

# Influence du confinement de la voie d'eau sur le dimensionnement d'une péniche de fret hybride série

Fabian AMOROS<sup>1,2,3</sup>, Walter LHOMME<sup>2</sup>,

Jean-Yves BILLARD<sup>1</sup>, Jean-Frédéric CHARPENTIER<sup>1</sup>, Benoit NOTTELLET<sup>3</sup>

<sup>1</sup> : Institut de Recherche de l'Ecole Navale (IRENav) - 29240 Brest, France, BCRM Brest CC600

<sup>2</sup> : Univ. Lille, Arts et Metiers Institute of Technology, Centrale Lille, Junia, ULR 2697 – L2EP, F-59000 Lille, France

<sup>3</sup> : Segula Technologies - 76600, Le Havre, France, 26 Rue Lamartine

**RESUME** – En raison du besoin croissant de moyens de transport de fret plus respectueux de l'environnement, le secteur fluvial connaît, ces dernières années, un véritable essor. Traditionnellement sous-utilisé, la transition des bateaux de fret fluviaux vers des moyens de propulsion électrifiés peine à se développer. En faisant l'hypothèse d'une future application des législations routières au domaine du transport fluvial, le dimensionnement d'une propulsion hybride série d'une péniche de fret est étudié. Cette étude se base sur une approche modèle et sur la prise en compte de la section de la voie d'eau (confinement hydraulique). Les simulations d'une traversée de Paris montrent que négliger ce facteur entraîne un sous-dimensionnement de 29% du système de stockage d'énergie.

**Mots-clés – Hybridation – Propulsion Navale – Représentation Energétique Macroscopique – Modèle Hydrodynamique**

## 1. INTRODUCTION

En Europe, 6,1 % du transport intérieur de marchandises s'effectue par voies navigables contre 76,3 % pour la route et 17,6 % pour le ferroviaire [1]. En juin 2021, le programme NAIADES III de la commission européenne a défini l'objectif de transférer 75 % du fret intérieur de la route vers le train et le transport fluvial [2]. Les normes qui régissent les émissions du transport fluvial évoluent et tendent à rejoindre les exigences routières [3]. En effet, depuis le 1<sup>er</sup> janvier 2021 et la mise place de la phase V du règlement EMNR (Engins Mobiles Non-Routiers) [3], les seuils d'émission permise ont été réduit d'un facteur 4 pour les NOx et d'un facteur 5 pour les hydrocarbures. Des exigences sur le nombre et la masse de particules ont également été ajoutées. La mise en place de Zones à Faibles Emissions (ZFE) tend également à favoriser le report modal du routier vers le ferroviaire et le fluvial.

Dans cet article, nous étudions le dimensionnement énergétique d'une propulsion hybride série appliquée au transport fluvial en faisant l'hypothèse de la traversée en tout électrique de Paris Métropole considérée comme une ZFE. Cette étude prend en compte dans une nouvelle approche le courant et le confinement de la voie d'eau, c'est-à-dire les dimensions du canal ou du fleuve dans lequel évolue le bateau, afin de dimensionner le système de stockage. La navigation en voie d'eau confinée entraîne en effet une importante augmentation de la résistance à l'avancement.

Le dimensionnement des propulsions hybrides est un sujet de recherche important notamment dans le domaine automobile. Les effets de la météo, de la température ambiante, du profil d'utilisation et du vent sur la consommation énergétique des véhicules ont été quantifiés pour les voitures [4]. Pour le transport

fluvial, les caractéristiques de la voie d'eau régissent l'environnement dans lequel évolue le bateau. L'originalité de notre étude réside dans le fait de prendre en compte dans le dimensionnement ces caractéristiques : profondeur d'eau, vitesse du courant, section du fleuve ou de la rivière. De plus, les études de dimensionnements de propulsion dédiées au fluvial sont rares, ne s'orientent que très récemment vers des solutions électrifiées, et sont souvent basées sur la mesure des consommations à bord sans application à un cycle ni validation en simulation.

Nous commencerons par présenter l'application étudiée à dimensionner. Le modèle utilisé sera ensuite illustré en utilisant la Représentation Energétique Macroscopique (REM) et nous détaillerons les modèles hydrodynamiques qui permettent la prise en compte du confinement de la voie d'eau. La méthode de dimensionnement des composants sera également présentée. Les résultats de simulation seront finalement étudiés pour discuter de l'impact de l'environnement sur le dimensionnement d'une chaîne propulsive hybride série. Nous nous intéressons en particulier à la batterie pour une application de fret fluvial.

## 2. CAHIER DES CHARGES DU PROBLEME DE DIMENSIONNEMENT

### 2.1. Cas d'application : retrofit d'une péniche

Le cas d'application étudié est celui de la rénovation (« retrofit ») d'une péniche de type « Rhénan » dont les caractéristiques initiales sont présentées au Tableau 1. L'objectif est de transformer l'architecture thermique classique du bateau en une propulsion hybride série en utilisant un groupe électrogène à moteur thermique et un pack de batterie comme système de stockage d'énergie. L'hélice et la transmission mécanique seront conservées. Le schéma de principe de la propulsion est présentée Figure 1.

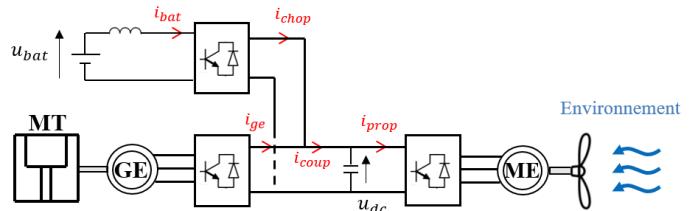


Figure 1 : Schéma de la propulsion hybride

Tableau 1 : Caractéristique du Rhénan étudié

Caractéristiques	Valeur
Longueur - L	110 m
Largeur - B	11,4 m
Tirant d'eau - T	2,8 m
Puissance - Moteur de propulsion	880 kW
Puissance - Moteur d'étrave	200 kW
Rapport de réduction	3,70
Hélice – (Nombre de pâles, Pas réduit, Fraction de surface développée, Diamètre)	5 Pales ; P/D = 0,962 ; $\phi = 0,91$ ; D = 1,75 m

Les exigences sur le dimensionnement de la chaîne propulsive sont définies comme suit :

- Le dimensionnement doit permettre d'atteindre une vitesse de 12 km/h en navigation avalante et montante en condition de courant “normale” ;
- La traversée de la ZFE parisienne doit être réalisable en mode tout électrique.

Les propulseurs d'étrave sont exclus de cette étude de pré-dimensionnement.

## 2.2. Cycle d'utilisation de la péniche

Nous considérons dans un premier temps le cycle d'utilisation le plus contraignant pour le dimensionnement de la propulsion étudiée : la traversée de Paris (Figure 2).

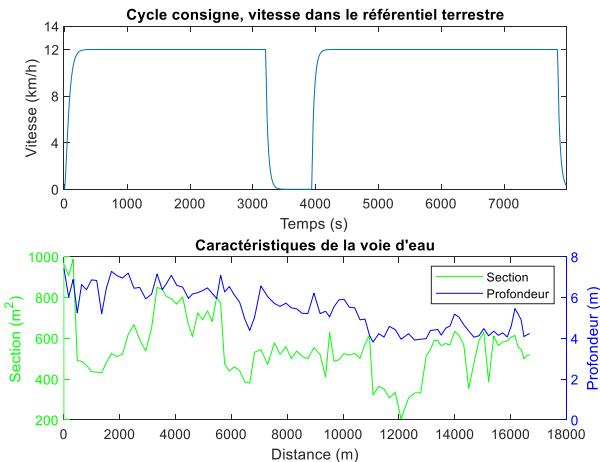


Figure 2 : Cycle de vitesse et caractéristiques de la voie d'eau sur le trajet considéré (la vitesse est définie dans le référentiel terrestre)

Le courant est modélisé constant à 0,5 m/s. Seule la navigation à contre-courant, plus énergivore et donc plus contraignante pour le système de propulsion, est ici étudiée.

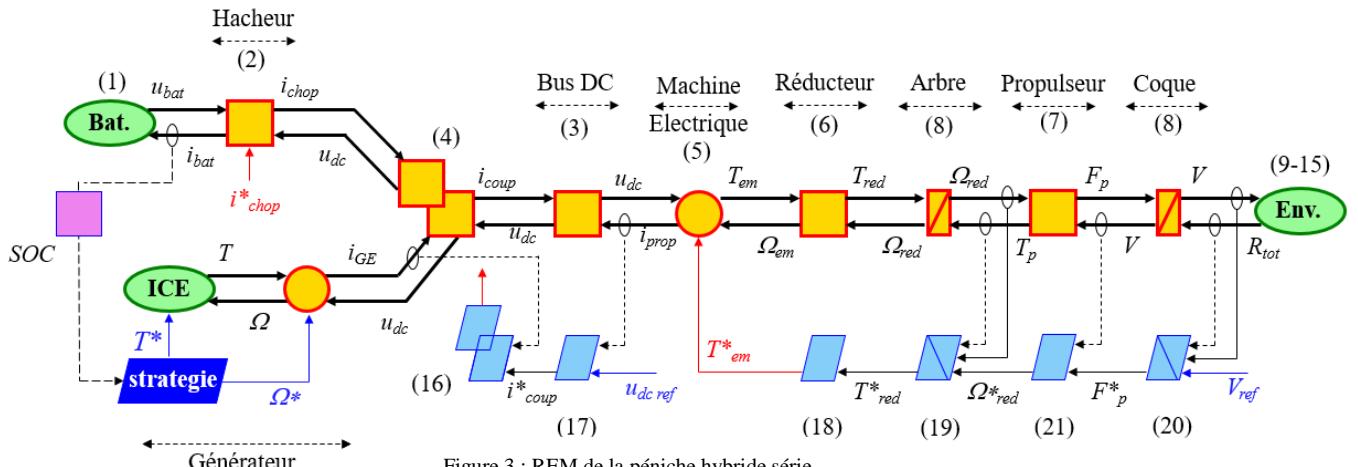


Figure 3 : REM de la péniche hybride série

## 3. SIMULATEUR DE LA CHAÎNE DE PROPULSION

Afin de qualifier et d'optimiser le dimensionnement des composants de la chaîne d'énergie, un outil de simulation globale a été développé. Il permet pour les dimensionnements testés d'évaluer les performances et de vérifier leur adéquation au cahier des charges.

### 3.1. Représentation Energétique Macroscopique

La représentation énergétique macroscopique (REM) est un formalisme graphique pour la représentation synthétique de systèmes énergétiques multidisciplinaires [5]. L'utilisation de ce formalisme permet la réalisation systématique et méthodique d'un simulateur modulaire de la chaîne de propulsion et de sa commande (Figure 3).

#### 3.1.1. Modélisation

L'objectif étant le dimensionnement énergétique de la partie électrique de la propulsion, nous utilisons des modèles de régime permanent pour les systèmes électriques qui sont considérés comme beaucoup plus rapides que les systèmes mécaniques. Ces modèles sont basés sur les échanges énergétiques. Ces modèles ont déjà été présentés dans un précédent article [6]. Ils sont brièvement décrits ci-après pour les éléments suivants :

**Batterie** – La batterie est considérée comme une source de tension ( $U_{bat}$ ) fonction de l'état de charge ( $U_{ocv}$ ) associée à une résistance interne en série  $R_{int}$ .  $C_{bat}$  est la capacité de la batterie en A.h,  $i_{bat}$  est le courant débité à la batterie et  $SoC$  son état de charge.

$$\begin{cases} U_{bat} = U_{ocv}(SoC) - R_{int} \cdot i_{bat} \\ SoC(t) = SoC_0 - \frac{C_{bat}}{3600} \cdot \int i_{bat} \cdot dt \end{cases} \quad (1)$$

**Convertisseur** – Le hacheur permettant le lien entre la batterie et le bus DC est modélisé par un rendement constant  $\eta_{chop} = 0.98$ .  $i_{chop}$  est le courant entre le convertisseur et le bus DC de tension  $U_{DC}$  (voir Figure 1)

$$\begin{cases} i_{chop} = i_{chop}^* \\ i_{bat} = \eta_{chop} \cdot i_{chop}^* \cdot \frac{U_{DC}}{U_{bat}} \end{cases} \quad (2)$$

**Bus DC** - Le bus DC est modélisé, en statique, par une résistance  $R_{dc} = 32k\Omega m$ .

$$u_{dc} = R_{dc} \cdot (i_{coup} - i_{prop}) \quad (3)$$

**Propulsion** – Le courant appelé par la propulsion ( $i_{prop}$ ) est la somme des courants fournis par le groupe électrogène ( $i_{GE}$ ) et la batterie. En mode électrique (lors du trajet considéré), le courant est complètement fourni par la batterie, le groupe électrogène est alors éteint.

$$i_{prop} = i_{GE} + i_{chop} \quad (4)$$

**Machine électrique de propulsion** – Les machines électriques de propulsion navale sont souvent des machines à aimant permanent. Le modèle retenu est celui d'une carte de rendement ( $\eta_{em}$ ) de l'ensemble convertisseur machine balayant la plage de couple ( $T_{em}$ ) et de vitesse de fonctionnement de la machine ( $\Omega_{em}$ ). La cartographie de rendement utilisé a été calculée à partir des modèles de pertes tirés de [7]. On suppose que l'ensemble convertisseur machine est piloté à son couple de référence ( $T_{em}^*$ ) si celui-ci est atteignable (caractéristique couple vitesse).

$$\begin{cases} T_{em} = T_{em}^* \\ \frac{T_{em} \cdot \Omega_{em}}{U_{DC} \cdot \eta_{em}(T_{em}; \Omega_{em})} \end{cases} \quad (5)$$

**Réducteur** – En propulsion navale la transmission se fait par le biais d'un rapport de réduction unique  $K$ .  $T_{red}$  est le couple transmis à l'arbre hélice à la vitesse  $\Omega_{red}$ .

$$\begin{cases} T_{red} = K \cdot T_{em} \\ \Omega_{red} = \Omega_{em}/K \end{cases} \quad (6)$$

**Propulseur** - Afin de simuler les phases propulsives et les phases de freinage du bateau, un modèle quatre quadrants dit  $C_t$ - $C_q$  est utilisé pour la modélisation hydrodynamique du propulseur.

Ce modèle permet de calculer la poussée produite,  $F_p$ , et le couple hydrodynamique,  $T_p$ , nécessaire à l'hélice en fonction d'un point de fonctionnement donné caractérisé par une vitesse d'avance du bateau et une vitesse de rotation de l'hélice.

$$\begin{cases} F_p = \frac{1}{2} \cdot C_t(\beta) \cdot \pi \cdot \rho \cdot R^2 \cdot V_{0,7}^2 \\ T_p = C_q(\beta) \cdot \pi \cdot \rho \cdot R^3 \cdot V_{0,7}^2 \end{cases} \quad (7)$$

$\rho$  est la masse volumique de l'eau et  $V_{0,7}$  est la vitesse relative du fluide dans le repère lié à une pale à 70% du rayon de l'hélice  $R$  :  $V_{0,7}^2 = V^2 + (0,7 \cdot R \cdot \Omega)^2$ . Les coefficients  $C_t$  et  $C_q$  (Figure 4) sont déterminés empiriquement en fonction de l'angle d'attaque ( $\beta = \arctan(V / 0,7 \cdot R \cdot \Omega)$ ) par des essais en bassin pour le propulseur B-screw B4-70 [8].

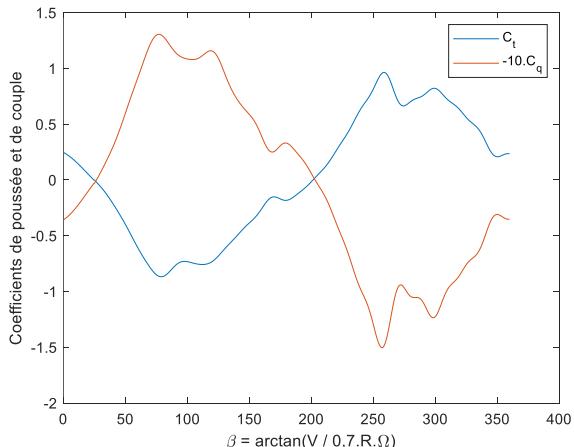


Figure 4 : Courbe de  $C_t$  et  $C_q$  du propulseur considéré

**Dynamique** – Afin de prendre en compte les comportements dynamiques de l'arbre hélice et de la coque, représentés par des éléments d'accumulation d'énergie (Figure 3), nous utilisons le principe fondamental de la dynamique. Il est à noter que les masses d'eau ajoutée ne sont pas prises en compte. Les masses ajoutées correspondent aux masses d'eau mise en mouvement par le mouvement des pales et de la coque qui contribuent aux inerties. Ainsi avec  $M$  la masse totale de la péniche et  $J$  l'inertie de l'arbre hélice, les équations 8 permettent la modélisation de l'arbre hélice et de la coque:

$$\begin{cases} \Omega_{red} = \frac{1}{J} \cdot \int (T_{red} - T_p) \cdot dt \\ V = \frac{1}{M} \cdot \int (F_p - R_{tot}) \cdot dt \end{cases} \quad (8)$$

### 3.2. Modélisation de l'environnement

La modélisation pour le dimensionnement du système de l'environnement hydrodynamique en voie d'eau confinée constitue une originalité du travail présenté.

Afin de prendre en compte le caractère confiné de la voie d'eau, les contributions visqueuses et liées aux vagues de la résistance à l'avancement sont différenciées et les vitesses auxquelles sont calculées ces contributions sont corrigées en fonction des caractéristiques de la voie d'eau. Ces corrections se basent sur les travaux de Shijf [9] dont un résumé est disponible dans [10]. Les courbes de résistance visqueuse et de vague sont calculées à partir de la géométrie d'une coque de péniche de fret et à l'aide du logiciel d'architecture navale Calcoque [11].

Supposons la voie d'eau définie par sa profondeur  $H_m$  et sa section  $A_c$  ; la péniche est décrite par  $A_b$  la section immergée,  $x$  la fraction de la surface immergée en contact avec le courant de retour (définie par l'équation (9)) et  $v$  sa vitesse par rapport à l'eau. Une représentation en coupe de la péniche dans la voie d'eau est donnée à la Figure 5.  $m$  est le taux d'obstruction du bateau dans le canal :  $m = \frac{A_b}{A_c}$ .

$$x = \frac{2 \cdot L \cdot T + L \cdot B}{2 \cdot L \cdot T + L \cdot B + 2 \cdot B \cdot T} \quad (9)$$

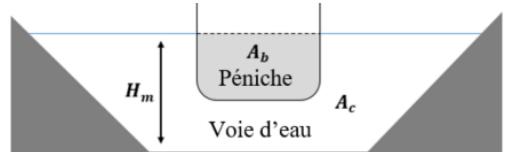


Figure 5 : Géométrie de la voie d'eau

#### 3.2.1. Résistance de frottements visqueux

La correction de vitesse pour la résistance de frottements visqueux  $R_v$  tient compte de la vitesse du courant de retour qui se crée sous la coque.

Dans un premier temps nous calculons la vitesse du courant de retour se créant sous la coque en milieu confiné :

$$q = \frac{g \cdot H_m}{v^2} ; \quad p = -(1 + q \cdot (1 - m)) \quad (10)$$

$$y = \sqrt{\frac{-4 \cdot p}{3}} \cdot \sin \left( \frac{1}{3} \cdot \arcsin \sqrt{\frac{-27 \cdot q^2}{4 \cdot p^3}} \right) \quad (11)$$

$$v_r = v \cdot (y - 1) \quad (12)$$

La résistance visqueuse sera alors calculée à la vitesse  $v + xv_r$ .

### 3.2.2. Résistance de vagues

La prise en compte du confinement pour la résistance de vague  $R_w$  fait apparaître une vitesse critique  $v_{cr}$  se traduisant par une asymptote verticale sur la courbe de résistance en fonction de la vitesse d'avance (Figure 6). La correction de vitesse pour la résistance de vague commence par le calcul de cette vitesse. Cette vitesse, qui apparaît dans les cas de navigation confinée, ne peut pas être dépassée par le navire. En reprenant les mêmes notations que précédemment, elle s'exprime comme suit :

$$v_{cr} = \sqrt{g \cdot H_m} \left( 2 \cdot \sin \frac{\arcsin(1-m)}{3} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (13)$$

Afin de trouver la vitesse équivalente  $v_{eq}$  en eau libre, à laquelle il faudra calculer la résistance de vague, il nous faut alors calculer le zéro de la fonction suivante :

$$v_{eq} \mapsto v_{eq} \cdot \sqrt{\tanh \left( \left( \frac{v_{cr}}{v_{eq}} \right)^2 \right)} - v. \quad (14)$$

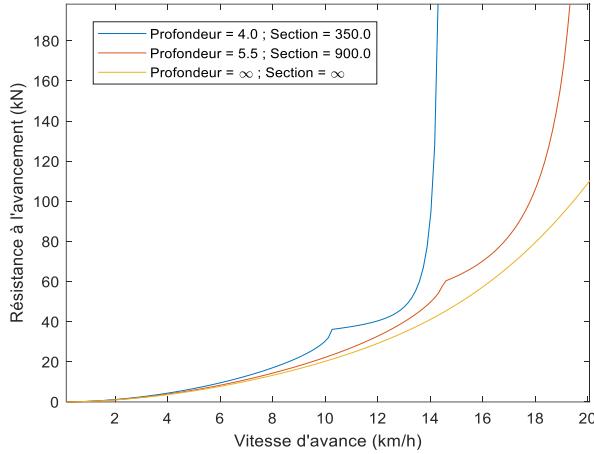


Figure 6 : Résistance à l'avancement en fonction de la vitesse d'avance pour différents cas de confinement

La résistance à l'avancement total à la vitesse  $v$  se calcule alors par la formule suivante :

$$R_{tot}(v) = R_w(v_{eq}) + R_v(v + xv_r) \quad (15)$$

### 3.2.3. Structure de commande

Le contrôle de la tension de bus DC est obtenue par inversion directe. Les variables de commande sont notées  $X^*$  et les variables mesurées  $X_{mes}$ .

$$i_{chop}^* = i_{coup}^* - i_{ge\ mes} \quad (16)$$

Avec  $i_{coup}^*$  tel que :

$$i_{coup}^* = \frac{u_{dc\ ref}}{R_{dc}} + i_{prop\ mes} \quad (17)$$

Le contrôle de la vitesse du bateau est réalisé par le moyen du couple que doit fournir la machine de propulsion :

$$T_{em}^* = T_{red}^* \cdot \frac{1}{K \cdot \eta_{red}} \quad (18)$$

$$T_{red}^* = T_p + (\Omega_{red}^* - \Omega_{red\ mes}) \cdot C'(p) \quad (19)$$

$$F_p^* = R_{tot} + (V_{ref} - V_{mes}) \cdot C(p) \quad (20)$$

Avec  $C(p)$  et  $C'(p)$  les fonctions de transferts des correcteurs utilisés.

L'inversion du propulseur est faite, en statique, uniquement dans les quadrants de propulsion et de freinage ( $\beta \in [0^\circ, 180^\circ]$ ). L'inversion dans le quadrant propulsion ( $F_p^* > 0$ ) est faite en calculant la vitesse de rotation statique de l'hélice tel que  $F_p(\Omega_{red}^*, V_{mes}) = F_p^*$ . L'inversion dans le quadrant de freinage ( $F_p^* < 0$ ) résulte d'une stratégie pré-déterminée :

$$\begin{cases} F_p^* < 0 \text{ et } V_{mes} > 7 \text{ km/h} \Rightarrow \Omega_{red}^* = 1 \text{ rad/s} \\ F_p^* < 0 \text{ et } V_{mes} > 7 \text{ km/h} \Rightarrow \Omega_{red}^* = -30 \text{ rad/s} \end{cases} \quad (21)$$

## 4. RESULTATS

### 4.1. Resultats de simulation

Différents cas de confinement sont simulés : confinement réel issu des données (Figure 2), eau libre correspondant à un cas où la voie d'eau a des dimensions infinies et confinement constant égal à la profondeur et la section moyenne au cours du trajet, soit 5,43 mètres de profondeur et une section de 555 m<sup>2</sup>. Les simulations sont effectuées avec une machine électrique de propulsion d'une puissance nominale de 880 kW et de vitesse de base de 1800 tr/min, ce qui correspond aux mêmes caractéristiques que la machine thermique qui équipe initialement la péniche.

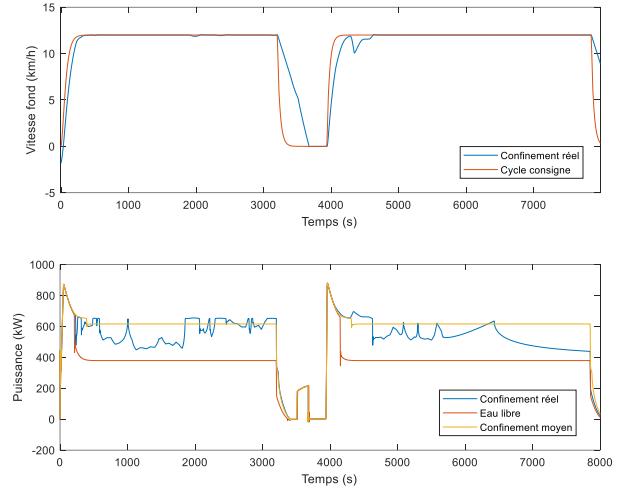


Figure 7 : Respect du cycle consigne (haut) - Puissance propulsive pour différent cas de confinement de la voie d'eau (bas)

L'influence du confinement a surtout des conséquences sur le dimensionnement des batteries. Le pack batterie doit, par exemple, être dimensionné pour effectuer la traversée de la ZFE parisienne en mode tout électrique. Les simulations montrent que les batteries doivent fournir 806 kWh dans le cas d'un parcours en eau libre contre 1132 kWh dans le cas confiné et 1255 kWh pour la simulation avec le confinement moyen.

Pour ce qui est de la puissance maximum requise, elle ne change naturellement pas car elle correspond aux phases d'accélération. Cependant en fonctionnement statique, la puissance maximum appelée dans le cas du confinement réel est 11% plus

grande que la puissance appelée avec un confinement moyen et 45 % plus grande que pour le cas en eau libre.

De plus, on observe que, pour le cas du confinement réel, il n'est pas toujours possible de suivre le cycle de consigne en vitesse. Par exemple, pour  $t = 4400$  s, la vitesse de consigne par rapport à l'eau vaut 13,8 km/h (avec la prise en compte du courant). Cependant le confinement de la voie d'eau ( $H_m = 4$  m ;  $A_c = 200$  m<sup>2</sup>) est tel que la vitesse critique est inférieure à la vitesse de consigne :  $v_{cr} = 12$  km/h ce qui ne permet pas de naviguer à la vitesse de consigne.

Négliger les caractéristiques de la voie d'eau entraîne donc un sous dimensionnement de 326 kWh, soit 29 % du parc batterie. A l'inverse, ne prendre en compte qu'un confinement moyen entraîne un sous dimensionnement de 122 kWh, soit 10 % du parc batterie. Pour la puissance dimensionnant la batterie, nous considérons un cas où le rendement électrique (batterie, convertisseur, moteur) vaut 0,9. Ainsi, la batterie devra pouvoir fournir  $880 \cdot \frac{1}{0,9} \cong 1000$  kW à la propulsion pour assurer son bon fonctionnement.

#### 4.2. Dimensionnement du système de stockage d'énergie

Le dimensionnement de la chaîne propulsive électrique se fera donc au moyen des énergies et puissances simulées pour le cas de confinement réel. La batterie doit pouvoir fournir une énergie de 1132 kWh pour une puissance de 1 MW.

Nous devons dimensionner une batterie adaptée aux applications navales et qui devra pouvoir fournir une puissance de 1 MW et contenir, à minima, 1132 kWh. Nous nous contenterons pour cette étude de choisir le nombre de modules en série et en parallèle à équiper. Le module pris en référence est décrit ci-dessous.

Tableau 2 : Caractéristiques du module de batterie Seanergy [12]

Caractéristiques	Valeur
Technologie	Li-ion
Tension nominal - $U_{nom}$	46,2 V
Courant de décharge maximum - $I_{nom}$	240 A
Capacité - $E_{nom}$	82 Ah - 3,8 kWh
Densité énergétique	95 Wh/kg

Le nombre minimal de modules en série à équiper est déterminé par la tension du bus DC prévu par le cahier des charges. Nous supposons, pour cette application, une tension du bus d'environ 800 V, il faut alors 18 modules de 46,2 V en série afin d'atteindre une tension de cet ordre. La tension du bus DC est alors de 831,6 V et chaque branche en série a une énergie de 68,4 kWh.

Le nombre minimal de modules en parallèle est ensuite calculé grâce à l'énergie  $E$  nécessaire :

$$N_p = \frac{E}{N_s \cdot E_{nom}} = \frac{1132}{18 \times 3,8} = 16,54 \quad (22)$$

Nous choisissons donc 17 modules en parallèle. Ainsi le courant maximal débité par la batterie vaut :

$$I_{max} = \frac{P_{max}}{N_p \cdot U_{DC}} = \frac{1 \cdot 10^6}{17 \times 831,6} = 70,735 \text{ A} < I_{nom} \quad (23)$$

Bien que le nombre minimal de modules requis soit donc de  $18 \times 17 = 306$ , un dimensionnement affichant une profondeur de décharge supérieure à 80% est inenvisageable. En effet, on considère la durée de vie d'une batterie comme la durée pendant

laquelle sa capacité reste supérieur à 80% de sa capacité initiale, cette dernière doit donc être dimensionné en conséquence (24).

$$\frac{1132}{0,8} = 1415 ; N_p = \frac{1415}{18 \times 3,8} = 20,68 \quad (24)$$

Un dimensionnement minimal réaliste de la batterie comporte donc 18 modules en série  $N_s$  et 21 modules en parallèle  $N_p$ . De plus, il est souvent nécessaire de sur-dimensionner la batterie afin d'assurer une certaine durée de vie de la batterie. Des contraintes de coût, de poids et de vieillissement doivent être intégrées.

#### 5. CONCLUSIONS

Les travaux menés ont permis l'élaboration d'un simulateur de propulsion navale, permettant entre autres d'étudier les impacts de l'environnement (courant et taille de la voie d'eau) sur les consommations énergétiques et le dimensionnement d'une propulsion hybride série pour bateau de fret fluvial. Le confinement de la voie d'eau apparaît comme un facteur essentiel pour la précision de l'outil de simulation et le dimensionnement du système étudié. Sur l'application étudiée d'une traversée de Paris en mode tout électrique avec une péniche de type Rhénan : ne pas prendre en compte le confinement de la voie d'eau entraîne un sous-dimensionnement de 29% en énergie et de 45% en puissance ; ne prendre en compte qu'un confinement moyen le long du trajet conduit à un surdimensionnement énergétique de 10% et un sous-dimensionnement de 11% en puissance. Un modèle de confinement de la voie d'eau est déterminant pour la simulation de propulsion navale en milieu fluvial. D'une manière générale, le surdimensionnement énergétique du système de stockage est peu préjudiciable car nécessaire afin d'assurer une durée de vie satisfaisante des batteries. Néanmoins, le dimensionnement en puissance se doit d'être au plus juste. Prévoir les consommations énergétiques est essentiel pour l'analyse des coûts d'exploitation du système.

#### 6. REFERENCES

- [1] Eurostat, « Transport Database ». 2019. Consulté le: 24 novembre 2021. [En ligne]. Disponible sur: <https://ec.europa.eu/eurostat/fr/data/database>
- [2] European Commission, « Inland waterway transport - NAIADES III action plan 2021-2027 ». 2020. Consulté le: 18 novembre 2021. [En ligne]. Disponible sur: [https://ec.europa.eu/info/law/better-regulation/have-your-say/initiatives/12789-Transport-par-voies-navigables-interieures-Plan-d-action-NAIADES-III-2021-2027\\_fr](https://ec.europa.eu/info/law/better-regulation/have-your-say/initiatives/12789-Transport-par-voies-navigables-interieures-Plan-d-action-NAIADES-III-2021-2027_fr)
- [3] Ministère de la transition écologique et solidaire, « Règlement EMNR, Règlement (UE) 2016/1628 ». 2016. Consulté le: 16 juin 2020. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.ecologique-solidaire.gouv.fr/sites/default/files/fiche-1-web.pdf>
- [4] A. Donkers, D. Yang, et M. Viktorovic, « Influence of driving style, infrastructure, weather and traffic on electric vehicle performance », *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, vol. 88, p. 102569, 2020.
- [5] W. Lhomme, P. Delarue, A. Bouscayrol, et P. Barrade, « La REM, formalisme multi-physique de commande de systèmes énergétiques », *Techniques de l'Ingénieur*, no. D3066, vol. 38, p. 39, 2014.
- [6] N. Bennabi, J. F. Charpentier, J. Y. Billard, H. Menana, et N. Nottetellet, « Modeling and Simulation of a Series Hybrid Propulsion Chain for Small Ships », *2017 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, p. 1-6, déc. 2017, doi: 10.1109/VPPC.2017.8331007.
- [7] G. Grellet, « Pertes dans les machines tournantes », p. 33, 1989.
- [8] J. S. Carlton, *Marine propellers and propulsion*, Second edition. Oxford: Butterworth-Heinemann, is an imprint of Elsevier, 2007.
- [9] J. B. Schijf, « Protection de la cunette (berges et plafond) des voies navigables, intérieures et maritimes, ainsi que des canaux d'évacuation. », *PIANC 17th congress 1949, Lisbon, section SI C2. PIANC*, 1949.
- [10] Clément Caplier, « Etude expérimentale des effets de hauteur d'eau finie, de confinement latéral et de courant sur les sillages et la résistance à l'avancement des navires », PhD Thesis, Thèse de doctorat en mécanique des fluides, Université de Poitiers, 2015.

- [11] F. Grinnaert, J. Y. Billard, et J. M. Laurens, « Calcoque: a fully 3D ship hydrostatic solver », in *Proceedings of the 12th International Conference on the Stability of Ships and Ocean Vehicles*, Glasgow, UK, 2015.
- [12] Saft, « Seanergy modules - Datasheet ». <http://www.efo-power.ru/datasheet/Saft/System/Seanergy.pdf> (consulté le 15 mai 2023).