



HAL
open science

Amélioration de la performance énergétique des bateaux civils et militaires

Charles Dumortier

► **To cite this version:**

Charles Dumortier. Amélioration de la performance énergétique des bateaux civils et militaires. Mécanique [physics.med-ph]. Université de Bordeaux, 2020. Français. NNT : 2020BORD0085 . tel-02992113

HAL Id: tel-02992113

<https://theses.hal.science/tel-02992113>

Submitted on 6 Nov 2020

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THÈSE PRÉSENTÉE
POUR OBTENIR LE GRADE DE
DOCTEUR DE
L'UNIVERSITÉ DE BORDEAUX

ÉCOLE DOCTORALE
DES SCIENCES PHYSIQUES ET DE L'INGENIEUR

Par Charles DUMORTIER

**AMELIORATION DE LA PERFORMANCE ENERGETIQUE DES
BATEAUX CIVILS ET MILITAIRES**

Sous la direction de : Nicolas REGNIER
co-directeur : Yves OUSTEN
encadrant : Jean-François BONNET

Soutenue le 17/07/2020

Membres du jury :

- M. HETET, Jean-François Professeur des Universités, Centrale Nantes, Président du jury et rapporteur
- M. SALAGNAC, Patrick Professeur des Universités Université de La Rochelle, Rapporteur
- M. MAANANE Hichame Docteur chez THALES LAS/SRA (Limours), Examineur
- M. REGNIER, Nicolas Professeur des Universités Université de Bordeaux, Directeur de thèse
- M. OUSTEN, Yves Professeur des Universités Université de Bordeaux, Directeur de thèse
- M. BONNET, Jean-Francois Maître de Conférences Université de Bordeaux, Co-Directeur de thèse

Résumé

Dans sa course contre le réchauffement climatique, l'humanité commence à développer des solutions de mobilité alternative. Cependant, la mise au point de systèmes capables de supplanter les moteurs à combustion interne dans toutes leurs applications actuelles, avec le même niveau de performances, demande encore du temps. Afin de lutter efficacement contre la hausse des émissions de gaz à effet de serre et autres polluants, il est nécessaire d'utiliser un levier supplémentaire. L'amélioration de l'efficacité énergétique, peu développée dans le domaine naval, permet d'accompagner le développement de solutions de mobilité efficaces et neutres en carbone. Pour identifier les points sur lesquels agir, une méthodologie d'étude et des outils d'analyse sont développés dans ce mémoire. L'objectif est d'assister les concepteurs dès le début des projets, afin de faciliter et d'accélérer le dimensionnement des différents systèmes principaux du bateau. Pour les « petits » navires, les temps d'études sont extrêmement courts ce qui impose l'utilisation de méthodes d'analyse rapides et précises. Cette étape correspond au premier niveau d'amélioration et ne doit pas être négligée. Le second niveau consiste à réaliser une approche systémique du navire pour en extraire des lois de pilotage efficaces. En d'autres termes, des modèles de différents systèmes sont créés et regroupés sur un même outil de modélisation afin d'en observer leurs fonctionnements simultanés. Cette analyse plus complexe est d'autant plus efficace que la quantité de systèmes installés est importante.

L'approche générale décrite ainsi que certains outils ne sont pas spécifiques à un seul type de navire et peuvent même être pertinents hors du domaine marin.

Mots clefs : Développement d'outils prédictifs, Nautisme, Approche systémique, Modélisation systèmes, Matlab/Simulink

Unités de recherche

I2M, UMR CNRS 5295, 16 avenue Pey Berland 33607 Pessac

IMS Bordeaux, UMR CNRS 5218, 351 cours de la libération Bât A31 33405 Talence

Abstract

In its race against global warming, humankind starts to develop alternative mobility solution. However, replacing conventional thermal engine in all their uses, maintaining at least the same performances, takes time. So in order to efficiently fight against CO₂ and other pollution emission it is necessary to use another lever. Improving the systems' energy efficiency is yet little developed in marine ships and helps transitioning toward carbon neutral mobility solutions. In order to pinpoint the matters to act on, a studying methodology and analysis tools are developed in this thesis. The goal is to assist boat designers as soon as the project starts, by speeding up and easing the design of the boat main systems. For “small size” ships, the design phase is extremely short. This forces the use of sharp and fast designing tools. This phase is the first level of improvement and should be taken with care. The second level consists of making a systemic approach of the boat, to achieve efficient driving laws. In other words, physical models from different systems are created and regrouped on a same modelling tool to observe their simultaneous operations. The more systems the more efficient this complex analysis becomes.

The general approach and some tools are not specific to a boat type and can even be appropriate outside the marine field.

Keywords : Predictive tools development, Boating, Systemic approach, System modelling, Matlab/Simulink

Remerciements

Cette thèse s'est déroulée entre Octobre 2016 et Octobre 2019 en Gironde. Mon temps a été partagé entre Gujan-Mestras où est localisé le Chantier Naval Couach (CNC) et l'Université de Bordeaux.

Concevoir un sujet de thèse s'est avéré être une tâche plus compliquée et surtout plus longue que ce je pensais initialement. A ce titre, je remercie l'entreprise CNC pour sa réactivité dans les phases la concernant. Je remercie également le Docteur Jean-François Bonnet pour son aide indispensable lorsqu'il a fallu fédérer une équipe encadrante mais également pour la mise en forme du sujet lors de la soumission à la commission de l'ANRT.

Du côté universitaire, je remercie particulièrement le Docteur Jean-François Bonnet et les Professeurs Nicolas Régnier et Yves Ousten qui au-delà de l'encadrement, m'ont accompagné tout au long de cette thèse et m'ont aidé chaque fois que j'en ai eu besoin.

Du côté de l'entreprise, je remercie Michel Cantelobre pour son encadrement et sa confiance qui m'ont permis une grande autonomie de travail. Il me faut également remercier le bureau d'étude où chacun n'a jamais hésité à partager ses connaissances. Sans oublier mes collègues de la R&D. Je pense notamment à Paul toujours prêt à retoucher une CAO bancale, Sébastien toujours là lorsqu'il fallait coller ou bricoler un prototype en composite, « Papy » plein d'astuces pour alléger les structures et Ben toujours partant pour tout. Leur énergie et leur positivisme ont permis une émulation propice à la recherche.

Pour finir, je tiens à remercier ma famille et surtout mes parents pour leur soutien indéfectible durant ces trois années.

A Papou qui a su éveiller ma curiosité avant même mes premiers souvenirs et dont la mémoire continuera de m'inspirer.

Table des matières

RESUME	2
ABSTRACT	3
REMERCIEMENTS	4
TABLE DES MATIERES	6
NOMENCLATURE	8
LISTE DES FIGURES	11
LISTE DES TABLEAUX	17
GLOSSAIRE	19
ORGANISATION DU MEMOIRE	21
I. INTRODUCTION GÉNÉRALE	23
I.1. L'ÉNERGIE DANS LE MONDE, CONTEXTE ET ÉVOLUTION	24
I.2. RÔLE DU SECTEUR MARITIME	37
I.3. OBJECTIFS DE LA THÈSE	44
I.4. PRÉSENTATION DES NAVIRES ÉTUDIÉS	49
II. APPROCHE HOLISTIQUE APPLIQUÉE À LA CONCEPTION DE CARENE	54
II.1. INTRODUCTION	55
II.2. ÉVALUATION RAPIDE DE CARENE	57
II.2.a Description du « Power Prediction Tool »	59
II.2.b Modification de la théorie de Savitsky pour les faibles vitesses	68
II.2.c Bateau étudié et données utiles	73
II.2.d Étude comparative	75
II.2.e Importance de la masse du navire	79
II.2.f Développement d'un outil complémentaire : le MAIN	81
II.2.g Conclusion	93
II.3. OPTIMISATION DE CARENE AVEC UN LOGICIEL CFD	94
II.4. CONCLUSION	96
III. OUTILS DE DIMENSIONNEMENT DES SYSTÈMES THERMIQUES	98
III.1. INTRODUCTION	99
III.2. SYSTÈME DE CLIMATISATION	103
III.2.a Description de l'outil	103
III.2.b Exemple d'utilisation	106
III.2.c Mesures expérimentales	108
III.2.d Conclusion	112
III.3. VENTILATION SALLE MACHINE	116
III.3.a Présentation générale et objectifs	116
III.3.b Données d'entrée/cahier des charges	117
III.3.c Géométrie de la salle machine	121
III.3.d Calculs et analyse des résultats	123
III.3.e Conclusion	132
III.4. CONCLUSION	134
IV. APPROCHE SYSTÉMIQUE	136
IV.1. INTRODUCTION	137
IV.2. DESCRIPTION DES SYSTÈMES	138
IV.2.a Gestion physique du navire	139
IV.2.b Production d'énergie à bord	142
IV.2.c Chaîne de propulsion et de direction	147

IV.2.d	Stockage d'énergie	157
IV.2.e	Systèmes thermiques du navire	161
IV.3.	MODELE COMPLET	162
IV.3.a	Présentation des deux types de motorisation à comparer	162
IV.3.b	Scénario et hypothèses	164
IV.3.c	Motorisation standard	167
IV.3.d	Motorisation hybride parallèle	168
IV.3.e	Comparaison des résultats	170
IV.4.	CONCLUSION	172
V.	CONCLUSION GÉNÉRALE	174
VI.	PERSPECTIVES	176
VII.	REFERENCES	180
ANNEXE 1 :	INTERVALLE DE VARIATIONS DES DONNEES D'ENTREE DU PPT	185
ANNEXE 2 :	PROCEDURE DE DANIEL SAVITSKY, LIMITES ET HYPOTHESES SELON EKMAN ET AL, 2016	187
ANNEXE 3 :	ANALYSE DE LA SENSIBILITE DU CALCUL DE TRAINEE A UNE VARIATION DE VCG POUR LE 1650 HSI	188
ANNEXE 4 :	PREREQUIS ET DONNEES D'ENTREE POUR L'UTILISATION DU MAIN	189
ANNEXE 5 :	DEFINITION DES NORMES B15 ET A60	192
ANNEXE 6 :	ILLUSTRATION DES MODES DE FONCTIONNEMENT DE LA 4200 LOUNGE	194
ANNEXE 7 :	DETAIL DE LA PUISSANCE INSTANTANEE ABSORBEE PAR EQUIPEMENT ET HYPOTHESES ASSOCIEES	195

Nomenclature

Symboles	Unités	Description	Symboles	Unités	Description
a	m	Distance entre Df et le CG, mesurée de façon normale à Df	A _{sp}	W.m ⁻²	Apport solaire surfacique maximum
a _x	m.s ⁻²	Accélération longitudinale du navire	B _{max}	m	Largeur de coque maximale
BSS	m	Largeur de la timonerie	B _{px}	m	Largeur maximale de bouchain à bouchain (virures exclues)
B // BWL	m	Largeur à la flottaison	c	m	Distance entre N et le CG, mesurée de façon normale à N
C _{abs}	-	Capacité d'absorption de la paroi	Cd	-	Coefficient de trainée du safran
Ch _m	N.m	Couple absorbée par l'hélice vu par le moteur	Cl	-	Coefficient de portance du safran
C _m	N.m	Couple moteur	C _{nom}	A.s ⁻¹	Capacité nominale de la batterie
C _p	J.kg ⁻¹ .s ⁻¹	Capacité thermique massique de l'air sec	C _p	-	Coefficient de puissance de l'hélice
C _{p_{aero}}		Centre de pression aérodynamique	C _{pCG}	m	Distance entre le point d'application de D _{aero} et le CG (mesurée de façon normale à D _{aero})
C _v	-	Coefficient de vitesse	C _x	-	Coefficient de trainée du navire
D	m	Tirant d'eau du navire	D _{aero}	m	Trainée aérodynamique du navire
DBH	m	Distance entre la proue et la timonerie	Df	N	Force de friction de l'eau sur la coque
D _h	m	Diamètre de l'hélice	DOD	-	Profondeur de décharge
DOD _{init}	-	Profondeur de décharge initiale	E	%	Différence entre la puissance mesurée et la puissance calculée divisée par la puissance maximale du moteur
F	-	Facteur empirique qui dépend de la géométrie du système de ventilation	f	m	Distance entre T et le CG, mesurée de façon normale à T
F _d	N	Trainée du safran	Fl	N	Force de portance du safran
F _n	-	Nombre de Froude	F _{sv}	-	Facteur solaire du vitrage
F _v	-	Nombre de Froude volumique	g	m.s ⁻²	Accélération de la pesanteur
H _{coque}	m	Hauteur de coque	H _p	W.m ⁻² .K ⁻¹	Coefficient d'échange superficiel extérieur
HSS	m	Hauteur de la timonerie	I	kg.m ²	Moment d'inertie des pièces en rotation du moteur
i _c	A	Courant de charge	i _d	A	Courant de décharge
J	-	Coefficient d'avance de l'hélice	k/k ₂	-	constantes
LCG	m	Coordonnée longitudinale du centre de gravité (origine au tableau arrière du navire)	L _{hull}	m	Longueur totale de la coque
L _k	m	Longueur de quille mouillée	LOA	m	Longueur hors tout du navire
L _p	m	Longueur projetée du bouchain	LWL	m	Longueur à la flottaison
m	kg	Masse du navire	ṁ	kg.s ⁻¹	Débit massique d'air à fournir par le système de ventilation de la salle machine

$M_{tot} // M$	Nm	Moment total appliqué au navire	N	N	Force hydrodynamique normale à la quille
$nb_{cellserie}$	-	Quantité de cellules en série	OPC	-	Rendement du système de propulsion
OPC'	-	Rendement du système de propulsion et de la boîte de vitesse	P	kW	Puissance moteur
p_c	Pa	Perte de charge	$P_{calculated}$	kW	Puissance absorbée calculée avec le programme
P_{charge}	W	Puissance dissipée par effet joule pendant la charge	$P_{décharge}$	W	Puissance dissipée par effet joule pendant la décharge
P_{elec}	W	Puissance thermique émise par les équipements électrique	P_h	W	Puissance mécanique absorbée par l'hélice
P_{jet}	W	Puissance absorbée par le jet	P_m	W	Puissance mécanique fournie par le moteur
P_{max}	kW	Puissance nominale du moteur	$P_{measured}$	kW	Puissance absorbée mesurée durant les tests
P_p	W	Puissance thermique transférée à travers la paroi étudiée	P_{pers}	W	Puissance thermique émise par les occupants
P_{renouv}	W	Puissance thermique à fournir pour amener l'air renouvelé à la température de consigne	P_{thm}	W	Puissance thermique convecto-rayonnée par l'ensemble des moteurs
P_{tot}	W	Puissance thermique totale à fournir pour maintenir le cube à la température de consigne	P_v	W	Puissance transférée à travers le vitrage étudié
q_{ci}	$L.s^{-1}$	Consommation instantanée de carburant des différents consommateurs	Q_{init}	L	Remplissage initial du réservoir
q_{pi}	$L.s^{-1}$	Quantité instantanée de carburant rentrant dans le réservoir	Q_{rt}	L	Carburant restant à l'instant t
R_c	Ω	Résistance de la batterie à la charge	R_d	Ω	Résistance de la batterie à la décharge
red	-	Rapport de réduction de la boîte de vitesse	rpm	$tr.min^{-1}$	Vitesse de rotation du moteur
rps	$tr.s^{-1}$	Vitesse de rotation de l'hélice	Rt	N	Trainée totale du navire
R_{thp}	$K.m^2.W^{-1}$	Résistance thermique surfacique de la paroi étudiée	S	m^2	Section de la conduite
S_{boat}	m^2	Surface frontale du navire	S_f	m^2	Surface exposée du safran
S_{house}	m^2	Surface frontale de la timonerie	S_{hull}	m^2	Surface frontale de la coque
S_m	m^2	Surface de la paroi étudiée	SOC	-	Etat de charge de la batterie
S_v	m^2	Surface vitrée incluse dans la paroi étudiée	T	N	Poussée du système de propulsion
T_c	K	Température de consigne	T_{eq}	K	Température équivalente extérieure de paroi.
T_{ext}	K	Température du milieu extérieur	T_h	N	Poussée des hélices
T_n	N	Trainée du navire	U_{cell}	V	Tension de cellule
v	$m.s^{-1}$	Vitesse du navire	v_a	$m.s^{-1}$	Vitesse d'écoulement d'air
v_c	$m.s^{-1}$	Vitesse de courant	VCG	m	Coordonnée verticale du centre de gravité (origine à la quille du navire)

$x(\text{CG})$	m	Position longitudinale du centre de gravité.	$z(\text{CG})$	m	Position verticale du centre de gravité.
Z_h	m	Creux du navire	ΔT	K	Différence entre la température d'air extérieur et la température maximale tolérée en salle machine.
ε	°	Inclinaison de la ligne de propulsion par rapport à la ligne de quille.	η	-	Rendement de l'hélice
$\eta_{\text{méca}}$	-	Rendement de la boîte de vitesse	λ	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	Conductivité thermique du matériau étudié
ρ	kg.m^{-3}	Masse volumique de l'eau	ρ_{air}	kg.m^{-3}	Masse volumique de l'air
τ	°	Assiette du navire	$\tau_c // \tau_{\text{crit}}$	°	Assiette critique du navire
Ω_m	Rad.s^{-1}	Vitesse angulaire du moteur			

Liste des figures

Figure 1 : variations de la température moyenne à la surface de l'hémisphère nord.....	24
Figure 2 : anomalie de la température moyenne annuelle de l'air, en surface, par rapport à la normale de référence.....	25
Figure 3 : évolution de la consommation d'énergie dans le monde et du PIB mondial.....	26
Figure 4 : évolution du prix du baril de pétrole depuis 1910.....	27
Figure 5 : évolution du mix énergétique mondial entre 1965 et 2017	28
Figure 6 : évolution et projection du mix énergétique mondial	28
Figure 7 : évolution des réserves de pétrole prouvées	29
Figure 8 : évolution de la production de pétrole en fonction de sa qualité	30
Figure 9 : répartition géographique de la consommation d'énergie en 2017.....	31
Figure 10 : classement des pays en fonction de leur PIB et de leur consommation d'énergie primaire.....	33
Figure 11 : classement des pays en fonction de leur PIB et de leurs émissions de CO2	35
Figure 12 : répartition des émissions de CO2 par secteur d'activité dans le monde.....	37
Figure 13 : répartition des émissions de CO2 par moyen de transport en 2016	38
Figure 14 : projections d'évolution du mix de carburant pour le transport maritime international	39
Figure 15 : comparaison des polluants majeurs issus de différents carburants (Van Rynbach, 2018).....	40
Figure 16 : exigences de l'OMI visant à réduire les émissions de NOx	41
Figure 17 : évolution de la teneur en soufre des carburants marins.....	41
Figure 18 : illustration de la complexité inhérente à la conception d'un navire	44
Figure 19 : exemple de navires produits par CNC.....	45
Figure 20 : comparaison de la puissance électrique installée et de la puissance motrice totale	46
Figure 21 : vue d'artiste du 1600 PSB.....	49
Figure 22 : vue d'artiste du 1650 HSI.....	50
Figure 23 : vue d'artiste du 1400 FIV.....	51
Figure 24 : vue d'artiste de la 42 lounge.....	52
Figure 25 : plan d'aménagement de la 4200 Lounge.....	53
Figure 26 : exemple de boucle navire utilisée dans le processus de conception.....	55

Figure 27 : schéma simplifié d'un bateau avec les différentes forces et les données d'entrées.....	64
Figure 28 : exemple de courbes de poussée fournies par un fabricant d'hydrojet.....	66
Figure 29 : comparaison entre une courbe polynomiale et la trainée réelle du modèle de l'Insean 2340. .	68
Figure 30 : $b = 2, 3$ et 4 pour le bateau numéro 1 (voir table 7 (Sunny Verma., Shiju John, 2010)).....	70
Figure 31 : $b = 3, 4$ et 5 pour le bateau numéro 2 (voir table 7 (Sunny Verma., Shiju John, 2010)).....	70
Figure 32 : $b = 3, 4$ et 5 pour le bateau numéro 3 (voir table 7 (Sunny Verma., Shiju John, 2010)).....	71
Figure 33 : $b = 2, 3$ et 4 pour le bateau numéro 5 (voir table 7 (Sunny Verma., Shiju John, 2010)).....	71
Figure 34 : superposition des courbes théoriques et expérimentales	76
Figure 35 : E en fonction de la vitesse du navire	76
Figure 36 : répartition de E	77
Figure 37 : comparaison des modèles de Holtrop et Mennen, Savitsky modifié et des mesures	78
Figure 38 : inventaire du poids lège des 35 bateaux étudiés en II.2	79
Figure 39 : effet de l'augmentation de la masse pour un bateau donné.....	80
Figure 40 : illustration du principe de création des plans	82
Figure 41 : schéma explicatif du code	83
Figure 42 : schéma illustrant le fonctionnement de l'outil MAIN	84
Figure 43 : évolution de l'assiette en fonction du cas de chargement et de la vitesse	90
Figure 44 : évolution de la trainée en fonction du cas de chargement et de la vitesse.....	91
Figure 45 : illustration de l'intervalle d'invariance pour le 1600 PSB chargé à 27 tonnes	92
Figure 46 : procédure Siemens pour l'approche holistique du design de carène.....	95
Figure 47 : rapport poids/puissance de différents Groupes Electrogènes en fonction de leur puissance électrique maximale	100
Figure 48 : évolution de la température de la salle GE lors du test	102
Figure 49 : exemple de fractionnement de l'espace habitable	104
Figure 50 : répartition des différentes sources d'apports thermiques	107
Figure 51 : Comparaison des puissances solaires mesurées et calculées.....	109
Figure 52 : mesures de températures et de flux solaires réalisés sur le navire accidenté.....	110
Figure 53 : répartition des différentes sources d'apports thermiques après modifications.....	113
Figure 54 : répartition moyenne des différentes puissances générées par un moteur diesel.....	117

Figure 55 : schéma de présentation du calcul	120
Figure 56 : température de l'enveloppe extérieure de la conduite d'échappement.....	120
Figure 57 : vue en coupe longitudinale selon le plan de symétrie du 1400 FIV	121
Figure 58 : vue en coupe du caisson de timonerie (entrée d'air 1)	121
Figure 59 : vue en coupe du caisson latéral (entrée d'air 2 et sortie d'air)	122
Figure 60 : CAO simplifiée de la salle machine	122
Figure 61 : résumé des modèles physiques utilisés pendant la simulation	124
Figure 62 : visualisation des champs de températures sur deux vues en coupe de la salle des machines	126
Figure 63 : évolution du nombre de maille par intervalle de température	126
Figure 64 : évolution de la température moyenne de la salle machine en fonction de la quantité de cellules 127	
Figure 65 : évolution de la perte de charge en fonction de la quantité de cellules	128
Figure 66 : évolution du temps de calcul en fonction de la quantité de cellules.....	128
Figure 67 : courbes pression statique supportée	129
Figure 68 : blocs servant à la régulation de vitesse du bateau	139
Figure 69 : blocs élémentaires de l'accélérateur	139
Figure 70 : schéma global du bloc PFD.....	140
Figure 71 : consommation spécifique du Scania DI16 076M en fonction de la puissance fournie et de la vitesse de rotation du moteur	143
Figure 72 : courbe donnant la puissance nominale du moteur en fonction de sa vitesse de rotation.....	143
Figure 73 : consommation spécifique du moteur en fonction de sa charge et de sa vitesse de rotation ...	144
Figure 74 : schéma complet du modèle de moteur	145
Figure 75 : modèle de groupe électrogène à vitesse fixe.	146
Figure 76 : schéma global du bloc boite de vitesse.....	147
Figure 77 : blocs permettant le calcul du coefficient d'avance.....	148
Figure 78 : blocs permettant le calcul de la puissance absorbée par l'hélice.....	149
Figure 79 : blocs permettant le calcul de la poussée fournie par l'hélice	149
Figure 80 : schéma global du bloc hélice.....	150
Figure 81 : schéma complet du modèle simple de l'hydrojet	151

Figure 82 : courbes donnant la poussée des hydrojets en fonction de la vitesse pour une puissance donnée 152	
Figure 83 : variations de a et b en fonction de P.....	153
Figure 84 : détail du bloc permettant le calcul du rendement de l'hydrojet.....	154
Figure 85 : bloc complet du modèle évolué de l'hydrojet	155
Figure 86 : schéma global du bloc safran	156
Figure 87 : schéma global du bloc réservoir	157
Figure 88 : tension de cellule de fonction du DOD pour la cellule LG MH1 déchargée à 0,2A	159
Figure 89 : schéma global du modèle de batterie.....	160
Figure 90 : schémas simplifiés d'une architecture hybride parallèle (à gauche) et architecture classique (à droite).....	162
Figure 91 : commande de vitesse pendant la journée de test	164
Figure 92 : évolution de la température pour une journée d'été à Bonifacio.....	165
Figure 93 : évolution de la consommation électrique au cours de la journée	166
Figure 94 : modèle Simulink pour la motorisation standard.....	167
Figure 95 : modèle Simulink pour la motorisation hybride parallèle	168
Figure 96 : évolution de la boucle de conception de Siemens	177
Figure 97 : variation de la longueur à la flottaison des 35 bateaux étudiés en II.2.....	185
Figure 98 : variation du déplacement des 35 bateaux étudiés en II.2	185
Figure 99 : variation de la largeur à la flottaison des 35 bateaux étudiés en II.2.....	186
Figure 100 : variation du LCG des 35 bateaux étudiés en II.2	186
Figure 101 : écarts relatifs de trainée liée à une variation du VCG	188
Figure 102 : procédure Windows pour récupérer le chemin d'accès complet d'un fichier	190
Figure 103 : schéma des températures à respecter lors du test d'homologation.....	192
Figure 104 : évolution de la température de la source (en °C) en fonction du temps (en min)	193
Figure 105 : puissance instantanée absorbée par la climatisation au cours de la journée étudiée	196
Figure 106 : puissance instantanée absorbée par les chaudières électriques au cours de la journée étudiée 197	
Figure 107 : puissance instantanée absorbée par le système de désalinisation au cours de la journée étudiée 198	

Figure 108 : courbe de charge horaire des réfrigérateurs avec distinction entre les saisons et les lieux d'implantation des réfrigérateurs (PROJET : AEE2008, 2008).....	199
Figure 109 : puissance instantanée absorbée par le système de réfrigération au cours de la journée étudiée 199	
Figure 110 : puissance instantanée absorbée par le système d'éclairage au cours de la journée étudiée .	200
Figure 111 : puissance instantanée absorbée par la partie cuisine au cours de la journée étudiée.....	201
Figure 112 : puissance instantanée absorbée par la centrale de direction au cours de la journée étudiée	202
Figure 113 : puissance instantanée absorbée par la partie équipement de navigation et de communication au cours de la journée étudiée	203
Figure 114 : puissance instantanée absorbée par le système TV & HIFI au cours de la journée étudiée .	203
Figure 115 : puissance instantanée absorbée par la lingerie au cours de la journée étudiée.....	204
Figure 116 : puissance instantanée absorbée par le guindeau au cours de la journée étudiée	205

Page laissée volontairement blanche.

Liste des tableaux

Tableau 1 : classement 2017 de la consommation des pays par type d'énergie primaire	32
Tableau 2 : données générales du 1600 PSB	49
Tableau 3 : données générales du HSI 1650.....	50
Tableau 4 : données générales du 1400 FIV	51
Tableau 5 : données générales de la 4200 Lounge.....	52
Tableau 6 : copie d'écran des paramètres d'entrées du PPT.....	59
Tableau 7 : tableau récapitulatif de toutes les différences pour les différents b testés	72
Tableau 8 : exemple de données spécifiques du 1650 HSI.....	74
Tableau 9 : présentation des différents types d'inputs du PPT	85
Tableau 10 : exemple de feuille report.....	87
Tableau 11 : exemple de feuille de résultats	88
Tableau 12 : cas de chargement testés sur le 1600 PSB avec le MAIN	89
Tableau 13 : comparaison du rapport poids/puissance électrique produite pour différents fabricants.	99
Tableau 14 : données nécessaires pour estimer la puissance de climatisation.....	106
Tableau 15 : valeurs de A_{sp} calculées pour différentes orientations de parois.....	106
Tableau 16 : résultats par source d'apports thermiques	107
Tableau 17 : résultats bruts de l'étude thermique après modifications.....	112
Tableau 18 : données d'entrées des climatiseurs	114
Tableau 19 : comparaison de poids pour les systèmes de climatisation pour deux types d'isolation.....	114
Tableau 20 : puissance convecto-rayonnée par le moteur dans la salle des machines.....	119
Tableau 21 : résultats principaux pour différents débits massiques testés.....	125
Tableau 22 : tableau résumé des résultats de l'étude réalisé en III.3.d.....	132
Tableau 23 : évolution de l'économie de carburant journalière et annuelle en fonction de la charge du système de ventilation.....	133
Tableau 24 : tableau récapitulatif des tests numériques réalisés.....	170
Tableau 25 : tests numériques avec 2h de navigation supplémentaire.....	171
Tableau 26 : image récapitulant les opérations à réaliser pour combiner le DDP et le MAIN	189

Tableau 27 : exemple de chemin d'accès pour le **MAIN** 190

Tableau 28 : exemple d'entrées permettant de réaliser des études de variations..... 191

Glossaire

CAO : La Conception Assistée par Ordinateur (CAO) désigne un ensemble de logiciels permettant de dessiner des pièces en trois dimensions. Ils permettent notamment de faciliter la conception de plans et d'anticiper les interférences de montages.

Cas de chargement : Le cas de chargement d'un navire correspond à une masse et une position du centre de gravité du navire étudié.

CFD : La Computational Fluid Dynamics ou Mécanique des Fluides Numérique consiste à étudier les mouvements d'un fluide, ou leurs effets, par la résolution numérique des équations régissant le fluide.

CG : L'acronyme CG désigne le centre de gravité du navire.

CNC : Le Chantier Naval Couach (CNC), est l'entreprise dans laquelle s'est déroulée la thèse CIFRE.

COP : Le Coefficient de Performance correspond au rapport entre l'énergie thermique fournie et l'énergie électrique consommée.

Energies carbonées : Par énergies carbonées on désignera ici les énergies fortement carbonées c'est-à-dire le pétrole, le charbon et le gaz naturel.

Energie primaire : L'énergie primaire est une forme d'énergie que l'on trouve à l'état brut dans la nature (exemple : bois, pétrole, gaz, charbon, radioéléments etc...). Cette énergie est souvent transformée en énergie finale directement utilisable par les hommes (électricité, chaleur etc...).

Hybride parallèle : L'architecte hybride parallèle inclus un moteur thermique et un moteur électrique (relié à un pack de batteries) par ligne d'arbre. Le moteur thermique est la source d'énergie principale et la somme des puissances se fait mécaniquement.

Intervalle d'invariance : Intervalle de vitesses pour lequel la traînée varie peu en fonction de la position du centre de gravité.

Jumeau numérique : Dans le cadre de ce travail de thèse le jumeau numérique désigne le clone virtuel d'un navire. Il permet par exemple d'anticiper les problèmes de montage et de dimensionner les différents systèmes lors de la phase de conception. Mais aussi de faire évoluer les modèles numériques en les comparant avec les données de navigation.

Marsouinage : Oscillations longitudinales d'un navire plus ou moins marquées et pouvant conduire à des dommages.

PCI : Le Pouvoir Calorifique Inférieur désigne l'énergie thermique libérée sous forme de chaleur sensible (chaleur latente de vaporisation de l'eau négligée) par la combustion d'un kilogramme de matière.

PFD : Le Principe Fondamental de la Dynamique ou seconde loi de Newton peut être interprété de la manière suivante : « Dans un référentiel galiléen, la somme vectorielle des forces extérieures exercées sur un système ponctuel est égale à la dérivée du vecteur quantité de mouvement de ce système par rapport au temps. » Dans le cas d'un système fermé (masse constante), la force résultante exercée sur un point matériel, de masse donnée, est égale au produit de la masse du point et de son accélération.

PID : Le correcteur/régulateur PID est un système de contrôle permettant d'améliorer un système ou un procédé fonctionnant en boucle fermée.

Organisation du mémoire

Afin de mettre en perspective ce travail, il est très utile de présenter le contexte énergétique global et ses évolutions : situation globale, place des différentes sources d'énergie, rôle du secteur maritime, etc... La première partie INTRODUCTION GÉNÉRALE présente une analyse des chiffres issus principalement de trois sources :

-BP Statistical Review of World Energy June 2018

-Eni World Oil Review 2018

-U.S Energy information Administration International Energy Outlook 2017

La source principale pour les figures étant le BP Statistical Review of World Energy June 2018. Les données fournies sont des chiffres bruts sous formes de tableaux Excel, permettant ainsi de mettre en avant des détails intéressants.

L'objectif de cette partie est de replacer ce travail dans le contexte qui lui a donné naissance et de faciliter la lecture de ce mémoire.

La seconde partie APPROCHE HOLISTIQUE APPLIQUÉE À LA CONCEPTION DE CARENE présente deux méthodes, à utiliser pendant la phase de conception, permettant d'optimiser une carene en diminuant notamment sa trainée.

La troisième partie OUTILS DE DIMENSIONNEMENT DES SYSTÈMES THERMIQUES présente des outils et méthodes permettant de dimensionner deux des systèmes principaux pour la gestion thermique du navire : la climatisation et la ventilation salle machine.

La quatrième partie APPROCHE SYSTÉMIQUE présente les différents modèles systèmes créés sur Simulink. Un exemple d'assemblage de certains de ces modèles, permet également de souligner l'importance et l'intérêt pour ce type d'approche

Les parties CONCLUSION GÉNÉRALE et PERSPECTIVES clôturent la thèse et proposent des pistes de développement pour poursuivre le travail entamé.

Page laissée volontairement blanche.

I. INTRODUCTION GÉNÉRALE

I.1.	L'ENERGIE DANS LE MONDE, CONTEXTE ET EVOLUTION	24
I.2.	ROLE DU SECTEUR MARITIME	37
I.3.	OBJECTIFS DE LA THESE	44
I.4.	PRESENTATION DES NAVIRES ETUDIES	49
	1600 PSB	49
	1650 HSI	50
	1400 FIV	51
	4200 Lounge	52

I.1. L'ÉNERGIE DANS LE MONDE, CONTEXTE ET ÉVOLUTION

Pour l'ensemble de la partie **I.1 L'énergie dans le monde, contexte et évolution** si la source des figures et tableaux n'est pas précisée c'est qu'il s'agit de *BP Statistical Review of World Energy June 2018*.

Dans un contexte de réchauffement climatique avéré (Figure 1 et Figure 2) l'activité humaine est pointée du doigt comme étant la source de cette augmentation des températures.

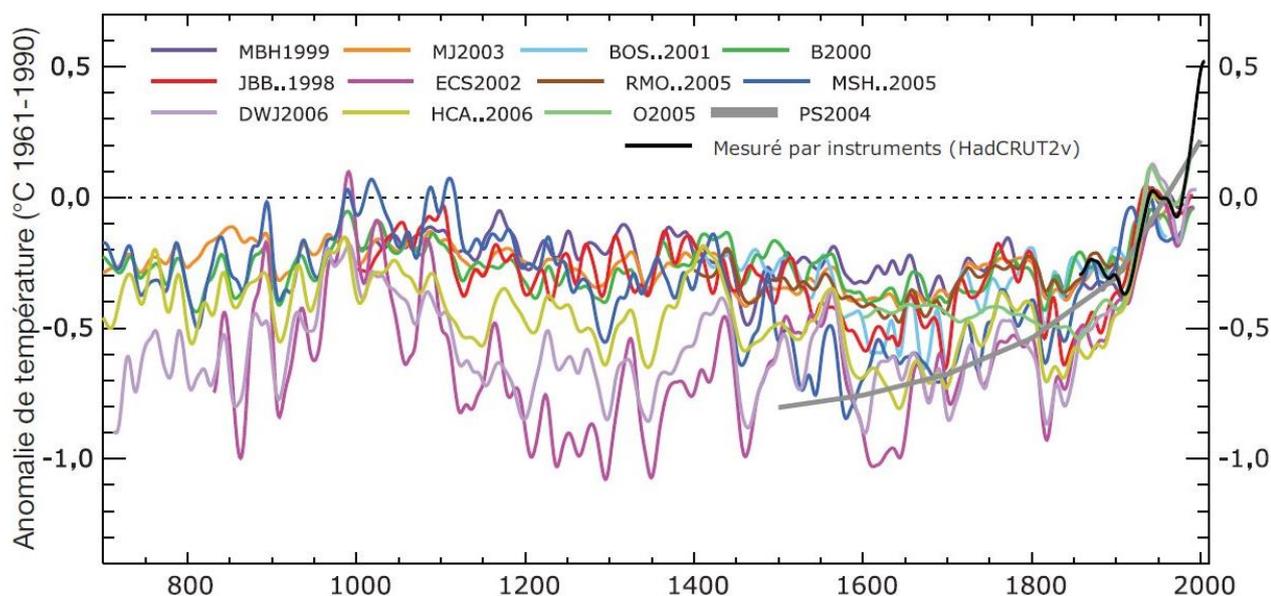


Figure 1 : variations de la température moyenne à la surface de l'hémisphère nord¹

¹ (par rapport à la moyenne enregistrée pendant la période 1961-1990) au cours des 1 300 dernières années, obtenues à partir de 12 reconstitutions (représentées en couleur) fondées sur de multiples données climatiques indirectes, sensibles à la température (cernes de croissance des arbres, forage de glace...) et d'enregistrements instrumentaux (représentés en noir). D'après le 4e rapport du GIEC, 2007

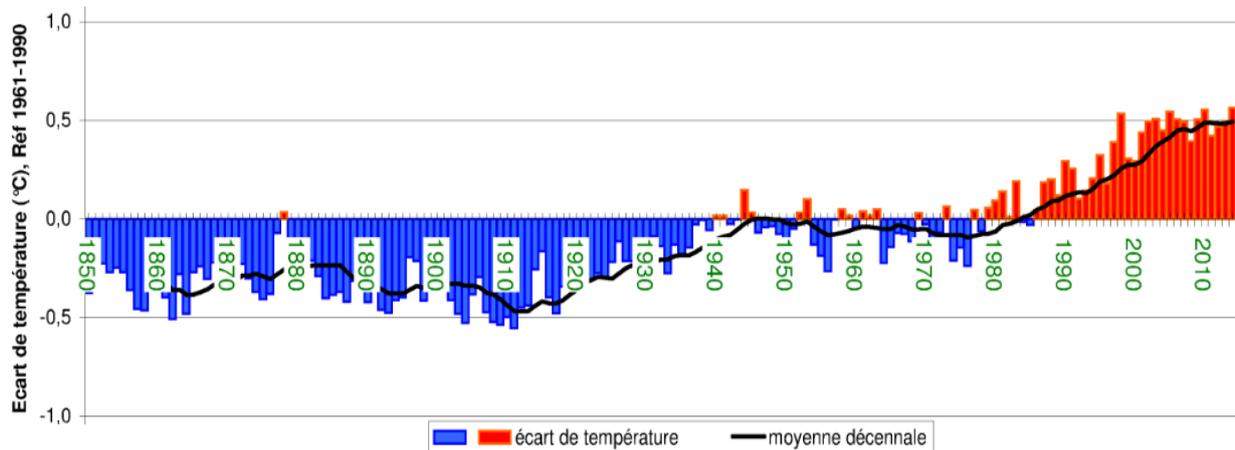


Figure 2 : anomalie de la température moyenne annuelle de l'air, en surface, par rapport à la normale de référence²

En effet, au cours de son évolution l'humanité a développé une dépendance de plus en plus marquée envers l'énergie. Le graphique de la Figure 3 montre une augmentation quasi constante de la consommation mondiale d'énergie primaire depuis 1965. Cette croissance est uniquement ponctuée par trois périodes de stagnation, voire de diminution de la consommation, qui correspondent aux trois chocs pétroliers majeurs :

1973 : Premier choc pétrolier (guerre du Kippour)

1979 : Deuxième choc pétrolier (révolution iranienne)

2008 : Troisième choc pétrolier

Comme le montre la Figure 4, ces chocs pétroliers se traduisent à chaque fois par une augmentation brutale des prix du baril. Elle peut résulter d'une situation d'offre inférieure à la demande, pouvant provenir d'une décision concertée des producteurs (1972-1973), de l'effet de conflits entre producteurs ou d'une forte augmentation de la demande.

² température moyenne du globe (données du Climatic Research Unit, University of East Anglia. Le zéro correspond à la moyenne de l'indicateur sur la période 1961-1990, soit 14,0 °C).

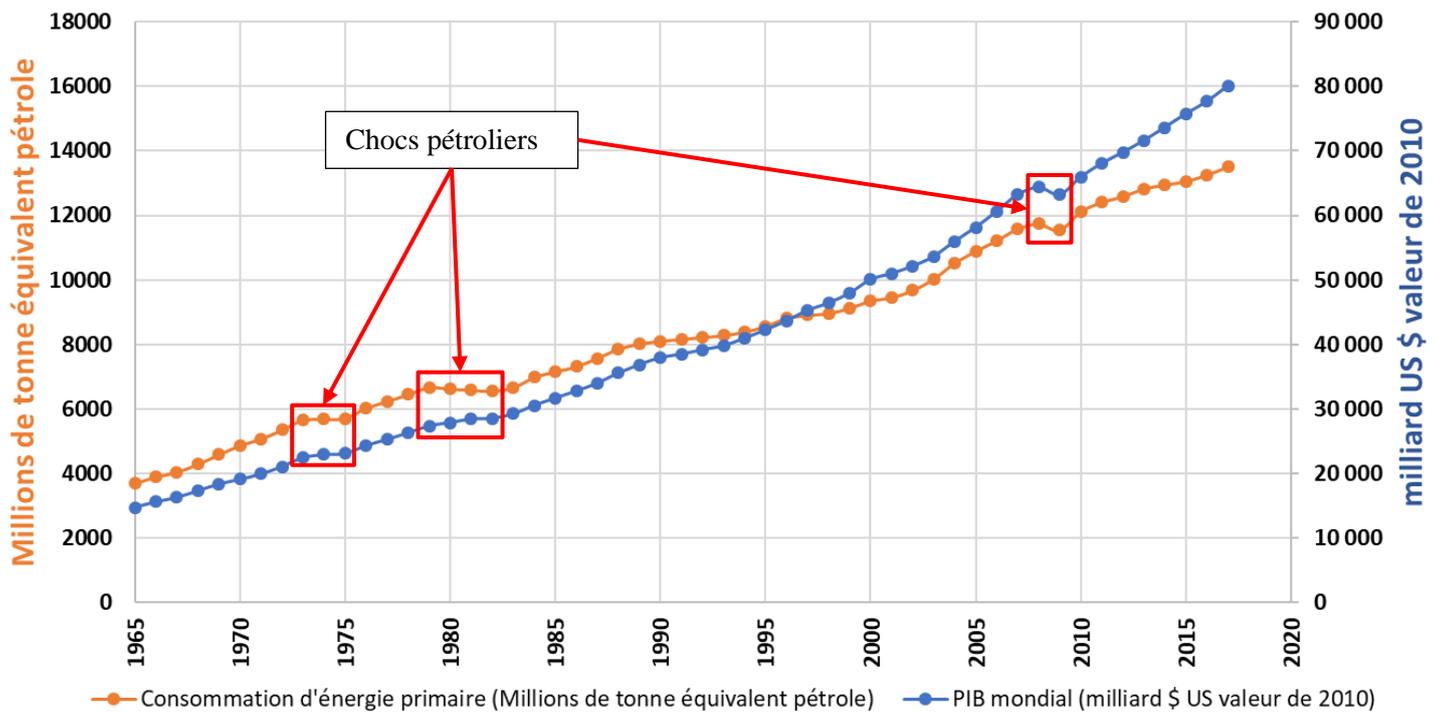


Figure 3 : évolution de la consommation d'énergie dans le monde et du PIB mondial³

Aujourd'hui d'après la Figure 5, malgré une augmentation récente de la part des énergies renouvelables (hors énergie hydraulique) dans le mix énergétique mondial, les énergies carbonées représentent encore environ 85% de la consommation d'énergie primaire humaine. La transformation, majoritairement par combustion, de ces énergies primaires est la principale source anthropique de CO₂. Or, si le lien entre augmentation de la quantité de CO₂ atmosphérique et augmentation de la température moyenne mondiale n'est pas admis par tous, il fait consensus parmi la communauté scientifique.

Il est également intéressant de noter que les courbes d'évolution du PIB mondial et de la consommation d'énergie primaire évoluent de façon similaire. La Figure 3 montre que l'économie mondiale et la consommation d'énergie sont liées l'une à l'autre, et que les principales baisses de consommation de produits pétroliers correspondent à une baisse de l'activité économique. Il existe deux phénomènes distincts :

- Une hausse brutale et assez durable du prix de l'énergie freine l'activité économique, en rendant plus coûteuses toutes les activités qui nécessitent de l'énergie,

³ Source : BP Statistical Review of World Energy June 2018 : Statistics published in this Review are taken from government sources and published data. No use is made of confidential information obtained by BP in the course of its business.

- Une récession économique ne dépendant pas uniquement ou principalement du prix de l'énergie peut se traduire par un ralentissement de la demande en énergie.

Lorsqu'on examine les évolutions illustrées par la Figure 3, il est important de noter que la production économique, après les premiers chocs pétroliers, augmente plus rapidement que la consommation d'énergie primaire : l'intensité énergétique, définie comme la consommation d'énergie par unité de production économique, tend à diminuer. Ce phénomène est encore plus visible après 2008-2009.

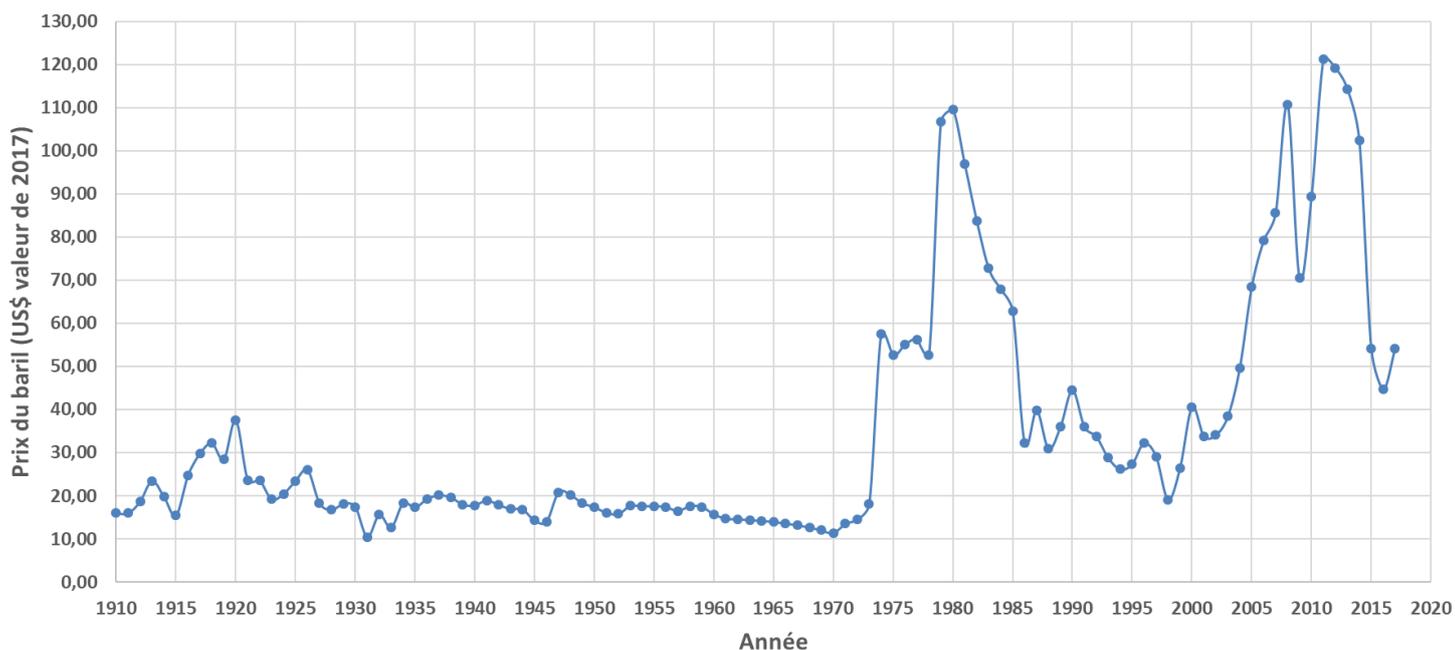


Figure 4 : évolution du prix du baril de pétrole depuis 1910

La Figure 5 et la Figure 6 permettent d'expliquer pourquoi la consommation d'énergie primaire est si sensible aux variations du prix du baril. En effet, le pétrole représente encore plus d'un tiers de la consommation d'énergie primaire mondiale. Même si les chiffres montrent que cette proportion diminue, le recul est très lent. Les projections de l'EIA placent encore le pétrole comme la première source d'énergie primaire en 2040.

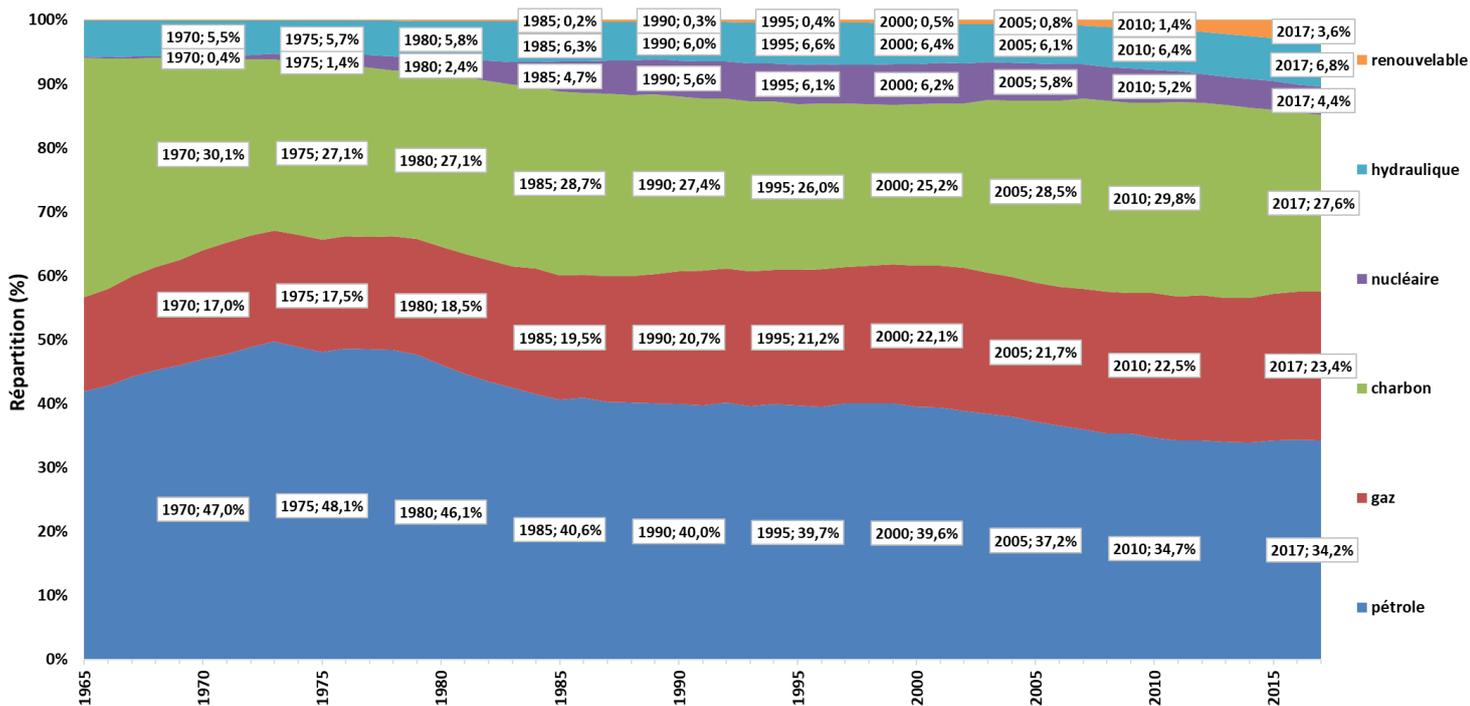


Figure 5 : évolution du mix énergétique mondial entre 1965 et 2017

World energy consumption by energy source (1990-2040)
quadrillion British thermal units

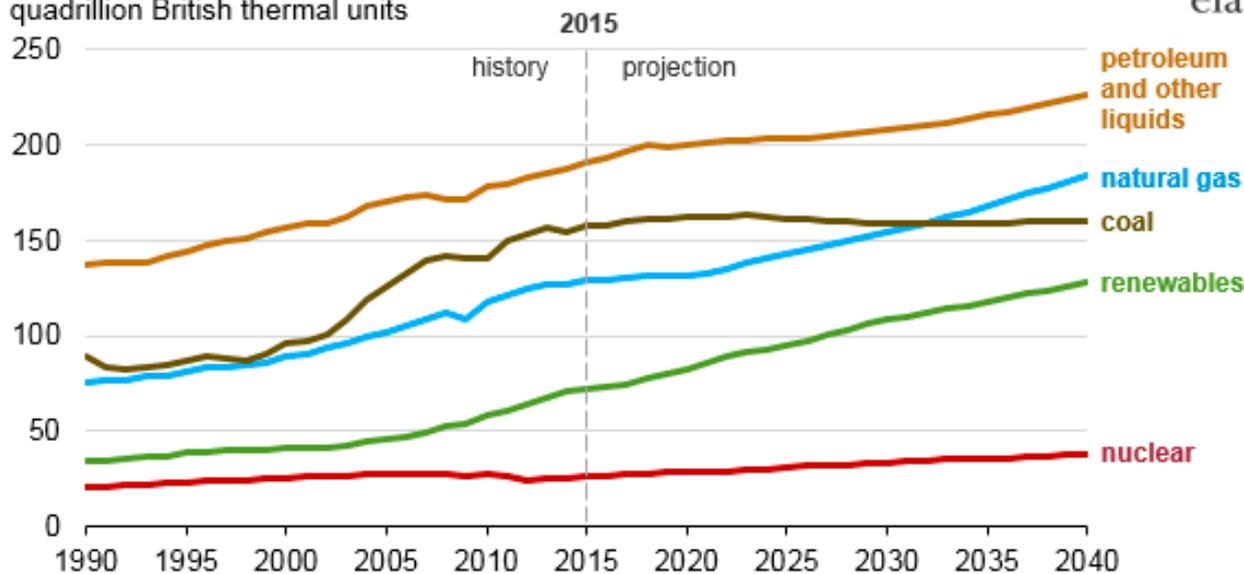


Figure 6 : évolution et projection du mix énergétique mondial⁴

Ce scénario peut paraître éloigné d'autres scénarios qui réduisent plus rapidement la part des énergies carbonées, et plus particulièrement celle du pétrole et du charbon le plus tôt possible. Cependant, en observant la Figure 7, il apparaît clairement que les réserves de pétrole prouvées dans le monde n'ont jamais été aussi importantes. Il est de plus intéressant de noter que la crise de 2008 a

⁴ Source: U.S Energy information Administration International Energy Outlook 2017

eu pour effet de faire franchir un nouveau palier à ces réserves. De façon très classique, la hausse du prix du baril aux environs de 100 \$ rend de nouvelles ressources et de nouvelles techniques de production rentables.

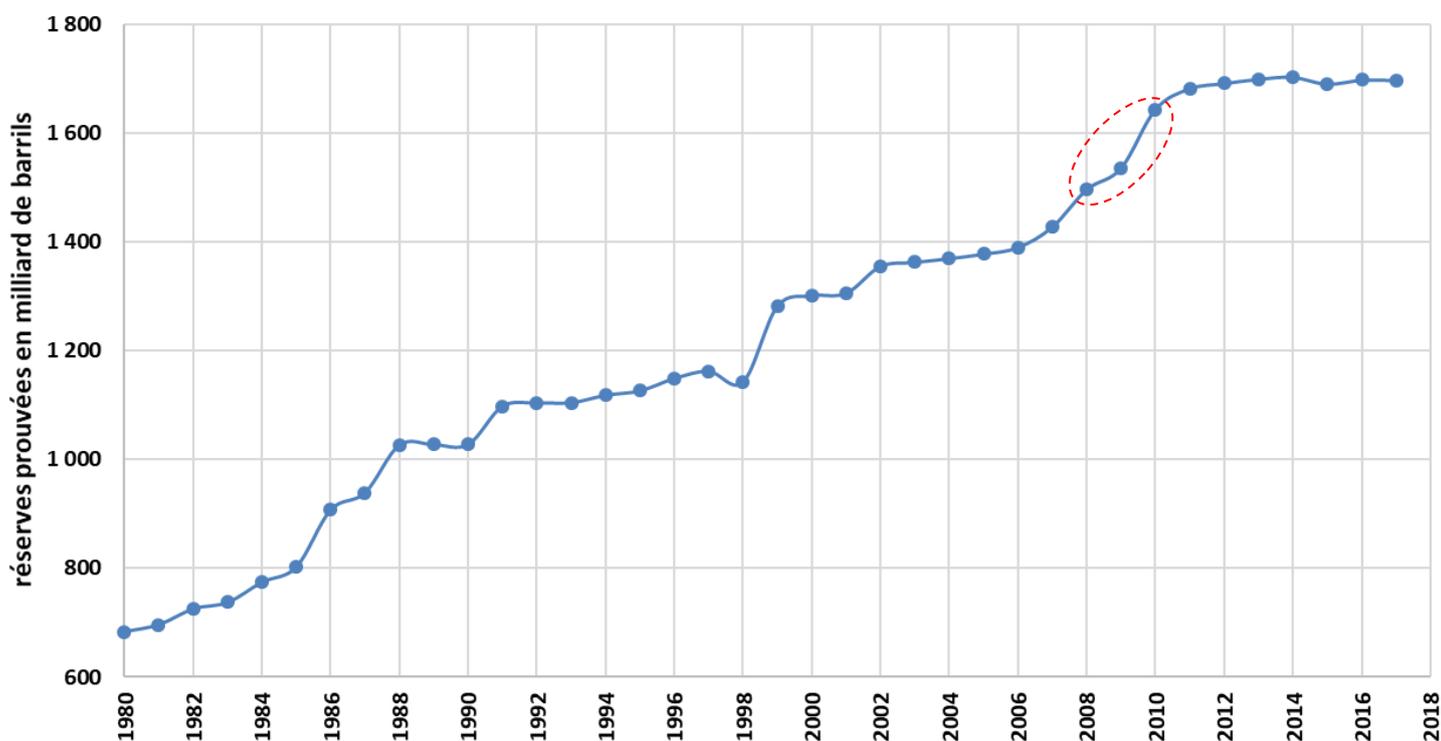


Figure 7 : évolution des réserves de pétrole prouvées ⁵

En s'intéressant maintenant à la Figure 8, on peut observer que la qualité du pétrole extrait depuis les années 2000 varie peu. Cela devrait avoir pour effet de maintenir les coûts de raffinage. Par contre, il est vrai que l'extraction demande de plus en plus de technicité, ce qui explique que le prix du baril semble se stabiliser autour des valeurs actuelles à savoir 60\$ (soit environ 30% de plus que dans les années 1990).

⁵ Source : BP Statistical Review of World Energy June 2018

Crude Production by Quality(*) (thousand barrels/day)

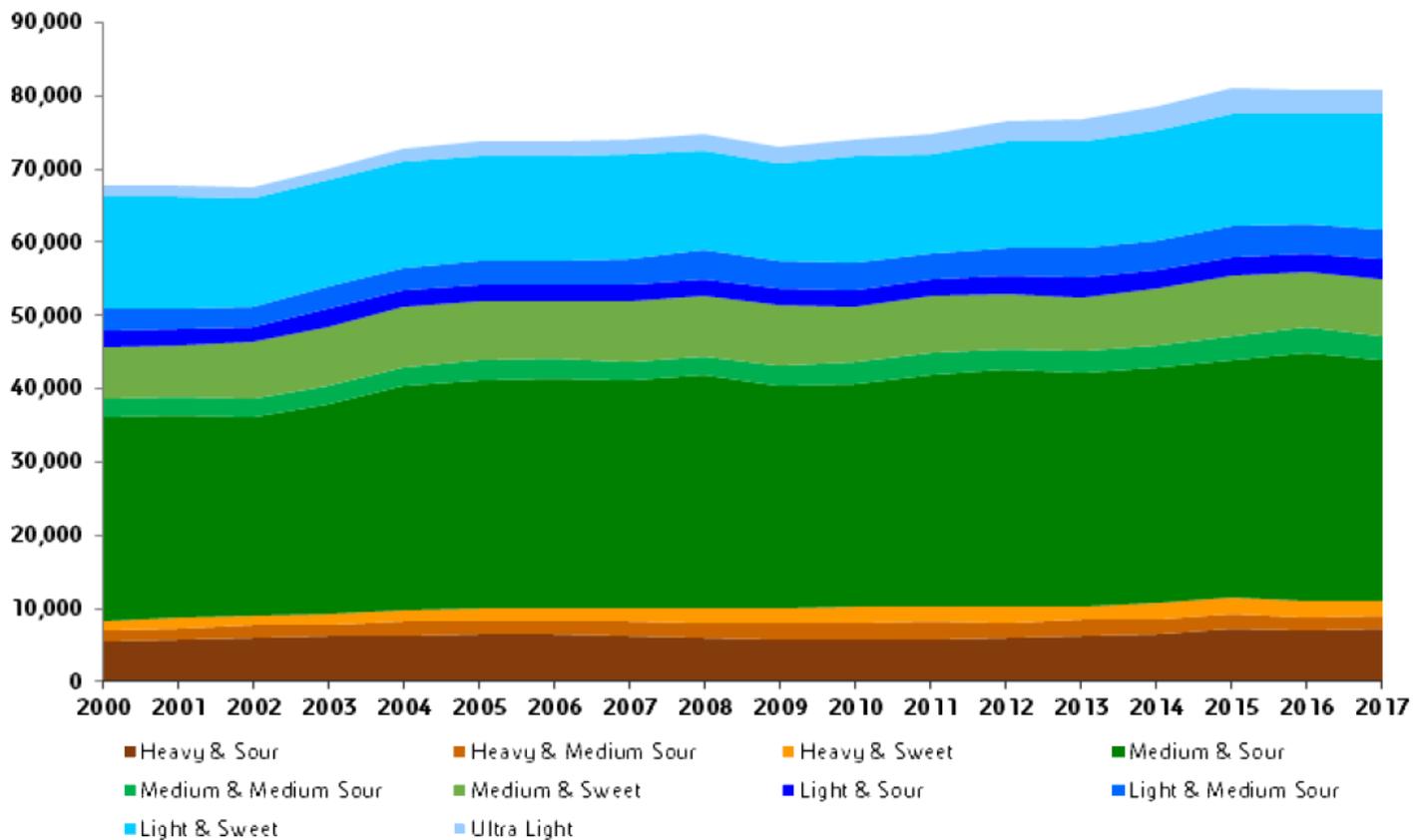


Figure 8 : évolution de la production de pétrole en fonction de sa qualité⁶

Les projections de l'EIA, confortées par des perspectives de coûts accessibles pour les ressources, anticipent un rôle de premier plan du pétrole dans les décennies à venir. Notre travail ne visant pas à prédire l'avenir, nous pouvons remarquer que les combustibles pétroliers présentent des atouts spécifiques dans le secteur maritime, du fait de leur densité énergétique notamment.

Intéressons-nous à présent à la géographie des besoins énergétiques.

La Figure 9 révèle que géographiquement, le besoin en énergie est lié à la fois aux moyens financiers disponibles et à la densité de population de la zone. En effet, il est normal que l'Asie qui représente environ 60% de la population mondiale consomme au moins 42% de l'énergie primaire. Par contre, l'Afrique qui représente environ 17% de la population mondiale n'en consomme que 3% alors que L'Amérique du Nord en consomme 21% et ne représente que 5% de la population mondiale. L'approche géographique souligne également le lien étroit entre économie et consommation d'énergie.

⁶ Source: Eni World Oil Review 2018

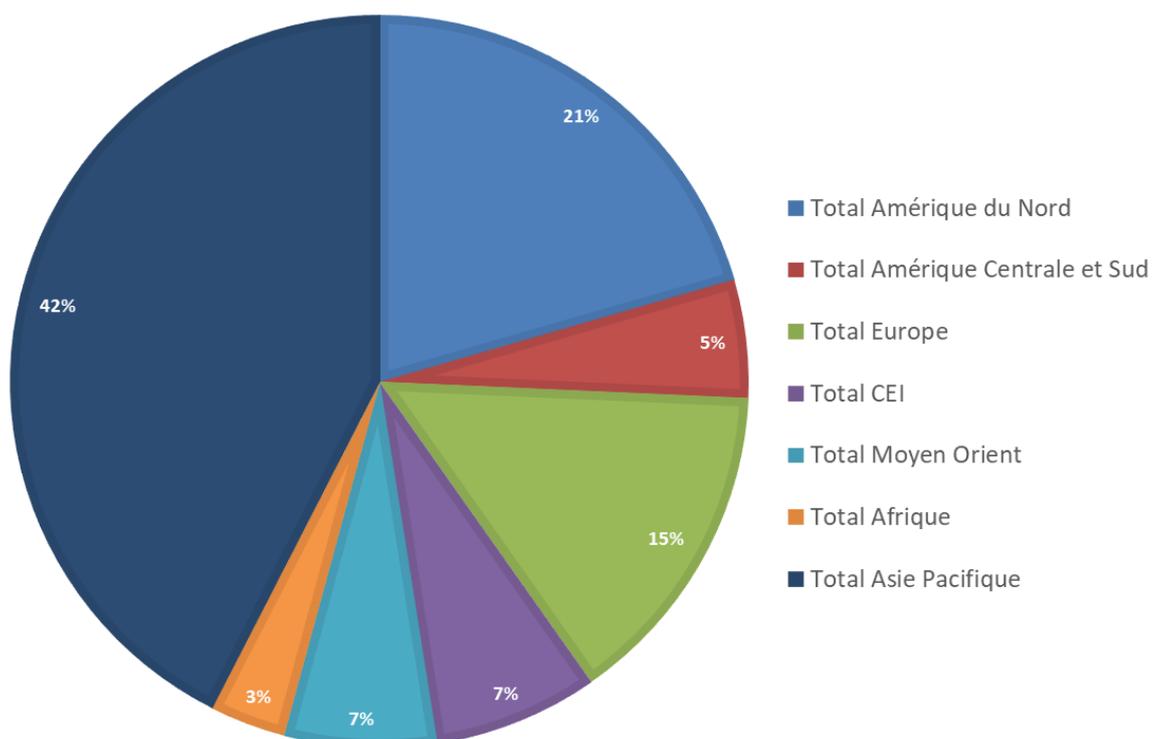


Figure 9 : répartition géographique de la consommation d'énergie en 2017

Toujours dans le cadre de l'approche géographique, le Tableau 1 permet de classer les pays par ordre décroissant de consommation et par type d'énergie primaire consommée. Sans grandes surprises, ce tableau permet cependant à chacun de se faire une idée sur les orientations énergétiques de chaque pays. Il montre également qu'aujourd'hui encore, malgré des diminutions de coûts et des progrès techniques importants, les énergies renouvelables sont nettement moins développées.

Classement des plus gros consommateurs par type d'énergie primaire en 2017 (millions de tonnes equivalent pétrole)												
	Pétrole		Gaz naturel		Charbon		Energie nucléaire		Energie hydraulique		Renouvelable	
1	US	913,3	US	635,8	China	1892,6	US	191,7	China	261,5	China	106,7
2	China	608,4	Russian Federation	365,2	India	424,0	France	90,1	Canada	89,8	US	94,8
3	India	222,1	China	206,7	US	332,1	China	56,2	Brazil	83,6	Germany	44,8
4	Japan	188,3	Iran	184,4	Japan	120,5	Russian Federation	46,0	US	67,1	Japan	22,4
5	Saudi Arabia	172,4	Japan	100,7	Russian Federation	92,3	South Korea	33,6	Russian Federation	41,5	Brazil	22,2
6	Russian Federation	153,0	Canada	99,5	South Korea	86,3	Canada	21,9	Norway	32,0	India	21,8
7	Brazil	135,6	Saudi Arabia	95,8	South Africa	82,2	Ukraine	19,4	India	30,7	United Kingdom	21,0
8	South Korea	129,3	Germany	77,5	Germany	71,3	Germany	17,2	Other Africa	25,6	Spain	15,7
9	Germany	119,8	Mexico	75,3	Indonesia	57,2	United Kingdom	15,9	Other S. & Cent. America	22,9	Italy	15,5
10	Canada	108,6	United Kingdom	67,7	Poland	48,7	Sweden	14,9	Japan	17,9	Other Europe	11,0
11	Other Africa	95,2	United Arab Emirates	62,1	Turkey	44,6	Spain	13,1	Venezuela	17,4	Canada	10,3
12	Mexico	86,8	Italy	62,0	Australia	42,3	Belgium	9,5	Vietnam	15,9	France	9,4
13	Iran	84,6	Egypt	48,1	Taiwan	39,4	India	8,5	Other Europe	15,2	Sweden	6,8
14	France	79,7	India	46,6	Kazakhstan	36,2	Other Europe	8,1	Sweden	14,6	Turkey	6,6
15	Indonesia	77,3	Turkey	44,4	Other Europe	36,1	Japan	6,6	Other Asia Pacific	13,7	Australia	5,7
16	United Kingdom	76,3	Thailand	43,1	Vietnam	28,2	Czech Republic	6,4	Turkey	13,2	Other S. & Cent. America	5,6
17	Singapore	75,3	South Korea	42,4	Ukraine	24,6	Finland	5,1	Colombia	13,0	Poland	4,8
18	Other S. & Cent. America	66,8	Argentina	41,7	Malaysia	20,0	Taiwan	5,1	France	11,1	Mexico	4,4
19	Spain	64,8	Qatar	40,8	Other Asia Pacific	19,4	Switzerland	4,6	Argentina	9,4	Netherlands	4,0
20	Thailand	63,9	France	38,5	Canada	18,6	Hungary	3,6	Austria	8,8	Portugal	3,7
21	Other Europe	61,2	Malaysia	36,8	Thailand	18,3	Brazil	3,6	Italy	8,2	Finland	3,7
22	Italy	60,6	Australia	36,0	Brazil	16,5	South Africa	3,6	Other CIS	7,6	South Korea	3,6
23	Australia	52,4	Uzbekistan	35,8	Czech Republic	16,0	Romania	2,6	Switzerland	7,2	Belgium	3,5
24	Taiwan	49,2	Other Africa	35,5	Spain	13,4	Mexico	2,5	Mexico	7,2	Thailand	3,4
25	Turkey	48,8	Pakistan	35,0	Mexico	13,1	Pakistan	1,8	Pakistan	7,0	Philippines	3,1
26	United Arab Emirates	45,0	Indonesia	33,7	Philippines	13,1	Iran	1,6	Peru	6,5	Chile	3,0
27	Netherlands	40,8	Algeria	33,4	Italy	9,8	Argentina	1,4	New Zealand	5,7	Indonesia	2,9
28	Egypt	39,7	Brazil	33,0	Netherlands	9,1	Netherlands	1,2	Malaysia	5,6	Austria	2,8
29	Iraq	38,5	Venezuela	32,4	France	9,1	Other CIS	0,6	Chile	5,1	New Zealand	2,4
30	Malaysia	36,9	Netherlands	31,0	United Kingdom	9,0	Chile	0,0	Ecuador	4,5	Greece	2,2
31	Belgium	32,2	Spain	27,5	Pakistan	7,1	Colombia	0,0	Germany	4,5	Romania	2,2
32	Argentina	31,6	Other Europe	25,9	Chile	6,7	Ecuador	0,0	Spain	4,2	Other Africa	2,1
33	Poland	31,6	Ukraine	25,6	China Hong Kong SAR	6,3	Peru	0,0	Indonesia	4,2	South Africa	2,0
34	Pakistan	29,2	Turkmenistan	24,4	Other Africa	6,2	Trinidad & Tobago	0,0	Iran	3,7	Czech Republic	1,7
35	South Africa	28,8	Bangladesh	22,9	Romania	5,7	Venezuela	0,0	Finland	3,3	Taiwan	1,2
36	Other Middle East	25,2	Other Middle East	20,4	Israel	5,2	Other S. & Cent. America	0,0	Romania	3,2	Switzerland	0,8
37	Venezuela	24,2	Oman	20,0	Greece	4,9	Austria	0,0	Australia	3,1	Pakistan	0,8
38	Other Asia Pacific	23,3	Taiwan	19,1	Morocco	4,5	Greece	0,0	Egypt	3,0	Morocco	0,8
39	Vietnam	23,0	Kuwait	19,0	Finland	4,1	Italy	0,0	Uzbekistan	2,7	Hungary	0,7
40	China Hong Kong SAR	21,9	Poland	16,5	Colombia	4,0	Norway	0,0	Kazakhstan	2,5	Norway	0,7
41	Philippines	21,7	Trinidad & Tobago	15,9	Portugal	3,5	Poland	0,0	Philippines	2,2	Argentina	0,7
42	Kuwait	20,0	Belarus	15,5	Other S. & Cent. America	3,2	Portugal	0,0	Ukraine	2,0	Egypt	0,6
43	Algeria	19,5	Belgium	14,1	Austria	3,2	Turkey	0,0	United Kingdom	1,3	Other Middle East	0,6
44	Chile	18,3	Kazakhstan	14,0	Belgium	2,9	Azerbaijan	0,0	Portugal	1,3	Peru	0,6
45	Colombia	16,7	Singapore	10,6	Bangladesh	2,3	Belarus	0,0	Taiwan	1,2	Colombia	0,4
46	Sweden	15,6	Iraq	10,3	Hungary	2,3	Kazakhstan	0,0	Thailand	1,1	Israel	0,4
47	Greece	15,5	Romania	10,2	Sweden	1,9	Turkmenistan	0,0	Greece	0,9	Ukraine	0,4
48	Kazakhstan	14,6	Other Asia Pacific	10,0	Other CIS	1,9	Uzbekistan	0,0	Sri Lanka	0,9	Malaysia	0,4
49	Austria	13,4	Azerbaijan	9,1	United Arab Emirates	1,6	Iraq	0,0	South Korea	0,7	Russian Federation	0,3
50	Qatar	13,3	Colombia	8,6	Sri Lanka	1,4	Israel	0,0	Poland	0,6	Singapore	0,3
51	Morocco	13,1	Hungary	8,5	New Zealand	1,2	Kuwait	0,0	Iraq	0,5	Other Asia Pacific	0,1
52	Portugal	12,5	Israel	8,5	Uzbekistan	1,2	Oman	0,0	Czech Republic	0,4	Iran	0,1
53	Peru	12,1	Vietnam	8,1	Argentina	1,1	Qatar	0,0	Azerbaijan	0,4	Sri Lanka	0,1
54	Israel	11,7	Austria	7,7	Peru	1,0	Saudi Arabia	0,0	Other Middle East	0,3	Ecuador	0,1
55	Ecuador	11,3	Czech Republic	7,2	Iran	0,9	United Arab Emirates	0,0	Morocco	0,3	United Arab Emirates	0,1
56	Switzerland	10,9	Other S. & Cent. America	6,1	Belarus	0,9	Other Middle East	0,0	Bangladesh	0,2	Algeria	0,1
57	Norway	10,1	Peru	5,8	Norway	0,8	Algeria	0,0	South Africa	0,2	Vietnam	0,1
58	Romania	10,0	Portugal	5,3	Other Middle East	0,4	Egypt	0,0	Belgium	0,1	Kazakhstan	0,1
59	Ukraine	10,0	Chile	5,2	Singapore	0,4	Morocco	0,0	Belarus	0,1	Bangladesh	0,1
60	Czech Republic	9,8	Other CIS	4,4	Venezuela	0,3	Other Africa	0,0	Hungary	0,0	Belarus	0,1
61	Finland	9,7	New Zealand	4,2	Egypt	0,2	Australia	0,0	Netherlands	0,0	Qatar	0,0
62	Oman	9,3	Greece	4,1	Kuwait	0,2	Bangladesh	0,0	Algeria	0,0	Azerbaijan	0,0
63	New Zealand	8,5	Norway	3,9	Oman	0,1	China Hong Kong SAR	0,0	Israel	0,0	Saudi Arabia	0,0
64	Hungary	7,9	South Africa	3,9	Switzerland	0,1	Indonesia	0,0	Trinidad & Tobago	0,0	China Hong Kong SAR	0,0
65	Bangladesh	7,5	Philippines	3,2	Saudi Arabia	0,1	Malaysia	0,0	Turkmenistan	0,0	Iraq	0,0
66	Turkmenistan	7,3	China Hong Kong SAR	2,7	Algeria	0,0	New Zealand	0,0	Kuwait	0,0	Kuwait	0,0
67	Belarus	6,7	Switzerland	2,7	Azerbaijan	0,0	Philippines	0,0	Oman	0,0	Other CIS	0,0
68	Sri Lanka	5,3	Finland	1,6	Ecuador	0,0	Singapore	0,0	Qatar	0,0	Venezuela	0,0
69	Azerbaijan	4,4	Morocco	1,0	Trinidad & Tobago	0,0	Sri Lanka	0,0	Saudi Arabia	0,0	Turkmenistan	0,0
70	Other CIS	4,1	Sweden	0,7	Turkmenistan	0,0	Thailand	0,0	United Arab Emirates	0,0	Uzbekistan	0,0
71	Uzbekistan	3,3	Ecuador	0,5	Iraq	0,0	Vietnam	0,0	China Hong Kong SAR	0,0	Trinidad & Tobago	0,0
72	Trinidad & Tobago	2,2	Sri Lanka	0,0	Qatar	0,0	Other Asia Pacific	0,0	Singapore	0,0	Oman	0,0

Tableau 1 : classement 2017 de la consommation des pays par type d'énergie primaire

En ramenant la consommation d'énergie des différents pays en consommation d'énergie par habitant et en croisant cette information avec le PIB par habitant de chaque pays (**World Bank Group**) on obtient la Figure 10 ci-dessous.

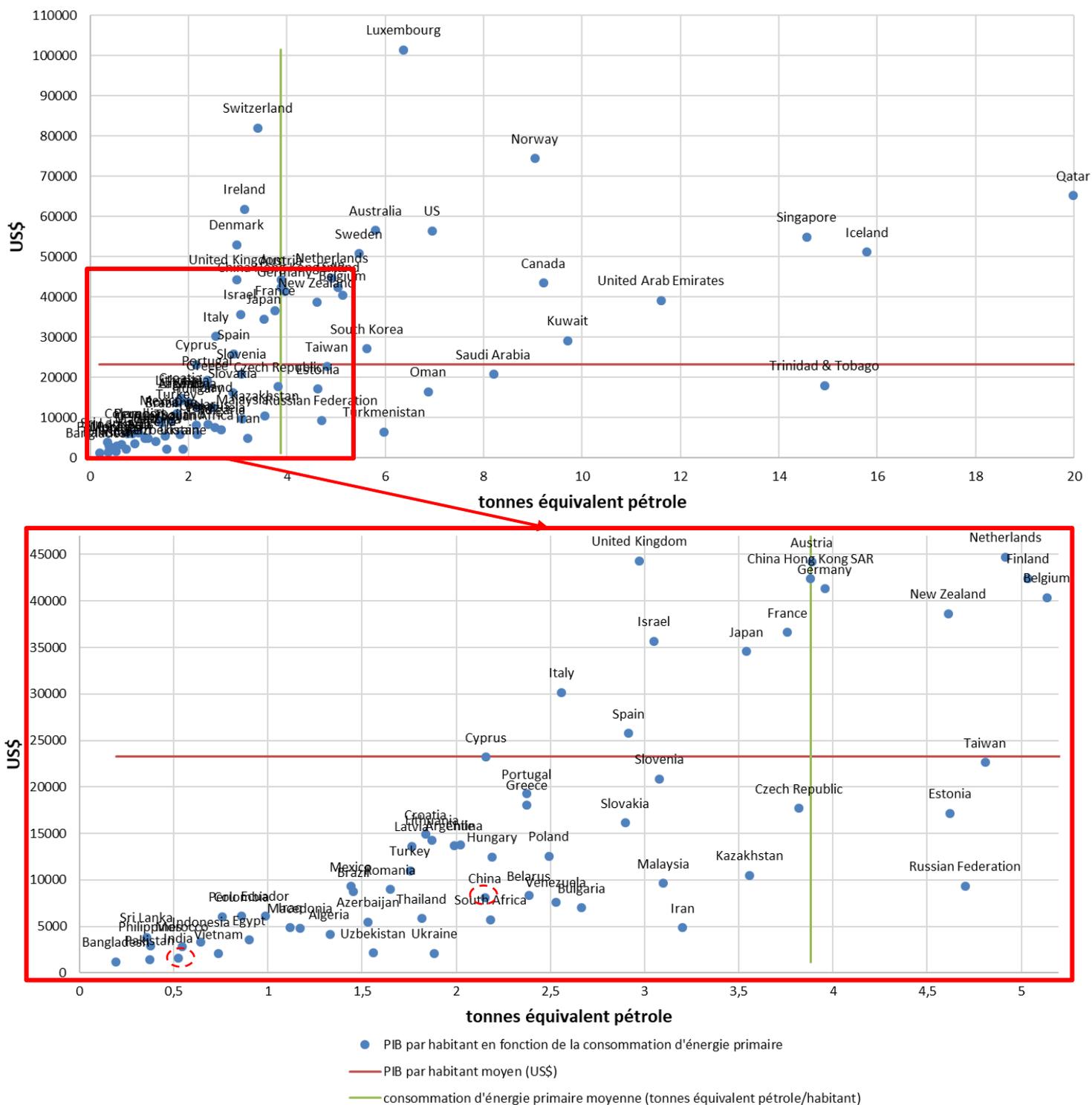


Figure 10 : classement des pays en fonction de leur PIB et de leur consommation d'énergie primaire.

Ce classement permet de remarquer deux choses :

-Le besoin des pays en croissance (Chine, Inde, pays Africains...) devrait considérablement augmenter. Prenons l'exemple de la Chine et de l'Inde (entourés en pointillé rouge sur la Figure 10 et sur la Figure 11). La consommation d'énergie primaire par habitant de la Chine est presque deux fois inférieure à la moyenne mondiale. Son PIB lui est environ trois fois inférieur à la moyenne mondiale. Pour ce qui concerne l'Inde, sa consommation d'énergie primaire par habitant est presque huit fois inférieure à la moyenne mondiale. Son PIB est environ quinze fois inférieur à la moyenne mondiale. Il apparaît donc très probable que dans les années à venir, ces deux pays vont avoir un impact croissant et considérable sur la consommation d'énergie primaire mondiale, et éventuellement sur l'augmentation des températures. En effet, leur PIB par habitant étant très inférieur à la moyenne, il semble compliqué pour eux de fournir les efforts financiers nécessaires pour décarboner leurs énergies.

-La Figure 10 associée à la Figure 11 permettent de mettre en évidence le fait que certains pays pourraient fournir plus d'efforts pour aider à maintenir la balance CO2 en équilibre. Des pays comme Singapour, le Qatar, les Emirats Arabes Unis... ont une consommation d'énergie primaire par habitant très importante et très carbonée. Compte tenu de leur niveau de PIB par habitant il faudrait qu'ils amorcent leur transition énergétique de façon plus marquée.

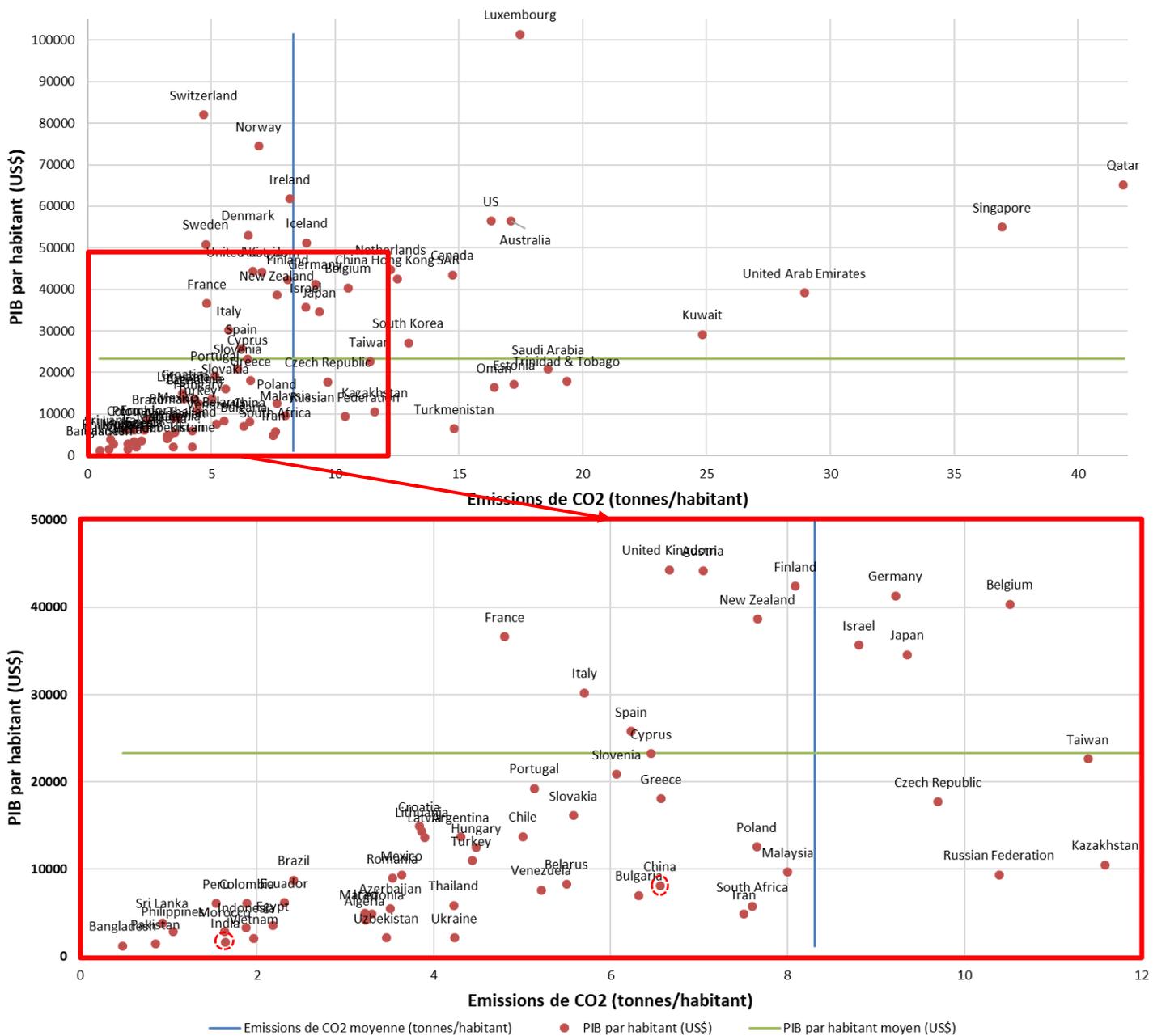


Figure 11 : classement des pays en fonction de leur PIB et de leurs émissions de CO₂

De même, le Luxembourg en tant que pays où le niveau de PIB par habitant est de loin le plus important au monde, fait figure de mauvais élève tant au niveau de la consommation d'énergie que de ses émissions de CO₂.

Le cas de l'Islande est à la fois différent et très intéressant. Sa consommation d'énergie primaire par habitant place le pays en seconde position mondiale. Cependant ses sources étant à 90% issues d'énergie renouvelables faiblement carbonées, ses émissions de CO₂ par habitant sont à peine supérieures à la moyenne mondiale. Cela prouve qu'il est possible de décorréliser consommation d'énergie et émission de CO₂.

Pour conclure cet aparté sur l'énergie dans le monde, le mix énergétique mondial évolue très lentement par manque de cohérence internationale mais surtout pour des raisons économiques. L'énergie est aujourd'hui, comme beaucoup d'autres secteurs, dirigée majoritairement par l'économie. Si le développement précédent n'est pas suffisant pour en être convaincu, on peut rajouter l'exemple des Etats-Unis, qui en tant que premier producteur mondial de pétrole, décident brutalement de sortir des accords de la COP21. Ou encore, le cas du Japon qui, ne possédant pas de ressources pétrolières, fait partie des leaders mondiaux en termes de recherche sur la mobilité électrique et des énergies renouvelables. De plus, comme nous l'avons vu il ne faut pas compter sur la pénurie des énergies fossiles pour forcer la transition aux énergies décarbonées. Mais à elle seule la réalité du changement climatique, prise en compte majoritairement dans l'opinion publique, peut avoir une influence sur les politiques publiques de l'énergie, et sur les choix énergétiques des grandes compagnies.

Ainsi, dans les années à venir, si l'on veut réussir à maintenir les niveaux de températures actuels ou au moins ralentir significativement leurs évolutions, la recherche sur les énergies décarbonées seule ne suffira pas. L'efficacité énergétique des procédés et des systèmes est une base indispensable de toute réduction des impacts de la consommation d'énergie. En d'autres termes, diminuer la consommation à service ou à production équivalents.

I.2. ROLE DU SECTEUR MARITIME

Après avoir compris sous quelle forme et où les hommes utilisent l'énergie, il est intéressant de se demander à quelle fin cette énergie est utilisée. Comme vu dans la partie **I.1 L'énergie dans le monde, contexte et évolution**, les émissions de CO2 fournissent une image de la consommation d'énergie. Ainsi, La Figure 12 ci-dessous, permet de retracer l'évolution de la répartition des émissions de CO2, par secteur d'activité, dans le monde entre 1960 et 2014.

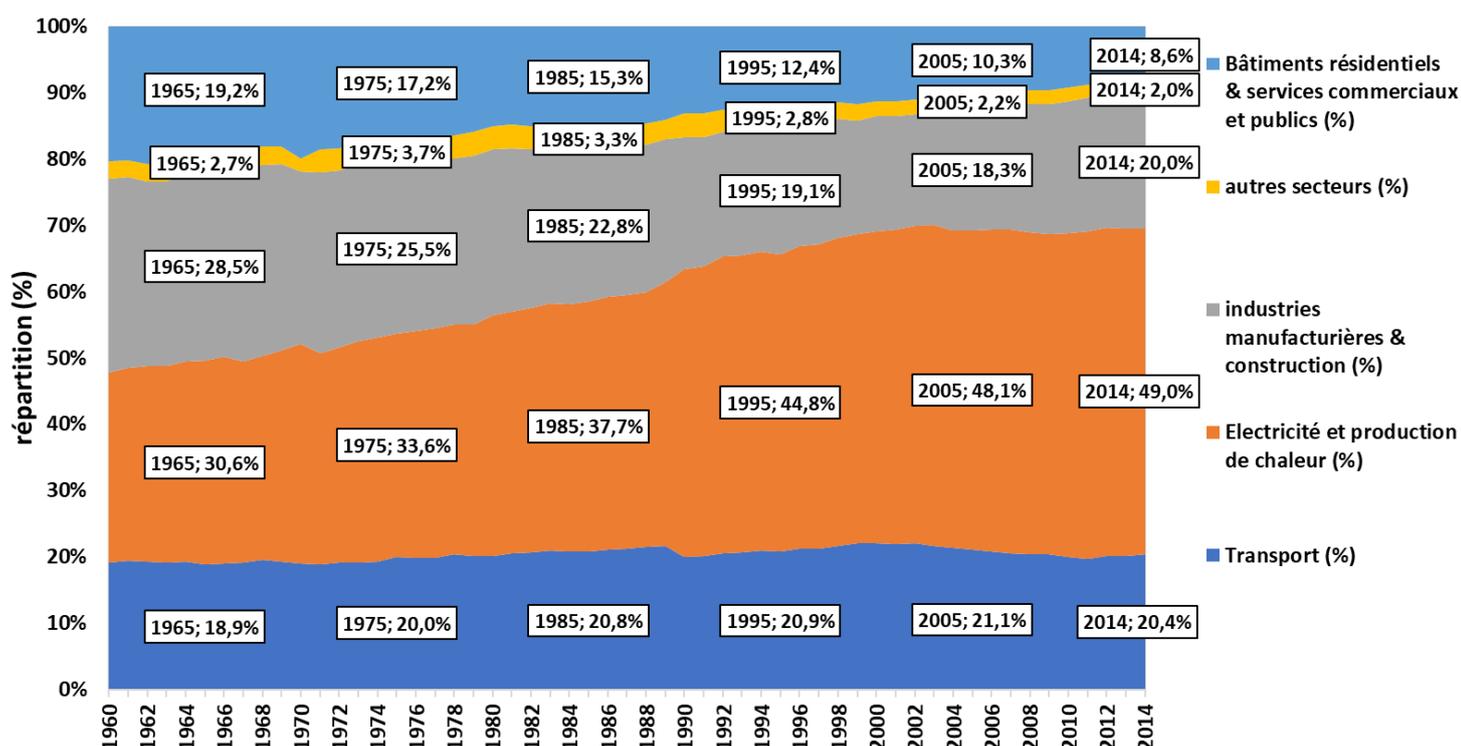


Figure 12 : répartition des émissions de CO2 par secteur d'activité dans le monde⁷

Comme le montre cette figure, la production d'électricité et de chaleur prend de plus en plus d'importance dans la répartition des émissions de CO2. En effet, aujourd'hui les secteurs des bâtiments résidentiels, des services commerciaux et publics ainsi que l'industrie manufacturière et la construction voient leur proportion de production de CO2 reculer au profit de la production d'électricité et de chaleur. Cela peut s'expliquer par le fait que les bâtiments évoluent pour consommer de moins en moins d'énergie. Mais aussi par le développement constant des réseaux de distribution d'énergie, qui couplé à un exode rural s'accélérait avec le développement économique des pays, permettent une centralisation de la production d'énergie. Dans beaucoup de grandes villes Françaises, des réseaux de chaleur et de froid ont été créés. Par exemple, Montpellier possède un

⁷ Source: IEA Statistics © OECD/IEA 2014 (<http://www.iea.org/stats/index.asp>), subject to <https://www.iea.org/t&c/termsandconditions/>

réseau de chaleur et de froid alimentant 1,5 millions de m² de logements, bureaux, commerces et équipements publics⁸. Bordeaux a développé des réseaux de chaleur alimentés par la biomasse, la géothermie et la récupération de chaleur sur eaux usées.

Le seul secteur dont la proportion varie peu est celui qui nous intéresse le plus dans le cadre ce travail de thèse. Depuis 1960, la génération de CO₂ due au transport compte pour environ 20% des émissions totale de dioxyde de carbone dans le monde.

La Figure 13 ci-dessous, permet de mieux comprendre comment les émissions de CO₂ se répartissent en fonction des différents moyens de transport ainsi que la répartition propre au transport maritime.

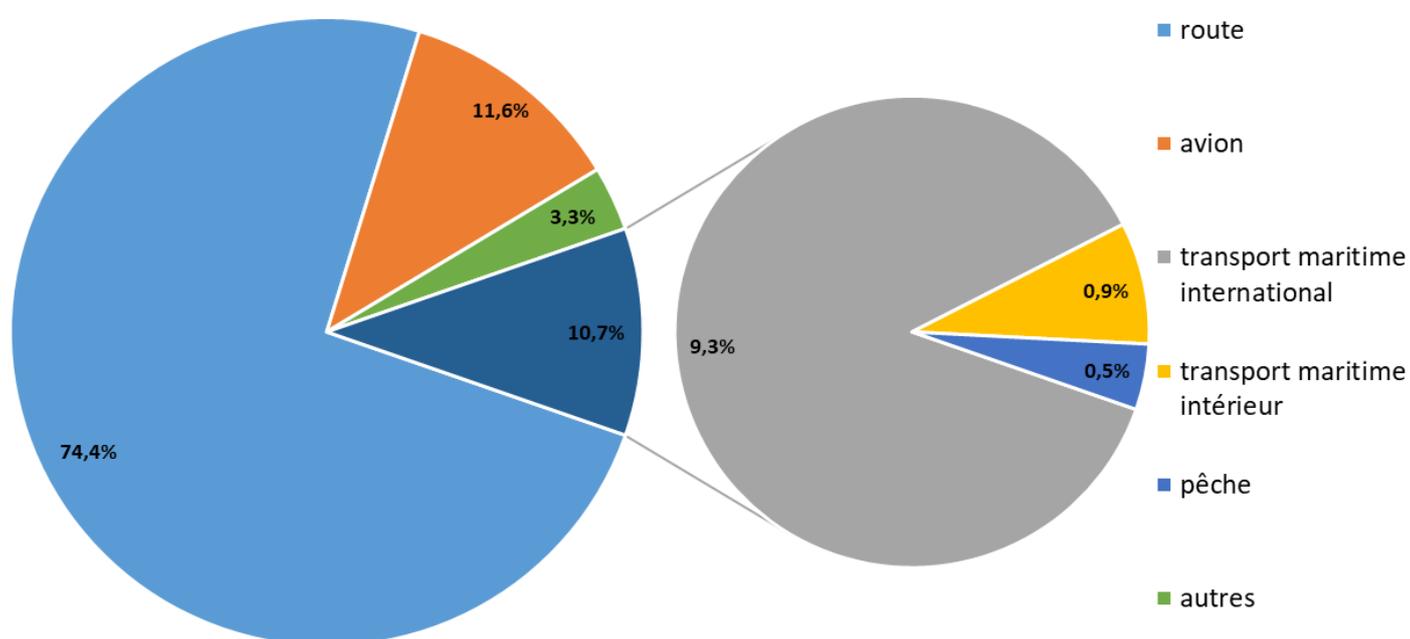


Figure 13 : répartition des émissions de CO₂ par moyen de transport en 2016⁹

Le transport maritime international comprend : les ferries, les rouliers, les vraquiers, les chimiquiers, les portes containers, les bateaux de croisières, les cargos, les méthaniers, les tankers etc ...

Le transport maritime intérieur comprend : les ferriers, les rouliers, les bateaux offshores, les bateaux de service, les Yachts et bateaux de plaisance etc...

La Figure 12 et la Figure 13 révèlent que le secteur maritime ne représente que 2 à 3% des émissions mondiales de dioxyde de carbone alors qu'il assure environ 90% du transport mondial des

⁸ Source : <http://www.serm-montpellier.fr/nos-metiers/energie>

⁹ Source : <https://www.iea.org/statistics/co2emissions/> et (Olmer et al, 2017)

marchandises. Cependant, comme le précisait déjà Pierre Marty en 2014 dans (Marty, 2014) page 27, il est important de travailler à maintenir ces émissions de CO2 au plus bas car le transport maritime devrait continuer à se développer dans les décennies à venir. De plus, même si la motorisation des navires évolue vers des systèmes moins polluants (hybride électrique, gaz naturel liquéfié etc...) une très grosse partie de la flotte mondiale utilise encore le fioul lourd pour son prix d'achat très bas. Comme le montre la Figure 14 ci-dessous, quel que soit le scénario, en 2030 le fioul lourd devrait encore représenter plus de 50% du carburant consommé par les navires dédiés au transport maritime international.

GMT 2030 Scenario	Description	Trade scenario	Oil price trajectory	Gas price trajectory	Bio energy (2050)	Economic assumptions	Regulation scenario
Status quo	Business as usual, economic growth at the current rate, short term solutions, rapid regulatory change. In this scenario, shipping will develop but in a controlled rate	BAU – IPCC SRES A1B	DECC central oil price	DECC central gas price	1 EJ	0% inflation, 50% barriers, 10%/3 years 10% cost of capital, 3 year return on investment for efficiency technologies	2025 global sulphur switch, \$40/t carbon price from 2030
Global commons	More economic growth, more international cooperation, regulation harmonisation, international trade agreements, emphasis on environmental protection and climate change, expansion of globalisation. Shipping will be favoured in this scenario.	Trade growth compared to BAU	DECC central oil price	DECC central gas price, lower hydrogen price	1EJ	0% inflation, no market barriers, 5%/15 years 10% cost of capital, 3 year return on investment for efficiency technologies	Global, carbon price from 2030, no ECAs. 2025 sulphur switch
Competing nations	Dogmatic approaches and regulatory fragmentation, protectionism, local production and consumption, trade blocks, brake in globalisation. Shipping will be negatively impacted in this scenario.	Trade reduction compared to BAU	DECC high oil price	DECC high gas price	11EJ	2% inflation, 75% barriers, 10%/3 years 10% cost of capital, 3 year return on investment for efficiency technologies	2030 sulphur switch, no carbon price

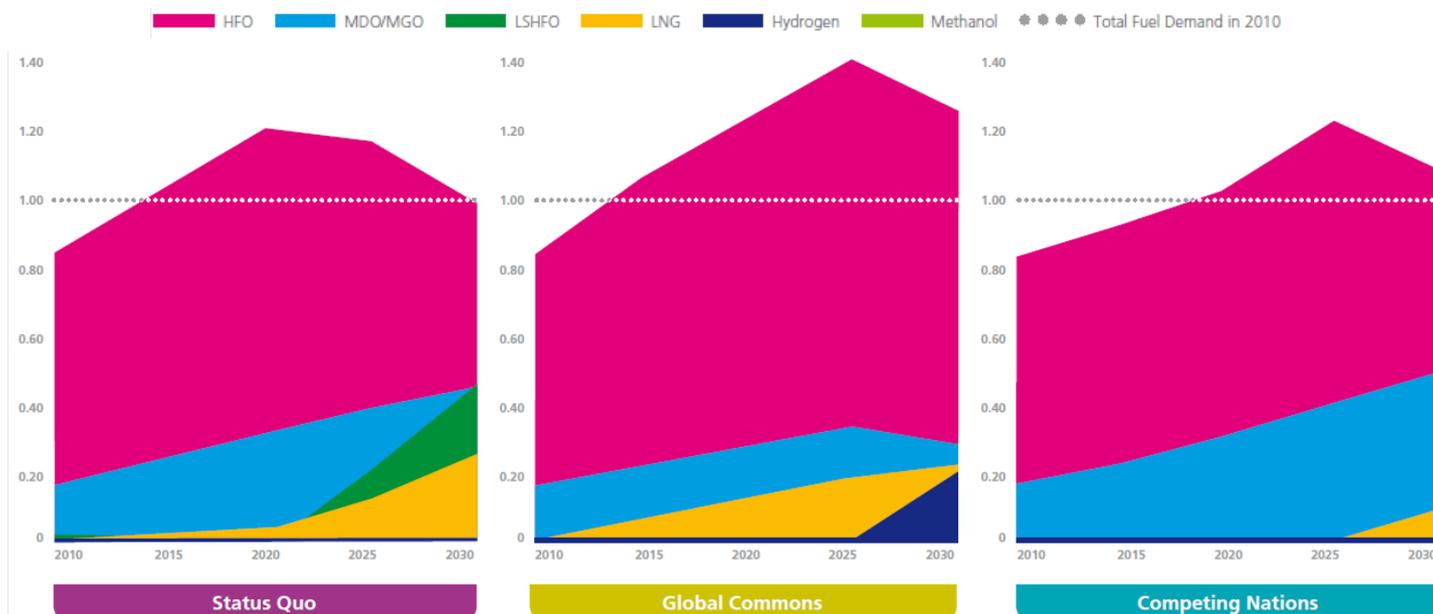


Figure 14 : projections d'évolution du mix de carburant pour le transport maritime international¹⁰

¹⁰ Source : (Smith et al, 2014)

Or, comme le montre la Figure 15 ci-dessous ce type de carburant est de loin le plus polluant.

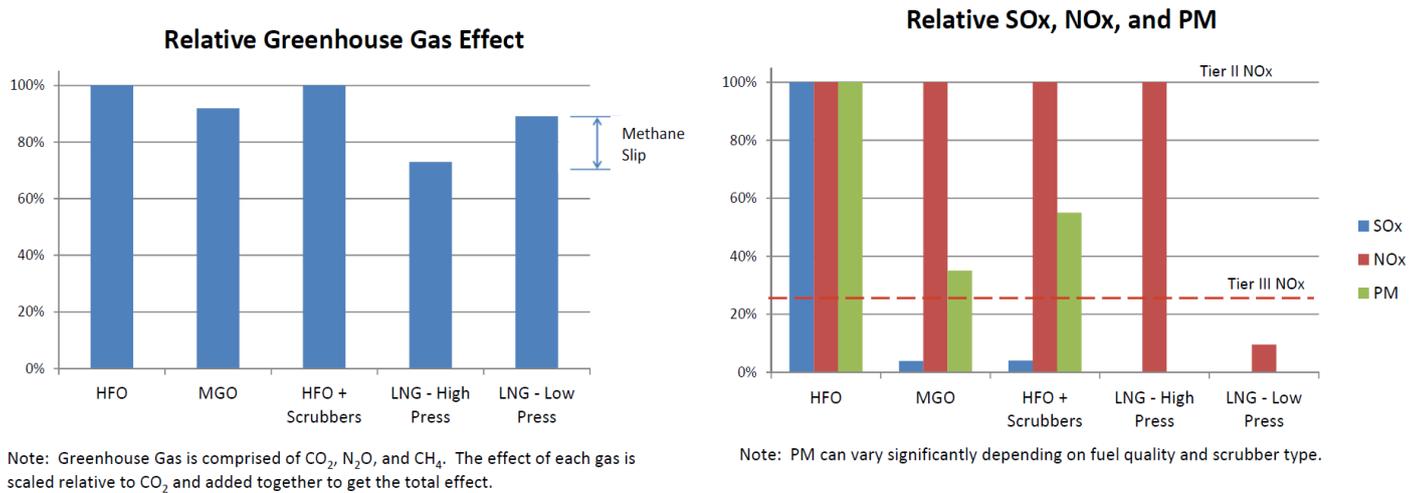


Figure 15 : comparaison des polluants majeurs issus de différents carburants (Van Rynbach, 2018).

A ce titre, une compilation d'études réalisée en 2013 par l'agence européenne de l'environnement (**European Environment Agency, 2013**) révèle que le transport maritime international qui croise dans les eaux européennes émet des quantités de NOx et SOx comparables avec l'ensemble des émissions terrestres des 27 pays membres de l'Union Européenne.

Pour lutter contre cette problématique, l'OMI a rajouté une sixième annexe à sa convention MARPOL. L'OMI (IMO pour les anglophones) est « *l'institution spécialisée des Nations Unies chargée d'assurer la sécurité et la sûreté des transports maritimes et de prévenir la pollution des mers par les navires. Elle a pour rôle principal de créer à l'intention de ce secteur un cadre réglementaire qui soit équitable et efficace, puis adopté et mis en œuvre de manière universelle.* » Cette annexe prévoit des obligations de réductions des émissions de polluants dans le temps et dans l'espace. Des « Zones de Contrôles des Emissions » (ZCE) ont été définies. Lorsqu'un navire pénètre dans ces zones, les restrictions auxquelles il fait face sont renforcées. La Figure 16 et la Figure 17 illustrent l'évolution des exigences fixées par l'OMI en termes de NOx et SOx.

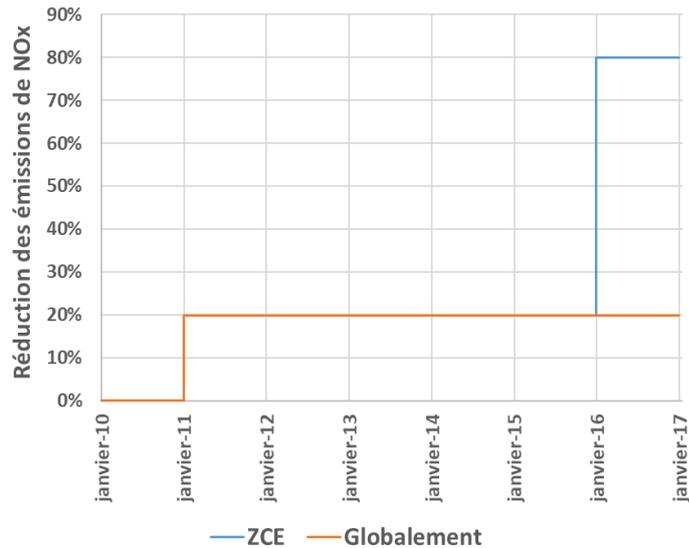


Figure 16 : exigences de l'OMI visant à réduire les émissions de NOx

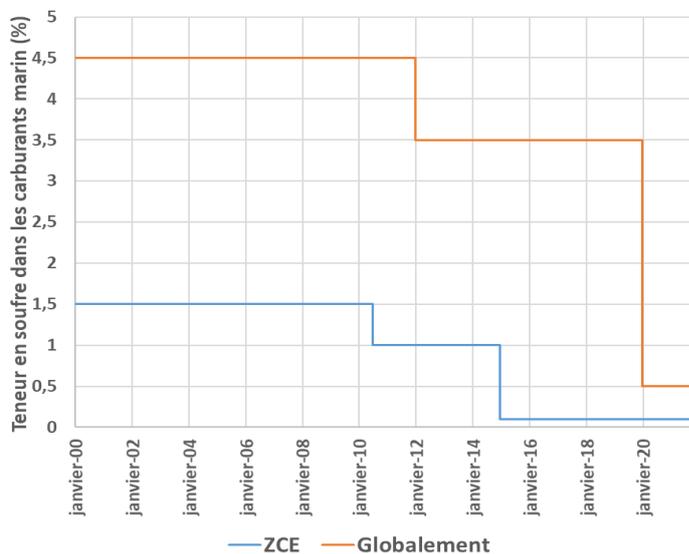


Figure 17 : évolution de la teneur en soufre des carburants marins

Pour ce qui est des gaz à effet de serre, l'OMI a créé l'EEDI (Energy Efficiency Design Index). Cet indicateur est la mesure technique la plus importante visant à promouvoir des moteurs et équipements plus sobres en énergie. Il fixe une valeur seuil en fonction de la catégorie et de la taille de bateau. Chaque constructeur est libre d'utiliser les améliorations et les techniques d'optimisation qu'il souhaite tant que le seuil est atteint. « Depuis Janvier 2013, après une phase initiale de deux ans, les nouveaux bateaux doivent être en accord avec le niveau de référence correspondant à leur type. Ce niveau va être renforcé tous les cinq ans. »

Pierre Marty dans (Marty, 2014) donne une relation simplifiée de l'EEDI.

$$EEDI = \frac{\text{Impact environnemental}}{\text{bénéfices pour la société}} = \frac{\text{Puissance} \times \text{consommation de carburant} \times \text{facteur d'émission de CO}_2}{\text{Capacité} \times \text{vitesse du navire}}$$

Cette relation permet de comparer l'impact généré par le navire par rapport au bénéfice qu'il apporte à la société.

Malgré ces mesures, la compilation d'études (**European Environment Agency, 2013**) montre également que l'ensemble des émissions terrestres des 27 pays membres de l'Union Européenne tend à se réduire beaucoup plus vite que celles issues du transport maritime international croisant dans les eaux européennes. Même équipé d'un scrubber (filtre retraitant les gaz d'échappement), un navire fonctionnant au fioul lourd génère plus d'émissions polluantes que n'importe quel autre système de motorisation. Le scrubber fonctionne soit en boucle ouverte soit en boucle fermée. Le fonctionnement en boucle ouverte implique le traitement des gaz polluants par un système de filtration en phase aqueuse dont les effluents acides, chauds et carbonés sont directement rejetés en mer. Le fonctionnement en boucle fermée nécessite l'utilisation de soude caustique (NaOH) ainsi qu'une capacité de stockage à bord. Le cadre légal permettant de contrôler ces effluents stockés est encore flou et pourra faire l'objet de rejets sauvages. Ainsi avant même que la Convention MARPOL Annexe VI ne limite les émissions de dioxyde de soufre partout dans le monde, cette solution est déjà décriée.

Parmi les solutions, différentes formes d'énergies renouvelables et de récupération peuvent être envisagées dans le secteur maritime, on peut mentionner en particulier :

- Les carburants d'origine renouvelables. Ces formes d'énergie renouvelables (huiles, biodiesel) s'avèrent adaptées au transport maritime mais rencontrent les mêmes contraintes de ressources et d'impacts environnementaux à la production que les autres usages carburant.
- La production d'énergie à partir de la valorisation de chaleur fatale des moteurs. On peut se référer à la récente synthèse de Lion et al (2020) pour une présentation des systèmes et de leur potentiel en regard de la consommation et des émissions des différents secteurs maritimes.
- La production d'énergie renouvelable photovoltaïque embarquée. Pour le transport et déplacement, la puissance de systèmes photovoltaïques embarqués les limite à un appoint équivalent à une amélioration énergétique. Yuan et al. (2018) ont montré sur un cargo de 182 m équipé en 2014 d'une installation hybride diesel – photovoltaïque pour l'alimentation électrique de bord (3 MW GE diesel, 143 kW photovoltaïque). Les puissances, assez faibles devant celles du moteur (14,5 MW), permettent un potentiel de gain de 4% en énergie et 8,6% en émissions par rapport à la génération conventionnelle. En comparaison du transport de fret, lors du déplacement de de passagers ou pour les

navires de croisière, les phases de manœuvre et de déplacement à vitesse réduite peuvent être prédominantes dans la charge moteur (Moreno-Gutiérrez et al, 2019). Sur un navire océanographique équipé en hybride en situations de pêche expérimentale, la charge moteur est souvent faible, entre 20% et 42% (Capasso et al, 2019). En situation stationnaire pour les usages récréatifs, les systèmes hybrides photovoltaïques présentent vraisemblablement un potentiel bien plus intéressant. Ne rencontrant pas actuellement de réelle demande client, ces systèmes n'ont pas pu être étudiés lors de ce travail.

- Les systèmes véliques d'appoint pour le déplacement. Selon les besoins et les contraintes du déplacement, les systèmes véliques peuvent s'avérer efficaces pour alléger la charge moteur, la consommation d'énergie et les émissions induites. Ne rencontrant pas actuellement une demande client dans la gamme proposée, ces systèmes n'ont pas été traités parmi les solutions à étudier en priorité.

Pour conclure, comme nous venons de le voir, même si l'impact carbone du secteur maritime semble globalement faible en comparaison des autres secteurs, il ne doit pas pour autant être négligé en raison d'une prévision de croissance importante associée à d'importantes émissions polluantes.

I.3. OBJECTIFS DE LA THESE

Construire une embarcation peut-être aussi simple que complexe, tout dépend du niveau de performance souhaité. Aujourd’hui, pour le domaine militaire comme pour celui de la plaisance, l’évolution des normes et des exigences clients poussent vers des niveaux de performances toujours plus élevés. Il ne s’agit plus seulement de construire un bateau pour atteindre une vitesse donnée. Il faut bien entendu atteindre cette vitesse tout en consommant le moins d’énergie possible et avec un niveau de confort maximum. Pour cela, les systèmes embarqués sont toujours plus performants. De surcroît, le navire doit être capable d’affronter des conditions météorologiques de plus en plus sévères. La Figure 18 montre qu’un bateau est un mélange entre confort, vitesse, robustesse, armement et systèmes. C’est la mission pour laquelle il sera déployé qui oriente la conception vers le ou les sommets du losange concernés.

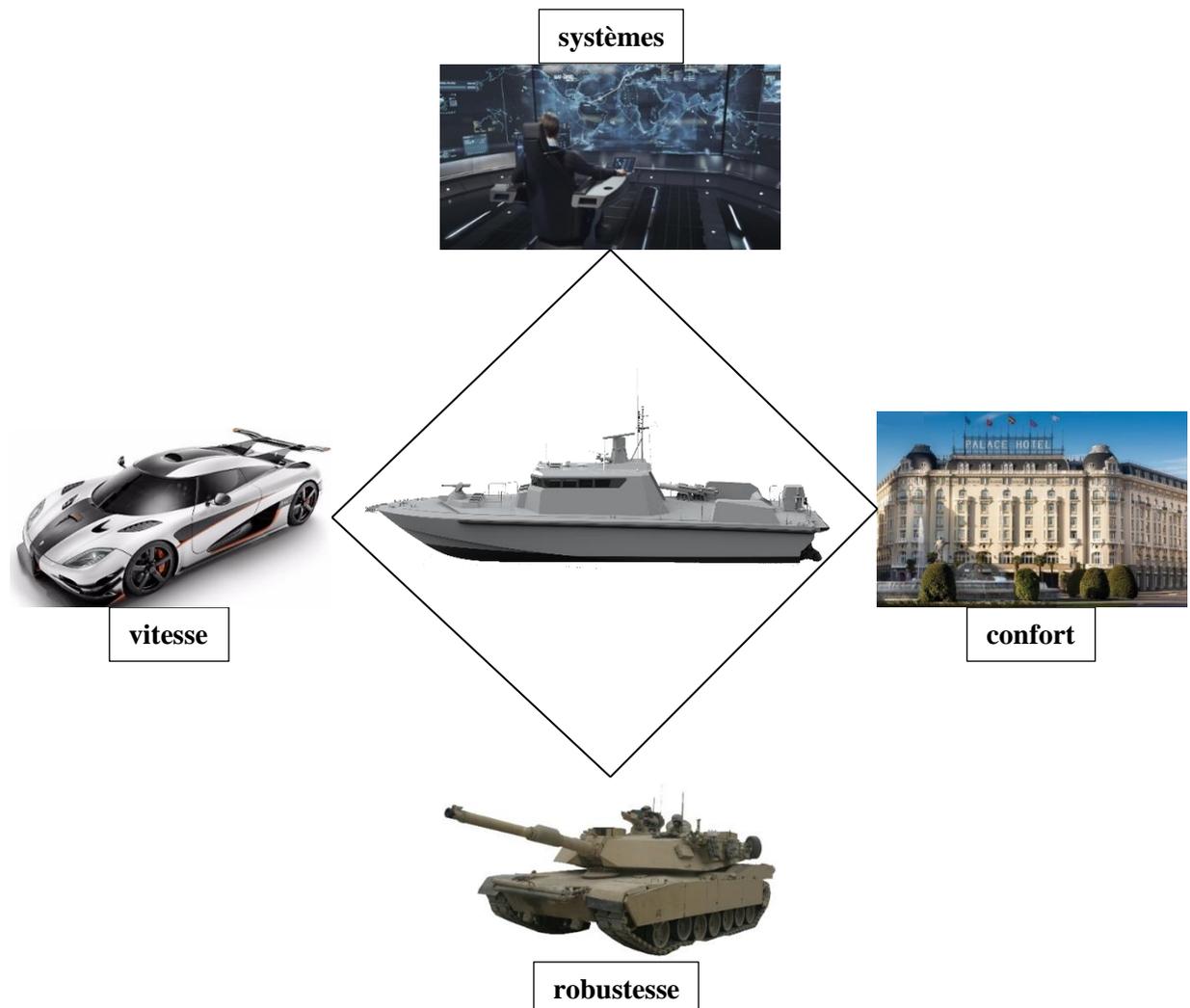


Figure 18 : illustration de la complexité inhérente à la conception d’un navire

Le domaine naval « oblige » une grande diversité de métiers à collaborer allant de l'aéro/hydrodynamique, aux calculs de structure en passant par l'intégration systèmes, la compatibilité électro-magnétique, le confort thermique, etc...

Compte tenu du travail déjà effectué par Pierre Marty et orienté vers la catégorie de navires dédiée au transport maritime international (voir Figure 13), ce travail de thèse est orienté vers les Yachts et les bateaux militaires de petites dimensions. CNC construit des navires compris entre 8 et 50m, raison pour laquelle cette entreprise a décidé de co-financer ce travail de thèse. Connus notamment pour ses Yachts luxueux, ce chantier naval français fabrique aussi des bateaux de service, des bateaux militaires, des bateaux de pêche au large... Pour résumer, d'un point de vue technique, les navires Couach se divisent en deux catégories : les navires planants de moins de 20m et les bateaux à semi-déplacement de 20 à 50m. La première catégorie a pour objectif la vitesse alors que la seconde favorise le confort, l'habitabilité, l'autonomie et l'accomplissement de la mission pour les professionnels. CNC fabrique des navires qui correspondent exactement au champ d'application de ce travail de thèse. La Figure 19 présente une partie des navires fabriqués par le chantier.

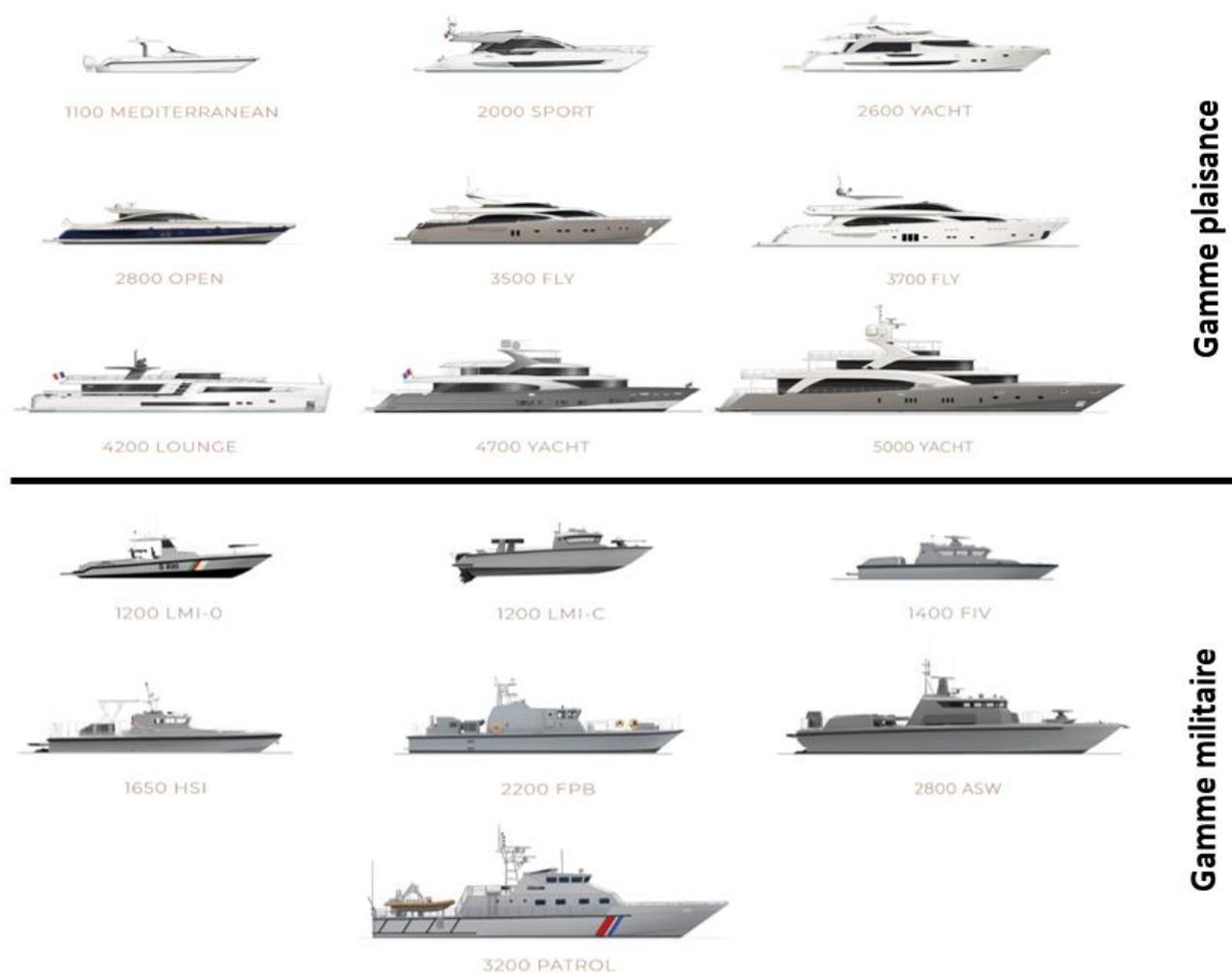


Figure 19 : exemple de navires produits par CNC

Faire le bilan de l'ensemble des consommations énergétiques d'un bateau est souvent un travail fastidieux. Cela s'explique par un nombre élevé de systèmes embarqués qui évoluent en fonction de la taille et des missions du navire. L'**ANNEXE 7 : Détail de la puissance instantanée absorbée par équipement et hypothèses** associées et la partie **IV APPROCHE SYSTÉMIQUE** illustrent le travail à fournir lors d'une étude fine.

Un indicateur très simple à obtenir et intéressant à étudier est celui donnant la répartition entre la puissance de production électrique (groupe électrogène par exemple) et la puissance totale de la motorisation. La Figure 20 montre cette répartition pour quatre navires de tailles différentes et ayant des missions différentes.

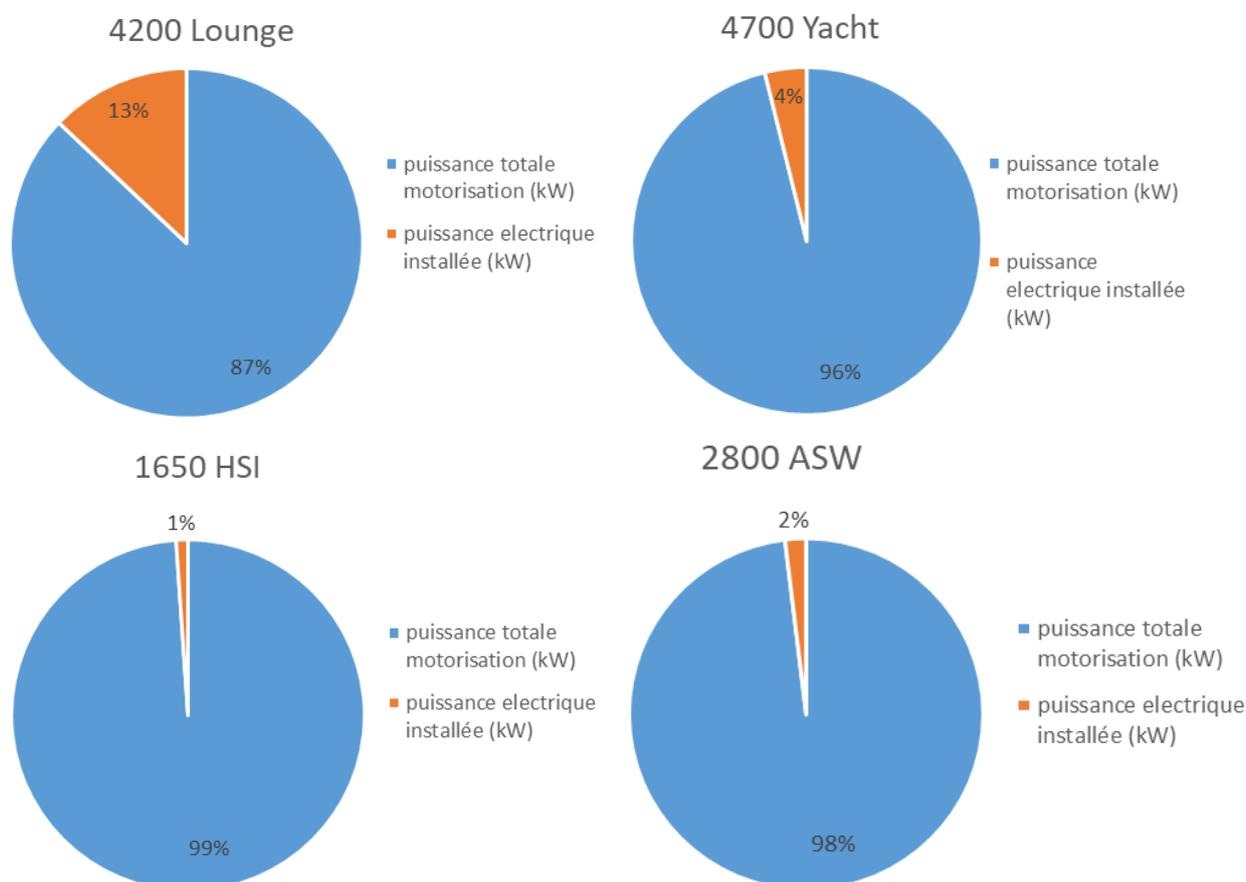


Figure 20 : comparaison de la puissance électrique installée et de la puissance motrice totale

Ces quatre navires évoluent à des vitesses très différentes. La vitesse maximale moyenne du 1650 HSI est de 60 nœuds, celle du 2800 ASW est de 40 nœuds, celle de la 4700 Yacht est de 23 nœuds et celle de la 4200 Lounge est de 17 nœuds. Cette remarque révèle que plus un navire est conçu pour évoluer à des vitesses élevées plus sa motorisation principale prend de l'importance sur la production électrique à bord.

En première approche, négliger un travail d'optimisation des systèmes au profit d'une étude fine d'optimisation de carène semble être une solution efficace. Cependant faire fi de la partie système revient à négliger un ensemble représentant entre 20 et 30% de la masse du navire lège (22.5% sur le 1650 HSI, 28.2% sur 2800 ASW, 23.2% sur la 4200 lounge, 19.7% sur la 4700 Yacht). Or la masse a une influence importante sur les performances d'un navire et son étude est difficile car c'est un paramètre compliqué à isoler. La partie **II APPROCHE HOLISTIQUE APPLIQUÉE À LA CONCEPTION DE CARENE** explique le fonctionnement d'un outil, développé dans le cadre de cette thèse permettant d'étudier, de façon détaillée, l'influence de ce paramètre sur les performances des navires. Il est également important de noter que la puissance d'un moteur thermique (moteur de propulsion, de groupe électrogène...) n'évolue pas de façon continue mais par palier. Par exemple, le 1650 HSI est équipé de deux moteurs MTU V10 d'une puissance unitaire de 1193kW. Si la masse du navire augmente obligeant à utiliser plus de puissance pour maintenir la vitesse maximale, il faut alors changer le moteur et passer sur deux V12. Ce seul changement augmente la masse du navire de 1010 kg soit 4.6% de la masse du navire lège actuel. Il va également entraîner des renforcements au niveaux de la structure du navire afin de supporter la masse supplémentaire. Le navire va donc s'alourdir encore. La position longitudinale du centre de gravité va être modifiée. Cela aura pour conséquences d'entraîner également des changements au niveaux des performances voire même de possibles instabilités en navigation. Pour contrer cet effet, les constructeurs de navire peuvent utiliser des masses fixes ou des systèmes de ballast augmentant ainsi une nouvelle fois la masse du navire. Sans aller plus loin, ce raisonnement montre que la conception d'un navire est constituée d'une suite de positions « d'équilibre ». Le fait de négliger un paramètre qui semblait à priori insignifiant peut faire changer cette position, avec des conséquences importantes sur la masse, la complexité, le prix et la consommation du navire.

C'est donc en ce sens que l'ensemble de ce travail de thèse a été développé.

Les parties **III** et **IV** sont consacrées à l'étude des systèmes annexes des navires avec pour objectif final une interconnexion afin de créer un jumeau numérique du navire étudié. Comme définie dans le glossaire un jumeau numérique est un clone virtuel permettant d'anticiper numériquement le comportement du bateau réel.

La partie **III OUTILS DE DIMENSIONNEMENT DES SYSTÈMES THERMIQUES** propose une étude détaillée de deux systèmes auxiliaires récurrents et de première importance. Au jour d'aujourd'hui y compris pour le domaine militaire les systèmes d'air conditionnés sont primordiaux. Les opérateurs doivent pouvoir utiliser le navire sans souffrir des aléas climatiques. Dans le cas d'une motorisation embarquée un système de ventilation de la salle machine est primordial. Il permet de maintenir les moteurs en fonctionnement avec une température d'ambiance contrôlée tout en assurant l'accès de la salle des machines aux opérateurs dans des conditions acceptables. Ces deux systèmes s'ils sont mal dimensionnés vont avoir un impact non négligeable sur la conception du navire.

La partie **IV APPROCHE SYSTÉMIQUE** présente l'ensemble des modèles numériques créés avec Simulink. Ils permettent une fois connectés de donner naissance au jumeau numérique du navire. Cette partie permet également de mettre en évidence l'intérêt de l'approche systémique au travers d'une comparaison de deux types de motorisation différentes pour un même navire.

Comme nous l'avons vu dans **I.1 L'énergie dans le monde, contexte et évolution**, l'utilisation des énergies carbonées risque encore de progresser pendant des décennies. L'objectif de cette thèse est de proposer des solutions d'améliorations des performances énergétiques des navires, pour abaisser leur facture CO₂ en maintenant une qualité de service équivalente.

Le travail réalisé est basé sur des bateaux fabriqués par CNC, cependant la majorité des approches détaillées dans ce mémoire peuvent être facilement adaptées à tous types de navires quelle que soit sa source principale d'énergie.

I.4. PRESENTATION DES NAVIRES ETUDIES

De nombreux navires ont été étudiés durant ce travail de thèse. Quatre ont été sélectionnés comme exemples dans ce mémoire. Cela afin de faciliter la lecture et d'éviter l'effet catalogue. Un petit descriptif par bateau est présenté ci-dessous.

1600 PSB

Le 1600 PSB est un bateau de surveillance portuaire. Ses missions sont très variées allant de la protection (lutte anti-terrorisme, surveillance, piraterie etc...) à la lutte anti incendie en passant par des missions de sauvetage. Compte tenu de la diversité de ses missions, c'est un bateau doté d'un nombre d'équipements importants au regard de sa taille. Sa vitesse maximale est donc souvent limitée à 30 nœuds.



Figure 21 : vue d'artiste du 1600 PSB

Le plan général d'arrangement est confidentiel et ne peut donc pas être présenté, cependant les données générales sont rapportées sur le Tableau 2.

Hull	Vertical position of the center of gravity (origin at boat transom)	VCG	1,31	m
	Deadrise angle at transom	β_T	14,66	°
	Deadrise angle at amidships	β_x	23,54	°
	Inclination of thrust line relative to keel line	ε	0,00	°
	Distance between T and CG measured normal to T	f	0,53	m
aero	Length of the hull	L _{hull}	15,95	m
	Maximum Beam	B _{max}	4,28	m
	Moulded Depth of Hull	Z	2,60	m
	Height of House	H _{SS}	2,05	m
	Breadth of House	B _{SS}	2,60	m
	distance between bow and house	DBH	4,39	m
	aero drag coefficient	C _x	1,00	

Tableau 2 : données générales du 1600 PSB

1650 HSI

Ce navire est produit en série chez CNC. Plus de 70 exemplaires sont déjà sortis des ateliers. Ce bateau militaire est bâti sur une coque planante afin d'intercepter d'autres navires à plus de 55 nœuds. Il est notamment utilisé pour des missions de lutttes anti-terroristes, anti-drogue, le contrôle des frontières etc... Sur la Figure 22 ci-dessous, son système propulsif est composé de deux hydrojets.



Figure 22 : vue d'artiste du 1650 HSI

Le plan général d'arrangement est confidentiel et ne peut donc pas être présenté, cependant les données générales sont présentées sur le Tableau 3.

Hull	Vertical position of the center of gravity (origin at boat transom)	VCG	1,31	m
	Deadrise angle at transom	β_T	19,00	°
	Deadrise angle at amidships	β_x	23,00	°
	Inclination of thrust line relative to keel line	ε	0,00	°
	Distance between T and CG measured normal to T	f	0,63	m
aero	Length of the hull	L _{hull}	15,38	m
	Maximum Beam	B _{max}	3,60	m
	Moulded Depth of Hull	Z	2,15	m
	Height of House	H _{SS}	1,84	m
	Breadth of House	B _{SS}	2,31	m
	distance between bow and house	DBH	4,20	m
	aero drag coefficient	C _x	1,10	

Tableau 3 : données générales du HSI 1650

1400 FIV

Comme le 1650 HSI, le 1400 FIV (voir Figure 23) est souvent utilisé pour des missions d'interception. Il est donc utilisé pour le même type de missions. La coque exploitée est très similaire à celle du 1650 HSI. Ce navire est entré en production au cours de l'année 2019. La première série produite, est équipée d'hydrojets.



Figure 23 : vue d'artiste du 1400 FIV

Le plan général d'arrangement est confidentiel et ne peut donc pas être présenté, cependant les données générales sont présentées sur le Tableau 4.

Hull	Vertical position of the center of gravity (origin at boat transom)	VCG	1,23	m
	Deadrise angle at transom	β_T	19,72	°
	Deadrise angle at amidships	β_x	22,19	°
	Inclination of thrust line relative to keel line	ε	0,00	°
	Distance between T and CG measured normal to T	f	0,68	m
Hull aero	Length of the hull	L _{hull}	12,85	m
	Maximum Beam	B _{max}	3,61	m
	Moulded Depth of Hull	Z	1,85	m
	Height of House	H _{SS}	1,81	m
	Breadth of House	B _{SS}	2,35	m
	distance between bow and house	DBH	3,21	m
	aero drag coefficient	C _x	0,90	

Tableau 4 : données générales du 1400 FIV

4200 Lounge

Seul Yacht des quatre bateaux présentés ici, la 42 Lounge (voir Figure 24) est construite sur une coque dite à déplacement rapide.

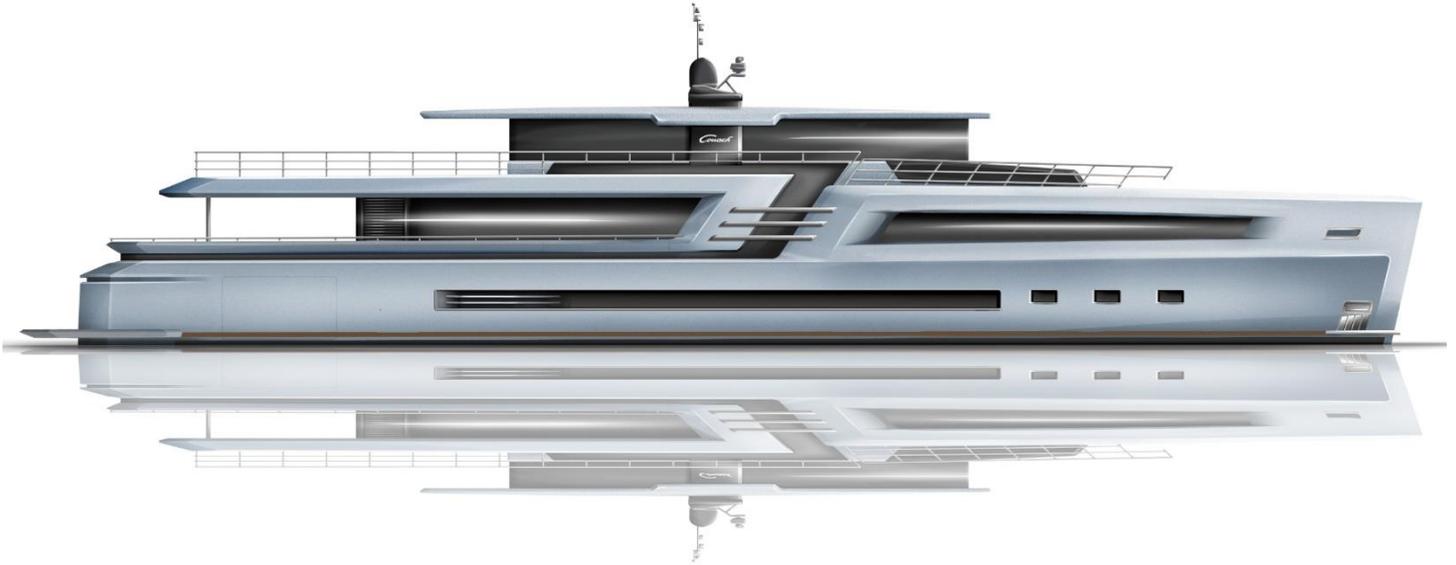


Figure 24 : vue d'artiste de la 42 lounge

Son étrave quasi droite lui permet une plus grande longueur à la flottaison pour une même longueur hors tout. Sa finesse est par conséquent améliorée lui conférant une vitesse maximale théorique plus importante. De plus « le passage à la vague » est amélioré. Cela permet également d'augmenter le volume d'aménagement.

Les données caractéristiques de ce navire sont présentées sur le Tableau 5 ci-dessous. Contrairement aux navires militaires où seules les données indépendantes du cas de chargement ont été présentées, pour la 4200 Lounge, certaines données standard pour ce type de navire, sont présentées pour un chargement à 220 tonnes.

Longeur entre perpendiculaire	L_{pp}	40,00	m
Longeur de coque	L_{hull}	40,00	m
Largeur maximale	B_{max}	6.73	m
Creux	D	9,00	m
Déplacement	Δ	220,00	t
Vitesse maximale	V	17,00	nœuds
Coefficient de finesse		6,28	
Longeur à la flottaison	L_{WL}	37,63	m
Largeur à la flottaison	B_{WL}	7,56	m
Tirant d'eau	T	1,42	m
Coefficient de block	C_B	1,42	m

Tableau 5 : données générales de la 4200 Lounge

Le plan d'aménagement (Figure 25) révèle la grande habitabilité du navire mais aussi la complexité inerrante aux Yachts pour ce qui est de l'aménagement technique. En effet, pour ce type de bateau, la technologie est omniprésente afin de rendre l'expérience de navigation et la vie à bord les plus agréables possibles. Cependant dans le domaine du Yachting, la beauté de conception et la finesse d'exécution prévalent sur tous les autres domaines. Ainsi le navire doit être aussi technique que possible sans que cela ne soit visible. Comme cela est détaillé dans **IV.3.a Présentation des deux types de motorisation à comparer** la 4200 Lounge est équipée d'une motorisation hybride lui permettant d'accéder à n'importe quelle ZCE.

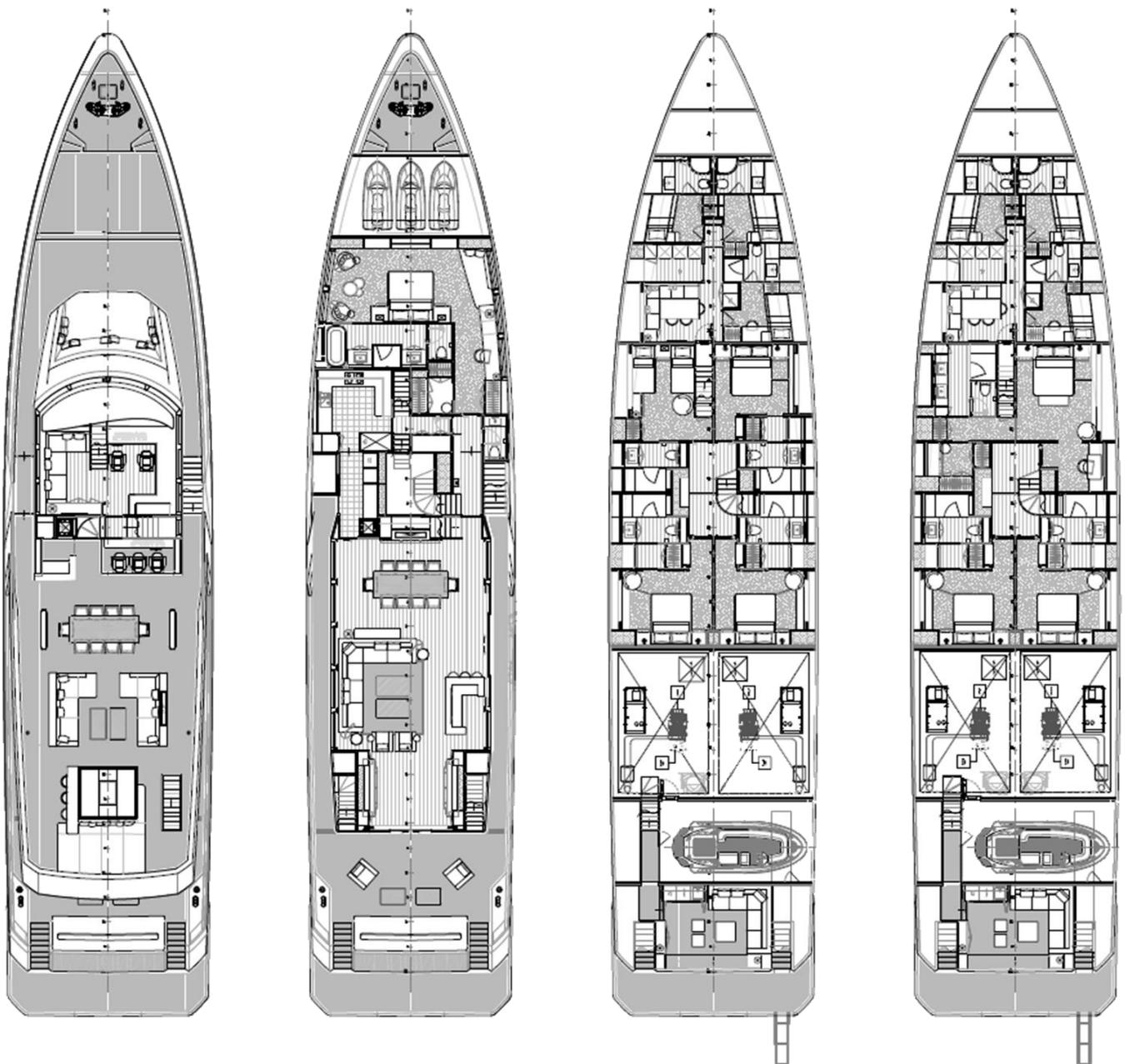


Figure 25 : plan d'aménagement de la 4200 Lounge

II. APPROCHE HOLISTIQUE APPLIQUÉE À LA CONCEPTION DE CARENE

II.1.	INTRODUCTION	55
II.2.	ÉVALUATION RAPIDE DE CARENE	57
II.2.a	<i>Description du « Power Prediction Tool »</i>	59
II.2.b	<i>Modification de la théorie de Savitsky pour les faibles vitesses.....</i>	68
II.2.c	<i>Bateau étudié et données utiles.....</i>	73
II.2.d	<i>Étude comparative</i>	75
II.2.d.i	<i>Etude générale</i>	75
II.2.d.ii	<i>Etude spécifique à basse vitesse</i>	77
II.2.e	<i>Importance de la masse du navire</i>	79
II.2.f	<i>Développement d'un outil complémentaire : le MAIN</i>	81
II.2.f.i	<i>Algorithme pour le calcul de LWL et BWL</i>	81
II.2.f.ii	<i>Fonctionnement du MAIN</i>	84
Mode calcul unique.....	84	
Mode variations	86	
Mode tableau de variations	89	
II.2.f.iii	<i>Illustration de la puissance du MAIN</i>	89
II.2.g	<i>Conclusion</i>	93
II.3.	OPTIMISATION DE CARENE AVEC UN LOGICIEL CFD	94
II.4.	CONCLUSION	96

II.1. INTRODUCTION

Dans le cas où le système complet est un bateau à moteur, l'approche classique pendant la phase de conception consiste à suivre un processus appelé « boucle navire » dont la Figure 26, issue de (Princaud et al, 2016), montre un exemple.

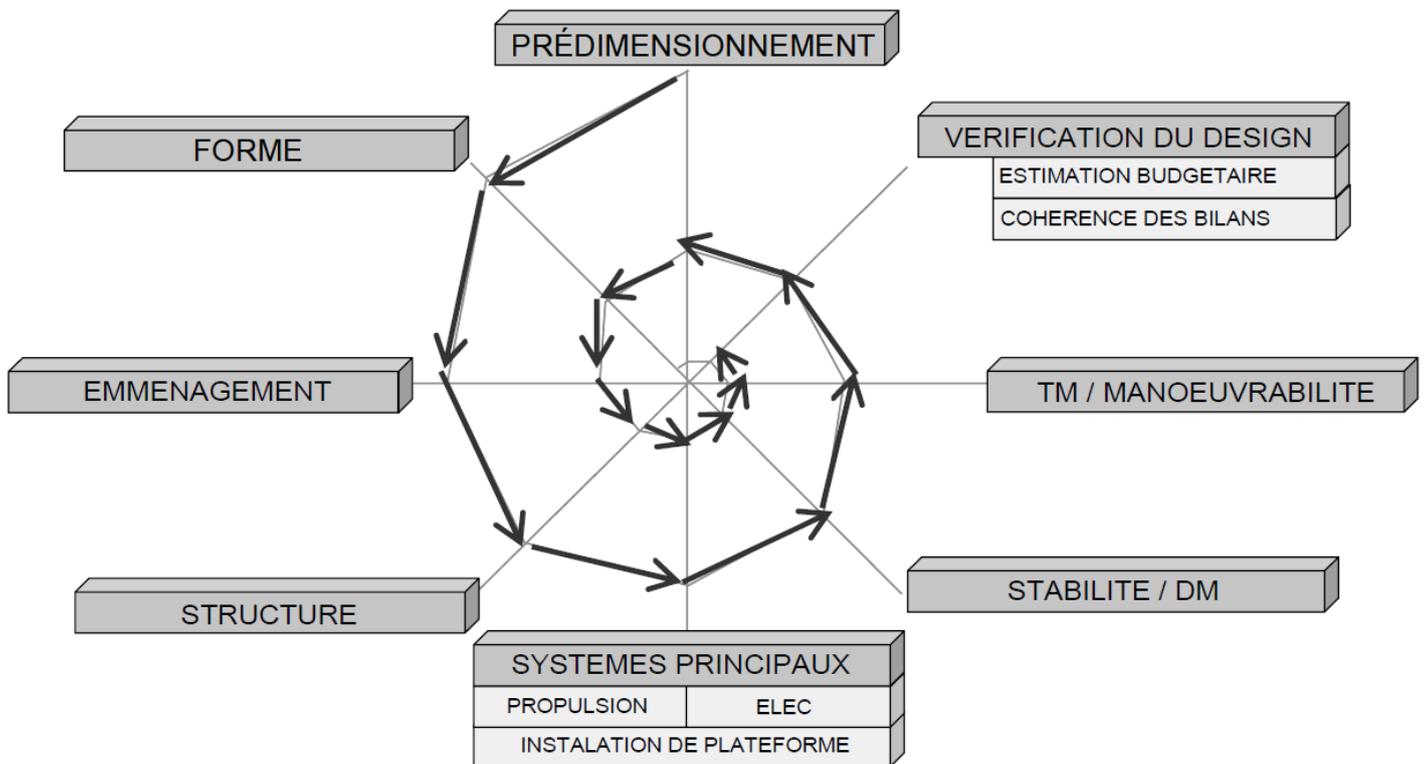


Figure 26 : exemple de boucle navire utilisée dans le processus de conception

Dans ce flux de conception, les hypothèses initiales permettent de définir les caractéristiques des systèmes principaux, les uns après les autres. Or ces systèmes vont avoir une influence les uns sur les autres. Une fois qu'ils sont présélectionnés, il faut recommencer la boucle navire autant de fois que nécessaire jusqu'à ce que le cahier des charges soit totalement respecté. Cette approche fonctionne, mais elle est longue et fastidieuse à mettre en place. Elle nécessite une très bonne communication de la part de l'équipe projet puisque les étapes sont séquentielles et très dépendantes les unes des autres. De plus, si une des hypothèses initiales vient à changer au cours du projet, c'est toute ou partie de la boucle qui est à réinitialiser.

L'approche holistique, appliquée à la conception nautique, est une évolution de cette boucle navire. Elle consiste à créer des liens automatisés entre les sous-systèmes afin de ne parcourir la boucle qu'une seule fois, et ce de façon synchronisée. De plus, ces liens facilitent l'optimisation d'un maximum de paramètres. Ils font gagner un temps considérable et améliorent la fiabilité de conception. Cette approche est de plus en plus utilisée, pour des questions d'efficacité et de gain de temps (Nagel, 2016 ; Ponzini et al, 2020).

Dans cette partie, deux approches complémentaires, appliquées à la gamme CNC, vont être présentées :

- La première est issue d'un modèle pseudo-empirique qui a été intégralement conçu dans le cadre de ce travail de thèse. Sa force vient surtout du fait qu'il est capable de traiter un grand nombre de cas très rapidement avec une puissance de calcul limitée. Etant développée in-tramuros, son utilisation est totalement maîtrisée. Le modèle peut être amélioré et complété à l'infini en fonction des besoins.
- La seconde consiste à utiliser un logiciel de Mécanique des fluides numérique, ou CFD (« Computational Fluid Dynamics »), pour créer un flux de conception visant à optimiser une forme de carène en réponse à un cahier des charges précis. Cette partie sera abordée de façon succincte car elle est déjà utilisée par certains fournisseurs de logiciel CFD et certains chantiers navals.

II.2. ÉVALUATION RAPIDE DE CARENE

La conception de coque planante nécessite une phase préliminaire, parfois longue, de mise au point afin que le bateau conçu concorde avec son cahier des charges.

Une théorie très utilisée par les chantiers navals a été développée par Savitsky (**Savitsky, 1964**) pour les coques planantes prismatiques. Les équations de Savitsky utilisent les caractéristiques géométriques et hydrodynamiques de la coque (surface mouillée, trainée hydrodynamique, portance hydrodynamique, position du centre de pression, ...). Cela afin de déterminer les paramètres d'équilibre dynamique du navire (assiette, tirant d'eau, résistance, ...), en fonction de paramètres tels que la masse, la position longitudinale du centre de gravité (LCG), les angle de carène (*deadrise angle*), la vitesse...

Le modèle de Savitsky a été amélioré par différents travaux, qui ne remettent pas en cause le modèle dans son ensemble. On peut notamment citer les travaux suivants :

- (**Blount, Fox, 1976**) ont entre autres choses créé un coefficient de correction paramétrique pour le calcul de la trainée à bases vitesses (hump-speed)
- (**Angeli, 1973**) et (**Celano, 1998**) ont travaillé sur des relations empiriques permettant une évaluation du risque de marsouinage.
- (**Savitsky et al., 2007**) ont travaillé sur prise en compte du jet d'étrave (whisker spray)
- (**Svahn, 2009**) a travaillé sur prise en compte des redans (step) de coque
- (**Sunny Verma., Shiju John, 2010**) se sont appliqués à rechercher de nouveaux coefficients correctifs expérimentaux pour les faibles vitesses.

Pour les coques planantes rapide fabriquées par le chantier Couach, deux aspects importants n'étaient pas ou mal pris en compte dans la procédure de Savitsky :

- la trainée aérodynamique, qui prend de l'importance à haute vitesse.
- le calcul de la trainée à faible vitesse.

Un travail d'évolution a été initié et peut être résumé en 3 points principaux :

- prise en compte de l'aérodynamique
- définition empirique d'un coefficient de correction à partir de mesures réalisées sur une série de 35 bateaux identiques et des apports bibliographiques
- élaboration d'un outil de calcul automatisé permettant de traiter toutes les configurations d'étude (géométrie de la coque, chargement, vitesse).

Un outil, le PPT (Power Prediction Tool), a été développé avec l'objectif de gagner du temps sur la phase de prédiction de performances. Il permet de comparer rapidement des coques différentes avec des cas de chargement variables. Une comparaison de puissance moteur absorbée de 35 navires issus d'une même série est détaillée en partie **II.2.d Étude comparative** afin d'en tester sa précision. Les techniques de construction sont à l'origine de faibles différences de poids et de position de centre

de gravité pour cette série ; (voir **ANNEXE 1 : Intervalle de variations des données d'entrée du PPT**).

Avec la même puissance de calcul, obtenir la trainée d'un navire avec le PPT est environ trois mille fois plus rapide qu'en utilisant un logiciel CFD. En effet, pour réaliser un calcul de trainée pour soixante pas de vitesse avec le PPT il faut environ 30 minutes (dont plus de 28 minutes de temps humain). Pour réaliser un calcul CFD afin d'obtenir une seule valeur de trainée, il faut environ 24 heures (dont environ 5 heures de temps humain).

Cet avantage fait du PPT un outil de prédimensionnement très efficace. Il peut être également utilisé afin de réduire le temps de convergence des calculs CFD. En effet, certains résultats fournis par le PPT comme l'angle d'assiette et le tirant d'eau peuvent avantageusement être utilisés lors de la mise en données du calcul CFD. Cela permet de placer le bateau proche de sa position d'équilibre réduisant ainsi le temps de calcul.

Cependant, le PPT n'a pas la prétention de remplacer un logiciel de CFD. Il faut plutôt le voir comme un outil préliminaire donnant des réponses et des orientations rapides vers certaines formes de carènes. Cela permet de réduire le nombre de cas à traiter avec le logiciel de CFD, qui peut donc être consacré pleinement à la validation et à l'optimisation de la carène en définition.

Le PPT est essentiellement basé sur la théorie de Savitsky, (**Savitsky, 1964**). La méthode de Savitsky est encore actuellement très utilisée en conception (Schachter et al, 2016). Cependant des modifications ont été apportées afin d'améliorer la précision à basses vitesses. L'aérodynamique du bateau est également traitée d'une façon détaillée. Ces modifications ont été validées avec des données issues de navires existants et d'essais en bassin de carène.

Pour résumer les objectifs du PPT sont :

- sa crédibilité
- sa simplicité d'utilisation
- sa capacité à fournir des résultats rapidement
- sa capacité à trier rapidement différentes formes de carène
- sa capacité à réduire le temps de convergence des calculs CFD

Avant de comparer les résultats du PPT avec des mesures réalisées in-situ, ses étapes constitutives vont être détaillées.

II.2.a Description du « Power Prediction Tool »

L’outil PPT est codé à partir de l’interface VBA (Visual Basic for Applications) d’Excel. Le fait d’utiliser Excel et son interface de programmation permet de construire un outil facile d’utilisation car l’interface graphique est composée de simples feuilles Excel.

Afin de décrire le programme, le Tableau 6 montre une copie d’écran de toutes les entrées de l’outil. Les paramètres dans la section « Hull » servent à renseigner les informations nécessaires pour calculer la résistance hydrodynamique, du bateau considéré, à l’aide de la procédure développée par Daniel Savitsky (**Savitsky, 1964**). Concernant ses restrictions, Daniel Savitsky lui-même affirme : “*the foregoing procedures are carried out for the entire speed range of interest (with the restriction that $C_v \geq 1,0$)*”. C_v est appelé le coefficient de vitesse (speed coefficient), avec $C_v = \frac{v}{\sqrt{gB}}$ avec B la largeur de la surface planante. D’autres limitations ont été formulées par (**Ekman et al, 2016**) à la page 8 section “*Limitations and assumptions*”¹¹.

Hull	Length of Waterline	L _{WL}	13,92	m	
	Beam (at waterline)	B	3,50	m	
	VCG	VCG	1,31	m	
	Displacement	Δ	24276	kg	
	Deadrise @ Transom	β _T	19,00	°	
	Deadrise @ Amidships	β _x	23,00	°	
	Angle of Thrust Line	ε	0,00	°	
	LCG	f	0,63	m	
Step	Step 1	number of steps	nb	0	
		Distance from Transom to step 1	d1	2,50	m
		angle du step1 par rapport à l'horizon	τ2	2,00	°
		Deadrise before step 1	β1	11,00	°
		First step height	H1	0,05	m
	Step 2	beam at step 1 (at waterline)	B1	2,00	m
		angle between the keel in front, and keel behind step1	φ1	0,00	°
		Distance from Transom to step 2	d2	4,00	m
		angle du step2 par rapport à l'horizon	τ2	3,00	°
		Deadrise before step 2	β2	24,00	°
Site	water	temperature	Tw	18,00	°C
		salinity	Sal	35,00	g.L-1
	air	temperature	Ta	20,00	°C
		global	g_Sl	9,81	m/s ²
	Engine + propulsion	Propulsion type			
		Engines			
		Rated Power	1192		KW
		number of engines	2		
		Fuel Capacity	3500		L
	Optimisation	mechanical losses	5		%
initial displacement		5 000		kg	
step		200		kg	
inialial LCG		2,0		m	
speed	V (studied speed)				
	[kn]				
	5				
	6				
	7				
	8				
	9				
aero	Length Overall	LOA	15,38	m	
	Maximum Beam	B _{max}	3,60	m	
	Moulded Depth of Hull	Z	2,15	m	
	Height of House	H _{SS}	1,84	m	
	Breadth of House	B _{SS}	2,31	m	
aero drag coefficient	distance between bow and house	DBH	4,20	m	
	Cx	0,80			

Tableau 6 : copie d’écran des paramètres d’entrées du PPT

Pour le bateau pris en exemple C_v est supérieur à 1 pour des vitesses supérieures à 12 nœuds.

Les équations de Savitsky peuvent être implémentées à partir de (**Savitsky, 1964**) mais aussi en utilisant le travail de Svahn (**Svahn, 2009**).

¹¹ Voir **ANNEXE 2 : Procédure de Daniel Savitsky, limites et hypothèses selon Ekman et al, 2016**

Afin de mieux comprendre comment PPT fonctionne, la procédure de Savitsky et la manière dont elle est implémentée sont décrites ci-dessous.

Avant de commencer à calculer les différents paramètres, il est important de comprendre que cette méthode est totalement automatisable à condition d'utiliser une boucle calculant automatiquement l'assiette du navire. Pour cela, il est nécessaire de calculer ce que Svahn appelle le "pitching moment", équation 35 dans (Savitsky, 1964) et 2.29 dans (Svahn, 2009) :

$$M_{\text{tot}} = mg \left[\frac{c}{\cos(\tau)} (1 - \sin(\tau) \sin((\tau + \epsilon)) - f \sin(\tau)) \right] + Df(a - f)$$

Si le M_{tot} est négatif alors toute la boucle doit être recommencée avec une valeur d'assiette plus grande et si M_{tot} est positif avec une valeur d'assiette plus petite.

Les trois premiers paramètres ne dépendent pas de l'assiette du navire et peuvent donc être calculés à l'extérieur de la boucle principale.

1) Nombre de Froude relatif à la largeur du navire $C_v = \frac{V}{\sqrt{gB}}$

2) Coefficient de portance relatif à « l'angle de coque » β , $C_{L\beta} = \frac{mg}{0,5 V^2 B^2 \rho}$

3) Coefficient de portance relatif à un angle de coque nul $C_{L\beta} = C_{L0} - 0,0065 \beta C_{L0}^{0,6}$
(l'algorithme de Newton-Raphson permet de calculer C_{L0} de manière efficace)

Début de la boucle

4) Ratio de surface mouillée moyenne $C_{L0} = \tau^{1,1} \left(0,012 \lambda^{0,5} - \frac{0,0055 \lambda^{2,5}}{C_v^2} \right)$; (l'algorithme de Newton-Raphson permet de calculer C_{L0} de manière efficace)

5) Vitesse moyenne sur la surface planante $V_m = V \left(1 - \frac{0,012 \lambda^{0,5} \tau^{1,1} - 0,0065 \beta (0,012 \lambda^{0,5} \tau^{1,1})^{0,6}}{\lambda \cos \tau} \right)^{0,5}$

6) Nombre de Reynolds moyen $Re_m = V_m \lambda \frac{B}{\nu}$

7) Coefficient de friction turbulent $C_f = \frac{0,075}{(\log_{10}(Re_m) - 2)^2}$ (ITTC-57 Model-Ship Correlation

Line)

8) Surface mouillée $A_w = \frac{\lambda B^2}{\cos(\beta)}$

9) Trainée de friction $D_f = \frac{1}{2} \frac{\rho V_m^2 \lambda B^2}{\cos(\beta)} (C_f + \Delta C_f)$ avec $\Delta C_f = 0,0004$

$$10) \text{ Trainée hydrodynamique totale } D = mg \tan(\tau) + \frac{D_f}{\cos \tau}$$

$$11) \text{ Distance entre le centre de pression et le tableau arrière } C_p = 0,75 - \frac{1}{\frac{5,21 C_v^2}{\lambda^2} + 2,39}$$

$$12) \text{ Distance entre N et CG (normale à N), } c = LCG - C_p \lambda B$$

$$13) \text{ Distance entre } D_f \text{ et CG (normale à } D_f), a = VCG - \frac{B}{4} \tan(\beta)$$

$$14) \text{ Longueur de quille mouillée } L_k = \lambda B + \frac{B \tan(\beta)}{2 \Pi \tan \tau}$$

$$15) \text{ Tirant d'eau } d = L_k \sin(\tau)$$

$$16) \text{ "Pitching moment" } M_{\text{tot}} = mg \left[\frac{c}{\cos(\tau)} (1 - \sin(\tau) \sin((\tau + \varepsilon))) - f \sin(\tau) \right] + D_f (a - f)$$

Fin de la boucle

Afin de gagner en temps de calcul, il est intéressant de remplacer une unique boucle « tant que » par une succession de boucle « pour » avec condition de sortie. La condition de sortie de la boucle étant l'inversion du signe du « *pitching moment* ».

Par exemple, en considérant que la valeur cible de l'assiette à trouver est de 5.45° avec une précision souhaitée de 0.01° et une valeur initiale de 0° . Une boucle « tant que » aura besoin de 546 opérations pour obtenir la valeur de l'assiette avec la précision demandée. Une succession de boucle « pour » demande 20 opérations pour arriver au même résultat. Cette méthode est d'autant plus efficace que le niveau précision requis est élevé et que la valeur cible est éloignée de la valeur initiale.

En plus du calcul de la trainée hydrodynamique, le PPT permet de calculer ce qu'Angeli appelle le "Critical trim" dans (Angeli, 1973), il est calculé par deux approches :

→ équation 14 dans (Angeli, 1973):

$$\tau_c^{4/3} = \frac{\left(106 + 85 \frac{B_T}{B_X}\right) \left(1 + 0,2 \frac{\beta_6 - \beta_{10}}{\beta_6}\right) \left(\frac{Y}{X}\right)^{0,75}}{F_V^2 Y^2 f}$$

→ équation proposée par Lewandowski dans la section discussion dans (Celano, 1998):

$$\tau_c = -1,87 + 12,54 \sqrt{\frac{C_L}{2}} + 80,87 \frac{C_L}{2} + 0,193\beta - 0,0017\beta^2 - 0,3125\beta \sqrt{\frac{C_L}{2}}$$

Une valeur de l'assiette supérieure ou égale à l'assiette critique souligne un risque de marsouinage élevé à la vitesse considérée. Deux équations sont utilisées afin d'être conservatif. A chaque vitesse étudiée la plus petite valeur des deux équations est considérée comme étant l'assiette critique.

La trainée aérodynamique doit être calculée en parallèle du calcul de la trainée hydrodynamique. Pour cela, les données d'entrées sont situées dans la section « aero » du Tableau 6. Ce calcul doit être effectué juste avant de calculer le “*pitching moment*”. En effet, la force générée par la trainée aérodynamique modifie l'équilibre du bateau. Afin de prendre en compte cette modification l'équation 35 de Savitsky a été modifiée.

La relation générale pour calculer la trainée aérodynamique (D_{aero}) d'un solide est la suivante :

$$D_{aero} = \frac{1}{2} \rho_{air} S C_x v^2$$

avec S la surface frontale du solide (voir appendice 1 de (Savitsky, D., DeLorme, M., Datla, R., 2007)).

Cependant les navires ont une spécificité, la surface frontale dépend de la vitesse. En effet, quand le bateau prend de la vitesse la portance hydrodynamique augmente et cela a pour effet de modifier l'assiette et le tirant d'eau du bateau.

En simplifiant un bateau comme sur la **Figure 27** (coque parallélépipédique, timonerie rectangulaire et pont parallèle à la quille¹²) la surface frontale du bateau (S_{boat}) est égale à :

$$S_{boat} = S_{house} + S_{hull}$$

Or :
$$S_{house} = B_{ss} \times H_{house}$$

Avec $H_{house} = \cos(\tau) (H_{ss} - DBH \tan(\tau))$ (attention H_{house} peut-être négatif ce qui conduirait à une surface négative il faut donc penser à le limiter en valeur basse à 0)

Et :
$$S_{hull} = B_{max} \times H_{coque}$$

$$H_{coque} = L_{hull} \sin(\tau) + z_h \cos(\tau) - D$$

Finalement on obtient:

$$D_{aero} = \frac{1}{2} \rho_{air} C_x v^2 (B_{ss}(\cos(\tau) (H_{ss} - DBH \tan(\tau))) + B_{max}(L_{hull} \sin(\tau) + z_h \cos(\tau) - D)) \quad \mathbf{13}$$

¹² Si le pont forme un angle τ_1 avec la quille, l'angle τ dans le calcul de S_{house} doit être remplacé par $\tau_1 + \tau$. τ_1 est positif quand il est opposé à la direction du vecteur g .

¹³ On fait ici l'approximation que la timonerie et la coque on le même C_x .

Afin d'injecter cette force dans l'équation du "pitching moment", il est nécessaire de calculer C_{pCG} . Pour commencer il faut connaître la coordonnée z de C_{paero} (z_{Cpaero}). Comme l'expression de D_{aero} le montre, la trainée aérodynamique est proportionnelle à la surface frontale du bateau et son expression peut être scindée en deux, la trainée aérodynamique générée par la coque et celle générée par la timonerie. On peut donc faire l'approximation que C_{paero} est le barycentre des centres de pression aérodynamique de la coque et de la timonerie. Soit $z_{cpaerocoque}$ et $z_{cpaerohouse}$ respectivement le centre de pression aérodynamique de la coque et de la timonerie.

On obtient :

$$z_{Cpaero} = \frac{1}{S_{house} + S_{hull}} [S_{hull} z_{cpaerocoque} + S_{house} z_{cpaerohouse}]$$

En faisant l'hypothèse que la coque et la timonerie ont une forme homogène :

$$z_{cpaerocoque} = \frac{1}{2} H_{coque}$$

$$z_{cpaerohouse} = \frac{1}{2} H_{house}$$

Ainsi :

$$z_{Cpaero} = \frac{1}{S_{house} + S_{hull}} \left[\left(\frac{1}{2} S_{hull} H_{coque} \right) + S_{house} \left(H_{coque} + \frac{1}{2} H_{house} \right) \right]$$

Finalement on obtient :

$$C_{pCG} = \cos(\tau) (VCG - (L_k - LCG) \tan(\tau)) - z_{Cpaero}$$

$$C_{pCG} = \cos(\tau) (VCG - (L_k - LCG) \tan(\tau)) - \frac{1}{S_{house} + S_{hull}} \left[\left(\frac{1}{2} S_{hull} H_{coque} \right) + S_{house} \left(H_{coque} + \frac{1}{2} H_{house} \right) \right]$$

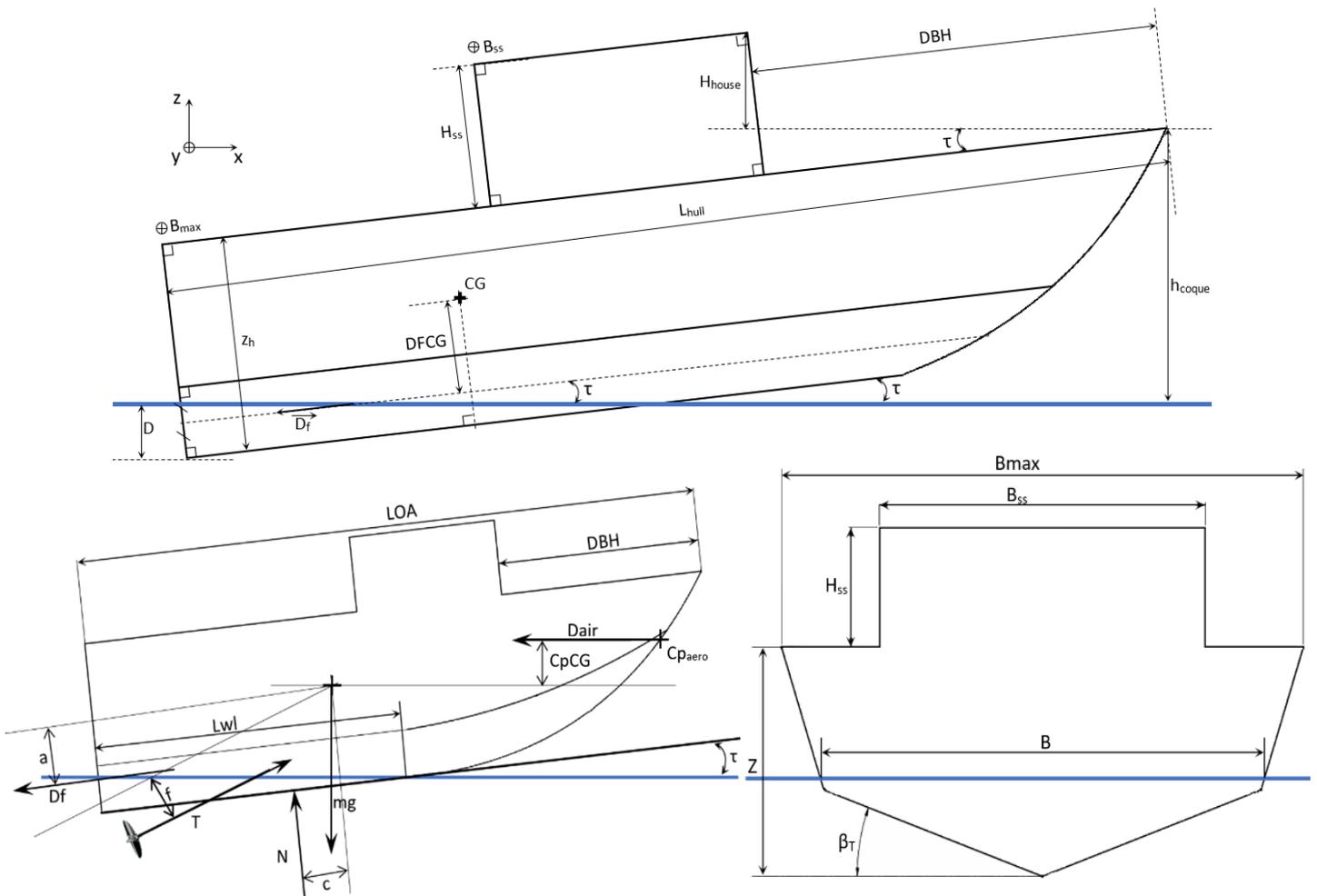


Figure 27 : schéma simplifié d'un bateau avec les différentes forces et les données d'entrées

Une fois que C_{pCG} est connue, l'équation 35 de Savitsky (Savitsky, 1964) peut être modifiée pour devenir :

$$M_{tot} = mg \left[\frac{c}{\cos(\tau)} (1 - \sin(\tau) \sin((\tau + \varepsilon)) - f \sin(\tau)) \right] + D_f (a - f) + D_{aero} \times C_{pCG}$$

Le choix du C_x est important et délicat. En effet, idéalement pour choisir sa valeur il faudrait faire un essai en soufflerie ou un calcul CFD. Ici aucun de ces deux tests n'a pu être réalisé mais d'après (**Dumortier et al, 2019**) 1,1 semble être la valeur la plus correcte.

Pour rappel le C_x d'une plaque plate vaut 1 et pour une voiture il est souvent situé entre 0.3 et 0.4. Une valeur aussi importante pour ce bateau s'explique principalement par deux facteurs :

La forme du bateau est beaucoup moins aérodynamique que celle d'une voiture.

Les mats, antennes, radars, supports divers etc... ne sont pas pris en compte dans le calcul de la surface frontale du navire ce qui augmente artificiellement le C_x du bateau.

Les paramètres de la section « Step » servent à implémenter la méthode “*Savitsky's Method used behind the Step*” développée par Svahn dans (**Svahn, 2009**). Cette partie de l'outil n'a pas encore été testée car même si un projet de coque à Step est à l'étude chez CNC, à ce jour aucune coque motorisée n'est disponible pour faire des tests.

Les paramètres de la section « Site » servent à calculer certains paramètres physico-chimiques de l'air et de l'eau (densité et viscosité notamment), mais aussi à donner une valeur classique du de-rating moteur.

La section « Engine + propulsion » permet :

- de sélectionner un système de propulsion pour le navire étudié (hélice, hydrojet, hélice de surface...) pour calculer son OPC
- de sélectionner un moteur afin d'obtenir des valeurs approchées de sa consommation de carburant (consommation à puissance nominale)¹⁴.
- de prendre en considération les pertes mécaniques.

Pour calculer l'OPC d'un jet donné, son fabricant doit fournir les courbes de prédictions de poussée du jet voir **Figure 28**. Sur ce graphique, chaque courbe noire fournit la poussée de l'hydrojet en fonction de la vitesse du bateau et de la puissance absorbée par l'hydrojet. La courbe en pointillés verts représente la limite de la zone de cavitation

Afin de l'utiliser graphiquement, il est nécessaire de lui adjoindre la courbe de trainée du navire (trainée du bateau en fonction de sa vitesse). Chaque fois que la courbe de trainée coupe une courbe d'iso-puissance de l'hydrojet cela donne la puissance absorbée par l'hydrojet (sans prendre en compte les pertes mécaniques, le de-rating moteur etc...). La vitesse qui correspond à l'intersection de l'iso-puissance la plus haute avec la trainée du navire donne la vitesse théorique maximale du bateau.

¹⁴ Le calcul de la consommation moteur est détaillé dans la partie **IV.2.b.i Moteur**

Ce graphique permet également de voir immédiatement la marge par rapport à la zone de cavitation.

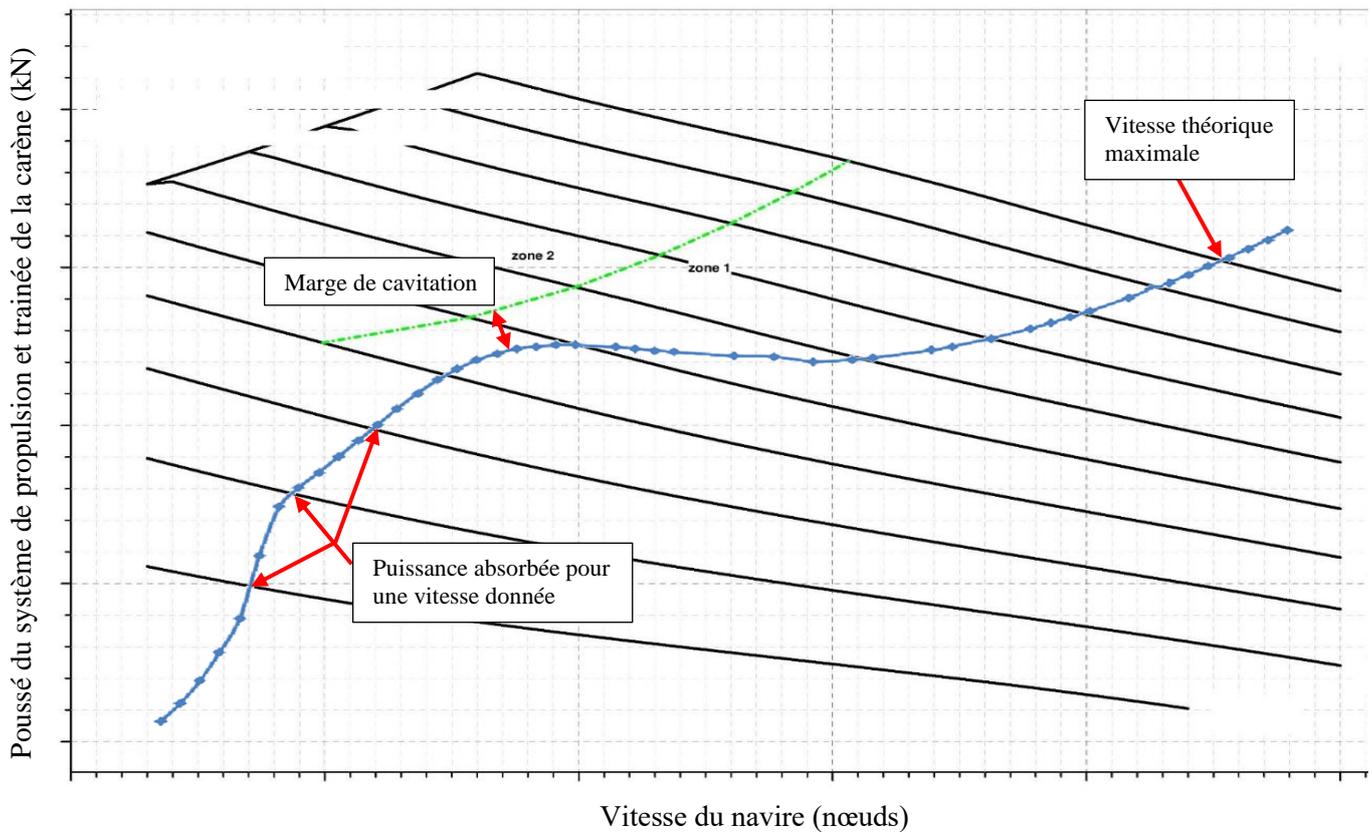


Figure 28 : exemple de courbes de poussée fournies par un fabricant d'hydrojet

Pour utiliser ce graphique de façon automatisée dans un code informatique, il faut calculer la valeur de l'OPC pour chaque pas de vitesse avec la relation suivante

$$OPC = \frac{T \cdot v}{P_{jet}}$$

Cette relation transforme les courbes de poussée en fonction de la vitesse en courbe d'OPC en fonction de la vitesse (toujours à puissance constante absorbée). Ensuite, la comparaison de la poussée nécessaire avec celle issue des différentes courbes permet, par interpolation, de choisir la bonne valeur d'OPC (un graphe comme celui de la **Figure 28** va donner dix valeurs d'OPC pour chaque vitesse). Plus il y a de courbes d'iso-puissance disponibles, plus cette méthode sera précise.

La capacité de carburant permet de connaître l'endurance et l'autonomie du navire (à partir du calcul de consommation de la motorisation).

Les pertes mécaniques permettent de calculer $OPC' = OPC * \eta_{méca}^{15}$ qui conduit au calcul de la puissance nécessaire pour une vitesse donnée :

¹⁵ Pour le reste de l'étude $\eta_{méca}$ sera pris égal à 95%

$$P_{\text{calculé}} = \frac{v * Rt}{OPC'}$$

Enfin la section “speed” permet de renseigner toutes les vitesses à étudier (plus le nombre de vitesses à étudier est important plus le temps de calcul sera long).

Cette présentation rapide du PPT aide à comprendre comment les calculs sont réalisés. La section suivante présente la modification apportée à la théorie de Savitsky pour adapter l’outil aux faibles vitesses.

II.2.b Modification de la théorie de Savitsky pour les faibles vitesses

D'après les limitations de la théorie de Savitsky, le PPT a été modifié pour des vitesses inférieures à $C_v = 0.9$. Pour que le modèle reste simple, la résistance a été exprimée sous la forme : $R_t(v) = k \times V^b$ avec k constant.

Quand C_v est inférieur à 0.9 le bateau étudié est considéré comme étant en mode déplacement. Il est courant que pour des navires planants de moins de 30m le rapport $\frac{LWL}{BWL}$ évolue autour de 4 (Hussein Rammal, 2011). Dans ce cas, il est facile de démontrer que $C_v = 2F_n$. Ainsi lorsque $C_v < 0.9$, $F_n < 0.45$. Pendant cette phase, la résistance de vague croît jusqu'à dépasser la résistance de friction et atteint son maximum pour des F_n proche de 0.45.

La courbe donnant la trainée en fonction de la vitesse semble alors suivre une courbe polynomiale ((Dumortier et al, 2019), (Sunny Verma., Shiju John, 2010), (Olivieri et al, 2001)). La Figure 29 ci-dessous illustre bien cette observation. La courbe R_t (en bleu) donne la trainée mesurée expérimentale pour le Insean 2340 (Olivieri et al, 2001) et la courbe R_t modif (en rouge) suit la relation :

$$R_t(v) = \frac{R_{tmax}}{V_{max}^{3.5}} \times V^{3.5}$$
 avec $R_t(v)$ la trainée mesurée à la vitesse V , R_{tmax} la trainée maximale mesurée à la vitesse V_{max} qui est la vitesse maximale mesurée pendant le test (3.371 m.s^{-1}).

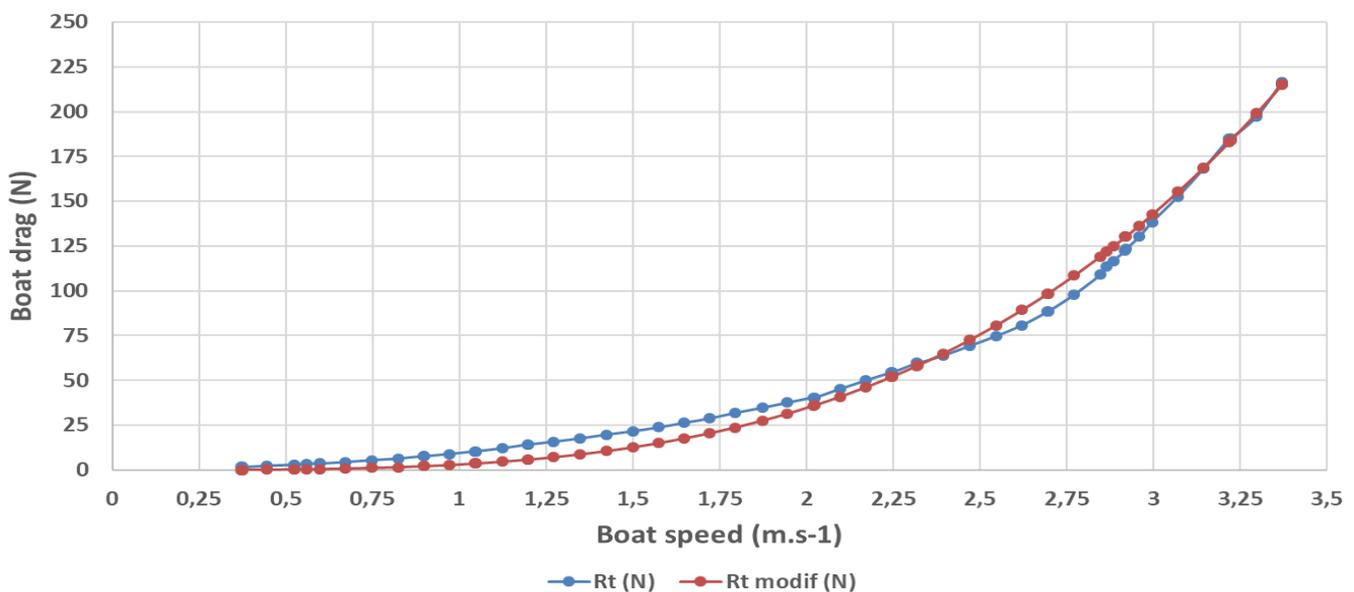


Figure 29 : comparaison entre une courbe polynomiale et la trainée réelle du modèle de l'Insean 2340.

Après avoir lu la publication de (Sunny Verma., Shiju John, 2010) il apparaît que le 1650 HSI n'est pas le seul bateau planant pour lequel la trainée prédite par la procédure de Savitsky est égale à la trainée mesurée pour un C_v valant approximativement 0,9 (10,25 nœuds pour le 1650 HSI)

Ainsi deux valeurs de la courbe sont connues. La trainée du navire à vitesse nulle est évidemment nulle et pour $C_v = 0.9$ la trainée peut être prise égale à la trainée obtenue avec la méthode de Savitsky.

Soit $R_{t0.9}$, $R_t(v)$ et $V_{0.9}$ respectivement la trainée calculée à $C_v = 0.9$ avec la théorie de Savitsky, la trainée calculée à la vitesse V et la vitesse pour laquelle $C_v = 0.9$. Comme la trainée pour $C_v = 0.9$ est connue on a donc :

$$k = \frac{R_{t0.9}}{V_{0.9}^b}$$

La vraie difficulté consiste à déterminer b . Malheureusement (**Sunny Verma., Shiju John, 2010**) n'ont pas donné suffisamment d'informations géométriques sur les carènes utilisées pour permettre de trouver une relation permettant de calculer b à partir de caractéristiques géométriques du navire. Ainsi, une étude paramétrique a été conduite afin de trouver le meilleur b possible. Les résultats sont présentés ci-après. Pour chacun des quatre bateaux, trois b différents ont été testés.

Sur chaque graphique sont représentés :

-La trainée mesurée : R (N)

-La trainée calculée avec la relation $R_t(v) = \frac{R_{t0.9}}{V_{0.9}^b} \times V^b$: R_{modif} (N)

-La trainée calculée avec la procédure de Savitsky : R_{savit} (N)

Pour chaque b testé sont calculés :

-La différence = $\frac{R(N) - R_{\text{modif}}(N)}{R(N)}$: difference (%)

-La différence corrigée = $\frac{R(N) - R_{\text{modif}}(N)}{R_{0.9}(N)}$ avec $R_{0.9}(N)$ la trainée mesurée à C_v

= 0.9 : corrected difference (%)

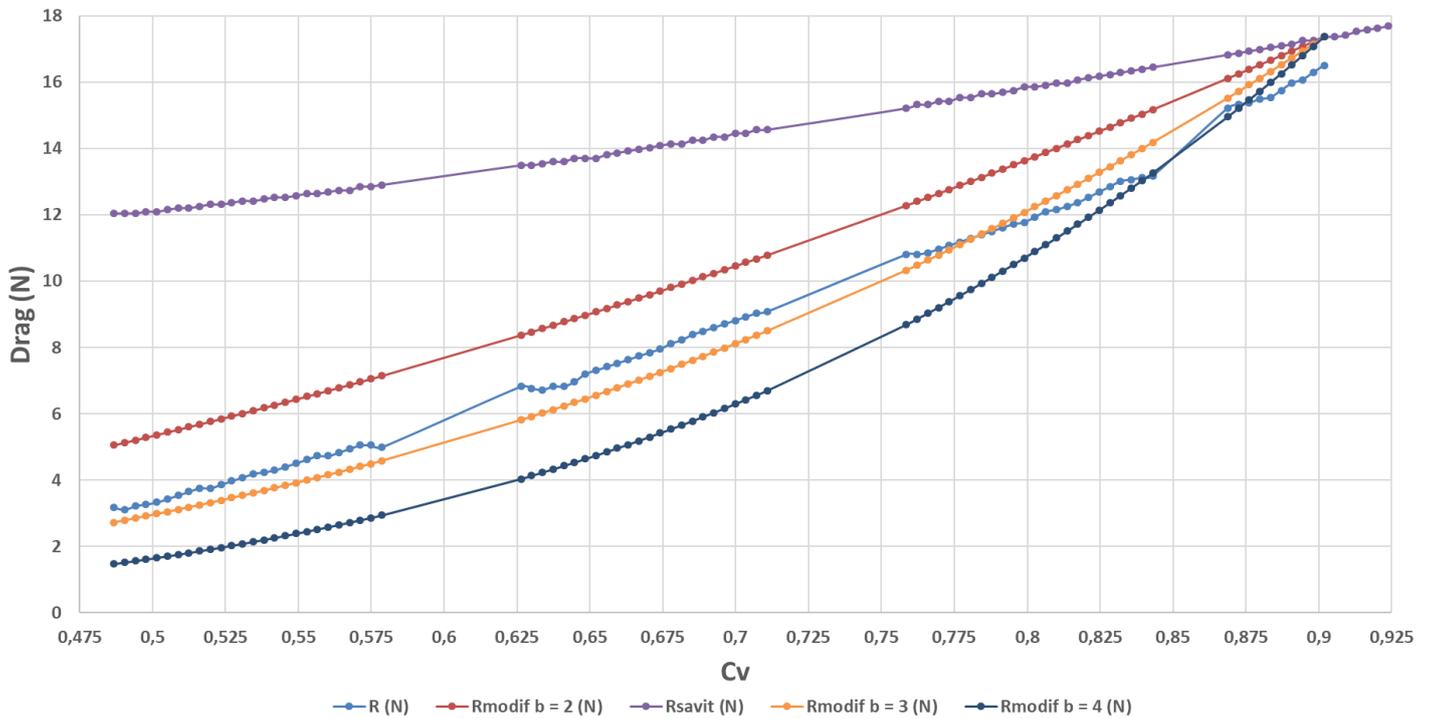


Figure 30 : $b = 2, 3$ et 4 pour le bateau numéro 1 (voir table 7 (Sunny Verma., Shiju John, 2010))

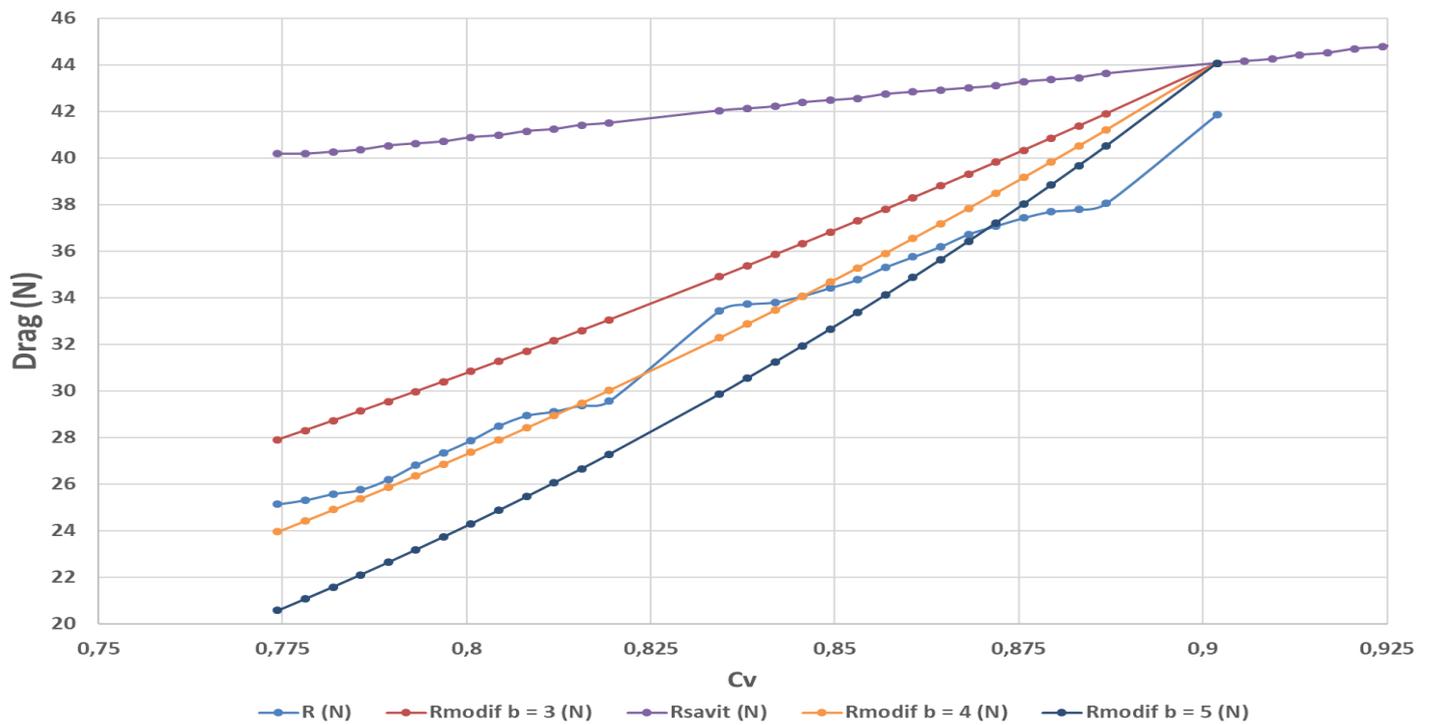


Figure 31 : $b = 3, 4$ et 5 pour le bateau numéro 2 (voir table 7 (Sunny Verma., Shiju John, 2010))

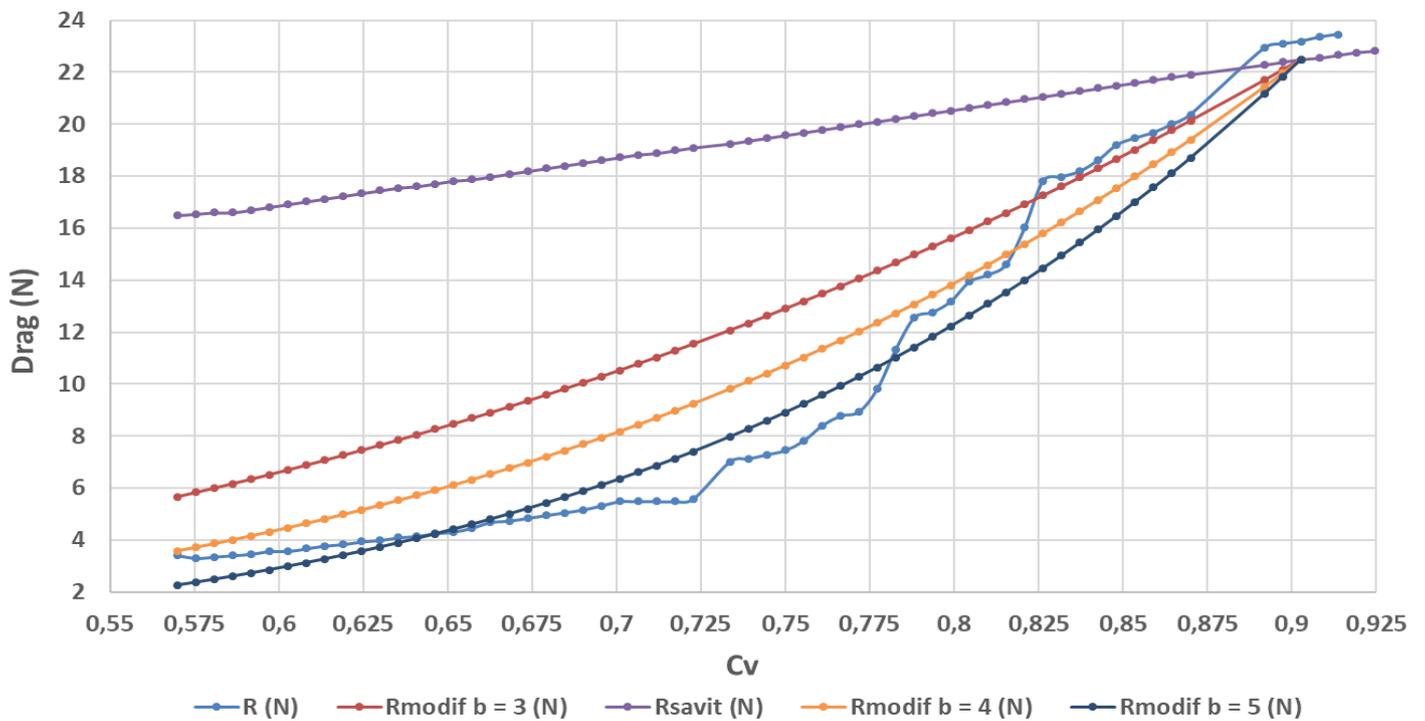


Figure 32 : b = 3, 4 et 5 pour le bateau numéro 3 (voir table 7 (Sunny Verma., Shiju John, 2010))

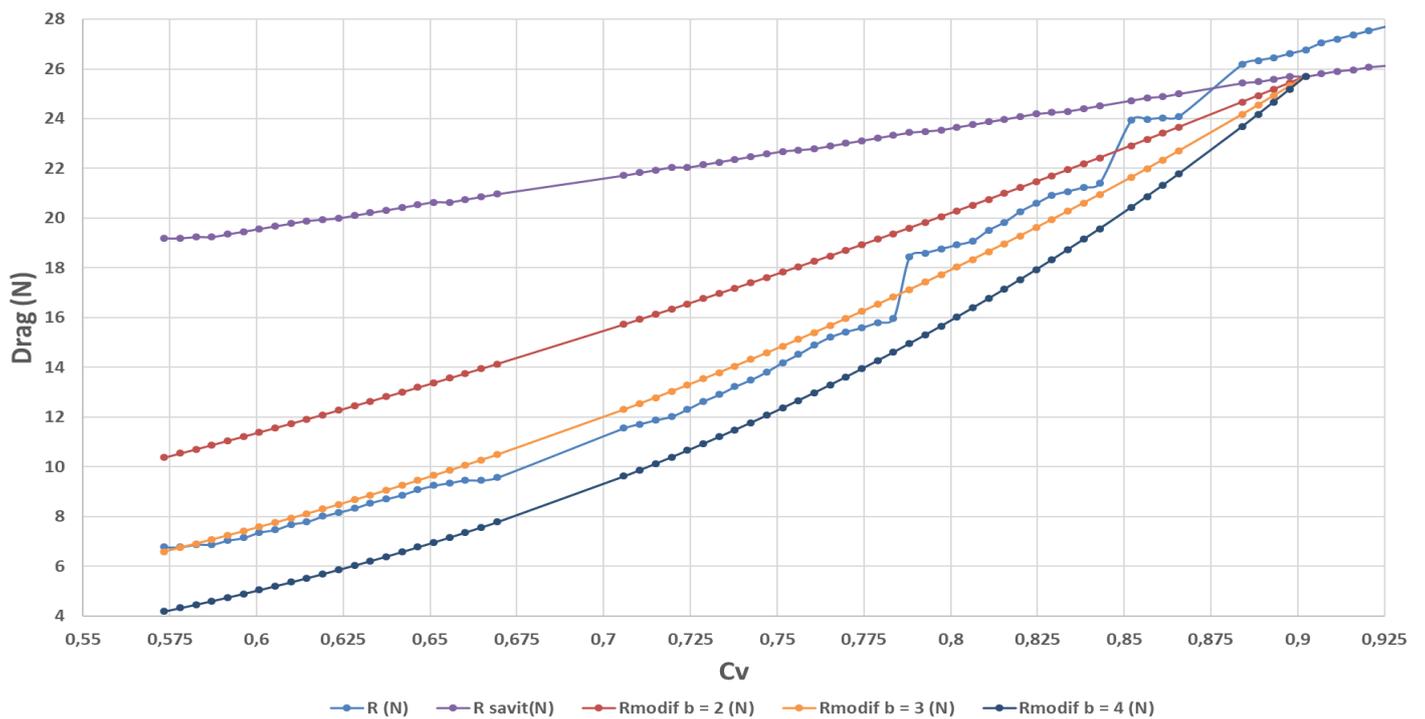


Figure 33 : b = 2, 3 et 4 pour le bateau numéro 5 (voir table 7 (Sunny Verma., Shiju John, 2010))

Le Tableau 7 récapitule le maximum, le minimum et la moyenne des deux différences pour tous les b testés.

		vessel 1			vessel 2			vessel 3			vessel 5		
		b = 2	b = 3	b = 4	b = 3	b = 4	b = 5	b = 3	b = 4	b = 5	b = 2	b = 3	b = 4
difference	Minimum	-64.7%	-7.7%	-5.2%	-13.1%	-8.3%	-6.5%	106.7%	-65.5%	-32.5%	-58.1%	-9.6%	9.5%
	Maximum	-5.2%	14.8%	53.5%	-4.3%	4.7%	18.2%	5.4%	11.3%	33.7%	16.2%	22.6%	38.1%
	Average	-26.5%	5.4%	26.6%	-9.0%	-0.6%	6.9%	-57.1%	-23.3%	1.7%	-16.7%	7.7%	25.7%
corrected difference	Minimum	-13%	-6.1%	-5.2%	-8.3%	-2.6%	-1.7%	-25.7%	-15.8%	-7.8%	-15.6%	-3.1%	6.1%
	Maximum	-5.2%	6.1%	16.9%	2.4%	4.8%	10.9%	5.3%	8.7%	14.5%	13.1%	18.2%	23%
	Average	-10.5%	1.2%	9.6%	-4.5%	1.4%	6.7%	-12.9%	-4.7%	1.7%	-3.3%	5.9%	12.9%

Tableau 7 : tableau récapitulatif de toutes les différences pour les différents b testés

En observant toutes ces courbes, une tendance générale se dégage. Augmenter b augmente la courbure de la courbe Rmodif et l'intervalle pour lequel les valeurs de Rmodif sont inférieures à celles de la trainée s'élargit. Ainsi, plus b augmente plus la trainée est approchée par valeurs inférieures. Pour les quatre bateaux étudiés, la valeur de b qui minimise la différence entre les deux courbes, sans trop sous évaluer la trainée est toujours comprise entre deux et quatre.

- En effet :
- pour le bateau 1, $2 < b < 3$
 - pour le bateau 2, $b \sim 4$
 - pour le bateau 3, $b \sim 4$
 - pour le bateau 5, $2 < b < 3$

Pour conclure cette étude sur la formule empirique $R_{tv} = \frac{R_{t0.9}}{V^{0.9^b}} \times V^b$, en première approche choisir $b=3$ est un bon compromis. Le risque de sous-évaluation est faible et la précision de la prédiction de trainée est très sensiblement accrue par rapport à la procédure de Savitsky classique.

II.2.c Bateau étudié et données utiles

La série de navire 1650 HSI a été utilisée pour comparer le PPT avec des mesures réelles (voir Figure 22 dans 1650 HSI).

Toutes les données nécessaires pour la simulation sont présentées sur le Tableau 3, le Tableau 8 et dans **ANNEXE 1 : Intervalle de variations des données d'entrée du PPT**.

Les 35 premiers bateaux ont été choisis pour comparer leurs courbes puissance/vitesse mesurées lors des tests et celles prédites par le PPT. Tous les bateaux ont été testés en conditions réelles dans le bassin d'Arcachon sur une période de 11 mois. Cette période de tests étendue a permis de couvrir un panel de conditions météo très large. Seules les vagues sont toujours restées modérées (inférieures à 20 cm).

Les données nécessaires pour le calcul peuvent être classifiées comme appartenant à deux catégories :

- les données générales, constantes pour la série de navire, (Tableau 3).
- les données spécifiques, particulières à chaque bateau de la série, (Tableau 8).

Le VCG est considéré comme étant constant car sa variation se limite à quelques centimètres. Cela a un très faible impact sur les performances du navire en termes de puissance nécessaire (voir **ANNEXE 3 : Analyse de la sensibilité du calcul de trainée à une variation de VCG pour le 1650 HSI**). C'est également le paramètre le plus difficile à mesurer lors de la mise à l'eau d'un bateau (**Bureau Veritas : Rules for the classification and the certification of Yachts**) et (**Dunworth, 2014**). La procédure de mesure du VCG de Bureau Veritas a été utilisée car la série de navire 1650 HSI est classée selon la dénomination BV :

- I ✘ HULL; Special service / Fast patrol boat; Coastal area pour la coque
- • MACH pour la salle machine.

Les données de site (température de l'air, température de l'eau et salinité) ont été approximées par des valeurs moyennes.

Pour chacun des 35 navires étudiés, des rapports d'essais ont été rédigés. Ils sont utilisés pour valider les performances de la chaîne de propulsion en conditions réelles.

Les données sont collectées tous les 200 tours moteur. Les données mesurées qui nous intéressent pour cette étude sont la puissance moteur absorbée et la vitesse du navire correspondante.

Les 35 bateaux sont équipés avec un système d'intercepteur qui est normalement utilisé pour réduire la trainée à basse vitesse. Cependant l'impact de ce système n'est pas étudié ici car lors des tests les intercepteurs n'ont pas été utilisés. La publication de (**Ekman et al, 2016**) présente deux méthodes pour calculer l'influence des systèmes tels que les intercepteurs et les flaps.

Hull	Length of Waterline	L_{WL}	13,92	m
	Beam (at waterline)	B	3,50	m
	Displacement	Δ	24276	kg
	Longitudinal position of the center of gravity (origin at boat transom)		5,35	m

Tableau 8 : exemple de données spécifiques du 1650 HSI

II.2.d Étude comparative

II.2.d.i Etude générale

La première étude consiste à superposer les courbes de puissances absorbées, en fonction de la vitesse, calculées (courbes bleue) et mesurées (courbes rouges) (**Figure 34**).

Afin d'affiner l'étude, la différence entre les points théoriques et réels a été calculée. Pour que cette différence soit représentative elle a été divisée par la puissance moteur maximale (ici 1192 kW).

On a donc

$$E = \frac{P_{\text{measured}} - P_{\text{computed}}}{P_{\text{max}}}$$

Si cette différence est positive, le PPT sous-évalue la puissance nécessaire, si elle est négative alors il la surévalue.

Les 361 valeurs obtenues ont été reportées sur la **Figure 35**. Les valeurs extrêmes (entourées en bleu sur la **Figure 35**) appartiennent à trois bateaux différents et représentent 6 valeurs sur 361 (1.66%). De plus, ces trois bateaux sont les trois premiers à avoir été testés. Ces valeurs peuvent donc être considérées comme des erreurs de mesures qui ne sont pas représentatives de la série.

D'après la **Figure 34** et la **Figure 35** la prédiction de puissance semble précise. En effet, toutes les valeurs de différences sont comprises dans l'intervalle [-13.63%; 22.3%], leur moyenne vaut 0.203% et l'écart type de la distribution est de 4.42%.

En raffinant l'approche par zone, la différence moyenne pour les vitesses inférieure à 9 nœuds est de 0.24%. Si l'on exclut les valeurs aberrantes des trois premiers bateaux, le PPT surdimensionne légèrement la puissance nécessaire pour des vitesses de plus de 58 nœuds la moyenne locale étant de -0.31%. Le PPT surdimensionne de façon plus importante la puissance nécessaire dans l'intervalle [14;24] nœuds la différence moyenne étant localement de - 2.12%.

L'histogramme **Figure 36** montre une dispersion de valeurs centrée sur 0 :

- 44,60% des valeurs sont négatives.
- 48,2% des valeurs sont incluses dans [-2% ; 2%].
- 72,58% des valeurs sont incluses dans [-4% ; 4%].
- 95,84% des valeurs sont incluses dans [-10% ; 10%].

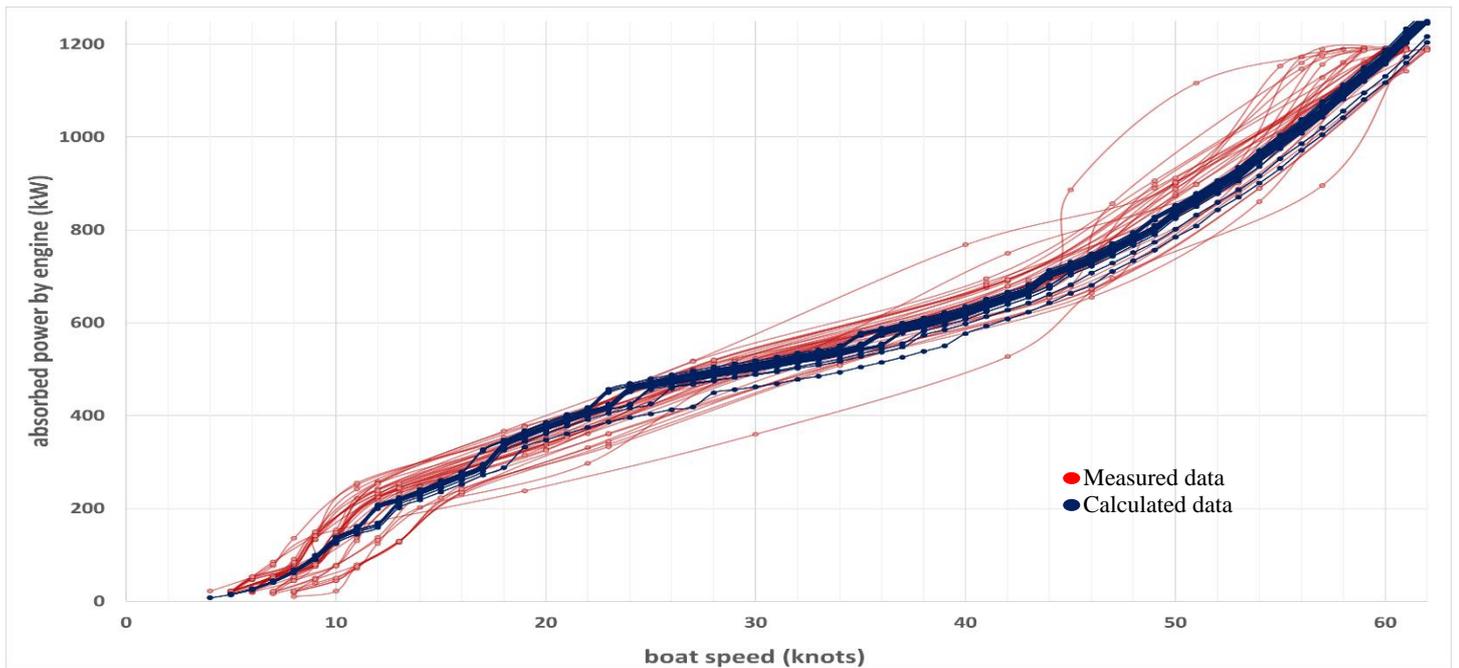


Figure 34 : superposition des courbes théoriques et expérimentales

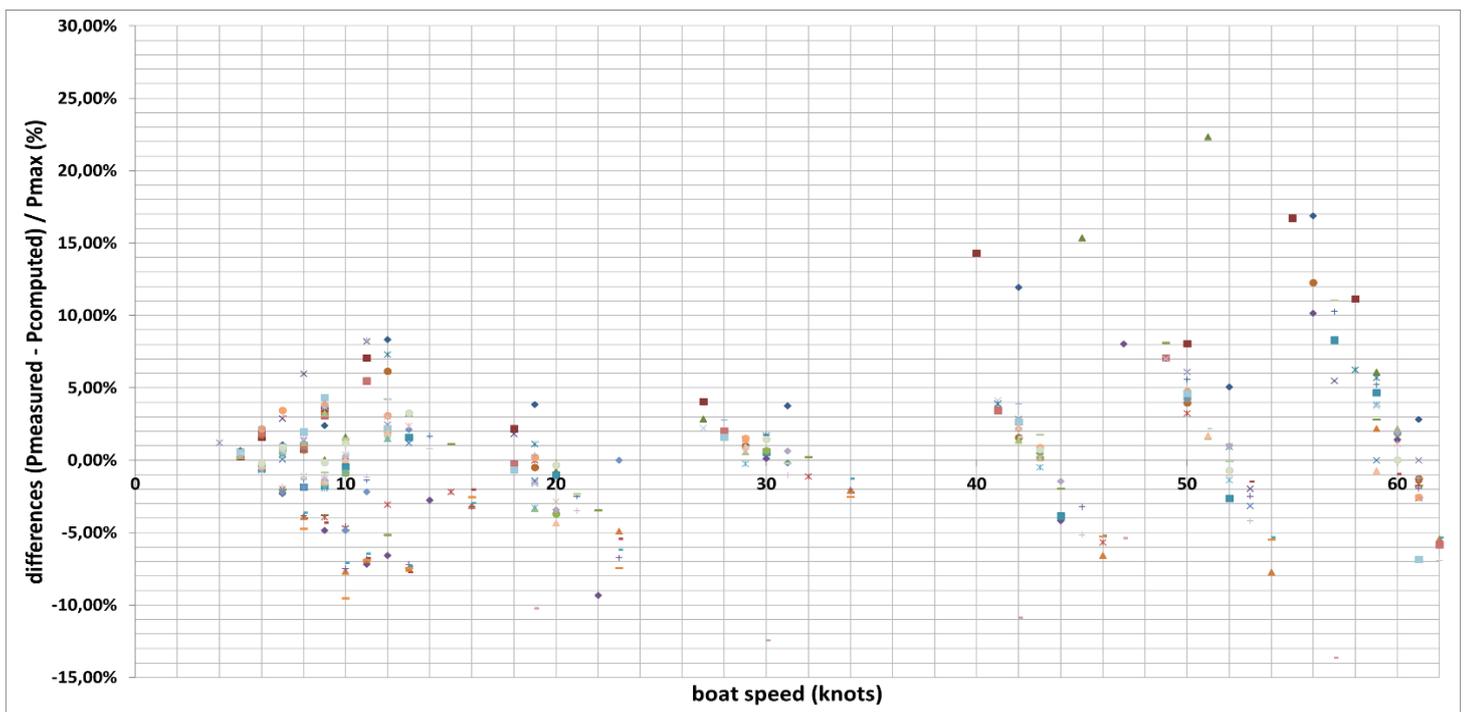


Figure 35 : E en fonction de la vitesse du navire

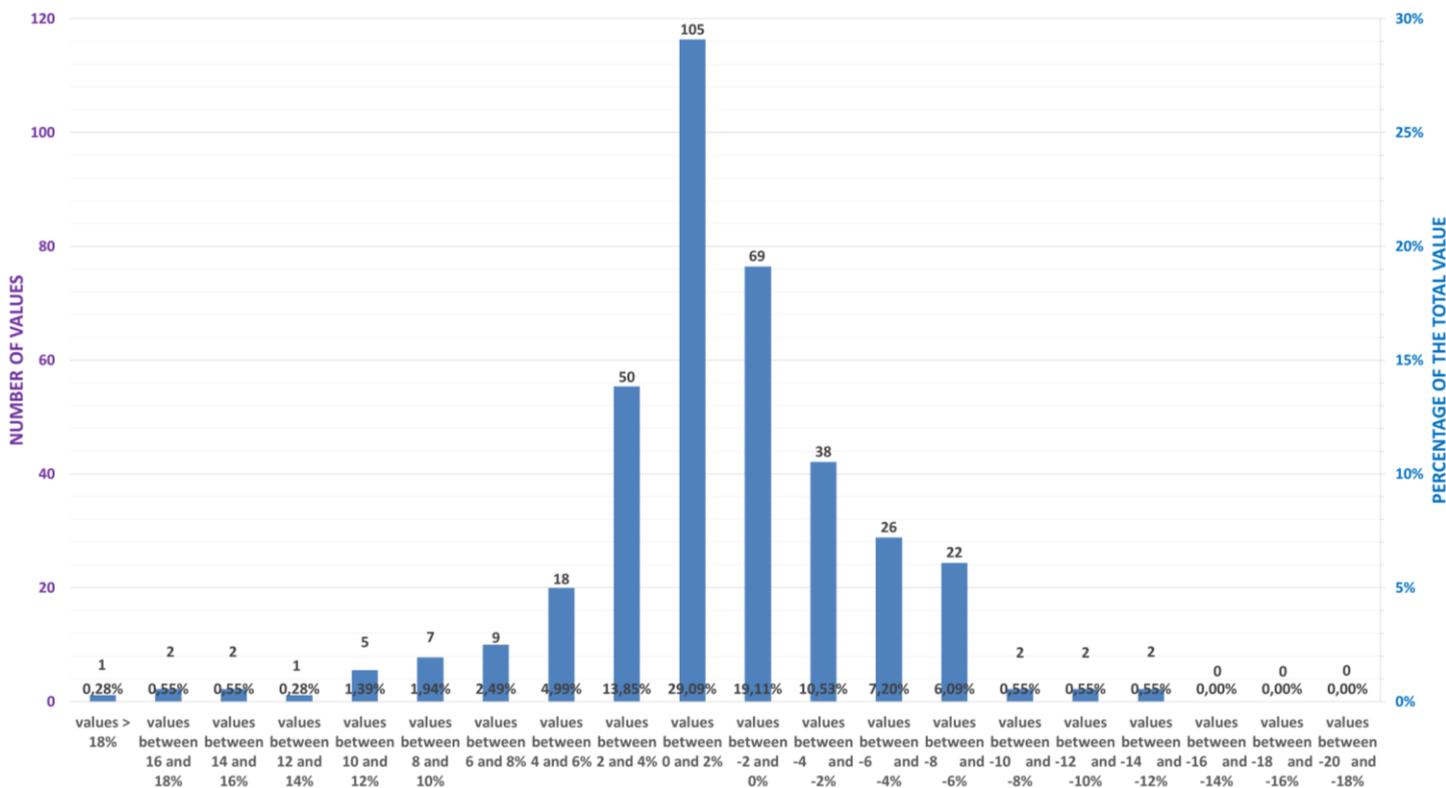


Figure 36 : répartition de E

II.2.d.ii Etude spécifique à basse vitesse

Une étude spécifique a été réalisée pour montrer l'intérêt de la modification de théorie de Savitsky pour des vitesses telles que $C_v < 0.9$. Cette étude propose une comparaison entre le modèle de Savitsky modifié, détaillé dans **II.2.b Modification de la théorie de Savitsky pour les faibles vitesses**, les mesures réalisées sur la série des 35 1650 HSI et le modèle de Holtrop basé sur (Holtrop, Mennen,1978), (Holtrop, Mennen,1982). Ce dernier modèle a été développé par un collègue travaillant chez CNC. Il a été conçu pour l'étude de la trainée de la 4200 Lounge.

Le 1650 HSI numéro 28 a été utilisé pour calculer la trainée à partir des deux modèles théoriques. Les valeurs spécifiques de ce navire sont très proches des valeurs moyennes de l'ensemble des 35 navires étudiés (voir **ANNEXE 1 : Intervalle de variations des données d'entrée du PPT** et Figure 38).

La vitesse pour laquelle C_v est égale à 0.9 est de 10.26 nœuds. Les vitesses étudiées vont donc de 5 à 11 nœuds.

La Figure 37 permet de comparer la puissance absorbée par moteur (en fonction de la vitesse du navire) des deux modèles aux mesures effectuées. La courbe de mesures est obtenue en faisant la

moyenne, pour chaque vitesse, des puissances absorbées relevées lors des essais (voir **II.2.c Bateau étudié et données utiles**).

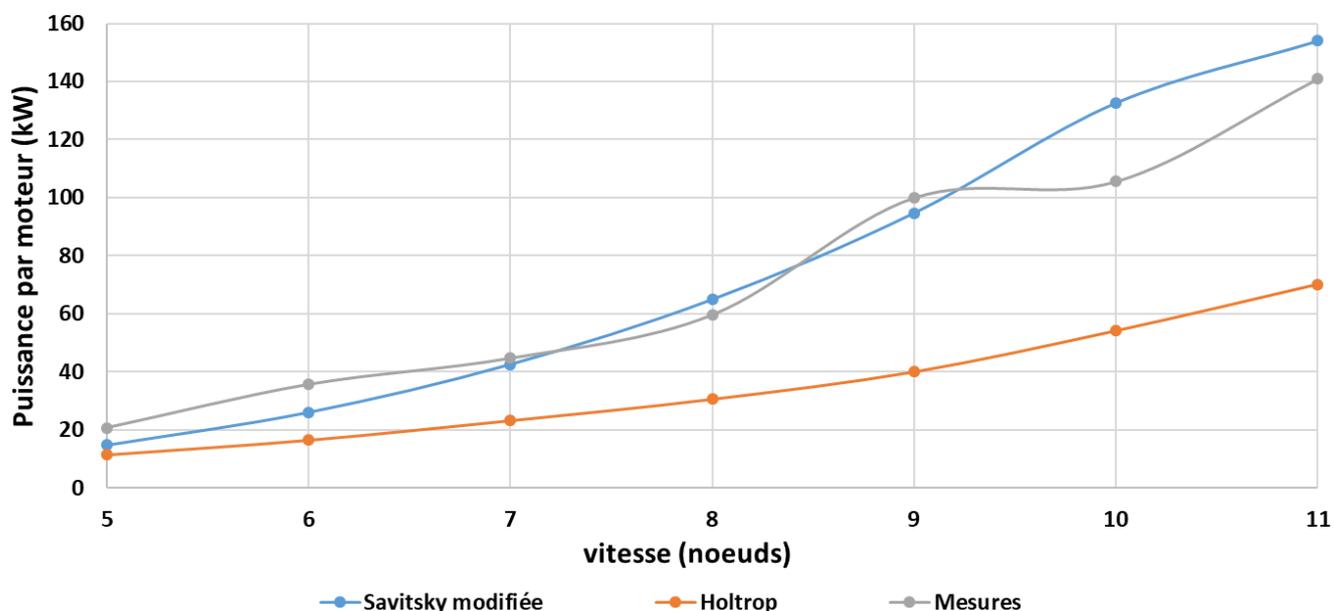


Figure 37 : comparaison des modèles de Holtrop et Mennen, Savitsky modifié et des mesures

Cette étude montre que pour les navires planant à hautes vitesses, la modification de la méthode la méthode de Savitsky décrite dans **II.2.b Modification de la théorie de Savitsky pour les faibles vitesses** est plus précise que la méthode de Holtrop et Mennen. Cela vient du fait que cette méthode a été initialement développée pour des carènes à déplacement très imposante. Les données à renseigner pour effectuer le calcul semblent affectées lorsque le navire possède une assiette initiale non nulle (ici 1.2°).

Pour cette raison à laquelle s'ajoute l'absence de données supplémentaires à renseigner couplée à un temps de calcul très faible (simple calcul de puissance), la modification de la méthode de Savitsky pour les faibles vitesses a été implémenté dans le PPT à la place de la méthode de Holtrop et Mennen pour le calcul de trainée lorsque $C_v < 0.9$.

II.2.e Importance de la masse du navire

La réduction de la masse d'un navire est une source d'économie d'énergie importante. Cependant, déterminer son influence sur les performances est un processus complexe qui dépend notamment des caractéristiques géométriques du navire et de sa vitesse.

Des essais réalisés sur 35 navires de la série 1650 HSI (voir partie **II.2 Évaluation rapide de carène**) permettent d'illustrer ce phénomène. Leur poids lège a été répertorié sur la **Figure 38**. D'après cet inventaire, le poids lège moyen est de 21493 kg, le maximum est de 22058 kg et le minimum est de 20848 kg.

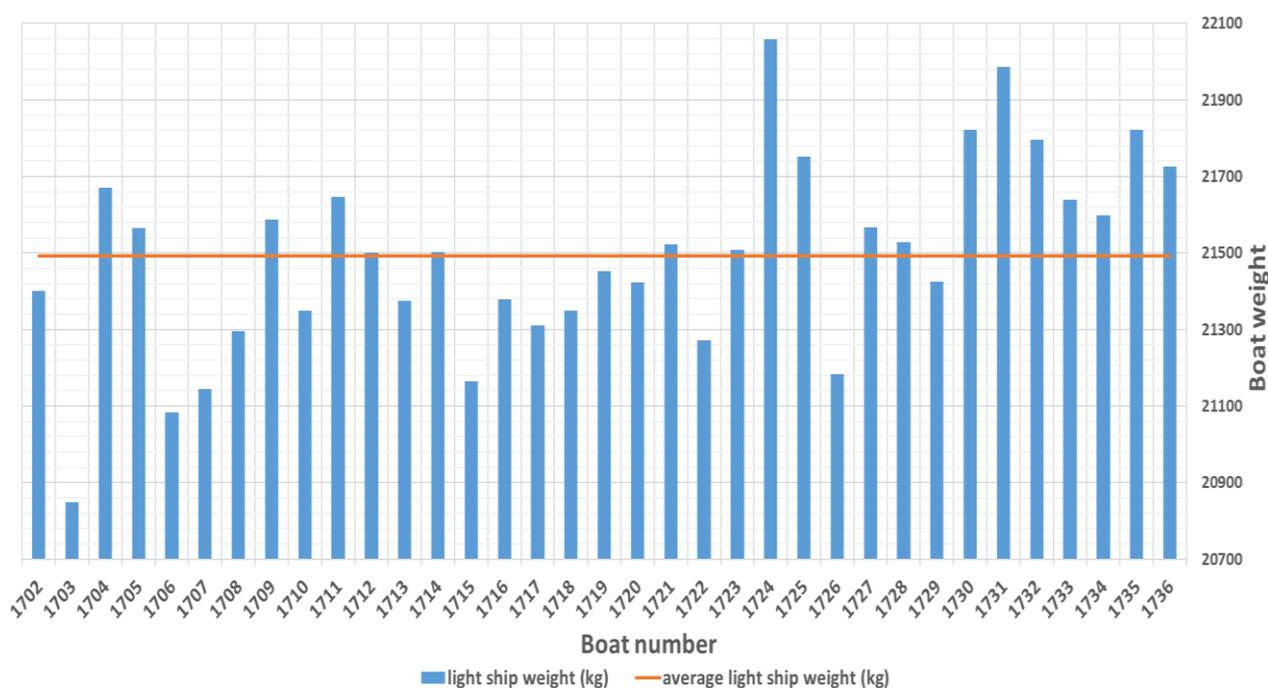


Figure 38 : inventaire du poids lège des 35 bateaux étudiés en II.2

Le bateau le plus lourd est le numéro 24. Il pèse 565 kg de plus que la moyenne. Cette masse supplémentaire représente une augmentation relative de 2,63%. Cependant cela est à mettre en perspective car la masse est mesurée à l'aide d'une pesée hydrostatique. Pour cette série de bateau cette méthode de mesure peut-être à l'origine d'une erreur maximale de 400 kg. Si l'on masque cette possible imprécision de mesure, le 1650 HSI est fabriqué en matériaux composites avec la méthode dite d'infusion. Cette technique de fabrication permet d'assurer un processus industriel efficace. Cependant pour des raisons techniques, le bateau n'est pas fabriqué d'une seule pièce. Il est donc nécessaire de procéder à l'assemblage de certains éléments par collage, stratification... Ces opérations sont très dépendantes des opérateurs et représentent 600kg sur l'ensemble du navire. Les ingénieurs de chez CNC ont mesuré une variabilité de 20% pour cet ensemble d'opérations manuelles. Cela peut conduire à une variation de masse de 120kg d'un bateau à l'autre. D'une façon

plus générale une variabilité de 5% a été mesurée sur l'ensemble du travail du composite. Pour le 1650 HSI, l'ensemble du composite représente 6 tonnes soit une variabilité possible de 300 kg d'un bateau à l'autre. A cela s'ajoute la marge de poids des systèmes des sous-traitants avec leurs propres marges.

Sur la **Figure 39**, la puissance absorbée par moteur pour le bateau numéro 24 a été tracée avec deux types de chargements différents. La courbe bleue représente la vraie masse du bateau et la courbe rouge avec 565 kg en moins pour ramener le bateau au poids moyen de la série. La courbe verte représente la différence des deux puissances divisée par la puissance maximale du moteur (voir **II.2.d Étude comparative**). Cette différence souligne le fait que l'ajout de masse génère bien une augmentation de la puissance nécessaire. Pour ce bateau en particulier une augmentation de masse de 2,63% nécessite une puissance supérieure de 1% pour maintenir la vitesse maximale du navire.

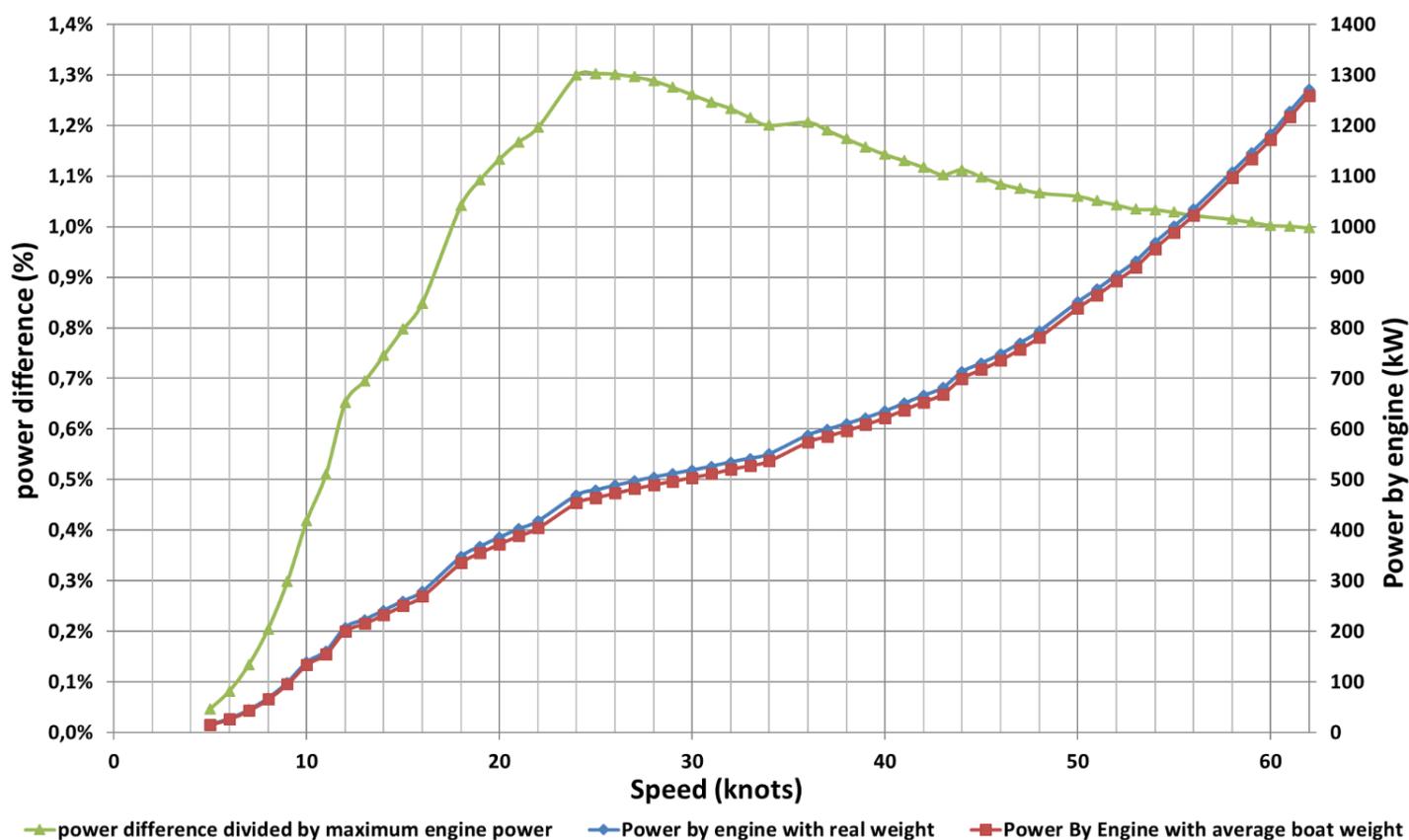


Figure 39 : effet de l'augmentation de la masse pour un bateau donné

II.2.f Développement d'un outil complémentaire : le MAIN

Le PPT est efficace, cependant en l'état actuel ce n'est pas un outil autonome. En effet, les « données générales » présentées dans 1650 HSI sont simples à obtenir et indépendantes du cas de chargement du navire. Par contre, parmi les « données spécifiques » (voir **II.2.c Bateau étudié et données utiles**), pour un bateau donné, LWL et BWL sont par définition liées au cas de chargement du navire. Ainsi, pour les obtenir il faut utiliser un logiciel capable de réaliser un « calcul de stabilité ». Cela signifie qu'à chaque calcul l'utilisateur doit intervenir et il devient impossible de soumettre directement une carène à une série de tests automatisés. Par exemple, une étude de sensibilité au cas de chargement nécessite humain compris entre 5 et 10 minutes par cas de chargement. Afin d'utiliser toute la puissance du PPT un nouvel outil Excel et une macro Solidworks ont été développés.

L'objectif étant de :

- faire gagner du temps aux utilisateurs du **PPT**.
- tester la sensibilité d'une carène à la variation de poids et de LCG, cela dès les prémices d'un appel d'offre.

Le nouveau programme Excel crée des liens automatiques entre le devis de poids (**DDP**), le **PPT** et un logiciel de CAO ici Solidworks. La macro développée sur Solidworks permet de réaliser un calcul de stabilité simplifié par approximations successives.

II.2.f.i Algorithme pour le calcul de LWL et BWL

Pour déterminer LWL et BWL un algorithme a été développée sur SOLIDWORKS 2017.

Le principe physique sur lequel il repose est très simple. Lorsque qu'un navire est dans l'eau, si l'on néglige l'action du vent, du courant et que sa vitesse est nulle, il n'est soumis qu'à deux forces : son poids et la poussée d'Archimède. Ainsi d'après la première loi de Newton pour que le navire soit à l'équilibre il faut que ces deux forces soient de même intensité et qu'elles aient la même direction mais un sens opposé.

Ainsi, l'idée consiste à alterner 2 procédures, une permettant de déterminer l'enfoncement (poids et poussée d'Archimède de normes égales) et une autre permettant de déterminer l'assiette du navire (même direction d'application des deux forces). La seule hypothèse forte qui est faite est que le centre de gravité est parfaitement aligné avec l'axe longitudinal de l'embarcation. Cette hypothèse permet de simplifier le code. Tout en sachant que les cas pour lesquels un chantier naval déciderait de produire volontairement un bateau à moteur avec une gîte résiduelle sont très rares.

Pour calculer l'enfoncement, le principe consiste à créer des plans parallèles au repère horizontal du navire (en partant du bas de la quille). Ces plans permettent de couper la coque. En multipliant le volume de coque sous le plan (partie immergée) par la masse volumique de l'eau on obtient la valeur de la poussée d'Archimède. Le fait de comparer cette valeur au poids réel permet de savoir si le prochain plan doit se situer au-dessus ou en-dessous du précédent.

Pour calculer l'assiette, le principe consiste à créer des plans formant un angle par rapport au repère horizontal du navire (et tournant autour d'une ligne située sur le tableau arrière) (voir Figure 40 ci-dessous). Ces plans permettent de couper la coque pour mesurer la position longitudinale du centre de volume. Cette valeur comparée à la valeur du LCG réel permet de savoir si le prochain plan doit être incliné vers le haut ou le bas (plus on incline le plan vers le haut plus le LCG du volume immergé avance).

Alterner ces deux procédures permet de trouver une position approchée du plan créé par l'eau et donc LWL et BWL.

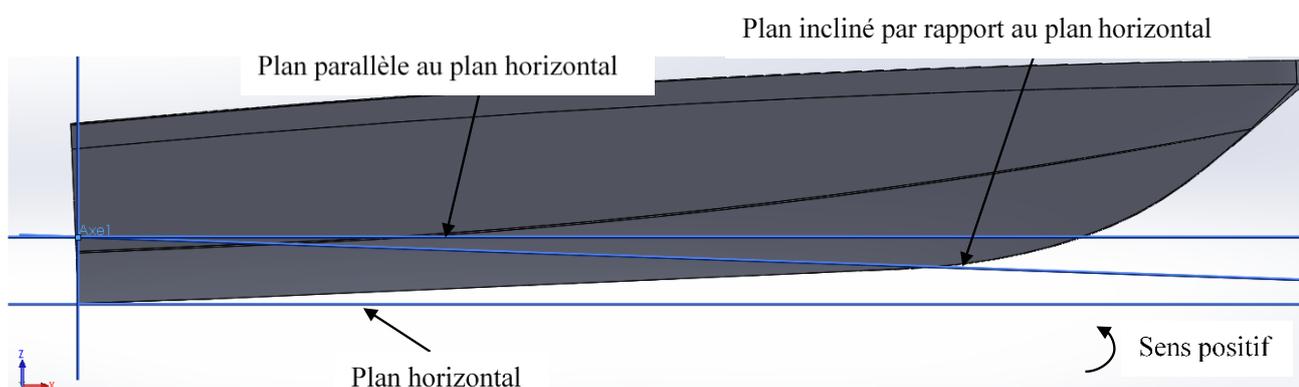


Figure 40 : illustration du principe de création des plans

Le schéma de la Figure 41 ci-dessous permet de comprendre comment le code de stabilité s'articule. En reproduisant les étapes encadrées en rouge avec un pas de plus en plus petit on obtient une valeur approchée de LWL et BWL ainsi que la position de la surface libre. La précision des valeurs dépend de la finesse du pas et donc du temps d'exécution.

Le fait de récupérer la position de la surface libre directement sur le logiciel de conception CAO est également intéressant. Cela permet dès le début du projet de connaître l'assiette statique du navire et donc d'anticiper l'inclinaison de certaines pièces, voire de certains ponts dans le cas des Yachts, le placement des hublots, d'automatiser les calculs demandés par les différents bureaux de certification etc...

Ecrit en VBA, son principe de fonctionnement est valable quel que soit le logiciel de CAO employé ; à la seule condition qu'il soit capable de calculer le volume et le centre de volume d'un objet 3D.

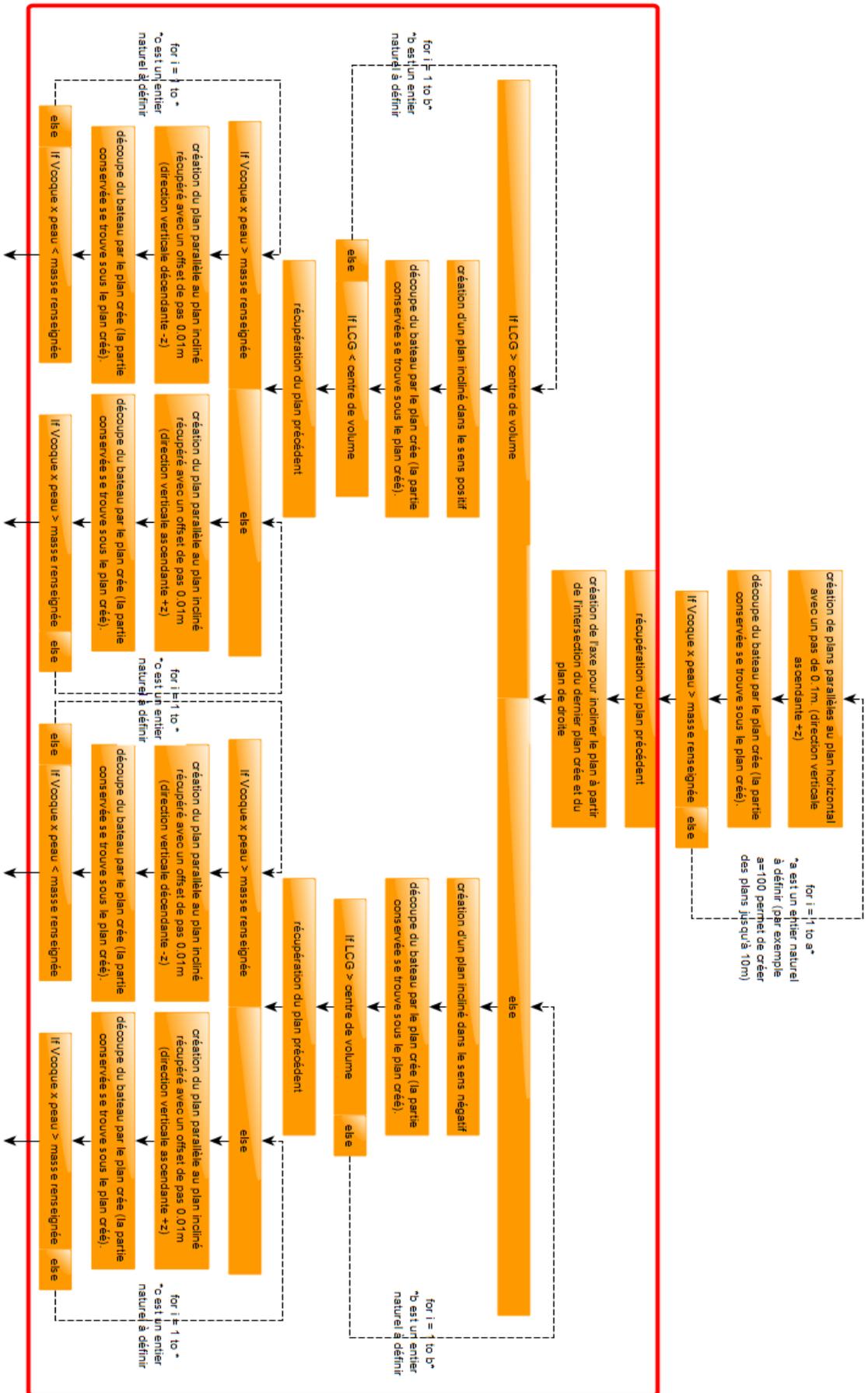


Figure 41 : schéma explicatif du code

II.2.f.ii Fonctionnement du MAIN

La **Figure 42** ci-dessous illustre les échanges d'informations se produisant entre le **MAIN** et les différents outils auxquels il est connecté.

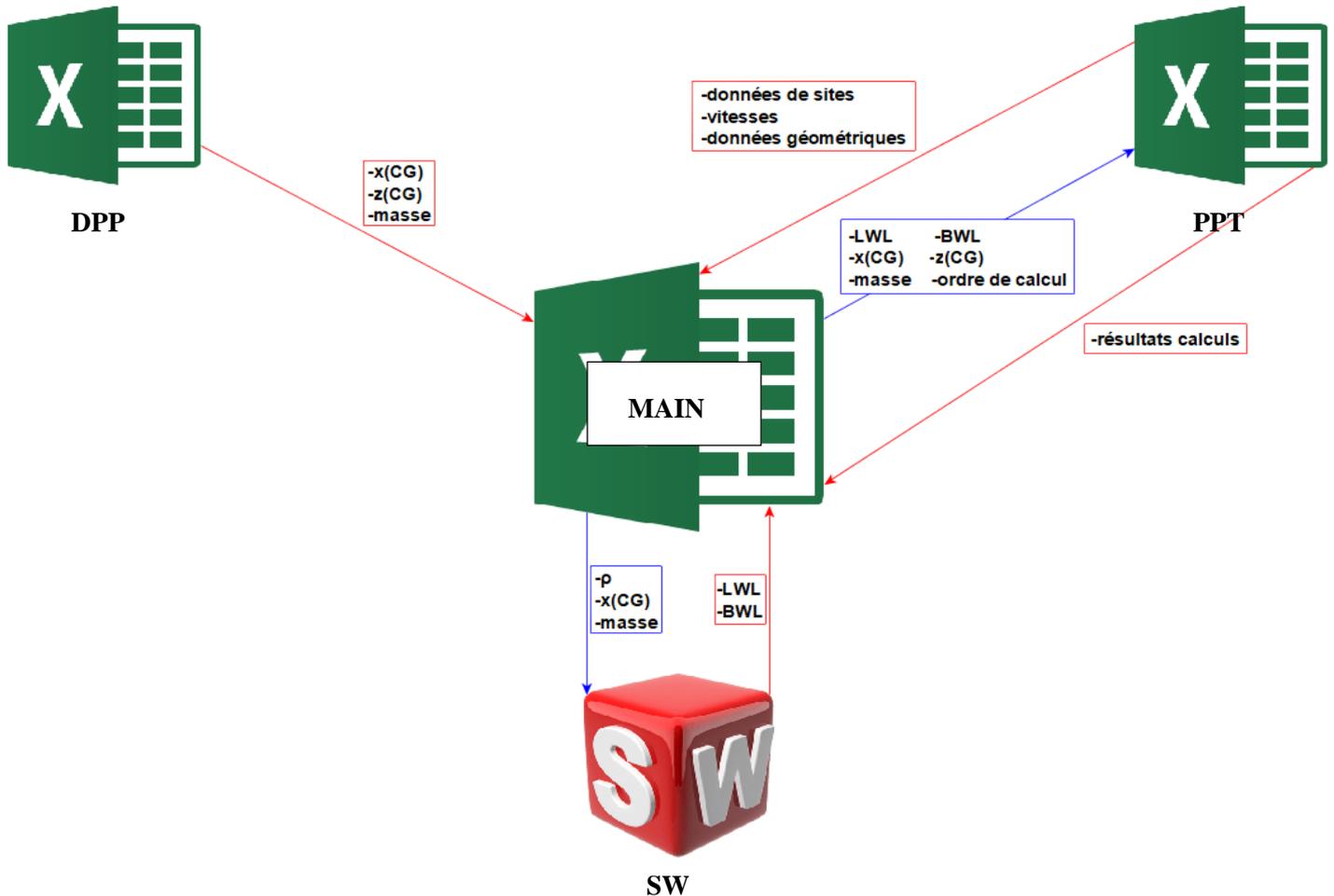


Figure 42 : schéma illustrant le fonctionnement de l'outil MAIN

Le **MAIN** peut être utilisé de trois façons différentes.

Mode calcul unique

Ce mode permet à l'utilisateur de lancer un calcul unique avec le **PPT**, pour lequel les inputs variables (x(CG), z(CG), masse, LWL, BWL) du bateau sont mis à jour automatiquement à partir du dernier devis de poids disponible.

Le Tableau 9 ci-dessous présente les différents types de données d'entrée utiles au calcul de prédiction de performances.

Hull	Length of Waterline	LWL	11,15	metres
	Beam (at waterline)	B	3,44	metres
	VCG	VCG	1,31	metres
	Displacement	Δ	12983	kg
	Deadrise @ Transom	βT	19,72	°
	Deadrise @ Amidships	$\beta \xi$	22,19	°
	Angle of Thrust Line	ε	0,00	°
	LCG	f	0,68	metres
			3,87	metres

aero	Length of the hull	Lhull	12,85	metres
	Maximum Beam	Bmax	3,61	metres
	Moulded Depth of Hull	Z	1,85	metres
	Height of House	HSS	1,81	metres
	Breadth of House	BSS	2,35	metres
	distance between bow and house	DBH	3,21	metres
	aero drag coefficient	Cx	0,90	

	V (studied speed)	
	[kn]	
	10,16	
	5	
	6	
	7	
	8	
	9	
	10	
	11	
	12	
	13	
	14	
	15	
	16	
	17	

Step	Step 1	nombre de step	nb	0	
		Distance from Transom to step 1	d1	2,50	metres
		angle du step1 par rapport à l'horizon	$\tau 2$	2,00	°
		Deadrise before step 1	$\beta 1$	11,00	°
		First step height	H1	0,05	metres
	beam at step 1 (at waterline)	B1	2,00	metres	
	angle between the keel in front, and keel behind step1	$\phi 1$	0,00	°	
	Step 2	Distance from Transom to step 2	d2	4,00	metres
		angle du step2 par rapport à l'horizon	$\tau 2$	3,00	°
		Deadrise before step 2	$\beta 2$	24,00	°
second step height		H2	0,20	metres	
beam at step 2 (at waterline)		B2	3,00	metres	
angle between the keel in front, and keel behind step2	$\phi 2$	1,00	°		

Site	water	temperature	Tw	35,00	°C
		salinity	Sal	35,00	g.L-1
	air	temperature	Ta	35,00	°C
		global		g_SI	9,81

Engine + propulsion	Propulsion type	kamewaS32 grids		
	Engines	Cat C18 651 kW		
	Rated Power	644		KW
	number of engines	2		
	Fuel Capacity	1000		L
	mechanical losses	0		%

Inputs variables mises à jour automatiquement par l'outil **Main**.

Inputs géométriques fixes pour le bateau étudié. A remplir une fois sur le PPT en lien avec le **Main**.

Données visibles à titre indicatif. Ne pas modifier.

Tableau 9 : présentation des différents types d'inputs du **PPT**

Le **MAIN** commence par récupérer sur sa page inputs toutes les données fixes du **PPT** (géométrie de la carène, vitesse étudiée, données liées au site d'exploitation du bateau, type de motorisation et de propulsion). Ensuite la masse ainsi que les coordonnées x et z du CG sont récupérées dans le **DDP**.

Après cela, le **MAIN** démarre **Solidworks**¹⁶ et exécute une macro permettant de déterminer LWL et BWL (Les opérations réalisées sur **Solidworks** s'effectuent en arrière-plan afin de gagner en temps d'exécution).

Une fois ces opérations terminées, **MAIN** relance le **PPT** lui transmet les valeurs des inputs variables et lance le calcul de prédiction de performance. Le code se termine en ouvrant la page du **PPT** où figurent les résultats de l'étude de prédiction de performance.

Pour effectuer la boucle complète avec 58 vitesses à étudier, il faut environ 1min10s sur un ordinateur portable Samsung Intel(R) Core (TM) i5-2450M CPU 2.5 GHz avec 4 GO de RAM¹⁷.

¹⁶ Tout autre logiciel de CAO équipé d'une interface de programmation conviendrait aussi.

¹⁷ Le temps de calcul dépend principalement de 3 paramètres, la puissance de l'ordinateur, la quantité de vitesses étudiées et la nature du système de propulsion.

Mode variations

Ce mode permet à l'utilisateur de faire varier soit la position du LCG soit la masse du bateau.

Cela permet dès la conception d'un bateau, dès que la coque est dessinée d'étudier rapidement sa sensibilité à l'un des deux paramètres et le risque de marsouinage qui lui est associé.

Le principe de fonctionnement décrit ci-après est le même que l'on souhaite faire varier la masse ou la valeur de LCG.

L'outil **MAIN** commence par créer une page nommée « REPORT__la date du jour (format jj_mm_aaaa) __l'heure actuelle (format hh_mm_ss) » (voir Tableau 10). Cette page permet de récapituler la valeur de la trainée, de la puissance et de l'assiette en fonction de la vitesse pour toutes les masses/valeurs de LCG testées. Elle a pour but d'aider à la lecture des résultats principaux en facilitant leur comparaison. Trois tableaux sont donc créés les uns en dessous des autres (tableau récapitulatif de trainée en kN, en dessous tableau récapitulatif de la puissance par moteur en kW puis encore en dessous tableau récapitulatif de l'assiette en °). Le Tableau 10 ci-dessous montre un exemple de cette feuille report.

Speed Kn	m/s	12983kg3,7m	12983kg3,8m	12983kg3,9m	12983kg4m
		Total Drag KN	Total Drag KN	Total Drag KN	Total Drag KN
30	15,4333	20,91239692	20,79756002	20,68846708	20,56185822
31	15,9478	20,83614053	20,74846187	20,66612851	20,56885668
32	16,4622	20,80478797	20,74210779	20,68440275	20,61447247
33	16,9767	20,81671259	20,77719238	20,74230841	20,63794286
34	17,4911	20,87023562	20,85231184	20,83880126	20,8185114
35	18,0056	20,96361095	20,96609452	20,9726443	20,97521214
36	18,52	21,09522959	21,11705286	21,14261714	21,16702716
37	19,0344	21,26353609	21,30379577	21,34750073	21,39289209
38	19,5489	21,46700211	21,52438857	21,58608699	21,65170705
39	20,0633	21,70427275	21,77932334	21,85722739	21,94247435
40	20,5778	21,97387876	22,06568892	22,15987326	22,26418038
41	21,0922	22,27493241	22,3828763	22,49276476	22,61585695
42	21,6067	22,60590912	22,72969673	22,85519066	22,93661645
43	22,1211	22,96596455	23,10526091	23,24631985	23,40569318
44	22,6356	23,35408918	23,50893913	23,66487186	23,84217695
45	23,15	23,76972115	23,93944431	24,11009034	24,30555672
46	23,6644	24,21121811	24,39647062	24,58183018	24,7947717
47	24,1789	24,67866151	24,87888804	25,0786724	25,30914288
48	24,6933	25,17097007	25,38596418	25,60040917	25,84865904
49	25,2078	25,6875187	25,9176499	26,14667609	26,41202609
50	25,7222	26,22786798	26,47256849	26,71673342	26,99363413

Récapitulatif des
trainées (kN)

Speed Kn	m/s	12983kg3,7m	12983kg3,8m	12983kg3,9m	12983kg4m
		Power By Engine PBE Kw			
30	15,4333	254,5922171	253,1941668	251,8660448	250,3246802
31	15,9478	258,5420057	257,4540587	256,432438	255,2254557
32	16,4622	263,2245152	262,4314785	261,7013879	260,8166221
33	16,9767	268,4509739	267,9413239	267,4914625	266,9193272
34	17,4911	274,7250459	274,4891064	274,3112601	274,0441749
35	18,0056	281,2709772	281,3042995	281,3921867	281,4266316
36	18,52	288,7079677	289,0066396	289,3565108	289,6905847
37	19,0344	304,5550663	305,131701	305,7576818	306,4078168
38	19,5489	312,8942324	313,7394193	314,6299648	315,586416
39	20,0633	322,444375	323,5593463	324,7167094	325,9831605
40	20,5778	332,6411789	334,0310036	335,4567687	337,0357728
41	21,0922	343,6730631	345,3384962	347,0339313	348,9330827
42	21,6067	355,4487978	357,3951984	359,3684288	366,6894221
43	22,1211	372,5653631	374,8250983	377,1134271	379,6388609
44	22,6356	385,7804987	388,3384273	390,9142419	393,8431015
45	23,15	399,9083307	402,7637997	405,6347956	408,9233757
46	23,6644	414,9788321	418,1540491	421,331101	424,380906
47	24,1789	434,4079215	437,9324235	441,449142	445,5060153
48	24,6933	450,6784227	454,5278256	458,3673968	462,8122338
49	25,2078	468,072305	472,2657051	476,4389698	481,2741191
50	25,7222	486,6851388	491,2258092	498,7765518	504,0579317

Récapitulatif des
puissance par
moteur (kW)

Speed Kn	m/s	12983kg3,7m	12983kg3,8m	12983kg3,9m	12983kg4m
		Trim angle [°]	Trim angle [°]	Trim angle [°]	Trim angle [°]
30	15,4333	6,0016	5,8884	5,7776	5,6486
31	15,9478	5,7671	5,6626	5,5604	5,4405
32	16,4622	5,5456	5,4488	5,3542	5,2425
33	16,9767	5,3365	5,2465	5,1586	5,0542
34	17,4911	5,1392	5,0551	4,9733	4,8754
35	18,0056	4,9529	4,8742	4,7977	4,7057
36	18,52	4,777	4,7032	4,6315	4,5447
37	19,0344	4,6108	4,5414	4,474	4,392
38	19,5489	4,4538	4,3883	4,3248	4,2472
39	20,0633	4,3053	4,2434	4,1834	4,1098

Récapitulatif des
trims (°)

Tableau 10 : exemple de feuille report

Comme pour le calcul unique le **MAIN** commence par récupérer sur sa page inputs toutes les données fixes du **PPT** (géométrie de la carène, vitesses étudiées, données liées au site d'exploitation du bateau, type de motorisation et de propulsion).

Ensuite, la coordonnée z du CG et la masse ou la coordonnée x du CG (LCG) sont récupérées dans le **DDP**. Dans le cas où la masse varie le LCG est récupéré et dans le cas où le LCG varie la masse est récupérée.

Après cela, Le **MAIN** crée une page portant comme nom la masse (arrondie au kilo près) et la valeur du LCG (arrondie au centimètre près) testées (voir Tableau 11).

Cette page servira à conserver les résultats principaux (total drag (kN), effective power (kW), OPC, Total Power (kW), Power by engine (kW), Power by engine (HP) et l'assiette (°) en fonction de la vitesse) du calcul de prédiction de performance effectué par le **PPT** ainsi que l'ensemble des inputs menant à ces résultats. Le fait de conserver les données d'entrées utilisées permet d'assurer la traçabilité du calcul. Le Tableau 11 ci-dessous montre un exemple de ces feuilles de résultats.

Speed		Total Drag	Effective Power EP	OPC	Total Power TP	Power By Engine PBEW	Power By Engine PBEHP	Trim angle
Kn	m/s	KN	KW		KW	KW	HP	[°]
10,1559076	5,22	18,05	94,30	0,37	256,84	128,42	172,21	7,39
5	2,57	2,15	5,54	0,25	22,03	11,01	14,77	5,57
6	3,09	3,72	11,49	0,29	39,11	19,56	26,23	5,82
7	3,60	5,91	21,28	0,33	63,89	31,94	42,84	6,12
8	4,12	8,82	36,31	0,37	98,09	49,04	65,77	6,47
9	4,63	12,56	58,16	0,41	143,55	71,77	96,25	6,87
10	5,14	17,23	88,64	0,37	241,43	120,71	161,88	7,32
11	5,66	19,15	108,36	0,40	274,29	137,14	183,91	7,79
12	6,17	20,44	126,20	0,42	299,73	149,86	200,97	8,25
13	6,69	21,63	144,68	0,40	357,82	178,91	239,92	8,67
14	7,20	22,62	162,92	0,43	381,63	190,81	255,89	9,00
15	7,72	23,33	180,07	0,45	401,79	200,89	269,40	9,21
16	8,23	23,76	195,56	0,47	417,19	208,60	279,73	9,29
17	8,75	23,92	209,21	0,49	428,55	214,27	287,35	9,25
18	9,26	23,88	221,10	0,51	436,51	218,26	292,69	9,12
19	9,77	23,68	231,50	0,52	441,87	220,93	296,28	8,92
20	10,29	23,40	240,73	0,54	445,49	222,75	298,71	8,67
21	10,80	23,06	249,09	0,53	474,46	237,23	318,13	8,39
22	11,32	22,70	256,89	0,54	475,82	237,91	319,04	8,10
23	11,83	22,34	264,36	0,55	477,13	238,56	319,92	7,80
24	12,35	22,01	271,71	0,57	478,73	239,37	321,00	7,49
25	12,86	21,70	279,12	0,58	480,96	240,48	322,49	7,20
26	13,38	21,44	286,71	0,59	483,99	242,00	324,52	6,91
27	13,89	21,21	294,60	0,60	488,10	244,05	327,28	6,64
28	14,40	21,03	302,89	0,61	493,05	246,53	330,60	6,38
29	14,92	20,89	311,66	0,62	499,04	249,52	334,61	6,13
30	15,43	20,80	320,98	0,63	506,39	253,19	339,54	5,89
31	15,95	20,75	330,89	0,64	514,91	257,45	345,25	5,66
32	16,46	20,74	341,46	0,65	524,86	262,43	351,93	5,45
33	16,98	20,78	352,73	0,66	535,88	267,94	359,32	5,25
34	17,49	20,85	364,73	0,66	548,98	274,49	368,10	5,06
35	18,01	20,97	377,51	0,67	562,61	281,30	377,24	4,87
36	18,52	21,12	391,09	0,68	578,01	289,01	387,56	4,70
37	19,03	21,30	405,51	0,66	610,26	305,13	409,19	4,54

Hull	Length of Wa	L _{WL}	11,15	metres
	Beam (at wat	B	3,44	metres
	VCG	VCG	1,31	metres
	Displacement	Δ	12983	kg
	Deadrise @ T	β _T	19,72	°
	Deadrise @ A	β _x	22,19	°
	Angle of Thru	ε	0,00	°
LCG	f	0,68	metres	
			3,80	metres

aero	Length of the	L _{hull}	12,85	metres
	Maximum Be	B _{max}	3,61	metres
	Moulded Dep	Z	1,85	metres
	Height of Hou	H _{SS}	1,81	metres
	Breadth of Hc	B _{SS}	2,35	metres
	distance betw	DBH	3,21	metres
	aero drag coef	C _x	0,90	

Step	Step 1	nombre de st	nb	0	
		Distance from angle du step	d1	2,50	metres
	Deadrise befc	β 1	11,00	°	
	First step hei	H1	0,05	metres	
	beam at step	B1	2,00	metres	
	angle between	α1	0,00	°	
	Step 2	Distance from angle du step	d2	4,00	metres
		Deadrise befc	β 2	24,00	°
second step		H2	0,20	metres	
beam at step		B2	3,00	metres	
angle between	α2	1,00	°		

Site	water	temperature	T _w	35,00	°C
		salinity	Sal	35,00	g/L-1
	air	temperature	T _a	35,00	°C
	global		g SI	9,81	m/s ²
density of water				1019,93	kg/m3

ina + propu	propulsion typ	kamewaS32 grids
	Engines	Cat C18 651 kW
	Rated Power	644 kW
	number of engine	2
	Fuel Capacity	1000 L
mechanical losses	0 %	

Tableau 11 : exemple de feuille de résultats

Une fois cette page créée, **MAIN** démarre **Solidworks** et exécute la macro permettant de déterminer LWL et BWL.

Une fois ces opérations terminées **MAIN** relance le **PPT**, lui transmet les valeurs des inputs variables et lance le calcul de prédiction de performance. Les résultats sont copiés sur la page prévue à cet effet et certains sont également copiés sur la page de report.

Le programme se répète autant de fois que l'utilisateur l'a renseigné en entrée.

Si jamais pendant le calcul on demande au programme de calculer une variation déjà étudiée, il le détecte et passe à la variation suivante.

Mode tableau de variations

Ce mode est une évolution du mode précédent. Il permet de faire varier à la fois la masse et le LCG du navire. Le fonctionnement est presque identique à celui du **Mode variations** sauf qu'ici LCG et la masse du navire sont variables ; seule la valeur de la coordonnée z du CG est récupérée dans le **DDP**.

Concernant l'ordre des calculs, le **MAIN** exécute toutes les variations de masse demandées avant de passer à la valeur de LCG suivante.

Ce mode permet de tester une infinité de cas de chargement à partir d'un fichier 3D de carène. Le temps humain dédié à l'ensemble des calculs est d'environ 15 minutes et le temps machine dépendra du nombre de cas de chargement étudié.

II.2.f.iii Illustration de la puissance du MAIN

Le **MAIN** a été utilisé sur le **1600 PSB** afin d'aller plus loin dans l'analyse du cas de chargement d'un navire. Cet outil a été développé dans le but de caractériser facilement l'influence du cas de chargement pour un navire donné. Le choix d'utiliser le **1600 PSB** vient du fait que sa carène est totalement différente de celle du **1650 HSI**. Or une étude exhaustive ayant déjà été faite sur ce dernier, cela permet de varier les bateaux testés.

Ce navire a une vitesse généralement limitée à 30 nœuds, cependant pour les tests suivants elle a été poussée à 45 nœuds afin d'observer l'intervalle d'invariance.

Les différents cas de chargements étudiés sont récapitulés sur le Tableau 12 ci-dessous.

Optimisation	initial displacement	23 000	kg
	step	100	kg
	number of iteration	41	
	inialial LCG	5,0	m
	step	0,10	m
	number of iteration	14	

Tableau 12 : cas de chargement testés sur le 1600 PSB avec le MAIN

La masse a varié dans l'intervalle [23000kg ; 27000kg] avec un pas de 100 kg et le LCG dans l'intervalle [5m ; 6,3m] avec un pas de 0.1m. Cela représente donc 574 cas de chargement étudiés pour un temps machine d'environ 13h¹⁸ et un temps humain d'environ 30 minutes pour paramétrer le calcul.

¹⁸ Toujours avec un ordinateur portable Samsung Intel(R) Core (TM) i5-2450M CPU 2.5 GHz avec 4 GO de RAM

La Figure 43 ci-dessous montre l'évolution de l'assiette en fonction du cas de chargement et de la vitesse. Elle permet également d'étudier le risque de marsouinage du navire.

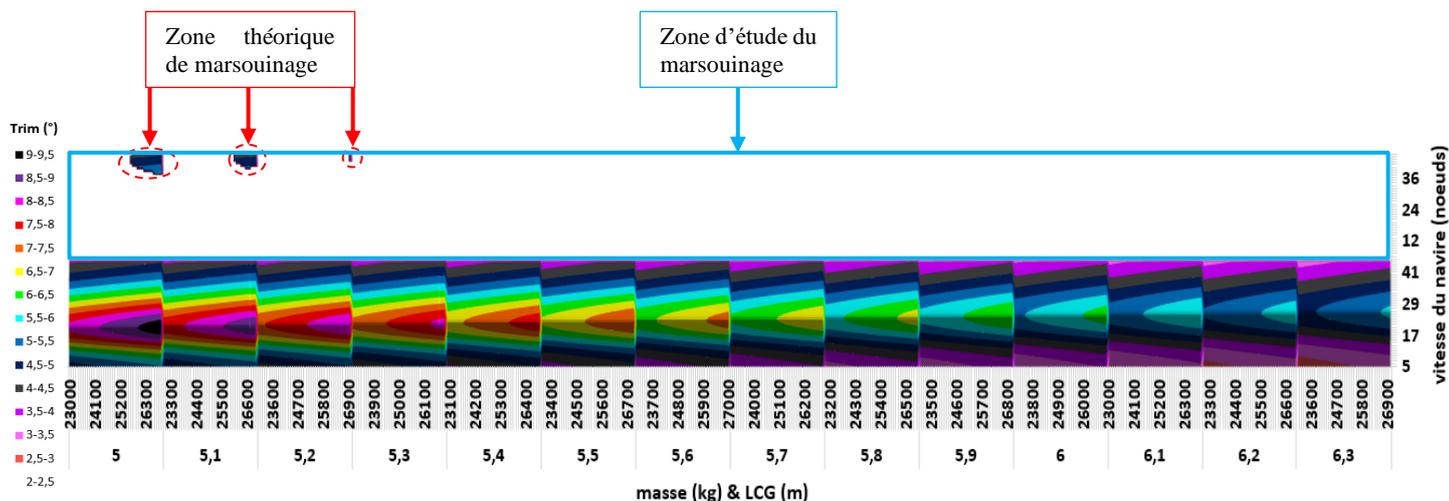


Figure 43 : évolution de l'assiette en fonction du cas de chargement et de la vitesse

Ce graphique met immédiatement en évidence le risque de marsouinage. Comme le montre la Figure 43, plus le centre de gravité recule et plus la masse augmente plus ce risque est important. Cela est notamment lié au fait que l'angle d'assiette augmente beaucoup à mesure que le centre de gravité recule. Pour donner un exemple chiffré, sur ce bateau, reculer le centre de gravité de 6m à 5m avec la masse maximale testée revient à augmenter la valeur de l'angle d'assiette d'environ 40% à 20 nœuds.

Les deux graphiques de la Figure 44 permettent d'étudier l'évolution de la trainée en fonction du cas de chargement et de la vitesse.

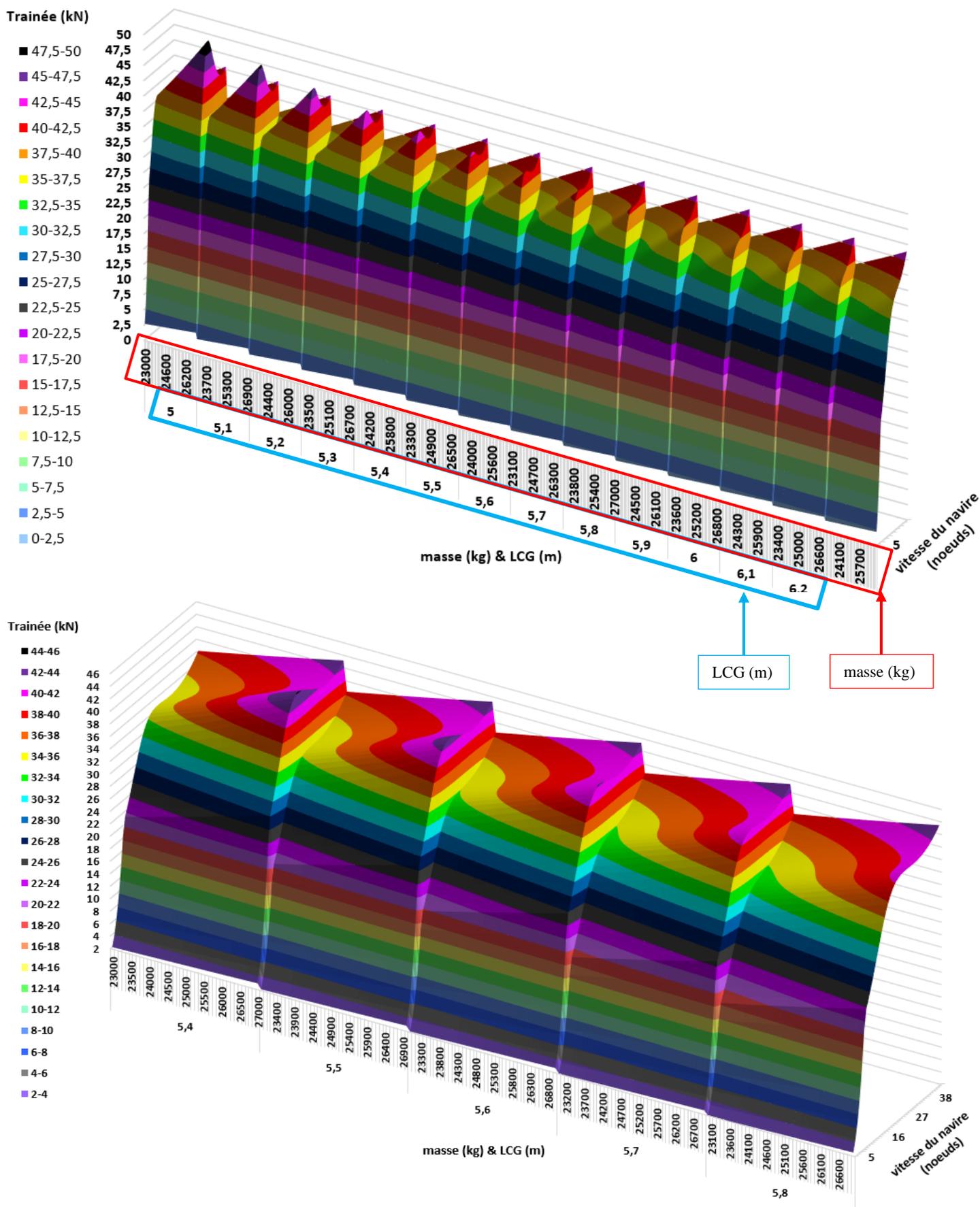


Figure 44 : évolution de la trainée en fonction du cas de chargement et de la vitesse

D'après ces deux graphiques, le fait de reculer le centre de gravité augmente la trainée pour les basses vitesses par contre elle diminue au-delà de l'intervalle d'invariance (voir Figure 45). De façon logique, lorsque la masse augmente la trainée augmente aussi.

Lorsque la trainée augmente pour des vitesses faibles, il faut également faire attention à ne pas rentrer dans la zone de cavitation du système propulsif (voir Figure 28 pour un exemple avec un système de propulsion par hydrojet).

Ainsi, lorsque l'on veut concevoir un bateau rapide, l'intérêt de le faire le plus léger possible va au-delà d'une simple réduction immédiate de la trainée. Une masse réduite permettra de reculer davantage le centre de gravité. Cela sans générer ni de cavitation sur le système propulsif ni de marsouinage et réduisant d'autant plus encore la trainée à haute vitesse.

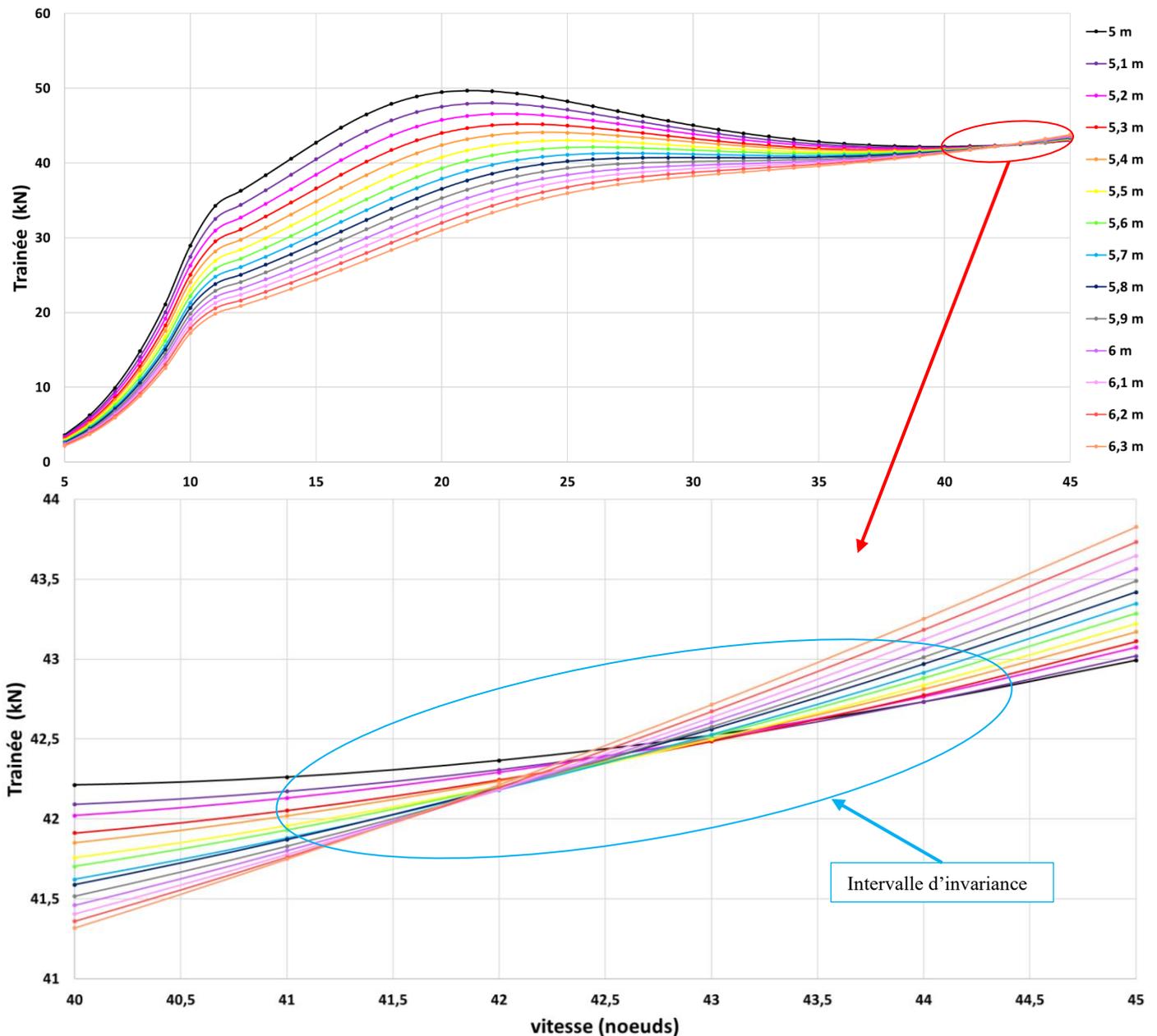


Figure 45 : illustration de l'intervalle d'invariance pour le 1600 PSB chargé à 27 tonnes

II.2.g Conclusion

Cette étude a permis de valider la pertinence du PPT. Sa précision est assez surprenante¹⁹ étant donné que seuls quelques paramètres simples à obtenir sont nécessaires pour faire fonctionner l'outil. Le code s'exécute très rapidement, il faut compter environ 30 secondes pour calculer la trainée du navire, la puissance de motorisation nécessaire, la consommation de carburant, l'endurance et l'autonomie du bateau pour 58 vitesses. Sur le même ordinateur il faut compter environ 24h pour obtenir la trainée à une vitesse donnée avec un code CFD.

Il reste malgré tout une zone entre 14 et 24 nœuds pour laquelle des améliorations pourraient encore être apportées. Elles modifieraient localement la théorie de Savitsky comme (**Blount, Fox, 1976**) l'ont fait.

Concernant le **MAIN** le code est opérationnel avec Solidworks 2017. Il permet d'automatiser beaucoup plus les calculs et de gagner en traçabilité. L'intervention de l'utilisateur pour paramétrer l'exécution du code est quasiment supprimée. Son attention peut être consacrée à l'analyse des résultats. Il est à présent possible grâce à cet outil de réaliser « un début » d'approche holistique.

Une évolution est présentée dans **VI PERSPECTIVE**. Encore à l'état de projet, les implémentations proposées permettront une approche holistique complète d'une carène.

¹⁹ L'ensemble des 35 bateaux a été testé sur une période de 11 mois à l'intérieur du bassin d'Arcachon

II.3. OPTIMISATION DE CARENE AVEC UN LOGICIEL CFD

Il est aujourd'hui difficile de parler d'efficacité énergétique des navires sans parler de CFD. En effet la coque reste le système principal du navire. En comparaison avec le corps humain, l'ensemble des œuvres vives et mortes peuvent être considérés comme le squelette du bateau.

La force des codes CFD est de pouvoir étudier tous les écoulements des fluides qui touchent le navire. La précision des résultats dépend de la finesse du maillage. Le logiciel présenté ici est STAR-CCM+ développé par la société CD-adapco²⁰. Il s'agit d'un logiciel multi-physiques capable de résoudre aussi bien des problèmes d'interaction fluides structures que des problèmes d'aéro-acoustique, de transfert thermique...

Aujourd'hui chez CNC, STAR-CCM+ est utilisé notamment pour évaluer la trainée des navires, suggérer des améliorations ponctuelles de carène (appendices, étraves etc...) et dimensionner les systèmes de ventilation des salles machines. Cependant, le chantier s'oriente vers une approche plus complexe permettant une optimisation de carène plus poussée : l'approche holistique à l'aide d'un logiciel de CFD. (Iacono, 2015) et (Bastide, 2014) présentent la démarche générale d'étude d'une carène de façon très détaillée.

Le principe derrière l'approche holistique par CFD est très simple. Le point de départ est une carène en CAO qui doit être construite de façon à ce que des variables puissent être modifiées. Ensuite le fichier est envoyé sur Star CCM+ qui commence par faire une étude de stabilité simplifiée avant d'exécuter un calcul. Une fois le calcul terminé, l'idée consiste à changer les valeurs des variables du fichier CAO avant de relancer un nouveau calcul. L'interface entre Star CCM+ et le fichier 3D est assuré par un logiciel complémentaire : HEEDS.

Pour résumer l'approche holistique, se déroule en quatre étapes cycliques :

- 1) Avoir des fichiers CAO incluant des variables modifiables
- 2) Réaliser un calcul de stabilité
- 3) Réaliser un calcul CFD
- 4) Utiliser les résultats du calcul CFD pour modifier intelligemment le fichier CAO

²⁰ Siemens a racheté CD-adapco en 2016

La Figure 46 est extraite d'une présentation commerciale de Siemens et résume la façon dont l'approche holistique du design de carène s'effectue avec leur suite logicielle.

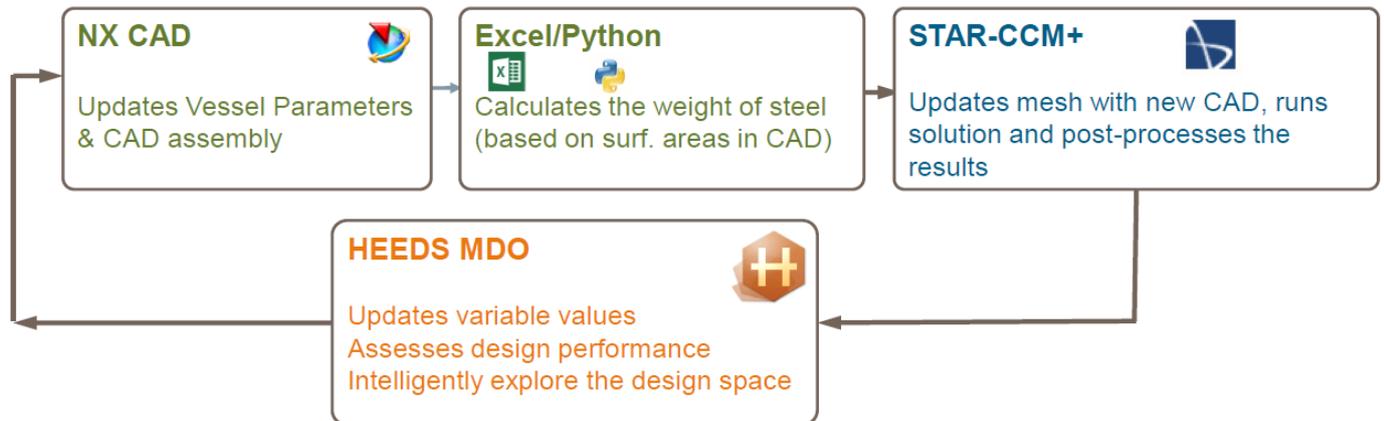


Figure 46 : procédure Siemens pour l'approche holistique du design de carène

Cette partie fait l'objet d'un développement méthodologique intense chez CNC nécessitant de gros investissements humains et matériels. Afin que ce travail ne soit pas classé confidentiel, aucun résultat lié à cette partie ne sera présenté.

II.4. CONCLUSION

Dans cette partie deux approches d'optimisation de carène ont été présentées. Certains les opposent mais elles sont complémentaires.

La première permet de fournir des résultats quand la rapidité prévôt sur la précision. Elle permet aussi d'étudier un grand nombre de cas de chargement. Ainsi lorsque le projet est encore dans une phase de pré-étude cet outil est très intéressant et très efficace. Typiquement, il est très utile pour les premières phases d'appels d'offres. Il peut également permettre aux calculs CFD de converger plus rapidement en approchant la position d'équilibre du navire.

La seconde méthode plus fastidieuse à mettre en place et plus chère en ressources de calculs, est un « rouleau compresseur » capable d'optimiser finement une carène en fonction d'un cahier des charges précis. Elle nécessite une connaissance poussée de différents logiciels et des connaissances en codage informatique. Par contre, en agissant directement sur le fichier CAO du navire la forme optimale est assurée.

Page laissée volontairement blanche.

III. OUTILS DE DIMENSIONNEMENT DES SYSTÈMES THERMIQUES

III.1.	INTRODUCTION	99
III.2.	SYSTEME DE CLIMATISATION	103
III.2.a	<i>Description de l'outil</i>	103
III.2.b	<i>Exemple d'utilisation</i>	106
III.2.c	<i>Mesures expérimentales</i>	108
III.2.d	<i>Conclusion</i>	112
III.3.	VENTILATION SALLE MACHINE	116
III.3.a	<i>Présentation générale et objectifs</i>	116
III.3.b	<i>Données d'entrée/cahier des charges</i>	117
III.3.c	<i>Géométrie de la salle machine</i>	121
III.3.d	<i>Calculs et analyse des résultats</i>	123
III.3.d.i	Calcul CFD	123
III.3.d.ii	Calcul classique	129
III.3.e	<i>Conclusion</i>	132
III.4.	CONCLUSION	134

III.1. INTRODUCTION

Cette partie aurait pu être intégrée dans **IV.2 Description des systèmes** cependant elle a fait l'objet d'une attention particulière à cause des répercussions qu'elle est susceptible de générer. En effet, le système de climatisation comme la ventilation salle machine font parties postes de consommation électrique importants. Sur des bateaux militaires de types 1650 HSI et 1400 FIV ce peut être parmi les plus gros consommateurs. Or, les groupes électrogènes marins présentent bien souvent un fonctionnement à vitesse de rotation fixe²¹. Comme le montrent le Tableau 13 et la Figure 47 chaque kilowatt électrique installé a un impact non négligeable sur le poids du navire.

fabricant	kohler								
référence	9 kW	12kW	18kW	20,5kW					
masse (kg)	280	395	462	471					
puissance (kW)	9	12	18	20,5					
rapport poids puissance (kg/kW-1)	31,11	32,92	25,67	22,98					
fabricant	onan								
référence	4 QD	6 QD	7 QD	8 QD	9,5 QD	11 QD	13,5 QD	17,5 QD	19 QD
masse (kg)	166	195	272	195	315	315	404	422	422
puissance (kW)	4	6	7	8	9,5	11	13,5	17,5	19
rapport poids puissance (kg/kW-1)	41,50	32,50	38,86	24,38	33,16	28,64	29,93	24,11	22,21
fabricant	mase marine			Kubota					
référence	GS266	GS035	GS050	GS601	GS091				
masse (kg)	80	96	130	165	185				
puissance (kW)	1,7	2,7	4	5,6	7,8				
rapport poids puissance (kg/kW-1)	47,06	35,56	32,50	29,46	23,72				
fabricant	midifs								
référence	MD4	MD8	MD10	MD11	MD14	MD17	MD20	MD25	MD29
masse (kg)	90	224	308	300	357	344	426	412	714
puissance (kW)	3,6	6,3	9,4	8,4	13,9	13,2	20	19,5	28,4
rapport poids puissance (kg/kW-1)	25,00	35,56	32,77	35,71	25,68	26,06	21,30	21,13	25,14

Tableau 13 : comparaison du rapport poids/puissance électrique produite pour différents fabricants.

²¹ Pour plus d'informations voir **IV.2.b Production d'énergie à bord**

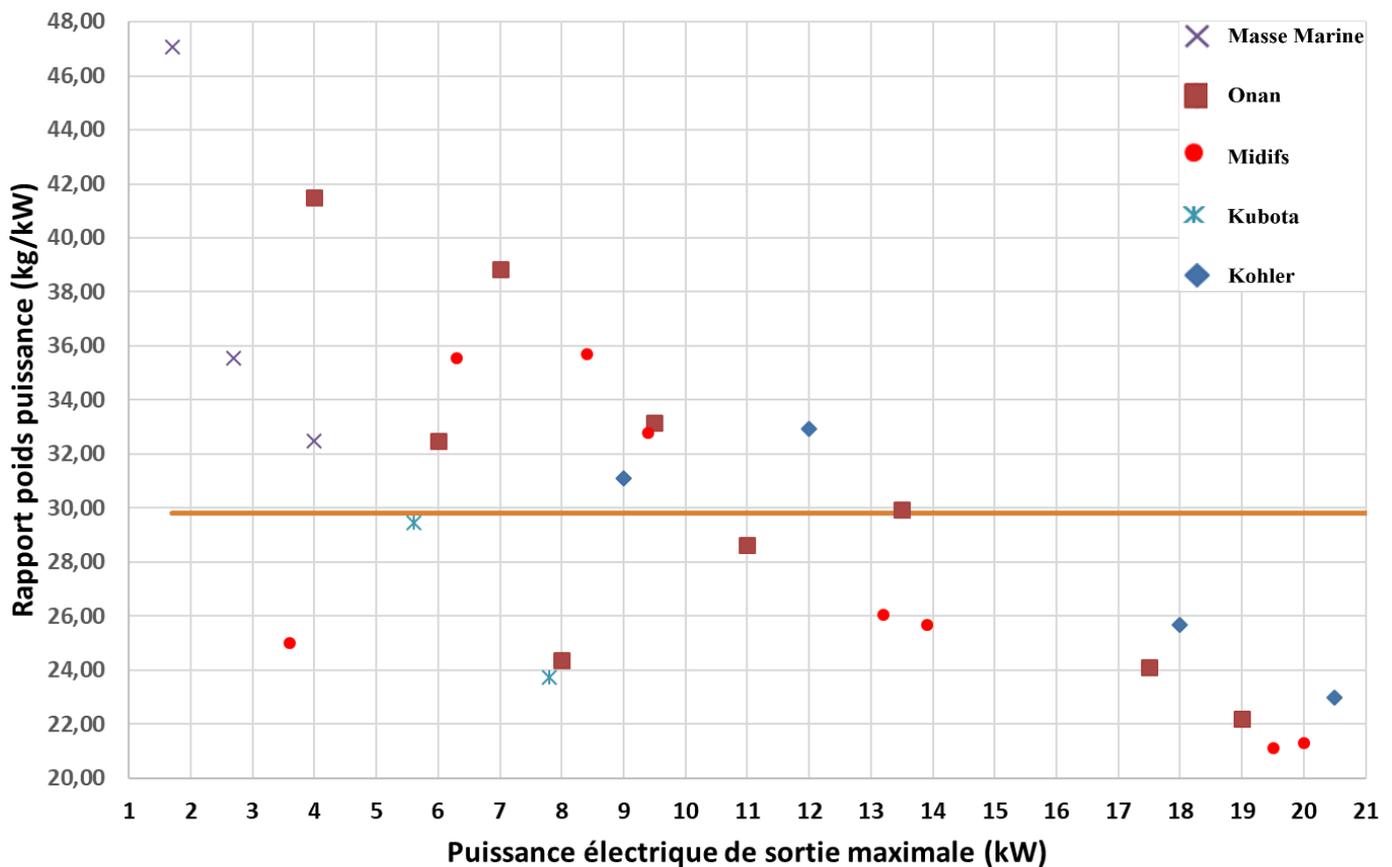


Figure 47 : rapport poids/puissance de différents Groupes Electrogènes en fonction de leur puissance électrique maximale

En effet, ce tableau révèle que pour ce type de groupe électrogène, le rapport poids/puissance électrique produite est en moyenne de 30kg.kW^{-1} .

Malgré une apparente simplicité, le dimensionnement des systèmes de gestion thermique est sensible à une multitude de facteurs tels que les matériaux utilisés pour la construction du navire, le cahier des charges, le ressenti des utilisateurs, les systèmes annexes etc...

Ce chapitre se focalise sur deux parties du navire :

- La première étude réalisée concerne le système de climatisation de la partie habitable du navire. Comme pour une voiture, un bateau à l'arrêt en plein soleil voit la température de son habitacle augmenter, pouvant atteindre des températures extrêmes avoisinant les 70°C . Cependant le temps passé à l'intérieur d'une voiture à l'arrêt est généralement court, alors qu'un bateau en mission ou en croisière peut passer plus de temps à l'arrêt qu'en navigation. Un système de climatisation bien dimensionné est donc primordial. Dans cette première partie, un modèle Excel permettant d'évaluer la puissance nécessaire ainsi que des relevés expérimentaux sont présentés

- La seconde étude porte sur l'étude du système de ventilation de la salle machine des navires. Une expérience malencontreuse réalisée en décembre 2016 illustre parfaitement l'importance de ce système. Lors d'un test visant à relever la température en différents points de la salle machine, les cinq capteurs utilisés ont été détruits et les données n'ont pas pu être récupérées. Pendant le test la ventilation a été coupée quelques minutes pendant que les moteurs fournissaient leur puissance maximale. La température admissible maximale des capteurs étant de 80°C, l'hypothèse qui a été formulée fut que la température de la salle machine avait dû dépasser ce seuil.

Le seul capteur encore fonctionnel était situé dans la salle des groupes électrogènes (GE). Cette salle est attenante à la salle machine. Séparées par une cloison sandwich étanche de 30mm (25mm de mousse PVC), les deux salles ont une ventilation indépendante et celle des GE n'a pas été coupée. L'enregistrement du capteur situé dans la salle des groupes électrogènes a été tracé sur la Figure 48.

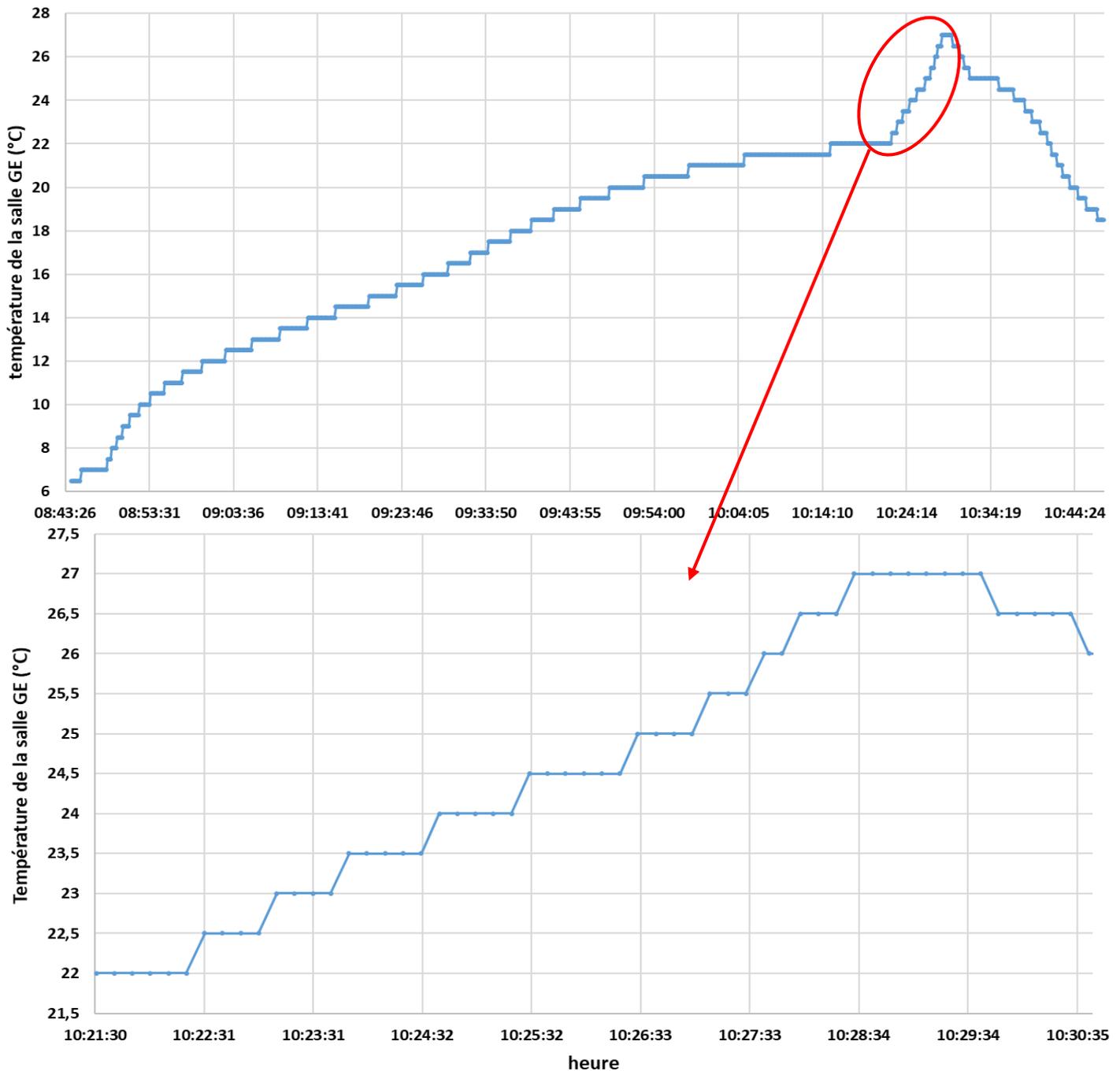


Figure 48 : évolution de la température de la salle GE lors du test

Comme cela est visible sur la Figure 48, la ventilation de la salle machine a été coupée entre 10h22 et 10h29. Pendant cet intervalle de temps la température de la salle GE est montée de 5°C. Sachant que la température extérieure était environ 20°C plus faible que la température de la salle GE, toujours ventilée, cela montre un apport de chaleur important par conduction à travers la paroi (salle GE / salle machine). Confirmant ainsi l'hypothèse d'une forte surchauffe, pendant quelques minutes, de la salle machine. Cette expérience souligne le caractère critique du bon dimensionnement et du bon fonctionnement de la ventilation de la salle machine.

III.2. SYSTEME DE CLIMATISATION

Le dimensionnement des systèmes de climatisation repose souvent sur des méthodes très simples, basées sur la seule connaissance des volumes à climatiser. Une méthode trop simple demande d'utiliser des coefficients de sécurité et de surdimensionner les équipements ; même si un bon niveau d'expertise permet parfois au concepteur de réduire les erreurs de dimensionnement, ce n'est pas toujours suffisant. Comme déjà évoqué, le surdimensionnement est doublement pénalisant sur un bateau, puisqu'au poids de l'équipement s'ajoute de celui du groupe électrogène.

Suivant la démarche générale de ce travail, nous avons développé un outil de dimensionnement de climatisation (ODC) destiné au bureau d'études, conçu pour utiliser toutes les données nécessaires au calcul du bilan thermique (composition des parois, géométries, apports solaires) en restant facile à mettre en œuvre, pour pouvoir être appliqué par la suite sur de nouvelles séries.

On présente ici la méthode générale de l'ODC, puis l'application de l'outil au dimensionnement des systèmes du 1400 FIV. Pour discuter et compléter les résultats des calculs, plusieurs campagnes de mesures thermiques ont été réalisées en mai et juin 2019 : les résultats des mesures sont utilisés dans une démarche de validation de l'ODC, et pour mieux comprendre le fonctionnement thermique dynamique de la cabine.

III.2.a Description de l'outil

L'outil de dimensionnement du système de climatisation (ODC) permet de réaliser un bilan thermique simplifié des parties habitables du navire étudié. Pour cela, elles doivent être fractionnées en volumes contigus, appelés par commodité « cubes » dans la suite du texte. Deux cubes contigus ne sont pas nécessairement séparés par une paroi. Un bateau étant par définition une construction semi-immergée, pour une même pièce la température extérieure peut avoir deux valeurs différentes. Ainsi, le fractionnement doit surtout être réalisé de façon à simplifier l'approximation géométrique du navire (voir Figure 49). Chaque compartiment étant modélisé par une feuille Excel, plus il y a de cubes élémentaires plus le résultat est précis mais plus la procédure de calcul est longue et la saisie fastidieuse.

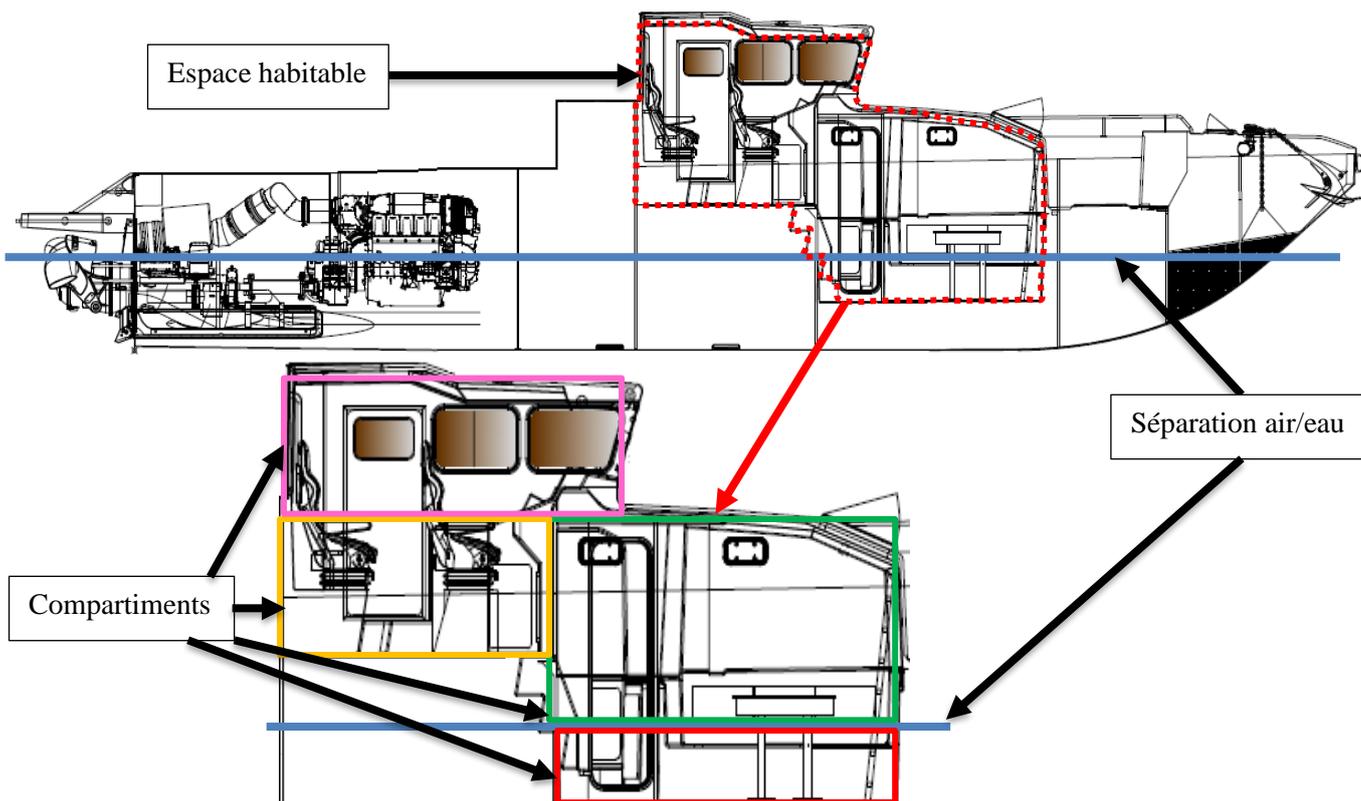


Figure 49 : exemple de fractionnement de l'espace habitable

L'ODC permet de prendre en compte, l'apport thermique dû au renouvellement d'air, l'influence du vitrage et l'apport thermique généré par les personnels et les équipements électriques. Le rayonnement et la convection sont pris en compte d'une façon simplifiée, grâce à l'utilisation des températures équivalentes de parois, selon la relation :

$$T_{eq} = T_{ext} + \frac{C_{abp} * A_{sp}}{H_p}$$

Dans tous les bateaux COUACH le système de climatisation doit assurer une température intérieure de 25°C, quelles que soient les conditions extérieures. Ainsi, par hypothèse conservatrice, l'apport solaire surfacique de chaque paroi correspond à l'apport solaire maximal sur la paroi étudiée pendant la journée la plus exposée de l'année. Même si théoriquement cette valeur ne peut pas être maximale sur toutes les parois au même moment. Le calcul de A_{sp} est réalisé à l'aide d'une macro Excel qui est basée sur les équations issues de l'article (**Bourdin, 2014**). Ce long calcul n'a pas fait l'objet d'un développement supplémentaire par rapport à l'article précité, il ne sera donc pas détaillé ici. De même, la température extérieure est choisie comme étant la température maximale de la zone géographique de localisation du navire.

Le calcul est réalisé en régime stationnaire. La température intérieure de l'ensemble des cubes est donc considérée comme étant égale à la température de consigne.

Une fois A_{sp} et T_{eq} calculés pour les différentes parois il ne reste plus qu'à déterminer P_p et P_v à l'aider des relations suivantes :

$$P_p = \frac{(T_c - T_{eq})(S_m - S_v)}{R_{thp}}$$

$$P_v = \frac{S_v(T_c - T_{eq})}{R_{thv}} + S_v \times F_{sv} \times A_{sp}$$

La puissance thermique issue des appareils électriques est simplement calculée en additionnant la puissance thermique de chaque appareil présent dans le compartiment. De même, chaque personne présente à bord est considérée comme un générateur thermique qui émet une puissance de 130W²².

La puissance thermique totale (P_{tot}) à fournir pour maintenir le cube à la température de consigne est calculée à partir de l'expression :

$$P_{tot} = \sum_{i=1}^n P_{vi} + \sum_{j=1}^6 P_{pj} + P_{pers} + P_{elec} + P_{renouv}$$

²² Source puissance thermiques personnes et appareils électriques : <https://energieplus-lesite.be/theories/bilan-thermique44/charges-thermiques-internes-pour-les-bureaux/>

III.2.b Exemple d'utilisation

Pour tester le modèle un navire de type 1400 FIV a été utilisé. Dans cet exemple, il est localisé dans le golfe persique. Les données d'entrée nécessaires au calcul sont récapitulées sur le Tableau 14 ci-dessous.

localisation	golfe persique	
température de l'air	45	°C
température de l'eau de mer	35	°C
température de consigne	25	°C
humidité	100	%
facteur de trouble atmosphérique	0,050	
débit de renouvellement d'air	20	m ³ .h ⁻¹
nombre de personnels	6	
capacité d'absorption du parement	0,50	
facteur solaire du vitrage	0,70	
coefficient d'échange superficiel extérieur	25	W.m ⁻² .K ⁻¹

Tableau 14 : données nécessaires pour estimer la puissance de climatisation

Les missions classiques pour ce type de navire durent généralement des journées entières pendant lesquelles l'équipage doit rester en alerte. Cela explique les niveaux de températures très élevés choisis. La valeur du facteur de trouble atmosphérique correspond à celle d'une zone rurale. Le facteur solaire du vitrage (F_{sv}) correspond à celui d'une vitre très légèrement teintée. Et la capacité d'absorption du parement (C_{abs}) a été fixée à 0.5 car le gelcoat du bateau est gris brillant. Le renouvellement d'air a été fixé à 20m³.h⁻¹ (aucune norme n'impose de renouvellement d'air pour ce type de bateau).

A partir de ces données, le premier calcul consiste à déterminer A_{sp} . En considérant les murs comme des parois totalement verticales et le plafond comme totalement horizontal on obtient les résultats du Tableau 15 suivant :

mur vertical orienté sud	641,8	W.m-2
mur vertical orienté est	616,5	W.m-2
mur vertical orienté nord	205,4	W.m-2
mur vertical orienté ouest	616,7	W.m-2
mur horizontal	940,0	W.m-2

Tableau 15 : valeurs de A_{sp} calculées pour différentes orientations de parois

Une fois ces valeurs calculées, le compartimentage des parties habitables réalisé et la résistance thermique des parois connues, il ne reste plus qu'à calculer la puissance de refroidissement nécessaire pour chaque compartiment. Toujours afin d'être conservatif, les parois avec le minimum de vitrages

ont été orientées au Nord. Les équipements électriques émettant le plus de chaleur dans un tel navire sont le réfrigérateur et les ordinateurs (au nombre de quatre). La puissance thermique a été évaluée à 600W.

Le Tableau 16 et la Figure 50 présentent les résultats obtenus.

puissance thermique électronique	0,60	kW
puissance renouvellement d'air	0,83	kW
puissance thermique des personnes	0,78	kW
puissance thermique parois	2,54	kW
rayonnement vitrage	1,76	kW
conduction vitrage	0,41	kW
total vitrage	2,19	kW

puissance totale	6,96	kW
	23759	BTU/h

Tableau 16 : résultats par source d'apports thermiques

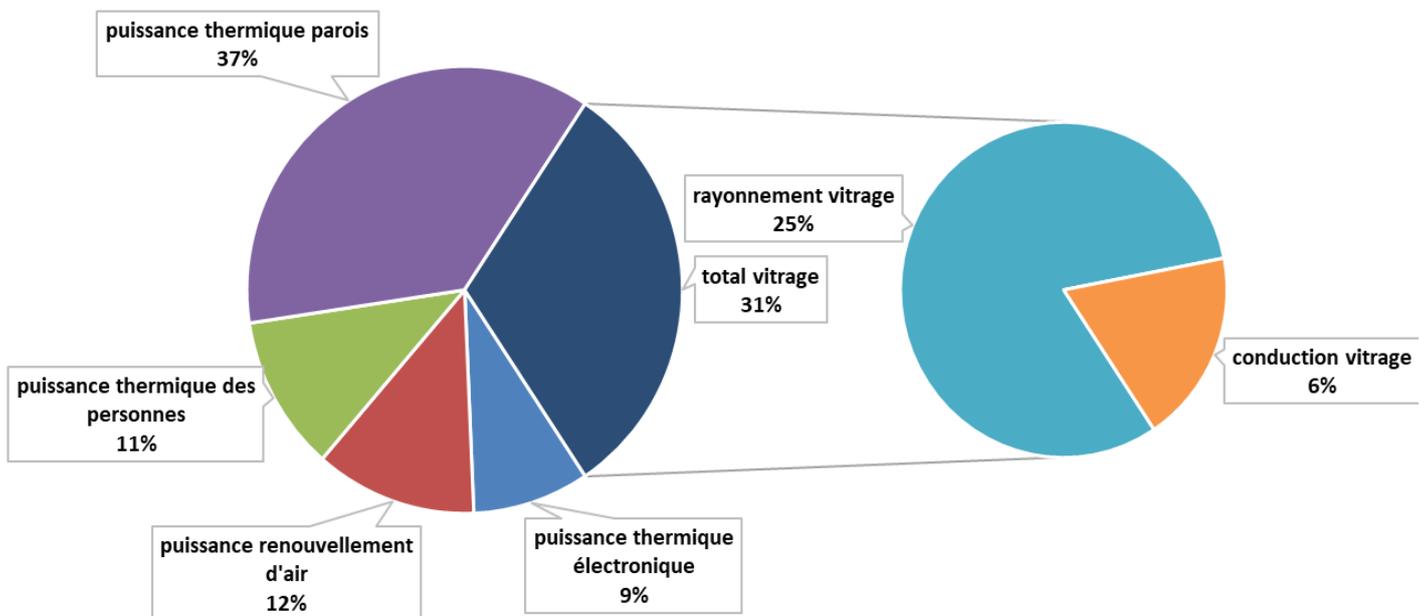


Figure 50 : répartition des différentes sources d'apports thermiques

La puissance totale nécessaire de 7 kW thermique est également donnée en BTU/h car c'est l'unité la plus utilisée par les constructeurs de climatisation marine.

Sur le 1400 FIV, la surface vitrée représente environ 7% de la surface des parois verticales. Cependant comme le montre la Figure 50, ces 7% de surface sont à l'origine de 31% des apports thermiques. Cela s'explique par l'utilisation de simple vitrage et la volonté d'utiliser des vitrages avec un facteur solaire élevé de peur de dégrader la vision nocturne.

III.2.c Mesures expérimentales

Aucune mesure n'a pu être effectuée sur un bateau en fonctionnement. Le planning de tests avant livraison étant trop court, déjà rempli de tests pour les équipements majeurs et définis avant le début de la thèse.

Cependant des mesures de températures et de flux thermiques ont été effectués lors du stage d'étudiants en dernière année de licence Mécanique et Energétique. Réalisés chez CNC à Gujan-Mestras, entre mai et juin 2019, sur un bateau accidenté stationné sur le chantier, ces tests ont permis de valider les valeurs de résistance thermiques calculées pour les parois.

Les mesures de températures extérieures et ambiantes ont également permis d'étudier l'évolution de la température intérieure en différentes zones en conditions d'été, en l'absence de système de climatisation. En particulier, on a pu noter le maintien de meilleures conditions de confort dans la cale, du fait :

- De la stratification thermique de l'air ambiant,
- De la meilleure isolation du toit de la cale
- De l'absence de vitrages.

Par ailleurs la mesure des températures des vitrages teintés a montré un échauffement significatif du vitrage en conditions d'ensoleillement. Quoique réduisant le flux solaire transmis à travers le vitrage, le verre teinté apporte cependant de la chaleur par convection et émission propre dans l'infrarouge.

L'analyse de ces mesures a notamment permis de valider les modèles de températures équivalentes de parois ainsi que le calcul de radiations solaires.

La Figure 51 permet de juger de la précision des équations issues de l'article (**Bourdin, 2014**). Equations qui permettent le calcul de la puissance solaire surfacique dans l'outil ODC. Trois jours consécutifs avec le minimum de passages nuageux ont été sélectionnés afin de faciliter la comparaison.

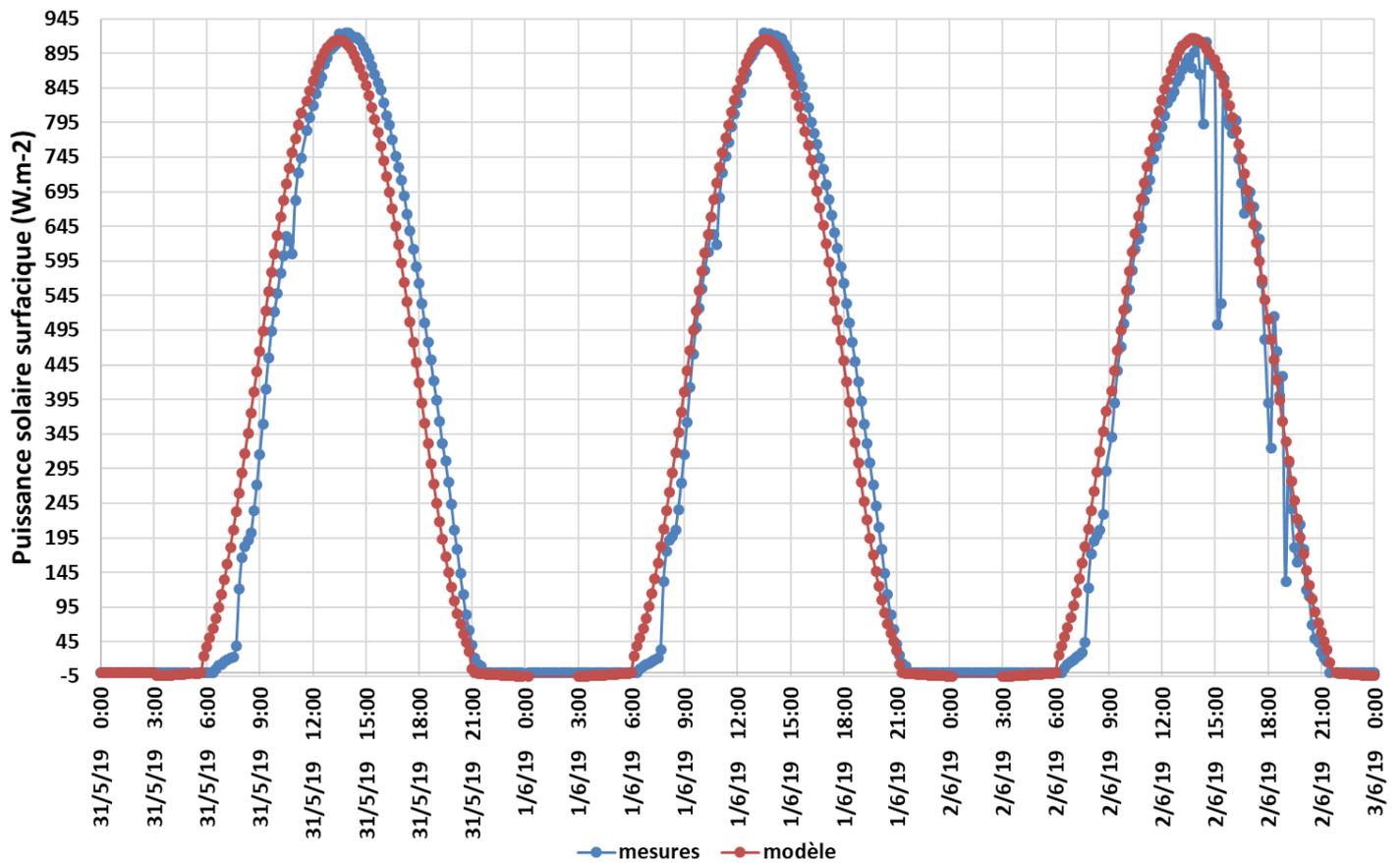


Figure 51 : Comparaison des puissances solaires mesurées et calculées

La Figure 52 ci-dessous donne un exemple des relevés effectués sur le navire.

D'après cette figure, la température maximale atteinte par la porte exposée à l'ouest était de 33.9°C le 25/05/2019 et de 35.6°C le 26/05/2019. Le résultat du calcul de l'apport solaire surfacique maximum sur un mur orienté ouest donne 670.8W.m⁻². La température extérieure étant de 20°C, en reprenant les valeurs de C_{abs} de 0.5 et de H_p de 25 W.m⁻².K⁻¹ la température équivalente de paroi calculée avec l'ODC vaut 34,4°C.

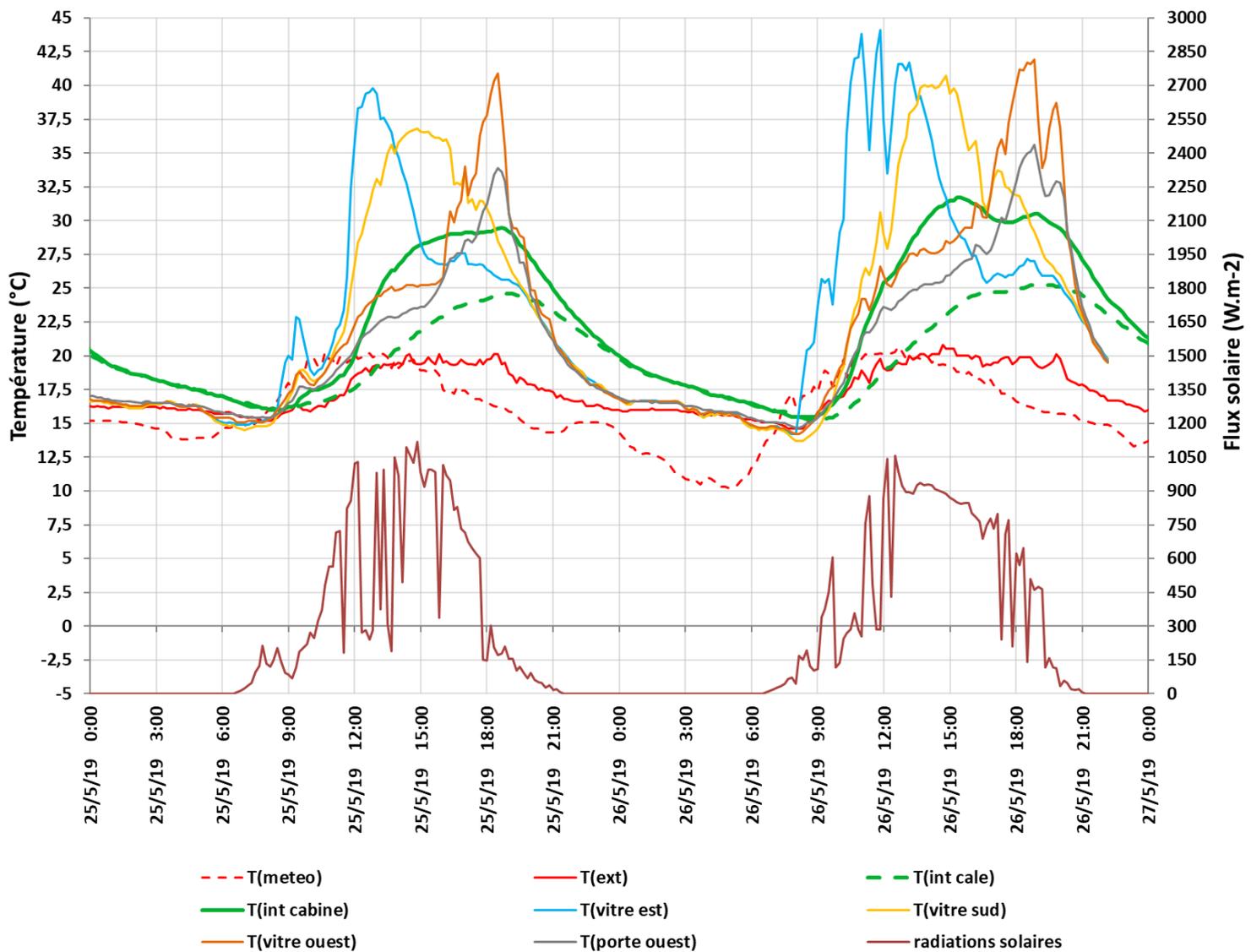


Figure 52 : mesures de températures et de flux solaires réalisés sur le navire accidenté

La mesure expérimentale de la résistance thermique d'une paroi repose sur une mesure de flux, et sur la mesure d'au moins une température intérieure et une température extérieure. La relation entre le flux et l'écart de température permet une détermination de la résistance thermique R , ou de la conductance $U = 1/R$. Sur des parois à très faible inertie thermique comme celles du navire étudié, la mesure est simplifiée par rapport à celles pouvant être mises en œuvre sur des parois maçonnées de bâtiments.

Les mesures de flux thermiques à travers les parois ont été réalisées avec deux types de systèmes:

- Mesure approchée du flux par thermomètres enregistreurs avec module « coefficient U », mesurant la température extérieure, la température intérieure, et la température des parois en face interne en différents points. Assez simples d'utilisation, quoique nécessitant un soin particulier pour la mise en place des sondes, ces appareils ont permis de déterminer les résistances thermiques par approximation du coefficient d'échange superficiel en face interne de paroi.

- Mesure de flux thermique par des éléments Peltier, au moyen d'un système d'acquisition autonome, en cours de développement, sur une base Arduino avec convertisseur analogique – numérique à haute résolution ((Akaabouch, M., 2019) et (Carrion, A., 2019)). D'après (Akaabouch, M., 2019) l'erreur relative entre la résistance thermique calculée et celle mesurée lors de cet essai est faible (environ 2%).

Même si la validation des valeurs de résistance thermique semble évidente elle est nécessaire. L'utilisation de matériaux naturels aux propriétés variables comme le liège et l'imprégnation des matériaux de construction par la matrice peuvent être à l'origine de variations. En effet, lors des processus d'infusion notamment, des matériaux normalement étanches comme la mousse pvc, sont microperforés pour permettre le passage de résine de façon homogène créant ainsi autant de ponts thermiques. Les renforts de fibres (fibre de verre, de carbone...) peuvent également voir leurs propriétés thermiques changer en fonction du taux de résine.

Par ailleurs, l'utilisation de ces types de capteurs peu coûteux pourrait permettre d'envisager une implantation lors de la fabrication (sondes de température, capteurs de flux thermique), pour :

- mieux caractériser, sur un navire test, les transferts thermiques et les charges climatiques de l'ambiance.
- suivre en continu les conditions d'ambiance dans la zone vie et dans les cales techniques.
- aider au pilotage fin des équipements climatiques et de ventilation.

III.2.d Conclusion

A mi-chemin entre l'approche volumétrique et le calcul CFD, cet outil ODC permet de réaliser une approximation assez précise des besoins de climatisation. Il permet également de mettre en évidence les points faibles thermiques du navire. La méthode rapide et simple à mettre en œuvre, permet d'éclairer sur les voies d'amélioration. En effet, d'après le calcul réalisé en partie **III.2.b Exemple d'utilisation** deux sujets peuvent être abordés : l'isolation des parois de l'espace habitable et les vitrages.

Le facteur solaire du vitrage pourrait facilement être divisé par deux (un film réfléchissant efficace peut faire descendre f jusqu'à 0.2). La résistance thermique surfacique pourrait elle aussi augmenter facilement de $2 \text{ K.m}^2.\text{W}^{-1}$, en utilisant par exemple un isolant mince thermo-rélecteur à bulles 4 composants (2 couches réfléchissantes et deux couches de papier bulles, avec lames d'air immobiles).

Avec simplement ces deux modifications effectuées la même étude donne une puissance thermique nécessaire de 4,3 kW soit une économie de puissance d'environ 40%. Le Tableau 17 et la Figure 53 présentent les résultats de cette étude de façon plus détaillée.

puissance thermique électronique	0,60	kW
puissance renouvellement d'air	0,83	kW
puissance thermique des personnes	0,78	kW
puissance thermique parois	0,74	kW
rayonnement vitrage	0,88	kW
conduction vitrage	0,41	kW
total vitrage	1,31	kW

puissance totale	4,26	kW
	14538	BTU/h

Tableau 17 : résultats bruts de l'étude thermique après modifications

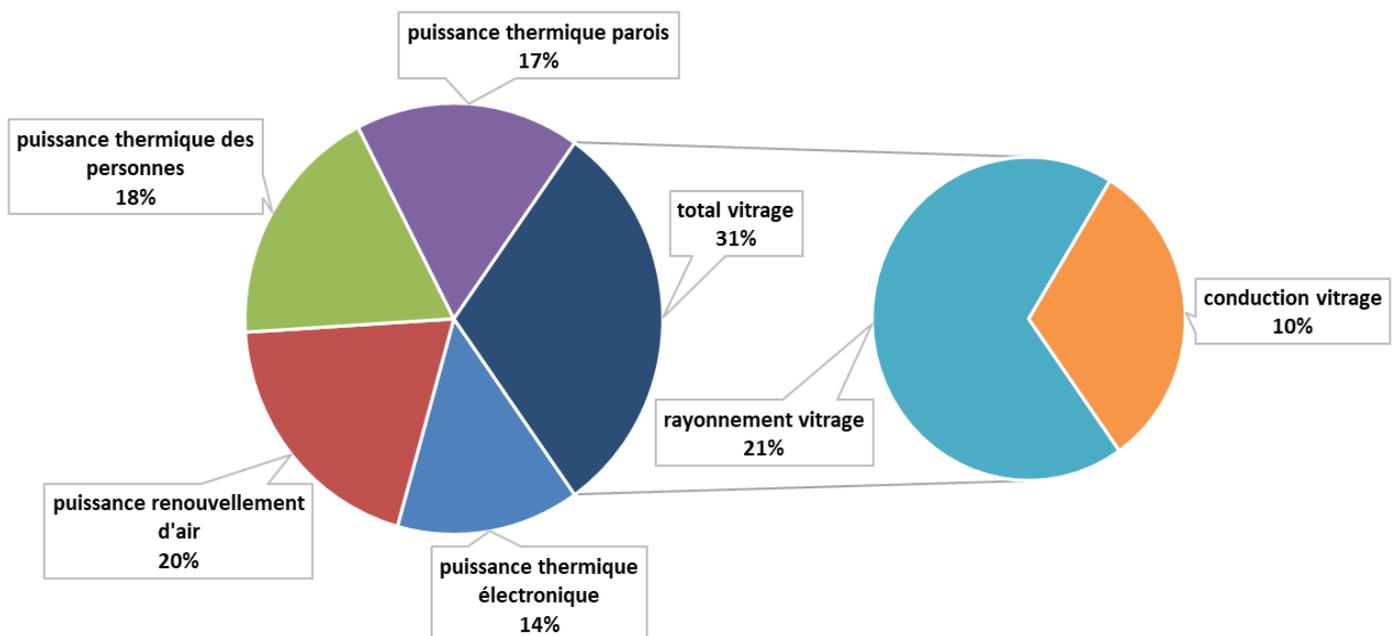


Figure 53 : répartition des différentes sources d'apports thermiques après modifications

Le calcul réalisé ici est un calcul de puissance maximale en régime stationnaire. Si l'on utilise la puissance calculée pour refroidir l'habitacle du navire alors que le bateau a passé de longues heures au soleil, les parois et l'ambiance auront une température avoisinant les 70°C. La température de consigne de 25°C sera donc inatteignable. Afin de palier à ce problème, il est possible de réaliser un calcul CFD transitoire prenant en compte l'inertie thermique du navire ou bien d'utiliser un facteur de surdimensionnement. Ce facteur dépend notamment du temps maximal que l'on souhaite attendre avant d'atteindre la consigne. Par exemple, dans l'industrie automobile le facteur de surdimensionnement utilisé est souvent proche de 2. Cela permet d'atteindre des températures de consigne, après ventilation de l'habitacle, en quelques minutes. Dans l'industrie nautique le coefficient le plus utilisé est entre 30 et 40%. La différence par rapport à l'automobile vient du fait que démarrer un navire militaire ou un Yacht prend du temps à cause d'une liste de vérification exhaustive.

En appliquant un facteur de surdimensionnement de 35% aux deux calculs réalisés les puissances deviennent :

-9.4kW thermique dans le cas standard

-5.75kW thermique avec une isolation renforcée

Afin de mesurer l'impact poids généré par une amélioration de l'isolation thermique, une étude a été réalisée sur le 1400 FIV et le 1650 HSI. Les espaces habitables de ces deux navires sont similaires en termes de volumes et surfaces. La différence majeure entre ces deux navires, au niveau

du système de climatisation, vient du fait que sur le 1650 HSI le dernier client a demandé une redondance totale du système.

Pour ce calcul les hypothèses sont les suivantes :

- la surface totale d'isolant à ajouter est estimée à 86,5 m²,
- la masse surfacique de l'isolant est de 0.4 kg/m².
- la consommation spécifique du groupe électrogène est estimée à 312 g.kWh⁻¹²³

-la puissance thermique totale est fournie par deux groupes froids de 10000 BTU.h⁻¹ chacun dans le cas où l'isolation thermique est renforcée et de 16000 BTU.h⁻¹ chacun dans le cas où l'isolation thermique est standard. Les données relatives à ces climatiseurs sont résumées sur le Tableau 18.

	10000 BTU/h	16000 BTU/h
poids (kg)	22,3	31,9
courant (A)	3,91	5,88
tension (V)	230	230
puissance électrique consommée (W)	899,3	1352,4

Tableau 18 : données d'entrées des climatiseurs²⁴

Le résultat de cette étude est récapitulé dans le Tableau 19.

	isolation classique 32000 BTU/h			isolation renforcée 20000 BTU/h				différence	
	poids clim (kg)	poids GE dédié (kg)	estimation poids carburant (kg)	poids clim (kg)	poids GE dédié (kg)	poids isolation (kg)	estimation poids carburant (kg)	kg	%
1650 HSI	127,6	162,3	6,8	89,2	107,9	34,6	4,5	60,4	20,8%
1400 FIV	63,8	81,1	6,8	44,6	54,0	34,6	4,5	14,0	9,7%

Tableau 19 : comparaison de poids pour les systèmes de climatisation pour deux types d'isolation

Comme le montre ce tableau, dans les deux cas le gain en masse est significatif. Pour le cas où une redondance du système de climatisation est nécessaire le gain de masse est même supérieur à 20%. De plus, si l'on considère une utilisation annuelle de 2500 heures, l'amélioration de l'isolation thermique seule permet une économie de carburant diesel de plus de 700kg/an. La variation de masse est tout de même à mettre en perspective car le poids total du 1650 HSI est d'environ 24.5 tonnes

²³ Valeur moyenne calculée pour une charge de ¾ pour les groupes Onan 6 QD, Onan 13.5 QD, Onan 19 QD

²⁴ Gamme STQ de chez Dometic Marine

et celui du 1400 FIV est d'environ 14 tonnes. Cela souligne également le fait que lorsque l'on cherche à réduire le poids d'un navire il faut s'attaquer au plus grand nombre de systèmes possibles.

III.3. VENTILATION SALLE MACHINE

Dans cette partie, deux méthodes de dimensionnement du système de ventilation vont être comparées. La première est une modélisation CFD de la salle des machines et la seconde est un calcul simple et plus classique. Le système de ventilation est composé de deux ventilateurs (un tribord et un bâbord) qui sont choisis chez le même fournisseur. Cela permettra en conclusion, d'estimer les différences de masse et de consommation issues des deux modélisations.

III.3.a Présentation générale et objectifs

Dans le cas d'une motorisation hors-bord un bateau n'a pas besoin de ventilation pour assurer le bon fonctionnement de ses moteurs. L'air ambiant associé à la vitesse du bateau assurent une ventilation naturelle gratuite et très performante.

A l'inverse dans le cas d'une motorisation in-bord, le système de ventilation de la salle machine est nécessaire pour maintenir les moteurs et la salle machine à un niveau de température acceptable. Ce type d'implantation enferme les moteurs dans un compartiment spécial. En effet, la réglementation impose que toutes les parties de la coque au-dessus d'une ligne se trouvant à 200mm sous la ligne de flottaison soient couvertes d'une isolation feu. Cette isolation doit répondre à des normes de type B15 ou A60 en fonction de la classification choisie²⁵. Ces dispositions tendent à transformer la salle machine en étuve.

Une étude CFD a été réalisée courant Octobre/Novembre 2018 en collaboration avec Mostafa Ibrahim alors en stage de Master. Elle a permis de tester le nouveau design général du système de ventilation (entrée d'air sur le haut de la timonerie et caisson de ventilation sur les côtés du ponts), de dimensionner le circuit aéraulique et de déterminer la puissance nécessaire pour le système ventilation.

²⁵ Pour plus d'informations voir **ANNEXE 5 : Définition des normes B15 et A60**

III.3.b Données d'entrée/cahier des charges

Comme cela est représenté sur la Figure 54, un moteur diesel génère 4 puissances principales :

- Une puissance mécanique ($P_{méca}$) (environ 40% du total).
- Une puissance thermique évacuée par le circuit de refroidissement eau de mer (Pref) (environ 31.5% du total).
- Une puissance thermique évacuée par les gaz d'échappement (Péchap) (environ 28% du total).
- Une puissance convecto-rayonnée cédée à l'air de la salle machine et évacuée par le système de ventilation (P_{conv}) (environ 0.5% du total).

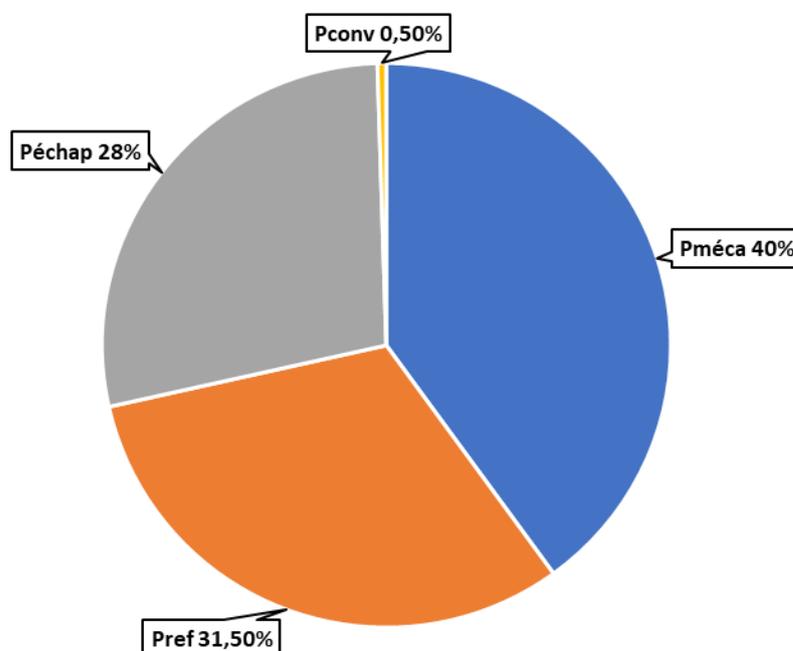


Figure 54 : répartition moyenne des différentes puissances générées par un moteur diesel

Compte tenu de la proportion que représente la puissance convecto-rayonnée la solution la plus économique énergétiquement consisterait à augmenter le débit de la pompe à eau de mer pour absorber ce 0.5%. Cela permettrait d'installer en salle machine un simple circulateur d'air pour éviter les points chauds. Cette solution bien qu'employée sur les générateurs électriques diesel ne l'est malheureusement pas encore pour les moteurs de propulsion.

Une augmentation de température trop importante dans la salle machine aura des conséquences néfastes sur :

- Le fonctionnement des appareils électriques et électroniques
- Les performances et la durée de vie du moteur
- Les conditions d'accès à la salle machine pour les opérateurs.

Afin d'éviter cela, chaque motoriste fournit les valeurs des différentes puissances thermiques générées.

Les données indispensables pour le calcul sont :

- La puissance convecto-rayonnée
- Les températures maximales admissibles pour les différents circuits (points chauds à éviter absolument dans les zones concernées)
- La différence de température entre l'extérieur de la salle machine et la température moyenne intérieure.
- La température moyenne de la peau extérieure de la ligne d'échappement. En effet, même si la ligne d'échappement est isolée avec un isolant haute température elle contribue également à réchauffer la salle machine.

Dans le cas du projet 1400 FIV, le bateau est équipé de deux moteurs Caterpillar C18. Le Tableau 20 donne la puissance convecto-rayonnée par ce moteur en fonction de sa vitesse de rotation.

La température à ne pas dépasser à l'intérieur de la salle machine est de 70°C²⁶.

Pour des raisons de confort et de sécurité des personnels à bord et du fait que le bateau est destiné à travailler au Moyen Orient, la différence entre la température extérieure et la température moyenne à l'intérieur de la salle machine ne doit pas dépasser 12.5°C. La température maximale mesurée sur Terre étant de 56.7°C, cette condition prévôt sur la précédente pour la condition de température moyenne interne.

²⁶ Issue de C18 ECM DERATING STRATEGY

engine speed rpm	rejection to atmosphère kW
2200	50,6
2100	51,6
2000	52,9
1800	49,7
1700	47,8
1600	44,4
1500	37,8
1400	31,8
1200	22
1000	17,1
800	9,8
600	4,6

Tableau 20 : puissance convecto-rayonnée par le moteur dans la salle des machines

La ligne d'échappement est composée de deux parties : une partie dite sèche et une partie humide. La partie sèche est la partie qui se situe juste après le moteur, la partie humide se situant en aval. Dans la partie humide une aspersion d'eau est créée afin de refroidir les gaz d'échappement. Associé à un silencieux ce système réduit le bruit et remplace le classique pot à barbotage plus lourd.

Un calcul CFD sur star CCM+ a été réalisé afin d'obtenir le niveau de température de surface de la partie sèche de la ligne d'échappement. La température de surface de la partie humide étant suffisamment refroidie pour ne pas contribuer au réchauffement de la salle machine.

Le calcul a été réalisé avec la température et le débit maximal de gaz d'échappement (400°C et 3938kg.h⁻¹). La paroi de la ligne d'échappement est composée d'un tube d'acier inox de 2mm d'épaisseur entouré d'un matelas d'isolant haute température (laine de roche) de 5cm d'épaisseur. La résistance thermique surfacique de la canalisation est donc de 1.25 m².K.W⁻¹ ($\lambda_{\text{laine de roche}} = 0.04 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ et $\lambda_{\text{acier}} = 50 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$). Le coefficient de convection thermique a été fixé à 10W.m⁻².K⁻¹. Ce calcul est un calcul intermédiaire, comme précisé dans le paragraphe précédent l'objectif est d'obtenir la température de la partie sèche de la ligne d'échappement. Afin d'éviter de sous évaluer cette température, la valeur du coefficient de convection thermique a volontairement été choisie faible même pour un phénomène de convection naturelle. Toutes ces données sont présentées sur la Figure 55 ci-dessous.

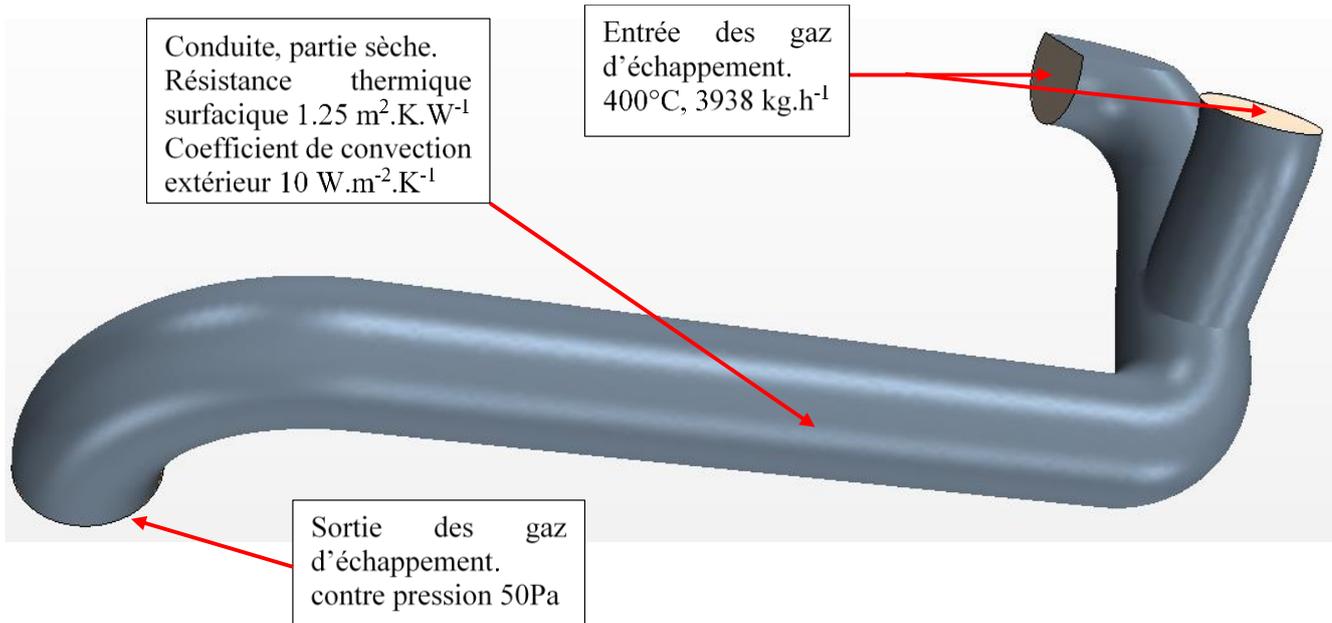


Figure 55 : schéma de présentation du calcul

La Figure 56 ci-dessous présente les résultats de la simulation.

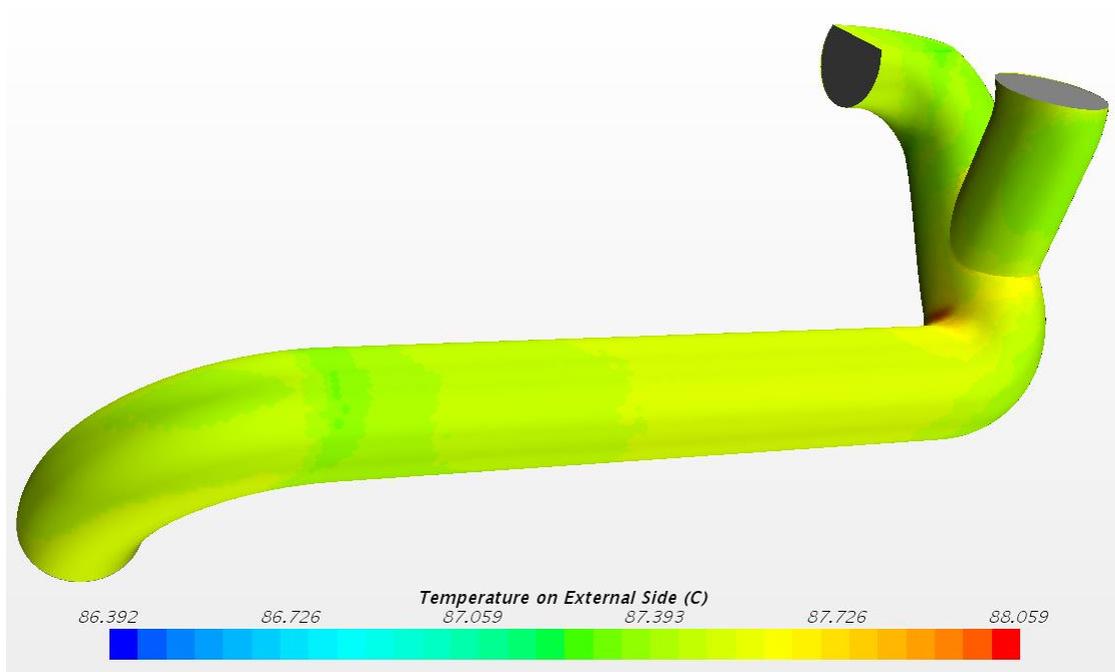


Figure 56 : température de l'enveloppe extérieure de la conduite d'échappement.

Comme on peut le voir sur la Figure 56, la température est comprise entre 86 et 88°C . La température moyenne se situant autour de 87°C . Pour la suite du calcul la partie sèche de la conduite sera considérée à 87°C .

III.3.c Géométrie de la salle machine

Les schémas ci-dessous permettent de visualiser la géométrie de la salle machine, de localiser les entrées/sorties d'air et d'anticiper une circulation grossière de l'air de ventilation. Les ventilateurs fonctionnent en extraction. L'air rentre donc de manière naturelle par les entrées et est expulsé par les sorties.

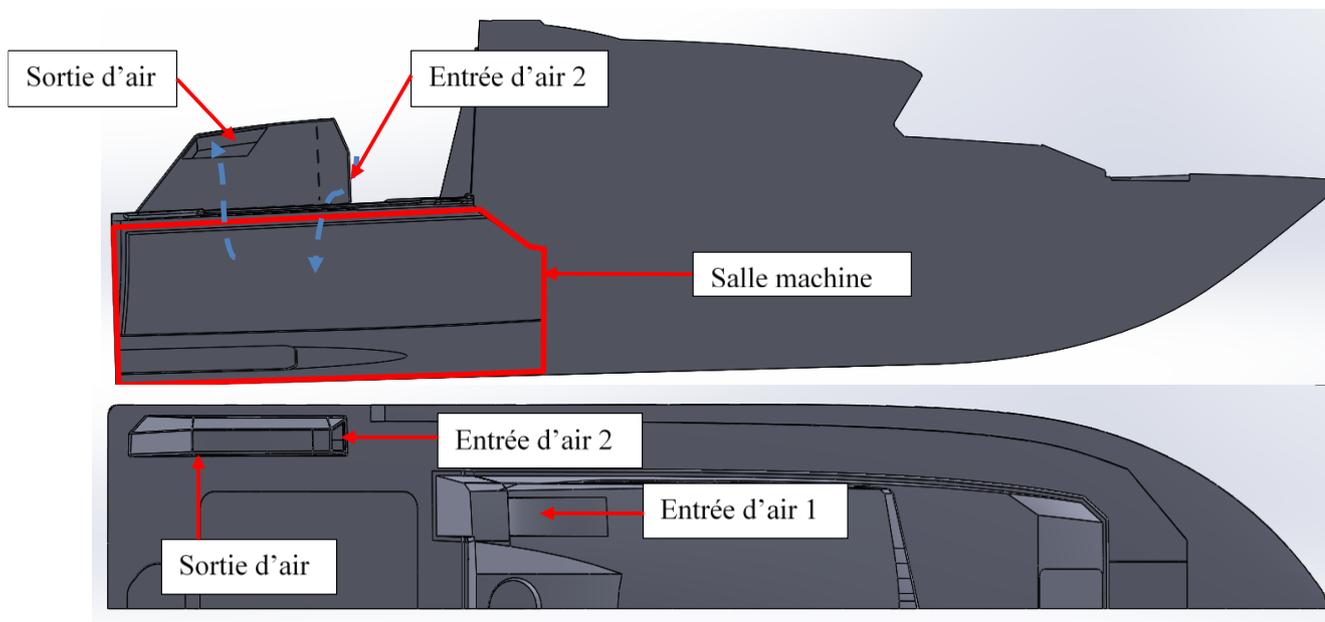


Figure 57 : vue en coupe longitudinale selon le plan de symétrie du 1400 FIV

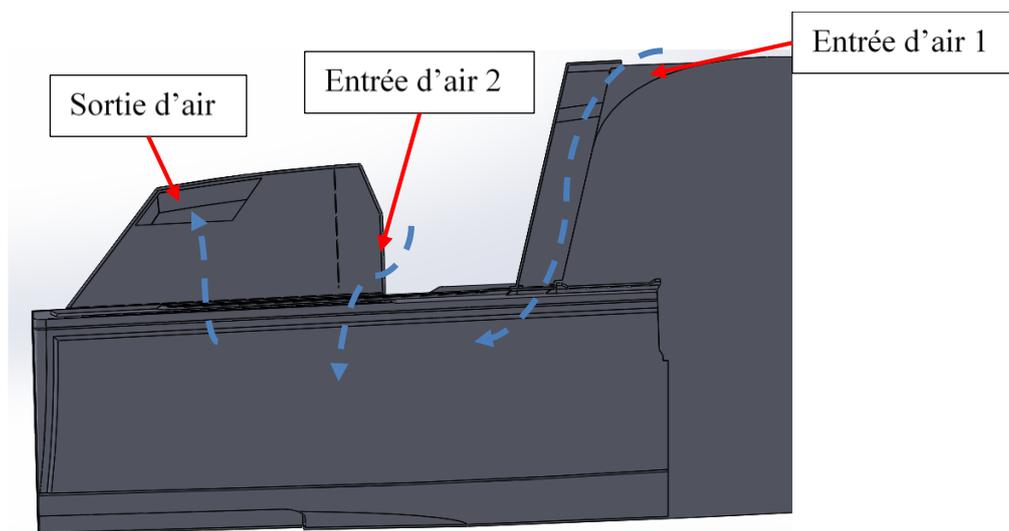


Figure 58 : vue en coupe du caisson de timonerie (entrée d'air 1)

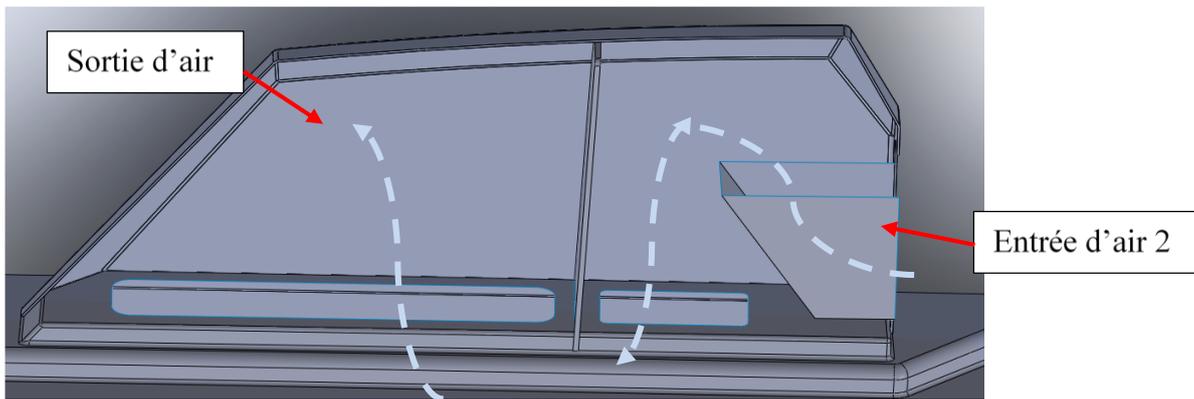


Figure 59 : vue en coupe du caisson latéral (entrée d'air 2 et sortie d'air)

La CAO présentée ci-dessus a pour but de fournir les plans de conceptions du navire, elle comporte donc un grand nombre de pièces inutiles au calcul (vis, boulons etc...) ainsi que des jeux de montages et de collages gênant. Pour optimiser le calcul CFD un modèle CAO simplifié a été conçu (Figure 60).

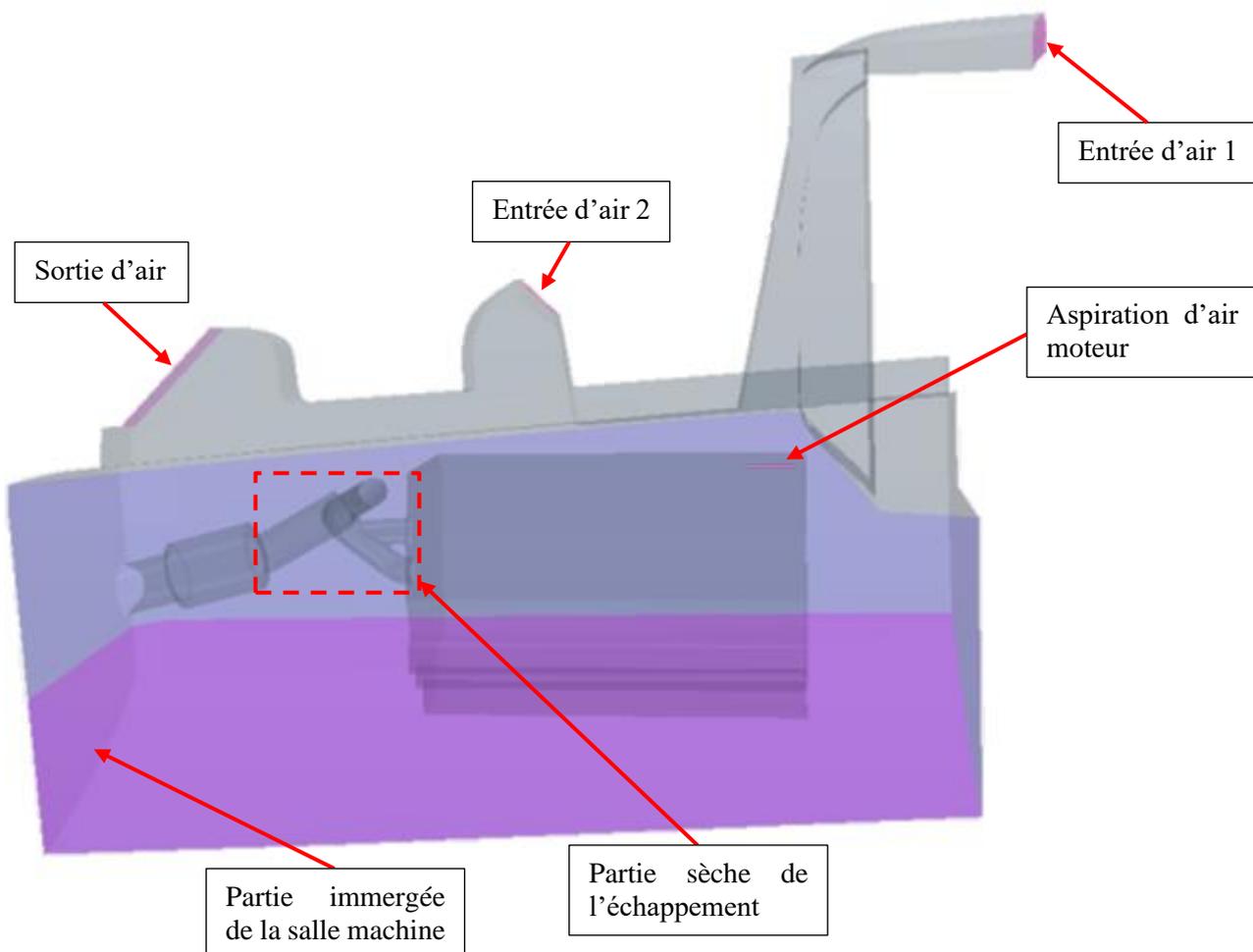


Figure 60 : CAO simplifiée de la salle machine

III.3.d Calculs et analyse des résultats

III.3.d.i Calcul CFD

Le calcul a été réalisé sur le logiciel Star CCM+ avec les hypothèses suivantes (conditions initiales et conditions aux limites) :

Régime stationnaire

Puissance thermique du moteur considérée comme constante et égale à 50 kW

Coefficient de convection entre les parois et l'air $100 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ (convection d'air forcé par le système de ventilation, valeurs usuelles comprise entre 25 et $250 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$).

Température de l'air extérieur 50°C

Coefficient de convection entre les parois et l'eau $1000 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ (convection d'eau naturelle, valeurs usuelles comprise entre 250 et $1000 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$).

Température de l'eau 35°C

L'échappement est considéré comme un corps gris à 87°C (voir Figure 56).

Vitesse du bateau nulle

La salle machine est symétrique par rapport au plan longitudinal médiant du navire donc seule une demi salle sera modélisée. Le système de ventilation devra donc être doublé.

La Figure 61 synthétise les modèles physiques employés pour le calcul.

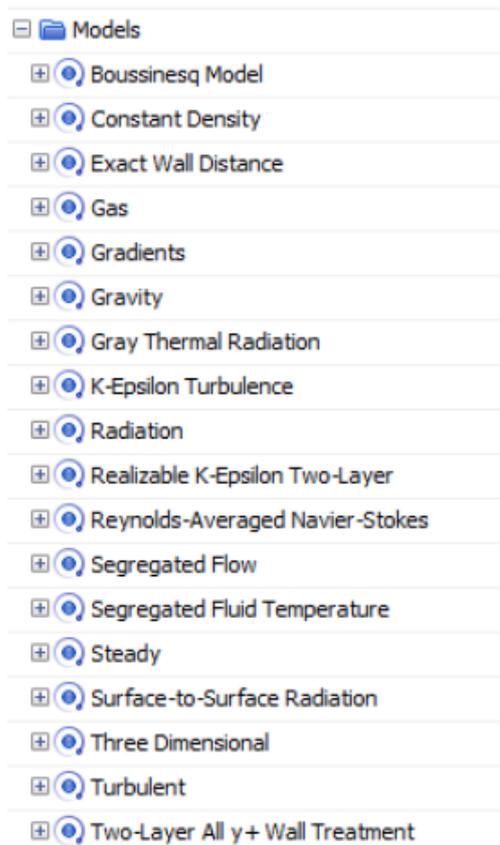


Figure 61 : résumé des modèles physiques utilisés pendant la simulation

L'approximation de Boussinesq est utilisée pour l'étude de problèmes liés à la convection naturelle. Elle permet de simplifier les équations de Navier-Stokes dans le cas d'écoulement où la masse volumique du fluide n'est pas constante. Les différences de densités sont alors négligées sauf dans le cas où elles sont multipliées par l'accélération de la gravité. Cette approximation est valable si $\beta(T-T_0) \ll 1$ avec β le coefficient de dilation thermique (dans le cas d'un gaz parfait $\beta = \frac{1}{T}$).

Le modèle k-epsilon est couramment utilisé pour modéliser la turbulence. (**Bastide, 2014**) donne une définition précise de ce modèle page 22.

Le « Reynolds-Averaged Navier-Stokes » (RANS) est une méthode numérique permettant de résoudre les équations de Navier-Stokes. Toutes les variables sont exprimées comme étant l'addition d'une valeur moyenne et d'une fluctuation. (**Bastide, 2014**) détaille ce modèle page 20.

A l'inverse d'un solveur « coupled », un solveur « segregated » résout les équations de façon séquentielle jusqu'à ce que le critère de convergence soit atteint.

La quantité d'énergie rayonnée entre deux surfaces, considérées ici comme des corps gris, dépend notamment de leur distance et orientation l'une par rapport à l'autre. La méthode numérique « Surface to Surface Radiation » permet de calculer cette position relative.

Le modèle « Two-Layer All y^+ Wall Treatment » permet d'étudier les phénomènes ayant lieu dans la couche limite. Le calcul d'une variable adimensionnée y^+ permet de sélectionner la méthodologie de résolution numérique. Il permet également de renseigner l'utilisateur sur l'adéquation modèle/maillage. (Bastide, 2014) détaille ce modèle page 24 à 27.

Une vitesse d'avance du bateau nulle associée à la puissance thermique convecto-rayonnée maximale du moteur correspond au pire cas possible. L'équipage a poussé le bateau à sa vitesse maximale et a dû stopper le navire brusquement. C'est un cas typiquement rencontré lors de missions d'interception. Y compris dans ce cas extrême la ventilation doit assurer une température moyenne de 62.5°C dans la salle des machines.

La ventilation fonctionnant en extraction, quatre simulations ont été effectuées avec des débits massiques de sortie imposés différents. Le Tableau 21 récapitule les résultats principaux des quatre simulations.

Débit massique sortie (kg.s-1)	Débit massique entrée 1 (kg.s-1)	Débit massique entrée 2 (kg.s-1)	Température moyenne (°C)	Perte de charge (entrée 1 et 2 / sortie) (Pa)
3,7	1,2	2,5	58,4	495
3,0	0,9	2,1	59,8	319
2,5	0,8	1,7	61,2	219
2,0	0,6	1,4	63,1	139

Tableau 21 : résultats principaux pour différents débits massiques testés

D'après ce tableau en fixant un débit de sortie massique de sortie à 2.5 kg.s⁻¹ la température moyenne respecte le cahier des charges avec une marge de 1.3°C.

La Figure 62 et la Figure 63 permettent une analyse plus fine des résultats. Elles sont issues de la simulation réalisée avec un débit massique de sortie de 2.5 kg.s⁻¹.

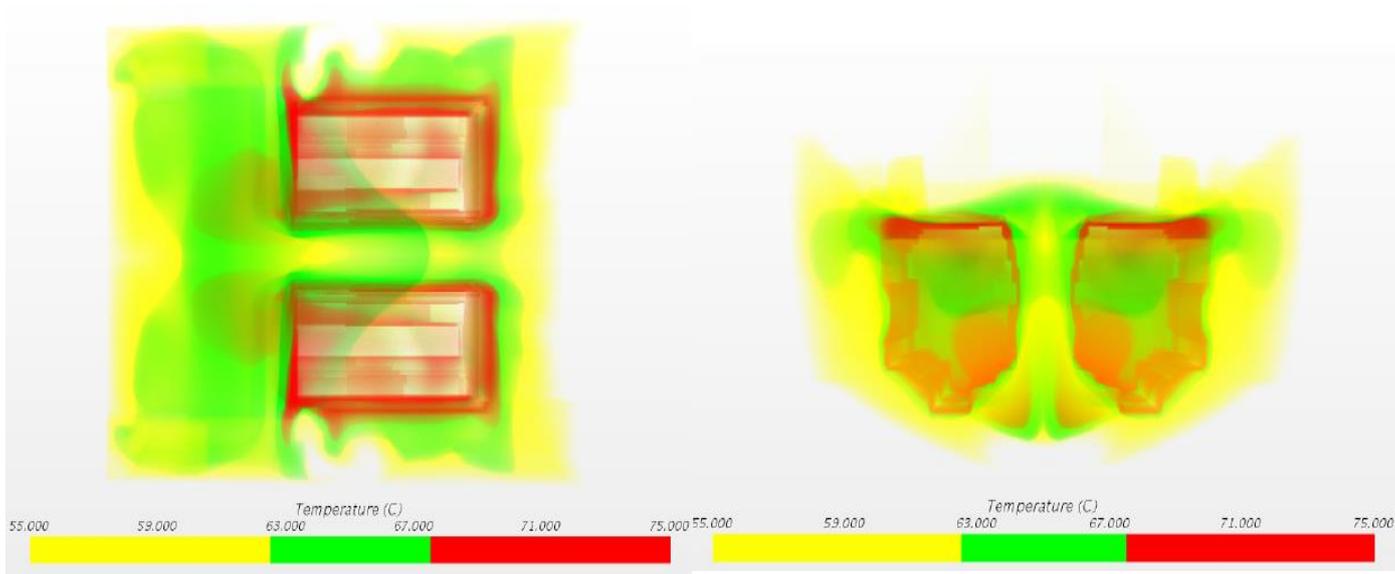


Figure 62 : visualisation des champs de températures sur deux vues en coupe de la salle des machines

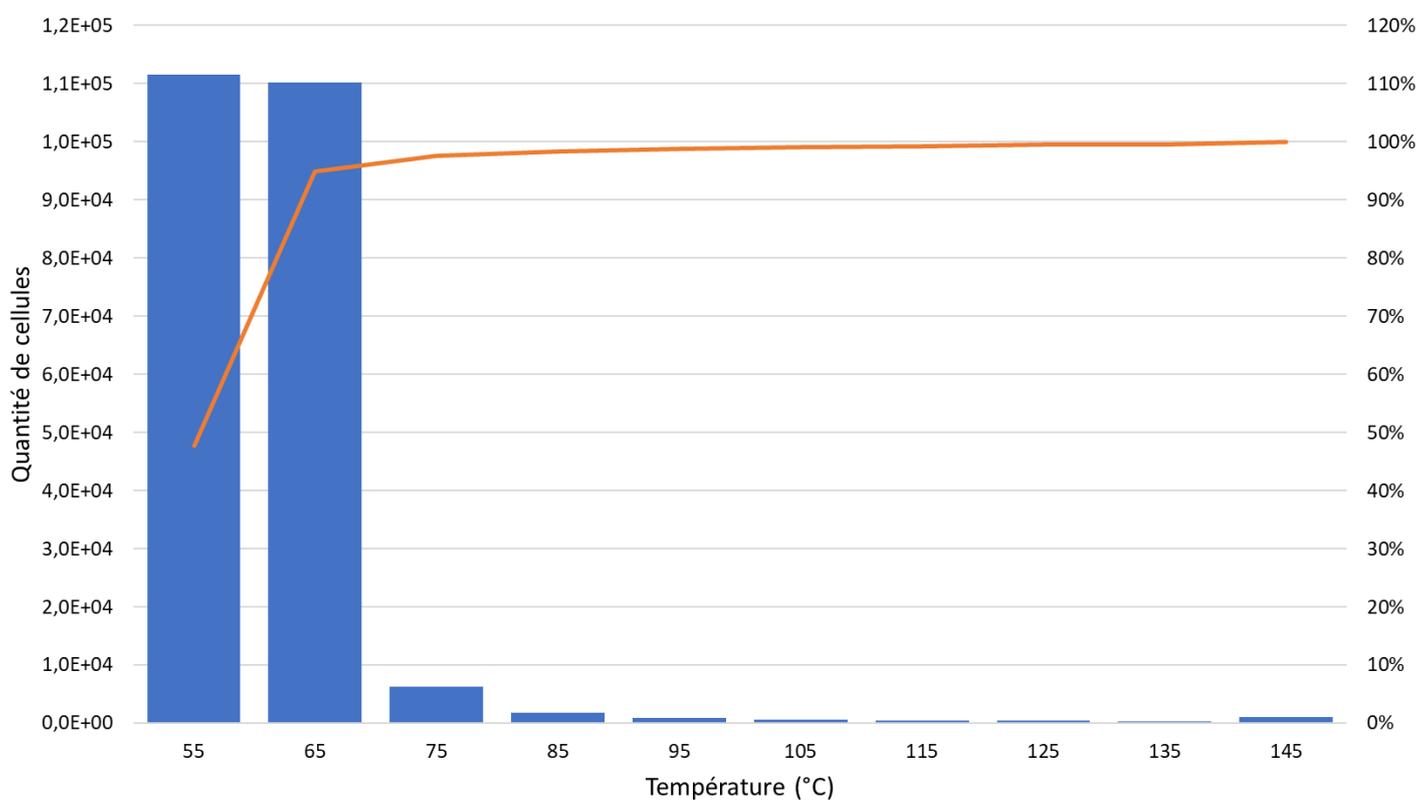


Figure 63 : évolution du nombre de maille par intervalle de température

Les niveaux de températures très élevés de certaines cellules (Figure 63) sont dus à la modélisation conservative. Le moteur a été modélisé comme une source de puissance thermique constante. Ses systèmes de refroidissement n'ont pas été modélisés (par manque d'informations de la part du motoriste). Ils assurent une température de surface inférieure à celle observée ici, (sauf dans certaines zones comme par exemple le collecteur d'échappement). De plus, un autre phénomène n'est pas visible avec cette modélisation. Lorsque la température du moteur augmente, l'écart de

température dans le circuit de refroidissement par eau de mer augmente aussi. Ainsi, la proportion de la puissance convecto-rayonnée dans la salle des machines va diminuer au profit de la puissance évacuée par le système de refroidissement par eau de mer.

Une étude de convergence en maillage a été réalisée afin de juger de la précision des résultats. La Figure 64 et la Figure 65 révèlent que la température moyenne et la perte de charge totale sont très peu sensibles à la variation de la quantité de cellules.

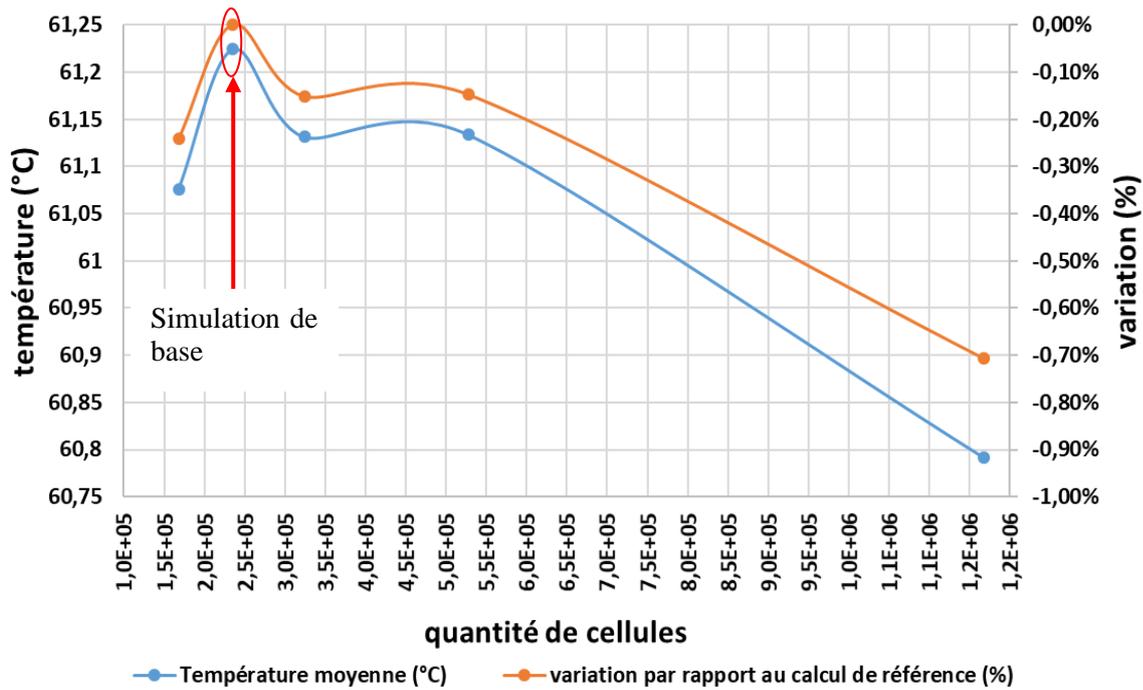


Figure 64 : évolution de la température moyenne de la salle machine en fonction de la quantité de cellules

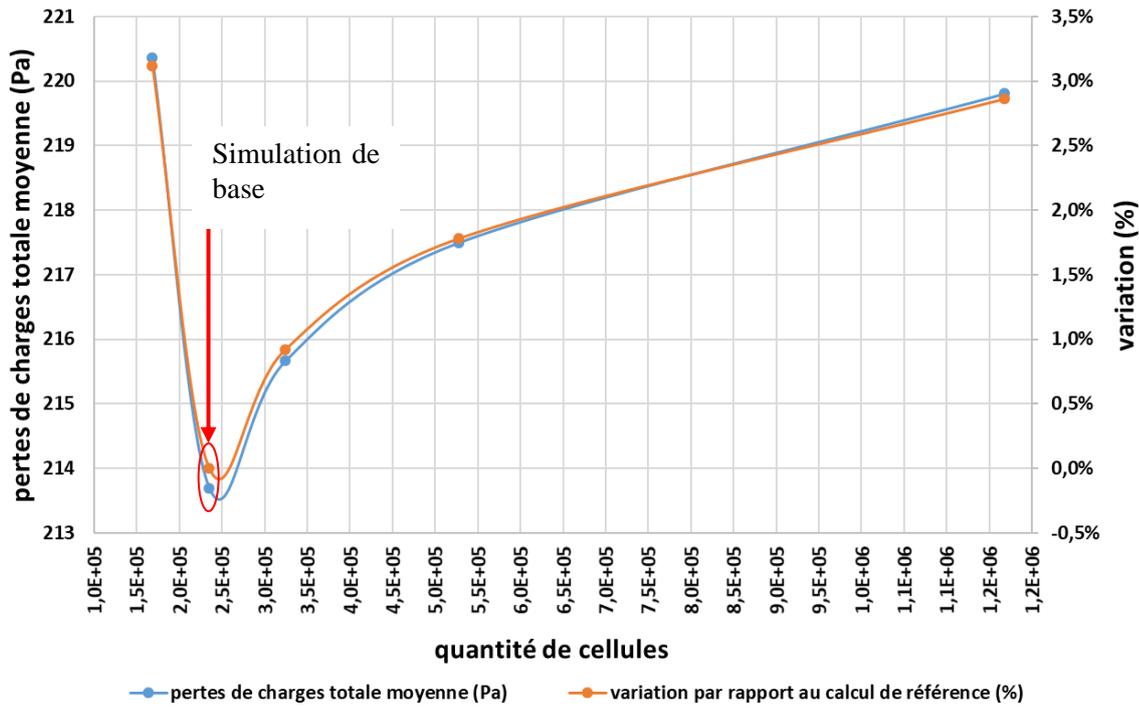


Figure 65 : évolution de la perte de charge en fonction de la quantité de cellules

La Figure 66 ci-dessous met en évidence l'évolution du temps de calcul avec l'augmentation de la quantité de cellules.

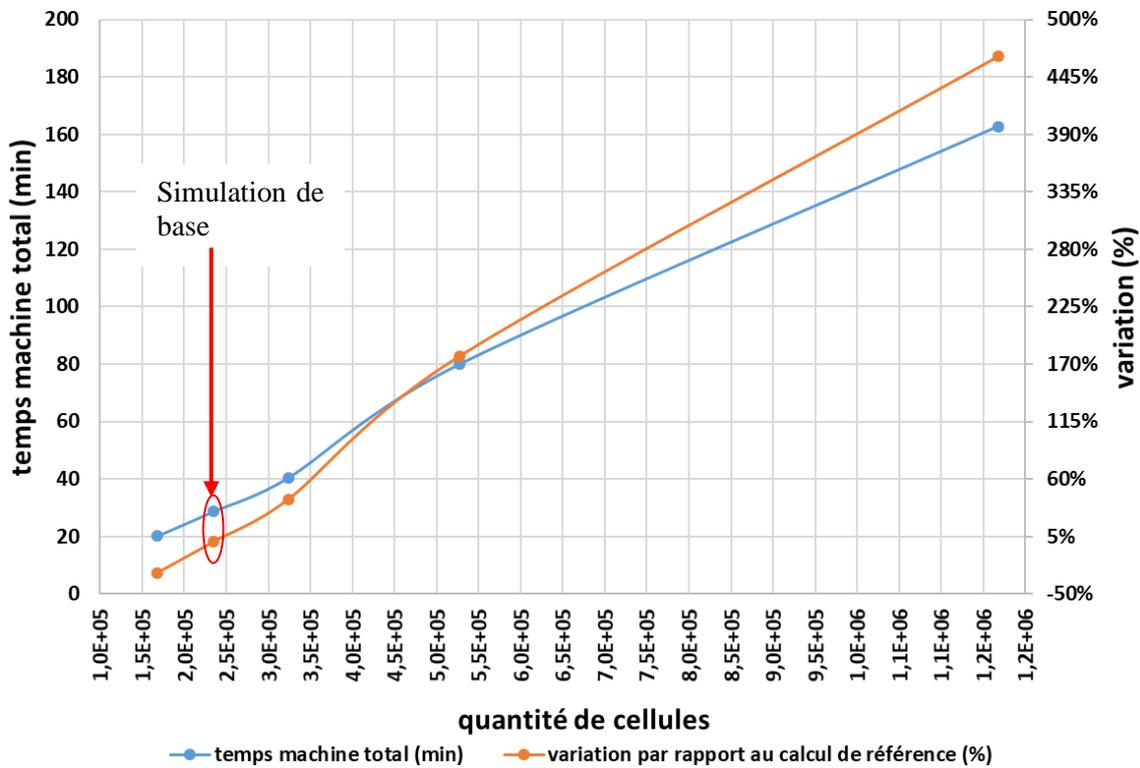


Figure 66 : évolution du temps de calcul en fonction de la quantité de cellules

Cette courte analyse justifie le fait que les différentes simulations effectuées pour étudier la ventilation de la salle machine ont été réalisées avec 235000 cellules (simulation de base).

Une fois que le débit et la perte de charge entre les deux entrées et la sortie sont connus, le ventilateur adapté est sélectionné à partir des courbes pressions statiques supportées en fonction du débit nécessaire (Figure 67), fournies par le constructeur.

Dans le cas du calcul CFD, d'après la Figure 67, pour respecter le cahier des charges il faudra donc utiliser deux ventilateurs axiaux avec un diamètre efficace de 405mm et d'une puissance électrique de 1.5kW.

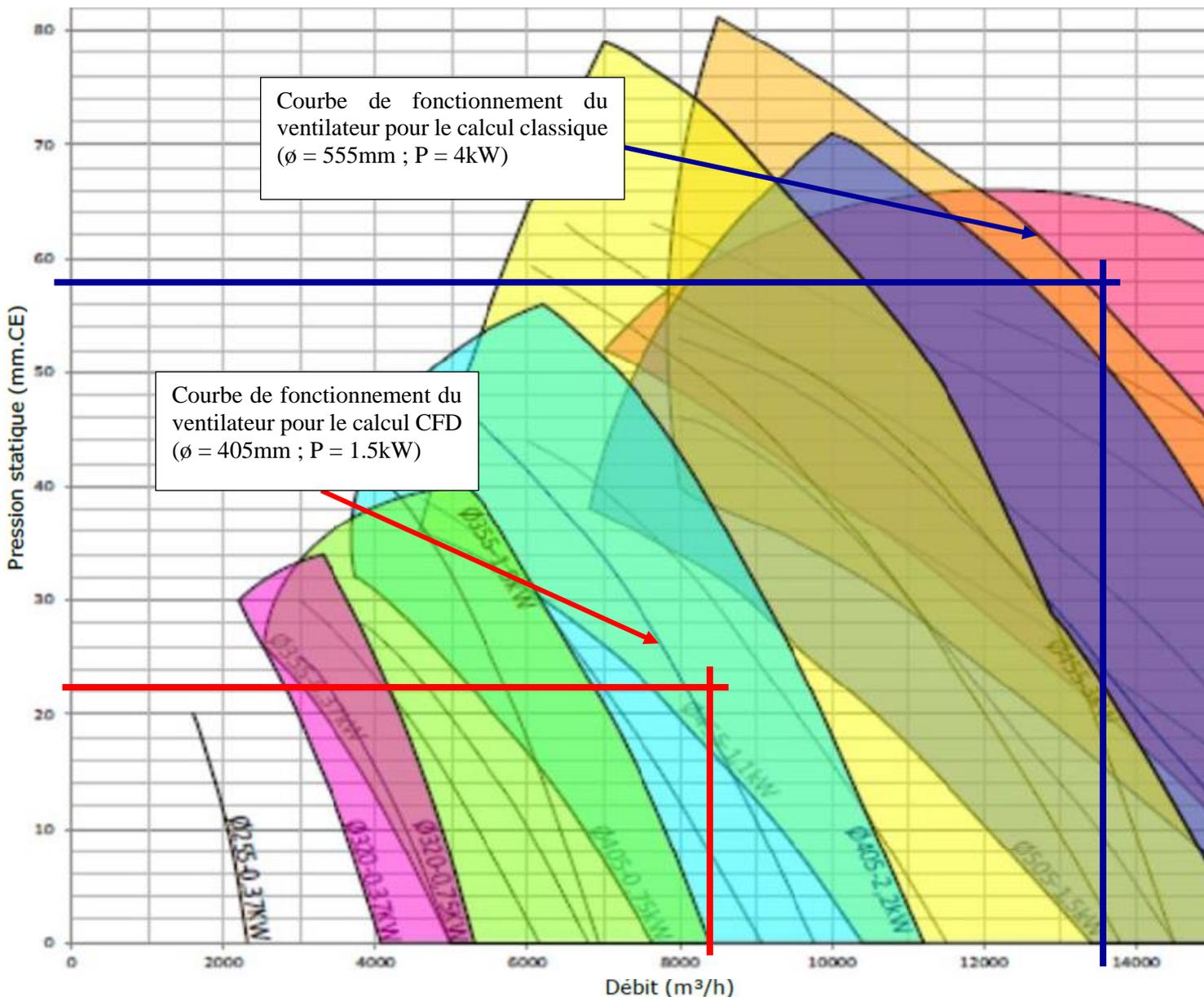


Figure 67 : courbes pression statique supportée

III.3.d.ii Calcul classique

Cette méthode est préconisée par les motoristes. La relation utilisée est la suivante :

$$\dot{m} = \frac{P_{thm}}{C_p \cdot \Delta T} \times F$$

Elle est issue d'un bilan thermique dans lequel tous les échanges conductifs, convectifs et radiatifs sont négligés. La circulation d'air est donc le seul paramètre qui permet d'évacuer la puissance thermique hors de la salle machine. F est un facteur empirique qui dépend de la géométrie du système de ventilation (**Caterpillar., 2015**).

Cette approche est nécessairement beaucoup plus conservatrice que l'approche CFD.

En appliquant cette relation avec les conditions évoquées précédemment et pour $F = 1$. On trouve un débit massique à fournir par ventilateur valant $\dot{m} = 3.97 \text{ kg.s}^{-1}$.

Pour calculer les pertes de charges inhérentes au fonctionnement à régime nominal, les calculs réalisés dans **III.3.d.i Calcul CFD** sont réutilisés. En effet, les pertes de charges sont proportionnelles au carré de la vitesse d'écoulement du fluide donc :

$$p_c = k v_a^2$$

Or

$$v_a = \frac{\dot{m}}{S \cdot \rho_{air}}$$

Donc

$$p_c = k \left(\frac{\dot{m}}{S \cdot \rho_{air}} \right)^2$$

Or la section traversée par l'air n'a pas changé pour les quatre simulations testées, il est donc possible d'écrire :

$$p_c = k_2 \dot{m}^2$$

Avec $k_2 = \frac{k}{(S \cdot \rho_{air})^2}$ une constante.

Pour trouver k_2 il suffit de tracer la courbe p_c en fonction de \dot{m} et de l'interpoler par un polynôme de la forme $k_2 X^2$. Cela donne $k_2 = 35,7443$.

Finalement pour un débit massique valant $\dot{m} = 3.97 \text{ kg.s}^{-1}$ la perte de charge associée vaut $p_c = 562.9 \text{ Pa} = 57.4 \text{ mmCE}$.

Dans le cas du calcul simple, d'après la Figure 67, pour respecter le cahier des charges il faudra donc utiliser deux ventilateurs axiaux avec un diamètre efficace de 555mm et d'une puissance électrique de 4kW.

III.3.e Conclusion

Le Tableau 22 résume les résultats principaux de l'étude réalisée dans la partie **III.3.d Calculs et analyse des résultats**. La masse volumique de l'air a été prise égale à $1,06 \text{ kg.m}^{-3}$.

Calcul CFD

Débit massique (kg.s-1)	Débit volumique (m3.h-1)	pertes de charge mmCE	ventilateur	quantité	Puissance totale ventilateurs kW	poids total ventilateurs kg
2,50	8490,6	22,3	diamètre 405 mm puissance 1,5kW	2	3,0	44,2

Calcul simple

Débit massique (kg.s-1)	Débit volumique (m3.h-1)	pertes de charge mmCE	ventilateur	quantité	Puissance totale ventilateurs kW	poids total ventilateurs kg
3,97	13477,1	57,4	diamètre 555 mm puissance 4kW	2	8,0	82,2

Tableau 22 : tableau résumé des résultats de l'étude réalisé en III.3.d

Comme le montre cette étude un calcul précis permet de diminuer la puissance électrique nécessaire à la ventilation de la salle des machines de 62.5%. En tenant compte seulement²⁷ de l'influence des GE (30kg.kW^{-1} électrique produit voir III.1 Introduction) et de la différence de masse des ventilateurs, le calcul CFD permet d'alléger le navire de 192kg. Dans le cas où, en plus, une redondance électrique totale est exigée le calcul CFD permet d'alléger le navire de 342kg. Soit respectivement un gain de 1.4% et 2.4% sur la masse totale du navire.

L'économie de carburant dépend du facteur de charge appliqué au système de ventilation. Le Tableau 23 présente les économies journalières et annuelles réalisées en utilisant les mêmes hypothèses que dans la partie **III.2.d Conclusion**.

²⁷ L'augmentation de la puissance électrique aura une influence sur le diamètre des câbles et la consommation de carburant du GE. L'augmentation de la section du ventilateur aura une influence sur le dimensionnement du réseau aéraulique.

charge ventilateur (%)	économie de carburant sur une journée de 8h (kg/jour)	économie de carburant sur une année (2500h d'utilisation par an) (kg/an)
10%	1,2	390
20%	2,5	780
30%	3,7	1170
40%	5,0	1560
50%	6,2	1950
60%	7,5	2340
70%	8,7	2730
80%	10,0	3120
90%	11,2	3510
100%	12,5	3900

Tableau 23 : évolution de l'économie de carburant journalière et annuelle en fonction de la charge du système de ventilation

Bien évidemment, la charge appliquée au système de ventilation dépend de la charge appliquée aux moteurs. En considérant une charge moyenne annuelle entre 30 et 40%, l'économie de carburant annuelle réalisée grâce à un dimensionnement précis du système de ventilation dépasse les 1300 kg de diesel.

III.4. CONCLUSION

Cette partie a permis de mettre en lumière l'importance que prend le dimensionnement des systèmes. Comme cela a été présenté le bon dimensionnement et l'apport d'amélioration simple permettent de diminuer la masse d'un navire de plus de 1,5% et d'économiser plus de 2 tonnes de carburant par an.

Ces résultats paraissent surprenants d'autant plus que dans cette partie, seul deux systèmes ont été étudiés. L'explication est pourtant simple. Sur les navires comme ceux présentés, l'énergie électrique est encore aujourd'hui principalement produite à partir de groupes électrogènes à vitesse de rotation fixe. Capable d'encaisser des dizaines de milliers d'heures de fonctionnement, cette technologie robuste a cependant un impact non négligeable sur la masse du navire et sa consommation d'énergie. Comme cela a été vu il faut compter environ 30 kilos par kilowatt électrique produit. Concernant la consommation de carburant il faut compter plus de 300 grammes de carburant par kilowattheure électrique produit. En partant du principe que le diesel possède un PCI de 43MJ.kg^{-1} cela représente un rendement énergétique global de moins de 28%. Ainsi plus généralement, chaque consommateur électrique doit être dimensionné le plus précisément possible.

Page laissée volontairement blanche.

IV. APPROCHE SYSTÉMIQUE

IV.1.	INTRODUCTION	137
IV.2.	DESCRIPTION DES SYSTEMES	138
IV.2.a	<i>Gestion physique du navire</i>	139
IV.2.a.i	Gestion de la vitesse du bateau	139
IV.2.a.ii	PFD	140
IV.2.a.iii	Trainée du navire	140
IV.2.b	<i>Production d'énergie à bord</i>	142
IV.2.b.i	Moteur	142
I.1.a.i	Groupe électrogène	145
IV.2.c	<i>Chaîne de propulsion et de direction</i>	147
IV.2.c.i	Boite de vitesse	147
IV.2.c.ii	Hélice	148
IV.2.c.iii	Hydrojet	150
IV.2.c.iv	Safran	155
IV.2.d	<i>Stockage d'énergie</i>	157
IV.2.d.i	Réservoir de carburant	157
IV.2.d.ii	Batterie	158
IV.2.e	<i>Systèmes thermiques du navire</i>	161
IV.2.e.i	Système d'air conditionné	161
IV.2.e.ii	Ventilation salle machine	161
IV.3.	MODELE COMPLET	162
IV.3.a	<i>Présentation des deux types de motorisation à comparer</i>	162
IV.3.b	<i>Scénario et hypothèses</i>	164
IV.3.b.i	Profil de vie à bord	164
IV.3.b.ii	Profil de navigation	164
IV.3.b.iii	Conditions météorologiques	165
IV.3.b.iv	Consommation électrique	165
IV.3.c	<i>Motorisation standard</i>	167
IV.3.c.i	Composition du modèle	167
IV.3.c.ii	Simulation	167
IV.3.d	<i>Motorisation hybride parallèle</i>	168
IV.3.d.i	Composition du modèle	168
IV.3.d.ii	Simulation	169
IV.3.e	<i>Comparaison des résultats</i>	170
IV.4.	CONCLUSION	172

IV.1. INTRODUCTION

Après avoir appliqué l'approche holistique au design de carène, il est important d'appliquer la même logique aux systèmes internes du navire. L'objectif étant de transformer un bateau équipé d'une multitude de systèmes en un bateau système. Tous les dispositifs communiquent, **l'optimum énergétique est atteint à tout instant.**

Une partie du travail a donc consisté à réaliser une bibliothèque des systèmes couramment présents sur les navires de type Couach (voir **L.3 Objectifs de la thèse** pour un descriptif plus complet des navires type Couach). Cette liste a été réalisée sur Simulink.

Simulink est une plateforme de simulation permettant une approche multi-physique. Ce logiciel est notamment utilisé pour simuler le comportement dynamique des systèmes. Son interface de programmation graphique permet une modélisation efficace et son couplage avec Matlab en fait un outil puissant.

Même si à priori, étudier un bateau dispositif par dispositif va à l'encontre de l'approche holistique, cette bibliothèque permet par la suite de les connecter ensemble afin de contribuer à la création du jumeau numérique du bateau étudié.

Cette approche permet également une optimisation plus globale de l'ensemble des systèmes. Plus la modélisation est précise, plus il est facile de différencier la marge de fonctionnement nécessaire de la marge superflue. L'objectif étant de diminuer la masse du navire mais aussi de supprimer d'éventuelle surconsommation. En effet, un système surdimensionné peut, en plus d'être plus lourd et plus cher, consommer plus d'énergie. Par exemple, un moteur à combustion interne surdimensionné consommera globalement plus de carburant car sa consommation spécifique à faible charge est plus importante (voir Figure 71).

Cette partie a donc trois objectifs principaux :

1. Justifier et caractériser l'importance de la masse d'un bateau.
2. Aider à dimensionner les systèmes principaux des navires.
3. Aider à réduire la consommation d'énergie des navires pendant leur fonctionnement.

IV.2. DESCRIPTION DES SYSTEMES

Dans cette partie, chaque système va être présenté de façon indépendante afin d'en expliquer son fonctionnement et la manière dont il a été construit numériquement. Les dispositifs présentés ont été développés avec une approche pseudo-empirique. Par exemple, la consommation de carburant d'un moteur de propulsion est calculée à partir d'un graphique, fournit par le constructeur, qui donne la consommation spécifique en fonction de la charge et de la vitesse de rotation du moteur. CNC n'étant pas fabricant de systèmes, seule la construction du navire et l'intégration des différents dispositifs sont réalisées dans le chantier. Ainsi les réglages internes de ces systèmes ne sont pas accessibles et n'ont donc pas été modélisés.

Cette approche pseudo-empirique permet une modélisation plus rapide, un modèle plus simple et donc plus rapide à exécuter et surtout une adaptabilité aisée quand le fournisseur ou le modèle change.

IV.2.a Gestion physique du navire

IV.2.a.i Gestion de la vitesse du bateau

La vitesse du bateau est gérée par 3 blocs.

Sur la Figure 68 ci-dessous, le bloc de gauche permet de renseigner le profil de vitesse désiré (en nœuds) sous forme de tableau. Le bloc central converti l'unité de vitesse de nœuds à $m.s^{-1}$.

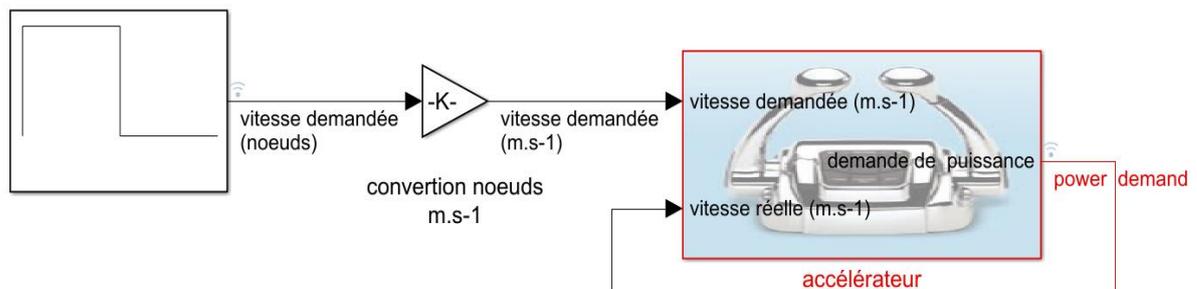


Figure 68 : blocs servant à la régulation de vitesse du bateau

Le bloc de droite « accélérateur » se décompose en blocs élémentaires visibles sur la Figure 69.

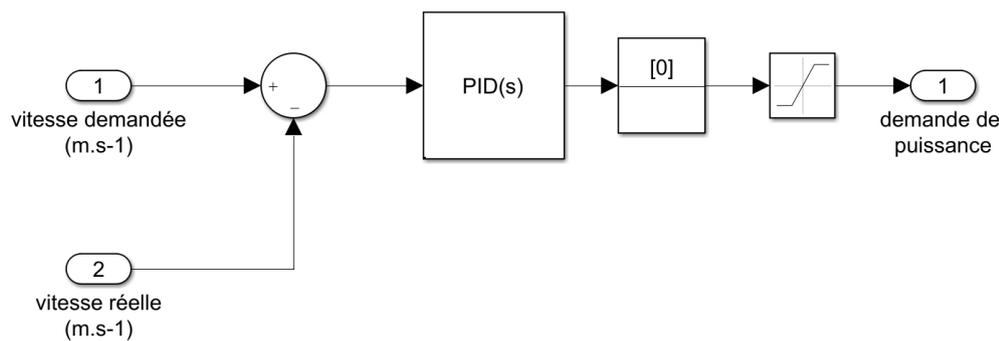


Figure 69 : blocs élémentaires de l'accélérateur

Un bloc soustracteur calcule l'erreur entre la vitesse demandée et la vitesse réelle. A partir de cette erreur, un bloc PID permet de générer une demande de puissance qui servira d'entrée au bloc moteur. Le bloc suivant permet d'initialiser la demande de puissance à 0 et le dernier permet de borner la fonction demande de puissance entre 0 et 1.

La sortie de ce bloc correspond à l'une des entrées du bloc moteur. Pour faire un équivalent avec l'automobile, la fonction demande de puissance correspond à la position de la pédale d'accélérateur.

IV.2.a.ii PFD

Le bloc PFD est le bloc dans lequel toutes les forces qui s'appliquent sur le navire sont centralisées. Il permet de calculer l'accélération, la vitesse et la distance parcourue par le navire à partir de la seconde loi de Newton :

$$Th - Tn = m \times a_x$$

Le bloc de la Figure 70 traduit cette équation sous forme graphique. Une simple intégration avec valeur initiale permet de passer de l'accélération à la vitesse et de la vitesse à la distance parcourue.

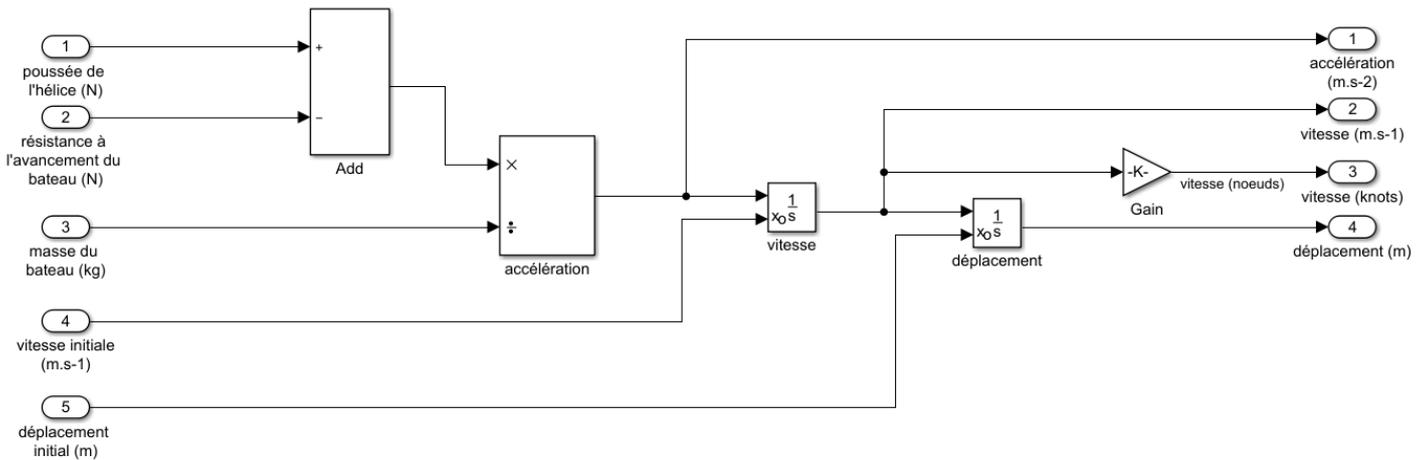


Figure 70 : schéma global du bloc PFD

Il s'agit d'un PFD 1D, une version 2D est nécessaire dans le cas de l'étude des manœuvres du navire. Elle est en cours de développement, un prototype a été créé en 2018. Ce dernier est présenté dans (Clavé, A., 2018). Cette version a été mise au point afin de créer un système de positionnement dynamique. Fonctionnel pour ce cas particulier de manœuvre, un travail supplémentaire est nécessaire afin de l'adapter à toutes les situations de navigations. Comme le montrent les travaux de (Védrenne, J., 2010) et (Sørensen, A, J., 2013) ce travail est très fastidieux et nécessite quelques mois de travail.

IV.2.a.iii Trainée du navire

Lors d'un projet de conception, il est intéressant que la carène soit considérée elle-même comme un système le plus tôt possible. Au fur et à mesure que les systèmes se précisent, la valeur de la masse converge. Il est alors possible d'ajuster certains paramètres de la carène pour agir de façon bénéfique sur le système de propulsion, la taille du réservoir d'énergie embarquée... A titre d'exemple, comme cela a été vu dans **II.2.e Importance de la masse du navire**, la modification de la position du centre de gravité a une influence importante.

Le calcul de la trainée n'est pas directement intégré dans Simulink. Comme cela a été présenté dans **II APPROCHE HOLISTIQUE APPLIQUÉE À LA CONCEPTION DE CARENE**, il existe de nombreux outils, plus adaptés que Simulink, permettant de la calculer (méthodes empiriques, CFD ...). Ainsi, dans le modèle un tableau permet de renseigner la trainée (T_n) du navire en fonction de sa vitesse et de son cas de chargement. Le fait d'utiliser un tableau permet un interfaçage simple avec n'importe quel outil de calcul de trainée, mais aussi d'alléger le code global. Il est bien sûr possible d'ajouter d'autres paramètres dans le cas où une approche holistique comme celle décrite dans **II.3 Optimisation de carène avec un logiciel CFD** aurait été menée.

IV.2.b Production d'énergie à bord

IV.2.b.i Moteur

L'objectif de la simulation du moteur est de rester au niveau du système. En effet, ne pouvant pas agir sur ses paramètres internes (avance à l'allumage, paramètres d'injection...), le moteur a été modélisé comme un système transformant une énergie chimique en une énergie mécanique avec un rendement.

Dans l'exemple détaillé ci-dessous le moteur modélisé est le SCANIA DI16 076M d'une puissance de 809kW.

La première étape consiste à appliquer la seconde loi de Newton à l'ensemble des pièces en rotation du moteur (volant d'inertie, vilebrequin...) :

$$I \frac{d\Omega_m}{dt} = C_m - C_{hm} \Leftrightarrow \Omega_m \frac{d\Omega_m}{dt} = \frac{\Omega_m \times C_m - \Omega_m \times C_{hm}}{I} \quad [I]$$

$$\text{Or: } C_{hm} = \frac{C_h}{\text{red}} \quad \text{et} \quad \Omega_h = \frac{\Omega_m}{\text{red}}$$

$$\text{Ainsi [I] devient : } \Omega_m \frac{d\Omega_m}{dt} = \frac{\Omega_m \times C_m - \Omega_h \times \text{red} \times \frac{C_h}{\text{red}}}{I} \Leftrightarrow \frac{d\Omega_m}{dt} = \frac{P_m - P_h}{I \Omega_m}$$

$$\text{Or } \Omega_m = \frac{2 \pi \text{ rpm}}{60}$$

On obtient finalement :

$$\frac{d \text{ rpm}}{dt} = \frac{P_m - P_h}{I \times \text{rpm}} \left(\frac{60}{2 \pi} \right)^2$$

A partir de cette relation, connaissant la puissance absorbée par l'hélice, la puissance fournie par le moteur et le moment d'inertie des pièces en rotation on obtient la vitesse de rotation du moteur.

Une donnée constructeur est absolument nécessaire pour pouvoir continuer la modélisation du moteur. Il s'agit du graphique donnant la consommation spécifique en fonction de la puissance fournie et de la vitesse de rotation (voir Figure 71).

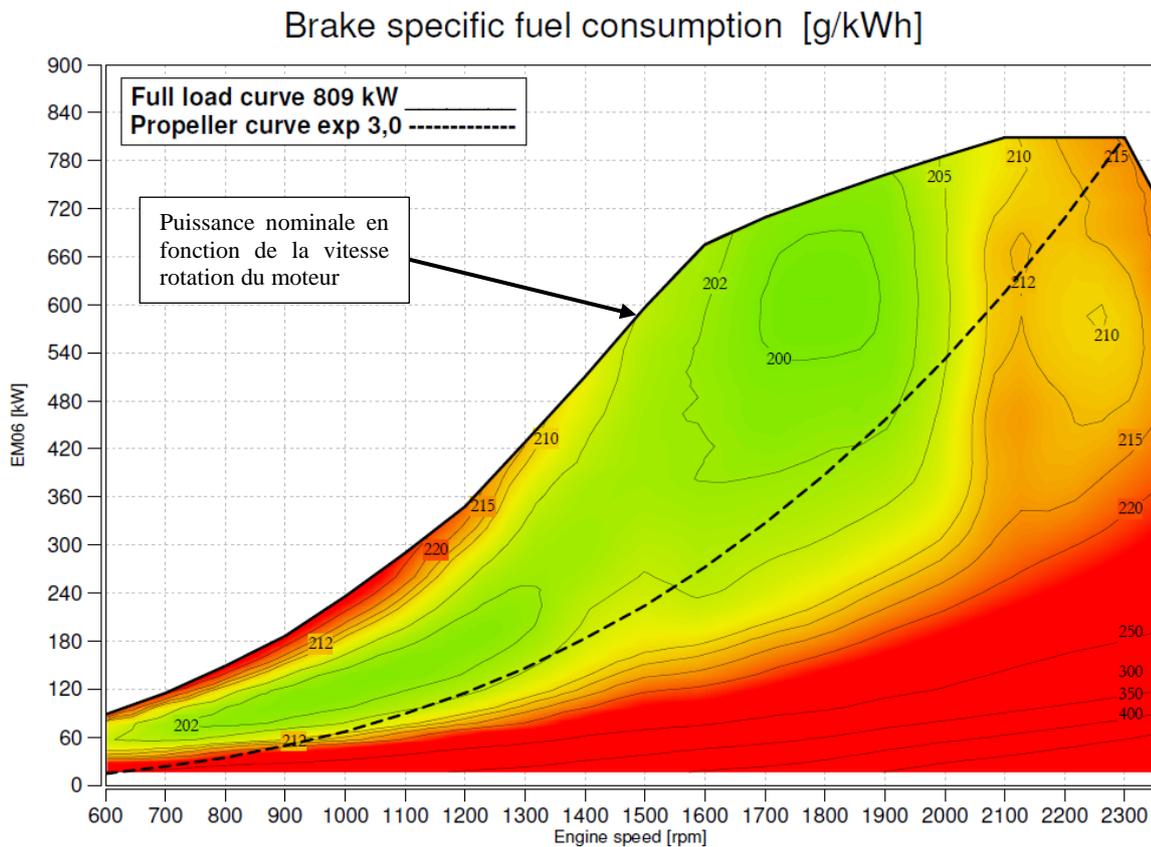


Figure 71 : consommation spécifique du Scania DI16 076M en fonction de la puissance fournie et de la vitesse de rotation du moteur

Ce graphique se présente comme une carte IGN. Ici, les lignes de niveau ne traduisent pas une altitude en mètre mais une consommation spécifique en g.kWh^{-1} . Il permet tout d'abord de tracer la courbe donnant la puissance nominale du moteur en fonction de sa vitesse de rotation. Cette courbe est représentée par le bloc de la Figure 72.

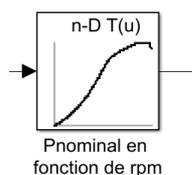


Figure 72 : courbe donnant la puissance nominale du moteur en fonction de sa vitesse de rotation

A partir de ce bloc la puissance maximale disponible à l'hélice est calculée en multipliant la puissance nominale du moteur par la demande de puissance générée par le bloc accélérateur. En la divisant par la puissance nominale du moteur on obtient la charge appliquée sur le moteur.

Ce graphique permet également de calculer la consommation spécifique du moteur en fonction de sa vitesse de rotation et de sa charge à travers le bloc présenté sur la Figure 73.

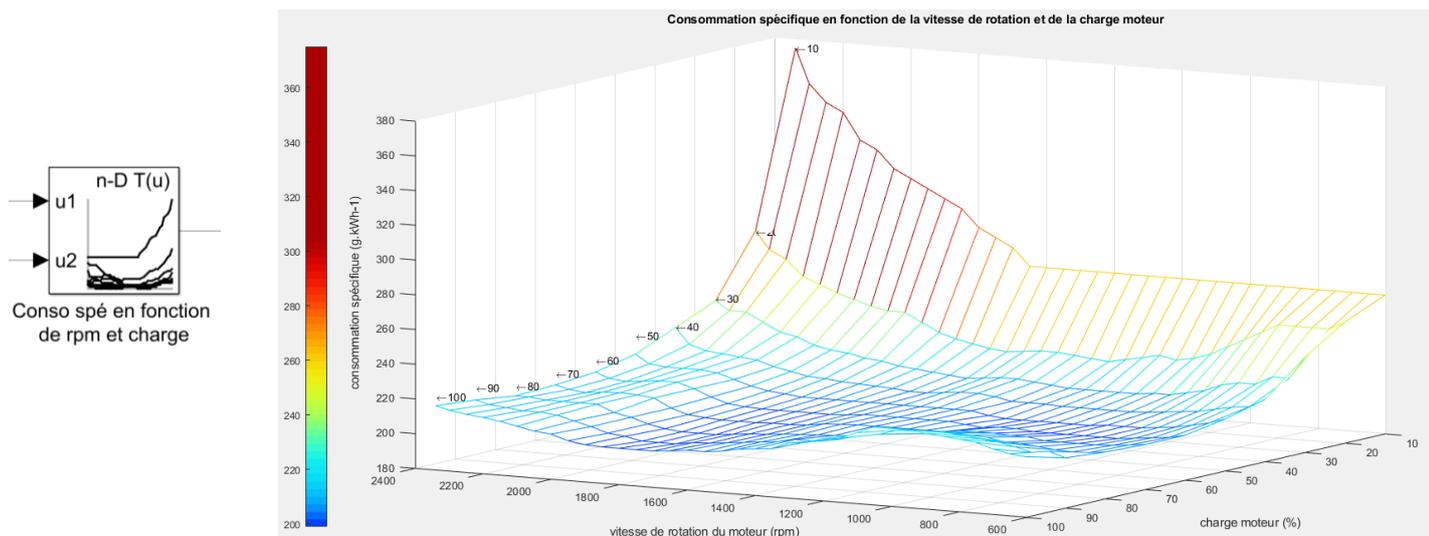


Figure 73 : consommation spécifique du moteur en fonction de sa charge et de sa vitesse de rotation

A partir de ce bloc et de la charge moteur calculée précédemment on obtient la consommation spécifique du moteur. Une fois multipliée par la puissance absorbée par l'hélice et divisée par la masse volumique du carburant, la consommation spécifique devient une consommation en usuelle exprimée en $L.h^{-1}$.

Le schéma global du moteur Figure 74 permet de voir comment ces sous-blocs sont articulés entre eux. La partie encadrée en bleu permet de calculer la vitesse de rotation du moteur, la partie rouge la consommation et la verte la puissance maximale disponible à l'hélice. Ce système est bouclé ; il a donc besoin d'un état initial sur certaines entrées pour converger.

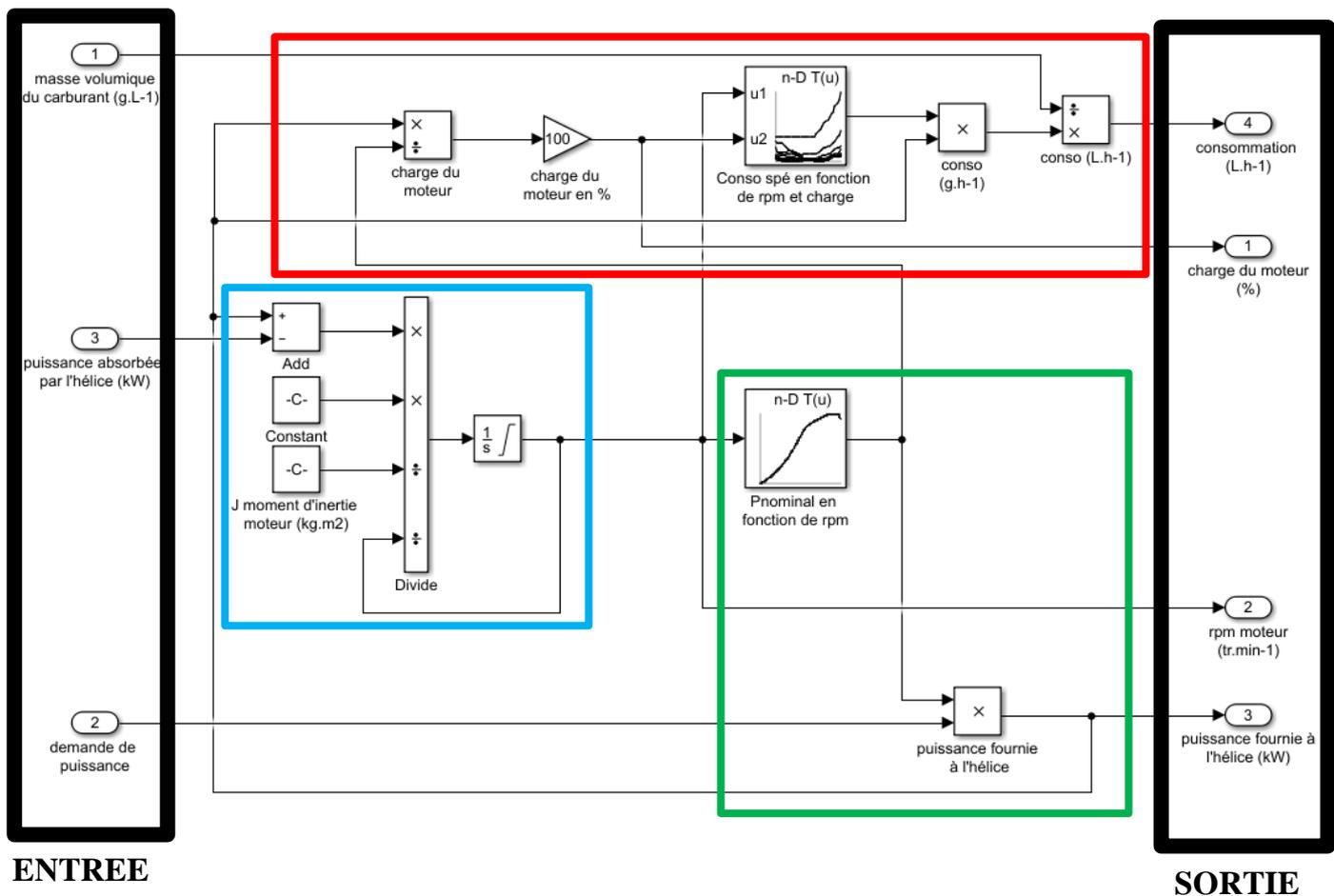


Figure 74 : schéma complet du modèle de moteur

I.1.a.i Groupe électrogène

Il existe principalement deux façons de modéliser un groupe électrogène. Soit en associant un moteur à combustion interne classique à une génératrice électrique. Soit en créant un système à partir des données constructeur.

La première modélisation est la plus complète. Elle permet une modélisation plus fine. Cependant elle nécessite des données du constructeur plus précises et souvent plus compliquées à obtenir tel que le diagramme de consommation spécifique du moteur. Ce type de modèle sera par contre impératif dans le cas d'un groupe électrogène à vitesse variable.

Les groupes électrogènes à vitesse fixe sont encore très présents dans le nautisme. Malgré une masse élevée et des performances plus limitées que ceux à vitesse variable, leur robustesse, leur simplicité et leur prix attractif orientent très souvent le choix. Pour ce type de générateur, la seconde modélisation est très facile à mettre en place. Typiquement la vitesse de rotation du moteur diesel

associé à un générateur synchrone à quatre pôles est de 1500rpm pour alimenter un réseau 50Hz et de 1800rpm pour alimenter un réseau 60Hz. Comme cela a été vu sur la Figure 71 dans **IV.2.b.i Moteur**, une fois la vitesse de rotation connue seule la charge moteur influe sur sa consommation spécifique. Ainsi la Figure 75 présente un modèle de groupe électrogène à vitesse fixe.

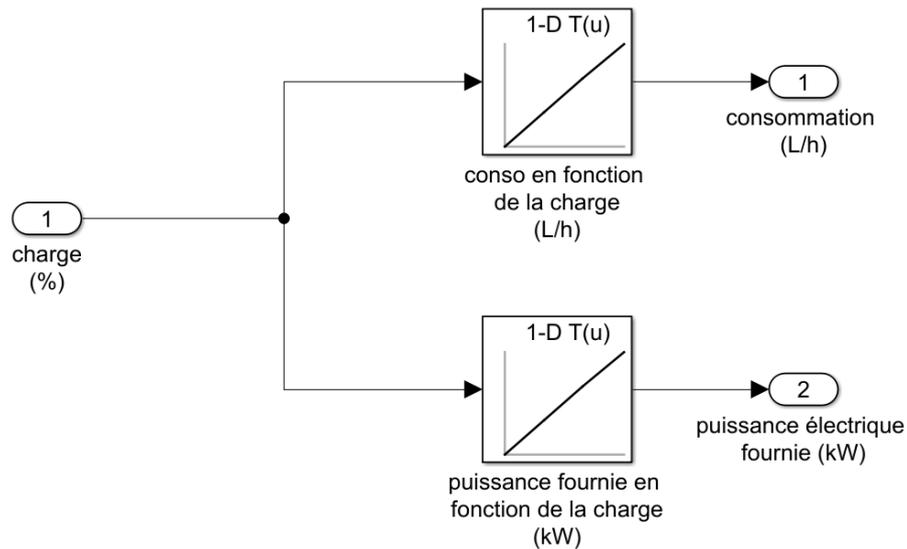


Figure 75 : modèle de groupe électrogène à vitesse fixe.

IV.2.c Chaîne de propulsion et de direction

IV.2.c.i Boîte de vitesse

Pour l'ensemble des bateaux étudiés dans ce mémoire, les boîtes de vitesses employées sont à rapport fixe. Elles servent à définir si le bateau avance, recule, s'il est en position neutre ainsi qu'à modifier la vitesse de rotation de l'arbre moteur. Cette modification de vitesse de rotation permet de rentrer dans la plage de fonctionnement optimale du système propulsif. Dans ce cas, l'appellation boîte de vitesses est généralement remplacée par le terme inverseur.

La modélisation de ce système est très simple :

-Cas marche avant : Le couple moteur transmis à l'hélice est multiplié par le rendement de la boîte de vitesses et par le rapport de la boîte. La vitesse de rotation de l'arbre de sortie est égale à la vitesse de rotation du moteur divisée par le ratio de la boîte de vitesses.

-Cas point mort : Le couple moteur transmis à l'hélice est nul : elle est en « roue libre ».

-Cas marche arrière : Le couple moteur transmis à l'hélice est multiplié par le rendement de la boîte de vitesse et par l'opposé du rapport de la boîte. La vitesse de rotation de l'arbre de sortie est égale à la vitesse de rotation du moteur divisée par le ratio de la boîte de vitesse.

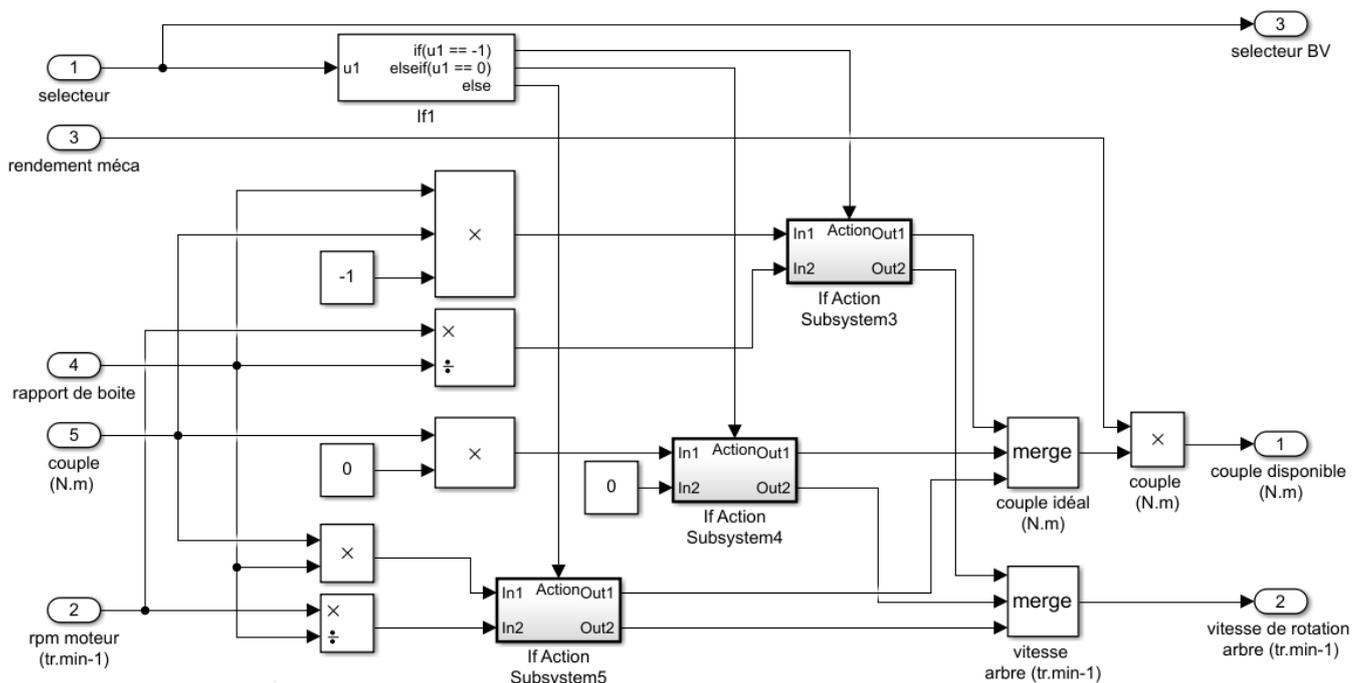


Figure 76 : schéma global du bloc boîte de vitesse

IV.2.c.ii Hélice

Le but de l'hélice est de transformer le couple mécanique fourni par le moteur, et multiplié par l'inverseur, en poussée pour mettre le navire en mouvement. La puissance absorbée par l'hélice doit être calculée afin d'être renvoyée dans le bloc moteur. Comme cela a été présenté dans le paragraphe qui lui est dédié, la différence entre cette valeur et la puissance nominale du moteur fournit sa capacité d'accélération.

Le premier paramètre à calculer pour simuler le fonctionnement d'une hélice est le coefficient d'avance J.

$$J = \frac{v}{Dh \times rps}$$

Cette équation est traduite par les blocs de la Figure 77. Le seul problème pouvant être rencontré dans ce calcul vient du fait que la vitesse de rotation de l'arbre peut être nulle. Pour pallier à cela un bloc sélecteur a été ajouté. Dans le cas où $rps = 0$ sa valeur devient 0.1. Bien entendu, un sélecteur en aval de ce bloc permet d'annuler la poussée quand la boîte de vitesse est en position neutre.

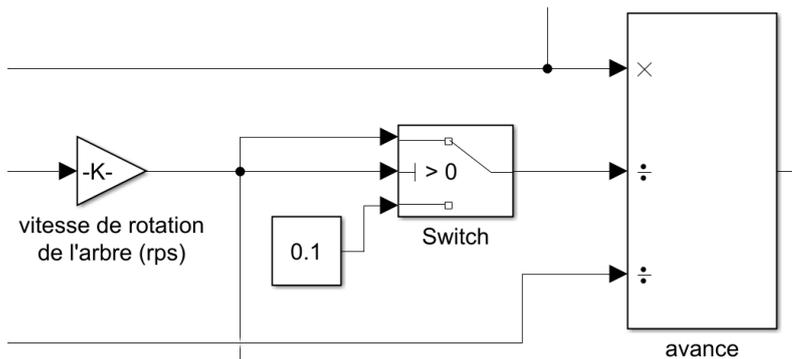


Figure 77 : blocs permettant le calcul du coefficient d'avance

La puissance absorbée par l'hélice en kW se calcule grâce à la relation :

$$Ph = 1000 \times Cp \times rps^3 \times Dh^5 \times \rho$$

Cette équation est traduite par les blocs de la Figure 78.

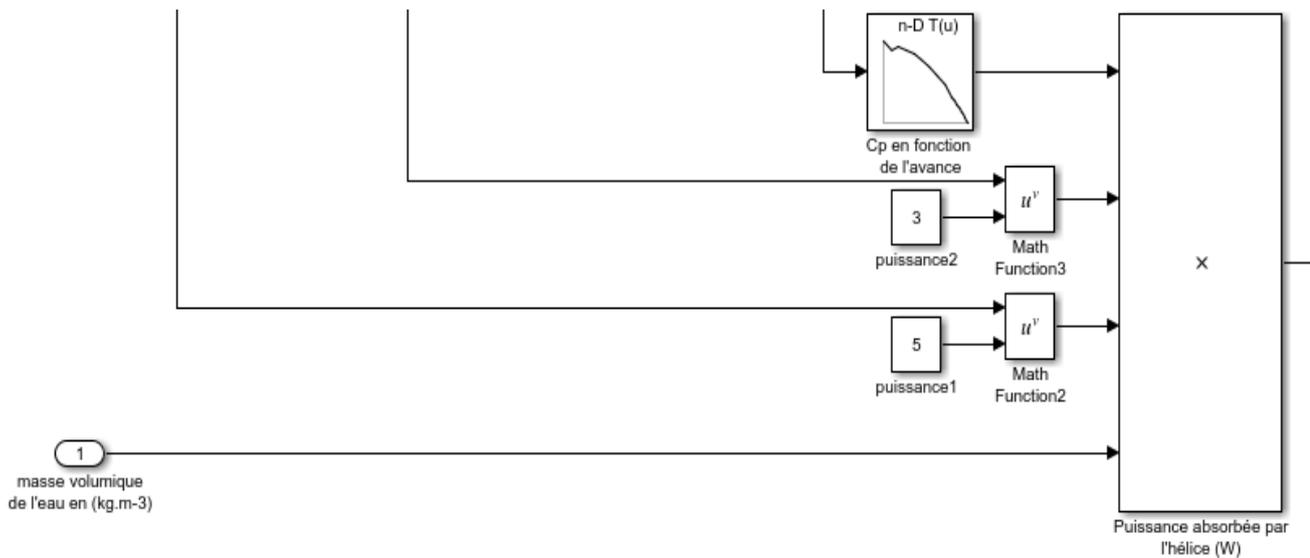


Figure 78 : blocs permettant le calcul de la puissance absorbée par l'hélice

Les valeurs du coefficient de puissance et du rendement de l'hélice en fonction de la vitesse, ou du coefficient d'avance, peuvent être directement fournies par l'hélicier ou obtenues par calculs (CFD ou approche semi-empirique). Javaprop est un exemple de logiciel open source permettant de réaliser de tels calculs (Hepperle, 2009-2018). Créé par le docteur Martin Hepperle ce logiciel est basé sur la théorie de l'élément de pale.

Une fois P_h et η connus, la poussée produite se calcule avec la relation suivante :

$$T_h = \frac{\eta \times P_h}{v}$$

Cette équation est traduite par les blocs de la Figure 79

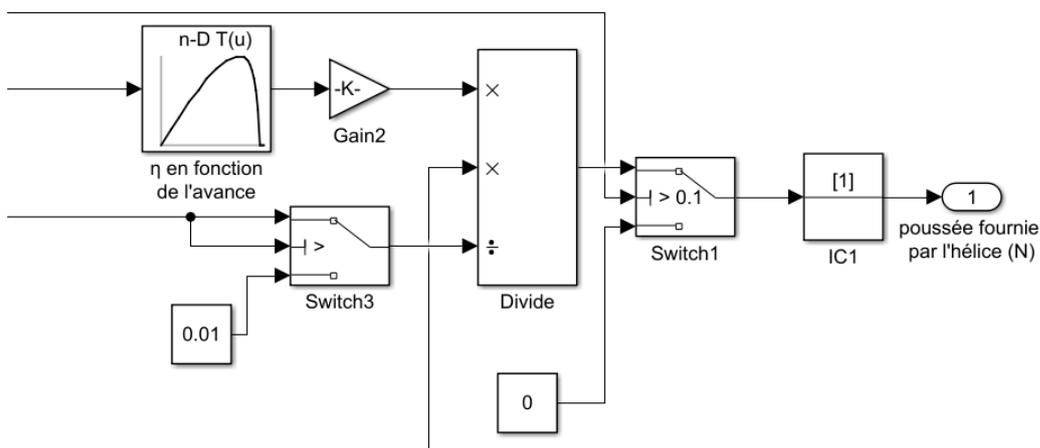


Figure 79 : blocs permettant le calcul de la poussée fournie par l'hélice

Le schéma global de l'hélice permet de comprendre comment tous ces blocs sont articulés entre eux. La partie encadrée en bleu permet de calculer coefficient d'avance, la partie rouge la puissance absorbée et la verte la poussée fournie par l'hélice.

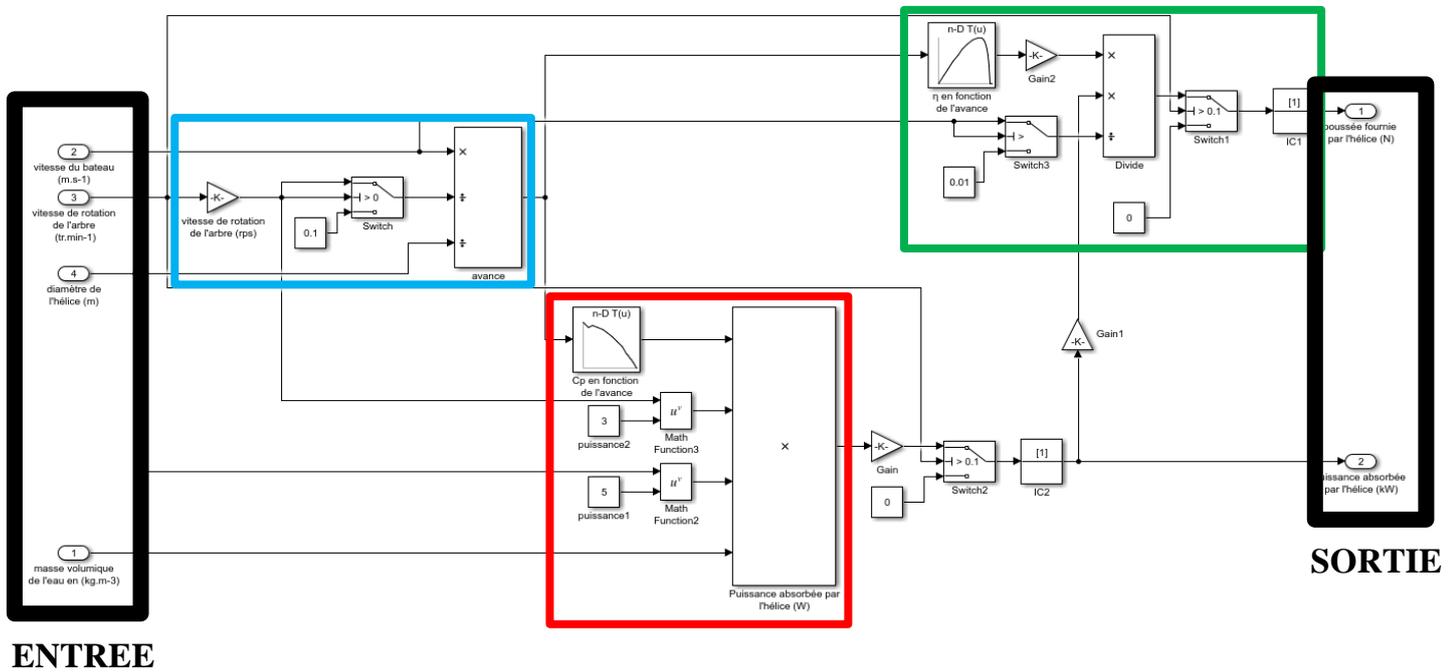


Figure 80 : schéma global du bloc hélice

IV.2.c.iii Hydrojet

L'hydrojet a la même fonction que l'hélice. Il doit transformer le couple mécanique fourni par le moteur et multiplié par l'inverseur, en poussée pour mettre le navire en mouvement. La puissance qu'il absorbe doit être calculée afin d'être renvoyée dans le bloc moteur pour calculer sa capacité d'accélération.

Deux modèles d'hydrojet ont été développés.

Le premier est assez simple. A l'aide de la courbe que les fabricants des hydrojets appellent « impeller load curve », il est possible d'obtenir directement la puissance absorbée par le jet en fonction de la vitesse de rotation du moteur. Attention, dans le cas où une boîte de vitesse est utilisée, il faut soit adapter cette courbe soit directement récupérer la vitesse de rotation du moteur.

En utilisant la méthode présentée dans **II.2.a Description du « Power Prediction Tool »**, le PPT permet d'obtenir un tableau donnant le rendement du jet en fonction de la vitesse du navire étudié.

Comme pour l'hélice, une fois P et η connus, la poussée produite se calcule avec la relation suivante :

$$Th = \frac{P}{v \eta}$$

La Figure 81 ci-dessous montre comme le modèle simple complet de l'hydrojet s'articule.

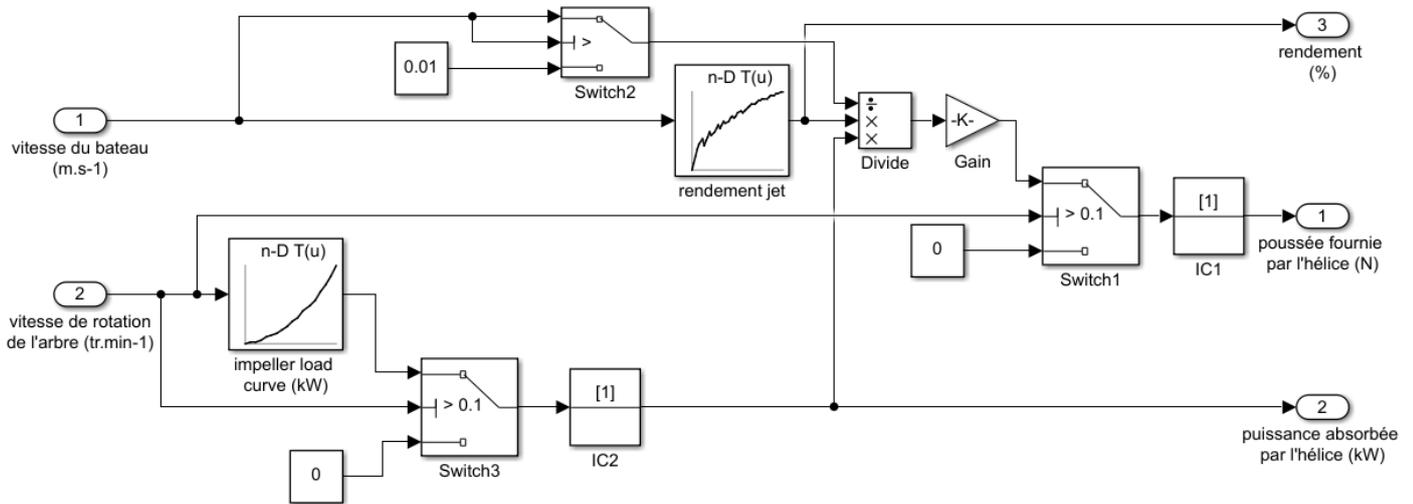


Figure 81 : schéma complet du modèle simple de l'hydrojet

Comme pour l'hélice, des sélecteurs ont été ajoutés afin de contourner le problème de la division par zéro lors du calcul de la poussée avec une vitesse nulle et d'annuler la poussée et la puissance absorbée lorsque la boîte de vitesse est en position neutre.

Le modèle simple est facile à coder et à comprendre, cependant comme cela a été vu dans **II.2.a Description du « Power Prediction Tool »** le rendement dépend également de la courbe de traînée du navire. Ainsi chaque fois que le cas de chargement du navire change, il faut penser à remettre à jour la courbe de rendement de l'hydrojet.

Afin de contourner cette limite, une nouvelle façon de calculer le rendement des hydrojets a été développée.

La Figure 82 présente les courbes de poussée des jets en fonction de la vitesse du navire pour une puissance donnée. Comme on peut le voir sur cette figure il est possible d'approcher la poussée par une fonction affine de la vitesse :

$$T = a v + b$$

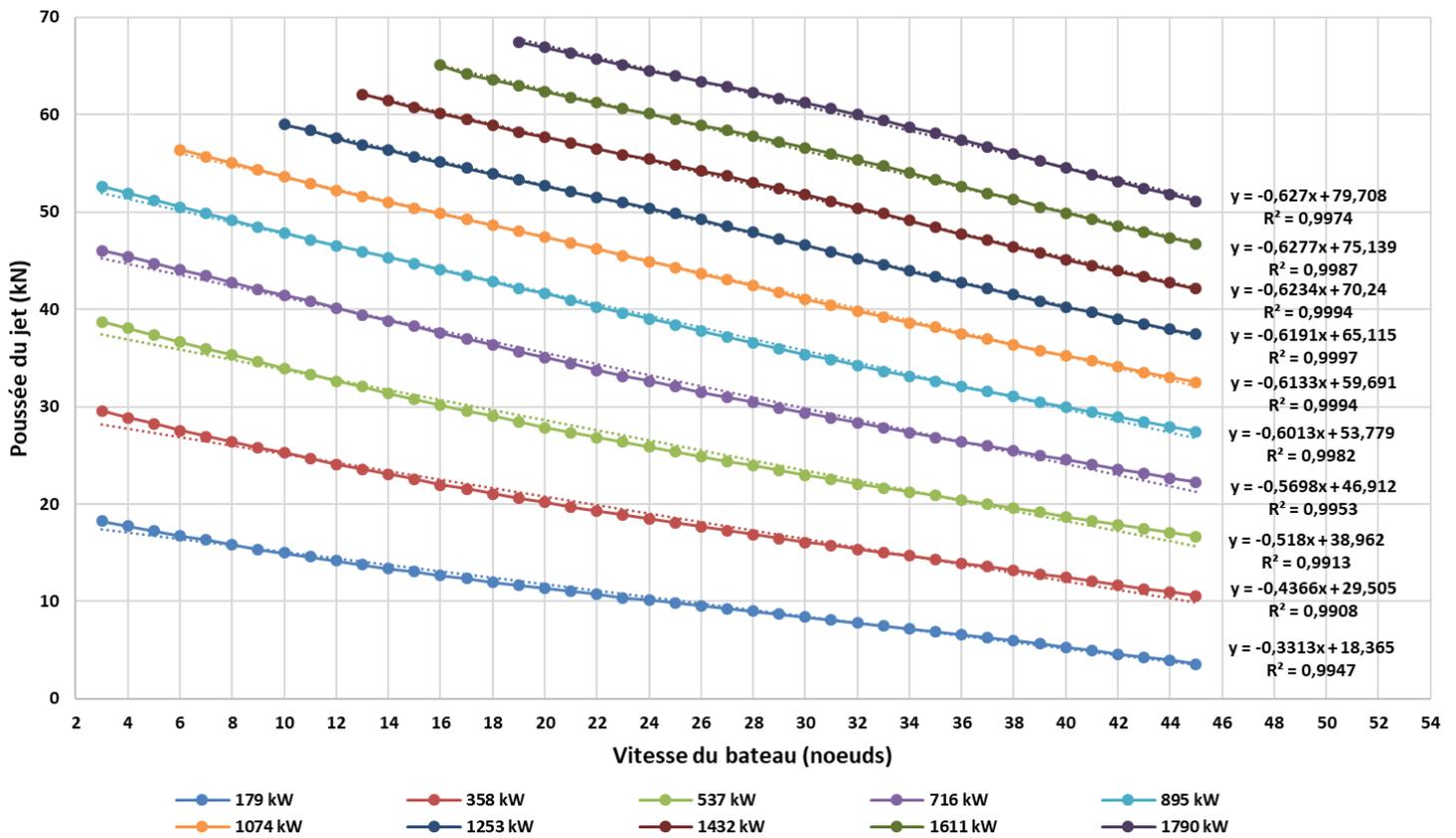


Figure 82 : courbes donnant la poussée des hydrojets en fonction de la vitesse pour une puissance donnée

Cependant, comme le montre la Figure 82 les coefficients a et b varient en fonction de la puissance absorbée. Ils peuvent donc être assimilés à des fonctions de la puissance et l'expression de la poussée devient :

$$T = a(P) v + b(P)$$

Afin de trouver l'expression des fonctions a et b, leurs variations en fonction de P ont été tracées sur la Figure 83 ci-dessous.

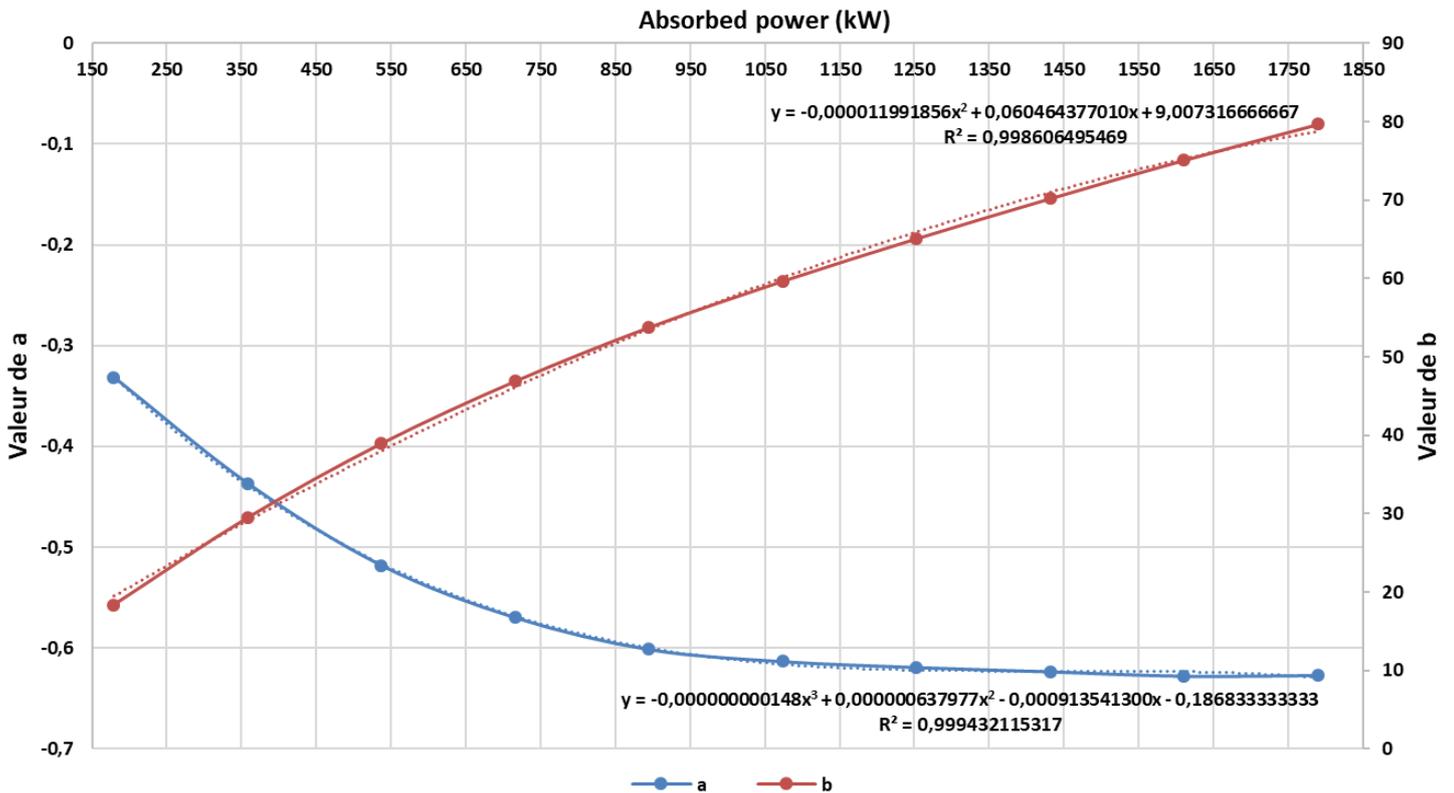


Figure 83 : variations de a et b en fonction de P

Comme le montre la Figure 83, la fonction **a** peut-être approchée par un polynôme de degré 3 et la fonction **b** par un polynôme de degré 2. On peut donc écrire :

$$T = (cP^3 + dP^2 + eP + f)v + gP^2 + hP + k \quad \text{[II]}$$

Avec c, d, e et f les coefficients du polynôme permettant d’approcher la fonction **a** et g, h, k les coefficients du polynôme permettant d’approcher la fonction **b**.

Dans des conditions normales de fonctionnement, pour atteindre la vitesse v la poussée des jets doit être égale à la trainée du navire. En injectant $T_{\text{jet}} = \frac{Tn}{2}$ ²⁸ dans [II] on obtient le polynôme de degré 3 suivant :

$$cvP^3 + (dv+g)P^2 + (ev+h)P + fv + k - \frac{Tn}{2} = 0 \quad \text{[III]}$$

Le rendement du jet se calcule avec la relation : $\eta = \frac{v Tn}{Pr}$

²⁸ $T_{\text{jet}} = \frac{Tn}{2}$ dans le cas où le bateau est propulsé par deux hydrojets. Dans un système à n jets il faudra écrire $T_{\text{jet}} = \frac{Tn}{n}$

Avec P_r la racine réelle de [III] situé dans l'intervalle $[0 ; P_{\max}]$. Cette procédure permet ainsi de calculer le rendement théorique du jet de façon numérique.

Pour augmenter la précision de la prédiction de P_r , il suffit d'augmenter le degré des polynômes. En commençant par exprimer la poussée en fonction de la vitesse à l'aide d'un polynôme de degré 2.

Pour résoudre [III] le modèle Simulink de la Figure 84 a été créé.

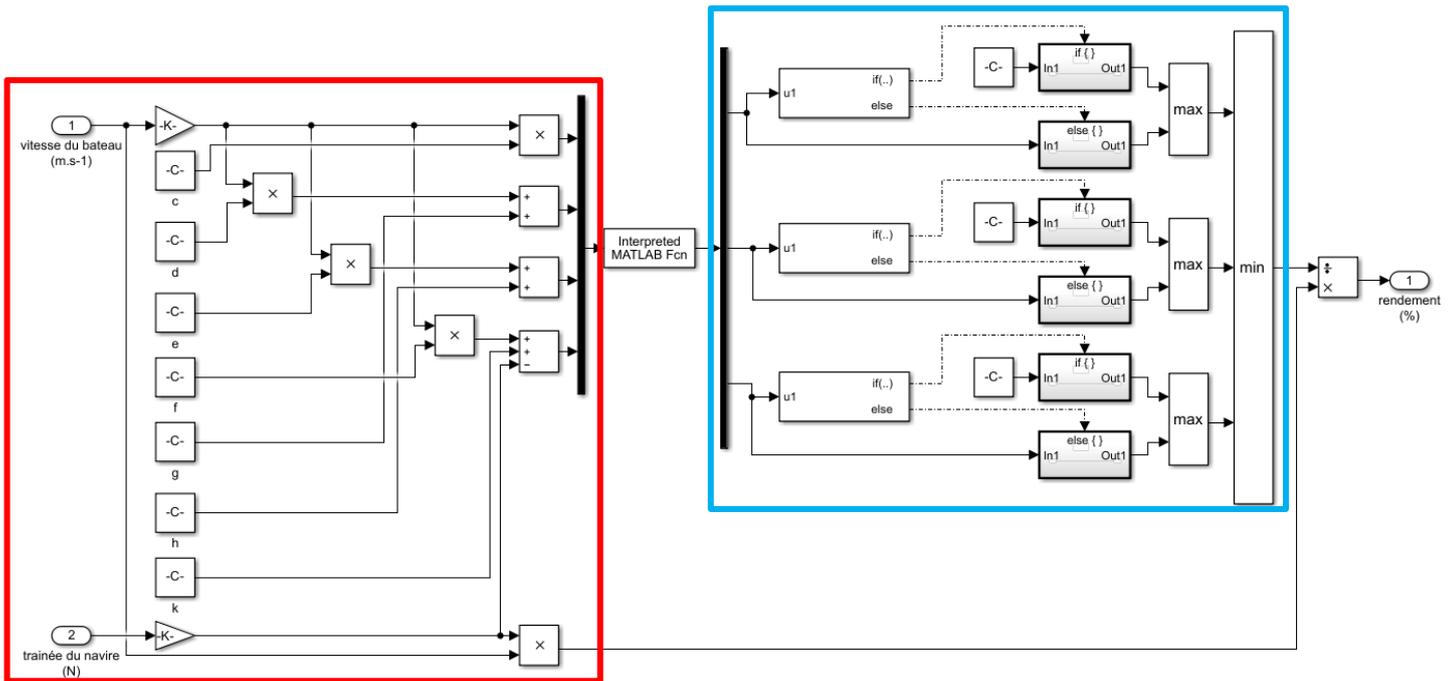


Figure 84 : détail du bloc permettant le calcul du rendement de l'hydrojet

La partie encadrée en rouge permet de créer le polynôme en renseignant les coefficients c, d, e, f, g, h et k et de le générer sous forme de vecteur afin d'utiliser la fonction Matlab **roots** qui calcule les racines des polynômes. La partie bleue permet de sélectionner la racine comprise dans l'intervalle entre 0 et la puissance maximale du jet. Pour cela, ce bloc analyse les valeurs de chacune des racines du polynôme. Si elles sont hors de l'intervalle précité elles sont remplacées par une valeur très grande (ici, 10^7) il suffit ensuite de sélectionner la valeur minimale avec le bloc min pour obtenir la racine cible. En pratique avec les imprécisions de calculs, la puissance calculée peut dépasser de quelques pourcents la puissance maximale, il faut donc laisser une marge en conséquence.

Les calculs de la poussée fourni par le jet et de la puissance absorbée ne changent pas.

La Figure 85 montre le code Simulink complet.

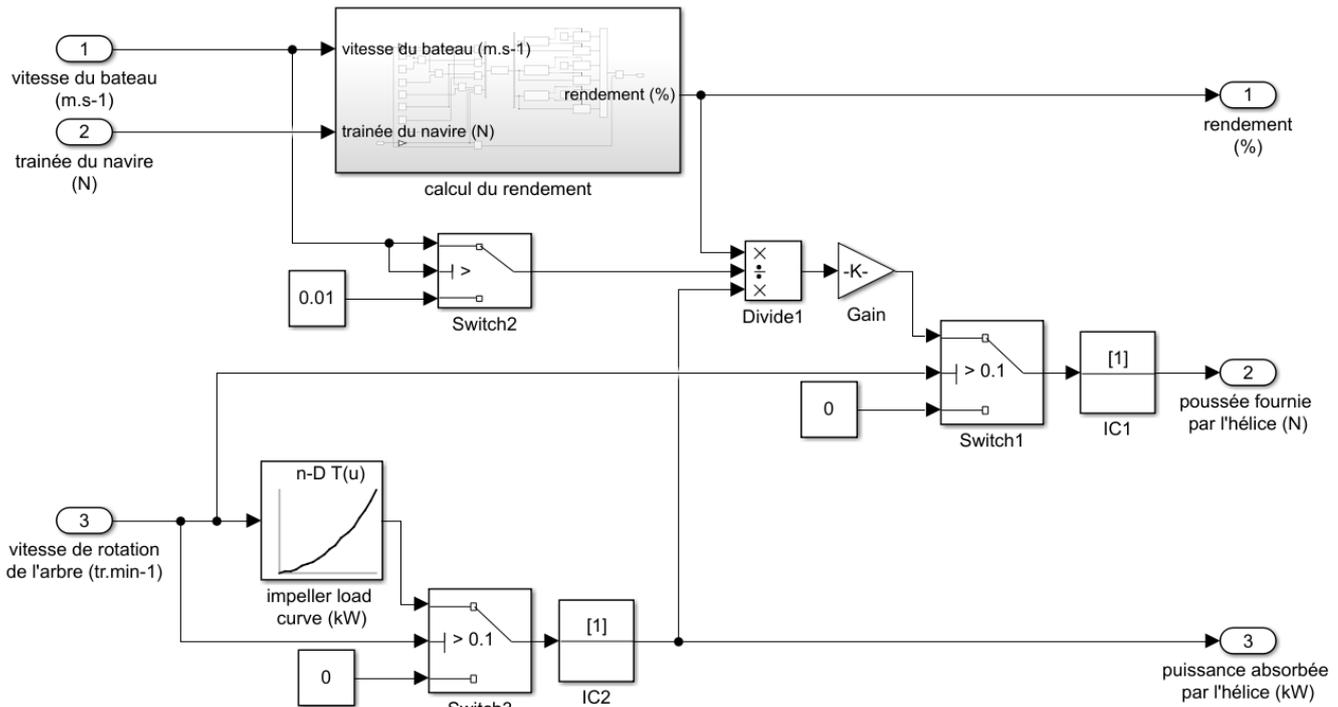


Figure 85 : bloc complet du modèle évolué de l'hydrojet

Il est tentant d'utiliser la valeur de la puissance issue de « l'impeller load curve » pour trouver la valeur de Pr. Cependant ce calcul est postérieur au calcul du rendement, cette démarche donnera donc des résultats aberrants.

Les fabricants d'hydrojets fournissent également une courbe dite « cavitation limit ». Cette courbe donne les valeurs limites de poussées, en fonction de la vitesse du navire. Elles ne doivent pas être dépassées plus longtemps qu'une durée fixée par le constructeur (le dépassement de ce seuil doit ainsi rester exceptionnel). Ainsi dès le début du projet, il faut vérifier que les valeurs de trainée du bateau en fonction de la vitesse, divisées par le nombre de jets, ne sont jamais supérieures aux valeurs de la courbe de « cavitation limit ». Il est même conseillé de réserver une marge de trainée de 10%, afin d'anticiper une augmentation due aux « salissures » de la carène.

IV.2.c.iv Safran

Le safran est à la fois un organe de direction et de sécurité pour les navires propulsés par une hélice. Bien souvent il suit un profil NACA et génère deux forces. Une force de trainée et une force de portance. C'est cette dernière que l'on utilise pour faire tourner le bateau, la trainée n'étant qu'une conséquence néfaste d'un appendice trainant dans l'eau.

Ces forces se calculent avec les relations suivantes :

$$F_d = 0.5 \times C_d \times \rho \times S_f \times (v_c + v)^2$$

$$F_l = 0.5 \times C_l \times \rho \times S_f \times (v_c + v)^2$$

Où C_d et C_l sont respectivement les coefficients de trainée et de portance du safran. Leurs valeurs dépendent du profil choisi, de l'angle du safran par rapport à l'écoulement et elles sont données pour un intervalle de nombre de Reynolds.

La Figure 86 présente le modèle de safran construit à partir des deux équations présentées. Il est basé sur le profil NACA 0012 et pour un nombre de Reynolds compris dans $[10^6, 10^7]$.

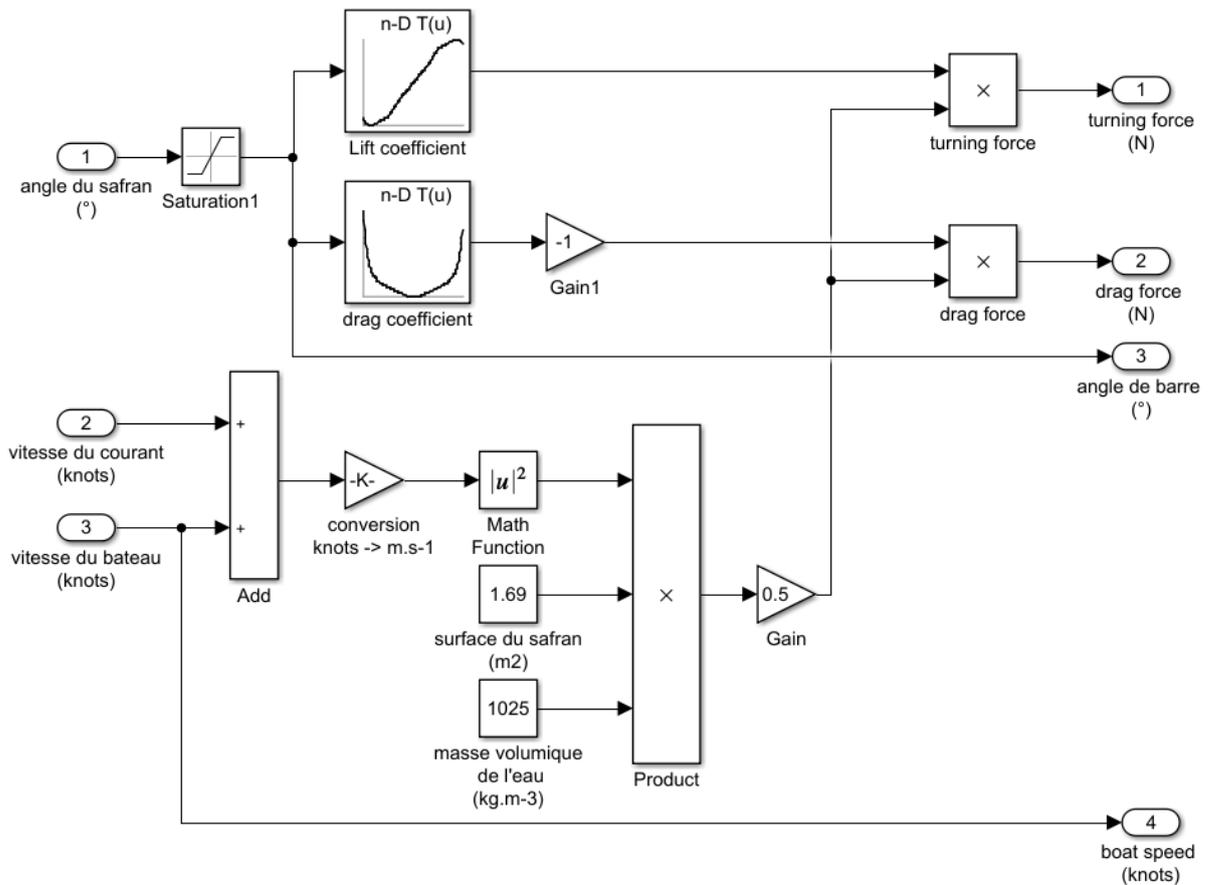


Figure 86 : schéma global du bloc safran

IV.2.d Stockage d'énergie

IV.2.d.i Réservoir de carburant

La seule information qui nous intéresse ici est l'évolution de la quantité de carburant restant dans le réservoir en fonction du temps. A l'instant « t » elle est égale à la quantité de carburant initiale moins la somme des débits des différents consommateurs, intégrée entre 0 et t, plus la somme des différents remplissages. Ce qui équivaut à la relation suivante :

$$Q_{rt} = Q_{init} - \sum_{i=0}^n \int_0^t q_{ci} dt + \sum_{j=0}^n \int_{t_k}^{t_l} q_{pi} dt$$

Cette relation se traduit dans Simulink avec le diagramme de la Figure 87.

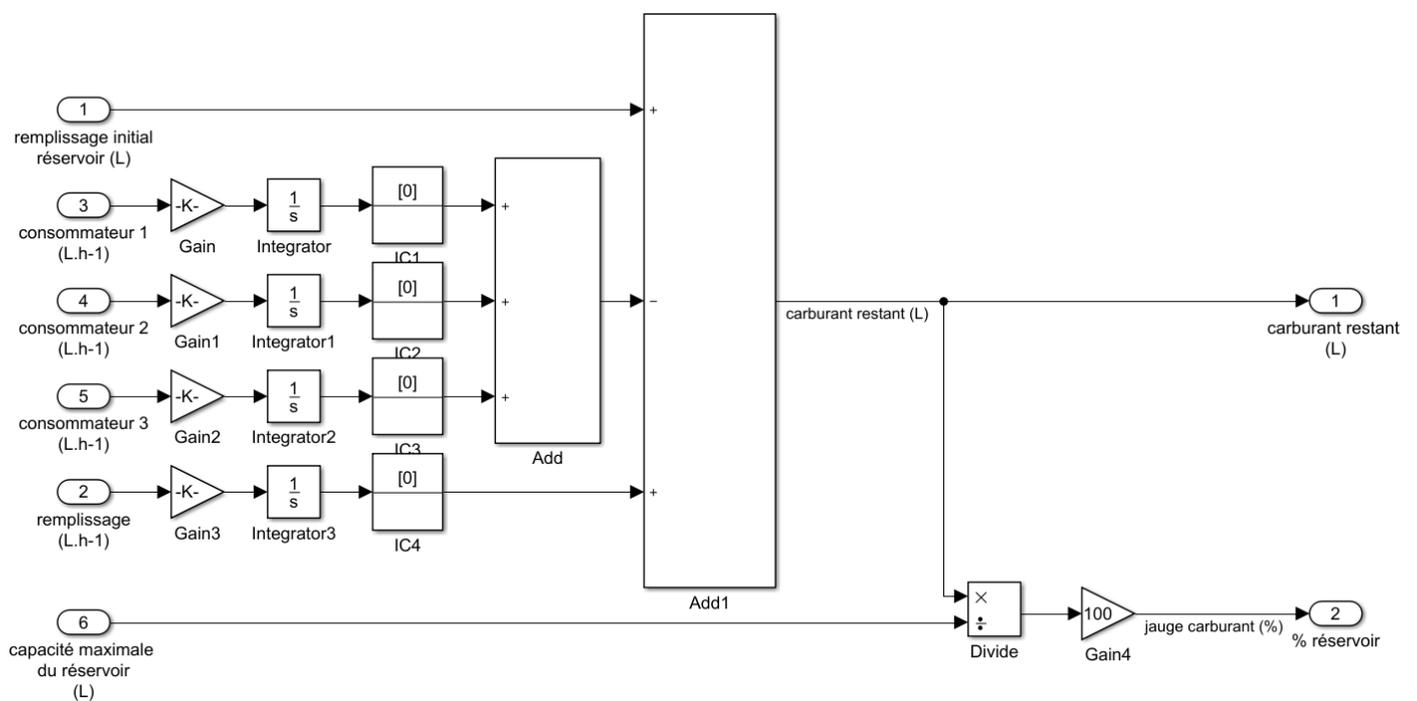


Figure 87 : schéma global du bloc réservoir

IV.2.d.ii Batterie

La batterie permet de stocker de l'énergie électrique prélevée au chargeur de quai ou à la génératrice du groupe électrogène quand le bateau est en navigation.

Un modèle de batterie lithium existe sur Simulink dans la librairie « Electrical ». Ce modèle a été conçu à partir de l'article (**Tremblay, Dessaint , 2009**) et des livres (**Zhu et al**), (**Saw et al**) et (**Omar et al, 2014**). Facile à utiliser ce bloc reste générique et seuls les paramètres standards peuvent être modifiés. Afin d'avoir un bloc batterie ouvert, un modèle a été développé. Il permet de connaître la tension de cellule, la tension de batterie, le SOC, le DOD et les puissances dissipées par effet joule à la charge et à la décharge. Pour cela, il faut connaître la valeur des courants de charge et décharge, le nombre de cellules associées en série, le nombre de lignes en parallèle, la capacité nominale d'une cellule, et la valeur des résistances internes de charge et de décharge.

Il a été construit à partir des relations suivantes :

$$DOD = DOD_{init} + 100 \left(\frac{\int_0^t (i_d - i_c) dt}{C_{nom}} \right)$$

$$SOC = 100 - DOD$$

$$U_{cell} = f_{(DOD)} - R_d i_d$$

$$U_{batt} = U_{cell} nb_{cell\text{serie}}$$

$$P_{charge} = nb_{cell} R_c i_c^2$$

$$P_{décharge} = nb_{cell} R_d i_d^2$$

La cellule désigne la brique élémentaire de la batterie. Ce peut donc être une cellule « élémentaire » de type 18650 ou directement un assemblage de cellules élémentaires (batterie lithium ion commerciale standard). L'important est de connaître la courbe caractéristique donnant la tension de cellule en fonction du DOD pour un courant de décharge constant et faible (typiquement de l'ordre de 0,1C) voir Figure 88.

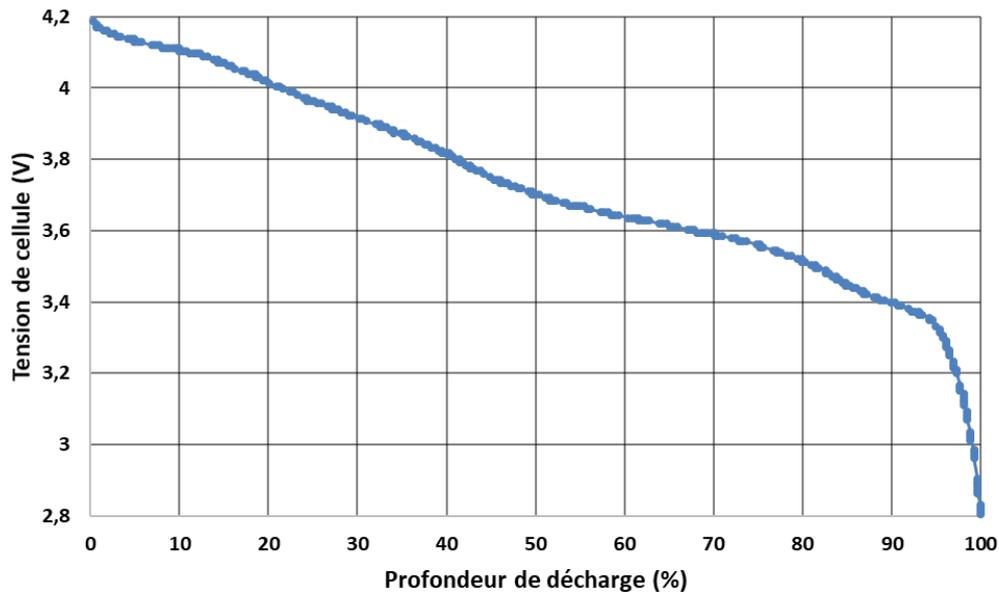


Figure 88 : tension de cellule de fonction du DOD pour la cellule LG MH1 déchargée à 0,2A

Le schéma de la Figure 89 permet de voir comment ces équations interagissent. Etant très imbriqués, des cadres de couleurs favorisent leur identification.

Le rouge désigne le calcul de P_{charge}

Le bleu désigne le calcul du DOD

Le noir désigne le calcul du SOC

Le vert désigne le calcul de U_{batt} et de U_{cell}

Le jaune désigne le calcul de $P_{décharge}$

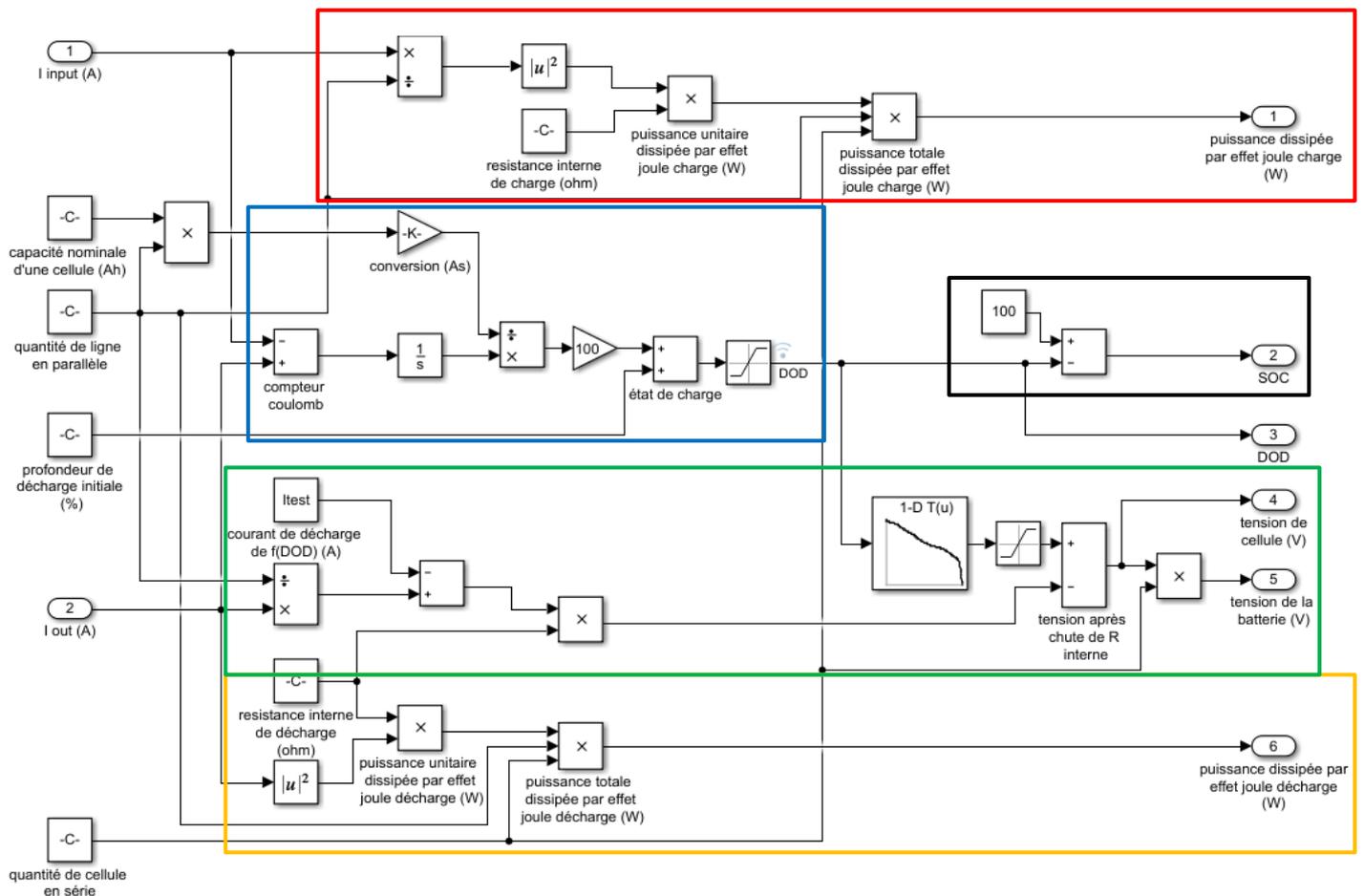


Figure 89 : schéma global du modèle de batterie

Comme le montre la Figure 89, ce modèle simplifié de batterie comporte deux limites. Les effets du vieillissement et de la température ne sont pas pris en compte. La température n'a pas été modélisée car compte tenu des niveaux de puissance nécessaires pour les projets en cours, les sociétés de classifications exigent que le compartiment où sont localisées les batteries soit climatisé.

IV.2.e Systèmes thermiques du navire

Les systèmes de gestion thermique ont été étudiés en détail dans **III OUTILS DE DIMENSIONNEMENT DES SYSTÈMES THERMIQUES**. En exploitant les résultats issus des modélisations décrites il est possible de créer un modèle Simulink simple (basé sur des lectures de tableaux de résultats) donnant les sorties principales en fonction des entrées principales.

IV.2.e.i Système d'air conditionné

Le modèle du système de climatisation permet de connaître pour un navire donné, la puissance électrique consommée en fonction de la température de consigne de la partie habitable du navire, de la température de l'air extérieur et de la température de l'eau de mer.

IV.2.e.ii Ventilation salle machine

De même, le modèle de ventilation permet de connaître la puissance électrique consommée pour maintenir la salle machine à une température donnée en fonction de la puissance thermique convecto-rayonnée par la motorisation principale, elle-même dépendante de la puissance mécanique fournie par le moteur.

IV.3. MODELE COMPLET

IV.3.a Présentation des deux types de motorisation à comparer

Pour illustrer l'intérêt de la modélisation systémique un comparatif entre une motorisation classique et une motorisation de type hybride parallèle (voir Figure 90) est présenté. Cette étude est réalisée sur la 4200 Lounge. Elle se déroule sur une journée (de minuit à minuit) qualifiée de standard pour une journée de fin Juillet. Le navire est localisé dans la région de Bonifacio (Corse du sud).

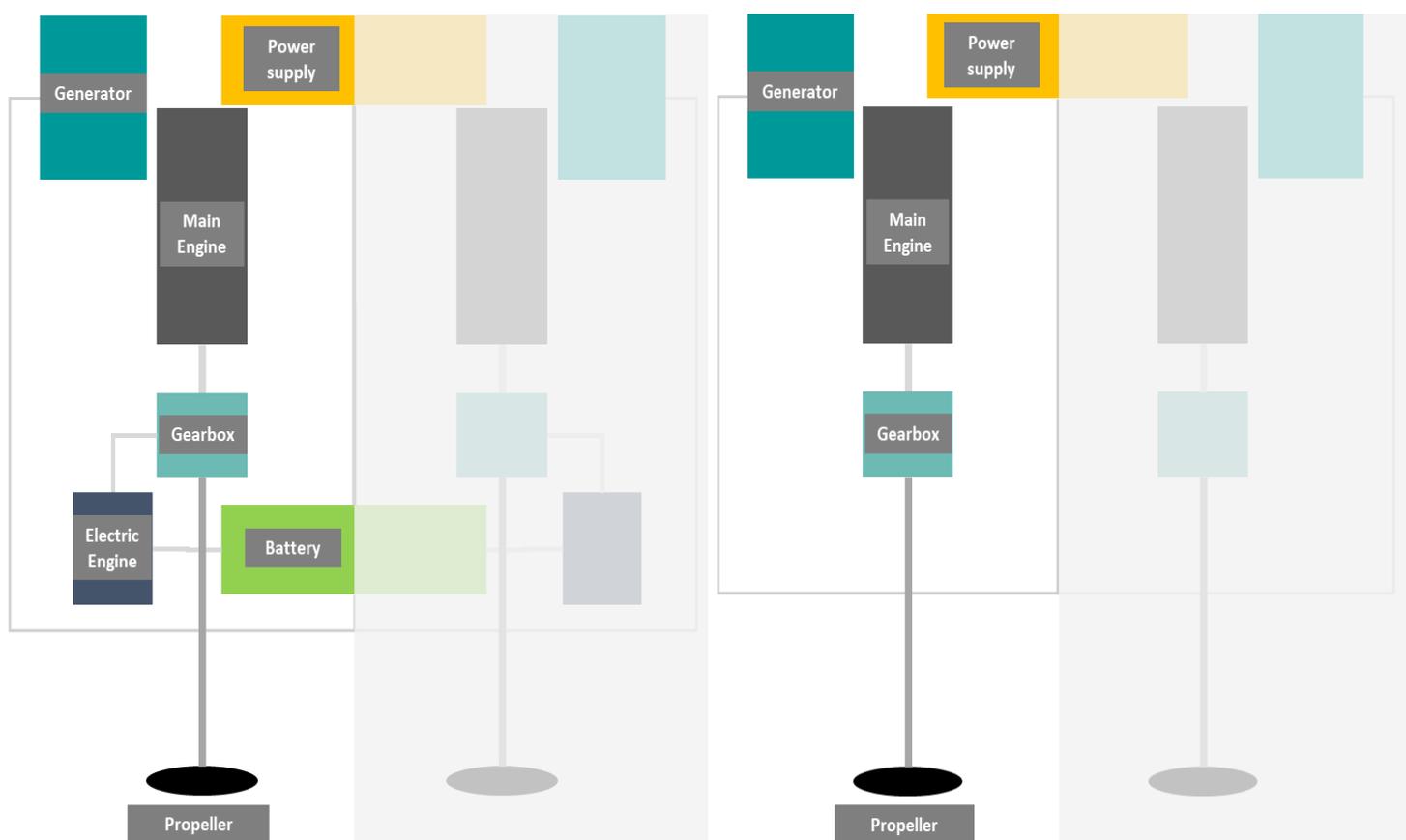


Figure 90 : schémas simplifiés d'une architecture hybride parallèle (à gauche) et architecture classique (à droite)

Par rapport à une architecture standard, l'architecture hybride parallèle comprend un moteur électrique couplé via la boîte de vitesse au moteur principal. Cela permet d'en ajuster la charge. Dans le cas où le moteur principal est en sous-charge le moteur électrique fonctionne comme une génératrice et produit du courant qui est alors stocké dans la batterie ou directement consommé par les systèmes électriques du navire. Dans le cas où le moteur est en surcharge le moteur électrique le soulage en rajoutant un couple moteur sur l'arbre. Cela permet d'optimiser la consommation spécifique des moteurs principaux diminuant ainsi la consommation globale du navire. Mais aussi de rallonger théoriquement les intervalles de maintenance des moteurs principaux.

La 4200 Lounge est commercialisée uniquement avec sa motorisation hybride parallèle. En plus d'améliorer son efficacité énergétique, cela lui confère plus de flexibilité de fonctionnement (voir **ANNEXE 6 : Illustration des modes de fonctionnement de la 4200 Lounge** pour le détail des modes de fonctionnement). Les différents modes sont alternés soit manuellement soit de manière automatique afin d'améliorer l'efficacité énergétique du navire.

IV.3.b Scénario et hypothèses

IV.3.b.i Profil de vie à bord

Il est 7h le couple propriétaire et leur couple d'amis se réveillent. Pour la suite, ces quatre personnes seront désignées par VIP. Les cinq membres d'équipages sont debout depuis 6h. Ils se sont douchés et préparés entre 6h et 6h30 puis ont pris leur petit déjeuner ensemble avant le réveil des VIP. Les VIP eux se sont douchés et préparés entre 7h et 8h, avant d'aller prendre leur petit déjeuner entre 8h et 9h. Ils rentrent discuter dans le salon climatisé à 9h30. Tous les membres d'équipages sauf le capitaine déjeunent à 11h. Les VIP déjeunent à 12h15 avec le capitaine une fois que le bateau est au mouillage. Une heure après le début du repas les VIP vont se baigner jusqu'à 14h30 puis reprennent une douche avant de repartir dans le salon climatisé. Le diner suit la même chronologie que le repas du midi et la soirée se termine à 23h dans le salon.

IV.3.b.ii Profil de navigation

Le plan de navigation prévoit un départ à 8h15 suivi d'un trajet à 10 nœuds d'une heure et demi, pendant que les VIP finissent leur repas et profitent de la brise du matin. Ensuite la vitesse passe à 14 nœuds pendant 2h puis à 5 nœuds pendant 15 minutes pour atteindre la zone de mouillage du repas de midi. Le départ est prévu à 15 heures à la vitesse de 5 nœuds pendant quinze minutes afin de gagner des eaux plus profondes puis elle augmentera à 14 nœuds. A 19h le propriétaire demande au capitaine d'accélérer pour atteindre la zone de mouillage nocturne plus tôt. Le navire accélère donc jusqu'à 17 nœuds pendant 1h jusqu'à atteindre une zone où la vitesse est limitée à 5 nœuds. Il navigue encore pendant 30 minutes à cette vitesse avant de s'arrêter pour la nuit. La Figure 91 permet de synthétiser la loi de vitesse renseignée par le capitaine.

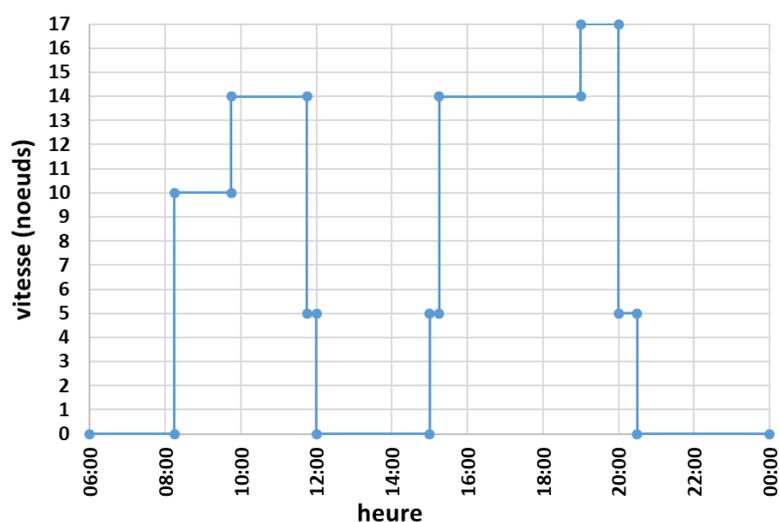


Figure 91 : commande de vitesse pendant la journée de test

IV.3.b.iii Conditions météorologiques

Le navire est localisé dans le sud de la Corse, au large de Bonifacio, région prisée des touristes pendant l'été. La Figure 92 présente l'évolution de la température pour une journée typique de fin Juillet.

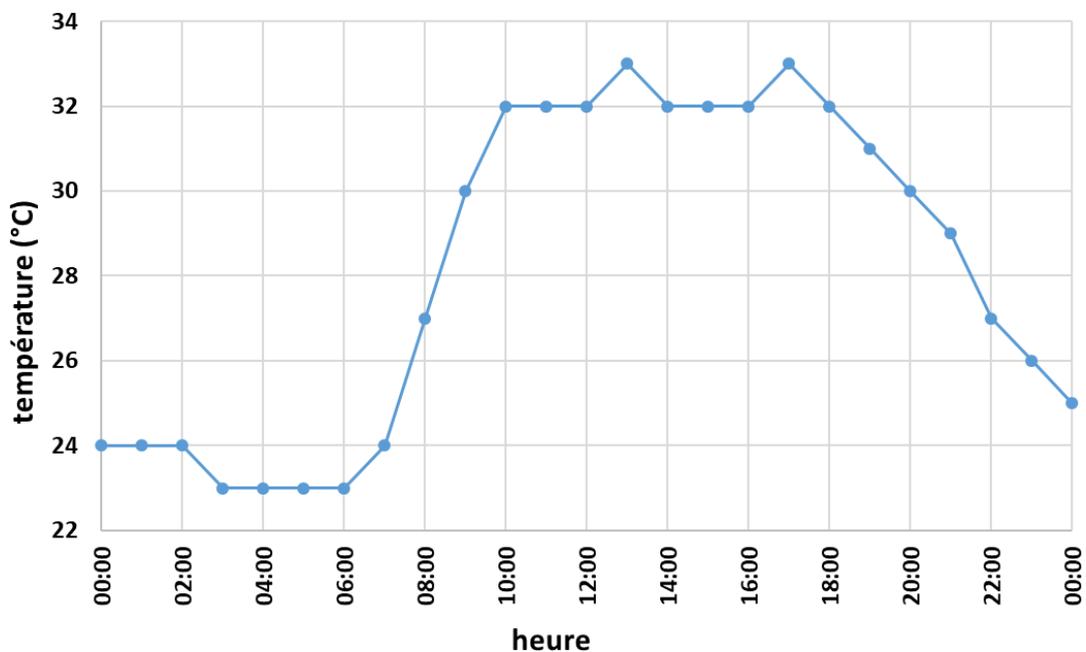


Figure 92 : évolution de la température pour une journée d'été à Bonifacio²⁹

IV.3.b.iv Consommation électrique

La Figure 93 présente l'évolution de la consommation électrique totale pendant la journée étudiée. Le détail des consommations système par système ainsi que les hypothèses considérées sont disponibles dans l'**ANNEXE 7 : Détail de la puissance instantanée absorbée par équipement et hypothèses** associées.

²⁹ Source : <http://www.meteociel.fr/previsions-arome-1h/9761/bonifacio.htm>

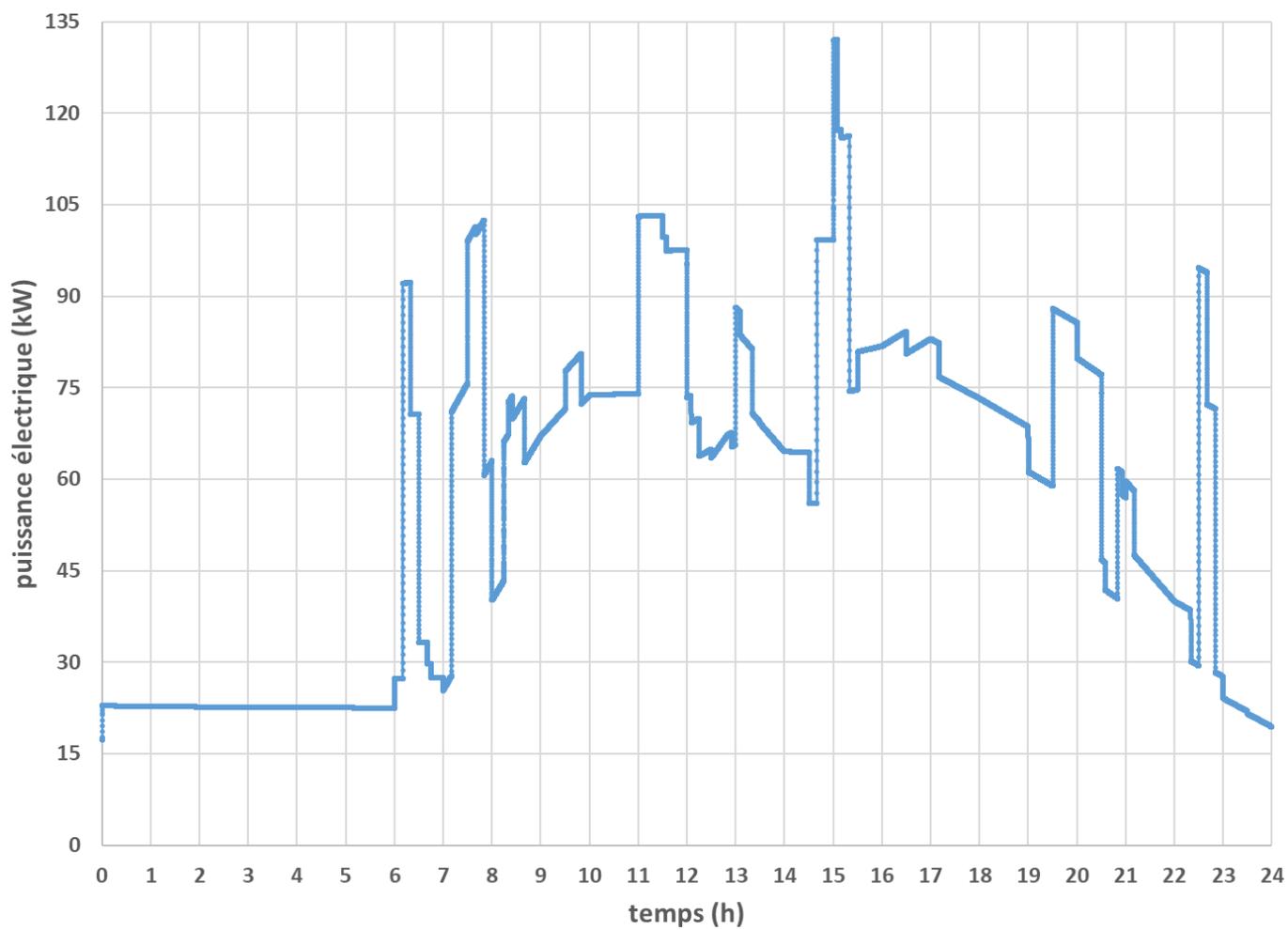


Figure 93 : puissance électrique absorbée au cours de la journée

IV.3.c Motorisation standard

IV.3.c.i Composition du modèle

Le modèle de motorisation standard comprend :

- deux moteurs Scania DI16 076M
- deux inverseurs
- deux hélices à pas fixe.
- un bloc accélérateur
- un bloc PFD
- un bloc modélisant l'ensemble des consommations électriques
- deux groupes électrogènes Kohler à vitesse fixe de 70kW
- un réservoir de carburant rempli avec 10 000 litres de gazole

La Figure 94 révèle comment ces blocs sont interconnectés.

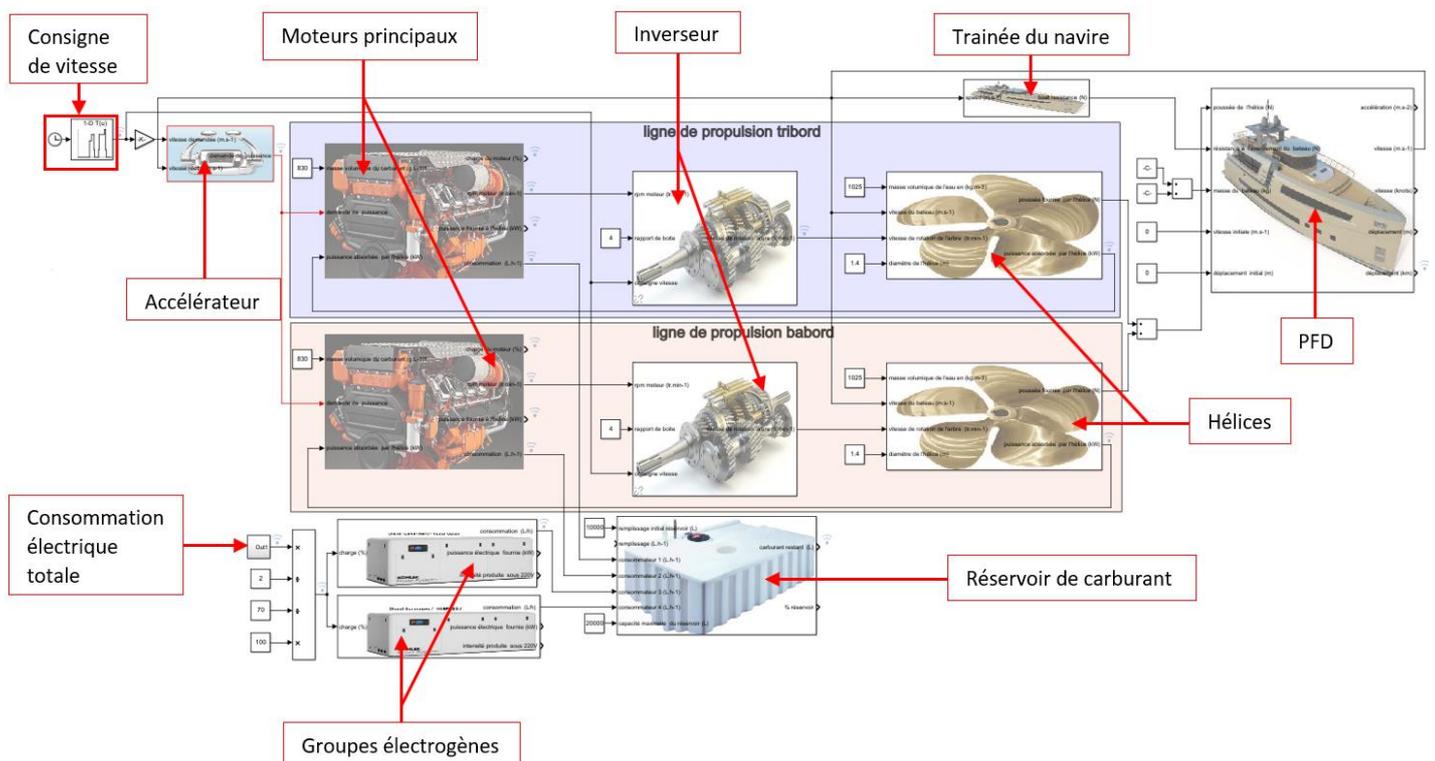


Figure 94 : modèle Simulink pour la motorisation standard

IV.3.c.ii Simulation

La simulation suit le scénario et les hypothèses présentées dans IV.3.b Scénario et hypothèses.

IV.3.d Motorisation hybride parallèle

IV.3.d.i Composition du modèle

Le modèle de motorisation hybride comprend les mêmes blocs que le modèle de motorisation standard auquel ont été ajoutés :

- un pack de batteries
- un bloc modélisant le rendement de conversion électromécanique des moteurs électriques montés en parallèle.
- un ensemble de blocs permettant la gestion de charge/décharge du pack batterie
- un ensemble de blocs pour la gestion de la production électrique via les moteurs électriques montés en parallèle ou via les groupes électrogènes

La Figure 95 révèle comment ces blocs sont interconnectés. Elle permet également de se rendre compte du niveau de complexité supérieur de ce modèle. Avec les mêmes paramètres de solveur, le modèle hybride parallèle est trois fois plus long à exécuter que le modèle standard.

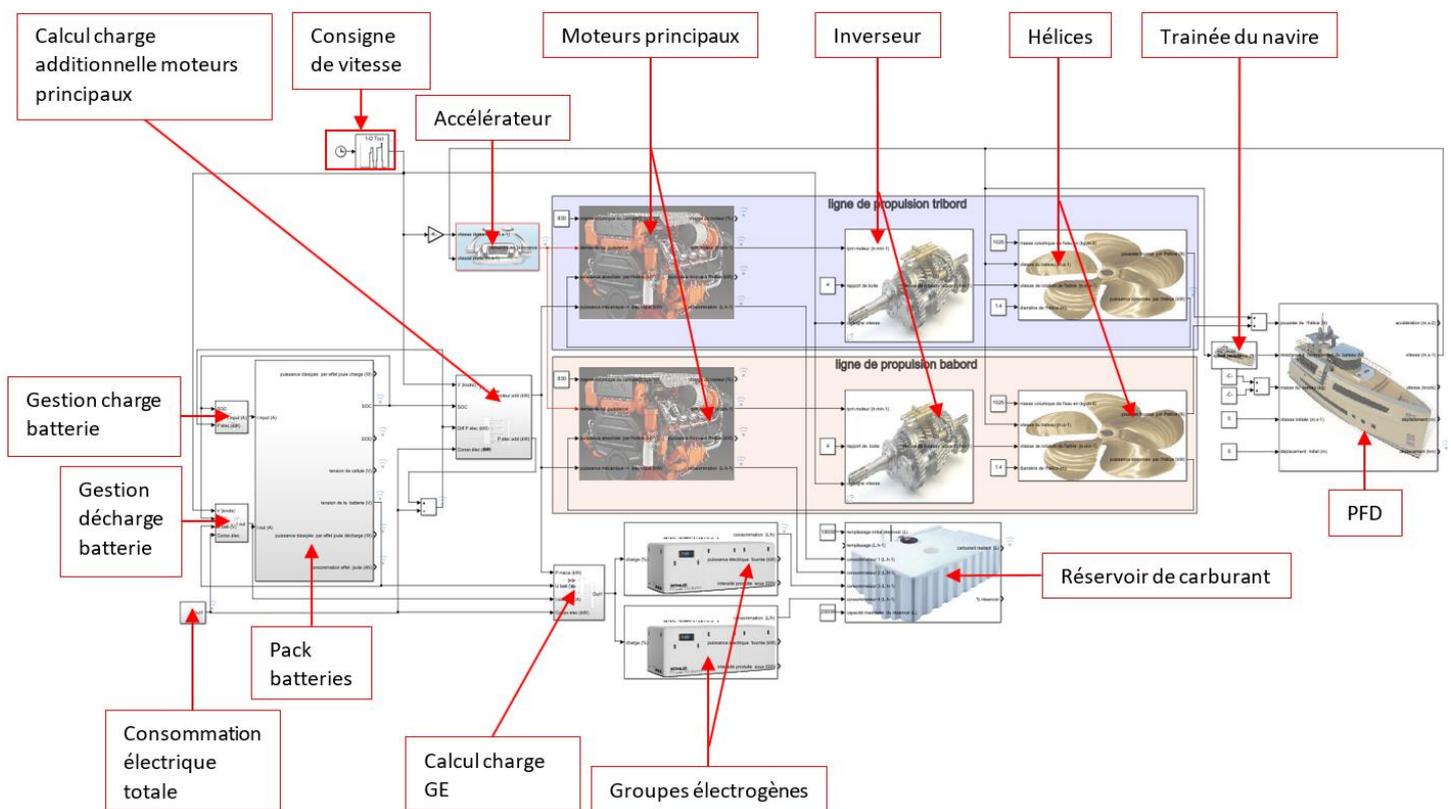


Figure 95 : modèle Simulink pour la motorisation hybride parallèle

IV.3.d.ii Simulation

Comme pour le modèle standard, la simulation suit le scénario et les hypothèses de base présentés dans IV.3.b Scénario et hypothèses. Cependant, ce modèle comprend plus de systèmes donc de nouvelles hypothèses de calcul doivent être précisées :

- Le pack batterie est coupé lorsque son état de charge (SOC) devient inférieur ou égal à 10%.

- Le pack batterie n'est utilisé que lorsque le bateau est à l'arrêt.

- Les moteurs électriques montés en parallèle ne fournissent de la puissance électrique que lorsque le bateau navigue entre 6 et 15 nœuds. En dessous de 6 nœuds le navire peut être en train de manœuvrer il est donc important que son accélération/décélération ne soit pas affectée. Au-delà de 15 nœuds le moteur principal est déjà suffisamment chargé.

IV.3.e Comparaison des résultats

Dans la version de base du modèle hybride parallèle, le rendement électromécanique vaut 0.85, la capacité de la batterie est de 144 Ah et l'état de charge initial de la batterie est de 50%.

Afin d'observer la sensibilité de ces paramètres six simulations supplémentaires ont été exécutées en ne faisant varier qu'un seul paramètre à la fois :

- rendement électromécanique (r elec) = 0.81
- rendement électromécanique (r elec) = 0.93
- état de charge initial de la batterie (SOC) = 10% (batterie déchargée)
- état de charge initial de la batterie (SOC) = 100% (batterie chargée)
- capacité de batterie = 288 Ah
- capacité de batterie = 70,4 Ah

Dans chaque cas l'écart relatif de carburant consommé a été calculé par rapport à la simulation classique.

	carburant consommé (L)	écart relatif par rapport simu classique (%)
non hybride	1531	0,00%
param init	1511	1,34%
r elec 0,81	1522	0,61%
r elec 0,93	1494	2,54%
SOC initial 10%	1524	0,50%
SOC initial 100%	1495	2,46%
capacité batterie 288 Ah	1508	1,52%
capacité batterie 70,4 Ah	1519	0,82%

Tableau 24 : tableau récapitulatif des tests numériques réalisés

Comme le montre ce tableau le rendement de conversion électromécanique est le paramètre le plus important parmi ceux testés. La capacité de batterie est le paramètre ayant le plus faible impact en termes d'économie de carburant. Cependant, l'utilisation de la batterie uniquement lorsque le bateau est à l'arrêt en réduit son utilisation et donc son impact.

Il est également important de rappeler que le fait de diminuer la consommation d'un pourcent sur ce type de navire, revient à économiser entre 15 et 16 litres de gazole par jour. Cela évite l'émission journalière d'environ 40 kilos de CO₂.

Afin d'observer l'influence du cycle d'utilisation du navire, une simulation supplémentaire a été exécutée pour le modèle standard et pour le modèle hybride. Le navire démarre deux heures plus tôt, que dans le scénario défini dans **IV.3.b.ii Profil de navigation**, avec une vitesse de 10 nœuds

	carburant consommé (L)	écart relatif par rapport simu classique (%)
non hybride	1613	0,00%
param init	1576	2,30%

Tableau 25 : tests numériques avec 2h de navigation supplémentaire

Ce tableau montre bien que le cycle d'utilisation influe sur les économies de carburant du navire. L'ajout de deux heures de navigation supplémentaire multiplie par 1.7 l'écart relatif de consommation entre une motorisation standard et une motorisation hybride parallèle. L'hybride parallèle est donc d'autant plus efficace que le nombre d'heures de fonctionnement des moteurs principaux est important.

IV.4. CONCLUSION

Cette partie souligne l'importance et l'efficacité de l'approche systémique. Une fois la modélisation d'un ensemble complexe terminée, il est facile et rapide de faire varier certains paramètres, voire certains systèmes, afin d'affiner précisément l'approche énergétique. Ce type de modèle permet de prendre en compte toute la complexité d'un système réel afin de ne négliger ou de n'oublier aucun paramètre, c'est important quand la consommation énergétique diminue pourcent par pourcent. Pour rappel, diminuer la consommation d'un pourcent sur ce type de navire, revient à économiser entre 15 et 16 litres de gazole par jour. Cela évite l'émission journalière d'environ 40 kilos de CO₂. Ce navire étant prévu pour réaliser des traversées transatlantiques il est conçu pour des profils de navigation chargés. Si l'on considère une économie de carburant comprise entre 3 et 5% cela représente une économie de carburant comprise entre 1050 et 1750 litres sur un plein complet (35000 litres). Soit une économie en terme d'émission de CO₂ comprise entre 2,7 et 4,5 tonnes par plein.

Cela permet également d'ajuster en amont les lois de commande des systèmes. Dans l'exemple précédent, le modèle permet notamment d'affiner la gestion de la production d'électricité.

De plus, en consultant la documentation associée au modèle, il est facile pour les parties prenantes du projet de récupérer des connaissances théoriques d'autres métiers facilitant ainsi la communication et la dynamique d'équipe.

Les seules difficultés concernant ce type d'approches sont qu'elles nécessitent des connaissances théoriques très larges, que les informations de la part des fournisseurs sont parfois difficiles à obtenir. Construire un modèle complet en partant d'une feuille blanche est un processus coûteux en temps.

Page laissée volontairement blanche.

V. CONCLUSION GÉNÉRALE

Au terme de cette étude, il apparaît que le nautisme est un domaine d'étude passionnant et pour lequel le potentiel d'économie d'énergie reste énorme. Comme cela a été démontré dans la partie **I INTRODUCTION GÉNÉRALE**, il est aujourd'hui nécessaire d'agir afin d'aider à enrayer deux des problèmes majeurs du 21^{ème} siècle que sont le réchauffement climatique rapide et la pollution.

Pour cela, le développement continu des outils informatiques permet aujourd'hui d'utiliser des méthodes holistiques avec des niveaux de complexités variés. Ces approches, détaillées en partie II, permettent le développement de carènes de plus en plus sophistiquées qui aident à atteindre un « système carène » optimisé. Le PPT et le MAIN ont permis de gagner un temps considérable pour l'étude de la prédiction de performance des navires planants et semi-planant. Dans le cas d'une pré-étude réalisée en avant-projet le temps humain dédié à la prédiction de performance est quasi nul et cette partie peut être sortie de la boucle navire. Cela permet d'accélérer les autres étapes. De plus, intégrer le PPT au processus visant à optimiser la mise en donnée des calculs CFD permet d'accélérer le temps de convergence des simulations de 10 à 20%.

En plus d'être à l'origine d'optimisations de carènes poussées, l'amélioration énergétique incite à présent les constructeurs de navire à optimiser énergétiquement l'ensemble des systèmes. Dans un monde où les exigences en termes de confort ne cessent d'augmenter, l'aspect thermique ne peut plus être négligé. Partie devenue essentielle dans le secteur du bâtiment, le confort thermique doit être traité avec autant d'importance dans le nautisme. La partie III propose des outils et méthodes de dimensionnement pour deux des principaux systèmes responsables du confort thermique à bord que sont la ventilation de la salle machine et le système d'air conditionné. Cette partie a permis de montrer qu'une conception optimisée associée à des calculs plus précis, que ceux habituellement utilisés, pouvaient mener à des gains significatifs. Sur le 1400 FIV ces modifications permettent à elles seules un gain de poids supérieur à 1.5% de la masse du navire. L'économie de carburant a été estimée à 2 tonnes de diesel par an par navire soit une économie de 6.3 tonnes de CO₂.

Afin de réaliser une optimisation énergétique complète, l'approche systémique est nécessaire. Fastidieuse et complexe à initier, elle permet, une fois en place, une étude approfondie des différents systèmes, et aide à anticiper leur pilotage et leurs interactions. La partie IV propose une comparaison entre deux types de motorisation pour illustrer l'intérêt de cette approche. Plus le système étudié est complexe plus cette approche est longue à développer mais plus elle est intéressante. Elle permet notamment un meilleur dimensionnement du système de production électrique en remplaçant le coefficient de frottement utilisé, de façon classique, par des scénarios plus réalistes.

Page laissée volontairement blanche.

VI. PERSPECTIVES

Ce travail fait partie des premiers pas en ce qui concerne l'amélioration de la performance énergétique des navires. Ce n'est qu'une étape qui s'apparente à un travail introductif. Des principes d'études et de réflexions ont été amorcés. Ils doivent être poursuivis et améliorés pour atteindre des résultats encore plus significatifs.

D'un point de vue large, toujours dans cette gamme de navires et dans le contexte de CNC, on peut citer :

- Les outils de la simulation thermique dynamique des bâtiments, adaptés pour traiter le confort hygrothermique et la consommation énergétique des bateaux, pourront constituer des solutions performantes pour le meilleur dimensionnement des systèmes et la réflexion globale sur la performance thermique des cabines

- Les moyens de mesure, plus développés et intégrés en amont de la conception des bateaux, pourront améliorer la compréhension et l'aide au fonctionnement énergétiquement efficace des systèmes

- L'anticipation de besoins clients pouvant aller, à un horizon non encore déterminé, vers des systèmes énergétiquement plus efficaces, pour les usages stationnaires par exemple.

De façon plus technique, parmi les pistes intéressantes qui permettraient de continuer le travail effectué, certains outils peuvent être améliorés pour gagner en précision et diminuer le temps nécessaire au paramétrage des calculs. Il serait par exemple intéressant d'interfacer l'outil ODC avec un outil de CAO comme Catia, Solidworks ...etc. Cela permettrait d'automatiser la mesure des surfaces et des épaisseurs des parois, de récupérer automatiquement les températures de parois et même leurs orientations relatives. Le dimensionnement du système de climatisation pourrait ainsi se faire automatiquement au fur et à mesure de la conception. Une étape d'automatisation supplémentaire pourrait avantageusement être rajouté au MAIN. Le fait de pouvoir tester successivement et automatiquement, plusieurs géométries de carènes avec toujours de nombreux cas de chargement présenterait un avantage en termes de recherche d'optimisation de carène. Le gain de temps serait également considérable. De plus, compte tenu du travail déjà effectué sur cet outil, le temps de programmation nécessaire pour rendre l'opération possible ne devrait pas représenter plus de deux semaines de travail. Toujours dans la partie simulation informatique, il serait également intéressant de faire évoluer la procédure holistique développée par Siemens. Dans l'exemple de la Figure 46, siemens utilise un fichier Excel couplé à un code Python pour évaluer la masse de la peau extérieure du navire en fonction de sa surface. Après le calcul CFD, réaliser un calcul de structure

avec un logiciel par éléments finis en utilisant les pressions hydrodynamiques comme entrées permettrait d’optimiser de concert les parties structure et hydrodynamisme. Dans un tel processus, la masse du navire serait mieux anticipée et maîtrisée.

La Figure 96 présente une évolution de la boucle de conception de Siemens.

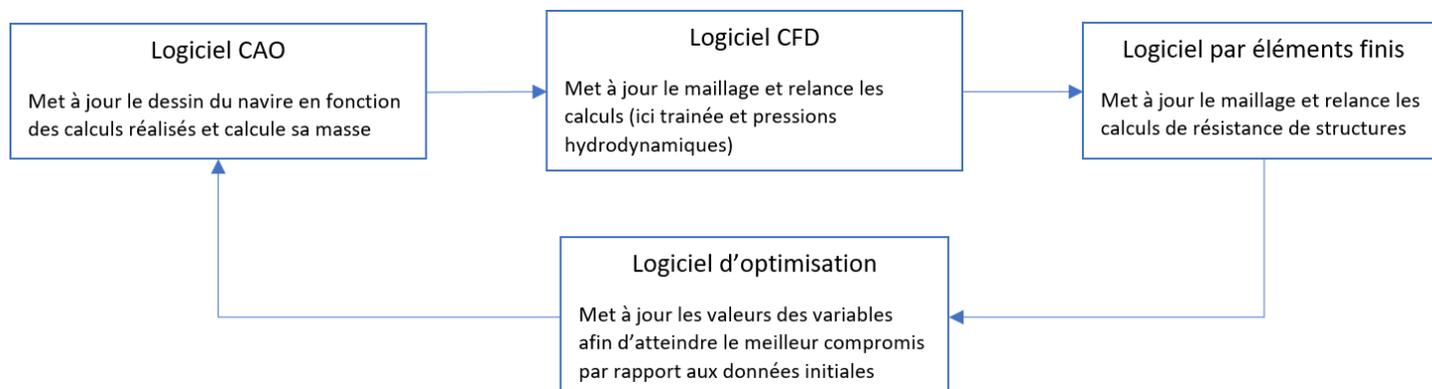


Figure 96 : évolution de la boucle de conception de Siemens

Une fois ce processus validé par les bureaux de certification, les divers coefficients de sécurité pourraient être ajustés car mieux maîtrisés. Au jour où ces lignes sont écrites le nautisme travaille avec des coefficients de sécurité de l’ordre de 3 quand l’aéronautique se limite à 1.5.

De plus, en développant une procédure de ce type, il devient envisageable d’automatiser intégralement le design d’un navire. Comme cela a été vu dans **II.1 Introduction** la construction d’un bateau fait appel à un très grand nombre métiers, les limites sont toujours le temps de calcul associé à la puissance de calcul disponible et la complexité de mise en œuvre.

Pour la partie systèmes, il est possible d’interchanger rapidement les systèmes de la bibliothèque Simulink afin d’évaluer leur impact. Par exemple, la technologie de climatisation par adsorption semble présenter un intérêt. Ce système utilise de la chaleur afin de produire du froid. Or, sur un navire la chaleur résiduaire issues des moteurs principaux est très importante. De plus, aucun gaz réfrigérant n’est nécessaire pour son fonctionnement et il ne comporte que peu de pièces en mouvement ce qui le rend très simple à maintenir. Une étude rapide faite pour le 1650 HSI met en évidence un gain de poids possible, pour le système complet de climatisation, de l’ordre de 20%. En effet, bien que ce système pèse intrinsèquement plus lourd qu’une climatisation standard, sa puissance électrique absorbée très faible (de l’ordre de 400W pour 15kW de puissance froid) permet de diminuer la taille des groupes électrogènes. Cela réduit par la même occasion la consommation de carburant du navire. La motorisation fait également partie des systèmes pour lesquels il est intéressant de tester plusieurs hypothèses. Par exemple, sur le 1400 FIV changer la motorisation in-bord pour une motorisation hors-bord permettrait d’alléger le navire d’environ 5,5 tonnes, soit

plus de 40%. Bien que ce type de motorisation ait une consommation spécifique généralement plus importante et ne supporte pas un profil de charge aussi important qu'une motorisation classique, le gain de masse, d'encombrement et le prix unitaire très inférieur justifie une étude approfondie.

Le cahier des charges initial fait également partie des points importants à travailler sur le long terme et pas seulement au travers de travaux de thèse. Pour avoir participé aux discussions avec les clients lors d'appels d'offres militaires, une grande partie du surdimensionnement des systèmes, pour les bateaux de moins de 30 mètres, est générée par d'un cahier des charges souvent trop imprécis. Les exigences menant au dimensionnement de la ventilation salle machine en sont un bon exemple. Pour les pays tropicaux, il est souvent imposé de maintenir un écart maximum compris entre 10 et 15°C entre la salle machine et l'air extérieur. Cette limite est établie pour rendre les opérations humaines supportables en cas de problème machine. Les moteurs sont capables de fonctionner avec des températures ambiantes de l'ordre de 70°C. Il est donc possible d'augmenter le delta initial en fixant un temps maximal pour descendre la température de la salle.

Le secteur maritime possède ses spécificités, et concentre d'épineux problèmes à résoudre pour améliorer l'efficacité énergétique en améliorant les services rendus. Une partie de ces solutions sont spécifiques, une partie est commune aux autres secteurs, aussi vastes que ceux du transport, des déplacements, de l'industrie, du tourisme, de la construction, etc... L'intérêt de ce travail est d'avoir fait une première avancée dans ce domaine, en étant conscient que certaines solutions pourront se développer rapidement, et d'autres plus lentement, et en gardant en tête que les problématiques de l'énergie sont en constante évolution, ce qui rend leur étude si passionnante.

Page laissée volontairement blanche.

VII. REFERENCES

1. Akaabouch, M., 2019. Exploitation de données de mesures pour caractériser la conduction thermique et les caractéristiques inertielles de parois. Rapport de stage. Université de Bordeaux
2. Angeli, J.C., April 1973. Evaluation of the Trim of a Planing Boat at Inception of Porpoising. The Society Of Naval Architects And Marine Engineers. Paper presented at the Spring meeting, April 2-4, lake Buena Vista, Florida.
3. Bastide, G., 2014. Resistance computation of a fast planning vessel by a commercial CFD code. Master Thesis. University of Liege et Ecole Centrale de Nantes
4. Blount, D.L., Fox, D.L., January 1976. Small-Craft Power Prediction. Marine Technology, Vol. 13, No. 1, pp. 14-45.
5. Bourdin, V., 2014. Calculs astronomiques simplifiés. Université Paris-Sud Orsay – Master PAM 2ème année – Energies renouvelables.
6. BP Statistical Review of World Energy June 2018. 67th edition
7. Bureau Veritas : Rules for the classification and the certification of Yachts ; Part B : Hull and Stability ; Chapter 3 Stability ; Appendix 1 : Inclining Experiment and weighing test.
8. Capasso, C., Notti, E., Veneri, O., 2019, Design of a hybrid propulsion for midsize boats, Energy Procedia 158 (2019) 2954–2959
9. Caponnetto, M. .;2001, Practical CFD Simulations for Planing Hulls, Proc. of Second International EuroConference on High Performance Marine Vehicles, HIPER'01, Hamburg, V. Bertram ed., pp.128-138
10. Carrion, A., 2019. Développement d'un système de mesure de flux thermique et du coefficient U de paroi, basé sur Arduino. Rapport de stage. Université de Bordeaux
11. Caterpillar., 2015. Application & Installation Guide Engine Room Ventilation.
12. Celano, T., 1998. The Prediction of Porpoising Inception for Modern Planing Craft. SNAME Transactions, Vol. 106, pp. 269-292.

13. Clavé, Alexandre., 2018. Dynamic positioning system. Rapport de Stage deuxième année cycle ingénieur. Ecole Nationale Supérieure des Arts et Métiers E.N.S.A.M Bordeaux.
14. Dumortier, C., Bonnet, J-F., Régnier, N., Ousten, Y., 2019. Comparing results of a power prediction tool with measured data from a series of 35 boats. Ocean Engineering. 178, pp.501-516
15. Dunworth, R.J., 2014. Back Against the Wall. The Transactions of The Royal Institution of Naval Architects, vol. 156, part B2 (International Journal of Small Craft Technology), pp. 99-106
16. European Environment Agency., 2013. The impact of international shipping on European air quality and climate forcing. Technical report.
17. Ekman, F., Naudo Ribas, C., Rydelius, F., May 2016. Model for Predicting Resistance and Running Attitude of High-Speed Craft Equipped with Interceptors. KTH Sweden, Centre for naval architecture, 43 P
18. Energie+. Disponible sur :<https://energieplus-lesite.be/theories/bilan-thermique44/charges-thermiques-interne-pour-les-bureaux/>. Dernière visite le 02/10/2019
19. Eni World Oil Review 2018 volume 1.
20. Hepperle, M., Initial Creation: June 2009 – Last Revision: August 2018. Javaprop – Users Guide
21. Holtrop, J., Mennen, G.G.J., October 1978. A statistical power prediction method. International Shipbuilding progress, Vol 25, 290, pp. 253-256
22. Holtrop, J., Mennen, G.G.J., 1982. An approximate power prediction method. International Shipbuilding progress, Vol 29, pp. 166-170.
23. Hussein Rammal. Conception et étude d'un bateau trimaran. Mécanique [physics.med-ph]. 2011. {dumas-01081522}
24. Iacono, M., 2015. Hydrodynamics of planing hull by CFD. Polytechnic and Basic Sciences School Department of Industrial Engineering Thesis Master's Degree in Naval Engineering.
25. IEA Statistics © OECD/IEA 2014 disponible sur :
<https://www.iea.org/statistics/co2emissions/> Dernière visite le 02/10/2019

26. IMO. Pollution de l'atmosphère, rendement énergétique et émissions de gaz à effet de serre. Disponible sur :
<http://www.imo.org/fr/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/>
Dernière visite le 25/12/2019
27. Lion, S., Vlaskosb, I., Taccanic, R., A review of emissions reduction technologies for low and medium speed marine Diesel engines and their potential for waste heat recovery, *Energy Conversion and Management* 207 (2020) 112553
28. Marty, P. 2014. Etude de l'efficacité énergétique des navires : développement et application d'une méthode d'analyse. Mémoire de thèse. Ecole Centrale de Nantes et Université Nantes Angers Le Mans.
29. Moreno-Gutiérrez, J., Pájaro-Velázquez, E., Amado-Sánchez, Y., Rodríguez-Moreno, R., Calderay-Cayetano, F., Durán-Grados, V., 2019. Comparative analysis between different methods for calculating on-board ship's emissions and energy consumption based on operational data, *Science of the Total Environment* 650 (2019) 575–584
30. Morin, M. La pollution de l'air par les navires : la fracture atmosphérique de la latitude 48° 30' en Atlantique Nord-Est. *Neptunus, e.revue Université de Nantes*, vol. 23, Mars 2017.
31. Nagel, R., 2016, A holistic approach for energy flow simulations in early design, *Transportation Research Procedia* 14 (2016) 1601 – 1610
32. Olivieri, A., Pistani, F., Avanzini, A., Stern, F., Penna R., September 2001. Towing Tank Experiments Of Resistance, Sinkage And Trim, Boundary Layer, Wake, And Free Surface Flow Around A Naval Combatant Insean 2340 Model. IIHR Technical Report No. 421.
33. Olmer, N., Comer, B., Roy, B., Mao, X., And Rutherford, D., Greenhouse gas emissions from global shipping, 2013–2015. The International Council on Clean Transportation. October 2017
34. Omar N., M. A. Monem, Y. Firouz, J. Salminen, J. Smekens, O. Hegazy, H. Gaulous, G. Mulder, P. Van den Bossche, T. Coosemans, and J. Van Mierlo. “Lithium iron phosphate based battery — Assessment of the aging parameters and development of cycle life model.” *Applied Energy*, Vol. 113, January 2014, pp. 1575–1585.

35. Ponzini, R., Salvatore, F., Begovic, E., Bertorello, C., 2020, Automatic CFD analysis of planing hulls by means of a new web-based application: Usage, experimental data comparison and opportunities, *Ocean Engineering* 210 (2020) 107387
36. Princaud M., Cornier A., Froelich D., Pierson Y. Développement d'un outil d'éco-conception et d'évaluation des impacts d'un navire sur l'environnement marin. 2012. <hal-00719297>
37. PROJET : AEE2008, Rapport final. Avril 2008. Campagne de mesures des appareils de production de froid et des appareils de lavage dans 100 logements
38. Savitsky, D., October 1964. Hydrodynamic Design of Planing Hulls. *Marine Technology*.
39. Savitsky, D., DeLorme, M., Datla, R., January 2007. Inclusion of Whisker Spray Drag in Performance Prediction Method for High-Speed Planing Hulls.
40. Saw, L.H., K. Somasundaram, Y. Ye, and A.A.O. Tay, "Electro-thermal analysis of Lithium Iron Phosphate battery for electric vehicles." *Journal of Power Sources*. Vol. 249, pp. 231–238.
41. Schachter, R.D., Ribeiro, H.J.C. daConceição, C.A.L., 2016, Dynamic equilibrium evaluation for planning hulls with arbitrary geometry and variable deadrise angles – The Virtual Prismatic Hulls Method, *Ocean Engineering* 115 (2016) 67–92
42. SERM Montpellier. Disponible sur : <http://www.serm-montpellier.fr/nos-metiers/energie>
[Dernière visite le 02/10/2019](#)
43. Smith, T., Argyros, D., Raucci, C., Sabio, N., 2014. Global Marine Fuel Trends 2030. Lloyds Register Marine & University College London.
44. Sørensen, Asgeir J., 2013. Marine control systems propulsion and motion control of ships and ocean structures. Department of Marine Technology Norwegian University of Science and Technology.
45. Sunny Verma., Shiju John, December 2010. Development of Correction Factors for improving Planing Hull Performance Prediction. Conference Paper.

46. Svahn, D., June 2009. Performance Prediction of Hulls with Transverse Steps. Marina System Centre for Naval Architecture.
47. Tezdogan, T., Demirel, Y.K., Kellett, P., Khorasanchi, M., Incecik, A., Turan, O., 2015. Full-scale unsteady RANS CFD simulations of ship behaviour and performance in head seas due to slow steaming. *Ocean Engineering* 97 186–206.
48. Tremblay, O., L.A. Dessaint, "Experimental Validation of a Battery Dynamic Model for EV Applications." *World Electric Vehicle Journal*. Vol. 3, May 13–16, 2009.
49. U.S Energy information Administration International Energy Outlook 2017
50. Van Rynbach, E-A., Briers, K-E., DelGatto, N-J., March, 2018. Analysis of Fuel Alternatives for Commercial Ships in the ECA Era.
51. World Banque Group. Disponible sur : <https://donnees.banquemondiale.org/indicateur/NY.GDP.PCAP.CD> Dernière visite le 02/10/2019
52. Védrenne, J., 2010. Simulation dynamique du comportement mécanique de navires, application à la propulsion éolienne. Thèse de doctorat. Université de Nantes , faculté des sciences et des techniques.
53. World Health Organization. Disponible sur : <https://www.who.int/airpollution/ambient/en/> Dernière visite le 02/10/2019
54. Yuan, Y. Wang, J., Yan, X., Li, Q., Long, T., 2018. A design and experimental investigation of a large-scale solar energy/diesel generator powered hybrid ship, *Energy* 165 (2018) 965-978
55. Zhu, C., X. Li, L. Song, and L. Xiang, "Development of a theoretically based thermal model for lithium ion battery pack." *Journal of Power Sources*. Vol. 223, pp. 155–164.

ANNEXE 1 : Intervalle de variations des données d'entrée du PPT

Dans cette annexe, la plage de variation des entrées du PPT est présentée sur les quatre graphiques ci-dessous. Pour rappel, les données spécifiques sont la longueur à la flottaison, la largeur à la flottaison, le déplacement et la position longitudinale du centre de gravité.

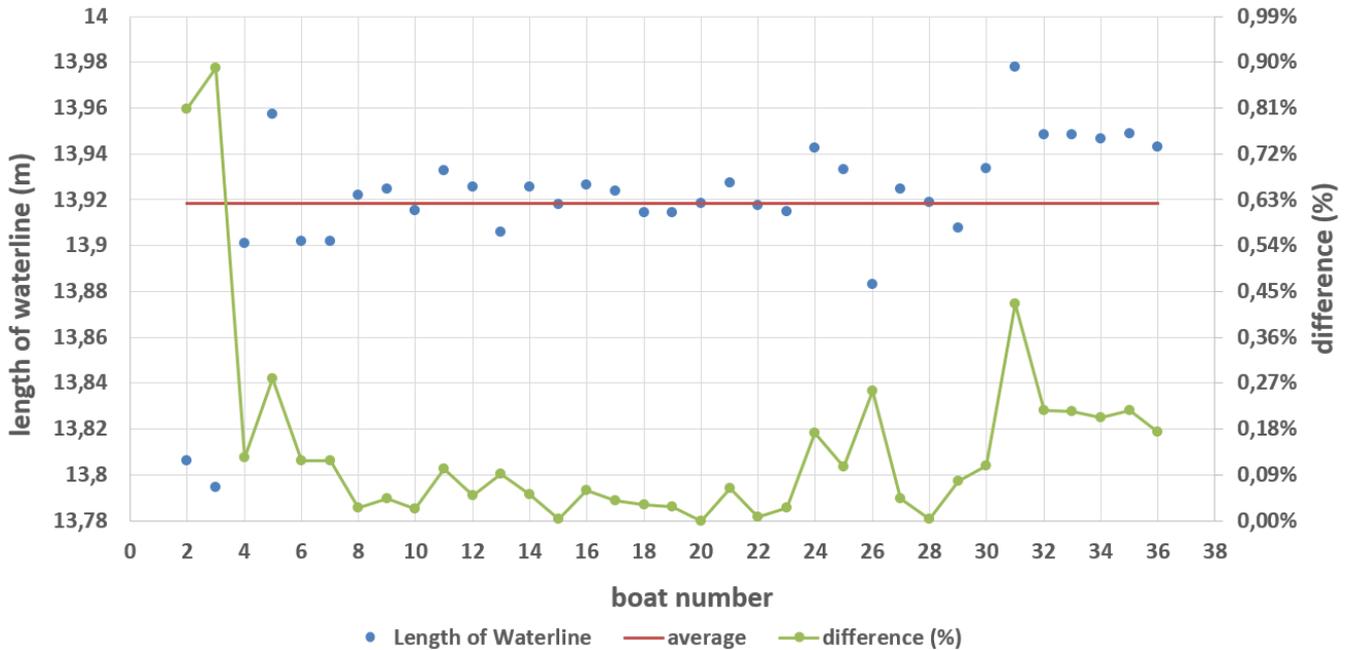


Figure 97 : variation de la longueur à la flottaison des 35 bateaux étudiés en II.2

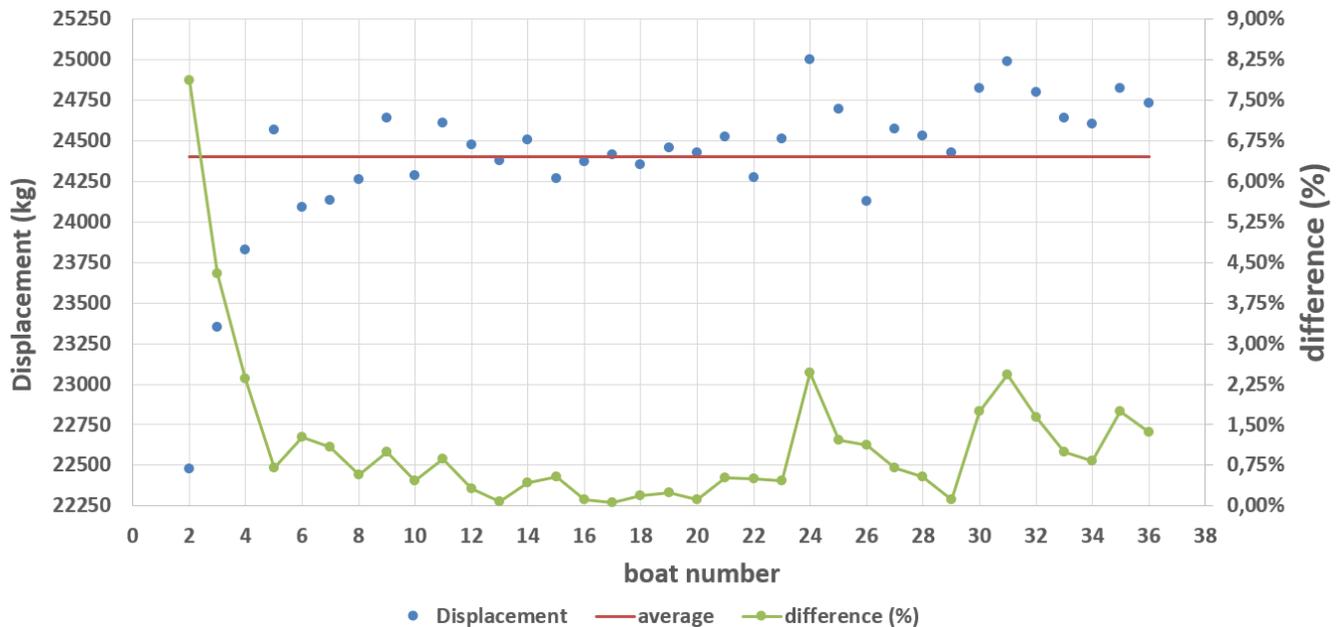


Figure 98 : variation du déplacement des 35 bateaux étudiés en II.2

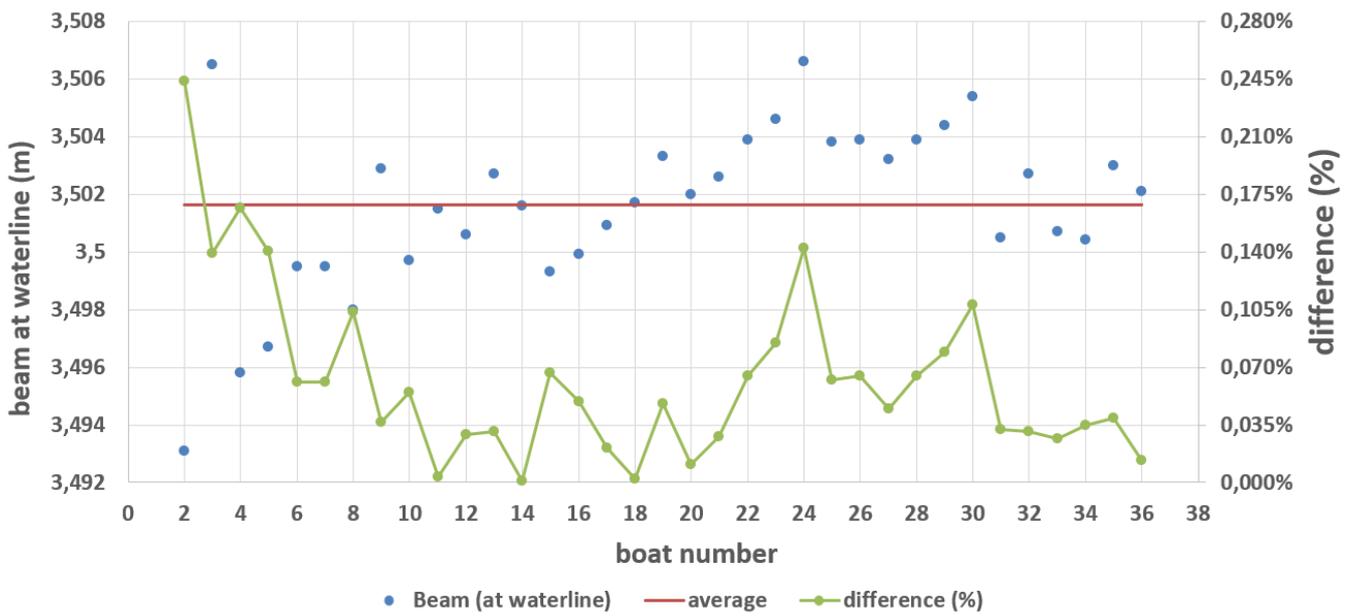


Figure 99 : variation de la largeur à la flottaison des 35 bateaux étudiés en II.2

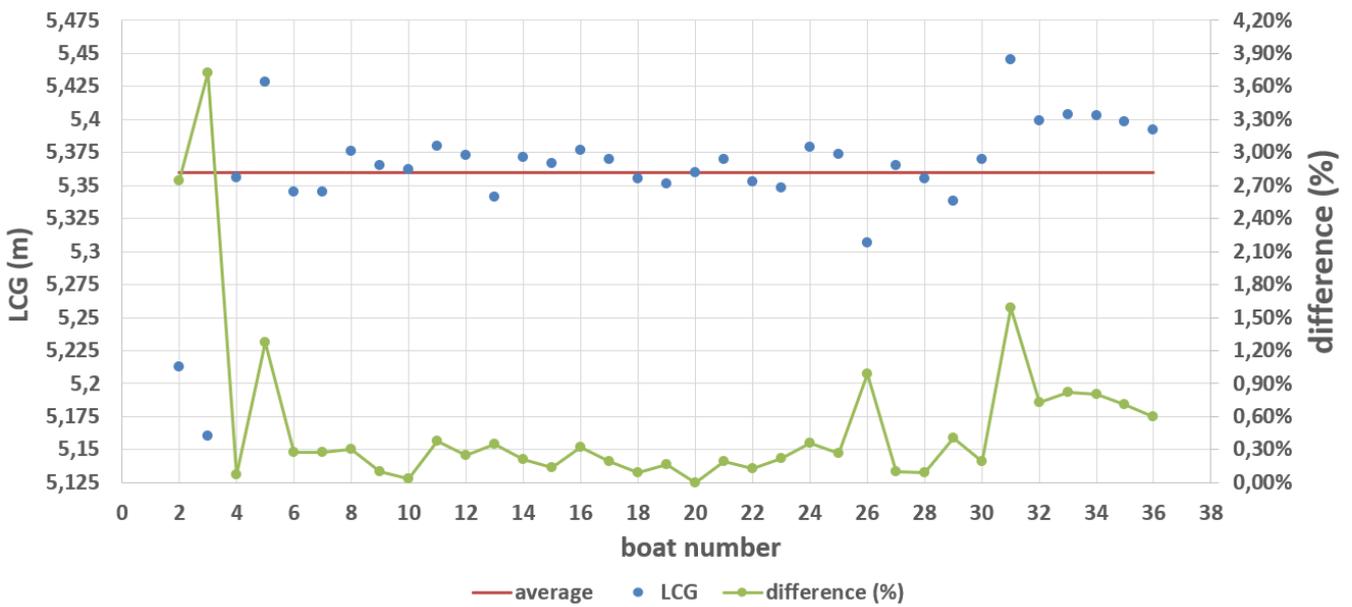


Figure 100 : variation du LCG des 35 bateaux étudiés en II.2

ANNEXE 2 : Procédure de Daniel Savitsky, limites et hypothèses selon Ekman et al, 2016

Le paragraphe suivant est directement extrait de (Ekman et al, 2016). Il fournit quelques limitations relatives la procédure de Savitsky.

“The center of pressure is difficult to calculate, and two main assumptions need to be made. First of all, the center of pressure of the dynamic component is said to be at 75 percent of the main wetted length forward of the transom, and the buoyant force center of pressure at 33 percent also from the transom. Another limitation of the Savitsky method is that equation (2.6) is only applicable for $0.60 \leq C_v \leq 13.0$, $2^\circ \leq \tau \leq 15^\circ$ and $\lambda \leq 4$. These limitations come from lambda being

$$\lambda \leq \frac{L_w}{b},$$

where the wetted length, L_w , is unlimited. This implies that the trim must be limited to a minimum of 2° for lambda not to increase exponentially.”

ANNEXE 3 : Analyse de la sensibilité du calcul de trainée à une variation de VCG pour le 1650 HSI

Afin d'étudier la sensibilité du calcul de trainée de l'outil **PPT** à une variation du paramètre VCG, des tests ont été effectués sur l'un navire de type 1650 HSI présenté dans **II.2.c Bateau étudié et données utiles**. De façon mécanique lorsque la valeur de VCG change la valeur de f change également. Les résultats présentés dans cette annexe prennent donc en compte, pour chaque calcul, l'évolution de f liée à la variation de VCG.

La valeur initiale de VCG est de 1.31m. La Figure 101 ci-dessous illustre les écarts relatifs de trainée générés par les quatre variations étudiées :

- 50% par rapport à la valeur initiale (écart relatif -50% / 0%)
- 10% par rapport à la valeur initiale (écart relatif -10% / 0%)
- +10% par rapport à la valeur initiale (écart relatif +10% / 0%)
- +50% par rapport à la valeur initiale (écart relatif +50% / 0%)

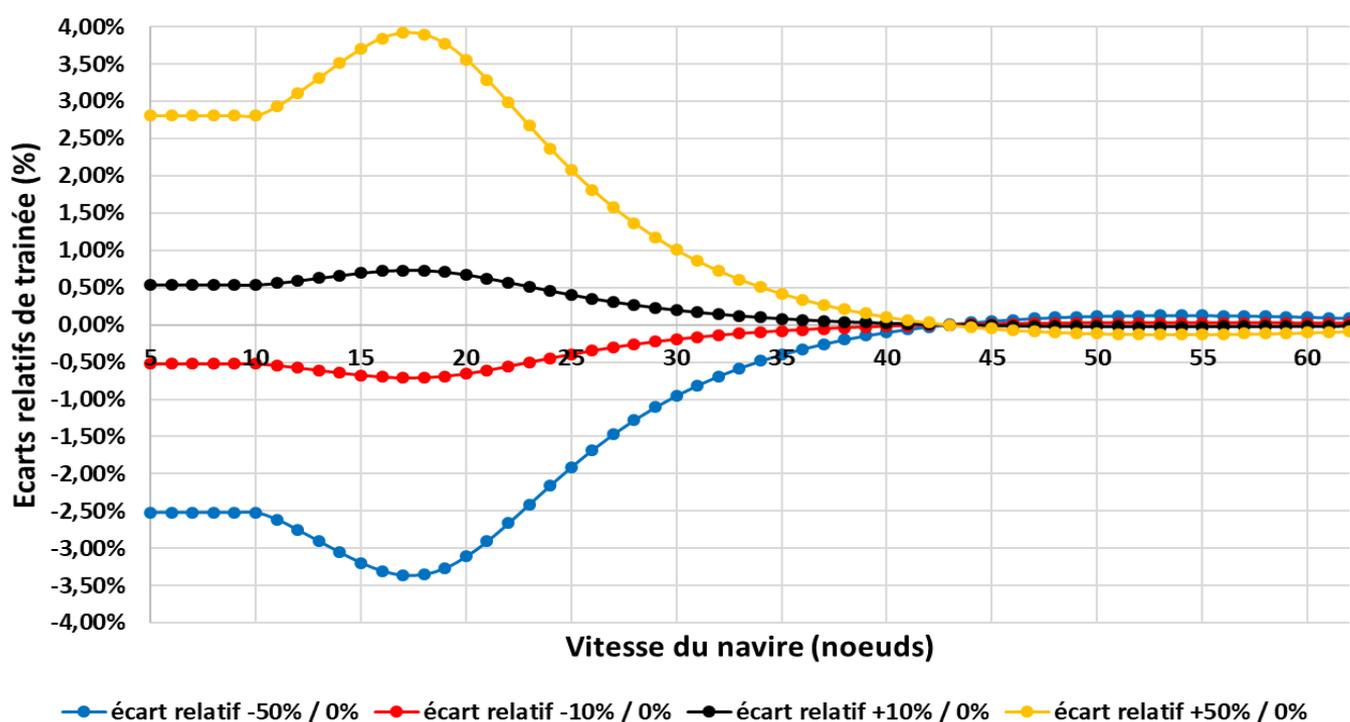


Figure 101 : écarts relatifs de trainée liée à une variation du VCG

La Figure 101 montre que pour une variation de VCG comprise entre -50% et 50% l'écart relatif maximal est resté toujours inférieur à 4% en valeur absolue. Ce paramètre a donc une très faible influence sur le calcul de la trainée du 1650 HSI. Toujours à partir de la Figure 101, si l'on considère une variabilité du VCG de 10% l'écart relatif de trainée sera compris dans l'intervalle [-0.71% ; 0.73%].

ANNEXE 4 : Prérequis et données d'entrée pour l'utilisation du MAIN

PPT

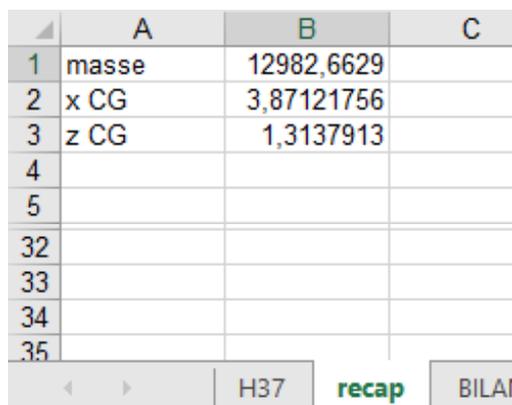
Avant d'utiliser le **MAIN** pour calculer les performances d'un navire, il faut au préalable renseigner sur la page Input du **PPT** les données fixes pour le bateau étudié. Ces données sont écrites en bleu sur fond beige sur le Tableau 9.

DDP

Afin que le **MAIN** puisse accéder facilement aux données de masse et position du centre de gravité, il faut :

- 1) créer une nouvelle feuille dans le **DDP** qui s'appelle **recap**
- 2) que la valeur de la cellule B1 soit égale à la valeur de la masse pour le cas de chargement « full-load ».
- 3) que la valeur de la cellule B2 soit égale à la valeur de la coordonnée x du centre de gravité pour le cas de chargement « full-load ».
- 4) que la valeur de la cellule B3 soit égale à la valeur de la coordonnée z du centre de gravité pour le cas de chargement « full-load ».

Le Tableau 26 ci-dessous récapitule les opérations à réaliser dans le **DDP** pour l'interfacer avec le **MAIN**.



	A	B	C
1	masse	12982,6629	
2	x CG	3,87121756	
3	z CG	1,3137913	
4			
5			
32			
33			
34			
35			

Tableau 26 : image récapitulant les opérations à réaliser pour combiner le **DDP** et le **MAIN**

MAIN

Que ce soit pour le calcul unique ou pour le mode variation, l'utilisateur doit renseigner le chemin d'accès complet aux fichiers suivants :

-MAIN

-PPT

-DDP

-fichier 3D (CAO)

Le Tableau 27 ci-dessous montre un exemple de chemin d'accès et la position des entrées à renseigner.

	A	B	C	D	E	F	G	H
1	chemin d'accès devis de poids	C:\Users\charles\Desktop\main_PPT_DDP_SW1400_FIV-00-07_DEVIS_DE_POIDS_CAS_DE_CHARGEMENT\DP_V21.xlsx	chemin d'accès outil de prédiction de performances	C:\Users\charles\Desktop\main_PPT_DDP_SW1400_FIV-00-08_PREVISION_DE_PERFORMANCE_S\perf_V102.xlsm	chemin d'accès main	C:\Users\charles\Desktop\main_PPT_DDP_SW1400_FIV-00-08_PREVISION_DE_PERFORMANCE_S\main.xlsm	chemin d'accès au fichier 3D	C:\Users\charles\Desktop\main_PPT_DDP_SW1400_FIV-00-23_DOSSIER_DE_STABILITE\teststab.SLDPRT

Tableau 27 : exemple de chemin d'accès pour le MAIN

Sur Windows, pour récupérer le chemin d'accès complet d'un fichier il suffit de faire un clic droit sur le fichier, cliquer sur propriétés, puis sur l'onglet sécurité. Le chemin correspond au nom de l'objet. La **Figure 102** ci-dessous illustre cette opération.

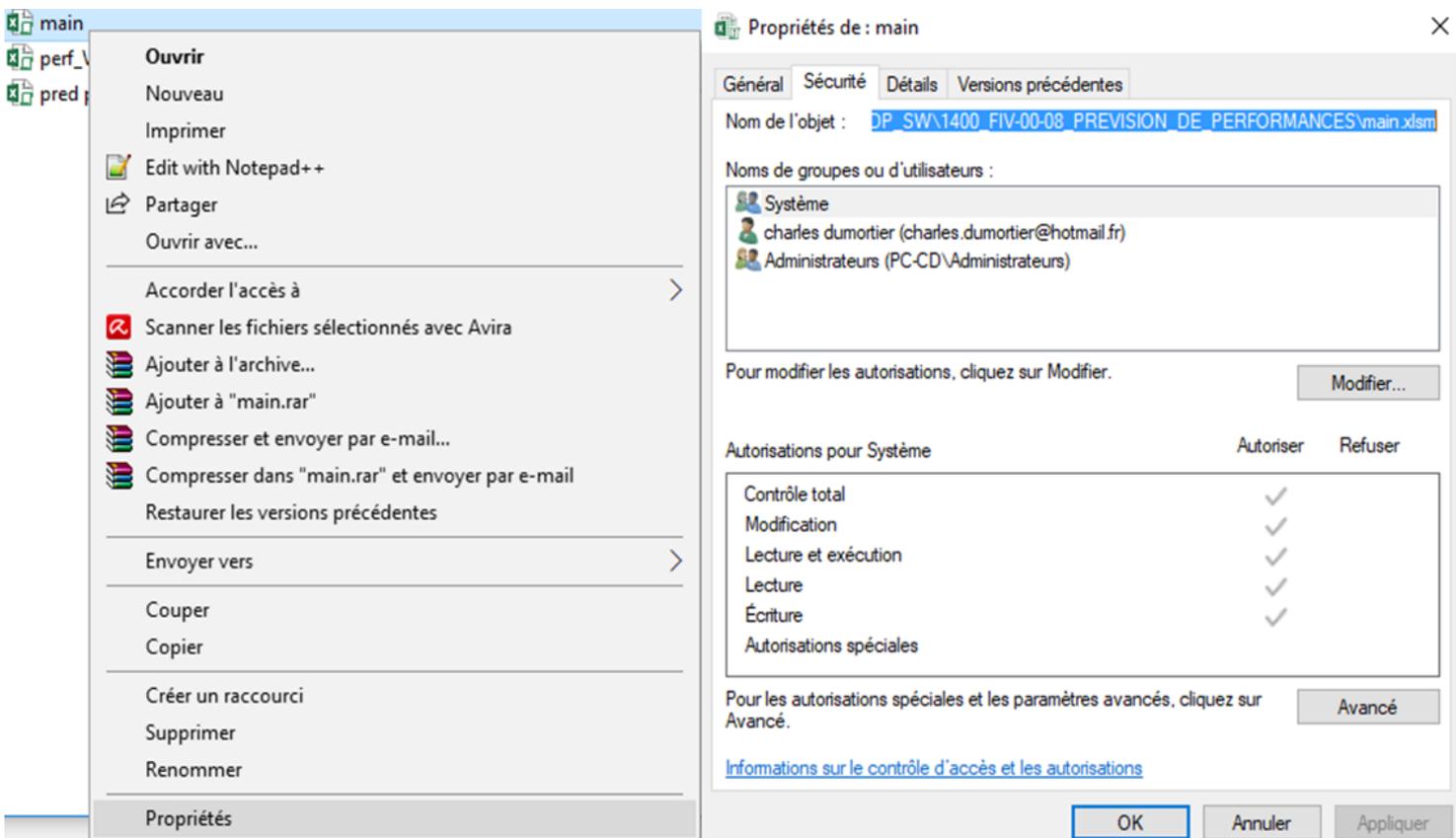


Figure 102 : procédure Windows pour récupérer le chemin d'accès complet d'un fichier

Dans le cas où l'on souhaite réaliser une étude de variation de LCG et/ou de masse, il faut également renseigner les inputs de l'onglet optimisation (cellules I29 à I34 du **MAIN**). Le Tableau 28 donne un exemple d'inputs permettant de réaliser des études de variation. Avec ces données, si l'on exécute la macro de variation de masse, le programme calculera les performances pour les masses suivantes 11 tonnes, 11,5 tonnes, 12 tonnes et 12,5 tonnes, la valeur de LCG étant issue du devis de poids.

Optimisation	initial displacement	11 000	kg
	step	500	kg
	number of iteration	4	
	initial LCG	3,7	m
	step	0,10	m
	number of iteration	4	

Tableau 28 : exemple d'entrées permettant de réaliser des études de variations

Fichier CAO

Le fichier CAO doit simplement être un volume fermé.

ANNEXE 5 : Définition des normes B15 et A60

L'annexe suivante est extraite du rapport de stage d'Alicia Joly intitulé : **Etude et Qualification d'un Matériau Isolant au Feu**

Pour qu'un matériau soit homologué pour la protection incendie des salles des machines, celui-ci doit respecter les normes issues du FTP Code A754 (18). Les normes dépendent de différents facteurs, comme la classe du bateau, la zone concernée à protéger, le nombre de passagers à bord, la distance à la côte etc. Dans cette étude, seules les normes A60 et B15 concernant respectivement les yachts de 50m et les patrouilleurs de 17m seront étudiées. Ces normes doivent pouvoir homologuer des matériaux ayant une bonne réaction et résistance au feu. On dit qu'un matériau a une bonne réaction au feu s'il ne participe pas à la propagation des flammes, tandis qu'un matériau résistant au feu permet d'isoler thermiquement la structure à protéger. Ces matériaux doivent donc être capables de conserver l'intégrité de la structure des salles machines en cas d'incendie pendant 60min pour la norme A60, et pendant 15min pour la norme B15. Cette durée permet de retarder la propagation des flammes pour laisser le temps aux passagers d'évacuer le navire.

Afin de sélectionner dans cette étude les matériaux capables de substituer le matériau actuellement utilisé pour la protection incendie, les tests à petite échelle doivent être conçus pour se rapprocher des tests d'homologation à grande échelle. Ces tests d'homologation se font dans des laboratoires spécialisés. Les échantillons pour l'homologation ont des dimensions faisant 3,20m x 2.42m et sont disposés à la place d'une des 4 parois d'un four contenant des résistances chauffantes. La couche d'isolation testée doit dans un premier temps empêcher la face non exposée de s'enflammer. Des thermocouples type K, spécialisés pour les hautes températures sont utilisés pour mesurer les températures des faces exposées et non exposées illustrées sur le schéma suivant :

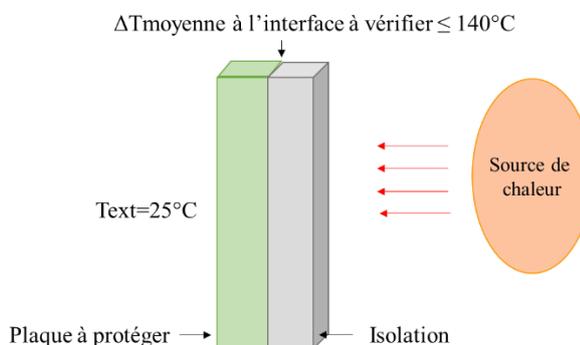


Figure 103 : schéma des températures à respecter lors du test d'homologation

Pour que le matériau soit homologué, le gradient de température entre la température ambiante et la température à l'interface entre la plaque à protéger et la couche d'isolation à tester doit être en moyenne de 140°C au maximum et ne doit dépasser 180°C en aucun point pour la norme A60 pendant un essai de 60min et 225°C pour la norme B15 pour un essai de 15min. La température extérieure de la face non exposée est en moyenne de 20°C. La température de la source varie de façon logarithmique en fonction du temps suivant la loi suivante :

$$T=345*\log_{10}(8*t+1) +20 \quad (1)$$

Où T est la température de la source en °C et t la durée de l'essai en min.

La courbe suivante représente l'évolution de la température de la source en fonction du temps, mesurée par les thermocouples sur la face exposée.

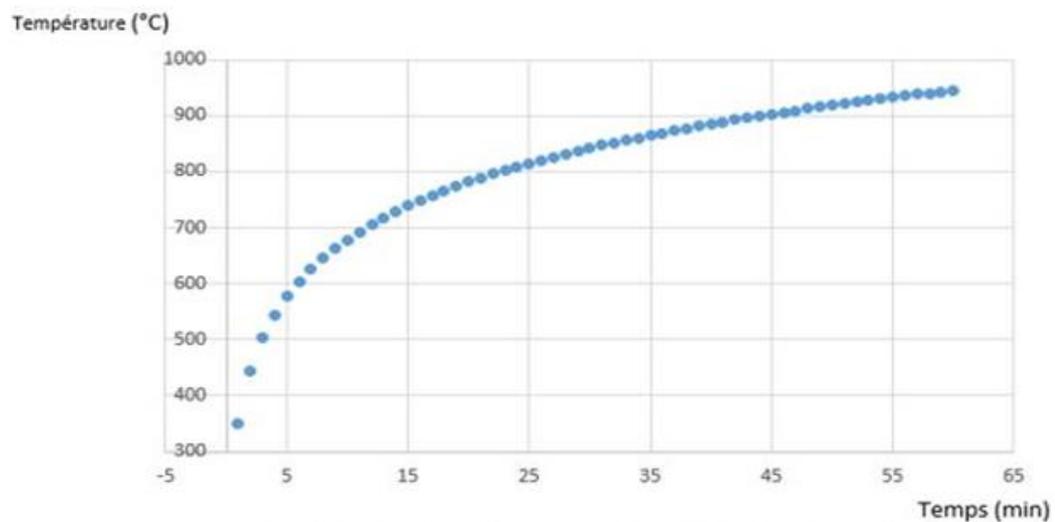
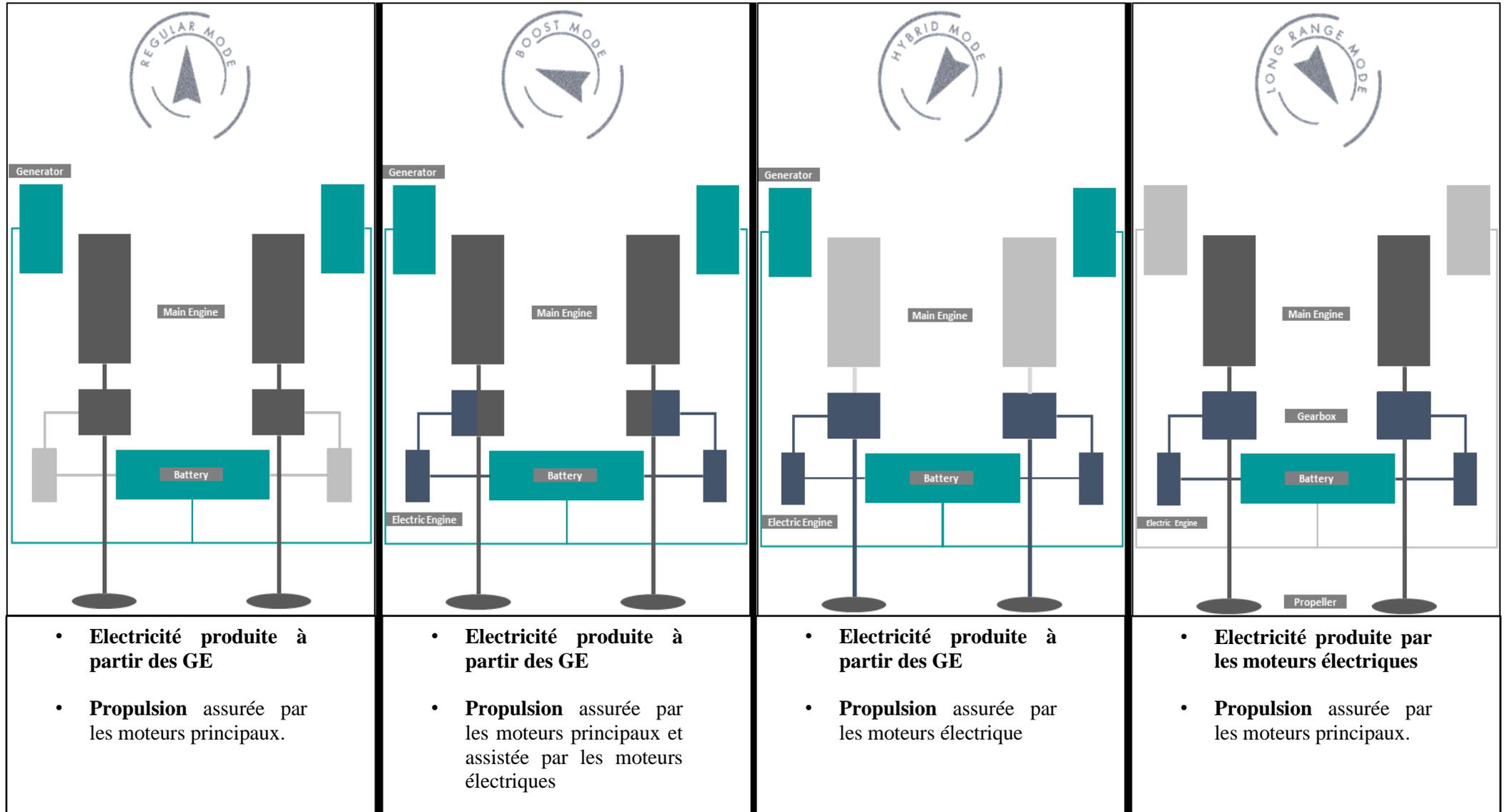


Figure 104 : évolution de la température de la source (en °C) en fonction du temps (en min)

Au bout de 15min, la température de la source atteint 739°C et au bout de 60min, la température atteint 945°C.

ANNEXE 6 : Illustration des modes de fonctionnement de la 4200 Lounge



ANNEXE 7 : Détail de la puissance instantanée absorbée par équipement et hypothèses associées

Cette annexe permet de détailler les consommations électriques par équipement ou famille d'équipements qui ont permis d'obtenir la courbe de la consommation électrique totale présentée dans la partie **IV.3.b.iv Consommation électrique**. Les hypothèses utilisées pour obtenir chacun de ces résultats sont également présentées dans cette annexe.

Système de climatisation :

Hypothèses :

- Température de consigne dans les zones occupées par les VIP : 24°C
- Température de consigne dans les zones occupées par l'équipage : 25°C
- Température de consigne dans les zones techniques : 27°C
- Le cloisonnement interne dans les pièces est négligé
- Les variations de température sont considérées suffisamment lentes pour être en régime stationnaire
- Quand la température extérieure est égale ou inférieure aux températures de consignes la climatisation consomme 5% de sa puissance nominale.
- Le nombre d'occupants par pièce dépend de l'heure et du planning.
- Chaleur rayonnée en salle de commande : 500W
- Chaleur rayonnée en cuisine : 1 kW
- La proue du navire est orientée nord

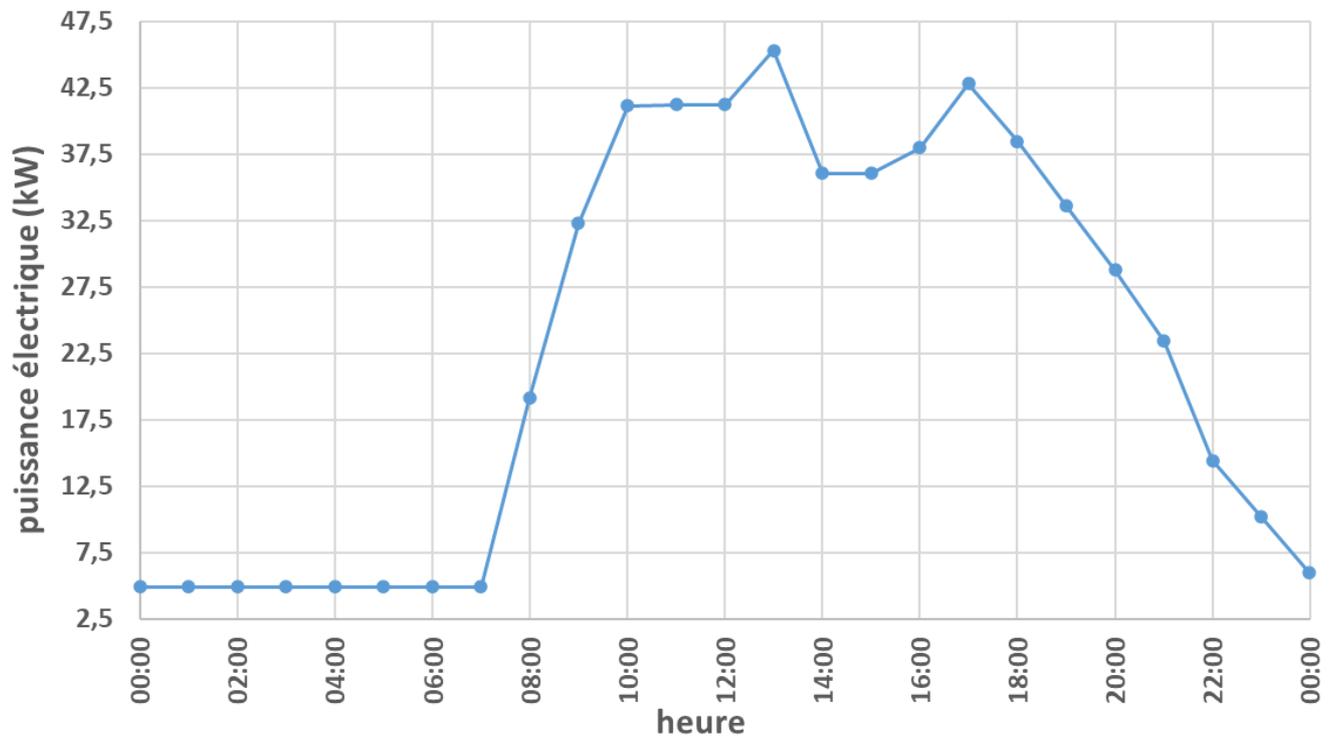


Figure 105 : puissance instantanée absorbée par la climatisation au cours de la journée étudiée

Système de production d'eau chaude :

Hypothèses :

- Trois personnes maximums en même temps sous la douche
- Débit d'eau chaude maximum 15 L/min avec de l'eau à 40°C
- Durée d'une douche pour un VIP : 20 min
- Durée d'une douche pour un membre d'équipage : 10 min

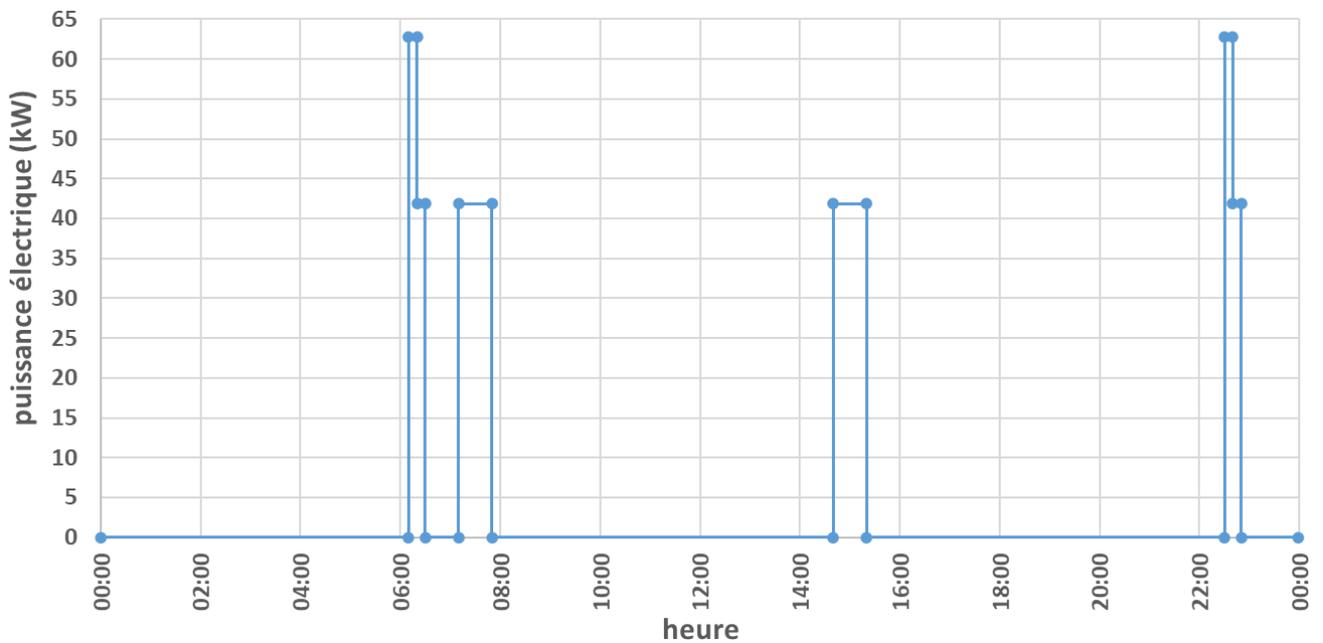


Figure 106 : puissance instantanée absorbée par les chaudières électriques au cours de la journée étudiée

Systeme de désalinisation :

Hypothèses :

- Le stockage disponible est suffisant pour que la production d'eau douce soit faite de façon désynchronisée.
- Les toilettes fonctionnent à l'eau de mer.
- Consommation d'eau douce pour un VIP : douche 20min*15L/min 2 douche par jour + 50L pour le reste
- Consommation d'eau douce pour un membre d'équipage : douche 10min*15L/min 2 douche par jour + 50L pour le reste
- Marge sur la production d'eau douce : consommation totale surévaluée de 10%

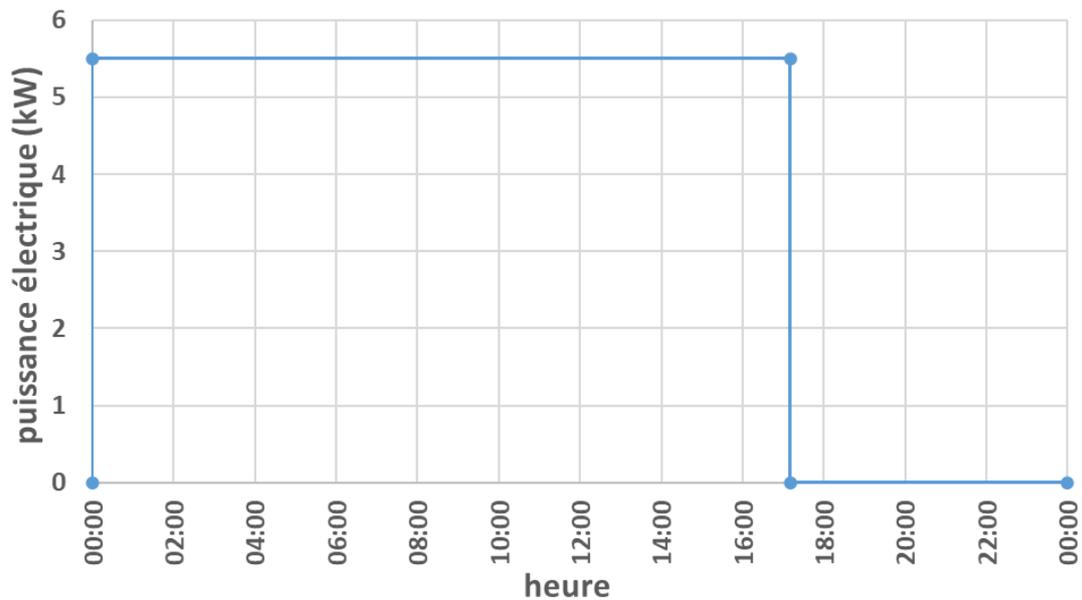


Figure 107 : puissance instantanée absorbée par le système de désalinisation au cours de la journée étudiée

Système de réfrigération :

Hypothèses :

- Réfrigérateurs et congélateur en fonctionnement : 1 réfrigérateur américain pour les VIP (500W), 1 réfrigérateur américain pour l'équipage (500W), 1 réfrigérateur d'appoint par chambre VIP (200W), un congélateur de stockage de 2000L, 1 stockage de légumes de 2000L et un stockage de viandes de 2000L.
- La charge des équipements a été calculée à partir de la courbe « pièce chauffée Été » de la Figure 108.

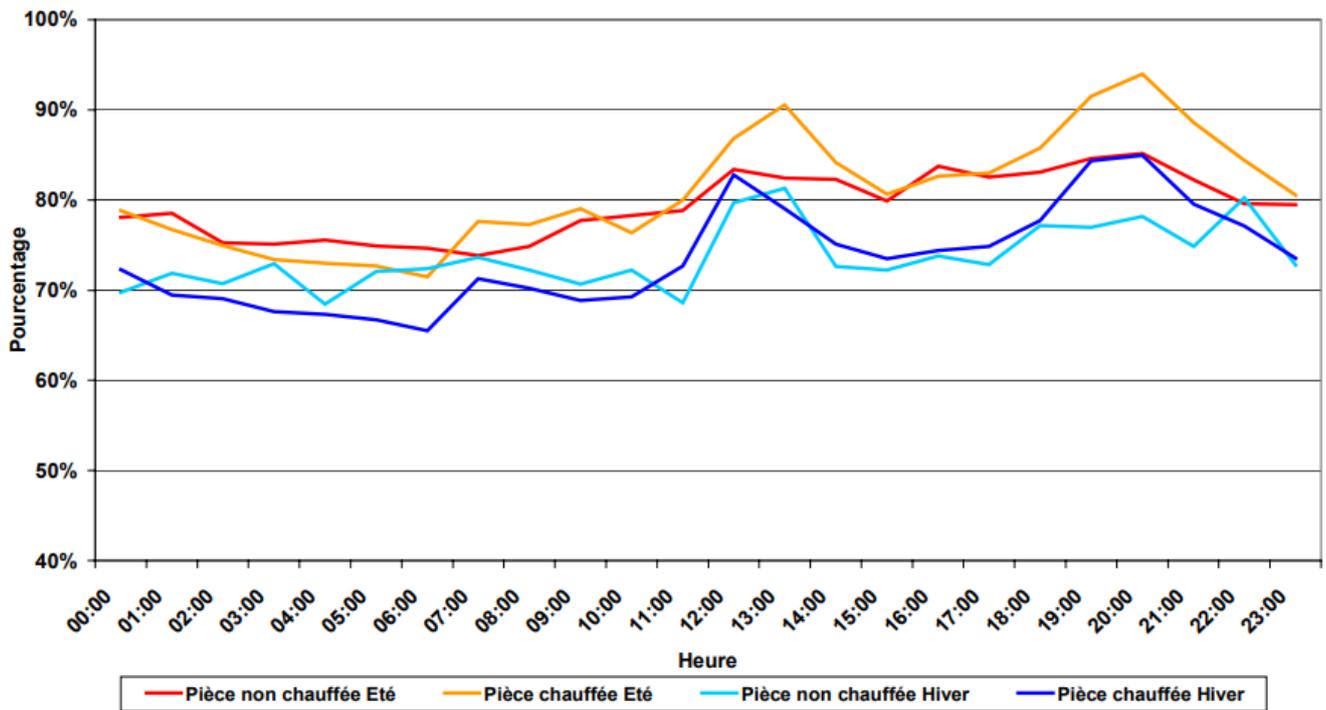


Figure 108 : courbe de charge horaire des réfrigérateurs avec distinction entre les saisons et les lieux d'implantation des réfrigérateurs (PROJET : AEE2008, 2008)

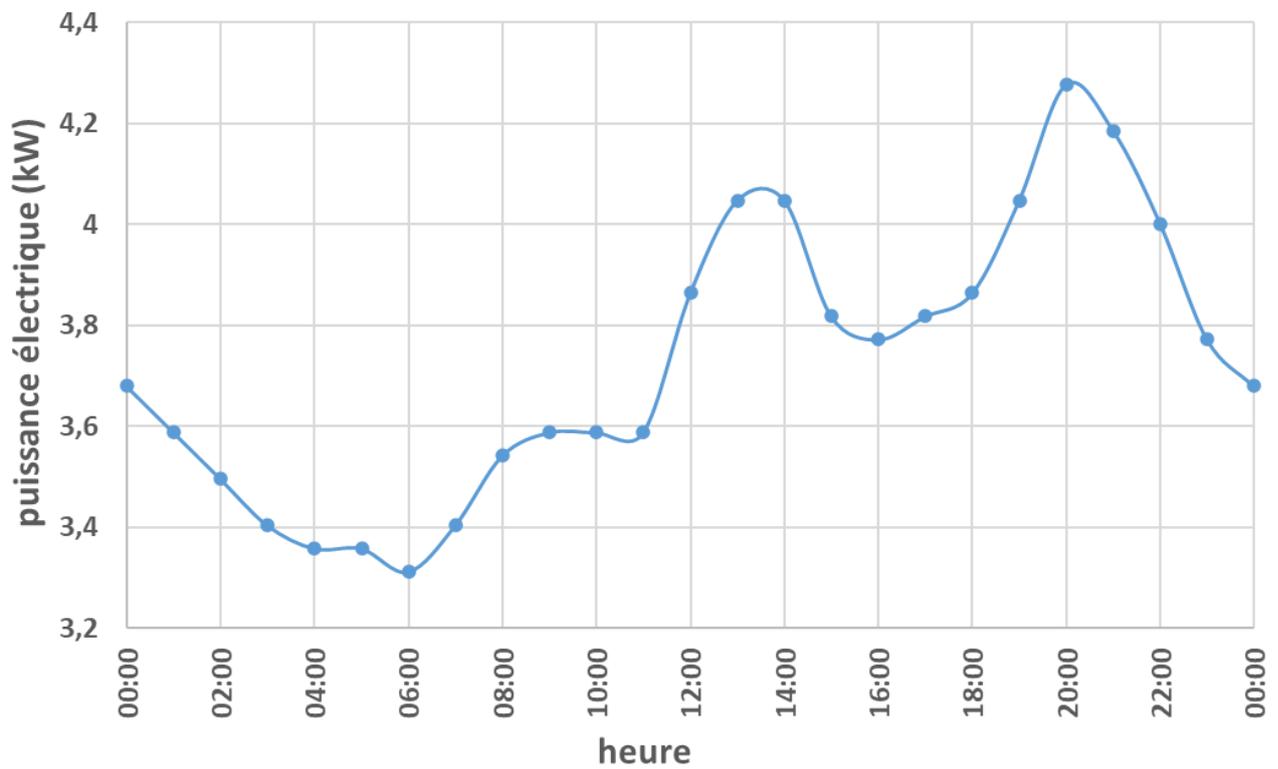


Figure 109 : puissance instantanée absorbée par le système de réfrigération au cours de la journée étudiée

Eclairage :

Hypothèses :

- Le bateau est éclairé toute la nuit de 21h à 7h du matin
- Les zones techniques sont éclairées de 6h à 23h
- La zone de vie est éclairée pendant la journée en fonction des activités des personnes
- 2 prises par chambres sont branchées en permanence

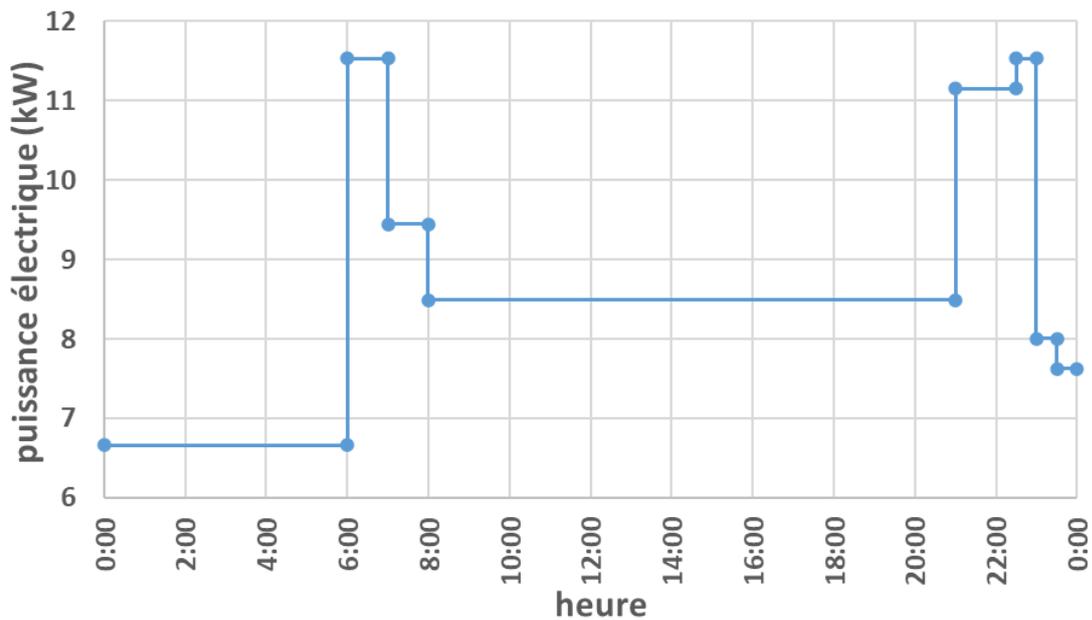


Figure 110 : puissance instantanée absorbée par le système d'éclairage au cours de la journée étudiée

Cuisine :

Hypothèses :

- Après chaque repas, le lave verre fonctionne 20 minutes, le lave-vaisselle 1 heure et 30 minutes et le compacteur/broyeur 5 minutes
- Pour le petit déjeuner VIP, le temps de préparation est de 30 minutes puis 15 minutes de maintien au chaud et la machine à café fonctionne pendant 5 minutes
- Pour le déjeuner VIP, le temps de préparation est de 1 heure puis 30 minutes de maintien au chaud et la machine à café fonctionne pendant 5 minutes
- Pour le dîner VIP, le temps de préparation est de 1 heure puis 20 minutes de maintien au chaud

- Pour le petit déjeuner de l'équipage, le temps de préparation est de 10 minutes et la machine à café fonctionne pendant 5 minutes
- Pour le déjeuner de l'équipage, le temps de préparation est de 30 minutes et la machine à café fonctionne pendant 5 minutes
- Pour le dîner de l'équipage, le temps de préparation est de 30 minutes

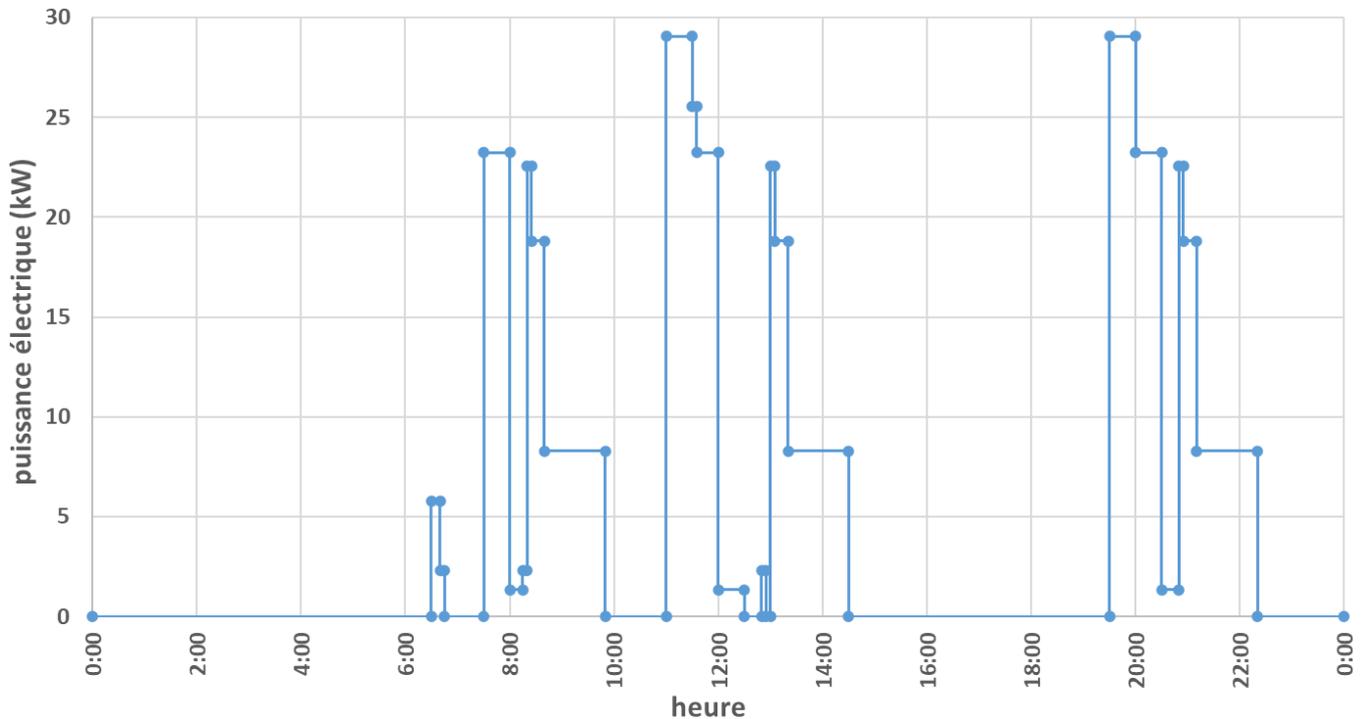


Figure 111 : puissance instantanée absorbée par la partie cuisine au cours de la journée étudiée

Centrale de direction :

Hypothèses :

- La pompe est en fonctionnement continu pendant toute la durée de la navigation

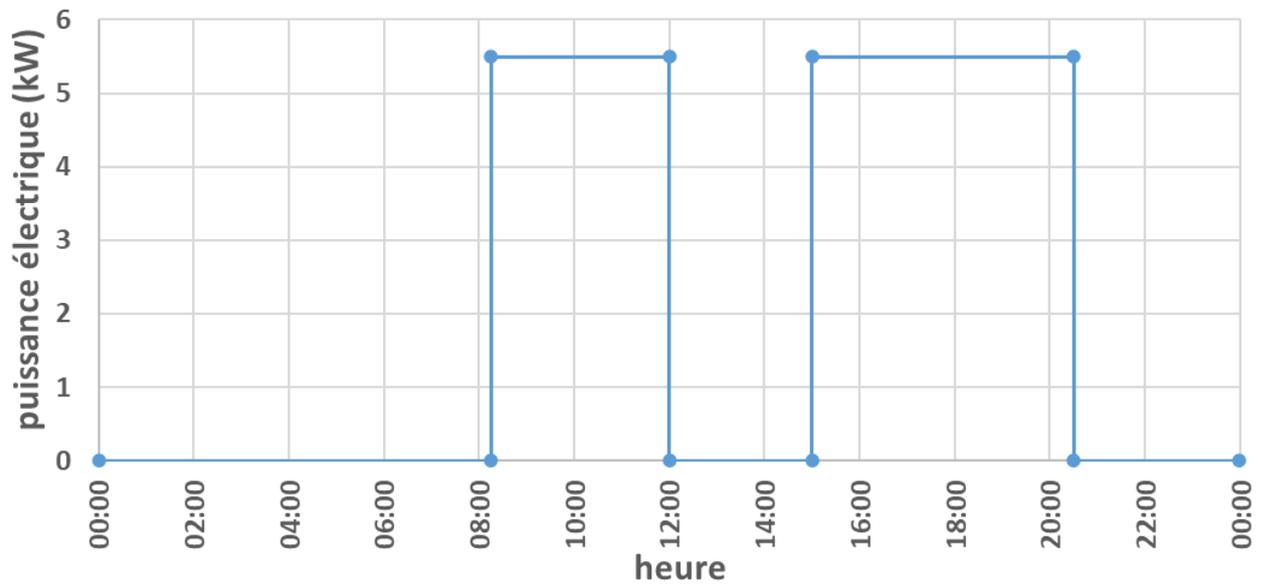


Figure 112 : puissance instantanée absorbée par la centrale de direction au cours de la journée étudiée

Equipement de navigation et de communication :

Hypothèses :

- Fonctionnement pendant la navigation

SPEEDLOG DS80

RADAR X Band FAR2117 +

écran

SONDEUR FE800

- Fonctionnement permanent

Téléphone/PABX

Moteur Antenne

Deux caméras de surveillance

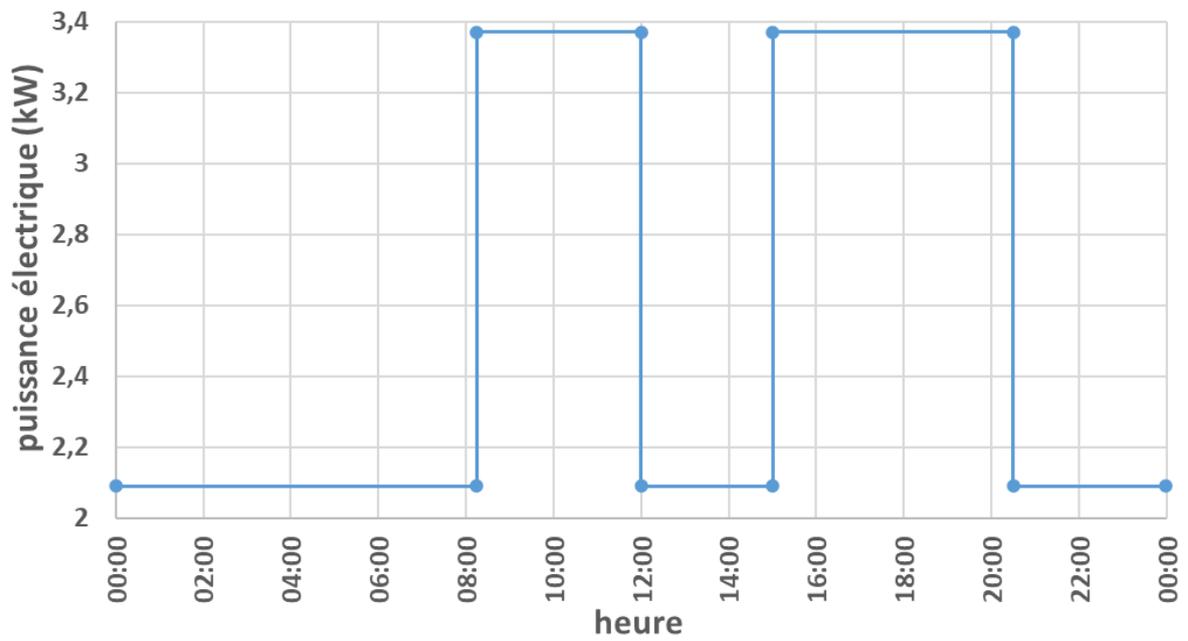


Figure 113 : puissance instantanée absorbée par la partie équipement de navigation et de communication au cours de la journée étudiée

Système TV et HIFI :

Hypothèses :

- Système allumé entre 9h30 et 12h15 puis entre 15h30 et 20h30

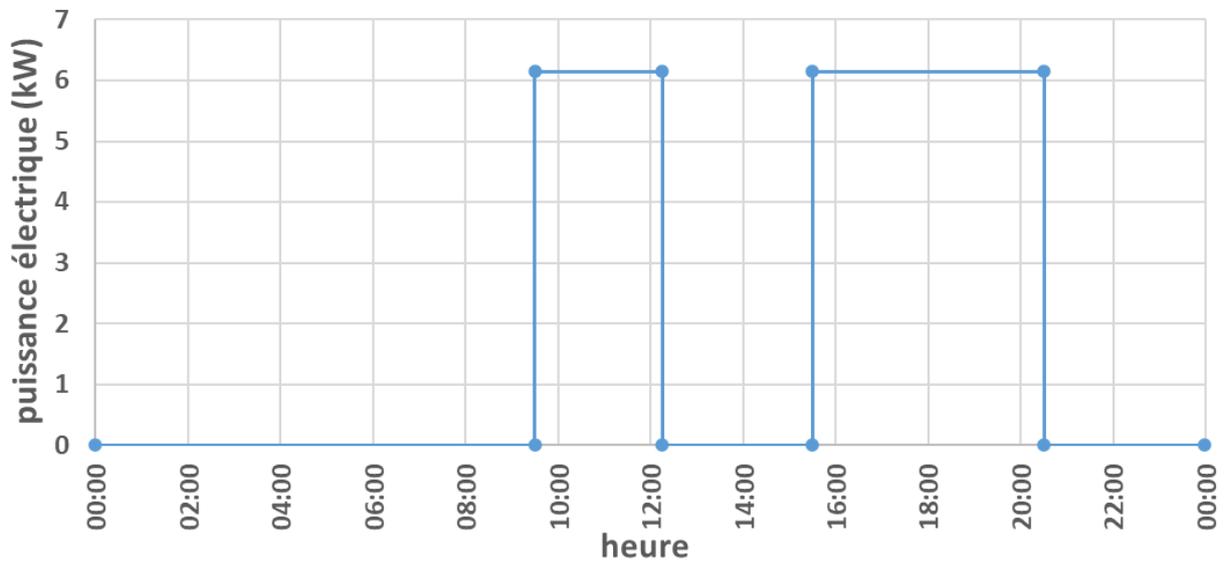


Figure 114 : puissance instantanée absorbée par le système TV & HIFI au cours de la journée étudiée

Lingerie :

Hypothèses :

- Début du cycle de lavage à 15h
- Le lave-linge fonctionne pendant 1 heure et 30 minutes
- Le sèche-linge fonctionne pendant 2 heures et 30 minutes

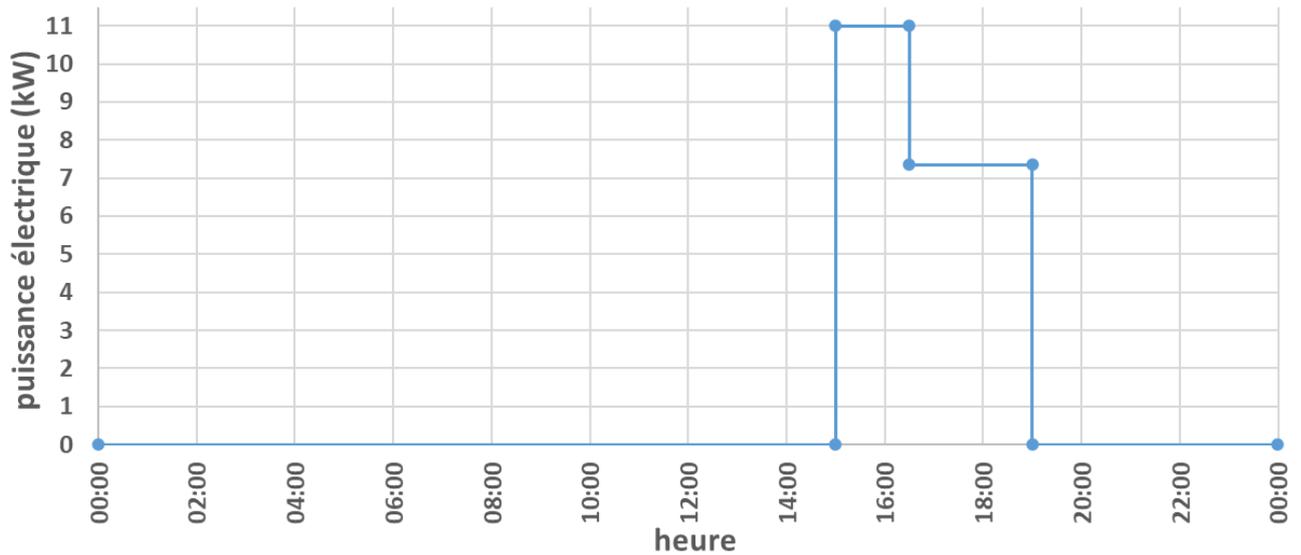


Figure 115 : puissance instantanée absorbée par la lingerie au cours de la journée étudiée

Guindeau :

Hypothèses :

- Le temps nécessaire pour remonter et descente l'ancre est de 5 minutes
- La consommation pour jeter l'ancre représente 30% de la valeur de la puissance nominale du guindeau.

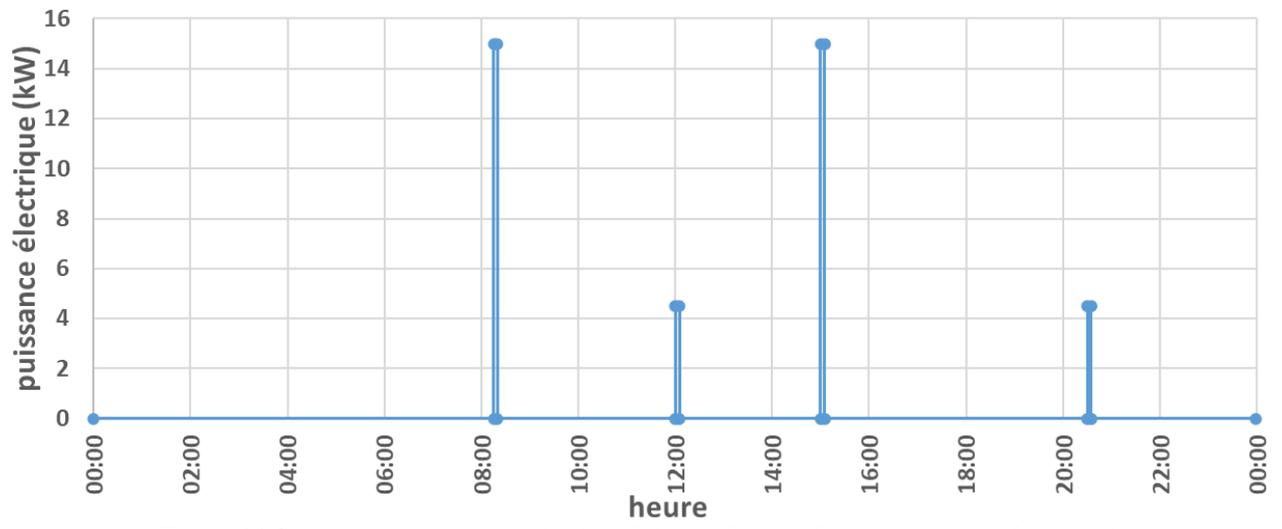


Figure 116 : puissance instantanée absorbée par le guindeau au cours de la journée étudiée