

LES EFFETS DE BLOCAGE DANS LES DISQUES D'ACTION REPRESENTANT DES HYDROLIENNES

Nasteho Djama Dirieh¹, Jérôme Thiébot¹, Sylvain Guillou¹, Nicolas Guillou²

1. Normandie Université, UNICAEN, LUSAC, EA4253, Site universitaire de Cherbourg, 60, rue Max Pol Fouchet, CS 20082, F-50130, Cherbourg-en-Cotentin
2. Laboratoire de Génie Côtier et Environnement (LGCE), Cerema, Direction Eau Mer et Fleuves, ER, 155 rue Pierre Bouguer, Technopôle Brest-Iroise, BP 5, 29280, Plouzané

Résumé

Les hydroliennes sont situées dans des profondeurs faibles par rapport à leurs dimensions (typiquement des turbines de 15 m de diamètre dans des profondeurs de 40 m). Contraint verticalement par la profondeur d'eau et latéralement par les turbines voisines, l'écoulement au sein d'un parc est soumis à des effets de blocage qui vont influencer sur les performances des machines. La limite de Betz, qui permet d'évaluer la puissance maximale extractible d'un écoulement non confiné, peut ainsi être dépassée sous certaines conditions de blocage [1]. A partir d'un certain niveau de blocage, celui-ci doit être pris en compte dans le calcul de la production énergétique d'un parc d'hydroliennes. La méthode du disque d'action est particulièrement bien adaptée pour simuler numériquement l'effet de chaque hydrolienne sur l'écoulement à l'échelle d'un parc [2]. Cependant, l'implémentation des disques d'action dans des modèles numériques côtiers est généralement basée sur des relations qui négligent les effets de blocage (e.g., [3-5]). Nous proposons ici une formulation du disque d'action intégrant les effets de blocage, adaptée du modèle analytique de Whelan et al. [6]. Cette formulation est intégrée ici au modèle de simulation tridimensionnelle régionale Telemac3D [7] et appliquée à un parc positionné dans le Raz Blanchard.

Summary

Tidal turbines are located in shallow depths, in comparison to their dimensions (15 m-diameter turbines in 40 m depths, typically). Constrained vertically by the water depth and laterally by neighbouring turbines, the flow within a farm is subjected to blockage effects that affect the performance of the turbines. The Betz limit, which is the maximum power extractable from an unconstrained flow, can thus be exceeded under particular blockage conditions [1]. For high level of blockage, blockage effects should thus be taken into account in the calculation of the energy production of a tidal farm. The Actuator Disk method is particularly suited to simulate numerically the effect of individual turbine on the flow [2]. However, the implementation of Actuator Disks in coastal numerical models is generally based on relationships that neglect blockage effects (e.g., [3-5]). We propose here an Actuator Disk formulation that integrates blockage effects. It is adapted from the analytical model of Whelan et al. [6]. This formulation is integrated into the regional three-dimensional model Telemac3D [7] and applied to a tidal farm located in the Raz Blanchard (Alderney Race in English).

I. Introduction

Au cours des dernières décennies, les différentes problématiques associées au réchauffement climatique ont accru l'intérêt porté à l'exploitation de sources d'énergies renouvelables. Avec le deuxième plus grand espace

maritime au monde (11 millions de km^2), la France a la capacité d'accroître son exploitation des ressources énergétiques marines (ressource éolienne, hydrolienne, houlomotrice, osmotique...). Le Raz Blanchard, situé en Manche entre l'île anglo-normande d'Aurigny et la pointe nord-ouest de la presqu'île du Cotentin (cap de la Hague), est l'un des sites hydroliens les plus prometteurs au monde capitalisant près de la moitié de la ressource hydrolienne française [8]. Ce fort potentiel énergétique contribue à l'attractivité du site pour des projets industriels. Cependant, les technologies hydroliennes sont encore en maturation avec de nombreux projets en phase pré-opérationnelle et/ou préindustrielle.

Comme les rares fermes hydroliennes se limitent à quelques machines (moins de quatre), les connaissances sur le design des hydroliennes au sein d'un parc restent encore assez limitées. Il y a ainsi très peu d'observations disponibles dans les sillages des turbines déployées en mer. La plupart des travaux de dimensionnement des futures fermes repose donc sur l'utilisation de simulations numériques à hautes résolutions spatiales et temporelles.

La théorie du disque d'action est une méthode simplifiée permettant de représenter une hydrolienne à axe horizontale par un disque poreux dans lequel est appliquée une force correspondante à la poussée exercée par la turbine sur le fluide [9]. En pratique, cette force est intégrée comme un terme source dans les équations de conservation de quantité de mouvement. En général, les équations RANS (« Reynolds-Averaged Navier-Stokes ») sont utilisées pour ce type d'application. Contrairement à des méthodes plus sophistiquées telle que la « Blade Element Momentum » ou les modèles dits à pales résolues, l'approche du disque d'action peut facilement être mise en œuvre dans les modèles hydrodynamiques régionaux pour fournir des indications sur les interactions entre les différents sillages et sur les modifications de puissances associées aux phénomènes d'ombrage et d'accélération du fluide (entre les turbines) [3, 5, 10, 11].

Les hydroliennes sont situées entre le fond marin et la surface libre dans des profondeurs faibles par rapport aux dimensions des turbines (généralement entre 30 et 50 m pour des turbines de 10 à 20 m de diamètre). Étant donné que l'écoulement est contraint verticalement et latéralement, cela agit sur les performances des turbines. Une des conséquences est que la limite de Betz, utilisée pour évaluer la quantité d'énergie (ou la puissance) maximale susceptible d'être extraite d'un écoulement non confiné, peut être dépassée [1]. Le calcul de l'efficacité et la performance d'une ferme hydrolienne doit donc tenir compte des effets de blocage.

Les effets de blocage ont été étudiés pour différents dispositifs (éoliennes, hydroliennes, hélices de bateaux) et dans différents milieux (à l'air libre, en soufflerie, en veine d'essai hydrodynamique...). Il existe ainsi des études analytiques [1, 3], numériques [12-15] et expérimentales [16-18] de ces effets de blocage. Toutes ces études permettent d'évaluer, en fonction de la configuration de l'écoulement, les effets de blocage sur les forces aérodynamiques ou hydrodynamiques exercées par la turbine sur le fluide et la puissance maximale susceptible d'être extraite par le dispositif. L'ampleur de ces effets est liée au taux de blocage, défini comme le rapport entre la surface balayée par le rotor des machines et la surface de la section transversale à l'écoulement.

Ces études ont montré que (1) les performances des turbines sont modifiées lorsque le taux de blocage dépasse une valeur comprise entre 5 et 10% et (2) qu'un blocage élevé augmente les vitesses de l'écoulement à travers et autour du rotor des dispositifs [6, 13, 15, 18, 19] ce qui augmente le couple (donc la puissance) et la poussée exercée sur la turbine. Par conséquent, l'augmentation du blocage accroît les coefficients de puissance et de poussée d'une machine.

Dans cet article, l'objectif est d'améliorer la méthode du disque d'action implémentée dans les modèles numériques régionaux utilisés pour des études de sillages [5] en proposant une formulation intégrant les effets de blocage. La section « Méthode » est dédiée à la description (1) du modèle analytique de Whelan et al. [6] (Section II.A) et (2) du modèle numérique dans lequel nous avons implémenté une formulation de type disque d'action avec prise en compte des effets de blocage (Section II.B). L'effet de blocage est étudié en appliquant le modèle sur deux configurations de fermes hydroliennes dans le Raz Blanchard (Section III).

II. Méthode

A. Modèle analytique

La théorie du disque d'action appelée LMADT (Linear Momentum Actuator Disk Theory) permet de modéliser l'écoulement dans et autour d'une turbine à partir de la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Dans le cas d'un écoulement libre (sans effet de blocage), la LMADT permet de déterminer la limite de Betz selon laquelle le coefficient de puissance maximal est égal à 0,59. Cette limite est atteinte lorsque la vitesse à l'aval du disque est égale à un tiers de la vitesse en amont. Dans le cas des hydroliennes, les effets de blocage ont un impact significatif sur les performances. Différents modèles analytiques, reposant sur la LMADT, ont donc été développés pour ce type d'application.

Le modèle de Whelan et al. [6] est retenu pour étudier les effets de blocage. Il est basé sur la LMADT et s'obtient en considérant un écoulement à surface libre autour d'une turbine (Figure 1). Ce modèle est une variante du modèle de Garrett et Cummins [1] qui permet de tenir compte de la déformation de la surface libre se produisant au niveau de l'hydrolienne (Figure 1).

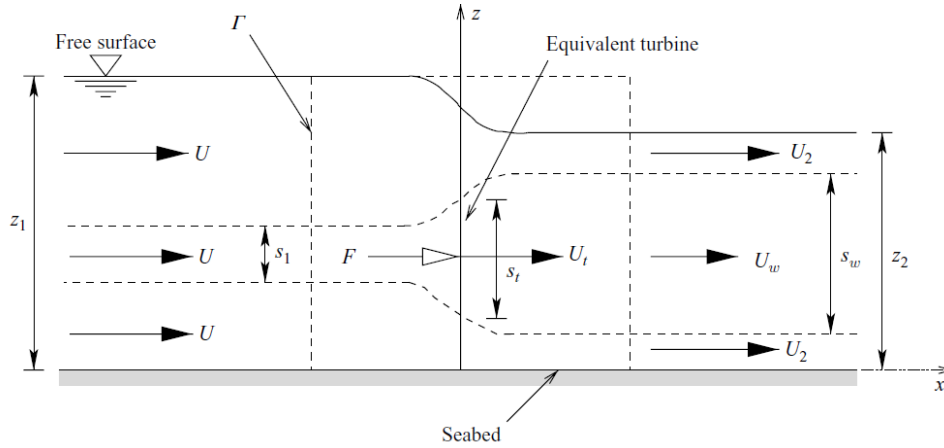


Figure 1: Modèle de disque d'action dans un canal avec déformation de la surface libre

(Source: Whelan et al., 2009).

Les principales hypothèses et équations sont rappelées ci-dessous en se servant des notations de la Figure 1. Le taux de blocage est défini comme le rapport entre la surface balayée par les pales et la surface de la section transverse ($\varepsilon = \frac{\pi r^2}{l z_1}$). Dans le cas d'une analyse en 2D, Whelan et al. [6] ont considéré que la surface de la turbine est répartie sur une largeur unitaire et ils ont donc introduit un diamètre équivalent (s_t). Le taux de blocage est donc le rapport entre le diamètre équivalent et la hauteur d'eau : $\varepsilon = \frac{s_t}{z_1}$.

La vitesse dans le sillage lointain est notée $U_w = \alpha U$. La vitesse d'écoulement dans le disque est notée $U_t = \beta U$. La vitesse à l'extérieur du tube de courant, loin en aval est notée $U_2 = \tau U$. Elle est supposée uniforme.

L'équation de continuité dans la zone d'accélération du fluide s'écrit :

$$(II-1) \quad U(z_1 - s_1) = \tau U(z_2 - s_w)$$

Par continuité, l'écoulement dans le tube de courant qui traverse le rotor donne :

$$(II-2) \quad U s_1 = \beta U s_t = \alpha U s_w$$

Les équations ((II-1) et ((II-2) permettent d'écrire :

$$\beta = \frac{\alpha}{\varepsilon(\tau - \alpha)} \left[\tau \left(1 - \frac{\delta z}{z_1} \right) - 1 \right],$$

où $\delta z = z_1 - z_2$ représente la dénivellation de la surface libre qui est donnée par l'équation de Bernoulli entre l'entrée et la sortie du chenal :

$$(II-3) \quad \frac{\delta z}{z_1} = \frac{Fr^2}{2} (\tau^2 - 1)$$

avec Fr le nombre de Froude défini comme le rapport entre les forces potentielles et les forces d'inertie dans un écoulement à surface libre : $Fr = \frac{U}{\sqrt{gz_1}}$.

Où g désigne l'accélération de la pesanteur terrestre.

En supposant qu'il n'y a pas de perte de pression entre l'amont et l'aval du disque, l'équation de Bernoulli appliquée le long de l'axe longitudinal à l'amont et l'aval du disque permet d'obtenir une expression de la force qui s'exerce sur la turbine :

$$(II-4) \quad F = s_t \delta p = \rho s_t \left[g \delta z + \frac{1}{2} U^2 (1 - \alpha^2) \right]$$

Cette force peut également être obtenue en utilisant l'équilibre de la quantité de mouvement intégrée (équation d'Euler) sur le volume (Γ incluant la turbine sur la Figure 1) :

$$(II-5) \quad F = \frac{1}{2} \rho g (2z_1 \delta z - (\delta z)^2) + \rho U^2 z_1 (1 - \tau) + \rho \beta U^2 s_t (\tau - \alpha)$$

Les équations de conservation de la masse ((II-2 et (II-3), de Bernoulli ((II-4) et de quantité de mouvement intégrée ((II-5) permettent d'obtenir un polynôme quartique dépendant de Fr , ε , α et τ ((II-6). Dans ce polynôme, les inconnues sont α et τ . Fr et ε dépendent des conditions d'écoulement et des dimensions de la turbine.

$$(II-6) \quad Fr^2 \tau^4 + 4\alpha Fr^2 \tau^3 + (4\varepsilon - 4 - 2Fr^2) \tau^2 + (8 - 8\alpha - 4Fr^2 \alpha) \tau + (8\alpha - 4 + Fr^2 - 4\alpha^2 \varepsilon) = 0$$

La résolution de ce polynôme permet d'exprimer τ en fonction de α , Fr et ε . Ainsi, il est possible d'obtenir des relations entre les coefficients de poussée et de puissance (C_T et C_P) et le facteur d'induction dans le sillage.

Le facteur d'induction s'écrit :

$$(II-7) \quad a(\alpha) = 1 - \beta = \frac{U_t}{U}$$

Les coefficients de poussée et de puissance sont respectivement :

$$(II-8) \quad C_T(\alpha) = (\tau^2 - \alpha^2)$$

$$(II-9) \quad C_P(\alpha) = \beta(\tau^2 - \alpha^2)$$

B. Modélisation numérique

1. Présentation du modèle

Telemac3D [7] est un modèle hydrodynamique dédié aux écoulements environnementaux à surface libre qui est couramment utilisé pour simuler des courants de marée sur le plateau continental. Il est basé sur la méthode des éléments finis et résout les équations RANS instationnaires. Les équations de continuité et de quantité de mouvement s'écrivent:

$$(II-10) \quad \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

(II-11)

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu_{eff} \Delta u + S_x \\ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu_{eff} \Delta v + S_y \\ \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu_{eff} \Delta w + S_z \end{cases}$$

où x et y sont les coordonnées horizontales, z est la coordonnée verticale, S_x , S_y et S_z sont les termes sources (les forces externes agissant sur le fluide), t est le temps, u , v et w sont les trois composantes du champ de vitesse, p est la pression, ν_{eff} est la viscosité cinématique effective du fluide (somme de la viscosité du fluide et de la viscosité turbulente inhérente à la fermeture RANS) et ρ est la masse volumique du fluide.

2. Modélisation des turbines en négligeant les effets de blocage

Dans un modèle régional tel que Telemac3D, la représentation des turbines par des disques d'action consiste à appliquer, au niveau de chaque turbine, une force correspondant à la poussée exercée par la turbine (une force axiale opposée à l'écoulement et uniformément répartie sur la surface du disque). La force de poussée ((II-12) est intégrée comme un terme puits dans les équations RANS [9, 11, 20].

$$(II-12) \quad F = \frac{1}{2} \rho C_T A U_\infty^2$$

où A est l'aire balayée par les pales et U_∞ est la vitesse amont (dans la zone de l'écoulement non perturbé par la présence de la turbine).

Cependant, la détermination de la vitesse amont U_∞ n'est pas triviale. En effet, il est délicat de trouver un critère permettant de connaître la vitesse non perturbée par la présence de la turbine. C'est d'autant plus délicat dans le cas d'une ferme hydrolienne où certaines turbines se trouvent dans le sillage de celles situées à l'amont. Afin de contourner ce problème, la poussée introduite dans les disques d'action est souvent calculée à partir d'une vitesse locale (vitesse dans le disque) U_d et d'une relation entre la vitesse locale et la vitesse amont. Par exemple, la formulation proposée par Taylor [21] permet d'estimer la poussée à partir de la vitesse locale U_d et d'un coefficient de résistance K (relié au coefficient de poussée par la relation (II-14).

$$(II-13) \quad U_\infty = U_d (1 + 0.25K)$$

$$(II-14) \quad C_T = \frac{K}{(1+0.25K)^2}$$

Cette relation a été écrite pour une configuration d'écoulement non confiné, c'est-à-dire sans blocage. En pratique, elle reste applicable pour des configurations avec des taux de blocage faibles. Des applications reposant sur des disques d'action utilisant ce type d'approche (poussée calculée à partir de vitesses locales en négligeant les effets de blocage) ont été réalisées [2-4]. Dans Telemac3D, la méthode du disque d'action basée sur les équations précitées a été implémentée par Thiébot et al. [11] et appliquée à la modélisation des interactions entre les sillages de turbines dans le Raz Blanchard par Thiébot et al. [5]. Dans ce modèle, le terme source inclus dans les équations (II-11 s'écrit :

$$(II-15) \quad \vec{S} = -\frac{\vec{F}}{Ae} = -\frac{1}{2} \frac{K}{e} \vec{U}_d \|\vec{U}_d\|$$

où e est l'épaisseur du disque.

Pour l'application présentée (simulation sans tenir compte des effets de blocage), nous avons retenu un coefficient de poussée $C_T = 0,8$ (en accord avec Bahaj et al. [16]) correspondant, d'après l'équation (II-14), à un coefficient de résistance $K = 1,5279$ et un facteur d'induction $a = 0,2764$.

3. Modélisation des turbines en intégrant les effets de blocage

Pour améliorer la formulation présentée ci-dessus, nous proposons d'y intégrer les effets de blocage. Le coefficient de poussée avec les effets de blocage est calculé à partir du modèle de Whelan et al. [6]. L'utilisation de ce modèle est illustrée sur la Figure 2 qui présente l'évolution du coefficient de poussée en fonction du facteur d'induction lorsque les effets de blocage sont considérés (courbe rouge) ou négligés (courbe bleue). Pour pouvoir comparer les deux scénarios (avec et sans blocage), nous avons décidé d'utiliser le même facteur d'induction, à savoir $a = 0,2764$. La valeur du coefficient de poussée correspondante (avec effet de blocage) est $C_{TB} = 0,9322$. Une fois, la valeur du coefficient de poussée avec blocage C_{TB} déterminée, le coefficient de résistance est calculé par la relation (II-16) [6] puis intégré dans les équations de conservation de la quantité de mouvement de Telemac3D avec la relation (II-15). Cette méthode sera appliquée aux simulations avec prise en compte de l'effet de blocage.

$$(II-16) \quad K = \frac{C_{TB}}{(1-a)^2}$$

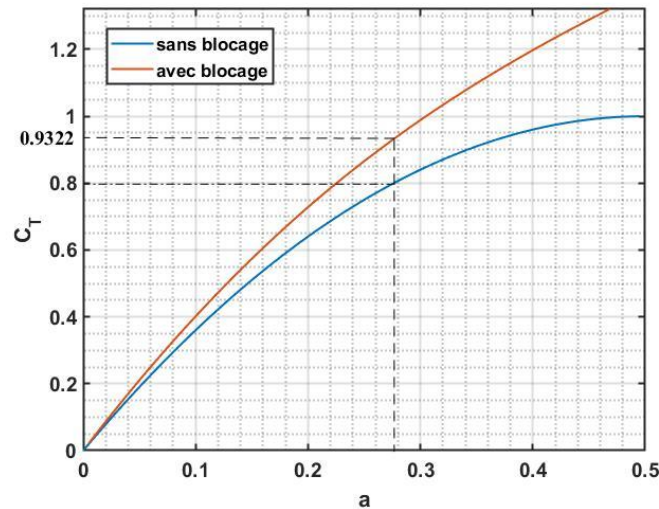


Figure 2 : Evolution du coefficient de poussée en fonction du facteur d'induction pour le cas avec prise en compte du blocage avec $Fr = 0,152$ et $\varepsilon = 0,09$ (courbe rouge) et pour le cas sans blocage (courbe bleue). Les valeurs de Fr et ε sont calculées à partir des valeurs moyennes de vitesses et de hauteur d'eau retenues pour notre application dans le Raz Blanchard.

Au cours d'un cycle de marée, le nombre de Froude varie en fonction de la hauteur d'eau et de la vitesse du courant. Le taux de blocage évolue également en fonction de la hauteur d'eau. Les coefficients de poussée intégrant les effets de blocage prédits par le modèle de Whelan et al. [6] varient donc au cours du temps ainsi que le coefficient de résistance K intégré dans Telemac3D (simulation avec prise en compte des effets de blocage). Pour notre application, l'évolution de K au cours de la simulation a été calculée à partir des conditions d'écoulement issues d'une simulation préliminaire sans machine.

4. Présentation du site et des scénarios d'exploitation des courants

Le Raz Blanchard est le site retenu pour cette étude. Il est situé, en Manche Occidentale, entre la pointe nord-ouest de la presqu'île du Cotentin (cap de la Hague) et l'île anglo-normande d'Aurigny. Avec des vitesses maximales de courant susceptible de dépasser 4,5 m/s lors des périodes vives eaux [8, 22-26], il est l'un des sites hydroliens les plus prometteurs au monde. Selon Coles et al. [27], la puissance maximale extractible est de 5.1 GW.

Les scénarios de déploiement d'hydroliennes que nous considérons dans cette étude sont issus de Thiébot et al. [5]. Nous utilisons cette configuration du modèle Telemac3D qui permet de simuler l'évolution des

courants de marée en Manche et d'atteindre une résolution affinée de leur variabilité au niveau du Raz Blanchard (mailles de 100 m environ dans cette zone). Dans la zone de la ferme hydrolienne, le maillage est encore raffiné jusqu'à atteindre 1 m. Deux configurations sont considérées avec des agencements d'hydroliennes respectivement alignées et en quinconce. La première configuration comporte 30 turbines alignées avec un espacement latéral inter-turbine de 3 diamètres (D) et un espacement inter-rang de $5D$. La deuxième configuration contient 28 turbines disposées en quinconce avec un espacement latéral inter-turbine de $3D$ et un espacement inter-rang de $5D$ (Figure 4). Les résultats ont été extraits pendant une marée de vive-eau moyenne (le 9 août 2014). La distribution spatiale des vitesses, pour une simulation sans hydrolienne, lors du pic de jusant (a) et du pic de flot (b) est représentée sur la Figure 3.

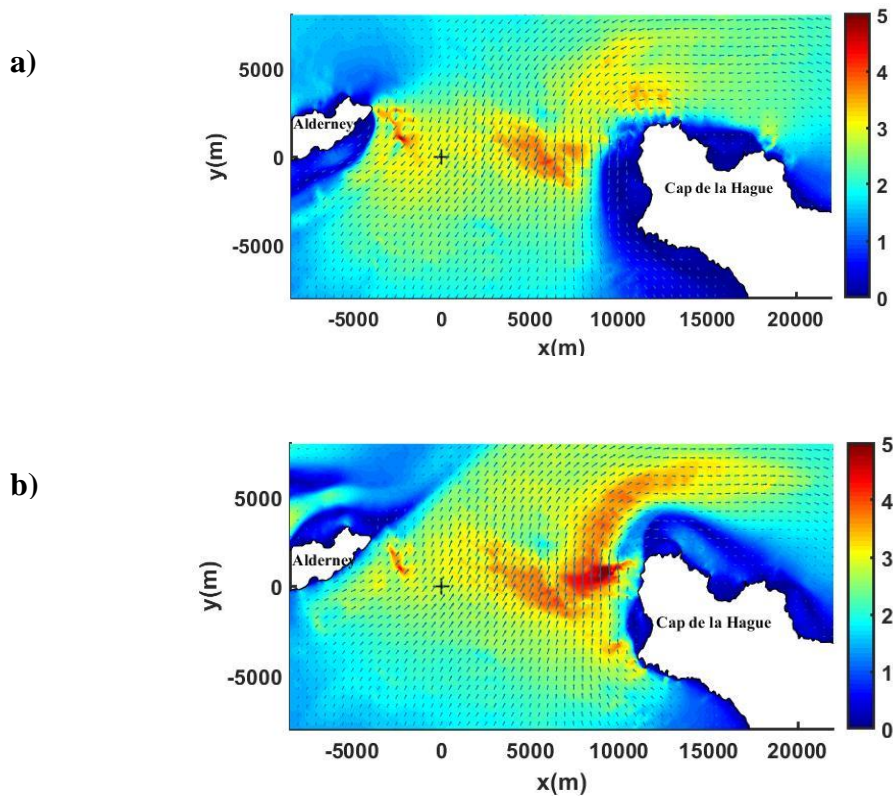


Figure 3: Distribution spatiale des vitesses moyennées sur la verticale (m/s) aux pics de courant de jusant (a) et de flot (b) lors d'une marée de vive-eau moyenne dans le Raz Blanchard (simulation sans hydrolienne). La croix représente le centre de la ferme hydrolienne. L'origine du repère (coordonnées en m) correspond au centre de la ferme.

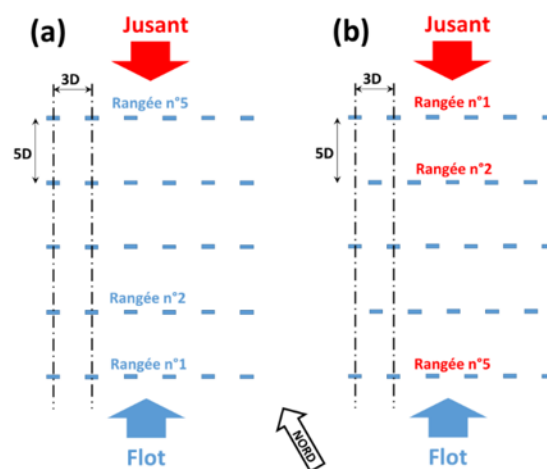


Figure 4: Représentation schématique des deux configurations testées. (a) Turbines alignées et (b) turbines en quinconce. La numérotation des rangées de turbines est indiquée en bleu pour le flot et en rouge pour le jusant.

5. Indicateurs

Pour une turbine donnée (numérotée i), la puissance extraite est obtenue par l'équation :

$$(II-17) \quad P_i(t) = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \frac{1}{2} \rho K(t) A \vec{U}_{i,j,d}(t)^3$$

où N est le nombre de nœuds de calcul à l'intérieur du disque d'action (les nœuds sont numérotés avec l'indice j) et $K(t)$ est le coefficient de résistance (qui tient compte ou non des effets de blocage, selon le cas testé).

III. Résultats et discussions

La Figure 5 représente l'évolution temporelle de la puissance moyennée par ligne pour une disposition avec des turbines alignées. La Figure 7 représente l'évolution temporelle de la production par ligne pour une disposition en quinconce. Les courbes en lignes continues correspondent à la production des turbines lorsque les effets de blocage sont intégrés et les courbes en pointillés représentent la production des turbines lorsque les effets de blocage sont négligés.

Sur les Figure 5 et Figure 7, nous pouvons constater que la production des lignes amont (courbe rouge) est plus importante pendant le pic de flot que pendant le pic de jusant : +17% pour la configuration avec turbines alignées et +11% pour la configuration avec turbines en quinconce. Cette ligne étant à l'amont du parc, elle n'est pas impactée par les effets de sillage. Cette différence entre flot et jusant résulte de l'asymétrie (en norme) des vitesses de courant de marée sur le site d'étude. Bien que les courants soient plus forts au pic de flot, la production moyennée sur l'ensemble du parc (Figure 6 et Figure 8) est plus faible qu'au jusant (-12 % et -4% respectivement pour les configurations avec turbines alignées et en quinconce). Ce résultat inattendu s'explique certainement par des mécanismes d'interactions entre sillages différents au flot et au jusant. Pour la configuration avec turbines alignées, il est intéressant de remarquer que la production chute brutalement après la première ligne au flot alors que cette chute de production est moins marquée au jusant (la perte de production entre la première et la deuxième ligne est beaucoup plus faible). En comparant les champs de vitesses entre flot et jusant (comparaison non montrée dans l'article), nous avons remarqué qu'il y a un faible désalignement entre le courant et l'axe des turbines pendant le jusant. Les sillages étant légèrement déviés, ils impactent moins les turbines des rangées avales. Cela explique pourquoi la baisse de production d'une ligne à l'autre est moindre. Pour la configuration en quinconce, la meilleure efficacité du parc au jusant (production plus forte qu'au flot alors que les courants sont plus faibles) s'explique certainement par la production des lignes situées à l'aval qui reste supérieure à 200 kW au jusant alors qu'elle est très faible au flot. Nous n'avons pu réussir à expliquer pourquoi.

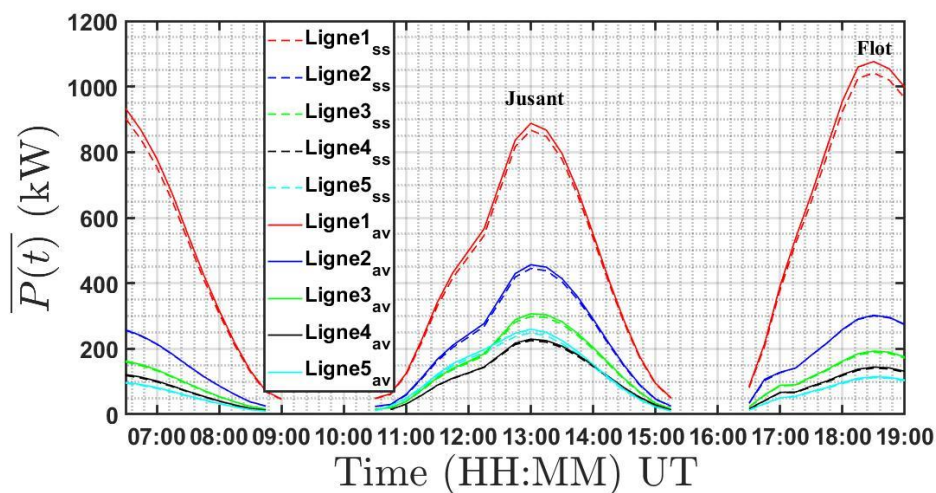


Figure 5: Comparaison des puissances extraites par ligne de machines avec (traits continus, courbes légendées par « av ») et sans blocage (traits pointillés, courbes légendées par « ss ») pour des turbines alignées. La ligne n°1 correspond à la rangée de turbines amont. La ligne n°5 correspond à la rangée de turbines aval (Figure 4).

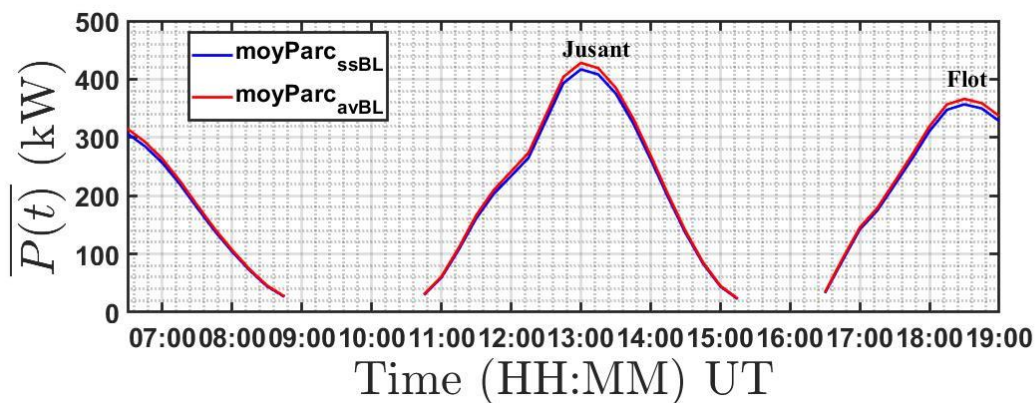


Figure 6 : Puissance moyennée du parc avec (courbe rouge) et sans blocage (courbe bleue) pour des turbines alignées.

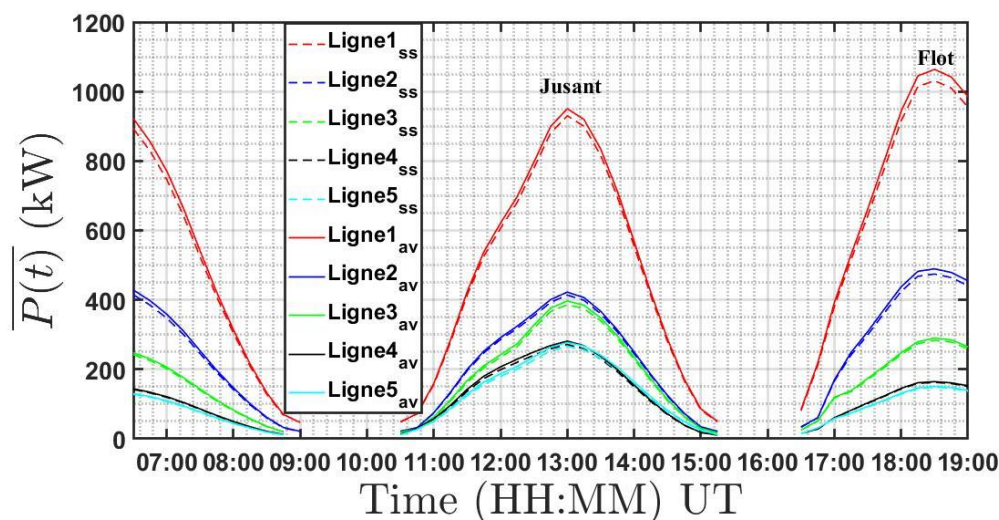


Figure 7: Comparaison des puissances extraites par ligne de machines avec (traits continus, courbes légendées par « av ») et sans blocage (traits pointillés, courbes légendées par « ss ») pour une disposition en quinconce. La ligne n°1 correspond à la rangée de turbines amont. La ligne n°5 correspond à la rangée de turbines aval (Figure 4).

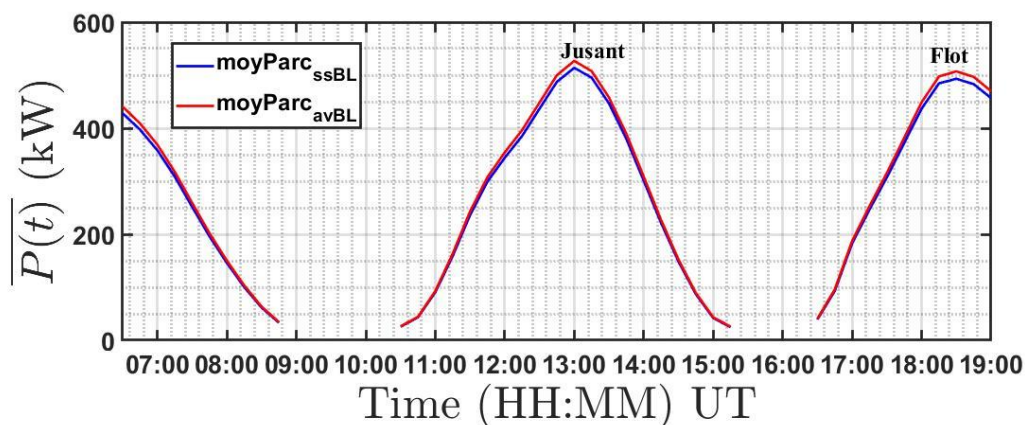


Figure 8 : Puissance moyennée du parc avec (courbe rouge) et sans blocage (courbe bleue) pour une disposition en quinconce.

Etudions à présent l'impact du blocage sur les champs de vitesses au sein du parc. La Figure 9 représente la différence des normes de vitesses avec et sans blocage pour une répartition alignée des turbines (simulation avec blocage – simulation sans blocage). La Figure 10 est équivalente mais pour la configuration en quinconce. Ces figures montrent que le blocage induit une zone de décélération à l'amont du parc (en bleu) associée à des zones d'accélération sur les côtés (en rouge). La décélération est faible (d'environ 0,01 m/s à l'amont du parc). L'apparition d'une zone de ralentissement à l'amont du parc et de zones d'accélération sur les côtés montre que la prise en compte des effets de blocage favorise le contournement (partiel) du parc par le fluide. Cet effet de blocage à l'échelle du parc doit engendrer une légère perte de production. Concernant l'écoulement au sein

du parc, les Figure 9 et Figure 10 montrent que l'effet de blocage est significatif à l'intérieur du parc. Juste après la première rangée de turbines, le ralentissement des vitesses atteint 0,10 m/s. Ce ralentissement se dissipe ensuite progressivement dans le sens du courant. Notons également l'apparition d'un effet d'accélération (1) entre les turbines de la première et de la deuxième rangée pour le cas avec turbines alignées et (2) entre les turbines de la première rangée pour le cas avec turbines en quinconce. C'est un effet bénéfique du blocage puisqu'il engendre un léger gain de production pour les turbines situées à l'aval.

Les Figure 9 et Figure 10 montrent que la prise en compte des effets de blocage a un effet notable sur le champ de vitesse au sein de la ferme hydrolienne et donc sur la production des turbines (production qui dépend du cube de la vitesse). Il s'agit principalement d'un ralentissement des vitesses (et donc d'une baisse de production). Cependant, cette baisse de production est contrebalancée par l'augmentation des coefficients de poussée et de puissance. En effet, en comparant les courbes avec et sans blocage (Figure 6 et Figure 8), nous remarquons que la prise en compte des effets de blocage accroît la puissance du parc de 3% (puissance moyennée sur l'ensemble du cycle de marée). Cette augmentation de puissance de 3% est également obtenue pour la configuration en quinconce.

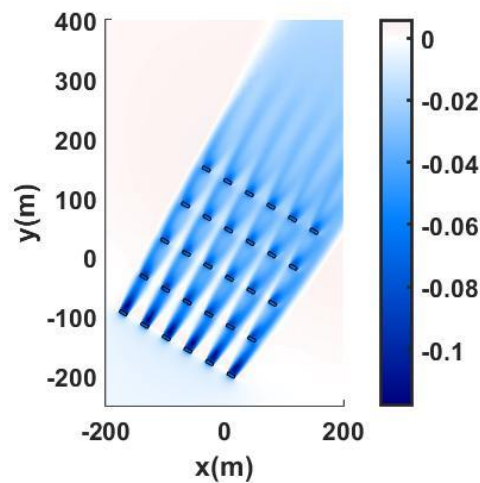


Figure 9: Différence des normes de vitesses avec et sans blocage (en m/s) sur un plan horizontal passant par le centre du rotor au pic de courant de flot lors d'une marée de vive-eau moyenne pour des turbines alignées.

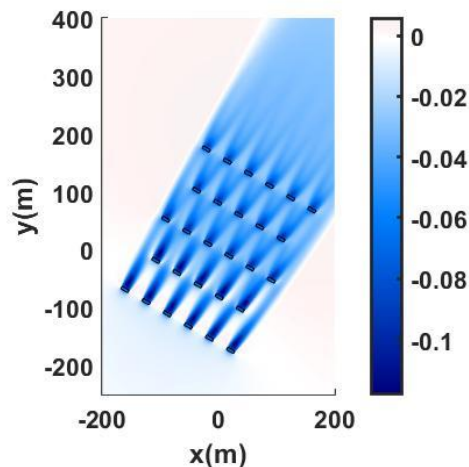


Figure 10: Différence des normes de vitesses avec et sans blocage (en m/s) sur un plan horizontal passant par le centre du rotor au pic de courant de flot lors d'une marée de vive-eau moyenne pour une disposition en quinconce.

IV. Conclusion

Pour améliorer l'implémentation des disques d'action dans les modèles régionaux, nous avons proposé d'intégrer les effets de blocage. La méthode retenue consiste à calculer, avec le modèle de Whelan et al. [6], le coefficient de poussée en incluant les effets de blocage.

Cette étude est basée sur un modèle dont les prédictions ont été validées avec des données acquises en laboratoire [11]. Il est donc important de garder à l'esprit que, pour des applications dans un cadre opérationnel, des validations complémentaires sont requises. En effet, nous ne disposons toujours pas de mesures acquises dans le sillage d'une hydrolienne déployée en mer.

Les résultats permettent toutefois de montrer que la prise en compte du blocage favorise le contournement de la ferme par les courants, ce qui doit engendrer une légère perte de production. Le blocage a également tendance à ralentir les vitesses de courant au sein du parc dû à une plus grande énergie captée par les turbines. Malgré ce ralentissement des vitesses dans le parc, la production globale est plus élevée quand le blocage est pris en compte (environ +3% dans le cas testé) ce qui est dû à l'augmentation des coefficients de poussée et de traînée.

Cette étude montre que l'effet de blocage doit être intégré dans les études d'estimation de la production énergétique annuelle par simulation numérique. De plus, comme le blocage modifie le champ de vitesse dans le parc, il doit également être considéré dans les études d'impact des hydroliennes sur le milieu physique.

Remerciements :

La thèse de Nasteho Djama Dirieh est intégralement financée par la Région Normandie. Les auteurs remercient le CRIANN pour la mise à disposition de ressources informatiques. La contribution de Jérôme Thiébot et Sylvain Guillou s'inscrit dans le cadre du projet TIGER (Interreg VA France (Channel) England Programme). Nicolas Guillou remercie le programme de recherche DIADEME (Design et InterActions des Dispositifs d'extraction d'Energie Marine avec l'Environnement) du laboratoire LGCE du CEREMA.

Références :

- [1] Garrett, C., Cummins, P. (2007). The efficiency of a turbine in a tidal channel. *J Fluid Mechanics*, 588, 243-251.
- [2] Nguyen, V. T., Santa Cruz, A., Guillou, S., Shiekh Elsouk, M. N., Thiébot, J. (2019). Effects of the current direction on the energy production of a tidal farm: the case of Raz Blanchard (France). *Energies*, 12(13), 2478
- [3] Roc, T., Conley, D. C., Greaves, D. (2013). Methodology for tidal turbine representation in ocean circulation model. *Renewable Energy*, 51, 448-464.
- [4] Michelet, N., Guillou, N., Chapalain, G., Thiébot, J., Guillou, S., Brown, A. G., Neill, S. P. (2020). Three-dimensional modelling of turbine wake interactions at a tidal stream energy site. *Applied Ocean Research*, 95, 102009.
- [5] Thiébot, J., Guillou, N., Guillou, S., Good, A., Lewis, M. (2020). Wake field study of tidal turbines under realistic flow conditions. *Renewable Energy*, 151, 1196-1208.
- [6] Whelan, J. I., Graham, J. M. R., Peiró, J. (2009). A free surface and blockage correction for tidal turbines. *J Fluid Mechanics*, 624, 281-291.
- [7] Hervouet, J.-M. (2007). *Hydrodynamics of free surface flows: modelling with the finite element*. Wiley Online Library. 360 p.
- [8] Myers, L. and Bahaj, A. S. (2005). Simulated electrical power potential harnessed by marine current turbine arrays in the Alderney Race. *Renewable Energy*, 30(11), 1713-1731.
- [9] Nguyen, V. T., Guillou, S., Thiébot, J., Santa Cruz, A. (2016). Modelling turbulence with an actuator disc representing a tidal turbine. *Renewable Energy* 97, 625-635.
- [10] Abolghasemi, M.A., Piggott, M. D., Spinneken, J., Viré, A., Cotter, C. J., Crammond, S. (2016). Simulating tidal turbines with multi-scale mesh optimisation techniques. *Journal of Fluids and Structures*, 66, 69-90.

- [11] Thiébot, J., Guillou, S., Nguyen, V. T. (2016). Modelling the effect of large arrays of tidal turbines with depth-averaged Actuator Disks. *Ocean Engineering*, 126, 265-275.
- [12] Nishino, T., Willden, R. H. J. (2012). Effects of 3D channel blockage and turbulent wake mixing on the limit of power extraction by tidal turbines. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 37, 123-135.
- [13] Consul, C. A., Willden, R. H. J., McIntosh, S. C. (2013). Blockage effects on the hydrodynamic performance of a marine cross-flow turbine. *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 371 (1985), 20120299.
- [14] Schluntz, J., Willden, R. H. J. (2015). The effect of blockage on tidal turbine rotor design and performance. *Renewable Energy*, 81, 432-441.
- [15] Kinsey, T., Dumas, G. (2017). Impact of channel blockage on the performance of axial and cross-flow hydrokinetic turbines. *Renewable energy*, 103, 239-254.
- [16] Bahaj, A. S., Molland, A. F., Chaplin, J. R., Batten, W. M. J. (2007). Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank. *Renewable Energy*, 32(3), 407-426.
- [17] Birjandi, A. H., Bibeau, E. L., Chatoorgoon, V., Kumar, A. (2013). Power measurement of hydrokinetic turbines with free surface and blockage effect. *Ocean Engineering*, 69, 9-17.
- [18] Mctavish, S., Feszty, D., Nitzsche, F. (2014). An experimental and computational assessment of blockage effects on wind turbine wake development. *Wind energy*, 17(10), 1515-1529.
- [19] Kolekar, N., Vinod, A., Banerjee, A. (2019). On blockage effects for a tidal turbine in free surface proximity. *Energies*, 12(17), 3325.
- [20] Harrison, M., Batten, W., Myers, L., Bahaj, A. (2010). Comparison between CFD simulations and experiments for predicting the far wake of horizontal axis tidal turbines. *IET Renewable Power Generation*, 4(6), 613-627.
- [21] Taylor, G. I. (1963). *The scientific papers of Sir Geoffrey Ingram Taylor*, ed. Batchelor, G. K. Cambridge University Press.
- [22] Thiébot, J., Bailly du Bois, P., Guillou, S. (2015). Numerical modelling of the effect of tidal stream turbines on the hydrodynamics and the sediment transport – Application to the Alderney Race (Raz Blanchard), France. *Renewable Energy*, 75, 356-365.
- [23] Bailly du Bois, P., Dumas, F., Morillon, M., Furgerot, L., Voiseux, C., Poizot, E., Méar, Y., Bennis, A. C. (2020). The Alderney Race: general hydrodynamic and particular features. *Philosophical Transactions of the Royal Society A*, 378 (2178), 20190492.
- [24] Guillou, N., Neill, S. P., Thiébot, J. (2020). Spatio-temporal variability of tidal-stream energy in north-western Europe. *Philosophical Transactions of the Royal Society A*, 378 (2178), 20190493.
- [25] Bourgoïn, A. C., Guillou, S. S., Thiébot, J., Ata, R. (2020). Turbulence characterization at a tidal energy site using large-eddy simulations: cas of the Alderney Race. *Philosophical Transactions of the Royal Society A*, 378 (2178), 20190499.
- [26] Thiébot, J., Coles, D. S., Bennis, A. C., Guillou, N., Neill, S., Guillou, S., Piggott, M. (2020). Numerical modelling of hydrodynamics and tidal energy extraction in the Alderney Race: a review. *Philosophical Transactions of the Royal Society A*, 378(2178), 20190498.
- [27] Coles, D. S., Blunden, L. S., Bahaj, A. S. (2016). Experimental validation of the distributed drag method for simulating large marine current turbine arrays using porous fences. *International Journal of marine energy*, 16, 298-316.

