



UNIONE EUROPEA
Fondo Europeo di Sviluppo Regionale




CTN01_00176_163601



TRIM

Tecnologia e Ricerca Industriale per la Mobilità Marina

Analisi critica del processo progettuale dei sistemi velici ed individuazione di strategie per la riduzione del peso

Sotto-Progetto	Alleggerimento	
Obiettivo Realizzativo	Sviluppo di tecniche per il dimensionamento di strutture, componenti e sistemi di navi da diporto	
Descrizione attività	Individuazione possibili materiali e soluzioni innovative	
Tipo di documento	Rapporto Tecnico	
Codice del documento	SP.1-OR.4-D.1	
Data di emissione	15/12/2020	
Redazione	Paola Gualeni, Marco Gaiotti, Cesare Mario Rizzo	 UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI GENOVA



FINCANTIERI



AZIMUT BENETTI GROUP





Titolo documento **Analisi critica del processo progettuale dei sistemi
velici ed individuazione di strategie per la riduzione
del peso**

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

Distribuzione Pubblico

Rev.	Data	Pagine	Redazione	Responsabile
0	15/12/2020	2+61	Paola Gualeni, 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	2
Sommario	3
1 Premessa	4
2 Analisi delle azioni sul sistema velico e della sua robustezza	6
2.1 Introduzione	6
2.2 Dinamica della barca a vela	6
2.3 Azioni per il dimensionamento dell'attrezzatura	7
2.4 Definizione dei carichi caratteristici	8
2.4.1 Il momento raddrizzante	9
2.4.2 Il carico di punta	13
2.4.3 Il sartame	15
2.4.4 Il pretensionamento del sartame	19
2.4.5 Variazione dei carichi su strallo e sartie causato dalla deformazione	20
2.4.6 Compressione a base d'albero	22
2.4.7 Momento flettente longitudinale sullo scafo	24
2.5 Effetto delle vele	26
2.5.1 Forze trasversali della randa	32
2.5.2 Forze trasversali della vela di prua	35
2.5.3 Carichi dello spinnaker	38
2.5.4 Carichi dovuti alle manovre correnti e dormienti	38
3 Modelli strutturali per lo studio degli stati limite	41
3.1 Stati limite	41
3.2 Modelli strutturali attuali (stato dell'arte)	42
3.2.1 Approcci semplificati di tipo analitico	42
3.2.2 Modelli agli elementi finiti (FEM)	43
3.3 Principi di dimensionamento degli elementi del sistema velico	46
3.3.1 Dimensionamento degli elementi trasversali: le sartie	46
3.3.2 Dimensionamento degli elementi longitudinali: gli stralli	47
3.3.3 Rigidezza dell'albero	50
3.3.4 Dimensionamento delle crocette	51
3.3.5 Dimensionamento del boma	53
4 Conclusioni e sviluppi del progetto	55
4.1 Modelli strutturali innovativi	55
4.2 Materiali e resistenza delle strutture	57
4.3 Validazioni sperimentali	58
4.4 Studi su vele e manovre (FSI)	58
Riferimenti bibliografici	60

Elenco delle figure

1	Inclinazione puramente trasversale per $\theta_T < 12^\circ$	10
2	Momento di stabilità o Momento raddrizzante.	11
3	Centro di pressione delle vele e centro di deriva [8].	12
4	Travi soggette a carico di punta.	14
5	Sistema albero-sartie-stralli.	16
6	Grafico sforzo-deformazione tipico, non sempre disponibile per il sartame.	17
7	Influenza della flessibilità dello strallo sotto carico.	20
8	Azione delle forze nel piano YZ.	21
9	Comportamento del sartame sotto carico.	22
10	Carichi longitudinali sulla trave scafo e diagramma del Momento Flettente applicato allo scafo e dovuto al sistema velico.	25
11	Esempio delle sollecitazioni di una nave in acciaio.	26
12	Portanza e resistenza di un generico profilo.	27
13	Forze globali di un'imbarcazione a vela in navigazione.	27
14	Linee di corrente intorno al profilo di una vela generica.	28
15	Distribuzione delle forze sulle vele.	30
16	Distribuzione dei carichi sulla randa.	33
17	Carichi sulla randa per le diverse andature.	34
18	Forze originate dalla randa.	34
19	Distribuzione dei carichi sulla vela prodiera.	35
20	Distribuzione dei carichi sulla vela di prua.	36
21	Deformazione dello strallo di prua sotto carico.	37
22	Distribuzione dei carichi sullo spinnaker.	37
23	Forze sul boma e carico sul vang.	39
24	Disposizione delle forze sul tangone.	40
25	Schematizzazione procedura tipica di dimensionamento [18].	45
26	Schematizzazione procedura tipica di dimensionamento [18].	46
27	Forza di trazione delle sartie.	47
28	Carichi sullo strallo di prua.	49
29	Sartame per alberi senza crocette o con uno o due ordini di crocette [3].	51
30	Carichi sulla crocetta e fattore di "giro d'albero".	52
31	Posizione del sartame nel tip-cup della crocetta e fattore di distribuzione.	52
32	Dimensionamento della crocetta.	53
33	Risposta dinamica di un pannello in alluminio di un albero di grandi dimensioni [20].	57



Sommario

Si descrivono in questo documento le attività iniziali condotte dal DITEN nell'ambito del progetto di ricerca TRIM, relative al 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".

In conseguenza del ritardo che l'inizio delle attività ha subito, a causa delle varie vicissitudini che hanno attraversato la storia del progetto, è stato necessario aggiornare con i Partner, ed in particolare col cantiere Perini Navi, i contenuti della ricerca pur mantenendone gli scopi principali.

Sono stati individuati quattro temi fondamentali, descritti nella presente relazione, sui quali ci si concentrerà per attuare quanto previsto dal capitolato di progetto nell'ambito del Sotto-progetto SP.1 Alleggerimento.

La relazione descrive essenzialmente tutto il processo progettuale dei sistemi veloci evidenziando gli aspetti per i quali si può ritenere possibile l'implementazione di una strategia di riduzione del peso e quali siano gli indirizzi da perseguire per ottenere tale obiettivo.

1 Premessa

La presente relazione tecnica è stata inizialmente redatta concordando con i Partner del progetto, ed in particolare con alcuni tecnici del cantiere navale Perini Navi, il dettaglio delle attività ed i casi di studio di maggior interesse e generalità per soddisfare gli obiettivi del progetto di ricerca.

Tuttavia, essa è stata portata a conclusione solo in anni successivi, in coerenza con la gestione amministrativa del progetto finanziato dal MIUR (Progetto CTN01_00176.-163601 denominato Tecnologia e Ricerca Industriale per la Mobilità Marina — TRIM) di cui al Decreto Direttoriale (MIUR) n. 257 del 30/05/2012 “Avviso per lo sviluppo e il potenziamento di cluster tecnologici nazionali” e ss.mm.ii., con notifica di ammissione alle agevolazioni con Decreto n. 0000143 del 17/01/2014).

Le attività originariamente programmate sono state svolte nel corso degli anni, adattandole via via alle esigenze industriali e di produzione evidentemente mutate sia in relazione al progresso scientifico e tecnologico sia in relazione alle necessità dei partner del progetto.

Nel seguito sono comunque richiamati gli aspetti fondamentali concordati all’inizio del progetto ed i principi fondamentali alla base dell’attività condotta ma la relazione è stata aggiornata allo stato dell’arte attuale considerando anche l’evoluzione della tecnica, riportando sinteticamente quanto sviluppato.

Sono state individuate quattro aree fondamentali della progettazione e costruzione dei sistemi velici ritenute potenzialmente le più efficaci nel raggiungimento dell’obiettivo della riduzione del peso di una grande unità a vela e più in generale foriere di innovazione nei processi produttivi e nel prodotto finale inteso come unità da diporto a vela nel suo complesso:

- A Simulazioni numeriche dei componenti strutturali e dei sistemi velici,
- B Prove sperimentali in grande scala su modelli di componenti e sistemi di misura per il monitoraggio,
- C Materiali innovativi e configurazioni di nuova concezione,
- D Processi produttivi e assemblaggio di sotto-componenti.

È stato individuato come caso tipico di studio la C.2086 (56 m, ketch) del cantiere Perini Navi, che potrà essere anche oggetto di confronto con altre unità aventi alberatura in composito (es. C.2218) ed è un’unità tipica per la produzione di grandi yacht a vela. Peraltro, lo stesso cantiere navale Perini Navi ha prodotto varie unità delle medesime dimensioni o di dimensioni simili.

In particolare, si può sottolineare come il sistema velico di tale unità possa essere impiegato anche su scafi di lunghezza leggermente diversa, maggiore o minore, in relazione alle prestazioni che si vogliono ottenere. Si può impiegare su scafi più piccoli e leggeri per ottenere una maggiore spinta propulsiva in caso di richieste di performance veliche elevate, e viceversa su scafi di dimensioni maggiori, anche multialbero, nel caso di unità da crociera dove il profilo operativo richieda maggior comfort a discapito della velocità.



Nel corso degli anni sono state eseguite diverse attività sperimentali, di norma accompagnate da analisi teoriche e numeriche, che hanno permesso la validazione dei modelli e di nuovi metodi di progetto da adottare finalizzati alla riduzione del peso.

La simulazione numerica del comportamento dei sistemi velici e dei singoli componenti di essi è di fatto un nuovo approccio progettuale oggi disponibile, ma relativamente recente in questo ambito. Esso si è evoluto a partire da approcci di verifica mediante formulazioni analitiche semplificate di derivazione sostanzialmente empirica.

La disponibilità di materiali avanzati ed anche non metallici da un lato oggi offre opportunità di nuove configurazioni progettuali, ma dall'altro richiede studi ed analisi strutturali più approfondite e dettagliate, basate su obiettivi di stato limite da verificare con tecniche affidabili.

In questo senso, l'attività condotta ha cercato di superare i metodi tradizionali di progettazione e di consolidare anche nella pratica quotidiana metodi e processi di progettazione nuovi.

Lo stato dell'arte all'inizio del progetto e le evoluzioni proposte sono illustrati in questa relazione, lasciando ad altri successivi documenti l'approfondimento tecnico dei singoli aspetti individuati ed elencati in precedenza.

2 Analisi delle azioni sul sistema velico e della sua robustezza

2.1 Introduzione

Lo studio delle azioni esercitate su un sistema velico presenta notevoli difficoltà ed implica tempi relativamente lunghi per essere completato utilizzando modelli numerici. Per tale motivo la definizione dei carichi nei modelli di calcolo strutturale in fase progettuale è notevolmente semplificata e basata su considerazioni ingegneristiche, parzialmente supportate da evidenze sperimentali.

D'altra parte, l'analisi delle azioni sul sistema velico e la definizione dei carichi caratteristici per il dimensionamento dipendono in modo assai significativo dal profilo di utilizzo dell'unità che, a differenza di una nave mercantile, non è descrivibile a priori in modo semplice.

Si ritiene di fornire nel seguito una introduzione generale al problema del dimensionamento dei sistemi velici e alla descrizione delle azioni esercitate su di esso, con l'intenzione di fornire una visione d'insieme necessaria ad identificare le migliori strategie per la riduzione del peso in accordo ad un approccio per obiettivi conforme alle moderne normative applicabili in ambito navale e nautico [1].

2.2 Dinamica della barca a vela

Uno degli aspetti interessanti della barca a vela è la straordinaria condizione di equilibrio che la caratterizza. Il sistema velico reagisce all'influenza di un carico esterno con lo sviluppo di forze della stessa entità di quelle che si sviluppano sotto la superficie dell'acqua, sulla cosiddetta *opera viva*; l'equilibrio tra queste forze idrodinamiche e aerodinamiche contempla anche le forze che permettono all'imbarcazione di muoversi attraverso due fluidi, l'acqua e l'aria.

La capacità di un'imbarcazione di risalire il vento deriva dalla portanza sviluppata sia dalla parte emersa, essenzialmente le vele, che dalla parte immersa, cioè la carena e le appendici. Le prestazioni della barca nel risalire il vento sono tanto migliori quanto è maggiore il rapporto tra portanza e resistenza; sia aerodinamica che idrodinamica. Per gli aspetti idrodinamici ed aerodinamici sono stati condotti numerosi studi teorici e sperimentali mediante prove in vasca navale e galleria del vento e si possono quindi derivare le azioni con sufficiente affidabilità anche se con un certo onere computazionale nel caso di approcci numerici.

Tuttavia, la determinazione delle azioni aerodinamiche è ancora oggetto di studio, in particolare nel caso delle andature portanti che introducono moti del fluido sostanzialmente turbolenti con separazione della vena fluida e non possono adottare la teoria classica dei profili alari.

I carichi aerodinamici vengono trasmessi all'imbarcazione tramite l'attrezzatura, che deve essere dimensionata per sopportarli in sicurezza. Le forze che una vela è in grado di sviluppare dipendono dal tipo di flusso che si crea intorno alla vela stessa; se per

andature di bolina si considera un flusso turbolento intorno alla vela, per un'andatura di poppa si assiste ad una separazione del flusso, come accennato. Le vele in questo caso assumono geometrie abbastanza diverse da un classico profilo alare.

Un ulteriore problema, ancora materia di studio per i ricercatori, è costituito dalla cosiddetta interazione fluido-strutturale. Le vele, l'albero ed il sartame si deformano infatti sotto l'azione del vento; tali deformazioni influenzano però le performance della vela stessa. Si tratta quindi di un problema accoppiato, e quindi fortemente non lineare, in cui le forze che deformano la struttura dipendono proprio da come quest'ultima si deforma.

2.3 Azioni per il dimensionamento dell'attrezzatura

Partendo dal concetto che il sistema albero-sartie-stralli deve resistere alle azioni esercitate su di esso, gli approcci per il dimensionamento possono essere molteplici; i punti di partenza per la stima delle azioni da applicare alla struttura possono essere classificati come di seguito:

- *forze di natura idrodinamica*: si è detto che l'attrezzatura deve sopportare i carichi aerodinamici e quindi deve essere dimensionata in funzione del loro valore, ma allo stesso tempo deve sopportare i carichi idrodinamici che equilibrano quelli aerodinamici. I carichi idrodinamici sono massimi in condizione di moto ondoso e in particolare con l'instaurarsi del fenomeno d'instabilità di rotta dell'imbarcazione denominato *broaching*, accompagnato al moto di sussulto-rollo-beccheggio. Lo studio parte quindi dai coefficienti idrodinamici ed è basato sulla resistenza meccanica dell'attrezzatura sottoposta ad un carico dinamico difficilmente quantificabile con modelli di calcolo analitici e/o numerici.
- *la stabilità trasversale dell'imbarcazione (forze idrostatiche)*: i progettisti si basano generalmente su un approccio quasi statico che parte dallo studio della stabilità della barca considerando il momento raddrizzante a 30° di sbandamento. Infatti, se i carichi aerodinamici equilibrano quelli idrodinamici, converrà valutare questi ultimi in una condizione opportunamente gravosa per la struttura, che tenga conto anche degli effetti dinamici in modo convenzionale, invece di eseguire calcoli complessi per la stima dei carichi aerodinamici per via diretta. La condizione "quasi statica" di barca sbandata è tradizionalmente ed universalmente assunta quale condizione di progetto per il sistema velico [2].
L'angolo di inclinazione trasversale di 30° viene scelto in quanto si avvicina al valore corrispondente al massimo momento raddrizzante [3, 4] per unità medio-piccole, per le quali i metodi di dimensionamento sono stati inizialmente sviluppati. Tale approccio nella letteratura più recente viene definito superato e approssimativo ma rimane comunque indispensabile nella definizione dei carichi agenti su un sistema velico.
- *le forze di natura aerodinamica*: alcuni progettisti definiscono i carichi sull'attrezzatura partendo dalle forze di natura aerodinamica, ricavando il valore della portanza e della resistenza delle vele dalla definizione dall'angolo d'attacco, dalla

velocità del vento apparente e dai coefficienti di portanza e resistenza [5]. I carichi sulle vele sono poi trasferiti opportunamente al sistema velico poiché usualmente le vele stesse non sono considerate congiuntamente nel dimensionamento.

Nella scelta dell'approccio da seguire è necessaria un'importante distinzione tra imbarcazioni da regata e da crociera in quanto le caratteristiche e gli obiettivi nei due casi sono completamente diversi.

Nel progettare una barca da regata l'obiettivo è ottimizzare le prestazioni attraverso l'efficienza della vela, la riduzione dei pesi e della resistenza; si cercherà pertanto di ottenere un albero molto flessibile con sezioni fini e con una vela versatile al continuo cambio di forma da parte dell'equipaggio in base all'intensità del vento e alla sua direzione. Per le barche da crociera invece l'obiettivo principale è la sicurezza: di conseguenza l'albero sarà molto rigido e stabile tanto da essere talvolta studiato come una trave rigida con deformazioni ridotte [6]. La maggiore rigidità non necessariamente implica il maggior peso di un sistema velico poiché, come si vedrà, la rigidità del sistema dipende non solo da quella dei singoli componenti ma anche dalla configurazione geometrica che essi assumono in esercizio, anche mediante pretensionamento.

Alla base di tutti i metodi di studio ci sono comunque due concetti fondamentali per il progetto, almeno nelle sue fasi preliminari: il momento raddrizzante ad un certo angolo di inclinazione, che definisce una condizione opportunamente gravosa che includa anche gli effetti dinamici in modo convenzionale, e l'assimilazione dell'albero ad una trave soggetta a un carico di punta.

2.4 Definizione dei carichi caratteristici

I carichi cui è sottoposta l'attrezzatura di un'imbarcazione a vela possono distinguersi in:

- peso proprio dell'albero e dei componenti;
- carichi trasmessi dallo scafo all'albero ed al sartame;
- azioni dovute alle vele
- compressione sull'albero dovuta a sartie e stralli;
- azioni delle drizze e delle scotte;
- carichi inerziali;
- altre forzanti esterne in casi specifici.

Una prassi comune è quella di considerare le diverse condizioni di carico sull'attrezzatura, in base alle vele utilizzate e all'intensità delle azioni esterne. In genere i casi studiati sono per condizioni ordinarie e condizioni estreme. Per le condizioni ordinarie si intendono i casi in cui si utilizzano:

- randa 100%, genoa 100%
- randa 100%, trinchetta 100%
- randa terzarolata, trinchetta 100%

Le condizioni estreme sono definite come condizioni convenzionalmente assunte con una certa probabilità di occorrenza unica durante l'esercizio, risultando quindi sono piuttosto cautelative.

2.4.1 Il momento raddrizzante

In assenza di forze esterne la barca galleggia sotto l'azione della forza peso, applicata nel suo centro di gravità G , e della spinta d'Archimede, distribuita sull'opera viva, ed avente come risultante una forza passante per il centro del volume immerso di carena B . In condizione d'equilibrio le rette d'azione delle due forze sono sulla stessa verticale (Fig. 1). L'equilibrio si definisce stabile se, al cessare di un disturbo applicato alla condizione iniziale, il corpo torna nella sua posizione grazie all'azione del momento o coppia raddrizzante, chiamato anche momento di stabilità positiva. Per convenzione, il momento raddrizzante (RM) è il momento che l'imbarcazione oppone a farsi inclinare in maniera puramente trasversale; il suo valore è noto in funzione del dislocamento e del braccio di stabilità $\overline{GM_T}$.

Per la sua definizione si può tenere conto di una distinzione in base all'angolo d'inclinazione in quanto per inclinazioni trasversali inferiori ai 12° la traiettoria del centro di spinta B è approssimabile senza errori apprezzabili con una traiettoria circolare mentre per inclinazioni superiori ai 12° si ha una deviazione dei centri di curvatura della traiettoria (che si muovono sulla cosiddetta "evolva metacentrica") con una conseguente modifica della traiettoria dei centri isocarenici di carena.

Per $\theta_T < 12^\circ$:

Per angoli inferiori ai 12° RM si calcola applicando il cosiddetto *Metodo Metacentrico*: all'instaurarsi di un momento inclinante M_i , il centro di spinta B si muove su una traiettoria circolare di centro M_t e raggio r , vedasi [3]. Si utilizzano le relazioni seguenti:

$$r = \frac{I_x}{V}$$

con r : raggio metacentrico

$$\tan \theta_T = y_{G'} - y_{B_0}/r + z_{B_0} - z_{G'}$$

r , z_{B_0} , y_{B_0} derivano dallo studio delle carene diritte dello scafo

$$\overline{GM_T} \equiv \overline{R_T} + \overline{Z_{B_0}} - \overline{Z_G}$$

$\overline{GM_T}$: altezza metacentrica trasversale

$\overline{GM_T} > 0$ equilibrio stabile

$\overline{GM_T} < 0$ equilibrio instabile

$\overline{GM_T} = 0$ equilibrio indifferente

In questo caso, quindi per angoli trasversali inferiori ai 12° , indicando con Δ il dislocamento, il momento di stabilità RM può essere espresso come:

$$RM = \Delta \cdot \overline{GM_T} \cdot \sin \theta_T$$

Per angoli piccoli si può anche scrivere:

$$RM = \Delta \cdot \overline{GM_T} \cdot \theta_T$$

Da qui si deduce che per $\theta_T = 1 \text{ rad}$ (57.3 gradi) $\overline{GZ} = \overline{GM_T}$

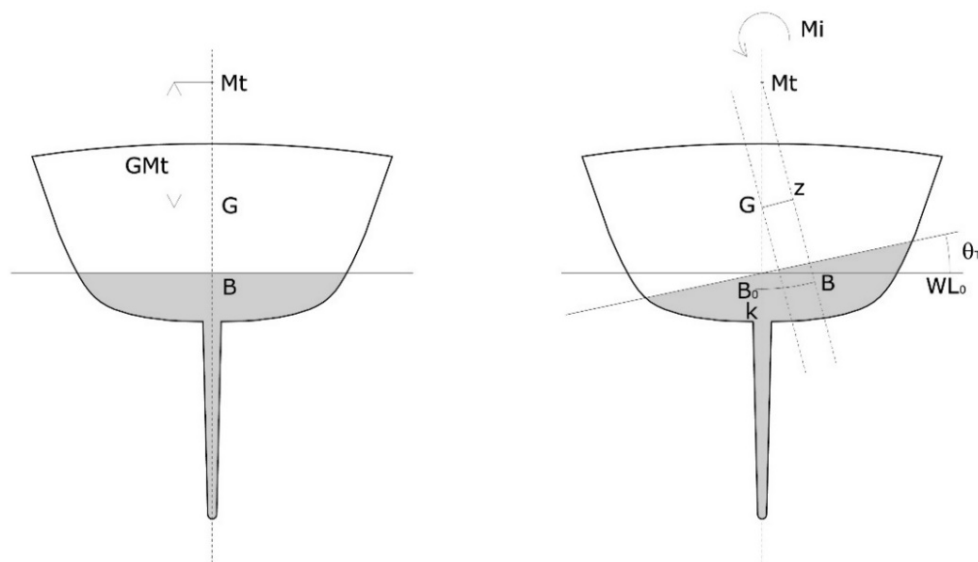


Figura 1: Inclinazione puramente trasversale per $\theta_T < 12^\circ$.

Per $\theta_T > 12^\circ$:

Nella versione generica, l'unica valida per i grandi angoli il momento di stabilità si calcola come:

$$RM = Ms = \Delta \cdot \overline{GZ} \quad [\text{ton} \cdot \text{m}]$$

$$\text{con: } \overline{GZ} = \overline{KZ} - \overline{ZG} \sin \theta_T \quad [\text{m}]$$

\overline{KZ} : braccio della retta d'azione della spinta

\overline{GZ} : braccio del momento di stabilità

Per angoli superiori ai 12° determinare il valore del momento raddrizzante in modo preciso è più complicato, a causa delle importanti variazioni di forma del volume immerso. Si devono consultare i risultati della Tavola delle Carene Inclinate trasversalmente che permette di calcolare il braccio \overline{KZ} e di conseguenza, come spiegato precedentemente, il valore del braccio di stabilità \overline{GZ} .

Se non si dispone di un software si ricorre ad un metodo approssimativo in cui partendo dal calcolo del Momento Raddrizzante Unitario (1° d'inclinazione) ottenuto tramite il Metodo Metacentrico, si può determinare anche quello per ampi gradi d'inclinazione con la formula:

$$RM(\theta_T > 12^\circ) = RM(1^\circ) \cdot \theta_T(> 12^\circ)$$

Ad esempio:

$$RM(30^\circ) = 30 RM(1^\circ)$$

In pratica si approssima la curva del momento di stabilità come una retta sempre crescente fino a 30° , caratterizzata dalla pendenza iniziale della curva, individuata dal valore del diagramma ad 1° .

In letteratura si considera il valore del RM a 30° d'inclinazione perché il suo valore si avvicina al RM_{MAX} ; i fattori di sicurezza assicurano che si possano sopportare angoli d'inclinazione ancora superiori. Ci sono casi invece, [7], in cui l'inclinazione a 30° porta sostanzialmente ad un sovradimensionamento superfluo. In particolare per unità di grandi dimensioni.

Si adotta, per uniformare il linguaggio in maniera corretta, la simbologia usata in [8] dove si utilizza l' RM_{design} definito come momento di raddrizzamento dell'imbarcazione a pieno carico inclinata di un angolo corrispondente all'SWA (Safety Working Angle) che in prima approssimazione può essere considerato 30° ma che è variabile in funzione del particolare caso esaminato.

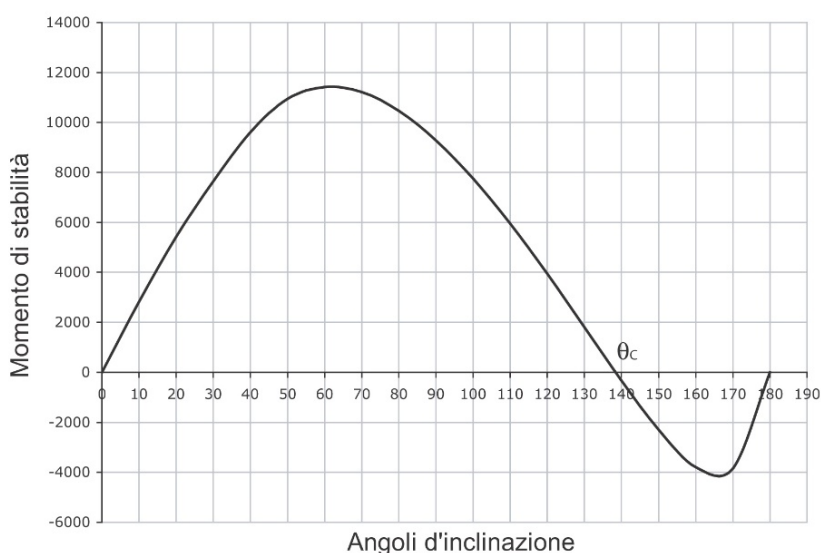


Figura 2: Momento di stabilità o Momento raddrizzante.

Nel grafico in Fig. 2 si osserva una curva di stabilità, ovvero il grafico del momento di stabilità in funzione dell'angolo di sbandamento.

Le sollecitazioni trasversali agenti sul sistema velico sono determinate sulla base del momento raddrizzante con l'ipotesi di equilibrio quasi statico di cui si è accennato.

Si assume che ogni vela contribuisca a causare un momento inclinante proporzionale alla propria area e alla distanza verticale del centro di pressione (CoE, center of effort in Fig. 3) dal centro di deriva (CLR, underwater body's centre of lateral resistance in Fig. 3). I pedici m, f ed s si riferiscono rispettivamente alla randa, alla vela di prora ed allo spinnaker.

Si assume che la somma dei momenti inclinanti delle vele sia equilibrata dal momento raddrizzante. Si possono pertanto valutare le forze sulle vele di un'unità monoalbero con le seguenti formulazioni:

$$F_{tm} = \frac{RM_{design}}{CoE_m CLR + \frac{A_f \cdot SFC_f}{A_m \cdot SFC_m} \cdot CoE_f CLR} \quad [N],$$

$$F_{tf} = \frac{A_f \cdot SFC_f}{A_m \cdot SFC_m} \cdot F_{tm} \quad [N], \quad F_{tm} = \frac{RM_{design}}{CoE_s CLR} \quad [N].$$

Avendo indicato con A_m ed A_f le aree della randa e della vela di prora e con SFC (side force coefficient) i coefficienti che considerano l'interazione aerodinamica tra le vele, assunti pari a $SFC_m = 0,9$ e $SFC_f = 1,1$ per randa e vela di prora in [8].

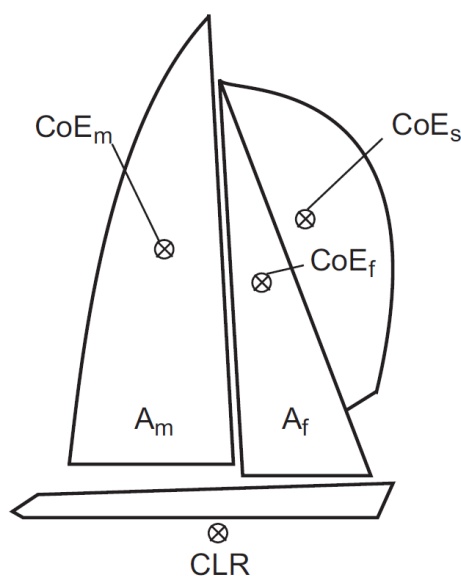


Figura 3: Centro di pressione delle vele e centro di deriva [8].

Dalle formulazioni precedenti, utilizzando la teoria dei profili alari, si può anche ricavare la velocità del vento apparente che produce le azioni aerodinamiche sulle vele come segue:

$$v_a = \sqrt{\frac{F_{t(m/f)}}{SFC_{f/m} \cdot A_{m/f} \cdot 0,5 \cdot \rho}} \quad [m/s]$$

dove ρ è la densità dell'aria.

Per il dimensionamento d'imbarcazioni a due o più alberi si considera, come si suggerisce in [4] e [8], il massimo momento raddrizzante applicato su un solo albero perché

in condizioni estreme l'intera coppia sbandante deve poter essere sopportata interamente da uno solo dei due, generalmente il più grande. Infatti, in caso di venti forti si riducono le vele ammainando per ultime quelle dell'albero maestro.

Tuttavia, in [8], per ciascun albero, il RM_{design} si può suddividere tra gli alberi e le vele per valutare le azioni sul sistema velico nel modo seguente: si definisce la frazione f del momento statico della superficie velica di ogni vela per poi determinare il momento raddrizzante associato ad ogni albero e ad ogni vela. La frazione f viene definita con riferimento alla superficie delle vele ed alla distanza verticale del centro di pressione dal centro di deriva e risulta quindi essere dimensionalmente un momento statico (SAM, sail area moment):

$$f_i = \frac{SAM_i}{\sum_{i=1}^n SAM_i}$$

In generale il momento statico SAM della superficie velica di una specifica vela vale quindi:

$$SAM = A \cdot \overline{CoE} \cdot CLR \quad [m^3]$$

mentre la somma dei momenti statici di un sistema velico con più alberi risulta:

$$SAM_i = \sum_{j=1}^n A_j \cdot \overline{CoE}_j \cdot CLR \quad [m^3]$$

con i indice degli alberi e j indice delle vele di ogni albero.

Appare quindi evidente come la definizione del momento raddrizzante, concetto base per poi dare una stima delle azioni sul sistema velico, dipenda in modo sostanziale dalle caratteristiche di galleggiabilità e stabilità dell'imbarcazione e pertanto dall'entità e distribuzione dei suoi pesi. È altrettanto evidente come a minori azioni e quindi minori momenti raddrizzanti debbano corrispondere minori pesi del sistema velico e suo baricentro posto più in basso.

2.4.2 Il carico di punta

La seconda considerazione fondamentale nel dimensionamento di un sistema velico è relativa alla resistenza della struttura: l'albero può essere schematizzato come una trave soggetta ad un carico di punta. La teoria dell'asta caricata assialmente insegna che oltre una soglia critica di carico, si verifica il fenomeno dell'instabilità elastica che porta al collasso della struttura. Il collasso avviene per tensioni al di sotto dei limiti di resistenza del materiale in corrispondenza del carico critico P_{cr} definito Carico Critico Euleriano che vale:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_e^2}$$

$$S_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = S_y - \frac{S_y^2}{4\pi^2 E} \left(\frac{L_e}{\rho} \right)^2$$

dove:

S_{cr} : la tensione a cui si instaura l'instabilità elastica;

L_e : lunghezza equivalente (o lunghezza libera di flessione); vale L nel caso in cui gli estremi sono incernierati; (o alla distanza tra i punti in cui il momento flettente si annulla, Fig. 4);

I : si intende il momento d'inerzia minimo della sezione sottoposta al carico rispetto all'asse intorno a cui si ha l'inflessione laterale.

E : Modulo di Young

S_y : tensione di snervamento del materiale

ρ : raggio d'inerzia della sezione

Si definisce λ il rapporto di snellezza della trave e ρ_{min} il raggio d'inerzia minimo della sezione.

$$\lambda = \frac{L_e}{\rho_{min}}$$

$$\rho_{min} = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

Il caso a in Fig. 4 rappresenta il caso di un albero appoggiato in coperta; la trave è incernierata su entrambi gli estremi e quindi è libera nelle rotazioni. Il caso b si riferisce ad un albero incastrato in chiglia dove la trave nella parte superiore è libera di ruotare mentre nella parte inferiore è vincolata con un incastro.

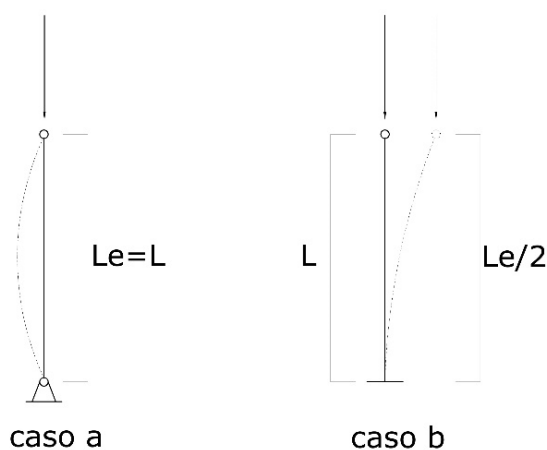


Figura 4: Travi soggette a carico di punta.

Nel caso dell'albero di un'imbarcazione il carico non è solo assiale ma sono presenti anche carichi di flessione e torsione. Se la deformazione è nel piano trasversale il

carico critico viene raggiunto per effetto di compressione delle sartie, se è in quello longitudinale per effetto degli stralli. Se la retta d'azione del carico non coincide con l'asse baricentrico della sezione, si dice che la trave è caricata eccentricamente e si definisce eccentricità e la distanza tra l'asse del carico e l'asse della sezione.

Utilizzando la formula di Eulero per il calcolo del carico critico, per alberi tendenzialmente molto rigidi, il dimensionamento risulterà essere troppo conservativo mentre al contrario per alberi con elevata flessione potrebbe essere approssimativo [7, 9].

Per questo motivo in [7, 9] si suggerisce l'utilizzo della formula della secante teorizzata da Timoshenko nel suo testo: *Theory of Elastic stability*. In questo caso la formula che illustriamo deriva dal [10] dove la flessione avviene nel piano:

$$S_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = \frac{S_y}{1 + (ec/\rho^2) \sec \left[(L_e/\rho) \sqrt{P_{cr}/4AE} \right]}$$

con:

c : distanza della fibra più esterna all'asse neutro di flessione;

ec/ρ^2 : fattore di eccentricità.

La difficoltà dell'applicazione di questa formula è che la sezione è variabile lungo l'altezza; inoltre non bisogna sottovalutare il possibile instaurarsi del collasso locale ovvero l'instabilità della parte del profilo estruso o saldato che costituisce l'albero.

Le crocette hanno il compito di spezzare in più campate la lunghezza dell'albero agli effetti del carico di punta. La compressione si può considerare sostanzialmente assiale fino a che le sartie sottovento non si scaricano [11].

2.4.3 Il sartiamo

Nell'albero insartiato le sartie hanno il compito di contrastare le componenti trasversali delle forze e di sostenere trasversalmente l'albero scaricando sullo scafo le forze prodotte dal vento sulle vele. Gli stralli invece sostengono l'albero in direzione longitudinale contrastando le forze prodotte dalle vele di prua, Fig. 5.

Il sartiamo è composto da elementi (tondini o cavi composti da fili avvolti a spirale, entrambi di acciaio inossidabile o in fibre sintetiche di più recente introduzione) che lavorano esclusivamente in trazione. L'energia assorbita, come indicato in [4], è proporzionale al prodotto 'forza per spostamento', almeno nella fase elastica del materiale.

Per carichi bassi, il comportamento del sartiamo è di tipo elastico (la deformazione non permane quando si rimuove la forza che l'ha provocata) mentre per valori elevati della forza di trazione il comportamento può anche essere plastico e quindi la deformazione è permanente in particolari condizioni e per particolari tipologie di sartiamo, eventualmente durante l'assestamento iniziale. Evidentemente, si vuole evitare la condizione di plasticizzazione in esercizio.

Per quello che riguarda le parti connesse ai cavi, quindi tornichetti e lande, si considera che abbiano una resistenza a rottura superiore al cavo. In generale si tiene conto di un fattore di sicurezza di 1,5 per gli elementi tra loro connessi mentre si considera un fattore 2 per le lande fissando lo sforzo di lavoro al di sotto del limite elastico come suggerito in [4].

La capacità di una qualsiasi struttura a resistere ad una sollecitazione esterna dipende dall'entità della sollecitazione e dalle caratteristiche del materiale.

Per ogni corpo soggetto ad una forza esterna si ha una reazione che provoca una deformazione; dalla reazione del corpo possiamo distinguere tra comportamento elastico e plastico come si osserva in Fig. 6.

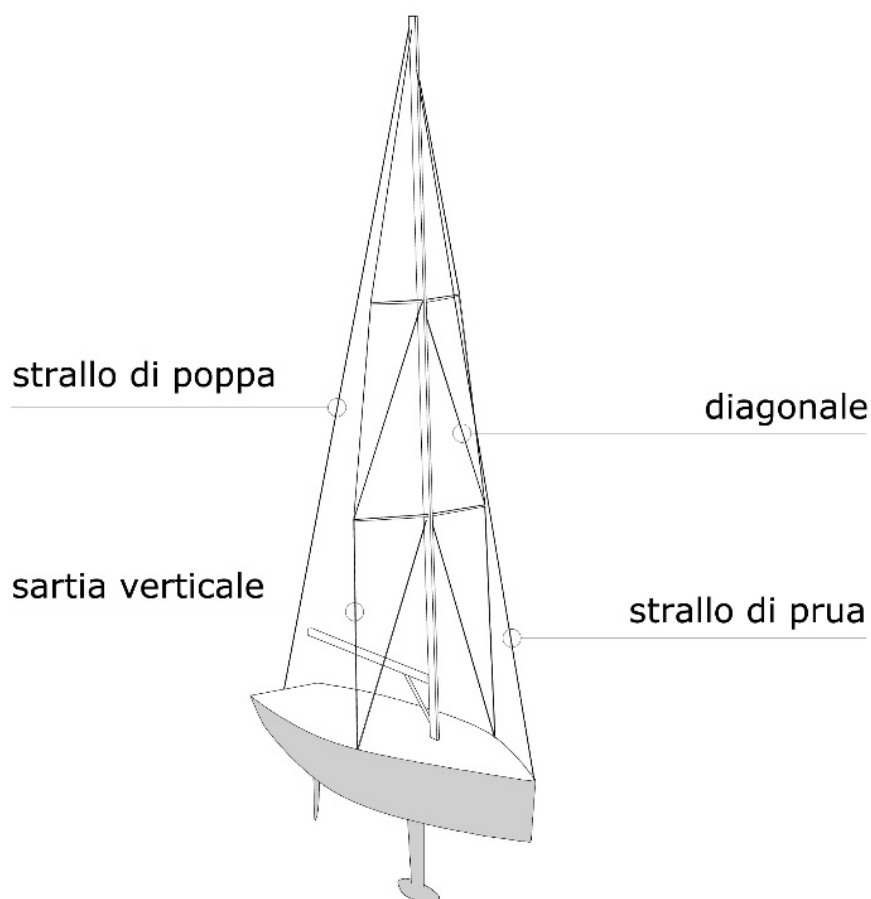


Figura 5: Sistema albero-sartie-stralli.

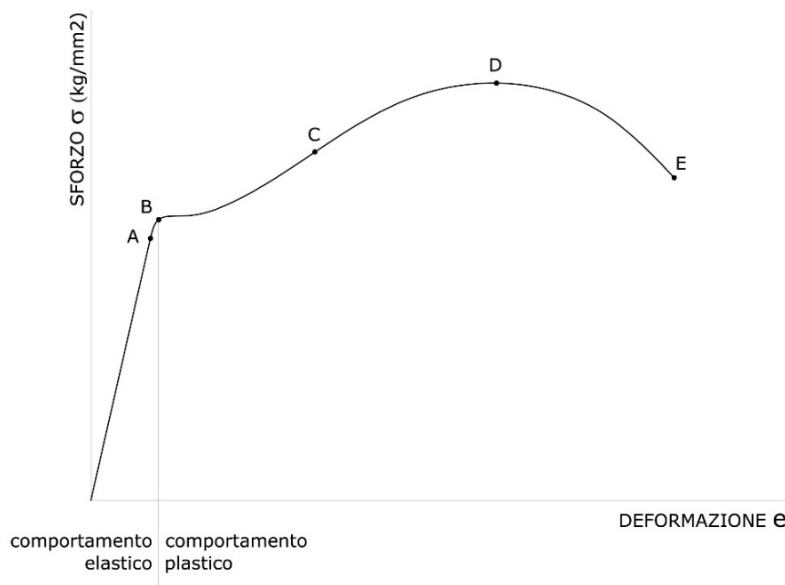


Figura 6: Grafico sforzo-deformazione tipico, non sempre disponibile per il sartame.

Il grafico in Fig. 6 fa riferimento ad un materiale plastico, quindi è caratteristico degli acciai e più in generale delle leghe metalliche. Materiali costituiti da fibre organiche o inorganiche hanno un comportamento differente e caratteristico del particolare materiale considerato.

Dall'origine del grafico in Fig. 6 al Punto A, il materiale sottoposto a trazione ha un comportamento lineare; il limite tra comportamento elastico e comportamento plastico si ha nel Punto B. Il limite di snervamento si raggiunge nel Punto C in cui si verifica l'inizio del campo delle grandi deformazioni. Si passa poi dal carico unitario massimo nel Punto D per arrivare al carico di rottura nel Punto E. Normalmente si lavora in campo elastico (entro il Punto A) dove l'equazione di legame o Legge di Hooke definisce come costante il rapporto:

$$E = \sigma_x / \varepsilon_x,$$

dove E è il *modulo di elasticità normale* o *modulo di Young* ed esprime la capacità del materiale di assorbire sforzi rimanendo in campo elastico senza subire deformazioni permanenti.

Tanto maggiore è il valore di E [kN/mm²] tanto sono più rigidi i materiali e minori le deformazioni. L'allungamento dei materiali del sartame sottoposti ad un carico può essere di due tipi: elastico (calcolabile in funzione del carico applicato) e strutturale (considerando l'assestamento dei fili all'interno della fune).

È necessaria un'osservazione sull'incertezza del valore del modulo di Young E : questo valore può essere influenzato dalla temperatura, dalla composizione chimica, dai trattamenti termici che ha subito il materiale, dalle lavorazioni meccaniche e da molti altri fattori.

I valori tipici dei materiali utilizzati per le sartie di grandi navi a vela sono riportati nella tabella che segue, nella quale i valori del modulo elasticità delle funi si riferisce al valore apparente che tiene conto del fattore di intreccio ovvero del fatto che il materiale metallico è distribuito su una sezione circolare senza riempirla completamente:

Tipo di fune	Modulo di Young E (GPa)
Fune spiroidale	107.5 (apparente)
Fune Dyform	133.7 (apparente)
Rod Nitronic 50	193
PBO	193
Alluminio	70

I materiali usati per il sartame nella nautica sono diversi in funzione del loro uso e della dimensione dell'imbarcazione. In genere per imbarcazioni di piccole e medie dimensioni (sotto i 50 piedi) si utilizzano funi spiroidali in acciaio inox AISI 316 dal costo contenuto e di facile reperibilità. Le funi Dyform sono sempre delle funi in acciaio i cui fili hanno diametri diversi e sono conformati per evitare l'assestamento.

Il tondino Rod Nitronic 50 è un materiale usato sia per imbarcazioni di dimensioni elevate che per quelle barche dove è si ricerca la massima prestazione. Il Nitronic 50 è un acciaio inossidabile austenitico che è caratterizzato da un'elevata resistenza alla corrosione e ha un limite di snervamento 3-4 volte superiore di quello dell' AISI 316; garantisce inoltre un bassissimo allungamento elastico e praticamente assenza di allungamento strutturale.

Ultimamente si sta diffondendo l'uso del PBO (www.futurefibres.com): una fibra che al 30% del carico di rottura ha un allungamento del 2.2% e al 100% della rottura del 3.3%. Illustriamo le caratteristiche del PBO confrontandole con quelle di altri materiali usati per il sartame e per le manovre correnti:

Fibre	Young Modulus (GPa)	Density (kg/m ³)	Strength (MPa)	Elongation at break (%)	Source
T800 Carbon	294	1800	5880	2	Toray T800
PBO	275	1560	5500	2.5	Toyobo Zylon Datasheet
N50 Steel	193	7800	690	35	MatWeb
316 Stainless	193	8000	580	60	MatWeb
Dyneema SK99	130	980	4100	100	DSM Dyneema Datasheet
Dyneema SK75	116	980	3300	100	DSM Dyneema Datasheet
Aramid K49	112	1440	3300	2.4	MatWeb
Hemp	32	1490	300		MatWeb
Polyester	13	1390	784		MatWeb
Cotton	8	1540	225		MatWeb
Nylon	4	1140	616		MatWeb

Per convenzione, assumiamo che L_0 sia la misura dell'elemento a riposo e L dell'elemento caricato. Per piccoli valori di spostamento, si può assumere

$$\varepsilon_x = \Delta L/L_0, \text{ ovvero } \varepsilon_x = (L - L_0)/L_0.$$

Inoltre si definisce il coefficiente di Poisson ν come indicato nella formula:

$$\nu = -\varepsilon_{\text{trasv}}/\varepsilon_{\text{long}}.$$

Si definisce la sollecitazione assiale come:

$$\sigma_x = N/A.$$

La variazione ΔL di lunghezza di un elemento sottoposto a trazione o compressione vale quindi:

$$\Delta L = NL/EA.$$

Nello studio del dimensionamento globale dei carichi uno degli aspetti più rilevanti è il valore della compressione che si sviluppa a base d'albero e che deriva dalle forze trasmesse all'albero dagli stralli, dalle sartie, dalla tensione delle drizze e raggiunge un valore dell'ordine di grandezza del doppio del dislocamento della nave. Nel riferimento [3] è così assunto:

- tensione delle sartie = 100% del dislocamento;
- tensione delle drizze = 15% del dislocamento;
- tensione degli stralli di poppa e di prua = 85% del dislocamento.

2.4.4 Il pretensionamento del sartiame

Il pretensionamento del sartiame è un procedimento delicato perché influisce sulla resistenza, sulla rigidità e sulle prestazioni del sistema velico.

La fase del pretensionamento consiste nel mettere in tensione il sartiame una volta che l'albero è stato installato a bordo in sicurezza. La tensione si applica manualmente tirando gli arridatoi all'estremità delle singole sartie e/o alzando il piede dell'albero mantenendo costante la lunghezza del sartiame e quindi tensionandolo; per gli stralli delle barche di maggiori dimensioni si utilizza anche un circuito oleodinamico e attuatori idraulici azionati tramite una pompa manuale o comandata.

Il precarico ha lo scopo di aumentare la rigidità della struttura introducendo uno stato tensionale opportuno in alcuni elementi; se gli elementi del sartiame fossero inizialmente scarichi, una volta introdotti i carichi delle vele, si produrrebbero allungamenti e deformazioni tali da provocare uno spostamento dell'albero troppo elevato ed una conseguente perdita di efficienza e stabilità dell'intero sistema velico. Al contrario, se il sartiame è fornito di una tensione iniziale, che mantiene la struttura formata con albero e crocette sotto carico, la struttura inizia a deformarsi significativamente per carichi applicati superiori. Infatti, lo stato tensionale del sartiame, imprime uno sforzo di compressione sulle crocette che, a loro volta applicano all'albero forze che lo vincolano allo spostamento trasversale. In pratica, il sartiame tensionato permette di aggiungere gradi di vincolo all'albero tali da far risultare la struttura nel suo complesso più rigida rispetto al sistema senza pretensionamento.

2.4.5 Variazione dei carichi su strallo e sartie causato dalla deformazione

Il carico sullo strallo si definisce dalla somma del carico indotto dalla vela F_i e di quello derivante dal pretensionamento F_0 .

$$F_H = F_0 + F_i.$$

Si porta un esempio illustrato dal grafico di Fig. 7, ricavato da [11]:

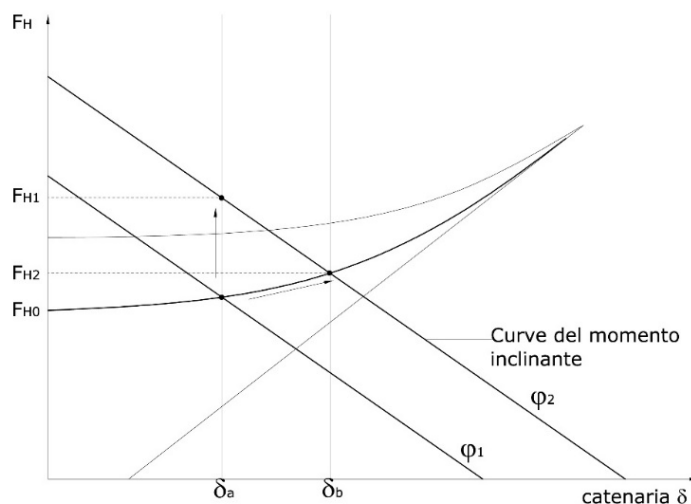


Figura 7: Influenza della flessibilità dello strallo sotto carico.

L'imbarcazione sta navigando con un angolo d'inclinazione trasversale φ_1 e la deformata dello strallo di prua forma un angolo nello spazio δ_a (come è raffigurato in Fig. 7). L'inclinazione della barca, al crescere della forzante esterna, diventa φ_2 . Se la geometria del sartiamе rimanesse inalterata, quindi se non ci fosse l'allungamento fino al valore di δ_b , il valore della forza F_H diventerebbe F_{H1} . In realtà l'allungamento dello strallo aiuta a ridurre la crescita della componente F_H che diventa F_{H2} .

Questo particolare comportamento della struttura ha quindi una conseguenza diretta su:

- allungamento del backstay;
- accorciamento dell'albero dovuto alla compressione;
- flessione della sezione trasversale della trave-nave in corrispondenza dell'albero tra il piede dell'albero e le lande;
- inarcamento-insellamento di tutta la trave-nave.

Il fenomeno può essere studiato come la combinazione di due fattori: la perdita di pretensionamento e la flessibilità degli elementi citati.

Se in navigazione l'imbarcazione raggiunge inclinazioni tali da far scaricare il sartiamе sottovento si può verificare una perdita del precarico a causa dell'aumento della compressione dell'albero e della deformazione dello scafo.

Per comprendere l'influenza del pretensionamento si fa riferimento al piano trasversale YZ dove il sistema inizialmente è in equilibrio con i carichi di pretensionamento come in Fig. 8:

$$F_{0y(1)} = F_{0y(2)}.$$

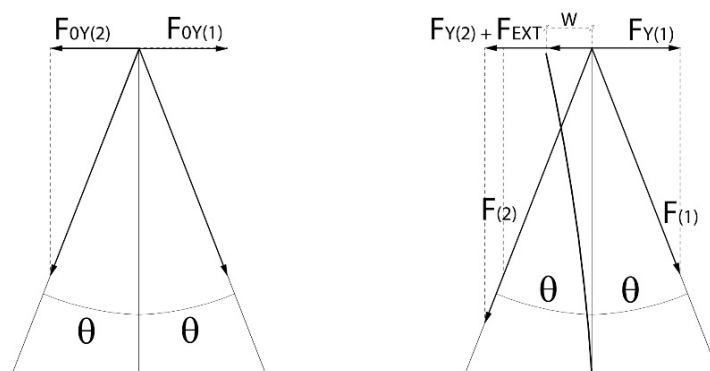


Figura 8: Azione delle forze nel piano YZ.

All'istaurarsi di una forzante esterna il nuovo equilibrio è dato da:

$$F_{0y(1)} + F_{0y(2)} + F_{EXT} = 0.$$

La rigidezza totale è data dalla somma delle rigidzze delle due sartie fino a che la sartia sottovento non si scarica non contribuendo più all'equilibrio. Si genera uno spostamento w e una flessione dell'albero sottovento.

$$F_{0y(1)} = F_{EXT}.$$

Un altro concetto fondamentale è esplicitato in Fig. 9 dove si osserva la differenza della reazione tra due sartie con o senza precarico.

Le forze della sartia sopravvento, quando l'altro lato si scarica, rimangono invariate. La forza di compressione sull'albero si può considerare assiale fino a che la sartia sottovento non si scarica; nel grafico si vede il punto in cui cambia la pendenza della curva del carico di compressione dell'albero.

Per riassumere, il pretensionamento è fondamentale per il dimensionamento del sistema velico in quanto ha un ruolo nella definizione dei carichi in navigazione e una conseguenza sull'allungamento del sartame. Nel caso in cui il sartame sia pretensionato, lo spostamento laterale dell'albero e il momento flettente interno risulteranno minori, così come i carichi agenti sulle sartie: le sezioni degli elementi strutturali, di conseguenza, possono essere ridotte.

Tuttavia, a causa della deformazione del sistema e della conseguente redistribuzione dei carichi di pretensionamento si possono avere condizioni anche significativamente diverse di carico per i vari componenti che, in taluni casi, possono anche portare a condizioni critiche.

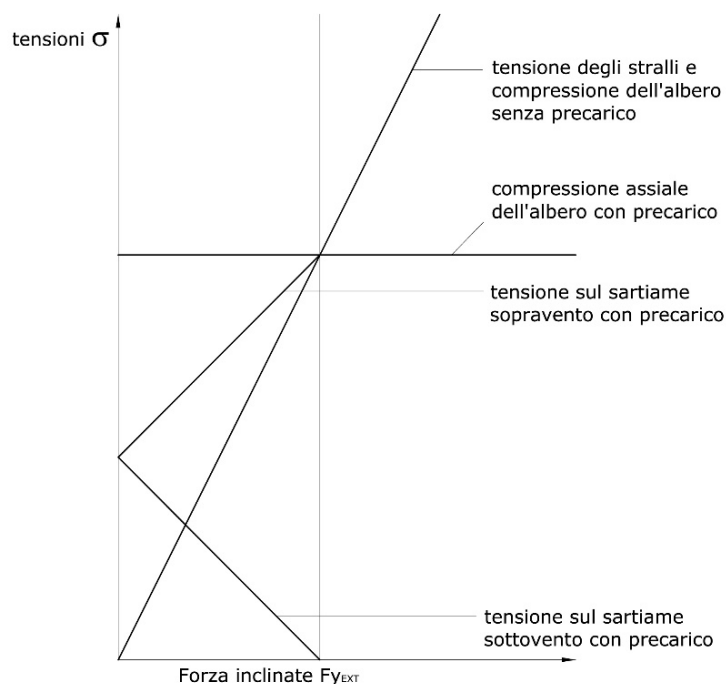


Figura 9: Comportamento del sartame sotto carico.

2.4.6 Compressione a base d'albero

Come si è accennato in precedenza la compressione a base d'albero è uno degli aspetti più importanti nello studio del dimensionamento e anche quello relativamente più semplice da determinare, anche sperimentalmente. Nel caso di imbarcazioni a vela di grandi dimensioni, infatti, attraverso l'uso di attuatori idraulici posizionati alla base dell'albero e di una centralina di distribuzione del fluido di azionamento dotata di un manometro, è possibile verificare il valore della pressione necessario a sollevare l'albero dalla scassa con il sartame in tensione. Tale valore è poi convertibile facilmente in un valore di forza di compressione a piede d'albero. Si noti che non è altrettanto semplice misurare la deformazione di compressione indotta dalla forza a piede d'albero sul profilo estruso o saldato che lo costituisce.

Secondo il riferimento [3] la formula della compressione a base d'albero vale:

$$P_{MAST} = \frac{1,5 \cdot RM(30)}{B/2} \quad [\text{ton}].$$

La compressione per i pannelli di cui è composto il fusto decresce con l'altezza dell'albero a causa dei carichi trasmessi dal sartame ai vari ordini di crocette; se ne tiene conto tramite dei coefficienti moltiplicativi forniti dai testi in bibliografia.

Il problema del dimensionamento del sistema velico trattato in [3] è che si arriva a dimensionare un albero con al massimo due ordini di crocette. Utilizzando invece la

formula che si trova in [7], dove la compressione è stimata per alberi di dimensioni maggiori, si ha:

$$P_{MAST} = \frac{1,5 \cdot 1,85 \cdot RM(30)}{b} \quad [\text{ton}],$$

in cui:

- 1,5: coefficiente moltiplicativo relativo all'incertezza nella valutazione del RM_{MAX} ;
- 1,85: considera la compressione indotta dalle drizze e dagli stralli di prua e poppa;
- b : distanza tra le lande delle sartie e l'asse dell'albero (la si può assumere pari a $B/2$).

Altri aspetti che influenzano la compressione a base albero sono:

- l'altezza dell'albero;
- la superficie velica e il rapporto fra le superfici delle varie vele;
- l'allungamento AR della vela: rapporto tra Corda e Lunghezza del profilo;
- la catenaria degli stralli di prua;
- lo svergolamento della vela.

La formula precedente viene sviluppata ulteriormente dal progettista [7] che la integra di due parti:

$$P_{MAST} = RM(30) \left(\frac{1,5}{b/2} + \frac{12}{PW} + \frac{2,5}{J} \right),$$

dove:

- PW : altezza dell'angolo di penna della randa rispetto alla superficie dell'acqua.

Con il secondo termine si considera il carico delle drizze mentre con il terzo la compressione dovuta agli stralli.

In [12] si considera l'eventuale presenza di meccanismi che, bloccando la drizza della vela una volta issata, la sgravano della tensione diminuendo così la compressione globale a base d'albero.

$$P_{MAST} = RM(30) \left(\frac{1,5}{b/2} + 3(2 + Rm + Rg)/PW + \frac{2,5}{J} \right),$$

dove:

- Rm : riduzione della randa; vale 1 per il rapporto 1:1, vale 0 per il blocco della drizza;
- Rg : riduzione della vela prodiera; vale 1 per il rapporto 1:1, vale 0,5 per il rapporto 1:2.

2.4.7 Momento flettente longitudinale sullo scafo

Si analizza ora il momento flettente longitudinale della trave scafo nelle condizioni d'insellamento e d'inarcamento. I carichi trasmessi al sistema velico dallo scafo sono, infatti, legati al momento flettente longitudinale del trave scafo.

Nella zona dell'albero e delle sartie la struttura dello scafo deve resistere alle deformazioni dovute all'attrezzatura caricata in particolare nel lato sottovento. La condizione peggiore per un'imbarcazione a vela è quella sottocarico-insellata in cui si ha il ponte in compressione e la chiglia in trazione; situazione aggravata anche dalla presenza delle aperture in coperta che diminuiscono la resistenza della trave scafo (Fig. 10).

Il momento flettente massimo della trave scafo si avrà proprio in corrispondenza dell'albero e le formule semplificate suggerite in [3] per determinare i carichi valgono:

$$P_{MAST} = 0,85 \cdot \Delta$$

$$F_{BS} = P_{MAST} / (\sin \alpha / \tan \beta + \cos \alpha)$$

$$F_{BSH} = F_{BS} \cdot \sin \alpha$$

$$F_{HS} = F_{BS} \cdot (\sin \alpha / \sin \beta)$$

$$F_{HSH} = F_{HS} \cdot \sin \beta$$

dove:

F_{BS} : Forza di trazione dello strallo di poppa (backstay)

F_{HS} : Forza di trazione dello strallo di prua (forestay).

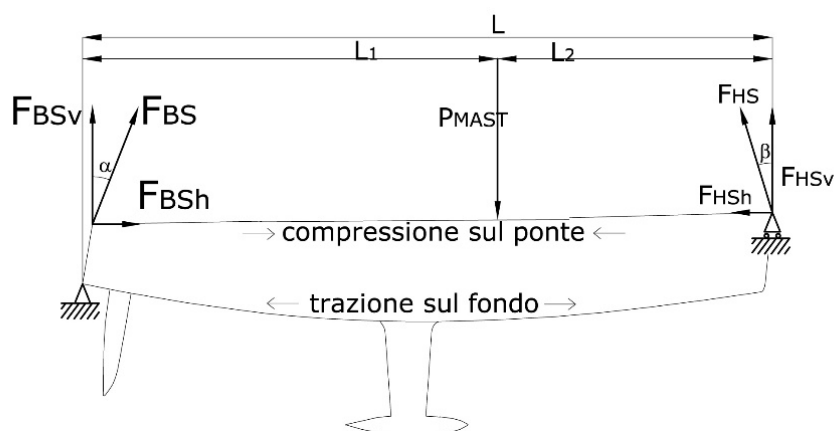


Diagramma del Momento Flettente

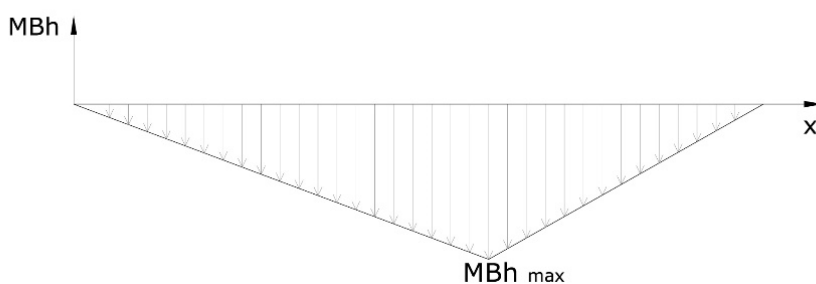


Figura 10: Carichi longitudinali sulla trave scafo e diagramma del Momento Flettente applicato allo scafo e dovuto al sistema velico.

Il massimo momento flettente dello scafo dovuto all'interazione col sistema velico nella zona dell'albero, sempre da [3], vale:

$$M_{BHULL} = \frac{P_{MAST} \cdot L_1 \cdot L_2}{L} \quad [\text{Nm}].$$

Eventualmente, per un'ulteriore verifica del valore del Momento Flettente si può attuare la seguente procedura (sintetizzata in Fig. 11): si parte dalla determinazione dei pesi e delle spinte dell'intera *trave nave* e si sommano algebricamente per ottenere il carico residuo. Si determina il grafico del Taglio con l'integrazione del Carico residuo e il Momento Flettente tramite l'integrazione del Taglio.

Per le barche a vela si devono poi aggiungere gli effetti sul trave nave di carichi trasmessi da albero e stralli illustrati in precedenza. In uno scafo già insellato, albero e stralli lo insellano ulteriormente. Inoltre, alle sollecitazioni di trave nave in acqua tranquilla (comprese quelle dovute al sistema velico pretensionato), si aggiungono quelle d'onda quando la barca naviga, ovvero gli effetti inerziali che possono essere significativi per sistemi velici di grandi dimensioni.

Appare però importante sottolineare come la limitata lunghezza di un'imbarcazione a vela si traduca in sollecitazioni globali in acqua tranquilla ed onda piuttosto limitate, mentre la componente flessionale globale indotta dal tensionamento di albero e sartame non è generalmente trascurabile.

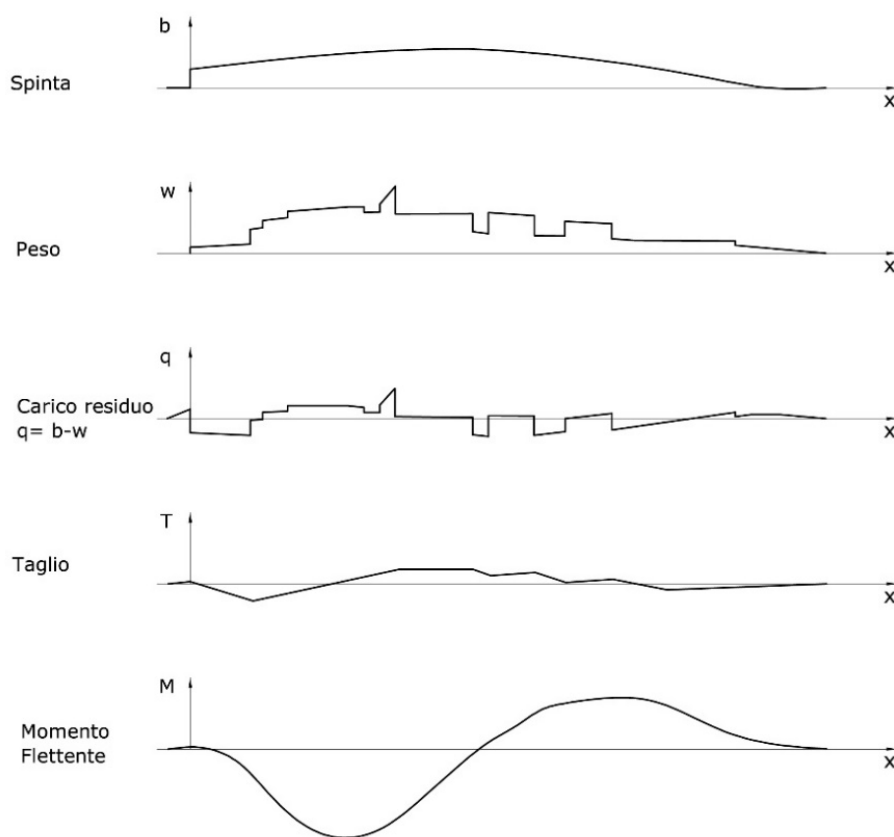


Figura 11: Esempio delle sollecitazioni di una nave in acciaio.

2.5 Effetto delle vele

In alcuni testi, ad esempio in [4], si afferma che “*la resistenza meccanica dell’attrezzatura non va calcolata in base alla forza del vento o alla superficie velica ma unicamente partendo dalla stabilità della barca*”. Infatti, la distribuzione della pressione aerodinamica prodotta dal vento è considerata costante. In letteratura però si trovano approcci al problema completamente diversi.

Una parte dell’energia cinetica del vento che gonfia la vela si trasforma in energia di pressione, la cui risultante è la portanza (Fig. 12). La portanza, insieme alla resistenza, rappresenta la componente della spinta propulsiva dell’imbarcazione a vela.

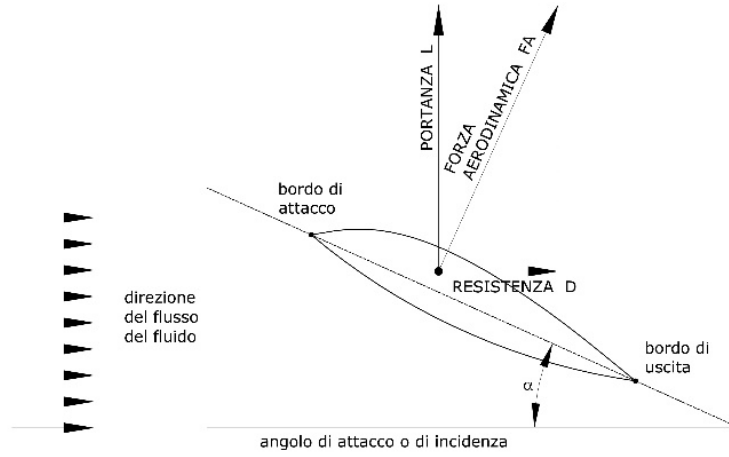


Figura 12: Portanza e resistenza di un generico profilo.

Per fornire i concetti basilari alla migliore comprensione si illustra brevemente in Fig. 13 il sistema di forze aerodinamiche e idrodinamiche che agiscono su un'imbarcazione a vela durante la navigazione [4].

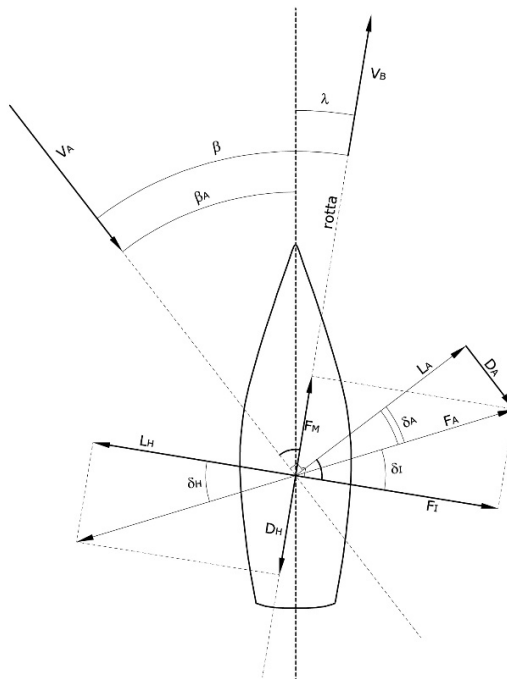


Figura 13: Forze globali di un imbarcazione a vela in navigazione.

Nelle Figg. 12 e 13:

- V_A : velocità del vento apparente;
- V_B : velocità dell'imbarcazione;
- F_A : forza aerodinamica. Le componenti di F_A riferite a V_A sono:
 - D_A : resistenza aerodinamica, in direzione di V_A ;
 - L_A : portanza aerodinamica, in direzione ortogonale a V_A .

Le componenti di F_A riferite a V_B sono:

- F_M : forza motrice, in direzione di V_B ;
- F_I : forza sbandante, in direzione ortogonale a V_B , fa sì che l'imbarcazione navighi con un angolo di *scarroccio* λ .
- F_H : forza idrodinamica. Le componenti di F_H riferite a V_B sono:
 - D_H : resistenza al moto, in direzione di V_B ;
 - L_H : portanza idrodinamica, in direzione ortogonale a V_A .

Dalle linee di corrente, applicando il Teorema di Bernoulli, si determina la distribuzione delle velocità del flusso sul profilo; la velocità cresce all'avvicinarsi delle linee come si vede in Fig. 14.

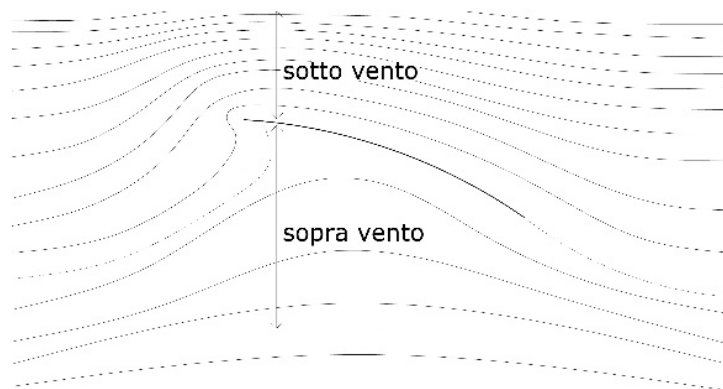


Figura 14: Linee di corrente intorno al profilo di una vela generica.

È importante specificare che alla base di questi studi c'è l'ipotesi, non pienamente verificata, del moto a potenziale.

Il flusso nel sistema di riferimento si considera pertanto:

- irrotazionale;
- a densità costante;
- incomprimibile;
- non viscoso.

Le condizioni al contorno del profilo sono:

- *condizione di impermeabilità*: le componenti perpendicolare alla velocità del flusso sul profilo è nulla;
- la velocità sul contorno è uniforme;
- il sistema di riferimento è un sistema relativo in cui si ha l'indipendenza dal tempo:

$$\frac{\partial p}{\partial t} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial t} = 0;$$

- si affronta un problema tri-dimensionale come fosse bi-dimensionale;
- *condizione di Kutta*: il flusso in uscita da un profilo ha la stessa direzione dell'asse dello stesso come si osserva in Fig. 14.

Sicuramente tra i carichi agenti sull'attrezzatura quello derivante dalle vele è il più complesso da quantificare a causa della natura stessa della vela (una membrana deformabile e non un profilo solido e rigido), per il tipo di materiale anisotropo e deformabile con cui è realizzata la vela e per la variabilità delle condizioni al contorno del sistema.

Per quanto concerne l'influenza delle forze di pressione del vento sulle vele il testo [7] ci suggerisce di calcolare la portanza con la formula:

$$L = 5\rho V_A^2 \cdot \text{SAR} \cdot c \quad [\text{N}]$$

$$\text{RM}(30) = 5\rho V_A^2 (A_m C_m H_m + A_f C_f H_f) \quad [\text{Nm}]$$

dove:

- ρ : 1.2 (densità dell'aria, [kg/m³]);
- V_A : velocità del vento apparente [m/s];
- SAR: superficie velica di riferimento;
- A_m : superficie velica della randa;
- A_f : superficie velica della vela di prua;
- c : coefficienti di portanza della randa o della vela di prua (rispettivamente 0,9 e 1.1);
- H : distanza dal centro di pressione CE al centro di resistenza laterale CLR;
- il pedice m si riferisce alla randa ed il pedice f alla vela di prua.

Il dato particolarmente rilevante dalla bibliografia (di cui si tiene conto nel dimensionamento classico) si trova in [13] dove la pressione che le vele esercitano sull'albero vale:

$$\text{– Main Mast: } 1 \frac{\text{Pound}}{\text{ft}^2} A_m;$$

$$\text{– Mizzen Mast: } 2 \frac{\text{Pound}}{\text{ft}^2} A_m.$$

In [6] si puntualizza che l'albero non è caricato da una distribuzione di forze sulla lunghezza ma dalla vela stessa, la quale però essendo una membrana può trasmettere il carico solo attraverso i punti di attacco. L'ipotesi di forze distribuite sull'albero è lecita

quindi solo in prima approssimazione. Gli autori in [6] propongono un programma (*Support*) con cui valutare il carico sulle singole vele e il contributo di ognuna in una condizione globale basandosi sulla teoria della portanza e sulla geometria delle vele. La tensione delle vele è regolata dall'equipaggio attraverso le scotte, il cunningam, il vang e la flessione dell'albero. Si può affermare che il carico cresce all'appiattirsi della vela ed è per questo che si sostiene che l'andatura di bolina è quella dove l'attrezzatura velica è più sollecitata. Dalla letteratura si evince che questa affermazione non è sempre corretta, specialmente per grandi unità a vela con sistemi velici aventi masse significative, e che la condizione più gravosa per l'attrezzatura è quella con la barca a secco di vele in condizioni di moto ondoso, tipicamente legata ai carichi inerziali ed impulsivi [14, 15, 16].

Analizziamo la distribuzione delle forze globali sul sistema velico in Fig. 15.

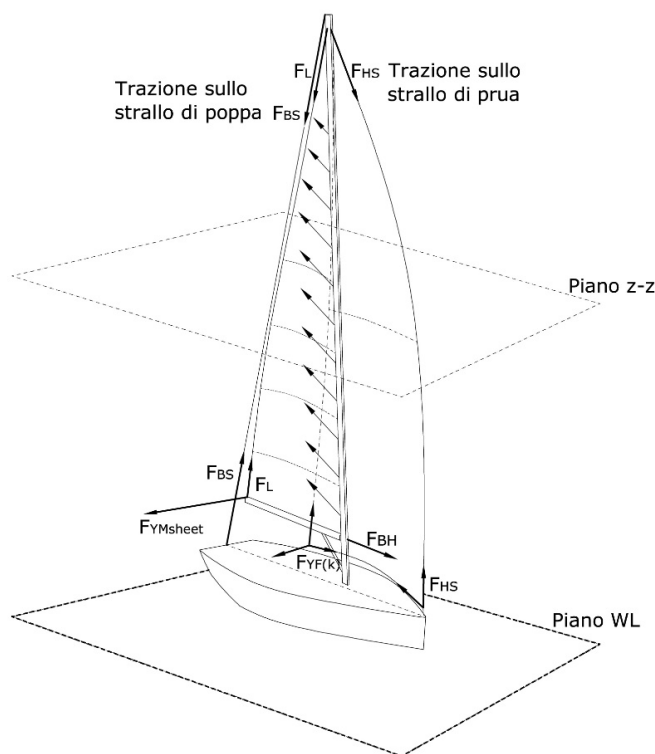


Figura 15: Distribuzione delle forze sulle vele.

La sollecitazione sull'albero avviene attraverso un carico concentrato F_{BH} trasmesso dal boma, un carico concentrato nel punto d'uscita della scotta della randa $F_{YMsheet}$ e un carico distribuito sulla lunghezza con una considerevole componente trasversale diretta sottovento.

Una delle differenze tra la randa e una vela di prua è che la parte prodiera della vela di prua non è supportata da un elemento rigido qual è l'albero, ma dallo strallo che

è un elemento flessibile. Il genoa trasmette il carico all'albero attraverso il punto di attacco $F_{YF(k)}$ in base al tipo di attrezzatura frazionata o in testa d'albero e ha un valore tanto maggiore al crescere della catenaria.

In [6] tramite un processo iterativo e l'utilizzo del programma citato sopra si riesce quindi a definire i carichi delle vele sull'albero avendo considerato la velocità del vento, l'interferenza tra le vele, la flessibilità della vela e il fenomeno del *twist*.

Il *twist* è un importante parametro aerodinamico ed è rappresentativo della torsione del bordo di uscita nella parte alta della vela dovuto al fatto che con l'altezza la direzione del vento sul profilo cambia la sua angolazione.

In [8] si afferma che le forze trasversali sulle vele sono generate dal momento raddrizzante. Il contributo di ogni vela al momento inclicante è proporzionale all'area della vela e alla distanza del suo centro di spinta dal centro idrodinamico della resistenza laterale CLR.

La somma dei momenti inclinanti dovute alle vele eguaglia il valore del momento raddrizzante, come si è già accennato in precedenza.

Forze trasversali derivanti dalla randa:

$$F_{yM} = \frac{RM_{\text{design}}}{C_0 E_m CLR} + \frac{A_f}{A_m} \cdot \overline{C_0 E_f CLR} \text{ [N]}.$$

Forze trasversali derivanti dalla vela prodiera:

$$F_{yF} = \frac{A_f}{A_m} \cdot F_{yM} \text{ [N]}.$$

Forze trasversali derivanti dalla randa:

$$F_{yM} = \frac{RM_{\text{design}}}{C_0 E_s CLR} \text{ [N]}.$$

Nelle precedenti equazioni, da [8], si definiscono:

- $C_0 E_m = 0,39 P$ dalla trozza del boma [m];
- $C_0 E_f = 0,39 I$ dal piede [m];
- $C_0 E_s = 0,59 I$ dal ponte [m].

I centri velici rappresentano chiaramente i punti in cui agiscono le risultanti delle pressioni sulle vele. È interessante presupporre, come indicato in [11], diverse distribuzioni. Come si osserva più avanti gli autori di [11] ipotizzano, per esempio, una distribuzione lineare per le andature portanti; il centro velico della randa sarà quindi applicato a 0,33 P e non più a 0,39 P.

In [7] invece si suggerisce di applicare il centro di resistenza laterale della vela di prua ad un 40% dell'altezza della stessa; ne consegue che il 40% della portanza deve essere applicata all'attacco dello strallo e alla drizza. Il 30% della portanza sviluppata dalla randa agirà sulla testa dell'albero in prossimità dell'attacco della drizza. La portanza della randa dipende dallo svergolamento e dall'allunamento della vela. Un aspetto evidenziato in [7] è che nella parte bassa dell'albero i carichi dovuti alla vela sono trascurabili.

2.5.1 Forze trasversali della randa

Si esaminano tre diversi metodi di studio delle forze trasversali della vela.

- Il primo metodo è analitico e si trova applicato in [13]. Per quanto riguarda l'influenza che la randa ha sull'albero si considera il carico applicato dalla pressione sulla vela come una serie di forze applicate in direzione trasversale alle estremità dei pannelli di cui è costituito il fusto dell'albero. A questa distribuzione di forze si aggiunge il carico derivante dalla vela di prua, la compressione a base albero, etc. come già descritto.

Si noti che la direzione delle forze è coerente con l'ipotesi di equilibrio tra momento sbandante e raddrizzante ma non considera invece la reale condizione di trasferimento del carico tra vela e albero che implicherebbe una distribuzione continua lungo l'albero in direzione non puramente trasversale.

- Il secondo approccio è quello contenuto in [8], dove si analizzano i carichi sull'albero attraverso l'equilibrio dei momenti di cui si è fatto cenno in precedenza.

$$F_{iM} = c_{im} \cdot F_{yMd} \text{ [N]},$$

$$F_{yMd} = \frac{f_{yM} \cdot \overline{C_0 E_m CLR}}{\sum_{I=1}^n} (c_{im} \cdot z_i) \text{ [N]},$$

dove: F_{iM} : forza inclinante dovuta alla randa.

L'area della vela è corretta dal valore di efficienza c_{im} -esimo, che dipende dalla configurazione delle vele: ad esempio per main +100% trinchetta si ha $c_m = 0,9$ e $c_f = 1,1$. In tal modo si considerano gli effetti di interazione tra i due profili alari costituiti dalle vele.

In [8] si riportano delle tabelle con le i -esime applicazioni del coefficiente c_m , c_f , c_s . Lo stesso procedimento si applica per la vela di prua (F_{iF} - Forestay) e per lo spinnaker (F_{iS} - Spinnaker).

- Il terzo approccio [11], analizza separatamente l'influenza della randa e della vela di prua. In prima istanza si assume che il momento inclinante sia causato totalmente dalla randa. Le forze generate dalla randa sono trasferite alla balumina e all'albero; l'albero assorbe il 75% del carico, la balumina il 25%.

La distribuzione del carico sulla vela può essere assunta in due modi:

- distribuzione lineare: carico nullo in testa e massimo al piede della vela nel caso di andature portanti e in condizioni in cui è necessario terzarolare la vela;
- distribuzione uniforme: per andature di bolina stretta.

Le componenti $F_{yM(TOP)}$ e $F_{yM(CLEW)}$, che sono diverse tra loro avendo angoli diversi, agiscono nel piano trasversale come in figura grazie alla catenaria della balumina.

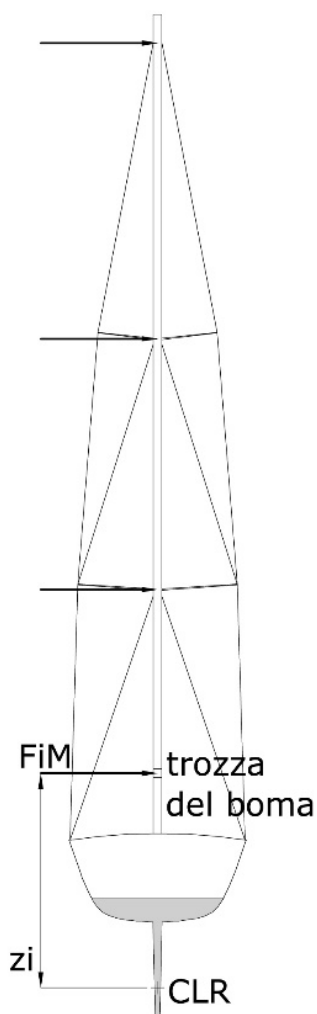


Figura 16: Distribuzione dei carichi sulla randa.

La tensione sulla balumina F_{Leech} fa incrementare la forza in direzione longitudinale nella parte alta della vela. Questo aspetto è importante per l'armo frazionato e le vele terzarolate. Per andature controvento la tensione della balumina è trasferita direttamente sulla scotta della randa. Per andature portanti il carico è applicato sul vang (*goose-neck* e attacco *vang*) e l'intensità di queste forze si trova applicando le equazioni di equilibrio sul boma.

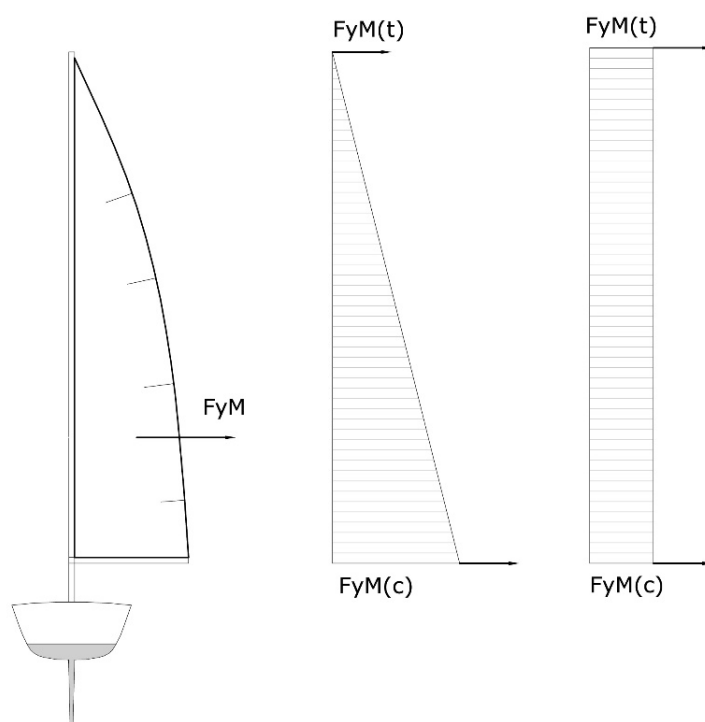


Figura 17: Carichi sulla randa per le diverse andature.

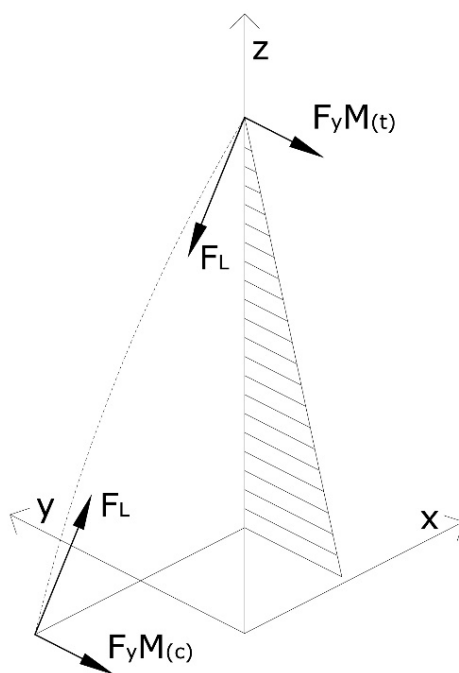


Figura 18: Forze originate dalla randa.

2.5.2 Forze trasversali della vela di prua

Come per la randa si imposta una schematizzazione analitica dove la pressione della vela viene applicata sulla parte di fusto tra la testa d'albero e l'attacco dello strallo e distribuita come un carico concentrato sulla testa d'albero e sull'estremità inferiore dell'ultimo pannello. Nel caso del riferimento [8] la schematizzazione è la seguente:

$$F_{iF} = c_{if} \cdot F_{yFd} \text{ [N]},$$

$$F_{yFd} = \frac{f_{yF} \cdot \overline{C_0 E_f CLR}}{\sum_{I=1}^n} (c_{if} \cdot z_i) \text{ [N]},$$

dove: F_{iF} : forza inclinante dovuta alla vela di prua;

c_{if} : dalla tabella in [8].

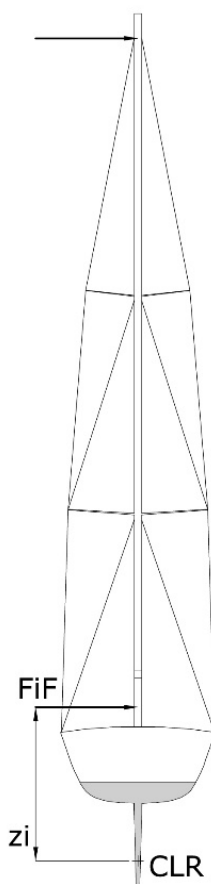


Figura 19: Distribuzione dei carichi sulla vela prodiera.

Per l'analisi dei carichi agenti sulla vela di prua l'autore del riferimento [11] assume che la forza totale sia trasferita allo scafo tramite il punto di mura, il punto di scotta e trasferita all'albero tramite la penna della vela. Assumendo che il momento inclinante sia causato esclusivamente dalla vela di prua, la variazione dei carichi è come per la

randa. Infatti, abbiamo un andamento lineare per andature portanti e costante per andature di bolina.

La componente trasversale è generata esclusivamente dalla catenaria dello strallo sottovento e forma un angolo δ nello spazio come in Fig. 21. Lo strallo sotto carico forma un angolo γ con l'asse di simmetria il quale può essere messo in relazione con l'angolo del vento apparente; quest'ultimo sarà minore di γ . L'angolo τ è fissato dalla geometria.

La catenaria è il risultato dell'allungamento dello strallo sotto il carico della forza laterale F_{yF} ; questa forza provoca la deformazione dello scafo e dell'albero. Nell'ipotesi di schematizzare la catenaria come un arco di circonferenza la variazione di carico sullo strallo di prua vale:

$$F_{HS} = EA_{HS}(\delta/\sin\delta - 1),$$

$$\delta/\sin\delta = L_0/L,$$

dove:

F_{HeadStay} : tensione lungo lo strallo di prua,

A_{HeadStay} : area della sezione dello strallo,

L_0 : lunghezza dello strallo a riposo,

L : deformata sotto carico.

La componente F_{yF} è il risultato del carico indotto dalla vela e quello derivante dal pretensionamento.

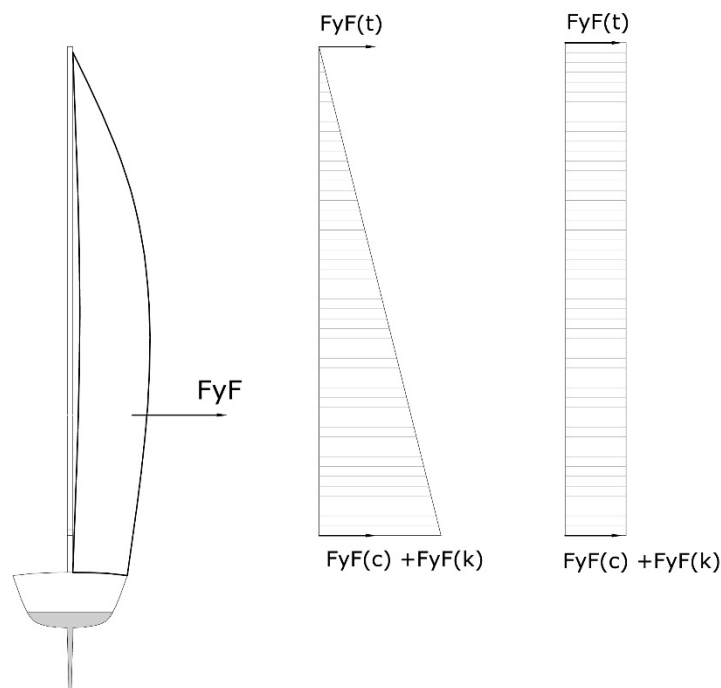


Figura 20: Distribuzione dei carichi sulla vela di prua.

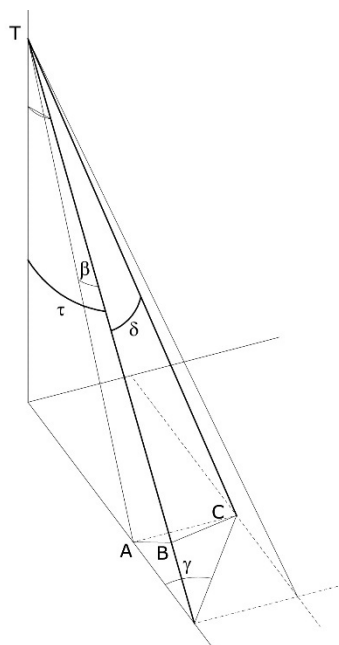


Figura 21: Deformazione dello strallo di prua sotto carico.

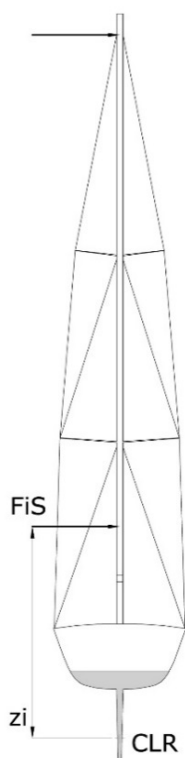


Figura 22: Distribuzione dei carichi sullo spinnaker.

2.5.3 Carichi dello spinnaker

Per lo spinnaker si può ripetere quanto sopra:

$$F_{iS} = c_{is} \cdot F_{ySd} \quad [\text{N}]$$

$$F_{ySd} = \frac{f_{yS} \cdot \overline{C_0 E_s \text{CLR}}}{\sum_{I=1}^n} (c_{is} \cdot z_i) \quad [\text{N}]$$

dove:

F_{iS} : forza inclinante dovuta allo spinnaker;

c_{is} : è il coefficiente di distribuzione dei carichi che è suggerito in [8] analogamente alle altre vele.

2.5.4 Carichi dovuti alle manovre correnti e dormienti

Il carico sviluppato dalle drizze dipende dalla catenaria della balumina. Per la condizione di randa piena e trinchetta al 100% si può definire [8] il carico della drizza della randa come segue:

$$F_{yMHalyard} = 1,08 \cdot F_{Leech} \cdot f_r \quad [\text{N}]$$

$$F_{Leech} = F_{yM}/8 \cdot s \quad [\text{N}]$$

$$f_r = A_m/0,5 \cdot P \cdot E$$

dove:

$F_{yMHalyard}$: carico laterale sulla drizza della randa;

F_{Leech} : carico della balumina della randa;

f_r : fattore “di lasco”

s : frazione di catenaria che vale:

- 8,5% della lunghezza della balumina per motorsailer/crociera, dislocamento medio e leggero;
- 6,5% della lunghezza della balumina per barche da regata.

P ed E sono le dimensioni dell’inferitura e della base della randa (altezza albero dalla trozza e lunghezza boma) mentre A_m è l’area della randa.

Il carico della drizza della vela prodiera è definito in [8] come:

$$F_{yFHalyard} = 1,02 \cdot F_{yF}/8 \cdot s \quad [\text{N}]$$

dove:

F_{yF} è la forza laterale della vela di prua,
 $s = 4,5\%$ della lunghezza della caduta prodiera.

Per la stima del valore del tiro delle scotte si può fare sempre riferimento a una catenaria data dalla balumina. In [8] la formula per il calcolo della componente verticale della scotta della randa $F_{MSheetV}$:

$$F_{MSheetV} = E \cdot F_L / X_{ms}$$

con X_{ms} distanza del punto d'attacco della scotta dalla parte poppiera della trozza del boma.

Per quanto riguarda la scotta della vela prodiera partiamo dalla superficie della vela e dalla velocità del vento apparente V_A come suggerito in [4]:

$$F_{FSheet} = 0,08 \cdot (E \cdot P/L) \cdot V_A^2 \quad [\text{kg}]$$

dove:

F_{FSheet} : forza sulla scotta della vela di prua;
 L : la misura della balumina della vela di prua [m].

La tensione sulla scotta ci permette di stimare con scomposizioni vettoriali il carico su rotaie, carrelli, rinvii, pulegge, ecc.

Il massimo carico sul vang è per andature poppiere e si ottiene sempre per azione del carico della balumina della randa [4].

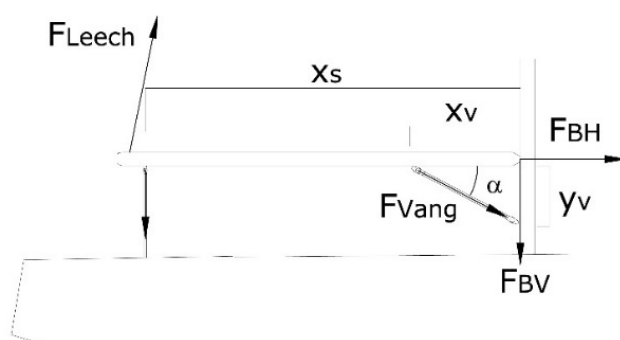


Figura 23: Forze sul boma e carico sul vang.

$$F_v = \frac{F_{yM}}{8 \cdot s} \frac{E}{X_v \cdot \sin \alpha}$$

dove:

X_v : distanza dall'attacco del vang alla trozza del boma [m];

α : angolo tra il vang e il boma;

s:

- 2,5% della lunghezza della balumina per barche dal dislocamento pesante e medio;
- 2,0% della lunghezza della balumina per barche dal dislocamento leggero;
- 1,5% della lunghezza della balumina per barche da regata.

Il massimo carico della compressione indotta dal tangone si ha per andature poppiere nella condizione in Fig. 23. I carichi indotti si assumono generati dall'interazione tra il punto d'attacco mobile e il tangone [8].

È necessario sottolineare che per unità di notevoli dimensioni, il tangone (*tender pole*) viene utilizzato per alare e varare il tender in sicurezza; nel dimensionamento quindi si tengono in considerazione anche i dati relativi al peso da spostare.

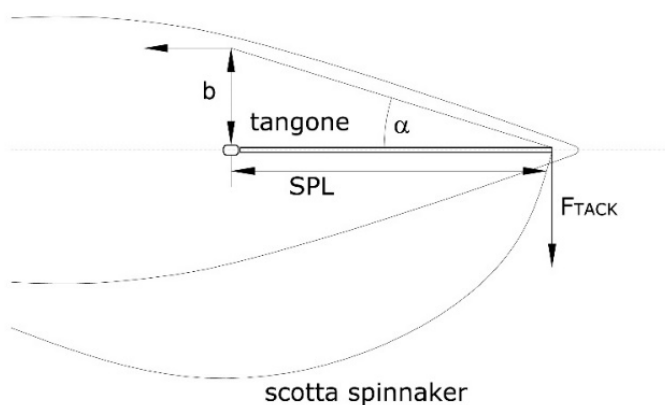


Figura 24: Disposizione delle forze sul tangone.

$$F_{SP} = \frac{F_{TACK}}{\tan \alpha} \quad [\text{N}]$$

$$\alpha = \arctg \left(\frac{b}{SPL} \right) \quad [\text{gradi}]$$

F_{SP} : indica la forza agente sullo *spinnaker pole*.

F_{TACK} : è il valore della forza trasversale agente sulla vela di prua moltiplicata per un coefficiente tabulato in [8].

3 Modelli strutturali per lo studio degli stati limite

3.1 Stati limite

Si è potuto constatare dalla sintetica descrizione del processo progettuale dei sistemi velici riportata in precedenza come si debbano verificare stati limite di vario genere e come in realtà essi interagiscano in modo complesso. Ne consegue che la verifica con metodi approssimati, che per ipotesi semplificativa tendono a non considerare od a considerare in modo molto semplificato le interazioni, porti a dimensionamenti piuttosto conservativi anche qualora si possano conoscere le azioni in modo accurato ed esaustivo. In realtà, anche le azioni sono definite con l'approccio quasi statico dell'equilibrio tra momento sbandante e raddrizzante.

I sistemi velici sono strutture che presentano significative non linearità di varia natura: geometriche, di materiale e legate alle condizioni di vincolo esterne ed interne che possono anche cambiare in relazione allo stato tensionale e deformativo della struttura e quindi in relazione all'entità dei carichi agenti.

Si delineano di seguito gli stati limite che si ritiene debbano essere verificati per queste strutture, intendendo però che le analisi da condurre forniscano anche una visione complessiva del problema e possano contribuire ad integrare quindi le analisi semplificate che il progettista usualmente esegue seguendo le formulazioni di tipo prescrittivo delle normative e l'approccio classico al problema basato su tensioni ammissibili e massime forze agenti sui componenti di un sistema velico.

L'*instabilità* dei componenti di un sistema velico e dell'albero in particolare è lo stato limite che governa il dimensionamento di queste strutture che sono essenzialmente strutture molto snelle e flessibili. Tale stato limite deve essere definito a livello globale ed anche locale per i singoli componenti (albero, crocette, elementi di allestimento).

Anche se usualmente non si considerano come uno stato limite nel campo delle costruzioni navali, le *deformazioni eccessive* in questo caso rivestono un significato speciale poiché da un lato possono inficiare le prestazioni del sistema ed indurre fenomeni di instabilità ma dall'altro possono produrre condizioni per le quali il sistema stesso non è più in grado di offrire le prestazioni richieste e collassare. In tal senso, il sistema deve deformarsi, anche con grandi spostamenti, per poter operare efficacemente (si pensi alla flessione longitudinale dell'albero) ma in modo controllato e prevedibile, in sicurezza, proprio per poter garantire le prestazioni senza superare i limiti ammessi.

Evidentemente, il materiale deve lavorare prevalentemente in campo elastico e comunque entro i suoi limiti di resistenza come per tutte le strutture. Si deve quindi garantire lo stato limite di primo snervamento e di resistenza ultima dei componenti. Tale verifica in alcuni casi prevale rispetto a quella di instabilità del sistema, ed effettivamente impone al dimensionamento dei componenti isolati alcuni limiti specifici.

La resistenza a fatica è un requisito particolarmente stringente per unità di grandi dimensioni: usualmente si verificano i dettagli strutturali, saldati, ed i componenti di allestimento del sistema quali lande, arridatoi, golfari, collegamenti, ecc.

Occorre poi prevedere *stati limite accidentali*, il più tipico dei quali è legato agli effetti dinamici di collisione o incaglio dell'unità: in tal caso il sistema velico deve resistere a carichi inerziali la cui previsione è particolarmente complessa. Anche errate manovre (es. strambata involontaria) possono causare danni al sistema per effetto di carichi dinamici impulsivi.

L'*ottimizzazione dei pesi* come si è visto non è un vero e proprio stato limite ma in realtà sottende effetti che impattano sul dimensionamento oltre che sulle performance del sistema. Si può quindi affermare come la riduzione del peso di un sistema velico sia l'obiettivo da perseguire in relazione ai benefici che comporta per tutti gli stati limite appena citati ed evidentemente anche per le prestazioni dell'unità in generale.

3.2 Modelli strutturali attuali (stato dell'arte)

Gli approcci al dimensionamento di un sistema velico sono molteplici in base all'accuratezza con cui si vuole analizzare la struttura ed in base ai risultati che si vogliono ottenere. Tali approcci si possono distinguere in base alle condizioni di vincolo che si ipotizzano per la struttura nella sua globalità, in base alla distribuzione dei carichi agenti, in base al modello strutturale adottato per valutare la resistenza della struttura.

Essi sono brevemente delineati nel seguito facendo riferimento ai modelli strutturali che si possono adoperare per le verifiche di stato limite.

3.2.1 Approcci semplificati di tipo analitico

In generale il modello strutturale adottato è quello di "trave" flesso-compresa e/o di "asta": si schematizza la struttura come un insieme di travi che costituiscono i vari tratti (pannelli) del fusto dell'albero compresi fra le crocette ed altre travi, o meglio aste, che costituiscono il sartame e si estendono fra le crocette (sartie verticali) e tra albero e crocette (sartie diagonali). Anche le crocette sono schematizzabili come travi che sono soggette a compressione. La travatura così realizzata può essere vincolata in modi differenti ed ovviamente si otterranno diverse sollecitazioni a parità di carico agente.

Modello staticamente determinato

Un sistema si definisce staticamente determinato (n reazioni = n vincoli) quando la soluzione nelle reazioni esiste ed è unica; i vincoli sono tutti efficaci.

In questo caso, per rendere la struttura staticamente determinata, in ogni giunzione tra albero-crocette, crocette-sartame, sartame-scafo, pannello-pannello etc. si assume possano avvenire rotazioni relative (cerniera) e si determinano le tensioni tramite l'equilibrio delle forze e dei momenti in ogni nodo in cui convergono le travi, in accordo ai noti criteri della scienza delle costruzioni per travature isostatiche (equazioni di equilibrio della statica delle costruzioni).

Si noti che l'inserimento di una cerniera quale collegamento fra i diversi elementi che compongono la struttura costituisce una semplificazione dell'approccio che assume l'impossibilità di trasmettere rotazioni e momenti tra gli elementi che convergono sulla

cerniera stessa. Tale semplificazione comporta che la struttura sia staticamente determinata ma è una forte semplificazione rispetto al caso reale utile per ottenere alcuni risultati preliminari che andranno poi verificati con modelli più complessi. In particolare, se per gli estremi degli elementi del sartame pur approssimata l'ipotesi è accettabile, certamente non lo è quando si considerano gli estremi dei pannelli che costituiscono il fusto dell'albero o il collegamento fra albero e crocette. Si possono inoltre assumere le seguenti ipotesi semplificative che derivano dalle ipotesi precedenti:

- il sartame sottovento è scarico (ma tale ipotesi non è certamente vera e dipende dal pretensionamento conferito al sistema);
- l'albero non si deforma (rimane diritto) sotto carico (chiaramente tale ipotesi è un'approssimazione);
- si possono considerare separatamente sollecitazioni e deformazioni nel piano trasversale ed in quello longitudinale (anche in questo caso l'ipotesi semplifica il problema reale).

Modello staticamente indeterminato

Un sistema si definisce staticamente indeterminato (n incognite $>$ n equazioni) quando la soluzione non è unica; tra le ∞^{r-n} soluzioni ne esiste solo una che rappresenta la soluzione fisica: la si può determinare abbandonando l'ipotesi di corpo rigido e tenendo in considerazione la deformabilità del materiale della struttura in accordo alle note equazioni di equilibrio e congruenza della Scienza delle Costruzioni.

Rimuovendo l'ipotesi che i collegamenti fra gli elementi si possano considerare come cerniere, si verifica che la struttura definita per schematizzare l'alberatura non è più staticamente determinata.

Si possono inizialmente applicare le condizioni derivanti dall'analisi del modello staticamente determinato ad uno staticamente indeterminato e riscontrarne le differenze. La travatura così schematizzata può essere risolta in base ai noti criteri della scienza delle costruzioni possibilmente verificando diversi casi di carico e vincolo ragionevoli ed opportunamente gravosi che possono verificarsi durante l'esercizio della struttura, in primis lo stato tensionale derivante dal pretensionamento necessario a conferire rigidità adeguata alla sistema velico.

Tenuto conto della disponibilità di strumenti software, è opportuno studiare questi modelli tramite un'analisi ad elementi finiti a causa della complicazione e dell'onerosità computazionale di un calcolo analitico piuttosto che operare in forma diretta risolvendo i sistemi di equazioni definiti con i metodi classici della Scienza delle Costruzioni, pur mediante ausili di calcolo numerico.

3.2.2 Modelli agli elementi finiti (FEM)

Richiamando quanto riportato in precedenza circa gli stati limite da verificare per i sistemi velici, è stata definita una tabella sinottica nella quale sono indicati i modelli di calcolo numerico agli elementi finiti adottabili per la verifica di ogni stato limite.

A partire dal precedente modello strutturale (travatura staticamente indeterminata) composto da travi ed aste, vincolato e caricato come sopra esposto, si possono complicare gli approcci migliorando la schematizzazione della struttura e dei carichi in base ai risultati che si vogliono ottenere. Alla base del modello FEM è possibile adottare ipotesi aggiuntive nel campo della non linearità della soluzione, quali ad esempio non linearità legate alle grandi deformazioni, non linearità di materiale, instabilità elastica, ecc. [17].

In pratica, adottando modelli di calcolo numerico agli elementi finiti, è possibile non solo determinare lo stato tensionale e deformativo assumendo che ogni componente sia schematizzabile con “travi” ed “aste”, cioè elementi monodimensionali (1-D) ma anche approfondire lo studio idealizzando alcuni componenti mediante elementi bidimensionali (2-D, ad esempio il profilo cavo che costituisce l’albero modellato con elementi di tipo “lastra”) oppure elementi tridimensionali (3-D, ad esempio i componenti di allestimento quali i collegamenti di estremità delle crocette e del sartame).

Modelli globali o parziali del sistema velico possono essere adottati per una migliore e più accurata definizione dello stato tensionale e deformativo, ed anche per analizzare il comportamento dinamico della struttura con una serie di analisi più complesse, se ritenuto necessario.

La Tabella 1 propone per diversi modi di cedimento associati agli stati limite e i modelli che si possono implementare.

Tabella 1: Modi di cedimento associati agli stati limite: modelli implementabili.

Limit state	FE modeling		
	1-D	2-D	2-D + 3-D
Buckling	global	local	–
Yielding	–	global	fittings / mast step
Collapse	global	local	fittings / mast step
Deformation	global	local	–
Accidental	global	–	–
Fatigue	–	–	fittings / welds

I modelli agli elementi finiti usualmente adottati nella progettazione dei sistemi velici dai progettisti di grandi unità a vela sono i seguenti:

- Modello completo della struttura con elementi trave
- Modello parziale di una parte del fusto dell’albero compreso fra la prima crocetta ed il ponte realizzato con elementi di tipo lastra (talvolta parzialmente con elementi solidi).

Tali modelli sono adottati per la verifica dello stato tensionale e deformativo della struttura e per la verifica ad instabilità elastica (buckling) di norma con metodologia semplificata quale quella dell'analisi linearizzata agli autovalori.

Talvolta sono realizzati modelli di dettaglio di singoli componenti di allestimento, non necessariamente dal progettista del sistema velico ma dai singoli fornitori degli stessi, per verificare la robustezza locale.

Le Figg. 25 e 26 mostrano la procedura con quale sono usualmente applicati.

Si può osservare come certamente, a partire da tali modelli, se ne possano implementare di più complessi sia per considerare lo stato tensionale della struttura con modelli bi- e tri-dimensionali, sia per analizzare le modalità di cedimento durante l'esercizio considerando le non linearità del sistema (geometriche, di materiale e di vincolo) e, in alcuni casi, anche gli aspetti dinamici del problema senza ricorrere al tradizionale approccio "quasi-statico" con l'applicazione di sollecitazioni opportunamente definite che rappresentino appunto i carichi dinamici in una condizione di riferimento opportunamente gravosa.

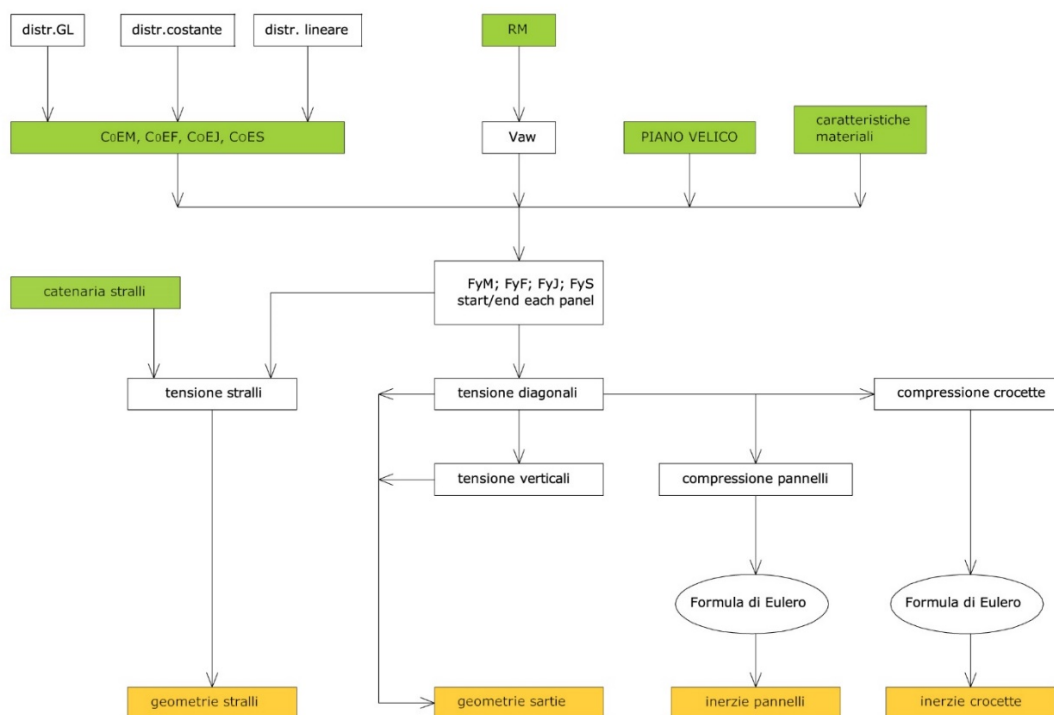


Figura 25: Schematizzazione procedura tipica di dimensionamento [18].

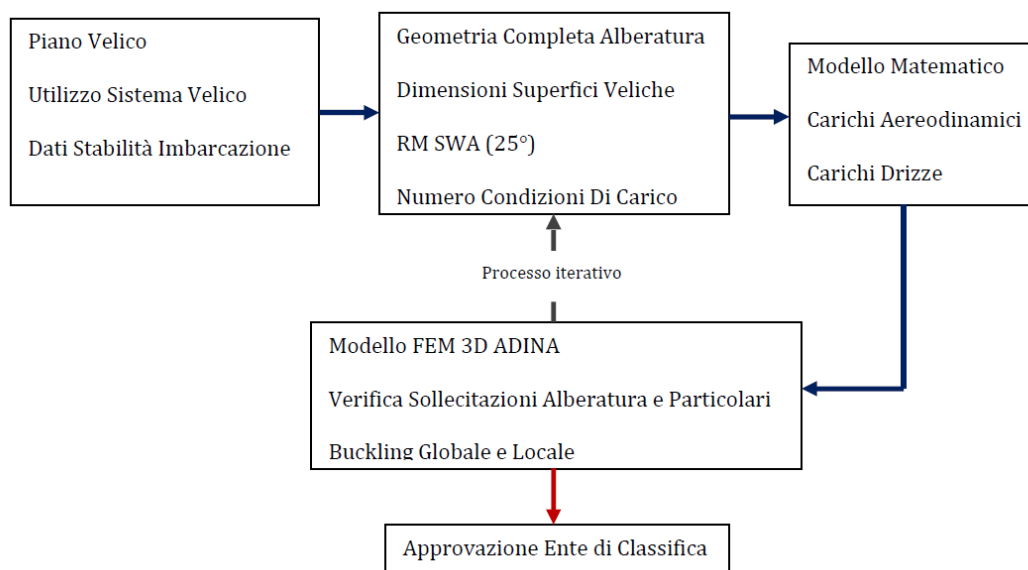


Figura 26: Schematizzazione procedura tipica di dimensionamento [18].

3.3 Principi di dimensionamento degli elementi del sistema velico

Una volta determinate le sollecitazioni adottando opportuni modelli di analisi strutturale è possibile procedere al dimensionamento degli elementi principali del sistema velico analizzando lo stato tensionale e deformativo ed il loro comportamento in vari scenari operativi. Di seguito una panoramica delle analisi e dei criteri di verifica tradizionalmente adottati per i vari componenti di un sistema velico.

3.3.1 Dimensionamento degli elementi trasversali: le sartie

L'albero è sollecitato a compressione mentre le sartie sono sollecitate a trazione di una forza di entità tale da ripristinare l'equilibrio; quindi alla base dell'albero si misura una compressione dello stesso valore della componente verticale della trazione di tutte le sartie e per ogni sezione orizzontale, in corrispondenza delle crocette, si misura una compressione uguale alla somma delle componenti orizzontali delle forze di trazione di tutte le sartie fissate al di sopra della sezione in esame [4].

La stabilità trasversale dell'albero dipende dal numero di crocette, dal posizionamento del piede dell'albero e come si è già detto, dalla differenziazione tra un albero appoggiato in coperta o incastrato in chiglia. Le tensioni sulle sartie derivano dalla pressione del vento sulle vele e dagli effetti dinamici che il moto ondoso genera sullo scafo descritti in precedenza.

Per il dimensionamento delle sartie si considera di norma la formula semplificata contenuta ad esempio in [4] ma concettualmente richiamata in tutti i metodi di verifica dei sistemi velici proposti in letteratura e dalle normative (Fig. 27):

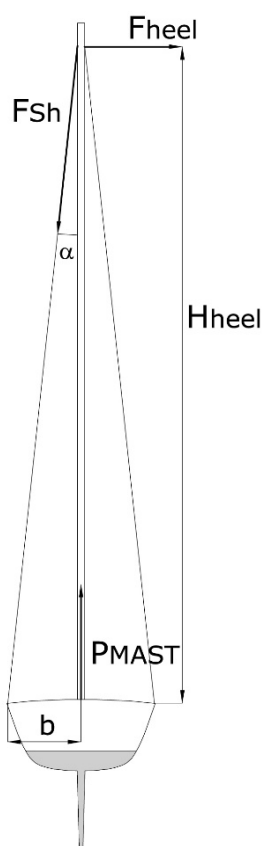


Figura 27: Forza di trazione delle sartie.

Momento inclinante M_i : $F_{heel} \cdot H_{heel} = RM_{design} = P_{MAST} \cdot B/2$

Scomponendo la forza di compressione a base d'albero P_{MAST} vale:

$$P_{MAST} = 2H \cdot F_{heel}/B \text{ [ton]}$$

La forza da cui è sollecitata a trazione la sartia vale:

$$F_{HS} = \sqrt{F_{heel}^2 + P_{MAST}^2} \text{ [ton]}$$

$$\alpha = \arctg\left(\frac{b}{H_i}\right) \text{ [gradi]}$$

Un altro metodo analitico per conoscere la tensione sulle sartie, e quindi determinarne il diametro è presentato nel [13]:

$$\text{Tensione sartia} = \frac{\text{carico} \cdot L_{sartia}}{L_{spreader}}$$

3.3.2 Dimensionamento degli elementi longitudinali: gli stralli

La stabilità longitudinale dell'albero dipende dall'eventuale frazionamento dell'armo, dagli stralli poppieri e prodieri, dalle sartie basse e dalle volanti. Per gli stralli la

trattazione è più complicata che per le sartie perché la tensione varia al variare della forza che agisce sulle vele in quanto si genera una componente considerevole in direzione laterale che si traduce in forze di trazione assai elevate sia sugli stralli che sull'albero.

Gli stralli di prua hanno il compito di contrastare quelli di poppa e nel caso d'imbarcazioni con un solo albero, essendo quest'ultimo posizionato più verso prua, la trazione sullo strallo di poppa risulta inferiore rispetto a quello di prua dovendosi bilanciare le componenti sul piano orizzontale in direzione longitudinale. Come per il dimensionamento delle sartie per prima cosa bisogna calcolare il momento raddrizzante a 30° d'inclinazione per poi ottenere i carichi di rottura che servono per il dimensionamento tenendo conto dei fattori di sicurezza.

In generale si considera che per gli stralli pretensionati la tensione cresca tanto da far considerare un sovradimensionamento della forza del 25% per essere sicuri che vada a rottura prima degli attacchi.

Lo stesso vale per gli attacchi delle lande e i golfari sul ponte di coperta.

In [4] il carico di rottura dello strallo di prua vale:

$$5RM(30)/H + 1000 \quad [\text{kg}],$$

con H definito come altezza dell'albero dal ponte H_{heel} in Fig. 27.

I momenti d'inerzia valgono:

$$J_x = (0,1 \cdot K_1 \cdot FT_c \cdot h_2)/100 \quad [\text{cm}^4]$$

$$J_y = (0,1 \cdot K_2 \cdot FT \cdot H_2)/100 \quad [\text{cm}^4]$$

K_1 dipende dalla posizione del pannello e dal fattore d'incastro; K_2 dipende dal numero di crocette e sono definiti in [4] sulla base di considerazioni semi-empiriche. FT_c tiene conto che il valore della compressione è minore procedendo verso l'alto. Per lo strallo più alto di prua si assume un incremento del 15-30% di carico. In generale la misura del diametro dei cavi è proporzionale al dislocamento.

Per l'attrezzatura frazionata lo studio è più complesso in quanto ai carichi di compressione si sommano le flessioni dovute al fatto che la parte superiore dell'albero lavora come una trave a sbalzo. Nel piano longitudinale si deve misurare la freccia che l'albero può sopportare a flessione. Il testo [4] suggerisce valori dell'ordine di $1/20$ della lunghezza.

Il testo [3] porta la seguente formulazione per il dimensionamento dello strallo di prua:

$$P_{FO} = 15 \cdot RM/(l + f_s) \quad [\text{N}]$$

Nel dimensionamento degli stralli la formulazione probabilmente migliore reperita in letteratura è ancora una volta quella suggerita dal [8]. Il carico di lavoro dello strallo di prua vale:

$$F_{HS} = \frac{qL}{8s}$$

$$q = \frac{F_{yF}}{L}$$

dove:

F_{HS} : tensione sullo strallo di prua,

F_{yF} : forza trasversale della vela di prua,

L : lunghezza dello strallo,

s : la dimensione della catenaria (nella sua direzione laterale come in Fig. 28). intesa come frazione della lunghezza dello strallo; il valore di s è tabulato in [8] in base al tipo di categoria dell'imbarcazione ed evidentemente costituisce il limite di tale formulazione essendo un coefficiente determinato su base empirica anche se molto probabilmente conservativo e valido per unità di grandi dimensioni.

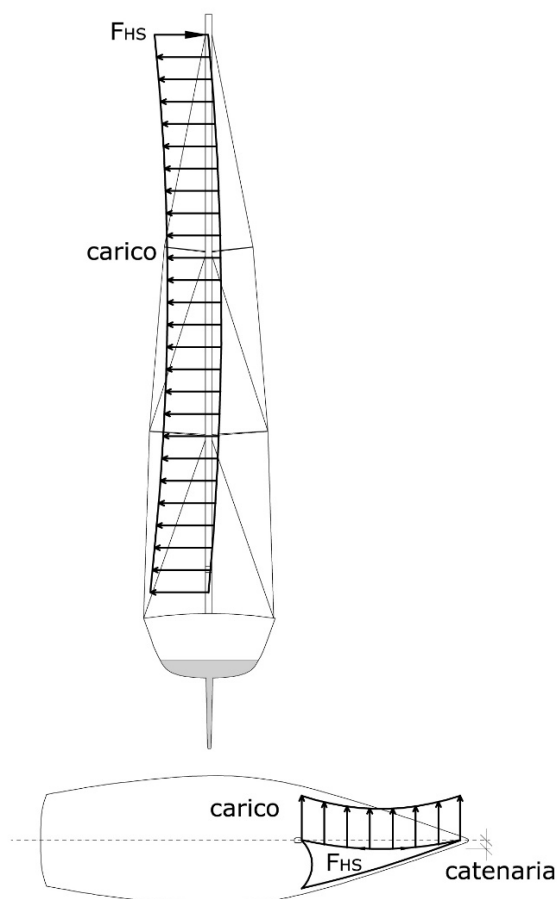


Figura 28: Carichi sullo strallo di prua.

Per alberi armati in testa d'albero i carichi di progetto sullo strallo di poppa si possono definire dall'equilibrio dei momenti alla base dell'albero. Nel caso di crocette acquare-

rate nell'equazione d'equilibrio si può considerare anche il contributo della componente longitudinale delle forze di compressione delle crocette poste in corrispondenza delle sartie alte.

3.3.3 Rigidezza dell'albero

La tensione di sartie e stralli genera una compressione sull'albero e, affinché non avvengano deformazioni e rotture, la rigidezza degli elementi deve essere verificata con il momento d'inerzia in base alla dimensione dei pannelli in cui si considera suddiviso l'albero. Il modo più immediato è quello che deriva dalla formula di Eulero:

$$W = \left(\frac{\pi}{L}\right)^2 EI$$

dove W è il valore della compressione a base albero già determinata.

In generale questo metodo vale per ogni tipo di albero e non si è limitati da un numero di crocette inferiore a tre come invece si considera in [3] dove gli autori suggeriscono le formule seguenti:

$$I_x = k_1 \cdot m \cdot P_{MAST} \cdot l_{(n)}^2 \quad [\text{mm}^4]$$

$$I_y = k_2 \cdot k_3 \cdot m \cdot P_{MAST} \cdot h^2 \quad [\text{mm}^4]$$

$$P_{MAST} = 1,5 \cdot \text{RM}/b \quad [\text{N}].$$

k_1 : fattore per il pannello definito in base al caso di carico e alla configurazione del sistema velico.

k_2 : fattore stimato in base alla configurazione del sistema velico.

k_3 : analogo a K_A in [4], vale 1,35 per l'albero appoggiato in coperta e 1,0 per l'albero in chiglia.

m : vale 1 per l'alluminio; $70500/E$ per gli altri materiali.

$l_{(n)}$: lunghezza dei pannelli.

h : misura della distanza tra l'attacco dello strallo di prua e la sovrastruttura.

Di seguito i valori dei coefficienti riportati in [3] per le diverse configurazioni di albero (fino a 3 ordini di crocette, si veda Fig. 29).

L'albero incastrato in chiglia necessita di un momento d'inerzia inferiore del 35% per considerare la diversa condizione di vincolo. Nel caso d'armo frazionato il modulo di resistenza della sezione in testa d'albero diminuisce di circa la metà e si abbassa il punto in cui comincia la rastrematura di un 25% della lunghezza del pannello tra l'attacco dello strallo di prua e l'ultima crocetta portando notevoli vantaggi [3].

Di norma tuttavia, la rastremazione della sezione resistente dell'albero viene trascurata nei calcoli di verifica e solo talvolta per grandi unità se ne considera la variazione in modo approssimato su ogni pannello.

Type of Rig	Panel Factor k_1		Type of Staying	Staying Factor k_2				
	Panel 1	Panel 2 & 3		$F - 0$	$M - 1$	$F - 1$	$M - 2$	$F - 2$
$F - 0$	$2.4 \cdot k_3$	—	1) Double Lowers	—	0.85	0.80	0.90	0.85
$F - 0$ short spr.	$1.6 \cdot k_3$	—	2) Single Lowers	—	0.80	0.75	0.85	0.80
$M - 1$	$2.5 \cdot k_3$	3.50	3) Runners & i.f	—	—	0.85	—	0.80
$F - 1$	$2.4 \cdot k_3$	3.35	4) Runners & c.s	—	1.00	0.95	0.95	0.95
$M - 2$	$2.7 \cdot k_3$	3.80	5) Swept Spreaders	—	—	1.00	—	0.95
$F - 2$	$2.7 \cdot k_3$	3.60	6a) Short Spreaders	1.05	—	—	—	—
			6b) No Spreaders	2.00	—	—	—	—

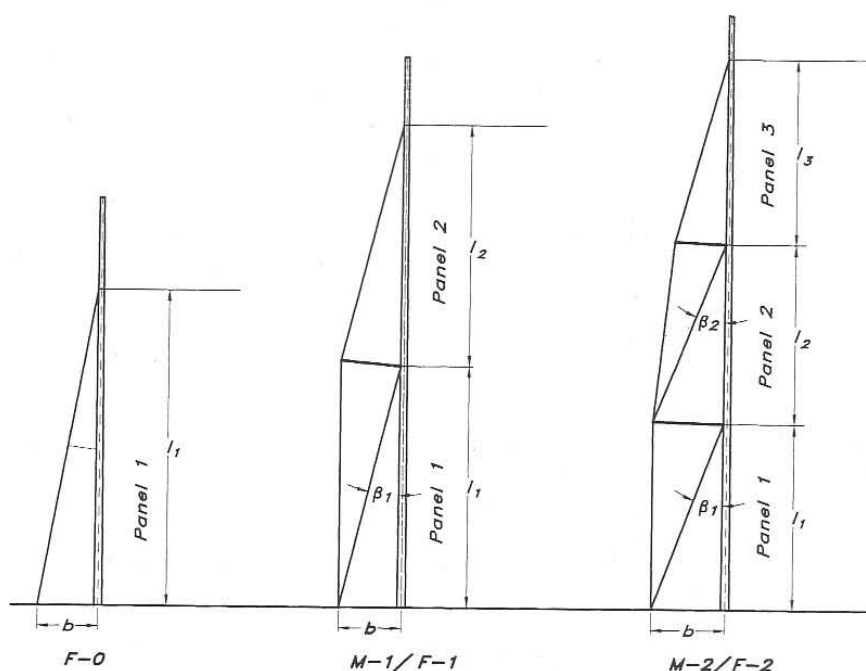


Figura 29: Sartieme per alberi senza crocette o con uno o due ordini di crocette [3].

3.3.4 Dimensionamento delle crocette

La funzione delle crocette è di suddividere l'albero in pannelli di lunghezza inferiore per diminuire la campata libera di inflessione che governa i fenomeni di instabilità globale del sistema. Le crocette sono soggette ad un carico assiale derivante dal sartieme e devono lavorare esclusivamente in compressione cercando di evitare sollecitazioni di taglio e flessione. A tal fine, si possono adottare elementi di collegamento con l'albero che permettano la rotazione relativa (cerniere), anche se tale accorgimento deve essere valutato.

I collegamenti sull'albero devono evidentemente assorbire una rotazione (e quindi un momento flettente se la rotazione è impedita) nel piano delle crocette e contribuire così alla stabilità longitudinale dell'albero.

In [8] per il dimensionamento per il lato sopravvento si considera che i carichi sono applicati in direzione x , y , e si ha un momento flettente risultante dai carichi di rottura

delle verticali con una distanza h tra loro definita come in Fig. 30; il carico sulle verticali varia in base all'angolo δ d'acquartieramento delle crocette. I carichi sul lato sottovento variano in funzione del numero di crocette n , della misura di P ed E , della velocità del vento apparente V_A [m/s] (il riferimento [8] suggerisce un valore di 19 m/s) tramite la formula:

$$F_{yc} = l_P \cdot E \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot 0,6 \cdot V_A^2 \quad [\text{N}],$$

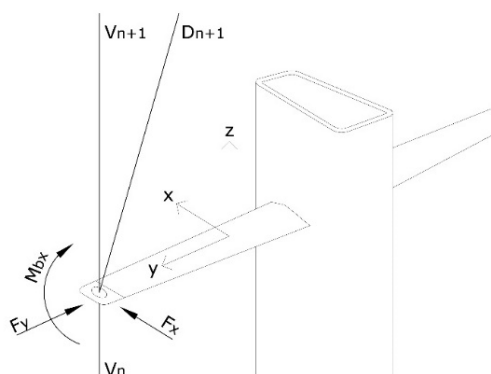
dove:

$l_P = P/(n + 1)$ [m], con P il carico della drizza e n il numero di coppie di crocette.

c_1 : fattore indice della curvatura del profilo della vela (camber) alle diverse altezze tabulato in [8] e in Fig. 30.

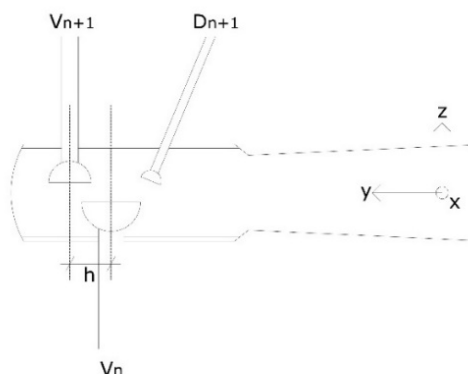
c_2 : tabulato in [8] come riportato in Fig. 31.

c_3 : fattore di sicurezza assunto pari a 2.0.



c_1	3-spreader-rig	4-spreader-rig	5-spreader-rig
Spreader 1	0,75	0,80	0,83
Spreader 2	0,50	0,60	0,67
Spreader 3	0,25	0,40	0,50
Spreader 4	—	0,20	0,33
Spreader 5	—	—	0,17

Figura 30: Carichi sulla crocetta e fattore di “giro d'albero”.



c_1	3-spreader-rig	4-spreader-rig	5-spreader-rig
Spreader 1	0,5	0,5	0,4
Spreader 2	0,8	0,7	0,6
Spreader 3	1,0	0,9	0,8
Spreader 4	—	1,0	0,9
Spreader 5	—	—	1,0

Figura 31: Posizione del sartame nel tip-cup della crocetta e fattore di distribuzione.

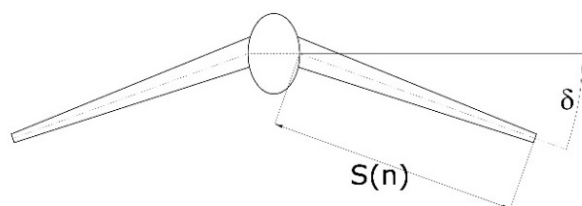


Figura 32: Dimensionamento della crocetta.

In [3] le formule per il dimensionamento delle crocette sono invece semplificate:

$$I_{1/2} = 0,8 \cdot \frac{C_{(n)} \cdot S_{(n)}}{E \cdot \cos \delta} \quad [\text{mm}^4]$$

$$SM = k \cdot S_{(n)} \cdot V_{(n)} \cdot \cos \delta \quad [\text{mm}^3]$$

dove, con riferimento anche a Fig. 30, Fig. 31, Fig. 32:

$C_{(n)}$: componente trasversale della forza di compressione delle crocette.

E : modulo di Young del materiale

$I_{1/2}$: Momento d'inerzia a metà lunghezza della crocetta

SM : Modulo di resistenza della sezione in prossimità dell'albero

$k = 0,16/\sigma_{0,2}$, dove $\sigma_{0,2}$ è il carico di snervamento convenzionale del materiale della crocetta.

Gli attacchi della crocetta devono sopportare un momento flettente che vale:

$$M_s = 0,16 \cdot S_{(n)} \cdot V_{(n)} \cos \delta \quad [\text{N} \cdot \text{mm}],$$

dove $V_{(n)}$ è il carico di trazione sul sartame che insiste sulla crocetta (sartie verticali basse o diagonali per crocette superiori).

3.3.5 Dimensionamento del boma

Il boma è soggetto a compressione, flessione, taglio e torsione. I carichi derivano principalmente dalla scotta, dalla balumina della randa, dal tesa-base e infine dal vang.

In [3], da cui sono tratte le formule a seguire, si considerano anche le forze derivanti dalla pressione del vento sulla randa, come al solito ricavato dall'equilibrio tra momento sbandante e raddrizzante RM.

Le forze sono applicate sulla trozza del boma come si osserva in Fig. 23 e valgono:

$$F_{BV} = 0,5 \cdot \text{RM} \cdot X_s / (H_A \cdot X_v) \quad [\text{N}]$$

$$F_{BH} = 0,5 \cdot \text{RM} \cdot X_s / (H_A \cdot Y_v) \quad [\text{N}]$$



in cui:

H_A : distanza dal pelo libero dell'acqua al centro di spinta C_0EM della randa.

Il valore del modulo di resistenza della sezione verticale (il doppio di quello orizzontale) vale:

$$SM = 600 \cdot \frac{RM(X_s - X_v)}{\sigma_{0,2} \cdot H_A} \quad [\text{mm}^3].$$

Il valore del modulo di resistenza della sezione orizzontale è la metà di quello verticale.

4 Conclusioni e sviluppi del progetto

Come anticipato in premessa, si ritiene di poter raggiungere l'obiettivo di riduzione del peso dei sistemi velici delle grandi unità a vela considerando quattro aspetti ritenuti fondamentali:

- A Simulazioni numeriche dei componenti strutturali e dei sistemi velici,
- B Prove sperimentali in grande scala su modelli di componenti e sistemi di misura per il monitoraggio,
- C Materiali innovativi e configurazioni di nuova concezione,
- D Processi produttivi e assemblaggio di sotto-componenti.

La panoramica del processo progettuale, degli stati limite, delle modalità di cedimento e dei modelli di verifica ha potuto mettere in luce quali siano le possibili aree di miglioramento chiarendo come gli aspetti appena indicati possano essere trasversali al processo di progettazione e di produzione.

In effetti il processo progettuale potrà avvantaggiarsi di modelli innovativi per le verifiche di stato limite, validati da evidenze sperimentali sia su modelli e simulacri da provare in laboratorio, sia con misure in esercizio tramite monitoraggio sul campo. Le esperienze sul campo possono contribuire a migliorare la conoscenza dei fenomeni di cedimento e soprattutto delle azioni che sollecitano il sistema, la cui entità e variazione durante l'esercizio è a tutt'oggi piuttosto incerta.

Sulla base di modelli di simulazione innovativi si potrà ripensare anche il processo progettuale includendo materiali e configurazioni di nuova concezione, che per ora non sono considerati per la costruzione proprio in ragione delle incertezze ed approssimazioni insite nella progettazione.

Conseguenza quasi ovvia di una riduzione di peso è la necessità di migliorare i processi produttivi poiché si deve garantire una migliore qualità dei manufatti a fronte di un minor utilizzo di materiale mantenendo i medesimi margini di sicurezza (o ignoranza).

4.1 Modelli strutturali innovativi

Nonostante siano ormai disponibili modelli strutturali innovativi e strumenti di calcolo adeguati per implementarli, nella pratica spesso si continua a ricorrere ad analisi teoriche ed a formulazioni semplificate, con approccio relativamente empirico, rendendo difficile perseguire l'obiettivo della riduzione di peso.

Nonostante alcune normative delle società di classificazione navale richiedano l'utilizzo di modellazioni numeriche, queste sono da un lato limitate a modelli linearizzati quali ad esempio quelli per l'analisi di buckling agli autovalori oppure non sono adeguatamente specificate le modalità di esecuzione rendendo i risultati ottenuti difficoltosi da interpretare e dipendenti dalla strategia di modellazione utilizzata.

In effetti, modelli di calcolo non lineare, oltre a richiedere un costo computazionale notevole, hanno necessità di un utilizzo esperto e, per quanto possibile, di linee guida per la loro applicazione al fine di poter efficacemente simulare il comportamento della struttura ed identificare gli stati limite del sistema. Tuttavia queste ultime non sono ad oggi disponibili.

Si propone quindi di confrontare casi di studio recentemente sviluppati in letteratura scientifica, anche dai ricercatori dell'Università di Genova, con l'attuale pratica progettuale dei partner del progetto, ed in particolare di Perini Navi, per individuare possibili miglioramenti del processo di verifica strutturale utili ad affinare la conoscenza e quindi a ridurre il peso mediante utilizzo di componenti con dimensionamenti più leggeri o materiali diversi da quelli metallici più tradizionali.

Analisi in campo dinamico recentemente realizzate dai ricercatori dell'Università di Genova sembrano particolarmente utili allo scopo, oltre alla possibilità di implementare analisi di tipo non lineare a vari livelli di dettaglio in modo da valutarne l'efficacia in relazione al costo computazionale, ai tempi di esecuzione ed alla necessità di competenze specifiche per introdurre tali metodi nella pratica quotidiana dei cantieri.

Considerando i veloci sviluppi in campo computazionale degli ultimi anni, si può ritenere che si possano produrre modelli non lineari complessi sia in campo statico che in campo dinamico, implicito ed esplicito.

Proprio in considerazione di quanto accennato, si propone inoltre lo sviluppo di un modello "ridotto" per l'analisi del sistema velico da utilizzarsi per eventuali studi di ottimizzazione strutturale.

In termini di collasso per instabilità, gli stati ultimi associati alla risposta post-instabile della struttura risultano estremamente interessanti per i materiali più leggeri come i compositi in quanto, a causa della rigidità relativamente bassa, l'instabilità generalmente è associata ad un'ampia fase elastica del materiale, con incremento della risposta in termini di forza assiale ed ampie deformazioni in grado di assorbire importanti quantità di energia [19].

L'impostazione del problema in termini energetici anziché di equilibrio di forze apre la strada alla modellazione dinamica, laddove la storia del carico risulti tempo variante. Forze impulsive applicate per brevi periodi di tempo possono essere tollerate dalla struttura anche nel caso queste superino i valori critici di stabilità grazie all'effetto inerziale stabilizzante dovuto alla naturale opposizione della struttura a modificare il proprio stato di quiete. Inoltre il lavoro compiuto dalle forze esterne può, in parte, essere assorbito dalle grandi deformazioni elastiche permesse dal materiale associate alla risposta post-critica.

Uno studio numerico approfondito su tali fenomeni è stato condotto dai ricercatori dell'Università di Genova (pubblicato nel 2015 su prestigiosa rivista internazionale) su componenti di alberi in lega leggera di alluminio ed ha prodotto risultati incoraggianti che spingono a investigare circa la risposta dinamica di un sistema complesso come un albero di grandi dimensioni ed annesso sartame, eventualmente estendendo l'analisi a materiali compositi fibro-rinforzati.

A titolo esemplificativo, la Fig. 33 riporta in ordinata la risposta dinamica in termini di massimo carico sostenibile dal pannello inferiore di un albero in alluminio, in conseguenza di un impulso sinusoidale di periodo variabile (in ascissa).

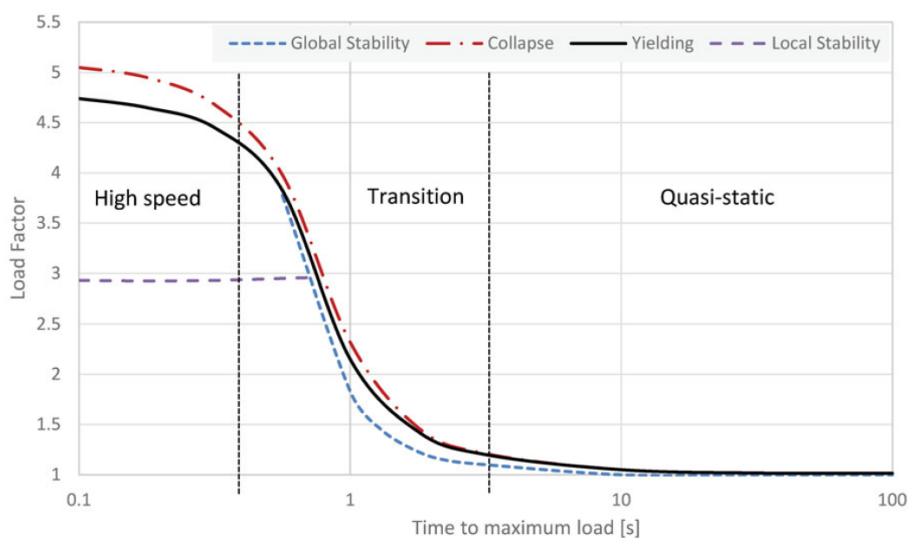


Figura 33: Risposta dinamica di un pannello in alluminio di un albero di grandi dimensioni [20].

4.2 Materiali e resistenza delle strutture

Nonostante i materiali metallici siano ben noti ed utilizzati universalmente per le costruzioni, proprio la necessità di implementare modelli di calcolo non lineare a vari livelli di dettaglio implica la necessità di una accurata definizione dei valori limite di snervamento e rottura e la definizione di un modello costitutivo che fornisca la caratterizzazione meccanica.

Si tenga inoltre presente come per i sistemi veloci lo stato limite che governa il dimensionamento, ovvero l'instabilità cui sono soggetti individualmente i singoli componenti e globalmente tutto il sistema, dipende dalla rigidità della struttura in prima battuta e soltanto nella fase postcritica, una volta raggiunto il limite di instabilità elastica, anche dal legame costitutivo del materiale e da eventuali fenomeni di plasticizzazione. A sua volta la rigidità della struttura dipende dalla caratterizzazione dell'elasticità del materiale e dalla variazione di configurazione geometrica che, per queste particolari strutture, non può essere ipotizzata trascurabile come nelle teorie più classiche della Scienza delle Costruzioni.

D'altra parte i materiali adoperati per i sistemi veloci sono comunque materiali speciali (leghe leggere della serie Al 6082, acciai Nitronic, ecc.) e la loro caratterizzazione è comunque oggetto ancora di ricerca e sviluppo. Nuovi materiali sono stati recentemente introdotti (compositi avanzati per l'albero, polimeri per il sartame, ecc.) la cui carat-

terizzazione completa è ancora oggetto di studio specialmente per quanto riguarda il degrado nel tempo e per effetto degli agenti ambientali.

Si aggiunga il fatto che il processo di fabbricazione comunque comporta degrado ed imperfezioni che vanno definite accuratamente in un'ottica di riduzione di peso e maggiore accuratezza dei modelli predittivi del comportamento della struttura.

Dal punto di vista del materiale, le non linearità necessarie a simulare la rottura di un composito fibro-rinforzato di cui si è già fatto cenno nel paragrafo precedente, possono essere incluse all'interno della sequenza di laminazione di un elemento shell multistrato nella modellazione agli elementi finiti che si intende implementare nella pratica progettuale con adeguato grado di dettaglio, certamente superiore a quello tradizionalmente adottato e limitato a modelli con elementi monodimensionali.

Il comportamento fragile tradizionalmente associato ai compositi viene usualmente approssimato rimuovendo, o penalizzando opportunamente, il contributo in termini di rigidità del singolo strato una volta superato il limite di rottura identificato da uno specifico criterio assegnato (es. Tsai-Hill, Tsai-Wu, Max stress, etc...). Questa metodologia permette di superare le tradizionali analisi atte a ricercare lo stato limite di first-ply-failure, per ottenere informazioni inerenti il potenziale carico ultimo della struttura.

4.3 Validazioni sperimentali

Per calibrare modelli numerici complessi e per confermare quali siano gli stati limite da verificare che governano il dimensionamento, che nel caso di strutture alleggerite possono modificarsi significativamente, si prevedono rilievi sperimentali.

È opportuno notare come la disponibilità di grandi unità a vela in condizioni di esercizio sia estremamente difficoltosa. Per questo saranno utilizzati anche dati di letteratura oltre che rilievi derivanti da altre fonti e progetti di ricerca per quanto possibile.

Saranno forniti dai partner del progetto, ed in particolare da Perini Navi, esponenti di peso di unità costruite al fine di confrontare soluzioni con sistema velico in lega leggera con quelle in materiale composito, non solo in termini di peso di albero e manovre ma anche di conseguenza su tutta la nave.

Ulteriori analisi e studi potranno essere sviluppate in seguito anche in considerazione degli interessi dei partner circa la costruzione di alberi e/o altri componenti in materiale composito.

4.4 Studi su vele e manovre (FSI)

Negli ultimi anni si sono andate sviluppando le teorie relative all'interazione fluido-struttura, di pari passo con la disponibilità di ausili di calcolo numerico. In effetti, problemi noti da decenni e che si potevano affrontare soltanto per via teorica o sperimentale, con approssimazioni ed incertezze, oggi possono essere descritti accoppiando

simulazioni con metodi numerici differenti ovvero definendo modelli numerici monolitici che contemplino simulazioni in ambito multi-fisico.

Il costo computazionale di tali modelli è tuttora troppo oneroso per un'applicazione sistematica nella pratica progettuale ma essi possono risultare utili da un lato per la comprensione di particolari fenomeni e dall'altro per analizzare alcune situazioni che, proprio a seguito dell'alleggerimento delle strutture possono verificarsi.

Lo sviluppo di studi sull'interazione fluido/struttura ha quindi più obiettivi. Oltre ad una migliore e più diretta conoscenza delle azioni sul sistema velico, attualmente ricondotta al caso di equilibrio statico della nave sbandata, potrà consentire di migliorare il progetto strutturale delle vele che comunque costituiscono una voce di peso non trascurabile, sebbene queste non siano oggetto diretto dello studio di ricerca. Inoltre sarà possibile studiare anche in ambito dinamico eventuali fenomeni di instabilità globale e locale indotti da particolari variazioni della pressione del fluido su strutture con rigidità relativamente bassa (es. fenomeni di flutter e divergenza).

D'altra parte, si è accennato come qualsiasi riduzione di peso del sistema velico contribuisca anche in modo indiretto al miglioramento delle performance in generale ed a una ulteriore diminuzione di peso legata alla minore necessità di stabilità di peso (zavorra). In breve, la riduzione del peso in alto su unità a vela comporta anche minore necessità di pesi dello scafo e pinne di deriva sempre più leggere e profonde. Con materiali più avanzati, si possono ottenere sia alberi sia pinne di deriva leggeri. Ma se i primi possono essere resi più rigidi mediante una idonea configurazione del sistema (crocette e sartame), questo non è possibile per le strutture dell'opera viva, rendendo necessario studiare e capire fenomeni che, almeno fino ad oggi, erano oggetto della progettazione aeronautica più che di quella navale.

Riferimenti bibliografici

- [1] Bruni L. Metodi per il dimensionamento del sistema velico di grandi navi a vela. Tesi di Laurea Magistrale in Yacht Design, Università degli Studi di Genova, Dicembre 2007. Relatori: C.M. Rizzo, M. Paci.
- [2] Skene N. L. *Elements of Yacht Design*. Sheridan House, Dobbs Ferry, NY, USA, reprint of 1938 edition, 2001.
- [3] Larsson L. e Eliasson R. *Principles of Yacht Design*. International Marine Publishers, Camden, ME, 2013.
- [4] Crepaz S. *Teoria e progetto di imbarcazioni a vela*. Zanichelli, Bologna, 1990.
- [5] Enlud H., Pramila A. e Johansson P. G. Calculated and measured stress resultants in the mast and rigging of a baltic 39 type yacht. In *Proc. International Conference on Design Considerations for Small Craft*, London, UK, 13–15 February, 1984. Royal Institute of Naval Architects, London, UK. Paper No. 17.
- [6] Boote D. e Caponnetto M. A numerical approach to the design of sailing yacht masts. In *Proceedings of 10th Chesapeake Sailing Yacht Symposium*, Annapolis, MD, 8th February, 1991, pages 59–81. Society of Naval Architects and Marine Engineers (SNAME), Alexandria, VA, USA, 1991.
- [7] Mitchell C. Rigging loads on the yacht ‘New Zealand’ and rig design formulae. *RINA Transactions*, 135(B):253–269, 1993.
- [8] *Design and construction of large modern yacht rigs*. Germanischer Lloyd, 2009.
- [9] Mitchell C. *Super Yacht Rig Design*. Applied Engineering Services Ltd, Auckland, New Zealand, 1994.
- [10] Timoshenko S. P. e Gere J. M. *Theory of Elastic Stability*. McGraw-Hill, New York, NY, 2nd edition, 1961.
- [11] Werff T. F. e Keuning P. J. van der. Strength and stiffness of rigs. Technical Report 350, Technical University of Delft, 1988.
- [12] Janssen R. J. e Beukers A. Best mast: a new way to design a rig. In *Proceedings of the 18th international HISWA symposium on Yacht design and Yacht construction*, pages 1–13, Amsterdam, The Netherlands, 2004. HISWA.
- [13] Kinney F. S. *Skene’s Elements of Yacht Design*. Adam & Charles Black, London, UK, 1962.
- [14] Carrera G., Rizzo C.M. e Paci M. Structural monitoring of mast and rigging of sail ships. In C. Guedes Soares e P. K. Das, 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.

- [15] Rizzo C. M. e Boote D. Scantling of mast and rigging of sail boats: a few hints from a test case to develop improved design procedures. In Sphaler S. H., F. Estefen S. e P. Pasqualino I., editors, *Proceedings of the PRADS 2010, the 11th International Symposium on Practical Design of Ships and other Floating Structures*, Rio de Janeiro, Brasil, 19-24 September, 2010, volume 1, pages 613–623. COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, Brasil, 2010.
- [16] Lepidi M., Gheraldi S. e Rizzo C. M. A nonlinear monodimensional beam model for the dynamic analysis of the mast pumping phenomenon in sailing boats. In Gambarotta L. e Morro A., editors, *AIMETA 2015: Atti del XXII Congresso nazionale dell'Associazione Italiana di Meccanica Teorica e Applicata*, Genova, 14-17 Settembre 2015, pages 277–286. GUP, Genova, 2015.
- [17] Bathe K. J. *Finite Element Procedures*. Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ, USA, 1996.
- [18] Siani S. Studio tramite FEA di un albero di grandi dimensioni. Tesi di Laurea Magistrale in Yacht Design, Università di Genova, Ottobre 2014. Relatori: C.M. Rizzo, M. Paci.
- [19] Zamani F. Local buckling analysis on a carbon fiber composite mast panel using the finite elements method. Tesi di Laurea Magistrale in Yacht Design, Università di Genova, Giugno 2014. Relatori: C.M. Rizzo, M. Paci.
- [20] Gaiotti M. e Rizzo C. M. Dynamic buckling of masts of large sail ships. *Ships and Offshore Structures*, 10(3):290–301, 2015.