

Étude d'un système mécanique transformant l'énergie cinétique des vagues marines en énergie mécanique convertible en énergie électrique

RATSIMBAZAFY^{1*}, Solo RANDRIAMAHLEO² et Adolphe Andriamanga RATIARISON³

¹Maître de Conférences à l'Ecole Normale Supérieure (ENS) - Université de Fianarantsoa ; Madagascar

²Maître de Conférences à la Faculté des Sciences, Université de Fianarantsoa ; Madagascar

³Professeur, Directeur du Laboratoire de Mécanique et Physique des Suspensions (MPS),
Faculté des Sciences, Université d'Antananarivo ; Madagascar

* Correspondance, courriel : tsimba@email.com

Résumé

Ce travail propose l'étude d'un système mécanique qui peut transformer l'énergie cinétique des vagues à la surface des mers en énergie mécanique de rotation, cette dernière pouvant être transformée en énergie électrique. Le modèle mathématique est basé sur le principe de la conservation de l'énergie : la puissance prélevée à partir des vagues doit être au moins égale à celle nécessaire pour faire fonctionner l'ensemble formé par la turbine. Des lois d'interdépendance entre les grandeurs caractéristiques de la turbine sont obtenues, ce qui permet de mieux exploiter les résultats de ce travail.

Mots-clés : *wave, modélisation, turbine, conversion, énergie électrique, alternateur.*

Abstract

Study of a mechanic system to transform the kinetic energy of ocean waves to mechanic energy convertible in electric energy

This work proposes a model of the mechanical system of a hydroelectric station turbine using wave energy. The mathematical model is based on the principle of conservation of energy: the energy drawn from waves must be equal to that required to operate the unit formed by the turbine and generator. Laws of interdependence between the characteristic of the turbine are obtained, which can better exploit the results of this work.

Keywords : *wave, modeling, turbine, conversion, electric energy, alternator.*

Nomenclature

Lettres latines

a , b : Largeur et longueur de la plaque rectangulaire réceptrice de la vague, en $[m]$;

C : Raideur du ressort de rappel, en $[N.m^{-1}]$;

Lettres grecques

φ_1 : Angle de rotation la manivelle par rapport à l'horizontale, en $[rad]$;

φ_2 : Angle de rotation la bielle par rapport à

- C_p : Coefficient de puissance local, sans unité;
 d : Allongement du ressort de rappel, en $[m]$;
 e : Epaisseur de la plaque réceptrice, en $[m]$;
 g : Accélération de la pesanteur terrestre, en $[m.s^{-2}]$;
 J_B : Moment d'inertie de la bielle, en $[kg.m^2]$;
 J_M : Moment d'inertie de la manivelle, en $[kg.m^2]$;
 J_{AL} : Moment d'inertie résultant de l'alternateur par rapport l'axe de l'arbre, en $[kg.m^2]$;
 k : Rapport de la vitesse de rotation de l'alternateur par rapport à celle de la manivelle, sans unité;
 l_1, l_2 : Longueur de la manivelle et celle de la bielle, en $[m]$;
 l_T : Longueur de chacune des deux tiges portant du ressort, en $[m]$;
 P_r : Puissance récupérable à partir de la vague, en $[W]$;
 M : masse totale de la plaque et des deux tiges portant du ressort, en $[kg]$;
 M_B : masse de la bielle, en $[kg]$;
 P_V : Puissance mécanique fournie à vide par le système, en $[W]$;
 S : Surface de la plaque rectangulaire, en $[m^2]$;
 S_M : Section de la tige du mécanisme bielle-manivelle, en $[m^2]$;
 s_i : Section de chaque tige directrice, en $[m^2]$;
 s_T : Section de chaque tige portant du ressort, en $[m^2]$;
 T_C : Période de la rotation du mécanisme bielle-manivelle, en $[s]$;
 V_1 : Vitesse de l'eau en amont de la plaque, en $[m.s^{-1}]$;
 V_2 : Vitesse de l'eau au niveau de la plaque, en $[m.s^{-1}]$.
- l'horizontale, en $[rad]$;
 μ : Coefficient de rentabilité de la transmission de l'énergie de l'eau vers la turbine, sans unité;
 η : Coefficient de frottement dans le mécanisme bielle-manivelle, sans unité;
 η_{AL} : Rendement de l'alternateur, sans unité;
 ρ_e : Masse volumique de l'eau, en $[kg.m^{-3}]$;
 ρ_p : Masse volumique de la plaque, en $[kg.m^{-3}]$;
 ρ_T : Masse volumique de chacune des deux tiges portant du ressort, en $[kg.m^{-3}]$;
 ρ_M : Masse volumique de la tige du mécanisme bielle-manivelle, en $[kg.m^{-3}]$;
 ω_1 : Vitesse angulaire de la manivelle, en $[rad.s^{-1}]$;
 ω_2 : Vitesse angulaire de la bielle, en $[rad.s^{-1}]$;
 ω_{th} : Vitesse angulaire théorique de la manivelle, en $[rad.s^{-1}]$;
 ω_{AL} : Vitesse angulaire de fonctionnement de l'alternateur, en $[rad.s^{-1}]$;

1. Introduction

Dans la recherche de solutions aux problématiques énergétiques actuelles, la contribution de notre travail est de proposer un mécanisme transformant l'énergie des vagues qui se propagent de manière périodique à la surface de la mer près des côtes en vue de la transformer en énergie mécanique puis en énergie électrique par l'intermédiaire d'un alternateur. L'énergie mécanique de la poussée des vagues est captée par une plaque plane rectangulaire. Cette plaque joue le même rôle moteur que le piston pour un mécanisme bielle-manivelle qui transforme le mouvement de translation rectiligne oscillatoire de la plaque en mouvement de rotation de la manivelle. La vitesse angulaire de ce mouvement de rotation est multipliée par un système convenable pour atteindre le régime de fonctionnement de l'alternateur [1-5]. Le modèle mathématique représentant le système ouvert formé par le mécanisme et les vagues est obtenu par l'égalisation de la puissance récupérée à partir des vagues avec celle nécessaire pour mettre en mouvement tout le système [6].

Dans les systèmes semblables existants, les mouvements des vagues mettent en oscillation un système mécanique flottant à la surface de la mer. L'énergie électrique est produite par la transformation de l'énergie mécanique d'oscillation d'un certain pendule pesant [3]. Les vagues jugées exploitables par ce mécanisme en étude sont celles qui présentent un champ de vitesses et une amplitude plus ou moins uniformes pendant un intervalle de temps suffisamment long.

2. Méthodologie

2-1. Description de l'installation

Une plaque plane rectangulaire est fixée perpendiculairement au devant de l'ensemble pour être poussée par la vague (**Figure 1**). Quatre tiges directrices de tuyau inoxydable E_i ($i = 1,4$) fixées sur le mur de protection servent à astreindre la plaque à n'être animée que de mouvement de translation rectiligne oscillatoire.

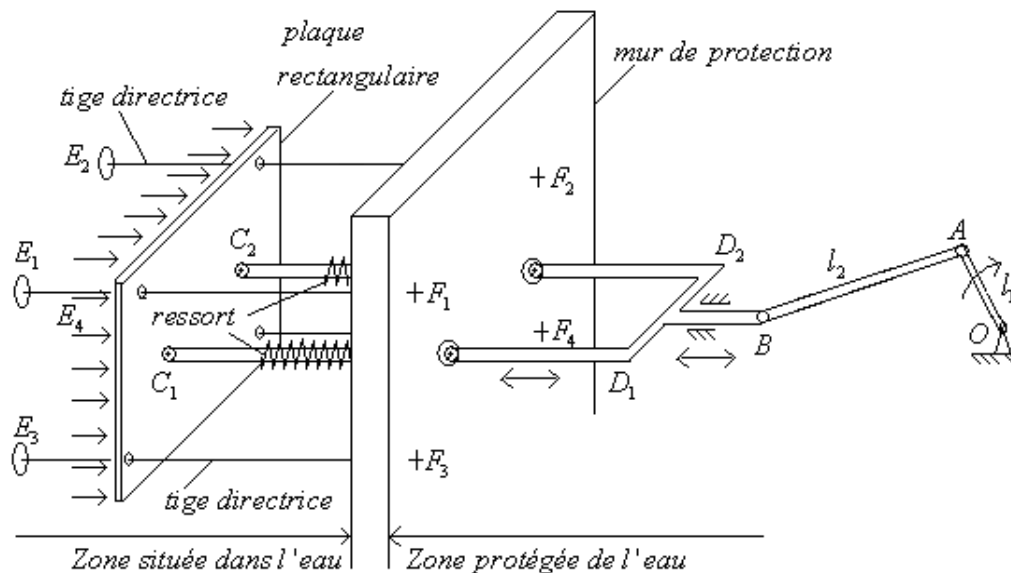


Figure 1 : Schéma de l'installation

Les extrémités E_i de ces tiges sont reliées entre elles de manière à garder constantes les distances entre elles. Au centre de chaque moitié de la plaque, C_1 et C_2 , sont fixées deux tiges C_1D_1 et C_2D_2 . Chacune de ces deux tiges porte un ressort de rappel de raideur suffisante sur une partie entre la plaque mobile et le mur de protection pour repousser et faire retourner la plaque vers sa position initiale après un parcours valant deux fois la longueur l_1 de la manivelle OA . Une extrémité de chaque ressort est fixée sur le mur tandis que l'autre reste libre pour accueillir et culbuter la plaque au moment opportun.

En effet, lorsque le front de la vague arrive à frapper le mur, la plaque doit être repoussée par l'eau déchargée d'une partie de son énergie pour revenir vers sa position initiale. Le mouvement oscillatoire de la plaque est transmis au mécanisme bielle-manivelle OAB qui fait tourner à son tour l'alternateur. L'axe de rotation de l'alternateur est relié à celui du mécanisme bielle-manivelle par un système multiplicateur de vitesse pour atteindre le régime de fonctionnement de l'alternateur.

2-2. Modélisation du système

Le modèle mathématique qui représente le système ouvert formé par la vague et le système mécanique est obtenu en égalisant la puissance qu'on peut capter de la vague à la puissance mécanique nécessaire pour mettre en mouvement la turbine et faire tourner l'alternateur. Ce modèle mathématique met en relation la grandeur caractéristique de la charge qui est l'alternateur en fonction des dimensions de la plaque. L'expression de la puissance récupérable [6] à partir de la vague qui pousse la plaque est définie par :

$$P_1 = \frac{1}{2} C_p \rho_e S V_1^3 \quad (1)$$

La surface de la plaque de largeur a et de longueur b , considérée comme variable explicative, est égale à :

$$S = ab \quad (2)$$

Le moment d'inertie de la manivelle par rapport à son axe de rotation est :

$$J_M = \frac{1}{3} \rho_M s_M l_1^3 \quad (3)$$

La bielle est animée à la fois d'une translation et d'une rotation. Son énergie cinétique est définie par :

$$E_{CB} = \frac{1}{2} (J_B + M_B l_2^2) \omega_2^2 \quad (4)$$

Le moment d'inertie de la bielle AB par rapport à l'axe de rotation de la manivelle est maximal lorsque les deux pièces sont perpendiculaires (**Figure 2**); il est égal à :

$$J_B = \rho_M s_M l_2 \left(\frac{1}{3} l_2^2 + l_1^2 \right) \quad (5)$$



Figure 2 : Schéma du mécanisme bielle-manivelle

Les pièces animées de mouvement de translation sont : la plaque, la pièce en forme de fourche, de longueur totale $(9l_1 + \frac{b}{2})$ (**Figure 1**). Leur masse totale M est définie par :

$$M = \rho_p \cdot a b e + \rho_T s_T (9l_1 + \frac{b}{2}) \quad (6)$$

L'énergie cinétique totale de la partie mobile du système est définie par :

$$E_C = \frac{1}{2} ((M + M_B) l_1^2 + V_2^2 + J_M \omega_1^2 + J_B \omega_2^2 + J_{AL} \omega_{AL}^2) \quad (7)$$

Le mécanisme bielle-manivelle est représenté par **la Figure 2**. La vitesse angulaire ω_2 de la bielle est définie par :

$$\omega_2 = -\omega_1 \frac{l_1 \cdot \cos \varphi_1}{l_2 \cdot \cos \varphi_2} \quad (8)$$

La vitesse maximale de l'ensemble en mouvement de translation est exprimée par :

$$V_2 = \left\| \vec{V}(B) \right\| = \left| -\omega_1 l_1 \sin \varphi_1 \left(1 + \frac{l_1 \cos \varphi_1}{\sqrt{l_2^2 - l_1^2 \sin^2 \varphi_1}} \right) \right| \quad (9)$$

La valeur maximale de ω_2 ne peut pas dépasser ω_1 mais tend vers cette valeur, celle de V_2 est de $\omega_1 l_1$, étant donné que $l_2 \gg l_1$ [6]. Ainsi, lors de la phase motrice du système qui dure une demie période, la puissance maximale nécessaire pour mettre en mouvement toute la partie mobile du système est définie par :

$$E_C = \left((M + M_B) l_1^2 + J_M + J_B + J_{AL} \cdot k^2 \right) \omega_1^2 \cdot \frac{1}{T_C} \quad (10)$$

Lorsque le front de la vague touche la plaque, sa vitesse diminue à cause de cette présence d'obstacle. D'après la théorie de Betz [6 - 14], la vitesse du fluide au niveau de la plaque, donc aussi la vitesse de la plaque, pour laquelle la puissance récupérable à partir du fluide est maximale est définie par :

$$V_2 = \frac{2}{3} V_1 \quad (11)$$

Par suite de toutes ces conditions, la vitesse angulaire théorique de la manivelle est:

$$\omega_{th} = \frac{2}{3} \frac{V_1}{l_1} \quad (12)$$

Mais dans la pratique, en tenant compte de diverses résistances et dissipation d'énergie, cette vitesse angulaire est inférieure à cette valeur théorique [6 - 14] et égale:

$$\omega_1 = \eta \frac{2}{3} \frac{V_1}{l_1} \quad (13)$$

L'énergie potentielle de pesanteur du système varie du côté du mécanisme bielle-manivelle ; l'axe de rotation de la manivelle étant horizontal, cette variation vaut :

$$\Delta E_P = \rho_M s_M (l_1 + l_2) g l_1 \quad (14)$$

L'énergie potentielle élastique des deux ressorts varie aussi chaque fois que ceux-ci s'allongent ou se compriment; sa valeur maximale est définie par :

$$\Delta E_{PE} = C d^2 \quad (15)$$

En tenant compte des dissipations d'énergie dans les différentes liaisons, la condition nécessaire pour que le système fonctionne s'exprime donc par la relation (16) suivante :

$$\frac{1}{2} C_P \rho_e a b V_1^3 - \mu \left(\left(\rho_p \cdot a b e + \rho_T s_T \left(9 l_1 + \frac{b}{2} \right) \right) l_1^2 + J_M + J_B + J_{AL} \cdot k^2 \right) \times \\ \times \left(\eta \frac{2 V_1}{3 l_1} \right)^3 \frac{1}{2\pi} - \mu \left(\rho_M s_M (l_1 + l_2) g l_1 + C d^2 \right) \eta \frac{2 V_1}{3 \pi l_1} = 0 \quad (16)$$

Dans cette équation (16), la longueur b de la plaque est la variable explicative. En effet, pour une vitesse de la vague donnée, la profondeur α de la couche d'eau qui se déplace reste approximativement constante. Le modèle mathématique de l'installation est représenté par le système de trois équations (17):

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \frac{1}{2} C_p \rho_e a b V_1^3 - \mu \left(\left(\rho_p a b e + \rho_T s_T \left(9l_1 + \frac{b}{2} \right) \right) l_1^2 + J_M + J_B + J_{AL} k^2 \right) \times \\
 \times \left(\eta \frac{2V_1}{3l_1} \right)^3 \frac{1}{2\pi} - \mu \left(\rho_M s_M (l_1 + l_2) g l_1 + C d^2 \right) \eta \frac{2V_1}{3\pi l_1} = 0 \quad (i) \\
 \omega_1 = \frac{2\eta}{3l_1} V_1 \quad (ii) \\
 P_V = \frac{\mu}{2\pi} \left(\left(\rho_p a b e + \rho_T s_T \left(9l_1 + \frac{b}{2} \right) \right) l_1^2 + J_M + J_B \right) \left(\eta \frac{2V_1}{3l_1} \right)^3 + \\
 + \mu \left(\rho_M s_M (l_1 + l_2) g l_1 + C d^2 \right) \eta \frac{2V_1}{3\pi l_1} \quad (iii)
 \end{array} \right. \quad (17)$$

3. Résultats

La résolution des équations du système (17) nous permet d'obtenir les résultats présentés dans les **Tableaux 1 et 2**. La racine de l'équation (i) de (17) donne la valeur de la longueur b de la plaque réceptrice. L'équation (ii) de (17) exprime la dépendance linéaire de la vitesse angulaire de la rotation de la manivelle par rapport à la vitesse de déplacement V_1 de la vague. L'équation (iii) de (17) détermine la puissance que la turbine peut développer à vide, c'est-à-dire lorsque l'alternateur est déconnecté de la turbine.

Tableau 1 : Vitesse angulaire de la manivelle selon la vitesse de déplacement de la vague

$V_1, m/s$	2	3	4	5
$\omega_1, rad/s$	2,4	3,6	4,8	6

Pour une vitesse de déplacement de la vague de l'ordre de $V_1=2m/s$, la couche superficielle d'eau qui se meut est de l'ordre de $a=0,5m$, une valeur que nous allons maintenir pour toutes les autres vitesses de vague. Dans le **tableau 2** sont exposées les valeurs de la longueur b de la plaque réceptrice de l'énergie de la vague et celles de la puissance P_V développée par la turbine lorsqu'elle tourne à vide (lorsque l'alternateur est déconnecté) selon la vitesse de déplacement de la vague.

Tableau 2 : Longueur b de la plaque récupératrice et vitesse angulaire ω_1 de la manivelle selon la vitesse V_1 de la vague et le moment d'inertie J_{AL} de l'alternateur

$J_{AL}, kg.m^2$	$V_1=2m/s$		$V_1=3m/s$		$V_1=4m/s$		$V_1=5m/s$	
	b, m	P_V, W	b, m	P_V, W	b, m	P_V, W	b, m	P_V, W
2	0,8380	815	0,7912	2596	0,7748	6026	0,7672	11655
4	1,3877	1349	1,3409	4400	1,3245	10302	1,3169	20006
6	1,9374	1884	1,8905	6204	1,8742	14578	1,8666	28358

8	2,4871	2418	2,4402	8008	2,4238	18854	2,4163	36709
10	3,0368	2953	2,9899	9812	2,9735	23130	2,9660	45060
12	3,5865	3487	3,5396	11616	3,5232	27406	3,5156	53412
14	4,1362	4022	4,0893	13419	4,0729	31682	4,0653	61763
16	4,6859	4556	4,6390	15223	4,6226	35957	4,6150	70114
18	5,2356	5091	5,1887	17027	5,1723	40233	5,1647	78465
20	5,7853	5625	5,7384	18831	5,7220	44509	5,7144	86817

4. Discussion

Les graphiques montrent que les dépendances obtenues sont linéaires ; les courbes représentant les valeurs numériques et les lois d'ajustement se superposent (**Figures 3 et 4**). La vitesse angulaire de la rotation de la manivelle est proportionnelle à la vitesse de déplacement des vagues :

$$\omega_1 = 1,2 \cdot V_1 \tag{18}$$

La longueur de la plaque croît linéairement avec l'augmentation du moment d'inertie de l'alternateur ; mais elle diminue avec l'augmentation de la vitesse de déplacement de la vague (**Figure 3**). Les dépendances obtenues sont linéaires et représentées par des droites parallèles qui sont très proches les unes des autres.

$$\left\{ \begin{array}{l} V_1 = 2m.s^{-1}: b = 0,2748.J_{AL} + 0,2883; \\ V_1 = 3m.s^{-1}: b = 0,2748.J_{AL} + 0,2415; \\ V_1 = 4m.s^{-1}: b = 0,2748.J_{AL} + 0,2251; \\ V_1 = 5m.s^{-1}: b = 0,2748.J_{AL} + 0,2175. \end{array} \right. \tag{19}$$

Pour $2m.s^{-1} \leq V_1 \leq 5m.s^{-1}$ et $2kg.m^2 \leq J_{AL} \leq 20kg.m^2$, un ajustement mathématique nous donne l'expression globale à variables J_{AL} et V_1 suivante :

$$b = 0,2748.J_{AL} + (-0,0036.V_1^3 + 0,0476.V_1^2 - 0,2164.V_1 + 0,5595) \tag{20}$$

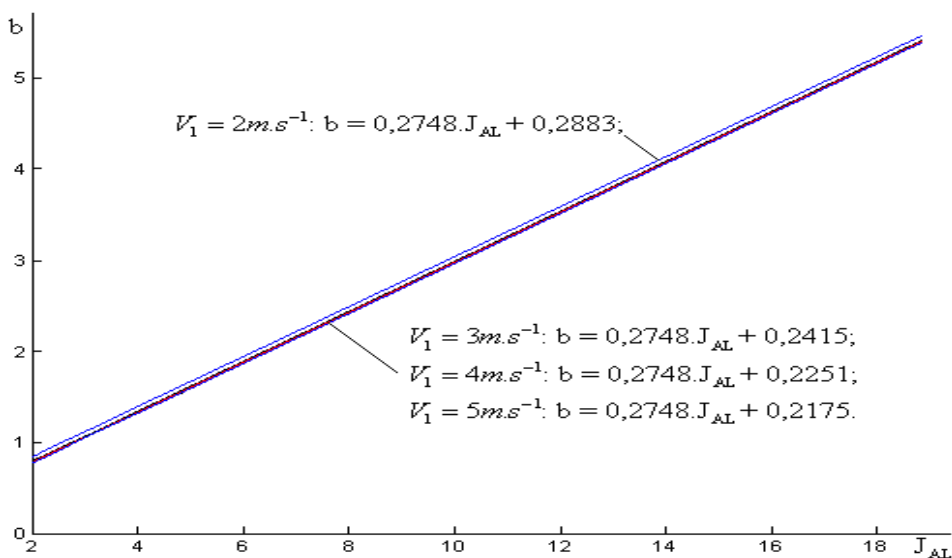


Figure 3 : Variation de la longueur b de la plaque réceptrice en fonction du moment d'inertie de l'alternateur

Les résultats numériques obtenus (**Tableau 2**) nous permettent d'affirmer que les dépendances (19) de la longueur b de la plaque réceptrice par rapport au moment d'inertie de l'alternateur J_{AL} , dont la valeur varie de 2 kg.m^2 à 20 kg.m^2 , sont des relations linéaires. Toutefois, la loi générale (20) de cette dépendance contient un terme du 3^e degré de la vitesse V_1 de déplacement de la vague. La dépendance de la puissance développée à vide par la turbine vis-à-vis de la longueur de la plaque réceptrice est linéaire ; plus la vitesse de déplacement de la vague est grande, plus la pente de la droite est forte (**Figure 4**).

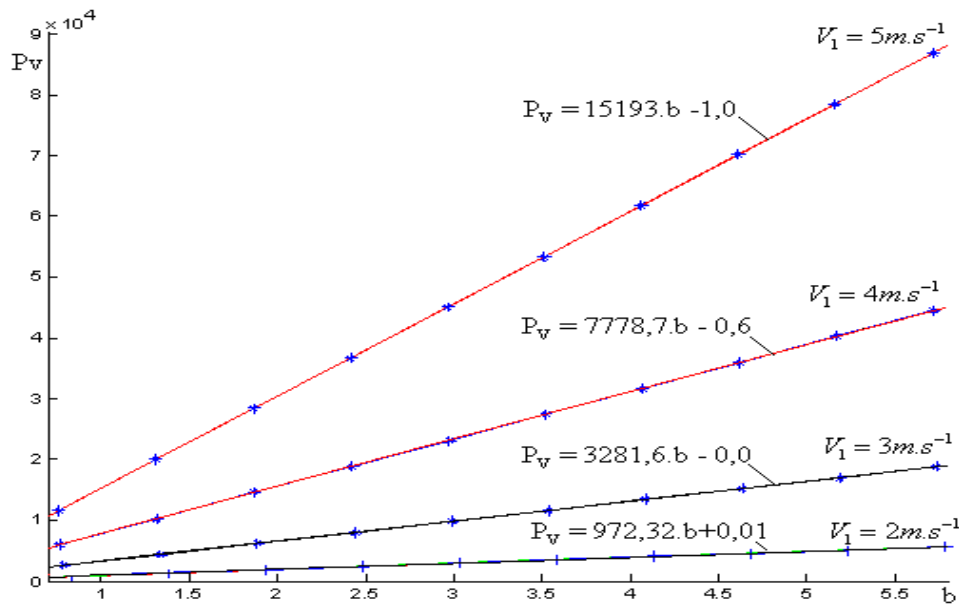


Figure 4 : Variation de la puissance développée à vide par la turbine en fonction de la longueur de la plaque

Pour chaque vitesse V_1 , les lois suivantes sont obtenues :

$$\begin{cases} V_1 = 2 \text{ m.s}^{-1}: P_v = 972,32.b + 0,01; \\ V_1 = 3 \text{ m.s}^{-1}: P_v = 3281,6.b - 0,0; \\ V_1 = 4 \text{ m.s}^{-1}: P_v = 7778,7.b - 0,6; \\ V_1 = 5 \text{ m.s}^{-1}: P_v = 15193.b - 1,0. \end{cases} \quad (21)$$

Pour $2 \text{ m.s}^{-1} \leq V_1 \leq 5 \text{ m.s}^{-1}$, un ajustement plus global nous donne l'expression suivante :

$$P_v = (1276,3.V_1^2 - 4217,9.V_1 + 4339,5).b + (0,1.V_1^2 - 1,3.V_1 + 3,0) \quad (22)$$

Les dépendances (21) de la puissance développée P_v par la turbine, lorsqu'elle n'est pas connectée à l'alternateur, avec la longueur b de la plaque réceptrice dont la valeur varie de $0,8 \text{ m}$ à $5,8 \text{ m}$, sont aussi des relations linéaires. Toutefois, la loi globale (22) de cette dépendance exprime que les paramètres de linéarité de cette dépendance sont des polynômes du 2^e degré de la vitesse V_1 de déplacement de la vague.

5. Conclusion

Les lois simples obtenues dans ce travail sont commodes à des finalités pratiques pour les applications de ce travail. Le concepteur de turbine voulant exploiter l'énergie cinétique des vagues peut utiliser le modèle proposé pour obtenir un système fiable. Les dimensions obtenues sont techniquement acceptables. La conception de cette turbine est nécessaire pour mieux exploiter les sources d'énergies renouvelables existant dans les bords de mer et réduire l'utilisation des énergies fossiles. Ce travail ouvre de la sorte un horizon encore plus large sur l'exploitation des énergies renouvelables, en particulier celles que peut fournir la mer.

Références

- [1] - RUELLAN M. : *Méthodologie de dimensionnement d'un système de récupération de l'énergie des vagues*. Thèse de Doctorat. Ecole Normale Supérieure de Cachan. (2007).
- [2] - BABARIT A. : *Optimisation hydrodynamique et contrôle optimal d'un récupérateur d'énergie des vagues*. Thèse de Doctorat. Ecole Centrale de Nantes. (2005).
- [3] - JOSSET C., BABARIT A. CLEMENT A. H.: *A wave to wire model of the power-take-off unit of the SEAREV Wave Energy Converter*. Journal of Engineering for Maritime Environment. (2006).
- [4] - BAKER N. J. and MUELLER M. A. : *Direct drive wave energy converter*. Révue des Energies Renouvelables. (2001), 4(2), 1-7.
- [5] - PAYNE G. S., TAYLOR J. R., BRUCE T. and PARKIN P. : *Assessment of boundary-element method for modelling a free-floating sloped wave energy device*. Part 2 : Experiment validation. Ocean Engineering. (2008). 35 (3 - 4), pp. 342-357.
- [6] - RATSIMBAZAFY, RANDRIAMAHALEO Solo, RATIARISON A.A. : *Optimisation d'une pompe éolienne*. International Journal of Pure and Applied Science, Volume 3, Number 2, (2010), page 38 to page 47.
- [7] - BAILLY M. : *Thermodynamique technique : 2b. Machines thermiques et frigorifiques, tables numériques*. Bordas, (1971), 1039 pages.
- [8] - COMOLET R. : *Mécanique expérimentale des fluides*. Tome I : Statique et dynamique des fluides non visqueux. Troisième édition revue et corrigée. Masson, (1979), p. 111- 130.
- [9] - COMOLET R. : *Mécanique expérimentale des fluides*. Tome II : *Dynamique des fluides réels*. (1976), 447 pages.
- [10] - RAVIER S., RIGAUT M.: *Mécanique des Fluides*, Ecole Normale Supérieure de LYON, Département des sciences de la Matière, Janvier (2000).
- [11] - SERWAY R. A. : *Mécanique et thermodynamique*. Editions Etudes vivantes. (1992). 791 pages.
- [12] - ARTOBOLEVSKI I. I. : *Théorie des mécanismes et des machines*. (1988). 640 pages.
- [13] - CHETAEV N. G.: *Theoretical mechanics*. Mir Publishers Moscow. (1989). 408 pages.
- [14] - ANOURIEV V. I. : *Guide du constructeur de machines*. Tome 2. Moscou. « Machinastroenie ». (1982). 584 pages.