

CONCEPTION D'UN NAVIRE A PASSAGERS



2017-2018

Groupe : 12

DEJOUR Maxence	maxence.dejour@ensta-bretagne.org	
VENOT Mathieu	mathieu.venot@ensta-bretagne.org	
REYNAUD Paul	paul.reynaud@ensta-bretagne.org	
PARIS Théo	theo.paris@ensta-bretagne.org	

SOMMAIRE

INTRODUCTION	4
I) Principales dimensions, coefficients	5
A) Principales dimensions	5
B) Coefficients du navire.....	5
II) Vues 3D, plan de formes et agencement intérieur	6
III) Structure et coupe au maître	8
A) Mise en place du calcul	8
B) Section renforcée	11
C) Dimensionnement des bulkheads	11
IV) Devis de poids.....	14
A) Qu'est-ce que le devis de poids ?.....	14
B) Présentation du devis de poids du navire	14
C) Utilisation du devis de poids	14
V) Stabilité intact et stabilité avec avarie	15
A) Mise en place de l'étude	15
B) Critères de stabilité spécifiques aux navires à passagers.....	16
C) Réalisation et résultats des différents cas de chargement	17
D) Etude des longueurs envahissables :	20
VI) Résistance à l'avancement et propulsion.....	22
A) Résistance à l'avancement	22
B) Calculs de propulsion et dimensionnement du système de propulsion	23
C) Résultats complémentaires EM 4.....	25
D) Dimensionnement des arbres d'hélices	25
VII) Tenue à la mer.....	26
A) Critères de validation de tenue à la mer	26
B) Appendices mis en place	26
C) Performances du navire	27
VIII) Armement	29
A) Dimensionnement des safrans et mèches :	29
B) Critère de qualité de manœuvrabilité :	29
C) Nombre d'armement.....	30
D) Dimensionnement du guindeau	31
E) Dimensionnement des aussières.....	32

F) Dimensionnement de la pompe incendie et du collecteur	32
G) Equipements de sécurité.....	33
H) Ventilation	33
CONCLUSION	34
TABLE DES FIGURES.....	35
Annexe 1 : Calcul du moment d'inclinaison dû au regroupement des passagers sur un bord.....	37
Annexe 2 : Longueurs envahissables.....	38
Annexe 3 : Conception des Safrans	39
Annexe 4 : Fiche technique guindeau	40
Annexe 5 : Catalogue pour les aussières.....	41
Annexe 6 : Etats de mer	42
Annexe 7 : Fiche technique ventilateur.....	43
Annexe 8 : Circulation ventilation	44
Annexe 9 : Modèle DeGroot RB	44
Annexe 10 : Modèle Holtrop	45
Annexe 11 : Fiche technique moteur	46
Annexe 12 : Plan de forme	47
Annexe 13 : General arrangement	48
Annexe 14 : Structures sections $0,2 * L_{pp}$ & $0,8 * L_{pp}$	49

INTRODUCTION

La surface de la Terre est recouverte à 75% d'eau et 80% du commerce mondial se fait par bateau. C'est pourquoi de nos jours le transport de passagers demeure l'un des principaux secteurs d'activités dans l'industrie navale. Qu'il s'agisse d'un gigantesque paquebot de croisière ou d'un simple ferry effectuant une liaison, la construction d'un navire à passagers représente toujours un défi à cause des nombreuses réglementations en vigueur. La conception d'un navire à passagers, en accord avec la réglementation, pouvant transporter 330 personnes au minimum sera l'objectif de cette étude.

Pour mener à bien un projet de cette envergure, il est recommandé de mettre en place une boucle navire, un processus de conception au cours duquel les différentes problématiques liées au navire seront étudiées. Ce rapport se veut être la synthèse de l'ensemble du travail effectué au cours de ce projet. La première partie du rapport vise à présenter les principales dimensions et contraintes issues du cahier des charges du navire. Une seconde partie détaillera les calculs et modélisations misent en places. Enfin ce rapport se terminera par une étude de conformité.

Note : Dans ce rapport ne seront présentés que les problématiques et les solutions employées pour y répondre. Les différentes étapes du développement ne seront abordées que succinctement.

I) Principales dimensions, coefficients

A) Principales dimensions

Cette étude prend place dans le cadre de l'UV « Boucle Navire ». L'objectif est de concevoir un navire à passagers dont les caractéristiques principales sont les suivantes :

Nombre de passagers minimum : 330 personnes

Longueur hors tout maximum : 41m

Tirant d'eau maximum : 2.5m

Vitesse de croisière : 13.6 nœuds

De plus le navire se doit de respecter la réglementation en vigueur, c'est pourquoi cette étude sera réalisée à l'aide de logiciels tels que MARS2000 afin de pouvoir comparer les performances du navire avec les normes réglementaires.

D'autres critères, que ce soit en termes de performances ou de géométrie, ont été imposés par le client et forme le cahier des charges du navire. Ce dernier est trop conséquent pour être détaillé dans un paragraphe qui lui est propre. Cependant les éléments nécessaires à l'étude d'un aspect du navire seront rappelés au début du paragraphe qui lui est dédié.

B) Coefficients du navire

Avant de débiter la conception du navire, il est nécessaire de fixer quelques coefficients pour orienter cette dernière.

- Nombre de Froude : $F_n = 0.33$
- Coefficient de Block : $C_b \approx 0.5$

De plus, le navire sera conçu en s'inspirant des plans de navires déjà existants tels que *le Fromveur II*, *le Bangor*, ou encore *le Andre Colin*.

Ce modèle a ensuite permis de sortir le plan de forme et le General Arrangement que vous retrouverez ci-contre et en Annexe.

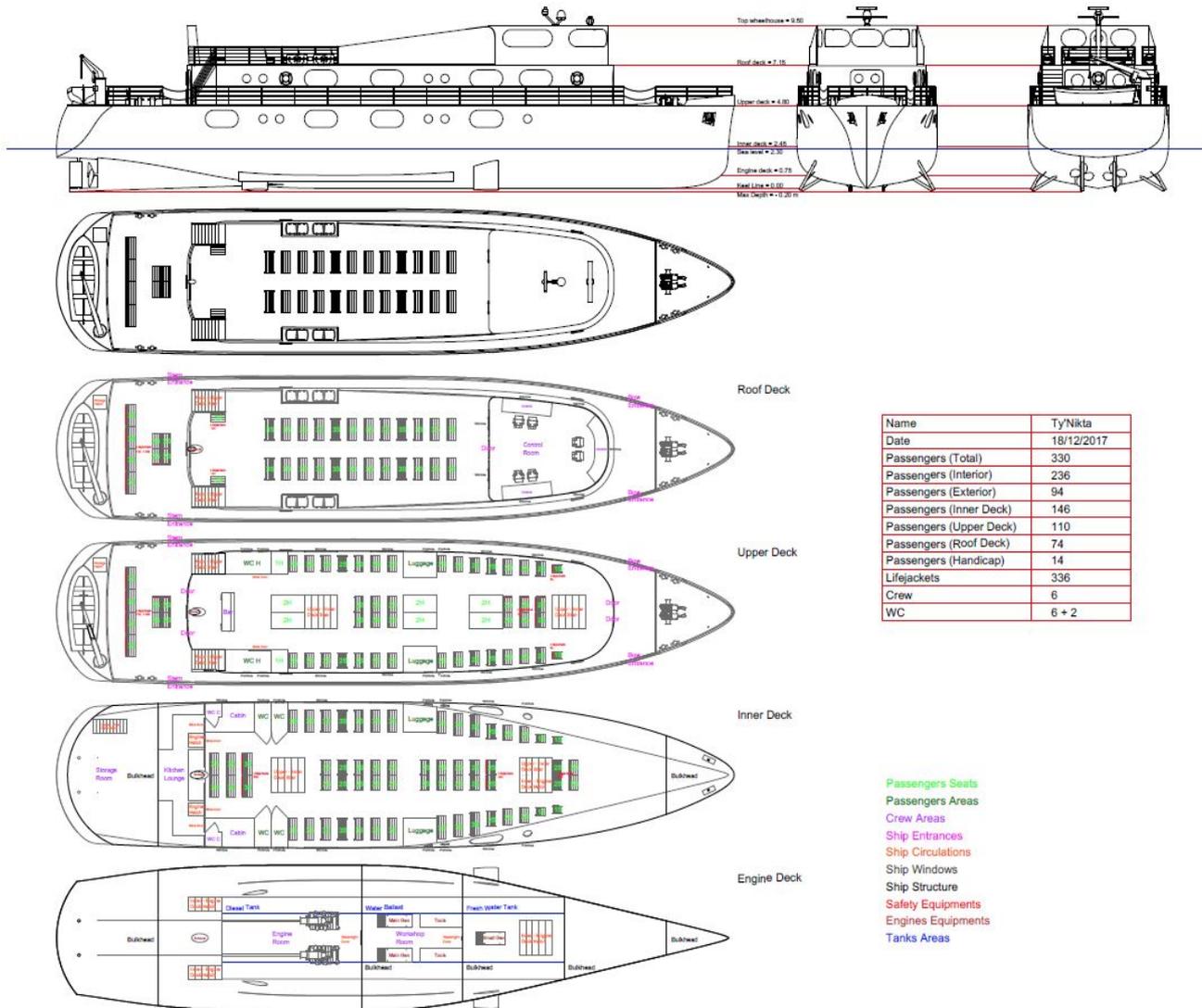


Figure 3: General arrangement

III) Structure et coupe au maître

A) Mise en place du calcul

Les calculs de structures ont été réalisés sur le logiciel MARS2000 et, par conséquent, directement comparés avec la réglementation du Bureau Veritas. Afin de garantir la conformité structurelle du navire, les raidisseurs, épaisseurs des plaques, et modules de section ont été validés par les valeurs de la réglementation BV 2017, à trois localisations différentes : $0,2 * L_{pp}$; $0,5 * L_{pp}$; $0,8 * L_{pp}$.

De plus, une attention particulière a été portée au positionnement du bulkhead de collision et du bulkhead arrière, conformément à la *600 NR, Ch 2, Sec 2, 3.3 & 3.4* de 2017. De plus, l'existence d'un réservoir au-dessous du plancher moteur a nécessité deux spécificités qui sont les suivantes :

- L'existence de trous le long de la carlingue centrale permettant au fuel de se déplacer de part et d'autre du réservoir ;
- Une distance verticale réglementaire entre le plancher moteur et la coque, défini comme telle :

$$Z \geq 2 * (\text{hauteur shell stiffener} + \text{hauteur inner bottom stiffener}) + 410 \text{ (mm)}$$

La section constante à $0,5 * L_{pp}$ (20,5 m) du Ty'Nikta est définie par les « position codes » de chaque élément, l'épaisseur des virures constituant la section, et l'échantillonnage des raidisseurs longitudinaux, comme ci-dessous :

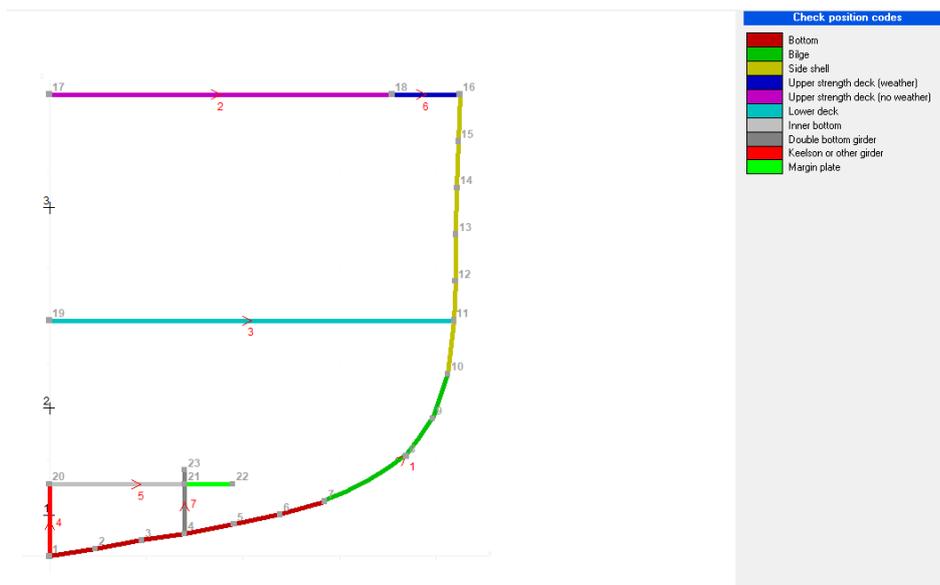


Figure 4 : « Position code » des plaques

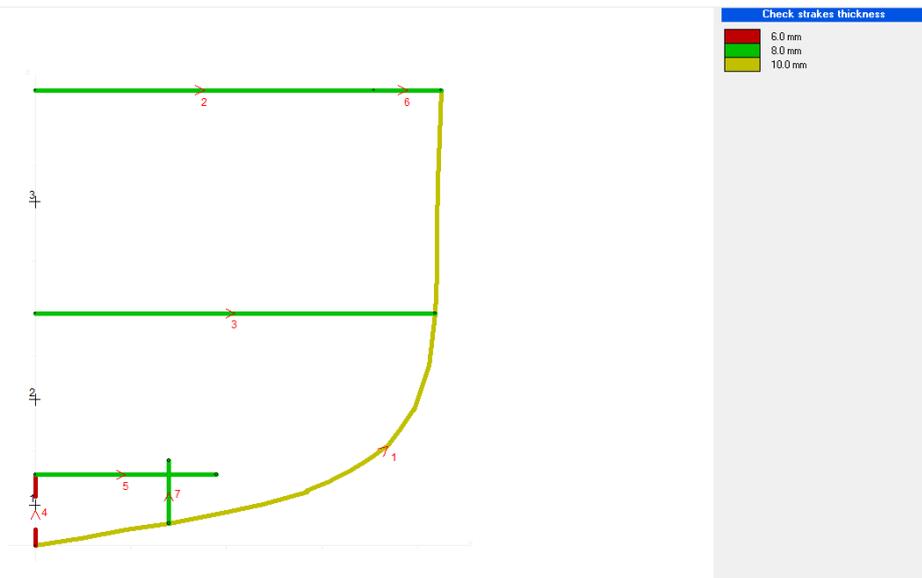


Figure 5 : Epaisseurs des plaques

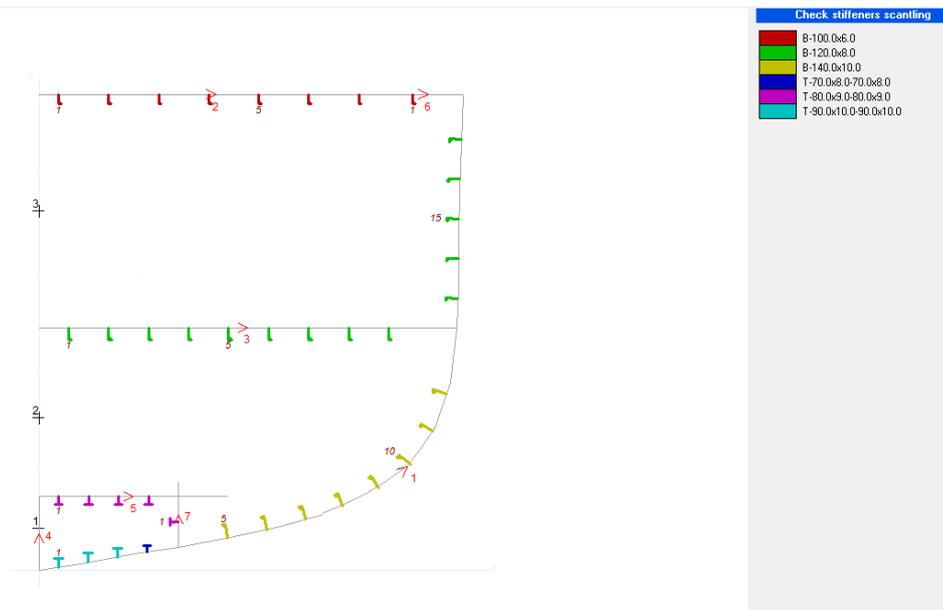


Figure 6 : Echantillonnage des raidisseurs longitudinaux

Le matériau mis en œuvre pour l'ensemble de la structure est défini par le cahier des charges comme un acier inoxydable de limite élastique 235 MPa.

Le dimensionnement des éléments de structure, en comparaison avec celui préconisé par le BV, est donné ci-dessous :

Hull girder strength criteria				
Hull Girder Loads Section Moduli Net/Gross Moduli				
	Rule	Actual	at z / BL	k
Modulus at deck	0.07863	0.29121 (m ³)	4.800 (m)	1.00
Modulus at bottom	0.07863	0.44289 (m ³)	0.000 (m)	1.00
Inertia	0.09671	0.84332 (m ⁴)	(Midship section)	

Close

Figure 7 : Comparaison des modules de section avec la réglementation BV

Les modules de section du pont et du fond respectent la réglementation BV.

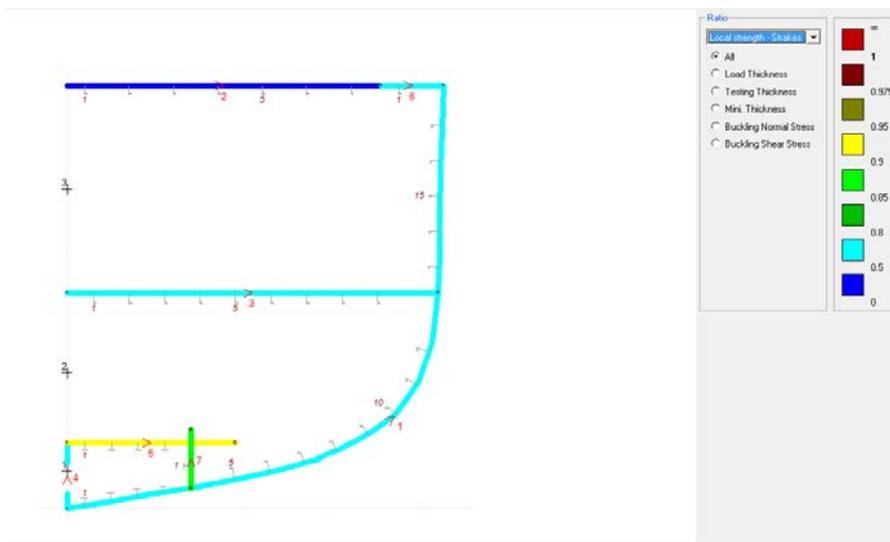


Figure 8 : Comparaison des épaisseurs des plaques avec les épaisseurs réglementaires BV

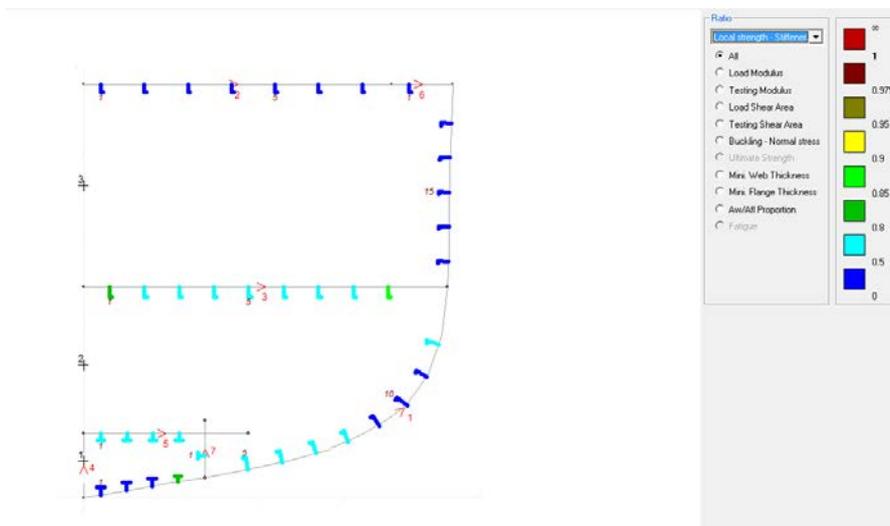


Figure 9 : Comparaison des raidisseurs longitudinaux avec ceux imposés par la réglementation BV

Après calculs, l'épaisseur des plaques ainsi que l'échantillonnage des raidisseurs longitudinaux respectent aussi la réglementation BV. Majoritairement, des lisses types plats boudins ont été sélectionnés, pour leur ergonomie et leur coût. Cependant, des raidisseurs en T ont été choisis pour la quille. Les raidisseurs qui paraissent surdimensionnés sur cette section ont été dimensionnés de manière à correspondre aux préconisations BV sur la section à 0,8*L (32,8m) qui est la plus délicate à respecter (cf Annexe 1).

Par ailleurs, les résultats des études sur les sections à 8,2 mètres et 32,8 mètres ont été réalisées et sont fournis en Annexe.

Enfin, la carlingue centrale renforçant la quille du bateau permettra à ce dernier d'être posé en cale-sèche pour toute opération de révision.

B) Section renforcée

Les sections renforcées du Ty'NikTa sont disposées tous les 500 mm et constituées d'un couple en T 280*8*140*8. Les découpes des raidisseurs longitudinaux dans les couples sont réalisées de manière à glisser l'élément transverse jusqu'à sa position, et sont plus grands de +20% des dimensions du raidisseur correspondant.

C) Dimensionnement des bulkheads

Le navire est constitué de 5 bulkheads découpés en deux plaques : compartimentage des locaux et compartimentage des réservoirs. Ci-dessous sont représentés les coupes des bulkheads fournissant l'épaisseur de ces derniers ainsi que les raidisseurs primaires transverses les renforçant :

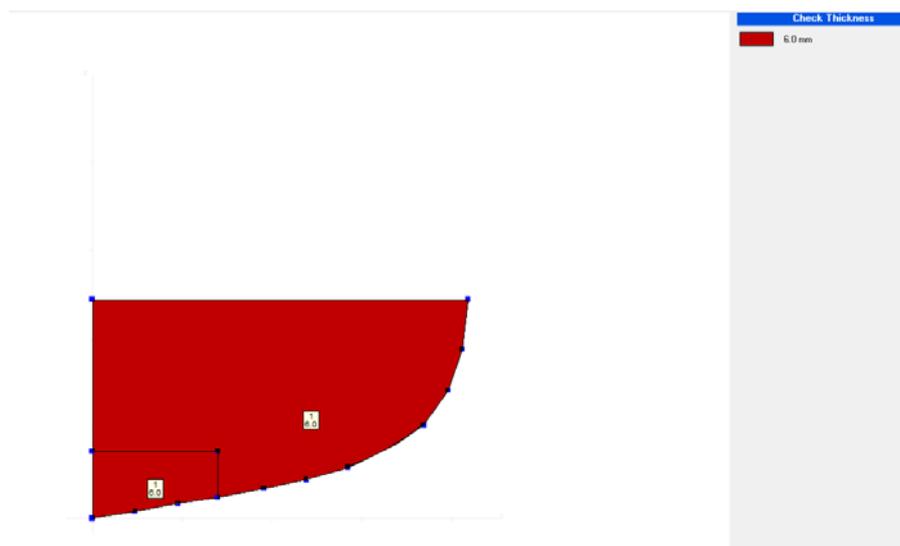


Figure 10 : Epaisseur des bulkheads

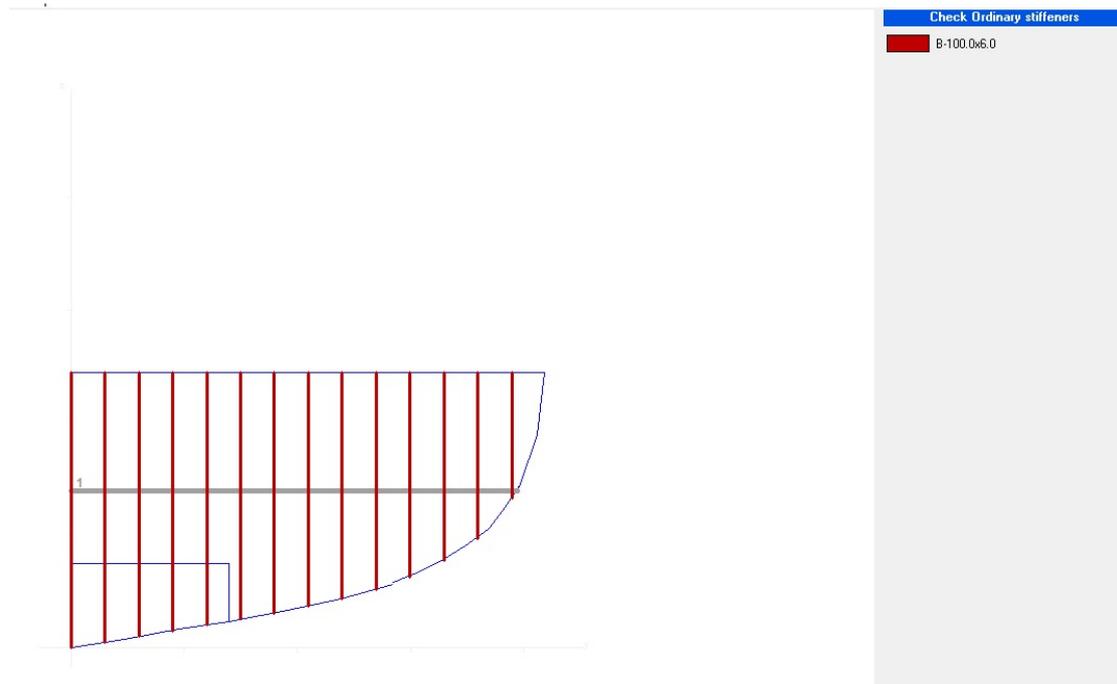


Figure 11 : Echantillonnage des raidisseurs primaires et ordinaires sur bulkhead

Ces éléments sont aussi assujettis à la réglementation. C'est pourquoi, des comparaisons avec les préconisations du BV ont été faites. Ci-dessous, lesdites comparaisons :

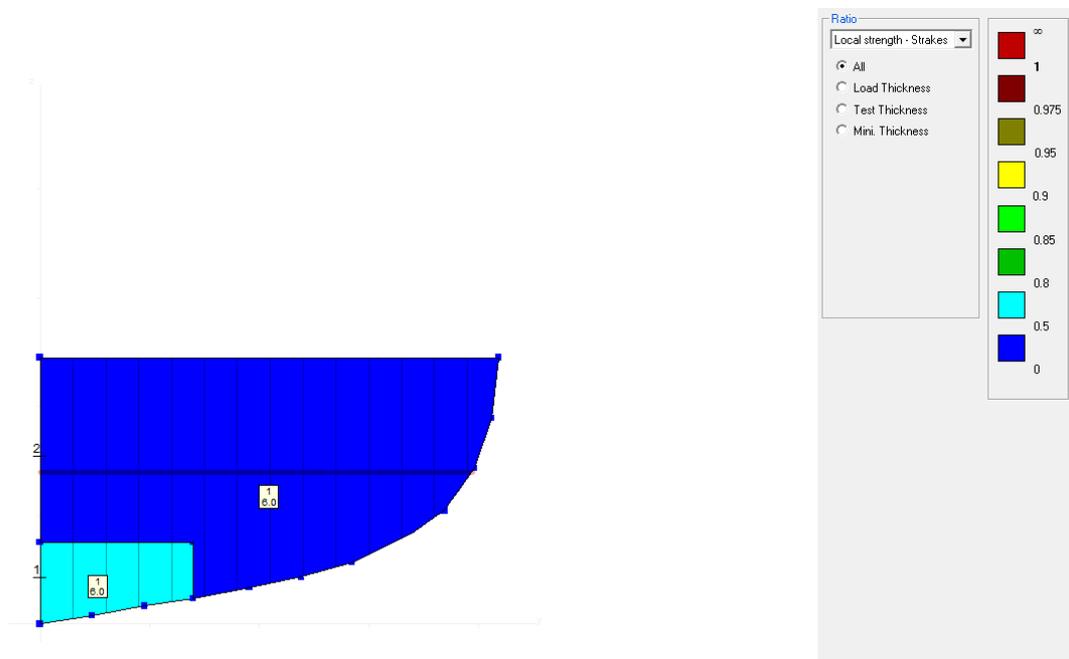


Figure 12 : Comparaison des épaisseurs des bulkheads avec celles imposées par la réglementation BV

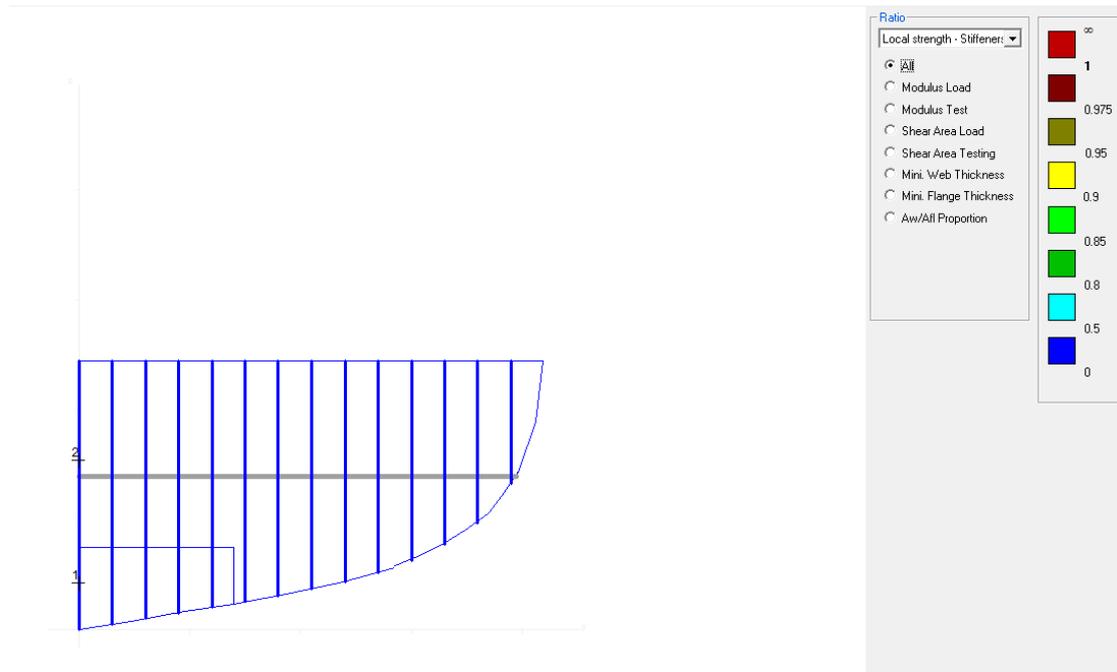


Figure 13 : Comparaison des raidisseurs avec ceux imposés par la réglementation BV

Ainsi, le dimensionnement des bulkheads satisfait à la réglementation BV.

IV) Devis de poids

A) Qu'est-ce que le devis de poids ?

La réalisation du devis de poids est une des premières étapes de la conception d'un navire. C'est à partir de celui-ci qu'on connaît le déplacement du navire et l'emplacement de la ligne de flottaison réelle. Ce dernier est d'autant plus important car il sera utilisé tout au long du projet. Il doit donc être mis à jour régulièrement, car il permet de connaître les différentes charges et leurs emplacements sur le navire. Il se doit donc d'être le plus précis possible.

B) Présentation du devis de poids du navire

L'architecture du devis de poids de ce navire s'inspire de celui du Fromveur II. Plusieurs catégories sont créées, chacune avec un code couleur. Cela permet de rapidement identifier ou retrouver un élément tels que les raidisseurs ou l'accastillage ci-dessous :

EQUIPEMENTS								
"Equipement_timonerie"		1		2700,00	29,35	0,00	6,03	7
"Chaine_330m"	10,7 kg/m	330	10,7	7062,00	37	0	-1,5	3
"Guindeau"		1	560	560,00	36,895	0	2,929	2
"Bitte"		8		600,00	18	0	2,5	1

Figure 14: Exemple de catégorie du devis de poids

C) Utilisation du devis de poids

Le devis de poids est utilisé principalement sur un logiciel, GHS, qui permet d'étudier la stabilité du navire. Le devis de poids permettra de décrire la répartition des charges à bord le plus précisément possible. Pour cela, l'utilisation d'une formule permet à Excel de sortir une case dans un langage compréhensible par le script GHS, en voici un exemple avec l'équipement timonerie :

```
=CONCATENER("ADD ";B52;" ";F52/1000;" ";G52;"f ";H52;" ";P52;" /LEN ";J52)
```

Cette formule donne le résultat suivant : ADD "Equipement_timonerie" 2,7 29,352049f 0 8,325 /LEN 7

Celui-ci renseigne GHS sur le poids de l'élément ajouté et son centre de gravité, la longueur (« LEN 7 ») est à titre purement indicatif et n'est pas pris en compte dans le script sous forme de répartition linéique du poids.

Une fois tous les éléments du devis de poids renseignés nous pouvons sortir ces derniers et les ajouter à GHS sous cette forme. De plus, l'étude de stabilité sur GHS doit s'effectuer pour trois cas de chargement différents : navire léger, navire chargé à 100% de ses capacités en eau et fuel et après consommation avec seulement 10% de fuel restant. Le devis de poids résume ces trois cas de charges comme ci-dessous :

Cas 100%	M total	XCGtot	YCGtot	ZCGtot
"10%_margin"	30707,33819	19,4732845	-0,0083	0,592249034
	307073,38	19,1590914	-0,0083	0,615454576
Total	337780,72	19,4732845	-0,0083	0,592249034
				VCG
				2,915454576
Cas 10%	M total	XCGtot	YCGtot	ZCGtot
"10%_margin"	29651,08468	19,6405253	-0,0086	0,672667503
	296510,85	19,3151398	-0,0086	0,690355168
Total	326161,93	19,6405253	-0,0086	0,672667503
				VCG
				2,990355168
Cas du navire lège	M total	XCGtot	YCGtot	ZCGtot
"10%_margin"	25481,05634	19,0913127	-0,01	0,654715141
	254810,56	19,0913127	-0,01	0,654715141
Total	280291,62	19,0913127	-0,01	0,654715141
				VCG
				2,954715141

Figure 15 : Résultats du devis de poids pour les 3 cas de chargement

V) Stabilité intact et stabilité avec avarie

A) Mise en place de l'étude

Il a fallu commencer rapidement les calculs sous GHS afin d'avoir une idée globale de la forme de coque et ainsi permettre aux autres études d'avancer. Les premières simulations ont été faites avant que le devis de poids ne soit suffisamment avancé pour fournir une répartition de masse précise. Elles ont donc été réalisées en entrant directement la masse totale du navire dans le script puis en solvant les différents paramètres. La simulation fut ensuite affinée au fur et mesure que les éléments du navire se précisaient.

B) Critères de stabilité spécifiques aux navires à passagers

Comme indiqué à la page 27 du SOLAS les navires à passagers doivent satisfaire à des critères supplémentaires en termes de stabilité, qui se résument en deux essais :

- **Un essai de gîte, dû au regroupement de tous les passagers** sur un bord du navire, à raison de 4 passagers par mètre carré maximum (comme ça pourrait être le cas lors de l'embarquement / débarquement):

Pour cet essai il a fallu calculer le nouveau centre de gravité de la masse des passagers et en déduire le moment d'inclinaison résultant. Pour respecter les critères de stabilité, ce moment d'inclinaison ne doit pas créer de gîte supérieur à 10°.

Le moment d'inclinaison est : $M_i = 75,6 \text{ kN.m}$

```
GHS 15.68A                               Cinatit
Fixed Wgt: 321.38 MT                      LCG: 19.270F    TCC: 0.000    UCG: 3.005
Depth: 2.198                               Trim: 0.27a    Heel: 6.76s
dWgt: -0.00 MT                             RAT: 0.060a    RHH: 0.2258  HMMT

13 parts, 13 components, 13 shapes, 214 stations, 3090 points
Transverse Origin: Center plane
Vertical Origin: Base plane

Geometry File successfully read.

Heeling moment due to passengers on one side of the ship M = 75.6 kN.m
```

Figure 16 : Résultat de GHS pour l'essai des passagers sur un coté du navire

Il résulte de cet essai un angle de gîte de 6,76°, le critère est donc respecté.

Les détails du calcul sont fournis en annexe.

- **Un essai de gîte dû au moment de giration du navire :**

De même que pour la gîte dû aux passagers, la gîte dû au moment de giration ne doit pas excéder 10°. Le calcul de ce moment est effectué à l'aide d'une formule donnée par la SOLAS :

$$M_{GR} = 0,2 \cdot \frac{V_0^2}{L_{wl}} \cdot \Delta \cdot \left(KG - \frac{d}{2} \right)$$

Avec : - V_0 la vitesse de croisière du navire

- L_{wl} la longueur à la flottaison
- KG la hauteur du centre de gravité du navire
- d le creux du navire

Ceci nous donne $M_{GR} = 48,24 \text{ kN.m}$

```

GHS 15.68A                               Cinatit
Fixed Wgt: 321.38 MT                      LCG: 19.270f      TCC: 0.000s      UCG: 3.005
Depth: 2.214                               Trim°: 0.27a      Heel°: 4.18s
dWgt: -0.08 MI                             RAT: 0.024a      KHH: 0.143s      HMMT
13 parts, 13 components, 13 shapes, 214 stations, 3090 points
Transverse Origin: Center plane
Vertical Origin: Base plane

Geometry File successfully read.

Heeling moment due to passengers on one side of the ship M = 75.6 kN.m
Heeling moment due to the giration of the ship M = 48.24 kN.m

```

Figure 17 : Résultat de GHS pour l'essai de gîte dû au moment de giration du navire

Comme nous pouvons le voir le moment de giration incline le navire de 4,18°, le critère est donc respecté.

C) Réalisation et résultats des différents cas de chargement

Une fois le devis de poids finalisé nous avons pu l'utiliser pour la stabilité sous GHS. Il a fallu mettre en place différents scripts selon les cas de chargement, car chacun a besoin d'un script pour la stabilité à l'état intact et la stabilité après avarie. L'importation de la coque et la définition des « sails » et « tanks » s'est faite directement sous Rhino au moment de l'exportation de la géométrie en .gf. Il fallait ensuite, dans le script, créer les compartiments qui serviraient pour la stabilité après avarie puis remplir les « tanks » selon le cas de chargement étudié.

Les premières simulations ne passaient pas tous les critères de vent selon l'International Maritime Organization (IMO), il a donc fallu modifier le navire et surtout les points d'envahissement, ceci a été réalisé en élargissant un petit peu le navire.

- Cas du navire léger :

- Stabilité à l'état intact :

LIM-----	IMO2008 CRITERION-----	Min/Max-----	Margin
(1)	Area from abs 0 deg to abs 30	> 0.0550 m.-Rad	352%
(2)	Area from abs 0 deg to abs 40 or Flood	> 0.0900 m.-Rad	337%
(3)	Area from abs 30 deg to abs 40 or Flood	> 0.0300 m.-Rad	384%
(4)	Righting Arm at abs 30 deg	> 0.200 m.	293%
(5)	Absolute Angle at MaxRA	> 25.00 deg	21 deg
(6)	GM Upright	> 0.150 m.	1329%

Figure 18: Critères de stabilité sans vent

LIM-----	STABILITY CRITERION-----	Min/Max-----	Margin
(1)	Res. Area Ratio from abs -17.248 deg to Flood	> 1.000	171%
(2)	Res. Ratio from abs -17.248 deg to abs 50	> 1.000	104%
(3)	Res. Ratio from abs -17.248 deg to RAZero	> 1.000	235%

-----Relative angles measured from 17.248p-----

Figure 19: Critères de stabilité avec vent

- Stabilité après avarie :

Cas 1 :

Compartiment	C1	C2	C3	C4	C5	C6
<1>	78 deg	83 deg	81 deg	79 deg	83 deg	76 deg
<2>	1163%	1723%	1275%	1310%	1723%	1287%
<3>	3609%	6585%	3303%	3626%	6585%	4160%

Tableau 1: Compartiment remplis à 100%

LIM	STABILITY CRITERION	Min/Max	Margin
<1>	Angle from Equilibrium to RZero	> 15.00 deg	78 deg
<2>	Area from abs 0 deg to abs 27 or Flood	> 0.0150 m.-Rad	1196%
<3>	GM Upright	> 0.050 m.	4444%

Figure 20: Résultat GHS pour le cas 1

Cas 2 :

Compartiment	C1	C2	C3	C4	C5	C6
<1>	1598%	1622%	1604%	1652%	1701%	1705%
<2>	84 deg	97 deg	92 deg	89 deg	87 deg	84 deg

Tableau 2: Compartiments inondés à 50%

LIM	STABILITY CRITERION	Min/Max	Margin
<1>	Righting Arm at MaxRA	> 0.050 m.	1477%
<2>	Angle from Equilibrium to RZero	> 7.00 deg	89 deg

Figure 21: Résultat GHS cas 2

Cas 3 :

Compartiment	C1	C2	C3	C4	C5	C6
<1>	72 deg	81 deg	78 deg	77 deg	81 deg	73 deg
<2>	1044%	1614%	1164%	1197%	1614%	1168%
<3>	3609%	6586%	3303%	3625%	6586%	4160%
<4>	728%	1031%	883%	879%	1031%	774%

Tableau 3: Compartiment remplis à 100% et vent de travers

LIM	STABILITY CRITERION	Min/Max	Margin
<1>	Angle from Equilibrium to RZero	> 15.00 deg	76 deg
<2>	Area from abs 0 deg to abs 27 or Flood	> 0.0150 m.-Rad	1105%
<3>	GM Upright	> 0.050 m.	4444%
<4>	Righting Arm at MaxRA	> 0.100 m.	817%

Figure 22: Résultat GHS cas 3

- **Cas du navire chargé à 100% de ses capacités :**

- Stabilité à l'état intact :

LIM-----	-----IM02008 CRITERION-----	-----Min/Max-----	-----Margin
(1)	Area from abs 0 deg to abs 30	> 0.0550 m.-Rad	310%
(2)	Area from abs 0 deg to abs 40 or Flood	> 0.0900 m.-Rad	310%
(3)	Area from abs 30 deg to abs 40 or Flood	> 0.0300 m.-Rad	377%
(4)	Righting Arm at abs 30 deg	> 0.200 m.	277%
(5)	Absolute Angle at MaxRA	> 25.00 deg	19 deg
(6)	GM Upright	> 0.150 m.	1132%

Figure 23: Critères de stabilité sans vent

LIM-----	-----STABILITY CRITERION-----	-----Min/Max-----	-----Margin
(1)	Res. Area Ratio from abs -16.386 deg to Flood	> 1.000	220%
(2)	Res. Ratio from abs -16.386 deg to abs 50	> 1.000	173%
(3)	Res. Ratio from abs -16.386 deg to RAzero	> 1.000	347%

-----Relative angles measured from 16.386p-----

Figure 24: Critères de stabilité avec vent

- Stabilité après avarie (sur les mêmes critères que précédemment) :

Compartiment	C1	C2	C3	C4	C5	C6
<1>	74 deg	81 deg	81 deg	78 deg	84 deg	75 deg
<2>	1005%	1573%	1262%	1264%	1623%	1149%
<3>	2960%	5472%	4533%	4024%	5460%	3574%

Tableau 4: Compartiment remplis à 100%

Compartiment	C1	C2	C3	C4	C5	C6
<1>	1533%	1445%	1574%	1606%	1680%	1684%
<2>	83 deg	94 deg	91 deg	88 deg	86 deg	84 deg

Tableau 5: Compartiment remplis à 50%

Compartiment	C1	C2	C3	C4	C5	C6
<1>	72 deg	80 deg	79 deg	76 deg	82 deg	73 deg
<2>	911%	1484%	1173%	1173%	1537%	1054%
<3>	2960	5472%	4533%	4024%	5460%	3574%
<4>	698%	938%	872%	865%	984%	772%

Tableau 6: Compartiment remplis à 100% et vent de travers

- Cas du navire avec 10% de fuel restant :

- Stabilité à l'état intact :

LIM-----	IMO2008 CRITERION-----	Min/Max-----	--Margin
(1)	Area from abs 0 deg to abs 30	> 0.0550 m.-Rad	292%
(2)	Area from abs 0 deg to abs 40 or Flood	> 0.0900 m.-Rad	288%
(3)	Area from abs 30 deg to abs 40 or Flood	> 0.0300 m.-Rad	346%
(4)	Righting Arm at abs 30 deg	> 0.200 m.	255%
(5)	Absolute Angle at MaxRA	> 25.00 deg	19 deg
(6)	GM Upright	> 0.150 m.	1088%

Figure 25: Critères de stabilité sans vent

LIM-----	STABILITY CRITERION-----	Min/Max-----	--Margin
(1)	Res. Area Ratio from abs -16.486 deg to Flood	> 1.000	188%
(2)	Res. Ratio from abs -16.486 deg to abs 50	> 1.000	144%
(3)	Res. Ratio from abs -16.486 deg to RAZero	> 1.000	284%
-----Relative angles measured from 16.486p-----			

Figure 26: Critères de stabilité avec vent

- Stabilité après avarie (sur les mêmes critères que précédemment) :

Compartiment	C1	C2	C3	C4	C5	C6
<1>	71 deg	81 deg	78 deg	75 deg	81 deg	73 deg
<2>	962%	1569%	1196%	1204%	1568%	1095%
<3>	2869%	5475%	4444%	3873%	5447%	3433%

Tableau 7: Compartiment remplis à 100%

Compartiment	C1	C2	C3	C4	C5	C6
<1>	1442%	1438%	1477%	1499%	1569%	1566%
<2>	81 deg	94 deg	89 deg	85 deg	84 deg	81 deg

Tableau 8: Compartiment remplis à 50%

Compartiment	C1	C2	C3	C4	C5	C6
<1>	69 deg	79 deg	76 deg	74 deg	88 deg	71 deg
<2>	864%	1479%	1105%	1108%	1478%	996%
<3>	2869%	5475%	4444%	3873%	5447%	3433%
<4>	648%	934%	817%	807%	936%	712%

Tableau 9: Compartiment remplis à 100% et vent de travers

D) Etude des longueurs envahissables :

Dans notre cas de conception nous considérons comme critère l'inondation d'un seul compartiment. Nous avons tracé les courbes pour différentes perméabilités des compartiments et notre navire passe le critère pour chacune d'entre elles. Les courbes sont fournies en annexe.

Lors de la réalisation de cet essai nous avons eu des premières courbes de longueurs envahissables impossible à interpréter. Nous avons donc contacté monsieur Dardel sur le conseil de nos professeurs. Il se trouve que c'est notre tableau arrière qui posait des difficultés, celui-ci étant incurvé. Le problème était que lors de la mise en place de la margin line, GHS ne l'arrêtait pas au niveau du tableau arrière, on se retrouvait donc avec une margin line extrêmement basse et un franc bord négatif à l'arrière de notre navire ce qui avait pour résultat de fausser nos courbes. Pour remédier à ce problème il faut utiliser la fonction « DECKEDGE » dans le part maker de GHS afin de donner une limite longitudinale à la margin line :

```

MODIFY hull/hull.s
  MARGIN 0.076
/

DECKEDGE 0.66f 41f

write newgeo.gf
quit

```

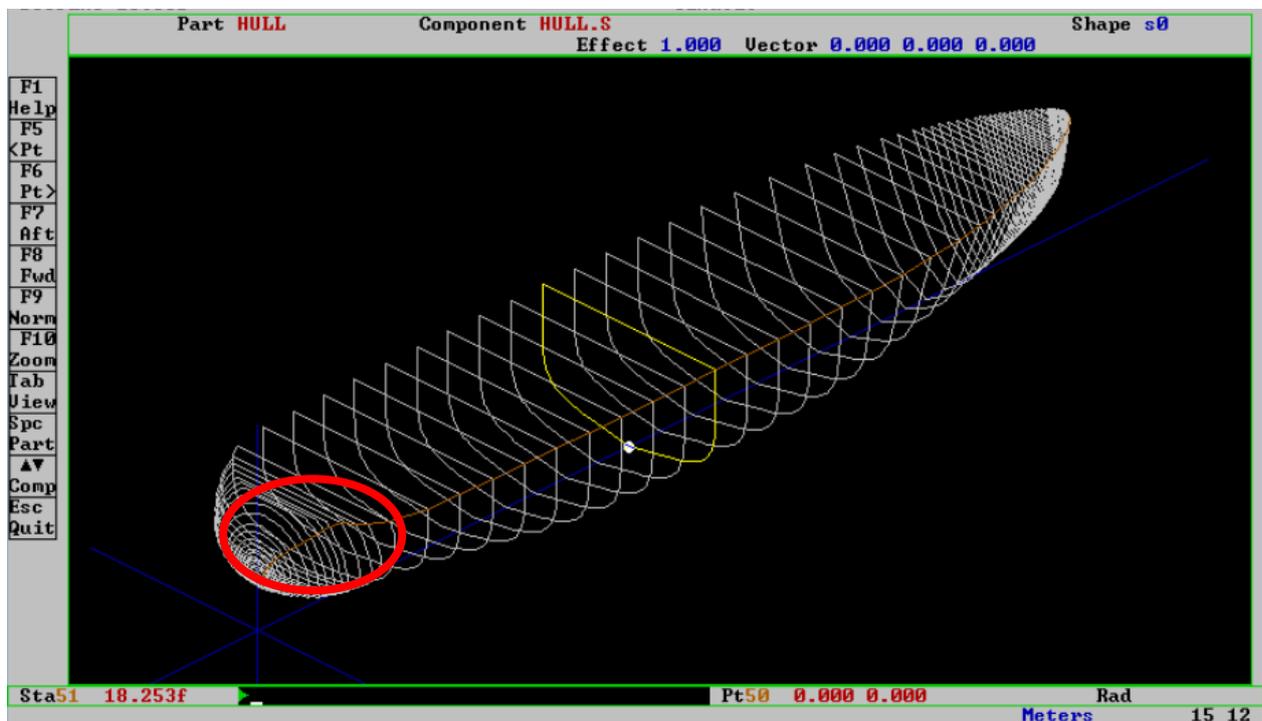


Figure 27: Illustration du problème dû à la margin line et au franc bord négatif

VI) Résistance à l'avancement et propulsion

Les calculs de résistance à l'avancement ont été réalisés pour des états de mer 3 et 4 (EM). Les résultats présentés ci-dessous concernent principalement l'EM 3, puisque le dimensionnement du moteur devait être calculé selon ce dernier. Les résultats concernant la contrainte d'EM 4 seront présentés succinctement en fin de section, puisqu'ils constituent une ouverture au cahier des charges.

A) Résistance à l'avancement

Le maximum de données concernant le bateau a été renseigné sur le logiciel NavCad de manière à comparer plusieurs prédictions jugées « justes ». Ceci nous permet d'obtenir le graphique ci-dessous comparant 4 méthodes cohérentes avec notre navire, à savoir les méthodes De Groot, Holtrop, Fung CRTS & Fung HSTS.

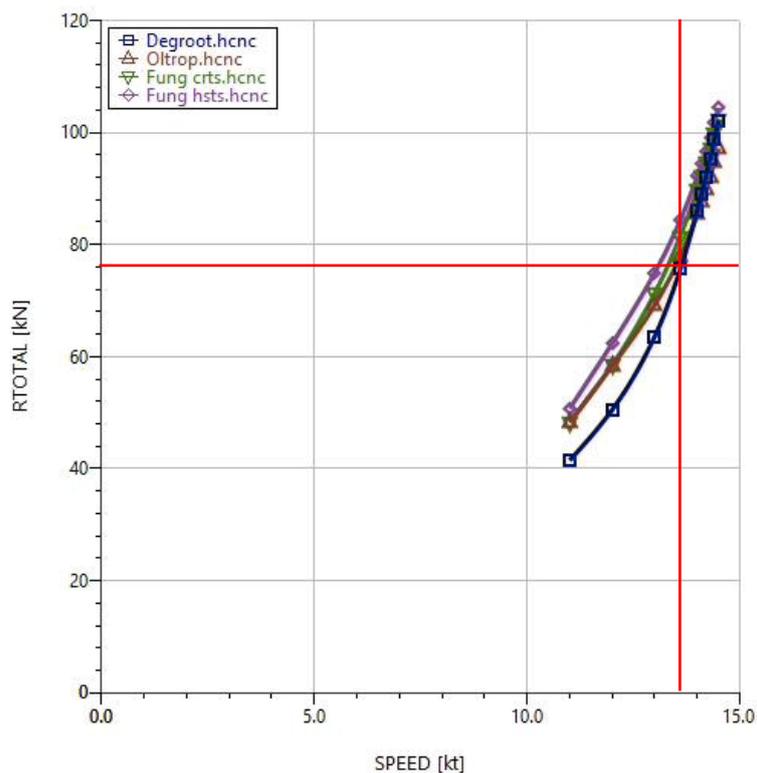


Figure 28 : Comparaison des différentes méthodes de prédiction de résistance à l'avancement. De Groot (retenue) est représentée en bleu.

Après comparaison, la méthode de prédiction De Groot s'avère être la plus fidèle par rapport au navire Ty'NikTa (Annexe 1). En effet, en plus de coïncider en termes d'intervalles de valeurs caractéristiques, elle est spécifique aux bateaux à moteurs à bouchains arrondis.

Enfin, cette méthode minimise la résistance à l'avancement, ce qui permet donc de ne pas surdimensionner le moteur par rapport à la méthode retenue mais uniquement par rapport aux marges prises arbitrairement (12% de la coque nue pour les appendices et 5% supplémentaires pour la phase de conception).

Les résultats fournis dans le tableau sont ceux observés à la vitesse de croisière du navire, fournie par le cahier des charges, et égale à 13,6 nœuds. La résistance totale à cette vitesse est de 75,62 kN et la puissance effective totale est de 529 kW. L'intégralité des résultats des calculs sont fournis en Annexe 2.

Speed (kt)	RBARE (kN)	RAPP (kN)	RWIND (kN)	RSEAS (kN)	RMARGIN (kN)	RTOTAL (kN)	PEBARE (kN)	PETOTAL (kN)
13,6	46,21	5,55	4,65	16,9	2,31	75,62	323,3	529

B) Calculs de propulsion et dimensionnement du système de propulsion

Les calculs de propulsion ont été réalisés selon la méthode de prédiction Holtrop, s'appliquant aux bateaux à doubles hélices (Annexe 3). Le moteur retenu est un moteur Baudouin 6M33.2 en fonctionnement P2 et dont la fiche technique est fournie en annexe 4.

Le moteur a été sélectionné de manière à ce que la vitesse de croisière du navire soit atteinte à environ 85% de sa puissance maximum. La puissance nécessaire à fournir pour la vitesse de croisière de 13,6 kts est de 487 kW. Le moteur pouvant délivrer jusqu'à 551 kW, on obtient une puissance à 13,6 kts de 88%, ce qui se rapproche fortement de la valeur du cahier des charges. Cette valeur a été discutée et validée avec le client, sous réserve que le navire puisse faire route à une vitesse de plus de 10 kts sur un EM 4.

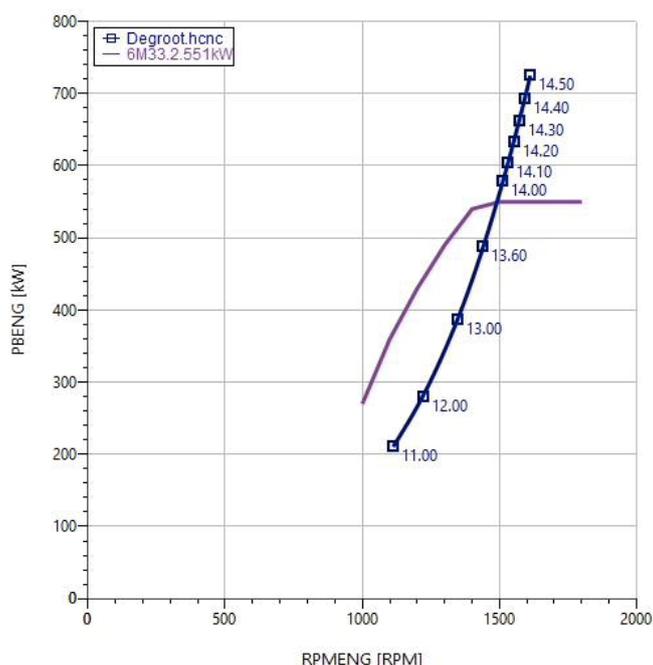


Figure 29 : Courbes PBENG vs RPMENG de propulsion (bleue) et courbes de puissance moteur (rose).

Le régime optimal du moteur en terme de rendement sur la consommation se situe à 1450 RPM avec une consommation de 59,3 L/h pour un rendement de 195 g/(kW.h) (cf Annexe 4).

Les hélices retenues sont des hélices B-Series 4.60, avec un pas moyen fixe de 0,9 et un diamètre de 1500 mm.

Le rapport de réduction du réducteur de 3,471 correspond au réducteur MASSON MM W2900 (Annexe 5). Le rapport de puissance en sortie et en entrée de réducteur qui a été pris en compte dans ce calcul est de 496/551 = 0,9.

Le tableau reprenant les principales valeurs du calcul de propulsion, en ayant fixé les caractéristiques des moteurs, des hélices et du réducteur, est donné ci-dessous.

Speed (kt)	PETOTAL (kW)	RPMENG (RPM)	PBENG (kW)	Fuel (L/h)	C (g/kW.h)	EFFOA	CAVMAX (%)
13,6	529	1441	487,6	59,3	196	0,5961	3,8

Ainsi, on note un rendement de 59,6% du système de propulsion. Le client ne souhaitant pas équiper son bateau de tunnels, il n'était pas possible d'améliorer le rendement. En revanche, ce rendement peut donc être encore amélioré par l'ajout de tunnels si nécessaire.

Enfin, aucun risque de cavitation n'est à prévoir sur les hélices puisque cette dernière n'excède pas les 3,8% à 13,6 kts.

C) Résultats complémentaires EM 4

Sur demande du client, il a été spécifié que le Ty'NikTa devrait avancer à une vitesse supérieure ou égale à 10 nœuds pour un EM 4.

Speed (kt)	PETOTAL (kW)	RPMENG (RPM)	PBENG (kW)	Fuel (L/h)	EFFOA	CAVMAX (%)
10	213	1367	260	28,13	0,5957	2

Aux vues de la puissance requise pour atteindre 10 kts avec un état de mer 4, le moteur est considéré comme satisfaisant.

D) Dimensionnement des arbres d'hélices

Les arbres ont été dimensionnés conformément à la réglementation BV NR467 Rules of classification of steel ships, part C, chap 1, section 7, 2.2 shafts scantling.

$$d = F \cdot k \cdot \left[\frac{P}{n \cdot (1 - Q^4)} \cdot \frac{560}{R_m + 160} \right]^{1/3}$$

where:

d : Minimum required diameter in mm

Q : Factor equal to d_i / d_o , where:

d_i : Actual diameter of the shaft bore, in mm (to be taken as 0 for solid shafts)

d_o : Outside diameter of the shaft, in mm.

Note 1: Where $d_i < 0,4 d_o$, Q may be taken as 0.

F : Factor for type of propulsion installation equal to:

- 95 for intermediate and thrusts shafts in turbine installations, diesel installations with hydraulic (slip type) couplings and electric propulsion installations
- 100 for all other diesel installation and all propeller shafts.

k : Factor for the particular shaft design features, see Tab 2

n : Speed of rotation of the shaft, in revolution per minute, corresponding to power P

P : Maximum continuous power of the propulsion machinery for which the classification is requested, in kW

R_m : Specified minimum tensile strength of the shaft material, in N/mm², see [2.1.2].

Ainsi, un diamètre de 47 mm est suffisant d'après la réglementation. Deux arbres pleins de 60 mm de diamètre et 13 mètres de long ont été retenus.

VII) Tenue à la mer

A) Critères de validation de tenue à la mer

Afin de garantir le confort des passagers, le cahier des charges contenait l'ensemble des critères de tenue à la mer décrit ci-dessous :

- **Dans un état de mer 3 (Hs = 0.8m, Ts = 7.5s) :**
 - Passagers malades < 2.5% de la capacité du navire (IR < 25)
- **Dans un état de mer 4 (Hs = 1.88m, Ts = 8.8s) :**
 - Passagers malades < 15% de la capacité du navire (IR < 50)
 - EGA < 4°
 - Vague d'étrave/h < 30

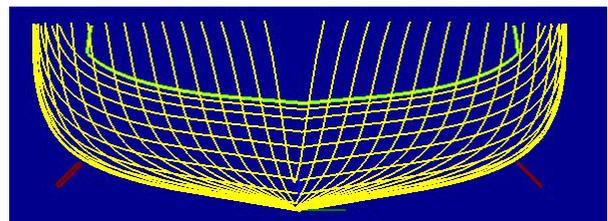
Pour définir les états mer décrits ci-dessus, les caractéristiques moyennes (Hs et Ts) fournis par le NATO seront utilisées (Cf : Annexe). L'outil « *Operability Viewer* » de Qship sera utilisé pour mener à bien les simulations.

Ce paragraphe ne détaillera pas l'étude de la tenue à la mer. Seules les appendices et les performances du navire seront présentées. Pour plus d'information veuillez-vous référer au rapport spécifique de tenue à la mer.

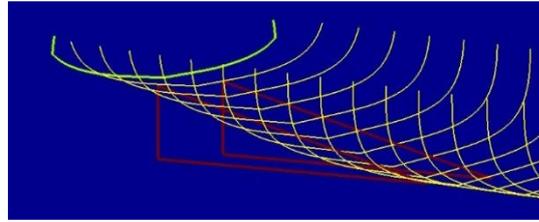
B) Appendices mis en place

Une première étude réalisée avec la carène nue a permis d'identifier quels critères n'étaient pas remplis et dans quelles conditions. Pour pallier les insuffisances de la carène, différents appendices sont ajoutés en plus des étambot et des safrans :

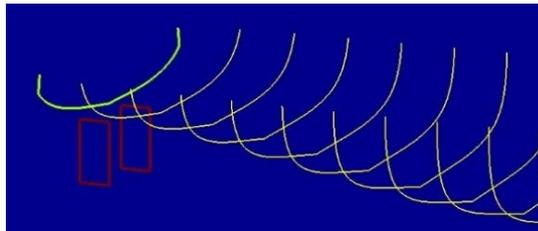
- Quilles antiroulis : Ajoutés pour diminuer le roulis ainsi que le nombre de passagers malades.



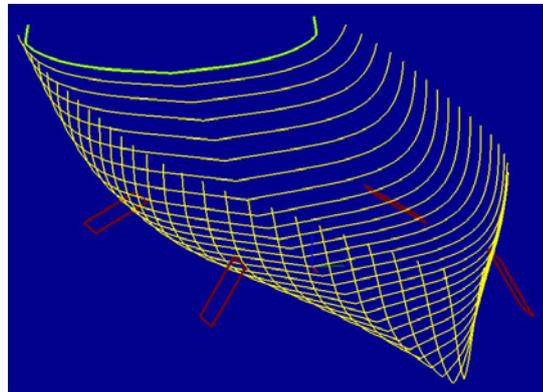
- Etambots : Ajoutés pour éviter d'endommager l'hélice en cas de talonnage.



- Safrans : Dispositif de manœuvre.



- Ailerons stabilisateurs : Ajoutés pour augmenter le coefficient d'amortissement et diminuer l'EGA.



De plus, afin de réduire le nombre de vagues d'étrave par heure, le franc-bord est rehaussé au niveau de l'étrave.

C) Performances du navire

D'après la figure 30, avant l'ajout des appendices, la carène n'était opérationnelle que dans 49% des configurations possibles.

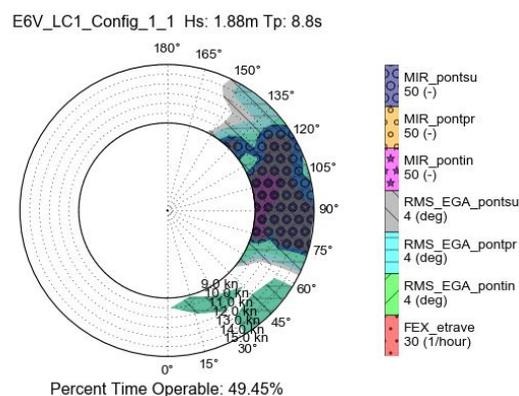


Figure 30: Validation des critères de tenue à la mer avec une carène nue

L'ajout des appendices, décrits dans le paragraphe précédent, permet au navire de fonctionner 85% du temps.

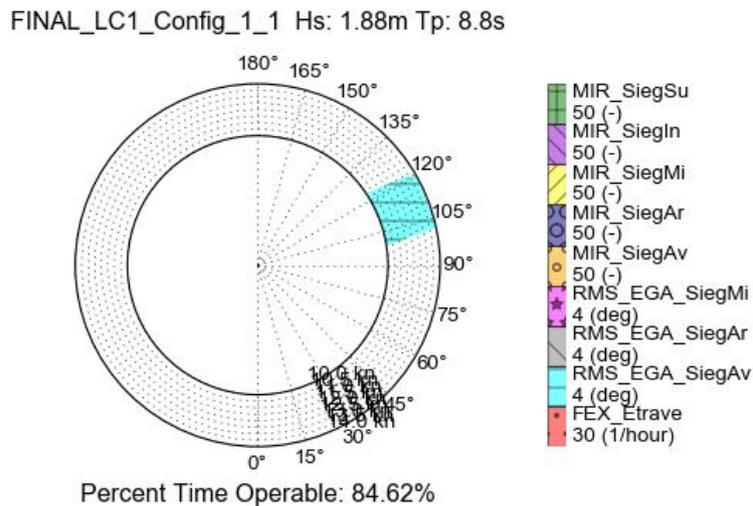


Figure 31: Validation des critères de tenue à la mer avec les appendices

Le dernier critère limitant est l'Effective Gravity Angle (EGA), qui n'est pas validé que pour quelques conditions, en certains endroits du navire. Ce critère caractérise l'amortissement du navire dans les vagues, il n'est donc pas critique et n'impacte que légèrement le fonctionnement du navire. De plus, il est sensible aux variations de période propre. Une augmentation de cette dernière d'1 seconde permet de valider le critère. C'est pourquoi le choix est fait de conserver ces performances en tenue à la mer.

Au final si l'on cumule l'ensemble des critères du cahier des charges, le navire est opérationnel en permanence dans un état de mer 3 et 85% du temps dans un état de mer 4. Enfin, les simulations réalisées avec les conditions extrêmes de chaque état de mer montrent les limites des appendices et prouvent que ces derniers ne sont pas surdimensionnés.

VIII) Armement

A) Dimensionnement des safrans et mèches :

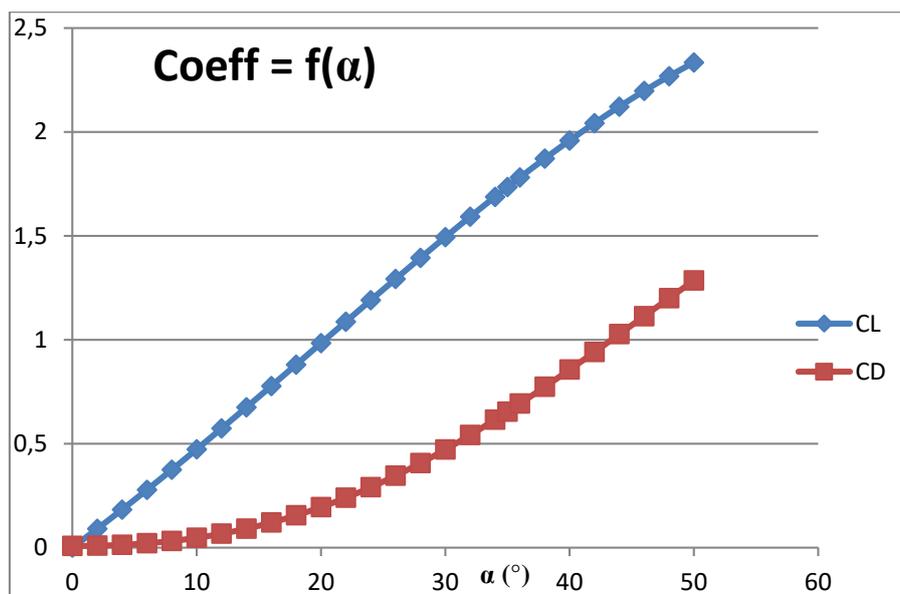
Pour dimensionner les safrans, nous utilisons la formule donnée par la DNV-GL qui donne la surface de safran en fonction des grandes dimensions du navire :

$$A_R = \frac{T \cdot L}{100} \cdot \left(1 + 0.25 \cdot \left(\frac{B}{L}\right)^2\right)$$

Ce qui nous donne $A_R = 1,074 \text{ m}^2$

De là on choisit une longueur de safran afin d'obtenir son allongement et sa corde, puis on suit les étapes de conception (données en annexe).

On trouve finalement un moment de flexion dû à l'effort de portance, dont on se sert pour dimensionner la mèche et trouver le profil adéquat.



B) Critère de qualité de manœuvrabilité :

Comme indiqué dans l'IMO, la manœuvrabilité du navire est jugée satisfaisante si elle répond au critère suivant :

« L'avance (A_d) ne devrait pas dépasser 4,5 longueurs du navire et le diamètre tactique (TD) ne devrait pas dépasser 5 longueurs lors de la manœuvre de giration. »

Paramètres	
S/LT	0,020
Cb	0,38
B/L	0,21
Ab/LT	0,00
Trim/L	0,00
deg Vit	2,13

Tableau de résultats

angle	STD/L	TD/L	Ad/L	Tr/L	Vt/Va
5	23,8	24,0	13,4	12,4	1,2
10	12,5	12,6	7,6	6,4	0,9
15	8,7	8,9	5,7	4,4	0,8
20	6,8	7,0	4,7	3,3	0,7
25	5,7	5,8	4,1	2,7	0,7
30	4,9	5,1	3,7	2,3	0,7
35	4,4	4,5	3,4	2,1	0,7

OK OK

Critères OMI

Angle	STD/L	TD/L	Ad/L	Tr/L	Vt/Va
35	-	< 5	< 4.5	-	-

Figure 32: Résultat de manœuvrabilité

Ces valeurs sont trouvées et calculées grâce au tableur « Lyster – Estimation de giration ».

C) Nombre d'armement

Le nombre d'armement est une indication permettant de dimensionner les ancres du navire et leurs chaînes. Il est calculé de la manière suivante :

$$N_A = \Delta^{2/3} + 2 \cdot h \cdot B + S/10$$

- Avec :
- B la largeur du navire
 - h le creux du navire
 - S le fardage

Ce calcul nous donne $N_A = 244,62$

Il faut ensuite regarder dans la documentation disponible pour trouver toutes les informations données par ce nombre d'armement, c'est-à-dire le nombre d'ancres, leur poids ainsi que la chaîne associée, mais également la longueur des aussières à bord :

Table C1 Equipment table, general												
Equipment number	Equipment letter	Stockless bower anchors		Stud-link chain cables				Towline (guidance)		Mooring lines ¹⁾ (guidance)		
		Number	Mass per anchor kg	Total length m	Diameter and steel grade			Steel or fibre ropes		Steel or fibre ropes		
					NV K1 mm	NV K2 mm	NV K3 mm	Minimum length m	Minimum breaking strength kN	Number	Length of each m	Minimum breaking strength kN
30-49	a ₀	2	120	192.5	12.5			170	88.5	2	80	32
50-69	a	2	180	220	14	12.5		180	98.0	3	80	34
70-89	b	2	240	220	16	14		180	98.0	3	100	37
90-109	c	2	300	247.5	17.5	16		180	98.0	3	110	39
110-129	d	2	360	247.5	19	17.5		180	98	3	110	44
130-149	e	2	420	275	20.5	17.5		180	98	3	120	49
150-174	f	2	480	275	22	19		180	98	3	120	54
175-204	g	2	570	302.5	24	20.5		180	112	3	120	59
205-239	h	2	660	302.5	26	22	20.5	180	129	4	120	64
240-279	i	2	780	330	28	24	22	180	150	4	120	69
280-319	j	2	900	357.5	30	26	24	180	174	4	140	74
320-359	k	2	1020	357.5	32	28	24	180	207	4	140	78
360-399	l	2	1140	385	34	30	26	180	224	4	140	88
400-449	m	2	1290	385	36	32	28	180	250	4	140	98
450-499	n	2	1440	412.5	38	34	30	180	277	4	140	108
500-549	o	2	1590	412.5	40	34	30	190	306	4	160	123
550-599	p	2	1740	440	42	36	32	190	338	4	160	132
600-659	q	2	1920	440	44	38	34	190	371	4	160	147
660-719	r	2	2100	440	46	40	36	190	406	4	160	157
720-779	s	2	2280	467.5	48	42	36	190	441	4	170	172
780-839	t	2	2460	467.5	50	44	38	190	480	4	170	186
840-909	u	2	2640	467.5	52	46	40	190	518	4	170	201

Figure 33: Tableau du nombre d'armement

On trouve donc qu'il est nécessaire d'avoir à bord 2 ancrs pesant chacune 780 kg avec une chaîne de 330 m de long et 22 mm de diamètre. Le choix de la qualité de la chaîne et donc de son diamètre a également été impacté par le choix guindeau, afin que le diamètre de chaîne appartienne au catalogue fournisseur.

D) Dimensionnement du guindeau

Dans notre cas la profondeur de mouillage entre Brest et l'île de Molène n'excède pas 82,5 m.

Pour trouver un guindeau adéquat, il faut comparer et travailler sur ce que l'on appelle les efforts de travail, de surcharge et de frein. Ceux-ci sont donnés par les formules suivantes :

$$F_T = 47,5 \cdot \text{diametre de chaine}^2 = 22,990 \text{ kN}$$

$$F_S = 1,5 \cdot F_T = 34,485 \text{ kN}$$

$$F_F = 0,45 \cdot R_{rupture} = 180,45 \text{ kN avec } R_{rupture} = 401 \text{ kN donné par le } N_A$$

Le guindeau doit respecter toutes ces valeurs pour pouvoir être fonctionnel à bord du navire. Sa fiche technique est fournie en annexe.

E) Dimensionnement des aussières

Celles-ci doivent être capables de retenir le navire à quai avec un vent de 60 nœuds de travers, mesuré à 10 m de hauteur. Nous allons calculer grâce à cette donnée et aux caractéristiques géométrique du bateau, une valeur de charge de rupture minimale et celle des aussières devra être supérieure :

$$R_{min} = 72,825 \text{ kN}$$

On trouve dans un catalogue de fournisseur une aussière en polypropylène de diamètre 24 mm dont la charge de rupture est de 79,70 kN, ce qui respecte le critère précédent mais également celui fourni par le N_A qui préconisait une charge de rupture minimale de 69 kN.

La page correspondante du catalogue fournisseur est donnée en annexe.

F) Dimensionnement de la pompe incendie et du collecteur

Afin de bien respecter la norme, il faut lire la division 223 des Affaires Maritimes. Celle-ci préconise une pression minimale de 3 bar à toutes les bouches d'incendie. De plus, le fait de concevoir un navire de plus de 250 passagers nous impose une pompe supplémentaire en plus des 2 pompes obligatoire de base. Les manches à incendie mesurent 20 m, et pour respecter la règle disant qu'un point quelconque du navire doit être atteint par 2 jets provenant de 2 bouches d'incendie différentes, il faut qu'il y ait 3 bouches sur chaque pont.

Nous allons maintenant calculer la pression que la pompe doit fournir pour respecter les 3 bar minimum à chaque bouche d'incendie. Celle-ci dépend de la perte de charge due à la hauteur relative $h = 4,05$ m entre la bouche dans les superstructures et la pompe dans les fonds du navire. Cette valeur est calculée grâce à la formule de Bernoulli.

$$\text{On trouve : } P_{pompe} = 300000 + 4,05 \cdot 999,98 = 0,3397 \text{ MPa} = 3,4 \text{ bar}$$

Pour finir, il reste à calculer le diamètre du collecteur grâce à la formule donnée par la division 223 :

$$D_{collecteur} = 25 + 1,68 \cdot \sqrt{L \cdot (B + D)} = 60,352 \text{ mm}$$

Avec : - L la longueur du navire

- B la largeur du navire

- D le tirant d'eau du navire

On choisit donc un diamètre normalisé juste supérieur à cette valeur : DN 65.

G) Equipements de sécurité

La sélection des équipements de sécurité est faite en accord avec la réglementation fixée par la division 223 des affaires maritimes. D'après cette dernière, le navire étudié est un navire à passagers de classe C avec 330 passagers (P) et 336 personnes embarqués (N).

Selon la réglementation, les équipements de sécurité doivent répondre aux critères suivants :

- Capacité des engins de sauvetage : $1.25N = 420$
- Canot de secours : 1
- Bouées de sauvetage : 8
- Brassières de sauvetage : $1.05N = 353$
- Brassières de sauvetage pour enfants : $0.1P = 33$
- Brassières de sauvetage pour nourrissons : $0.025P = 9$
- Feux de détresse : 12
- Appareils lance-amarre : 1
- Répondeurs radar : 1
- Emetteurs-récepteurs radiotéléphonique à ondes métriques : 3

H) Ventilation

Les débits d'air entrant et sortant ont été calculés à partir des caractéristiques des locaux machines et des moteurs et générateurs utilisés.

Entrée et sorties d'air sont situées sur le pont supérieur, équivalent à celui de la timonerie, sur la ligne centrale du bateau. Les deux moteurs sont situés dans le même local machine. Les deux groupes électrogènes sont situés dans le même compartiment, mais différent de celui des moteurs.

Enfin, le groupe électrogène de secours sera confiné dans un espace différent des deux groupes électrogènes principaux. Cela signifie que différentes longueurs de conduits d'échappements ont été pris en compte pour le dimensionnement des bouches de ventilations.

$$D_{\text{entrée}} = 35\,898 \text{ m}^3/\text{h} \text{ soit } 9,97 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$D_{\text{sortie}} = 36\,512 \text{ m}^3/\text{h} \text{ soit } 10,15 \text{ m}^3/\text{s}$$

Les débits requis ont porté le choix du ventilateur sur un électro-ventilateur marin hélicoïdal de diamètre $\varnothing=505$ mm d'une capacité de débit de $18700 \text{ m}^3/\text{h}$ (Annexe 1). Nous doublerons les entrées et sorties de manière à atteindre des débits suffisant ($37\,400 \text{ m}^3/\text{h}$). La ventilation sera disposée en soufflage horizontal en haut à forte vitesse et aspiration basse du même côté assurant un très bon balayage (Annexe 2).

CONCLUSION

Ce rapport expose les résultats des différentes études qui ont été menés sur le navire Ty'NikTa, et permet de rendre compte que tous les critères donnés par le cahier des charges sont respectés, aussi bien en stabilité qu'en tenue à la mer. Le but de cette boucle navire était de se rendre compte des différentes étapes, du temps nécessaire et du travail collaboratif pour un avant-projet tel que celui-ci. La conception d'un navire à passagers, que celui-ci soit un paquebot ou un plus petit ferry comme celui que nous avons conçu, passe toujours par cette phase cruciale et déterminante pour la suite du projet.

On se rend compte également de la nécessité d'une bonne communication au sein de l'équipe pour pouvoir avancer vite, car beaucoup de tâches s'effectuent en parallèle, comme l'étude de la stabilité et celle de la tenue à la mer où la coque simulée doit être la même pour avoir des résultats cohérents. La difficulté notable a été celle de la réglementation, car il a fallu apporter des modifications au navire tout au long de l'avant-projet afin de la respecter.

Pour conclure, nous pouvons dire que toutes les dimensions caractéristiques, plan de formes et d'emménagement, coupe au maître et vues extérieures nous donnent une vision proche de ce que pourrait être le Ty'NikTa après construction et mise à l'eau pour faire la liaison Brest- île de Molène.

TABLE DES FIGURES

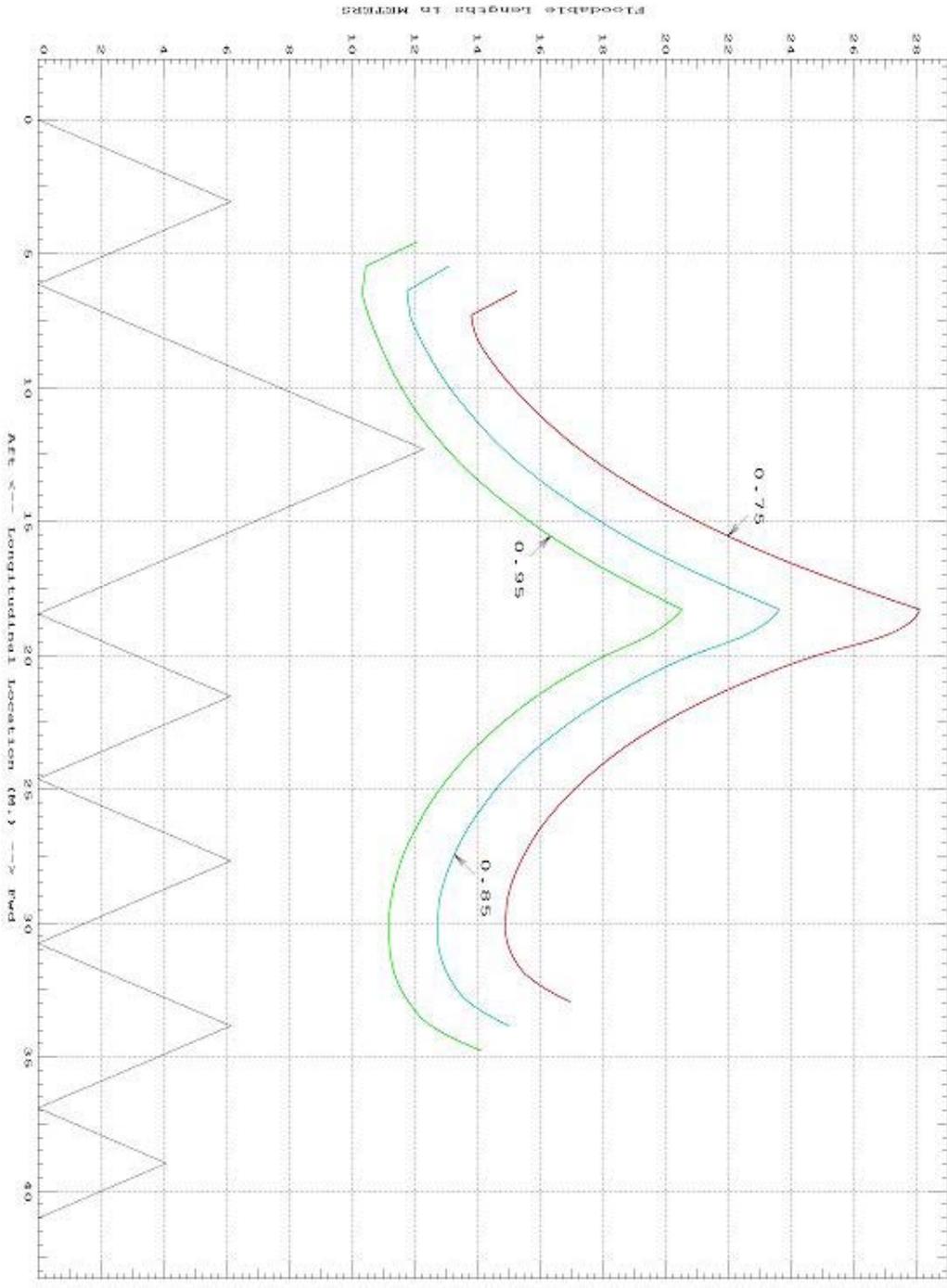
Figures :

Figure 1: GA provisoire sous Excel.....	6
Figure 2: Modèle 3D sous Rhino.....	6
Figure 3: General arrangement	7
Figure 4 : « Position code » des plaques	8
Figure 5 : Epaisseurs des plaques.....	9
Figure 6 : Echantillonnage des raidisseurs longitudinaux	9
Figure 7 : Comparaison des modules de section avec la réglementation BV	10
Figure 8 : Comparaison des épaisseurs des plaques avec les épaisseurs règlementaires BV.....	10
Figure 9 : Comparaison des raidisseurs longitudinaux avec ceux imposés par la réglementation BV .	10
Figure 10 : Epaisseur des bulkheads.....	11
Figure 11 : Echantillonnage des raidisseurs primaires et ordinaires sur bulkhead.....	12
Figure 12 : Comparaison des épaisseurs des bulkheads avec celle imposées par la réglementation BV	12
Figure 13 : Comparaison des raidisseurs avec ceux imposés par la réglementation BV	13
Figure 14: Exemple de catégorie du devis de poids	14
Figure 15 : Résultats du devis de poids pour les 3 cas de chargement.....	15
Figure 16 : Résultat de GHS pour l'essai des passagers sur un coté du navire	16
Figure 17 : Résultats de GHS pour l'essai de gîte dû au moment de giration du navire.....	17
Figure 18: Critères de stabilité sans vent	17
Figure 19: Critères de stabilité avec vent.....	17
Figure 20: Résultat GHS pour le cas 1	18
Figure 21: Résultat GHS cas 2.....	18
Figure 22: Résultat GHS cas 3.....	18
Figure 23: Critères de stabilité sans vent	19
Figure 24: Critères de stabilité avec vent.....	19
Figure 25: Critères de stabilité sans vent	20
Figure 26: Critères de stabilité avec vent.....	20
Figure 27: Illustration du problème dû à la margin line et au franc bord négatif.....	21
Figure 28 : Comparaison des différentes méthodes de prédiction de résistance à l'avancement. De Groot (retenue) est représentée en bleu.....	22
Figure 29 : Courbes PBENG vs RPMENG de propulsion (bleue) et courbes de puissance moteur (rose).	24
Figure 30: Validation des critères de tenue à la mer avec une carène nue	27
Figure 31: Validation des critères de tenue à la mer avec les appendices	28
Figure 32: Résultat de manœuvrabilité.....	30
Figure 33: Tableau du nombre d'armement	31
Figure 34: Exemple amassement passagers sur le pont 0	37
Figure 35: Feuille Excel utilisé pour calculer les safrans et mèches.....	39

Tableaux :

Tableau 1: Compartiment remplis à 100%.....	18
Tableau 2: Compartiment remplis à 50%.....	18
Tableau 3: Compartiment remplis à 100% et vent de travers	18
Tableau 4: Compartiment remplis à 100%.....	19
Tableau 5: Compartiment remplis à 50%.....	19
Tableau 6: Compartiment remplis à 100% et vent de travers	19
Tableau 7: Compartiment remplis à 100%.....	20
Tableau 8: Compartiment remplis à 50%.....	20
Tableau 9: Compartiment remplis à 100% et vent de travers	20

Annexe 2 : Longueurs envahissables



FLOODABLE LENGTHS - Curves by Permeability
Initial Draft - 2.22 M. at 0.27 degrees APF THIM

22/12/17 12:45:57 ENSTA Bretagne - Educational Use Only
GHS 15.68A
Cinait
Page 4

Annexe 3 : Conception des Safrans

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1	Vit design	13,6	knt			alpha	alpha (rad)	CL	CD
2	L	39,6	m			0	0	0	0,008325
3	T	2,3	m			2	0,0349066	0,09037	0,009608
4	B	8,5	m			4	0,0698132	0,18305	0,013756
5	c	0,716	m			6	0,1047198	0,27789	0,0212
6	V	6,99584	m/s			8	0,1396263	0,37471	0,032354
7	1-w	0,75				10	0,1745329	0,47329	0,047597
8	Va	5,24688	m/s			12	0,2094395	0,57341	0,06727
9	T	39360	N			14	0,2443461	0,67479	0,091669
10	Dhélice	1,3	m			16	0,2792527	0,77717	0,121037
11	r0	0,65	m			18	0,3141593	0,88022	0,155556
12	r(infini)	0,575498013				20	0,3490659	0,98364	0,195342
13	Adisque	1,327322896	m ²			22	0,3839724	1,08707	0,240445
14	Cth	2,101756362				24	0,418879	1,19017	0,290837
15	Vinfini	9,240702159	m/s			26	0,4537856	1,29257	0,346419
16	x	1	m			28	0,4886922	1,3939	0,407013
17	rx	0,57910785				30	0,5235988	1,49379	0,472366
18	Vx	9,125858384	m/s			32	0,5585054	1,59186	0,542153
19	Δr	0,040482665	m			34	0,5934119	1,68774	0,615977
20	Vcorr	8,63553021	m/s			35	0,6108652	1,73474	0,65426
21	d	0,549097798				36	0,6283185	1,78105	0,693374
22	f	0,149048228				38	0,6632251	1,87144	0,773822
23	λ	0,928427018				40	0,6981317	1,95856	0,856744
24	Cth	2,101756362				42	0,7330383	2,04208	0,941519
25	ΔL	35394,62622	N			44	0,7679449	2,12167	1,02749
26	Fportance(35°)	71204,84545	N			46	0,8028515	2,19706	1,11397
27	Ftot	106599,4717	N			48	0,837758	2,26796	1,200258
28	Visc	0,000001188				50	0,8726646	2,33412	1,285645
29	Ar	1,074	m ²						
30	b	1,5	m						
31	Allongement	2,094972067				Moment de flexion		112995	Nm
32	Rn	5569312,075				sigma		235	MPa
33	bras de levier	1,06	m			Dmin		0,16982	m
34									
35	Safran rectangulaire		NACA 24						
36	tmax		0,20048	m					

Figure 35: Feuille Excel utilisé pour calculer le safran et sa mèche

Vérification de la non-cavitation sur Safrans :

Pmot 600 kW
 $P_{mot}/(\pi \cdot D^2/4)$ 452,0377 < 700

De plus, la vitesse du bateau est inférieure à 22 nœuds, il n'y a donc pas de risque de cavitation.

Annexe 4 : Fiche technique guindeau

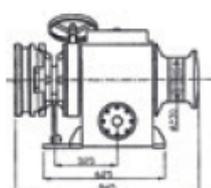
GUINDEAUX HORIZONTAUX



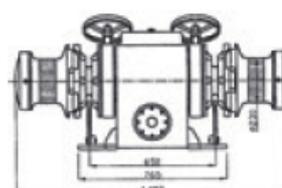
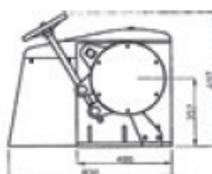
■ Horizontal - Type GH 3301 / GH 3302

Version hydraulique ou électrique (380 Vca 50 Hz)

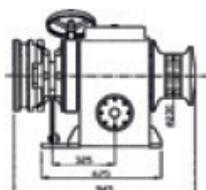
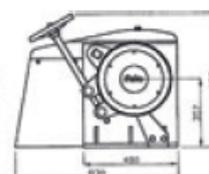
- > Recommandé pour navires jusqu'à 60 m
- > Barbotins équipés d'embrayages et de bande de frein pour faciliter les manœuvres de mouillage
- > Chaîne DIN 766 : 18 - 20 - 23 mm
- > Chaîne à étais : 17,5 - 19 - 20,5 - 22 mm
- > Utilisation de la poupée seule par blocage de la bande de frein



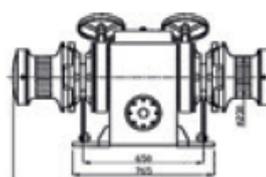
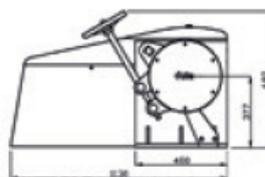
GH 3301 H - Dimensions en mm



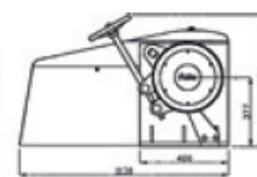
GH 3302 H - Dimensions en mm



GH 3301 E - Dimensions en mm



GH 3302 E - Dimensions en mm



Version	Hydraulique	Électrique
Traction en continu (kg)	3300	2900
Traction maximum (kg)	3600	3600
Vitesse de remontée (m/min)	12	13
Barbotin DIN 766	18 - 20 - 23 mm	18 - 20 - 23 mm
Barbotin pour chaîne à étais	17,5 - 19 - 20,5 - 22 mm	17,5 - 19 - 20,5 - 22 mm
Poids indicatif 1 barbotin (kg)	450	660
Poids indicatif 2 barbotins (kg)	560	780
Puissance (KW)	14 max.	11 max.
Débit (L/min)	55	-
Pression (bar)	180	-

Les deux guindeaux, électrique et hydraulique, fonctionnent dans notre cas, mais nous choisissons le guindeau électrique pour limiter la tuyauterie à bord du navire.

Annexe 5 : Catalogue pour les aussières

Réf : COPP

CORDAGE POLYPROPYLENE



Bobine polypropylène



Écheveau ou «carotte» polypropylène

Désignation	Diamètre mm	Rupture daN	Poids kg/ml
04	4	210	0,006
05	5	434	0,012
06	6	590	0,017
08	8	1 040	0,030
10	10	1 530	0,045
12	12	2 170	0,065
14	14	2 990	0,090
16	16	3 700	0,115
18	18	4 720	0,148
20	20	5 690	0,180
22	22	6 820	0,220
24	24	7 970	0,260
26	26	9 220	0,305
28	28	10 490	0,355
30	30	11 980	0,405
32	32	13 230	0,460
34	34	14 900	0,520
36	36	16 690	0,585
38	38	18 500	0,655
40	40	20 100	0,720
44	44	24 150	0,880
48	48	28 040	1,040
52	52	32 450	1,220
56	56	37 100	1,420
60	60	42 490	1,630
64	64	48 000	1,850
68	68	54 000	2,090
72	72	60 270	2,340
76	76	66 800	2,610
80	80	74 130	2,900
88	88	88 950	3,510
96	96	105 000	4,170

Annexe 6 : Etats de mer

TABLE F-1 - NATO SEA STATE NUMERAL TABLE FOR THE OPEN OCEAN NORTH ATLANTIC

Sea State Number	Significant Wave Height (m)		Sustained Wind Speed (Knots)*		Percentage Probability of Sea State	Modal Wave Period (sec)	
	Range	Mean	Range	Mean		Range**	Most Probable***
0 - 1	0 - 0.1	0.05	0 - 6	0.5	0	-	-
2	0.1 - 0.5	0.3	7 - 10	3.5	7.2	3.3 - 12.8	5.5
3	0.5 - 1.25	0.88	11 - 16	8.5	22.4	5.0 - 14.8	7.5
4	1.25 - 2.5	1.88	17 - 21	19	28.7	6.1 - 15.2	8.8
5	2.5 - 4	3.25	22 - 27	24.5	15.5	8.3 - 15.5	9.7
6	4 - 6	5	28 - 47	37.5	18.7	9.8 - 16.2	12.4
7	6 - 9	7.5	48 - 55	51.5	6.1	11.8 - 18.5	15.0
8	9 - 14	11.5	56 - 63	59.5	1.2	14.2 - 18.6	16.4
>8	>14	>14	>63	>63	<0.05	15.7 - 23.7	20.0

*Ambient wind sustained at 19.5 m above surface to generate fully-developed seas. To convert to another altitude, H_2 , apply $V_2 = V_1 (H_2/19.5)^{1/7}$

**Minimum is 5 percentile and maximum is 95 percentile for periods given wave height range.

***Based on periods associated with central frequencies included in Hindcast Climatology.

NATO UNCLASSIFIED
F-6

NATO UNCLASSIFIED

Annexe 7 : Fiche technique ventilateur



Gamme d'électro-ventilateurs marine hélicoïdaux

Codification :

VA - 0,37KW - 3000T - Ø320 - AC

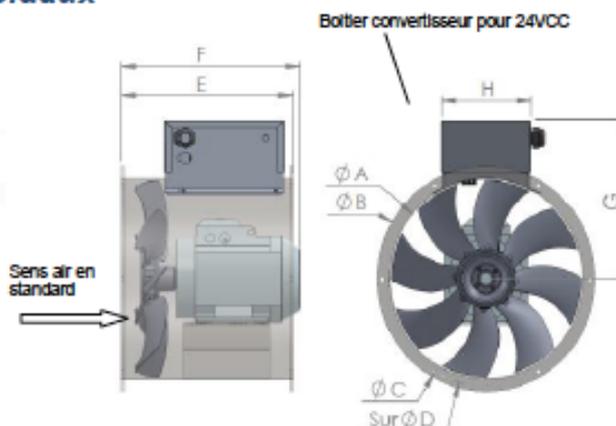
Motors et finition:
 AC : Acier peint
 AL : Aluminium Peint
 GV : Acier galvanisé
 SS : Inox brut

Diamètre de buse

Vitesse Moteur

Puissance moteur

Motorisations:
 VA : Triphasé (230/400V AC)
 VAV : Monophasé (230V AC)
 VC-I : Continu (24V DC) coffret convertisseur intégré
 VC-D : Continu (24V DC) coffret convertisseur déporté



Ø Intérieur max 1700mm (Ø supérieur nous consulter)

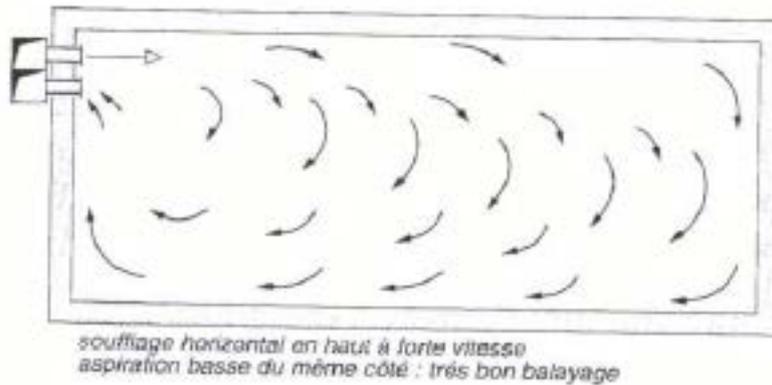
VA : ventilateur AC
 VC : ventilateur DC

3000 tr/min		Correspondance anole type	Point bas		Point haut		DIMENSIONS									
Diamètre de buse	Puissance		Débit (m³/h)	Pression ct (mm.CE)	Débit (m³/h)	Pression ct (mm.CE)	A	B	C	D	E	F	VA	VC	G	H
Ø185	0,13KW *	VA/VC 8-5	760 - 30	1000 - 6	185	200	8xØ7	185	Voir fiche produit							
Ø255	0,37KW **	VA/VC 12-15	800 - 25	1450 - 6	255	300	8xØ7	280	280	295	295	245	185			
Ø320	0,37KW *	VA/VC 30-18	2200 - 30	3800 - 8	320	370	8xØ8	350	280	295	340	290	185			
	0,55KW *	VA/VC 40-14	3000 - 25	4800 - 7						315	340					
Ø355	0,75KW*	VA/VC 42-22	3300 - 34	6000 - 7	355	409	8xØ8	385	310	310	310	310	185			
	0,37KW *	VA/VC 38-17	2500 - 28	4500 - 7						320	345					
	0,55KW *	VA/VC 48-15	3000 - 30	5500 - 8						320	345	310	185			
	0,75KW *	VA/VC 55-15	3800 - 28	8200 - 8						320	345	310	185			
Ø405	1,1KW *	VA/VC 60-18	4200 - 40	9800 - 7	405	468	8xØ8	435	320	320	385	385	185			
	1,5KW *	VA/VC 65-27	5200 - 40	7900 - 8						385	385					
	0,75KW *	VA/VC 60-15	3800 - 32	7000 - 7						330	365	335	185			
	1,1KW *	VA/VC 72-18	4600 - 38	8300 - 8						385	375					
Ø455	1,5KW *	VA/VC 80-20	4200 - 50	9200 - 8	455	615	8xØ8	480	400	385	375	335	185			
	2,2KW *	VA 90-30	8200 - 58	10800 - 8						385						
	1,1KW *	VA/VC 70-25	4500 - 38	9500 - 8						400	400	385	215			
	1,5KW *	VA/VC 80-33	6000 - 44	10700 - 8						400	400	385	215			
Ø505	2,2KW *	VA/VC 100-22	8000 - 60	13000 - 8	505	685	8xØ8	540	420	420	460	460	215			
	3kW	VA 110-30	8600 - 71	12300 - 8						420						
	4kW	VA 120-40	7000 - 78	14000 - 8						420						
	1,5KW *	VA/VC 95-25	6700 - 38	12500 - 7						420	420	380	215			
Ø555	2,2KW *	VA/VC 100-38	8000 - 48	13800 - 8	555	815	8xØ8	640	420	420	480	380	215			
	3kW	VA/VC 130-30	8000 - 63	15500 - 8						430						
	4kW	VA 150-38	10000 - 71	17300 - 8						430						
	1,5KW *	VA/VC 110-25	8000 - 40	15000 - 7						460	460	420	215			
Ø605	2,2KW *	VA/VC 140-22	10000 - 38	18400 - 8	605	815	8xØ8	680	450	460	485	420	215			
	3kW	VA 140-28	7800 - 58	18800 - 8						460						
	4kW	VA 150-45	8500 - 81	18800 - 8						470						
	1,5KW *	VA/VC 120-30	7000 - 62	15500 - 8						470	475	445	215			
Ø655	2,2KW *	VA/VC 120-30	7000 - 62	15500 - 8	655	880	8xØ8	845	470	470	485	485	215			
	3kW	VA 140-40	7800 - 63	20000 - 8						470						
	4kW	VA 170-35	12000 - 55	22000 - 8						485						
	5,5KW	VA 200-40	14400 - 64	24800 - 7						485						

* Existe en version VC-I et VC-D (24V)

** Existe en version VC-D (24V)

Annexe 8 : Circulation ventilation



Annexe 9 : Modèle DeGroot RB

DeGroot RB		Top Previous Next
Reference	DeGroot, D., "Resistance and Propulsion of Motor-Boats", International Shipbuilding Progress, Vol. 2, No. 6, 1955.	
Vessel type	Transom-stern, round-bilge craft	
Prediction scope	Hull: Data estimates Resistance: Bare-hull resistance	
Parameters	CvOL 4.67-8.96 LWL/BWL 3.53-10.1 BWL/T 2.72-6.58 ATR/AX 0-0.3 CX 0.56-0.89	
Speed range	Fn(LWL) 0.30-1.05 Note: The upper limit for the speed range may be shown as less than in the original publication. HydroComp has identified and developed an upper speed constraint that is a function of certain hull parameters, notably transom immersion. The <i>Method Expert</i> will adjust the upper speed limit of this method based on this constraint.	
Formula error	Not presented	
Methodology	2-D CR (from RT at model scale), ATTC CF, various model test series	
Remarks	<p>The implementation of this method is based on a numerical representation of the published graphical form resistance curves.</p> <p>The models used are mainly those of the Nordstrom and NSMB round-bilge models. The hard-chine curves also add a significant number of models tested at Stevens Institute. All models were normalized to a model length of 2.25 meters.</p> <div style="text-align: center;"> <p>Nordstrom parent</p> <p>NSMB round-bilge model</p> </div>	

Annexe 10 : Modèle Holtrop

Holtrop	
Reference	Holtrop, J., "A Statistical Re-Analysis of Resistance and Propulsion Data", International Shipbuilding Progress, Vol. 31, No. 363, Nov 1984. Holtrop, J., "A Statistical Resistance Prediction Method With a Speed Dependent Form Factor", Proceedings SMSSH '88, Varna, Oct 1988. Holtrop, J. and Mennen, G.G.J., "An Approximate Power Prediction Method", International Shipbuilding Progress, Vol. 29, No. 335, July 1982. Holtrop, J., and Mennen, G.G.J., "A Statistical Power Prediction Method", International Shipbuilding Progress, Vol. 25, October 1978.
Vessel type	Commercial and naval vessels, Single and twin-screw
Prediction scope	Hull: Data estimates Resistance: Bare-hull resistance Propulsion: Hull-propulsor interaction coefficients
Parameters	Propellers 1-2 C _p (LWL) 0.55-0.85 LWL/BWL 3.9-14.9 BWL/T 2.1-4.0 Lambda 0-max determined by F _N (see Remarks below) Includes analysis for: Immersed transom and bulbous bow
Speed range	F _N (LWL) 0.06-0.80 [see note] Note: The upper limit for the speed range may be shown as less than in the original publication. HydroComp has identified and developed an upper speed constraint that is a function of certain hull parameters, notably transom immersion. The <i>Method Expert</i> will adjust the upper speed limit of this method based on this constraint.
Formula error	Not presented.
Methodology	3-D C _w , ITTC-57 C _f , random model tests and full scale trial data. Pseudo-drag coefficient. Full scale, open propellers.
Remarks	A random collection of 334 models of tankers, bulk carriers, cargo ships, fishing vessels, tugs, container ships and military craft make up the data set. [Resistance] Widely regarded as a complete and reliable method for cruiser stern ships, it seems to underpredict resistance for transom-stern craft. (Use of the speed-dependent form factor correction improves this tendency.) The regression is derived with a speed-dependent relationship using the Havelock wave shape as its foundation. The basis for the use of the Havelock theory is currently out of favor, as a speed-dependent analysis like Havelock has trouble matching the typical C _w /C _R curve shape below F _N of about 0.3 An additional parameter – lambda – has been added to the data check for this method. Anecdotal experience and testing by HydroComp have identified combinations of hull parameters that produce significant errors with the Holtrop method, and lambda has proven to be an indicator of these potential errors. Lambda is a parameter used within the Holtrop method and is equal to $1.446 \cdot C_p - 0.03 \cdot L/B$. A recommended upper limit for lambda has been developed by HydroComp and is used in the data check and the Method Expert ranking.

Annexe 11 : Fiche technique moteur



6 M33.2

Moteur diesel 4 temps, injection directe

Alésage et course	150 x 185 mm
Nombre de cylindres	6 en ligne
Cylindrée totale	19,6 litres
Taux de compression	15/1
Sens de rotation (selon Norme ISO 1204)	sens inverse horaire
Régime de ralenti	650 tr/min
Carter volant	SAE1
Volant	SAE14



Les avantages client

Une puissance continue compacte avec un couple moteur faisant référence dans la catégorie

Une conscience environnementale globale comprenant la réduction des émissions polluantes à l'échappement combinée à une consommation optimale sur l'ensemble des cycles d'utilisation

La simplicité de l'injection mécanique

L'efficacité opérationnelle avec des périodicités de maintenance espacées.

Puissance nominale - Consommation combustible

Service	kW	ch	tr/min	Consommation Combustible g/kWh	Couple max/régime (N.m / rpm)	IMO
P1	478	650	1800	211	3056 / 1300	II
P1	515	700	1800	209	3085 / 1300	II
P2	551	750	1800	214	3684 / 1400	II

Définition de puissance

Norme ISO 3046/1

Conditions de référence

Température ambiante	25 °C
Pression barométrique	100 kPa
Humidité relative	30 %
Température eau de mer	25 °C

	P1	P2
Application	Continue sans restriction	Continue
Variations de charge du moteur	Très peu ou pas	Fréquentes
Charge moyenne du moteur	80 à 100%	30 à 80%
Durée d'utilisation annuelle	5000h +	3000 à 5000h
Utilisation à pleine charge	Illimitée	8h toutes les 12h

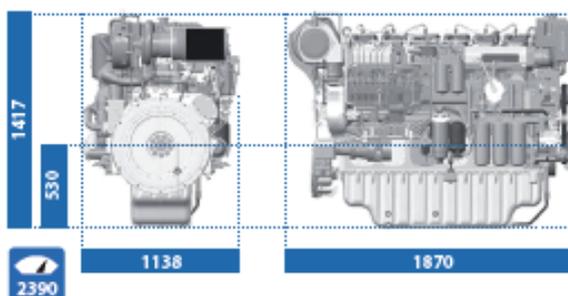
Dimensions et poids à sec (mm / kg)

Combustible

Densité relative	0,840 ± 0,005
Pouvoir calorifique inférieur	42 700 kJ/kgT
Tolérance sur consommation	0 ± 5 %
Limite de température à l'aspiration	35 °C

Nos puissances sont également conformes sans débrayage aux valeurs de températures maximum définies par les sociétés de classification.

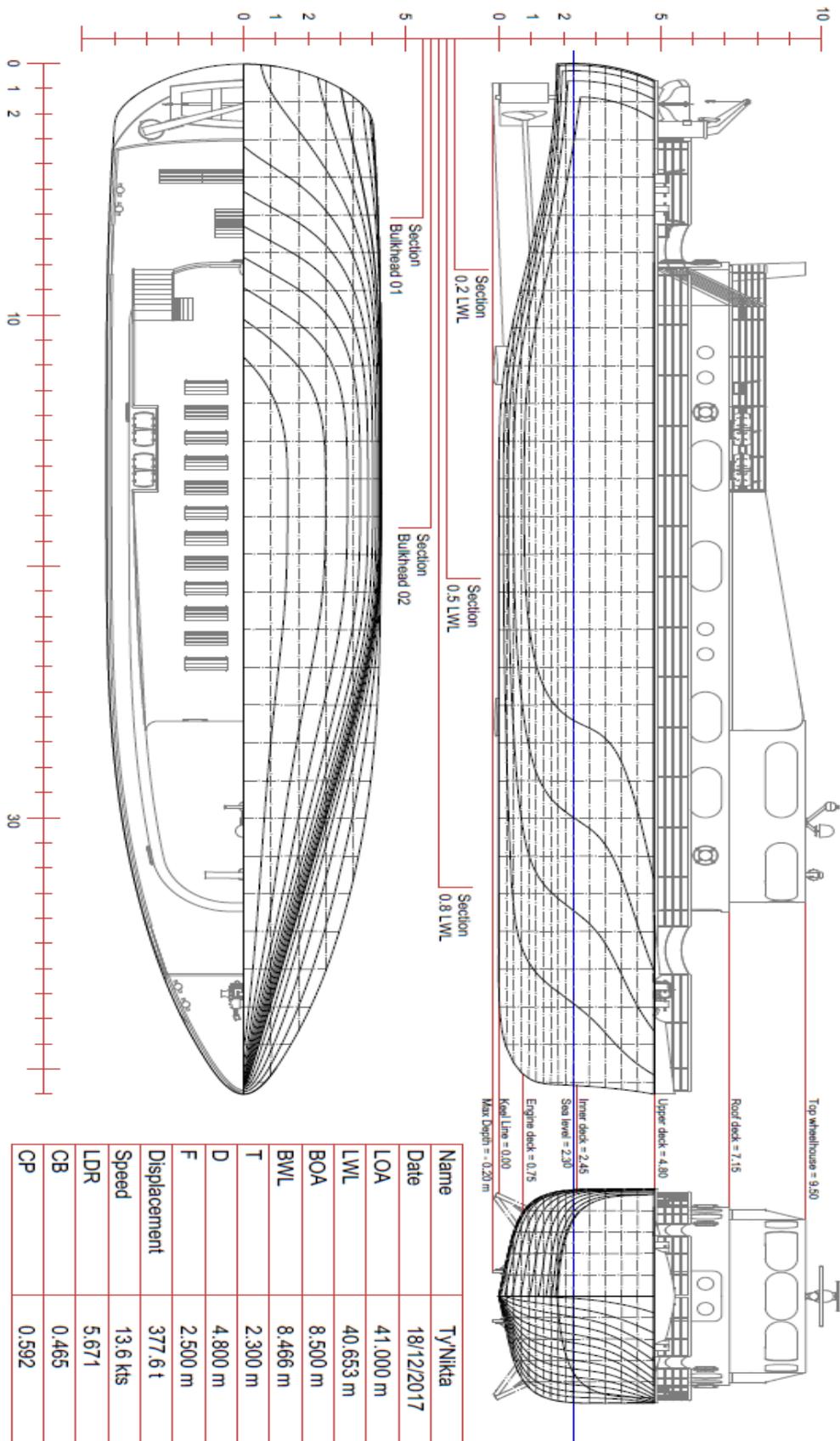
Température ambiante	45 °C
Température eau de mer	32 °C



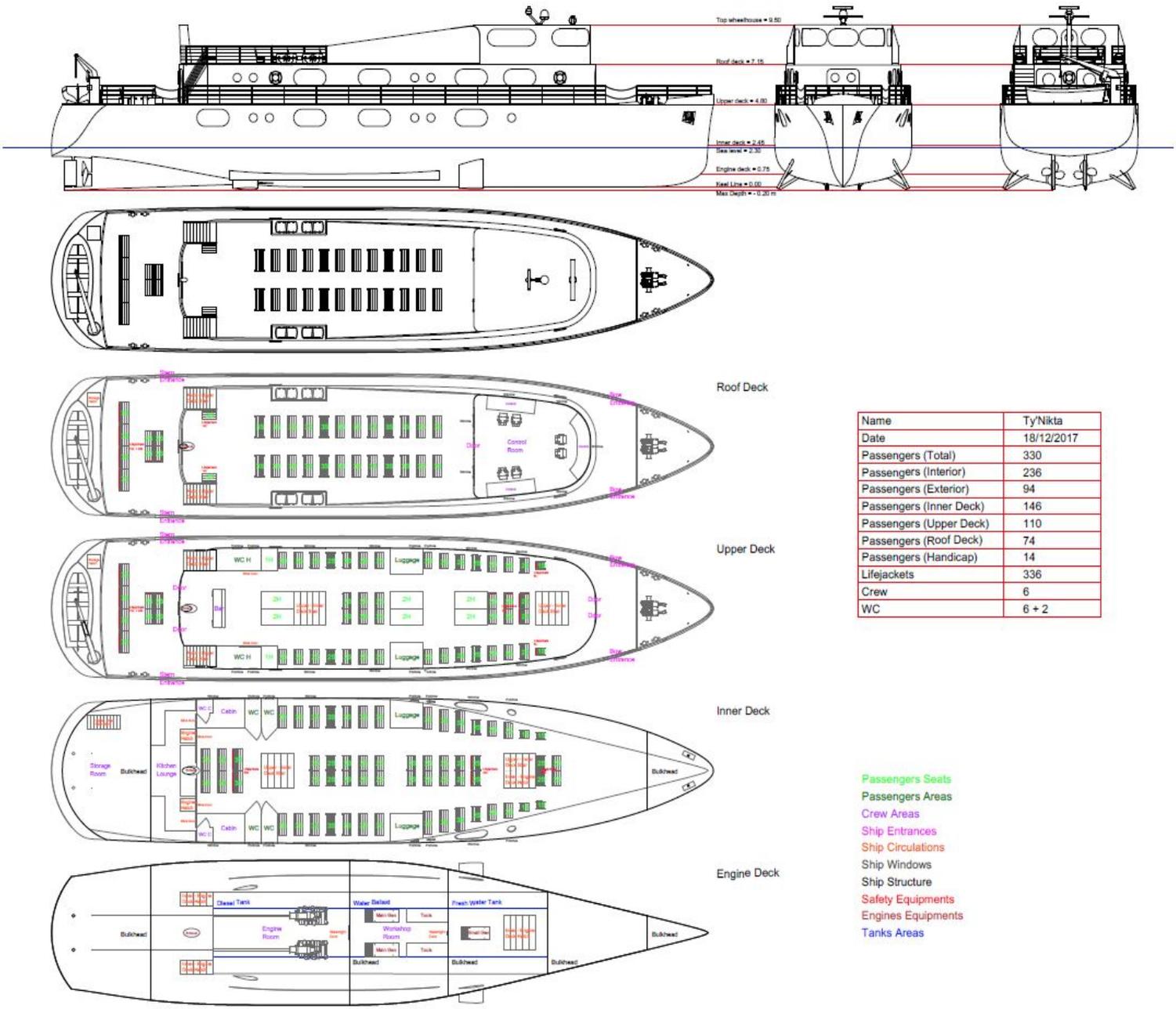
Baudouin.com

POWER YOUR SUCCESS

Annexe 12 : Plan de forme



Annexe 13 : General arrangement



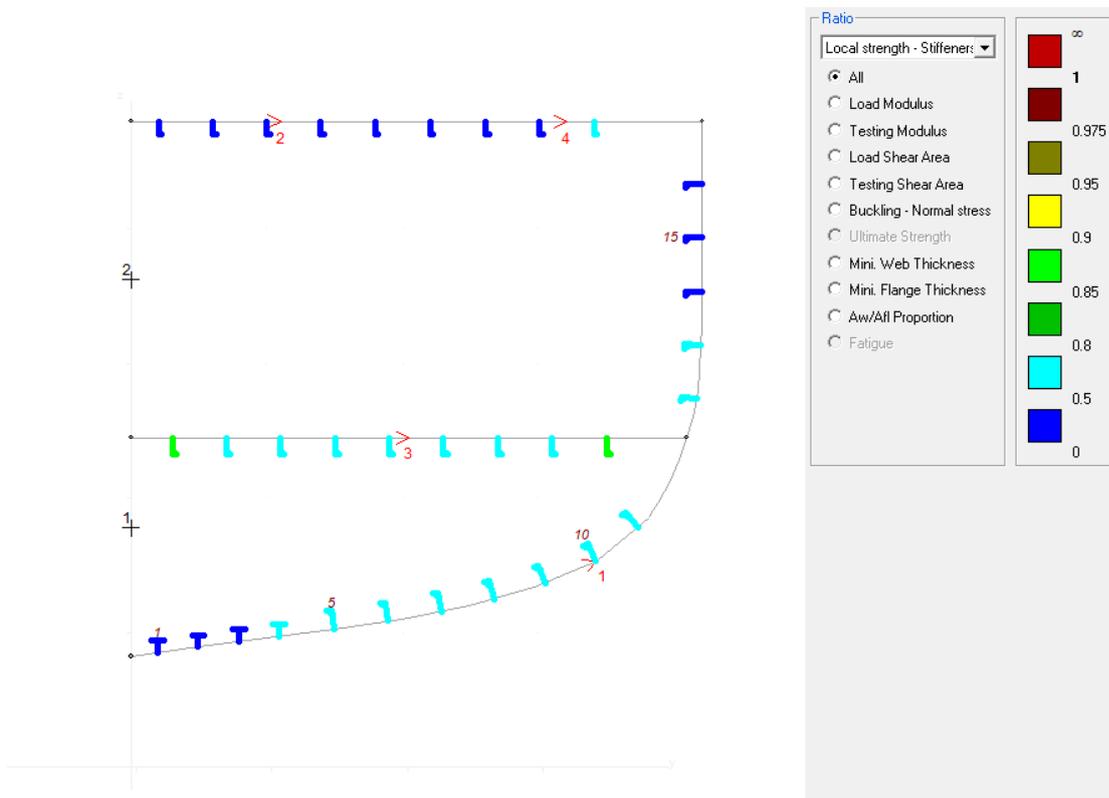
- Passengers Seats
- Passengers Areas
- Crew Areas
- Ship Entrances
- Ship Circulations
- Ship Windows
- Ship Structure
- Safety Equipments
- Engines Equipments
- Tanks Areas

Annexe 14 : Structure sections $0,2 \cdot L_{pp}$ & $0,8 \cdot L_{pp}$

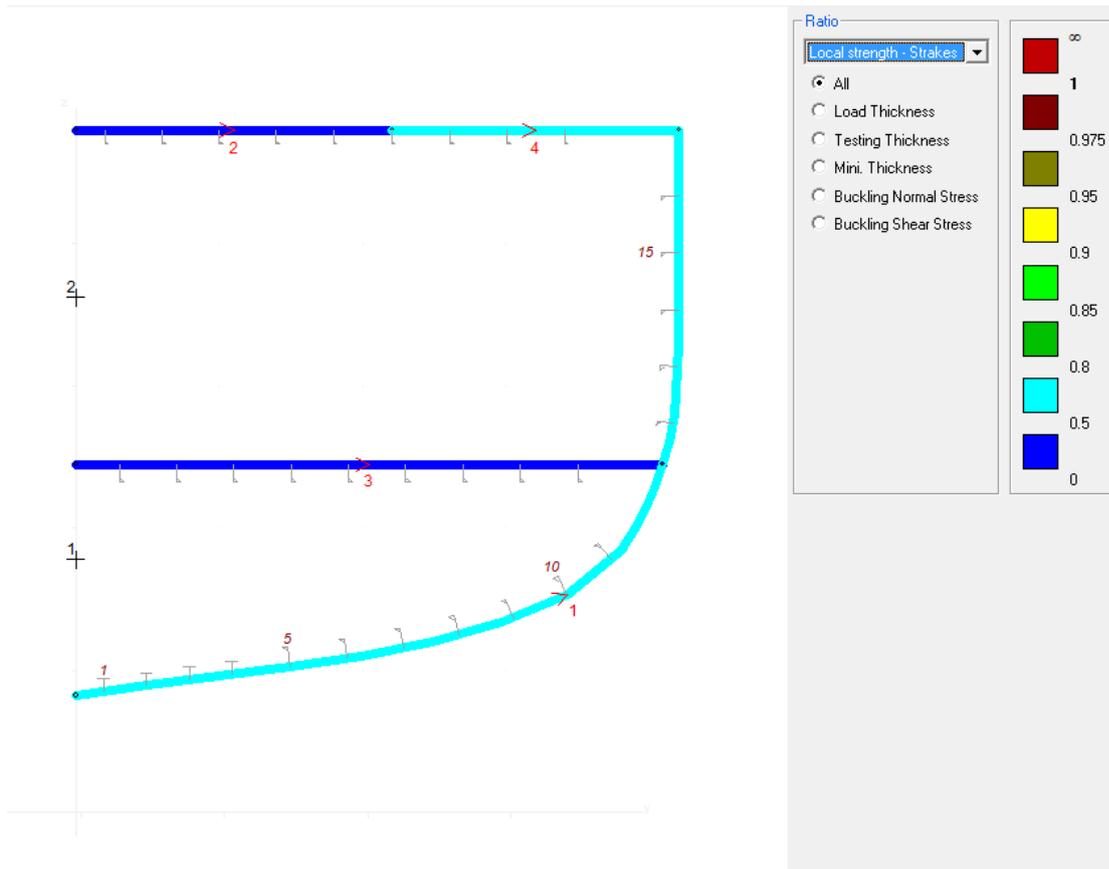
Hull girder strength criteria				
Hull Girder Loads		Section Moduli		
Net/Gross Moduli				
	Rule	Actual	at z / BL	k
Modulus at deck	0.05654	0.17359 (m3)	4.800 (m)	1.00
Modulus at bottom	0.05654	0.18667 (m3)	0.829 (m)	1.00
Inertia	0.09671	0.35717 (m4)	(for information only)	

Close

Module de section à 8,2 m de l'APP



Comparaison BV des raidisseurs à 8,2 m de l'APP



Comparaison BV des épaisseurs de plaques à 8,2 m de l'APP

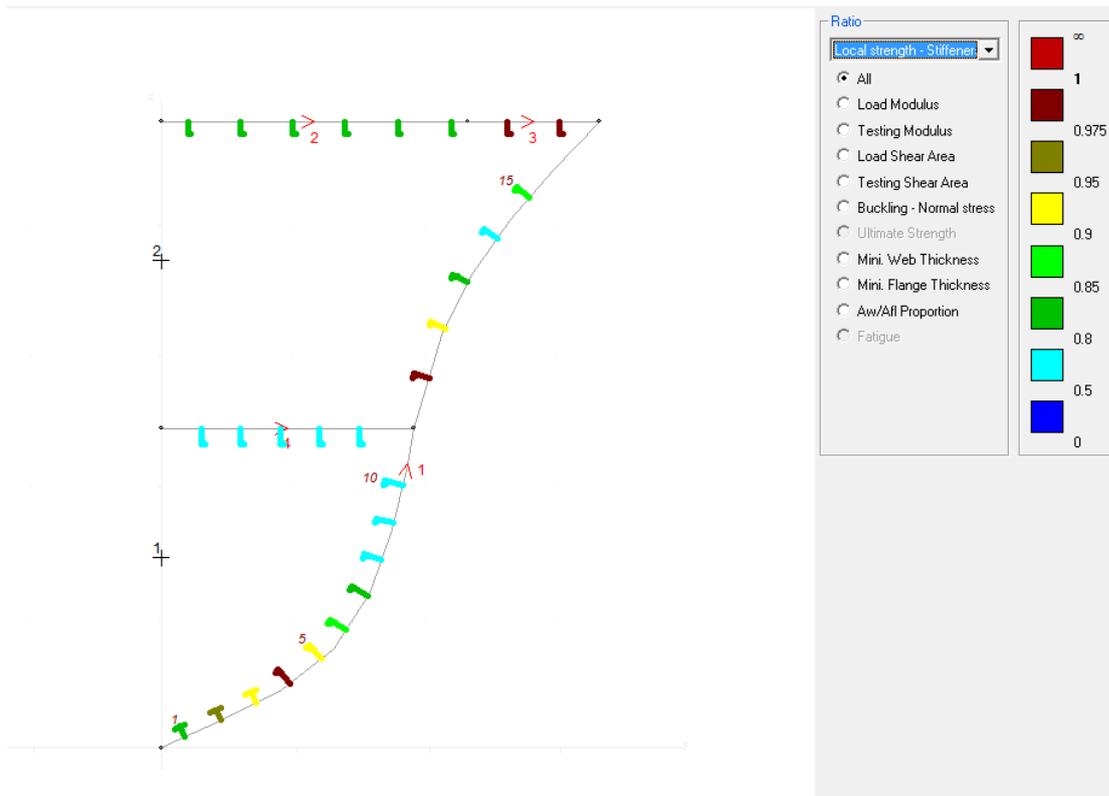
Hull girder strength criteria

Hull Girder Loads | Section Moduli | **Net/Gross Moduli**

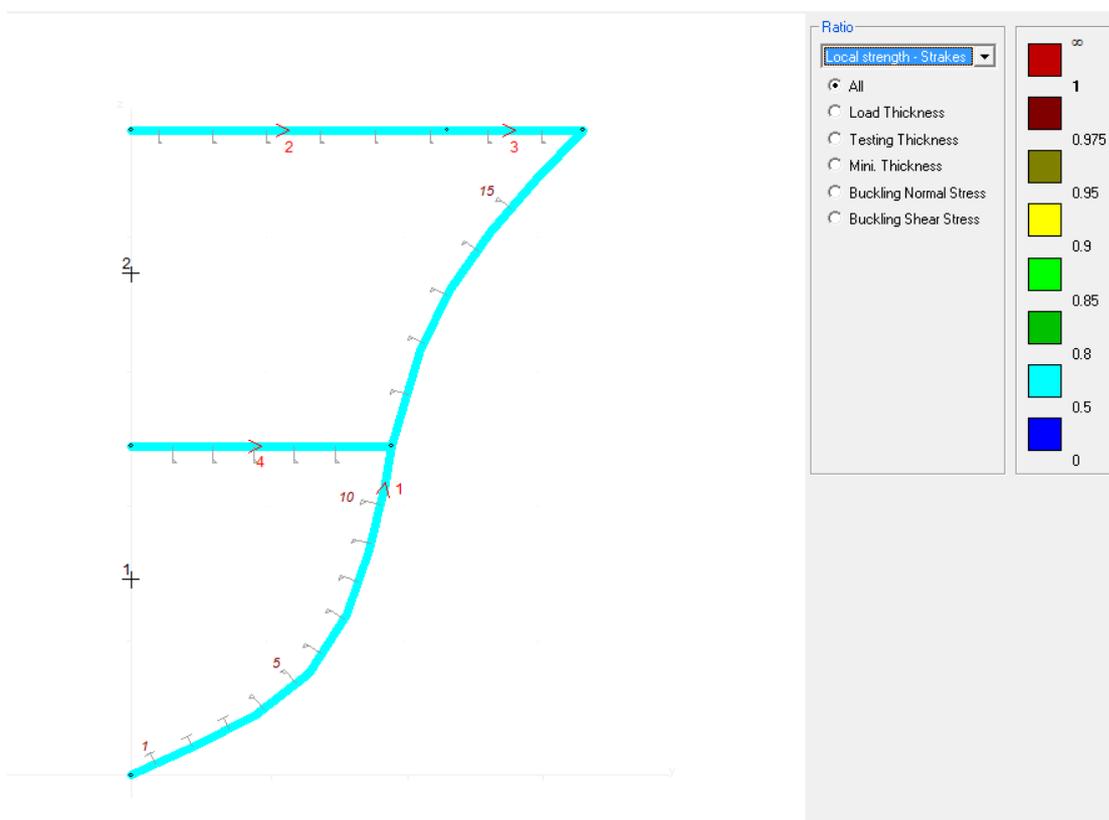
	Rule	Actual	at z / BL	k
Modulus at deck	0.05983	0.17828 (m3)	4.800 (m)	1.00
Modulus at bottom	0.05983	0.13067 (m3)	0.000 (m)	1.00
Inertia	0.09671	0.36194 (m4)	(for information only)	

Close

Module de section à 32,8 m de l'APP



Comparaison BV des raidisseurs à 32,8 m de l'APP



Comparaison BV des épaisseurs de plaques à 8,2 m de l'APP

