

DEVELOPPEMENT D'UN CONCEPT NOVATEUR D'HYDROLIENNE

Romain LUQUET, David BELLEVRE, Didier FRECHOU

DGA– Techniques hydrodynamiques – Val de Reuil (France)

Paul GUINARD

Guinard Energies – Paris (France)

SOMMAIRE

La société « Guinard Energies » étudie dans le cadre du projet « MegaWattForce » un concept d'hydrolienne sous tuyère. Il s'agit d'une « éolienne » marine destinée à récupérer l'énergie des courants marins. La validation du projet nécessite l'approfondissement, par calcul et expérimentation, de différentes questions : rendement de la tuyère permettant l'accroissement de l'énergie cinétique du fluide, positionnement du système, mise au point du principe de régulation et optimisation technique. La nécessité de maximiser la puissance captée est primordiale pour l'intérêt économique du projet WattForce : en effet, cette puissance est proportionnelle au cube de la vitesse du fluide. Il est donc particulièrement avantageux d'accroître la vitesse de l'eau qui traverse le disque de la turbine. C'est dans ce contexte que se sont déroulées les études menées au sein de DGA Techniques hydrodynamiques sur le développement d'un ensemble tuyère-stator-rotor permettant d'optimiser la puissance captée. Une première étude numérique permet de comprendre les paramètres importants du dessin de la tuyère et de définir une géométrie. Une seconde étude numérique fournit une géométrie de rotor spécifiquement adaptée à la tuyère. Cet ensemble est ensuite testé en bassin d'essais pour valider les résultats des choix de dessin. Des voies d'amélioration du rendement sont abordées.

SUMMARY

Guinard Energies is investigating, within the framework of MegaWattForce Project, a current turbine design with a ducted rotor. It concerns a sea "wind turbine" that will be used to collect the energy of sea currents. In order to validate the project several questions need to be investigated, through computation and experimentation: efficiency of the ducted rotor allowing the increase of the kinetic energy of the fluid, positioning of the system, improvement of a regulation principle and technical optimization. It is necessary and essential to maximize the delivered power for the economic aspects of WattForce project. This power is, indeed, proportional to the cube of the fluid velocity. It is therefore advantageous to increase water velocity through the turbine disc. In this context, studies have been carried out by DGA Techniques hydrodynamiques on the design of a "ducted turbine-stator-rotor" system enabling the optimization of the delivered power. A first numerical study made it possible to understand the essential parameters of the ducted current turbine design and to define its geometry. A second numerical study supplied a geometry of the rotor specially fitted to the ducted turbine. This system is then tested through experimental simulations in order to validate the results of the design choices. Some propositions for the improvement of the efficiency are tackled.

1. PROJET WATT FORCE

1.1. Contexte économique et scientifique

Les dernières années ont vu la recrudescence des projets de recherche dans le secteur des énergies renouvelables. Dès le début des années 2000, sous l'impulsion des pouvoirs politiques :

- plan de lutte contre l'effet de serre ;
- aides publiques pour l'énergie propre ;
- directive européenne sur les énergies renouvelables ;
- programme d'efficacité énergétique.

s'amorcent des projets relatifs à ce type d'énergies.

Cela se concrétise par l'investissement sur des projets de recherche entre autres. Les directives européennes imposaient de produire 20% en 2010 de l'énergie électrique à partir des sources en énergies renouvelables. En 2008, la production d'électricité en France à partir de sources d'énergies renouvelables n'était que de 13%. Un effort important doit encore être consenti pour atteindre cet objectif.

Les énergies renouvelables se répartissent essentiellement en cinq grandes familles caractérisées par leur source :

- soleil ;
- biomasse ;
- géothermie ;
- éolienne ;
- hydraulique.

Les deux dernières sources sont assez comparables au niveau des grands principes de récupération et ne diffèrent que par les caractéristiques physiques du fluide : il faut transformer un mouvement fluide (air ou eau) en énergie mécanique ou électrique.

Ainsi, l'énergie éolienne a été exploitée sur la terre, puis sur les mers avec l'implantation de parcs éoliens. L'exploitation de l'énergie issue des systèmes hydrauliques existe depuis de nombreuses années : barrages et usines marémotrices (Rance). Les termes de grande hydraulique et petite hydraulique sont ainsi utilisés pour l'exploitation de ces ressources qui existaient déjà avant le milieu du XIX^{ème} siècle.

Concernant l'énergie hydraulique marine, deux sources principales de mouvements sont

identifiées : les courants marins (permanents ou induits par le régime des marées) et les mouvements dus à la houle. A partir de ces sources, de nouveaux projets sur le sous-secteur de l'énergie marine apparaissent avec les bouées flottantes par exemple qui exploitent les mouvements de la houle. Pour exploiter les courants marins, un autre concept existe : l'hydrolienne qui utilise le mouvement du fluide, en étant immergée à quelques mètres de profondeur, dans des lieux spécifiques possédant de bonnes caractéristiques en courants marins (vitesse d'écoulement élevée généralement associée à de grands marnages ou à des géométries de littoral spécifiques).

Le projet MegaWattForce_G3, qui fait l'objet du présent mémoire, cherche à exploiter cette énergie marine au mieux avec une approche industrielle complète (de la récupération de l'énergie du courant marin à la fourniture du courant électrique). Il a reçu le label Pôle Mer Bretagne depuis l'été 2009. L'ADEME et GDF Suez envisagent le co-financement du prototype industriel.

1.2. Etat de l'art

Le projet MegaWattForce_G3 repose sur le principe de base de l'hydrolienne : les pales tournent sous l'effet du courant marin et entraînent une pompe hydraulique qui met l'eau de mer sous pression afin de l'acheminer vers des turbines de type Pelton qui produisent ensuite de l'énergie électrique. La Figure 1 présente un aperçu du circuit de pompage.

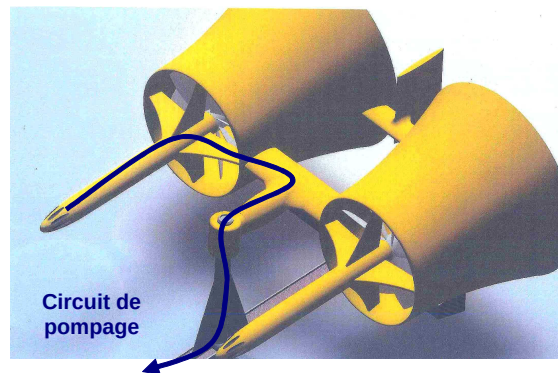


Figure 1 : Circuit hydraulique de pompage entraîné par l'hydrolienne.

Les particularités de ce projet seront détaillées par la suite. Auparavant, nous pouvons examiner les quelques projets qui existent au stade de l'étude, du prototype ou de l'exploitation à travers le monde.

Les projets d'hydroliennes apparaissent dans certains pays, qui possèdent l'environnement adapté avec de forts courants marins proches des côtes combinés à une hauteur du fond marin suffisante. Ainsi, parmi les pays les plus présents sur le secteur des hydroliennes, on trouve : la Norvège (depuis 2003), le Canada, le Royaume-Uni, les Etats-Unis (Floride) et la Corée.

Le Canada est l'un des pays qui réalise le plus de recherche dans ce domaine :

- prototype à l'Université de Laval à Québec qui a réalisé un prototype à ailes oscillantes ;
- recherche sur hydrolienne à axe de rotation vertical à l'University of British Columbia à Vancouver, dont deux articles peuvent être consultés (références [1] et [2]) ;
- création de l'OREG (Ocean Renewable Energy Group).

Un autre pays très actif dans le domaine de l'hydrolien est le Royaume-Uni avec entre autres les projets suivants de la société Marine Current Turbines :

- Seaflow (2003 - 300 kW) ;
- Seagen (04/2008 hydrolienne à 2 pales de 16 mètres d'envergure) qui produit jusqu'à 1,2MW

En France, le potentiel d'implantation existe (référence [4]). L'usine marémotrice de la Rance donne d'excellents résultats depuis les années 60-70 avec des groupes bulbes à pales orientables. Une hydrolienne, implantée dans le lit de l'Odette, a été conçue dans le cadre du projet SABELLA. Ce projet est né au début des années 2000 avec les premières études publiées (référence [3]).

D'autres projets sont en cours au niveau français avec EDF qui s'appuie sur :

- la société irlandaise Open Hydro, afin de réaliser un parc hydrolien de trois à six hydroliennes d'une capacité de 4 à 6 MW ;
- le projet HARVEST (**H**ydroliennes à **A**xe de **R**otation **V**ertical **S**tabilisé) qui fédère plusieurs organismes.

Le projet MegaWattForce_G3 a débuté en 2007, il est le fruit d'une réflexion commune de l'un des auteurs (P. Guinard) fort d'une expérience de nombreuses années en systèmes

hydrauliques et le professeur Avellan de l'Ecole Polytechnique de Lausanne, directeur du Laboratoire de Machines Hydrauliques.

Le projet s'est orienté vers des couples d'hydroliennes (voir Figure 2). Ces couples seront espacés d'une distance minimale qui évitera les phénomènes d'interférences dans le cadre de l'exploitation finale dans une ferme d'hydroliennes. Le couple de générateurs peut s'orienter dans le lit du courant grâce à un aileron stabilisateur, pour capter le maximum de courant (l'hydrolienne peut être dissymétrique et par conséquent optimisée). Une autre particularité du projet est la mise sous tuyère du rotor de l'hydrolienne.

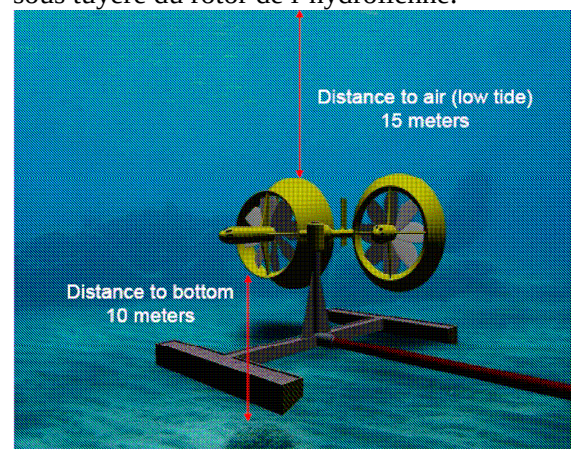


Figure 2 : Principe d'hydroliennes montées par paire.

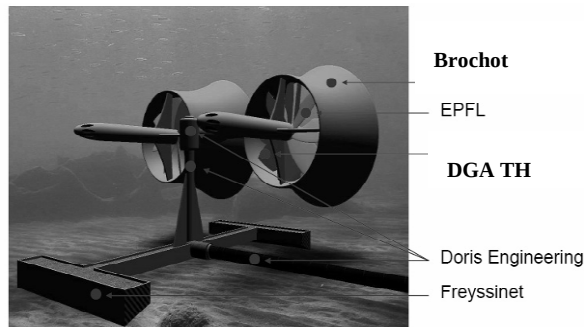
Le transfert d'énergie se fait par voie hydraulique. Le rotor de l'hydrolienne entraîne une pompe multi-étagée qui alimente un groupe de turbines Pelton couplées à des génératrices de production d'électricité.

1.3. Objectif

L'objectif du projet, qui est piloté par la société Guinard Energies, est d'optimiser le rendement hydrodynamique de l'hydrolienne. Il est en effet nécessaire d'avoir une production de l'énergie à un coût économique le plus intéressant possible, et ceci ne peut se faire que si la production est la plus élevée possible. Les performances visées sont de 3 à 4 MWh par an produits par un rotor sous tuyère.

La démonstration de la viabilité repose sur un démonstrateur à l'échelle 1/1 qu'il est prévu d'implanter en mer à la fin du premier

semestre 2011. Les demandes d'autorisation sont acquises. Le prototype mettra à contribution des sociétés qui ont acquis des compétences chacune dans leur domaine :



La construction de la tuyère sera confiée à la société Brochot spécialisée dans les constructions mécaniques très importantes. La société Doris Engineering étudie le système du mât et du socle du couple d'hydroliennes. L'EPFL s'occupe en partie du dessin du rotor du projet. DGA Th travaille sur le dessin de la tuyère et du rotor ainsi que les essais au modèle de l'ensemble. Quant à la société Freyssinet, spécialisée dans la maîtrise d'ouvrage en offshore, elle installera l'ensemble. Une autre partie, elle aussi fondamentale, du projet qui concerne la conversion en énergie n'est pas abordée ici.

La principale contrainte de ce projet est celle inhérente à tous les projets d'hydroliennes : la minimisation du besoin d'accessibilité (pour des raisons opérationnelles si les conditions de mers sont difficiles et essentiellement pour des raisons de coût).

1.4. Problématique

La validation du projet requiert approfondissement, calcul et expérimentation. La nécessité d'augmenter la vitesse de l'eau est primordiale pour l'intérêt économique du projet MWattForce. Dans ce contexte, le premier travail qui a été confié à DGA Techniques hydrodynamiques fut de déterminer une solution qui présente le rendement optimal au niveau du rotor sous tuyère sur une plage de fonctionnement la plus large possible.

Une première étape a été d'étudier les concepts de tuyères et de fixer les grandes dimensions (diamètre, type) en caractérisant leur influence sur le rendement de l'hydrolienne. Pour cette partie, des

simulations numériques ont permis de connaître les meilleurs débits dans la tuyère. Deux formes de tuyères ont ainsi été finalement retenues pour être testées expérimentalement.

Dans une deuxième étape, des échanges entre l'EPFL (Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne) et DGA Techniques hydrodynamiques ont permis de dessiner un rotor à quatre pales par chacun des deux organismes. La difficulté du projet au niveau du dessin du rotor nécessite l'alliance des compétences fondamentales de l'EPFL et des outils adaptés au dessin de propulseur de la DGA. Les deux rotors ont ensuite été testés dans le bassin de traction de DGA Techniques hydrodynamiques à Val de Reuil. Ceci a permis de valider une partie des simulations numériques, mais des interrogations demeurent. Les écoulements à l'intérieur de la tuyère sont complexes, il existe, à la vue des essais, des zones de décollements dans certaines configurations, qu'il faut parvenir à supprimer car elles diminuent le rendement de la tuyère en créant des zones d'eau morte qui ont une influence directe sur le débit dans la tuyère. Les résultats des essais réalisés sur modèles à petite échelle doivent être extrapolés au réel. Les méthodes développées pour les propulseurs autour de leur point nominal de fonctionnement ne sont pas valides. Il faut donc créer de nouvelles formules d'extrapolation.

Les résultats en terme de rendement n'étant pas satisfaisants sur les premières formes de rotors testés, une deuxième campagne a été conduite sur un rotor à pas variable (pales orientables) pour converger sur un pas optimal.

Ces trois premières étapes sont détaillées dans le paragraphe suivant.

2. DESCRIPTION DES CALCULS NUMÉRIQUES D'HYDROLIENNE

2.1. Prédimensionnement de la tuyère

Dans une première phase de simulations numériques, des calculs avec le logiciel FLUENT par une méthode RANS basée sur l'hypothèse d'un écoulement axisymétrique et d'un rotor de turbine modélisé par un saut de

pression ont permis d'explorer les grands paramètres et d'en extraire des conclusions générales sur la forme optimale de la tuyère. Pour réaliser ceci, de nombreuses géométries ont été générées et calculées. Pour chaque forme, une série systématique de calculs avec différentes valeurs de saut de pression permet de balayer la courbe de points de fonctionnement de l'hydrolienne pour déterminer le point de fonctionnement optimal et la puissance associée à cette géométrie. La Figure 3 et la Figure 4 présentent respectivement la courbe de puissance récupérée et la courbe de débit volumique en fonction de l'intensité du saut de pression pour une géométrie calculée.

On voit d'un côté qu'un saut de pression d'intensité faible correspond à un débit maximal dans la tuyère mais à un couple faible sur le rotor alors que, de l'autre côté, une intensité forte de saut de pression correspond à un faible débit dans la tuyère mais à un couple fort sur le rotor. L'étude permet d'évaluer le point intermédiaire fournissant le meilleur compromis entre ces deux cas : gros débit+faible chargement rotor et faible débit+fort chargement rotor.

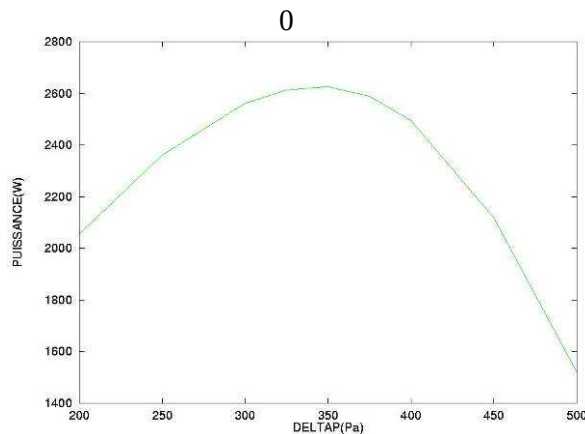


Figure 3 : Puissance maximale récupérable (W) en fonction de l'intensité du saut de pression ΔP (Pa) pour une géométrie donnée.

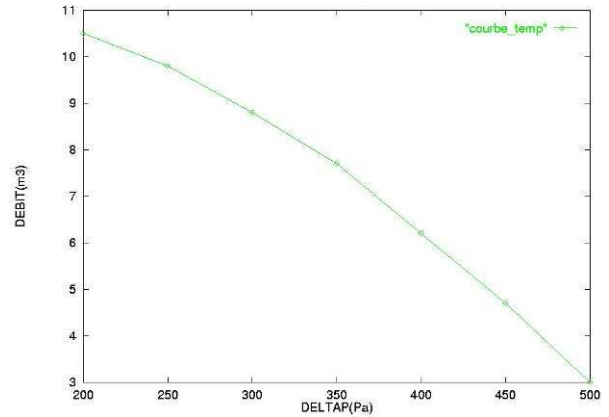


Figure 4 : Débit volumique rotor en fonction de ΔP (Pa) pour une géométrie donnée.

Une vue du maillage d'une partie du domaine de calcul est illustrée sur la Figure 6. Un exemple de forme envisagée est illustré sur la Figure 5.

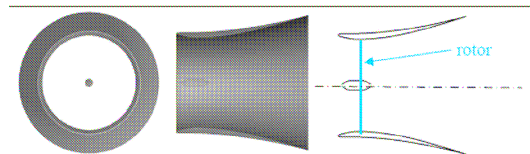


Figure 5 : Géométrie de tuyère

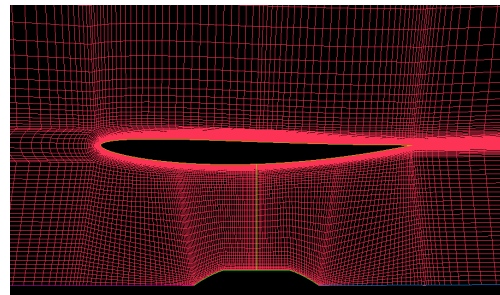


Figure 6 : Aperçu d'un maillage du domaine de calcul

Les paramètres importants de la géométrie de la tuyère ont été déterminés et une évaluation de la puissance récupérable a été systématiquement réalisée. Cette étude a démontré que le paramètre primordial du dimensionnement de la tuyère de l'hydrolienne est son diamètre de sortie. Cependant une géométrie optimale devra tenir compte de l'occurrence du décollement dans la tuyère et par conséquent la longueur de la tuyère devra être adaptée au diamètre de sortie pour limiter le phénomène.

Les formes de tuyères symétriques ne présentent pas de forts gains en accélération de l'écoulement dans la tuyère. L'étude de formes de convergent (diamètre d'entrée supérieur au

diamètre de sortie) a amené aux mêmes conclusions, ce qui nous a conduits à écarter ces dernières. Le dessin de la tuyère s'est orienté sur une forme de divergent avec un débit dans le disque rotor contrôlé par la section de sortie du divergent. La longueur maximale de la tuyère a été choisie pour des impératifs industriels par « Guinard Energies », puis la section de sortie a été augmentée au maximum jusqu'à atteindre la limite du décollement pour récupérer le maximum d'énergie avec un diamètre de partie tournante (le rotor) fixé. Cette première étude a montré que le facteur d'accélération de l'écoulement dans la tuyère pouvait atteindre la valeur de 1.4, comme illustré sur la Figure 7. A titre indicatif, sans rotor ce facteur atteint 2, mais dans ce cas, aucune énergie n'est récupérée.

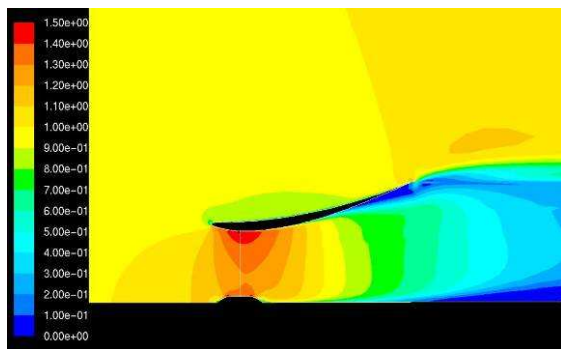


Figure 7 : Norme de la vitesse axiale dans la tuyère U/U_{∞}

2.2. Calculs de nouveaux concepts de tuyère

Dans une deuxième étude, de nouveaux concepts de tuyère illustrés sur la Figure 8 ont été étudiés en combinant des carénages de diverses manières. Ils ont tous pour but d'augmenter le débit de fluide qui passe dans le rotor.

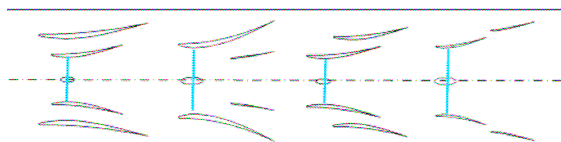


Figure 8 : Aperçus de nouveaux concepts de tuyère.

Cette étude a démontré que la première configuration à gauche sur la Figure 8, dite « tuyère emboîtée », apporte un gain de 40% de puissance récupérée comparativement à une tuyère simple pour un encombrement,

malheureusement, deux fois plus important en diamètre.

La deuxième configuration en partant de la gauche sur la Figure 8 n'apporte quant à elle, qu'un gain de 10% de puissance récupérée comparativement à une tuyère simple d'encombrement équivalent. Les gains obtenus par cette configuration sont faibles car il semble que le divergent emboîté ne réduise pas le décollement mais le « déplace » du bord de fuite de la tuyère vers l'axe de symétrie de l'hydrolienne.

Pour ces configurations et la configuration de référence (tuyère simple), le comportement en inversion de courant a été étudié. Il s'agit de configurations au réel correspondant à une inversion du courant sans changement de l'orientation de l'hydrolienne.

Cette étude de rendement de l'hydrolienne en courant inversé cherche à déterminer si l'hydrolienne doit pivoter à la bascule du courant ou si elle peut rester fixe et voir un courant inverse une fois sur deux. L'inversion du sens du courant sans modification de l'orientation de l'hydrolienne amène une chute de la puissance récupérée de l'ordre de 50% pour les diverses configurations, comparativement à la valeur de la puissance récupérée pour le courant dans le « bon » sens. Il faut cependant considérer ces chiffres avec réserves car l'allure de l'écoulement obtenu laisse à penser que l'hypothèse d'écoulement axisymétrique atteint ses limites pour ces cas de calcul où des décollements massifs apparaissent comme illustré sur la Figure 9. Il faudrait réaliser des calculs 3D complets instationnaires pour apprécier l'allure de l'écoulement lors de l'inversion du courant.

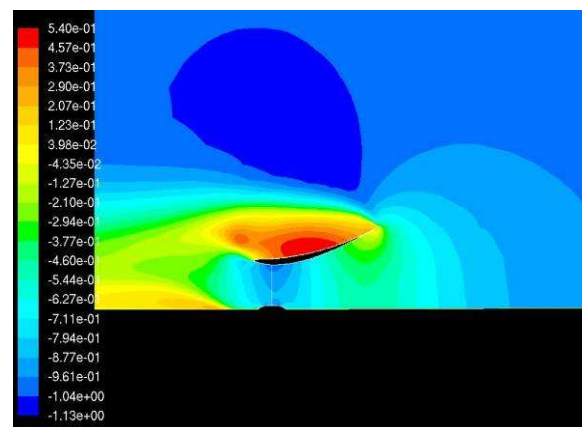


Figure 9 : Norme de la vitesse axiale dans la tuyère lors d'une inversion de courant.

Les deux configurations de droite sur la Figure 8 présentent des gains de puissance récupérée respectifs de 38 et 22% pour des encombrements respectifs deux fois plus grands et identiques à une tuyère simple. Ces configurations sont des pistes de réflexion pour des évolutions futures de la géométrie de l'hydrolienne. La configuration de droite présente une tuyère découpée en deux profils disposés l'un derrière l'autre. L'espace libre entre les deux profils permet alors d'aspirer un fort débit de fluide sur la surface interne de la deuxième tuyère à l'endroit même où le décollement apparaît sur la configuration « tuyère simple ». Cela revient (de la même manière qu'en aérodynamique) à souffler la couche limite et à la recoller au profil et ainsi à diminuer le décollement de l'écoulement. L'idée est d'apporter du fluide à haute vitesse dans ses zones de fort ralentissement comme illustré sur la Figure 10

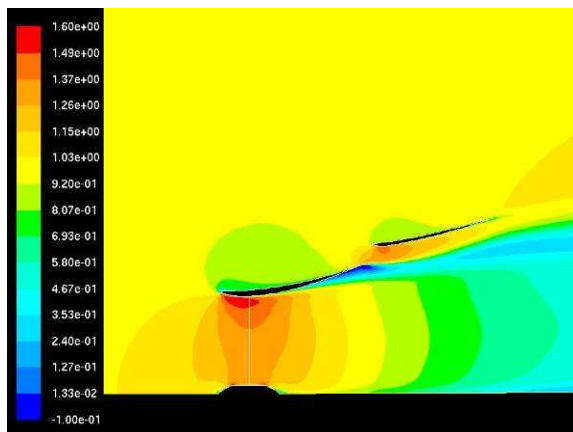


Figure 10 : Norme de la vitesse axiale dans la double tuyère.

Cette configuration doit permettre d'envisager des tuyères de forte ouverture avec un encombrement axial limité.

2.3. Calcul de la géométrie du rotor

Une première géométrie de la tuyère étant définie (Figure 5), une autre étude numérique a été conduite afin de déterminer une géométrie de rotor par le biais de simulations RANS 3D intégrant le propulseur. Cette hélice devant être compatible avec la tuyère et respecter des contraintes de cavitation et de rendement et de résistance des matériaux.

Une première géométrie à 4 pales a été dessinée par l'EPFL en se basant sur une théorie de conception des rotors d'éolienne (référence [5]). La géométrie finale est illustrée sur la Figure 11

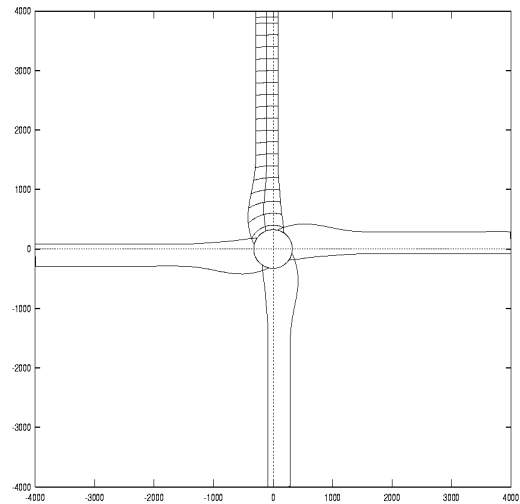


Figure 11 : Rotor 4 pales.

Une deuxième géométrie a été dessinée par la suite par DGA Techniques hydrodynamiques selon la méthodologie décrite ci-après.

2.3.1. Méthode

On utilise la chaîne dite de conception de propulseurs mise en place par DGA Techniques hydrodynamiques depuis le milieu des années 1990. Cette chaîne de calculs spécialement dédiée à l'évaluation / expertise / conception des propulseurs marins, en particulier les machines axiales (avec/sans tuyère, multi-étagées,...) a été éprouvée et validée avec des essais sur modèle et des mesures à l'échelle du réel sur des navires de surface comme des sous-marins.

Pour l'évaluation des performances propulsives, les résultats sur les coefficients de couple, de poussée et les rendements sont précis (écarts par rapport aux essais inférieurs à quelques pourcents) pour un fonctionnement nominal pour un propulseur (la partie tournante fournit de l'énergie au fluide). Ce domaine correspond à un domaine d'expertise de DGA Th.

Les comparaisons calculs/essais pour des régimes de fonctionnement du type récepteur (la partie tournante reçoit de l'énergie du fluide), bien que moins satisfaisantes (de

l'ordre de 5%) s'avèrent largement suffisantes dans une phase d'avant-projet.

La chaîne de calcul s'appuie d'une part sur des codes du commerce pour la partie solveur (Fluent pour les calculs hydrodynamiques et Abaqus pour les calculs de structure) et d'autre part sur des outils dédiés, conçus au sein de DGA Th, qui permettent des générations systématiques de formes type « pale d'hélice », la réalisation de maillages volumiques ou surfaciques adaptés aux solveurs et tous les outils de pré et post traitements.

Le processus de conception est itératif : le calcul systématique des formes, l'analyse des performances, l'analyse des écoulements permettent d'améliorer au fur et à mesure le dessin d'itération en itération. Il ne s'agit en aucun cas d'un processus implicite dans lequel, à partir de données d'entrée, il ressort automatiquement une forme optimisée, mais d'un processus entièrement piloté par l'ingénieur en charge de la conception du propulseur.

C'est ce type d'approche itérative qui est mis en place pour le dessin du nouveau rotor de l'hydrolienne.

Pour la phase de conception d'un nouveau rotor, on travaille avec les restrictions suivantes :

- Absence de modélisation des jambes de maintien moyeu-tuyère situées en amont et en aval du rotor dans le concept actuel,
- Modélisation d'une seule aube de rotor et utilisation de conditions de cyclicité pour prendre en considération l'ensemble des pales,
- Calculs réalisés à l'échelle du réel sans rugosité,
- Présence d'un écoulement infini amont uniforme et sans incidence par rapport à l'axe de rotation du rotor.

L'ensemble de ces hypothèses permet de simplifier le maillage (discrétisation du domaine en parties élémentaires dans lesquelles sont évaluées la pression, les composantes du vecteur vitesse et la turbulence) et de diminuer en conséquence les temps de calcul. La Figure 12 présente un aperçu du maillage d'une pale et de la demi tuyère.

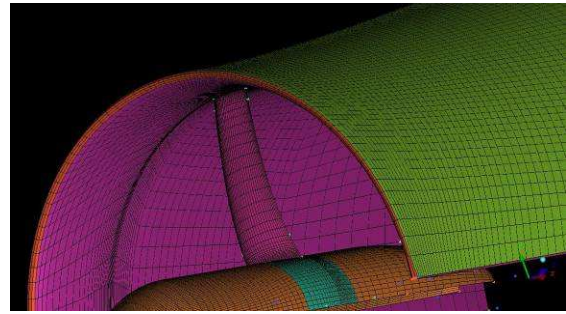


Figure 12 : Visualisation du maillage d'une pale et de la demi-tuyère.

Pour cette étude, la vitesse de rotation de la partie rotorique s'avère être une donnée de sortie. Il s'agit, en effet, d'identifier pour chaque dessin la puissance maximale récupérée y compris en jouant sur le nombre de tours.

Aussi, pour chaque concept étudié au cours du processus de conception, plusieurs calculs sont effectués pour différentes vitesses de rotation afin d'identifier l'énergie maximale recevable.

En effet, entre les deux cas extrêmes (débit maximal avec un couple nul sur le rotor et débit bloqué avec un couple maximal) qui correspondent à une puissance récupérée nulle, se situe un optimum d'énergie recevable. En fonction du dessin (en particulier le pas du rotor), cet optimum se déplace, selon le nombre de tours.

2.3.2. Précision des calculs

Dans une première phase de conception (1 seule aube de rotor modélisée, maillage peu dense), on sait par expérience que la puissance rotorique calculée est systématiquement sous-estimée. Cette sous-estimation est principalement due à la discrétisation du maillage.

Toutefois, la démarche d'optimisation de la puissance récupérée est effectuée avec des maillages identiques du point de vue topologique (répartition, nombre de mailles). Ceci garantit la hiérarchie entre les différentes configurations géométriques calculées vis-à-vis de l'énergie récupérable.

Afin d'évaluer plus finement la valeur quantitative, il faut soit faire des calculs très lourds (modélisation complète, approche instationnaire, ...), soit faire des essais dont on

sait par ailleurs qu'ils minimiseront aussi la puissance récupérable à l'échelle du réel.

2.3.3. Géométrie finale

L'étude numérique a finalement conduit à modifier la première géométrie de rotor à 4 pales pour converger sur la forme illustrée sur la Figure 13. Cette forme présente les caractéristiques suivantes :

- Passage à deux pales,
- Existence d'un léger dévers (bord d'attaque banané en vue de face) qui permet de répartir le choc lors du passage du rotor dans le sillage des bras de maintien,
- Augmentation de la corde pour tenir les contraintes mécaniques dans la pale et répartir au mieux le niveau de dépression afin de réduire l'apparition de cavitation,
- Diminution conséquente du calage avec respectivement en pied ($r/R=0.20$) et en tête ($r/R=1.0$) une diminution respective de 15 et 3 degrés.

Cette étude a mis en évidence que la précédente géométrie induisait des décollements massifs dans la tuyère avec une forte zone de recirculation en aval du pied du rotor, (Figure 14). La nouvelle géométrie ne présente plus de décollement massif ce qui permet d'obtenir un débit dans la tuyère supérieur de 25% et un coefficient de puissance en augmentation de 30%.

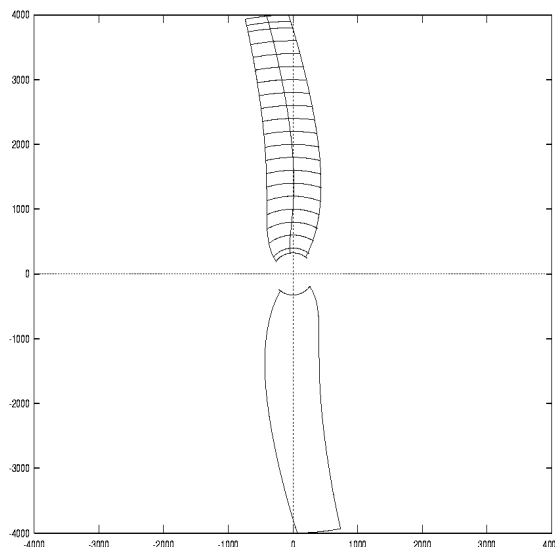


Figure 13 : Rotor 2 pales.

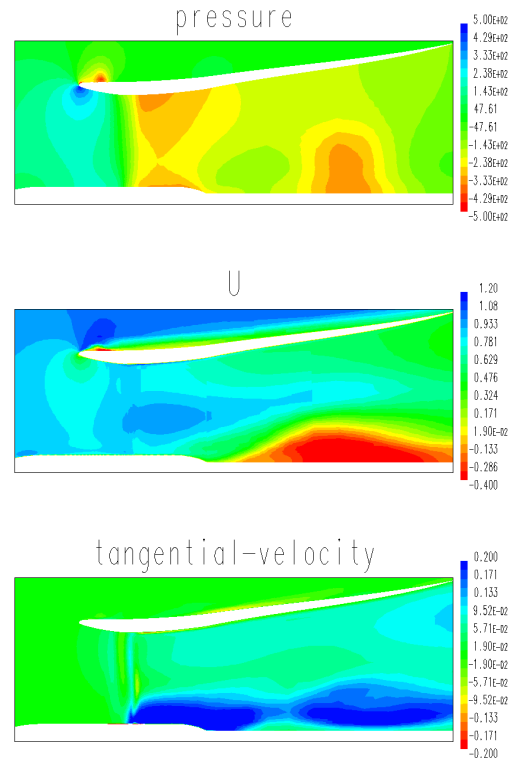


Figure 14 : Rotor 4 pales initial. Pour une vitesse unitaire du courant : en haut la pression statique en Pa, au milieu la vitesse axiale en U/U_o et en bas la vitesse tangentielle W/U_o

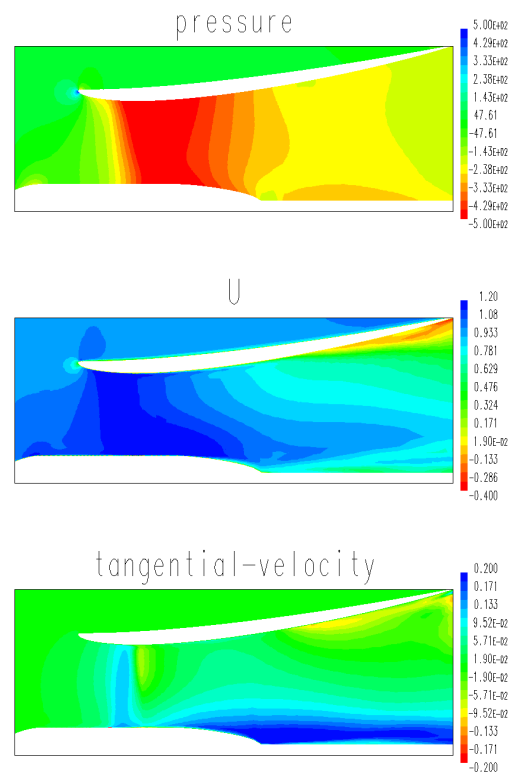


Figure 15 : Rotor 2 pales final. Pour une vitesse unitaire du courant : en haut la pression statique en Pa, au milieu la vitesse axiale en U/U_o et en bas la vitesse tangentielle W/U_o

3. DESCRIPTION DES ESSAIS D'HYDROLIENNE

3.1. Principe de l'essai

Le principe du montage d'essai tel que représenté sur la figure ci-après, consiste à tracter l'hydrolienne dans un bassin rempli d'eau au repos. La vitesse de traction simule la vitesse du courant.

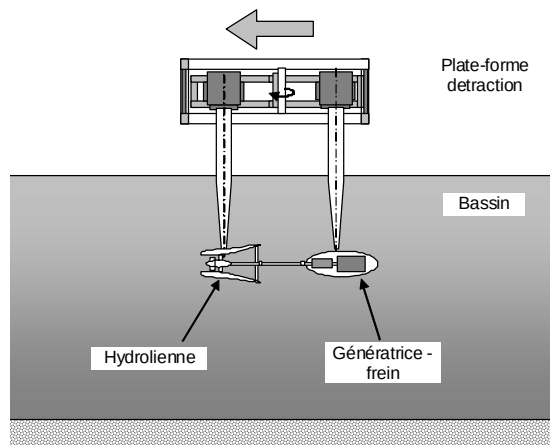


Figure 16 : Principe du montage d'essais

Afin d'établir des courbes de fonctionnement d'hydrolienne pour différents couples résistifs, l'hydrolienne est couplée à une génératrice-frein dont on pilote indirectement le couple résistif en pilotant la vitesse de rotation.

Contrairement au cas réel, le montage d'essai nécessite de mettre en place un caisson caréné dans lequel est installée la génératrice-frein. Afin de limiter l'interaction de ce caisson avec l'écoulement aval de l'hydrolienne en sortie de tuyère, un calcul de validation du montage d'essais a été entrepris pour déterminer la distance minimale entre l'hydrolienne et la génératrice-frein pour limiter les interactions. Une vue des lignes de courant obtenues est illustrée sur la Figure 21.

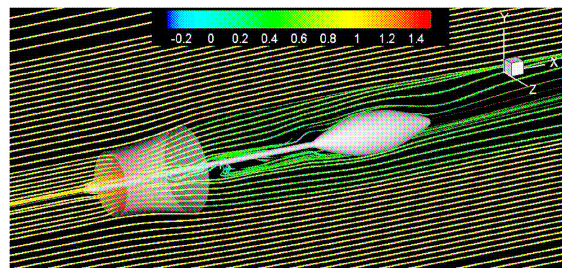


Figure 17: Calcul d'interaction pour le montage d'essais

3.2. Description du moyen d'essais :

Les essais ont été réalisés dans un bassin de traction équipé d'une plate-forme qui tracte l'hydrolienne.

Abrité sous un bâtiment de six cents mètres de long, le Bassin Emille Barillon a une longueur de près de 545m, pour 15m de largeur et 7m de profondeur. Mue par des moteurs électriques très rapides et précis, sa plate-forme, d'une masse de 120 tonnes, se propulse à une vitesse variant entre 0,1 et 12m/s : on peut ainsi simuler pour le navire réel une vitesse de 70 nœuds. Le B600 est également équipé d'un générateur de houles régulières et irrégulières monodirectionnelles dont les hauteurs crêtes à creux peuvent atteindre 1m de haut.

Sa taille exceptionnelle permet au DGA Techniques hydrodynamiques de réaliser des essais à grande échelle de maquettes de plates-formes navales. Les maquettes peuvent atteindre les 11 à 14 m (4 à 7 t). Cette possibilité est utilisée pour des navires à 3 ou 4 lignes d'arbres propulsives dont l'échelle des propulseurs doit être suffisamment grande pour que le fonctionnement du propulseur soit représentatif du cas réel.

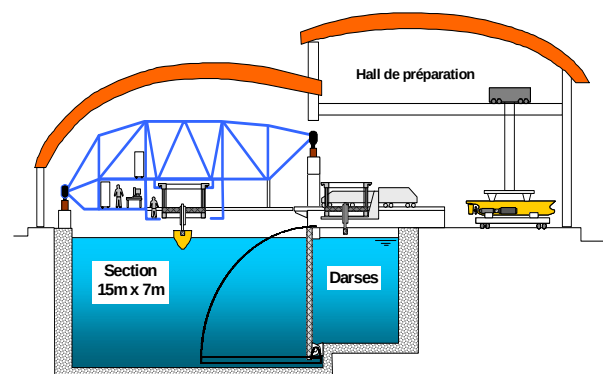


Figure 18 : Bassin de traction Emile Barrillon

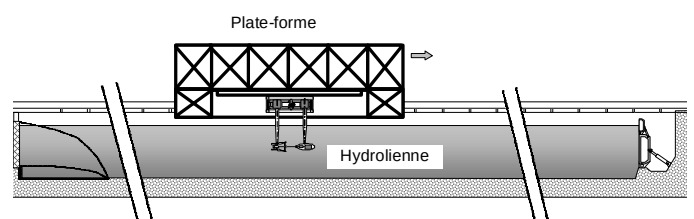


Figure 19 : Bassin de traction Emile Barrillon

3.3. Description du montage d'essais:

La maquette de l'hydrolienne est au 16^{ème} du prototype, cette échelle permet de réaliser des essais proches du réel, tout en limitant les effets de confinement des parois du bassin, du fond et de la surface libre ; elle permet aussi de respecter les gammes de mesure des capteurs et la puissance des génératrices-freins. Les principales données de la maquette sont résumées dans le Tableau 1. Seuls la tuyère, le stator amont, le stator aval et le rotor sont à échelle réduite du prototype. La pompe multi-étagée n'est que partiellement représentée (longueur non en similitude).

D rotor	(m)	0.5
D moyeu	(m)	0.0812
D entrée tuyère	(m)	0.5437
D sortie tuyère	(m)	0.7479
L tuyère	(m)	0.7291
L moyeu	(m)	0.475
L capot moteur	(m)	1.215
D capot moteur	(m)	0.340
L ligne d'arbres	(m)	1.594
D ligne d'arbres	(m)	0.050
Immersion à l'axe	(m)	3.5
Température T	(°C)	14
Masse volumique ρ	(kg/m ³)	999

Tableau 1 : Principales données de la maquette et des conditions d'essais

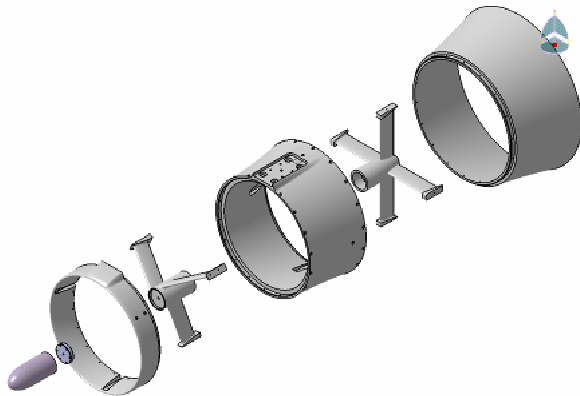


Figure 20 : Vue éclatée de l'ensemble tuyère+stators.

La Figure 20 illustre une vue éclatée du montage de l'ensemble tuyère+stators. La tuyère est réalisée en 3 parties pour permettre le démontage du rotor par l'avant ainsi qu'une modification des parties arrière et avant en conservant une partie centrale constante.



Figure 21: Vue du montage d'essai.

Le moteur utilisé en génératrice est caréné (fuseau jaune sur la Figure 21) et suffisamment éloigné de l'hydrolienne pour limiter au maximum son interaction avec la tuyère. Les jambes des stators amont et aval sont décalées et désaxées pour atténuer les sauts de pression lors du passage des pales. Un allongement factice du moyeu vers l'avant est réalisé pour représenter l'encombrement de la pompe multi-étagée. La fixation de la tuyère sur la jambe est affinée au maximum pour limiter les interactions de la jambe sur la tuyère (Cf. Figure 22). Le premier rotor testé en essai est présenté sur la Figure 23.

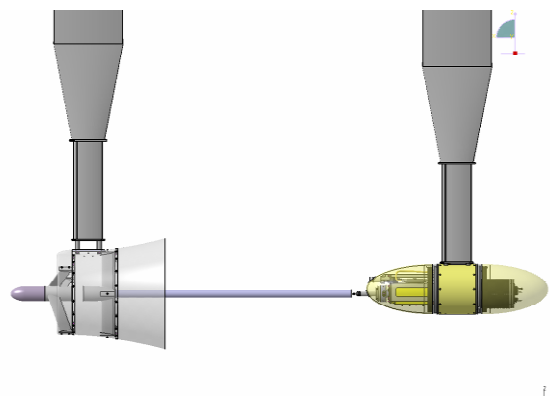


Figure 22 : Montage d'essai de l'hydrolienne



Figure 23 : Photos du rotor 4 pales monté dans la tuyère.

Paramètre	Unité	Gamme	Equipement
Poussée	(N)	400 kg	Capteur moyeu
Couple	(N.m)	20 N.m	Capteur moyeu
Vitesse de rotation	(tr/s)	-	Top tour
Pression n°1 à 7	(Pa)	100 mBar	Pression différentielle
Vitesse plate-forme	(m/s)	-	Roue codeuse
Température de l'eau	(°C)	-	Thermomètre électronique
Vidéo		-	Caméra couleur étanche

Tableau 2 : Mesures effectuées

L'ensemble des mesures réalisées est résumé dans le Tableau 2. Tout d'abord, les efforts exercés par le fluide sur le rotor (traînée et couple) sont mesurés par un capteur intégré dans le moyeu permettant de récupérer la poussée et le couple sur le rotor en s'affranchissant de tout frottement de palier parasite inhérent sur des lignes d'arbres de grande longueur.

Des prises de pression sont positionnées le long de la surface de la tuyère pour déterminer un profil longitudinal de pression. Les positions respectives des prises de pression sont présentées sur la Figure 24, les positions sont fournies par rapport au bord d'attaque de

la tuyère. Les prises de pression sont renvoyées en surface par le biais de capillaires qui sont intégrés dans la jambe de traction.

La vitesse d'avance de la plateforme (servant à simuler le courant) est mesurée au moyen d'une roue codeuse. La précision est inférieure à 1/1000. La vitesse de rotation du rotor est mesurée par l'intermédiaire de tops tours.

Un projecteur et une caméra sont insérés au sein du capot moteur pour visualiser l'intérieur de la tuyère. Des brins de laine ont été fixés à l'intérieur de la tuyère pour visualiser de potentiels décollements.

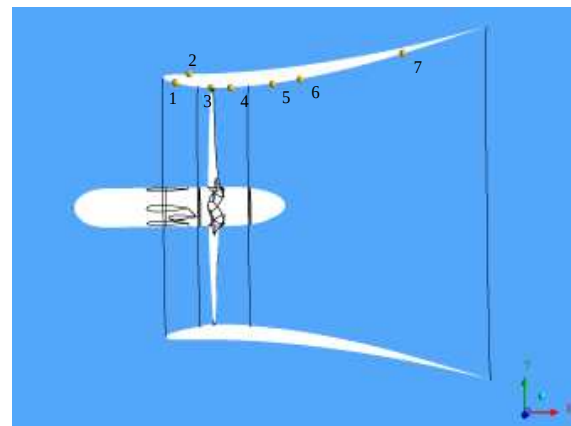


Figure 24 : Position des prises de pression sur la tuyère de l'hydrolienne

4. PERFORMANCES DE L'HYDROLIENNE

Après avoir présenté les outils permettant de travailler sur le design de l'hydrolienne ainsi que les premiers résultats obtenus, cette partie va aborder de manière quantitative les caractéristiques de l'hydrolienne développée.

4.1. Notations

L'objectif des essais est de balayer tous les points de fonctionnement de l'hydrolienne indépendamment de son contexte d'utilisation c'est-à-dire de son couplage avec une machine (hydraulique ou électrique). On balaye ainsi, pour une même vitesse de courant, une large plage de vitesse de rotation autour de la vitesse nominale de dessin.

Les résultats des essais sont alors analysés sous forme adimensionnelle afin de pouvoir les extrapoler à l'échelle du prototype. En

effet, au même titre que ce qui est pratiqué sur les courbes de pompes ou de propulseur marins, on peut réduire les courbes de fonctionnement en couple ou puissance rotor en utilisant le paramètre d'avance et les coefficients de couple ou puissance.

U	m/s	Vitesse circonférentielle
V	m/s	Vitesse d'avance de la plateforme
$\omega=2\pi N$	rad/s	Vitesse de rotation du rotor
D	m	Diamètre rotor
N	tr/s	Vitesse de rotation du rotor
$A=\pi D^2/4$	m ²	Surface du disque rotor
ρ	kg/m ³	Masse volumique de l'eau
Q	N.m	Couple rotor
$\lambda = \omega R/V$	-	Paramètre d'avance
$CP = \frac{P}{(0.5\rho V^2)}$	-	Coefficient de pression
$Cp = \frac{(8\omega Q)}{(\pi D^2 \rho V^3)}$	-	Coefficient de puissance

Tableau 3 : Notations

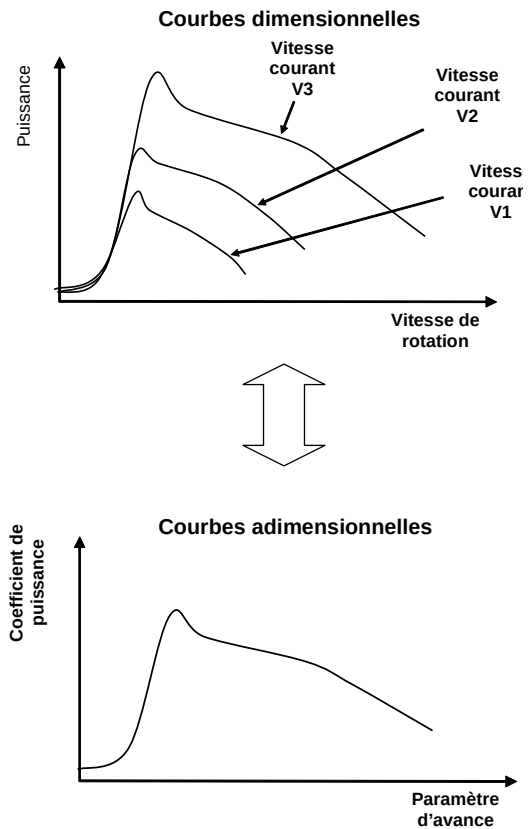


Figure 25 : Adimensionnalisation des résultats

4.2. Définition du point de fonctionnement

Pour une vitesse de courant donnée, les résultats d'essais permettent de tracer la courbe de couple du rotor en fonction de la vitesse de rotation. De la forme de ces courbes et de la courbe supposée du couple résistant, on peut discuter de la stabilité du point de fonctionnement.

La Figure 27 présente l'illustration de la stabilité du point de fonctionnement de l'hydrolienne. Si l'on se place sur la partie croissante de la courbe de couple rotor, la pente de couple d'entraînement de pompe est de même signe et l'on aura un fonctionnement instable. Par opposition, si l'on se place sur la partie décroissante de la courbe de couple rotor, la pente de couple d'entraînement de pompe est de signe contraire et l'on aura un fonctionnement stable. La gamme de fonctionnement de l'hydrolienne devra donc se situer pour des points de fonctionnement situés après le pic de couple sur le rotor.

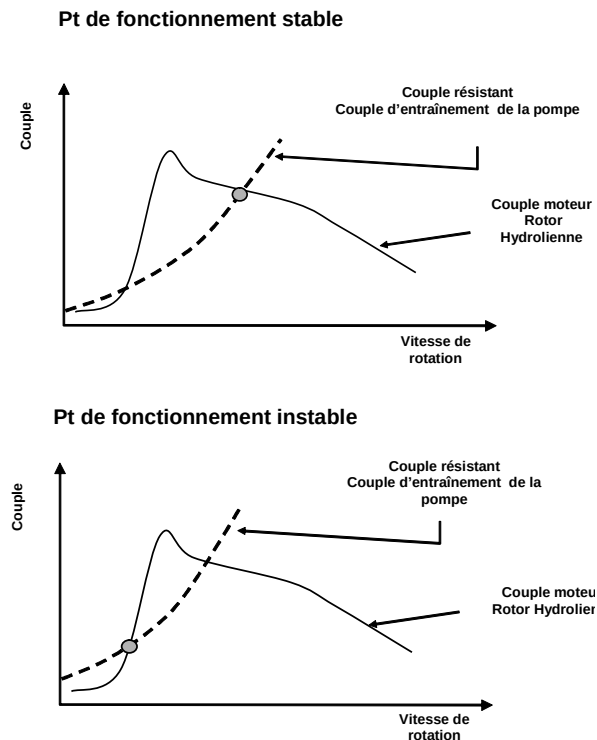


Figure 26 : Stabilité du point de fonctionnement

4.3. Résultats des simulations numériques

Les résultats sont donnés ici pour une hydrolienne à l'échelle du prototype qui présente donc un diamètre rotor de 8 m. On rappelle que pour une « bonne » éolienne (qui s'apparente à une hydrolienne sans tuyère), on trouve un coefficient de puissance au voisinage de 0.3 pour un paramètre d'avance allant de 20 à 30.

Les simulations numériques ont été conduites à l'échelle du réel pour une vitesse de courant de 4.81m/s et au point de fonctionnement fournissant le maximum de puissance récupérée. On obtient une puissance à l'arbre rotor respectivement de 1.76 et 1.36MW pour le nouveau rotor 2 pales et le rotor 4 pales. On constate donc, numériquement, un gain de 29% à l'avantage du nouveau rotor.

On rappelle qu'au stade de la conception les calculs tendent à minimiser la puissance récupérée, mais que la hiérarchie et les gains calculés entre des configurations différentes sont respectés. On peut donc s'attendre à des gains supérieurs sur le prototype.

Pour le régime de fonctionnement optimal on peut déduire l'énergie récupérable en fonction de la vitesse à l'infini amont en extrapolant

sans prise en compte des effets d'échelle (variation du nombre de Reynolds modifiant l'écoulement). On fait cette démarche pour les deux diamètres de 6 et 8 mètres. On trace cette puissance sur la Figure 27.

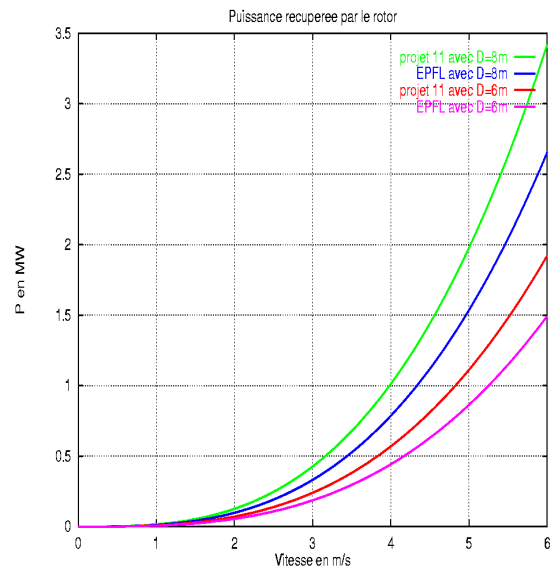


Figure 27 : Puissance récupérée à l'arbre rotor en fonction de la vitesse de courant pour le rotor à 4 pales avec un diamètre de 6m (violet) ou 8m (bleu) et le rotor à deux pales avec un diamètre de 6m (rouge) ou 8m (vert).

4.4. Résultats d'essais

Les conditions des essais doivent prendre en compte les effets de Reynolds. En effet, les effets des écoulements fluides ne sont pas identiques sur la maquette au 16^{ième} et sur le prototype, et en particulier les forces dites visqueuses (frottement du fluide sur la paroi) ne peuvent pas être extrapolées simplement. La vitesse de parcours a été définie à 2 m/s pour limiter les effets d'échelle et se rapprocher au mieux du réel, sans risquer d'endommager les matériels de mesures.

Seule la géométrie du rotor à 4 pales a été testée à l'heure actuelle sur le montage d'essai. La géométrie du rotor à 2 pales sera testée lors d'une campagne d'essai à venir.

Le relevé des capteurs de pression positionnés sur la face interne de la tuyère est comparé aux résultats issus des simulations numériques sur la Figure 28.

La Figure 29 présente le coefficient de puissance de l'hydrolienne en fonction du paramètre d'avance. Le dessin de rotor à 4

pales a été testé sous deux longueurs de tuyères. Ceci permet d'arrêter la géométrie de la tuyère sur la version tuyère courte, l'allongement de la tuyère n'apportant aucun gain de puissance.

Une deuxième campagne d'essai a permis cette fois de faire évoluer le pas des pales du rotor à 4 pales par un système de pas variable. Ainsi, sur la Figure 30, le coefficient de puissance maximal passe de 0.55 à 0.64 pour une augmentation de pas de 5° . Il est donc important d'optimiser le pas du rotor pour améliorer le rendement de l'hydrolienne. Il serait d'ailleurs intéressant de pousser la valeur du pas à des valeurs supérieures car la valeur extrême testée ($+5^\circ$) montre encore une amélioration du rendement.

Néanmoins la conséquence négative de cette augmentation du pas se fait ressentir sur l'étendue de la plage utile qui passe de l'intervalle $3 < \lambda < 7$ pour un pas de 0° avec un coefficient de puissance variant de 0.37 à 0.40 à l'intervalle $3 < \lambda < 5$ pour un pas de 5° avec un coefficient de puissance variant de 0.49 à 0.53.

La courbe de puissance extrapolée à l'échelle du prototype ($D=8m$) sans prise en compte des effets d'échelle pour la configuration (rotor 4 pales avec $+5^\circ$ de pas) est tracée sur la Figure 31 pour deux points de fonctionnement : $\lambda=3.1$ et $\lambda=5$.

Un parcours a été réalisé en injectant de l'air sous pression à l'intérieur de la tuyère au niveau de l'orifice ayant servi de prise de pression n°4 sur la Figure 24. La Figure 32 regroupe trois prises de vue de l'intérieur de la tuyère de l'hydrolienne. La première prise de vue est fournie pour une vitesse plateforme nulle et une vitesse de rotation de rotor nulle. Elle permet d'observer la trajectoire des bulles d'air pour une hydrolienne à l'arrêt. On observe bien une remontée des bulles par hydrostatique le long du profil de la tuyère avec une agglomération en amas.

La deuxième prise de vue est fournie pour une vitesse plateforme de 2m/s et une

vitesse de rotation de rotor de 2tr/s ($\lambda=1.53$). Si l'on regarde la courbe de coefficient de puissance, on se situe dans la zone à faible rendement où le rotor tourne lentement et doit donc entraîner un fort décollement dans la tuyère. On observe alors une trajectoire des bulles d'air sous la forme d'un nuage diffus caractéristique d'un écoulement fortement perturbé que l'on peut qualifier de décollé. Le flux d'air est diffusé par les vitesses de cisaillement dans le fluide.

La troisième et dernière prise de vue est fournie pour une vitesse plateforme de 2m/s et une vitesse de rotation de rotor de 4tr/s ($\lambda=3.15$). Si l'on regarde la courbe de coefficient de puissance, on se situe dans la zone à fort rendement où le rotor tourne à sa vitesse optimale et on s'attend à un minimum de décollement dans la tuyère. On observe alors une trajectoire rectiligne des bulles d'air caractéristique d'un écoulement non décollé. Le flux d'air est aspiré par la ligne de courant passant au droit de l'injecteur d'air et reste localement prisonnier de celle-ci (la pression hydrostatique la faisant conjointement remonter à la surface).

Ces observations permettent en première approximation de conforter le fait que la tuyère ne présente pas de décollement en proche paroi dans cette zone. L'observation des brins de laine vient confirmer cette remarque puisque sur la première et la deuxième prise de vue leur position est anarchique et oscille dans le temps alors que pour la troisième prise de vue, on voit qu'ils s'alignent sur une ligne de courant de manière stabilisée dans le temps. Toutefois, ces observations ne permettent pas de conclure sur l'occurrence d'un décollement à l'intérieur de la tuyère et particulièrement derrière le moyeu comme observé sur les résultats des simulations numériques.

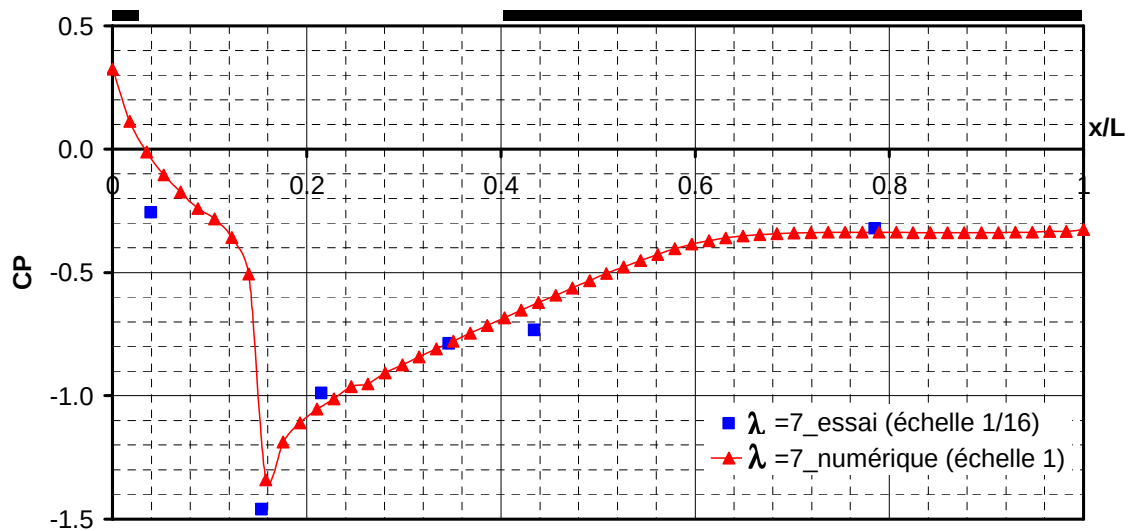


Figure 28 : Comparaison du profil de coefficient de pression sur la face interne de la tuyère pour $\lambda=7$.
H3415 et H

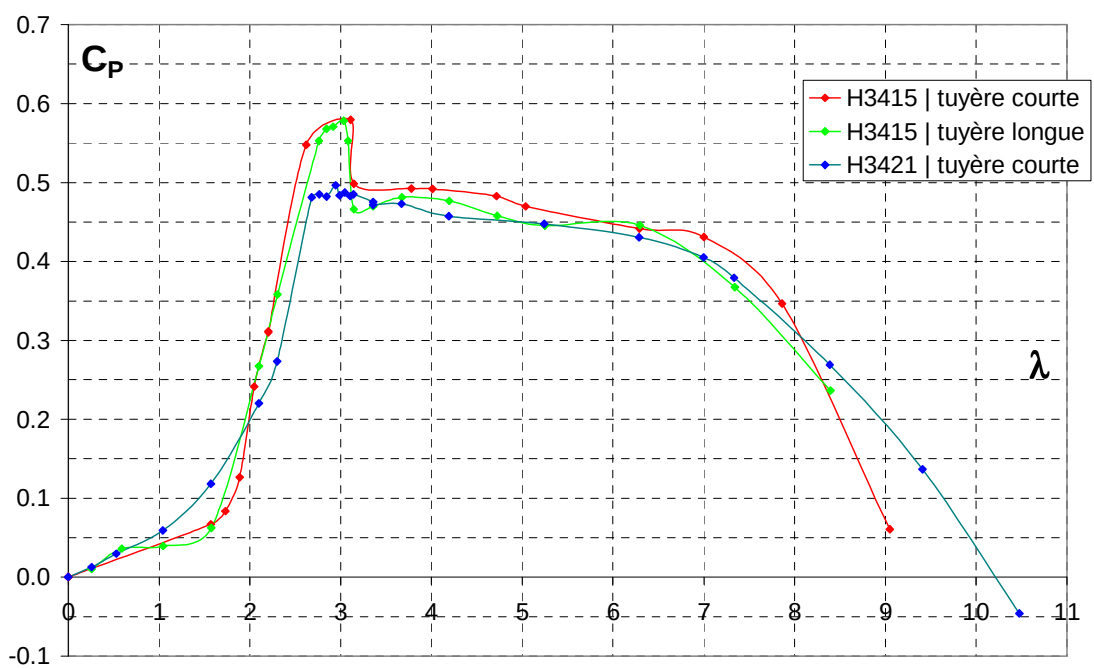


Figure 29 : Comparaison des courbes de coefficient de puissance pour les configurations : rotor 4 pales et tuyère courte, rotor 4 pales et tuyère longue pour une vitesse plateforme de 2m/s. Le rotor H3421 est un rotor non abordé ici.

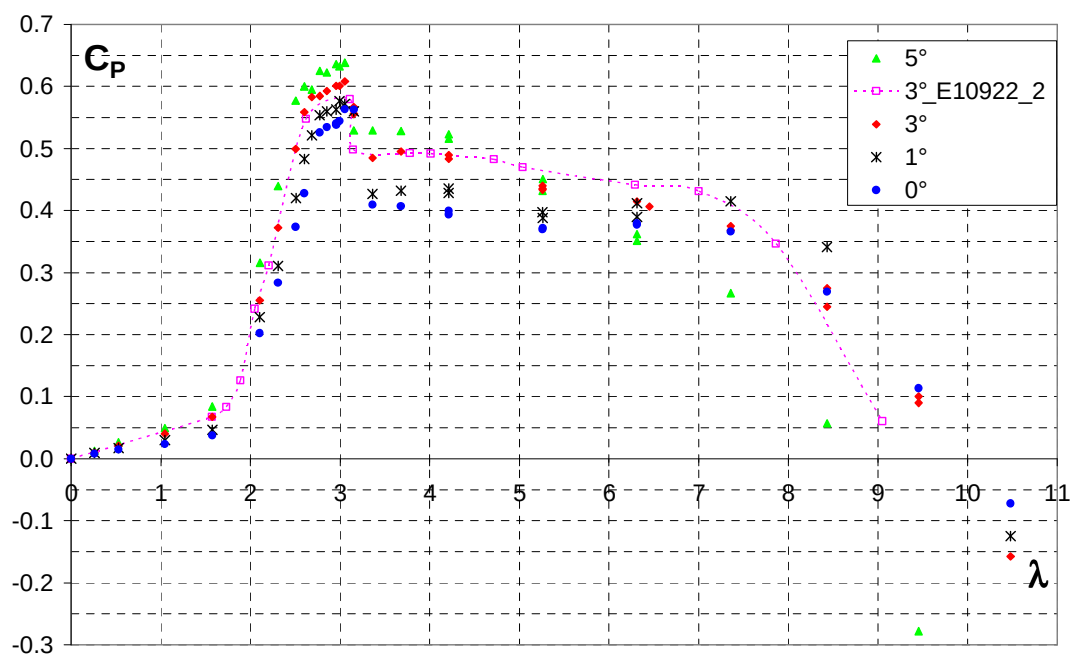


Figure 30 : Comparaison des courbes de puissance pour les configurations : rotor calé au pas de 0°, 1°, 3° et 5° et tuyère courte pour une vitesse plateforme de 2m/s. Les résultats d'une précédente campagne d'essai au pas de 3° sont également tracés

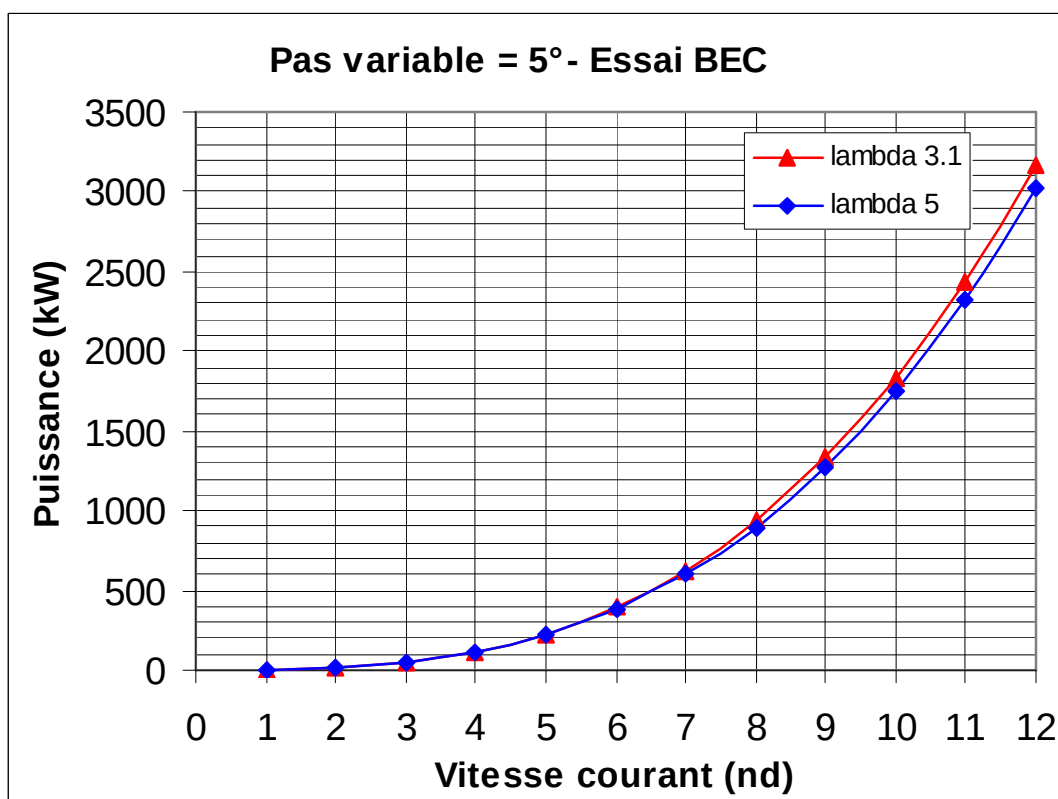


Figure 31 : Courbe de puissance pour la configuration (rotor 4 pales calé au pas de 5°) à l'échelle du prototype (D=8m).

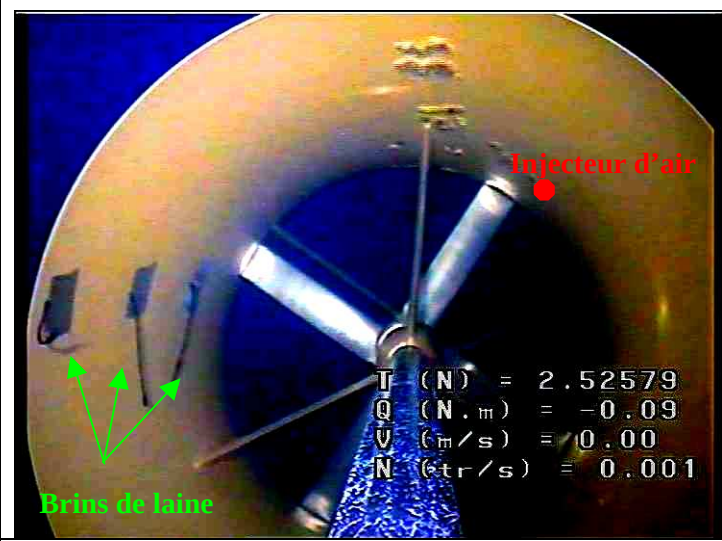
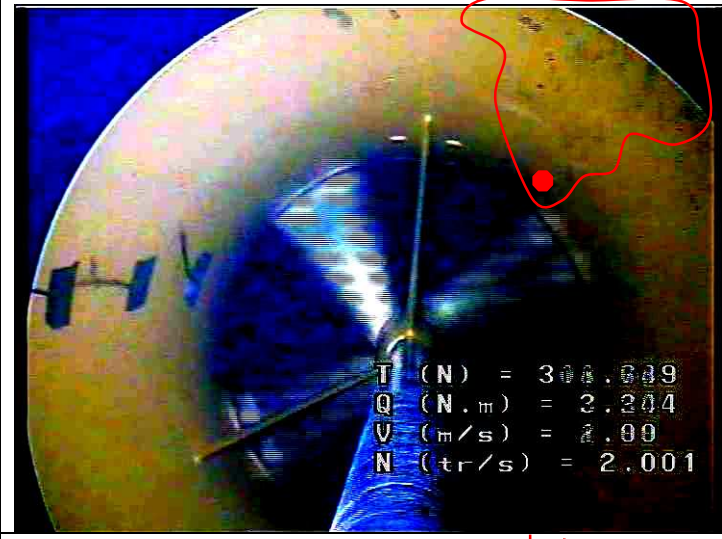
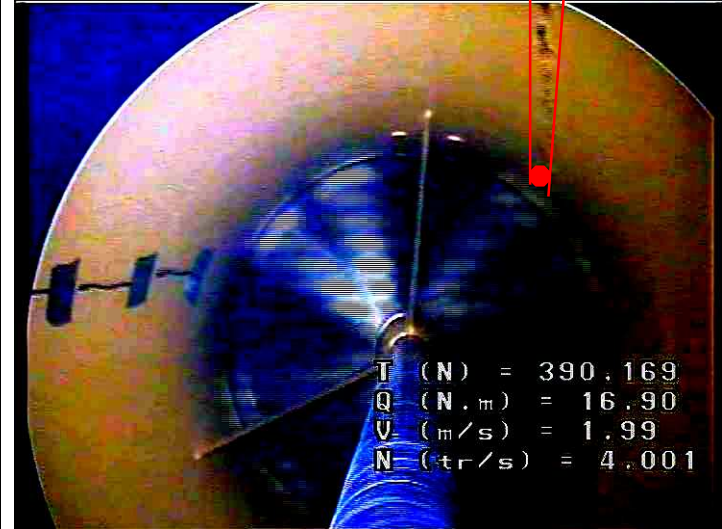
	$V=0\text{m/s}$ $\lambda=0.00$ Remontée des bulles par hydrostatique Couple nul
	$V=2\text{m/s}$ $\lambda=1.53$ Les bulles d'air sont dispersées dans un nuage diffus (décollement) Couple faible
	$V=2\text{m/s}$ $\lambda=3.15$ Les bulles d'air présentent une trajectoire rectiligne (pas de décollement) Couple fort

Figure 32 : Visualisation de la trajectoires de bulles d'air pour la configuration : rotor calé au pas de 3° pour les 3 cas suivants : $V=0\text{m/s}$ à $\lambda=0$ (en haut), $V=2\text{m/s}$ à $\lambda=1.53$ (au milieu), $V=2\text{m/s}$ à $\lambda=3.15$ (en bas). Le disque rouge repère l'injecteur d'air et les traits rouge la dispersion du nuage de bulles.

5. CONCLUSIONS & PERSPECTIVES

Les premières études numériques ont permis d'extraire le diamètre de sortie comme paramètre principal de dimensionnement de la tuyère qui converge finalement sur la forme d'un divergent/. Une première campagne d'essai a conforté la dimension de la tuyère validant une longueur optimale.

Un premier dessin de rotor respectant des contraintes de structure, de cavitation et de rendement a permis de réaliser une estimation de l'allure de la courbe de fonctionnement de l'hydrolienne carénée. Les estimations numériques des puissances récupérables à l'arbre rotor pour le rotor à 4 pales estimaient cette puissance à 1.36 MW pour une vitesse de courant de 4.81 m/s à l'échelle du prototype (D=8m). Les campagnes d'essai ont conclu à une puissance de 1.42MW pour les mêmes conditions. Le bon accord essai / numérique permet d'être confiant sur le travail de conception numérique passé et futur.

La puissance atteinte par l'hydrolienne est d'ores et déjà intéressante et démontre la viabilité de ce nouveau concept d'hydrolienne carénée. Qui plus est, les pistes d'amélioration du rendement sont encore nombreuses.

Il est tout d'abord possible de travailler sur le rotor. L'augmentation du pas du rotor à 4 pales a démontré numériquement et expérimentalement qu'il était possible de gagner 10% de puissance et le pas optimal n'a pas encore été atteint. Une autre piste concerne l'optimisation du dessin du rotor sur une géométrie à 2 pales avec une loi de pas modifiée qui fournit numériquement un gain de 29%, à confirmer expérimentalement par une campagne d'essais prévue en juillet 2010.

Le dessin de la tuyère peut aussi être optimisé en testant des combinaisons de tuyères comme décrit dans la partie 2.2. D'autres paramètres géométriques font l'objet actuellement de simulations numériques pour dimensionner le système. L'ajout d'un becquet sur le bord de fuite de la tuyère permettrait d'améliorer la puissance captée. Le becquet fonctionnerait comme un obstacle qui permettrait d'augmenter virtuellement le diamètre de sortie de la tuyère. Une autre piste porte sur un approfondissement de la

compréhension du jeu d'entrefer (espace entre la tête de pale et la tuyère) dans le débit de la tuyère. En effet, ce jeu peut bloquer le fluide et ainsi contrecarrer les gains d'énergie récupérée. Une augmentation de ce jeu permettrait d'accroître la puissance captée. Ces deux dernières pistes font l'objet d'une étude numérique en cours qui montre des gains potentiels. Un dimensionnement de becquet et d'entrefer sera testé en essai lors de la campagne à venir en juillet 2010.

6. REMERCIEMENTS

Nous remercions le professeur Avellan et l'Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne pour leur collaboration.

7. REFERENCES

- [1] José A. C. Falcão de Campos , «Hydrodynamic Power Optimization of a Horizontal Axis Marine Current Turbine with Lifting Line Theory », Sixteenth International Offshore and Polar Engineering Conference – Juin 2007
- [2] Ye Li, Yasser Nabavi, Mahmoud Alidadi, Voytek R.Klapotcz, G. William Rawlings and Sander, M.Calisal, « UBC Numerical Investigation of Vertical Axis Tidal Turbine: RANS CFD and Potential Flow », Sixteenth International Offshore and Polar Engineering Conference – Juin 2007.
- [3] J.F. Daviau – H. Majastre - HydroHelix Energies F. Guena – Sofresid Engineering J. Ruer – Saipem SA, « Divers aspects de l'exploitation de l'énergie des courants », Publication SeaTech Week – Brest, Octobre 2009
- [4] Giovanni Mattarolo, Florence Lafon, Michel Benoit, « Wave energy resource off the French coasts: the ANEMOC, database applied to the energy yield evaluation of Wave Energy Converters », EWTEC 2009
- [5] Münch C., Vonlanthen M., Gomes J., Luquet R., Guinard P., Avellan F., « Design and Performance Assessment of a Tidal Ducted Turbine », 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Octobre 2009