

6e JOURNÉES DE L'HYDRODYNAMIQUE

24, 25, 26 février 1997 - Nantes

## ETUDE EXPERIMENTALE DES EFFORTS SUR LES PALETTES D'AVIRON

S. BARRE, J.M. KOBUS

Laboratoire de Mécanique des Fluides - URA 1217 CNRS  
Ecole Centrale de Nantes - 1 rue de la Noë - BP 92321 - 44321 Nantes Cédex 03

### Résumé

Ce papier expose la démarche qui a amené les auteurs à concevoir un banc d'essais de laboratoire pour mesurer les efforts hydrodynamiques sur les palettes d'aviron. Il présente les options adoptées pour la conception du banc et les procédures d'essais associées.

Les premiers essais sont exploités pour vérifier à la fois les qualités métrologiques du montage et la validité des procédures expérimentales et des procédures de traitement.

Les résultats de ces essais montrent par ailleurs que les modèles communément adoptés pour estimer les efforts hydrodynamiques sont assez peu précis.

Du point de vue méthodologique les auteurs expliquent pourquoi, s'agissant d'un système de propulsion instationnaire, les palettes doivent être testées avec une cinématique qui assure un rendement instantané le plus constant possible, quitte à évaluer ensuite les conséquences d'un écart avec cette cinématique idéale.

### Abstract

This paper explains the approach which has led the authors to design a laboratory testing device to measure the hydrodynamic loads on rowing blades. It presents the chosen options to design and build up the bench and the related testing procedures.

The first tests are analysed to check both metrological qualities of the testing device, and the availability of experimental and signal processing procedures.

In addition, the results of these experiments show that the models which are often used to estimate the hydrodynamic strains lack of accuracy.

From a methodological point of view, the authors explain why, in an unsteady propulsion system, the blades must be tested with a kinematic which provides an instantaneous efficiency as constant as possible. If necessary the consequences of the deviation with this ideal kinematic will be evaluated.

### Avertissement

*Ce travail fait partie d'un programme de recherche soutenu par le GDR Sports CNRS, le Ministère de la Jeunesse et des Sports et la Fédération Française des Sociétés d'Aviron. L'équipement scientifique nécessaire à sa réalisation est cofinancé par la Région des Pays de la Loire, le Département de la Loire Atlantique, le Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche et le Laboratoire de Mécanique des Fluides. Le matériel de visualisation laser a été mis à disposition par la société SIREHNA.*

## Notations

- $L_e$  : Levier extérieur moyen : distance entre l'axe et un point I caractéristique sur la palette  
 $\theta$  : Angle du manche par rapport à l'axe d'avance  
 $\theta_{att}$  : Angle d'attaque correspondant à la prise d'eau (début du coup de pelle)  
 $i$  : Angle d'incidence de la vitesse relative de l'eau au point I  
 $\beta$  : Angle entre la direction de la force hydrodynamique et la perpendiculaire à la facette  
 $V_b$  : Vitesse du bateau  
 $V_{rot}$  : Vitesse de l'eau en I due à la rotation de la pelle -  $V_{rot} = -L_e \cdot \dot{\theta}$   
 $V_{ep}$  : Vitesse relative de l'eau sur la palette  
 $\eta, \eta_0, \eta_f$  : rendements  
 $C$  : Inertie autour de l'axe de rotation de la partie tournante  
 $E$  : Produit d'inertie (xz)

### Composantes de la force hydrodynamique $\vec{F}$

- $F_x, F_y$  : dans le repère du dynamomètre
- $F_t, F_n$  : dans le repère lié à la pelle (direction du manche)
- Trainée (T), Portance (P) : dans le repère lié à l'incidence relative en I

## 1- ETAT DE LA QUESTION

Le bateau d'aviron en fonctionnement est constitué de trois systèmes mécaniques: le bateau et son équipement, les avirons et les rameurs.

La littérature traitant de la biomécanique appliquée à l'aviron est particulièrement abondante dans la mesure où ce sujet est directement lié à l'optimisation du fonctionnement d'un matériel donné, donc à la recherche de la performance et à l'entraînement sportif.

Pour ce qui concerne la dynamique du système et l'analyse générale du problème de la propulsion par avirons, la synthèse la plus récente est celle de Zatsiorsky et Yakunin (1991) [1]. Cette synthèse se fonde essentiellement sur les travaux des chercheurs d'Europe de l'Est et de l'ex RDA. Du côté anglo-saxon, les articles de F. Wellicome (1967) [5] et surtout de D. L. Pope (1973) [7], permettent de bien cerner ce qui caractérise la propulsion par aviron.

Après lecture des articles et ouvrages cités dans l'annexe bibliographique, et en nous limitant aux aspects mécaniques, on peut résumer notre analyse en trois points:

1- Les efforts sur les différents éléments du système sont bien répertoriés, les phénomènes physiques qui les provoquent et les contraintes cinématiques, dynamiques et morphologiques propres à l'aviron sont décrits de façon précise, mais les modélisations restent sommaires.

2- Les auteurs [1], [3], [4], [5], [7] proposent quasiment tous une mise en équation de la dynamique de l'ensemble bateau-rameur-avirons. Certains et en particulier Wellicome [5] et Pope [7] proposent des formulations pour le rendement propulsif. Ils proposent aussi des méthodes d'optimisation ou tout au moins, quantifient l'influence du levier extérieur de l'aviron, de la surface de la palette et de certains paramètres de style.

3- Tous les auteurs, après avoir décrit les forces appliquées au système poursuivent les développements en faisant plusieurs hypothèses simplificatrices dont les principales sont les suivantes :

- la force hydrodynamique appliquée à la palette est perpendiculaire au manche de l'aviron.
- le module de la force est proportionnel au carré de la composante de la vitesse relative de l'eau normale au manche .
- le coefficient de proportionnalité adimensionalisé  $C_d$  a une valeur comprise entre 1 et 2.
- la force est appliquée en un point fixe sur la palette, appelé centre de pression.

Ces hypothèses permettent d'obtenir des résultats de base indispensables à la compréhension de la propulsion par aviron, mais limitent considérablement les possibilités de réaliser les optimisations fines qui deviennent obligatoires pour la compétition de haut niveau.

Notre recherche bibliographique a montré que ces hypothèses étaient adoptées parce qu'il n'existe pas d'étude approfondie de l'écoulement autour des palettes. On trouve surtout des renseignements descriptifs obtenus par des observations et des mesures sur bateaux instrumentés. Les descriptions d'écoulement restent peu exploitables. Il n'existe pas non plus d'étude de l'efficacité des palettes en fonction des paramètres de forme autre que la surface, seul paramètre qui intervient dans l'expression de la force hydrodynamique.

Enfin nous avons constaté qu'il n'existait pas de méthodologie expérimentale pour les essais du système de propulsion par aviron comme on en trouve pour les autres systèmes de propulsion marine tels les hélices, les roues à aubes ou les hydrojets.

Il semble que jusqu'à un passé récent, il n'était pas dans les préoccupations du milieu de s'écarter de formes traditionnelles de palette bien qu'aucune contrainte réglementaire ne restreigne la recherche dans ce domaine. Néanmoins, il est apparu récemment sur le marché une nouvelle forme de palette appelée "hachoir" qui, compte tenu des informations recueillies, a été élaborée de manière empirique. Cette évolution est l'indice d'un démarrage très probable des recherches dans ce domaine.

## 2- PLACE DE L'ETUDE PRESENTÉE DANS LA PROBLÉMATIQUE GENERALE

A partir de notre analyse de l'état de la question, nous nous sommes donnés comme objectif général de construire une base de connaissances qui permette de réaliser des outils d'analyse et de vérification suffisamment précis pour être utilisés dans une démarche d'optimisation fine. Par optimisation nous entendons la recherche du rendement énergétique global maximum.

Une optimisation du matériel ne peut se faire sans une optimisation simultanée du style qui permet au rameur d'en tirer le meilleur parti. Le style apparaît alors comme une gestion optimale de l'énergie disponible du "moteur" humain sous la contrainte de ne pas dépasser les limites physiologiques.

Cette recherche de l'optimum est l'essence même du travail des athlètes et de leurs entraîneurs mais elle peut être facilitée s'ils disposent d'une part d'un outil d'analyse pour faire le tri parmi les nombreuses possibilités de forme de palettes et de styles associés, d'autre part d'un ensemble de méthodes et de matériels pour vérifier objectivement le bien fondé des solutions et leur bonne intégration par les rameurs.

Classiquement, le simulateur numérique est l'outil d'analyse préalable le plus efficace à condition qu'il soit suffisamment sensible aux données morphologiques et physiologiques du rameur et aux caractéristiques du matériel. La réalisation d'un tel simulateur ne pose pas de problèmes insurmontables et en définitive sa pertinence dépend essentiellement de la qualité de la modélisation des forces hydrodynamiques sur les palettes et dans une moindre mesure sur le bateau.

La conviction que nous avons acquise à partir de l'analyse bibliographique et de nos propres travaux [10] est que l'on ne pourra pas progresser sans une connaissance approfondie des principaux phénomènes qui régissent le fonctionnement du système bateau-rameur-avirons. Parmi les points à approfondir, la modélisation précise des forces hydrodynamiques sur les palettes nous a paru être prioritaire. C'est l'objet de l'étude dont nous présentons ici la démarche et les premiers résultats.

## 3- MÉTHODOLOGIE ADOPTÉE

### 3-1 Description sommaire du fonctionnement des palettes

La palette d'aviron est un profil de très faible allongement qui est soumis à un mouvement instationnaire de rotation et de translation au voisinage de la surface libre.

Dans la pratique, le rameur introduit la palette dans l'eau à un angle, appelé angle d'attaque, obtenu par réglage de la position de la barre de pieds et de la dame de nage. Ces réglages dépendent évidemment de la morphologie et du style du rameur. La palette est sortie de l'eau à un angle appelé angle de dégagé. L'attaque et le dégagé sont des phases très brèves qu'il est difficile de caractériser précisément, d'autant qu'elles sont la conséquence de gestes techniques plus ou moins maîtrisés suivant le degré de compétence et d'entraînement du rameur.

Le cycle de propulsion est complété par une phase de retour de l'aviron et du rameur en position d'attaque.

Au cours de la phase motrice du cycle de propulsion, la vitesse relative de l'eau par rapport à la palette est la combinaison de la vitesse due à l'avance du bateau et de celle provoquée par le mouvement de rotation de l'aviron. L'incidence et le module de la vitesse relative de l'eau sont très variables au cours de la phase motrice et les efforts hydrodynamiques sont la combinaison d'effets de portance - trainée et d'effet d'inertie ajoutée.

Les visualisations de l'écoulement que nous avons réalisées nous montrent que le profil travaille en finesse au tout début de la phase motrice puis qu'un décollement se produit en extrémité de palette, provoquant en général un creux dans la force propulsive. A la fin de la phase propulsive, la palette travaille de nouveau avec des incidences faibles. Le bord d'attaque est alors l'extrémité intérieure de la palette.

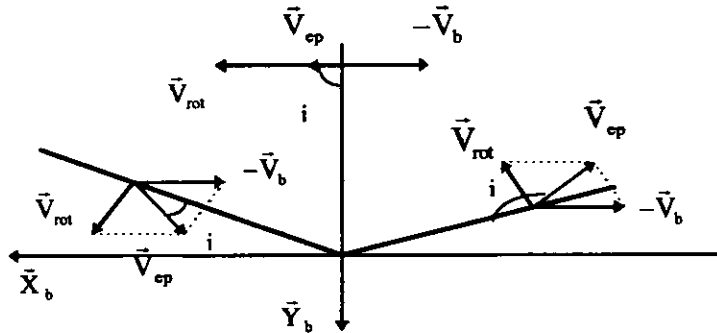


Figure 1: vitesse relative et incidence pour différents angles  $\theta$

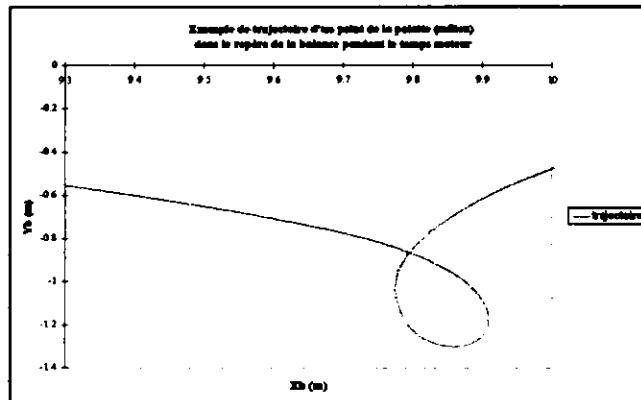


Figure 2: trajectoire du point I de la palette.

### 3-2 Approche adoptée

Etant donné la complexité des phénomènes mis en jeu, la seule approche possible est une approche par modélisation physique à partir d'expérimentations.

Des travaux visant à mesurer la cinématique des avirons et les efforts qui leurs sont appliqués, ont été menés par différents chercheurs sur des bateaux instrumentés. Cette technique est intéressante en exploitation symptomatique immédiate pour l'entraînement mais elle a l'inconvénient d'être assez lourde à mettre en œuvre et à exploiter si on s'intéresse surtout aux efforts sur les palettes. Elle pose en particulier des problèmes de précision et de répétitivité et ne permet pas une observation aisée et une analyse de l'écoulement autour des palettes.

Nous préférons la solution qui consiste à générer en laboratoire les mouvements de palettes afin de pouvoir les maîtriser et les reproduire mais surtout pour pouvoir découpler l'étude du système propulsif de celle

du moteur (le rameur). En fait, nous cherchons à transposer la démarche adoptée pour l'étude des hélices marines par séries systématiques.

Les expérimentations sont réalisées grâce à un banc d'essais dynamométrique asservi qui assure un mouvement contrôlé et répétitif en même temps que la mesure du torseur complet des efforts. Le banc est monté sur la plate-forme de remorquage du bassin d'essais des carènes. La plate-forme assure la vitesse de translation de l'aviron. Cette disposition impose une vitesse de translation constante durant le coup d'aviron. L'approximation qui en résulte ne nous écarte cependant pas de la réalité de façon significative dans la mesure où la vitesse du bateau varie peu pendant cette phase. En effet, les efforts d'inertie provoqués par le déplacement du rameur vers l'avant a tendance à ralentir le bateau au début de la phase motrice. Par ailleurs, le caractère instationnaire est surtout provoqué par la rotation de l'aviron. En tout état de cause, la cinématique imposée à la pelle, même approchée, devrait permettre d'obtenir une modélisation correcte des efforts qui soit transposable à une cinématique réelle dans laquelle la vitesse du bateau est variable.

Une autre simplification concerne l'entrée et la sortie de l'eau de la palette. Afin d'éviter une mécanique compliquée pour sortir et entrer les palettes de l'eau, nous avons choisi de les laisser constamment immergées. Dans ces conditions, il est nécessaire de donner aux palettes un mouvement tel qu'elles perturbent le moins possible l'écoulement avant l'attaque. Le phénomène étant causal, le dégagé pose moins de problème. Les mesures ne seront pas perturbées jusqu'à l'angle de dégagé quelque soit le mouvement ultérieur des palettes.

#### 4- DESCRIPTION DU MONTAGE EXPERIMENTAL

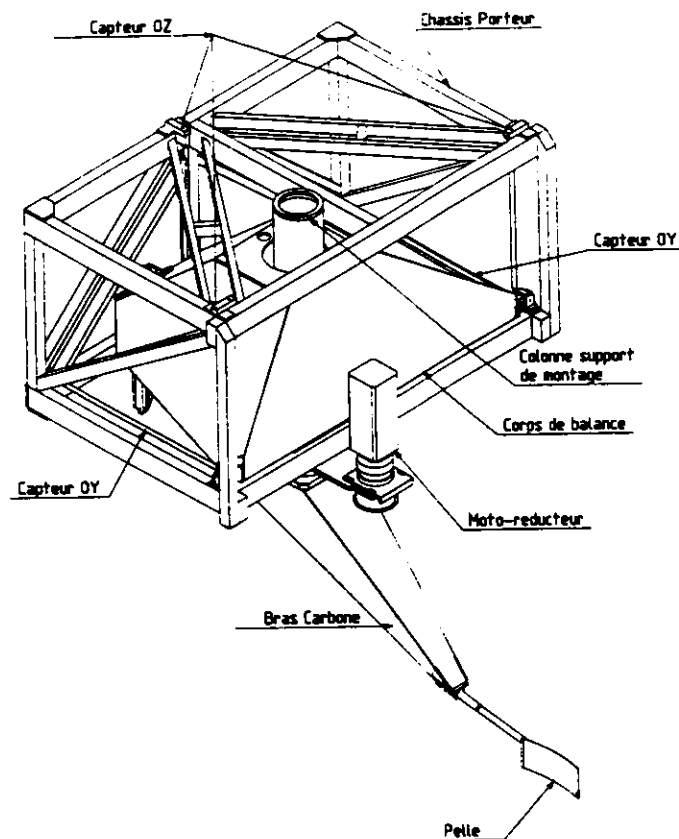


Figure 3: vue d'ensemble du banc d'essais  
Conception : J.L. Toularastel - Réalisation : LMF et CRAIN

Les options fondamentales énoncées plus haut nous ont conduit à concevoir le montage expérimental dont nous présentons ici les principales caractéristiques.

La vitesse maximum de la plate-forme et la largeur du bassin nous contraignent de travailler à échelle réduite. Nous avons choisi une échelle de 0,7 pour les palettes et nous travaillerons en similitude de Froude.

Le dynamomètre à six composantes utilisé a initialement été conçu pour les essais de bateaux dont le déplacement dépasse 300 kg. Sa capacité nous a autorisé à fixer l'aviron et sa motorisation directement sur la partie sensible. Cette disposition permet de s'affranchir des efforts intérieurs de la transmission pour ne mesurer que les efforts hydrodynamiques appliqués à la palettes, les efforts aérodynamiques parasites et les efforts d'inertie. Nous expliquerons plus loin les procédures utilisées pour extraire les efforts hydrodynamiques des mesures.

Pour élever le plus possible les fréquences propres du montage, après plusieurs tentatives nous avons en définitive réalisé le bras rotatif support de palette comme un caisson en fibre de carbone en résine qui allie rigidité et légèreté. La palette est fixée au bras par une pièce qui permet les réglages du bras de levier extérieur, de l'inclinaison du manche et de l'angle que fait la palette avec la verticale. Le réglage de l'immersion de la palette se fait grâce au dispositif "monte et baisse" de la plate-forme sur lequel est fixé le banc d'essais.

Le groupe moto réducteur est un moteur brushless à forte puissance spécifique, une partie de la réduction se fait par courroie. La commande du moteur est assurée par un variateur piloté numériquement qui impose au moteur de suivre une consigne de déplacement ou de vitesse. Cette consigne est calculée par l'utilisateur puis transférée sous forme de fichier au variateur. Le variateur offre de multiples possibilités d'optimisation de l'asservissement qui permettent un suivi fidèle des consignes.

## 5- PROCÉDURES EXPÉRIMENTALES

La mise en œuvre des expériences est décomposée en procédures qui contiennent les différentes étapes nécessaires à la réalisation des essais. Sans entrer dans les détails, nous décrivons ici les caractéristiques essentielles de ces procédures.

### 5-1 Procédure d'étalonnage

La partie sensible du dynamomètre est reliée au châssis support des capteurs par des tiges de découplage de grande longueur. Le système est quasiment isostatique et très peu sensible aux contraintes extérieures qui peuvent être appliquées au châssis support (bridage initial, déformation de la plate-forme, etc...). La procédure d'étalonnage détermine les 36 coefficients de la matrice qui permet de passer des tensions délivrées par les conditionneurs des capteurs aux six composantes du torseur des efforts appliqués. Les coefficients s'écartent de moins de 1 % des valeurs obtenues par de simples considérations géométriques.

La procédure d'étalonnage consiste à appliquer un grand nombre de cas de chargements connus et de résoudre au sens des moindres carrés les systèmes linéaires surdéterminés dont les coefficients sont les inconnus. L'ensemble de la procédure est décrit en détail dans [9].

### 5-2 Procédure de montage et de réglage sur la plate-forme

De cette procédure dépend la précision des mesures et surtout la reproductibilité des essais entre deux campagnes d'essais. Il s'agit essentiellement de régler les axes de référence du banc d'essais par rapport aux axes du bassin. L'incidence des défauts de réglage sur les incertitudes de mesures n'a pas encore été quantifiée.

### 5-3 Procédure d'équilibrage statique

Pour gagner du poids, nous avons choisi de nous contenter d'équilibrer statiquement la partie tournante du montage. Celle-ci est donc équipée d'une masse que l'on peut déplacer pour amener le centre de gravité sur l'axe de rotation. La procédure d'équilibrage statique commence par un équilibrage du bras démonté. Le réglage de la masse d'équilibrage est ensuite affiné sur le banc. On fait tourner très lentement le bras et on déplace la masse d'équilibrage jusqu'à ce qu'il n'y ait plus de variation des efforts sur aucun des trois capteurs qui mesurent la force verticale. La procédure d'équilibrage statique est mise en œuvre à chaque changement de palette ou de réglage de palette.

### 5-4 Procédure de mesure des inerties mécaniques

La partie tournante présente un plan de symétrie vertical qui contient l'axe de rotation Oz. Nous avons donc à mesurer l'inertie C autour de l'axe de rotation et E, le seul produit d'inertie non nul.

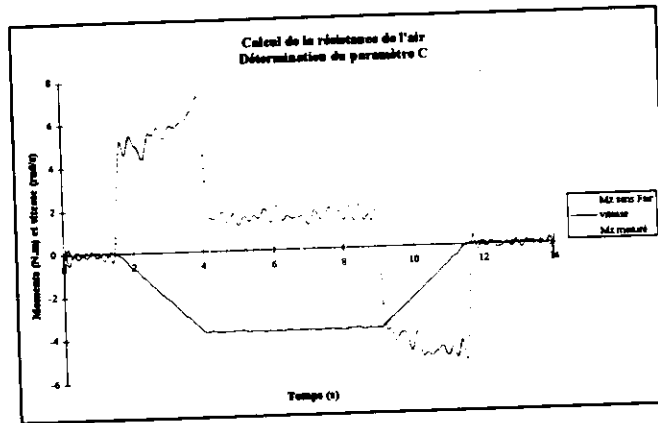


Figure 4: Essai pour la mesure de l'inertie autour de l'axe de rotation

La procédure nécessite la construction préalable d'un fichier de commande qui impose une accélération constante en rotation suivie d'un palier à vitesse constante. (Figure 4) La palette tourne dans l'air. Le palier à vitesse constante permet de déterminer le coefficient d'un modèle quadratique en vitesse pour l'effet de l'air. La mesure des moments autour des axes  $O_x$  et  $O_y$ , à laquelle on retire le moment dû à l'air, permet de déterminer le produit d'inertie  $E$ . En retirant la contribution de l'air de la mesure du moment autour de l'axe de rotation pendant la phase uniformément accélérée, on détermine l'inertie  $C$ .

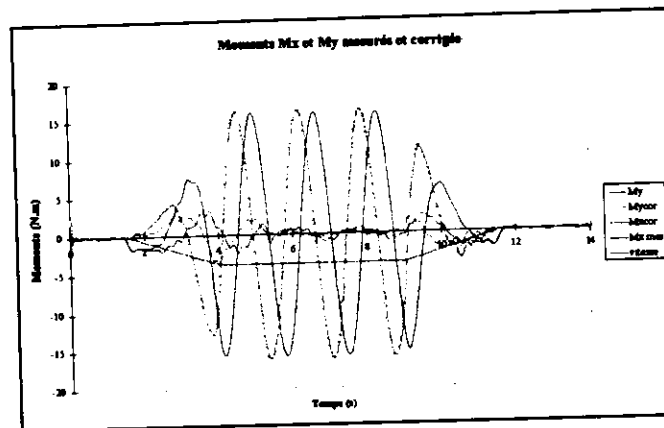


Figure 4bis : Essai pour la mesure du produit d'inertie

Lorsque le montage est équilibré statiquement, les effets d'inertie n'affecte que les moments dans la mesure où la translation du montage est uniforme.

### 5-5 Procédure de réglage de l'asservissement.

Le matériel que nous utilisons permet d'optimiser l'asservissement en introduisant une modélisation de la charge appliquée au moteur. Comme nous mesurons cette charge et que nous cherchons à la modéliser, nous pourrions améliorer progressivement la fidélité de la commande de notre système. Pour l'instant nous introduisons simplement les inerties, un modèle simplifié pour les forces visqueuses et une estimation des efforts de frottement secs.

### 5-6 Procédure de calcul des fichiers de commandes en rotation

Le fichier de commande utilisé par le variateur est calculé par un programme spécifique. Ce programme calcule les différentes phases du mouvement de rotation de la pelle pendant l'expérience.

Comme il est dit plus haut, jusqu'à l'angle d'attaque, la rotation est déterminée pour que l'écoulement soit perturbé le moins possible. Nous appelons ce type de cinématique, 'cinématique neutre'. Entre l'angle d'attaque et l'angle de dégagé, la vitesse de rotation doit être supérieure à celle de la cinématique neutre pour que les efforts soient propulsifs. Entre la cinématique neutre à l'angle d'attaque et le coup d'aviron proprement

dit, on définit une phase de raccord très brève que les rameurs appellent "prise d'eau" durant laquelle la vitesse de rotation augmente rapidement ainsi que la force hydrodynamique.

Dans un premier temps, la loi de vitesse de rotation et la phase de raccord ont été déterminées en fonction de différents temps et angles caractéristiques. Nous reviendrons plus loin sur ce point méthodologique essentiel.

### **5-7 Procédure d'essais**

Nous appelons "essais" l'enchaînement des opérations suivantes:

- Chargement du fichier de commande sur le variateur
- Contrôle des paramètres du variateur.
- Réglage ou contrôle de l'angle initial de la palette par rapport à l'axe du bassin.
- Réglage de la vitesse de la plate-forme du bassin et de l'accélération de départ et d'arrêt\*.
- Calcul de la position du déclencheur du mouvement de rotation de la palette\*
- Lancement de l'acquisition des zéros
- Démarrage de la plate-forme

*\*Une came provoque le démarrage de l'acquisition et, légèrement différé celui du moteur. La position de la came sur le bord du bassin est calculée pour que le mouvement de la palette se produise dans le champ du plan laser qui permet la visualisation de l'écoulement. L'accélération de démarrage de la plate-forme est calculée pour que celle-ci ait atteint le palier à vitesse constante avant le déclenchement.*

- Arrêt automatique, retour à vitesse lente avec retour de la palette en position initiale.

### **5-8 Procédure de traitement**

Le principe de traitement est le suivant : nous disposons des tensions de sortie des 6 conditionneurs des capteurs, d'un signal analogique pour la position angulaire de la palette et pour la vitesse de rotation. Ces signaux sont échantillonnés et mémorisés. Les composantes du torseur des efforts dans le repère du dynamomètre sont reconstituées à partir des signaux bruts des capteurs. Elles sont ensuite filtrées.

La position angulaire est filtrée et dérivée pour obtenir la vitesse et l'accélération angulaire. Ces données sont utilisées en particulier pour calculer les efforts et effectuer les corrections. Le fichier des signaux filtrés et corrigés est ensuite utilisé pour l'exploitation des mesures.

#### ***5-8-1 Procédures d'échantillonnage et d'acquisition des mesures***

Pour l'acquisition des mesures nous utilisons une carte de conversion analogique-digital pilotée par un logiciel évolué. Ce logiciel permet de programmer et d'enchaîner les séquences d'acquisition, de les paramétrer et de les mémoriser. La fréquence d'acquisition en phase de mise au point a été fixée à 500Hz pour éviter tout risque de repliement dans la gamme de fréquence qui nous intéresse. Nous pensons après les premières analyses spectrales pouvoir la réduire à 200 Hz.

#### ***5-8-2 Procédure de filtrage***

Le principe de filtrage que nous utilisons actuellement consiste en un fenêtrage passe bas du spectre d'amplitude des signaux suivi d'une reconstitution du signal par transformée de Fourier inverse. Cette technique suffit pour l'instant mais nous utiliserons ultérieurement des filtres temporels que nous optimiserons pour réduire les oscillations provoquées par le fenêtrage.

#### ***5-8-3 Procédure de pré-traitement***

Cette procédure calcule la vitesse et l'accélération angulaire à partir de la mesure de l'angle de rotation. Elle en déduit les efforts d'inertie et les efforts dus à l'air puis les retranche des efforts mesurés pour obtenir uniquement les efforts hydrodynamiques sur les palettes dans le repère du dynamomètre.

### **5-9 PROCEDURE D'EXPLOITATION DES MESURES.**

Cette procédure a de multiples fonctions :

- Stockage et repérage des mesures et des fichiers prétraités



- Calcul des grandeurs utiles pour l'analyse et la modélisation
- Procédures de visualisation

La combinaison des données cinématiques et des efforts hydrodynamiques dans le repère du dynamomètre permet le calcul des efforts dans les différents repères caractéristiques (repère lié à la palette ou à l'incidence relative). Nous pouvons aussi calculer les coefficients hydrodynamiques, la puissance instantanée fournie et reçue, le rendement et différentes quantités moyennées, notamment le rendement global.

Des procédures graphiques permettent ensuite de visualiser les résultats.

## 6- MISE AU POINT DU MONTAGE ET DES PROCÉDURES EXPÉRIMENTALES.

### 6-1 Campagnes d'essais de mise au point

Deux séries d'essais ont permis de mettre au point le matériel et les procédures. Ils ont été effectués avec deux formes simplifiées de palette. Une palette rectangulaire plane alignée par rapport au manche et une palette courbe de profil circulaire dont la corde est également alignée par rapport au manche. Les deux palettes ont même surface projetée. Lors des essais les palettes sont verticales, elles sont réglées pour que le bord supérieur soit horizontal et affleure la surface libre.

Pour les premiers essais de mise au point nous avons imposé une cinématique neutre telle que la vitesse relative de l'eau calculée au milieu de la palette ait la direction du manche de l'aviron. La cinématique durant le coup d'aviron a été calculée à partir de données mesurées au réel. Elle est raccordée à la cinématique neutre à partir de l'angle d'attaque en respectant la continuité de la vitesse de rotation. Les paramètres cinématiques sont les vitesses de translation et de rotation, l'amplitude du coup d'aviron, le temps de prise d'eau et le temps moteur. Dans un premier temps, on ne fera pas varier l'immersion de la palette et son inclinaison.

### 6-2 Analyse vibratoire et filtrage

Du fait qu'il est monté sur un plate-forme mobile et qu'il est motorisé, le banc d'essais est soumis à des sollicitations mécaniques qui excitent tous les modes propres des éléments qui composent le banc et son environnement direct. Nous avons reconstitué à partir des modèles proposés de la bibliographie et de nos premières observations des signaux non bruités correspondant aux efforts hydrodynamiques types. L'analyse spectrale de ces signaux nous a montré que le spectre d'amplitude n'avait pas de valeur significative au delà de 7 Hz. La figure 5 montre par exemple la force  $F_x$  modélisée et sa représentation en coupant à 7Hz.

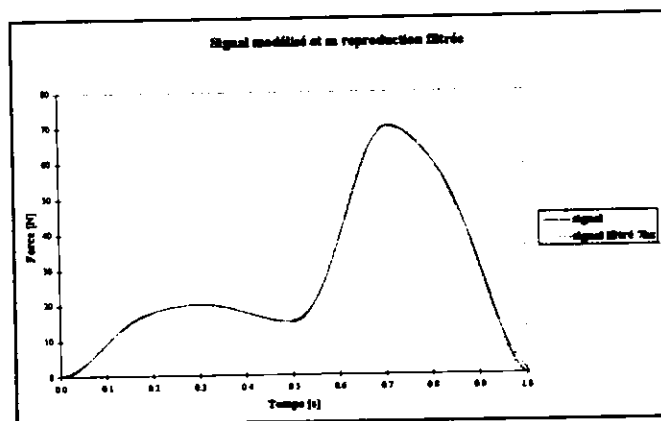


Figure 5: un signal  $F_x$  modélisé et sa représentation filtrée à 7Hz

Nous avons cherché à concevoir le montage pour qu'il n'y ait pas de réponses parasites importantes à des fréquences inférieures à 15 Hz. La zone de fréquence calme entre 7 et 15 Hz offre une grande latitude pour choisir la forme du filtre passe bas et l'optimiser du point de vue de la précision c'est à dire de la réduction des oscillations dans la bande passante.

Les essais de la palette plane ont été réalisés avec un bras tournant prototype en aluminium et acier. Le dépouillement des essais a montré que ce dispositif était trop lourd et induisait des modes propres à des fréquences trop basses. Cette constatation nous a amenés à la réalisation du bras actuel en fibre de carbone. Les essais de la palette courbe ont été réalisés avec le nouveau bras. La solution technique actuelle donne satisfaction, mais un allègement du montage est possible pour augmenter encore la fréquence des premiers modes propres du banc. Il est en cours d'étude.

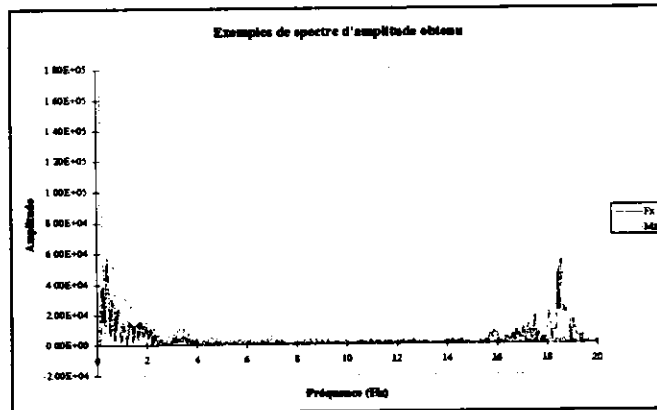


figure 6 : spectre d'amplitude

### 6-3 Répétitivité

La figure 7 montre la comparaison des résultats pour deux essais réalisés dans les mêmes conditions. La cinématique est bien répétée et les écarts sur les efforts sont de quelques %. Nous pensons qu'une partie des différences peuvent provenir des oscillations dues au filtrage.

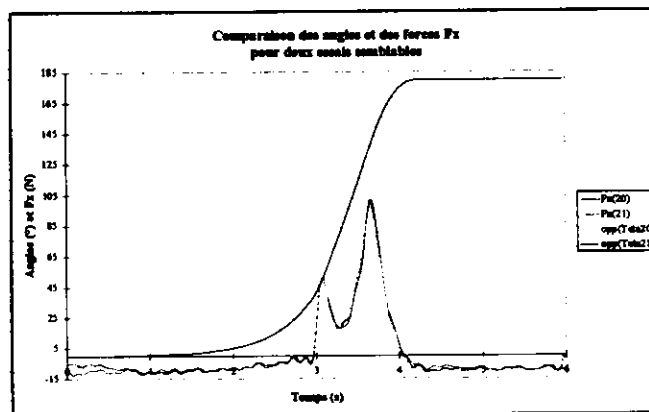


Figure 7 : cinématique et Fx mesurées pour deux essais identiques

### 6-4 Cinématique neutre et prise d'eau

Avec la pelle cintrée, la cinématique neutre adoptée jusqu'à l'angle d'attaque ne permet pas d'obtenir une force et un moment positifs dès le début de la prise d'eau (figure 7). Même si cela se produit parfois dans la réalité, c'est gênant pour la précision du calcul du rendement durant cette phase.

Nous pensons qu'il y a deux raisons au déficit de force à l'attaque. La première est que la vitesse due à la rotation n'étant pas uniforme, il n'est pas certain que ce soit au milieu de la palette qu'il faille imposer une vitesse normale nulle. La seconde est que dès que le profil n'est pas plan l'axe de portance nul ne coïncide pas avec la direction de la corde.

Pour parvenir à une meilleure maîtrise de la phase d'attaque, il a été nécessaire de mieux connaître les caractéristiques hydrodynamiques des palettes aux petits angles d'incidence. C'est en effet dans ces conditions qu'elles fonctionnent juste avant l'attaque lors des essais mais aussi au début de la prise d'eau au réel.

**6-4-1 Procédure de détermination des caractéristiques hydrodynamiques aux petits angles d'incidence.**

La procédure consiste à faire tourner lentement la palette en faisant avancer la plate-forme avec une vitesse correspondant à peu près à la vitesse relative de l'eau pour une cinématique type.

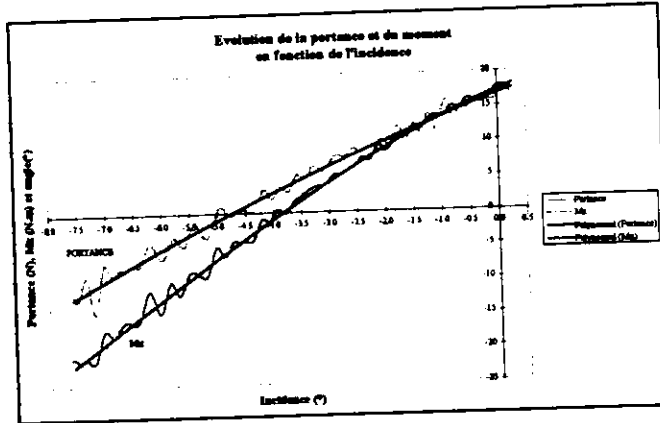


Figure 8

Le figure 8 montre l'évolution de la portance et du moment en fonction de l'incidence et permettent de déterminer les incidences pour lesquelles la portance ou le moment par rapport à l'axe de rotation sont nuls.

**6-4-2 Calcul des nouvelles cinématiques neutres**

Lorsque l'on a déterminé les angles caractéristiques, la cinématique neutre en portance ou en moment est alors calculée par :

$$\dot{\theta} = \frac{V_b}{L_c} \cdot (\sin \theta - \cos \theta \cdot \text{tgi}) = \frac{V_b}{L_c} \cdot \sin \theta \cdot (1 - \frac{\text{tgi}}{\text{tg}\theta}) \text{ au lieu de } \dot{\theta} = \frac{V_b}{L_c} \cdot \sin \theta \text{ précédemment}$$

i est respectivement l'angle de portance nulle ou de moment nul.

Si on veut construire une cinématique neutre en  $F_x$ , on utilise la même formule, mais i varie avec  $\theta$ . On montre que pour avoir  $F_x = 0$  quelque soit  $\theta$ , il faut que i soit solution de  $P/T = \cot g(i + \theta)$ . La procédure permet de mesurer P et T. La figure 9 montre la solution pour différents angles  $\theta$ . Si on veut simplement obtenir  $F_x = 0$  pour  $\theta_{att}$ , il suffit de déterminer i pour  $\theta_{att}$  et de calculer la vitesse d'attaque avec la formule indiquée plus haut.

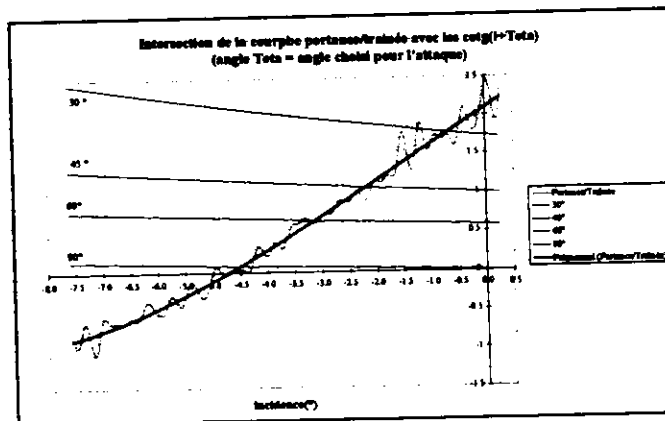


Figure 9 : solutions de  $P/T = \cot g(i + \theta)$

### 6-4-3 Premières comparaisons avec le modèle de Wellicome.

Sur la figure 10 sont portées les valeurs du coefficient  $C_d$  pour différentes cinématiques. Même si on ne considère pas le début du coup de pelle, là où les efforts sont faibles et les incertitudes importantes, on constate que le coefficient n'est pas constant, que sa valeur est en général plus grande que 1.

Les valeurs de  $C_d$  ajustées au mieux sur différents essais varient considérablement car le grand nombre de paramètres qui caractérisent ces cinématiques est difficilement maîtrisable pour l'exploitation ultérieure. On constate d'ailleurs une grande disparité de forme dans les courbes d'efforts lorsqu'on utilise ces cinématiques.

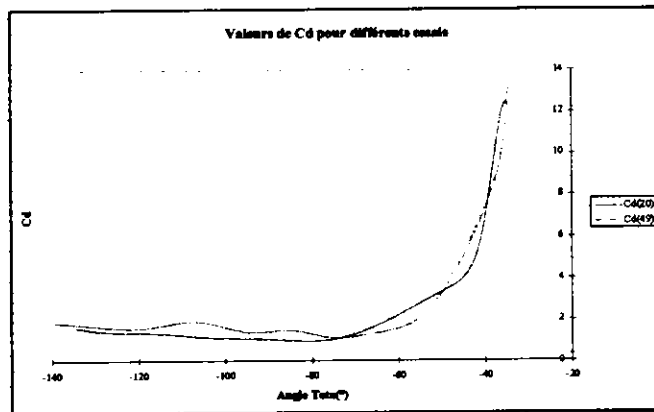


Figure 10: Valeurs de  $C_d$  en fonction de l'angle  $\theta$  pour différentes cinématiques

Sur la figure 11, qui compare la force normale à la palette avec une modélisation en carré de la vitesse normale avec un  $C_d$  de 1 ou 2, on constate que ces deux grandeurs ont la même allure. Il y a cependant un décalage des maxima.

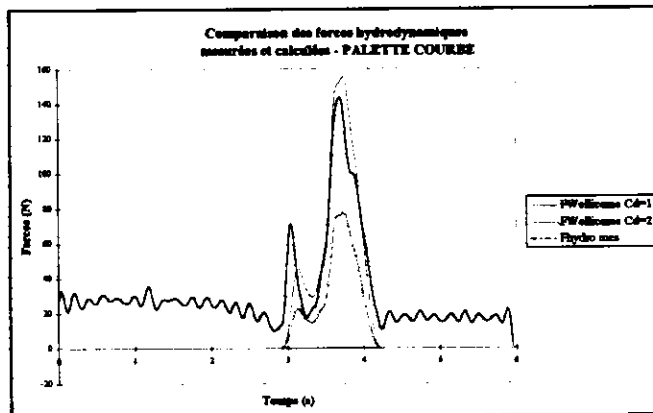


Figure 11:  $F_n$  mesurée comparée au modèle en  $V_n^2$  avec  $C_d=1$  et 2.

En dernier lieu, la figure 12 qui représente l'évolution de l'angle de la force hydrodynamique avec la normale à la palette montre que l'hypothèse de perpendicularité de la force par rapport à la palette n'est pas respectée surtout en début et en fin de coup de pelle.

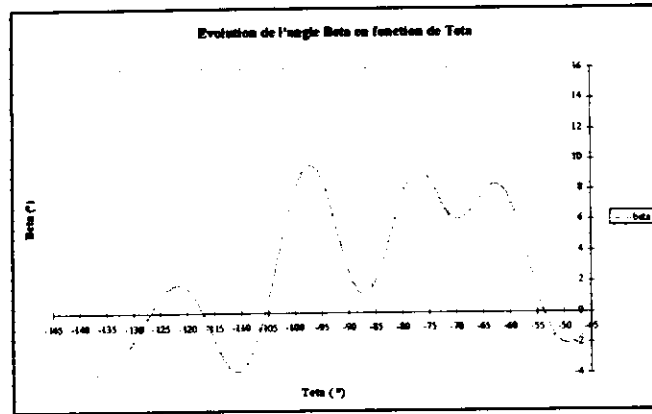


Figure 12: Evolution de l'angle de la force avec la perpendiculaire à la facette. Angle  $\beta$

#### 6-4-4 Choix des cinématiques d'essais.

Les premiers essais ont montré que pour définir les cinématiques d'essais, on ne pouvait se contenter d'utiliser des mesures au réel donnant  $\theta$  en fonction du temps. En général ces mesures ne sont pas accompagnées de données fiables sur la vitesse du bateau et sont obtenues avec un grand nombre de rameurs ayant des styles différents.

Définir arbitrairement une cinématique en imposant des passages à des angles donnés à certains instants n'est pas satisfaisant non plus. On constate une grande disparité de forme des courbes des efforts.

Nous avons donc cherché à définir des cinématiques types à partir de considérations énergétiques.

Comme Wellicome le rappelle dans [5], Betz a montré que pour tout système propulsif, instationnaire le rendement global est maximum si le rendement instantané est constant. Nous avons donc choisi d'essayer les palettes avec des cinématiques qui donne des rendements constants sur la plus grande partie possible de la phase motrice. La modélisation des efforts se fera dans ces conditions de fonctionnement.

Nous ne pensons pas que ce choix soit restrictif dans la mesure où l'optimisation de la propulsion (avirons+rameur) se fera en recherchant le rendement global maximum pour une puissance disponible donnée et que pour obtenir cette condition il faut que le rendement instantané soit constant.

L'expression approché du rendement établie en annexe 1 est donné par :  $\eta = \frac{V_b \cdot \sin \theta}{L_e \cdot \dot{\theta}} \cdot \left(1 + \frac{\text{tg} \beta}{\text{tg} \theta}\right)$

Dans l'état actuel des travaux nous n'avons pas encore de moyens d'exprimer  $\beta$  en fonction de  $\theta$  et  $\dot{\theta}$  et nous devons procéder par approche pour obtenir  $\eta$  constant.

La cinématique à rendement constant doit donc respecter la condition :  $\dot{\theta} = \frac{V_b \cdot \sin \theta}{L_e \cdot \eta} \cdot \left(1 + \frac{\text{tg} \beta}{\text{tg} \theta}\right)$ .

Ces cinématiques auraient donc la forme  $\dot{\theta} = K \cdot \sin \theta \cdot \left(1 + \frac{\text{tg} \beta}{\text{tg} \theta}\right)$  avec  $K = \frac{V_b}{L_e \cdot \eta}$

Une approche de cette cinématique en supposant  $\beta = 0$  est illustrée par la figure 13.

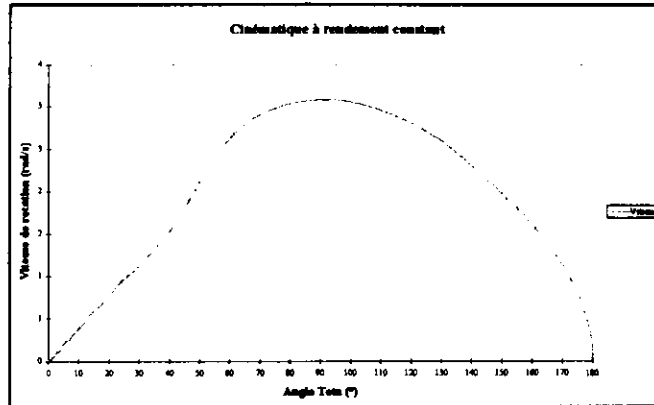


Figure 13 : Cinématique à rendement constant

Sur la figure 14, on constate que le rendement est relativement constant sur la partie centrale de la phase motrice mais qu'il varie rapidement du côté de l'attaque et du dégagé. On remarque aussi que le rendement mesuré coïncide bien pour cet essai avec celui calculé par l'expression approchée

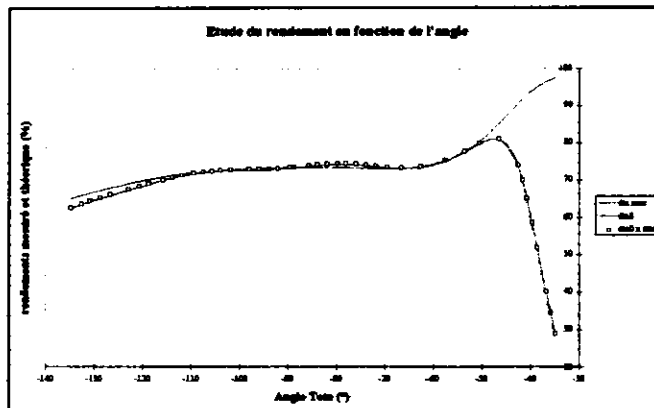


Figure 14 : Etude du rendement

## 7- CONCLUSION

En l'état actuel des travaux on peut dire que les procédures expérimentales élémentaires sont satisfaisantes. Il reste à optimiser la procédure de filtrage et à rendre les procédures plus productives par un ensemble d'améliorations techniques.

Les essais préliminaires ont permis de mettre en évidence que les essais systématiques des palettes devront se faire avec des cinématiques à rendement constant qui sont aussi les cinématiques optimales.

De façon pratique, les essais systématiques se feront pour une série de vitesse d'avance, et une série de rendement.

La procédure pour obtenir le rendement constant sur la plus grande partie de la phase motrice reste à mettre au point. Elle se simplifiera au fur et à mesure que nous avancerons dans la modélisation des efforts et que nous serons capables d'exprimer de façon précise l'angle  $\theta$  en fonction de la cinématique.

La recherche de la modélisation des efforts hydrodynamiques se fera sur les résultats d'essais réalisés avec les cinématiques idéales.

Nous examinerons ensuite l'influence des écarts par rapport à ces cinématiques

### Annexe 1 : Expression du rendement propulsif.

Le rendement instantané s'exprime par :  $\eta = -\frac{F_x \cdot V_b}{M_z \cdot \dot{\theta}}$

Le moment  $M_z$  par rapport à l'axe de rotation peut se mettre sous la forme :  $[\tilde{M}_{z/o}] = [\tilde{M}_{z/I}] + [\overline{OI} \wedge \vec{F}]$   
dans laquelle I est un point caractéristique de la palette

Si on appelle  $L_e$  la distance de l'axe à I le moment s'exprime par :

$$[M_{z/o}] = [M_{z/I}] + (F_y \cdot L_e \cdot \cos \theta - F_x \cdot L_e \cdot \sin \theta)$$

et le rendement par :  $\frac{1}{\eta} = -\frac{\dot{\theta} \cdot L_e}{V_b} \cdot \left( \frac{F_y}{F_x} \cdot \cos \theta - \sin \theta \right) - \frac{M_{z/I} \cdot \dot{\theta}}{F_x \cdot V_b}$

Si on introduit l'angle de la force hydrodynamique avec la normale au manche, on peut écrire  $\frac{F_y}{F_x} = \frac{1}{\text{tg}(\beta + \theta)}$

Le moment  $M_z/I$  est égal à la somme du moment pur dû à la répartition de pression et du moment de la résultante des efforts en I. Il est probable que l'on puisse choisir I pour minimiser ce terme, mais cela demandera une étude particulière. Pour l'instant, on place I au milieu de la palette et on suppose  $\frac{M_{z/I} \cdot \dot{\theta}}{F_x \cdot V_b}$  très

petit par rapport à 1. On vérifiera sur la figure 14 que cette supposition est justifiée.

Dans ces conditions on trouve comme Wellicome :  $\eta = \frac{V_b \cdot \sin(\theta + \beta)}{L_{em} \cdot \dot{\theta} \cdot \cos \beta}$

que nous préférons exprimer comme :  $\eta = \left( \frac{V_b \cdot \sin \theta}{L_{em} \cdot \dot{\theta}} \right) \cdot \left( 1 + \frac{\text{tg} \beta}{\text{tg} \theta} \right) = \eta_0 \eta_f$

forme qui a l'avantage de montrer que le rendement peut se décomposer en une partie  $\eta_0$  qui ne dépend pas de la palette est d'une autre  $\eta_f$  où la palette peut avoir une influence par l'angle  $\beta$ .

On remarquera que pour  $\theta = \frac{\pi}{2}$ ,  $\eta_f$  vaut 1 quelque soit  $\beta$ .

### BIBLIOGRAPHIE

- [1] Vladimir M. ZATSIORSKY and Nikolai YAKUNIN  
*Mechanics and Biomechanics of Rowing: A Review*. International Journal of Sport Biomechanics, 1991, 7, 229-281
- [2] CELENTANO, F., CORTILI, G., DI PRAMPERO, P.E., & CERRETELLI, P.  
*Mechanical Aspects of Rowing*. Journal of Applied Physiology, 1974, 36, 642-647
- [3] Thomas P. MARTIN, John S; BERNFIELD  
*Effect of Stroke Rate on Velocity of a Rowing Shell*. Medicine and Science in Sports and Exercice, 1980, vol 12, n°4, 250-256.
- [4] F. GUTSCHE  
*Beitrag zur Hydrodynamik des Ruderbootantriebes - Schieffstechnik*, 1957, 4, pp 89-93
- [5] J. F. WELLICOME  
*Some Hydrodynamic Aspects of Rowing - In : Rowing, A Scientific Approach*, J.G.P. Williams and A.C. Scott (Eds.). New York: A.S Barnes, 1967, 22-63
- [6] A. CAMERON  
*Some Mechanical Aspects of Rowing - In : Rowing, A Scientific Approach*, J.G.P. Williams and A.C. Scott (Eds.). London: Kaye and Ward, Ltd., 1967, pp 22-63
- [7] D.L. POPE  
*On the Dynamics of Men and Boat and Oars - In : Mechanics and Sports*. J.L. Bleustein (Ed) New York: The American Society of Mechanical Engineers, 1973, pp 113-130
- [8] FUKUNAGA T., MATSUO A., YAMAMOTO K., ASAMI T.  
*Mechanical Efficiency in Rowing - European Journal of Applied Physiology*, 1986, 55, 5, pp 471-475
- [9] C TALOTTE  
*Adaptation de procédures expérimentales au cas des voiliers en gîte et dérive, comparaison des résultats expérimentaux et numériques - Thèse de Doctorat - Laboratoire de Mécanique des Fluides, Ecole Centrale de Nantes, 1994*
- [10] S. BARRE  
*Etude de la propulsion par avirons - Rapport de DEA, Laboratoire de Mécanique des Fluides, Ecole Centrale de Nantes, 1994*

