



Autorità di Sistema Portuale  
del Mare Adriatico Orientale  
Porti di Trieste e Monfalcone

## PROGETTO AdSP n° 1948

# Banchinamento parziale del terminal Ro-Ro Noghère nel Porto di Trieste - Fase I secondo il PRP 2016, comprensivo di dragaggio del canale di servizio e di collegamento alla viabilità

### PROGETTISTA:



F&M Ingegneria Spa  
Via Belvedere 8/10  
30035 - Mirano (VE)



SQS srl  
Viale della Terza Armata 7  
34123 - Trieste (TS)



HMR srl  
Piazzale della Stazione 7  
35131 - Padova (PD)



F&M Divisione Impianti srl  
Via Belvedere 8/10  
30035 - Mirano (VE)



HMR Ambiente srl  
Piazzale della Stazione 7  
35131 - Padova (PD)



ArcheoTest Srl  
Via Vidali 5  
34129 - Trieste (TS)

### RESPONSABILE UNICO DEL PROCEDIMENTO:

Ing. Eric Marcone

## PROGETTO DI FATTIBILITA' TECNICO-ECONOMICA

NOME FILE: 1948\_PFTE\_I2\_STR\_r002\_02\_00.doc

SCALA: -

### TITOLO TAVOLA:

**RELAZIONE SUGLI ARREDI DI BANCHINA**

### ELABORATO:

**I2\_STR\_r002**

Rev.	Data	Descrizione	Redatto	Verificato	Approvato
00	19/05/2023	PRIMA EMISSIONE PER COMMENTI	S.A.	C.G.A.	T.T.



## Sommario

<b>1</b>	<b>PREMESSA .....</b>	<b>2</b>
<b>2</b>	<b>FENDER.....</b>	<b>3</b>
<b>2.1</b>	<b>ENERGIA NORMALMENTE PRODOTTA DURANTE L'ATTRACCO (E<sub>N</sub>) .....</b>	<b>3</b>
<b>2.1.1</b>	<b>Velocità di accosto .....</b>	<b>4</b>
<b>2.1.2</b>	<b>Metodo di calcolo del coefficiente prismatico .....</b>	<b>4</b>
<b>2.1.3</b>	<b>Metodo di calcolo del coefficiente di configurazione dipendente dal tipo di banchina ...</b>	<b>5</b>
<b>2.1.4</b>	<b>Metodo di calcolo del coefficiente di rigidità del paraurti .....</b>	<b>5</b>
<b>2.1.5</b>	<b>Metodo di calcolo del coefficiente di eccentricità .....</b>	<b>5</b>
<b>2.1.6</b>	<b>Metodo di calcolo del coefficiente di massa aggiunta .....</b>	<b>5</b>
<b>2.1.7</b>	<b>Metodo di calcolo dell'energia di accosto.....</b>	<b>6</b>
<b>2.1.8</b>	<b>Calcoli di progetto .....</b>	<b>6</b>
<b>2.1.9</b>	<b>Scelta del paraurti .....</b>	<b>9</b>
<b>3</b>	<b>BITTE.....</b>	<b>16</b>

## Indice delle figure

Figura 2.1 – Curve di velocità di accosto (PIANC, 2002) .....	4
Figura 3.1 – Schema grafico per il calcolo dell'azione dovuta al vento (EAU,2012).....	16

## Indice delle tabelle

Tabella 3-1– Coefficienti di carico ed eccentricità per per navi ≥ 50.000 DWT (EAU, 2012) .....	16
---	----



## 1 PREMESSA

La presente relazione riporta il dimensionamento degli arredi di banchina (fender e bitte di ormeggio) e delle piastre di ormeggio previsti lungo il banchinamento parziale del terminal Noghère (fase I).

Il presente progetto rappresenta il primo lotto del banchinamento parziale del Terminal Ro-Ro Noghère, secondo le previsioni del PRP.

Come descritto nella relazione generale il primo lotto si compone del banchinamento per un tratto di circa 245 m e un ulteriore punto di ormeggio che consente l'attracco laterale di una nave portacontainer lungo la banchina,

Il passo dei fender e delle bitte in banchina è il seguente:

- Passo fender=  $i_f$ = 12,5 m
- Passo bitte=  $i_b$ = 25,0 m.



## 2 FENDER

Il dimensionamento dei parabordi è effettuato facendo riferimento alle "Guidelines for the Design of Fender Systems: 2002" PIANC-AIPCN.

### 2.1 Energia normalmente prodotta durante l'attracco ( $E_N$ )

L'energia che deve essere assorbita dal fender è calcolata con la seguente espressione:

$$E_N = 0,5 \cdot M_D \cdot V_B^2 \cdot C_M \cdot C_E \cdot C_C \cdot C_S$$

dove:

$M_D$  = dislocamento della nave (displacement)

$V_B$  = componente perpendicolare alla banchina della velocità di approccio (m/s)

$C_M$  = coefficiente di massa aggiunta (added mass coefficient)

$C_E$  = coefficiente di eccentricità (eccentricity coefficient)

$C_C$  = Coefficiente di configurazione di attracco (berth configuration coefficient)

$C_S$  = coefficiente di deformabilità (softness coefficient)

**Table 2.1** Typical sizes and percentages of weight groups for main merchant ship types (compilation of data from Strobusch (1971), Schneekluth (1985), updated by Papanikolaou using IHS Fairplay World Shipping Encyclopedia, v. 12.01, 2011)

Ship type	Limits		DWT/ $\Delta$ (%)	$W_{ST}/W_L$ (%)	$W_{OT}/W_L$ (%)	$W_M/W_L$ (%)
	Lower	Upper				
General cargo ships (t DWT)	5,000	15,000	65-80	55-64	19-33	11-22
Coasters, cargo ships (GRT)	499	999	70-75	57-62	30-33	9-12
Bulk carriers <sup>a</sup> (t DWT)	20,000	50,000	74-85	68-79	10-17	12-16
	50,000	200,000	80-87	78-85	6-13	8-14
Tankers <sup>b</sup> (t DWT)	25,000	120,000	78-86	73-83	5-12	11-16
	200,000	500,000	83-88	75-88	9-13	9-16
Containerships (t DWT)	10,000	15,000	65-74	58-71	15-20	9-22
	15,000	165,000 <sup>c</sup>	65-76	62-72	14-20	15-18
Ro-Ro (cargo) (t DWT)	$L \geq 80$ m	16,000 t DWT	50-60	68-78	12-19	10-20
Reefers <sup>d</sup> (ft <sup>3</sup> ) of net ref. vol.	300,000	500,000	45-55	51-62	21-28	15-26
Passenger Ro-Ro/ferries/ RoPax	$L \geq 85$ m	$L \geq 120$ m	16-33	56-66	23-28	11-18
Large passenger ships (cruise ships)	$L \geq 200$ m	$L \geq 360$ <sup>e</sup> m	23-34	52-56	30-34	15-20
Small passenger ships	$L \geq 50$ m	$L \geq 120$ m	15-25	50-52	28-31	20-29
Stern Trawlers	$L = 44$ m	$L \geq 82$ m	30-58	42-46	36-40	15-20
Tugboats	$P_B \geq 500$ KW	3,000 KW	20-40	42-56	17-21	38-43
River ships (towed)	$L \geq 32$ m	$L \geq 35$ m	22-27	58-63	19-23	16-21
River ships (self-propelled)	$L \geq 80$ m	$L \geq 110$ m	78-79	69-75	11-13	13-19

$W_L$  light ship weight,  $W_{ST}$  weight of steel structure,  $W_{OT}$  weight of outfitting,  $W_M$  weight of machinery installation

<sup>a</sup> Bulk carriers without own cargo handling equipment

<sup>b</sup> Crude oil tankers

<sup>c</sup> Triple E class of containerships of Maersk, DWT=165,000 t, first launched 2013

<sup>d</sup> Banana reefers

<sup>e</sup> Oasis class cruise ship of Royal Caribbean Int.,  $L=360$  m, 225,282 GT, launched 2009



Di seguito le caratteristiche della nave di progetto:

- portata lorda: DWT = 50'000t;
- dislocamento della nave: MD = 69'900 t;
- $L_{oa}$  = 266 m lunghezza fuori tutto;
- $L_{bp}$  = 252 m lunghezza tra le perpendicolari;
- $B$  = 32.3 m larghezza della chiglia;
- $A_L$  = 5810 m<sup>2</sup> e l'area laterale della nave offerta al vento;
- $A_T$  = 1250 m<sup>2</sup> e l'area trasversale della nave offerta al vento.
- immersione massima:  $D$  = 13 m.
- bordo nave:  $F$  = 8.4 m.

### 2.1.1 Velocità di accosto

La velocità di accosto dipende dalla difficoltà della manovra, dalla esposizione dell'ormeggio e dalla dimensione della nave. Le condizioni sono divise in cinque categorie come riportate nella successiva tabella, così come indicata in PIANC Guidelines for the Design of Fender System, 2002.

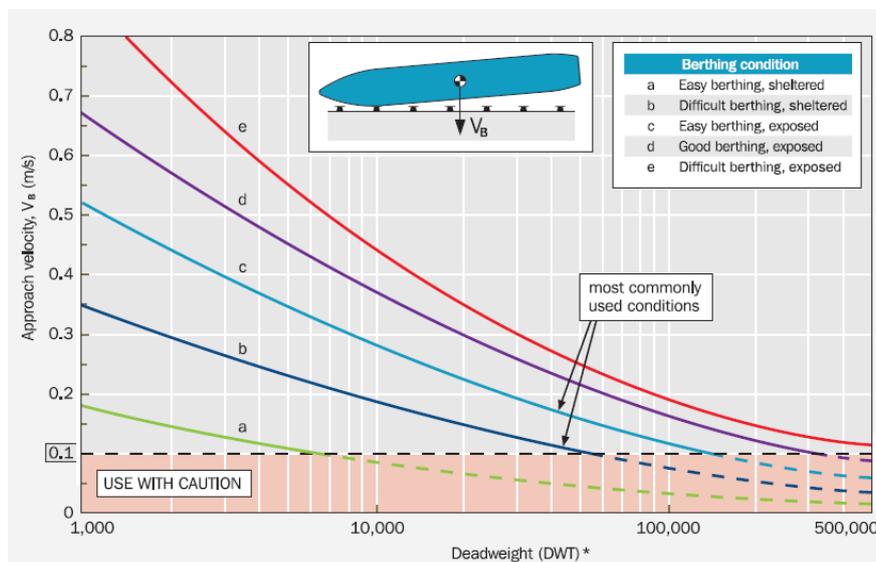


Figura 2.1 – Curve di velocità di accosto (PIANC, 2002)

### 2.1.2 Metodo di calcolo del coefficiente prismatico

Il valore del coefficiente prismatico si ottiene dalla seguente formula, dove  $r$  è il peso specifico dell'acqua:

$$C_B = \frac{\Delta}{L B d \rho}$$



### 2.1.3 Metodo di calcolo del coefficiente di configurazione dipendente dal tipo di banchina

Il valore del coefficiente di configurazione dipendente dal tipo di banchina.

Per quanto riguarda l'accosto, deve essere individuata la tipologia (banchina aperta o a parete verticale, cui si associa rispettivamente  $C_C = 1.0$  e  $0.9$ ).

### 2.1.4 Metodo di calcolo del coefficiente di rigidità del paraurti

Per soft fenders si usa il valore  $CS=1.0$  (valore consigliato), e per hard fenders si usa  $CS=0.9$ .

### 2.1.5 Metodo di calcolo del coefficiente di eccentricità

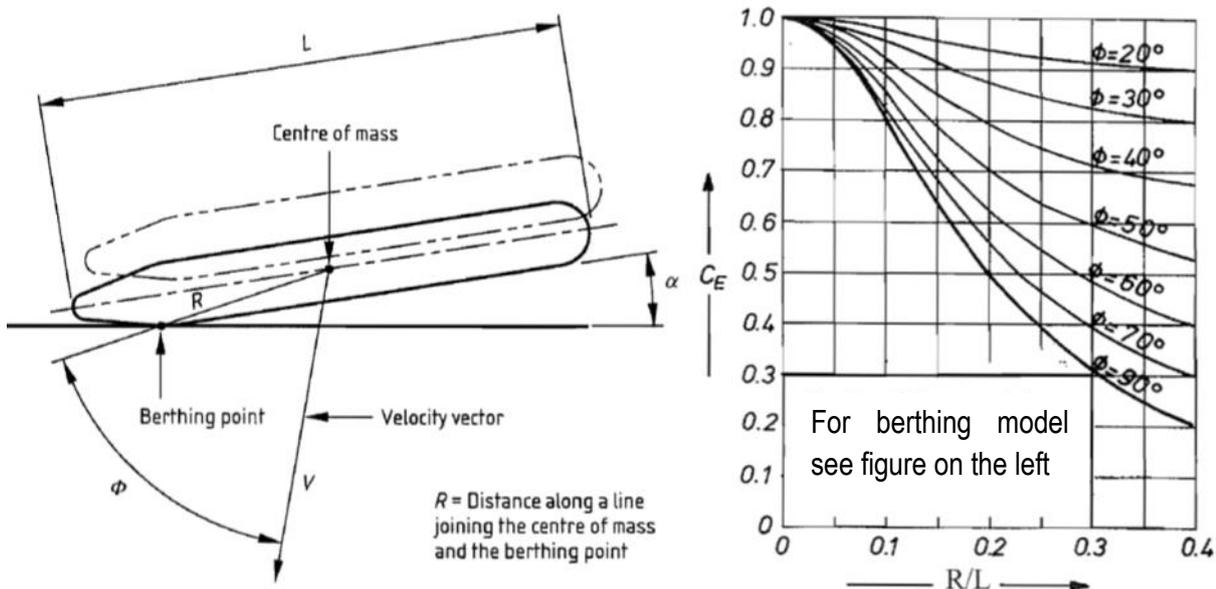
Il valore del coefficiente di eccentricità si ottiene dalla seguente formula:

$$C_E = \frac{K^2(1+\cos^2\phi)}{K^2+R^2},$$

dove  $K$  è il raggio giratorio della nave, espresso dalla seguente formula:

$$K = (0.19 C_B + 0.11)L,$$

ed  $R$  è la distanza del centro di massa dal punto di impatto (misurata in direzione parallela al filo banchina); normalmente  $R$  varia da un terzo a un quarto della lunghezza della nave.



### 2.1.6 Metodo di calcolo del coefficiente di massa aggiunta

Il valore del coefficiente di massa aggiunta, secondo le raccomandazioni PIANC, dipende fondamentalmente dal franco di navigazione  $d_c$  sotto alla chiglia. Per valori di  $d_c$  superiori alla metà del pescaggio il coefficiente viene assunto pari a  $1.5$ , mentre per il valore minimo ammissibile (pari a un decimo del pescaggio) viene assunto pari a  $1.8$ ; per valori intermedi viene suggerita l'interpolazione lineare.



### 2.1.7 Metodo di calcolo dell'energia di accosto

L'energia di accosto è data dall'energia cinetica della nave in accosto (con riferimento alla componente della velocità normale al filo banchina):

$$E = \frac{1}{2} Mv^2$$

L'energia che deve essere assorbita dai paraurti in condizioni ordinarie, tenendo conto di tutte le condizioni al contorno, è data dalla seguente formula:

$$E_d = \frac{1}{2} Mv^2 C_E C_M C_S C_C$$

In condizioni eccezionali il sistema di paraurti deve essere in grado di assorbire una energia maggiore:

$$E_{d\_abnormal} = E_d F_S$$

Il coefficiente di sicurezza  $F_S$  da adottare è funzione del tipo di nave (vedi tabella PIANC 2002).

VESSEL TYPE	SIZE	$F_s$
Tanker, bulk, cargo	Largest	1.25
	Smallest	1.75
Container	Largest	1.5
	Smallest	2.0
General cargo	–	1.75
RoRo, ferries	–	$\geq 2.0$
Tugs, workboats, etc	–	2.0

Source: PIANC 2002; Table 4.2.5.

PIANC recommends that 'the factor of abnormal impact when derived should not be less than 1.1 nor more than 2.0 unless exception circumstances prevail'. Source: PIANC 2002; Section 4.2.8.5.

### 2.1.8 Calcoli di progetto

Come visto, l'energia di accosto in condizioni ordinarie ed eccezionali è data dalle seguenti formule.

$$E_d = 0.5 \times M_D \times V_B^2 \times C_M \times C_E \times C_S$$

$$E_{d\_abnormal} = 2.0 \times E_D$$

#### Calcolo di $M_D$

Nel caso in esame si ha:

$$M_D = C_B \times L_{BP} \times B \times D \times \rho_{sw}$$

dove

$$C_B = 0.72 \text{ (valore tipico per navi cargo)}$$

Per le navi di progetto, di 69'900 t di stazza, e DWT = 50'000 t circa, si ha:



$$L_{BP} = 252.0 \text{ m}$$

$$B = 32.3 \text{ m}$$

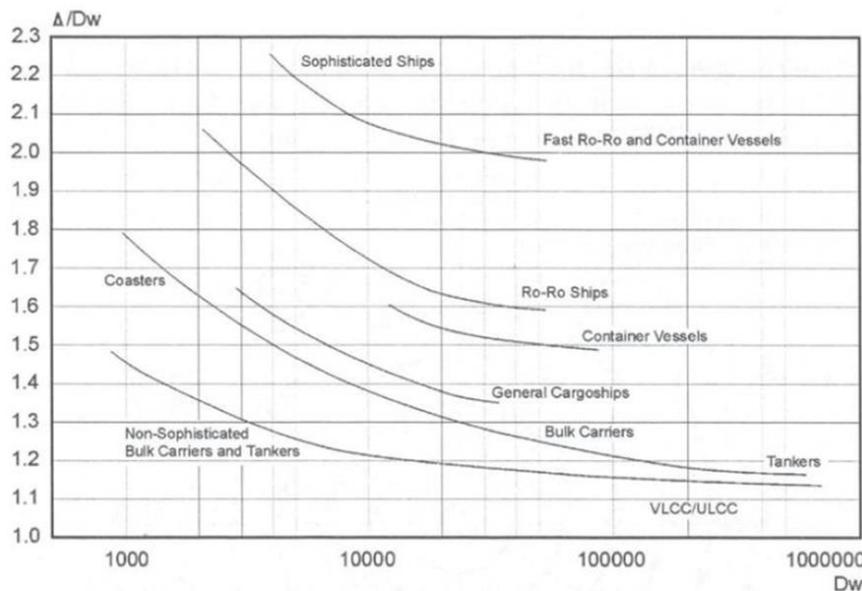
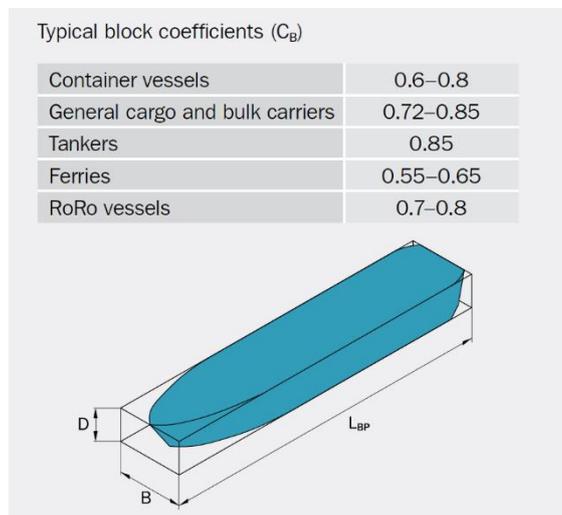
$$D = 13.0 \text{ m}$$

$$\rho_{sw} = 1.025 \text{ t/m}^3$$

E pertanto si ottiene:

$$M_D = 0.72 \times 252 \times 32.3 \times 13.0 \times 1.025 = 78'091 \text{ t}$$

Il rapporto MD/DWT risulta pari a 1.56. Tale valore è in ottimo accordo con le indicazioni di letteratura (vedi Figura) che suggerisce un valore di 2.08 (meno cautelativo).

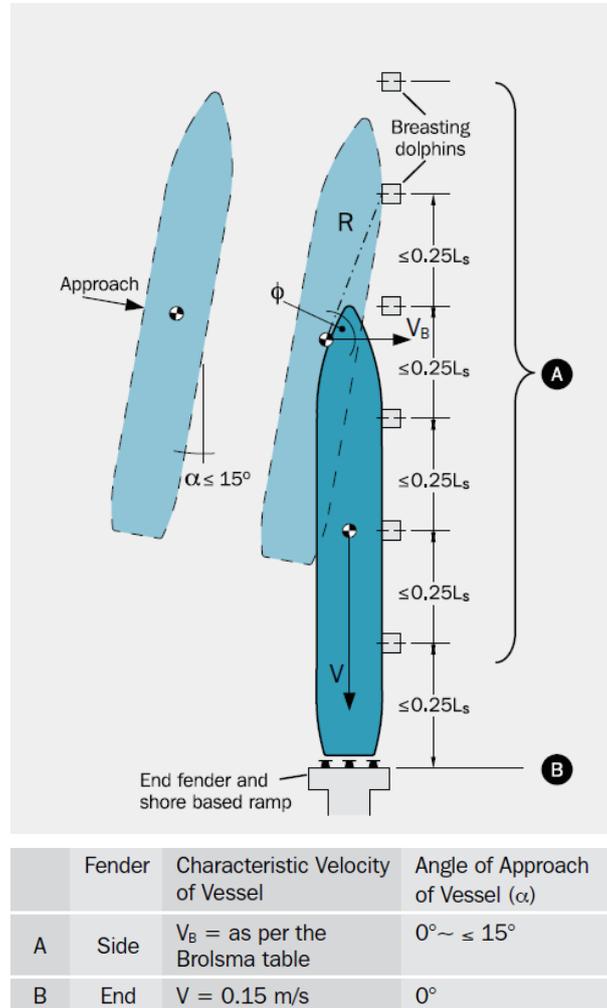


( $\Delta/Dw$ ) ratios versus DWT for various ship types, Harvald (1986) (see Friis et al. 2002)

La manovra della nave dovrà consistere in un preliminare accosto parallelo alla banchina e, dopo aver arrestato



la sua corsa, in un lento movimento verso lo scivolo di poppa (vedi figura).



Assunta tale manovra, si possono calcolare i fender (paraurti) laterali e poppieri.

#### Fender laterali:

Data la configurazione dell'area, realisticamente l'accosto è agevole e protetto e per questo la velocità di approccio alla banchina è assunta pari a  $V_B = 0.1$  m/s, coerente con le indicazioni del PIANC, 2002 citate, (curva a).

Ne consegue che:

$$E_d = 0.5 \times M_D \times V_B^2 \times C_M \times C_E \times C_C \times C_S = 0.5 \times 78'091 \times 0.1^2 \times 1.805 \times 0.54 \times 0.9 \times 1 = 342 \text{ kNm}$$

$$E_{d\_abnormal} = F_S \times E_D = 2.0 \times 342 = 685 \text{ kNm}$$

#### Fender poppieri:

La velocità di accosto di poppa associata alla manovra indicata in precedenza è  $V_B = 0.15$  m/s.

Ne consegue che:



$$E_d = 0.5 \times M_D \times V_B^2 \times C_M \times C_E \times C_C \times C_S = 0.5 \times 78'091 \times 0.15^2 \times 1.1 \times 1 \times 1 \times 1 = 966 \text{ kNm}$$

$$E_{d\_abnormal} = F_S \times E_D = 2.0 \times 429 = 1'933 \text{ kNm}$$

### 2.1.9 Scelta dei paraurti

La scelta dei fender può essere fatta sulla base delle informazioni tecniche fornite da alcuni produttori. Si allegano alcune tabelle utilizzate nella selezione dei paraurti.

Vista l'energia di accosto in condizioni ordinarie e in condizioni estreme (abnormal impact), si possono adottare paraurti 750/1500 mm L=2.0 m, da disporre ad interasse di 12.5m. Tale interasse appare coerente anche con le "Technical Note No 30, Japan" che riporta la seguente tabella:

Water depth	Fender spacing
-4~-6m	4~7m
-6~-8m	7~10m
-8~-10m	10~15m

Dalle tabelle dei fornitori si ricava:

Fornitore	Energia assorbita dal singolo fender L=2.0 m [kNm]	Reazione trasmessa alla banchina [kN]	interasse tra i paraurti [m]
Fendercare	2×253=506	2×825=1650	12.5
FIP, High reaction	2×243=486	2×732=1464	12.5
Marine International Inc, mod. G4	2×238=476	2×718=1436	12.5
Fentek	2×253=506	2×825=1650	12.5

#### Condizioni ordinarie:

In tutti i casi ordinari in cui la nave si accosti pressoché contemporaneamente a tutti i fender lungo la sua murata (almeno 10), l'energia assorbibile è molto superiore a  $E_D=342 \text{ kNm}$ .

#### Condizioni eccezionali:

In questa verifica è necessario fare riferimento all'energia calcolata come  $E_{d\_abnormal}= 685 \text{ kNm}$  e tenere conto della conformazione della carena della nave in accosto e, in particolare, del relativo raggio di curvatura. È possibile stimare tale raggio di curvatura sulla base delle dimensioni complessive della nave, applicando la seguente relazione:

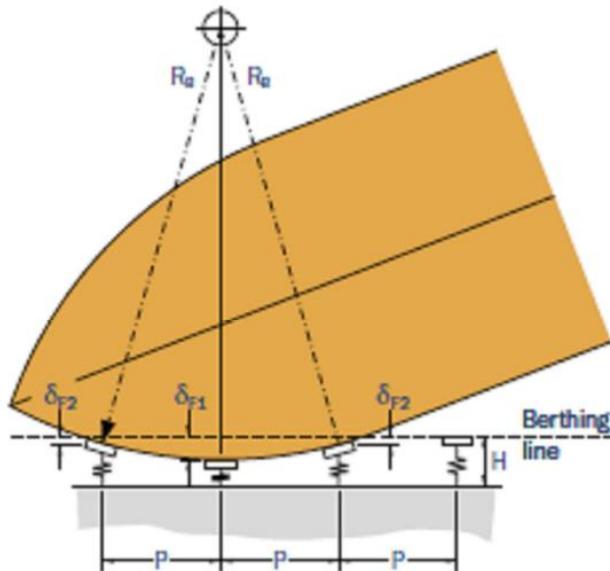
$$R_B \approx \frac{1}{2} \left( \frac{B}{2} + \frac{L_{BP}^2}{8 \times B} \right) = \frac{1}{2} \left( \frac{32.3}{2} + \frac{252^2}{8 \times 32.3} \right) = 130 \text{ m}$$

Per la nave di riferimento si ottiene in questo modo un raggio di curvatura pari a circa 130 m. Sulla base di tale raggio di curvatura è possibile analizzare, fissata la tipologia di fender, la loro dimensione e il loro passo, la

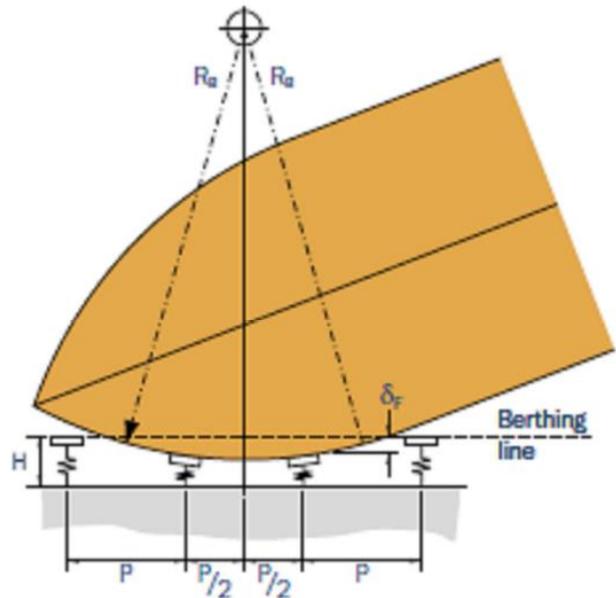


collaborazione dei fender adiacenti nei due casi estremi in cui l'urto avvenga rispettivamente in corrispondenza all'asse ad un fender o in corrispondenza alla mezzzeria fra due fender consecutivi, come riportato nella figura seguente.

3-fender contact



2-fender contact



Siccome sono previsti fender cilindrici di diametro esterno 1.50 m, diametro interno 0.75 m, lunghezza 2.0 m e passo 12.50 m. La compressione massima prevista per tali fender coincide con il diametro interno (*deflection*=100%), ovvero è pari a 0.75 m.

Nel caso di urto in corrispondenza all'asse di un fender si è verificato che l'energia di accosto anomala viene assorbita dal fender centrale  $\geq 476$  kNm, mediante una compressione di 0.75 m; i due fender adiacenti contribuiscono per  $\geq 166$  kNm ciascuno, mediante una compressione di 0.24m (*deflection*~30%, cui corrisponde un 35% dell'energia massima dissipabile). Non vengono coinvolti altri fender adiacenti. L'energia complessivamente dissipata è  $\geq 808$  kNm.

Nel caso di urto in corrispondenza alla mezzzeria fra due fender consecutivi, essi assorbono l'energia di accosto anomala in misura di 476 kNm ciascuno, mediante una compressione di 0.75 m. Anche in questo caso non vengono coinvolti altri fender adiacenti. L'energia complessivamente dissipata è  $> 952$  kNm.

Qualora una nave abbia un raggio di prua talmente ridotto da non appoggiarsi a due paraurti, ma ad uno solo, il paraurti investito dalla nave lavorerebbe a schiacciamento spinto, rimanendo comunque nei limiti di deformazione accettabile (ma le sollecitazioni trasmesse alla banchina sarebbero notevolmente superiori).

Vedi ad es. il catalogo "Pirelli" (tratto da Matteotti 2014), che in condizioni eccezionali assorbe fino a 1'040 kNm e trasmette alla banchina una reazione massima di 8'400 kN.



Caratteristiche di paraurti cilindrici "PIRELLI"

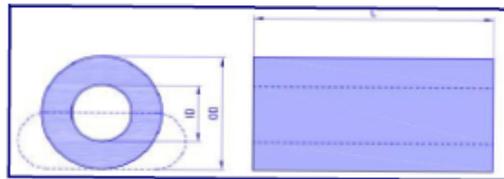
[ Dal catalogo Ed. 1996 del Gruppo CF Gomme (per gentile concessione) ]

$\varnothing_e$ [ mm ]	$\varnothing_i$ [ mm ]	$l_{max}$ [ m ]	$f_1$ [ mm ]	$f_2$ [ mm ]	$E_1$ [ kN·m ]	$E_2$ [ kN·m ]	$S_1$ [ kN ]	$S_2$ [ kN ]	$p_1$ [ kPa ]	$p_2$ [ kPa ]
254	127	6,00	127	169	7,47	14,9	129	717	600	1.200
400	200	6,00	200	255	18,50	37,0	204	1.133	600	1.200
500	250	6,00	250	355	28,90	57,9	255	1.417	600	1.200
600	300	6,00	300	400	41,70	83,3	306	1.700	600	1.200
800	400	2,00	400	533	74,00	148,0	408	2.200	640	1.100
1.000	500	2,00	500	666	116,00	231,0	510	2.800	640	1.100
1.200	600	2,00	600	800	166,70	333,3	612	3.400	640	1.200
1.500	750	2,00	750	1.000	260,00	520,0	765	4.200	450	900
1.800	900	2,00	900	1.200	375,00	750,0	918	5.100	640	1.200
2.300	1.150	2,00	1.150	1.533	612,00	1.224,0	1.173	6.500	640	1.100

$\varnothing_e$  = diametro esterno;  $l_{max}$  = lunghezza di fornitura;  $f_1$  = deformazione standard;  $E_1$  = energia assorbita standard;  $S_1$  = reazione standard;  $p_1$  = pressione standard;  
 $\varnothing_i$  = diametro interno;  $f_2$  = deformazione estrema;  $E_2$  = energia assorbita estrema;  $S_2$  = reazione estrema;  $p_2$  = pressione estrema.



## Principali Modelli di Parabordi Cilindrici in Gomma Material Specifications of SBR Natural Ruber



OD (mm)	ID (mm)	Reaction Force (kN)	Energy Absorption (kN/m)	Weight (kg/m)
300	150	129	7.4	62.6
380	190	164	11.8	100.4
400	200	172	13.1	111.2
450	225	194	16.6	140.8
500	250	275	28	175
600	300	330	40	253
800	400	440	72	449
1000	500	550	112	702
1200	600	660	162	1010
1400	700	770	208	1235
1500	750	825	253	1579
1500	800	760	246	1506
1600	800	880	288	1796
1800	900	990	364	2273
2000	1000	1101	450	2806

FenderCare fornisce parabordi cilindrici di varie dimensioni e lunghezze anche non standard, secondo le esigenze di progetto e le richieste del cliente

FenderCare supplies cylindrical fenders of various dimensions and lengths as requested

Enterprise House  
Harveys Lane  
Seething Norfolk  
NR15 1EN  
United Kingdom  
T +44 1508 482691  
F +44 1508 482710  
E [sales@fendercare.com](mailto:sales@fendercare.com)  
[www.fendercare.com](http://www.fendercare.com)

Registered No 2267184  
A James Fisher Group Company





Reg. Imprese di PD n. 02491440281  
 C.C.I.A.A. di PD R.E.A. n. 233575  
 Capitale Sociale Euro 1.560.000 i.v.  
 Tel./Ph. 0039 049 89.92.211  
 Fax nr. 0039 049 87.01.069  
 Web: www.fipitaly.com

**Performance Table**

**Note:**

**FH:** High Reaction Force.

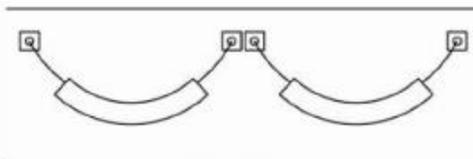
**FO:** Standard Reaction Force.

**E:** Energy Absorption

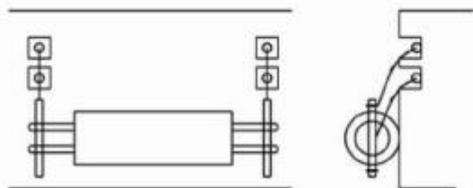
**R:** Reaction Force



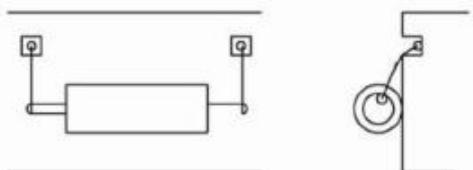
**Installation arrangement**



**1.Chain Bearing**



**2.Trapezoid Bearing**



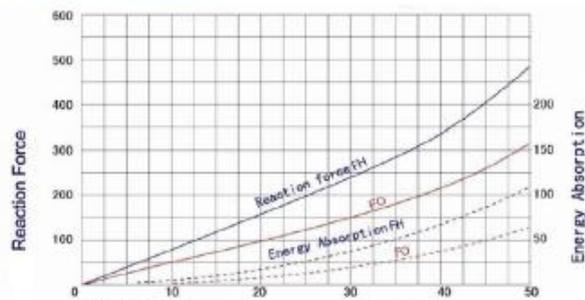
**3.Chain and Steel Bar Bearing**



**4. Steel Bar Bearing**

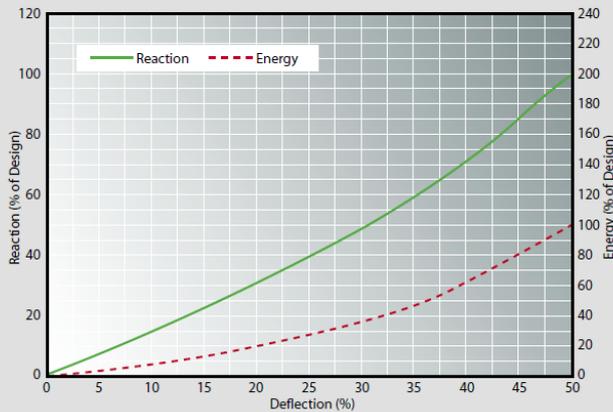
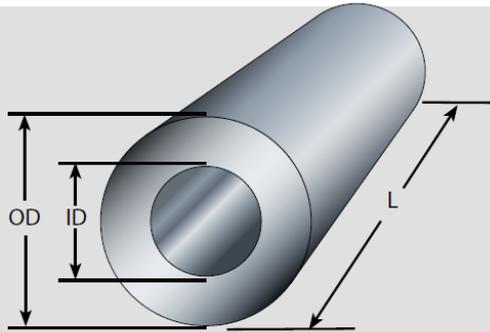
Model		FH 50%	FO 50%
JCY 150xL	E	2	1.5
JCY 150xL	R	75	45
JCY 200xL	E	4	2.7
JCY 200xL	R	97	61
JCY 250xL	E	6.6	4.1
JCY 250xL	R	122	77
JCY 300xL	E	9	6.1
JCY 300xL	R	146	91
JCY 350xL	E	13	8.2
JCY 350xL	R	170	106
JCY 400xL	E	17	10.2
JCY 400xL	R	195	121
JCY 500xL	E	26.5	16.3
JCY 500xL	R	244	151
JCY 600xL	E	27.5	24.5
JCY 600xL	R	292	183
JCY 700xL	E	51	31.6
JCY 700xL	R	341	212
JCY 800xL	E	67.3	41.8
JCY 800xL	R	391	242
JCY 900xL	E	85.7	53
JCY 900xL	R	439	273
JCY 1000xL	E	105	65.3
JCY 1000xL	R	489	303
JCY 1100xL	E	132	78.5
JCY 1100xL	R	539	338
JCY 1200xL	E	155	96.9
JCY 1200xL	R	585	370
JCY 1300xL	E	183	110
JCY 1300xL	R	635	400
JCY 1400xL	E	212	131
JCY 1400xL	R	683	430
JCY 1500xL	E	243	150
JCY 1500xL	R	732	460
JCY 1600xL	E	288	180
JCY 1600xL	R	792	491
JCY 1700xL	E	345	210
JCY 1700xL	R	840	521
JCY 1800xL	E	414	252
JCY 1800xL	R	889	552
JCY 1900xL	E	497	294
JCY 1900xL	R	938	581
JCY 2000xL	E	595	327
JCY 2000xL	R	1075	666

**Performance Curve**





MCO CYLINDRICAL RUBBER FENDERS



MCO Cylindrical Type Rubber Fender													
Outer Dia in.	Inner Dia mm	Weight lb/ft	kg/m	Reaction				Energy					
				G2 kips	kN	G4 kips	kN	G2 ft-kips	kN-m	G4 ft-kips	kN-m		
6	150	3	75	11	16	9.89	44.0	16.4	73.0	1.11	1.50	1.70	2.30
8	200	4	100	26	39	13.5	60.0	21.4	95.0	1.92	2.60	3.10	4.20
10	250	5	125	31	46	16.9	75.0	27.0	120	2.95	4.00	4.79	6.50
12	300	6	150	44	66	20.0	89.0	32.1	143	4.42	6.00	6.63	9.00
14	350	7	175	60	90	23.4	104	37.5	167	5.90	8.00	9.58	13.0
16	400	8	200	79	118	26.8	119	42.9	191	7.37	10.0	12.5	17.0
20	500	10	250	124	184	33.3	148	53.7	239	11.8	16.0	19.2	26.0
24	600	12	300	178	265	40.2	179	64.3	286	17.7	24.0	27.3	37.0
28	700	14	350	243	361	46.8	208	75.1	334	22.8	31.0	36.9	50.0
32	800	16	400	317	471	53.3	237	86.1	383	30.2	41.0	48.6	66.0
36	900	18	450	401	596	60.3	268	96.7	430	38.3	52.0	61.9	84.0
40	1000	20	500	495	736	66.8	297	108	479	47.2	64.0	75.9	103
44	1100	22	550	598	890	74.4	331	119	528	56.7	77.0	95.1	129
48	1200	24	600	712	1060	81.6	363	129	574	70.0	95.0	112	152
52	1300	26	650	836	1244	88.1	392	140	623	79.6	108	132	179
56	1400	28	700	969	1442	94.9	422	151	670	94.3	128	153	208
60	1500	30	750	1113	1656	101	451	161	718	108	147	175	238
64	1600	32	800	1266	1884	108	481	174	776	130	176	208	282
68	1700	34	850	1430	2127	115	511	185	824	152	206	249	338
72	1800	36	900	1602	2384	122	541	196	872	182	247	299	406
76	1900	38	950	1786	2657	128	570	207	920	212	288	359	487
80	2000	40	1000	1979	2944	147	653	237	1054	237	321	430	584

R=reaction E = energy Design deflection = 50%  
 Performance based on 1000mm length.  
 Performance values and deflections are only for fenders in which the inside diameter equals 50% of outside diameter.  
 Contact Maritime for performance at deflections greater than 50%.

Maritime international Inc.



CYLINDRICAL FENDERS



## Cylindrical Fenders



For many years, Fentek Cylindrical Fenders have protected ships and wharves. They are simple to install and operate which makes these units an economical solution for remote locations and for multi user berths where vessel types cannot always be predicted. Their progressive load-deflection characteristics make the same fender suitable for both large and small vessels, and with a wide choice of sizes and diameter ratios, performance can be closely matched to requirements in each case.

Cylindrical fenders can be fixed to many types of structure and attached in several different ways – horizontally, vertically or diagonally and can also be adapted to suit wharf corners. The fenders are suspended either by chains, support bars or brackets depending on their size and intended application. Fentek Cylindrical Fenders are manufactured by two processes; smaller sizes are extruded which allows very long lengths to be produced; larger sizes are mandrel wrapped so that different diameters can be easily produced. Fentek make the world's largest cylindricals up to 2700mm in diameter.

### CORE ATTRIBUTES

- Simple and economical design, easy to install
- Choice of mounting systems to suit different structures and applications
- Sizes from 100mm to 2700mm diameter in almost any length
- Thick fender wall resists abrasion, even after years of heavy use
- Progressive load-deflection characteristics
- Large track record of installations

All cylindricals are produced as standard in E3 Energy Index compounds, but softer grades are also available on request. Please speak with your local Fentek office.

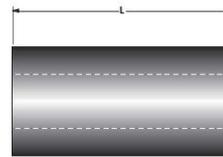


▲ Power Station Coal Berth

▲ Al Sukhna Container Terminal (EGYPT)

OD x ID (mm)	OD/ID	R (kN)	E (kNm)	P (kNm <sup>2</sup> )	ε	Weight (kg/m)
100 x 50	0.50	43	0.8	547	0.019	7.0
125 x 65	0.52	51	1.3	500	0.025	10.6
150 x 75	0.50	65	1.8	552	0.028	15.6
175 x 75	0.43	92	2.7	781	0.029	23.2
200 x 90	0.45	96	3.5	692	0.036	29.6
200 x 100	0.50	96	3.3	547	0.038	27.8
250 x 125	0.50	108	5.1	550	0.047	43.4
300 x 150	0.50	129	7.4	547	0.057	62.6
380 x 190	0.50	164	11.8	550	0.072	100.4
400 x 200	0.50	172	13.1	547	0.076	111.2
450 x 225	0.50	184	16.6	549	0.086	140.8
500 x 250	0.50	275	26	700	0.102	175
600 x 300	0.50	330	40	700	0.121	253
700 x 400	0.57	225	52	517	0.180	309
750 x 400	0.53	380	61	605	0.181	377
800 x 400	0.50	440	72	700	0.164	449
875 x 500	0.57	406	81	517	0.200	482
925 x 500	0.54	461	93	587	0.202	567
1000 x 500	0.50	550	112	700	0.204	702
1050 x 600	0.57	487	117	517	0.240	695
1100 x 600	0.55	541	131	574	0.242	795
1200 x 600	0.50	660	162	700	0.245	1010
1300 x 700	0.59	542	151	493	0.279	869
1300 x 700	0.54	650	184	591	0.253	1122
1300 x 750	0.58	595	178	505	0.299	1065
1400 x 700	0.50	770	220	700	0.286	1375
1400 x 750	0.54	705	214	598	0.304	1307
1400 x 800	0.57	649	208	516	0.320	1235
1500 x 750	0.50	825	253	700	0.307	1579
1500 x 800	0.53	760	246	605	0.324	1506
1600 x 800	0.50	880	288	700	0.327	1796
1600 x 900	0.56	757	273	535	0.361	1637
1650 x 900	0.55	812	285	574	0.353	1789
1750 x 900	0.51	929	340	657	0.366	2107
1750 x 1000	0.57	811	325	516	0.401	1929
1800 x 900	0.50	990	364	700	0.368	2273
1850 x 1000	0.54	921	372	586	0.404	2266
2000 x 1000	0.50	1101	450	701	0.409	2806
2000 x 1200	0.60	871	415	462	0.476	2395
2100 x 1200	0.57	974	467	517	0.479	2778
2200 x 1200	0.55	1063	524	575	0.454	3180
2400 x 1200	0.50	1321	647	701	0.490	4041

All Energy Absorption (E<sub>a</sub>) and Reaction Force (R<sub>a</sub>) values are at deflection equal to ID of fender. Standard tolerances apply. Performances values are for a 1000mm long fender



▲ Toulon, (FRANCE)



▲ Durban (SOUTH AFRICA)

CYLINDRICAL FENDERS



### 3 BITTE

La verifica delle bitte viene condotta seguendo le indicazioni riportate nel testo "Recommendations of the Committee for Waterfront Structures Harbours and Waterways, EAU 2012"

L'azione dovuta al vento sulla nave ormeggiata si calcola con riferimento allo schema della successiva figura.

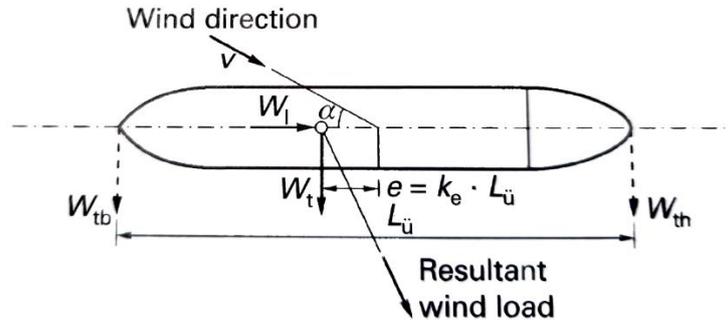


Figura 3.1 – Schema grafico per il calcolo dell'azione dovuta al vento (EAU,2012)

Wind load components:

$$W_t = (1 + 3.1 \sin \alpha) \cdot k_t \cdot A_W \cdot v^2 \times \varphi$$

$$W_l = (1 + 3.1 \sin \alpha) \cdot k_l \cdot A_W \cdot v^2 \times \varphi$$

Equivalent loads for  $W_t = W_{tb} + W_{th}$ :

$$W_{tb} = W_t \cdot (0.50 + k_e)$$

$$W_{th} = W_t \cdot (0.50 - k_e)$$

(see Fig. R 153-1 for force diagram)where

- $A_W$  area exposed to wind
- $v$  critical wind speed
- $W_t, W_l$  wind load components
- $k_t, k_l$  wind load coefficients
- $k_e$  coefficient of eccentricity
- $\varphi$  1.25; factor comprises dynamic and other non-ascertainable influences

La successiva tabella indica i valori da utilizzare per navi con tonnellaggio superiore a 50.000 DWT.

Tabella 3-1– Coefficienti di carico ed eccentricità per per navi  $\geq 50.000$  DWT (EAU, 2012)

Ships > 50 000 DWT			
$\alpha$ [°]	$k_t$ [kN·s <sup>2</sup> /m <sup>4</sup> ]	$k_e$ [-]	$k_l$ [kN·s <sup>2</sup> /m <sup>4</sup> ]
0	0	0	$9.1 \cdot 10^{-5}$
30	$11.1 \cdot 10^{-5}$	0.13	$3.0 \cdot 10^{-5}$
60	$14.1 \cdot 10^{-5}$	0.07	$2.0 \cdot 10^{-5}$
90	$16.1 \cdot 10^{-5}$	0	0
120	$14.1 \cdot 10^{-5}$	-0.08	$-2.0 \cdot 10^{-5}$
150	$11.1 \cdot 10^{-5}$	-0.16	$-4.0 \cdot 10^{-5}$
180	0	0	$-8.1 \cdot 10^{-5}$

Per tenere conto delle incertezze legate alle dinamiche marine, vento e altri fattori non determinabili a priori le forze calcolate saranno incrementate del 25% in accordo con le indicazioni dell'EAU 2012.



Si fa riferimento alle caratteristiche delle navi di progetto già descritte nella relazione.

Ipotizzando la peggiore condizione di vento, che, nel caso di ormeggio lungo la banchina, vede la murata della nave investita al traverso, ovvero con un angolo pari a  $\alpha = 90^\circ$  rispetto all'asse longitudinale della nave, si ottiene:

$$k_t = 0,000161$$

$$k_i = 0$$

$$k_e = 0$$

$$W_t = (1+3,1 \sin \alpha) \cdot k_t \cdot A_w \cdot v^2 \cdot 1,25 = (1+3,1 \cdot 1) \cdot 0,000161 \cdot 19,5 \cdot 216 \cdot 27^2 \cdot 1,25 = 253 \text{ t}$$

$$W_i = 0 \text{ t}$$

$$W_{t,b} = 253 \cdot (0,5+0) = 127 \text{ t}$$

$$W_{t,h} = 360 \cdot (0,5-0) = 127 \text{ t}$$

Si adottano bitte da 150 t.

Il tiro così calcolato è da intendersi come il tiro massimo (a prua e a poppa) che verrebbe applicato nel caso di ormeggio su singola bitta. Nel caso di ormeggio su più bitte il carico su ciascuna bitta risulta inferiore.