



UNIONE EUROPEA
Fondo Europeo di Sviluppo Regionale




CTN01_00176_163601



TRIM

Tecnologia e Ricerca Industriale per la Mobilità Marina

Analisi di rilievi sperimentali su sistemi velici per la validazione di modelli per la progettazione

Sotto-Progetto	Alleggerimento	
Obiettivo Realizzativo	Sviluppo di tecniche per il dimensionamento di strutture, componenti e sistemi di navi da diporto	
Descrizione attività	Completamento campagna prove sperimentali	
Tipo di documento	Rapporto Tecnico	
Codice del documento	SP.1-OR.4-D.3	
Data di emissione	20/10/2021	
Redazione	Filippo Phelan, Marco Gaiotti, Cesare Mario Rizzo	 UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI GENOVA





Titolo documento **Analisi di rilievi sperimentali su sistemi velici per la
validazione di modelli per la progettazione**

Codice documento SP.1-OR.4-D.3

Distribuzione Pubblico

Rev.	Data	Pagine	Redazione	Responsabile
0	20/10/2021	2+73	Filippo Phelan, Marco Gaiotti, Cesare Mario Rizzo	Cesare Mario Rizzo

L'attività descritta nella presente pubblicazione è stata finanziata dal Progetto TRIM — Tecnologia e Ricerca Industriale per la Mobilità Marina — coordinato dal Consiglio Nazionale delle Ricerche e finanziato dal Ministero dell'Università e della Ricerca nell'ambito dell'iniziativa dei Cluster Tecnologici Nazionali.

Indice

Elenco delle figure	4
Elenco delle tabelle	5
Sommario	6
1 Introduzione	8
2 Prove sperimentali relative ai carichi agenti	11
2.1 Carichi agenti sui sistemi velici	11
2.2 Carichi aerodinamici delle vele	11
2.3 Sistemi di monitoraggio sviluppati dall'Università di Genova per Perini Navi	17
2.3.1 Sistema DINAV-MDS	17
2.3.2 Misurazioni sperimentali dello yacht Helios	24
2.3.3 Sistema DINAV-SSM	25
2.3.4 Misura delle deformazioni alla base dell'albero (Sistema DINAV-SSM)	27
2.4 Prove di collasso per instabilità elastica sul simulacro dell'albero	33
2.5 Studio dell'aerodinamica delle vele	34
2.5.1 Acquisizione della Flying Shape di spinnaker tramite fotogrammetria	35
2.5.2 Prove di benchmark per analisi FSI in galleria del vento	38
2.5.3 Studio della distribuzione di pressione sulle vele	41
2.6 Il pretensionamento	43
2.7 Misurazioni sperimentali del pretensionamento	46
2.8 Carichi inerziali	53
2.8.1 Misurazioni delle accelerazioni e dei carichi su chiglie basculanti	53
3 Prove sui materiali delle vele	55
3.1 Vele in Dacron	56
3.2 Prove per la caratterizzazione meccanica delle vele	57
3.3 Prove sperimentali sul fenomeno del "creep"	61
4 Conclusioni	68
Riferimenti bibliografici	70

Elenco delle figure

1	Processo del metodo scientifico [1].	8
2	Equilibrio delle forze durante la navigazione a vela.	12
3	Equilibrio dei momenti nel “metodo semplificato” di Skene [10].	14
4	Forma equivalente delle vele proposta da Skene nel suo “metodo diretto” [10].	15
5	Schema di distribuzione forza della randa sull’albero [11].	15
6	Analisi fluidodinamica di una vela di prua [14].	16
7	Sensore LVDT con relativo montaggio su sartia.	18
8	Prove di dilatazione termica sulla sartia con sensore LVDT.	19
9	Misurazione delle vibrazioni con trazione della sartia di 9 t [mV–ms].	19
10	Interfaccia grafica del software di acquisizione del sistema di monitoraggio.	20
11	Schema del sistema di monitoraggio.	21
12	Sensori del sistema di monitoraggio installati a bordo.	21
13	Protezione dei sensori con tubi in PVC.	22
14	Esempio di dati raccolti relativi ai carichi rilevati nelle sartie.	23
15	Confronto tra andamento del rollio e carico in alcune sartie.	23
16	Schema di applicazione del sistema DINAV-MDS sullo yacht “Helios”.	24
17	Andamento temporale relativo ad un esempio dei dati registrati sullo yacht “Helios”.	25
18	Configurazione del nuovo sistema di monitoraggio.	26
19	Dimensioni del simulacro d’albero.	28
20	Modello geometrico del simulacro realizzato in ANSYS, si notano i due fori [22].	29
21	Concentrazione delle tensioni sul foro centrale del simulacro, simulazione in ADINA.	29
22	Estensimetro su foro circolare.	30
23	Estensimetro al centro del simulacro, in prossimità del foro circolare.	30
24	Estensimetro in prossimità del cupolino [22].	30
25	Estensimetro su foro ovale.	31
26	Simulacro dell’albero sul banco di prova del Marine Structures Testing Lab del DITEN.	31
27	Andamento dei fattori di concentrazione delle tensioni ricavati con i tre diversi metodi durante le prove di compressione.	32
28	Deformazioni misurate dagli estensimetri durante la prima prova.	33

29	Deformazioni misurate dagli estensimetri durante la seconda prova.	33
30	Modello utilizzato nello studio di Graf e Müller in galleria del vento [25].	35
31	Posizionamento delle fotocamere digitali intorno al modello [25].	36
32	Posizionamento delle fotocamere digitali intorno al modello [25].	36
33	Ottenimento della nuvola di punti che descrivono la vela (sinistra) e sviluppo della superficie NURBS in Rhinoceros (destra) [25].	37
34	Posizionamento delle fotocamere digitali intorno al modello [25].	37
35	Immagine del provino di vela in galleria del vento [26].	38
36	Ampiezza delle oscillazioni con cui la vela si deforma alle varie velocità [26].	39
37	Deformazione della vela durante le prove [26].	40
38	Piani velici di “Aurelie” (a sinistra) e del modello testato in galleria del vento (destra) [27].	41
39	Risultati relativi ad un’andatura di bolina, pressioni misurate a metà sezione delle vele [27].	42
40	Distribuzione della pressione nella sezione a 1/4 altezza del gennaker [27].	43
41	Prebend di un albero di grandi dimensioni [28, 20, 21, 24, 23].	44
42	Dettaglio dell’arridatoio di una sartia diagonale su uno yacht Perini [18].	46
43	Mast-jack alla base d’albero con spessori per il sollevamento posiziona- ti [29, 30].	48
44	Misurazione dello spostamento del piede dell’albero [29, 30].	48
45	Multi-Handy 3010 (sinistra) e Multi-Handy 3050 (destra).	49
46	Pressione in piede d’albero e nell’innerstay durante il tensionamento delle sartie verticali [29, 30].	50
47	Andamento delle pressioni durante la regolazione di innerstay (in nero), outerstay (in verde) e backstay (in rosso) [29, 30].	50
48	Misurazioni sperimentali della rigidità dell’armo velico [29, 30].	51
49	Analisi della foto del prebend dell’albero su Rhinoceros [29, 30].	52
50	Confronto misurazioni sperimentali del prebend [29, 30].	52
51	Dati sperimentali relativi all’Open 60 “Hugo Boss” [31].	54
52	Dati sperimentali relativi al Maxi 100 “Wild Oats” [31].	54
53	Direzioni principali dei carichi nelle vele (in rosso, immagine a sini- stra) [32], tagli con cui i tessuti sono disposti a formare le vele (destra) [14].	56
54	Disposizione del taglio dei provini (in rosso) rispetto al tessuto di Da- cron [33].	57
55	Linearizzazione della curva tensioni-deformazioni [33].	58
56	Calcolo coefficiente di Poisson [33].	59



57	Curva di tensione-deformazione del Dacron Leggero a seconda del provino considerato (sinistra) e zoom sul limite elastico (destra) [33].	59
58	Trazione in direzione della trama (sopra) e trazione in direzione dell'ordito (sotto) [33].	60
59	Andamento temporale delle deformazioni per il fenomeno di creep [36].	62
60	Schema dei provini utilizzati per le prove.	63
61	Struttura alla quale vengono appesi i due provini, con al di sotto i due comparatori micrometrici [36].	63
62	Forno BICASA utilizzato per le prove [36].	64
63	Schema della strumentazione di prova.	64
64	Deformazioni misurate durante la seconda prova [36].	65
65	Recupero delle deformazioni per la seconda prova [36].	65
66	Risultati delle deformazioni misurate durante la terza prova [36].	66
67	Recupero delle deformazioni per la seconda prova [36].	67
68	Deformazioni del provino D nella quinta prova [36].	67



Elenco delle tabelle

1	Caratteristiche meccaniche ottenute dalle prove sperimentali per le tre tipologie di Dacron studiate [33].	60
2	Caratteristiche meccaniche del Dacron medio calcolate da Ghelardi et al. [26].	61

Sommario e premessa

Questa terza relazione del Sotto-progetto SP.1 “Alleggerimento”, Obiettivo Realizzativo OR.1.4 “Sviluppo di tecniche per il dimensionamento di strutture, componenti e sistemi di navi da diporto”, del progetto di ricerca TRIM, avrebbe dovuto essere interamente incentrata sul completamento delle campagne sperimentali realizzate dal DITEN dell’Università di Genova in collaborazione con i partner di progetto.

Tuttavia, dal momento della iniziale definizione degli Obiettivi Realizzativi al momento del finanziamento, e di conseguenza dell’inizio del progetto e della sua esecuzione sino al completamento, il cantiere navale Perini Navi, principale partner di questo obiettivo realizzativo, è stato dapprima dichiarato in sofferenza e successivamente, dopo vicissitudini riportate anche dalla stampa nazionale, è stato dichiarato fallito, risultando quindi impossibile eseguire qualsiasi prova sperimentale su armi velici reali appartenenti a navi di grandi dimensioni.

Il fallimento di Perini Navi è avvenuto inoltre durante la pandemia da Covid-19, per cui, a causa delle prolungate chiusure dei vari atenei sul territorio nazionale, è risultato impossibile svolgere altre tipologie di prove anche all’interno del Laboratorio *Marine Structures Testing Lab* del DITEN nella seconda parte del periodo di progetto.

In questo documento si è quindi cercato di raccogliere informazioni e dati relativi a quante più campagne sperimentali, riconducibili al problema della riduzione di peso di grandi sistemi velici, fosse possibile reperire, sia tra quelle sviluppate sin dalla predisposizione del piano di progetto in collaborazione con il cantiere navale Perini Navi, sia precedentemente eseguite dai ricercatori dell’Università di Genova, sempre in collaborazione con il cantiere ma anche indipendentemente da esso ed anche raccogliendo informazioni nella letteratura disponibile con l’intento di fornire comunque una panoramica complessiva della disponibilità di dati sperimentali in materia a prescindere dalla fonte da cui sono stati ottenuti.

La presente relazione intende fornire anche un contributo concettuale all’integrazione dei dati di varie fonti in modo tale da offrire una visione complessiva delle potenzialità offerte dalle analisi sperimentali per lo sviluppo di modelli e metodi progettuali finalizzati alla riduzione del peso dei sistemi velici.

Poiché molti degli studi disponibili erano, come spesso accade, composti da una analisi sperimentale e da una numerica, sono stati riportati in questa relazione solo i dati ottenuti dai test sperimentali, lasciando all’ultima relazione dell’attività progettuale il confronto tra risultati sperimentali e numerici, essendone questo l’Obiettivo Realizzativo da trattare.

Si è inteso in questo modo soddisfare comunque quanto previsto dal piano di progetto pur nella impossibilità di svolgere alcune sperimentazioni per cause di forza maggiore indipendenti dalla volontà dei ricercatori coinvolti. Quanto riportato nella relazione che segue costituisce quindi una effettiva base di dati sperimentali utili allo sviluppo ed alla validazione dei modelli numerici e delle procedure di progettazione di armi velici di grandi dimensioni finalizzata alla riduzione di peso.



Si può notare dai riferimenti bibliografici citati come molte delle attività siano state condotte con il coinvolgimento di laureandi e dottorandi dell'Università di Genova. Alcuni di essi hanno peraltro proseguito il loro percorso di studi con collaborazioni successive alla discussione della tesi per l'ottenimento del titolo, come spesso accade in ambito accademico. In altri casi, la collaborazione si è concretizzata anche nella forma di tirocini curriculari e post-laurea svolti presso il cantiere navale Perini Navi e, finché è stato possibile, anche nell'assunzione dei laureati da parte del cantiere. A dispetto quindi delle condizioni al contorno a dir poco sfavorevoli, si può comunque constatare come il filone di ricerca sul tema dell'alleggerimento dei sistemi velici oggetto di collaborazioni tra il mondo accademico e quello industriale da molti anni si sia potuto sviluppare in questo progetto di ricerca coniugandosi a quello della formazione come istituzionalmente l'università è chiamata a fare.

1 Introduzione

Analogamente alla progettazione e costruzione di una nave, in cui i test in mare rappresentano praticamente la fase finale, quest'ultima relazione del Sotto-progetto SP.1 "Alleggerimento" Obiettivo Realizzativo OR.1.4 "Sviluppo di tecniche per il dimensionamento di strutture, componenti e sistemi di navi da diporto", appartenente al progetto di ricerca TRIM, è relativa alle prove sperimentali da effettuare nell'ottica di una riduzione di peso dell'armo di yacht a vela.

Le prove sperimentali rappresentano una parte indispensabile del processo che caratterizza il metodo scientifico. Infatti, questo metodo, che ha avuto un ruolo fondamentale nello sviluppo della scienza moderna, si basa sullo studio e sull'osservazione di un certo problema da analizzare, in seguito al quale vengono formulate delle ipotesi sul comportamento previsto. Tramite l'esecuzione di test sperimentali si cerca di riprodurre tale problema il più fedelmente possibile alla realtà e infine, tramite i risultati ottenuti, si giunge a delle conclusioni che validano o falsificano (o integrano) le ipotesi formulate all'inizio del processo [1].

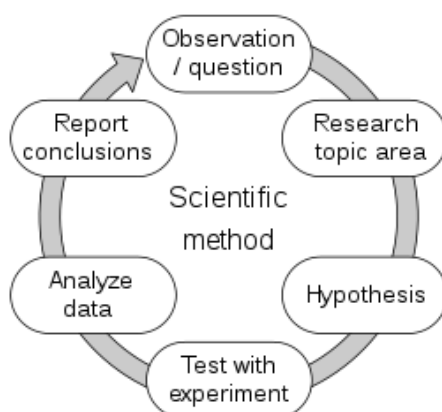


Figura 1: Processo del metodo scientifico [1].

Allo stesso modo, durante il processo della progettazione strutturale vengono fatte numerose ipotesi riguardo il comportamento della struttura, dei materiali e delle azioni esterne su essa. Queste assunzioni sono fatte sia a scopo semplificativo, sia in caso di conoscenza incompleta o di incertezze riguardo un certo argomento. Nel primo caso lo scopo dell'attività sperimentale sarà quello di validare le semplificazioni ipotizzate e di osservarne i limiti di applicabilità, mentre nel secondo l'obiettivo sarà di acquisire maggiori informazioni, così da ridurre i margini di sicurezza adottati nel dimensionamento e ottenere una struttura con migliori performance.

I fattori di sicurezza, detti anche fattori di ignoranza, sono per l'appunto dei coefficienti moltiplicativi che comportano un sovradimensionamento della struttura rispetto alle condizioni stimate (in base alla conoscenza del progettista) al fine di garantire una riserva di resistenza anche per scenari peggiori. Maggiori saranno le incertezze e il

rischio associato al collasso della struttura, maggiori saranno i coefficienti di sicurezza adottati e di conseguenza la struttura risulterà quindi più pesante. Uno yacht a vela destinato a navigazioni oceaniche avrà come priorità la sicurezza degli ospiti a bordo, anche nelle peggiori condizioni meteo, a discapito delle prestazioni; le unità da regata, come le barche della Coppa America che gareggiano in un campo controllato e hanno equipaggi bene addestrati, tenderanno invece a ridurre al minimo questi margini di sicurezza per ottenere dall'imbarcazione le massime prestazioni possibili.

Alcuni esempi pratici dell'applicazione dei margini di sicurezza sono rappresentati dall'incremento del carico calcolato per una condizione quasi-statica (caso di acqua tranquilla per la progettazione navale, oppure nel caso di unità a vela una condizione di navigazione con velocità e angolo di sbandamento costanti, ipotizzando l'equilibrio tra forze aerodinamiche e idrodinamiche) in modo da considerare eventuali picchi di carico dinamici (per onde, raffiche di vento, ecc.) [2], o dall'utilizzo di una minore tensione ammissibile del materiale nel caso si abbiano poche informazioni sulla sua caratterizzazione meccanica (come avviene spesso nei compositi a causa delle proprietà fortemente dipendenti dal processo produttivo).

Le principali incertezze considerate da questi fattori sono infatti relative a: carichi agenti sulla struttura, comportamento del materiale (resistenza, deformabilità, invecchiamento), tolleranze geometriche, accuratezza del metodo di analisi [2]. Nelle formule dei regolamenti degli enti di classifica per il dimensionamento dei vari elementi strutturali spesso è presente un unico coefficiente moltiplicativo (o più di uno, i quali combinano le variabili note del problema) che include le diverse incertezze elencate in precedenza, risultando così difficile comprendere in che modo i margini di sicurezza sono stati introdotti per ciascun aspetto e talvolta risulta perfino complicato arrivare alla natura della formula stessa [3].

Si è reputata necessaria questa introduzione alle incertezze della progettazione strutturale e ai relativi coefficienti cautelativi al fine di sottolineare l'importanza di una conoscenza approfondita dei materiali, dei processi e delle azioni di carico che interessano la struttura che verrà realizzata. È grazie ai dati sperimentali, collezionati mediante prove su modelli in scala ridotta o su simulacri della struttura, o ottenuti dal monitoraggio della struttura durante la sua vita operativa, che si riesce ad ottenere queste informazioni così da poter progettare la struttura di un armo velico con maggiore accuratezza.

Tuttavia, le campagne sperimentali sono costose e molto onerose in termini di tempo; inoltre per ottenere dei buoni risultati è necessario che gli strumenti siano ben calibrati e che i componenti strutturali e le condizioni al contorno siano riprodotte fedelmente (ad esempio, per le prove in campo nautico e navale, prove con mare calmo, con un certo galleggiamento, ecc.).

Infine, la diffusione di software di simulazione numerica ha reso possibile lo studio di diversi fenomeni fisici più "semplicemente" (in realtà spesso si hanno comunque costi notevoli, sia economici, sia in termini di tempo) attraverso un computer, limitando molto l'esecuzione dei test sperimentali e consentendo quindi una velocizzazione del processo di progettazione.



L'obiettivo di questa relazione è quello di raccogliere i dati delle principali prove sperimentali effettuate su armi di imbarcazioni a vela, in modo da poter fornire delle indicazioni riguardo gli aspetti da valutare e il modo in cui effettuare le prove, e osservare come i risultati ottenuti possono essere applicati e tenuti in considerazione durante una progettazione dei sistemi velici che sia mirata all'alleggerimento di queste strutture.

Si è scelto di riportare ed esaminare i risultati degli studi realizzati dal DITEN dell'Università degli Studi di Genova (e dal precedente dipartimento universitario in esso confluito, il DINAV) in collaborazione con il cantiere Perini Navi e quelli di altri studi trovati in bibliografia che affrontano gli argomenti appena riportati. Quanto trovato è stato raggruppato razionalmente trattando prima le prove mirate alla determinazione dei carichi agenti sull'armo velico, a loro volta suddivise in base alla tipologia di carico, ovvero carichi dovuti all'azione delle vele, carichi dovuti al pretensionamento del sartame e carichi inerziali, successivamente sono state raccolte le prove eseguite per studiare i materiali con cui sono realizzate le vele.

2 Prove sperimentali relative ai carichi agenti

2.1 Carichi agenti sui sistemi velici

Al fine di presentare l'oggetto delle analisi sperimentali relative ai carichi agenti sui sistemi velici, si riassumono alcuni dei concetti fondamentali già presentati più ampiamente nelle precedenti relazioni del progetto [4, 5]. In breve si delineano quali siano le grandezze di interesse da misurare per la descrizione dei fenomeni da cui originano le sollecitazioni sull'armo di uno yacht a vela e quali siano i metodi progettuali che con tali dati si intende validare.

Un'imbarcazione è un corpo che si muove sull'interfaccia di due fluidi differenti ed è perciò soggetta alle forze dovute all'interazione con aria e acqua. A seconda delle condizioni di navigazione, (rotta, andatura, condizioni meteomarine), possono risultare innumerevoli differenti condizioni di carico. La determinazione dei carichi agenti rappresenta la parte più complessa e con maggiori incertezze nel processo di progettazione del l'armo velico.

Le forze a cui l'armo velico è soggetto possono essere suddivise in tre diverse categorie:

- Carichi aerodinamici: sono i carichi indotti dal vento e distribuiti sulle vele, le quali li trasmettono al rig. Il flusso, e quindi la pressione che si genera sulle vele, non è uniformemente distribuito, perciò, queste forze risultano difficili da determinare con precisione. Spesso in questa categoria sono inclusi anche i carichi dovuti alle manovre correnti.
- Carichi di pretensionamento: sono carichi statici dovuti al tensionamento del sartame.
- Carichi inerziali: sono carichi dovuti alle accelerazioni agenti sulla massa del sistema velico. Queste accelerazioni sono dovute ai moti di navigazione (soprattutto rollio, beccheggio e sussulto), ma talvolta anche ad incaglio e a forti raffiche di vento.
- Carichi dovuti al peso proprio della struttura: nel caso di unità molto grandi, l'accelerazione di gravità genera forze dovute al peso proprio della struttura non trascurabili anche in condizioni statiche.

Nell'ottica di uno studio mirato alla verifica dei carichi di progetto deve essere sottolineato che le condizioni scelte sono per definizione molto gravose e difficilmente raggiungibili durante la vita operativa dell'imbarcazione, perciò la loro verifica, riproduzione, o misurazione a livello sperimentale rappresenta una criticità nel processo sperimentale.

2.2 Carichi aerodinamici delle vele

I carichi delle vele sono generalmente i carichi predominanti tra quelli che agiscono sul rig. Per il loro studio come prima cosa deve essere introdotto l'equilibrio, che determina

le prestazioni dell'imbarcazione, tra forze aerodinamiche, generate dalle vele, e forze di natura idrodinamica, dovute allo scafo. Quando l'unità naviga di bolina, la portanza generata dalle vele è scomponibile in una componente longitudinale che fa avanzare lo scafo, vincendo la sua resistenza al moto, e in una componente trasversale, che fa sbandare l'imbarcazione e che, in assenza di appendici come la deriva, la farebbe scarrocciare.

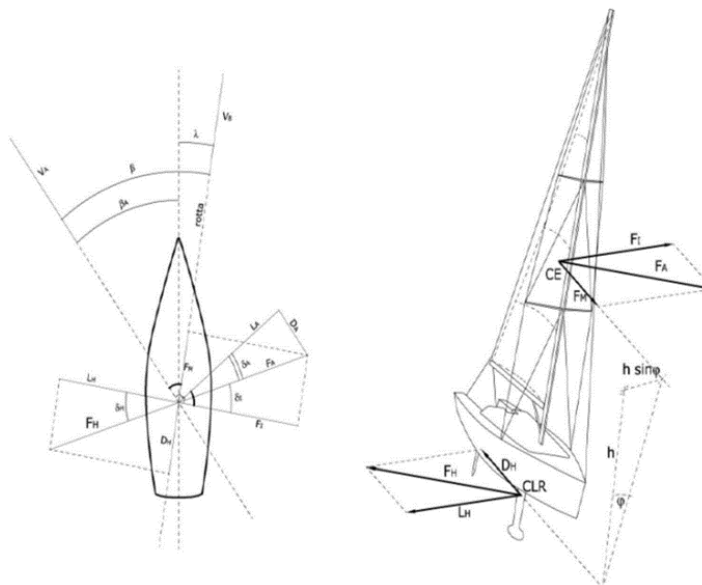


Figura 2: Equilibrio delle forze durante la navigazione a vela.

In Figura 2 sono schematizzate le forze appena introdotte che agiscono su un'unità che naviga a vela. Nel centro di resistenza laterale (CLR) dello scafo è applicata la risultante delle forze idrodinamiche F_H , scomponibile nella resistenza all'avanzamento D_H e nella resistenza al moto di deriva L_H ; nel centro di pressione ("center of efforts", CE) della vela è applicata la risultante delle forze aerodinamiche F_A , anch'essa scomponibile nella componente longitudinale (F_M) e in quella trasversale (F_T), menzionate all'inizio del paragrafo.

Studiando l'equilibrio è quindi possibile ottenere i carichi agenti sull'armo velico andando a valutare le forze dello scafo o quelle generate dalle vele. Solitamente è affrontato il problema dal punto di vista idrodinamico per la maggiore quantità di dati, relativi ai coefficienti idrodinamici, raccolti in vasca navale.

Per la difficoltà nel determinare la dinamica dell'imbarcazione nei vari moti ondosi, si studia la stabilità trasversale dal punto di vista quasi-statico in una condizione sufficientemente gravosa, spesso considerata equivalente ad un'andatura di bolina con un vento di almeno 15–20 nodi. Per la condizione di equilibrio imposta, una volta noto il momento raddrizzante nella configurazione scelta, sappiamo che il momento inclinante dovuto all'azione delle vele ha lo stesso valore e si può di conseguenza andare a distribuire le forze inclinatorie sull'armo velico.

Tuttavia, a causa del comportamento non lineare della struttura è molto difficile arrivare a capire in che percentuale ciascuna vela influisca sul momento sbandante, in che modo queste interferiscano tra loro e come queste vadano a caricare realmente l'armo. È per questo che in passato la progettazione dell'armo velico veniva affidata alla sola esperienza di alberai e velai, mentre adesso è possibile simulare il comportamento strutturale mediante software di calcolo ad elementi finiti.

In alternativa è possibile andare a studiare le forze aerodinamiche generate dalle vele: in questo modo andremo a determinare direttamente le forze che caricano realmente i componenti strutturali. Tuttavia, le vele, essendo deformabili, hanno una sola configurazione di equilibrio che dipende dalla distribuzione di carico su esse e per il loro studio risulta quindi necessario un processo iterativo. Il comportamento delle vele, e in generale del rig, è infatti un complesso problema di interazione fluido-struttura, dove i carichi agenti su esse (di natura fluidodinamica) dipendono dalle deformazioni assunte sotto l'azione dei carichi stessi.

Inoltre, il campo di pressioni che si viene a generare sulle vele non è uniforme, ma dipende dall'intensità del vento, dall'angolo di attacco della vela rispetto ad esso, dalla variazione di velocità del vento con l'altezza, dalla forma delle vele e dalla loro deformabilità.

Infine, l'azione delle vele è analoga a quella delle membrane, perciò esse sono schematizzabili con resistenza a flessione e a taglio nulle, trasmettendo così la tensione solo in direzione tangente alla loro curvatura nei bordi di inferitura; si ha inoltre che queste caricano l'armo velico con delle forze concentrate in corrispondenza del punto di drizza, del tesa-base, del punto di scotta e, nelle vele più moderne, nei carrelli di collegamento sulle inferiture.

In entrambi i metodi con cui approcciarsi al dimensionamento dei sistemi velici risulta chiaro come siano presenti incertezze e semplificazioni, le quali possono essere ritenute accettabili nelle fasi iniziali di progettazione, ma che, nell'ottica di una ottimizzazione delle strutture volta alla riduzione di peso [6, 7, 8, 9], richiedono l'ottenimento di informazioni più precise e dettagliate con l'avanzare del progetto. Inoltre, deve essere ricordato come molti dei criteri progettuali siano basati su dati collezionati empiricamente, adeguati quindi per un range di unità medio-piccole caratterizzate da configurazioni "standard" del rig, mentre, per grandi navi o unità molto performanti, è facile uscire dal loro range di validità. Per questo motivo le prove sperimentali si rendono necessarie affinché i modelli progettuali utilizzati siano validati e calibrati per l'ottimizzazione delle strutture.

Il primo a fornire delle indicazioni dettagliate per la progettazione dei sistemi velici è stato Norman L. Skene nel 1904 con il suo libro *Elements of Yacht Design* [10] in cui propose due metodi per il dimensionamento del rig. Nel "metodo semplificato", basato sulle forze idrodinamiche, il problema dell'equilibrio è semplificato considerando solo le forze nel piano trasversale dell'imbarcazione e imponendo l'equilibrio alla rotazione intorno all'asse longitudinale (Figura 3). Il momento raddrizzante che si genera quando l'unità è sbandata, poiché spinta di galleggiamento e forza peso non sono più allineate sulla stessa retta, va ad opporsi all'azione inclinante, data dalla coppia

generata dal carico di compressione nell'albero e dal carico nella sartia sopravvento. La sartia sottovento è infatti assunta in imbando, perciò il carico in quella sopravvento risulta essere della stessa intensità della compressione nel pannello più basso dell'albero. Noto il momento raddrizzante dell'imbarcazione all'angolo di sbandamento di 30° , scelto perché per unità medio-piccole spesso rappresenta il valore massimo, è possibile ottenere il carico agente sull'albero e sul sartiame attraverso dei coefficienti di sicurezza che variano in base alla configurazione dell'armo.

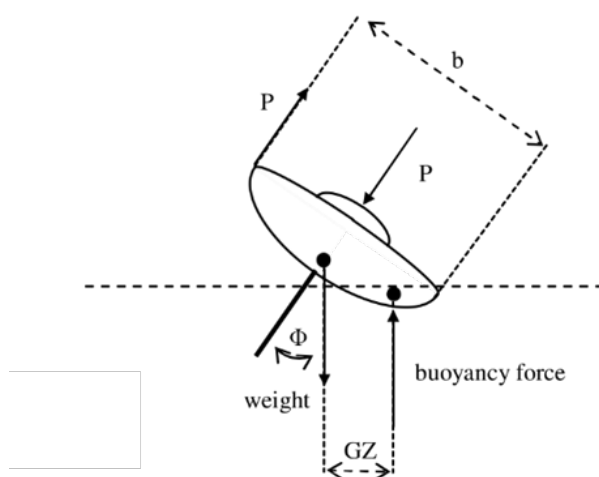


Figura 3: Equilibrio dei momenti nel “metodo semplificato” di Skene [10].

Il “metodo diretto” di Skene è invece basato sulla determinazione dei carichi velici in modo diretto. È possibile fare ciò attraverso una semplificazione del problema fisico molto rilevante e che introduce numerose incertezze, ovvero ipotizzando che sulle vele agisca una pressione uniforme.

Dal momento che nella realtà la pressione è maggiore nella parte alta della vela, Skene suggerisce di utilizzare una forma “equivalente” per determinare la forza sviluppata. Successivamente l'area della randa è suddivisa a metà altezza di ogni pannello d'albero, così da poter poi applicare in maniera puntuale il carico di ciascuna porzione di vela dove si ha l'attacco delle sartie all'albero. Per quanto riguarda il fiocco si considera che metà della pressione agente su esso si scarichi nel punto in cui è collegato all'albero. Infine, si suggerisce di assumere che la tensione negli stralli sia circa uguale a quella agente nelle sartie più basse.

Dalla Figura 4 si nota che l'area ABCD si scarica sulle sartie superiori, mentre l'area BCFE si scarica su quelle inferiori.

Nonostante sia trascorso più di un secolo dalla prima pubblicazione del manuale, le recenti formulazioni dei registri di classifica si basano sui criteri introdotti da Skene.

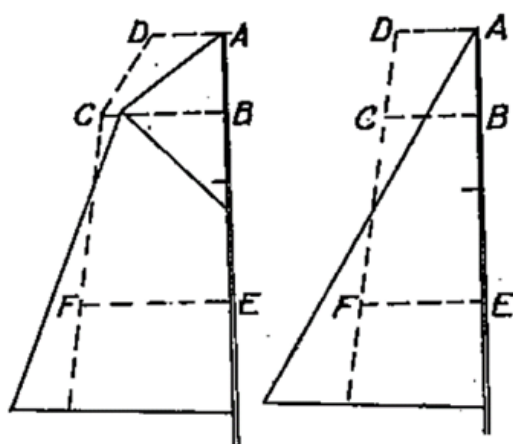


Figura 4: Forma equivalente delle vele proposta da Skene nel suo “metodo diretto” [10].

Infatti, il regolamento del Germanischer Lloyd [11], ora inglobato nel DNV, uno dei principali enti di classifica a fornire regole per il dimensionamento dell'armo velico di unità con lunghezza superiore a 24 m e con alberi con più di tre ordini di crocette, per il calcolo delle forze laterali agenti sull'armo velico si basa sul momento raddrizzante ad un angolo di sbandamento di progetto (“safe working angle”), generalmente considerato di 30°, o di 25° per le imbarcazioni più grandi. Le forze ottenute sono poi distribuite come carichi puntuali ai vari ordini di crocette e in testa d'albero (Figura 5).

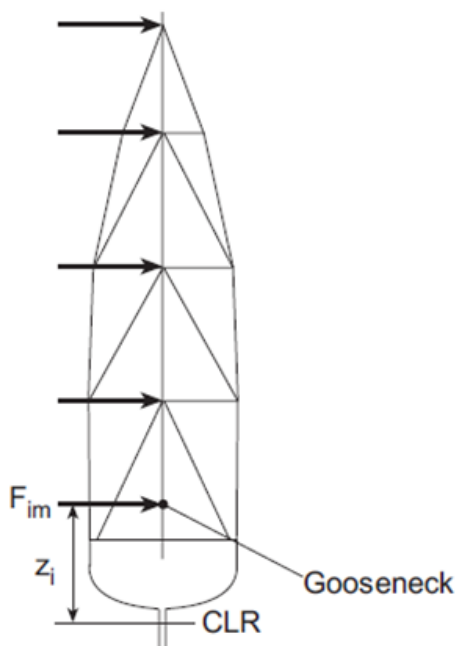


Figura 5: Schema di distribuzione forza della randa sull'albero [11].

Negli ultimi anni, grazie alla diffusione dei personal computer e alla loro maggiore potenza di calcolo, è stato possibile iniziare ad approcciarsi alla progettazione dei sistemi velici partendo dalla determinazione dei carichi generati dalle vele.

Uno dei primi software introdotti per il calcolo delle forze aerodinamiche è stato il modulo FPP (Force Prediction Program). Questo programma prima utilizza un Velocity Prediction Program (VPP) per ottenere le forze generate da ciascuna vela in una certa condizione di navigazione, poi le traduce in forze agenti sul rig. Il VPP è stato introdotto per la prima volta nel 1978 con il fine di predire le performance di uno yacht, ovvero la velocità di navigazione raggiunta in funzione di una certa velocità e di un certo angolo del vento apparente. Per poter fare ciò ciascuna vela viene caratterizzata da coefficienti di portanza e di resistenza ricavati empiricamente e che sono funzione dell'angolo del vento apparente; di conseguenza possono essere ricavate la portanza e la resistenza di una certa vela per una data velocità del vento [12].

Nello studio del 1991 di Boote e Caponnetto [13] è presentato il processo completo per il dimensionamento di albero e sartie di un'imbarcazione a vela. Viene inizialmente evidenziato che, quando si affronta la progettazione dell'armo velico di imbarcazioni da regata o di grandi dimensioni, spesso si può uscire dal range di validità dei metodi semplificati. Gli autori perciò sviluppano due programmi, uno per il calcolo delle forze veliche basato sulla Lifting Surface Theory, e uno ad elementi finiti per l'analisi nonlineare degli stress. Le forze aerodinamiche generate dalle vele vengono così ricavate con maggior precisione, non attraverso dati empirici o semplificazioni, ma tenendo conto della geometria esatta delle vele, della loro deformabilità e del modo in cui interagiscono tra di loro. L'albero viene successivamente caricato dalle vele e, utilizzando il programma per l'analisi degli stress, è possibile passare al dimensionamento dell'armo velico.

I moderni software di fluidodinamica (CFD-RANS) e le analisi di interazione fluido-struttura (FSI) consentono di ottenere con precisione le forze sviluppate dalle vele e la loro distribuzione sul rig, andando a ridurre di molto le incertezze del modello. Tuttavia, questa tipologia di calcoli risulta essere molto costosa, specialmente dal punto di vista computazionale, per cui è usata solo in fasi avanzate del progetto.

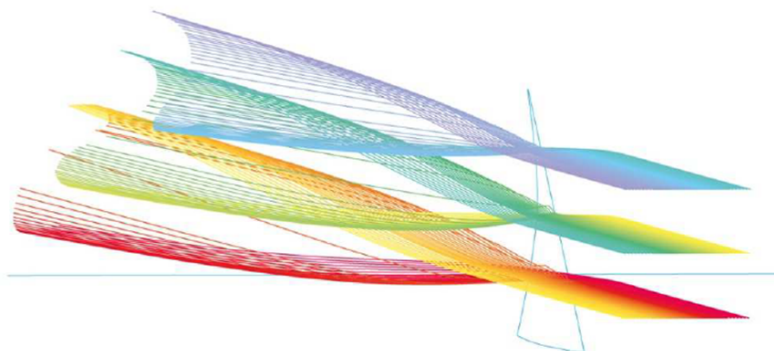


Figura 6: Analisi fluidodinamica di una vela di prua [14].

È evidente come, sia per metodi molto semplificati come quelli proposti da Skene [10], sia per modelli sofisticati come le analisi FSI [15, 16, 17], sia di interesse validarli in modo da conoscerne il grado di precisione e i casi in cui è possibile applicarli. Tale verifica deve essere effettuata tramite casi di riferimento, il cui grado di affidabilità è reputato molto alto, o tramite l'esecuzione di prove sperimentali in grado di riprodurre il fenomeno reale da studiare.

Riguardo i modelli progettuali utilizzati per il dimensionamento dell'armo velico, le prove sperimentali sono principalmente incentrate sull'ottenimento dei carichi a cui questo è soggetto in navigazione. Tuttavia, le difficoltà sorgono sia per l'elevata difficoltà nell'eseguire misurazioni precise in strutture così grandi, sia per l'ambiente di prova, ovvero il mare, che a causa di onde e vento è soggetto a continue variazioni.

Infine, durante le prove sperimentali le misurazioni devono essere effettuate in modo da non alterare il reale comportamento delle strutture: prendendo ad esempio le vele, eventuali sensori per misurare il campo di pressione agente su esse dovranno essere installati in modo da non modificare il flusso, altrimenti si avrebbe un comportamento delle vele differente da quello reale.

2.3 Sistemi di monitoraggio sviluppati dall'Università di Genova per Perini Navi

2.3.1 Sistema DINAV-MDS

La collaborazione tra l'Università degli Studi di Genova con Perini Navi, cantiere con sede a Viareggio specializzato nella realizzazione di grandi navi a vela, ha avuto inizio molti anni addietro. La collaborazione è iniziata quando Perini Navi ha commissionato la realizzazione di un sistema di monitoraggio strutturale del sistema velico per i nuovi yacht che avrebbe realizzato ed è proseguito per molti anni continuando a far evolvere il sistema di misura ad ogni nuova costruzione del cantiere.

Lo scopo di questo progetto era riuscire a collezionare una sufficiente quantità di dati, relativi ai carichi a cui sono soggetti gli armi velici di grandi dimensioni, così da poter meglio calibrare i modelli numerici utilizzati per il dimensionamento in fase progettuale, ottenendo di conseguenza una migliore ottimizzazione della struttura e un aumento delle performance veliche.

I modelli agli elementi finiti rappresentano infatti un ottimo strumento con cui progettare queste strutture, riuscendo a simularne il comportamento non lineare e grazie ai diversi stati limite che possono essere considerati. Tuttavia, l'affidabilità delle analisi dipende fortemente dall'accuratezza dei carichi utilizzati, dalla loro distribuzione e delle condizioni al contorno imposte. È per questo motivo che si è resa necessaria la realizzazione del sistema di monitoraggio strutturale: infatti, i regolamenti per la costruzione degli armi velici, oltre a non essere incentrati su unità delle dimensioni degli yacht prodotti da Perini, per la determinazione dei carichi agenti suggeriscono formule di natura semi-empirica e una schematizzazione semplificata di come essi sono distribuiti sul rig [18]. Inoltre, sono generalmente trascurati i carichi inerziali, o co-

munque non trattati in maniera esplicita. Risulta quindi chiaro come i modelli che ne derivano siano caratterizzati da molte incertezze.

Lo sviluppo dei criteri progettuali e dei modelli FEM fu portato avanti dalla divisione alberi di Perini Navi, mentre parallelamente il gruppo di ricerca accademico aveva il compito di progettare il sistema di monitoraggio strutturale, eseguire le campagne sperimentali, analizzare i carichi raccolti e ottenere quindi una distribuzione dei carichi rappresentativa.

Il primo sistema di monitoraggio realizzato, denominato DINAV-MDS (Misura Deformazioni Sartie), aveva lo scopo di misurare i carichi agenti nel sartame, tramite la lettura delle deformazioni nei cavi stessi. Il sistema doveva essere utilizzato per la misurazione dei carichi durante il pretensionamento e le prove in mare degli yacht Perini, perciò, oltre alle caratteristiche di robustezza, affidabilità ed economicità, doveva essere facile da usare (per non richiedere ad ogni utilizzo la presenza del personale del DINAV), garantire una buona facilità di montaggio e avere anche un sistema d'installazione non intrusivo, così da poter essere montato per le misurazioni necessarie ed essere in seguito rimosso.

Dati questi requisiti si è passati alla scelta della tipologia di sensori da utilizzare per la misurazione dell'allungamento delle sartie. Dopo aver esaminato vari tipi di sensori si è optato per degli LVDT (Linear Variable Displacement Transducer Linear Voltage Differential Transformer), essendo questi facili da installare, caratterizzati da un'alta risoluzione, soggetti a pochi disturbi e resistenti alle azioni atmosferiche dell'ambiente marino. Come contro, per l'ottenimento di risultati precisi, questi sensori necessitano di tolleranze geometriche molto piccole e di un'appropriata installazione in cui venga definita la lunghezza di riferimento della misurazione.

Sono quindi iniziate una serie di campagne di prova nel Marine Structures Testing Lab del DITEN per trovare la corretta dimensione dei sensori, da cui ne dipende la sensibilità, e per trovare il sistema di afferraggio alla sartia migliore, ovvero uno che soddisfacesse le varie richieste del cantiere (Figura 7).

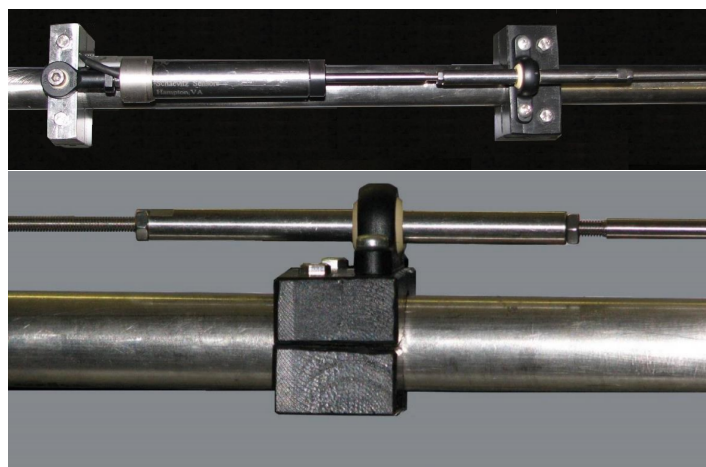


Figura 7: Sensore LVDT con relativo montaggio su sartia.

Successive prove avevano invece lo scopo di calibrare il sistema (valutazione della conversione da segnale elettrico in mV a deformazione della sartia in mm) e studiare alcuni fenomeni che potevano risultare critici sulle misurazioni. La procedura di installazione e di calibrazione è stata quindi dettagliatamente riportata in un manuale d'utilizzo, il quale è stato fornito al cantiere per poter applicare il sistema sulle proprie navi.

È stata valutata l'influenza della temperatura con delle prove di dilatazione termica tramite un riscaldatore elettrico posizionato in prossimità del sistema sartia + sensore LVDT (Figura 8) ed è stato visto che, essendo questi due componenti realizzati con metalli simili tra loro (coefficienti di dilatazione termica dello stesso ordine di grandezza), non è necessario compensare la misura dei sensori nel caso di variazioni di temperatura significative.



Figura 8: Prove di dilatazione termica sulla sartia con sensore LVDT.

Sono state eseguite anche delle prove di vibrazione sia a sartia scarica che a vari livelli di trazione. La sartia è stata equipaggiata con degli accelerometri che ne misurassero le oscillazioni verticali in seguito all'eccitazione per mezzo di una martellata ad una delle estremità. La Figura 9 mostra come il segnale del sensore LVDT (in giallo), e di conseguenza la misurazione della deformazione, non sia sensibile alla vibrazione della sartia: infatti, i picchi dell'oscillazione (in verde, dati dagli accelerometri) vengono "tagliati" dalla la frequenza del sistema di acquisizione, che è molto più bassa della frequenza alla quale il cavo oscilla. Il segnale LVDT rappresenterà quindi la misura dinamica della deformazione assiale della sartia.

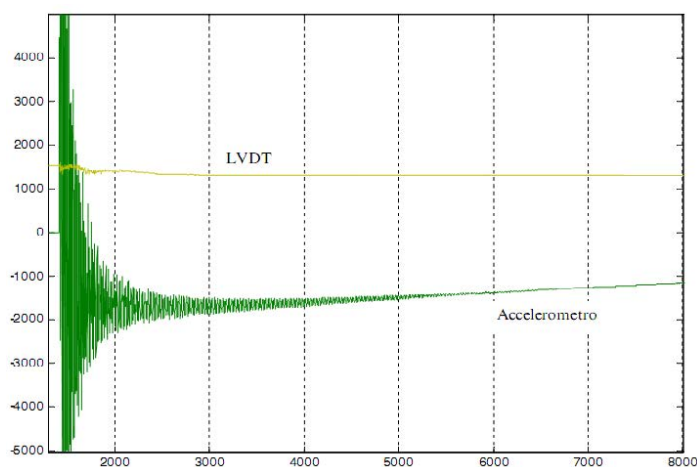


Figura 9: Misurazione delle vibrazioni con trazione della sartia di 9 t [mV-ms].

Infine, le prove sulla caratterizzazione della rigidità del materiale dei cavi delle sartie, il Nitronic 50, hanno evidenziato che la principale fonte di errori deriva dalla misura del modulo di elasticità del materiale (con errori fino al 5%), la quale dipende sia dal diametro del cavo, sia dalle lavorazioni a cui è soggetto il materiale che creano una maggiore rigidità superficiale dei cavi. Inoltre, un'altra importante fonte di errori è il diametro effettivo dei cavi installati a bordo, spesso maggiore di quasi 1 mm rispetto al diametro nominale.

È quindi stato realizzato il software di acquisizione dati che, ricevendo in input il segnale elettrico dei sensori LVDT, converte le tensioni in mV in spostamenti in mm e ottiene il carico su ciascun elemento del sartiame, grazie alle ipotesi di validità della teoria della trave in semplice trazione, di perfetta elasticità del materiale dei cavi (modulo di elasticità assunto costante, $E = 195 \text{ GPa}$) e di diametro delle sartie uguale a quello nominale.

Per quanto riguarda il sistema di acquisizione, poiché l'utilizzo di un unico box, posto vicino al pc di lettura dati, avrebbe comportato l'utilizzo di cavi molto lunghi, è stato scelto di utilizzare dei box distribuiti, ciascuno posto in prossimità di gruppi di sensori. Sono stati utilizzati tre box della National Instruments FieldPoint posizionati sulle crocette e collegati da un cavo che fornisce anche l'alimentazione.

Il sistema di acquisizione distribuito, oltre ad essere adatto all'utilizzo con molti sensori sparsi su una vasta area, è anche preferibile per la maggiore modularità, che all'occorrenza consente di aggiungere sensori e box di acquisizione. È stata scelta una comunicazione via cavo poiché garantiva una maggiore affidabilità dei dati forniti rispetto all'utilizzo di un sistema wireless che, pur avendo una maggiore facilità di installazione, è maggiormente soggetto alle interferenze dovute alla presenza delle antenne radar e satellitari. Infine, come hardware di comunicazione è stato scelto un bus multipoint RS422 a causa dell'elevata lunghezza delle linee in gioco, che non rendeva idoneo l'utilizzo di una linea Ethernet (più veloce, ma limitata a circa 90 m di linea).

Oltre ai sensori e ai box di acquisizione dati è presente anche un pc dove viene eseguito il software di acquisizione, con il quale è possibile leggere i valori numerici e i trend dei carichi grazie alla sua interfaccia grafica (Figura 10).



Figura 10: Interfaccia grafica del software di acquisizione del sistema di monitoraggio.

La Figura 11 riporta lo schema degli elementi che compongono il sistema di monitoraggio. Con la seguente configurazione il sistema riesce a campionare i dati con una frequenza di 20 Hz e un massimo di 8 canali per box di acquisizione.

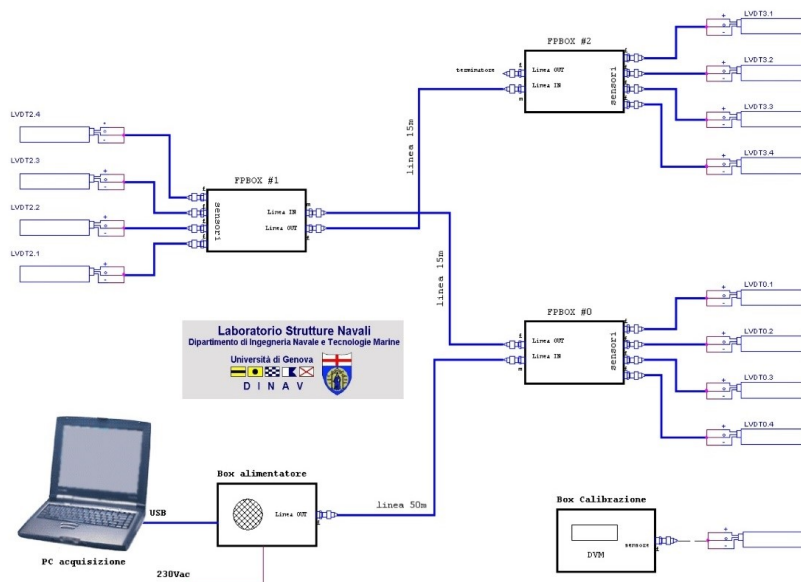


Figura 11: Schema del sistema di monitoraggio.

La prima applicazione del sistema è stata effettuata su uno yacht di 45 m, con lo scopo principale di acquisire esperienza pratica sul montaggio dei sensori. Trattandosi di un prototipo del sistema sono stati installati solamente due LVDT (su una sartia verticale V1 e una sartia diagonale D1), in maniera provvisoria e differenti tra loro (uno con spostamento massimo di 5 mm e l'altro di 1 mm) per studiare quale dei due avesse il miglior compromesso tra precisione e sensibilità. Durante il montaggio dei sensori è stata posta attenzione al loro allineamento, poiché altrimenti si sarebbero potute avere misure errate della deformazione delle sartie in seguito alla loro torsione o flessione.



Figura 12: Sensori del sistema di monitoraggio installati a bordo.

Un aspetto problematico riscontrato è stata la definizione della condizione di riferimento, ovvero quella per cui un certo cavo ha carico zero. Ciò necessiterebbe di installare i sensori sulla sartia completamente scarica e indeformata, ma è molto difficile ottenere tale condizione una volta eseguita l'operazione di alberamento. Per questa prima applicazione è stato quindi scelto come riferimento il carico delle sartie che si ha per un certo sollevamento del piede d'albero. La prima vera applicazione completa del sistema è stata su un'unità di 56 m, dove sono stati installati 16 sensori LVDT, riuscendo ad equipaggiare quasi tutte le sartie diagonali e quelle verticali di un lato nave. Oltre ai sensori per la misura dell'allungamento delle sartie, sono stati installati degli accelerometri e degli inclinometri per registrare i moti nave, nell'ottica di correlarli ai carichi del sartame e sviluppare in futuro un nuovo sistema di monitoraggio permanente e integrato con la strumentazione di bordo degli yacht.

Seppur con molte difficoltà, in questo caso è stato possibile misurare la condizione "zero" di riferimento, dal momento che i sensori sono stati installati sui cavi prima dell'alberamento. Questa è infatti l'unica condizione per cui le sartie sono scariche, successivamente alla procedura di imbarco dell'albero e di pretensionamento il sartame rimarrà in tensione per tutta la vita della nave.

Dopo il pretensionamento i sensori sono stati rimossi dai relativi supporti, i quali sono stati invece lasciati in posizione per evitare di perdere la condizione di riferimento, e sono poi stati installati nuovamente prima delle prove in mare a causa del lungo periodo di tempo che sarebbe intercorso tra le due fasi. Tuttavia, prima delle prove alcuni degli afferraggi sono stati ritrovati fuori posizione, costringendo ad eseguire nuovamente la procedura di calibrazione dei sensori in questione e perdendo così la loro condizione di riferimento (a carico nullo). Per questo motivo nelle successive applicazioni si è scelto di lasciare i sensori sulle sartie proteggendoli con dei tubi in PVC (Figura 13).



Figura 13: Protezione dei sensori con tubi in PVC.

Il sistema di monitoraggio è stato installato su cinque navi (di 45 m, 50 m e 56 m di lunghezza) collezionando una buona quantità di dati durante la fase di pretensionamento e di prove in mare. Nonostante gli errori e le incertezze precedentemente citati, i dati

ottenuti sono stati reputati soddisfacenti e si è iniziato ad utilizzarli per le validazioni dei metodi progettuali da parte del cantiere. Nella Figura 14 è riportato un esempio dell'andamento temporale dei carichi delle varie sartie strumentate. Nella Figura 15 è invece possibile osservare la buona correlazione che si ha tra i carichi agenti su alcune sartie (V1, D1aft, D1fwd, V3, D4, V4) e l'angolo di rollio.

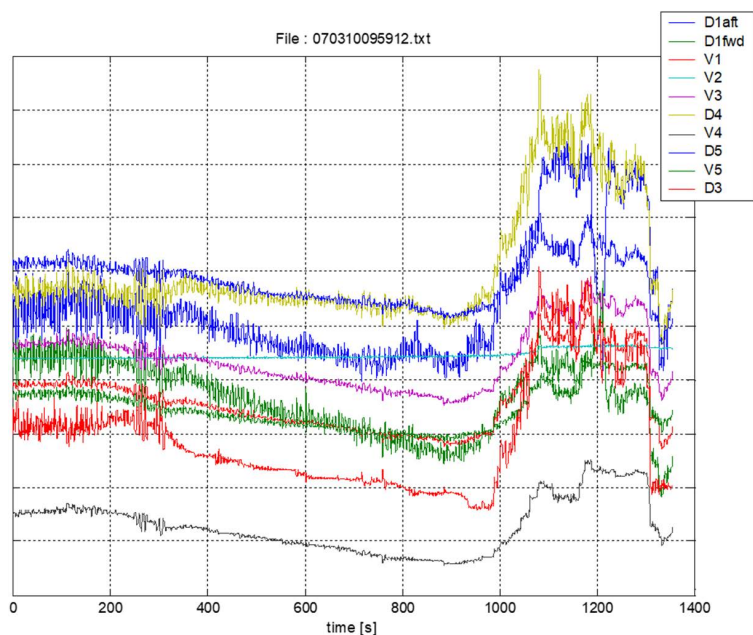


Figura 14: Esempio di dati raccolti relativi ai carichi rilevati nelle sartie.

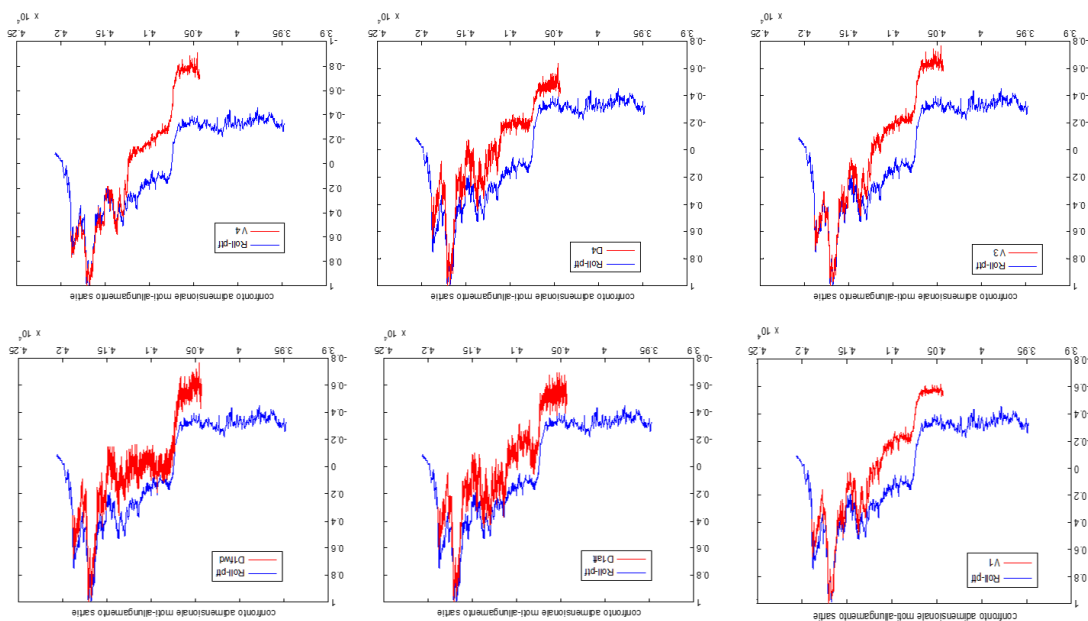


Figura 15: Confronto tra andamento del rollio e carico in alcune sartie.

2.3.2 Misurazioni sperimentali dello yacht Helios

Nella tesi di L. Bruni e in successivi lavori [19, 20, 21] sono riportati i dati ottenuti dal sistema di monitoraggio installato sullo yacht di 45 m “Helios”, costruito da Perini Navi nel 2007. Lo scopo della tesi era quello di eseguire il dimensionamento dello yacht, sia tramite modello analitico basato sui concetti del metodo di Skene, sia con modello FEM, e successivamente confrontare i risultati ottenuti in termini di tensioni agenti nei cavi del sartame con i dati sperimentali. Ciò è stato eseguito sempre nell’ottica di riuscire a calibrare meglio i modelli progettuali, così che possano fornire risultati sempre più affidabili e che si riesca di conseguenza ad ottimizzare il progetto dei sistemi velici.

Il sistema di monitoraggio installato a bordo di “Helios” è analogo a quello riportato in precedenza ed è infatti composto da: 12 sensori di posizione LVDT che registrano l’allungamento dei cavi del sartame, 3 box di acquisizione, 1 box centrale di raccolta dati e 1 pc portatile per la lettura dei dati. Lo schema dei componenti del sistema è riportato in Figura 16.

Inoltre, leggendo i valori della pressione nei cilindri idraulici degli stralli (usati per il tensionamento), è possibile ottenere il valore del carico anche in questi elementi del sartame (strallo del genoa, strallo di trinchetta, paterazzo). In questo caso i dati sono ottenuti da trasduttori di pressione collegati direttamente ai cilindri e letti su una memoria portatile.

I dati sperimentali raccolti e confrontati sono relativi alle prove in mare, durate circa due ore, effettuate nelle acque antistanti a Viareggio. La Figura 17 riporta l’andamento temporale della velocità, dell’angolo di sbandamento trasversale e dei carichi agenti su stralli e su sartie (quelle equipaggiate con i sensori LVDT) in una condizione di piena randa e pieno genoa, con velocità del vento apparente di 12 nodi e angolo del vento apparente di 65°. Durante l’ottenimento di questi dati l’imbarcazione ha raggiunto una velocità massima di 9 nodi e uno sbandamento massimo di 12.5°. Anche in questo caso i valori sono riportati in forma adimensionale, in termini di differenza percentuale, per motivi di riservatezza.

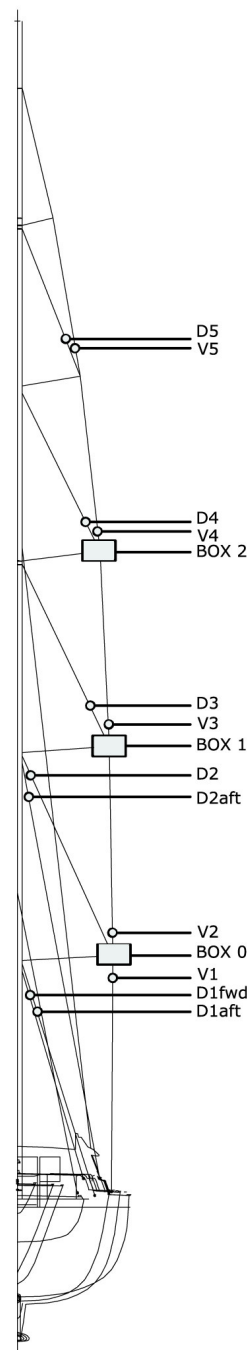


Figura 16: Schema di applicazione del sistema DINAV-MDS sullo yacht “Helios”.

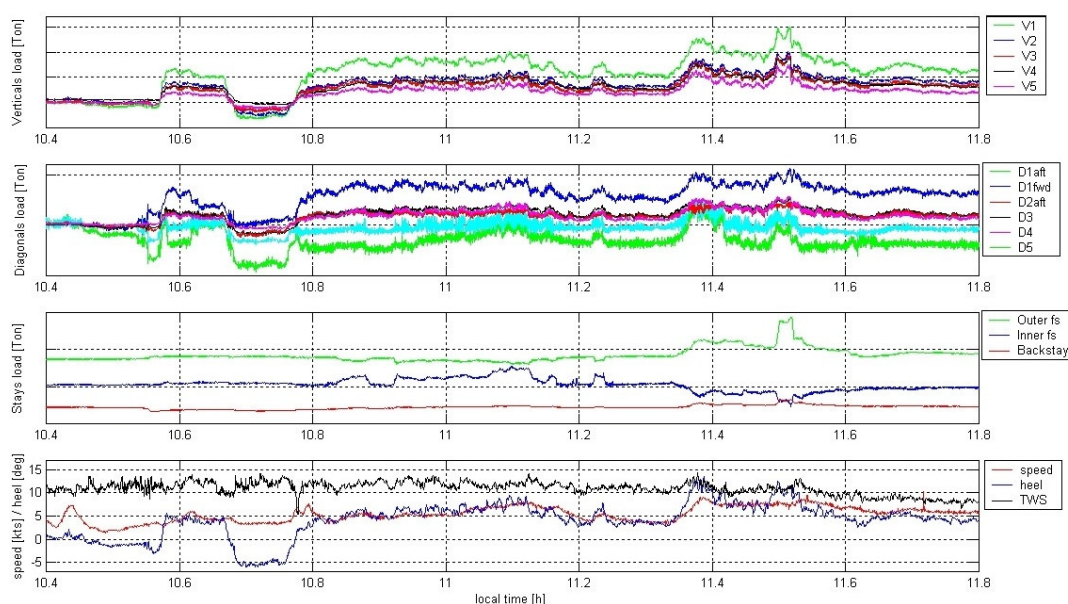


Figura 17: Andamento temporale relativo ad un esempio dei dati registrati sullo yacht “Helios”.

2.3.3 Sistema DINAV-SSM

Come è stato visto, successivamente alle applicazioni del primo sistema di monitoraggio, è risultato chiaro che nel breve periodo di tempo in cui le navi venivano monitorate, ovvero durante la fase di pretensionamento e nelle prove in mare, fosse difficile registrare il comportamento della struttura sotto condizioni sufficientemente gravose tali da avvicinarsi a quelle utilizzate per il dimensionamento dell’armo velico.

È stato quindi deciso di realizzare un nuovo sistema di monitoraggio da installare permanentemente a bordo degli yacht Perini, per poterne monitorare i carichi e le condizioni di navigazione associate durante la loro vita operativa. Sebbene il lungo periodo di tempo necessario a collezionare una grande e significativa quantità di dati, l’installazione su diverse navi avrebbe consentito al cantiere di ottenere, in seguito ad analisi statistiche, dei modelli di carico affidabili e poter quindi realizzare una migliore ottimizzazione dei sistemi velici da esso progettati e costruiti.

Il nuovo sistema, denominato DINAV-SSM (Sail Ship Monitoring) [18, 22, 23, 24], è basato sul sistema precedente, vista l’affidabilità riscontrata nella misurazione dei carichi delle sartie, ed è progettato per registrare anche le deformazioni alla base dell’albero (per poterne ottenere la compressione) e i moti nave e per integrarsi con il data logger di bordo (sistema DLS2 di Perini Navi), in modo da acquisire anche le informazioni relative alle condizioni di navigazione (stato del vento, stato delle vele, velocità e rotta della nave).

La configurazione del nuovo sistema è riportata in Figura 18. Rispetto al precedente sistema di monitoraggio sono presenti due nuovi box di acquisizione, uno per acquisire i dati dei sensori sull’albero (posizionato vicino alla sua base per ridurre la lunghezza

dei cavi dei sensori) e uno per gli inclinometri e gli accelerometri, i quali registrano rispettivamente l'assetto e i moti della nave (posizionati vicino al baricentro per ottenere misure più precise). I due box aggiuntivi sono installati su una linea separata dagli altri tre box che invece ottengono i dati dai sensori LVDT montati sulle sartie. Questa scelta è stata fatta al fine di non ridurre la frequenza di campionamento, la quale corrisponde a 5 Hz e consente di effettuare anche misurazioni dinamiche.

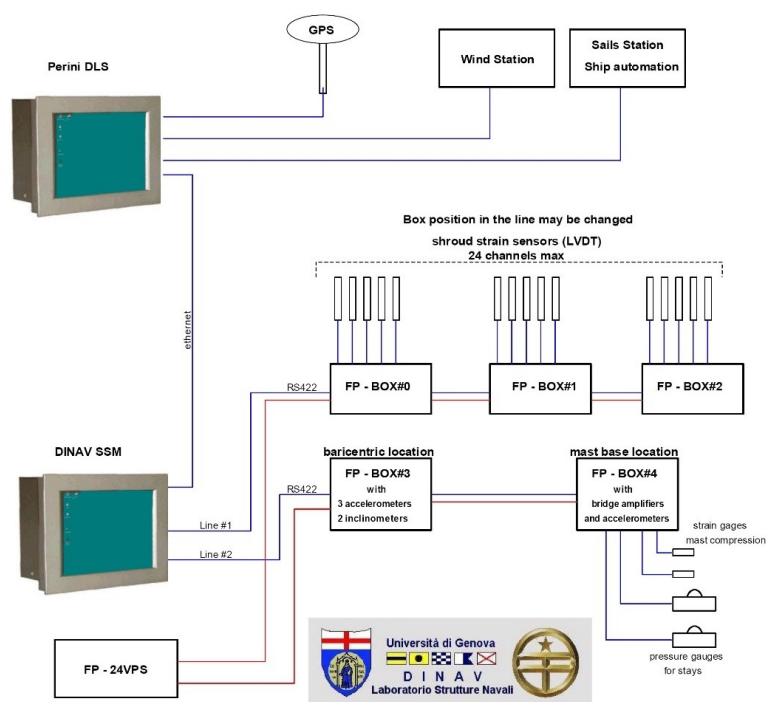


Figura 18: Configurazione del nuovo sistema di monitoraggio.

I box di acquisizione sono collegati ad un pc industriale, di tipo “panel pc”, tramite bus RS422, mentre il data logger è collegato al sistema tramite un cavo Ethernet. Il software di acquisizione presente sul pc sincronizza i dati ricevuti dal sistema DLS2 con l’orario del GPS e li “ricostruisce”, eseguendo una decimazione in caso di maggiore frequenza di acquisizione del data logger, o interpolando i dati mancanti nel caso di minore frequenza di acquisizione.

Il sistema DINAV-SSM monitora continuamente tutti i dati, ma inizia a registrarli solo nel caso si verifichino certe condizioni (ad esempio il raggiungimento di una certa velocità, l’apertura delle vele, ecc.). I dati raccolti possono essere poi scaricati su una memoria esterna in modo da essere successivamente analizzati.

2.3.4 Misura delle deformazioni alla base dell'albero (Sistema DINAV-SSM)

La misura del carico con cui l'albero viene compresso rappresenta un parametro la cui conoscenza risulta fondamentale allo scopo di ridurre il peso dell'armo velico. L'albero è infatti l'elemento principale dei sistemi velici e lo stato limite che ne governa il dimensionamento è l'instabilità elastica: l'ottenimento di informazioni relative alla reale compressione a cui esso è soggetto durante la vita operativa della nave consentirebbe, oltre ad ottenere una migliore calibrazione dei modelli progettuali, anche un'efficace riduzione di peso.

Il primo step della realizzazione di questa parte del sistema di monitoraggio è stata quindi la scelta relativa alla tipologia di sensori da installare sull'albero per determinarne il carico a cui è soggetto. Dai ricercatori dell'Università è stata inizialmente avanzata l'ipotesi di posizionare un certo numero di pistoni idraulici (2 o 4) al di sotto dell'albero, i quali lo tenessero sollevato, e quindi ne garantissero la forza di compressione, anche in navigazione, così da poter leggere il valore della pressione in ciascun cilindro esattamente come avviene per i circuiti oleodinamici degli stralli e del paterazzo. Questa opzione è stata tuttavia subito scartata dal cantiere per il rischio associato ad un guasto del sistema idraulico (la cui probabilità non è trascurabile): infatti, nel caso in cui uno o più pistoni dovessero smettere di fornire la forza necessaria a tenere l'albero sollevato il sistema perderebbe improvvisamente il suo pretensionamento e di conseguenza la struttura potrebbe collassare.

La scelta è stata quindi ristretta all'utilizzo o di estensimetri o di celle di carico. Gli estensimetri risultavano un'opzione valida, tuttavia, come nel caso del loro utilizzo per la misura delle deformazioni delle sartie, comportavano alcuni problemi relativi alla fase di alberatura: infatti, per poter misurare la condizione "zero", ovvero di albero scarico, i sensori devono essere posizionati prima dell'installazione dell'albero a bordo. Inoltre, dal momento che i sensori sono applicati sulla superficie esterna del fusto, è molto facile che vengano danneggiati durante questa operazione ed è quindi necessario realizzare un sistema che li protegga.

L'alternativa rappresentata dalle celle di carico sembrava più fattibile, tuttavia, uno studio numerico del basamento dell'albero ha mostrato come le concentrazioni di tensione che si sarebbero sviluppate in corrispondenza delle celle a bottone, a causa del loro diametro ridotto, avrebbero alterato eccessivamente la distribuzione dei carichi in piede d'albero. È stato ipotizzato di ovviare a questo problema tramite l'installazione di un elevato numero di celle, ma in questo caso si sarebbe persa certezza che su ognuna di esse il carico dell'albero si sarebbe distribuito uniformemente.

La scelta finale dei sensori è quindi ricaduta sugli estensimetri, i quali sarebbero stati installati sull'albero e protetti subito prima della fase di alberamento, quando l'albero è disteso sulla banchina sorretto da cavalletti. Al fine semplificare il comportamento strutturale in corrispondenza dei sensori, è stato scelto di installare questi ultimi direttamente sulle lamiere di alluminio, indicando al cantiere di non stuccare le zone alla base d'albero in cui sarebbero stati posizionati.

Attraverso un simulacro dell'albero, fornito dal cantiere Perini Navi, si è quindi passati ad eseguire delle prove di compressione nel laboratorio del DITEN, con lo scopo sia di calibrare il relativo modello FEM, sia di calibrare i sensori del sistema di monitoraggio che sarebbe stato installato a bordo degli yacht.

Il simulacro è alto 1500 mm e, come per l'albero reale, è ottenuto saldando delle lamiere in lega di alluminio 6082; la Figura 19 ne riporta le principali dimensioni. Per il materiale è stato ipotizzato un comportamento perfettamente isotropo, un modulo di elasticità $E = 70\,000$ MPa e un coefficiente di Poisson $\nu = 0.33$. Attraverso dei test con strumentazione ad ultrasuoni è stato misurato l'effettivo spessore delle lamiere in determinati punti, ottenendo differenze fino a 3 mm rispetto ai disegni costruttivi. Sebbene tali differenze possano essere prevedibili, esse non sono trascurabili e devono essere considerate per poter ottenere un'elevata precisione delle misure sperimentali e dei modelli numerici.

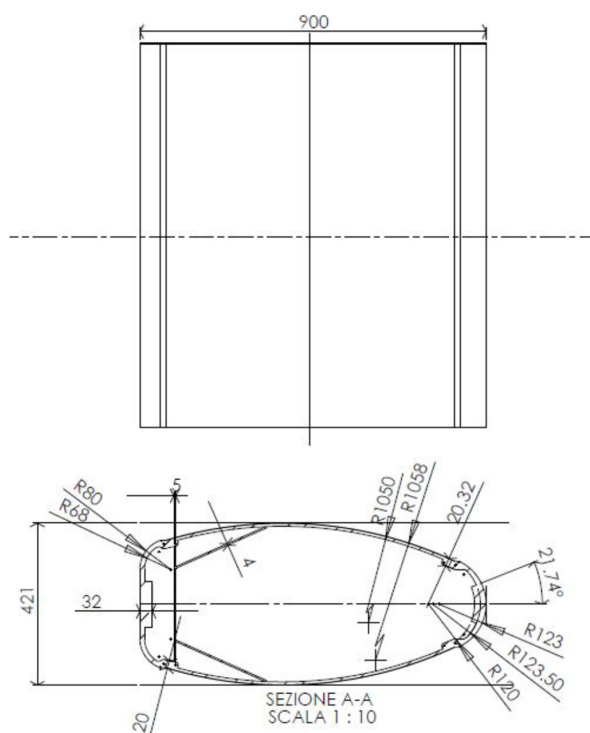


Figura 19: Dimensioni del simulacro d'albero.

Deve essere infatti sottolineata, anche per le prove sperimentali, l'importanza di riuscire a tarare correttamente il modello FEM, così da poter avere un'idea delle tensioni e delle deformazioni a cui il simulacro sarà soggetto. Dalle analisi numeriche è infatti subito risultato chiaro come la risoluzione del sistema di misura si sarebbe mostrata relativamente bassa: a causa dell'elevata rigidità dell'albero alla base (visti gli elevati carichi a cui è soggetto), è stato calcolato che durante la navigazione le variazioni di deformazione sarebbero risultate di entità molto piccola, tali da non poter essere apprezzate dagli estensimetri.

È stato quindi pensato di inserire nel simulacro, e conseguentemente anche negli alberi degli yacht Perini, due fori, uno circolare in corrispondenza di metà altezza del simulacro e uno ovale in prossimità di una delle basi (Figura 20). Questi hanno la funzione di agire come degli amplificatori di segnale, infatti, per il problema di Kirsch di foro su lastra piana infinita, in corrispondenza dei quadranti perpendicolari alla direzione del carico avremo un fattore teorico di amplificazione della tensione pari a 3 (zone in blu, Figura 21).

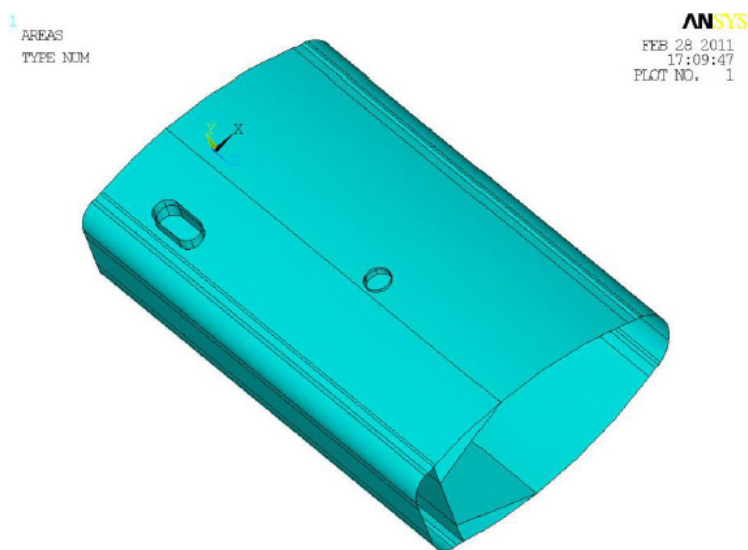


Figura 20: Modello geometrico del simulacro realizzato in ANSYS, si notano i due fori [22].

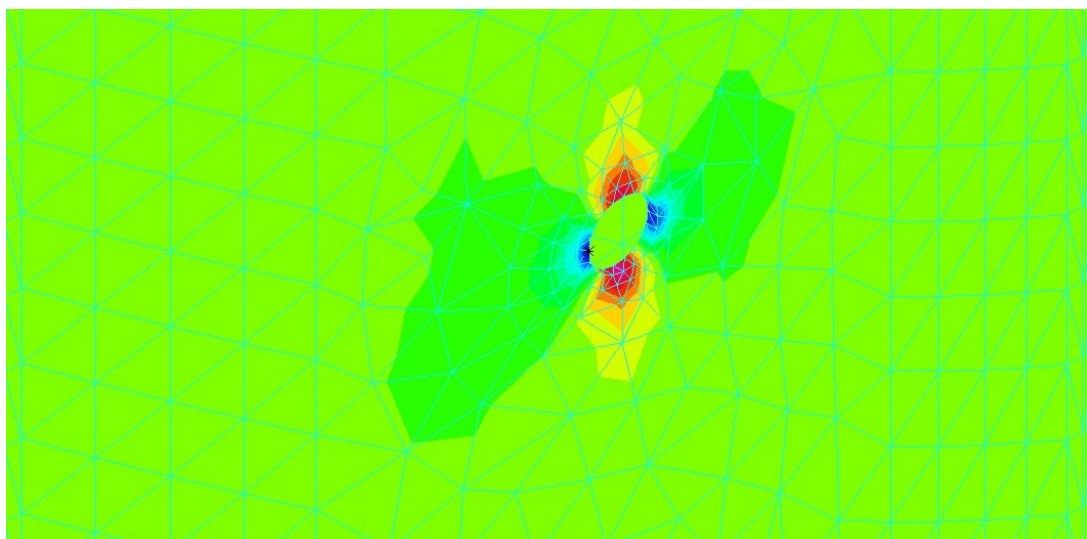


Figura 21: Concentrazione delle tensioni sul foro centrale del simulacro, simulazione in ADINA.

Il simulacro è stato strumentato applicando quattro estensimetri a ponte di Wheastone disposti nelle seguenti configurazioni:

- Ponte completo posizionato sul foro circolare (Figura 22);



Figura 22: Estensimetro su foro circolare.

- Mezzo ponte con resistenze ad alta precisione posizionato al centro del simulacro (Figura 23);

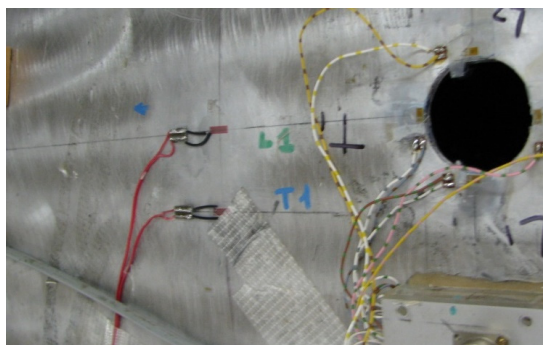


Figura 23: Estensimetro al centro del simulacro, in prossimità del foro circolare.

- Mezzo ponte con resistenze ad alta precisione in prossimità del cupolino (Figura 24);

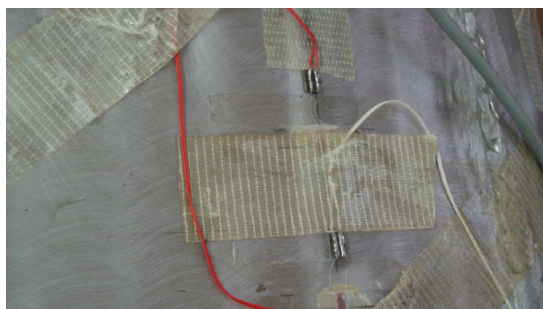


Figura 24: Estensimetro in prossimità del cupolino [22].

- Ponte completo posizionato sul foro ovale (Figura 25).

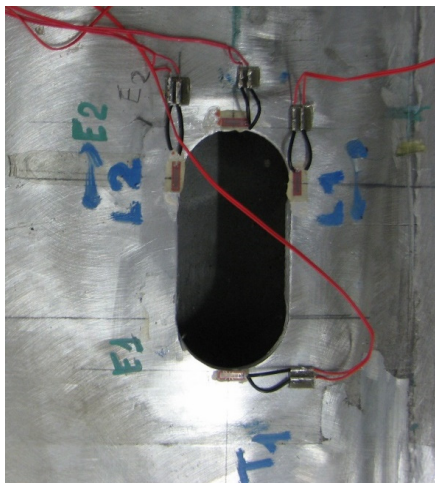


Figura 25: Estensimetro su foro ovale.

È stata inoltre posizionata un'asta di lunghezza 0.8 m con funzione di comparatore, affinché misurasse l'accorciamento del simulacro, così da poter confermare i risultati degli estensimetri.

Le prove sono state eseguite sul banco di prova del Laboratorio Marine Structures Testing Lab del DITEN (Figura 26); questo è dotato di due piastre di scontro: una di base fissa ed una di testa libera di muoversi assialmente grazie alla spinta di due attuatori idraulici, ciascuno capace di produrre una forza di 150 t. Grazie alla misura della pressione dell'olio nei cilindri idraulici dei pistoni è stato possibile conoscere il carico con cui il simulacro è compresso, così da poter valutare che le deformazioni misurate dagli estensimetri siano in accordo con i valori previsti per un dato carico.

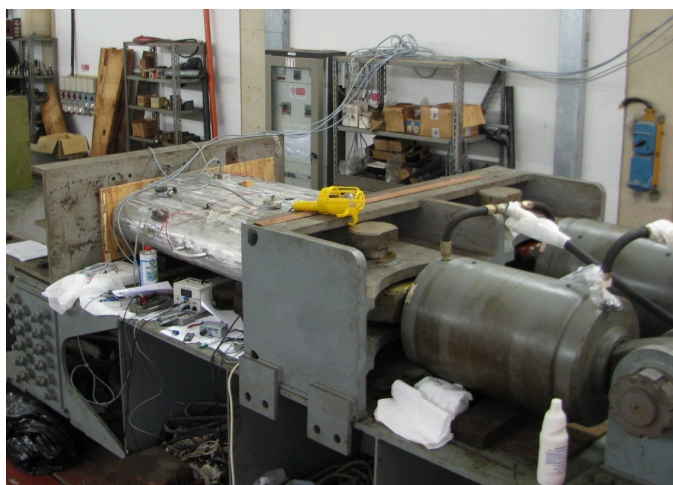


Figura 26: Simulacro dell'albero sul banco di prova del Marine Structures Testing Lab del DITEN.

Il pannello è stato quindi compresso con varie prove in cui il carico applicato dal banco di prova aveva valori di circa 100 tonnellate. Lo scopo di questi test era di valutare il fattore di concentrazione della tensione in prossimità del foro circolare, per il quale sono stati utilizzati tre diversi metodi con cui ricavarlo:

1. Calcolando il rapporto tra il carico esercitato dagli attuatori sul simulacro e l'area della sezione nominale in corrispondenza del foro;
2. Dalle misurazioni degli estensimetri posti sul foro;
3. Dalle misurazioni degli estensimetri in corrispondenza dell'asta comparatore.

Per ogni metodo è quindi ottenuto un fattore di concentrazione degli stress, rispettivamente SCF1, SCF2 e SCF3. Il grafico in Figura 27 riporta il loro andamento durante l'applicazione del carico: il primo metodo rappresenta quello con più incertezze ed è infatti fortemente dipendente dal carico applicato al simulacro. Il secondo ed il terzo metodo sono invece caratterizzati da minori incertezze; il secondo in particolare, poiché è praticamente costante in corrispondenza dei carichi maggiori, ovvero dove si hanno minori incertezze, è stato reputato il metodo più accurato e il relativo valore ottenuto al carico di prova ($SCF2 = 2.36$) è stato quindi scelto come target per la calibrazione dei modelli numerici.

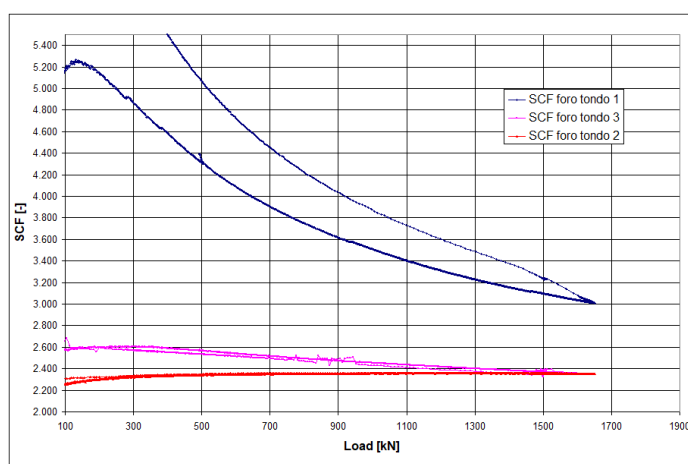


Figura 27: Andamento dei fattori di concentrazione delle tensioni ricavati con i tre diversi metodi durante le prove di compressione.

Le analisi numeriche hanno portato a dei risultati non del tutto coincidenti con quanto calcolato sperimentalmente. Ciò è dovuto sia alle incertezze presenti nel modello numerico, sia alle incertezze e agli errori delle misure nelle prove sperimentali. In quest'ultimo caso le principali incertezze dei risultati sono dovute a:

- caratterizzazione del materiale, poiché le proprietà della lega di alluminio sono state ipotizzate e non determinate attraverso dei test meccanici;
- differenze tra le dimensioni nominali e quelle reali del simulacro;
- influenza delle saldature e dei rinforzi interni sul comportamento a compressione del simulacro e dello stato tensionale che si sviluppa al suo interno.

2.4 Prove di collasso per instabilità elastica sul simulacro dell'albero

Il simulacro di albero appena descritto è stato utilizzato anche per le prove sperimentali trattate nella tesi di P. Tornese [22], nelle quali si è cercato di far collassare la struttura per instabilità elastica. Le prove si sono svolte anche in questo caso sul banco di prova dell'Università di Genova, applicando il massimo carico che è possibile ottenere dai due cilindri attuatori.

Sono state eseguite due prove di compressione: nella prima il simulacro non è stato modificato; nella seconda, poiché nel precedente test non è stato raggiunto il carico di collasso, si è provato ad aggiungere una indentazione di profondità 3 mm nel punto di massimo spostamento del primo modo di buckling, ottenuto dall'analisi di buckling linearizzato del modello ad elementi finiti del simulacro.

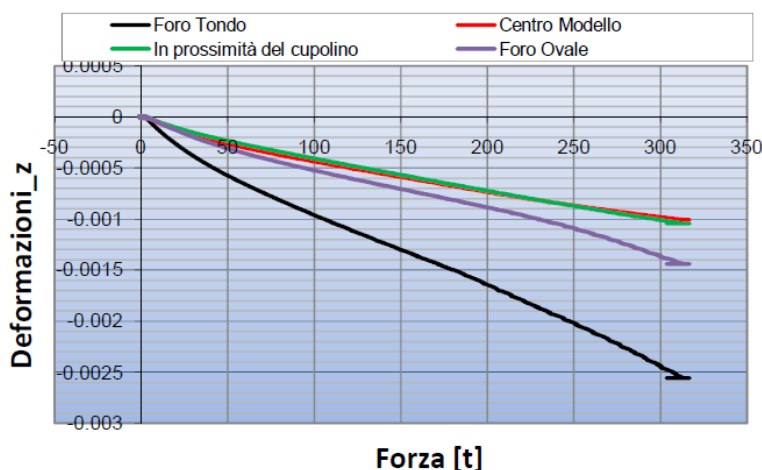


Figura 28: Deformazioni misurate dagli estensimetri durante la prima prova.

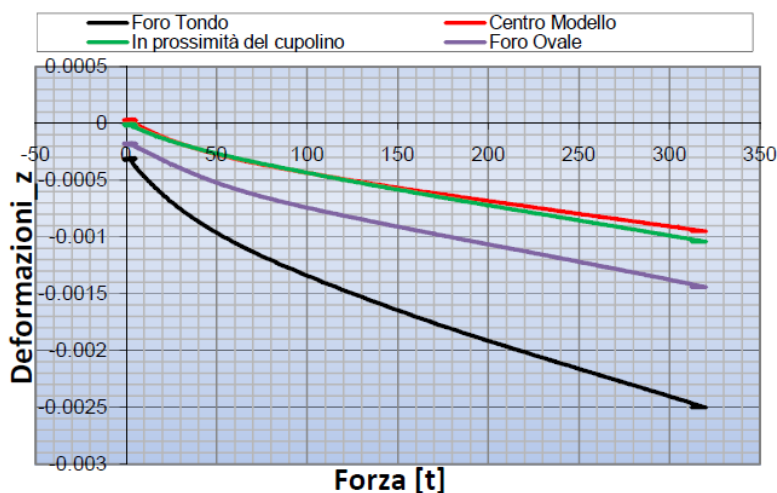


Figura 29: Deformazioni misurate dagli estensimetri durante la seconda prova.

La Figura 28 e la Figura 29 riportano le deformazioni registrate dai quattro estensimetri, rispettivamente per la prima e la seconda prova di compressione. Come si può notare nella prima delle due figure le deformazioni registrate dall'estensimetro del foro tondo sono circa 2.5 volte quelle dell'estensimetro posto al centro del pannello, in linea con il fattore di amplificazione calcolato precedentemente; per quanto riguarda le deformazioni relative al foro ovale non si nota un evidente fattore di amplificazione, questo perché il foro è posto in vicinanza di setti e rinforzi interni, ovvero dove il pannello è più rigido. Inoltre, sempre dalla Figura 28, è possibile osservare un cambiamento della pendenza delle curve, causato da alcuni punti del pannello che incominciano a snervarsi. Nella seconda figura si nota che le curve carico-deformazioni non nascono più nell'origine ma a valori positivi di ε , questo probabilmente a causa delle deformazioni permanenti originate in seguito alla prima prova.

Infine, mettendo a confronto i risultati ottenuti da queste prove sperimentali con quelli delle analisi numeriche deve essere sottolineato che, mentre i risultati della prima prova si avvicinano a quelli della simulazione, nella seconda prova lo snervamento di diverse zone del pannello e il cedimento di alcune saldature interne hanno portato i risultati a discostarsi in maniera evidente da quelli numerici.

La prova di collasso ha messo in evidenza come questo sia sostanzialmente dovuto a plasticizzazioni del materiale ed al cedimento delle giunzioni saldate dei componenti piuttosto che ad instabilità elastica, che è lo stato limite usualmente considerato nella progettazione.

2.5 Studio dell'aerodinamica delle vele

Nel precedente paragrafo è stato introdotto il problema del monitoraggio dei carichi dovuti all'azione delle vele durante la navigazione. I sistemi di monitoraggio realizzati dall'ateneo genovese in collaborazione con Perini Navi avevano lo scopo di verificare e calibrare i modelli progettuali impiegati per il dimensionamento dell'armo velico e di riuscire a collezionare una buona quantità di dati statistici relativi ai carichi agenti su queste strutture.

Tuttavia, al fine di ottimizzare il progetto dell'armo velico e riuscire a diminuirne il peso, è altrettanto importante poter studiare l'aerodinamica delle vele prima che l'imbarcazione sia costruita. Ciò è particolarmente importante per cantieri che non realizzano molte unità simili tra loro, i cui carichi velici possono quindi differire molto, o per la realizzazione di imbarcazioni con armi velici particolari, o in generale nel caso in cui una campagna sperimentale su unità a grandezza reale risulti troppo onerosa sia in termini di tempo che economici.

Allo scopo di studiare l'aerodinamica delle vele vengono principalmente eseguite delle simulazioni numeriche, la cui precisione e complessità aumenta generalmente con l'avanzare del progetto, e attraverso dei test su modelli in galleria del vento, i quali generalmente sono invece impiegati nelle ultime fasi di progettazione.

Lo studio del comportamento delle vele è comunque una materia molto complessa e ancora caratterizzata da numerose incertezze. Questo studio, come in generale quello

dell'armo velico, è un problema di interazione fluido-struttura: la forza generata dalle vele dipende infatti dalla loro forma, ma quest'ultima dipende a sua volta dalla forza aerodinamica agente sulla vela, risultando così in un processo iterativo. Al fine di una corretta analisi del flusso intorno alle vele e delle forze che esse generano, è quindi importante riuscire a predire la flying shape, ovvero la forma assunta dalle vele sotto carico in navigazione. Questa forma delle vele sarà diversa dalla forma di progetto con cui le vele sono tagliate (design shape). Infine, un ulteriore problema è rappresentato dalla caratterizzazione del materiale con cui le vele sono realizzate.

Si sono quindi voluti riportare alcuni studi che approfondiscono queste problematiche, fornendo dei metodi e dei risultati utili per approfondire la conoscenza dell'aerodinamica delle vele.

2.5.1 Acquisizione della Flying Shape di spinnaker tramite fotogrammetria

Gli spinnaker, una tipologia di vele utilizzate per le andature portanti, sono particolarmente soggetti a grandi differenze della loro flying shape rispetto alla forma di progetto. Essendo la descrizione della configurazione deformata della vela (flying shape) molto importante, sia per il progettista della vela, sia per il progettista dello yacht, K. Graf e O. Müller [25] hanno condotto uno studio [25] presso la YRU-Kiel (Yacht Research Unit di Kiel) per acquisire la deformata di uno spinnaker testato su un modello in galleria del vento.

Il loro scopo era infatti quello di fornire un metodo pratico per lo studio della forma delle vele, riuscendo così a realizzare delle analisi CFD che ne considerassero la deformazione.

Per i test in galleria del vento è stato utilizzato il modello riportato in Figura 30, il quale è dotato di piccoli motori elettrici controllati da pc per regolare il trim delle vele, in modo che possa essere raggiunta la massima spinta propulsiva per ogni combinazione di velocità e angolo del vento analizzate nei test.



Figura 30: Modello utilizzato nello studio di Graf e Müller in galleria del vento [25].

Per l'acquisizione della forma 3D della flying shape è stato utilizzato un metodo basato sulla fotogrammetria. Sono presenti quattro fotocamere digitali Canon EOS 350D ad alta risoluzione che scattano foto della vela da diverse angolazioni (Figura 31). Durante l'acquisizione delle foto sono registrate anche le forze e i momenti generati dallo spinnaker.

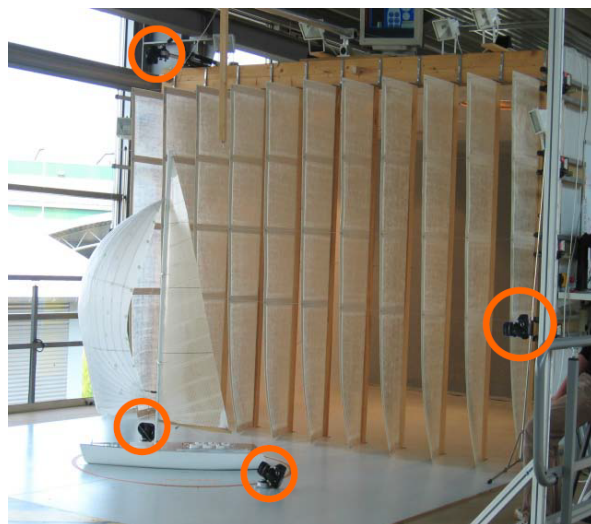


Figura 31: Posizionamento delle fotocamere digitali intorno al modello [25].

Successivamente alcuni software di editing fotografico modificano il contrasto e la luminosità delle immagini acquisite in modo che un ulteriore software individui automaticamente i markers applicati sullo spinnaker (Figura 32). La vela è infatti dotata di 55 bersagli codificati (markers) in modo che, determinando la loro posizione in una nuvola di punti, possa essere ricostruita la forma della vela. Sono inoltre presenti alcuni markers anche sul modello dell'imbarcazione al fine di definire un sistema di riferimento locale (Figura 32).

Per la rilevazione della posizione dei markers è utilizzato il software Photo Modeler Pro (PMP) della EOS Systems Inc. Se la posizione delle fotocamere non è nota, all'algoritmo del software sono sufficienti tre immagini per ottenere le coordinate 3D dei punti, ma un maggior numero di foto disponibili consente di eseguire una media dei risultati e ottenere una maggiore accuratezza.



Figura 32: Posizionamento delle fotocamere digitali intorno al modello [25].

Poiché i markers sono codificati, il software riesce ad associare automaticamente, con una percentuale di rilevazione del 75%, i punti ottenuti dalla foto con la rispettiva posizione sulla vela. Infine, la nuvola tridimensionale di punti viene importata in Rhinoceros 3D per la modellazione della superficie: prima le colonne di punti vengono unite con delle curve NURBS e successivamente, utilizzando queste ultime, viene eseguito un loft per ottenere la superficie NURBS. La Figura 33 riporta a sinistra una schermata del software in cui sono rilevati i target dalle foto acquisite, mentre a destra la ricostruzione della superficie della vela deformata su Rhinoceros

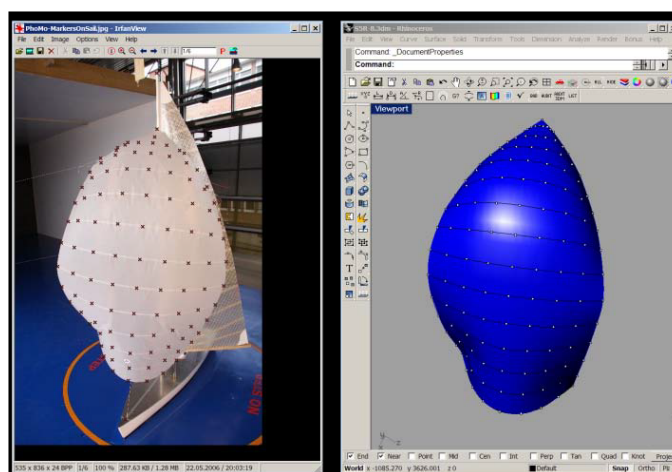


Figura 33: Ottenimento della nuvola di punti che descrivono la vela (sinistra) e sviluppo della superficie NURBS in Rhinoceros (destra) [25].

Nello studio è presentato dagli autori un esempio di applicazione relativo allo spinnaker di un IMS600, testato in galleria del vento con un modello in scala 1:10. I test sono stati eseguiti ad una velocità del vento (in scala modello) di 5 m/s e per un range di angoli del vento apparente compresi tra 80° e 170° , cercando per ognuno di essi il trim che massimizzasse la forza motrice.

In Figura 34 (relativa ad un $AWA = 158^\circ$) è possibile osservare il confronto relativo tra la forma di progetto della vela (in verde) e la flying shape (in rosso) misurata sperimentalmente: mentre la prima è caratterizzata da un profilo simmetrico, la configurazione deformata mostra delle spalle meno pronunciate e un profilo asimmetrico con degli angoli di entrata più appiattiti.

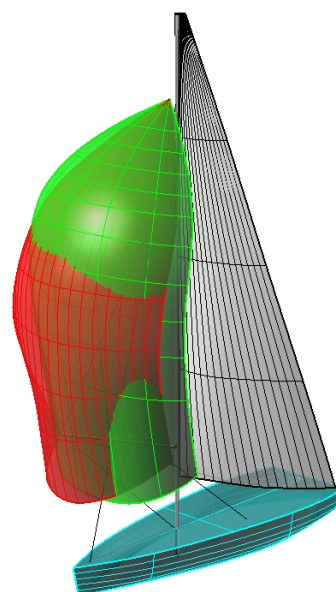


Figura 34: Posizionamento delle fotocamere digitali intorno al modello [25].

Con il loro studio, Graf e Müller riescono nell'intento di fornire un metodo per ottenere la flying shape di uno spinnaker, comparando la design shape al fine di validare le analisi CFD; tuttavia, essi evidenziano come il mancato rispetto delle similitudini tra modello e imbarcazione in scala reale porti a risultati non sempre congruenti con la realtà. Infatti, dai test eseguiti risulta chiaro come sia necessario mettere in similitudine, tra modello e imbarcazione in scala reale, il rapporto tra pressione dinamica e stress nel materiale della vela, affinché anche le deformazioni dello spinnaker risultino realmente in similitudine.

2.5.2 Prove di benchmark per analisi FSI in galleria del vento

Ghelardi et al. [26] hanno studiato in galleria del vento il comportamento di un campione di vela quadrato in modo da validare i modelli numerici utilizzati per la simulazione delle performance veliche. Tale caso semplificato si è reso necessario così da poter meglio studiare le strategie di modellazione e gli input da inserire nelle analisi numeriche di interazione fluido-struttura.

Le prove sono state eseguite presso la struttura del Dipartimento di Ingegneria Civile, Chimica e Ambientale (DICCA) dell'Università di Genova, la cui galleria del vento è lunga 8.8 m e caratterizzata da una sezione larga 1.70 m e alta 1.35 m.

Ad una barra disposta trasversalmente nel tunnel è stato appeso il provino quadrato di vela, al cui bordo libero opposto a quello vincolato è stato applicato un peso di 0.508 kg. Quest'ultimo sviluppa quindi una forza verticale diretta verso il basso di circa 5 N. La forza è stata applicata per far sì che, una volta soggetto al flusso d'aria, il provino non sventolasse come una bandiera ma si deformasse in maniera più "statica", simile ad una vela in navigazione con andatura portante.

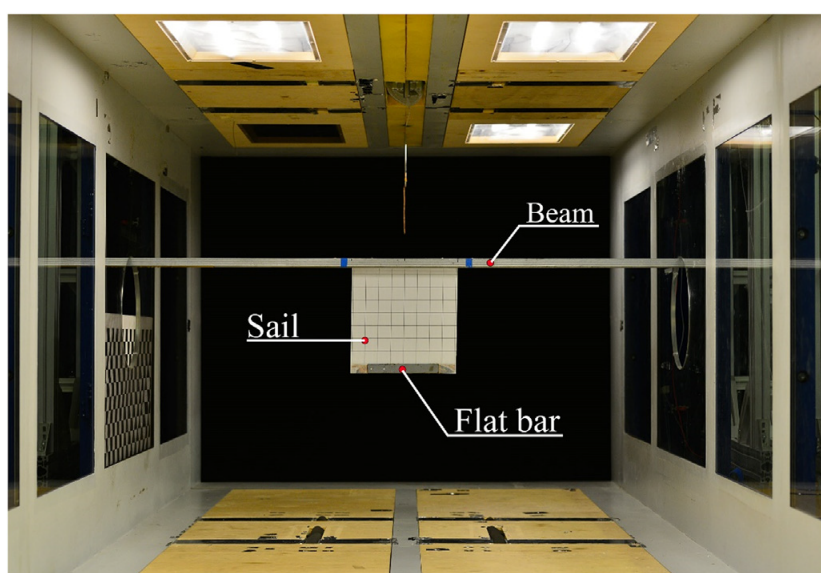


Figura 35: Immagine del provino di vela in galleria del vento [26].

Le prove sono state eseguite a diversi valori costanti della velocità del vento, compresi tra 3.7 e 10.4 m/s, in modo da riuscire a registrare ampie deformazioni della vela senza incorrere in complessi fenomeni dinamici (come, ad esempio, lo sventolamento).

Attraverso una fotocamera digitale ad alta risoluzione Nikon N80, disposta perpendicolarmente al flusso d'aria e allineata con la sezione del provino, sono state registrate le deformazioni della vela durante i test. La flying shape è stata quindi acquisita grazie al software di post-processing ImageJ, il quale è in grado di valutare dai video registrati la deformazione della griglia di quadrati $40 \times 40 \text{ mm}^2$ disegnata sul provino (Figura 35).

La Figura 36 riporta le deformazioni della vela alle varie velocità di prova, riferite alla sezione di mezzeria del provino, mentre la Figura 37 riporta le immagini della vela acquisite durante i test. Per ogni velocità è riportata la massima e la minima oscillazione, rispettivamente in linea continua e tratteggiata, dalle quali si può notare il trend di deformazioni crescenti con l'aumentare della velocità di prova. Il comportamento registrato può essere considerato come quasi stazionario, con oscillazioni moderate che si generano in seguito al distacco di vortici dal provino. Tali oscillazioni avvengono principalmente nel piano longitudinale, soprattutto a basse velocità, mentre per velocità maggiori si iniziano ad osservare oscillazioni anche nel piano del provino e una maggiore frequenza di distacco.

I dati calcolati per la velocità più alta (10.4 m/s) non sono stati riportati a causa dell'insorgenza del fenomeno di fluttering (sventolamento).

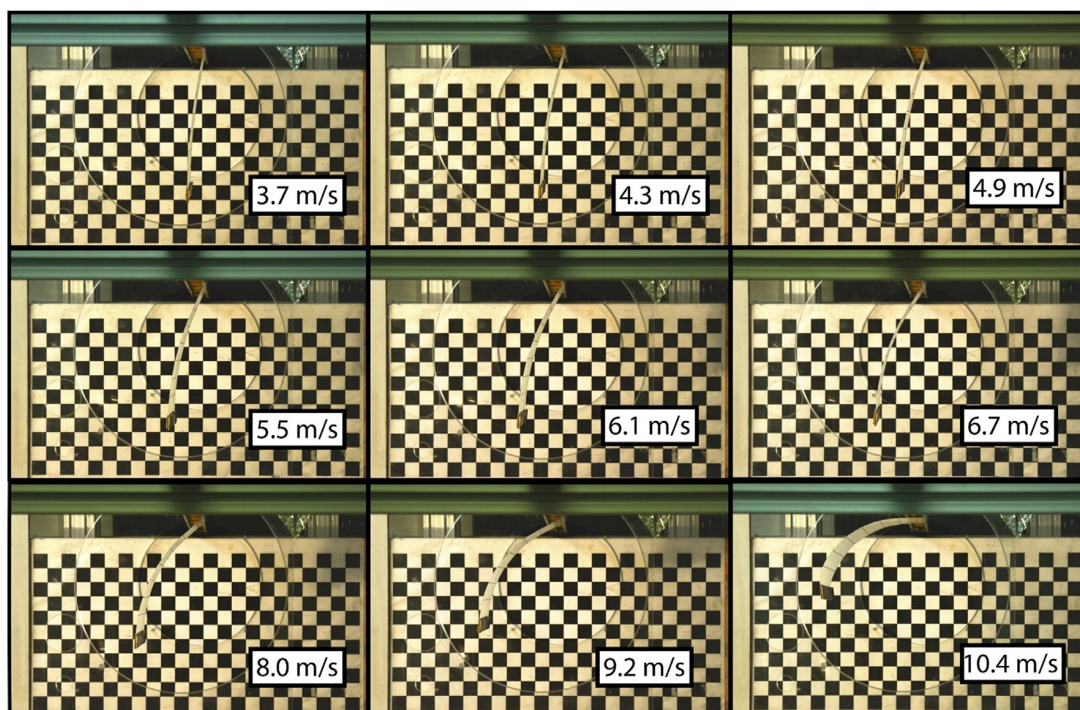


Figura 36: Ampiezza delle oscillazioni con cui la vela si deforma alle varie velocità [26].

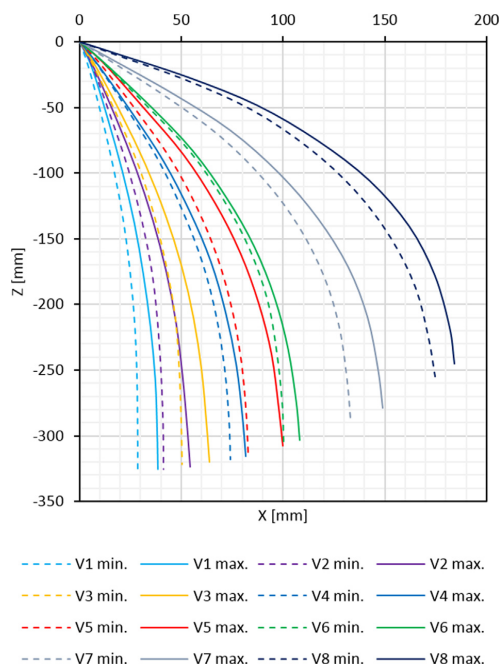


Figura 37: Deformazione della vela durante le prove [26].

Le prove in galleria del vento sono state quindi simulate attraverso un'analisi di interazione fluido-struttura realizzando un modello 3D del test sperimentale attraverso l'utilizzo del software ADINA. Le equazioni del fluido sono risolte con un metodo RANS, mentre le equazioni strutturali con un metodo agli elementi finiti. Delle analisi preliminari hanno mostrato come l'utilizzo di un modello semplificato bidimensionale risultasse inadeguato poiché portava a sovrastimare le forze generate e quindi gli spostamenti, ciò a causa del basso rapporto d'aspetto del provino (1:1).

Per calibrare correttamente i modelli numerici si sono rese necessarie delle ulteriori prove sperimentali, questa volta effettuate nel Laboratorio Materiali del già citato DICCA dell'Università di Genova, mirate a caratterizzare meccanicamente il materiale del provino, vista la scarsità di informazioni disponibili in letteratura, così da poter avere una maggiore affidabilità dei risultati numerici. Queste prove saranno trattate più approfonditamente nella sezione 3, dedicata alle prove sperimentali effettuate sui materiali delle vele.

A causa dell'elevato costo computazionale di questa tipologia di analisi solo la prima velocità (3.7 m/s) è stata testata con una mesh molto dettagliata, mentre una mesh meno densa è stata utilizzata per simulare solo altre due velocità (6.1 e 9.2 m/s).

I risultati delle analisi hanno mostrato una buona corrispondenza con i dati sperimentali. In generale le differenze aumentano con la velocità e si concentrano in corrispondenza della zona del bordo di incastro: ciò è sicuramente dovuto alla mancata modellazione della barra a cui il provino è appeso, la quale all'aumentare della velocità genererà maggiori turbolenze che interferiscono con il campo di velocità e pressioni intorno al provino.

2.5.3 Studio della distribuzione di pressione sulle vele

Sempre nell'ottica di un migliore e più precisa conoscenza delle forze aerodinamiche generate dalle vele, I. M. Viola e R. G. J. Flay [27] conducono uno studio volto a determinare la distribuzione di pressione sulle vele, confrontando i risultati ottenuti tramite test sperimentali in scala reale, test in galleria del vento e attraverso simulazioni numeriche. Gli autori sottolineano che la conoscenza dell'andamento delle pressioni sulla vela consente di calcolare con maggiore precisione e accuratezza le forze generate: infatti, una certa forza generata dalla vela può essere ottenuta con diverse distribuzioni di pressione. Per tutti e tre i metodi vengono studiate le pressioni con navigazione di bolina e con andature portanti.

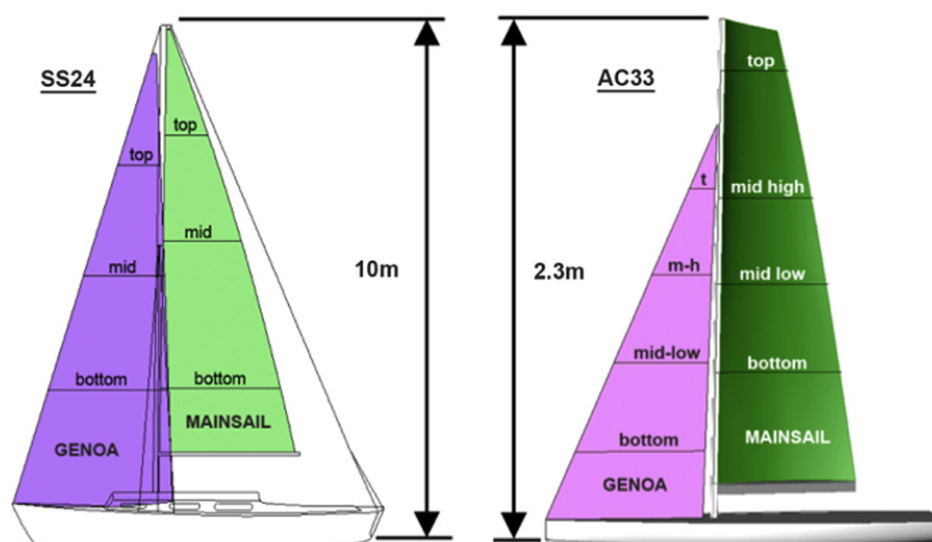


Figura 38: Piani velici di “Aurelie” (a sinistra) e del modello testato in galleria del vento (destra) [27].

I test in scala reale sono stati condotti sull'imbarcazione “Aurelie”, uno yacht di 24 piedi, nel Golfo di Hauraki (Auckland, NZ) con una intensità del vento reale di 4 m/s. Per la misurazione della pressione sono applicate ad $1/4$, $1/2$ e $3/4$ dell'altezza rispettivamente 6, 9 e 16 valvole di pressione, sia sulla randa che sulla vela di prua. Le valvole sono applicate solo sul lato di sinistra delle vele; perciò, vengono effettuate misurazioni sia con mure a dritta che con mure a sinistra per ottenere le pressioni della vela sopravvento e sottovento. Vengono ottenute le distribuzioni di pressione sulle due vele per vari angoli di attacco e trim delle vele.

Per le misurazioni con andature portanti viene utilizzato un gennaker in scala 1 : 3 di un'imbarcazione classe AC33 con stessa distribuzione delle valvole di pressione utilizzata per le altre due vele; in questo caso la randa è stata terzarolata per far sì che la sua testa fosse alla stessa altezza con quella del gennaker. Per entrambe le tipologie di andatura la regolazione delle vele è stato scelto in modo da massimizzare la velocità dell'imbarcazione.

I test su modello sono invece stati effettuati nella galleria del vento della Yacht Research Unit dell'Università di Auckland, Nuova Zelanda, su un modello in scala 1:15 di un'imbarcazione classe AC33. La pressione è stata misurata con le stesse valvole utilizzate per i test in scala reale, ma in questo caso queste sono state disposte su quattro sezioni orizzontali della vela. Tuttavia, per confrontare i dati con quelli dell'imbarcazione reale sono state considerate solo le tre sezioni più basse. Sullo spinnaker sono invece disposte cinque strisce orizzontali composte da 11 valvole di pressione, rispettivamente a 1/8, 1/4, 1/2, 3/4 e 7/8 dell'altezza, ma per il confronto sono state considerate solo le sezioni 1/4, 1/2 e 3/4.

Per i test in galleria del vento la regolazione delle vele è stata scelta in modo da massimizzare la forza propulsiva. La flying shape delle vele è stata rilevata tramite tecnica fotogrammetrica in modo da utilizzarla per le successive analisi CFD.

Per le analisi numeriche Viola e Flay hanno scelto di utilizzare per le simulazioni con andatura di bolina un codice a flusso potenziale (vortex lattice) sviluppato da un ricercatore della YRU dell'Università di Auckland, mentre un modello viscoso del software Star-CCM+ basato sulle equazioni di Navier-Stokes per simulare le andature portanti.

Gli autori dello studio riportano i risultati ottenuti in termini del coefficiente di pressione C_p , definito a partire dalla pressione misurata dai sensori p , la pressione del flusso indisturbato p_∞ e la pressione dinamica del flusso indisturbato q_∞ :

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{q_\infty}.$$

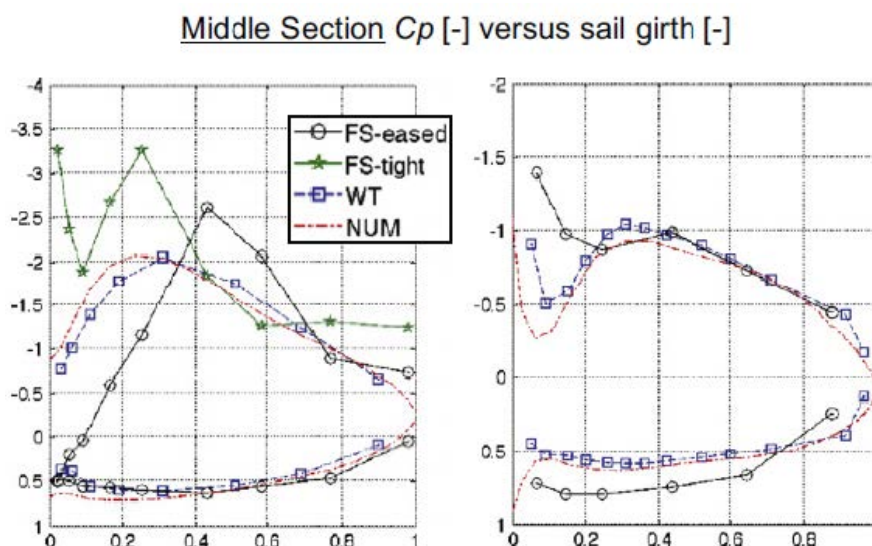


Figura 39: Risultati relativi ad un'andatura di bolina, pressioni misurate a metà sezione delle vele [27].

Bottom Section C_p [-] versus sail girth [-]

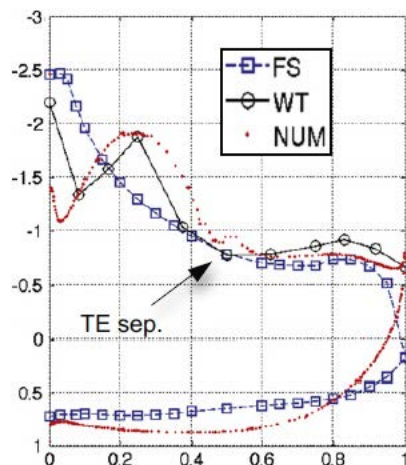


Figura 40: Distribuzione della pressione nella sezione a 1/4 altezza del gennaker [27].

In Figura 39 è riportato il confronto dei dati a sezione intermedia (1/2 altezza) per un'andatura di bolina, mentre in Figura 40 i dati relativi alla sezione più bassa (1/4 altezza) del gennaker in un'andatura portante. Per la vela di prua testata in scala reale sono riportate due serie di dati, una relativa ad una regolazione della vela più lasciata (FS-eased) e uno relativo ad una vela più cazzata (FS-tight). Per l'andatura portante i dati della galleria del vento e delle analisi CFD sono molto simili tra loro (differenze dello 0.5%), mentre i test in scala reale forniscono dei dati che si discostano maggiormente dagli altri: ciò è dovuto alle maggiori variazioni relative del vento apparente in seguito a raffiche di vento (a parità di AWS con andatura portante si ha un AWA minore che con navigazione di bolina). Comunque, in generale i grafici mostrano una buona corrispondenza dei risultati (soprattutto per la randa in andatura di bolina), nonostante delle differenze presenti tra i vari metodi analizzati (imbarcazione e AWA delle prove su scala reale diversi da quelli dei modelli utilizzati in galleria del vento e nelle analisi CFD; assenza dell'albero nel modello numerico e nei test in galleria del vento).

2.6 Il pretensionamento

Il pretensionamento, o dock-tuning, è un'operazione di fondamentale importanza per la sicurezza e le performance del sistema velico. Infatti, all'aumentare della tensione nelle sartie il sistema velico aumenta la sua rigidità, in questo modo si riducono gli spostamenti trasversali dell'albero dovuti ai carichi agenti su esso. Se l'albero si deformasse troppo la forma delle vele si andrebbe a discostare da quella di progetto e di conseguenza ci sarebbe una diminuzione della loro efficienza.

Tensionando le sartie diagonali, queste comprimono le crocette sull'albero e vanno a realizzare la condizione di vincolo, suddividendo la campata dell'albero in più pannelli, aumentandone quindi la stabilità. Uno degli obiettivi del dock-tuning per quanto

riguarda la sicurezza è quello di evitare che le sartie diagonali sottovento siano in imbandito (cioè allentate, non in tensione) prima dell'angolo di sbandamento di progetto, spesso assunto pari a 25° o 30° . Per le sartie verticali è necessario che esse mantengano uno stato di tensione anche ad angoli di sbandamento superiori, per evitare che si generino eccessive oscillazioni e deformazioni del fusto dell'albero.

A causa della geometria dello scafo, gli attacchi in coperta delle sartie risultano essere relativamente vicini all'albero in proporzione alla loro lunghezza, sviluppando quindi una forza trasversale relativamente piccola in proporzione a quella verticale che andrà a comprimere l'albero. Per questa ragione, affinché il sartame vada a sostenere l'albero longitudinalmente e trasversalmente, dovrà sviluppare tensioni molto alte, con conseguenti elevati carichi compressivi.

Attraverso il pretensionamento viene anche data all'albero una preflessione (prebend) longitudinale verso prua al fine di evitare un'inversione della curvatura verso poppa. Quest'ultimo fenomeno potrebbe risultare molto pericoloso, poiché le forze delle vele tenderebbero ad inflettere l'albero sempre di più verso poppa, portando al collasso della struttura.

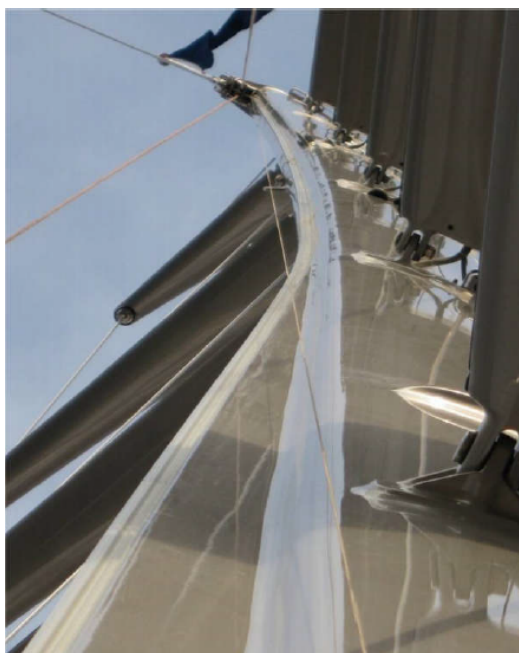


Figura 41: Prebend di un albero di grandi dimensioni [28, 20, 21, 24, 23].

La preflessione è data dalle crocette se queste hanno un angolo di acquartieramento (sweep-back angle): lavorando in compressione la componente longitudinale della forza sviluppata va a spingere l'albero verso prua conferendogli una curvatura. Nel caso in cui le crocette non avessero uno sweep-angle, la preflessione è raggiunta attraverso il tensionamento del paterazzo (backstay) ed eventualmente di uno strallo intermedio a prora (stralretto o babystay).

Per le piccole imbarcazioni, le cui vele sono vendute in formati standard, il dock-tuning serve a far assumere all'albero la forma ottimale per le performance delle vele. Si agisce introducendo nelle sartie una deformazione assiale iniziale ruotando gli arridatoi (tenditori terminali delle sartie), i quali, accorciandone la lunghezza, le vanno a tensionare.

Su imbarcazioni di dimensioni maggiori il pretensionamento viene eseguito subito dopo la fase di alberamento dell'unità e serve a far raggiungere all'albero la forma ottimale con cui è stata progettata la vela, essendo in questo caso realizzata su misura per ciascuno yacht. In questo caso per tensionare il sartame tramite accorciamento sarebbero necessari arridatoi molto lunghi e di grandi dimensioni, dal momento che la deformazione assiale da indurre nei cavi è una percentuale della loro lunghezza, così si utilizza un attuatore oleodinamico (mast-jack) che sollevando il piede dell'albero mette di conseguenza il rigging in tensione. Per grandi navi a vela il pretensionamento può avvenire sia solamente sollevando il piede dell'albero, sia agendo anche sugli arridatoi delle sartie, tramite opportuni accorgimenti per l'azionamento a causa delle dimensioni di questi ultimi elementi.

Un maggiore sollevamento dell'albero comporterà un maggiore carico compressivo. Il sollevamento dell'albero avviene in step successivi: ad ogni fase viene caricato un diverso elemento del sartame. Nel caso siano presenti anche gli arridatoi, la lunghezza iniziale dei cavi è modificata in modo che vengano raggiunti i valori di tensione di progetto.

La sequenza di pretensionamento del rigging degli yacht costruiti da Perini Navi avviene generalmente iniziando a tensionare prima le sartie verticali e l'innerstay, per poi passare alle sartie diagonali (partendo o dal basso o dall'alto). Infine, vengono tensionati l'headstay (strallo esterno) e il backstay, in modo da regolare la posizione della testa d'albero (agendo sul backstay questa si sposterà verso poppa e aumenterà di conseguenza la tensione negli stralli).

Un aspetto critico di questa fase è la scarsità, e la difficoltà, delle misurazioni che è possibile eseguire durante la procedura di pretensionamento. Solitamente, per unità di grandi dimensioni che montano un sistema oleodinamico per sollevare l'albero, è possibile conoscere la compressione in piede d'albero tramite la lettura della pressione dell'olio nei martinetti, essendo questa proporzionale al carico applicato. Generalmente non si hanno informazioni sul carico raggiunto nei cavi, se non con appositi sistemi di monitoraggio dei carichi, come visto nella precedente sezione.

Infine, in un sistema non lineare come l'armo velico, non solo la lunghezza dei cavi, la tensione applicata ed il sollevamento a piede d'albero influenzano il risultato finale del pretensionamento in termini di forma dell'albero, di carichi di trazione sui cavi e di compressione nel fusto, ma anche la sequenza con cui sono messi in trazione i cavi ha un effetto non trascurabile su un sistema fortemente non lineare come quello rappresentato da un armo velico. Di conseguenza una certa compressione in piede d'albero può essere raggiunta con diverse sequenze di pretensionamento, ma a causa delle forti non linearità in gioco la deformata finale dell'albero sarà diversa, ottenendo anche differente tensione dei cavi e quindi comportamento del sistema.

2.7 Misurazioni sperimentali del pretensionamento

Sebbene, come visto nel paragrafo precedente, il pretensionamento rivesta una grande importanza per le imbarcazioni a vela, nella letteratura disponibile sono estremamente scarsi gli studi che trattano quest'operazione (tolte alcune indicazioni molto divulgative e senza dati quantitativi), lasciando all'esperienza di cantieri e rigger la definizione dei giusti carichi di tensione da raggiungere nei cavi del sartame e della compressione in piede d'albero. Inoltre, nonostante l'elevato impatto che il pretensionamento ha sulla sicurezza dell'armo, perfino le società di classifica non trattano direttamente nei regolamenti quest'aspetto, fornendo spesso come unica indicazione che debba essere evitato l'imbandito delle sartie diagonali oltre un certo angolo di sbandamento trasversale.

Fortunatamente, A. Garavaglia nella sua tesi magistrale in Yacht Design [29] ha affrontato approfonditamente tale argomento e, grazie alla collaborazione di Perini Navi, sono stati utilizzati i dati sperimentali del pretensionamento dell'albero di maestra del ketch di 60 m "Seven" per realizzare e calibrare un metodo di simulazione con analisi agli elementi finiti che potesse riprodurre fedelmente questa fase. Il modello numerico può quindi essere utilizzato per la simulazione delle operazioni di pretensionamento dell'armo di grandi navi a vela, guidandone poi l'effettiva esecuzione ed evitando sperimentazioni che sono sempre piuttosto rischiose ed ardite.

I due principali parametri osservati durante le misurazioni sperimentali sono stati la compressione in piede d'albero, come funzione del suo sollevamento verticale, e la plessione dell'albero che si genera in seguito al tensionamento del sartame.



Figura 42: Dettaglio dell'arridatoio di una sartia diagonale su uno yacht Perini [18].

La fase di pretensionamento dello yacht "Seven" avviene tramite degli attuatori oleodinamici (mast-jack) che sollevano l'albero in diversi step, durante i quali i cavi del

rigging vanno in tensione. Man mano che l'albero si solleva, più elementi si tensionano e maggiore è il carico compressivo che si sviluppa nell'albero. Per far sì che ciascun elemento si tensioni correttamente e al momento giusto viene modificata la lunghezza del cavo, accorciandolo o allungandolo, tramite gli arridatoi (Figura 42), ovviamente dopo aver riportato il piede d'albero nella posizione iniziale di riposo. Infatti, gli arridatoi di grandi navi a vela non sono azionabili se è presente anche un modesto carico di trazione nel cavo.

Non essendo installato alcun sistema di monitoraggio delle tensioni nel sartame, l'unico controllo della fase di pretensionamento avviene tramite la misura del carico alla base d'albero. Infatti, il corretto tensionamento di ciascun cavo del sartame viene verificato osservando che, ad ogni step in cui l'albero viene sollevato, sia raggiunta una certa compressione dell'albero studiata in fase di progetto. Di fatto quindi, si rileva soltanto l'effetto complessivo del sollevamento a piede d'albero derivante dal tensionamento delle varie sartie. Ognuna di esse può essere accorciata o allungata indipendentemente e pertanto esistono numerosissime combinazioni che possono portare al medesimo carico di compressione dell'albero.

Vengono quindi eseguite diverse prove, in cui l'albero è alzato e, nel caso non sia raggiunto il carico voluto, questo viene abbassato, agendo nuovamente sugli arridatoi per modificarne il tensionamento. Il numero delle prove e la selezione degli arridatoi sui quali intervenire durante il processo di pretensionamento sono decisi dal personale secondo la propria esperienza, valutando la forma ottenuta dell'albero e la sua posizione rispetto alla chiglia dello scafo.

Il pretensionamento dello yacht "Seven", come per gli altri yacht costruiti dal cantiere Perini Navi con caratteristiche simili dell'armo velico, avviene in sette fasi:

- Tensionamento delle sartie verticali, accorciando solo le V1, le quali mettono in trazione le rimanenti, e tensionamento dello strallo interno (innerstay);
- Tensionamento delle D5;
- Tensionamento delle D4;
- Tensionamento delle D3;
- Tensionamento delle D2;
- Tensionamento delle D1;
- Tensionamento dello strallo esterno (outerstay) e del paterazzo (backstay) in modo da regolare la posizione longitudinale della testa d'albero.

L'albero viene gradualmente sollevato dal mast-jack e ad ogni step viene inserito uno spessore (Figura 43), di altezza che varia a seconda del sollevamento richiesto, in modo che, una volta terminato il pretensionamento, l'albero rimanga sollevato senza che i cilindri idraulici continuino a lavorare. Alla fine del processo viene verificato che la base d'albero sia appoggiata completamente sugli spessori, in modo da garantire una uniforme distribuzione del carico. Al termine del processo, lo spostamento verticale complessivo della base d'albero può risultare di parecchie decine di millimetri (nel caso studiato 120 mm).



Figura 43: Mast-jack alla base d'albero con spessori per il sollevamento posizionati [29, 30].

La compressione alla base dell'albero viene ricavata dalla lettura della pressione dell'olio nei cilindri attuatori; questa viene letta e, conoscendo la sezione dei cilindri, la quale è fornita dal produttore, viene ottenuto il carico di lavoro di ciascun pistone. Il sollevamento dell'albero, nel caso specifico, è stato invece misurato tramite un semplice nastro adesivo applicato alla base, sul quale vengono segnate le posizioni rispetto ad un riferimento fisso con la struttura della nave e la corrispondente pressione rilevata negli attuatori del mast-jack per ciascun sollevamento (Figura 44).

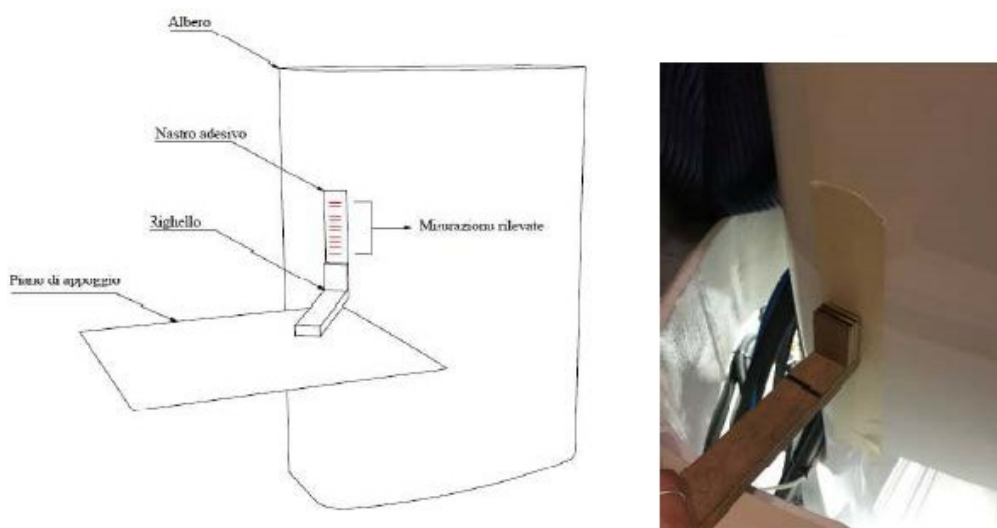


Figura 44: Misurazione dello spostamento del piede dell'albero [29, 30].

Per la lettura e la registrazione dei dati delle varie pressioni sono utilizzati un Multi-Handy 3010 e un Multi-Handy 3050, ovvero dei sistemi di condizionamento e acquisizione del segnale. I due strumenti hanno entrambi un display a 8 linee e un ingresso digitale in frequenza, tuttavia, differiscono per il numero di ingressi analogici e di variabili misurabili contemporaneamente e per la capacità di memorizzazione dei dati (tutti maggiori nel caso di Multi-Handy 3050). Durante la fase di sollevamento dell'albero il Multi-Handy 3010 è stato utilizzato per leggere e registrare i valori di pressione dei

cilindri del mast-jack, mentre il Multi-Handy 3050 è stato utilizzato per la lettura e la registrazione della pressione nel cilindro dell'innerstay. Una volta in tensione il sartiamme, per la regolazione degli stralli è stato utilizzato il Multi-Handy 3050 per acquisire i dati dell'innerstay e dell'outerstay, mentre il Multi-Handy 3010 per i dati del backstay.



Figura 45: Multi-Handy 3010 (sinistra) e Multi-Handy 3050 (destra).

La campionatura dei dati è stata scelta in modo da effettuarne una ogni 250 ms, che corrisponde ad una frequenza di acquisizione di 4 Hz. Questa può essere scelta grazie ai Multi-Handy, i quali consentono di scegliere il tempo di analisi: dato che il numero di campionature memorizzabili è fisso e dipende dallo strumento utilizzato, un tempo più piccolo si tradurrà in una maggiore accuratezza delle misurazioni, ma in un minore tempo utile per la registrazione dei dati.

Dei trasduttori di pressione, collegati alle camere in pressione dei cilindri idraulici, convertono il segnale analogico in entrata e lo convertono in un segnale digitale in uscita, il quale viene portato agli ingressi dei rispettivi Multi-Handy, dove quindi i dati di pressione possono essere letti e registrati. Il segnale digitale può essere in corrente (0 – 20 mA e 4 – 20 mA) o in tensione (0 – 10 V), ma, visto che per cavi molto lunghi si genera una caduta di tensione non trascurabile, è in genere utilizzato il segnale in corrente poiché con questo non si hanno perdite. Per la misurazione delle pressioni in piede d'albero e nel cilindro dell'innerstay è stato stimato un errore dell'1% dovuto ai seguenti errori:

- valore del tempo di risposta dei Multi-Handy ≥ 1 ms;
- tolleranza del fondo scala dell'1%;
- conversione da volt a bar tramite trasduttore di pressione.

Invece, per la misurazione del sollevamento dell'albero e la correlazione con la relativa compressione è stato ipotizzato un errore di ± 1 mm, dovuto ai seguenti errori:

- ± 0.5 mm errore dei segni sul nastro dovuto all'attrito dello strumento utilizzato;
- ± 0.5 mm errore della lettura dei segni riportati sul nastro;
- valore tempo di risposta del Multi-Handy ≥ 1 ms;
- tolleranza del fondo scala dello 0.5% a una temperatura di 23 °C.

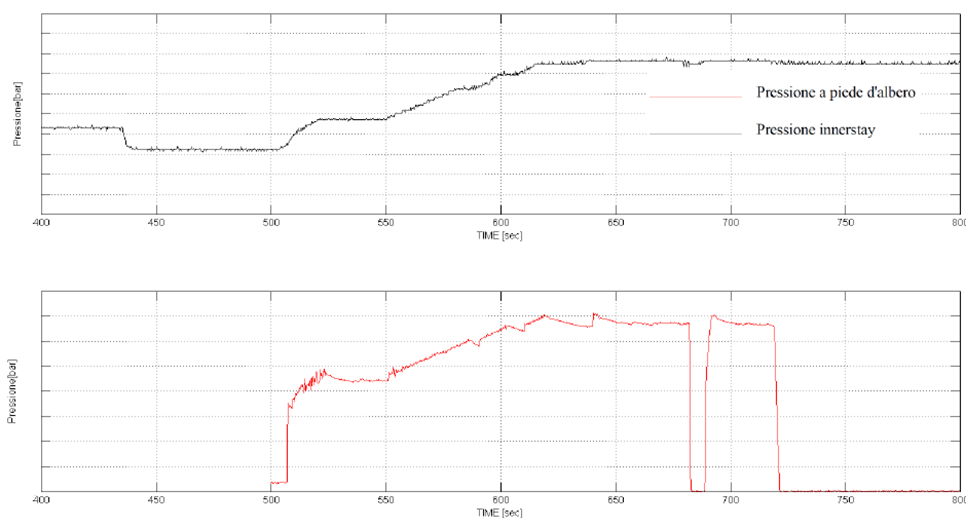


Figura 46: Pressione in piede d'albero e nell'innerstay durante il tensionamento delle sartie verticali [29, 30].

Come esempio dei dati che sono stati misurati si riportano i grafici delle pressioni dell'innerstay e a piede d'albero durante una delle registrazioni effettuate per il pretensionamento delle sartie verticali (Figura 46) e delle pressioni negli stralli (innerstay e outerstay) e del paterazzo misurate durante la fase finale del pretensionamento in cui vengono regolati questi elementi (Figura 47). In quest'ultima fase si agisce modificando la tensione del backstay, il quale di conseguenza, spostando verso poppa la testa dell'albero, aumenta il carico nell'innerstay e nell'outerstay; si nota come nell'innerstay la pressione non sia nulla, poiché già tensionato nel primo step insieme alle sartie verticali.

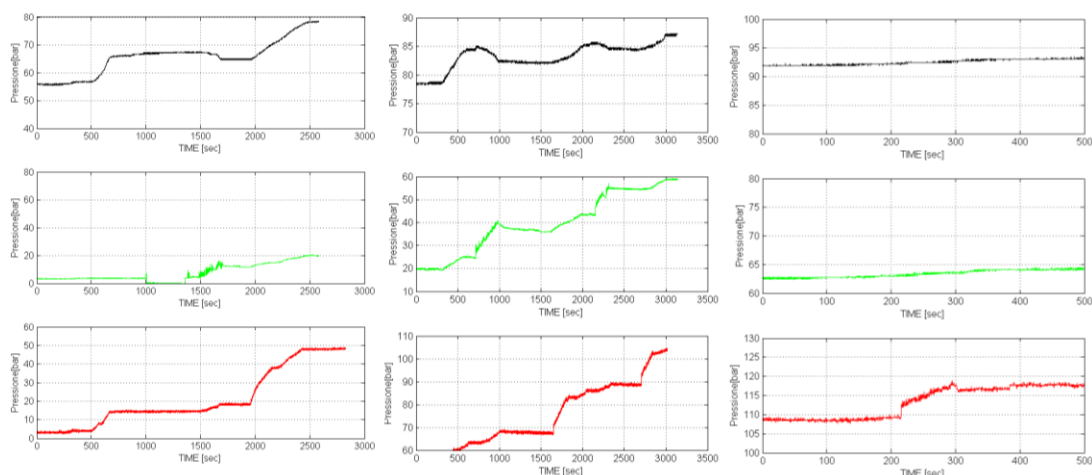


Figura 47: Andamento delle pressioni durante la regolazione di innerstay (in nero), outerstay (in verde) e backstay (in rosso) [29, 30].

La Figura 48 riporta la rigidità dell'armo velico, calcolata grazie ai risultati ottenuti dalle misurazioni sperimentali della fase di pretensionamento, mettendo in relazione lo spostamento della base dell'albero con il relativo carico compressivo (espresso come percentuale del carico di progetto per motivi di riservatezza). Infatti, tramite il grafico carico-spostamento è possibile osservare la rigidità di una struttura: una maggiore pendenza della curva del grafico rappresenterà una maggiore resistenza alla deformazione.

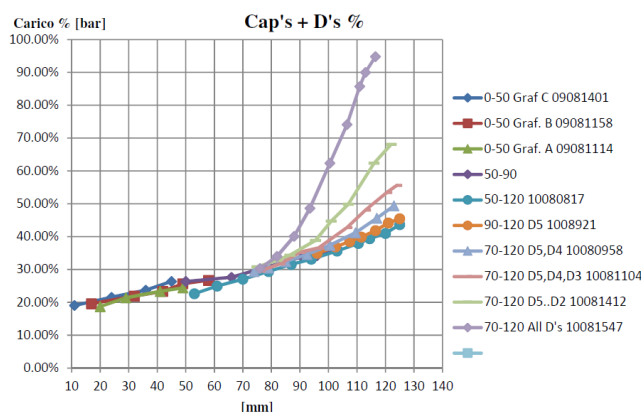


Figura 48: Misurazioni sperimentali della rigidità dell'armo velico [29, 30].

Ciascuna curva del grafico rappresenta la rigidità del sistema ad ogni step della procedura di tensionamento: è quindi possibile osservare come la rigidità totale della struttura incrementa (maggiore pendenza delle curve) a mano a mano che l'albero si solleva e tutti gli elementi del sartame entrano in trazione (nell'ordine sartie verticali insieme a Innerstay, in seguito diagonali dalla D5 alla D1).

Questi cambi di rigidità sono frutto di complesse non linearità geometriche: ricordando che la rigidità flessionale può essere scritta come $K = EJ/L_0$, quando sono in tensione le sole sartie verticali la lunghezza del sistema considerata (L_0) è maggiore (tutta l'altezza dell'albero) e risulta quindi in una minore rigidità totale del sistema; tensionando le diagonali queste vanno invece a realizzare la condizione di vincolo sull'albero, dividendolo in pannelli e facendo sì che la lunghezza del sistema corrisponda solamente alla lunghezza del primo pannello dell'albero con un conseguente aumento della rigidità totale del sistema.

L'ultimo aspetto che è stato valutato da Garavaglia nelle prove sperimentali del pretensionamento dello yacht "Seven" è il prebend longitudinale assunto dall'albero alla fine di questa fase. La prefflessione viene misurata da un rigger esperto, appeso all'albero tramite un'imbracatura, che per varie altezze (ad ogni ordine di crocette e nel punto medio tra esse) prende la distanza tra la faccia posteriore dell'albero e una cima (generalmente una drizza) che collega testa e piede d'albero.

È stata studiata anche la possibilità di ottenere queste misurazioni tramite un'analisi fotografica: il prebend dell'albero viene fotografato ad una distanza sufficientemente grande (per eliminare l'effetto prospettiva) e successivamente tramite un software

come Rhinoceros l'immagine viene importata e, una volta ricalcati l'albero e la drizza e scalati alle dimensioni reali, sono ottenute le distanze ai vari punti di interesse (Figura 49).

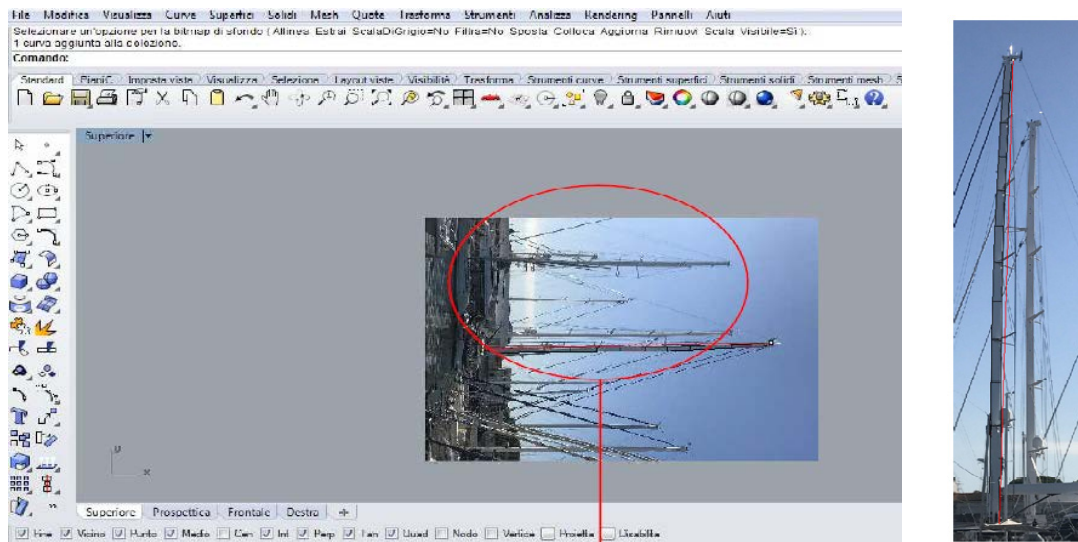


Figura 49: Analisi della foto del prebend dell'albero su Rhinoceros [29, 30].

Quest'ultimo metodo ha mostrato una buona qualità per quanto riguarda lo spostamento massimo dell'albero (errori tra l'1.5% e il 5.1%), mentre per piccoli spostamenti la precisione che si ha è bassa (errori fino al 27.4%).

Visti questi risultati il metodo sembra molto promettente se affinato, soprattutto nell'ottica di ottenere un'alternativa rapida ed economica alle misurazioni effettuate dal rigger. La Figura 50 riporta infine il confronto della peflessione dell'albero calcolato con i due metodi.

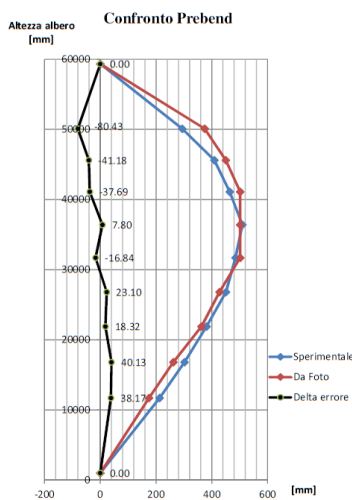


Figura 50: Confronto misurazioni sperimentali del prebend [29, 30].

2.8 Carichi inerziali

Come anticipato nel paragrafo 1.1., i carichi inerziali si generano quando la massa del sistema velico è soggetta ad accelerazioni. Le forze dovute al peso proprio della struttura, generate dall'accelerazione di gravità, hanno un'entità considerevole per navi di grandi dimensioni e ad elevati angoli di sbandamento. Tuttavia, essendo l'accelerazione di gravità e la massa totale del sistema velico noti, risulta agevole determinare questi carichi.

Per quanto riguarda invece i carichi inerziali dovuti alle accelerazioni dei moti nave il problema si fa più complesso. Per le grandi navi a vela, anche durante la navigazione a motore con mare formato possono generarsi accelerazioni significative (soprattutto negli elementi a maggior distanza dal centro di gravità) e di conseguenza si hanno elevati carichi inerziali e grandi deformazioni della struttura. In questo caso però, diventa difficile valutare le innumerevoli condizioni del mare che la nave può incontrare, perciò questa tipologia di carichi viene considerata nel dimensionamento dei sistemi velici da un punto di vista statico, applicando delle accelerazioni estreme (ad esempio dovute ad incaglio o ad urti verticali e laterali).

2.8.1 Misurazioni delle accelerazioni e dei carichi su chiglie basculanti

Uno dei pochissimi studi disponibili in letteratura che abbia quantificato le accelerazioni a cui è soggetta una imbarcazione a vela è quello condotto da Hobbs e Manganeli [31], nel quale vengono monitorate due imbarcazioni, l'Open 60 "Hugo Boss" e il Maxi 100 "Wild Oats", durante delle regate offshore. I dati ottenuti sono analizzati per studiare le accelerazioni dovute ai moti nave a cui è soggetta la struttura della chiglia.

Lo scopo degli autori era verificare che gli approcci quasi-statici che utilizzano per il dimensionamento delle chiglie basculanti per yacht da regata fossero corretti. Infatti, essi sottolineano come ciò si renda necessario all'aumentare delle performance dell'imbarcazione. Il loro approccio al dimensionamento di questi sistemi considera vari casi di carico in cui sono combinati tra loro diversi valori dell'accelerazione verticale e di quella laterale in funzione dell'angolo di sbandamento.

I sistemi di acquisizione installati consistono in degli accelerometri per la misura dei moti nave e in un sensore di pressione nei pistoni idraulici della chiglia per misurare il carico a cui questa è soggetta.

La Figura 51 e la Figura 52 riportano, per l'Open 60 e per il Maxi 100 rispettivamente, la distribuzione della frequenza con cui le accelerazioni trasversali sono incontrate mediamente in un'ora (immagine di sinistra) e l'accelerazione verticale dovuta ad un tipico impatto con un'onda (immagine di destra).

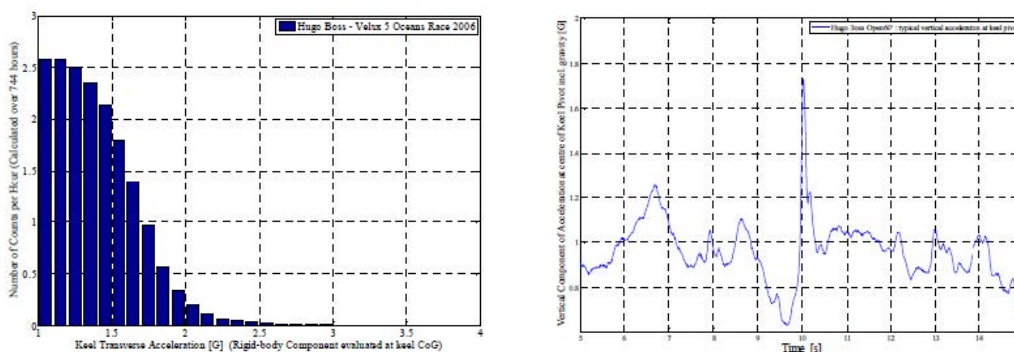


Figura 51: Dati sperimentali relativi all'Open 60 "Hugo Boss" [31].

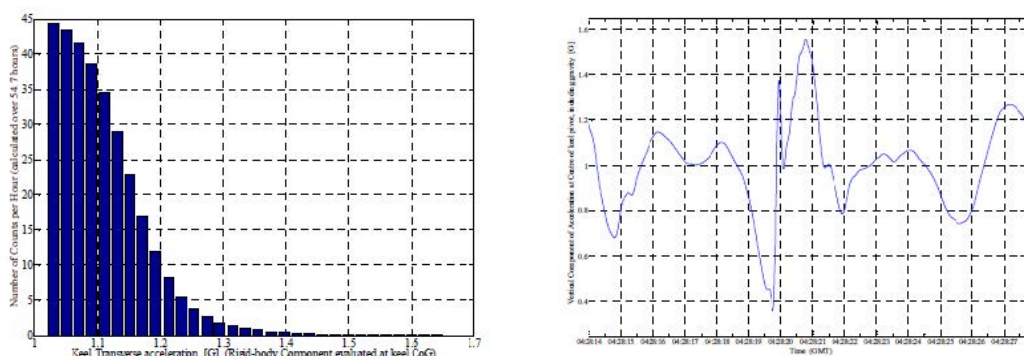


Figura 52: Dati sperimentali relativi al Maxi 100 "Wild Oats" [31].

I risultati ottenuti mostrano che le accelerazioni rilevate sono molto elevate, soprattutto per lo yacht "Hugo Boss" dove addirittura si avvicinano ai valori statici utilizzati per il dimensionamento. Tuttavia, il carico misurato sulla chiglia è decisamente inferiore: un'analisi della risposta dinamica del sistema ha mostrato un fattore di amplificazione dinamica di 0.5, mostrando quindi che nonostante si sia quasi raggiunta l'accelerazione di progetto rimane un buon margine di sicurezza nella struttura della chiglia. La risposta dinamica dipende infatti dalla frequenza naturale della struttura (la quale dipende sia dalla sua rigidità, sia dalla sua massa) e dal periodo dell'impulso di carico, e fa sì che il bulbo della chiglia veda in realtà una minore accelerazione rispetto a quella a cui è soggetta l'imbarcazione.

Lo studio di Hobbs e Manganelli rende disponibili dei dati molto interessanti relativi al comportamento dinamico dell'imbarcazione. In un'ottica di riduzione di peso delle strutture è interessante notare come le informazioni relative ai carichi dinamici non vengano utilizzate direttamente per il dimensionamento, ma per verificare gli approcci quasi-statici utilizzati, i quali sono per definizione maggiormente conservativi.

3 Prove sui materiali delle vele

Fino a questo punto, nel presente report, sono state trattate solamente le prove sperimentali volte a determinare le forze agenti sull'armo velico. Abbiamo visto l'importanza data dai progettisti ad una corretta determinazione dei carichi che verosimilmente dovrà sopportare l'armo, al fine di poter ottimizzare tali strutture ed ottenerne quindi un alleggerimento, da cui conseguiranno poi maggiori performance dell'imbarcazione.

Le forze ottenute sperimentalmente sono spesso successivamente confrontate con quelle calcolate attraverso i modelli progettuali, spesso di tipo numerico, affinché questi ultimi possano essere calibrati per fornire risultati sempre più precisi per le successive applicazioni.

Tuttavia, se da un lato è necessario avere una buona conoscenza dei carichi a cui l'armo è soggetto per poterne ottimizzare il peso, dall'altro è fondamentale che i materiali con cui esso è realizzato abbiano una corretta caratterizzazione meccanica, sia in termini di resistenza che di rigidità, affinché le analisi numeriche utilizzate possano davvero simulare in maniera efficace il reale comportamento della struttura.

Relativamente ai materiali utilizzati per la costruzione di albero, crocette e boma, ovvero alluminio o compositi in fibra di carbonio, sono disponibili in letteratura innumerevoli studi mirati ad analizzarne le caratteristiche, l'invecchiamento ed altre criticità che li caratterizzano e che è necessario considerare a seconda della loro applicazione.

Per quanto riguarda invece i materiali utilizzati per la realizzazione delle vele, che comunque per grandi navi a vela raggiungono pesi significativi dell'ordine delle centinaia di kilogrammi od anche delle tonnellate se si considerano i vari accessori, solo pochissimi studi sono disponibili in cui ne vengono osservate le caratteristiche. La maggior parte di essi sono poi incentrati sullo studio di vele in Dacron, ovvero realizzate con tessuti di fibre in polietilene tereftalato (PET), essendo una delle tipologie di materiale più diffuse per le vele di imbarcazioni da crociera, grazie al buon rapporto tra prestazioni e costi. Tuttavia, deve essere sottolineato che materiali ben più performanti sono stati sviluppati recentemente il cui comportamento è sempre più complesso da descrivere e le cui informazioni sono quasi sempre non divulgate da coloro che li progettano e producono.

Inoltre, deve essere sottolineato che per i materiali delle vele, oltre alla necessità di ottenerne una precisa caratterizzazione meccanica, è importante studiare anche alcune criticità che ne deteriorano notevolmente le performance, come l'invecchiamento dovuto all'esposizione ai raggi UV e il fenomeno del creep (scorrimento viscoso) per cui il materiale, sotto certe condizioni ambientali, può incorrere in deformazioni permanenti anche quando soggetto a carichi inferiori a quello di snervamento.

Si è quindi deciso di dedicare quest'ultima parte del report alle più recenti campagne sperimentali svolte dal DITEN per lo studio dei materiali con cui sono realizzate le vele. Nelle prove riportate saranno utilizzati campioni di vela in Dacron (PET) fornite dall'azienda North Sails Italia.

Alla luce del fatto che non esiste neppure un quadro normativo unificato per la caratterizzazione delle proprietà meccaniche dei tessuti delle vele, si ritiene che quanto segue possa costituire un supporto utile per delineare le procedure necessarie all'ottenimento dei dati sperimentali necessari.

D'altra parte, le analisi numeriche più avanzate che si propongono di valutare le azioni del vento sulle vele per poi determinare i carichi agenti sull'armo velico hanno necessità di caratterizzare accuratamente il comportamento strutturale delle vele al fine di implementare modelli di interazione fluido strutturale che predicano con ragionevole affidabilità la configurazione deformata delle vele durante la navigazione.

3.1 Vele in Dacron

Il Dacron è un materiale brevettato nel 1949 dall'azienda statunitense DuPont e, come appena accennato, è uno dei materiali più utilizzati per la realizzazione di vele grazie all'ottimo rapporto tra proprietà e costi.

Le vele in Dacron sono prodotte a partire da un tessuto di fibre di polietilene tereftalato (PET), il quale viene poi immerso in una resina termoindurente a base di melammina e in successivi bagni di resina per la finitura. La struttura del tessuto è composta da una direzione principale delle fibre, la trama, e una direzione perpendicolare, l'ordito, le cui fibre si intrecciano a quelle della trama passando sopra e sotto di esse. Essendo una struttura sottile caratterizzata da due direzioni principali in cui vengono trasmessi i carichi, il comportamento meccanico del tessuto può quindi essere schematizzato con un materiale ortotropo con condizione di stato piano di tensione. In generale le proprietà meccaniche in direzione diagonale alle fibre sono modeste.

Le vele moderne vengono quindi realizzate cercando di ottimizzare il comportamento anisotropo dei materiali, disponendo i tessuti in vari "tagli" (ferzi) lungo la direzione principale degli stress nella vela, (Fig. 53).

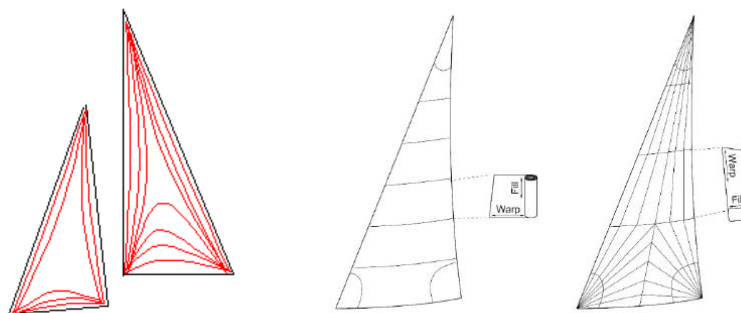


Figura 53: Direzioni principali dei carichi nelle vele (in rosso, immagine a sinistra) [32], tagli con cui i tessuti sono disposti a formare le vele (destra) [14].

In generale le fibre in PET hanno una buona resistenza a trazione e un buon modulo di Young, da cui conseguono deformazioni non eccessive. Sono inoltre caratterizzate da

un'ottima resistenza ai raggi UV e alle muffe, ed in generale da una buona longevità che le rende molto diffuse in ambito crocieristico. Per applicazioni da regata, dove le prestazioni richieste dalle vele sono molto più elevate, sono invece indicate fibre più moderne come quelle in carbonio, Kevlar, Vectran, ecc.

Per queste ultime fibre, si può ritenere che le prove tipiche possano essere realizzate in analogia a quelle presentate nel seguito per il Dacron.

3.2 Prove per la caratterizzazione meccanica delle vele

Nella tesi di P. Ramoino [33] e nei precedenti lavori [34, 35] viene esposto il problema della scarsità di informazioni disponibili riguardo le proprietà meccaniche dei tessuti delle vele: infatti, i vari produttori spesso non forniscono una caratterizzazione completa del materiale, ma solo alcune informazioni, le quali il più delle volte non sono determinate e riportate utilizzando un metodo unificato.

Tutto ciò rappresenta un problema per il progettista di un'imbarcazione a vela, il quale, per poterne calcolare le prestazioni, deve prima studiare le vele e il modo in cui queste si deformano per ottenere la spinta che forniranno. Come precedentemente detto, le analisi agli elementi finiti rappresentano uno strumento molto utile a tal fine. Tuttavia, affinché i risultati corrispondano al reale comportamento delle vele, è fondamentale che i dati di input del modello, tra cui le proprietà dei materiali, siano definiti con precisione.

La tesi di Ramoino si pone quindi come obiettivo quello di definire una metodologia di prove sperimentali attraverso cui andare successivamente a determinare i moduli di elasticità, i coefficienti di Poisson e gli stress massimi ammissibili di una vela in Dacron.

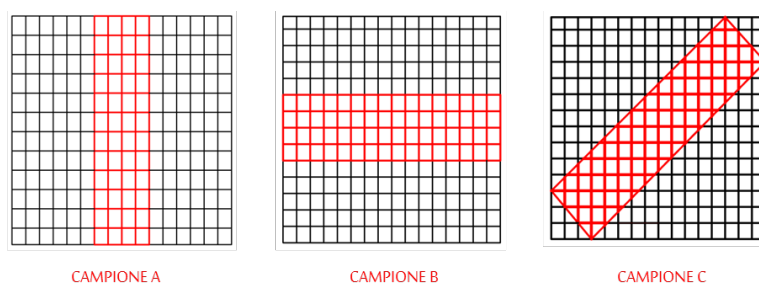


Figura 54: Disposizione del taglio dei provini (in rosso) rispetto al tessuto di Dacron [33].

Come primo passo, vengono eseguite simulazioni numeriche volte a determinare la forma e le dimensioni ottimali dei provini di materiale e a misurarne l'allungamento a trazione. Vengono quindi presi tre tipi di Dacron (Dacron con grammatura pesante, Dacron con grammatura media, Dacron con grammatura leggera), definiti in base ai tessuti e alle fibre che li compongono, e per ciascuno di essi vengono realizzati tre provini da testare con diverso orientamento delle fibre: 0° , ovvero in direzione della trama; 90° , ovvero in direzione dell'ordito; e 45° , in direzione diagonale (Figura 54).

Le prove sono realizzate nel Laboratorio Materiali del DICCA (Dipartimento di Ingegneria Civile, Chimica ed Ambientale) dell'Università di Genova, dove sono stati eseguiti dei test di trazione sui provini utilizzando inoltre un estensimetro a lunga corsa Zwick-Roell per il rilievo della deformazione assiale.

Questo strumento è in grado di fornire con precisione l'allungamento dei campioni in direzione del carico, tuttavia, non fornisce alcuna informazione sulle deformazioni trasversali. È stato quindi pensato un sistema di acquisizione fotografica, semplice e non intrusivo. Al centro dei provini sono stati tracciati dei quadrati di $1 \times 1 \text{ cm}^2$, e durante l'applicazione dei vari carichi questi sono stati fotografati; tramite l'utilizzo del programma di editing fotografico J-Image viene successivamente valutata la strizione del provino eseguendo la conversione della deformazione in pixel in deformazione in millimetri. Le foto sono acquisite con il microscopio portatile Dino Capture a disposizione nel laboratorio e posizionato di fronte all'estensimetro.

Alcune prove fotografiche iniziali su carta millimetrata si sono rese necessarie al fine di calibrare il programma in modo da ottenere il fattore di conversione pixel-mm. Questo è risultato essere uguale a $1 \text{ pixel} = 0.004 \text{ mm}$, una sensibilità accettabile considerando che nelle prove numeriche preliminari gli spostamenti trasversali ottenuti erano compresi tra 0.004 mm e 0.030 mm , ovvero un range di valori molto piccoli.

I test di trazione sono stati eseguiti caricando i provini fino a rottura, ottenendo la relazione carico-spostamento del materiale; successivamente in un foglio Excel viene considerata anche la deformazione della sezione in modo da poter calcolare la relazione tensione-deformazione. Vengono eseguite le misurazioni della strizione ai seguenti valori del carico: 30 N, 50 N, 100 N e 150 N.

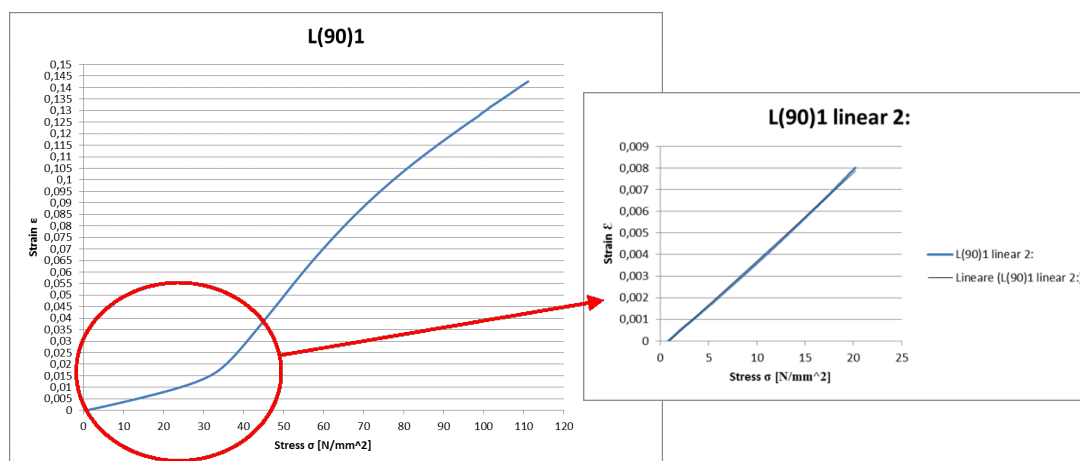


Figura 55: Linearizzazione della curva tensioni-deformazioni [33].

I moduli di Young E_x (direzione trama) ed E_y (direzione ordito) sono determinati valutando le parti lineari delle curve ottenute per ogni provino, ovvero le parti iniziali di tali curve (Figura 55). Per determinare la strizione del materiale, e quindi i coefficienti di Poisson, viene invece valutata la deformazione del quadrato disegnato sui provini;

la Figura 56 riporta le relazioni utilizzate per il calcolo di ν_x . Poiché i coefficienti di Poisson sono assunti costanti, viene eseguita una media dei valori trovati per ogni livello di carico in cui sono state acquisite le misure.

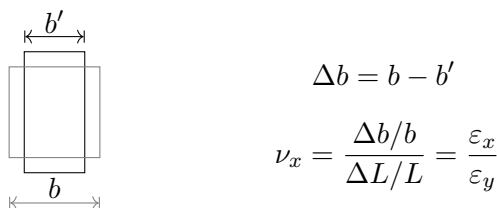


Figura 56: Calcolo coefficiente di Poisson [33].

Tramite i test sui provini con orientamento a 0° e 90° è possibile determinare moduli di elasticità e coefficienti di Poisson, mentre dai test sui provini con orientamento a 45° vengono determinati, utilizzando la relazione tensione-deformazioni, anche i moduli di taglio dei materiali attraverso la seguente formula:

$$G = \frac{\Delta\sigma}{\left[4\Delta\varepsilon - \Delta\sigma \left(\frac{1}{\varepsilon_x} + \frac{1}{\varepsilon_y} + \frac{\nu_y}{\varepsilon_x} + \frac{\nu_x}{\varepsilon_y}\right)\right]}$$

Il limite elastico dei materiali delle vele è convenzionalmente posto come il carico, o la tensione, per il quale si verifica una deformazione dell'1% della vela ($\varepsilon = 0.01$), questo per far sì che nella pratica la flying shape della vela non si vada a discostare eccessivamente dalla forma di progetto. Nella sua tesi Ramoino ha infatti considerato come limite elastico il valore più basso tra una deformazione di 0.01 e la deformazione per la quale si ha la perdita di linearità nella curva tensioni-deformazioni. Per ogni tipologia di Dacron è utilizzato il limite più basso ottenuto per le tre direzioni rispetto a cui viene applicato il carico (trama, ordito e diagonale). Una volta posto il limite elastico in termini di deformazioni viene ottenuto il corrispondente valore della tensione o del carico (Figura 57).

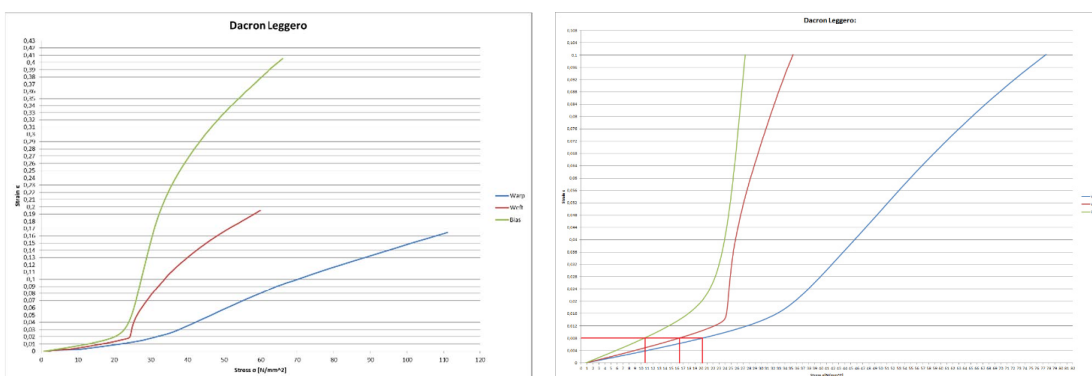


Figura 57: Curva di tensione-deformazione del Dacron Leggero a seconda del provino considerato (sinistra) e zoom sul limite elastico (destra) [33].

La Tabella 1 riporta le caratteristiche meccaniche ottenute per le tre tipologie di Dacron (Dacron pesante, Dacron medio e Dacron leggero) dalle quali Ramoino trae alcune conclusioni in merito all'utilizzo di tali materiali. In generale tutte le tipologie di materiale mostrano una bassa resistenza ai carichi diagonali.

Tabella 1: Caratteristiche meccaniche ottenute dalle prove sperimentali per le tre tipologie di Dacron studiate [33].

Dacron Leggero			Dacron Medio			Dacron Pesante		
E_x	1864.86	[N/mm ²]	E_x	2626.29	[N/mm ²]	E_x	3422.74	[N/mm ²]
E_y	2422.83	[N/mm ²]	E_y	2870.97	[N/mm ²]	E_y	1003.64	[N/mm ²]
ν_x	1.068	[adim.]	ν_x	0.419	[adim.]	ν_x	0.136	[adim.]
ν_y	0.522	[adim.]	ν_y	0.703	[adim.]	ν_y	0.523	[adim.]
G	319.19	[N/mm ²]	G	378.45	[N/mm ²]	G	173.04	[N/mm ²]
Limite elastico $\varepsilon = 0.008$			Limite elastico $\varepsilon = 0.006$			Limite elastico $\varepsilon = 0.006$		
σ_{Warp}	20.21	[N/mm ²]	σ_{Warp}	18.24	[N/mm ²]	σ_{Warp}	6.47	[N/mm ²]
σ_{Weft}	16.34	[N/mm ²]	σ_{Weft}	16.52	[N/mm ²]	σ_{Weft}	22.29	[N/mm ²]
σ_{Bias}	10.48	[N/mm ²]	σ_{Bias}	9.38	[N/mm ²]	σ_{Bias}	4.07	[N/mm ²]

Il Dacron pesante, per il modo in cui è tessuto, mostra un forte comportamento ortotropo, con basse deformazioni in direzione della trama, mentre in direzione dell'ordito la disposizione delle fibre fa sì che ci sia come un effetto di richiamo elastico per cui prima di entrare in trazione le fibre si devono stendere completamente (Figura 58). Risultano così ampie deformazioni ed un basso modulo di elasticità nella direzione dell'ordito. In generale il Dacron pesante è caratterizzato da scarse prestazioni, motivo per cui l'ormai ridotto utilizzo è giustificato dai bassi costi.

Il Dacron medio nella sua tessitura presenta delle fibre di rinforzo, con diametro maggiore di quelle usate per la trama e l'ordito, "fuse" sopra di esse, e che contribuiscono a rendere il materiale quasi isotropo.

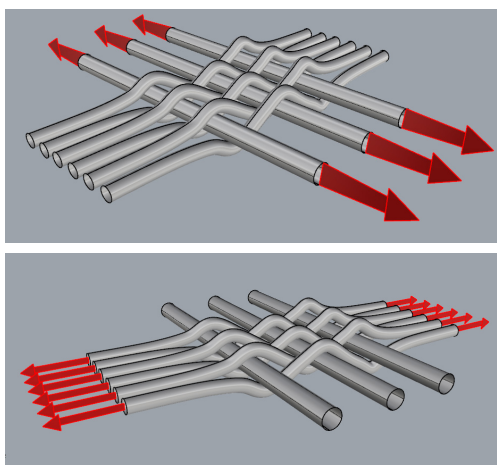


Figura 58: Trazione in direzione della trama (sopra) e trazione in direzione dell'ordito (sotto) [33].

Inoltre, a parità di carico è il materiale che incorre in minori deformazioni, rendendolo adatto per la realizzazione delle vele utilizzate per le andature non portanti (rande, genoa e fiocchi).

Infine, il Dacron leggero ha anch'essa una tessitura che presenta delle fibre di rinforzo al suo interno (in questo caso tessute e non fuse), le quali irrobustiscono il materiale in una direzione, aumentandone quindi l'ortotropia. La leggerezza del materiale, unita alle maggiori deformazioni a cui questo è sottoposto, lo rendono indicato per la realizzazione di vele per andature portanti (spinnaker e gennaker).

La metodologia di prove per la determinazione delle caratteristiche meccaniche dei materiali delle vele appena descritta è stata utilizzata anche da Ghelardi et al. [14] nello studio riportato nel precedente paragrafo 1.4. Lo scopo di queste prove era quello di ottenere i dati di input del materiale da utilizzare per le successive analisi numeriche di interazione fluido-struttura su un provino di vela quadrato, in modo da poterne aumentare l'affidabilità dei risultati.

È stato testato un campione di vela in Dacron medio (235 gr/m²), sempre all'interno del Laboratorio Materiali del DICCA dell'Università di Genova, al fine di definirne le proprietà meccaniche e la curva di tensioni-deformazioni. Le caratteristiche meccaniche ottenute dagli autori sono riportate in Tabella 2 e, come si può notare, sono molto simili a quelli ottenuti da Ramoino per il caso di Dacron medio.

Tabella 2: Caratteristiche meccaniche del Dacron medio calcolate da Ghelardi et al. [26].

Dacron		
E_w	2626	[N/mm ²]
E_f	2871	[N/mm ²]
G	378	[N/mm ²]
ν_{wf}	0.407	–
ν_{fw}	0.700	–

3.3 Prove sperimentali sul fenomeno del “creep”

Nella tesi di L. Poggi [36], dopo un'ampia analisi bibliografica tesa a reperire ulteriori informazioni sulla caratterizzazione dei materiali per le vele ed ispirandosi ad alcuni di essi (ad es. [37, 38, 39, 40, 41, 42]), è stata effettuata una ulteriore campagna di prove sperimentali su provini in Dacron, in questo caso studiando il particolare fenomeno del *creep*.

Il fenomeno del creep, o scorrimento viscoso, si verifica nei materiali detti “viscoelastici”. Questi materiali sono caratterizzati da una natura ereditaria per la quale le proprietà meccaniche dipendono dal tempo e dai precedenti stati di carico.

Il creep può essere definito come la progressiva deformazione di un materiale soggetto a uno sforzo costante, mantenuto per un lungo periodo di tempo e ad una temperatura

superiore ad un certo limite. Tale limite è rappresentato dalla temperatura di scorrimento (T_s) del materiale, la quale è circa metà della temperatura di fusione. Risulta chiaro come questa sia molto elevata per i metalli, i quali di conseguenza non sono particolarmente soggetti al creep, mentre per diversi materiali polimerici, che spesso vengono utilizzati per la realizzazione delle vele, questa temperatura è prossima alla temperatura ambiente, rendendoli molto esposti a questo fenomeno.

Nel caso in cui $T < T_s$ il fenomeno dello scorrimento viscoso non si verifica, perciò lo sforzo induce una deformazione che, se la forza permane costante sulla struttura, con il tempo si mantiene costante.

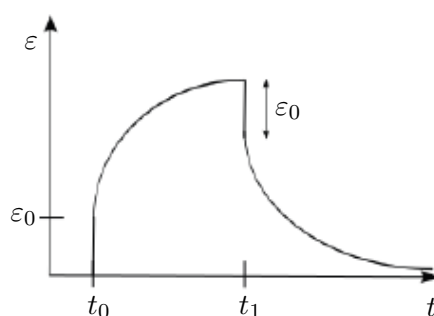


Figura 59: Andamento temporale delle deformazioni per il fenomeno di creep [36].

Osservando l'andamento temporale delle deformazioni di un materiale viscoelastico dal grafico riportato in Figura 59 dopo l'applicazione di un carico al tempo t_0 si può notare una deformazione istantanea ϵ_0 , dovuta alla sola risposta elastica del materiale e che sarà quindi costante nel tempo; successivamente, anche se il carico non varia, la deformazione del materiale continua ad incrementare progressivamente.

Una volta che, al tempo t_1 , il carico viene rimosso si ha idealmente un ritorno elastico istantaneo pari ad ϵ_0 e il permanere di una deformazione residua ϵ_v . Quest'ultima rappresenta appunto lo scorrimento viscoso acquisito, il quale con il tempo può essere recuperato grazie al fenomeno del recovery (ritorno delle deformazioni), fino anche ad un annullamento completo, ovviamente nel caso in cui il materiale non abbia subito delle deformazioni plastiche durante la fase di carico.

Come si può facilmente immaginare, visto quanto detto nei paragrafi precedenti di questo capitolo, la necessità di studiare questo aspetto delle vele nasce dall'assenza nella letteratura disponibile di informazioni riguardanti lo scorrimento viscoso nei materiali utilizzati per la realizzazione di questi elementi.

Le prove eseguite da Poggi sono state eseguite nel Laboratorio Marine Structures Testing Lab del DITEN dell'Università di Genova, su dei provini in Dacron di media grammatura e per tempi di prova relativamente lunghi.

Da una iniziale ricerca bibliografica è risultato subito evidente come la complessità del fenomeno richiedesse di valutare separatamente gli effetti dovuti all'entità del carico applicato, alla durata della sua applicazione e alla temperatura a cui i provini venivano

testati. È stato quindi scelto di eseguire varie prove di trazione a diversi valori del carico e a diverse temperature ambiente, così da osservare come i provini si deformano con il tempo.

Le prove di trazione sono state pensate in modo da appendere i provini ad un telaio metallico e di applicare ad essi dei pesi che li mettessero in trazione. I provini sono stati ricavati ritagliando delle strisce rettangolari di tessuto circa $140 \times 25 \text{ mm}^2$ (le misure di ciascun provino sono state accuratamente determinate attraverso l'utilizzo di un calibro) ed applicando alle estremità opportuni tamponi di materiale plastico mediante incollaggio in corrispondenza dei quali vincolare e caricare il provino.

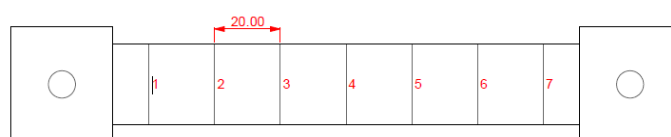


Figura 60: Schema dei provini utilizzati per le prove.

Per caricare i provini è stata scelta un'applicazione "diretta", ovvero con dei pesi calibrati, ottenuti tagliando una barra metallica, connessi con dei dadi ai provini e posizionati in linea con il loro asse longitudinale per evitare la flessione del provino.

Per quanto riguarda invece la misura delle deformazioni, vista la necessità di misurare valori molto piccoli, ovvero dell'ordine di grandezza dei centesimi e dei millesimi di millimetro, si è optato per l'utilizzo di comparatori micrometrici con accuratezza pari a 0.002 mm . Il comparatore è posizionato al di sotto del sistema provino-peso ed è dotato di un'asta cilindrica che, rimanendo a contatto con la superficie inferiore del peso e potendo scorrere all'interno di una guida tubolare, consente di leggere gli spostamenti dell'oggetto sottoposto a misura. Per poter eseguire contemporaneamente prove con diversi valori del carico ad una data temperatura di prova è stato realizzato un telaio che consentisse di appendere due provini, ciascuno dotato di un suo comparatore micrometrico (Figura 61).



Figura 61: Struttura alla quale vengono appesi i due provini, con al di sotto i due comparatori micrometrici [36].

Infine, per eseguire le prove in un ambiente controllato, ovvero potendo scegliere la temperatura e mantenerla costante, è stato deciso di impiegare un sistema chiuso e riscaldato autonomamente. La scelta è ricaduta su un forno in acciaio inox BICASA disponibile nel laboratorio (Figura 62), che garantisce una protezione stagna e che, grazie alla presenza di un secondo sportello interno in vetro temperato, consente di effettuare periodicamente le letture senza alterare le condizioni termiche dell'ambiente di prova.



Figura 62: Forno BICASA utilizzato per le prove [36].

L'immagine successiva (Figura 63) riporta uno schema preliminare del comparatore con provino all'interno del box termico.

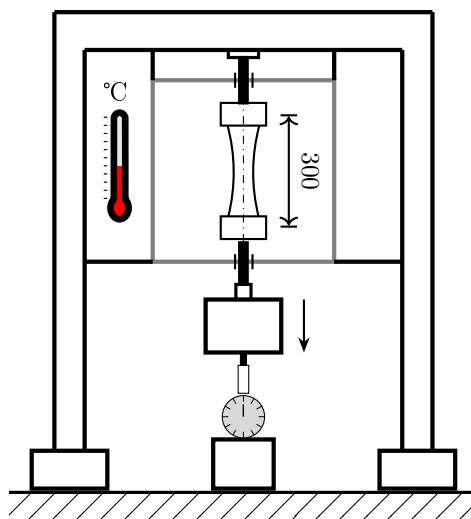


Figura 63: Schema della strumentazione di prova.

Inizialmente sono state eseguite due prove alla temperatura di 25 °C, tuttavia la prima è stata interrotta dopo solo 8 giorni a causa di un comportamento anomalo dei provini. Nonostante ciò, si è potuto comunque osservare un completo ritorno elastico

una volta rimossi i pesi. La seconda prova, durata quasi 240 ore (circa 10 giorni), è stata quindi effettuata aumentando i carichi ed ha portato a dei risultati soddisfacenti. La Figura 64, che riporta le deformazioni misurate per i due provini, mostra infatti la tipica curva dello scorrimento viscoso. Una volta rimossi i pesi, anche in questo caso si osserva un completo ritorno elastico delle deformazioni (Figura 65).

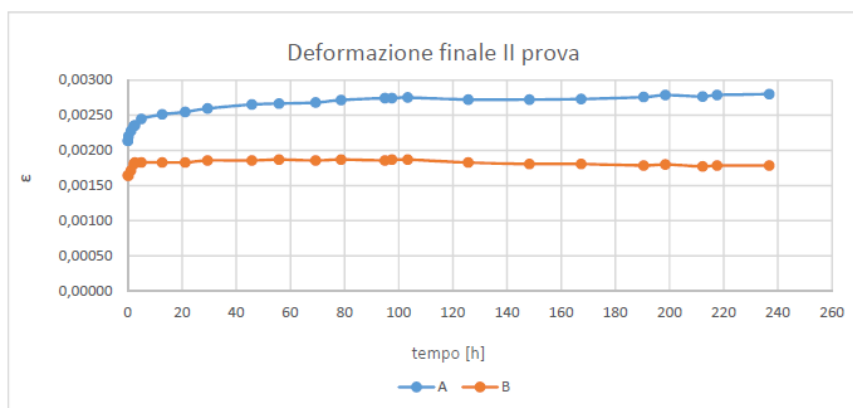


Figura 64: Deformazioni misurate durante la seconda prova [36].

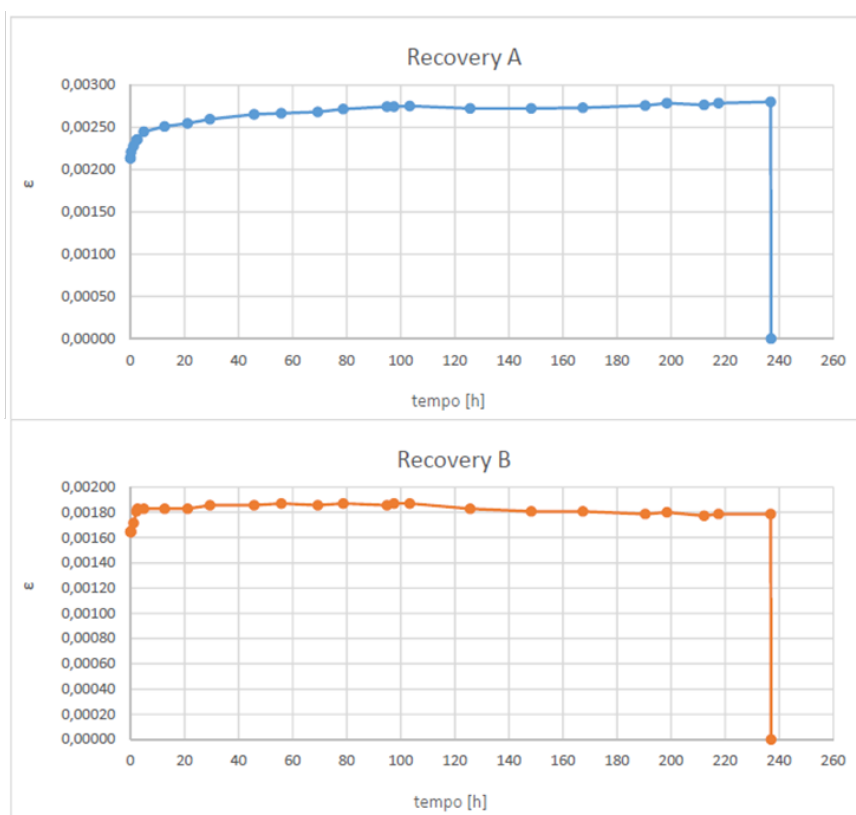


Figura 65: Recupero delle deformazioni per la seconda prova [36].

Al fine di indurre delle deformazioni permanenti nei provini, la terza prova è stata eseguita aumentando notevolmente il carico. Inoltre, questa prova è stata eseguita fuori dal forno, senza l'utilizzo dei comparatori e ad una temperatura media registrata di circa 15°C. Dai risultati ottenuti (Figura 66) si nota come il provino A mostri un andamento in linea con quello teorico del creep, mentre il provino B mostra una minore corrispondenza, probabilmente anche a causa della minore precisione del sistema di misura utilizzato per questa prova. È anche possibile osservare come entrambi i provini mostrino delle deformazioni permanenti una volta rimosso il carico ($t = 260$ h). Infine, è importante evidenziare come l'effetto della temperatura risulti trascurabile.

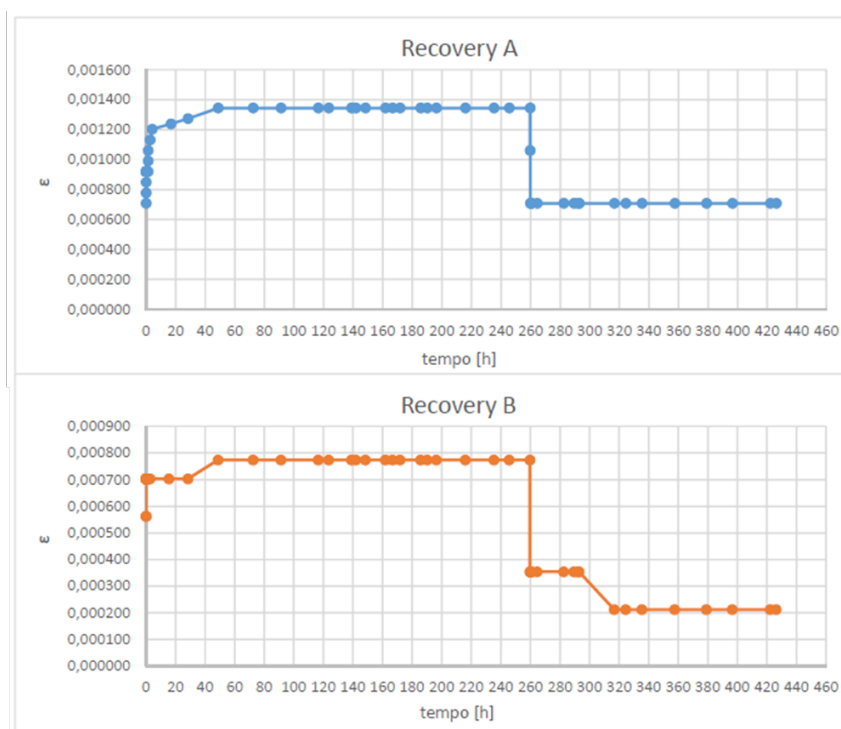


Figura 66: Risultati delle deformazioni misurate durante la terza prova [36].

La quarta prova è stata eseguita su dei provini in Dacron di grammatura pesante ad una temperatura di 25°C. Le deformazioni dei provini hanno mostrato un chiaro trend di scorrimento viscoso (Figura 67), riportando anche in questo caso delle deformazioni plastiche.

Nella quinta e ultima prova, durata 16 giorni ed eseguita anche in questo caso su provini in Dacron pesante, è stata valutata l'influenza della temperatura, alzandola a 35°C. Solo un provino in questa prova ha mostrato dei risultati soddisfacenti (provino D, Figura 68), mostrando un buon andamento sia del creep che del recovery. Rispetto alla prova precedente, effettuata con provini e carichi simili, l'effetto di una temperatura più alta porta a deformazioni maggiori.

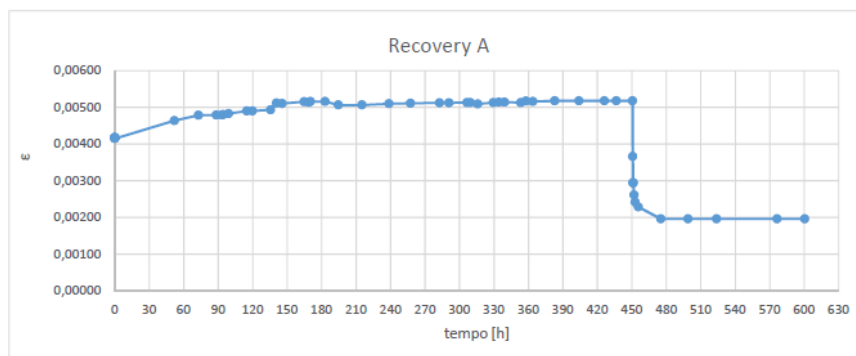


Figura 67: Recupero delle deformazioni per la seconda prova [36].

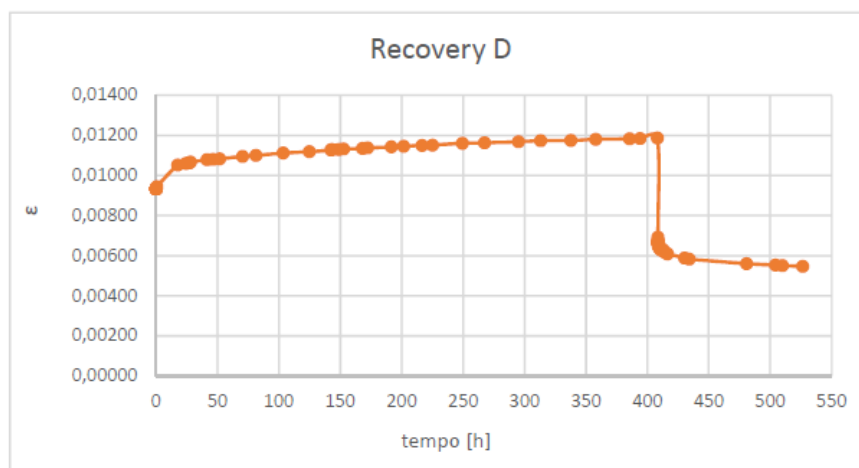


Figura 68: Deformazioni del provino D nella quinta prova [36].

Successivamente alle prove sperimentali, le analisi numeriche sono state tarate con i risultati ottenuti in modo da poter correttamente simulare il comportamento viscoelastico delle vele nei modelli di calcolo.

4 Conclusioni

In questa relazione sono state analizzate varie campagne sperimentali eseguite sui sistemi velici e sugli elementi da cui essi sono composti. Queste tipologie di prove hanno lo scopo di acquisire maggiore conoscenza riguardo il reale comportamento del rig, sia dal punto di vista della conoscenza fenomenologica dei carichi a cui è soggetto, sia della caratterizzazione dei materiali con cui è realizzato. Una maggiore accuratezza nella determinazione di questi aspetti consente infatti di progettare le strutture con maggiore precisione, riducendo le incertezze e ottimizzandone così il peso.

Si deve peraltro sottolineare come i sistemi velici possano essere definiti come sistemi fortemente non lineari. Come tali è particolarmente importante non solo eseguire misure quantitative delle variabili che descrivono il comportamento del sistema ma anche capire quale possa essere l'evoluzione del sistema in determinati scenari operativi, atteso che il comportamento di un sistema non lineare può evolvere in modo spesso anti-intuitivo ed inatteso ed è necessaria una conoscenza almeno approssimata dei fenomeni per condurre le simulazioni numeriche.

Per quanto riguarda i sistemi velici le maggiori incertezze si hanno nella definizione delle forze con cui essi verranno caricati. Nonostante sia disponibile un'ampia letteratura riguardo lo studio dell'aerodinamica delle vele, questo risulta essere un argomento ancora molto complesso da studiare e i sistemi di monitoraggio realizzati dal DITEN in collaborazione con Perini Navi dimostrano quanto sia difficile provare a determinare tali forze in grandezza reale.

Sebbene grazie ai recenti software agli elementi finiti sia meno complesso simulare la fase di pretensionamento, la letteratura e i regolamenti trattano molto poco questo aspetto di fondamentale importanza per l'armo di un'imbarcazione a vela, non fornendo informazioni in merito ai carichi o alla preffessione dell'albero che devono essere raggiunti per ottenere un sistema adeguatamente rigido ma capace di deformarsi per le regolazioni delle vele, ovviamente senza cedimenti e senza collassare. Nella tesi di Garavaglia [29] sono stati visti alcuni metodi sperimentali con cui ricavare informazioni sulla rigidezza e sulla preffessione dell'albero, anche se, in assenza di un sistema di monitoraggio strutturale, il valore del carico in ciascun cavo non può essere conosciuto.

Per l'ultima tipologia di carichi agenti su un armo velico, ovvero i carichi inerziali, è stato visto nello studio di Hobbs e Manganeli [31] come l'enorme imprevedibilità delle condizioni del mare non consenta un dimensionamento "diretto" delle strutture, attraverso l'applicazione delle reali accelerazioni dovute alle onde, ma costringa invece ad utilizzare dei coefficienti di sicurezza molto elevati.

Infine, le caratteristiche dei materiali con cui sono realizzate le vele sono poco conosciute, essendo spesso queste delle informazioni riservate e appartenenti ai rispettivi produttori. Nonostante ciò, i recenti studi volti a determinarne le proprietà meccaniche e a studiarne particolari fenomeni mostrano un crescente interesse anche verso questo aspetto troppo spesso non integrato nel processo di progettazione degli yacht a vela.



Attraverso questa panoramica di alcuni studi sperimentali sviluppati in larga parte in collaborazione tra l'università di Genova ed il cantiere navale Perini Navi si è cercato di fornire un quadro il più possibile esaustivo delle principali problematiche collegate alle analisi sperimentali da effettuare sui sistemi velici, mostrando inoltre gli aspetti su cui viene posta maggiore attenzione al fine di ottimizzare le strutture e ottenere così migliori prestazioni dalle imbarcazioni a fronte di riduzioni del peso dei componenti.

I dati raccolti ed esposti in modo ragionato in questa relazione facendo riferimento a varie attività svolte nel corso degli ultimi anni costituiscono una base utile sia per l'inquadramento dei metodi progettuali sia per la validazione dei modelli numerici usualmente implementati che saranno trattati nella quanta relazione di questo Obiettivo Realizzativo del progetto TRIM.

Riferimenti bibliografici

- [1] Wikipedia. Scientific Method. https://en.wikipedia.org/wiki/Scientific_method, Ultimo accesso: Ottobre 2021.
- [2] Belgrano C. e McEwen L. Working load to break load: safety factors in composite yacht structures. In *High Performance Yacht Design Conference*, Auckland, New Zealand, 4-6 December 2002.
- [3] Casey D. Rigging loads — or a tale for scientific progress? Classic Marine, 2012. <https://www.classic-marine.co.uk/rigging-loads/>.
- [4] Gualeni P., Gaiotti M. e Rizzo C. M. Analisi critica del processo progettuale dei sistemi velici ed individuazione di strategie per la riduzione del peso. Rapporto Tecnico SP.1-OR.4-D.1, Progetto TRIM – Tecnologia e Ricerca Industriale per la Mobilità Marina, 2020. Università degli Studi di Genova.
- [5] Phelan F., Gaiotti M. e Rizzo C. M. Definizione delle geometrie di prova e relative simulazioni. Rapporto Tecnico SP.1-OR.4-D.2, Progetto TRIM – Tecnologia e Ricerca Industriale per la Mobilità Marina, 2021. Università degli Studi di Genova.
- [6] Phelan F. Riduzione del peso di sistemi velici: studio dell'influenza delle scelte progettuali attraverso analisi numeriche. Tesi di Laurea Magistrale in Yacht Design, Università degli Studi di Genova, 2021. Relatori: C. M. Rizzo, M. Gaiotti.
- [7] Ghelardi S., Conti C., Gaiotti M., Rizzo C. M. e Paci M. Scantling assessment of large yacht rigs using carbon-fiber and aluminum masts. *Ocean Engineering*, 190: 106480, 2019.
- [8] Gaiotti M. e Rizzo C. M. Dynamic buckling of masts of large sail ships. *Ship & Offshore Structures*, 10(3):290–301, 2014.
- [9] Gaiotti M., Ghelardi S. e Rizzo C. M. Dynamic buckling of composite mast panels of sail ships. In Guedes Soares C. e Parunov J., editors, *Trends in the Analysis and Design of Marine Structures*, pages 391–402. CRC Press — Taylor & Francis Group, London, UK, 2019. MARSTRUCT 2019 Conference, Dubrovnik, Croatia, 6-8 May 2019.
- [10] Skene N. L. *Elements of Yacht Design*. Sheridan House, Dobbs Ferry, NY, USA, reprint of 1938 edition, 2001.
- [11] *Design and construction of large modern yacht rigs*. Germanischer Lloyd, 2009.
- [12] *VPP Documentation*. Offshore Racing Congress, 2017.
- [13] Boote D. e Caponnetto M. A numerical approach to the design of sailing yacht masts. In *Proceedings of 10th Chesapeake Sailing Yacht Symposium*, pages 59–81, Annapolis, MD, 8th February, 1991. Society of Naval Architects and Marine Engineers (SNAME), Alexandria, VA, USA.

- [14] Ghelardi S. Dispense del Corso di Yacht Rigging (anno accademico 2019-2020). Università degli Studi di Genova, 2020.
- [15] Ghelardi S., Rizzo C.M. e Villa D. A three dimensional Fluid-Structure Interaction case study on a cubical fluid cavity with flexible bottom. *Journal of Marine Science and Application*, 16:382–394, 2017.
- [16] D’Ubaldo O., Ghelardi S. e Rizzo C.M. FSI simulations for sailing yacht high performance appendages. *Ship & Offshore Structures*, 16(2):200–215, 2020.
- [17] D’Ubaldo O., Rizzo C.M., Dessi D. e Passacantilli F. Low mass ratio hydrofoil flutter experimental model design procedure. In Viola I.M. e Brennan F., editors, *Proceedings of the 9th Conference on Computational Methods in Marine Engineering (MARINE 2021)*, Virtual Conference, 2-4 June, CIMNE, 2021.
- [18] Carrera G., Rizzo C.M. e Paci M. Structural monitoring of mast and rigging of sail ships. In Guedes Soares C. e Das P.K., editors, *Analysis and Design of Marine Structures*, pages 333–343. CRC Press — Taylor & Francis Group, London, UK, 2009. MARSTRUCT 2009 Conference, Lisbon, Portugal, 14-16 March 2009.
- [19] Bruni L. Metodi per il dimensionamento del sistema velico di grandi navi a vela. Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Nautica, Università degli Studi di Genova, 2007. Relatori: C.M. Rizzo, M. Paci.
- [20] C.M. Rizzo e D. Boote. Scantling of mast and rigging of sail boats: a few hints from a test case to develop improved design procedures. In *Proceedings of the 11th International Symposium on Practical Design of Ships and other Floating Structures*, volume 1, pages 613–623, COPPE, Rio de Janeiro, Brasil, 20-24 September, 2010.
- [21] Rizzo C.M. e Ghelardi S. Predicting and controlling the stiffness of masts and sails / predire e controllare la rigidità di alberi e vele (English/Italian). *Nautech*, Febbraio, 2015. ISSN 1825-6155.
- [22] Tornese P. Simulazione globale agli elementi finiti del sistema velico di grandi navi a vela. Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Navale, Università degli Studi di Genova, 2011. Relatori: C.M. Rizzo, M. Paci.
- [23] Lepidi M., Ghelardi S. e Rizzo C.M. A nonlinear monodimensional beam model for the dynamic analysis of the mast pumping phenomenon in sailing boats. In *Atti del XXII Congresso dell’Associazione Italiana di Meccanica Teorica e Applicata (AIMETA 2015)*, pages 277–286, Genova, 14-17 Settembre, 2015.
- [24] Lorenzetti A., Gaiotti M., Ghelardi S. e Rizzo C.M. Reduced finite element models for mast analysis. In Guedes Soares C. & Garbatov Y., editor, *Progress in the Analysis and Design of Marine Structures*, pages 155–164. CRC Press — Taylor & Francis Group, London, UK, 2017. MARSTRUCT 2017 Conference, Lisbon, Portugal, 8-10 May 2017.

- [25] Graf K. e Müller O. Photogrammetric investigation of the flying shape of spinakers in a twisted flow wind tunnel. In *Proceedings of 19th Chesapeake Sailing Yacht Symposium*, pages 97–108, Annapolis, MD, 20–21 March, 2009. Society of Naval Architects and Marine Engineers (SNAME), Jersey City, NJ, USA.
- [26] Ghelardi S., Freda A., Rizzo C.M. e Villa D. A fluid-structure interaction case study on a square sail in a wind tunnel. *Ocean Engineering*, 163:136–147, 2018.
- [27] Viola I.M. e Flay R. G. J. Sail pressures from full-scale, wind-tunnel and numerical investigations. *Ocean Engineering*, 38(16):1733–1743, 2011.
- [28] Siani S. Analisi tramite FEA dell'albero di maestra di uno yacht a vela di 60 m. Tesi di Laurea Magistrale in Yacht Design, Università degli Studi di Genova, 2014. Relatori: C.M. Rizzo, M. Paci.
- [29] Garavaglia A. Pretensionamento di alberi di grandi dimensioni: confronto tra metodi numerici e dati sperimentali. Tesi di Laurea Magistrale in Yacht Design, Università degli Studi di Genova, 2017. Relatori: C.M. Rizzo, M. Paci.
- [30] Ghelardi S., Garavaglia A., Rizzo C.M. e Paci M. On the rig dock tuning of large sail yachts. *Ocean Engineering*, 183:384–397, 2019.
- [31] Hobbs H. e Manganelli P. Measurements of accelerations and keel loads on canting keel race yachts. In *Proceedings of the International Conference The Modern Yacht*, Southampton, UK, 11–12 October, 2007. Royal Institution of Naval Architects (RINA), London, UK.
- [32] B. Hancock. *Maximum Sail Power*. Nomad Press, Norwich, VT, USA, 2003.
- [33] Ramoino P. Caratterizzazione meccanica di tessuti per vele. Tesi di Laurea Magistrale in Yacht Design, Università degli Studi di Genova, 2016. Relatori: C.M. Rizzo, S. Ghelardi.
- [34] Rizzo C.M. e Trimarchi D. Codice di calcolo fem per deformazione vele (Development of a fem code for sails deformation). *TTM — Tecnologie Trasporti Mare*, 2:79, 2009.
- [35] Trimarchi D. e Rizzo C.M. A FEM-Matlab code for Fluid-Structure interaction coupling with application to sail aerodynamics of yachts. In *Proceedings of the 13th International Congress of International Maritime Association of Mediterranean, IMAM 2009*, pages 907–916, Istanbul, Turkey, 12–15 October, 2009.
- [36] Poggi L. Caratterizzazione delle proprietà dei tessuti per le vele: analisi sperimentale e numerica del creep su materiali per la realizzazione delle vele. Tesi di Laurea Magistrale in Yacht Design, Università degli Studi di Genova, 2017. Relatori: C.M. Rizzo, S. Ghelardi.
- [37] Loory A. e Torrey O. C., Jr. The UK Sailmakers' Encyclopedia of Sails. <https://www.uksailmakers.com/encyclopedia/1-1-introduction>, Ultimo accesso: Ottobre 2021.

- [38] International ASTM. Composite materials standards. <https://www.astm.org>, Ultimo accesso: Ottobre 2021.
- [39] Satchwell C. J. The measurement of structural properties of sailcloth. Ship Science Reports 17, University of Southampton, 1984.
- [40] Benfratello S., Cirello A. e Palizzolo L. Effect of surface finish on the mechanical behaviour of Dacron© 360 woven. *Ocean Engineering*, 70:88–96, 2013.
- [41] Ambroziak A. e Kłosowski P. Mechanical testing of technical woven fabrics. *Journal of Reinforced Plastics and Composites*, 32(10):726–739, 2013.
- [42] Ambroziak A. e Kłosowski P. Mechanical properties of Preconstraint 1202 S2 based on uniaxial tensile and creep tests. *Journal of Reinforced Plastics and Composites*, 36(4):254–270, 2017.