dello scafo sono su piani trasversali perpendicolari alla direzione longitudinale della barca, e vengono numerate da poppa a prua con numeri progressivi a partire da 0;
- la sezione alla linea d'acqua (vista dall'alto, in pianta) nella quale vengono rappresentate le linee di coperta e d'acqua di una imbarcazione nella loro forma in pianta; la sezione più importante, in questo caso, è quella alla linea d'acqua, cioè quella linea stabilita dal progettista quale linea d'acqua del dislocamento di progetto per l'imbarcazione galleggiante a pieno carico.
- la sezione longitudinale cioè la vista laterale.

Una barca per canottaggio per alte prestazioni è pensata con l'obiettivo di minimizzare le resistenze di forma e di attrito (Capitolo 2.2) e di aumentare per quanto possibile la stabilità.

Si adottano forme estremamente affusolate e materiali specifici con lo scopo di ottenere leggerezza e rigidità. Programmi di design fluidodinamico vengono fatti interagire con programmi di calcolo strutturale al fine di ricercare forme e soluzioni opportune ed ottimizzare l'utilizzo dei materiali a disposizione.

Questo settore è in continua evoluzione: negli ultimi anni sono state apportate sostanziali modifiche soprattutto per quanto riguarda il materiale da costruzione per i remi e gli scafi.

Fino agli anni '80 il materiale da costruzione comunemente utilizzato nelle barche da competizione era la vetroresina, diretta sostitutrice del legno, ormai soppiantata dalla fibra di carbonio e di kevlar.

I materiali oggi usati sono quanto di meglio possa proporre l'attuale tecnologia, in termini di tensione di rottura e modulo di elasticità longitudinale, sia in valore assoluto che soprattutto in rapporto alla loro densità.

Sono stati innumerevoli gli sforzi per ottenere il miglior compromesso tra resistenza, peso, costi, giungendo a prestazioni altrimenti inavvicinabili a parità di condizioni di impiego.

Per materiali compositi avanzati si intendono quei materiali costituiti da fibre di varia origine (vetro, carbonio, boro, fibra aramidica) inglobate in una matrice di resina (poliestere, vinilica, epossidica, fenolica) la quale non ha compiti di resistenza meccanica ma garantisce la coesione tra le fibre tra gli strati.

In Tabella 6.1 sono riportate le caratteristiche meccaniche di alcuni di questi materiali impiegati nelle barche da competizione.

I valori di resistenza specifica sono quelli che interessano maggiormente i costruttori, i quali devono scegliere il miglior compromesso tra leggerezza e resistenza. Utilizzare materiali con elevata resistenza specifica significa costruire particolari che a parità di resistenza pesano meno. Analoghe considerazioni possono essere fatte per il modulo di elasticità.

Tabella 6.1 - Tabella riassuntiva delle caratteristiche meccaniche di fibre commerciali.

	Densità (g/cm ³)	Modulo elastico (GPa)	Resistenza a trazione (GPa)	Coeff. espansione termica (10 ⁻⁶ /°C)
FIBRE				
Vetro:				
E	2.5	73	2.5	5
S	2.5	87	4.5	
SiO ₂	2.2	74	3.4	0.5
Carbonio:				
T-300	1.77	230	3.5	fino a 0.1
T1000	1,8	294	7	
M40	1,8	390	2.7	
M55	1,9	570	3.6	
Da Pece	2,1	790	3	
Aramidiche:				
K49	1.45	125	3	longitudinale -2 radiale 59
K29	1.4	70	2.8	
MATRICI				
Epossidiche	1.2 – 1.3	2.75 – 4.10	55 – 130	50 – 80
Poliestere insature	1.1 – 1.4	2.1 – 3.45	34.5 – 103.5	-
PEEK	1.30 – 1.32	3.2	100	47
PPS	1.36	3.3	83	49
PEI	1.27	3	105	56

Il carbonio possiede valori di modulo elastico e resistenza a trazione ben superiori a tutti gli altri materiali. Vi sono notevoli differenze tra i vari tipi per il fatto che in produzione è possibile intervenire sui parametri di cottura delle fibre (temperatura e tempo) e variare di conseguenza il rapporto tensione di rottura – modulo elastico.

Esistono fibre in carbonio ad alta resistenza con modulo di elasticità non molto elevato, fibre ad alto modulo in cui la rigidità è preferita alla resistenza, e fibre intermedie in cui le due caratteristiche si bilanciano.

Nella progettazione di scafi da competizione, è fondamentale studiare l'ottimale orientamento delle fibre strato per strato in rapporto ai carichi esterni, onde ottenere la massima resistenza con il minor impiego di materiale e il conseguente risparmio di peso.

Se il progettista è in grado di scegliere i materiali più indicati e ricavare geometrie di elevate prestazioni, l'opera ultima di realizzazione spetta sempre ai tecnici che devono creare il manufatto dal vero.

Ogni scafo è realizzato a mano: dalla stesura delle fibre in tessuto all'interno degli stampi, alla loro successiva impregnazione per concludere dopo la cura e la rifinitura dei bordi.

Il successivo allestimento prevede invece l'uso di alcuni componenti realizzati a mano ed altri a macchina, assemblati e incollati manualmente, e controllati con cura in ogni dettaglio.

L'aspetto artigianale che ancora contraddistingue questa produzione fa sì che ogni imbarcazione sia diversa dalle altre, ognuna con caratteristiche proprie.

La nascita di una barca avviene innanzitutto con la realizzazione della carena della mastra e della parpella, per mezzo di un apposito stampo cavo che riproduce in negativo le forme finali studiate in fase di progetto.

La carena è la parte inferiore dello scafo, mentre la mastra è il fianco dell'imbarcazione sostegno della parpella (Figura 6.2). La parpella è un componente strutturale importante perché irrigidisce la struttura secondo il piano orizzontale, e solo in tempi recenti è diventata sostegno per le scalmiere.

Per barche ad alte prestazioni lo scafo è composto da un materiale composito realizzato in tessuto di fibre di carbonio, kevlar, anima a nido d'ape, resina epossidica e altri componenti accessori (vernice, anti UV ecc.).

All'interno dello stampo viene depositato innanzitutto uno strato di distaccante per facilitare la separazione a lavoro ultimato, ed uno strato di vernice per scopi estetici.

Successivamente viene deposto un sottile foglio di tessuto in vetro per conseguire la rugosità superficiale necessaria, ed un primo tessuto in fibre di kevlar o carbonio, entrambi del tipo con trama e ordito a 90°.

La fibra di vetro è impiegata dopo la vernice perché al termine della costruzione dello scafo può essere necessaria una rifinitura e carteggiatura carte abrasive fini. Nel caso si verifichi un'esposizione della fibra sottostante, quella in vetro garantisce comunque un'ottima lavorabilità e verniciabilità, cosa che con gli altri materiali a più alto modulo sarebbe più difficile da eseguire.

Il primo strato di tessuto dopo quello in vetro può essere steso con inclinazione di 0 o 40 gradi per offrire una maggiore rigidità a torsione.

In alcune zone come nella chiglia e nella parpella viene altresì inserita una porzione di tessuto in fibre di carbonio monodirezionale ad alto modulo per aumentarne la rigidità.

L'operazione successiva consiste nell'applicazione della resina che deve avvenire bagnando tutte le fibre del tessuto in modo uniforme, senza produzione di bolle d'aria.



Figura 6.1 – Trattamento con sacco a vuoto [Lunghi 04].

La costanza delle condizioni ambientali è una esigenza necessaria al mantenimento di alcune proprietà della resina in particolare la viscosità, per cui il processo di laminazione deve avvenire in una sala condizionata (23°C di temperatura e 50% di umidità relativa) dove i

parametri sono monitorati e registrati quotidianamente anche per esigenze di certificazione di qualità (ISO).

Terminate le operazioni di resinatura sullo stampo viene applicato un sacco (Figura 6.1) collegato ad una pompa da vuoto, che consente di eliminare le eventuali bolle formatesi durante la cura in forno.

In sostituzione della resina si potrebbero utilizzare compositi preimpregnati di matrice, in modo da semplificare e velocizzare le operazioni, oltre a garantire l'uniformità degli spessori. Tuttavia questi materiali non sono considerati perchè se da un lato migliorano il controllo degli spessori, dall'altro aumentato il contenuto di resina ed il peso finale dell'imbarcazione.

Dopo l'impregnazione dei primi strati viene incollato un foglio con struttura in nido d'ape in fibra aramidica di spessore di circa tre o quattro mm a seconda del tipo di imbarcazione. Segue una rifinitura in corrispondenza delle giunzioni per uniformarne lo spessore.

Nella parpella anziché utilizzare il "nido d'ape" si usa un foglio di materiale vinilico espanso (con porosità chiusa) dello spessore di cinque mm.

Il processo prosegue posizionando il tessuto di copertura in kevlar a cui segue la stesura della resina epossidica, questa con viscosità inferiore della precedente. Vengono inserite inoltre sostanze anti-UV per proteggere la fibra in kevlar dalla luce.

Al termine della fase di stratificazione si pone il tutto in forno per la "cottura" del composito. Non essendo consentito raggiungere temperature troppo elevate a causa del limite imposto dall'espansione termica del materiale costituente lo stampo, si compensa aumentando il tempo di permanenza del materiale nel forno.

Terminato il ciclo di cura, lo scafo viene inviato ai reparti per ricevere la struttura interna: braccioli, paramezzali, banchi voga, supporti, coperture di prua e di poppa e accessori (deriva, timone ecc.). Alcuni di questi sono realizzati appositamente su stampi come ad esempio le coperte. Altri invece possono derivare per lavorazione di pannelli prefabbricati in materiale sandwich come ad esempio i piani di voga (o piani banco). Per alcuni dettagli strutturali ancora molto usato è il laminato in legno. I paramezzali, ossia i rinforzi verticali che collegano la chiglia alla mezzera dei piani banco, sono realizzati in laminato in legno, appositamente lavorato per alleggerirne il peso.

Parallelamente alla costruzione della barca avviene la costruzione delle scalmiere e dei seggiolini, ottenute da strutture tubolari che possono essere in alluminio o in tessuto di fibra di carbonio.

6.2 Analisi di un'imbarcazione "2-" e "2x"

Si riportano le analisi agli elementi finiti eseguite su due modelli di imbarcazione a due rematori: uno di coppia e uno di punta prodotte dall'azienda Filippi Lido Srl, dette "stampo 36". Si è proceduto con la distinta dei materiali impiegati, lo studio delle caratteristiche dei laminati, la scelta dei carichi da applicare sul modello solido e la visualizzazione dei risultati. Il solutore utilizzato è NASTRAN[®] mentre la fasi di *pre* e *post-processing* sono state realizzate con HyperMesh[®].

6.2.1 Materiali impiegati

L'imbarcazione è costruita per sovrapposizione e incollaggio di tessuti di materiale diverso in zone diverse (ognuna dello stesso materiale). Tali zone sono riportate in Figura 6.2:

- 1- *chiglia* intesa la fascia di irrigidimento della zona più bassa dello scafo;
- 2- *carena*, la parte di scafo compresa tra la chiglia e la mastra;

- 3- *mastra*;
- 4- *parpella*, il bordo superiore della zona aperta dello scafo;
- 5- *braccioli* ossia gli irrigidenti trasversali;
- 6- *piano banco* cioè la parte di appoggio del vogatore;
- 7- *coperta*;
- 8- *paratia di prua*;
- 9- *paratia di poppa*.
- 10- *paramezzali*, i piani irrigidenti che collegano il piano banco alla chiglia.

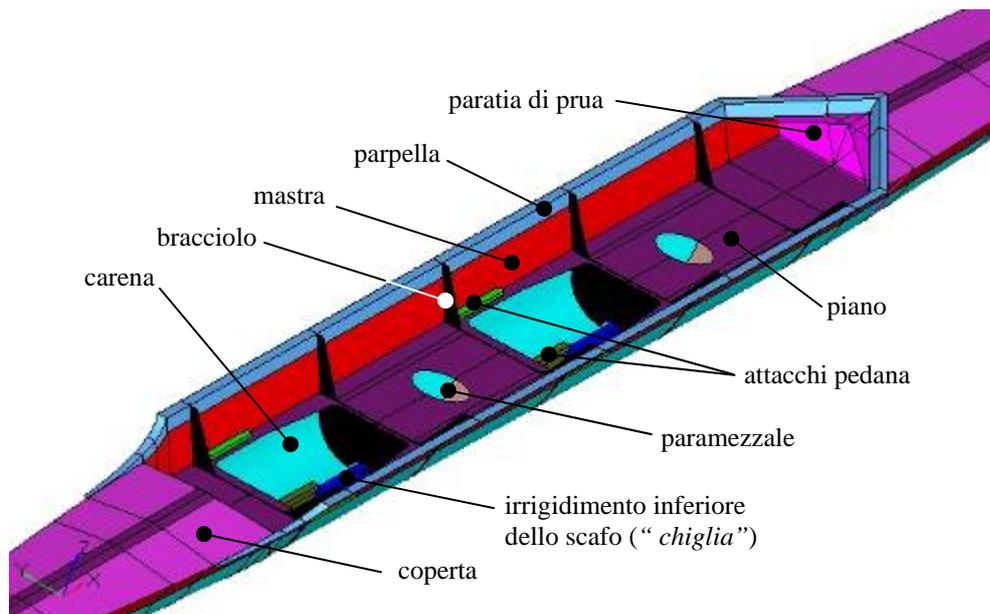


Figura 7.2 – Schema delle varie parti dell'imbarcazione da canottaggio.

I materiali impiegati sono tessuti in fibra di carbonio, vetro e kevlar di diversa grammatura, sovrapposti a sandwich su *core* di tipo honeycomb, schiuma vinilica o laminato in legno e disposti con diverso orientamento delle fibre.

In Tabella 6.2 è riportato l'elenco dei tessuti impiegati in ogni zona dell'imbarcazione. I tessuti in carbonio sono designati con la lettera "C", quelli di vetro con la lettera "V" e quelli in kevlar con "K".

Accanto al materiale è riportato il tipo di tessuto: (0-90)° indica che si tratta di un tessuto con trama e ordito disposte a 90°; (0)° invece un tessuto con le fibre in un'unica direzione.

"H", "D", "L" designano rispettivamente un alveolare in carta aramidica a celle esagonali (Honeycomb®), una schiuma vinilica (Divinicell®), e un laminato in legno.

Per i braccioli (ovvero gli irrigidenti trasversali) è stato considerato un laminato in legno rivestito in fibra di carbonio. Recentemente anche il legno in questi componenti è stato sostituito da laminati in sola fibra di carbonio ed espanso polivinilico; il legno è rimasto utilizzato solo per alcuni particolari di rinforzo e sostegno.

I tessuti sono prodotti da fibre di caratteristiche riportate in Tabella 6.3 (i valori sono da intendersi medi).

Tabella 6.2 – Tessuti commerciali impiegati nella costruzione degli scafi.

ply name	Materiale	ρ (densità)	spessore foglio [mm]
V1	GLASS (0-90)°	50 [g/m ²]	0.2
C1	T300 (0-90)°	160 [g/m ²]	0.1
C2	T300 (0-90)°	200 [g/m ²]	0.3
C3	DIALED (0)°	300 [g/m ²]	0.4
C4	M40 (0-90)°	200 [g/m ²]	0.4
C5	M40 (0)°	200 [g/m ²]	0.4
C6	M60 (0)°	300 [g/m ²]	0.5
C7	T300 (0-90)°	400 [g/m ²]	0.6
C8	T300 (0-90)°	600 [g/m ²]	0.8
K1	KEVLAR (0-90)°	120 [g/m ²]	0.2
K2	KEVLAR (0-90)°	125 [g/m ²]	0.2
H1	HONEYCOMB	29 [kg/m ³]	3.0
D1	DIVINYCELL	130 [kg/m ³]	4.0
L1	LEGNO	750 [kg/m ³]	20.0

Tabella 6.3 – Caratteristiche delle fibre originarie.

Fibra	E_f [Mpa]	G_f [Mpa]	n (coeff. Poisson)
EPOX	3500	1296	0.35
GLASS	70000	28689	0.22
T300	356000	139063	0.28
DIALED	640000	250000	0.28
M40	392000	153125	0.28
M60	588000	229688	0.28
KEVLAR	112000	41176	0.36

La resina impiegata per impregnare le fibre è di tipo epossidica (Bakelite[®] EPR 320) con le proprietà in Tabella 6.4.

Tabella 6.4 – Proprietà della resina epossidica utilizzata.

Resina	ρ (densità) [kg/m ³]	E_m [Mpa]	G_m [Mpa]	n (coeff. Poisson)
EPR 320	1150	3500	1296	0.35

Date le proprietà dei materiali base è possibile calcolare le quelle di un qualsiasi laminato sulla base delle seguenti ipotesi (Appendice 3):

- 1- la lamina sia unidirezionale cioè costituita da fibre in un'unica direzione (allineamento perfetto);
- 2- le fibre abbiano tutte lo stesso diametro e siano continue;
- 3- il legame (coesione) tra fibre e matrice sia perfetto;
- 4- le deformazioni delle fibre e della matrice siano uguali ($\epsilon_f = \epsilon_m$)
- 5- Il comportamento tra fibre e matrice sia perfettamente elastico.

Tali ipotesi sono semplificative ma si può ritenere che queste assunzioni non incidano in modo sostanziale sul risultato finale, tenendo presente la variabilità delle proprietà meccaniche dovute alla costruzione manuale dei laminati.

È importante sottolineare che le indagini qui riportate hanno lo scopo di confrontare diverse soluzioni costruttive, e non una verifica di resistenza. A tal proposito esistono dei criteri di verifica ma qui non saranno trattati.

Il laminato può essere considerato formato dalla sovrapposizione di più lamine incollate con la stessa resina di cui sono impregnate.

Le proprietà finali di ogni singola lamina composita sono legate alle costanti elastiche del materiale base (cioè delle fibre e della matrice) combinate in modo opportuno per mezzo delle seguenti espressioni (Appendice 3):

$$\begin{aligned} - \text{ modulo di elasticità} & & E_1 = E_f \cdot \phi_f + E_m \cdot \phi_m ; & (1) \\ \text{ longitudinale:} & & & \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} - \text{ modulo di elasticità trasversale:} & & \frac{1}{E_2} = \frac{\phi_f}{E_f} + \frac{\phi_m}{E_m} ; & (2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} - \text{ modulo di elasticità} & & \frac{1}{G_{12}} = \frac{\phi_f}{2 \cdot G_f} + \frac{\phi_m}{2 \cdot G_m} ; & (3) \\ \text{ tangenziale:} & & & \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} - \text{ coefficiente di Poisson:} & & \nu_{12} = \nu_f \cdot \phi_f + \nu_m \cdot \phi_m ; & (4) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} - \text{ densità:} & & \rho_{12} = \rho_f \cdot \phi_f + \rho_m \cdot \phi_m & (5) \end{aligned}$$

con E_f , G_f ed E_m , G_m i parametri rispettivamente delle fibre e della matrice, e ϕ_f , ϕ_m le rispettive frazioni volumetriche.

$$\begin{aligned} - \phi_f & = \frac{\text{Volume fibre}}{\text{Volume totale composito}} & (6) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} - \phi_m & = \frac{\text{Volume matrice}}{\text{Volume totale composito}} & (7) \end{aligned}$$

Data la non perfetta disposizione, allineamento ed impregnazione delle fibre si assumono i valori delle frazioni $\phi_f \approx 50\%$ e $\phi_m \approx 40\%$, con il 10% di vuoti e porosità.

Per la costruzione degli scafi anziché usare direttamente le fibre vengono impiegati tessuti depositi in successione con prefissata angolazione rispetto alla direzione longitudinale dello stampo.

Ogni lamina è perciò costituita a sua volta da fibre disposte in due direzioni a 90° . Per semplificare la procedura di calcolo, sono stati assunti uguali i valori di E_1 ed E_2 nelle due direzioni.

Le caratteristiche meccaniche delle lamine ottenute con le relazioni sopra riportate, sono riassunte in Tabella 6.5. La densità è stata calcolata da quelle dei materiali base pesate dalle rispettive frazioni volumetriche (equazione (5)).

Tabella 6.5 – Caratteristiche meccaniche delle lamine utilizzate.

ply name	MAT	spessore [mm]	E_1 [Mpa]	E_2 [Mpa]	G_{12} [Mpa]	ν_{12}	ρ [kg/mm ²]
V1	GLASS (0-90)°	0.2	33600	33600	6135	0.25	1.74E-03
C1	T300 (0-90)°	0.1	176600	176600	6407	0.28	2.78E-03
C2	T300 (0-90)°	0.3	176600	176600	6407	0.28	1.04E-02
C3	DIALED (0)°	0.4	318600	8691	6440	0.28	2.09E-02

Tabella 6.5 – Caratteristiche meccaniche delle lamine utilizzate.

C4	M40 (0-90)°	0.4	194600	194600	6414	0.28	1.39E-02
C5	M40 (0)°	0.4	194600	8653	6414	0.28	1.39E-02
C6	M60 (0)°	0.5	292600	8685	6436	0.28	2.61E-02
C7	T300 (0-90)°	0.6	176600	176600	6407	0.28	4.17E-02
C8	T300 (0-90)°	0.8	176600	176600	6407	0.28	8.35E-02
K1	KEVLAR (0-90)°	0.2	54600	54600	6236	0.32	4.17E-03
K2	KEVLAR (0-90)°	0.2	54600	54600	6236	0.32	4.35E-03
H1	HONEYCOMB	3.0	0.02	0.02	0.62	1.00	8.70E-08
D1	DIVINYCELL	4.0	0.48	0.48	2.20	1.00	5.20E-07
L1	LEGNO	20.0	12000	400	750	0.4	1.50E-05

La successione e l'inclinazione dei vari strati rispetto all'asse della barca è riportata qui di seguito.

6.2.2 Stratificazioni nei laminati componenti la barca

Lo scafo è suddiviso in quattro parti (Figura 6.3):

1. *Chiglia* composta da (Tabella 6.6):

Tabella 6.6 – Stratificazione della chiglia.

ply name	materiale	Inclinazione del tessuto rispetto l'asse longitudinale dello scafo [°]
V1	Vetro (0-90)°	0
C1	Carbonio (0-90)°	40
C2	Carbonio (0-90)°, fascia di larghezza 50mm	0
H1	Honeycomb	#
K1	Kevlar (0-90)°	0
C4	Carbonio (0-90)°, fascia di larghezza 50mm	0

2. *Carena* (Figura 6.3)

La stratificazione è simile a quella della chiglia eccetto per l'assenza delle fasce irrigidenti centrali (di larghezza 50 mm) in carbonio.

Tabella 6.7 – Stratificazione della carena.

ply name	materiale	Inclinazione del tessuto rispetto l'asse longitudinale dello scafo [°]
V1	Vetro (0-90)°	0
C1	Carbonio (0-90)°	40
H1	Honeycomb	#
K1	Kevlar (0-90)°	0

3. *Mastra* (Figura 6.3)

Simile alla carena ma con uno strato in più di tessuto di carbonio in superficie

Tabella 6.8 – Stratificazione della chiglia.

ply name	materiale	Inclinazione del tessuto rispetto l'asse longitudinale dello scafo [°]
V1	Vetro (0-90)°	0
C1	Carbonio (0-90)°	40
H1	Honeycomb	#
K1	Kevlar (0-90)°	0
C1	Carbonio (0-90)°	0

4. Parpella (Figura 6.3)

Tabella 6.9 – Stratificazione della parpella.

ply name	materiale	Inclinazione del tessuto rispetto l'asse longitudinale dello scafo [°]
C3	Carbonio (0)°	0
D1	Espanso Divinycell	#
C5	Carbonio (0)°	0
C1	Carbonio (0-90)°	0

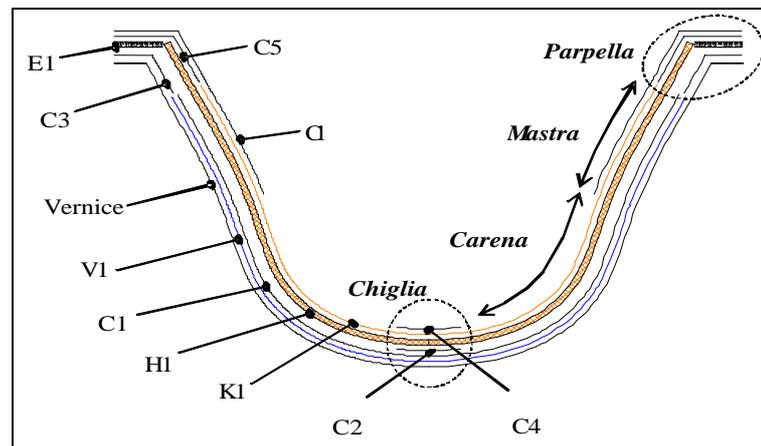


Figura 6.3 – Successione degli strati dello scafo.

Le coperte sono invece prodotte per successione dei seguenti laminati (Figura 6.4 e Tabella 6.10). Il primo strato depositato è quello a contatto con lo stampo ovvero la vernice.

Tabella 6.10 – Stratificazione della coperte.

ply name	materiale	Inclinazione del tessuto rispetto l'asse longitudinale dello scafo [°]
V1	Vetro (0-90)°	0
K2	Kevlar (0-90)°	0
C5	Carbonio (0)°, fascia di larghezza 50mm	0
H1	Honeycomb	#
C5	Carbonio (0)°, fascia di larghezza 50mm	0
K1	Kevlar (0-90)°	0

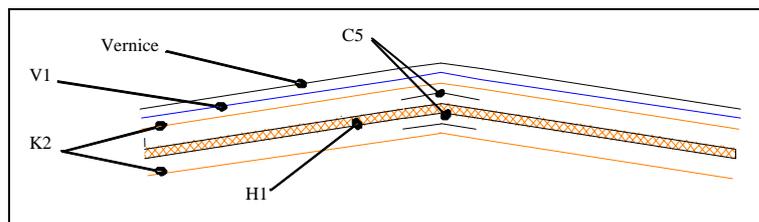


Figura 6.4 – Successione degli strati nelle coperte.

In Tabella 6.11 sono riportate le composizioni delle altre parti: le paratie, il piano banco e i braccioli.

Il piano banco è un laminato simmetrico formato da due pelli in tessuto di carbonio e anima in espanso Divinycell®.

Per i braccioli sono stati considerati due pelli in tessuto di carbonio disposte simmetricamente rispetto ad un *core* in laminato di legno.

Tabella 6.11 – Composizioni delle parti interne.

ply name	materiale	Inclinazione del tessuto rispetto l'asse longitudinale dello scafo [°]
Paratia di poppa		
C2	Carbonio (0-90)°	0
C8	Carbonio (0-90)°	0
Paratia di prua		
C2	Carbonio (0-90)°	0
C7	Carbonio (0-90)°	0
C2	Carbonio (0-90)°	0
Piano banco		
C2	Carbonio (0-90)°	0
D1	Espanso Divinycell	-
C2	Carbonio (0-90)°	0
Braccioli		
C2	Carbonio (0-90)°	0
L1	Laminato in legno	-
C2	Carbonio (0-90)°	0

6.3 Carichi

Sulla barca agiscono le forze nei punti di lavoro del rematore e pressioni dell'acqua sia della spinta idrostatica che sostiene lo scafo, sia dell'attrito esercitato dal fluido.

L'analisi qui di seguito riportata è di tipo statico su un modello di imbarcazione; i carichi corrispondono all'istante della passata in cui vengono esplicate le forze massime al remo, essendo quelle più gravose per la deformazione dello scafo, soprattutto nel caso di barche di punta.

La pressione idrostatica dell'acqua segue la nota legge:

$$P_{[\text{MPa}]} = \rho \cdot g \cdot z = \frac{1000 \cdot 9,806 \cdot (z_{[\text{mm}]} / 1000)}{10^6}$$

in cui ρ è densità dell'acqua (1000 kg/m^3), $g=9,806 \text{ m/s}^2$; z è la profondità dalla linea di galleggiamento assunta secondo misurazioni fatte in acqua distante 120mm dal bordo superiore della parpella.

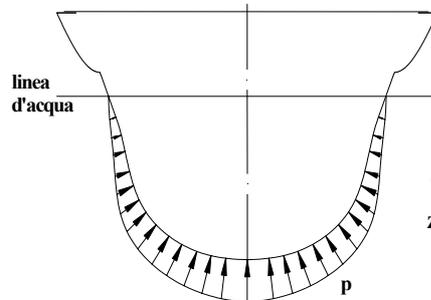


Figura 6.5 – Schema dell'azione della spinta idrostatica dell'acqua.

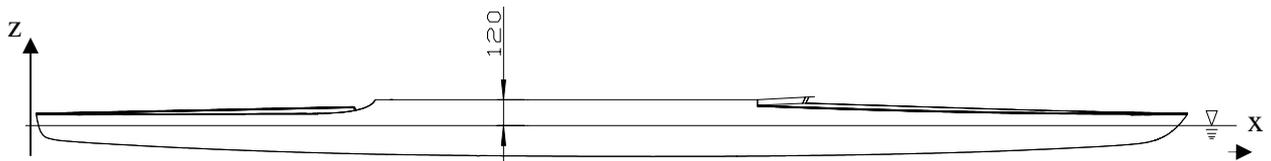


Figura 6.6 – Posizione della linea di galleggiamento.

Esiste inoltre la resistenza dell'acqua data dall'espressione già proposta da Cabrera *et al.* (Capitolo 4.1, Figura 4.1, [Cabrera 06]), assunta qui costante ed uniformemente distribuita sulla parte bagnata dello scafo:

$$F_{boat} = C_1 \cdot v_{boat}^2 \quad (8)$$

con $C_1 = (1/2) \rho CA$ dove ρ è la densità dell'acqua (dipendente dalla temperatura dell'acqua), A è l'area della sezione maestra, C un coefficiente dipendente dal numero di Reynolds e dalla forma dello scafo (l'attitudine alla penetrazione nel fluido). C_1 è stato assunto pari a 2.6 N/(m/s)^2 [Cabrera 06] considerando le recenti migliorie nei materiali e nelle geometrie.

La velocità dello scafo è stata calcolata dalle misurazioni fatte in acqua con il sistema di acquisizione descritto nel Capitolo 3.

Per le simulazioni si è preso in considerazione un modello di imbarcazione di coppia a due rematori con le condizioni di carico esercitate dall'equipaggio olimpionico, riportate nel Capitolo 5, Figura 5.15, 5.16, 5.17 e 5.18.

Il modello 3D riportato in Figura 6.2 corrisponde allo stampo del Cantiere Navale Filippi Lido Srl, detto F36.

Si è scelto di considerare i dati di forza in corrispondenza dell'angolo zero assunto dai remi durante la passata in acqua (remi perpendicolari alla barca), a cui corrispondono i massimi di forza.

Per questo valore di angolo si ottengono le seguenti forze:

- forze massime allo scalmò in direzione del moto della barca di circa 800N, assunte uguali per entrambi i vogatori;
- forze ai puntapiedi in direzione perpendicolare alla pedana di circa 800N; l'angolo di inclinazione della pedana rispetto la direzione orizzontale è di circa 40° (Figura 6.7): ai due attacchi saranno applicate quindi due forze orizzontali $F_x = \frac{800 \cdot \sin 40^\circ}{2} \approx 386 \text{ N}$, e due verticali $F_z = \frac{800 \cdot \cos 40^\circ}{2} \approx 460 \text{ N}$.

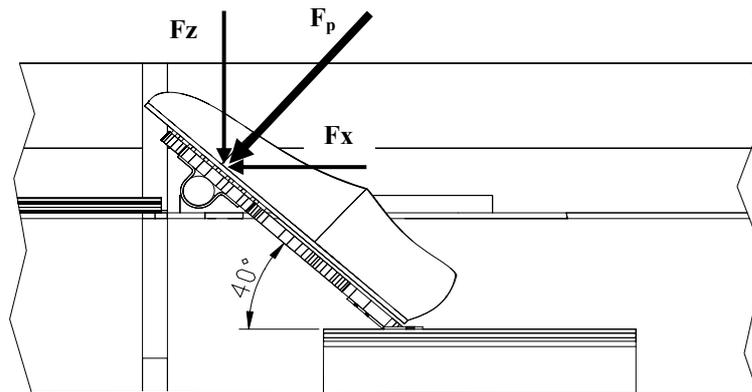


Figura 6.7 - Scomposizione delle forze misurate ai puntapiedi.

- forze verticali sul seggiolino, assunte di circa 600N per entrambi i vogatori (curve inferiori in Figura 5.17).

Le pressioni esercitate dalle rotaie dei carrelli sui piani di voga, sono state assunte uniformemente distribuite sulle superfici di contatto di 120cm² ciascuna (Figura 6.8). Si è ottenuto un valore di pressione per ciascuna rotaia pari a: $p = 600 / (2 \cdot 12000) = 0.029 \text{ MPa}$.

Per il calcolo delle forze di attrito viscoso, è stata ricavata la velocità per integrazione numerica dei dati, elaborati grazie allo script MATLAB[®] riportato in Appendice 2. E' risultata essere pari a $v_{boat} = 6.1 \text{ m/s}$ (Figura 6.9), da cui la forza risultante di attrito espressa dalla (8) diventa $F_{boat} = 2.5 \cdot 6.1^2 \approx 93 \text{ N}$.

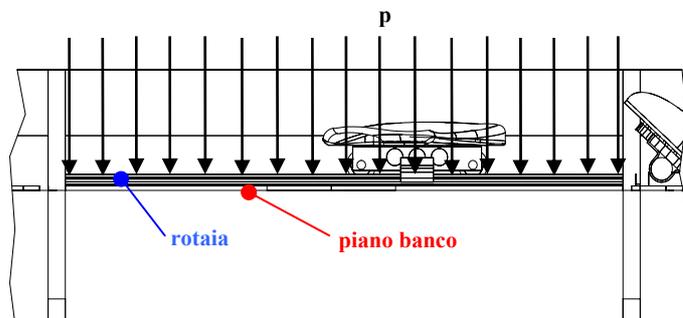


Figura 6.8 – Distribuzione delle pressioni di contatto sul piano di voga.

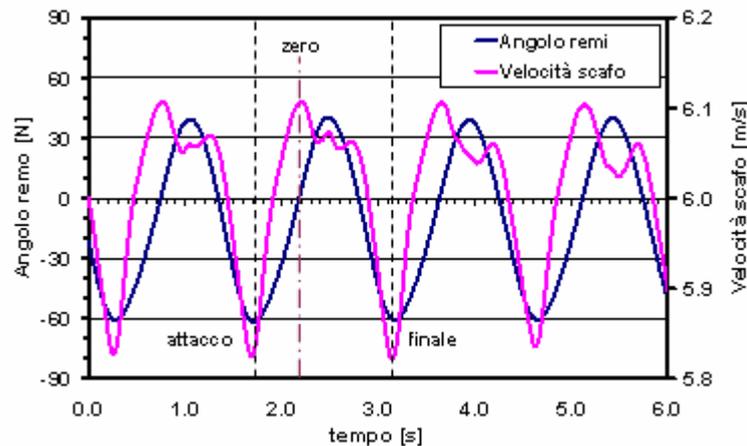


Figura 6.9 – Velocità dell'imbarcazione rispetto l'angolo remi.

6.4 Analisi FEM

Uno dei problemi del calcolo FEM applicato alla nautica è quello dovere imporre al modello di analisi una condizione di vincolo almeno isostatica, per evitare labilità del sistema di equazioni. La condizione di labilità non è infatti accettata dal solutore FEM statico lineare. La barca in navigazione, al contrario, non è soggetta a vincoli noti, ma si trova in una condizione di equilibrio dinamico istantaneo tra molteplici azioni. Applicare quindi un qualsiasi vincolo all'imbarcazione può essere una forzatura che, talvolta, può portare a risultati non fisici o mettere in discussione la validità delle ipotesi di analisi del modello.

Per aggirare questo limite, esiste una tecnica di simulazione FEM ormai consolidata da tempo nel settore aeronautico, che prende il nome di *Inertia Relief* (Appendice 4). Questa tecnica viene correntemente utilizzata per simulare strutture in equilibrio dinamico, come aerei, razzi in volo, satelliti in manovra.

Nella simulazione con *Inertia Relief*, si seleziona un punto (un nodo) della struttura indicato come "supporto" (*support node*). Il solutore FEM provvede quindi ad applicare alla struttura una distribuzione di accelerazioni uniformi tali che le forze di inerzia e i carichi di progetto (pressioni, forze) producano una reazione vincolare nulla sul supporto stesso (sistema di forze equilibrato).

La deformata fornita in output dal solutore è visualizzata rispetto al nodo scelto cioè tutti gli spostamenti dei nodi risultano a meno di uno spostamento rigido attorno al supporto.

Come sopra descritto il modello 3D è stato realizzato individuando le varie zone dello scafo costruite con diverse laminazioni: chiglia, carena, mastra, parpella, coperte, braccioli, piano banco, paramezzali e paratie.

Ognuna di queste è stata modellata in ambiente HyperMesh[®] usando elementi bidimensionali di tipo *2D shell*.

Per semplificare il modello e l'analisi FEM, le forze agli scalmi sono state applicate all'estremità di elementi semplici a barra (tipo *1D rod*), di rigidità equivalente ai bracci monotubo in carbonio e fissate nei reali punti di attacco.

Due ulteriori elementi "barra" in alluminio e di geometria uguale a quelli reali sono stati disposti trasversalmente nei punti di attacco delle pedane.

Eseguita la meshatura del modello solido è stata fissata la direzione normale di ciascun elemento dello scafo in modo stabilire la corretta successione dei vari strati. Si è proceduto

con l'assegnazione del sistema di riferimento di ogni elemento rispetto al sistema assoluto (x,y,z) .

Rispetto a tali assi coordinati locali è stata assegnata l'orientazione dei tessuti secondo le Tabelle da 6.6 a 6.11, con le proprietà riportate in Tabella 6.5.

Sono state successivamente applicati i carichi sopra definiti. In Figura 6.10 è riportata un'immagine del modello, della mesh e delle forze dell'atleta. Il nodo di supporto è stato scelto sul piano banco, in mezzeria dell'imbarcazione e in prossimità del bracciolo centrale

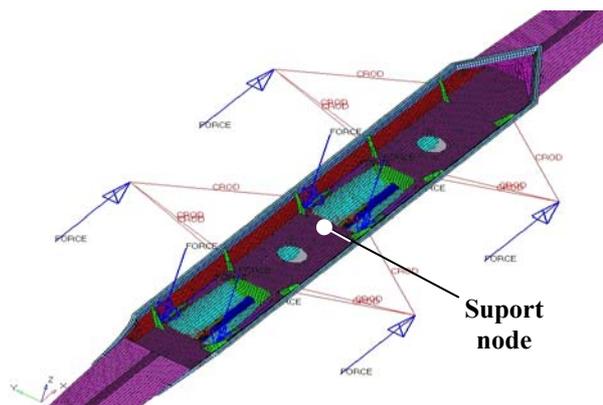


Figura 6.10 – Mesh e carichi applicati agli scalmi e attacchi pedana.

In Figura 6.11 e 6.13 sono visibili le deformate dell'imbarcazione di coppia (colorate), messe a confronto con la configurazione indeformata (in nero). Gli spostamenti sono relativi al nodo di supporto e risultano simmetrici.

In Figura 6.12 è riportata la mappa degli spostamenti totali; il valore massimo indicato dal solutore è di circa 11 mm a prua, in direzione z verticale per simmetria dei carichi applicati. La deformata ha permesso di verificare la corretta cucitura e l'assemblaggio di tutte le parti interessate.

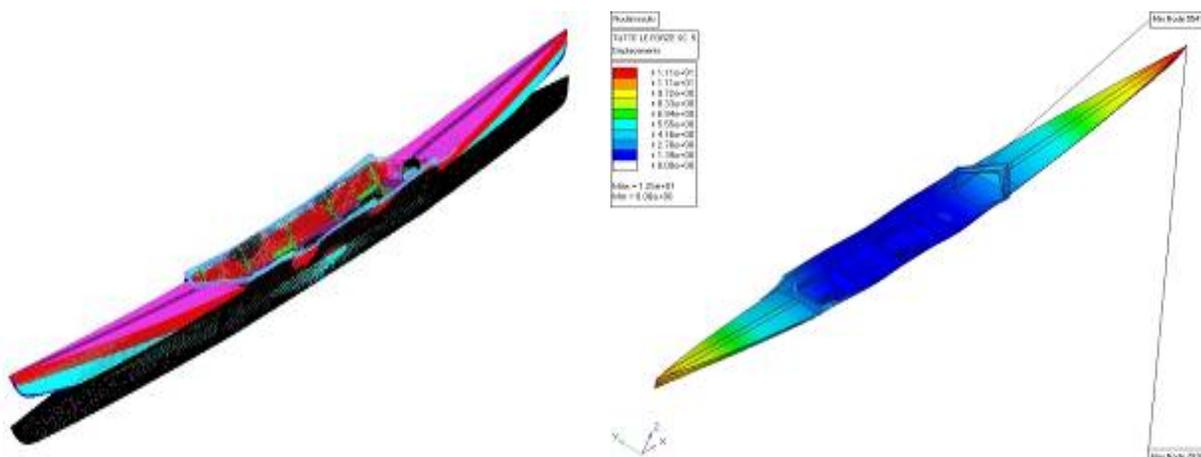


Figura 6.11 – Vista laterale della deformata rispetto al nodo di supporto.

Figura 6.12 – Mappa degli spostamenti rispetto al "support node" (valori in mm).

In Figura 6.14 è mostrata la distribuzione dello stress normale massimo: le zone più sollecitate con queste modalità di carico sono la chiglia (a trazione per effetto della spinta dell'acqua e del peso dei rematori), e la zona a prua nel punto di giunzione della parpella, della mastra e della coperta. Sono evidenti alcune discontinuità delle tensioni per effetto delle variazioni di rigidezza, in prossimità delle giunzioni e delle zone di diverso materiale.

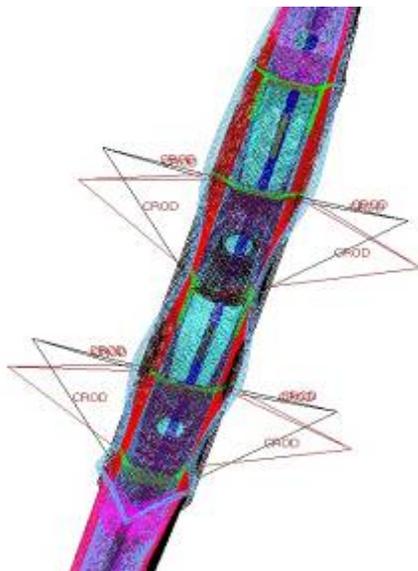


Figura 6.13 – Vista superiore della deformata.

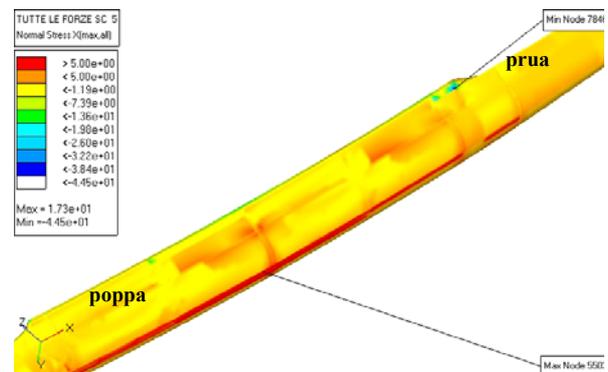


Figura 6.14 - Distribuzione della tensione massima normale in direzione longitudinale dello scafo (direzione 1 per i laminati).

Il software permette di sondare lo stato tensionale e di deformazione dei compositi lamina per lamina, ma questa prima fase di studio è stata fondamentale per verificare il corretto assemblaggio e meshatura del modello. Infatti, a carichi disposti simmetricamente su geometrie e composizioni simmetriche devono corrispondere deformate simmetriche.

Messo a punto il modello di calcolo, è possibile utilizzarlo per ottimizzare la rigidezza dello scafo variandone la composizione, aggiungendo o togliendo strati, cambiando i materiali o la direzione di laminazione.

Sulla base dei dati a disposizione sono stati confrontati i risultati di test su quattro barche di punta a due rematori (2-), con stampo identico al precedente (Figura 6.16). Tutte le barche prodotte da Filippi Lido sono infatti convertibili tra coppia e punta semplicemente cambiando solo la configurazione dei bracci.

Nella simulazione le forze ai due scalmi sono state aumentate a 1500N mentre le altre sono rimaste invariate.

I materiali utilizzati nei quattro modelli differiscono per un solo strato (comune sia alla chiglia che alla carena che alla mastra), di quale è stata cambiata la composizione e l'orientazione rispetto all'asse longitudinale.

Il ply sostituito nelle quattro simulazioni è il numero 2, immediatamente sopra a quello in vetro (chiamato V1 in Figura 7.3), ed è stato sostituito con:

1. un tessuto di fibra di carbonio C1 (0-90)°, disposto a 0°;
2. un tessuto di fibra di carbonio C1 (0-90)°, disposto a 40°;
3. un tessuto di fibra di kevlar K1 (0-90)°, disposto a 0°;

4. un tessuto di fibra di carbonio K1 (0-90)^o, disposto a 40^o.

I test hanno permesso di valutare quale fosse la lamina più indicata per aumentare la rigidità con queste condizioni di carico, e di ottenere numerose informazioni riguardo lo stress su ciascuna lamina.

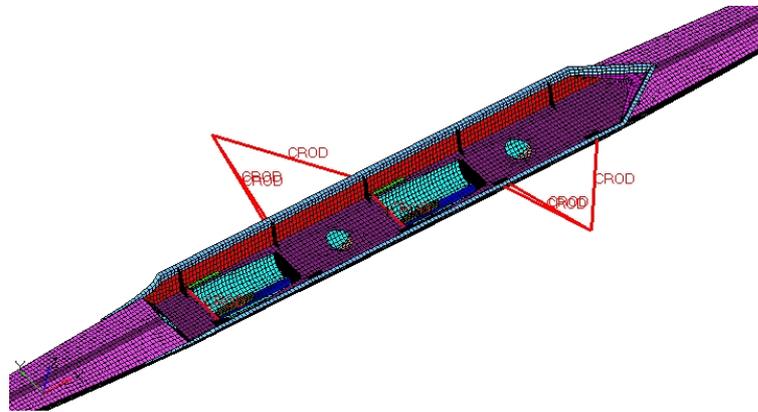


Figura 6.15 – Modello di barca ‘2- pari’ analizzato.

In Figura 6.16, 6.17, 6.18, 6.19 sono visualizzati alcuni risultati ottenuti: le distribuzioni degli spostamenti trasversali massimi secondo l’asse y , verticali secondo z , e le distribuzioni delle tensioni normali sul ply oggetto di indagine (tensioni in direzione longitudinale x dello scafo ovvero in direzione 1 nel sistema di riferimento locale della lamina stessa).

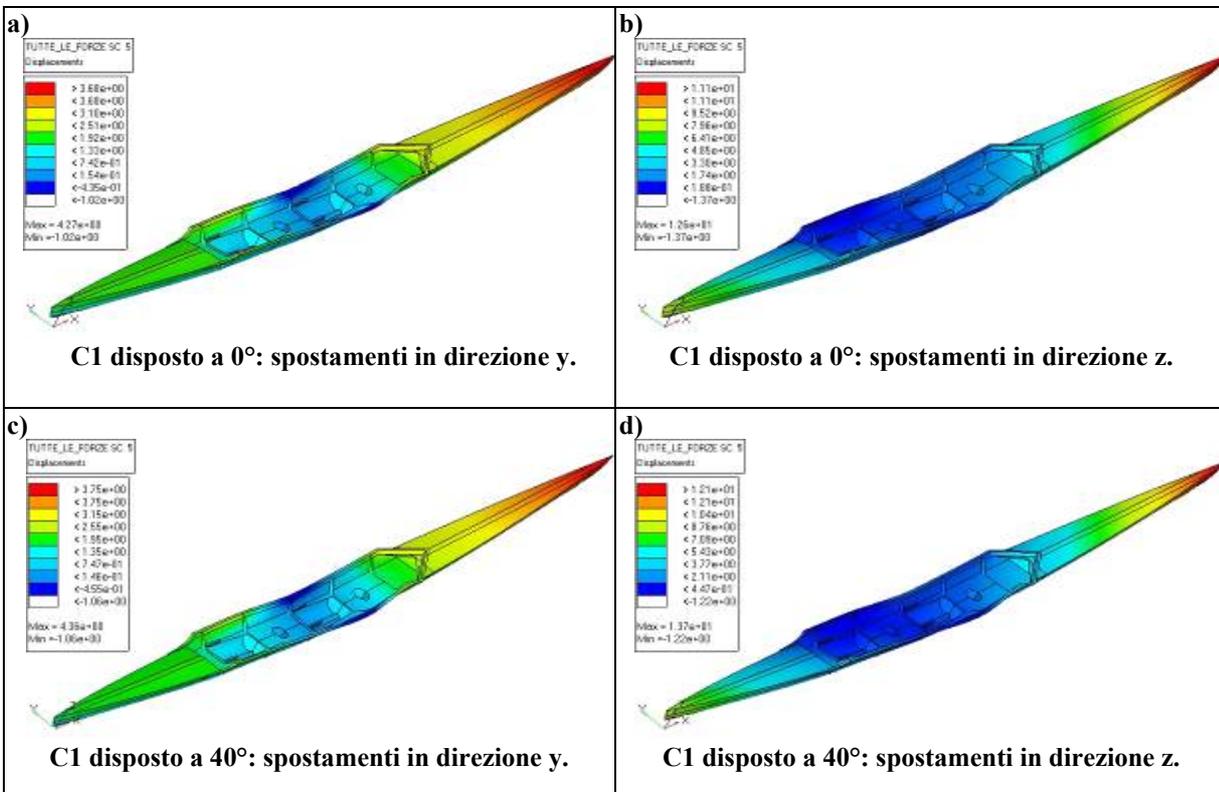


Figura 6.16 – Mappa degli spostamenti rispetto al nodo di supporto nel caso di ply in carbonio disposto a 0° (immagini ‘a’ e ‘b’) e a 40° (immagini ‘c’ e ‘d’). Le mappe relative ai plyes in Kevlar sono molto simili.

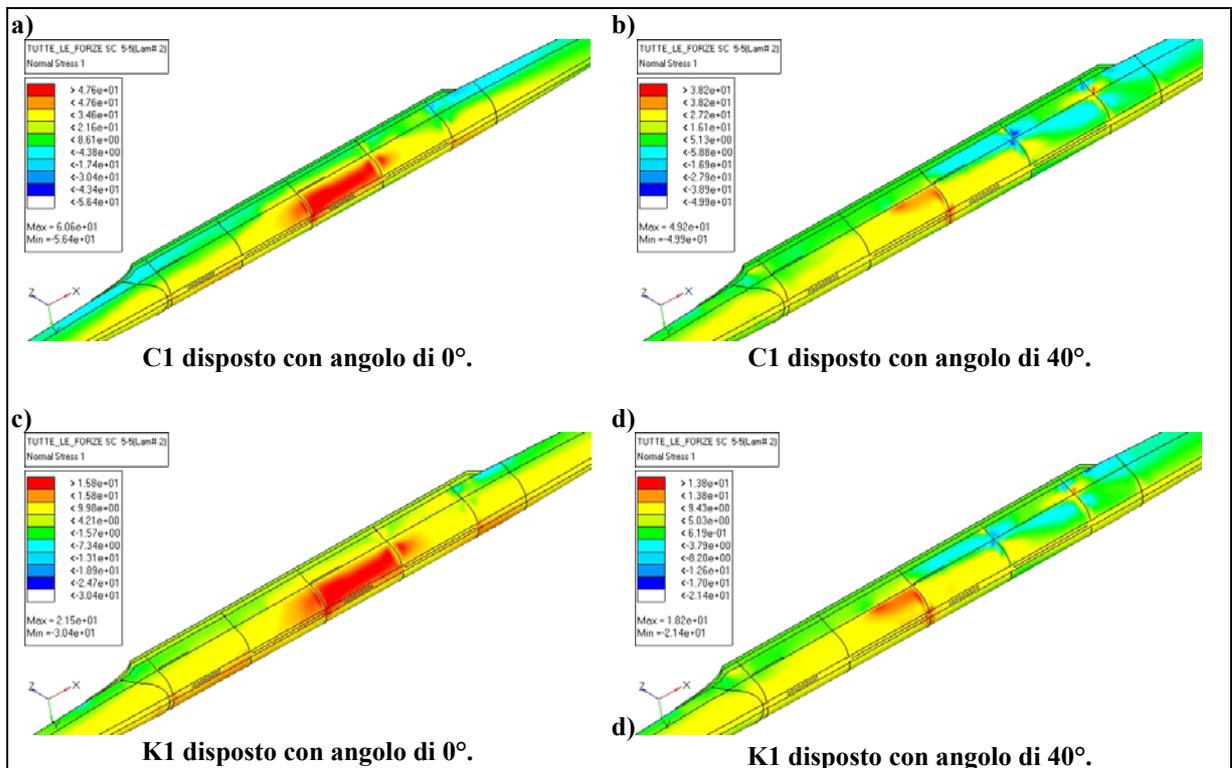


Figura 6.17 – Mappa delle tensioni normali in direzione 1 del ply considerato (direzione longitudinale dello scafo). I massimi in colore rosso ed i minimi in blu.

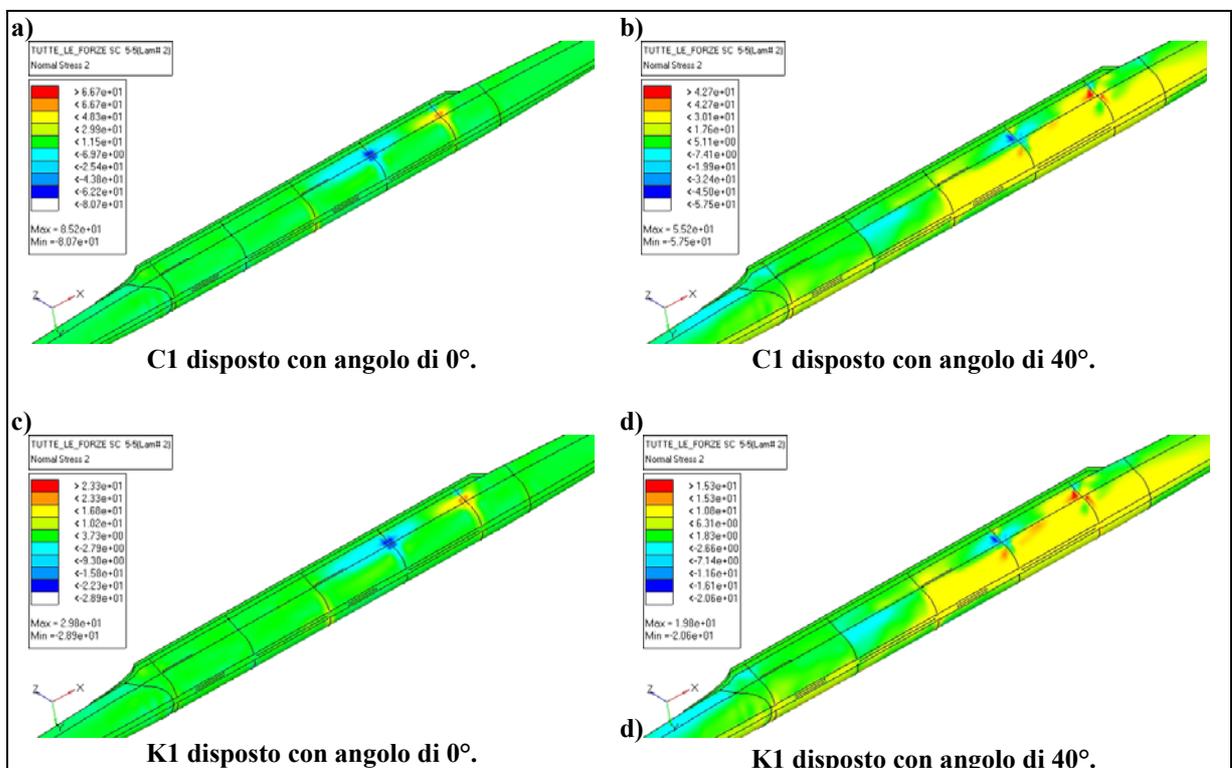


Figura 6.18 – Mappa delle tensioni normali in direzione 2 del ply considerato (direzione trasversale dello scafo). I massimi in colore rosso ed i minimi in blu.

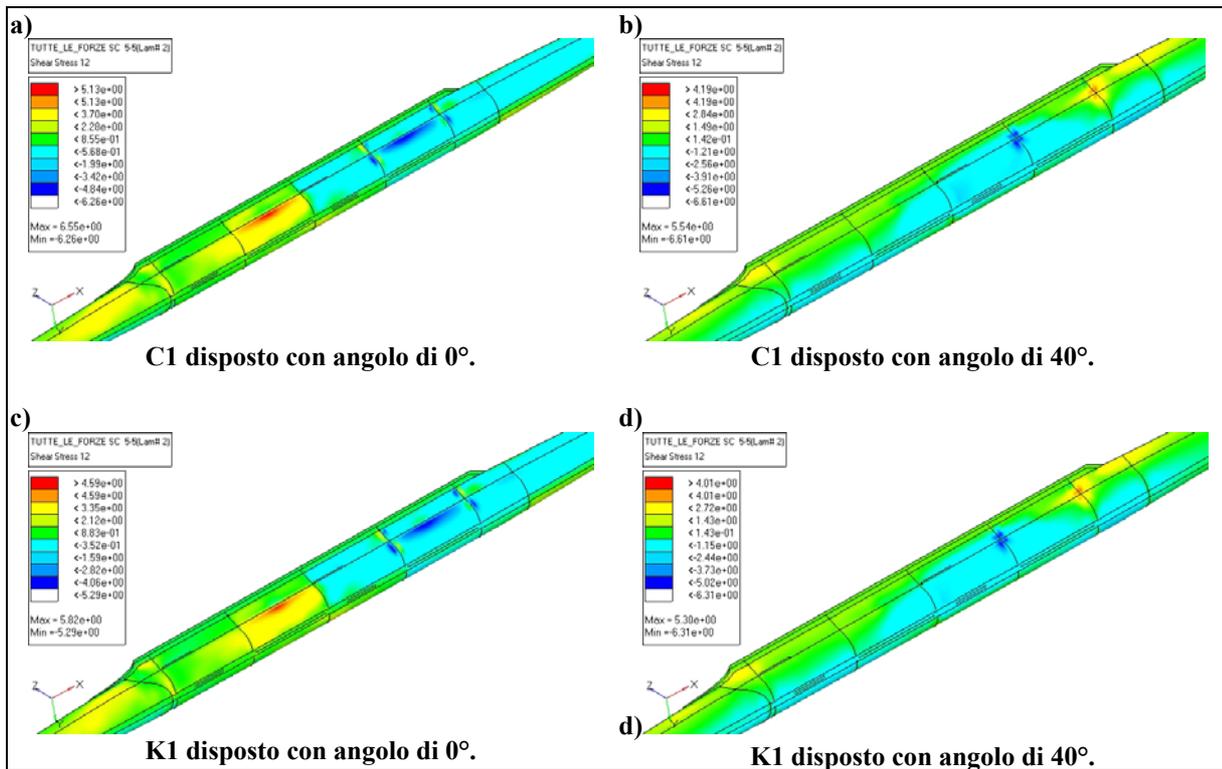


Figura 6.19 – Mappa delle tensioni tangenziali del ply considerato. I massimi in colore rosso ed i minimi in blu.

In tabella Tabella 6.12 sono indicati gli spostamenti massimi della prua: con le condizioni di carico applicate, non vi sono evidenti differenze tra i valori (a causa dei bassi carichi applicati).

Tabella 6.12 – Spostamenti massimi della prua in funzione delle diverse lamine.

	C1 a 0°	C1 a 40°	K1 a 0°	K1 a 40°
Massimo spostamento y	3.68 mm	3.75 mm	3.79 mm	3.81 mm
Massimo spostamento z	11.1 mm	12.1 mm	11.8 mm	12.2 mm

Le distribuzioni di spostamento risultano molto simili e risultati poco migliori si ottengono, in ogni caso, con il tessuto di carbonio disposto a 0° rispetto l'asse dello scafo.

Per quanto riguarda invece le tensioni sullo scafo si riscontrano alcune differenze: il carbonio esercita un'importante azione di sostegno con presenza di gradienti di tensione maggiori rispetto al kevlar. Questo materiale possedendo un modulo elastico inferiore (112MPa anziché 356MPa in Tabella 6.3), distribuisce di più le tensioni facendo partecipare maggiormente le lamine adiacenti.

La distribuzione sembra inoltre influenzata più dall'orientazione delle fibre piuttosto che dal materiale. La configurazione asimmetrica del carico sollecita di più gli strati disposti a 0°, soprattutto in direzione 2 del laminato cioè perpendicolare all'asse dello scafo. Valori più bassi di tensione in modulo si ottengono con la lamina in Kevlar orientata a 40°, interessando pure volumi inferiori.

Tabella 6.13 – Valori massimi e minimi di tensione normale e tangenziale sul ply oggetto di studio. Nelle Figure 6.40, 6.41, 6.42 i massimi sono visualizzati in colore rosso, i minimi in blu.

Tensione [MPa]	C1 – 0°	C1 – 40°	K1 – 0°	K1 – 40°
normale 1 (massima)	47.6	38.2	15.8	13.8
normale 1 (minima)	-56.4	-49.9	-30.4	-21.4
normale 2 (massima)	66.7	42.7	23.3	15.3
normale 2 (minima)	-80.7	-57.5	-28.9	-20.6
tangenziale (massima)	5.13	4.19	4.59	4.01
tangenziale (minima)	-6.26	-6.61	-5.29	-6.31

Invece la tensione tangenziale sul ply immediatamente successivo al kevlar a 40° (l'honeycomb) risulta invece la maggiore delle tre (Tabella 6.14).

Tabella 6.14 – Valori di tensione tangenziale sull'honeycomb.

	C1 – 0°	C1 – 40°	K1 – 0°	K1 – 40°
Tensione tangenziale [MPa]	3.26	3.54	3.45	3.60

6.5 Conclusioni

Le condizioni di carico, i materiali e le geometrie sono tutti dati noti. Le forze di carico derivano da una selezione di dati acquisiti in acqua in condizioni reali di esercizio e con diversi equipaggi. Le geometrie e i materiali sono quelli realmente impiegati dal cantiere Filippi Lido Srl.

Il metodo di calcolo dell'*Inertia Relief* si è rivelato di facile e immediata applicazione, e non è stato necessario ideare stratagemmi per vincolare il modello; anzi la parte più complessa dell'analisi è stata la fase di modellazione dell'imbarcazione, proprio per assemblare e cucire tutte le superfici del modello in modo che non ci fossero eventuali sconessioni tra gli elementi.

La continuità della geometria è stata verificata con l'applicazione di carichi simmetrici (nel primo test sulla barca 2x) che hanno prodotto deformate e stati di tensione simmetrici.

La successiva analisi su 2- ha permesso di confrontare la rigidità dello scafo cambiando una sola lamina sia in materiale che orientazione delle fibre, e la distribuzione delle tensioni sempre sulla stessa lamina.

I risultati riportati nelle Figure 6.16, 6.17, 6.18, 6.19, sono un esempio delle potenzialità del metodo e dell'approccio adottato. Le fibre di carbonio a differenza di quelle in kevlar, forniscono una rigidità di poco maggiore.

La scelta di usare fibre in carbonio piuttosto che il kevlar, o di orientare le fibre a 0° piuttosto che a 40°, non sembrano portare sostanziali differenze nella rigidità complessiva dello scafo, come invece avviene dal punto di vista delle tensioni.

VERIFICA SPERIMENTALE DELLA RESISTENZA A FATICA DI SCALMIERE IN ALLUMINIO SALDATO

7.1 Introduzione

Con i profili di forza a disposizione è stato possibile eseguire delle prove a fatica su bracci in alluminio saldati, impiegati dall'azienda Filippi Lido Srl come scalmiere. Tali prove derivano da uno studio per la realizzazione di scalmiere di nuova concezione, per cui l'azienda ha chiesto di verificare che questi componenti rispettassero una durata prevista.

Vengono montati trasversalmente sui bordi dell'imbarcazione e, oltre a supportare i remi e la spinta pulsante della pala, hanno la stessa funzione dei braccioli cioè fungono da irrigidimento trasversale dello scafo.

Le modalità di prova sono state scelte sulla base di misurazioni di forza fatte in condizioni reali di utilizzo, ed è stata studiata inoltre un'attrezzatura di fissaggio dei bracci su banco prova, in modo da riprodurre la rigidità dell'imbarcazione e la reale ripartizione dei carichi, soprattutto nella zona in cui si sono verificate le rotture.

I bracci oggetto di studio hanno la geometria simile ad un'ala di sezione ellittica, e sono costruiti per giunzione di tubolari in alluminio deformati a freddo.

Il fissaggio all'imbarcazione avviene con bulloni per mezzo di due flange in alluminio saldate al tubolare centrale. L'alluminio utilizzato è di tipo 6082 trattato T4.

In Figura 7.1 ne è mostrata l'applicazione su un singolo di coppia; le estremità sono ulteriormente irrigidite da tubolari cilindrici (detti comunemente *5° bracci*) fissati verso prua e nella parte superiore della forcola.

Per definire le modalità di svolgimento dei test e i carichi di prova si è proceduto con l'analisi di dati precedentemente acquisiti in acqua a regime di gara [Bettinelli 08], e successivamente con lo studio di un attrezzatura di fissaggio dei bracci su un banco prova in acciaio.



Figura 7.1 – Esempio di imbarcazione singolo di coppia con braccio ad ala in alluminio.

A tale scopo si cercato di riprodurre più fedelmente possibile su banco le reali condizioni di utilizzo dei bracci, sia per quanto riguarda l'applicazione di carichi reali, che per il sistema di vincolo e la distribuzione delle tensioni nel materiale.

I dati di forza che sono stati utilizzati per impostare le condizioni di prova, sono relativi ad una sessione di allenamento di atleti professionisti su un'imbarcazione di coppia a due rematori. Il sistema di acquisizione ha registrato tutte le grandezze nei punti di lavoro del vogatore, ovvero: le forze applicate all'estremità del braccio, la forza applicata alla pedana del puntapiedi, la forza perpendicolare al seggiolino, le posizioni angolari del remo e quella del seggiolino. Tutti i sensori sono stati tarati a montaggio avvenuto: i sensori di forza sono stati calibrati con una cella di carico HBM® (fondo scala di 2kN) nella direzione longitudinale dello scafo secondo il moto dell'imbarcazione.

In Figura 7.2 è riportato l'andamento delle grandezze di forza e rotazione del remo destro del vogatore di poppa durante la fase di partenza (i dati del remo sinistro e dell'altro componente dell'equipaggio non risultano significativamente diversi).

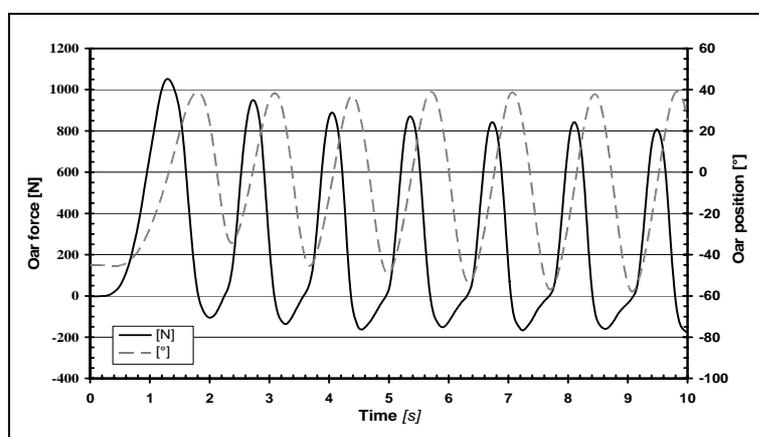


Figura 7.2 – Esempio di andamento temporale delle grandezze caratteristiche del remo.

La frequenza di campionamento in acqua è stata di 100Hz; i dati sono stati registrati su file e suddivisi per *run* da 2000m ciascuno.

7.2 Prove sperimentali

7.2.1 Studio dell'attrezzatura

Le acquisizioni fatte in acqua sono state indispensabili per definire i carichi e i tempi di esecuzione della prova. È stato tuttavia necessario studiare quale fosse l'influenza dello scafo sulla distribuzione delle tensioni sui bracci, soprattutto nel caso asimmetrico delle imbarcazioni di punta. Per meglio comprendere le reali condizioni di impiego, si fa presente che i bracci sono fissati sui bordi dello scafo costruiti interamente in materiale composito (*sandwich*); le *skins* del fasciame sono realizzate per sovrapposizione di tessuti in fibra di carbonio e kevlar (0° - 90°), mentre l'anima è costituita da un *honeycomb* in poliuretano.

I bordi (o parpelle) su cui vengono fissati i bracci sono realizzati dal prolungamenti delle *skins* sostituendo l'anima *honeycomb* con lamine di poliuretano espanso (Figura 6.3 Capitolo 6). Lo spessore al bordo risulta in media di 5-6 mm e le fibre del materiale sono localmente disposte nella direzione longitudinale e trasversale.

Per aumentare ulteriormente la rigidità trasversale e a torsione della barca, vengono normalmente disposte all'interno dello scafo un certo numero di paratie (dette "braccioli") realizzate interamente in materiale composito. Nel caso di imbarcazioni con bracci ad ala il numero di braccioli è inferiore soprattutto in prossimità dei bracci, in modo tale che siano gli stessi bracci a fungere da irrigidimenti e di conseguenza diminuire il peso complessivo della barca.

Per procedere con lo studio si è considerata in prima analisi la sola azione di spinta del remo nella direzione di moto della barca, trascurando le componenti verticali rispetto la superficie dell'acqua e le sollecitazioni di torsione indotte dal 5° tubo. L'effetto di tale azione può essere schematizzato come in Figura 7.3.

Per riprodurre su banco la cedevolezza della parpella nel punto in cui sono montati i bracci si è pensato di adottare dei profilati alleggeriti in acciaio con sezione a "C". In Figura 7.4 si riporta lo schema dell'attrezzatura per le prove sui bracci di punta.

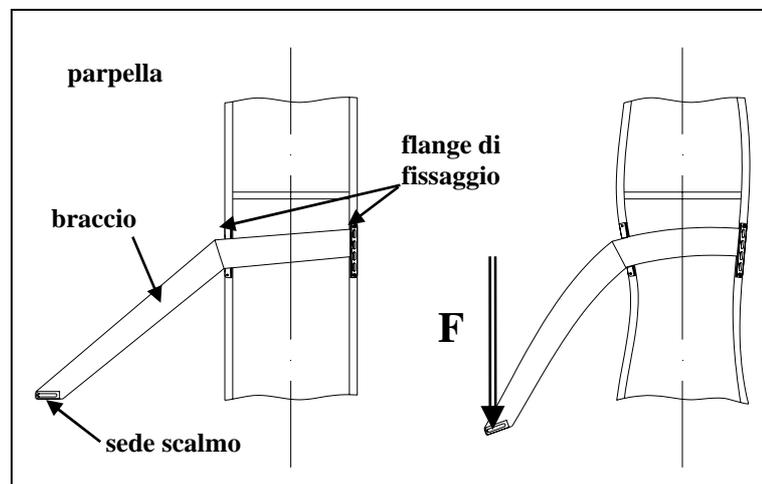


Figura 7.3 – Schema della deformata del bordo nel piano di spinta sotto l'azione della spinta del remo.

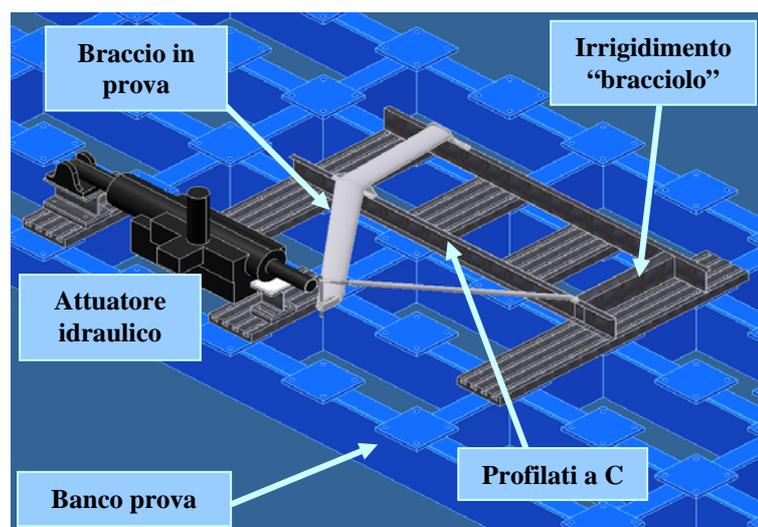


Figura 7.4 – Layout dell'attrezzatura per prove meccaniche su bracci ad ala (caso braccio di punta).

I profilati in acciaio sono stati fissati a banco tramite bulloni ed è stato aggiunto un tubolare trasversale per riprodurre l'effetto di un bracciolo realmente presente in corrispondenza dell'attacco del 5° tubo. Il braccio viene fissato come sulla barca ed è sollecitato orizzontalmente da un attuatore servocomandato con carichi ciclici definiti sulla base dei dati acquisiti in acqua.

È stata fatta un'analisi preliminare per ricavare le dimensioni del profilato più adatte a riprodurre il reale sistema di vincolo dei bracci. A differenza delle barche con bracci tradizionali (in cui i punti di fissaggio sono sul fianco e all'esterno dello scafo in corrispondenza delle paratie), in questo tipo di imbarcazioni la forza propulsiva del remo viene trasmessa unicamente tramite i bordi. È stata trascurata in questa fase preliminare l'influenza del fasciame sottostante la parpella.

Si è deciso di utilizzare un profilato di sezione a "C" di spessore 2mm, altezza 100mm e ali di larghezza 25mm. È stato necessario effettuare delle prove estensimetriche per confrontare le deformazioni indotte da un carico noto, prima su un braccio montato su un'imbarcazione e poi sull'attrezzatura del banco.

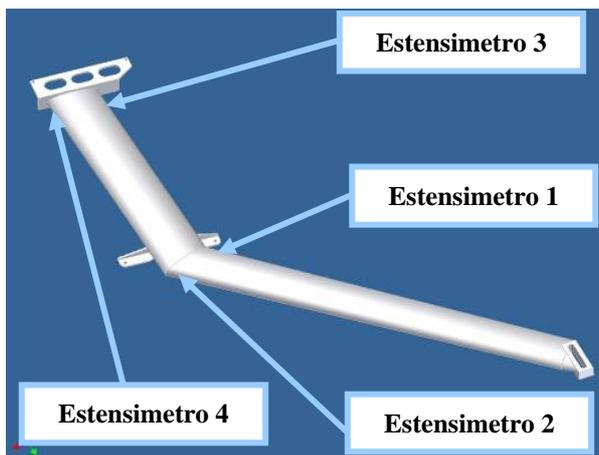


Figura 7.5 – Schema della disposizione degli estensimetri.



Figura 7.6 – Braccio estensimetrato.



Figura 7.7 – Particolare della cella di carico.

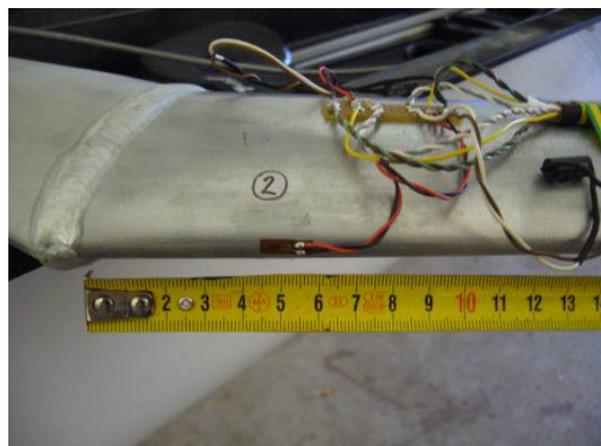


Figura 7.8 – Particolare dell'estensimetro n°2 (sollecitato a trazione durante le prove).

A tale scopo sono stati incollati quattro estensimetri in posizioni diametralmente opposte (schema di Figura 7.5) e secondo il piano di carico sopra menzionato. Due estensimetri a 60mm dalla giunzione saldata dei due tubolari (Figura 7.8), e altri due a 25mm dalla flangia di attacco opposta allo scalmò.

Nelle Figure 7.6 e 7.7 è mostrata l'attrezzatura utilizzata nelle prove per caricare l'estremità della scalmiera e riprodurre la spinta propulsiva della pala. Il carico è stato progressivamente applicato tramite una cella di carico HBM® (fondo scala di 2kN) in direzione orizzontale e parallela allo scafo.

I dati di deformazione sono stati registrati con lo Spider8 HBM® e riportati su un grafico (Figura 7.9).

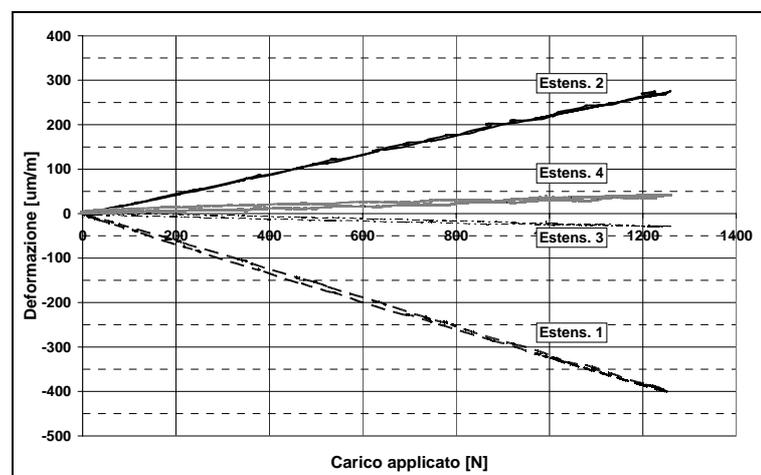


Figura 7.9 – Curve delle deformazioni acquisite sulla barca.

Si è proceduto successivamente con un'analisi agli elementi finiti del modello solido del braccio sull'attrezzatura, allo scopo di ottimizzare le geometrie del profilato e confrontare le deformazioni calcolate con quelle acquisite sulla barca. Nelle Figure 7.10 e 7.11 è riportata la mappa e l'andamento delle deformazioni normali sul lato teso del tubolare centrale. Nella simulazione il braccio è stato posizionato solidale all'attrezzatura, mentre il 5° tubo incernierato alle estremità e i profilati vincolati alla base.

La simulazione ha fornito deformazioni in corrispondenza degli estensimetri molto inferiori a quelle riscontrate con le acquisizioni sulla barca, (circa 150 µm/m contro i 260 µm/m, con 1200N applicati all'estremità), per cui il sistema di fissaggio risulta essere più cedevole del previsto come se la maggior parte della forza si scaricasse attraverso il 5° tubo.

Il punto più sollecitato è risultato in ogni caso quello in corrispondenza della saldatura della flangia a lato scalmò (Figura 7.11, 346 µm/m.).

Aggiungendo inoltre nel modello dei tubolari trasversali di irrigidimento sul modello dell'attrezzatura il risultato non è cambiato. Si è proceduto quindi con un'acquisizione estensimetrica a banco dello stesso braccio usato sulla barca e con le stesse modalità (completo di 5° tubo); in Figura 7.12 si riportano le deformazioni rilevate e il confronto con quelle acquisite sulla barca.

Variazioni poco sensibili sono state riscontrate nella zona compressa dell'estensimetro 1, mentre in quella tesa dell'estensimetro 4 si è misurata una deformazione maggiore di circa 60

$\mu\text{m/m}$, equivalenti a $60 \cdot 10^{-6} \cdot 71000 = 4 \text{ MPa}$ (71000 MPa è il modulo elastico del materiale del braccio).

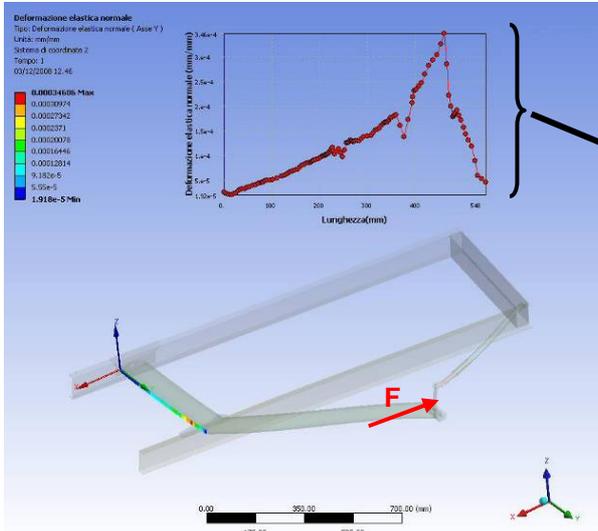


Figura 7.10 – Mappa della deformazione normale sulla superficie del tubolare interno.

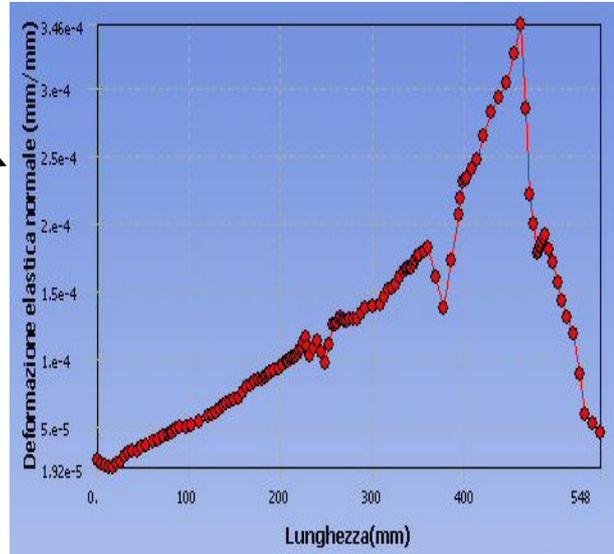


Figura 7.11 – Andamento delle tensioni lungo il tubolare interno.

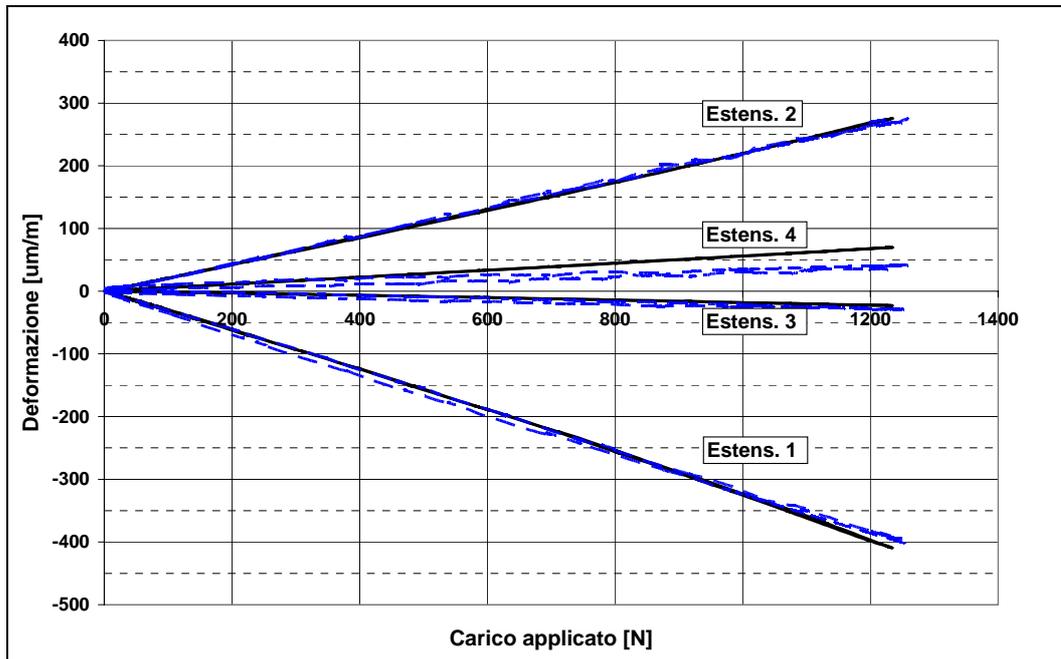


Figura 7.12 – Confronto tra le deformazioni rilevate con la prova sulla barca (linea continua) e quelle su banco (tratteggiata).

La differenza riscontrata tra le misurazioni e i risultati delle simulazioni non può essere quindi attribuita al profilato ma al modello usato per l’analisi FEM. Non è immediato simulare i vincoli di contatto del 5° tubo, che inoltre ha la tendenza ad inflettersi per effetto di uno stato di compressione.

I risultati della simulazione non possono essere considerati attendibili perchè non è corretta l'assunzione di un comportamento lineare del materiale. Sarebbe invece più corretto fare un'analisi FEM di instabilità.

È stata ad ogni modo dimostrata sperimentalmente l'efficacia dell'attrezzatura di riprodurre le reali condizioni di vincolo dei bracci sull'imbarcazione.

7.2.2 Definizione dei carichi di prova

Dall'analisi dei dati acquisiti in acqua sono stati definite le forze applicate dall'attuatore sui perni delle forcole. I dati rilevati rispettano i modelli fisiologici di prestazione riportati in letteratura [FIC 97] e adottati in gara, per cui è possibile suddividere un *run* in tre fasi secondo l'ampiezza e la frequenza della forza applicata dal vogatore.

L'atleta compie in un *run* circa 220-250 colpi; alla partenza il numero di colpi è molto elevato (circa 40 colpi in 40-50 secondi) con sforzo di tipo anaerobico per cui il vogatore applica un carico maggiore rispetto alle fasi successive (di tipo aerobico) e che tende a diminuire progressivamente [FIC 97].

Nella seconda fase (a regime, della durata di 4-5 minuti) la frequenza e l'intensità dello sforzo diminuiscono, mentre nell'ultima fase (serrate finali) il vogatore aumenta nuovamente la frequenza delle palate nel tentativo di aumentare la velocità dell'imbarcazione e di avvantaggiarsi sugli avversari.

Tuttavia l'intensità di forza non è la stessa della prima fase per effetto dell'affaticamento, per cui è possibile considerare un carico circa costante nelle ultime due fasi.

Le prove a fatica sono state eseguite applicando sui perni delle forcole blocchi di carico con rapporto di sollecitazione $R=0$, ciascuno costituito da 5 picchi di cui 1 ad ampiezza superiore del 20% rispetto al carico medio per tenere conto della partenza (Figura 7.13).

Considerando allenamenti in acqua da 6 run ciascuno per 330 giorni all'anno e la garanzia del costruttore di due anni sul componente, risulta che il braccio deve sostenere almeno 990000 cicli (39600 blocchi di carico) ai fini del superamento della prova.

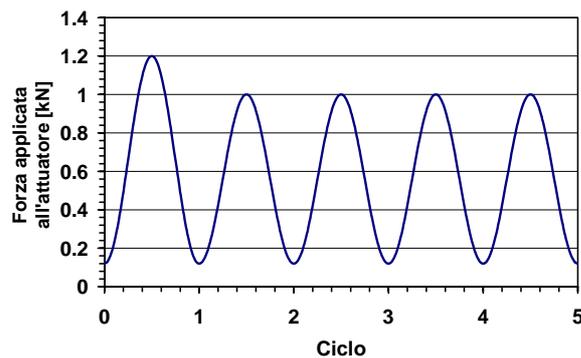


Figura 7.13 – Blocco di carico applicato dall'attuatore.

7.3 Risultati delle prove

L'attrezzatura di prova è stata sviluppata confrontando sperimentalmente le deformazioni su un braccio montato prima su un'imbarcazione e poi sul banco prova. Le analisi FEM hanno confermato solo la posizione dei punti ritenuti più critici per la resistenza del materiale e in corrispondenza dei quali sono state fatte le misure estensimetriche.

Sono stati testati a fatica tre bracci per imbarcazioni di punta e tre di coppia (Figura 7.14), e tutti hanno superato il numero di cicli previsti senza si verificassero segni di cedimento.



Figura 7.14 – Istantanea della prova su un braccio di punta.

In Tabella 7.1 si riportano i cicli a cui sono state interrotte le prove.

Tabella 7.1 – Riassunto dei cicli compiuti nelle prove

Braccio di punta	Cicli
1	1190735
2	1674045
3	1229435
Braccio di coppia	Cicli
1	1047259
2	1267575
3	1250000

VERIFICA DELLA RESISTENZA A FATICA DI SEGGIOLINI IN COMPOSITO

8.1 Introduzione

I dati di forza ottenuti con le prove in acqua hanno consentito di eseguire prove meccaniche a fatica sui seggiolini in composito. Questi sedili sono costituiti da una seduta in materiale composito di fibre di carbonio e vetro, fissata su uno *chassy* che può essere in alluminio o in materiale plastico. Le dimensioni del carrello (e quindi della seduta) sono standard e cambiano con il tipo di imbarcazione; nel presente lavoro si sono studiati seggiolini di larghezza 280mm comunemente impiegati su barche a quattro e a otto rematori.

Sono state provate a fatica due tipi di sedute montate su carrelli in alluminio: due in materiale nuovo e due invecchiati artificialmente in ambiente salino.

I sedili sono stati sottoposti a carichi pulsanti (con rapporto di sollecitazione $R=0.1$) applicati in direzione normale alla seduta e di intensità pari a quella riscontrata in esercizio; la durata obbiettivo è stata fissata pari a 10^6 cicli.

La storia di carico utilizzata nelle prove è stata definita sulla base di misurazioni di forza fatte in acqua con equipaggi professionisti e i carichi al banco sono stati applicati in modo da riprodurre l'azione dell'atleta. In particolare, la forza di spinta applicata dall'attuatore idraulico è stata distribuita sulla superficie della seduta per mezzo di una piastra in acciaio e di un cuscino elastico. Al termine di ogni prova si è accertata l'assenza di danneggiamenti a mezzo di tecniche non distruttive.

Lo studio ha permesso di verificare gli effetti di carichi ciclici su componenti di questo tipo, (progettati principalmente per esigenze di rigidità, design e confort), in termini di formazione di difetti superficiali o delaminazioni tra gli strati di materiale diverso.

Le forme e i materiali impiegati nei componenti delle imbarcazioni da canottaggio hanno subito nel tempo importanti modifiche spinte da esigenze di alleggerimento e riduzioni dei costi, ponendo sempre più attenzione alle prestazioni della barca e al comfort dall'atleta.

Nel caso dei seggiolini il materiale principe, usato tuttora da certe case produttrici, è il legno (spesso sotto forma di laminato) perchè combina resistenza, leggerezza, durata ed estetica.

Tale materiale tuttavia comporta raffinate lavorazioni di fresatura e successiva lucidatura delle superfici. L'avvento dei materiali compositi ha consentito ridurre il peso di tutti i componenti dell'imbarcazione (dal 60% all'80% a parità di rigidità rispetto ai materiali tradizionali), ma soprattutto i tempi di fabbricazione. Infatti una volta realizzato lo stampo risulta molto agevole dare al materiale composito la forma desiderata prima dell'essiccazione della resina.

All'inizio la scelta di fabbricare i seggiolini con questi materiali innovativi ha portato alla realizzazione di geometrie cave all'interno (del tipo scatolato), costruendo i sedili in due gusci incollati lungo il perimetro: quello superiore sagomato come gli originari in legno, e quello inferiore piano per consentire il fissaggio su un carrello standard.

Successivamente l'interesse di sfruttare al meglio le potenzialità del materiale, di ridurre la quantità ma soprattutto di semplificare ulteriormente il processo produttivo, ha condotto allo studio di sedute in laminato di fibre miste carbonio-vetro a sezione aperta anziché chiusa, irrigidita con nervature nei punti di fissaggio e di maggiore sollecitazione.

È importante sottolineare che in questo ambito il comfort è un requisito essenziale per l'atleta, per cui l'obiettivo della progettazione è stato quello di trovare il migliore compromesso tra un corretto utilizzo dei materiali compositi impiegati e la rigidità complessiva (piuttosto che alla resistenza).

Nelle Figure 8.1 e 8.2 sono riportate le viste di un seggiolino oggetto di studio nel presente lavoro; nella vista inferiore è visibile la nervatura che segue il bordo e realizzata in materiale sandwich, ovvero *pell*i a strati di tessuto di carbonio e vetro e *core* in espanso polivinilico; sulla nervatura ai lati è fissato il carrello con viti autofilettanti.



Figura 8.1 – Seduta lato superiore.



Figura 8.2 – Seduta lato inferiore.

I carrelli (o *chassy*) possono essere in alluminio o materiale plastico; la scelta per l'utente è motivata principalmente da ragioni costo. I carrelli in alluminio sono tuttavia più scorrevoli ma hanno l'inconveniente di pesare di più, mentre quelli in plastica hanno il vantaggio di consentire corse maggiori grazie ad un'ulteriore guida di scorrimento alloggiata tra la seduta e lo *chassy*.

I seggiolini sono prodotti con forme e dimensioni standard in base al tipo di imbarcazione su cui vengono montati: vi sono sedili di larghezza 170mm per impieghi su barche singole, larghezza 240mm per doppi e 280mm per imbarcazioni a quattro e a otto rematori.

In questo studio sono stati scelti per le prove sedili per imbarcazioni da quattro/otto rematori, con carrello in alluminio. Il peso di queste sedute è di circa 0.290 kg (0.266 kg solo per uno *chassy* in alluminio).

8.2 Prove sperimentali

8.2.1 Materiale testato ed attrezzatura

Sono stati provati al banco quattro sedili, di cui due trattati dall'azienda in ambiente salino con l'obiettivo di valutare anche l'effetto di ambienti altamente salini (acqua di mare) e studiarne l'eventuale cambiamento della resistenza a fatica.

Il trattamento, eseguito direttamente dal produttore, è consistito nell'immergere le sedute in acqua salata con il 7% di NaCl in peso, alla temperatura di 50°C, lasciando i seggiolini a bagno per 30 giorni. Successivamente le sedute sono state lavate e asciugate a temperatura ambiente. Il trattamento non è stato applicato seguendo una precisa normativa di riferimento, ma in base ad un protocollo consolidato interno all'azienda.

I seggiolini sono stati posizionati uno ad uno su un banco prove per mezzo di un'attrezzatura appositamente realizzata in modo da riprodurre le condizioni di utilizzo sulle imbarcazioni. A tale scopo sono state fissate le rotaie in alluminio di scorrimento dei carrelli (ovvero, quelle solitamente impiegate sulle imbarcazioni), su due profilati in acciaio a "C" imbullonati al banco (Figura 8.7).



Figura 8.6 - Prova di fatica in corso

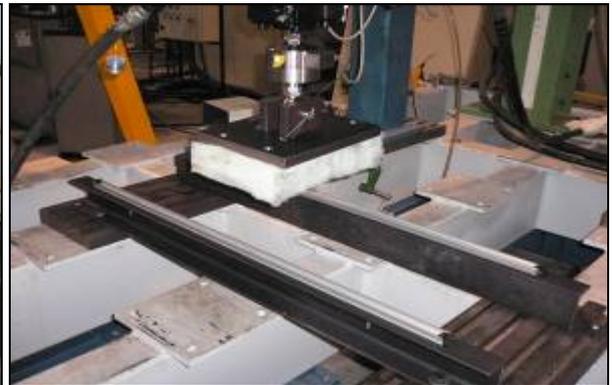


Figura 8.7 – Particolare delle guide di supporto e cuscino di carico.



Figura 8.8 – Prova su un seggiolino.

Sopra ai seggiolini è stato disposto un attore idraulico mantenuto in posizione verticale con una struttura a portale; la forza verticale di spinta è stata applicata alla seduta per mezzo di una piastra in acciaio di larghezza pari a quella del sedile.

Per distribuire il carico nel modo più uniforme possibile è stato interposto tra la piastra e il seggiolino un cuscino di materiale in fibra di poliestere, dello spessore di circa 100 mm (Figure 8.6 e 8.8).

Questo materiale è usualmente impiegato nei pannelli fonoassorbenti, ed è formato dalla sovrapposizione di sottili strati di "tessuto-non tessuto" in poliestere tra loro termolegati. L'effetto è quello di rendere il cuscino elastico e con coefficiente di Poisson circa nullo.

8.2.2 Definizione dei carichi di prova

La scelta dei carichi di prova derivano dall'analisi di dati precedentemente acquisiti in acqua su un'imbarcazione a due rematori (2x senior) per mezzo di trasduttori a lamina appositamente realizzati per questo tipo di misura ([Bettinelli 08] [Bettinelli 09], [Susmel 10]), e del sistema di acquisizione trattato nel Capitolo 3 e Appendice 4.

Nella stessa campagna di misure erano state inoltre misurate tutte le grandezze meccaniche di ogni punto di lavoro del vogatore, tra cui le forze agli scalmi, le forze sulle pedane, gli spostamenti dei seggiolini e le rotazioni dei remi [Susmel 10].

Il sensore usato per misurare il peso sul carrello è costituito da una lamina estensimetrica interposta tra la seduta e lo *chassy* (Figura 8.3). La misura di forza avviene indirettamente rilevando la deformazione normale in mezzzeria della seduta. Il sistema deve quindi essere tarato applicando una serie di pesi noti e registrando la costante di taratura.

Nelle Figure 8.3 e 8.4 si mostrano alcuni il set-up e la calibrazione del sensore prima dell'esecuzione delle prove in acqua. I dati sono stati successivamente acquisiti con frequenza di campionamento di 100Hz e filtrati a 20Hz, durante un *run* di 2000m di lunghezza in una sessione allenamento.

In Figura 8.5 si riportano gli andamenti della forza agente sul sedile e di spostamento del remo nell'arco di un ciclo di vogata della durata di circa 4.5 secondi.



Figura 8.3 – Sensore di forza installato sul lato inferiore del sedile (carrello in alluminio).



Figura 8.4 – Taratura del sensore di forza del seggiolino.

La curva di posizione del remo (in gradi) riportata nel grafico è utile per individuare le varie fasi della vogata relativamente alla curva di carico: in posizione di attacco gli angoli dei remi assumono valori minimi e negativi (remi verso prua), mentre valori crescenti individuano la fase di passata in acqua fino al raggiungimento della posizione detta "finale". Valori di 0° corrispondono alla posizione dei remi perpendicolare allo scafo.

Dall'analisi statistica di tutte le acquisizioni eseguite si è osservato come il valore massimo di forza raggiunto risultasse di circa 1400 N (Capitolo 5, Figura 5.18), con atleta di circa 75 kg di peso corporeo. Visto che un atleta *senior* può arrivare a pesare anche 90 kg, si è deciso di applicare nelle prove di laboratorio un carico verticale pulsante con ampiezza massima di 1600 N e andamento sinusoidale. In accordo con l'andamento della forza osservato sperimentalmente, il rapporto di sollecitazione, $R = F_{\min}/F_{\max}$, è stato fissato pari a 0.1, e il carico è stato applicato con una frequenza massima di 4 Hz.

La durata obiettivo è stata fissata in 10^6 cicli di carico senza rotture nel materiale. Questo valore è stato calcolato considerando una garanzia del costruttore di due anni e allenamenti degli atleti in acqua di 6 run a regime di gara da 250 colpi ciascuno per 330 giorni all'anno.

Da qui la necessità per l'azienda committente che il seggiolino presenti una durabilità a fatica di almeno 990000 cicli (ovvero, colpi).

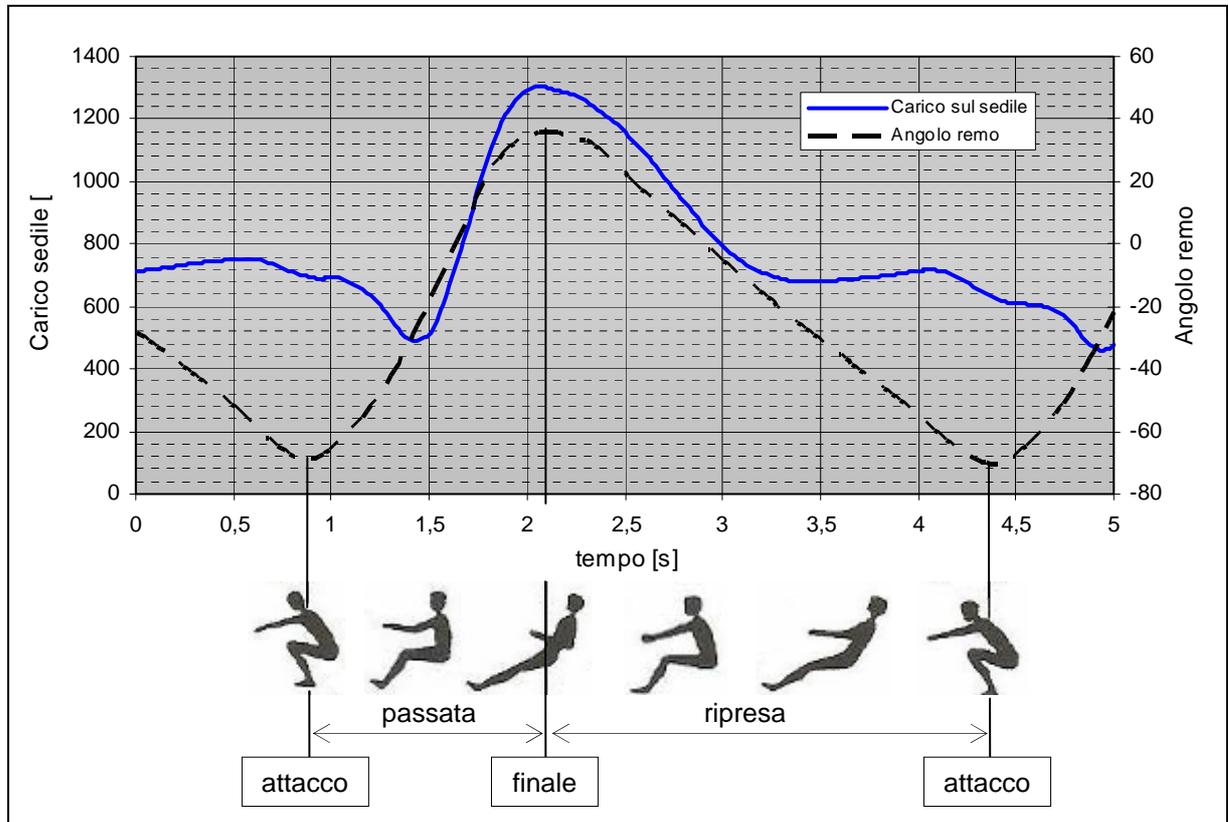


Figura 8.5 – Andamento nel tempo del carico applicato dal vogatore sul seggiolino.

8.3 Risultati delle prove

Al termine di ognuna delle quattro prove non si sono verificati segni di cedimento nel composito; il cuscino non ha subito deformazioni o lacerazioni sulla superficie di contatto, e lo stesso *chassy* in alluminio impiegato in tutte le prove non ha subito danneggiamenti di alcun genere.

In tabella 1 sono riassunte le durate in cicli di ogni prova. L'ultima su un invecchiato è stata condotta per circa 250000 cicli in più rispetto alle precedenti.

È importante sottolineare come al termine di quest'ultima prova si sia riscontrata la presenza di un cricca superficiale di lunghezza di circa 4 mm, posizionata, sul lato inferiore e in prossimità di una piccola soffiatura della matrice, in mezzeria della nervatura di irrigidimento (Figura 8.9).

Tabella 8.1 – Durata delle prove in cicli senza rottura

Seggiolino	Cicli eseguiti
1 nuovo	1082200
2 nuovo	1005990
3 invecchiato	1022100
4 invecchiato	1296440



Figura 8.9 – Posizione del difetto superficiale riscontrato.

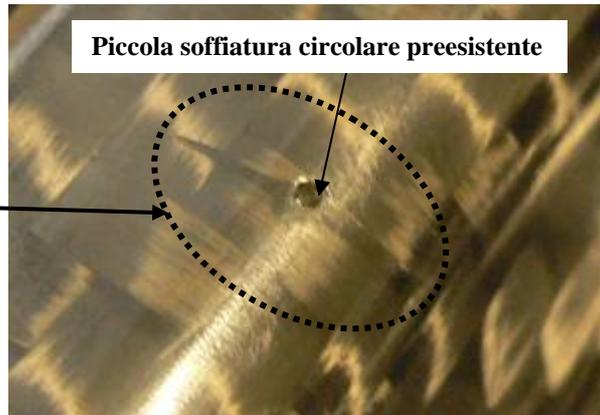


Figura 8.10 – Particolare della difetto.

Da una accurata analisi ottica della superficie di rottura, si è riscontrato come tale cricca sia innescata da un difetto superficiale e la sua propagazione ha coinvolto solo in superficie la vernice epossidica (provocando una fessura nella direzione trasversale alla nervatura). Non si sono verificate comunque delaminazioni o rottura delle fibre sottostanti.

La prova ai liquidi penetranti ha messo in risalto le dimensioni del difetto (Figura 9.11): appare evidente la piccola soffiatura di forma circolare al centro della marcatura.

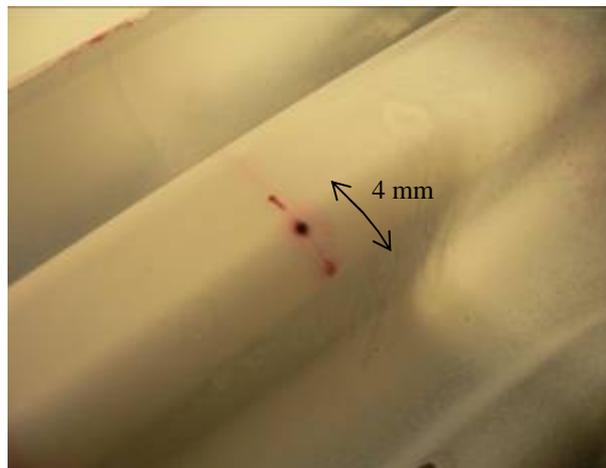


Figura 8.5 – Cricca sottoposta a trattamento con liquidi penetranti.

Tutti i seggiolini provati presso i laboratori dell'Università di Ferrara hanno superato la prova di durata definita in base ai profili di carico applicati in esercizio da atleti professionisti. Durante tali test a secco non si sono verificate rotture importanti né nel materiale, né sulle sedute, né, tanto meno, sullo *chassy* in alluminio usato in tutte le prove.

Il trattamento in ambiente salino applicato dall'azienda committente non ha comportato nessuna riduzione evidente della resistenza a fatica dei seggiolini testati. In particolare, solo una seduta ha presentato al termine della prova una cricca in mezzzeria della nervatura inferiore innescata da quello che si è ritenuto essere un difetto di fabbricazione. Per ogni seggiolino la rigidità è rimasta invariata durante tutto il tempo della prova, per un numero di cicli molto superiore a quello richiesto.

CONSIDERAZIONI FINALI

Il sistema di acquisizione sviluppato si è rivelato un ottimo strumento utilizzabile su tutti i tipi di imbarcazione. La flessibilità del sistema di misura ha eliminato la necessità di dover modificare il setup delle postazioni, calibrate in funzione di ogni singolo atleta.

I sensori di tipo universale si sono dimostrati di facile montaggio ed utilizzo e il sistema di acquisizione, una volta messo a punto, si è dimostrato adatto a rilevare tutte le grandezze necessarie alle successive analisi sperimentali e numeriche dei componenti e degli scafi, rendendo il sistema utile alla progettazione.

Data la tipologia dei sensori di forza e della centralina di acquisizione, è importante sottolineare che è possibile adattare il sistema con estrema facilità alla misura di deformazioni con estensimetri in qualsiasi punto dell'imbarcazione, rendendolo così un valido strumento non solo di progettazione ma anche di verifica strutturale. È inoltre possibile aggiungere nuovi sensori o disporli in modo differente per acquisire ulteriori grandezze (con l'unico limite del massimo numero di canali disponibili).

L'acquisizione delle grandezze di forza e spostamento dei punti di lavoro degli atleti ha permesso inoltre di valutare e confrontare le tecniche di vogata degli atleti, e ad implementare nuove metodologie di analisi dell'efficienza.

Se correttamente interpretati in base alle caratteristiche atletiche e fisiche degli equipaggi, i dati potrebbero essere utilizzati per l'ottimizzazione degli allenamenti o per modificare le tecniche degli atleti al fine di massimizzarne l'efficienza in acqua

Sono stati fatti diversi test in acqua in collaborazione con squadre professioniste e amatoriali, e le analisi delle informazioni ottenute hanno permesso di studiare una procedura di analisi strutturale degli scafi, e di effettuare prove sperimentali su alcuni componenti della barca.

Note infatti le condizioni di carico, i materiali e le geometrie delle barche, è stato possibile confrontare le rigidità di quattro modelli di scafo di imbarcazioni a due rematori, costruite dal Cantiere Navale *Filippi Lido Srl*, e realizzate con diverse stratificazioni dei laminati compositi della carena.

In questa fase il metodo di calcolo dell'*Inertia Relief*, indicato per la simulazione numerica di corpi non vincolati, si è rivelato di facile applicazione. La parte più onerosa dell'analisi è stata infatti la modellazione tridimensionale ed il successivo assemblaggio delle varie parti del modello e, grazie al metodo, non è stato necessario ideare particolari condizioni di vincolo per riprodurre il più fedelmente possibile le reali condizioni di esercizio.

Con una prima simulazione è stato verificato il modello di imbarcazione "di coppia" realizzata con materiali simmetrici rispetto alla sezione longitudinale: l'applicazione di carichi equilibrati ha prodotto deformate e stati di tensione simmetrici, fornendo prove della corretta esecuzione ed assemblaggio delle superfici tridimensionali.

Sullo stesso modello ma in configurazione “di punta”, le successive analisi hanno permesso di confrontare le rigidità cambiando una sola lamina della carena alla volta, sia come materiale che come orientazione delle fibre.

È stato possibile ottimizzare di conseguenza la procedura di indagine, combinando le condizioni di carico ricavate dalle precedenti misure con diverse soluzioni costruttive.

Come richiesto dall'azienda *Filippi Lido Srl*, l'attrezzatura ed il metodo di indagine sviluppato potrà essere utilizzato direttamente da essa come strumento di progettazione e verifica di nuove imbarcazioni, potendo così ottimizzare le proprie barche e soddisfare al meglio le richieste delle squadre di canottaggio committenti.

Le acquisizioni hanno fornito inoltre utili informazioni sull'andamento delle forze in esercizio su alcuni componenti critici della barca, quali scalmiere e seggiolini. I dati sono stati utilizzati per eseguire prove sperimentali a fatica su alcuni di questi componenti di nuova concezione sviluppati dall'azienda. I risultati delle prove hanno permesso di confermare all'azienda le durate di esercizio richieste senza rotture nei materiali.

BIBLIOGRAFIA

- [Affeld 93] Affeld, K., Schichl, Ziemann, A., *Assessment of rowing efficiency*. Int. J. Sports Med. 14 (suppl 1): S39-S41, 1993.
- [Agrawal 88] H. N. Agrawal, S. G. Kelkar, N. J. Primula, R. A. Shipman, *Static Analysis Using the Inertia Relief Technique to Evaluate a Hood Structure for Slam/Drop Loads*, MSC/NASTRAN User's Conference, Pasadena (California), March 21-25 1988.
- [Alexander 25] Alexander, F. H., *The theory of rowing*. In Proceedings of the University of Durham Philosophical Society 1925;160-179.
- [Asami 81] Asami, T., Adachi, N., Yamamoto, K., *Biomechanical analysis of rowing performances*. In: Morecki, A., Kazimierz, F., Krzystof, K., Wit, A. (Eds.), *Biomechanics VII-B*. University Park Press, Baltimore (1981), pp. 442-446.
- [Atkinson 04] Atkinson, W., *Rowing computer research*. 1st February 2005. <http://www.atkinsopht.com/row/rowrpage.htm>.
- [Baudouin 04] Baudouin A., Hawkins D., *Investigation of biomechanical factors affecting rowing performance*. Journal of Biomechanics 2004; 37:969-976.
- [Bettinelli 08] S. Bettinelli, A. Placido, L. Susmel, R. Tovo, *Analisi delle prestazioni di imbarcazioni da canottaggio e indici di efficienza*. Convegno AIAS 2008, Roma.
- [Bettinelli 09] Bettinelli S., Placido A., Susmel L., Tovo R., *Verifica sperimentale della resistenza a fatica di bracci in alluminio saldato per imbarcazioni da canottaggio*. In: Proceedings of IGF Workshop on "Fatigue of Welded Structures". Edited by B. Atzori and L. Susmel, Forni di Sopra (UD), Italy, 9/10 March 2009.
- [Boyas 06] Boyas S., Nordez A., Cornu C., Guével A., *Power Responses of a Rower Ergometer Mechanical Sensors vs. Concept2 Measurement System*. Int J Sports Med 2006; 27:830-833.

- [Brearly 96] Brearley, M. N., De Mestre, N. J.; *Modelling the rowing stroke and increasing its efficiency*. In: Proceedings of the 3rd conference on maths and computer in sport 1996, Bound University, Robina, Queensland, Australia; 35-46.
- [Brearly 98] Brearley, M. N., De Mestre, N. J., *The effect of oar flexing on rowing performances*. In: Proceedings of the 4th conference on maths and computer in sport 1998, Bound University, Robina, Queensland, Australia; 21-32.
- [Brearly 00] M. N. Brearly and N. J. de Mestre., *Improving the efficiency of racing shell oars*. Mathematical Gazette 2000; 84:405-414.
- [Caplan 07] N. Caplan and T. N. Gardner. *A fluid dynamic investigation of the Big Blade and Macon oar blade designs in rowing propulsion*. J. Sports Science 2007; 25:643-650
- [Caplan 07_b] N. Caplan and T. N. Gardner. *Optimization of oar blade design for improved performance in rowing*. J. Sports Science 2007; 25:1471-1478
- [Cabrera 06] Cabrera, D., Ruina, A., Kleshnev, V., *A simple 1⁺ dimensional model of rowing mimics observed forces and motions*. Human Movement Science 2006; 25:192-220.
- [Celentano 74] Celentano F., G. Cortili, P. E. Di Prampero and P. Cerretelli, *Mechanical aspects of rowing*, J. Appl. Physiol. (1974), 36, 642-647.
- [Coen 03] Coen B., Urhausen A., Kindermann W., *Sport specific performance diagnosis in rowing: an incremental graded exercise test in coxless pairs*. Int J Sports Med 2003; 24:428-432.
- [Di Prampero 71] Di Prampero P. E., G. Cortili, F. Celentano and P. Cerretelli, *Physiological aspects of rowing*, J. Appl. Physiol. (1971), 31, 853-857.
- [Duchesnes 87] C. J. Duchesnes, R. Borres, L. Lewillie, M. Riethmuller, D. Olivari, *New approach for boat motion analysis in rowing*. ISBS '87: V International Symposium on Biomechanics in Sports 1987.
- [FIC 97] Federazione Italiana Canottaggio, Centro Tecnico Nazionale Piediluco, (1997) I fondamenti del canottaggio italiano – Dal “Rudern” al Dott. La Mura.

- [F.I.S.A. 02] The F.I.S.A. Coaching Development Program, *Be a Coach* – Handbook level 1, Chapter 2.0 Basic rowing physiology. 2002
- [F.I.S.A. 09] Fédération Internationale des Sociétés d'Aviron, *FISA Rules of Racing*, 2009 (www.worldrowing.com).
- [Gibson 00] Gibson P. B., Sizmonisz, S. M., Rowland T. W., *Rowing Ergometry for assessment of aerobic fitness in children*. Int J Sports Med 2000; 21:579-582.
- [Hagerman 84] Hagerman F. C., *Applied physiology of rowing*. Sports Medicine 1984; 1:303-326.
- [Hananel 78] A. S. Hananel, E. J. Dent, E. H. Phillips, S. H. Chang, *Static and Dynamic Analyses of the LSES Hull Structure*, Journal of Ship Research, Vol.22, No. 2, June 1978, pp. 110-122.
- [Hawkins 99] D. Hawkins, *A new instrumentation system for training rowers*, Journal of Biomechanics, (2000) 33, pp. 241-245.
- [Hoffmann 89] Karl Hoffmann, *An Introduction to Measurements using Strain Gages*, Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH (1989), Darmstadt.
- [Kane 08] Kane D. A., Jensen R. L., Williams, S. E., Watts P. B., *Effects of drag factor on physiological aspects of rowing*. Int J Sports Med 2008; 29:390-394.
- [Kleshnev 96] V Kleshnev, *The effects of stroke rate on biomechanical parameters and efficiency of rowing*. In, Abrantes, J.M.C.S. (ed.) XIV International Symposium on Biomechanics in Sports June 25-29 1996, Funchal, Madeira, Portugal. Proceedings, Lisboa, Edicoes FMH, 1996; 321-324. www.biorow.com
- [Kleshnev 99] V Kleshnev, *Propulsive efficiency of rowing*. In, Sanders, R.H. and Gibson, B.J. (eds.), Scientific proceedings : ISBS '99: XVII International Symposium on Biomechanics in Sports 1999, Edith Cowan University, Perth, Western Australia; 224-228. www.biorow.com
- [Lazauskas 97] Lazauskas, L. *A performance prediction model for rowing races*. Internal Report, University of Adelaide 1997. (<http://www.cyberiad.net/rowing.htm>).
- [Lazauskas 98] Lazauskas, L., *Rowing shell drag comparison*. Internal Report, University of Adelaide 1998. (<http://www.cyberiad.net/rowing.htm>).

- [Li 07] Li, C.-F., Ho W.-H., Lin H.-M., *Strength curve characteristics of rowing performance from the water and the land*. Journal of Biomechanics 2007; 40 (S2), S770.
- [Lunghi 04] Lunghi L., *Caratterizzazione di materiali compositi utilizzati nella costruzione di barche olimpiche da canottaggio*. Tesi di laurea (rel. prof. Mollica F.), Università degli Studi di Ferrara, Facoltà di Ingegneria, Corso di laurea in Ingegneria dei Materiali, 2004.
- [MacFarlane 97] MacFarlane, D. J., Edmond, I. M., Walmsley, A. *Instrumentation of an ergometer to monitor the reliability of rowing performance*. Journal of Sports Sciences 1997; 15:167-173.
- [McGregor 04] McGregor, A. H., Bull, A. M. J., Byng-Maddick, R., *A comparison of Rowing Techniques at Different Stroke Rates: A Description of Sequencing, Force Production and Kinematics*. Int J Sports Med 2004; 25:465-470.
- [Macrossan 08] M. N. Macrossan, *The direction of the water force on a rowing blade and its effect on efficiency*. University of Queensland, Mechanical Engineering Report No. 2008/03, April 2008.
- [Messonnier 05] Messonnier L., Aranda-Berthouze S. E., Bourdin M., Bredel Y., Lacour J.-R., *Rowing Performance and estimated training load*. Int J Sports Med 2005; 26:376-382.
- [Milward 87] Milward, A., *A study of the forces exerted by an oarsman and the effect on boat speed*. Journal of Sport Science 1987; 5:93-103.
- [Nozaki 93] Nozaki D., Kawakami Y., Fukunaga T., Miyashita M., *Mechanical efficiency of rowing a single scull*. Scand J Med Sci Sports 1993; 3:251-255.
- [O'Sullivan 03] O'Sullivan, F., O'Sullivan, J., Bull, M. J. A., McGregor, A. H., *Modelling multivariate biomechanical measurements of the spine during a rowing exercise*. Clinical Biomechanics 2003; 18:488-493.
- [Pilgeram 06] Kyle C. Pilgeram, Michael J. Delwiche, *Device for on-the-water measurement of rowing output*. Sports Engineering 2006; 9:165-174.
- [Pope 73] Pope, D. L., *On the dynamics of men and boats and oars*. Mechanics and Sport ASME 1973; 113-130.
- [Redgrave's 92] Redgrave's S.99, *Complete book of Rowing*, Transworld Publishers, 1992

- [Sanderson 86] Sanderson, B., Martindale, W. *Towards optimising rowing technique*. *Medicine and Science in Sports and Exercise* 1986; 18:454-468.
- [Schneider 81] Schneider E., Hauser M., *Biomechanical analysis of performance in rowing*. In: Morecki A., Kazimierz F., Krzystof K., et al, eds. *Biomechanics VII-B* 1981. Baltimore: University Park Press; 430-435.
- [Secher 93] Secher N. H., *Physiological and biomechanical aspects of rowing. Implications for training*. *Sports Medicine* 1993; 15(1):24-42.
- [Seiler 06] Stephen Seiler, *One Hundred and Fifty Years of Rowing Faster*. *Sportscience* 10, 12-45 (sportsci.org/2006/ssrowing.htm).
- [Shimoda 05] Shimoda M., Kawakami Y., *Critical power determination with ergometry rowing: relation to rowing performance*. *International Journal of Sport and Health Science* 2005; 3:21-26.
- [Simeoni 02] Simeoni, R. J., Barret, R., Manning, J. M., *A new model of rowing based on simple physics*. *The Physicist* 2002; 39:190-197.
- [Smith 00] Smith H. K., *Ergometer sprint performance and recovery with variations in training loads in elite rowers*. *Int J Sports Med* 2000; 21:573-578.
- [Steer 06] Steer, R. R., McGregor A. H., Bull, A. M. J., *A comparison of kinematic and performance measures of two rowing ergometers*. *Journal of Sports Science and Medicine* 2006; 5:52-59.
- [Susmel 10] Bettinelli S., Placido A., Susmel L., Tovo R., *An integrated data acquisition system for on-water measurement of performance in rowing*. *Strain*, 2010 (in press).
- [Torres-Moreno 00] Torres-Moreno, R., Tanaka, C., Penney, K. L., *Joint Excursion, handle velocity and applied force: a biomechanical analysis of ergonomic rowing*. *Int J Sports Med* 2000; 21:41-44.
- [Van Holst 04] Van Holst, M., *On rowing*. Retrieved 1st February 2005. <http://home.hccnet.nl/m.holst.RoeiWeb.html>.

- [Voliantis 01] Voliantis S., McConell A. K., Koutedakis Y., McNaughton L., Backx K., Jones D. A., *Inspiratory muscle training improves rowing performance*. *Medicine & Science in Sports & Exercise* 2001; 803-809.
- [Wacker 03] Wacker, M. W., Tischler, B. J., Spang, S. T., Rusin, C. T., Meeker, J. W., Potasek, D. P., Lundequam, E. J., Klamecki, B. E., *An instrumented rowing machine to evaluate performance and form*. Summer Bioengineering Conference, 25-29 June 2003, Sonesta Beach Resort, Key Biscane, Florida, USA; 403-404.
- [Weitbrecht 37] Weitbrecht H.M., *Über Formgebung von Rennbooten für Ruder und Paddel*, /On design of sprint boats for rowing and kayaking /in German/, *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft*, 1937, pp. 235-259 Brand 38.

IL SISTEMA DI ACQUISIZIONE: USO E MANUTENZIONE

Il sistema di acquisizione dati per impiego su imbarcazioni da canottaggio, consente di misurare e registrare forze e spostamenti relativi a equipaggi fino a otto rematori per barche *di punta*, e fino a quattro rematori per barche *di coppia*.

Si rimanda alla lettura del Capitolo 3 per gli approfondimenti sulla definizione delle grandezze di interesse rilevabili sulle imbarcazioni, e per le quali è stato realizzato il sistema. È possibile acquisire fino a sette canali per postazione *di coppia* (forza e spostamenti) per un massimo di quattro postazioni, e fino a cinque canali per un massimo di otto postazioni nelle imbarcazioni *di punta*.

Data la grande quantità di segnali da gestire, si è preferito suddividere le connessioni elettriche alla centralina in modo da disporre di una serie di connettori per misure su barche *di coppia*, e di un'altra per misure su barche *di punta* (Paragrafo A1.3). Allo stesso modo anche i software di calibratura dei sensori e di lettura dei dati sono stati divisi secondo il tipo di barca, al fine di facilitare il riconoscimento dei canali e la gestione delle informazioni raccolte.

Per velocizzare le fasi di allestimento e la taratura, ogni tipologia di sensore è stata nominata e collocata in una posizione prestabilita, sia elettricamente che all'interno dei software da utilizzare.

Qui di seguito verranno elencati tutti i materiali necessari, e descritte le procedure di allestimento delle barche, le tarature dei sensori, le acquisizioni in acqua e la lettura dei dati.

I requisiti per poter utilizzare l'apparato sono:

- disporre di un PC con porta di rete Ethernet 10/100 Mbps, RJ-45, e con sistema operativo Windows XP;
- aver installato LabVIEW 8.6.1 Run-Time Engine (scaricabile gratuitamente dal sito della *National Instruments*[®], www.ni.com);
- disporre del software di taratura (*Calibration.exe*);
- disporre del software di lettura (*Scull_Viewer.exe* e *Sweep_Viewer.exe*);

N.B. La tecnologia hardware impiegata per il cuore del sistema è prodotta da *National Instruments*[®]. *LabVIEW*, *CompactRIO* e *Windows* sono marchi registrati.

A1.1 Elenco dei componenti

Il sistema di acquisizione comprende i seguenti componenti:

- 1. N. 1 centralina o box** (Figura A1.1), corredata di cavi di connessione rete (C1), cavo di collegamento per canali di ingresso aggiuntivi analogici (C2), comando remoto (C3), adattatori di alimentazione per batteria (C5) e per alimentatore 12Vcc (C6) (Figura A1.3).

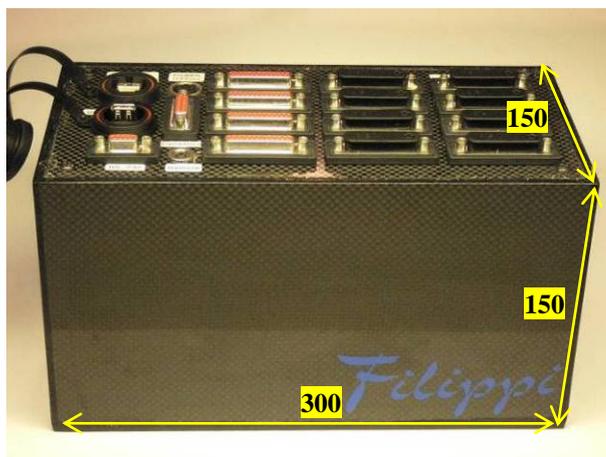


Figura A1.1 – Box di acquisizione.

La scatola, delle dimensioni 30x15x15 cm e del peso di 3.9kg, racchiude un dispositivo programmabile *CompactRio* della *National Instruments*[®]. Sul coperchio sono presenti diverse porte di comunicazione con tale dispositivo (Figura A1.2):

- una porta Ethernet RJ-45 tipo IEEE802.3 da 100Mbps;
- una porta USB solo per memorizzare i dati su comuni dispositivi di archiviazione come USB-Pen o un hardisk. È presente comunque una a memoria non volatile interna da 128MB per il salvataggio dei dati, tale da garantire un'autonomia di registrazione di circa 160min.
- una porta seriale RS-232.

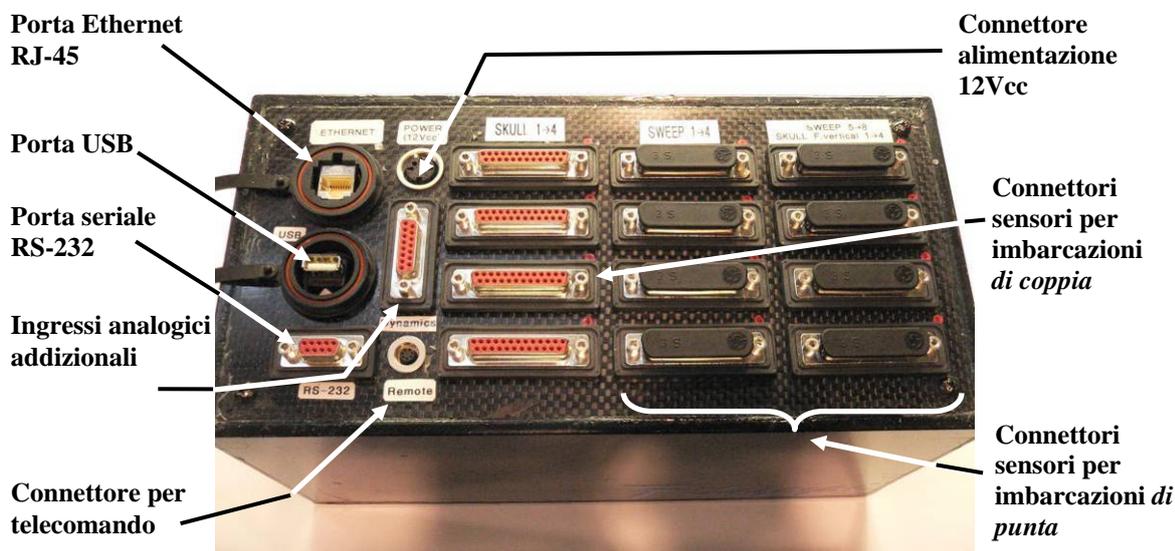


Figura A1.2 – Vista superiore connettori, box di acquisizione.

Sono presenti inoltre:

- un connettore per l'alimentazione;
- un connettore per il collegamento di un telecomando;

- un connettore da 15 poli tipo DB15 per otto ingressi analogici e per un'uscita di alimentazione da 12Vcc;
- quattro connettori da 25 poli tipo DB25 per il collegamento di quattro scatole di derivazione di sensori, per impiego su barche *di coppia*;
- otto connettori DB25 per il collegamento di quattro scatole di derivazione di sensori, per impiego su barche *di punta*.



Figura A1.3 - Cavi e accessori box di acquisizione.

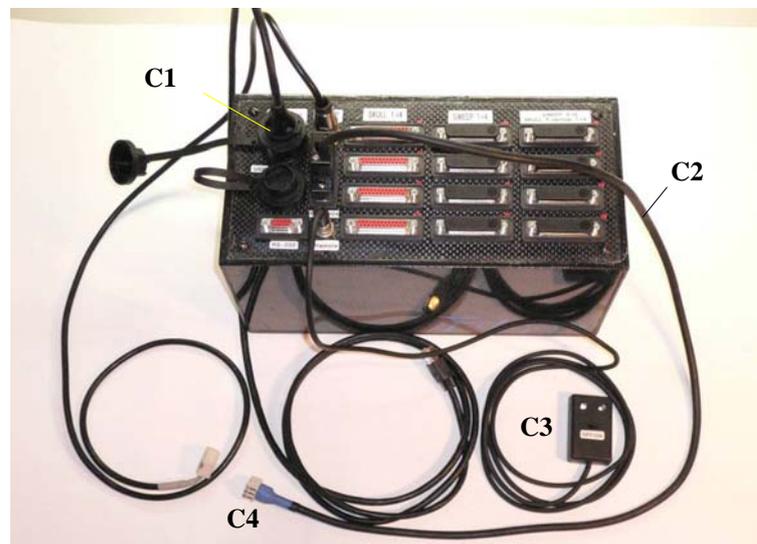


Figura A1.4 – Collegamento dei cavi accessori alla box di acquisizione.

In Figura A1.4 è riportata un'immagine della centralina con i cavi accessori collegati. Il cavo C1 di connessione di rete è utilizzato per le operazioni di controllo e diagnostica della centralina, per il download dei dati acquisiti su PC remoto e per la taratura dei sensori installati (vedere Cap. A1.4).

L'alimentazione deve essere compresa tra 10÷15 V in corrente continua, e la potenza richiesta è di circa 20W. Il cavo C5 con connettori *faston* permette di alimentare il sistema con una batteria del tipo a secco; tramite il cavo C6 con connettori a *banana* è possibile collegare un alimentatore esterno in corrente continua.

Per poter utilizzare il box di acquisizione è necessario collegare il cavo C3 cioè il telecomando per l'accensione e lo spegnimento: un LED rosso segnala lo stato di ON, mentre un LED verde l'acquisizione in corso.

Il sistema consente inoltre di alimentare dei dispositivi esterni, e di acquisire altri quattro segnali analogici (tensione massima di ingresso 12Vcc), per mezzo del cavo C2 (Figura A1.4).

2. **N. 8 scatole di derivazione sensori per imbarcazioni "di punta"** (Figura A1.6). Le scatole sono da fissare in corrispondenza di ciascuna postazione di vogata (nel vano dietro la pedana puntapiedi). Ogni scatola è dotata di cavo di lunghezza predefinita tra la centralina e la postazione corrispondente (schema Figura A1.5).

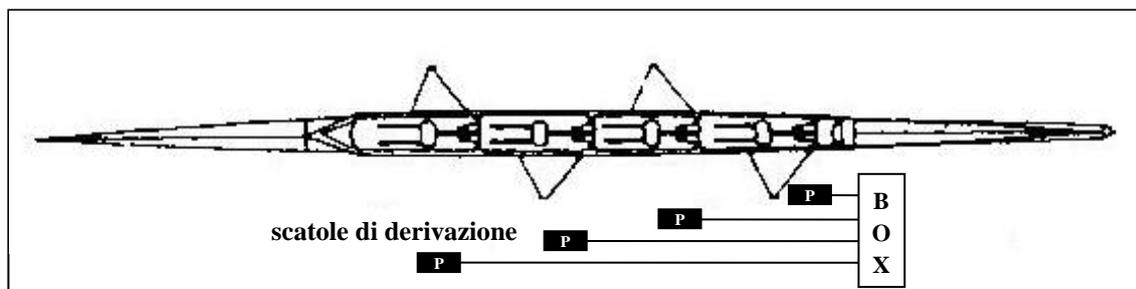


Figura A1.5 – Schema disposizione ciabatte connettori (imbarcazione 4-).

Tabella A1.1 – Caratteristiche delle ciabatte per barche di punta fino ad otto rematori.

Scatola POSTAZIONE n°	Lunghezza cavo [m]	Peso [kg]
1	1,0	0,36
2	2,5	0,57
3	4,0	0,80
4	5,5	1,04
5	7,0	1,06
6	8,5	1,29
7	10,0	1,52
8	11,5	1,74

Ogni scatola (o ciabatta) possiede cinque connettori numerati per il collegamento di tre sensori di forza (connettori a cinque poli) e due di spostamento (connettori a tre poli).



Figura A1.6 – Scatola postazione n.2.



Figura A1.7 – Connettori scatola per barche “di punta”: i cinque poli sono per sensori di forza, mentre quelli a tre per i sensori di posizione.

3. N. 4 scatole di derivazione sensori per su imbarcazioni “di coppia” (Figura A1.9)
 Ciascuna scatola possiede sette connettori per il collegamento di quattro sensori di forza (a cinque poli) e tre di spostamento (tre poli). Le lunghezze dei cavi e i pesi sono simili a quelle per barche *di punta*.

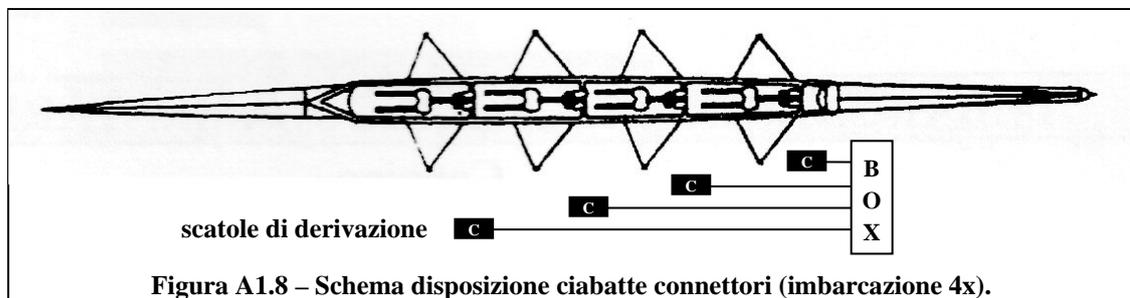


Figura A1.8 – Schema disposizione ciabatte connettori (imbarcazione 4x).



Figura A1.9 – Scatola per postazione n.2.

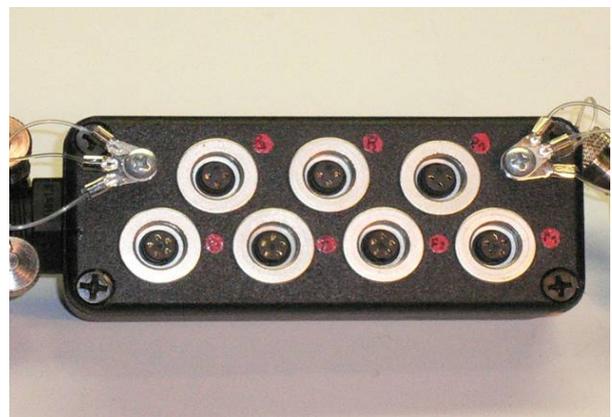


Figura A1.10 – Connettori scatola per barche “di coppia”: i cinque poli sono per sensori di forza, mentre quelli a tre per i sensori di posizione.

4. **N. 16 sensori di forze tipo omega** (Figura A1.11). Sono sensori a lamina da utilizzare per la misura di forza su scalmiere e pedane. Vengono montati tramite normali fascette stringitubo (Paragrafo A1.2.1).



Figura A1.11 – Sensore di forza tipo omega.

Tabella A1.2 – Caratteristiche del sensore omega

Parametro	Valore
Base di misura	100mm
Sensibilità	2.03 mV/V
Resistenza di ingresso	120 Ω
Resistenza d'uscita	120 Ω
Peso	70 g

5. **N. 8 sensori di forza per seggiolini** (Figura A1.12). Sono sensori di forza a lamina da impiegare sotto i sedili. Per i dettagli dell'installazione vedere il Paragrafo A1.2.3.



Figura A1.12 – Sensore di forza per seggiolini.

Tabella A1.3 – Caratteristiche del sensore lamina.

Parametro	Valore
Larghezza massima	280mm
Sensibilità	2.03 mV/V
Resistenza di ingresso	120 Ω

Resistenza d'uscita	120 Ω
Peso	100 g

- 6. N. 8 sensori di spostamento del seggiolino** (Figura A1.13). Sono potenziometri di tipo a filo (SP2-25 *CELESCO*[®] e Tabella A1.1) e vanno fissati a una delle due guide di scorrimento del seggiolino. È corredato di piastrina di fissaggio alla rotaia; l'estremità del filo va agganciata al seggiolino tramite fascetta serracavo in plastica su un supporto adesivo (Paragrafo A1.2.5).



Figura A1.13 – Sensore a filo per misura dellaposizione del seggiolino.

Tabella A1.4 – Specifiche del potenziometro a filo.

Parametro	Valore
Range di misura	0-635mm
Output	Tensione (potenziometro)
Accuratezza	$\pm(0.25-1.00)$ %
Resistenza	10 k Ω
Tensione cavo	1.95 N
Peso	200 g

- 7. N. 8 sensori di rotazione scalmi** (Figura A1.14).



Figura A1.14 – Potenziometro rotativo per la misura di rotazione scalmi.

Sono potenziometri rotativi (SP 2831-308 Novotechnik® con angolo di misura massimo 308°, Figura A1.14) per la misura della posizione angolare dello scalmi e quindi del remo. Devono essere montati con l'apposito accessorio ad un'estremità del perno di sostegno della forcola (Paragrafo A1.2.4). Poiché vi sono due tipologie di scalmiere con diverso tipo di sostegno della forcola porta remo, i sensori sono corredati di due tipi di accessori (Figure A1.15 e A1.16).



Figura A1.15 – Kit 1 posizione remo: sensore di rotazione scalmi con accessorio per scalmiere in alluminio.



Figura A1.16 – Kit 2 posizione remo: sensore di rotazione scalmi con accessori per scalmiere monotubo in carbonio.

Tabella A1.5 – Specifiche del potenziometro rotativo del sensore di rotazione scalmi.

Parametro	Accelerazione
Range di misura	0-330°
Output	Tensione (potenziometro)
Accuratezza	±0.3 %
Resistenza	5 kΩ
Peso kit 1	150 g
Peso kit 2	165 g

Il kit *posizione remo 1* è per bracci ad ala o a traliccio in alluminio, mentre il kit *posizione remo 2* è solo per bracci *monotubo* in carbonio.

8. N. 1 piattaforma inerziale (*Inertial Measurement Unit*) (Figura A1.17). Sensore per la misura di accelerazione e velocità di rotazione (rollio beccheggio e imbardata) secondo tre assi ortogonali (LMRK10IMU-150-02-100 Gladiator Technologies Inc., Figura A1.17). Possiede un'uscita digitale seriale di tipo RS-485, per cui deve essere collegata alla box di acquisizione (dotata di seriale tipo RS-232) per mezzo dell'apposito convertitore (in Figura A1.17). Il convertitore deve essere alimentato 12Vcc usando il cavo accessorio C2 (Figura A1.3). Le caratteristiche del sistema inerziale sono riassunte in Tabella A1.6.

Tabella A1.6 – Specifiche della piattaforma inerziale

Parametro	Velocità di rotazione	Accelerazione lineare
Range	±150 °/sec	± 1.7 g's
Errore % su fondo scala	<0.2 °/sec	<3 mg

Risoluzione	0.03 °/sec	0.3 mg
Frequenza di aggiornamento	100 Hz	
Alimentazione	singola +5Vcc ±0.25V	
Dimensioni	5 x 4.5 x 3 cm	
Peso totale	280 g	

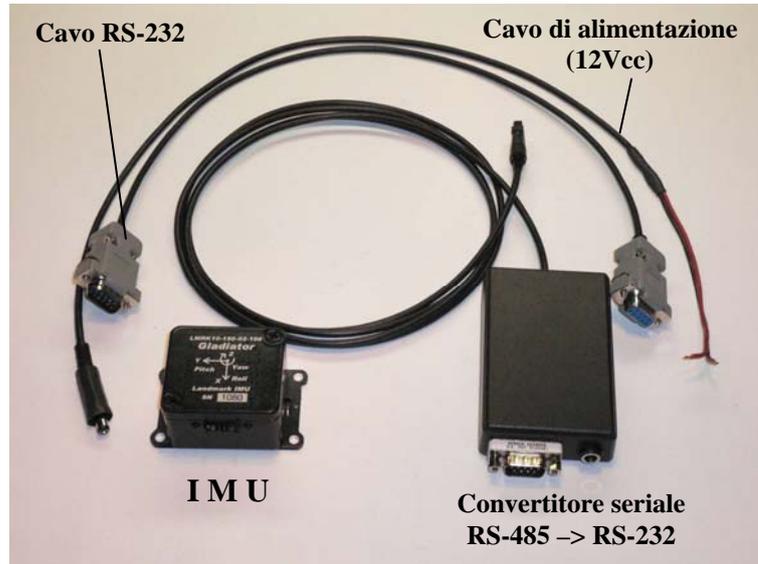


Figura A1.17 – Sistema di misura inerziale

9. **N. 1 sensore di accelerazione assiale** (Figura A1.18). È un sensore analogico aggiuntivo per la misura di accelerazione con fondoscala $\pm 2g$. Il collegamento elettrico a tre fili (alimentazione +12Vcc, GND e segnale) deve essere fatto con il cavo accessorio C2.



Figura A1.18 – Accelerometro assiale.

Tabella A1.7 – Specifiche dell'accelerometro assiale.

Parametro	Accelerazione
Range	$\pm 2 g's$
Sensibilità	1V/g, $\pm 10\%$
Alimentazione	singola 9-15Vcc $\pm 0.2V$
Dimensioni	$\phi = 16 \text{ mm}$, L=125cm
Peso	130 g

A1.2 Installazione dei sensori

Qui di seguito verranno illustrate le procedure di installazione di ciascun sensore. I materiali necessari per l'applicazione dei trasduttori sono:

- nastro adesivo gommato;
- collante cianoacrilato;
- fascette metalliche tipo stringitubo a banda forata e di larghezza 8mm (o le più flessibili); la lunghezza dipende dalla circonferenza del tubolare su cui vengono montati:
 - $\phi 25 \div 50$ per impiego su bracci *monotubo* in carbonio e puntapiedi;
 - $\phi 50 \div 75$ per impiego su bracci ad ala *di coppia*;
 - $\phi 65 \div 90$ per impieghi su bracci ad ala *di punta*;
- fascette serracavo in plastica lunghezza 100mm;
- supporti adesivi per fascette serracavo (con base quadrata di lato 20mm);



A1.2.1 Sensore di forza allo scalmo (Figure da A1.19 ad A1.24)

Devono essere usati i sensori tipo *omega* (Figura A1.11); nel caso di bracci *monotubo* è preferibile montare l'*omega* all'estremità del tubolare che svolge la funzione di puntone, e in prossimità dello scalmo (Figure A1.23 e A1.24). Nel caso di bracci a traliccio il sensore va montato sul quinto braccio in mezzeria, mentre per i bracci ad ala, è consigliato il montaggio sull'ala portante con il piede dell'*omega* a circa 15cm dalla giunzione saldata, e sul lato esterno (Figura A1.19). L'esempio riportato si riferisce a bracci ad ala in carbonio ma può essere esteso a tutti i tipi di scalmiere ad ala.

- 1- Tracciare sul braccio con un pennarello i punti in cui andranno posizionate le fascette. La distanza tra i due punti è di circa 10cm.
- 2- Montare solo le fascette senza stringerle, ovvero lasciare sufficiente gioco per poter infilare successivamente i piedi dell'*omega* (Figura A1.20).
- 3- Infilare il sensore sotto le fascette e stringerle senza forzare troppo. Il sensore non deve subire deformazioni permanenti in mezzeria (cioè la zona sensibile) durante le fasi di installazione.
- 4- Sistemare e fissare il cavo portando il connettore dietro la pedana del puntapiedi.

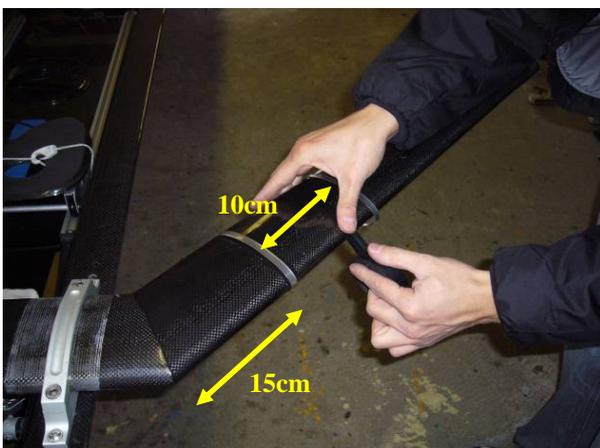


Figura A1.19 – Predisposizione braccio.



Figura A1.20 – Montaggio *omega*.



Figura A1.21 – Sensore ad installazione ultimata.



Figura A1.22 – Sensore ad installazione ultimata su braccio *monotubo*.



Figura A1.23 – Applicazione del sensore omega su braccio monotubo in carbonio.



Figura A1.24 – Applicazione del sensore omega su bracci a traliccio in alluminio (fissaggio sul 5° braccio).

A1.2.2 Sensore di forza sul puntapiedi (Figura A1.25)

Devono essere utilizzati sensori di forza *omega*. La procedura è identica a quella alle scalmiere (Figura A1.25).

- 1- Svitare le viti di fissaggio della piastra porta scarpe alla pedana del puntapiedi.
- 2- Montare (senza serrare) due fascette stringitubo sul tubolare di supporto della pedana in posizione centrale e simmetrica.
- 3- Inserire sotto le fascette il sensore *omega* in posizione parallela alla pedana (come in Figura A1.25).
- 4- Stringere le fascette; anche in questo caso non è necessario serrare in modo energico. Porre però attenzione a non deformare permanentemente il sensore durante le operazioni di montaggio.



Figura A1.25 – Installazione del sensore di forza al puntapedali.

A1.2.3 Sensore di forza sul seggiolino (Figure da A1.26 ad A1.30)

Sono i sensori di tipo lamina, e vengono fissati tra la seduta e il carrello (o *chassy*) che può essere in materiale plastico o in alluminio).

- 1- Svitare parzialmente le viti di fissaggio della seduta al carrello
- 2- Infilare il sensore a lamina tra la seduta e il carrello con l'estremità della vite centrale della sensore rivolta verso il lato inferiore della seduta e appoggiata in mezzeria. Dall'estremità opposta al filo del sensore inserire l'apposito accessorio di ispessimento come mostrato nelle Figure A1.26 e A1.27.
- 3- Serrare le viti di fissaggio precedentemente mollate (Figura A1.28).
- 4- Sollevare leggermente la vite di appoggio centrale del sensore e bagnare l'estremità con una piccola goccia di adesivo cianoacrilato. Attendere che la vite incollì alla seduta.
- 5- Sistemare il cavo fissandolo sotto la seduta con una fascetta e un pad adesivo (Figura A1.30)
- 6- Attendere di aver completato l'installazione del sensore di posizione prima di sistemare il seggiolino sulle guide di scorrimento (vedere Paragrafo A1.2.5).



Figura A1.26 – Inserimento dell'accessorio per il sensore a lamina.



Figura A1.27 – Accessorio per il sensore a lamina.



Figura A1.28 – Chiusura del sensore di forza.



Figura A1.29 – Incollaggio della vite centrale.



Figura A1.30 – Sistemazione del cavo con fascetta.

A1.2.4 Sensore di posizione del remo

Bisogna distinguere la procedura di installazione per bracci *monotubo* in carbonio, e per bracci ad ala o traliccio.

Bracci ad ala e a traliccio in alluminio (Figure da A1.31 ad A1.33)

I bracci ad ala e a traliccio in alluminio sono provvisti di un ulteriore tubolare in alluminio (detto in gergo “quinto braccio”) che collega verso prua l’estremità superiore del perno con il bordo dell’imbarcazione, e svolge quindi funzione di puntone.

- 1- Avvitare all’estremità superiore del perno l’accessorio cilindrico dopo aver svitato le viti di bloccaggio (Figura A1.31).
- 2- Posizionare la forcola in direzione parallela all’asse della barca (cioè con i remi perpendicolari all’imbarcazione).
- 3- Ruotare il perno del potenziometro in modo che il segno nero sopra disegnato venga a trovarsi in posizione opposta alla zona rossa riportata sul guscio esterno del potenziometro (Figura A1.32). Durante le acquisizioni questo marcatore deve ruotare al di fuori di questa zona rossa.
- 4- Infilare il perno del potenziometro nel foro superiore dell’accessorio cilindrico.

- 5- Stringere le viti di bloccaggio (Figura A1.33).
- 6- Appoggiare la lamina del potenziometro al fianco della forcola, interponendo una piccola goccia di collante cianoacrilato e assicurandone il bloccaggio con una piccola fascetta serracavo in plastica.



Figura A1.31 – Montaggio del giunto cilindrico potenziometro.

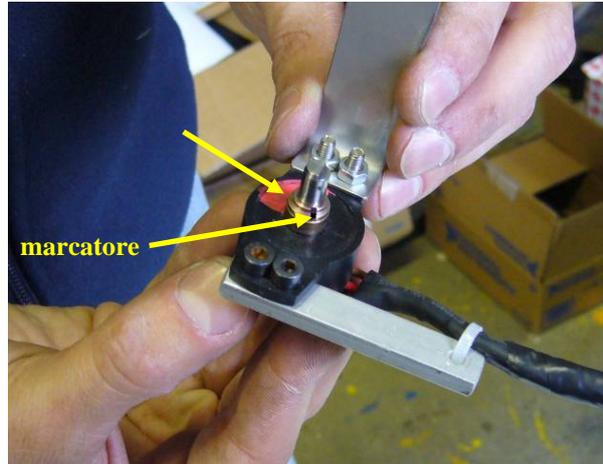


Figura A1.32 – Collocazione del riscontro del potenziometro.



Figura A1.33 – Montaggio del potenziometro.

Bracci in carbonio (Figure da A1.34 ad A1.38)

Nel caso di scalmiere in carbonio, il perno della forcola porta remo è fissata ad un'elsa per mezzo di due viti M8 (Figura A1.34). Il sensore di rotazione deve essere montato alla vite inferiore dell'elsa in modo che l'accessorio a forcella in alluminio si incastrì sul lato inferiore della forcola (Figura A1.37).

- 1- Togliere la vite di fissaggio inferiore del perno in acciaio dello scalmio e avvitare la vite a bicchiere (Figure A1.34, A1.35). Svitare le viti a brugola poste sulla parte cilindrica non filettata dell'accessorio.
- 2- Posizionare la forcola in direzione parallela all'asse della barca (cioè con i remi perpendicolari all'imbarcazione).

- 3- Ruotare il perno del potenziometro in modo che il segno nero sopra disegnato venga a trovarsi in posizione opposta alla zona rossa riportata sul guscio esterno del potenziometro (Figura A1.33).
- 4- Infilare il perno del potenziometro nel bicchiere facendo attenzione a non ruotarlo, e l'accessorio a forcella nella parte inferiore della forcella. Avvitare infine le viti a brugola del perno di sostegno (Figura A1.37).
- 5- Stringere le viti a brugola sulla forcella (Figura A1.38).



Figura A1.34 – Togliere la vite inferiore del perno.



Figura A1.35 – Avvitare l'accessorio cilindrico.

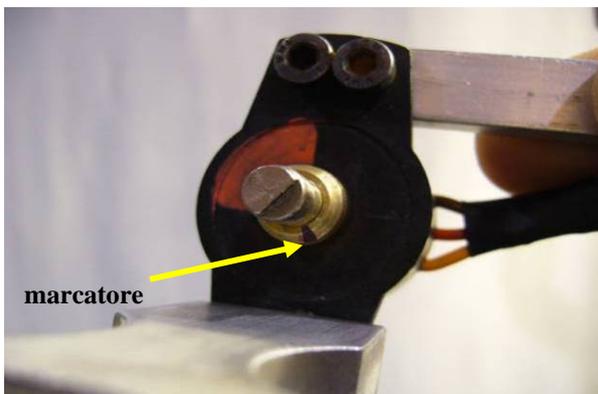


Figura A1.36 – Collocazione del riscontro del potenziometro.



Figura A1.37 – Installazione del sensore.



Figura A1.38 – Completamento dell'installazione.

A1.2.5 Sensore di posizione del seggiolino (Figure da A1.39 ad A1.45)

Come già accennato nel punto 6 del paragrafo A1.1, l'estremità del filo del potenziometro è munita di un occhiello in acciaio da fissare alla seduta o al carrello (*chassy*) del seggiolino per mezzo di una fascetta serracavo in plastica e di un pad adesivo. La procedura di installazione del sensore è la seguente:

- 1- Togliere la vite del tappo posteriore di una guida di scorrimento del seggiolino (Figura A1.39).
- 2- Avvitare al posto del tappo in plastica l'apposita basetta in alluminio con il sensore a filo. Il sensore deve cadere all'interno delle due guide di scorrimento (Figura A1.40).
- 3- Accostare il seggiolino al sensore e tracciare sulla seduta con un pennarello la posizione del filo (Figura A1.41).
- 4- Togliere il seggiolino dalle guide e incollare un supporto per fascette serracavo in corrispondenza del segno appena fatto (Figura A1.42).
- 5- Fissare l'occhiello del filo al supporto con una fascetta in plastica (Figura A1.43).
- 6- Inserire il seggiolino sulle guide. A fine installazione il filo deve mantenersi in posizione orizzontale allineato con il trasduttore (Figura A1.44).

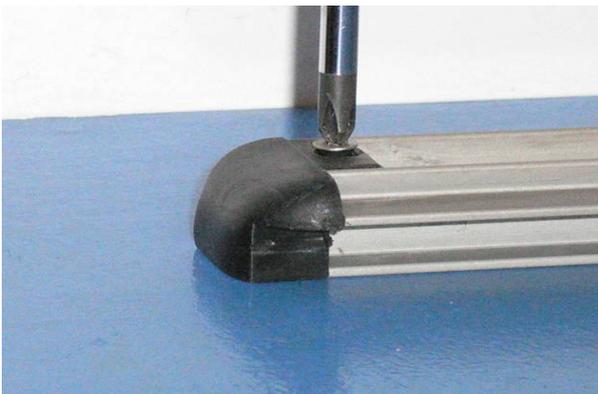


Figura A1.39 – Tappo della guida posteriore destra del seggiolino.



Figura A1.40 – Montaggio piastrina con sensore di posizione.



Figura A1.41 – Tracciatura del punto di arrivo del filo.



Figura A1.42 – Incollaggio del supporto per fascette.



Figura A1.43 – Sistemazione del filo del sensore alla seduta.



Figura A1.44 – Completamento dell'installazione del sensore.

Ad installazione completata con il seggiolino sulle guide è necessario sistemare il cavo del sensore di forza in modo che non intralci il movimento del vogatore. Una possibile sistemazione è data in Figura A1.45, in cui il filo è attaccato al piano banco con una fascetta, e un supporto adesivo dal lato opposto rispetto all'asse della barca e al punto di uscita dal seggiolino.

Si sfrutta in tal modo la rigidità del cavo per evitare che finisca sotto le ruote dello *chassy* durante la traslazione.



Figura A1.45 – Sistemazione del filo del sensore di forza del seggiolino.

A1.2.6 Sensore di accelerazione assiale (Figura A1.46, A1.47)

Il sensore con uscita analogica deve essere collegato al cavo C2 (Paragrafo A1.1).

- 1- Fissare il filo **marrone** al morsetto contrassegnato con $\boxed{+}$ e i fili **bianco** e **giallo** al morsetto contrassegnato $\boxed{-}$. Il filo **verde** del sensore va collegato a uno dei canali di ingresso, per esempio $\boxed{1}$ (Figura A1.46).
- 2- Il connettore del cavo C2 va collegato al box di acquisizione (Figura A1.47).



Figura A1.46 – Collegamento dell'accelerometro assiale al cavo C2.



Figura A1.47 – Collegamento del cavo C2 al box di acquisizione.

A1.2.7 Piattaforma inerziale (Figura da A1.48 ad A1.52)

- 1- Infilare il connettore della scatola di conversione seriale alla piattaforma inerziale (Figura A1.48).
- 2- Collegare il cavo seriale e quello di alimentazione alla scatola di conversione (Figure A1.49 e A1.50).



Figura A1.48 – Piattaforma inerziale.



Figura A1.49 – Connessione cavo seriale.



Figura A1.50 – Connessione cavo di alimentazione.

- 3- Fissare i fili nero e rosso all'estremità del cavo di alimentazione al cavo C2 in modo che il **rosso** vada al morsetto $\boxed{+}$ e il **nero** al morsetto $\boxed{-}$ (collegarli insieme a quelli dell'accelerometro assiale se necessario (Figura A1.51).
- 4- Il cavo seriale va collegato alla porta della scatola di acquisizione (Figura A1.52).

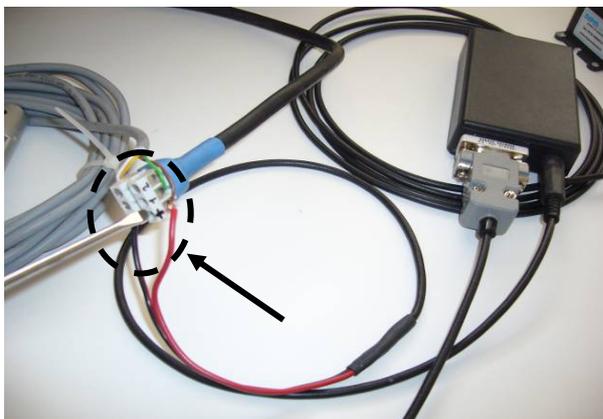


Figura A1.51 – Allacciamento dell'alimentazione della piattaforma inerziale al cavo accessorio C2.



Figura A1.52 – Collegamento seriale della piattaforma inerziale al box di acquisizione.

A1.3 Collegamenti elettrici e configurazione software

Ultimata l'installazione dei sensori sulla barca, procedere con il posizionamento della centralina e delle ciabatte connettori.

La migliore sistemazione del box è sulla coperta di poppa vicino al puntapiedi del primo vogatore. Porvi la scatola interponendo un cuscino in gomma (Figura A1.53).

A partire dalla postazione di poppa, collegare le ciabatte (o scatole di derivazione) al box e stenderne i cavi sistemandoli alternativamente a babordo e tribordo (sinistra e destra guardando verso prua), in modo da bilanciare i pesi. Piazzare infine le scatole dietro alle pedane puntapiedi.

Nel caso si tratti di misure su un'imbarcazione *di coppia* collegare le ciabatte alla serie di quattro connettori di sinistra come in Figura A1.54, altrimenti fare i collegamenti sul gruppo di otto connettori di destra (imbarcazioni *di punta*, Figura A1.54).



Figura A1.53 – Esempio di sistemazione del box di acquisizione (scatola con connettori in orizzontale verso prua).



Figura A1.54 - Connessioni ciabatte.

N.B. Non è consentito utilizzare insieme sulla scatola connettori dell'uno e dell'altro tipo.

Ogni ciabatta è numerata in base alla postazione di vogata, a partire dalla quella di poppa numero 1. La ciabatta numero 1 (che sia *di coppia* o *di punta*) ha il cavo più corto e va collegata al primo connettore in alto. Seguire le etichette numerate riportate sulla scatola.

Portare i cavi di ogni sensore alle ciabatte dietro alle rispettive pedane puntapiedi, sistemandoli e fissandoli lungo i bordi dello scafo con del nastro adesivo gommato.

Procedere quindi con il collegamento di tutti i connettori: ogni sensore va collegato nel corrispondente connettore sulla ciabatta, come riportato dalle etichette (Figura A1.56 e A1.57). È importante in questa fase porre attenzione a inserirli correttamente nella loro posizione (seguire le etichette), per rendere uguale il cablaggio di tutte le postazioni e facilitare la successiva operazione di taratura (Paragrafo A1.4).

Fissare la piattaforma inerziale vicino al box usando del nastro adesivo gommato e coprirlo con un sacchetto di plastica per proteggerla dagli spruzzi d'acqua. Una possibile sistemazione per l'accelerometro assiale a stilo può essere sul pianobanco nell'angolo con la mastra, fissandolo con pad adesivi per fascette (Figura A1.58). Infine la batteria può essere disposta sul fondo del pozzetto del puntapiedi (Figura A1.58).

N.B. Proteggere sempre dall'acqua i contatti elettrici di alimentazione e del cavo di connessione C2.



Figura A1.55 – Disposizione cavi ciabatte e sensori ad installazione ultimata



Figura A1.56 – Esempio di collegamento del sensore di forza del remo numero 1 (ciabatta per barca di coppia).



Figura A1.57 – Collegamento del sensore di posizione del remo 1 (esempio).

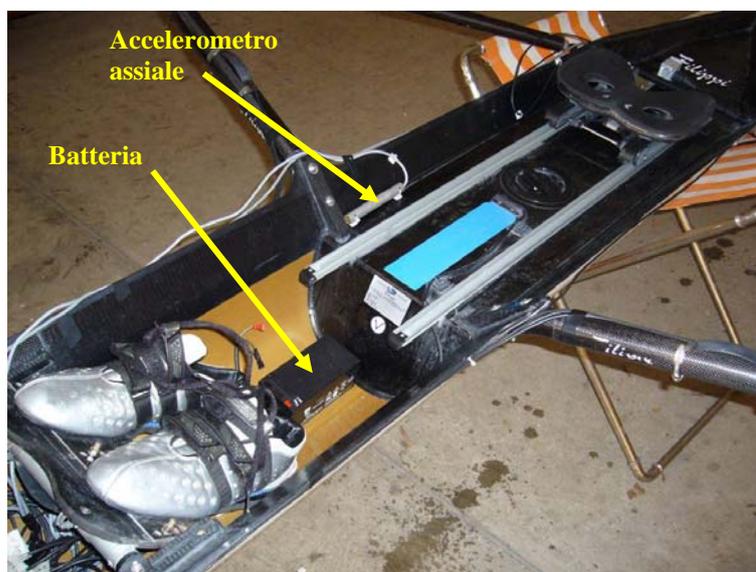


Figura A1.58 – Esempio di sistemazione dell'accelerometro lineare e della batteria.

Provvedere a fissare il telecomando vicino alla pedana del puntapiedi del primo vogatore in una posizione facilmente raggiungibile dall'atleta seduto sulla prima postazione, per esempio sull'asta trasversale di rinforzo del contacolpi.

Una volta collegati tutti i sensori, completare il cablaggio alla centralina come in Figura A1.4:

- connettere il dispositivo alla porta Ethernet RJ-45 del PC utilizzando il cavo C1;
 - collegare il telecomando C3 e assicurarsi che sia in posizione **off**;
 - collegare la batteria o alimentatore di rete con il cavo C4 e gli appositi accessori (C5 per batteria a secco a 12Vcc, o C6 per alimentatore con connettori tipo a banana).
- All'accensione i LED del telecomando si accenderanno alternativamente una quindicina di volte per poi fermarsi con il LED rosso acceso e segnalare lo stato di attesa.

Alla prima connessione di rete sarà necessario configurare l'impostazione della porta andando nella cartella *Connessioni di rete* del *Pannello di Controllo* di *Windows*.

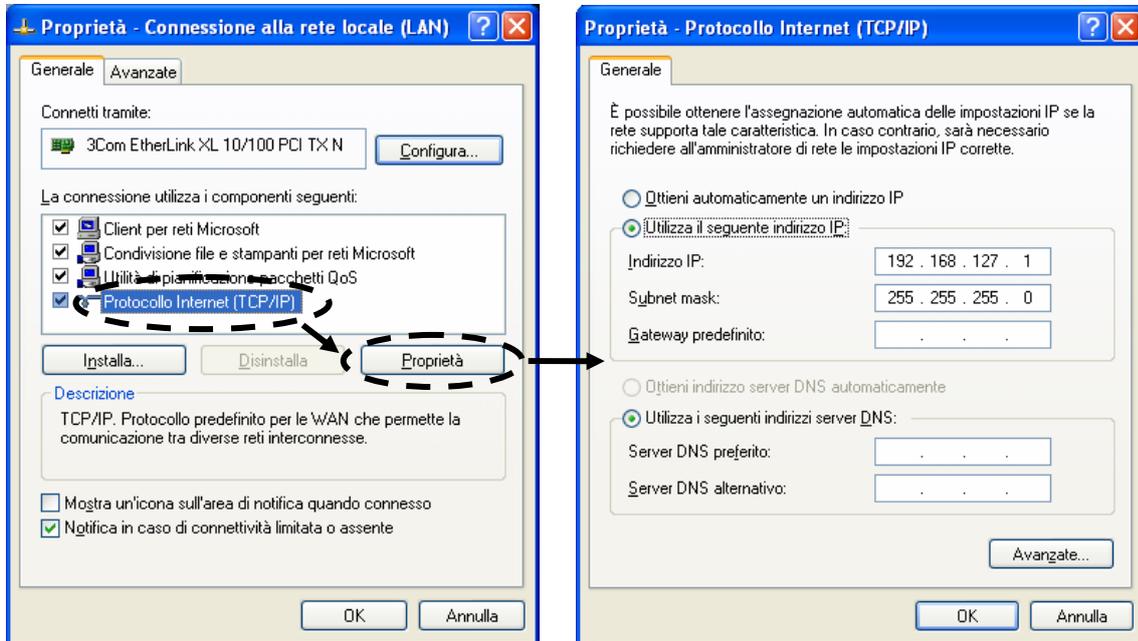


Figura A1.59 – Configurazione porta Ethernet del PC.

Selezionare le proprietà della connessione cliccando con il tasto destro sulla connessione di rete interessata e selezionando *proprietà*.

Selezionare la voce *Protocollo internet (TCP/IP)* e cliccare sul tasto *Proprietà*. Configurare quindi l'indirizzo IP come mostrato nell'esempio di Figura A1.59 (l'indirizzo IP di default del CompactRIO nel box di acquisizione è 192.168.127.50).

Premere su OK e uscire dalle finestre di configurazione.

Entrare nel programma *Measurement & Automation* fornito nel pacchetto di *LabVIEW 8.6.1 Run-Time Engine* (in *Windows* cliccare su *Start > Programmi > National Instruments > Measurement & Automation*). Appare una finestra (Figura A1.60) da cui è possibile accedere al controller e alla memoria interna della centralina (ovvero CompactRIO), per modificarne le impostazioni e soprattutto per scaricare i file acquisiti. Per i dettagli si rimanda ai manuali specifici: www.ni.com.

Cliccare con il tasto destro sul nome del dispositivo nella colonna a sinistra e selezionare *File Transfer*; si accede in questo modo alla memoria non volatile interna e quindi alla cartella *data* in cui sono contenuti i file.

Le altre cartelle contengono invece il firmware del dispositivo e si consiglia di non toccarle.

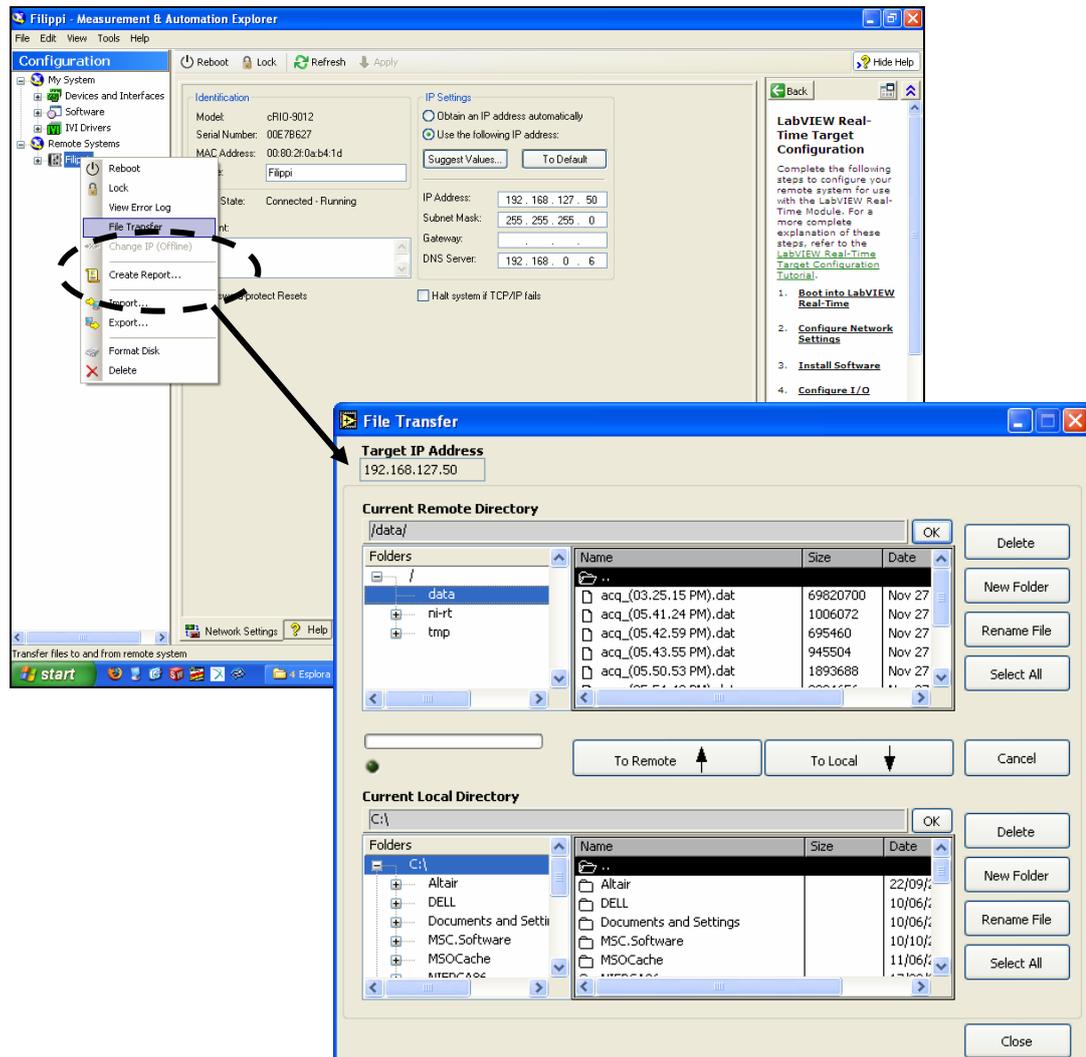


Figura A1.60 - Pannello per la configurazione del CompactRIO e l'accesso ai file acquisiti.

A1.4 Taratura dei trasduttori

A1.4.1 L'attrezzatura

La taratura di ogni sensore deve essere fatta utilizzando le apposite attrezzature e seguendo le procedure qui sotto elencate.

È necessario disporre innanzitutto dei seguenti accessori (alcuni componenti possono essere riutilizzati per calibrare più sensori):

- barra di taratura per i sensori di forza agli scalmi (Figura A1.61): si tratta di un tubolare in acciaio da fissare al bordo dello scafo (parpella) con gli appositi morsetti; la barra all'estremità è dotata di un volantino (regolabile in altezza), per mezzo del quale è possibile mettere in trazione l'estremità della scalmiera in direzione orizzontale nel verso di avanzamento della barca.

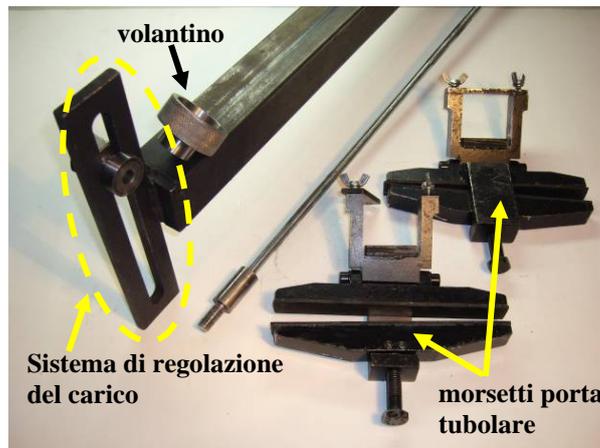


Figura A1.61 – Attrezzatura per la taratura di forza agli scalmi.

- una cella carico o dinamometro con fondoscala di almeno 1500N (e relativi accessori come in Figura A1.62);
- cuscino per la taratura dei seggiolini (Figura A1.63), costituito sopra da una tavoletta di legno e sotto da una fodera di materiale in fibra di poliestere, dello spessore di circa 100 mm.



Figura A1.62 – Cella di carico e accessori di collegamento.

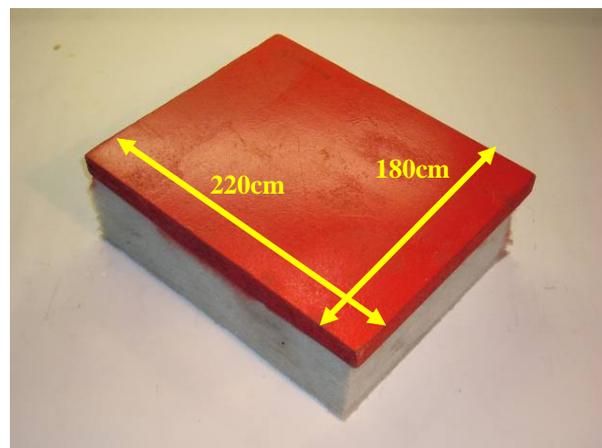


Figura A1.63 – Cuscino per la taratura del sensore di forza sul seggiolino.

Le immagini che seguono riguardano il montaggio dell'attrezzatura per i sensori di forza degli scalmi (Figure A1.64, A1.65, A1.66) e dei puntapiedi (Figure A1.67, A1.68, A1.69 e A1.70).



Figura A1.64 – Montaggio attrezzatura di taratura per sensori di forza scalmi (fase 1).

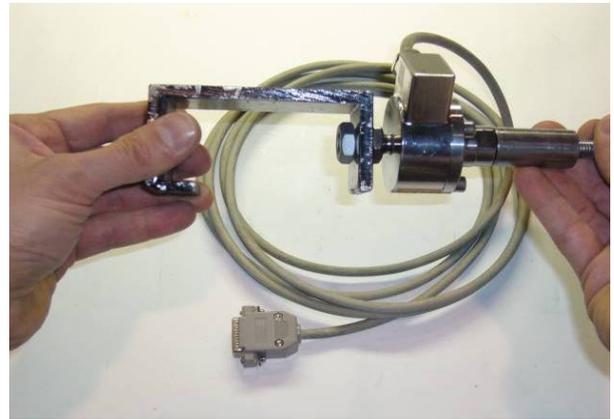


Figura A2.65 – Montaggio attrezzatura di taratura per sensori di forza scalmi (fase 2).



Figura A1.66 – Attrezzatura di taratura per sensori di forza scalmi ultimata.



Figura A1.67 – Montaggio attrezzatura per sensori di forza al puntapiedi (fase 1).



Figura A1.68 – Montaggio attrezzatura per sensori di forza al puntapiedi (fase 2).



Figura A1.69 – Montaggio attrezzatura per sensori di forza al puntapiedi (fase 3).



Figura A1.70 – Montaggio attrezzatura per sensori di forza al puntapiedi (fase 4).

A1.4.2 Il software di taratura (Figura A1.71, A1.72, A1.73)

Collegare la centralina al PC e all'alimentazione e attivare l'acquisizione ponendo su **ON** il pulsante del telecomando. Aprire quindi il programma *Calibration.exe*: apparirà la schermata come in Figura A1.71.

Il programma appare come un pannello di controllo dotato di pulsanti, indicatori luminosi, alcuni controlli numerici e grafici.

Sulla barra in alto sotto i menu a tendina, vi sono i pulsanti per l'avvio e l'arresto del programma che può essere fatto anche agendo sul pulsante **STOP** in alto a sinistra.

Quando accesa, la centralina acquisisce le informazioni dai sensori con frequenza impostata di 50Hz, e le salva sulla memoria non volatile interna (o esterna se connesso un dispositivo di archiviazione alla porta USB). Contemporaneamente i dati vengono anche scritti in una locazione di memoria condivisa con il programma di taratura sul PC.

Tale programma comunica con la centralina attraverso la connessione di rete ed esegue il download dei dati posti in questa locazione. Da qui la centralina può leggerli, filtrarli ed elaborarli con una frequenza propria.

A sinistra, sotto il pulsante di arresto vi sono i controlli che permettono di configurare la lettura dei dati in arrivo dal box di acquisizione, ossia:

- la frequenza di lettura;
- la dimensione del buffer in cui i sono memorizzati i dati letti;
- la frequenza del filtro passa basso;
- le caratteristiche della cella di carico (se in uso).

Un indicatore USB Connected segnala la presenza sul box di un dispositivo di archiviazione esterno (tipo USB Pen).

Nella zona centrale del pannello invece è presente una sorta di contenitore a cartelle nominate in base al tipo di barca. La prima casella (**scull**) è riservata alle operazioni di taratura per le imbarcazioni *di coppia*, mentre la seconda (**sweep**) per imbarcazioni *di punta*.

La casella **Analog Input** è riservata alla calibratura dei sensori analogici aggiuntivi con uscita analogica 0-10Vcc (collegati al cavo C2, Paragrafo A1.1), mentre l'ultima **I M U – LMRK10** è usata per la verifica della piattaforma inerziale.

Il software è stato ideato in modo da indirizzare l'utente passo dopo passo nelle operazioni di taratura dei sensori. Ciò avviene selezionando da sinistra verso destra le caselle interessate ed eseguendo in ordine:

1. la taratura dei sensori delle postazioni selezionando le prime due caselle a seconda dell'imbarcazione in test;
2. la taratura dei sensori analogici nella terza casella;
3. la visualizzazione e controllo dei segnali dalla piattaforma inerziale nella quarta e ultima casella.

Riguardo al primo punto, nelle caselle predisposte alla calibratura dei sensori di vogata si deve procedere in ordine secondo i seguenti punti:

- 1a. selezionare la postazione dei sensori che si vogliono tarare con il menù a tendina indicato in Figura A1.71;
- 1b. selezionare il sensore;
- 1c. azzerare il segnale elettrico agendo sull'apposito pulsante (il programma memorizzerà il valore di offset nella casella a fianco);
- 1d. selezionare il connettore della ciabatta a cui è collegata la cella di carico (che può essere per esempio il connettore del sensore di forza del seggiolino), oppure scrivere nell'apposita casella il valore numerico corrispondente a ciò che dovrebbe misurare il sensore in quell'istante, e spostare il pulsante indicato con Select method;
- 1e. cliccare sul pulsante Store per calcolare e caricare in automatico la costante di taratura;
- 1f. premere il pulsante blu **PUSH** alla fine della taratura di TUTTI i sensori (ricordarsi di farlo!), e salvare i parametri di azzeramento e taratura precedentemente trovati.

NB: per ogni sensore ricordarsi di azzerare il canale prima di procedere con la taratura. È consigliabile usare una cella di carico con fondoscala di circa 1500N, da collegare ad un connettore di forza di una delle ciabatte. In questo caso è possibile scollegare temporaneamente uno dei sensori.

I parametri della cella devono essere scritti all'inizio di tutte le fasi nella zona di programma dedicata. Verificare le connessioni elettriche del trasduttore prima di collegarlo al sistema di acquisizione (vedere Paragrafo A1.7). Non è necessario usare una cella sopraindicata, è sufficiente conoscere il valore di forza applicato (che deve mantenersi costante), scriverlo nella locazione **VALUE ref.**, e spostare il deviatore Select method verso il basso.

Nella casella **Analog Input** (Figura A1.72) è possibile nominare i canali e calibrarli nello stesso modo. In questo caso non è previsto il collegamento al sistema di acquisizione di un sensore esterno, ma è possibile fornire al programma solo il valore di riferimento, previo azzeramento del canale. Alla fine è necessario salvare i dati con il tasto **PUSH**.

La casella **I M U – LMRK10** (Figura A1.73) è da usare solo per la verifica e controllo dei segnali provenienti dalla piattaforma inerziale. Questi segnali sono già calibrati dalla casa produttrice, per cui è sufficiente accendere sul grafico il canale desiderato agendo sul rispettivo pulsante di accensione.

NB: L'interruttore del telecomando deve essere posizionato e lasciato in posizione **ON** durante tutta la fase di calibratura di tutti i sensori.

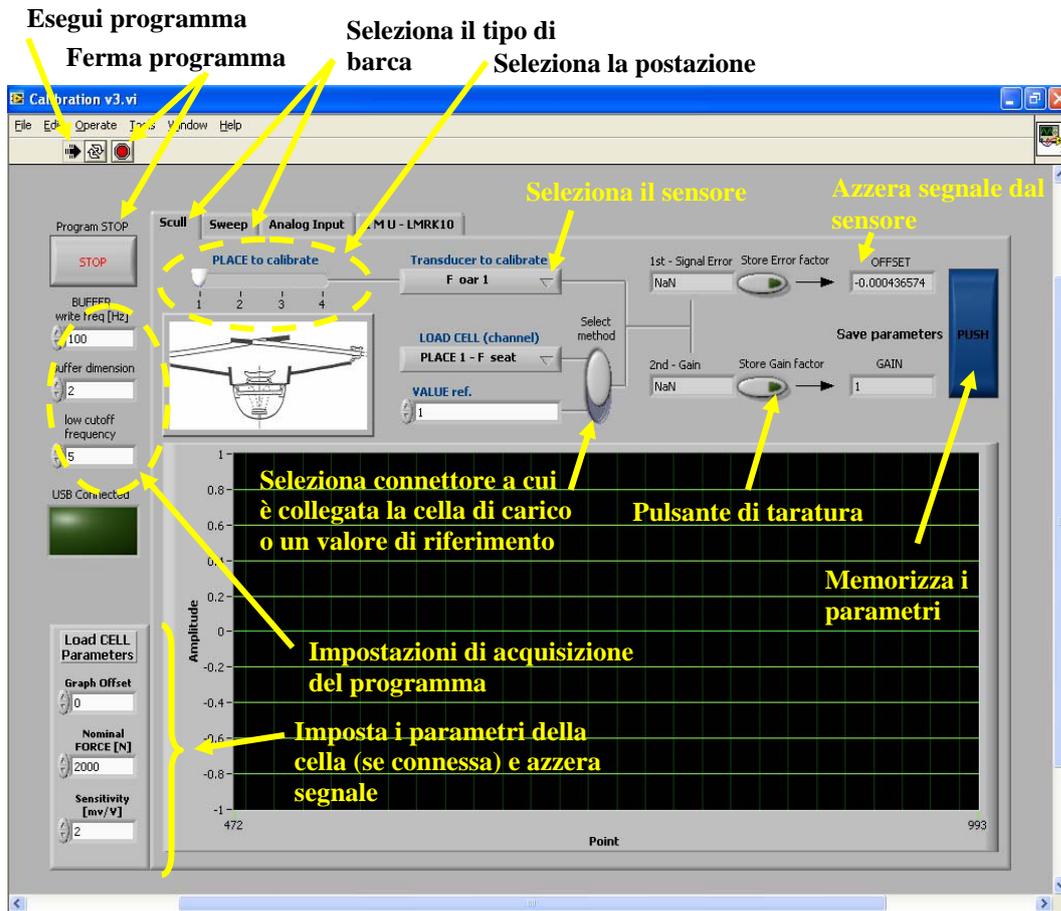


Figura A1.71 – Schermata di avvio del programma di taratura.

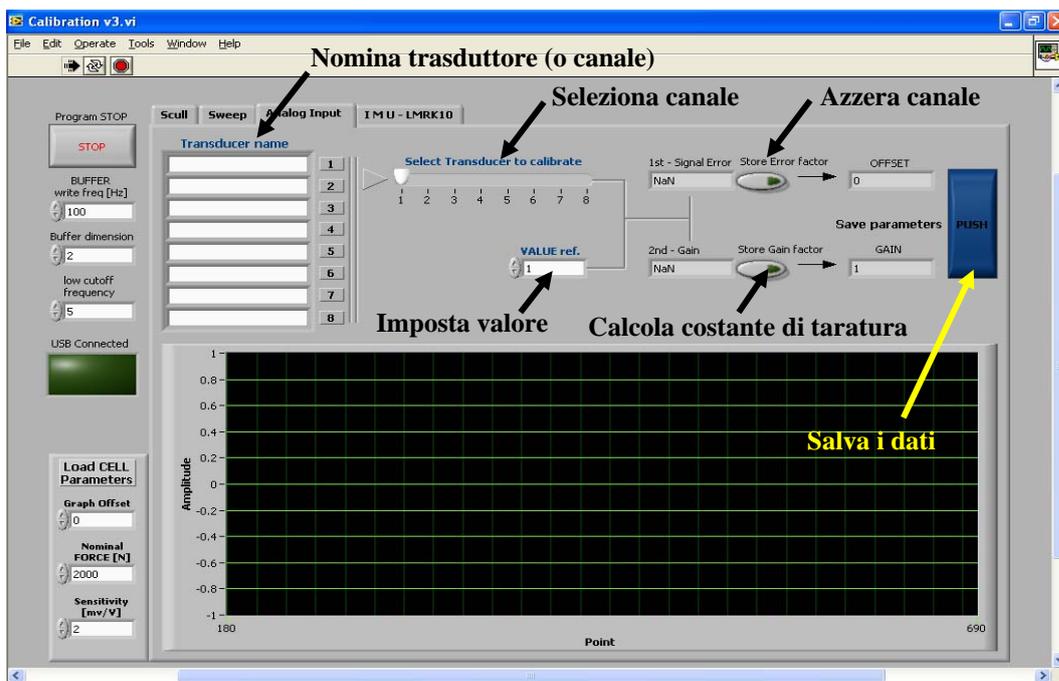


Figura A1.72 – Schermata di taratura ingressi analogici.

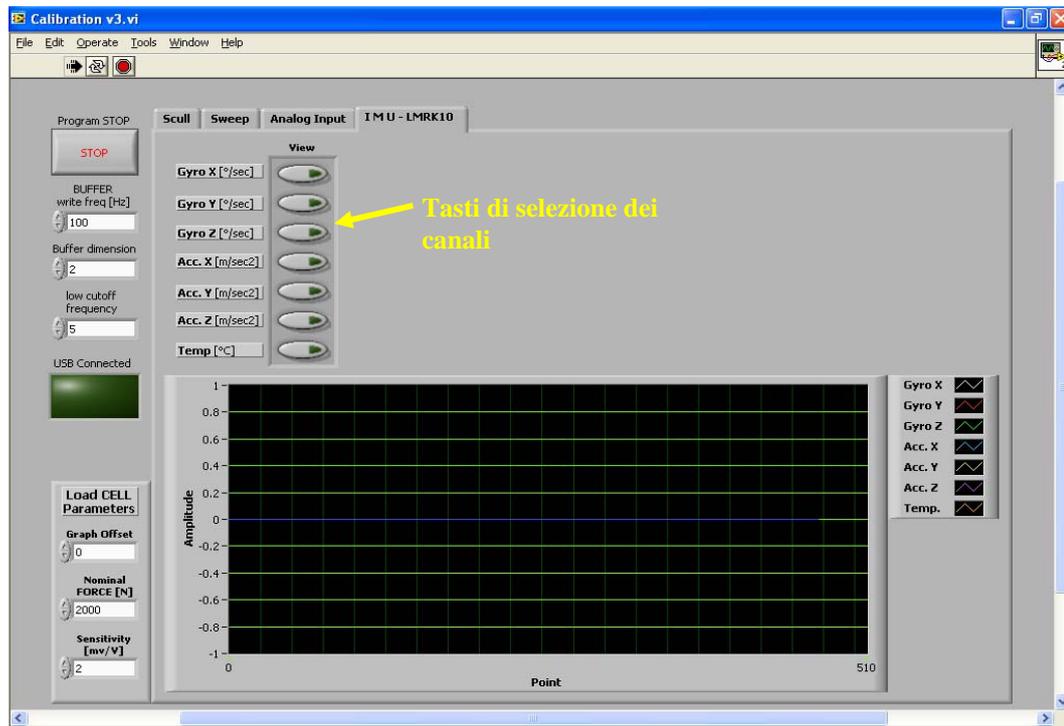


Figura A1.73 – Schermata per il controllo dei dati dalla piattaforma inerziale.

Di seguito sono spiegati in dettaglio le fasi di taratura di ciascun tipo di sensore, dopo averne completato l'installazione, collegato e acceso la centralina al PC, e avviato il programma *Calibration.exe*.

A1.4.3 Taratura dei sensori di forza degli scalmi (Figura A1.74, A1.75, A1.76)

La procedura qui descritta prende come esempio il braccio di una scalmiera, e deve essere ripetuta per ogni sensore di forza orizzontale montato.

Fissare alla parpella il tubolare di carico usando gli appositi morsetti (Figura A1.74); la posizione dei morsetti è arbitraria e deve essere tale che l'attrezzatura non tocchi e comunque non interferisca con i bracci della scalmiera. Ad esempio può essere ancorata fuori dalla postazione di vogata o posizionata tra i bracci in maniera che l'estremità del tubolare sia vicino alla forcola.

Agganciare quindi la cella di carico alla forcola per mezzo dell'apposito gancio accessorio in modo che la direzione di carico sia secondo l'asse della barca (con la barra filettata orizzontale e parallela all'asse dello scafo, Figura A1.71). Se necessario regolare la posizione orizzontale del tubolare e verticale del cilindro porta barra .

Collegare la cella con l'apposito cavo adattatore ad un connettore di forza di una delle ciabatte.

Accendere l'acquisizione mettendo su **ON** l'interruttore del telecomando (oltre al LED rosso si accenderà anche quello verde) ed agire sul volantino in modo da avvicinare e appoggiare il gancio alla forcola senza sollevarla (la cella risultare ancora scarica).

Nella schermata principale impostare le caratteristiche della cella di carico riportate dal produttore sulla targhetta. Nel contenitore della schermata (**scull** o **sweep** a seconda del tipo di barca) cliccare il pulsante deviatore su **LOAD CELL (channel)** e selezionare con il

menu a tendina il connettore a cui è collegata la cella di carico. Dovrà apparire sul grafico il segnale proveniente dalla cella di carico (Figura A1.76).

Regolare quindi il **Graph offset** in modo che la curva del segnale sia a zero.

In alto nello stesso contenitore agire sul cursore **PLACE to calibrate** e sul menu **Transducer to calibrate** per selezionare la postazione di vogata e il sensore che vuole tarare.

Premere a questo punto il pulsante di azzeramento canale (**Store Error factor**) e agire sul volantino in senso orario per caricare progressivamente la forcola e quindi il braccio fino a un valore di circa 1200N per scalmiere *di punta* e 600N per scalmiere *di coppia*. La lettura del valore va fatta direttamente sul grafico.

Al termine della fase di caricamento, premere sul pulsante **Store Gain factor**. Apparirà nel grafico un'ulteriore curva corrispondente a quella del sensore, con lo stesso valore della cella. I valori di offset e gain verranno memorizzati nelle relative celle a fianco dei pulsanti.



Figura A1.74 - Taratura scalmio.



Figura A1.75 - Particolare della cella e del gancio.

Scaricare la forcola agendo sul volantino in senso antiorario fino al valore zero (le due curve si muoveranno insieme come in Figura A1.76).

È probabile che al termine del primo tentativo di taratura, permanga dal sensore un segnale non nullo nonostante il braccio sia scarico. Questo può succedere per effetto di un primo assestamento della scalmiera sotto sforzo; ripetere la procedura finché i segnali della cella e del sensore non appariranno perfettamente collimati nel grafico.

NB: il tasto **PUSH** deve essere premuto al termine di tutte le tarature di tutti i sensori, per scrivere su un unico file le costanti di taratura di tutti i sensori. In caso contrario sovrascrivere il file.

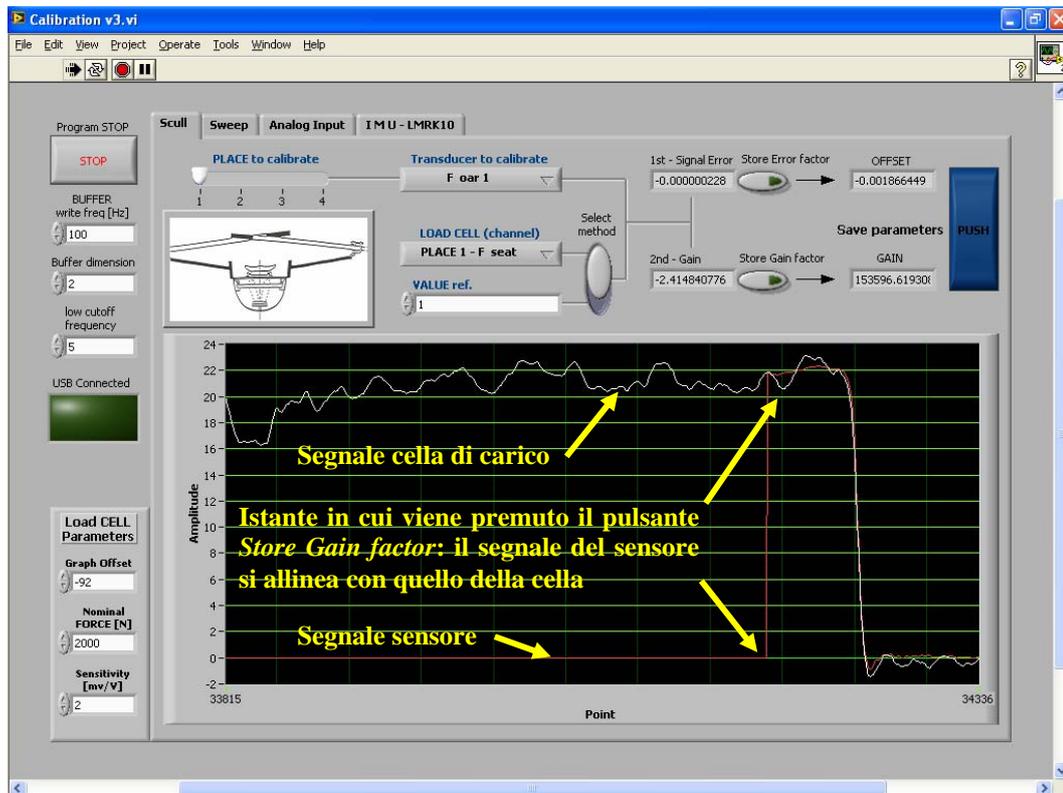


Figura A1.76 – Istantanea della fase di taratura del sensore di forza con cella di carico.

A1.4.4 Taratura dei sensori di forza dei puntapiedi (Figura A1.77)

La procedura è simile a quella dei bracci eccetto l'attrezzatura da impiegare e il metodo di sollecitazione del puntapiedi.

- Preparare la cella di carico con gli accessori montati come in Figura A1.70 del Paragrafo A1.4.1.
- Predisporre quindi il programma di taratura selezionando la postazione e il sensore scelti, e azzerare il canale.
- Caricare il puntapiedi in direzione perpendicolare alla pedana agendo come in Figura A1.77.
- Mantenendo la forza sulla pedana, premere il pulsante **Store Gain factor** per acquisire la costante di calibratura.
- Agendo con la cella sulla pedana i due segnali dovranno variare sul grafico con lo stesso scostamento; se ciò non dovesse avvenire ripetere la procedura daccapo.



Figura A1.77 – Modalità di carico del sensore di forza al puntapiedi.

A1.4.5 Taratura dei sensori di forza dei seggiolini (Figura A1.78, A1.79)

È possibile scegliere due modalità di calibratura, usando in entrambe l'apposito cuscino (solo dopo aver azzerato il canale con il tasto **Store Error factor**):

- sollecitando il seggiolino e quindi il sensore per mezzo della cella di carico (Figura A1.78);
- caricando e tarando il sensore con dei pesi noti sulla seduta (Figura A1.79).

Nel primo caso la procedura è del tutto identica a quella del puntapiedi (Paragrafo precedente). Nel secondo caso, dopo aver azzerato il segnale dal sensore, spostare il deviatore Select method verso il basso sul controllo **VALUE ref**. Appoggiare sulla seduta un peso noto e scriverne il valore in Newton all'interno del controllo

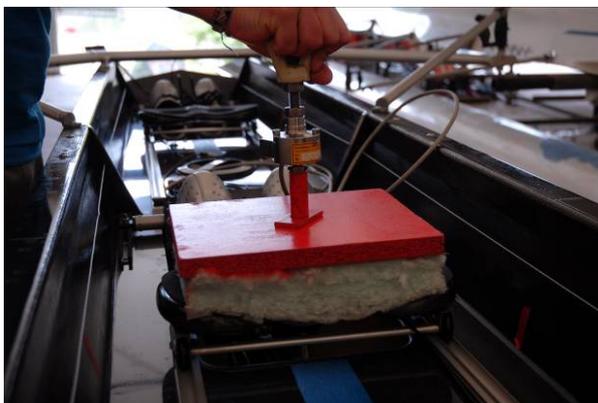


Figura A1.78 – Taratura sensore di forza del seggiolino con cella di carico.

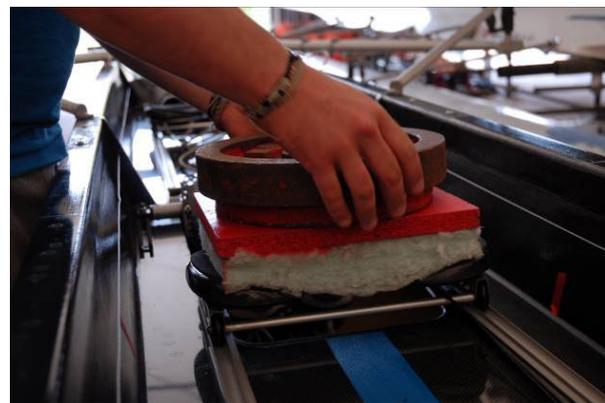


Figura A1.79 – Taratura sensore di forza del seggiolino con pesi noti.

Cliccare su **Store Gain factor** per memorizzarne il valore, quindi scaricare il seggiolino e verificare sul grafico che il segnale si azzeri. Ripetere la procedura in caso contrario.

A1.4.6 Taratura dei sensori di posizione dei remi (Figura A1.80)

La posizione zero del remo è perpendicolare all'imbarcazione, ovvero con la forcola parallela all'asse della barca (Figura A1.80). Ruotare e posizionare la forcola in posizione di azzeramento, aiutandosi con un goniometro oppure, nel caso di imbarcazioni *di coppia*,

utilizzando una verga tubolare rigida di lunghezza pari alla distanza tra gli scalmi da appoggiare forcole e da usare come riscontro.



Figura A1.80 – Azzeramento della posizione angolare dello scalmo (forcola parallela alla direzione della barca).

Azzerare il segnale (tasto **Store Error factor** in Figura A1.71) e ruotare di 90° verso l'interno della barca, quindi impostare il valore 90 all'interno del programma nella casella **VALUE ref.** Registrare la costante di taratura premendo il tasto **Store Gain factor**.

A1.4.7 Taratura sensori di posizione dei seggiolini (Figura A1.81, A1.82, A1.83)

Spostare il seggiolino e posizionarlo in modo che il centro della seduta (zona in mezzeria tra i due fori in Figura A1.81, marcare il punto con un pennarello), si trovi allineato sopra alla paratia del pianobanco (Figura A1.82).

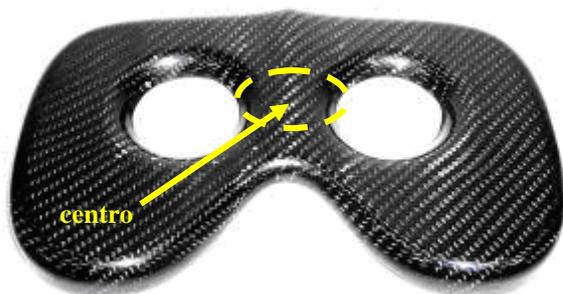


Figura A1.81 – Centro della seduta.

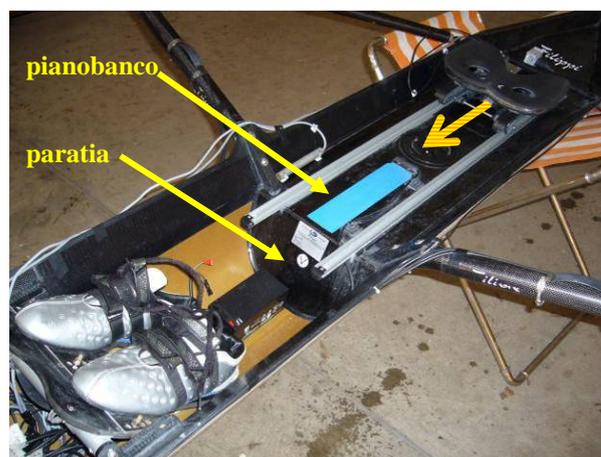


Figura A1.82 – Paratia pianobanco.

Azzerare in questa posizione con il tasto **Store Error factor** di Figura A1.71 e spostare il seggiolino a finecorsa delle guide verso prua. Misurare con un metro flessibile la distanza tra questa posizione e la precedente facendo sempre riferimento al centro del seggiolino.

Scrivere il valore nella casella **VALUE ref.** e registrare la costante di taratura premendo il tasto **Store Gain factor**.

Alla termine della taratura di tutti i sensori, premere il tasto **PUSH** per memorizzare i parametri di taratura su file di testo.

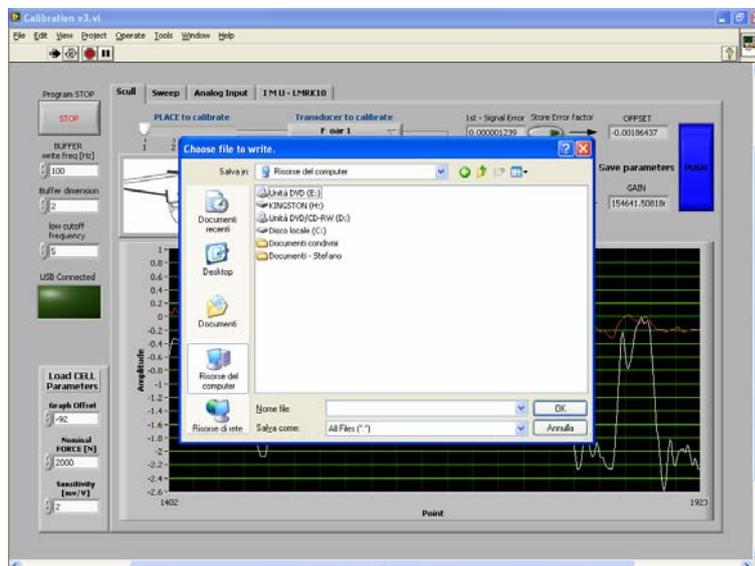


Figura A1.83 – Registrazione su file dei parametri di taratura.

I parametri vengono salvati su un file di testo disposti in tre colonne separati da tabulazione (Figura A1.84):

- descrizione canale;
- valore di azzeramento canale;
- costante di taratura.

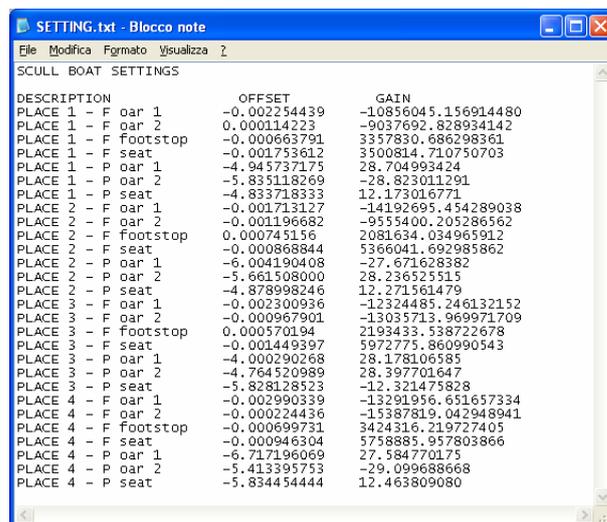


Figura A1.84 – Esempio di file di taratura

A1.4.8 Taratura dei sensori analogici aggiuntivi (accelerometro assiale)

Nella schermata contenitore **Analog Input** (Figura A1.72) è possibile aggiungere trasduttori analogici di tipo amplificato con uscita 0-10Vcc. Tramite questa schermata è possibile tarare l'accelerometro assiale. In posizione orizzontale (a bolla) azzerare il segnale

premendo **Store Error factor** (Figura A1.72), e successivamente in posizione perfettamente verticale scrivere e inviare con il pulsante **Store Gain factor** il valore 9.81 (accelerazione di gravità in $[m/s^2]$). Fare attenzione al segno durante l'installazione del sensore sulla barca. Premere infine il pulsante **PUSH** per memorizzare i valori di calibratura su un ulteriore file.

A1.5 Acquisizione, e gestione dei dati

Ultimate le fasi di installazione e taratura (Paragrafi A1.3 e A1.4), è possibile procedere con le acquisizioni in acqua. Scollegare quindi il cavo di connessione con il PC e l'alimentazione di rete; collegare quindi la batteria assicurandosi di riporre l'interruttore del telecomando su **off**.

Ogni volta che si collega l'alimentazione la centralina carica il programma di acquisizione (booting) e accende alternativamente i LED del telecomando. Solo al termine del lampeggio (LED rosso sempre acceso) sarà possibile cominciare le acquisizioni.

Se si sceglie di salvare i dati su un supporto esterno, collegarlo alla porta USB del box prima dell'avvio. Se invece si decide di salvare nella memoria interna della centralina, i dati dovranno essere estratti collegando il PC al box con il cavo di rete in dotazione, e accedervi per mezzo del programma *Measurement & Automation* (come spiegato nel Paragrafo A1.3).

In ogni caso la centralina riconosce automaticamente la presenza della memoria esterna e vi salva i dati.

L'acquisizione inizia non appena viene spostato l'interruttore del telecomando su **on**. Il sistema registra i dati su file binario finché non viene riposizionato l'interruttore su **off**. Ad ogni accensione e spegnimento la centralina genera un nuovo file.

N.B. Non inserire o estrarre mai le memorie USB con le acquisizioni in corso (tasto **on** attivo).

È importante che prima dello start in acqua l'imbarcazione sia ferma in modo da avere nei file acquisiti uno zero di riferimento per i dati di accelerazione. Questa procedura è necessaria poiché l'installazione degli accelerometri non è precisa (ovvero in bolla), per cui anche se l'imbarcazione è ferma potrebbero esserci dei segnali di accelerazione non nulli per effetto delle componenti di accelerazione di gravità.

Se le condizioni di partenza e di arrivo sono note (barca completamente ferma), con buona approssimazione è possibile azzerare a posteriori i segnali acquisiti.

Dopo aver acquisito qualche secondo in condizioni stazionarie, l'equipaggio può procedere con l'allenamento. Analogamente, prima di spegnere l'acquisizione al termine del run, l'equipaggio deve attendere qualche secondo per ritornare esattamente nelle condizioni iniziali di equilibrio e porre su **off** l'interruttore.

È possibile calcolare la dimensione massima dei files o la durata massima di acquisizione consentita dalla memoria disponibile: poiché ogni campionamento occupa 254Byte con frequenza di 50Hz, un minuto di acquisizione impegnerà $254 \cdot 50 \cdot 60 = 762000$ Byte.

La memoria interna della centralina è da 128MB e garantisce quindi una durata di circa $128 \cdot 10^6 / 762000 \approx 167$ minuti di acquisizione.

Durante le sessioni di acquisizione in acqua è importante dividere le acquisizioni su più files in modo da ridurre le dimensioni e agevolarne la successiva lettura.

A1.6 Visualizzazione ed esportazione dei dati (Figura A1.85, A1.86, A1.87)

Scaricare i dati e porli nella stessa cartella dei due file di salvataggio dei parametri di calibratura. Aprire il software di lettura *Scull RView.exe* o *Sweep RView.exe* a seconda che si tratti di dati relativi ad imbarcazioni *di coppia* o *di punta*. I programmi di lettura sono già impostati in modo da distinguere i canali (ovvero i nomi dei sensori acquisiti).

In Figura A1.85 è riportata la schermata di apertura del programma *Scull RView.exe*.

All'avvio, il programma richiede in successione due file di testo contenenti i parametri di taratura dei dati da leggere. Come primo file deve essere caricato quello di *SETTING* dei sensori delle postazione di vogata (Figura A1.86), mentre il secondo (*ANALOG SETTING*) si riferisce ai canali ausiliari analogici (Paragrafo A1.4.2) a cui sono solitamente collegati trasduttori analogici esterni, per esempio l'accelerometro assiale.

Il terzo file richiesto dal programma è quello binario dei dati. Nella prime due finestre del programma (**Transducer setting** e **Analog Input**) sono riportati i contenuti dei file di calibratura precedentemente caricati.

A sinistra della schermata, cliccando sul tasto corrispondente, è possibile selezionare il canale da visualizzare sul grafico, mentre a destra vi sono dei campi per correggere la posizione e l'ampiezza dei dati: **Ch. Offset** e **Gain Compensation** (Figura A1.85).

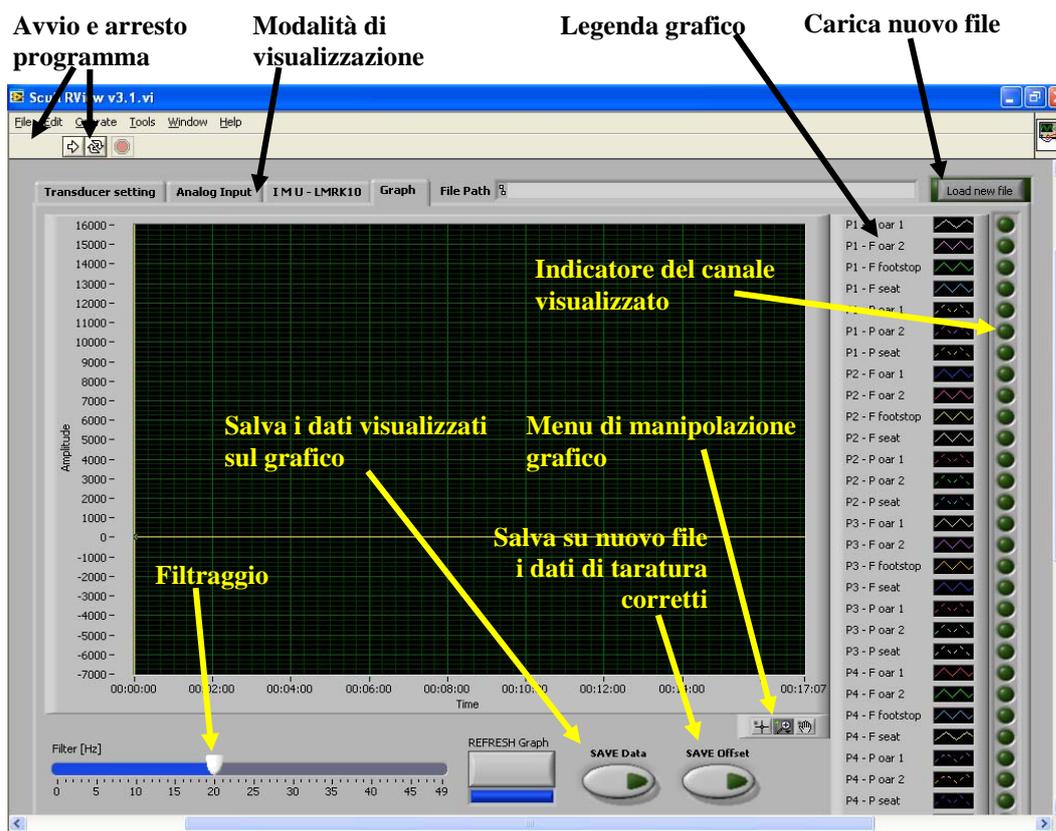


Figura A1.85 – Schermata del programma di lettura.

Il pulsante **REFRESH Graph** (Figura A1.85) serve per aggiornare il grafico dopo aver impostato il valore di filtraggio oppure ogni qualvolta si desidera tornare alla schermata iniziale del grafico.

Cliccando sul pulsante **SAVE Offset** è possibile aggiornare su un nuovo file i valori di offset corretti, relativi ai sensori di vogata.

Con il pulsante **Load new file** invece si possono caricare altri file dati senza dover riapplicare i file di taratura.

I dati selezionati (e corretti) possono essere infine esportati su file tipo *.txt* o *.xls* premendo sul pulsante **SAVE Data**. In tal modo il programma esporterà tutti i canali con relativa intestazione, ma quelli non selezionati verranno salvati con valore 0.

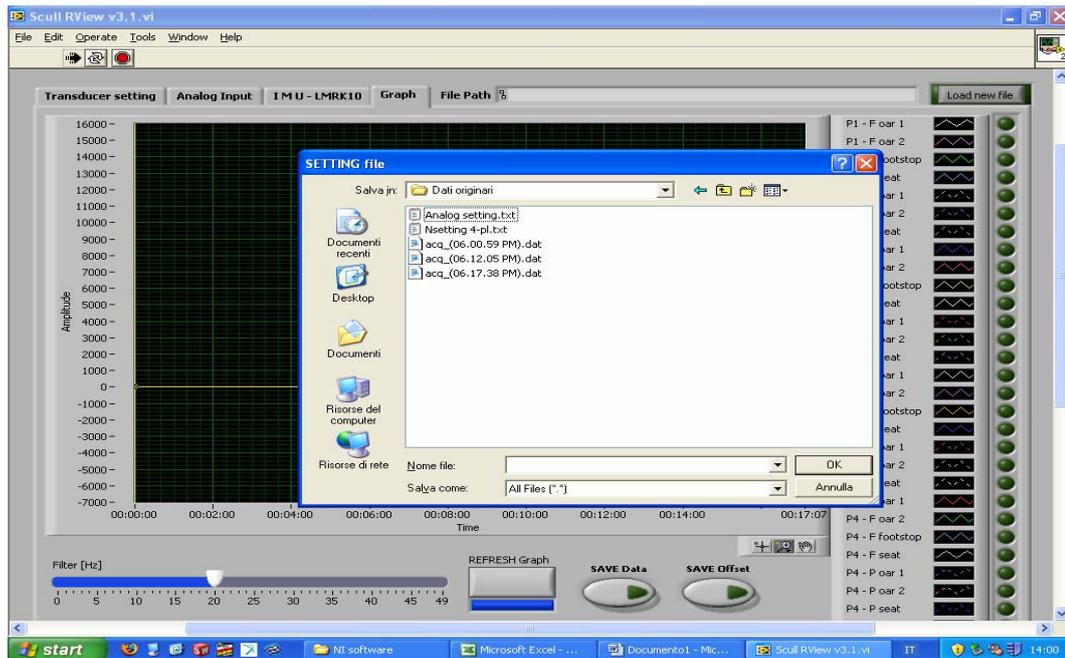


Figura A1.86 – Richiesta del file dei parametri di taratura.

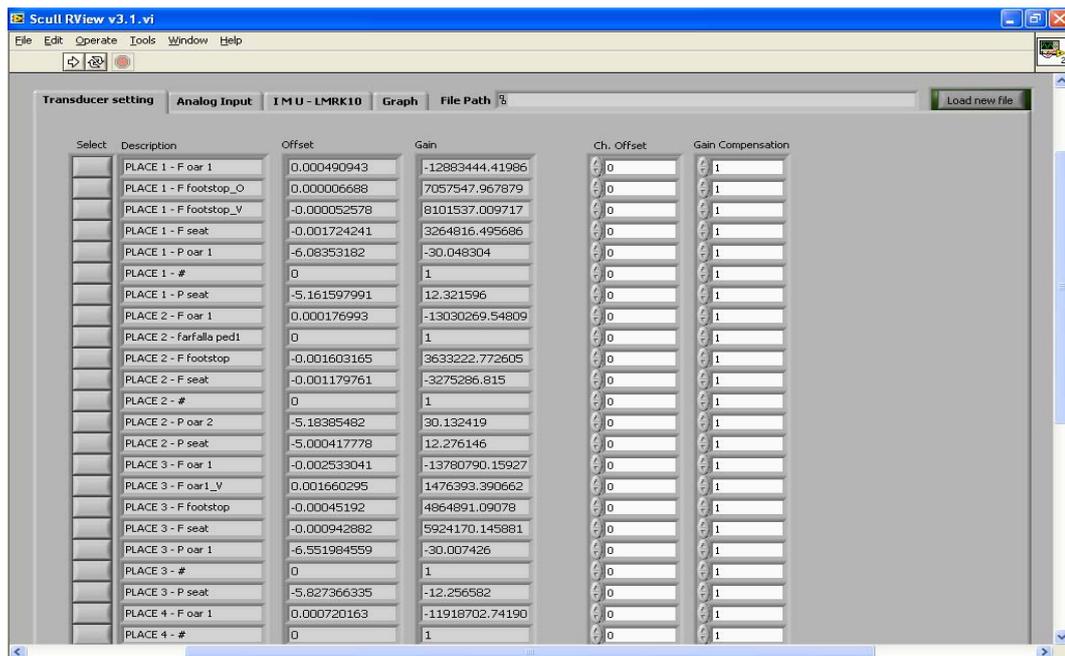


Figura A1.87 - Schermata gestione canali acquisiti.

A1.7 Manutenzione e caratteristiche elettriche

Dato l'impiego del sistema di acquisizione in ambiente umido, si è provveduto ad isolare i vari componenti in modo da garantire una certa protezione dall'acqua. Il grado di protezione è diverso tra un componente e l'altro, in particolare i sensori di forza realizzati in laboratorio sono già dotati di cavo elettrico e isolati in modo da renderli impermeabili.

In Tabella A1.8 sono riportati i gradi di protezione: quello del box di acquisizione è inteso con i connettori non usati protetti dagli appositi tappi, lo stesso vale per i connettori delle ciabatte di derivazione. I sensori analogici di posizione possiedono invece il grado di protezione fornito dalla casa costruttrice.

Tabella A1.8 – Gradi di protezione della centralina e dei sensori.

Componente	Grado IP di protezione
box di acquisizione	65
telecomando	50
scatole di derivazione	65
sensori di forza (omega e lamina)	65
sensori di posizione remo	65
sensore di posizione seggiolino	53
piattaforma inerziale MRM10	50
accelerometro assiale	65

Dalla tabella è evidente che alcuni componenti devono essere messi in posizione riparata dall'acqua o protetti diversamente. Ad esempio proteggere la piattaforma inerziale inserendola in un sacchetto in plastica.

Cercare di disporre sempre la batteria in posizione sollevata da zone che potrebbero allagarsi (per esempio nelle buche dei puntapiedi). Ricordarsi infine di proteggere i contatti elettrici della batteria di alimentazione e del cavo di connessione C2 con del nastro adesivo gommatto, o facendo uso di un qualche rivestimento come ad esempio un sacchetto di plastica.

Al termine di ogni sessione di acquisizione, asciugare sempre tutta la strumentazione soprattutto le parti metalliche che potrebbero essere soggette ad ossidazione. Nel caso dei sensori di posizione a filo dei seggiolini, svolgere completamente il cavo e lasciarlo riavvolgere dopo averlo asciugato.

Controllare sempre che i connettori siano puliti e asciutti prima di effettuarne la connessione, al fine di ridurre i tempi di verifica nel caso si manifestino guasti.

Il box di acquisizione non richiede manutenzione, è importante tuttavia avere attenzione di mantenere i tappi di protezione sui connettori non usati.

Il consumo elettrico del sistema in funzione dipende dal numero di sensori collegati al box di acquisizione; in Tabella A1.9 si riportano gli assorbimenti di ciascun componente.

Tabella A1.9 – Consumo dei componenti del sistema di acquisizione.

Componente	Alimentazione Vcc [V]	Consumo corrente [A]
box di acquisizione (completo di telecomando)	12	1.67
sensori di forza (omega e lamina)	5 (dal box di acquisizione)	0.04
sensore di posizione remo	12 (dal box di acquisizione)	0.0024
sensore di posizione seggiolino	12 (dal box di acquisizione)	0.0012
piattaforma inerziale (tramite l'adattatore seriale)	12 (dal box di acquisizione)	0.08
accelerometro assiale	12 (dal box di acquisizione)	0.01

Si può quindi calcolare l'assorbimento complessivo del sistema e la durata della batteria. Ad esempio per un'imbarcazione 4x saranno necessarie 4 ciabatte, per un totale di 16 sensori di forza e 12 sensori di posizione. L'assorbimento risulterà di:

$$I = 1.67 + (0.04 \cdot 16) + (0.0024 \cdot 8 + 0.0012 \cdot 4) + 0.08 + 0.01 = 2.424 \text{ A}$$

Con una batteria da 3Ah si avrà perciò un'autonomia di acquisizione di $3/2.424=1.24$ ore.

Di seguito sono riportati gli schemi dei collegamenti elettrici dei vari connettori del box di acquisizione e delle ciabatte di derivazione:

- connettori DB25 poli su box di acquisizione per scatole di derivazione: i numeri in Tabella A1.10 appartengono ai canali riportati a sinistra e corrispondono ai pin di Figura A1.88. Nel caso di ciabatte per barche *di punta* i pin di **F_remo2** e **P_remo2** non sono connessi. Per il comprendere il significato di **V+**, **V-**, **S+**, **S-**, vedere Figura A1.87.

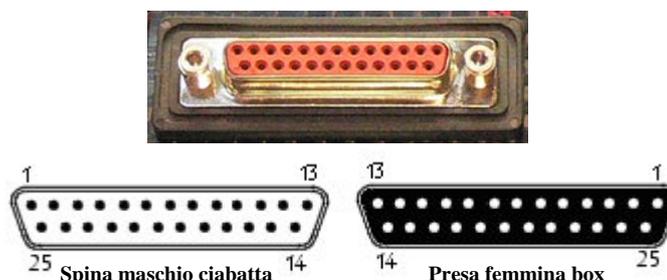


Figura A1.88 – Schema connettore a 25 poli per scatola di derivazione.

Tabella A1.10 – Connessioni elettriche del connettore DB25 sul box di acquisizione (N.C. = non connesso).

CANALE	V+	V-	S+	S-
F_remo1	1	2	3	4
F_remo2	5	6	7	8
F_puntap	9	10	11	12
F_seggiol	13	14	15	16
P_remo1	17	18	19	N.C.
P_remo2	20	21	22	N.C.
P_seggiol	23	24	25	N.C.

- Connettori delle scatole di derivazione (barche *di punta* o *di coppia*): i sensori analogici e di forza sono collegati alle ciabatte secondo lo schema di Figura A1.89. L'utente può collegare propri sensori tenendo presente che la tensione di alimentazione sui connettori a tre poli (**ΔV**) è di 12Vcc, mentre quella sui cinque poli è di 5Vcc.
- connettori DB15 poli su box di acquisizione per sensori analogici aggiuntivi (Figura A1.90). Sono presenti quattro canali di ingresso di tipo differenziale (cioè per sensori con doppio segnale di uscita, un negativo ed un positivo) e quattro di tipo *single-ended*, cioè solo positivi rispetto ai 0V dell'alimentazione (GND).

Il cavo C2 (Paragrafo A1.1) deve essere attaccato a questo connettore. In questo caso i quattro canali sono collegati ai primi quattro ingressi positivi del connettore, mentre i negativi sono collegati al 0V con una giunzione interna al cavo stesso.

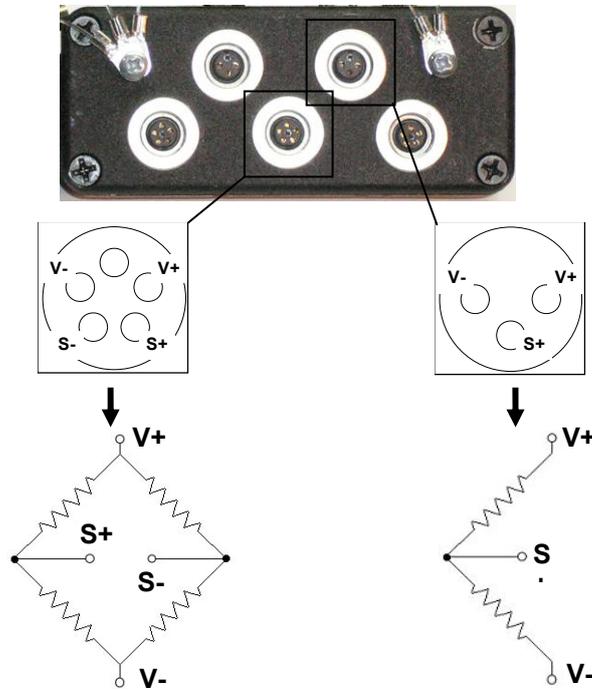
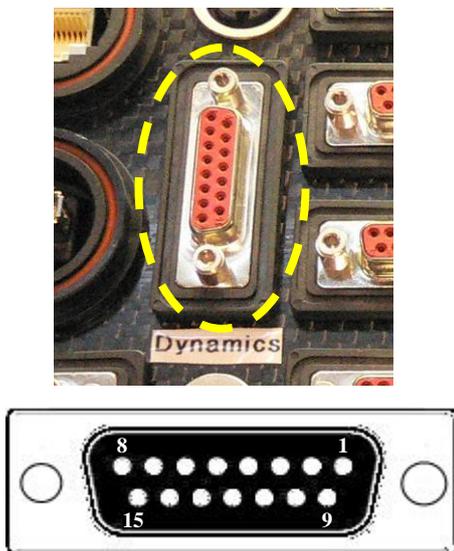


Figura A1.89 - Schema elettrico di connessione dei sensori alle ciabatte di derivazione.



Canale		Pin
uscita	0 (GND)	1
Alimentazione	+12Vcc	2
Ingresso 1 (differenziale)	-	3
	+	4
Ingresso 2 (differenziale)	-	5
	+	6
Ingresso 3 (differenziale)	-	7
	+	8
Ingresso 4 (differenziale)	-	9
	+	10
Ingresso 5	+	11
Ingresso 6	+	12
Ingresso 7	+	13
Ingresso 8	+	14
-	N.C.	15

Figura A1. 90 – Schema del connettore a 15 poli per l’uso di sensori analogici.

SCRIPT (MATLAB[®]) PER L'ANALISI DI DATI DI CANOTTAGGIO

A2.1 Dati nel file di ingresso e parametri di controllo

Lo script apre un file tipo *.txt* nel quale i dati devono essere disposti su sette colonne in ordine di:

1. tempo;
2. forza allo scalmò;
3. forza sul puntapiedi;
4. forza sui seggiolini;
5. angolo di rotazione remo;
6. posizione seggiolino;
7. accelerazione della barca.

Nel caso i dati di forza siano espressi in kg è necessario moltiplicarli per la costante 9.806 come riportato nelle prime righe del listato, immediatamente dopo le istruzioni di apertura del file.

Sempre nelle prime righe del listato, selezionare le due variabili da analizzare, di cui la prima di forza e la seconda di spostamento.

Indicare inoltre l'intervallo di analisi dei dati: se è la prima analisi inserire un valore indicativo da aggiustare in seguito. Il programma visualizzerà le due variabili nei primi due grafici compreso l'intervallo indicato.

Nella stessa zona del listato fornire le lunghezze delle leve del remo (lunghezza tra lo scalmò e la pala e tra lo scalmò e l'impugnatura), e la probabilità di calcolo della curva di inviluppo.

Lo script visualizza una serie di grafici e diagrammi, e riporta nella Command Window le informazioni relative agli indici di prestazione riportati nel Capitolo 4.3.

I diagrammi sono relativi a:

1. colonna completa dei dati di forza selezionati, nel tempo;
 2. colonna completa dei dati di spostamento selezionati, nel tempo;
- e nell'intervallo selezionato:
3. dati di forza e spostamento, nel tempo;
 4. diagramma ciclico dei dati di forza e velocità rispetto ai dati di spostamento;
 5. istogramma e conteggio dei picchi e massimi di forza, intesi rispettivamente come variazione del segno della derivata prima della forza, e come massimo valore in ogni ciclo di vogata;
 6. diagramma di analisi di ripetibilità della forza, con curva di inviluppo;
 7. grafici nel tempo di accelerazione, velocità della barca e potenza esplicita dal vogatore;
 8. grafico del profilo dei massimi di forza;
 9. Densità dello spettro di frequenza del segnale di forza;
 10. Densità dello spettro di frequenza del segnale di accelerazione;
 11. Densità dello spettro di potenza della velocità della barca.

A2.2 Listato del programma

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% FORCE & DISPLACEMENT Analysis
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
clear; clc; close all;

% LOAD DATA FILE
filename1=fopen('filename1.txt','r');
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
Data=fscanf(filename1,'%f %f %f %f %f %f', [7 inf]);
Data=Data';
fclose(filename1);
time=Data(:,1);
F_oar=Data(:,2)*(9.806); % [N]
F_f.stop=Data(:,3)*(-9.806); % [N]
F_seat=Data(:,4)*(-9.806); % [N]
P_oar=Data(:,5); % [°]
P_seat=Data(:,6); % [cm]
boat_Accel=Data(:,7); % [m/s2]

% Select variables, range & define parameters %%%%%%%%%%%%%%%
VAR1=F_oar; % Force
VAR2=P_oar; % Displacement
int=[40,100]; % Select Data range
Le=2.00; % External oar lenght [m]
Li=1.00; % Internal oar lenght [m]
% Envelope curve
prob_perc=99;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% Boat Speed
time_diff=diff(time);
S=size(time_diff);
S(2)=S(2)+1;
Accel_mean=mean(boat_Accel);
boat_Accel=boat_Accel-Accel_mean;
v0=0;
boat_Speed(1)=0;
for i=2:size(time)-1
    boat_Speed(i)=boat_Accel(i-1)*time_diff(i-1)+boat_Speed(i-1);
end
boat_Speed(S(2))=boat_Speed(S(2)-1);
boat_Speed_min=min(boat_Speed);
boat_Speed=(boat_Speed-boat_Speed_min+v0);
% Select Data range
j=1;
S=size(time);
for i=1:S(1)
    if (time(i)>=int(1) & time(i)<=int(2))
        time_sel(j)=time(i);
        VAR1_sel(j)=VAR1(i);
        VAR2_sel(j)=VAR2(i);
        boat_Accel_sel(j)=boat_Accel(i);
        boat_Speed_sel(j)=boat_Speed(i);
        j=j+1;
    end
end
% Plot VAR1 & VAR2
plot(time,VAR1);
grid on;
xlabel('Time [s]','FontWeight','bold','FontSize',10);
ylabel('VAR1 [N]','FontWeight','bold','FontSize',10);
% title('VAR1','FontSize',14);
Ylim_VAR1 = get(gca,'Ylim');
line([int(1) int(1)],[Ylim_VAR1(1) Ylim_VAR1(2)],'Color','k','LineStyle','-','LineWidth',2);
line([int(2) int(2)],[Ylim_VAR1(1) Ylim_VAR1(2)],'Color','k','LineStyle','-','LineWidth',2);
figure;
plot(time,VAR2,'-r');
grid on;

```



```

    k=k+1;
    peaks(k)=VAR1_sel(i);
else
    TABLE(i,6)=0;
end
if (i<S(2)) & (VAR1_derivativ_sel(i)>0 & VAR1_derivativ_sel(i+1)<0) & (VAR2_Speed_sel(i)>0)... % Maxs
    & (VAR1_sel(i)>2*max(VAR1_sel)/4)
    TABLE(i,7)=1;
    j=j+1;
    maximum(j)=VAR1_sel(i);
    maximum_angle(j)=VAR2_sel(i);
else
    TABLE(i,7)=0;
end
if (i<S(2)) & (VAR2_Speed_sel(i)<0 & VAR2_Speed_sel(i+1)>0) % & (VAR2_sel(i)<0) % Minimum angle
    TABLE(i,8)=1;
    l=l+1;
    mins(l)=VAR1_sel(i);
else
    TABLE(i,8)=0;
end
if (i<S(2)) & (VAR2_Speed_sel(i)>0 & VAR2_Speed_sel(i+1)<0) & (VAR2_sel(i)>0) % Maximum angle
    TABLE(i,9)=1;
    m=m+1;
    maxs(m)=VAR1_sel(i);
else
    TABLE(i,9)=0;
end
end
mean1=mean(maximum);
mean2=mean(maximum_angle);
std_maximum=std(maximum);
std_maximum_angle=std(maximum_angle);
bar(peaks);
grid on;
title('Peaks counting','FontSize',14);
xlabel('Peaks number','FontWeight','bold','FontSize',10);
ylabel('Peaks level [N]','FontWeight','bold','FontSize',10);
str=['N. of maximum peaks in selected range = ',num2str(j)];
str1=['Mean value [N] = ',num2str(mean1)];
str2=['Standard deviation [N] = ',num2str(std_maximum)];
str3=['Position correspondent to the maximum VAR1 [°] = ',num2str(mean2)];
str4=['Standard deviation [°] = ',num2str(std_maximum_angle)];
legend(str,str1,str2,str3,str4);
clear str str1 str2 str3 str4;

% Stroke length (L), stroke time (t), stroke velocity (L/t)
j=0; k=0; l=0; m=0; n=0; p=0; q=0;
for i=1:S(2)
    if TABLE(i,8)==1;
        j=j+1;
        min_position(j)=VAR2_sel(i);
        min_position_time(j)=time_sel(i);
    end
    if TABLE(i,9)==1;
        k=k+1;
        max_position(k)=VAR2_sel(i);
        max_position_time(k)=time_sel(i);
    end
    if (TABLE(i,8)==1) & (n==0);
        n=1;
        attack_time=time_sel(i);
    end
    if (TABLE(i,9)==1) & (n==1);
        m=m+1;
        n=0;
        stroke_time(m)=time_sel(i)-attack_time;
    end
    if (TABLE(i,9)==1) & (p==0);
        p=1;
        final_time=time_sel(i);
    end
end

```

```

end
if (TABLE(i,8)==1) & (p==1);
    q=q+1;
    p=0;
    recovery_time(q)=time_sel(i)-final_time;
end
end
min_position_mean=mean(min_position);
min_position_std=std(min_position);
max_position_mean=mean(max_position);
max_position_std=std(max_position);
Stroke_length_mean=max_position_mean-min_position_mean;
Stroke_length_std=sqrt(min_position_std^2+max_position_std^2);
Stroke_time_mean=mean(stroke_time);
Stroke_time_std=std(stroke_time);
Recovery_time_mean=mean(recovery_time);
Recovery_time_std=std(recovery_time);
Rowing_period=Stroke_time_mean+Recovery_time_mean;
Rowing_period_std=sqrt(Recovery_time_std^2+Stroke_time_std^2);
Stroke_speed=Stroke_length_mean/Stroke_time_mean;
Stroke_speed_std=sqrt((Stroke_time_std/Stroke_length_mean)^2+(Stroke_length_std/Stroke_time_mean)^2);
disp(['Mean of minimum position [°] = ',num2str(min_position_mean)]);
disp(['Standard deviation of minimum position [°] = ',num2str(min_position_std)]);
disp(' ');
disp(['Mean of maximum position [°] = ',num2str(max_position_mean)]);
disp(['Standard deviation of maximum position [°] = ',num2str(max_position_std)]);
disp(' ');
disp([' - Mean of the stroke length in the selected range [°] = ',num2str(Stroke_length_mean)]);
disp([' - Standard deviation of the stroke length [°] = ',num2str(Stroke_length_std)]);
disp(' ');
disp(['Stroke time mean [s] = ',num2str(Stroke_time_mean)]);
disp(['Standard deviation of the stroke time [s] = ',num2str(Stroke_time_std)]);
disp(' ');
disp(['Recovery time mean [s] = ',num2str(Recovery_time_mean)]);
disp(['Standard deviation of the recovery time [s] = ',num2str(Recovery_time_std)]);
disp(' ');
disp([' - Rowing period [s] = ',num2str(Rowing_period)]);
disp([' - Standard deviation of the rowing period [s] = ',num2str(Rowing_period_std)]);
disp(' ');
disp([' - Stroke speed mean [°/s] = ',num2str(Stroke_speed)]);
disp([' - Standard deviation of the stroke speed [°/s] = ',num2str(Stroke_speed_std)]);
disp(' ');

% Repeatability Analysis
round_level=5; min_angle=min(min_position); max_angle=max(max_position);
angle_step=min_angle; j=1; k=2;
while (max_angle-angle_step>=round_level)
    Data_collection(j,1)=angle_step+(round_level/2);
    for i=1:S(2)
        if (VAR2_sel(i)<angle_step+round_level) & (VAR2_sel(i)>=angle_step)...
            & (VAR2_Speed_sel(i)>=0) %& (VAR1_sel(i)>=0)
            Data_collection(j,k)=VAR1_sel(i);
            k=k+1;
        end
    end
    if Data_collection(j,2)~=0
        j=j+1;
    end
    k=2;
    angle_step=angle_step+round_level;
end

Data_collection(j,1)=(max_angle+angle_step)/2;
for i=1:S(2)
    if (VAR2_sel(i)<max_angle) & (VAR2_sel(i)>=angle_step) & (VAR2_Speed_sel(i)>=0)...
        %& (VAR1_sel(i)>=0)
        Data_collection(j,k)=VAR1_sel(i);
        k=k+1;
    end
end
end
if Data_collection(j,2)==0

```

```

    Data_collection(j,:)=[];
end
S1=size(Data_collection);
Data_collection_1=Data_collection;
Data_collection_1(:,1)=[];
Data_collection_2=sum(Data_collection_1,2);
for i=1:S1(1)
    k=0;
    for j=1:S1(2)-1
        if Data_collection_1(i,j)~=0
            k=k+1;
        end
        Data_collection_1(i,S1(2))=k;
    end
end
Data_collection_1(:,S1(2)+1)=Data_collection_2./Data_collection_1(:,S1(2));
Data_collection_2(:)=0;

for i=1:S1(1)
    for j=1:S1(2)-1
        if (Data_collection_1(i,j)~=0)
            Data_collection_2(i)=Data_collection_2(i,;)+(Data_collection_1(i,j)-...
                Data_collection_1(i,S1(2)+1))^2;
        end
    end
    Data_collection_2(i)=sqrt(Data_collection_2(i)/(Data_collection_1(i,S1(2))));
end
Data_collection_1(:,S1(2)+2)=Data_collection_2.*Data_collection_1(:,S1(2)+1)/...
    max(Data_collection_1(:,S1(2)+1));
% Envelope curve
STD=norminv(((prob_perc/100)+1)/2);
envelope=Data_collection_1(:,S1(2)+1)+(Data_collection_1(:,S1(2)+2).*STD);
figure;
plot(VAR2_sel,VAR1_sel,'-',Linewidth,1);
hold on;
plot(Data_collection(:,1),Data_collection_1(:,S1(2)+1),'-ks',Linewidth,2.5);
plot(Data_collection(:,1),Data_collection_1(:,S1(2)+2),'--ks',Linewidth,2.5);
plot(Data_collection(:,1),envelope,'-rs',Linewidth,2.5);
xlabel('Displacement [°]',FontWeight,'bold',FontSize,10);
ylabel('VAR1 [N]',FontWeight,'bold',FontSize,10);
title('VAR1-Position profile',FontSize,14);
legend('VAR1','Mean curve','STD curve');
grid on;
clear S1;

% Mean Impulse, Mean Force, Mechanical Power, Performance
impulse=0; j=0;
for i=1:S(2)-1
    if (VAR2_Speed_sel(i)>=0) & (VAR1_sel(i)>=0)
        impulse=impulse+(VAR1_sel(i)+VAR1_sel(i+1))*abs(time_sel(i)-time_sel(i+1))/2;
    else
        j=j+1;
        Impulse(j)=impulse;
        impulse=0;
    end
end
j=0;
for i=1:length(Impulse)
    if Impulse(i)~=0
        j=j+1;
        Impulse_1(j)=Impulse(i);
    end
end
clear Impulse;
Impulse=Impulse_1;
clear Impulse_1;
Impulse_mean=mean(Impulse);
Impulse_std=std(Impulse);
VAR1_mean=Impulse_mean/Stroke_time_mean;
VAR1_mean_std=sqrt((Impulse_std/Stroke_time_mean)^2+(Stroke_time_std/Impulse_mean)^2);
disp(['I = Impulse mean [N*s] = ',num2str(Impulse_mean)]);

```

```

disp(' - Impulse standard deviation [N*s] = ',num2str(Impulse_std));
disp(' ');
disp(' - Mean Force [N] = I/t = ',num2str(VAR1_mean));
disp(' - Standard deviation of the mean force [N] = I/t = ',num2str(VAR1_mean_std));
disp(' ');
disp(' - Max Force [N] = ',num2str(mean1));
disp(' - Standard deviation of the max force [N] = ',num2str(std_maximum));
disp(' ');

for i=1:S(2)
    boat_Power_sel(i)=VAR1_sel(i)*boat_Speed_sel(i);
    if VAR2_Speed_sel(i)>0
        if boat_Speed_sel(i)/(cos(VAR2_sel(i)*pi/180)*Le*(VAR2_Speed_sel(i)*pi/180))<1
            Performance(i)=boat_Speed_sel(i)/(cos(VAR2_sel(i)*pi/180)*Le*(VAR2_Speed_sel(i)*pi/180));
        else
            Performance(i)=1;
        end
    else
        Performance(i)=0;
    end
end
% Performance values filtering
j=1;

active_energy=0;
rower_energy=0;
for i=1:S(2)-1
    if VAR2_Speed_sel(i)>0
        active_energy=active_energy+(VAR1_sel(i)*boat_Speed_sel(i)+VAR1_sel(i+1))*...
            boat_Speed_sel(i+1))*(time_sel(i+1)-time_sel(i))/2;
        rower_energy=rower_energy+(VAR1_sel(i)*(VAR2_Speed_sel(i)*pi/180)*Le*cos(VAR2_sel(i)*pi/180)+...
            VAR1_sel(i+1)*(VAR2_Speed_sel(i+1)*pi/180)*Le*cos(VAR2_sel(i+1)*pi/180))*...
            (time_sel(i+1)-time_sel(i))/2;
    end
end
eta=active_energy/rower_energy;
disp(' - Boat PERFORMANCE = ',num2str(eta));

figure;
plot(time_sel,VAR1_sel,'-m','Linewidth',2);
hold on;
plot(time_sel,boat_Accel_sel,'-r');
plot(time_sel,boat_Power_sel,'-b','Linewidth',1.5);
plot(time_sel,boat_Speed_sel,'-k','Linewidth',2);
grid on;
xlabel('time [t'],'FontWeight','bold','FontSize',10);
ylabel('Force [N] and Power [N*m/s'],'FontWeight','bold','FontSize',10);
title('Performance','FontSize',14);
legend('Force [N]','boat acceleration [m/s2]','Stroke power [N*m/s]','Boat speed [m/s]');

% Plot max profile
j=0;
for i=1:S(2)
    if TABLE(i,7)==1;
        j=j+1;
        max_profile(j,1)=TABLE(i,1);
        max_profile(j,2)=TABLE(i,3);
    end
end
figure;
plot(time_sel,VAR1_sel,'Linewidth',1);
title('Peaks Profile','FontSize',14);
xlabel('time [t'],'FontWeight','bold','FontSize',10);
ylabel('Force [N]','FontWeight','bold','FontSize',10);
grid on;
hold on;
plot(max_profile(:,1),max_profile(:,2),'-r','Linewidth',5);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Frequency analysis VAR1
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```

axis_limit=2;
sample_freq=1/mean(time_sel(2:length(time_sel))-time_sel(1:(length(time_sel)-1)));
nyquist=sample_freq/2;
X=fft(VAR1_sel);
N=length(X);
freq=(0:(N/2))*nyquist/(N/2);
freq_swapped=-(flipud(freq));
bifreq=[freq_swapped freq];
bifreq(fix(N/2)+1)=[];

X1=fftshift(X);
X(1)=[];
GXX=abs(X(1:floor(N/2))).^2;
freq1=(0:(N/2-1))*nyquist/(N/2);
...max=max(GXX);
figure;
plot(freq1,GXX./max);
grid on;
title('VAR1 - Power Spectrum',FontSize,14);
xlabel('frequency [Hz]');
set(gca,'XLim',[0 axis_limit]);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Frequency analysis: Boat Accel
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
axis_limit=2;
sample_freq=1/mean(time_sel(2:length(time_sel))-time_sel(1:(length(time_sel)-1)));
nyquist=sample_freq/2;
Y=fft(boat_Accel_sel);
N=length(Y);
freq=(0:(N/2))*nyquist/(N/2);
freq_swapped=-(flipud(freq));
bifreq=[freq_swapped freq];
bifreq(fix(N/2)+1)=[];

Y1=fftshift(Y);
Y(1)=[];
GYY=abs(Y(1:floor(N/2))).^2;
freq1=(0:(N/2-1))*nyquist/(N/2);
...max=max(GYY);
figure;
plot(freq1,GYY./max);
grid on;
title('Power Spectrum (Boat Accel.)',FontSize,14);
xlabel('frequency [Hz]');
set(gca,'XLim',[0 axis_limit]);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Frequency analysis: Boat SPEED
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
axis_limit=2;
sample_freq=1/mean(time_sel(2:length(time_sel))-time_sel(1:(length(time_sel)-1)));
nyquist=sample_freq/2;
Z=fft(boat_Speed_sel);
N=length(Z);
freq=(0:(N/2))*nyquist/(N/2);
freq_swapped=-(flipud(freq));
bifreq=[freq_swapped freq];
bifreq(fix(N/2)+1)=[];

Z1=fftshift(Z);
Z(1)=[];
GZZ=abs(Z(1:floor(N/2))).^2;
freq1=(0:(N/2-1))*nyquist/(N/2);
...max=max(GZZ);
figure;
plot(freq1,GZZ./max);
grid on;
title('Boat SPEED - Power Spectrum',FontSize,14);
xlabel('frequency [Hz]');
set(gca,'XLim',[0 axis_limit]);
end

```

COMPORTAMENTO ELASTICO DI LAMINATI IN COMPOSITO

Le proprietà finali dei materiali compositi dipendono da quelle dei componenti utilizzati per la loro produzione. I fattori più importanti che ne caratterizzano il legame costitutivo sono:

- le proprietà meccaniche delle fibre;
- il loro orientamento;
- la loro lunghezza;
- le proprietà chimiche delle fibre;
- le proprietà meccaniche della matrice polimerica;
- le proprietà chimiche della matrice;
- il comportamento all'interfaccia tra fibra e matrice (adesione).

I materiali più utilizzati per fabbricare fibre per imbarcazioni sono: vetro, fibre aramidiche (Kevlar, Nomex), e carbonio. I materiali più utilizzati per le matrici sono i polimeri termoindurenti: resine fenoliche, poliestere ed epossidiche

Nei materiali a sandwich le anime sono normalmente composte da una leggera anima in schiuma o in nido d'ape (honeycomb) ricoperta da fibre ad alta resistenza (aramidi o grafite).

Date le caratteristiche dei materiali di base è possibile calcolare le proprietà meccaniche di una qualsiasi lamina nell'ipotesi che:

- 1- la lamina sia unidirezionale cioè costituita da fibre in un'unica direzione (allineamento perfetto);
- 2- le fibre abbiano tutte lo stesso diametro e siano continue;
- 3- il legame (coesione) tra fibre e matrice sia perfetto;
- 4- le deformazioni delle fibre e della matrice siano uguali ($\varepsilon_f = \varepsilon_m$)
- 5- Il comportamento tra fibre e matrice sia perfettamente elastico.

Fissato un sistema di riferimento sulla lamina (assi coordinati di Figura A3.1), le proprietà finali sono legate alle costanti elastiche del materiale base dalle seguenti espressioni:

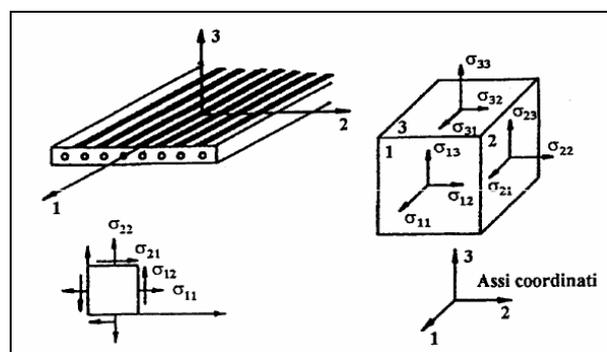


Figura A3.1 – Sistema di riferimento in una lamina unidirezionale.

$$E_1 = E_f \cdot \phi_f + E_m \cdot \phi_m \quad (1)$$

$$\nu_{12} = \nu_f \cdot \phi_f + \nu_m \cdot \phi_m \quad (2)$$

$$\frac{1}{E_2} = \frac{\phi_f}{E_f} + \frac{\phi_m}{E_m} \quad (3)$$

$$\frac{1}{G_{12}} = \frac{\phi_f}{2 \cdot G_f} + \frac{\phi_m}{2 \cdot G_m} \quad (4)$$

con ϕ_f e ϕ_m le frazioni volumetriche di fibra e matrice:

$$\phi_f = \frac{\text{Volume fibre}}{\text{Volume totale composito}} \quad (5)$$

$$\phi_m = \frac{\text{Volume matrice}}{\text{Volume totale composito}} \quad (6)$$

Data la non perfetta disposizione, allineamento ed impregnazione delle fibre si assumono i valori delle frazioni $\phi_f \approx 50\%$ e $\phi_m \approx 40\%$, con il 10% di vuoti e porosità.

Il comportamento della lamina è dato dalla relazione:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & 0 \\ S_{21} & S_{22} & 0 \\ 0 & 0 & S_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} \quad \text{con} \quad [S] = \begin{bmatrix} 1/E_1 & -\nu_{12}/E_1 & 0 \\ -\nu_{21}/E_2 & 1/E_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1/G_{12} \end{bmatrix} \quad (7)$$

da cui

$$\{\sigma\} = [S]^{-1} \{\varepsilon\} = [Q] \{\varepsilon\} \quad (8)$$

Per un qualsiasi sistema di riferimento (x, y) che non sia quello delle fibre, ma nel piano della lamina ed inclinato di un angolo ϑ , l'espressione (8) diventa:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} m^2 & n^2 & 2mn \\ n^2 & m^2 & -2mn \\ -mn & mn & m^2 - n^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} \quad (9)$$

con $m = \cos \vartheta$ ed $n = \sin \vartheta$.

Si supponga il laminato sottile ($\varepsilon_z \approx 0$), costituito da lamine omogenee ortotrope e con legame perfetto tra loro. Il sistema di riferimento sia posto con l'origine a metà dello spessore (nel piano centrale) e il verso positivo dell'asse z sia rivolto verso il basso come riportato in Figura A3.2.

Il laminato sia inoltre caricato nel piano ($\sigma_z = \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0$) e una linea retta perpendicolare alla superficie centrale rimanga retta e perpendicolare anche dopo la sollecitazione

($\gamma_{xz} = \gamma_{yz} = 0$); la curvatura del laminato manterrà quindi indeformata la sezione. Gli spostamenti u , v , w possono essere considerati piccoli rispetto allo spessore.

A seguito dei carichi applicati, un punto Q appartenente al piano centrale si sposta della lunghezza u_0 nella direzione x , e il punto P appartenente alla stessa sezione e di coordinata z_p si sposterà in direzione x della quantità $u = u_0 - z\alpha$, con $\alpha = \partial w_0 / \partial x$, essendo w_0 lo spostamento del punto Q nella direzione z .

Ricordando che $\epsilon_x = \partial u / \partial x$ e che $-\partial^2 w_0 / \partial^2 x = \kappa_x$ (la curvatura del piano centrale $= 1/\rho$), si ha che $\epsilon_x = \epsilon_x^0 + z\kappa_x$, e ripetendo per le altre direzioni la deformazione della lamina è data da:

$$\begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \epsilon_x^0 \\ \epsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} + z \begin{Bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} \tag{10}$$

dove $\begin{Bmatrix} \epsilon_x^0 \\ \epsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix}$ e $\begin{Bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix}$ sono rispettivamente le deformazioni e le curvature del piano centrale, e

z la coordinata compresa tra il $+h/2$ e $-h/2$ (Figura A3.2).

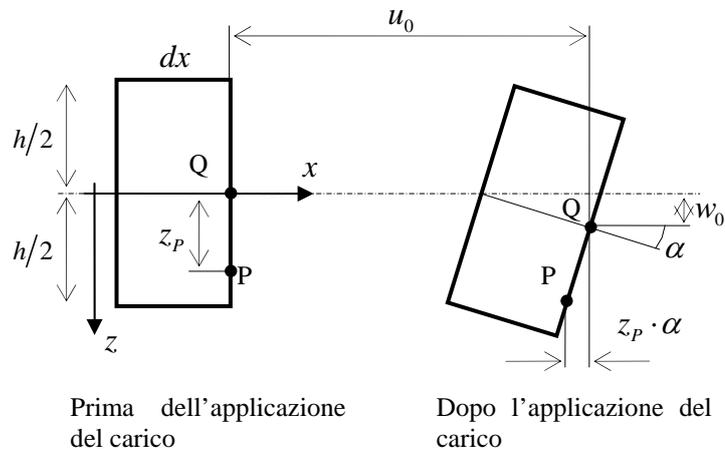


Figura A3.2 – Schema di deformazione elastica del

In un laminato in cui non si abbiano curvature la relazione che lega le deformazioni con le tensioni in una qualsiasi lamina k è quindi data da:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix}^k = [Q]^k \left\{ \begin{Bmatrix} \epsilon_x^0 \\ \epsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} + z \begin{Bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} \right\} \tag{11}$$

con z compreso tra il valore della superficie superiore ed inferiore della lamina.

Considerando ora le azioni esterne (forze e momenti) come quelle riportate in Figura A3.3.

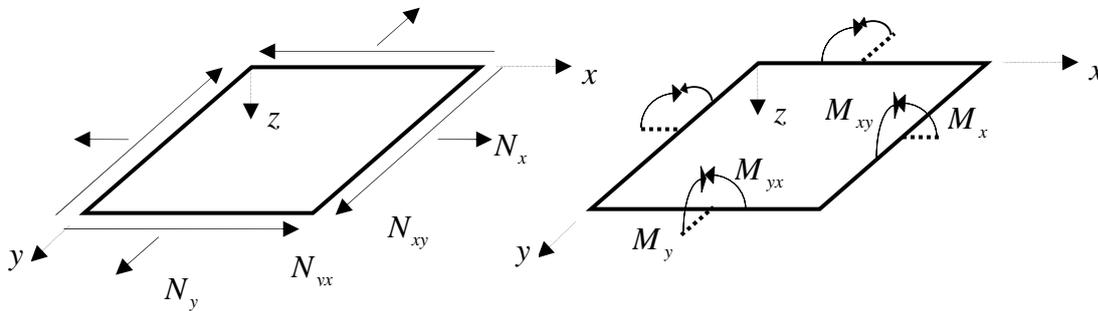


Figura A3.3 – Forze agenti sul laminato.

Siano $N_x, N_y, N_{xy}, M_x, M_y, M_{xy}$ forze per unità di lunghezza; allora le espressioni di equilibrio sono date in forma vettoriale:

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{Bmatrix} = \int_{-h/2}^{+h/2} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} dz \tag{12}$$

$$\begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \int_{-h/2}^{+h/2} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} z dz \tag{13}$$

Se il laminato è formato da n lamine numerate da 1 (lamina superiore) a n (lamina inferiore), come riportato in Figura A3.4:

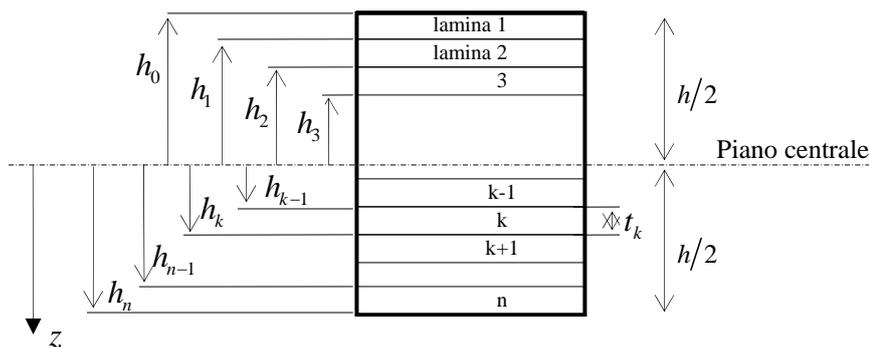


Figura A3.4 – Laminato.

Lo spessore totale del laminato è dato da $h = \sum_{k=1}^n t_k$. Le espressioni (12) e (13) possono essere riscritte ricordando la (10) come:

$$\begin{aligned}
\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{Bmatrix} &= \sum_{k=1}^n \int_{h_{k-1}}^{h_k} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} dz = \sum_{k=1}^n \int_{h_{k-1}}^{h_k} [Q]^k \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} dz + \sum_{k=1}^n \int_{h_{k-1}}^{h_k} [Q]^k \begin{Bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} z dz = \\
&= \left\{ \sum_{k=1}^n [Q]^k \int_{h_{k-1}}^{h_k} dz \right\} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} + \left\{ \sum_{k=1}^n [Q]^k \int_{h_{k-1}}^{h_k} z dz \right\} \begin{Bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} = [A] \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} + [B] \begin{Bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix}
\end{aligned} \tag{14}$$

$$\begin{aligned}
\begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} &= \sum_{k=1}^n \int_{h_{k-1}}^{h_k} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} z dz = \sum_{k=1}^n \int_{h_{k-1}}^{h_k} [Q]^k \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} z dz + \sum_{k=1}^n \int_{h_{k-1}}^{h_k} [Q]^k \begin{Bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} z^2 dz = \\
&= \left\{ \sum_{k=1}^n [Q]^k \int_{h_{k-1}}^{h_k} z dz \right\} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} + \left\{ \sum_{k=1}^n [Q]^k \int_{h_{k-1}}^{h_k} z^2 dz \right\} \begin{Bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} = [B] \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} + [D] \begin{Bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix}
\end{aligned} \tag{15}$$

con

$$A_{ij} = \sum_{k=1}^n Q_{ij}^k (h_k - h_{k-1}) \tag{16}$$

$$B_{ij} = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n Q_{ij}^k (h_k^2 - h_{k-1}^2) \tag{17}$$

$$D_{ij} = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^n Q_{ij}^k (h_k^3 - h_{k-1}^3) \tag{18}$$

Volendo utilizzare una notazione più compatta:

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \\ M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \\ \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} \tag{19}$$

da cui è possibile ricavare le deformazioni noti i carichi esterni agenti sul laminato

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \\ \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A^* & B^* \\ B^* & D^* \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \\ M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} \quad \text{dove} \quad \begin{bmatrix} A^* & B^* \\ B^* & D^* \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix}^{-1} \quad (20)$$

INERTIA RELIEF

Il metodo dell'*Inertia Relief* è un metodo FEM usato per risolvere staticamente problemi di corpi o strutture non vincolate, come ad esempio aeroplani in volo, automobili in corsa, corpi galleggianti o sistemi satellitari. Le condizioni essenziali per l'applicazione del metodo sono:

- la struttura deve possedere una matrice di massa;
- l'inerzia della struttura bilancia i carichi esterni applicati;
- la struttura è considerata in equilibrio dinamico.

La procedura di analisi consiste nel selezionare inizialmente uno o più nodi del modello chiamati di *supporto*, e nel definire i gradi di libertà di ciascuno. Il numero dei nodi indicati e i gradi di libertà tolti devono essere tali da rendere il sistema isostatico.

Il solutore FEM provvede a calcolare rispetto a tali punti le forze d'inerzia che equilibrano i carichi esterni affinché il sistema risulti equilibrato (struttura in equilibrio dinamico).

Successivamente il supporto viene vincolato nel modo definito precedentemente e calcolati gli spostamenti dei nodi rimanenti. I campi di sollecitazione e deformazione in output dall'analisi risulteranno quindi a meno di uno spostamento rigido del supporto stesso.

A4.1 L'*Inertia Relief* come metodo per la simulazione statica di corpi non vincolati.

Si dice che un insieme di vincoli su un corpo rigido è staticamente determinato quando, fissato un sistema di riferimento $O(x,y,z)$, è possibile ricavare le reazioni vincolari per mezzo delle normali equazioni di equilibrio:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_x = 0 \\ \sum F_y = 0 \\ \sum F_z = 0 \end{array} \right. \text{ e } \left\{ \begin{array}{l} \sum M_x = 0 \\ \sum M_y = 0 \\ \sum M_z = 0 \end{array} \right.$$

L'insieme così definito contiene un numero di vincoli sufficiente a rimuovere i sei gradi di libertà del sistema che si dice isostatico. Se iperstatico si parla di insieme di vincoli staticamente indeterminato e il problema può essere risolto ad esempio con il metodo delle forze o degli spostamenti. Se invece il corpo è labile il metodo di analisi da usare è l'*Inertia Relief*.

Nel caso isostatico la soluzione del problema è data dall'equazione [Hananel 78]

$$[K_{II}] \{U_I\} = \{P_I\} \quad (1)$$

con $[K_{ll}]$ matrice di rigidezza, $\{U_l\}$ vettore degli spostamenti e $\{P_l\}$ vettore delle forze esterne applicate. L'indice l denota le coordinate libere.

Nell'analisi statica con l'*Inertial Relief* il vettore delle forze esterne deve contenere il contributo delle forze inerziali $\{P_l^i\}$ agenti sempre alle coordinate di $\{U_l\}$ che sono [Hananel 78]:

$$[K_{ll}]\{U_l\} = \{P_l + P_l^i\} \quad (2)$$

Per spiegare il metodo si consideri l'equilibrio statico di un corpo elastico con r vincoli staticamente determinati, che può essere scritto nella forma seguente:

$$\begin{bmatrix} K_{ll} & K_{lr} \\ K_{lr}^T & K_{rr} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_l \\ U_r \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_l \\ P_r^* \end{Bmatrix} \quad (3)$$

con P_r^* somma di azioni esterne P_r e reazioni q_r sui nodi di coordinate r [Hananel 78, Agrawal 88]:

$$P_r^* = P_r + q_r \quad (4)$$

La (1) può essere riscritta nel seguente modo [Hananel 78]:

$$\begin{bmatrix} K_{ll} & K_{lr} & 0 \\ K_{lr}^T & K_{rr} & I \\ 0 & I & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_l \\ U_r \\ -(P_r + q_r) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_l \\ 0 \\ Y_r \end{Bmatrix} \quad (5)$$

con Y_r spostamenti di r noti ($U_r = Y_r$).

Considerando ora il corpo rigido e libero, e definendo una matrice di massa equivalente $[m_r]$ rispetto agli r gradi di libertà, l'equazione del moto per effetto di tutte le forze esterne rispetto ad r è data da [Hananel 78]:

$$\begin{bmatrix} M_{ll} & M_{lr} & 0 \\ M_{lr}^T & M_{rr} & m_r \\ 0 & m_r & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{U}_l \\ \ddot{U}_r \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ \bar{P}_r \\ -q_r \end{Bmatrix} \quad (6)$$

($\bar{P}_r = -q_r$ vettore dei carichi esterni ridotto ad r). Sovrapponendo le due condizioni con $Y_r = 0$ si ottiene [Hananel 78]:

$$\begin{bmatrix} M_{\parallel} & M_{lr} & 0 \\ M_{lr}^T & M_{rr} & m_r \\ 0 & m_r & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{U}_1 \\ \ddot{U}_r \\ 0 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{\parallel} & K_{lr} & 0 \\ K_{lr}^T & K_{rr} & I \\ 0 & I & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1 \\ 0 \\ -(P_r + q_r) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_1 \\ \bar{P}_r \\ -q_r \end{Bmatrix} \quad (7)$$

Dalle seconde equazioni di (6) e (7) si trova:

$$\begin{cases} M_{lr}^T \ddot{U}_1 + M_{rr} \ddot{U}_r = \bar{P}_r \\ M_{lr}^T \ddot{U}_1 + M_{rr} \ddot{U}_r + K_{lr}^T U_1 - \bar{P}_r - q_r = \bar{P}_r \\ -q_r = M_{lr}^T \ddot{U}_1 + M_{rr} \ddot{U}_r - K_{lr}^T U_1 \end{cases} \quad (8)$$

Nell'ipotesi di corpo rigido il vettore degli spostamenti U_1 può essere scritto in funzione di U_r dalle prime equazioni di (5) e (7) con $P_1 = 0$ [Hananel 78]:

$$K_{\parallel} U_1 = -M_{\parallel} \ddot{U}_1 - M_{lr} \ddot{U}_r \quad (9)$$

$$K_{\parallel} U_1 = -K_{lr} U_r \Rightarrow \boxed{U_1 = D U_r} \quad (10)$$

$$(D = -K_{\parallel}^{-1} K_{lr} \text{ e } K_{lr}^T = -D^T K_{\parallel}).$$

La matrice D esprime il moto di tutti gli altri punti del corpo rigido in funzione degli spostamenti di r . Sostituendo nella (8) si ottiene:

$$-q_r = (M_{lr}^T D + M_{rr} - D^T M_{\parallel} D + D^T M_{lr}) \cdot \ddot{U}_r \quad (11)$$

ed esplicitando \ddot{U}_r , si ottengono le accelerazioni del supporto r :

$$\boxed{\ddot{U}_r = -m_r^{-1} q_r} \quad (13)$$

con

$$\boxed{m_r = (M_{lr}^T D + M_{rr} - D^T M_{\parallel} D + D^T M_{lr})} \quad (12)$$

matrice di massa riferita al sistema r [Hananel 78, Agrawal 88]]

Per ottenere le forze di inerzia P_1^i la prima equazione di (7) può essere scritta come:

$$K_{\parallel} U_1 = P_1 - M_{\parallel} \ddot{U}_1 - M_{lr} \ddot{U}_r = P_1 + P_1^i \quad (14)$$

Poiché $\ddot{U}_1 = D \ddot{U}_r$ e $\ddot{U}_r = -m_r^{-1} q_r$ si ottiene [Hananel 78], Agrawal 88]:

$$P_1^i = (M_{ll} D + M_{lr}) m_r^{-1} q_r \quad (15)$$

Sommando il vettore delle forze di inerzia a quello delle forze esterne (eq. (2)) e risolvendo con la struttura vincolata nei nodi di *supporto*, si ottiene la soluzione dell'equazione (2).

A4.2 Test case su una lamina in materiale isotropo.

Qui di seguito si riporta un esempio per il confronto tra le sollecitazioni e le deformazioni calcolate con un'analisi statica su un corpo vincolato, e quelle da un'analisi su corpo libero con il metodo dell'*Inertia Relief*.

L'esempio riguarda una lamina di larghezza 1mm, lunghezza 10mm e spessore 0.1mm. Il materiale è isotropo (tipo acciaio) con le seguenti caratteristiche:

- modulo di elasticità normale $E=206000\text{MPa}$;
- modulo tangenziale $G=80000\text{MPa}$;
- coeff. di Poisson=0.3;
- densità 7850kg/m^3 .

Lamina vincolata: il carico è di trazione pari a 1MPa all'estremità superiore, e gli spostamenti dei nodi sul lato inferiore sono impediti solo nella direzione y (Figura A4.1). La mesh è di tipo *2D shell mapped* infittita alle estremità.

La soluzione è riportata nelle Figure A4.2, A4.3 e A4.4.

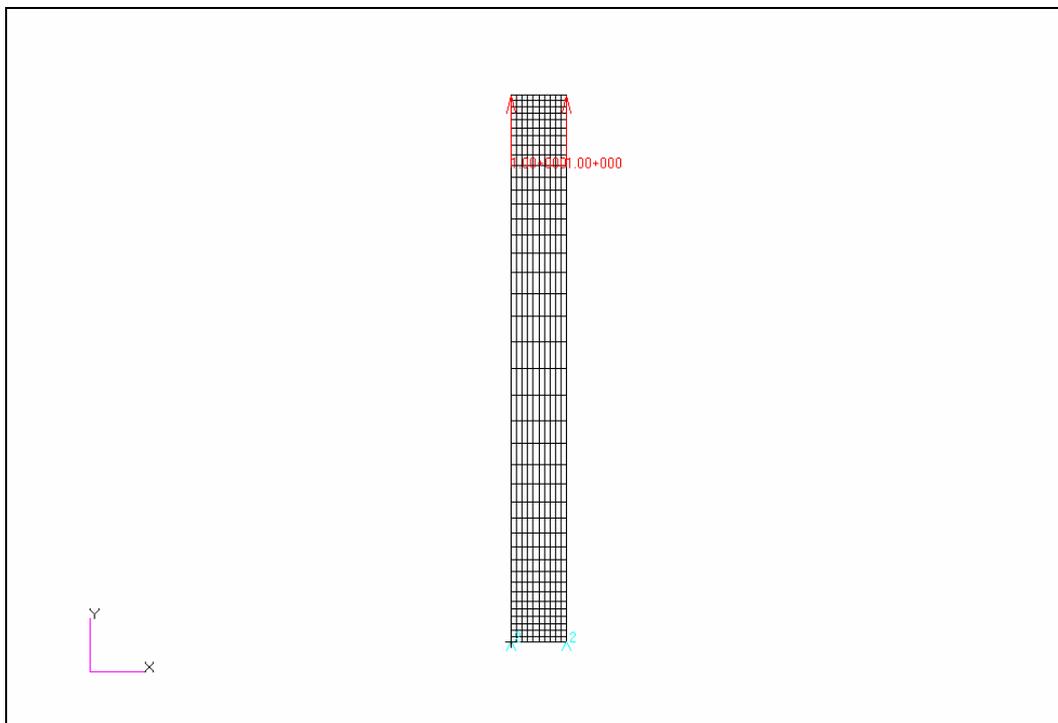


Figura A4.1 – Mesh, carico e vincolo della lamina.

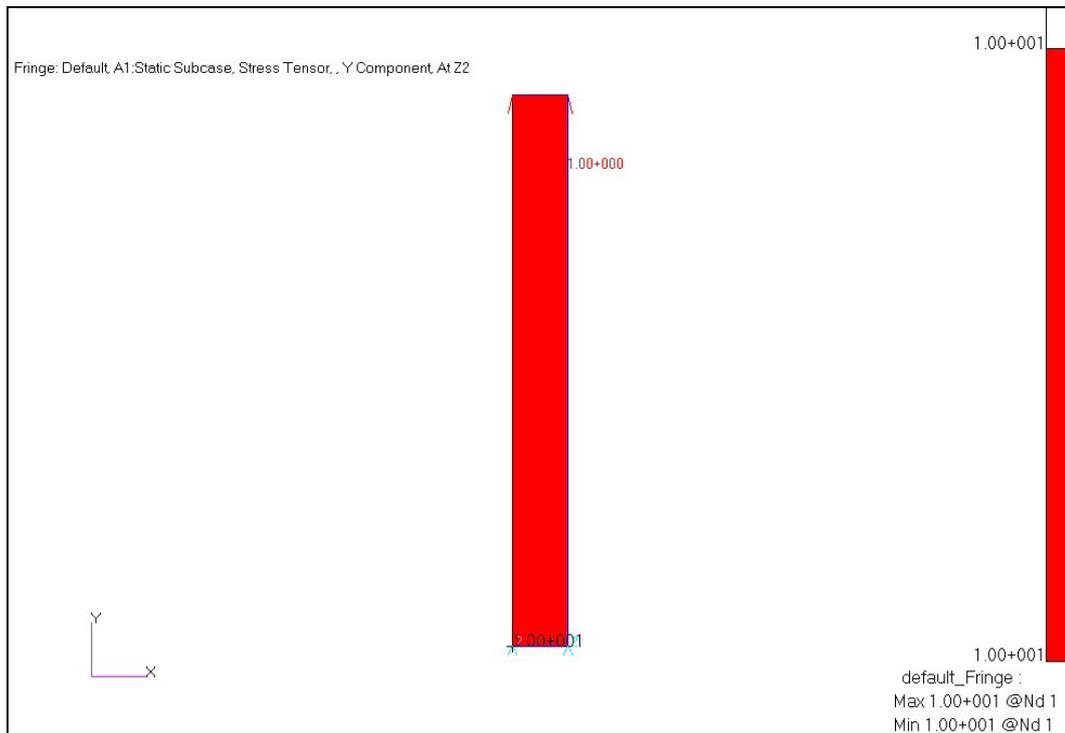


Figura A4.2 – Componente normale dello STRESS secondo l'asse Y.

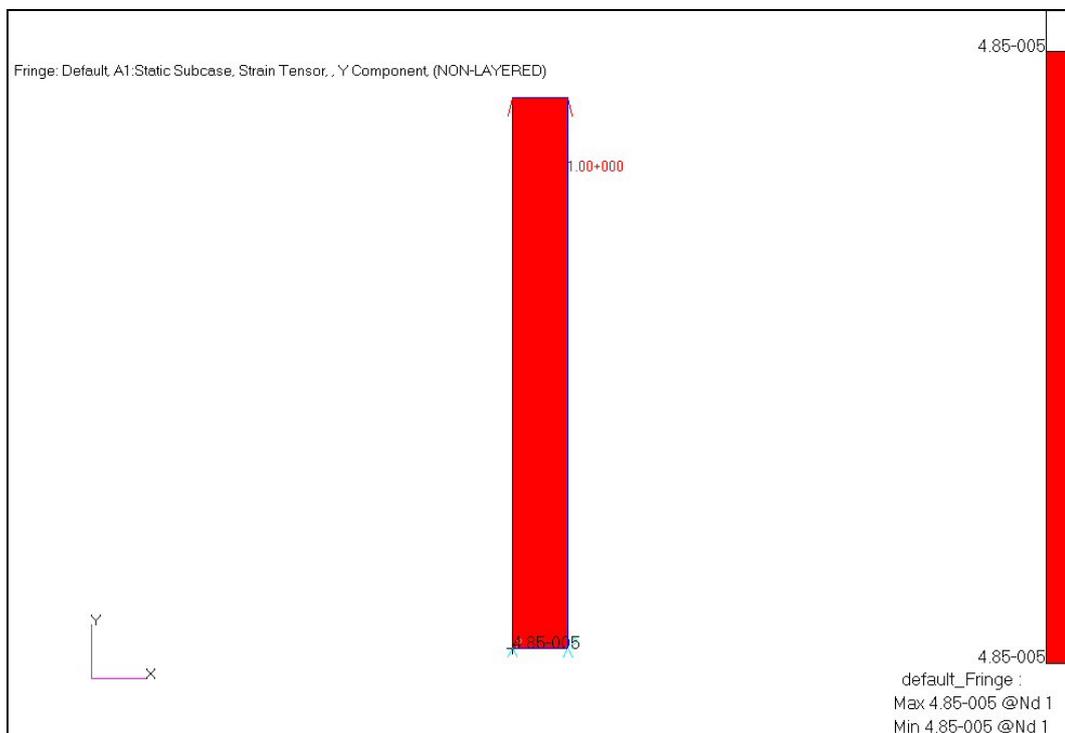


Figura A4.3 – Componente normale della DEFORMAZIONE secondo Y.

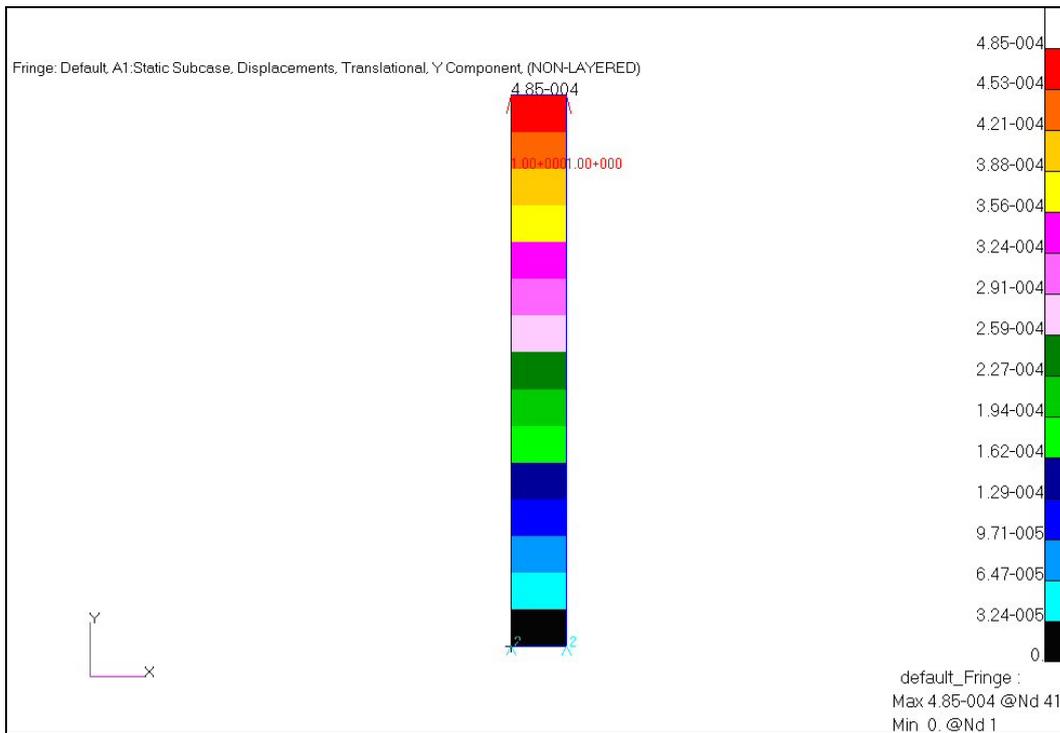


Figura A4.4 – Spostamenti nella direzione Y.

INERTIA RELIEF: Lamina senza vincoli e forze esterne bilanciate. I carichi pari ad 1 MPa sono applicati all'estremità superiore ed inferiore e in direzioni opposte. Il nodo scelto di supporto e i risultati sono visualizzati nelle Figure A4.5, A4.6, A4.7 A4.8.

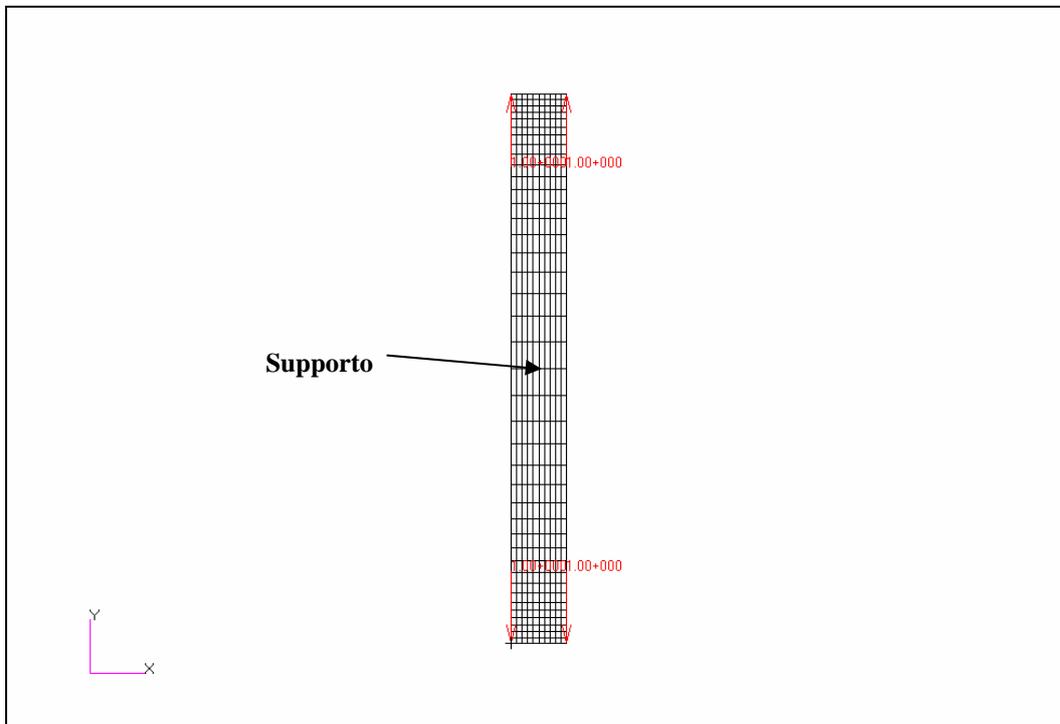


Figura A4.5 – Mesh e carichi bilanciati.

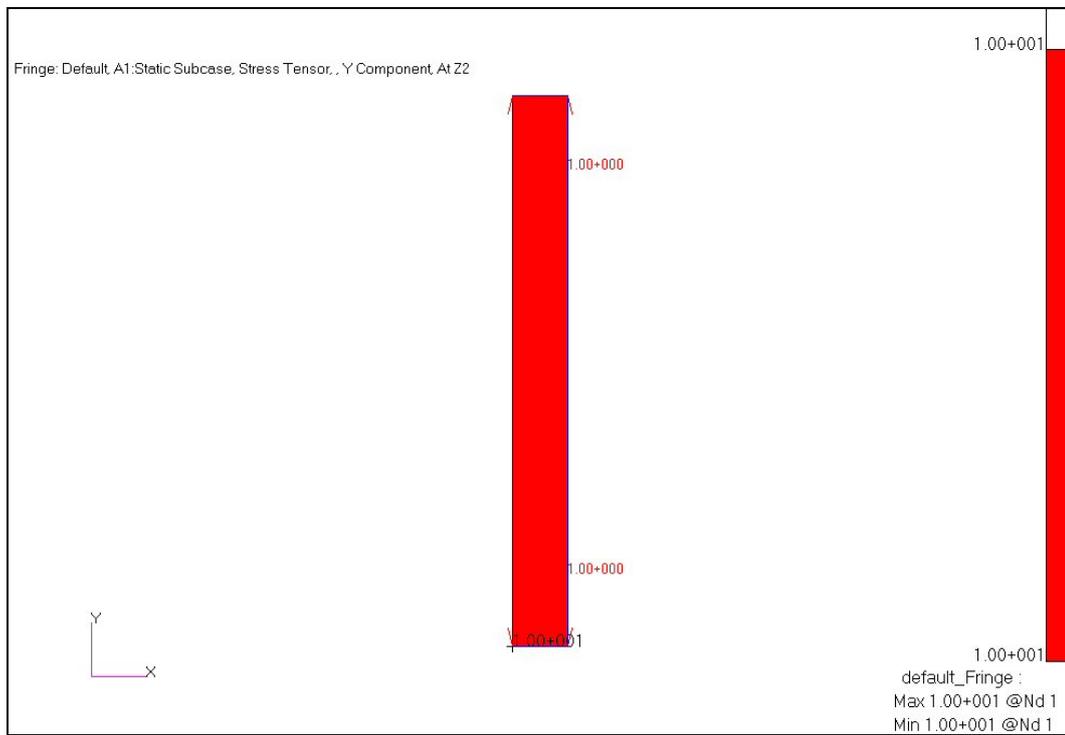


Figura A4.6 – Componente normale dello STRESS secondo Y.

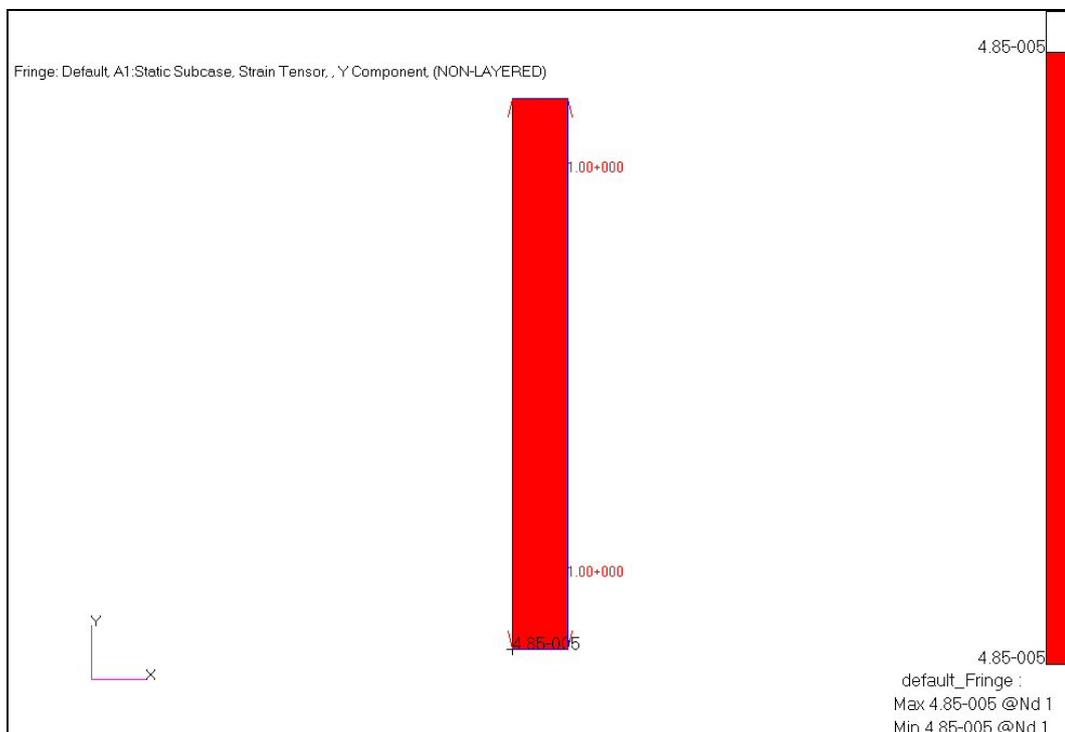


Figura A4.7 – Componente della DEFORMAZIONE secondo Y.

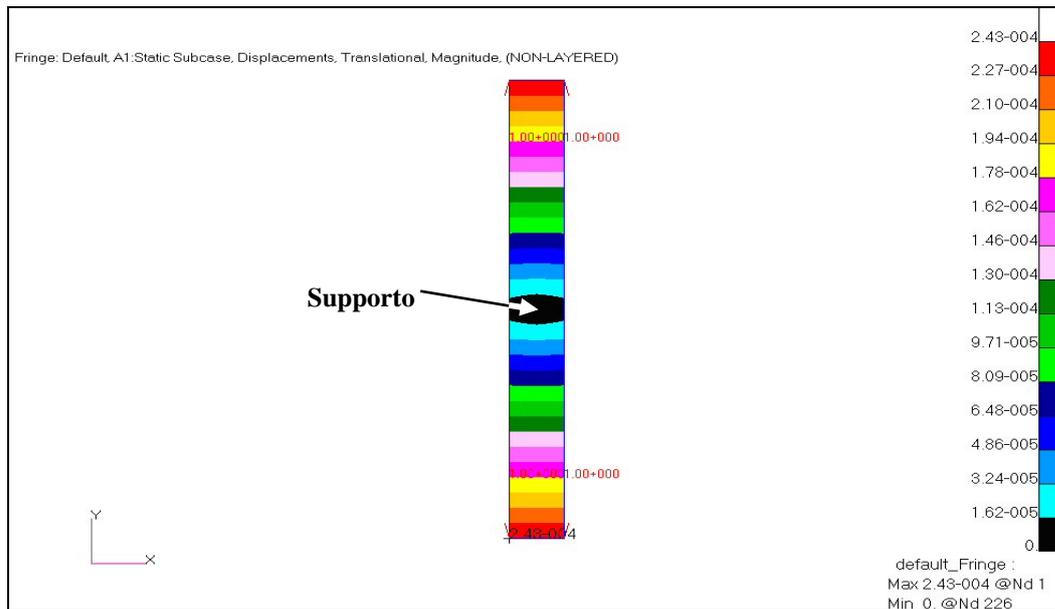


Figura A4.8 – Spostamenti in direzione Y (risultano relativi al nodo di *supporto*).

I campi di stress e deformazione risultano uniformi e della stessa intensità del caso vincolato. Il campo degli spostamenti è lineare rispetto al punto di *supporto*.

INERTIA RELIEF: Lamina senza vincoli e forze esterne non bilanciate. Si confrontano i risultati delle simulazioni prendendo come riferimento due diversi nodi di *supporto* per l'applicazione del metodo: prima il nodo indicato con 1 e poi il numero 2 (Figura A4.9).

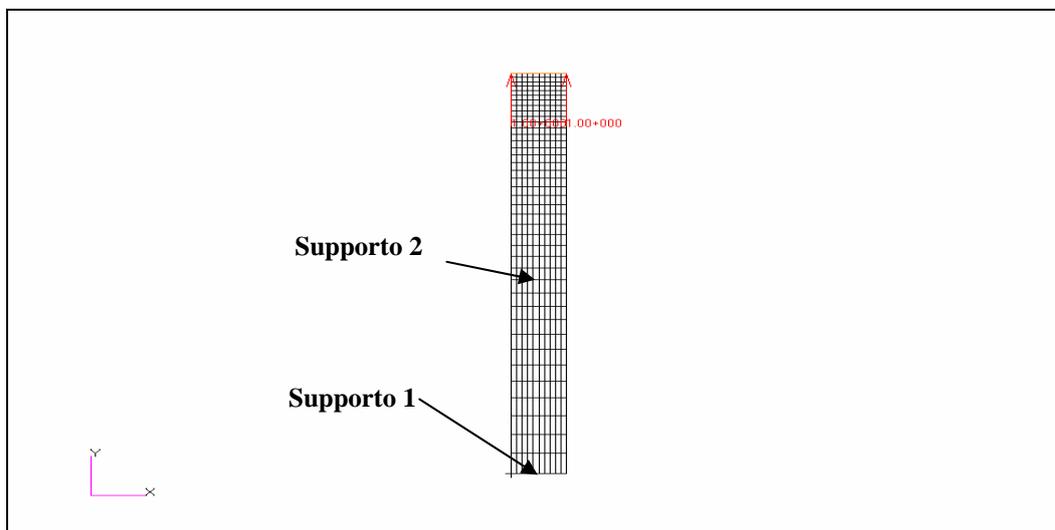


Figura A4.9 – Mesh con carico non bilanciato, e nodi di riferimento per l'*Inertia Relief Method*.

Il carico di trazione è applicato solo sull'estremità superiore (valore di 1MPa).

In Figura A4.10 è riportato l'approccio analitico al problema. L'andamento del carico (e dello stress) è lineare da un valore massimo pari a F per $y=1$, fino a 0 per $y=0$; l'andamento è inoltre indipendente dalla densità della lamina.

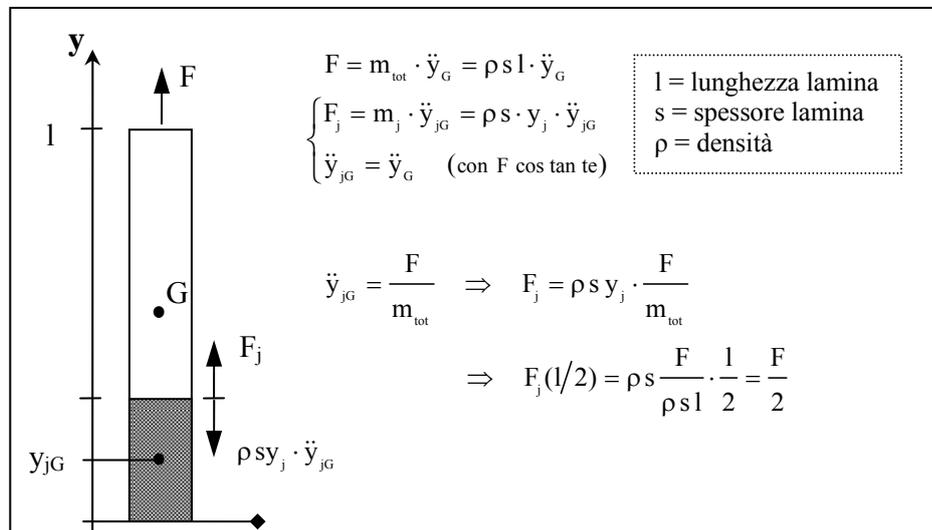


Figura A4.10 – Andamento del carico sulla lamina per effetto inerzia.

I campi di stress e deformazione risultano variabili linearmente e con massimo valore nel punto di applicazione del carico. Anche gli spostamenti sono lineari rispetto al punto di supporto; l'allungamento totale risulta metà rispetto al caso vincolato.

Guardando le soluzioni (Figure A4.11, A4.12, A4.13, A4.14) si nota che cambiando il nodo di riferimento cambia il campo degli spostamenti assoluti ma non quello delle deformazioni e dello stress. La soluzione di stress e deformazione risulta a meno di un moto rigido.

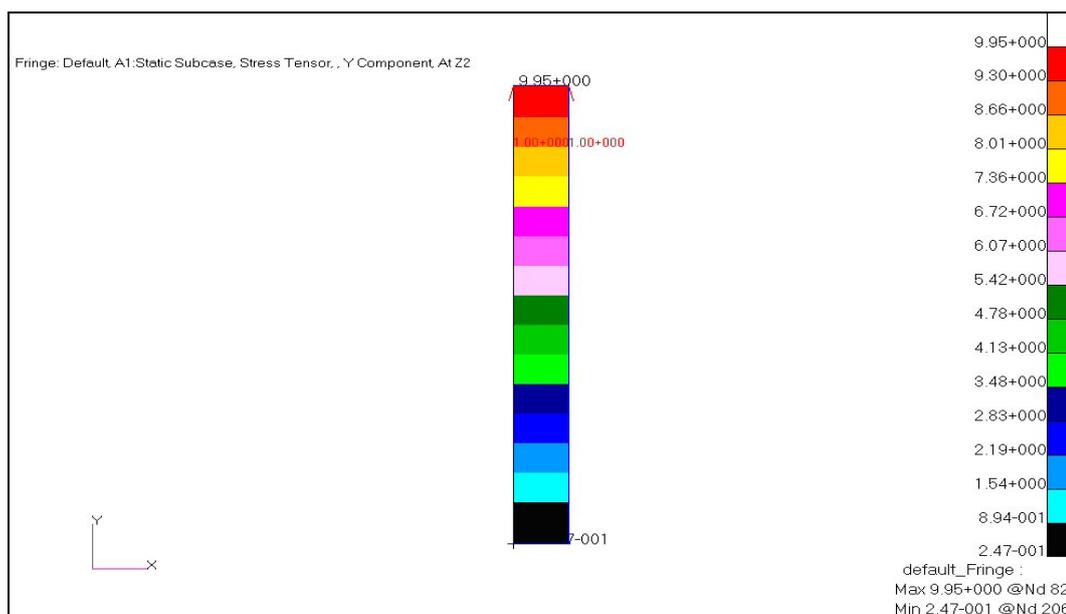


Figura A4.11 – Componente normale dello STRESS secondo Y con nodo di *SUPPORTO 1*.

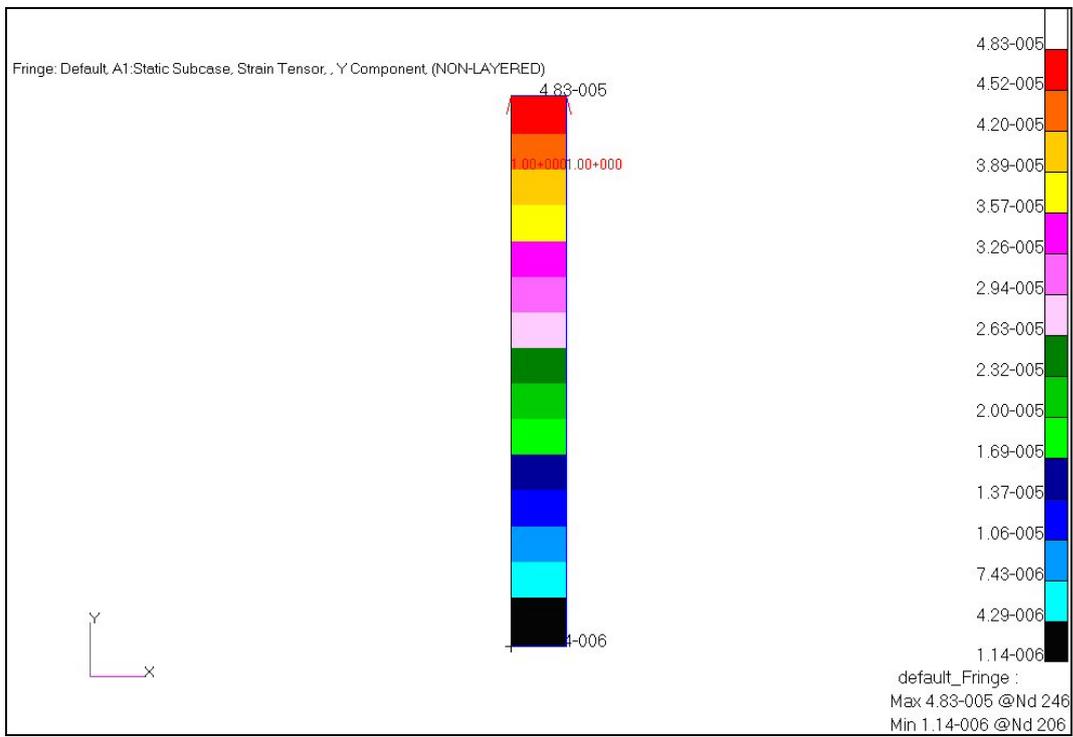


Figura A4.12 – Componente della DEFORMAZIONE secondo Y con nodo di *SUPPORTO 1*.

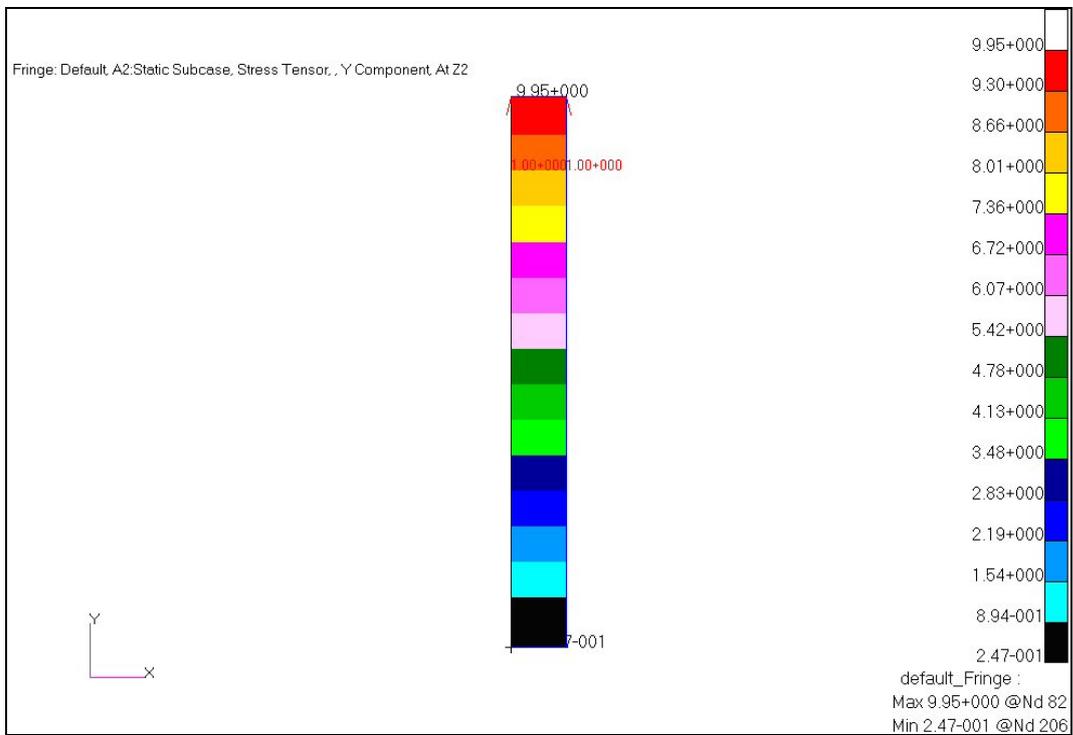


Figura A4.13 – Componente normale dello STRESS secondo Y con nodo di *SUPPORTO 2*.

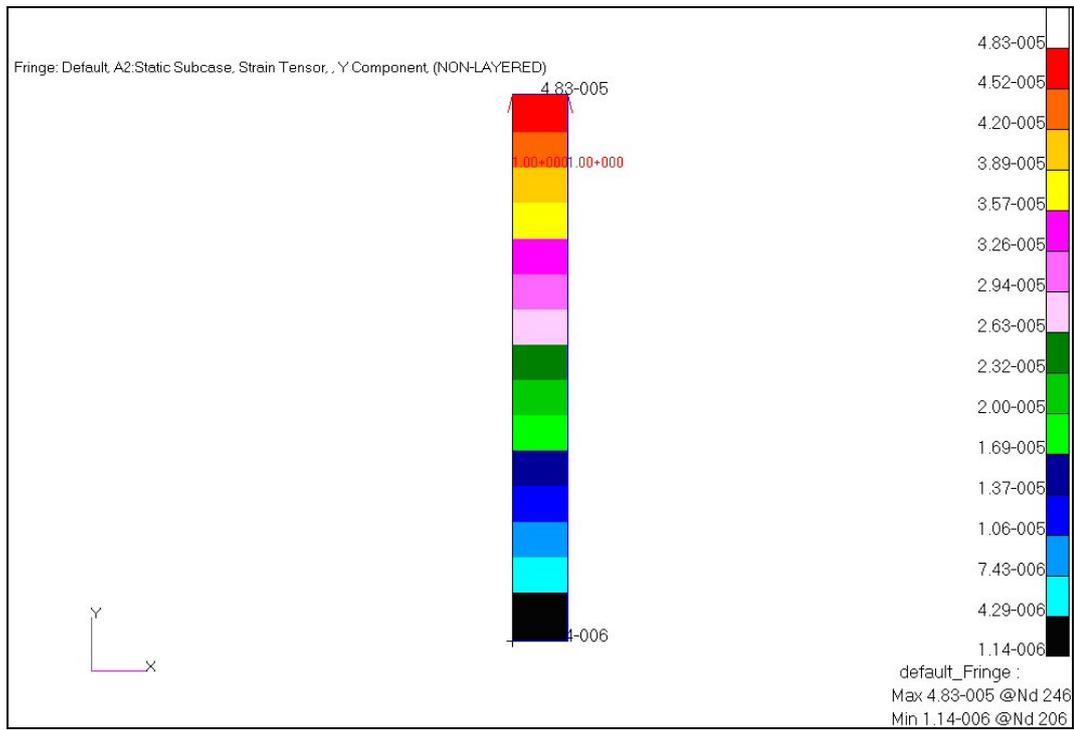


Figura A4.14 – Componente della DEFORMAZIONE secondo Y con nodo di *SUPPORTO 2*.

Spostamenti dei nodi:

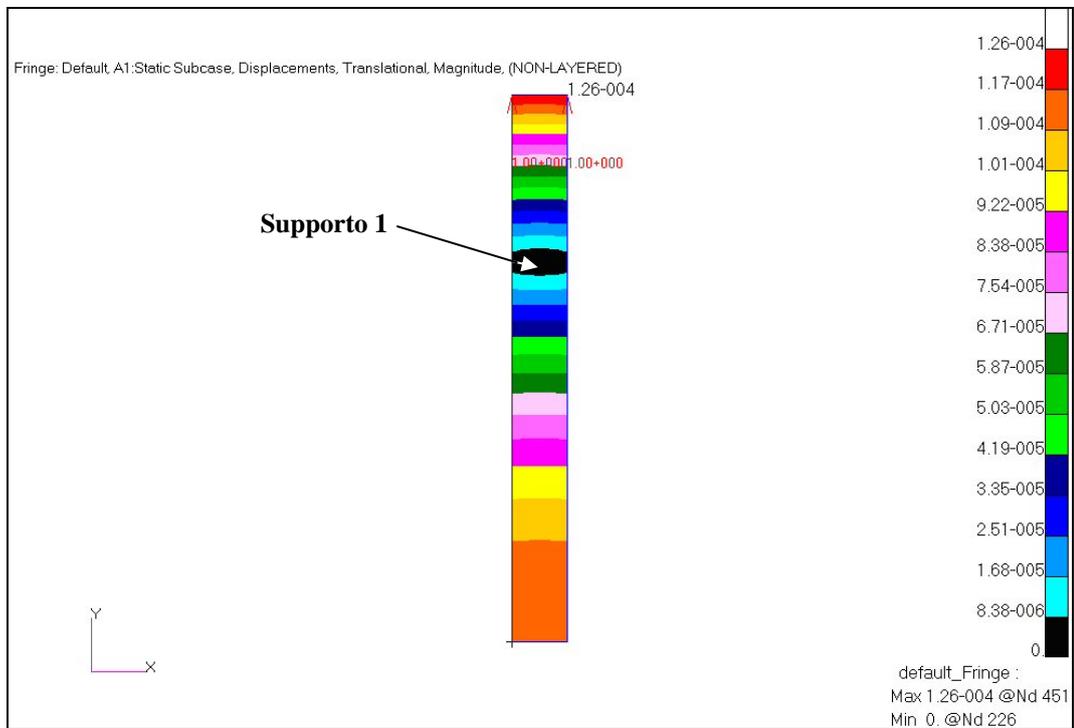


Figura A4.15 – Spostamenti in direzione Y con nodo di *SUPPORTO 1*.

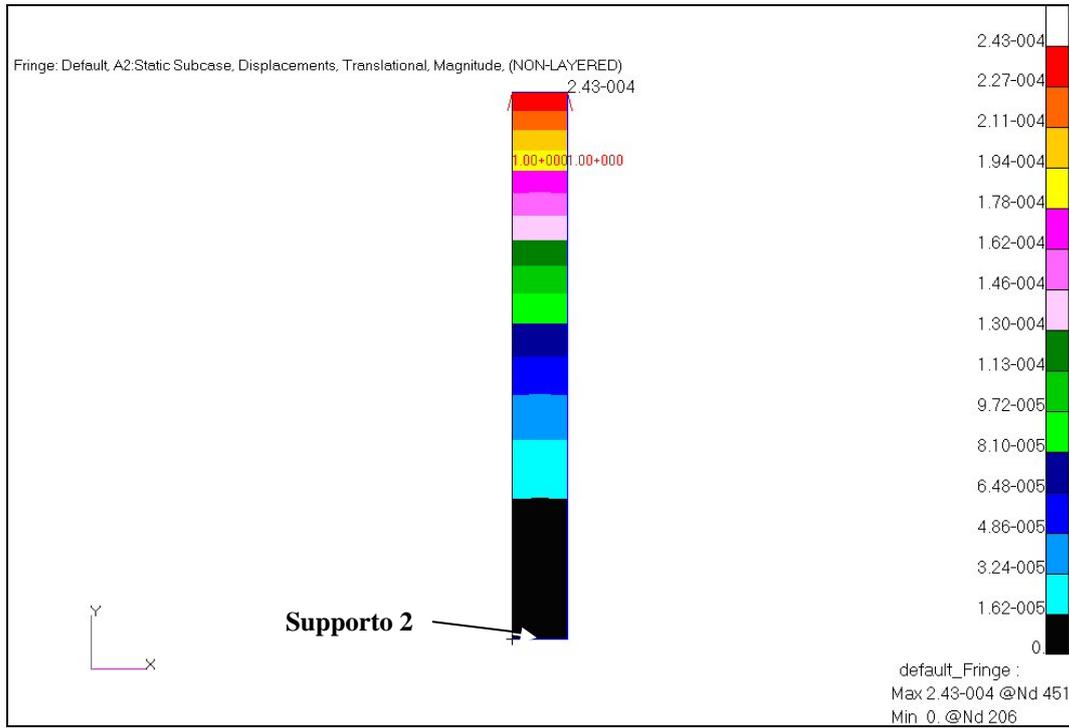


Figura A4.16 – Spostamenti in direzione Y con nodo di *SUPPORTO 2*.

Ringraziamenti

Al termine di questo percorso formativo vorrei esprimere i più sentiti ringraziamenti a tutte le persone che mi hanno accompagnato e sostenuto in questi anni.

Ringrazio vivamente il Prof. Roberto Tovo e il Prof. Luca Susmel per avermi accolto nel gruppo di ricerca, per la fiducia che mi hanno concesso nello svolgere il presente lavoro e per il loro diretto supporto, per gli indispensabili consigli e per la loro pazienza.

Un ringraziamento va al Cantiere Navale *Filippi Srl* di Donoratico (LI), in particolare al titolare Lido per avermi offerto la possibilità di conoscere un mondo a me prima sconosciuto: quello del canottaggio e della competizione sportiva ai più alti livelli che ho visto seguire dall'azienda con straordinaria passione.

Grazie all'Ing Alessandro Placido per la collaborazione tecnica, la simpatia, la grande ospitalità dimostrata nei giorni di stage in azienda ed in tutte le altre occasioni in cui abbiamo lavorato insieme.

Ringrazio ancora gli allenatori Gabriele Braghiroli, Paolo Dinardo e tutti ragazzi del Centro Universitario Sportivo di Canottaggio di Ferrara, per il fondamentale supporto allo svolgimento del lavoro e per la disponibilità offerta delle attrezzature.

Ringrazio gli ex-colleghi di ufficio Simone, Alessandro e Federico, con cui ho collaborato in alcune attività di ricerca, per la loro solidarietà, per le pause caffè e i momenti di distensione.

Un profondo e commosso ringraziamento va alla mia famiglia, per avermi sostenuto durante tutto il mio percorso formativo. Grazie ancora ai miei genitori per i loro incoraggiamenti e le innumerevoli soddisfazioni ricevute.