



UNIVERSITÉ D'ABOMEY-CALAVI
FACULTÉ DES SCIENCES ET TECHNIQUES
ÉCOLE POLYTECHNIQUE D'ABOMEY CALAVI
INSTITUT NATIONAL SUPÉRIEUR DE TECHNOLOGIE
INDUSTRIELLE DE LOKOSSA

Master en Energies Renouvelables et Systèmes Energetiques

9^{-ème} Promotion

Mémoire de Fin de Formation Pour l'Obtention du Diplôme de Master

Thème

**ADAPTATION DE L'EOLIENNE ACCELERATEUR DE FLUX A
UNE POMPE A EAU MECANIQUE**

Rédigé et soutenu par :

Paul GANDOHOUNTO

Le mardi 06 juin 2023

Sous la direction de :

Dr. (MC) PRODGINONTO Vincent

MEMBRES DU JURY

PRESIDENT

Dr. (MC) SEMASSOU Clarence (EPAC/UAC)

EXAMINATEUR

Dr. (MC) KOTO N'GOBI GABIN

ENCADRANT

Dr. (MC) PRODGINONTO Vincent

Année Académique 2022-2023



DEDICACE

Je dédie ce mémoire :

- A mon père GANDOHOUTO Eugène, qui m'a accompagné durant tout mon cursus.
- A ma mère AVODE Léocadie, qui a fourni tous les efforts pour me mettre sur le chemin d'un avenir meilleur. Ce travail est le fruit de tes efforts.

REMERCIEMENTS

Nos sincères remerciements vont :

- ✚ A Dieu le père tout puissant pour tout l'amour dont il nous fait grâce chaque jour et pour nous avoir préservés de tout mal tout au long de mon stage.
- ✚ Au Professeur titulaire KOUNOUHEWA Basile Responsable de la formation du master Energies Renouvelables et Systèmes Energétiques.
- ✚ Au Professeur Clarence SEMASSOU, Maître de conférences, Coordonnateur des études du master Energies Renouvelables et Systèmes Energétiques.
- ✚ A tout le corps enseignant de master de l'ERSE pour leur contribution à notre formation.
- ✚ A mon maître de mémoire Pr PRODJINONTO Vincent, Maître de conférences, qui a accepté de conduire ce travail, et dont la disponibilité, la rigueur, l'esprit critique m'ont beaucoup édifié pour l'élaboration de ce rapport
- ✚ A mon maître de stage et mon tuteur, M. LAINGBE Alain et M. KOUAKANOU Adolphe : l'incarnation de l'enseignant modèle qu'ils sont.
- ✚ A mes grands-parents Pr AVODE Gilbert et Mme Mireille JOHNSON pour leurs soutiens.
- ✚ A mes tantes Mme FANNOU Jeannette, Mme LOPKE Catherine pour leurs soutiens.
- ✚ A ma sœur GANDOHOUNTO Aurielle, pour ta présence et les nombreux sacrifices effectués pour moi.
- ✚ A mes frères GANDOHOUNTO Sem, Boris et Stéphane pour l'énorme travail effectué contribuant à mon succès.
- ✚ A mon meilleur ami ADEROMOU Moctar pour son soutien.

Table of Contents

DEDICACE.....	ii
REMERCIEMENTS	iii
RESUME.....	ix
ABSTRACT	x
INTRODUCTION GENERALE.....	1
PROBLEMATIQUE	3
OBJECTIFS	3
PORTEE DES TRAVAUX.....	3
CHAPITRE 1 : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE	4
Introduction	4
CLASSIFICATION DES POMPES.....	4
1.1- TURBOPOMPES	5
1.1.1- Principe de fonctionnement des pompes centrifuges.....	5
1.1.2- Étanchéité d'une pompe centrifuge	5
1.1.3- Avantages et Inconvénients	6
1.2- POMPES VOLUMETRIQUES	7
1.2.1- Principe de fonctionnement	7
1.2.2- Pompe à rotor - principe et matériel.....	8
1.2.3- Avantages et Inconvénients	8
1.3- CAVITATION	9
1.4- NOTION DE RENDEMENT	10
1.5- DIMENSIONNEMENT D'UN GENERATEUR.....	10
1.6- POMPES A ENERGIE RENOUVELABLE	10
1.6.1- Pompage solaire	11
1.6.2- Pompage éolien.....	12
1.7- UTILITES	13
ÉTAT DE CONNAISSANCE SUR LES ÉOLIENNES.....	14
1.8- FONCTIONNEMENT DE L'ÉOLIENNE.....	14
1.9- CONSTITUTION D'UNE EOLIENNE [24]	14
1.10- CLASSIFICATION DES EOLIENNES.....	15
1.10.1- Éolienne à axe horizontal [30]	15
1.10.2- Éolienne à axe vertical	15
DISPOSITIF EOLIEN A CONVERGENT DE FLUX DE VENT.....	17
1.11- Présentation du schéma du dispositif.....	18
1.11.1- Composition et assemblage.....	18
1.11.2- Utilité du convergent.....	19

1.11.3- Fonctionnement de l'éolienne accélérateur de flux	19
1.11.4- Fonctionnement du dispositif avec un souffleur.....	20
1.11.5- Fonctionnement du dispositif avec trois (03) convergents	20
Conclusion.....	22
CHAPITRE 2: METHODE ET MATERIEL.....	23
Introduction	23
METHODE: DESCRIPTION ET DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS DU DISPOSITIF A ETUDIER	23
2.1- SCHEMA CINEMATIQUE DU MODELE RETENU	23
2.2- PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT.....	24
2.3- DIMENSIONNEMENT D'ELEMENTS DE LA POMPE	24
2.3.2- Hauteur manométrique totale (HMT)	25
2.3.2.1- Hauteur aspiration.....	25
2.3.2.2- Hauteur de refoulement.....	26
2.3.3- Diamètre des orifices d'aspirations et de refoulement de la pompe	26
2.3.4- Pertes de charges.....	27
2.4- ETUDE STATIQUE ET DYNAMIQUE	27
2.4.1- Choix du diamètre des poulies pour entrainement du rotor pompes.	27
2.4.1- Choix de la courroie de transmission de Puissance	28
2.4.2- Longueur L, nombre n de courroie et des tensions de fonctionnement T et T' de la courroie entre la poulie menante et la grande poulie intermédiaire.....	28
2.4.2.1- Calculons l'entraxe théorique <i>ath</i> et la longueur théorique	28
2.4.2.2- Calcul de l'entraxe réel a	29
2.4.3- Calculs des tensions de fonctionnement de la courroie.	29
2.4.3.1- Calcul de la tension de pose T0	29
2.4.3.2- Calcul de la réaction statique Fpy et Fpz sur l'arbre Intermédiaire	29
2.4.3.3- Calcul des réactions statique F'py et F'pz sur l'arbre à disque	30
2.4.4- Calcul du diamètre des arbres	30
2.4.4.1- Diamètre de l'arbre du disque.....	30
2.5- Diamètre arbre intermédiaire	31
2.6- Calcul des couples sur les arbres de transmission de puissant.....	32
2.7- Condition de fonctionnement.....	33
2.8- Rappel sur les performances actuelles du dispositif.	33
2.9- Dimensionnement du nouveau convergent.....	34
MATERIEL: SIMULATION NUMERIQUE.....	34
2.10- PROPOSITION DE MONTAGE DES ELEMENTS DU DISPOSITIF	35
2.10.1- Montage souffleur – convergent	35

2.10.2- Disposition du convergent	35
2.10.3- Disposition des pales.....	36
2.11- le concentrateur	39
2.12- Sécurité	41
Conclusion.....	41
CHAPITRE 3: RESULTATS, ANALYSE ET DISCUSSION.	42
Introduction	42
3.1- PRESENTATION DES RESULTATS ET DISCUSSIONS	42
3.1.1- Résumé sur le calcul des diamètres des poulies.....	42
3.1.2- Récapitulatif des résultats de calculs des couples de transmission de puissance.....	42
3.1.3- Récapitulatif des résultats issus des calculs concernant la poulie et la pompe	43
3.1.4- Récapitulatif des résultats issus des calculs sur l'arbre du disque	43
3.1.5- Diamètre de l'arbre du disque.....	44
3.1.6- Diamètre arbre intermédiaire	44
3.1.7- Récapitulatif des résultats issus des calculs du nombre de Mach; le débit au col; la puissance idéale et le couple idéal.	44
3.1.8- Simulation du numérique du convergent dimensionné.....	45
3.1.9- Choix de la disposition des pales retenue	46
3.1.8- Visualisation de l'impact du concentrateur.....	46
3.2- ANALYSE DES RESULTAS	46
3.2.1- Optimisation du convergent.....	46
3.2.3- Amélioration de la vitesse de rotation, du couple et de la puissance récupérable.	47
3.2.4- Ajout d'un concentrateur	47
3.2.5- Mode de fonctionnement avec la pompe	48
3.3- DISCUSSIONS.....	48
3.3.1- Écoulement de l'air dans le convergent.	48
3.4- Dispositif retenue.	50
Conclusion.....	51
CONCLUSION GENERALE	52
REFERENCES.....	54
ANNEXES 1	56

LISTE DES FIGURES

Figure 1: Forme de l'aube (roue) des pompes centrifuges.....	5
Figure 2: Forme de la roue des turbopompes.....	5
Figure 3: Presse étoupe.....	6
Figure 4: Image d'une pompe à piston.....	7
Figure 5: Image d'une pompe à diaphragme.....	8
Figure 6 : Refoulement avec un pompe monolift.....	8
Figure 7: Photo du rotor d'une pompe endommagée.....	9
Figure 8: Pompe d'épuisement électrique.....	12
Figure 9 : Schéma d'une pompe d'épuisement électrique.....	13
Figure 10: Structure pompe d'épuisement électrique.....	13
Figure 11: Conversion de energie cinetique du vent.....	14
Figure 12: Différentes parties d'une eolienne.....	14
Figure 13 : Les eoliennes a axe horizontal.....	15
Figure 14 : Représentations simplifiées de l'eolienne a axe vertical.....	16
Figure 15: Eoliennes de type darrieus.....	16
Figure 16: Photo du dispositif à convergent de flux.....	17
Figure 17: Image du dispositif à converge de flux.....	18
Figure 18 : Amplitude de vitesse (a) et de la pression (b) a la sortie de l'acceleration de flux.....	19
Figure 19 : Image du dispositif avec un convergent.....	19
Figure 20: Image du souffleur.....	20
Figure 21: Schéma complet du dispositif éolien proposé avec trois convergents.....	20
Figure 22 : Schema cinématique du modèle retenu.....	23
Figure 23: Photo d'une pompe centrifuge.....	24
Figure 24 : Image d'une pompe mécanique.....	24
Figure 25 : Image d'une installation hydraulique.....	25
Figure 26 : Illustration de l'angle β	30
Figure 27 : Représentation de l'arbre du disque.....	30
Figure 28 : Schema des forces agissant sur l'axe.....	30
Figure 29: Représentation de l'arbre intermédiaire.....	31
Figure 30: Schéma des forces agissant sur l'axe.....	31
Figure 31: Image du comportement du fluide a travers l'ensemble souffleur-convergent.....	35
Figure 32: Image du convergent.....	35
Figure 33: Profil d'aile d'un avion.....	36
Figure 34: Image montrant la disposition d'une pale.....	37
Figure 39 : Image d'une pale en disposition 5.....	38
Figure 40 : Image du concentrateur.....	39
Figure 41: Montage du concentrateur.....	39
Figure 42 : Comportement du fluide dans le concentrateur.....	40
Figure 43 : Image montrant les zones de pression dans la cage de concentration.....	40
Figure 44 : Image du dispositif avec les grilles de sécurités.....	41
Figure 45: Image montrant la pointe de vitesse dans le convergent.....	45
Figure 46: Image montrant les zones de pression dans la cage de concentration.....	46
Figure 47 : Image montrant la répartition de la pression dans le convergent.....	48
Figure 48 : Image montrant les lignes de courant du flux d'air.....	49
Figure 49: Image montrant la répartition de la vitesse dans le convergent.....	49
Figure 50 : Image du dispositif avec la cage.....	50

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 : Résumé du principe de fonctionnement de différentes pompes.....	9
Tableau 2:hauteur d'aspiration en fonction du type de pompe	10
Tableau 3: Résumé Des Avantages Et Inconvénients Des Deux Dispositifs.....	17
Tableau 5 : Réaction du fluide en contact avec la pale	37
Tableau 6: Résumé sur le calcul des diamètres des poulies.	42
Tableau 7: Récapitulatif des résultats de calculs des couples de transmission de puissance..	42
Tableau 8: Récapitulatif des résultats issus des calculs concernant la poulie et la pompe	43
Tableau 9: Récapitulatif des résultats des calculs de la poulie P'' et l'arbre du disque.....	43
Tableau 10 : Résultats des calculs du nombre de Mach ; le débit au col ; la puissance idéale et le couple idéal.....	44
Tableau 11 : Devis quantitatif et estimatif pour la réalisation du prototype	56

SIGLES ET ABREVIATIONS

UE : Union Européenne

J_{ref} : Perte de charge au refoulement

J_{asp} : Perte de charge à l'aspiration

h_a : Hauteur d'Aspiration

h_r : Hauteur de Refoulement

NPSH : Net Positive Suction Head

AOA : Angle of Attack

RESUME

Dans le contexte actuel de crise énergétique que traverse le monde, les énergies renouvelables représentent des alternatives capables de donner satisfaction aux différents problèmes auxquels nous sommes confrontés.

En effet, l'éolienne figure parmi les principales technologies de production électrique utilisant une énergie renouvelable. Mais l'incertitude d'une continuité et d'une régularité du vent ainsi que la hauteur et les longueurs de pales nécessitant des coûts de conception impressionnantes, fait d'elle un parent pauvre parmi les énergies renouvelables développées.

Ce travail faisant suite à une recherche portée sur la modélisation théorique et l'expérimentation d'un accélérateur de flux de vent couplé à un dispositif de production d'énergie électrique, présenté par le Dr Mohamed MOUMOUNI GUERO se propose tout d'abord d'optimiser le dispositif réalisé puis, lui donner une autre utilité en le couplant à nouveau à une pompe mécanique à eau.

Pour ce faire, nous avons réalisé une modélisation 3D à partir des dimensions du dispositif, pour ainsi déterminer les organes responsables des pertes. Nous avons aussi pensé au couplage de la pompe et de l'éolienne accélérateur de flux de vent pour un bon rendement de pompage.

L'analyse des résultats obtenus après les simulations faites sur logiciel du dispositif, tenant compte des différentes propositions et mesures correctives proposées, a prouvée une amélioration des facteurs de performances tels que le débit d'air soufflé sur les pales, le couple sur l'axe de sorti, la vitesse de rotation et la puissance générée.

Mots-clés : Eolienne - Energie renouvelable - Modélisation 3D - Pompe mécanique à eau - Eolienne accélérateur de flux

ABSTRACT

In the current context of global energy crisis, renewable energies represent alternatives capable of providing solutions to the various problems we face.

In fact, wind turbines are among the main renewable energy using renewable energy. But the uncertainty of wind continuity and regularity, as well as the height and length of the blades requiring impressive design costs, make it a poor relation among the renewable energies developed.

This paper, presented by Dr Mohamed MOUMOUNI GUERO, follows on from his research into the theoretical modelling and experimentation of a wind flow gas pedal coupled to an electrical energy production device, and aims firstly to optimize the existing device, and then to give it a new purpose by coupling it once again to a mechanical water pump.

To this end, we have produced a 3D model based on the dimensions of the device, to determine the components responsible for losses. We also thought about coupling the pump with a wind turbine to accelerate the wind flow, thus ensuring high pumping efficiency.

Analysis of the results obtained from the software simulations of the system, taking into account the various proposals and corrective measures proposed, showed an improvement in performance factors such as flow rate and efficiency.

Keywords: Renewable energy - 3D modeling - Mechanical water pump - Wind turbine pump - Wind turbine flow gas pedal

INTRODUCTION GENERALE

Une grande partie de l'énergie utilisée dans le monde aujourd'hui (plus de 80%) provient de gisements de combustibles fossiles (charbon, pétrole, gaz) ou d'uranium [1]. Ces stocks, constitués au fil des âges et de l'évolution géographique, sont évidemment en quantité limitée. Alors que l'UE et une partie du reste du monde sont dépendant à 44% du gaz russe [2], les sanctions sur celui-ci en réponse à son invasion de l'Ukraine, ont pour conséquence l'augmentation drastique du prix de l'énergie dans le monde [2]. A cela, s'ajoute les taxes carbone qui constituent une sorte d'impôt environnemental et qui sont en nettes progression [3]. Les conséquences de cette augmentation en agriculture ne sont pas moindres. En effet, les engins agricoles utilisés pour l'irrigation dépendent de l'énergie. Dans l'incapacité de s'offrir les services de l'énergie, les besoins essentiels en eau des plantes ne sont plus satisfaits dans plusieurs régions du monde. Ce qui entraîne une baisse de rendement de production végétale ainsi qu'animale. Et pourtant l'existence humaine dépend de l'eau. La géosphère, l'atmosphère et la biosphère entretiennent toutes des relations étroites avec l'eau. L'eau interagit avec l'énergie solaire pour déterminer le climat, et elle transforme et transporte les substances physiques et chimiques nécessaires à toute vie sur terre [4]. Une solution à toutes ces préoccupations est trouvée avec l'utilisation d'énergies renouvelables en l'occurrence l'énergie éolienne. Les éoliennes convertissent l'énergie cinétique du vent en énergie mécanique puis en électricité. Cependant nombreuses sont les difficultés auxquelles sont confrontés ces dispositifs. D'une part, il y a l'incertitude d'une continuité et d'une régularité du vent. D'autre part, il faut envisager des hauteurs et des longueurs de pales impressionnantes. Le gros problème à l'origine du sous-développement de cette source d'énergie réside dans l'imprévisibilité du vent [5].

Ce travail se propose d'optimiser une innovation éolienne réalisée dans le cadre d'une recherche scientifique et de trouver une solution technique pour le coupler à une pompe mécanique à eau.

Pour ce faire, nous avons subdivisé notre travail en trois (03) différentes parties :

- Chapitre 1 : ETAT DE L'ART

Il sera question ici de faire :

- la synthèse bibliographique sur les pompes à eau ;
- la synthèse bibliographique sur les l'éoliennes ;
- la présentation du dispositif : 'Eolienne accélérateur de flux', réalisée pour la production d'électricité.

- Chapitre 2 : MATERIEL ET METHODE

Il s'agira ici de :

- faire la description du dispositif à étudier
- faire l'étude cinématique et dynamique
- présenter le schéma cinématique
- dimensionner les organes nécessaires pour réaliser le pompage d'eau avec l'éolienne accélérateur de flux ;
- proposer des solutions d'amélioration du dispositif réalisé en se basant sur les résultats issus de simulations numériques.

- Chapitre 3 : RESULTATS ET ANALYSE

Nous allons présenter ici

- les résultats obtenus ;
- proposer un nouveau dispositif avec les organes dimensionnés en tenant compte des améliorations proposées.
- une analyse et une discussion des résultats obtenus ;
- une estimation du coût de conception du nouveau dispositif.

PROBLEMATIQUE

En écho à la situation internationale dans le monde avec l'invasion de l'Ukraine par la Russie et l'augmentation des taxes carbone sur la production de l'énergie à base des sources fossiles, les coûts de production de l'énergie sont en hausses. Plusieurs secteurs d'activités sont touchés principalement le secteur agricole. Ceci a pour conséquence la baisse du rendement de la production végétale et animale, les infections et d'autres maladies dans les villages ne disposant pas de l'eau potable.

OBJECTIFS

L'objectif principal de ce travail est de trouver une solution technique et viable à l'adaptation du dispositif : accélérateur de flux, réalisé dans la thèse de Doctorat présentée par le Dr MOUMOUNI GUERO Mohamed [6], pour le domaine d'utilisation qu'est le pompage d'eau.

Cet objectif se décline en deux (03) objectifs spécifiques définis comme suit :

- Optimiser les performances du dispositif existant ;
- Concevoir le dispositif optimisé ;
- Intégrer une pompe mécanique dans le dispositif conçu.

Le résultat attendu est une conception d'éolienne de pompage à base du dispositif optimisé.

PORTEE DES TRAVAUX

Ce travail se propose de concevoir un dispositif de pompage d'eau, en se basant sur un autre dispositif réalisé pour la production d'électricité et ce, avec les principes de la mécanique générale, la mécanique des fluides et des simulations numériques.

Une analyse de la conception actuelle nous permettra de déceler éventuelles causes de perte d'énergie, les corriger puis repenser le dispositif.

CHAPITRE 1 : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

Introduction

Des moulins aux éoliennes, c'est une longue histoire qui remonte à l'aube de l'humanité. Des vestiges de la civilisation perse attestent que des systèmes rudimentaires utilisaient déjà le vent pour les activités de décortilage des grains. Les premières utilisations connues de cette énergie remontent à environ 2000 ans avant J.-C. 400 ans avant J.-C déjà, des descriptions écrites de l'utilisation des moulins à vent en Inde apparurent. Mais c'est vers le XII^e siècle qu'apparurent en Europe, les premiers moulins à vent, qui permettaient de pomper l'eau ou moudre le grain [24]. Désormais les éoliennes sont utilisées non seulement pour le pompage mais également pour la production de l'électricité. Le système de pompage peut différer selon les modèles : soit une pompe à piston, soit une pompe centrifuge

Le choix du système de pompage se fait généralement en prenant en compte non seulement les contraintes techniques (le type d'énergie, la hauteur de refoulement, le débit recherché...), mais aussi les contraintes liées au contexte socio-économique (système de pompage accepté, disponibilité des pièces détachées, facilité de maintenance des pompes).

Dans ce chapitre, une classification des pompes ainsi qu'un état de connaissance sur les éoliennes a été présenté, sans oublier le rappel du fonctionnement de l'éolienne à convergent de flux.

CLASSIFICATION DES POMPES

Il existe deux (02) grands types de pompes :

- Les turbopompes, qui agissent sur l'énergie cinétique ;
- Les pompes volumétriques qui agissent sur l'énergie de pression ;

Il existe une troisième (3^e) catégorie de moins en moins utilisée : les pompes à capacité qui agissent sur l'énergie d'altitude. [9]

1.1- TURBOPOMPES

Dans la catégorie des turbopompes, nous utilisons généralement les pompes centrifuges qui sont aujourd'hui les plus répandues. Il en existe des radiales, axiales ou mixtes.

1.1.1- Principe de fonctionnement des pompes centrifuges

Les pompes centrifuges font partie de la famille des turbopompes. Dans les turbopompes une roue (rotor), munie d'aubes ou d'ailettes, animée d'un mouvement de rotation (arbre moteur), fournit au fluide l'énergie cinétique dont une partie est transformée en pression, par réduction de vitesse dans un organe appelé récupérateur (stator). Les turbopompes et les pompes centrifuges sont distinguées suivant la forme de la roue. La force motrice d'entraînement de l'arbre peut provenir d'un moteur thermique, d'un moteur électrique immergé ou émergé ou encore toute autre force comme, par exemple, une turbine sur un fleuve. [9]

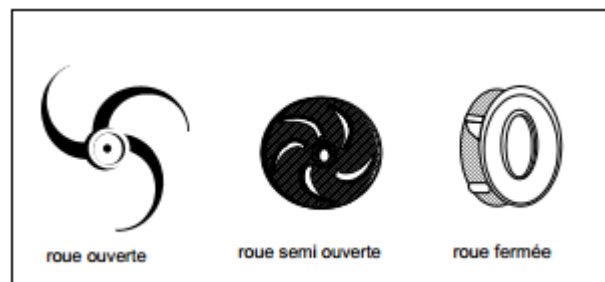


FIGURE 1: FORME DE L'AUBE (ROUE) DES POMPES CENTRIFUGES

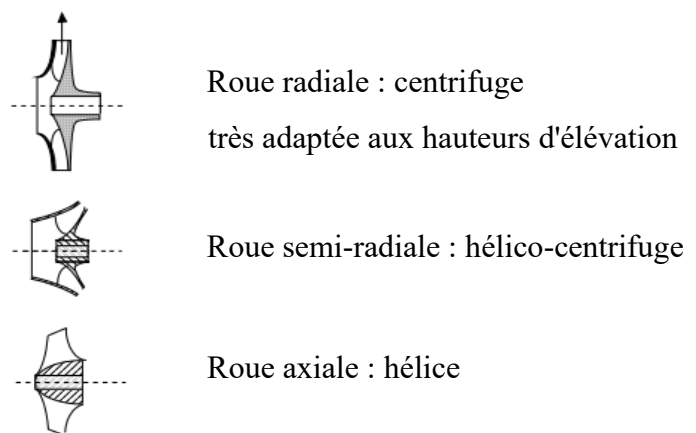


FIGURE 2: FORME DE LA ROUE DES TURBOPOMPES

1.1.2- Étanchéité d'une pompe centrifuge

La partie hydraulique (volute) dans laquelle tourne l'aube étant traversée par l'arbre du moteur, le système d'étanchéité est constitué d'une presse étoupe (graphite) enroulé autour de l'arbre et serré par un fouloir, étoupe au graphite fouloir à écrou fouloir à goujons. [10]

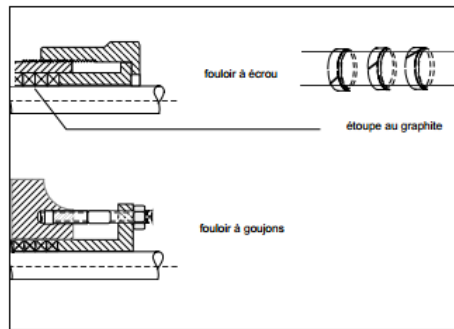


FIGURE 3: PRESSE ÉTOUPE

1.1.3- Avantages et Inconvénients

Ces pompes sont les plus employées actuellement et les quelques raisons derrière ce choix sont les suivantes [11] :

➤ Leur nature :

Ces appareils ne comportent aucune liaison articulée et leur entraînement par un moteur électrique ou thermique est facile à réaliser.

➤ L'encombrement

L'encombrement d'une turbopompe qui pourrait être encore modifié (de l'horizontal à la vertical), est environ huit fois moindre que celui des pompes volumétriques.

➤ Les frais

Les frais d'entretiens sont peu élevés

Outre les pompes centrifuge dans cette catégorie, nous avons aussi

- Les pompes hélice ou radiales
- Les pompes hélico-centrifuges ou semi-axiales.

Les pompes centrifuges couvrent 80% des pompes utilisées. Elles sont les plus utilisées et présentent quelques avantages :

- Construction simple
- Prix d'achat modéré
- Cout de maintenance faible
- Bon rendement (70 à 80%)

- Adaptées à toute sorte de liquide
- Vitesse de rotation comprise entre 750 et 3000 tr/min
- Les inconvénients
- Incapacité de pomper des liquides trop visqueux (les roues tournent sans entrainer le fluide)
- Production d'une pression différentielle faible (0.5 à 10bars)
- Incapacité à s'auto amorcer

1.2- POMPES VOLUMETRIQUES

En ce qui concerne les pompes volumétriques, elles conviennent pour élever de faibles débits à de fortes pressions. On retrouve :

- A profil conjugués ou rotatives : (les pompes à engrenages, à lobes, à vis, hélicoïdale, à piston relatif) ;
- A palettes ou alternatives : rigide ou flexibles ; (à piston simple ou effet double ou à membrane).

Elles sont les plus utilisées dans l'hydraulique villageoise avec motricité éolienne, humaine ou animale [11].

1.2.1- Principe de fonctionnement

Le liquide est d'abord aspiré par l'augmentation du volume d'un cylindre puis est refoulé par la réduction de ce même volume. L'énergie de pression est fournie directement au liquide contenu dans ces pompes et par variation successive d'un volume raccordé alternativement à l'orifice d'aspiration et à l'orifice de refoulement [9].

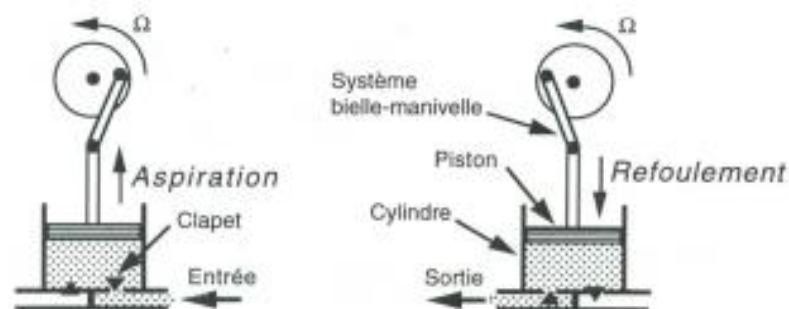


FIGURE 4: IMAGE D'UNE POMPE À PISTON

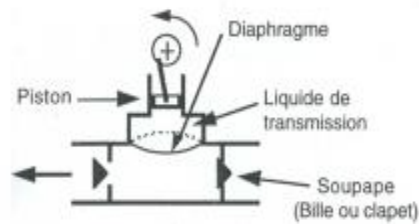


FIGURE 5: IMAGE D'UNE POMPE À DIAPHRAGME

1.2.2- Pompe à rotor - principe et matériel.

La pompe fonctionne sur le principe de variation volumétrique. L'élément de pompage (partie hydraulique) comprend un rotor hélicoïdal en alliage d'acier qui tourne à l'intérieur d'un stator en caoutchouc, élastique à double hélice [11].

Le rotor est mis en mouvement depuis la surface par l'intermédiaire d'un arbre guidé par des paliers. Ce type de technologie est très adapté pour une motorisation de la pompe par courroie.

La pompe Monolift a l'avantage de pouvoir monter en charge au niveau de la fontaine et donc de refouler dans un réservoir surélevé afin de favoriser ensuite une distribution gravitaire par exemple.

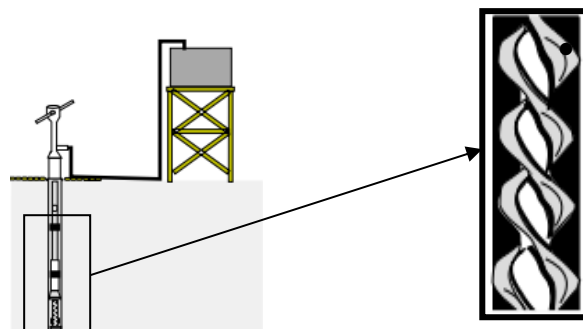


FIGURE 6 : REFOULEMENT AVEC UN POMPE MONOLIFT

1.2.3- Avantages et Inconvénients

Les pompes volumétriques fournissent une importante différence de pression pour un débit relativement faible. Elles portent le nom de compresseurs dans le cas où le fluide manipulé, est un gaz pour une forte pression ; surpresseurs quand elles servent à générer un fort débit sous une pression donnée.

1.3- CAVITATION

Une pompe est construite pour véhiculer un fluide et non un gaz. La cavitation est la vaporisation du fluide contenu dans la pompe, quand il est soumis à une pression inférieure à la tension de vapeur correspondant à sa température.

Si une pompe cavite, le débit d'eau chute fortement et le changement d'état de l'eau crée un martèlement à fréquence élevée pouvant occasionner d'importants dégâts (érosion de la turbine, arrachement de métal...). Le bruit engendré par la cavitation est caractéristique, il donne l'impression que la pompe véhicule des graviers. La documentation technique de la pompe nous indique la pression minimale à l'aspiration, en dessous de laquelle la pompe ne doit pas travailler. Cette valeur s'appelle le NPSH [9].



FIGURE 7: PHOTO DU ROTOR D'UNE POMPE ENDOMMAGÉE

Le principe de fonctionnement correspondant aux différents types de pompes est présenté dans le tableau suivant :

TABLEAU 1 : RÉSUMÉ DU PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE DIFFÉRENTES POMPES

	Partie moteur	Accouplement	Partie hydraulique
Pompe à motricité humaine	Main pied	Levier + tringlerie	Pompe volumétrique (piston immergé ou émergé)
Motopompe de surface	Moteur thermique (diesel ou essence)	Arbre sur paliers	Pompe centrifuge
Pompe immergée électrique	Moteur électrique immergé	Arbre	Pompe centrifuge à roues multi-étages
Pompe d'épuisement pneumatique	Compresseur	Tuyau d'air comprimé	Pompe volumétrique à membrane

TABLEAU 2:HAUTEUR D'ASPIRATION EN FONCTION DU TYPE DE POMPE

Types de pompes de surface	Hauteur maximale d'aspiration	Exemples de pompe
Pompes à main à piston émergé	Entre 7 et 10 mètres selon modèles	Type VN6, Birmanie.
Petites pompes centrifuges électriques	Maximum 8 mètres	Toutes marques, toutes origines
Pompes centrifuges électriques de taille importante	Voir le NPSH systématiquement	Toutes marques Grundfos, KSB, Voguel,
Motopompes centrifuges de surface (moteur essence)	Jusqu'à 10 mètres avec talent	Pompes robins, Tsuruni moteurs Honda
Motopompes centrifuges de taille importante (moteur diesel)	Voir le NPSH maximum 7 mètres.	Pompes sur moteurs Lister par exemple

1.4- NOTION DE RENDEMENT

En fonction du type de transmission entre la partie pompe et la partie moteur, le rendement entre la puissance mécanique et la puissance absorbée par le moteur sera de [11] :

- 10 à 15% dans le cas d'une transmission directe par arbre.
- 30% dans le cas d'une transmission par courroie.

1.5- DIMENSIONNEMENT D'UN GENERATEUR

Le générateur sera choisi en fonction des caractéristiques du moteur de la pompe. Une pompe triphasée sera toujours alimentée par un groupe fournissant du courant triphasé. Une pompe monophasée, pourra être alimentée par un groupe monophasé ou triphasé de préférence pour réduire les problèmes d'intensité de démarrage. Un boîtier de démarrage sera nécessaire pour les pompes monophasées [11].

1.6- POMPES A ENERGIE RENOUVELABLE

Le pompage solaire est une technologie maintenant bien maîtrisée par les constructeurs. Cette solution peut se relever intéressante pour l'alimentation en eau d'un village de taille moyenne. Les débits exploités et HMT restent limités (maximum 100 m³/j à 10 mètres). Au-delà, la surface des panneaux solaires à installer devient vite importante et l'installation très onéreuse. La maintenance de ces installations doit être considérée au même titre qu'une installation classique même si les coûts de fonctionnement sont quasi nuls. Il faudra s'assurer de la

disponibilité des pièces détachées et de la formation de techniciens à cette technique. Enfin le solaire peut induire une fausse idée du coût de l'eau et de la maintenance de l'installation [11].

1.6.1- Pompage solaire

➤ Energie solaire

Des panneaux solaires convertissent l'énergie solaire (agitation des photons) en énergie électrique (agitation des électrons). Cette énergie peut être accumulée dans des batteries (accumulateurs) pour permettre un fonctionnement continu, ou transmise directement à l'appareil électrique. On distingue :

⇒ Le fonctionnement "au fil du soleil", dit "fil de l'eau" dans le cas du pompage
⇒ fonctionnement sur batterie avec stockage de l'énergie (frigo, éclairage, radio par exemple).

Le pompage solaire se fait toujours au fil de l'eau pour s'affranchir des accumulateurs qui sont des équipements onéreux à changer tous les 2/3 ans.

Sur un réseau d'eau, le réservoir a une fonction similaire à un accumulateur.

⇒ Les panneaux solaires fournissent la puissance nécessaire au fonctionnement de la pompe. Le montage de ceux-ci en série permet d'obtenir la tension voulue au convertisseur (on additionne les tensions de chaque module).

⇒ Le convertisseur permet l'alimentation en courant alternatif 220V de la pompe à partir du courant continu fourni par les panneaux solaires. Le débit de la pompe et donc la vitesse de rotation du rotor variera en fonction de l'ensoleillement avec un débit maximum au milieu de la journée. L'électricité produite par les panneaux est un courant continu d'une intensité de quelques ampères, sous une tension de 12 à 18V, fournissant une puissance selon les modèles de 60 à 90 WC. (4,86A, 18,5V et 90Wc pour les BP Solar 590).

Le rendement des panneaux solaires est fonction de l'ensoleillement et de l'angle d'exposition d'une part et de la température des cellules d'autres part. Ces deux (02) paramètres dépendent de la latitude et des caractéristiques climatologiques et géographiques de la zone d'implantation. Une étude est obligatoire pour chaque cas afin de connaître la surface de panneaux nécessaire à la pompe. [11]

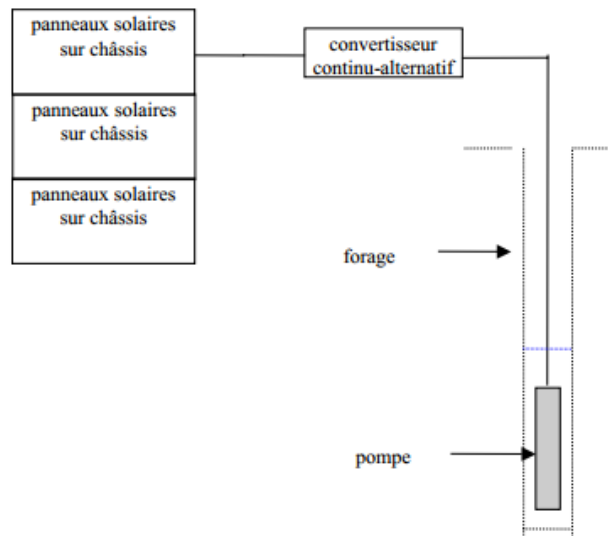


FIGURE 8: POMPE D'ÉPUISEMENT ÉLECTRIQUE

1.6.2- Pompage éolien

➤ Pompage éolien mécanique

Ce type d'éolienne est constitué d'une vingtaine de pales (éolienne multipale). La vitesse minimale du vent pour le fonctionnement est de 2 m/s. Le vent permet d'entraîner un rotor qui crée une énergie mécanique, laquelle actionne une pompe à piston par l'intermédiaire d'une bielle et permet de remonter l'eau [12].

➤ Pompage éolien électrique

Plusieurs systèmes de pompage éolien électrique existent. Le plus courant est un rotor muni de deux à trois pales, entraîné par le vent et relié à une génératrice qui transforme l'énergie mécanique en énergie électrique, permettant de faire fonctionner une pompe de surface ou submersible. La vitesse minimale du vent pour le fonctionnement est de 3 à 4 m/s. Ce sont généralement des éoliennes de plus grande envergure.

Selon les équipements, il est possible d'avoir un débit moyen de 500 à 1 500 litres par heure, suivant le diamètre de la roue et de la pompe et selon la hauteur du pylône. En effet, passer d'un mât de 6 à 12 mètres permet de gagner 7% sur la vitesse du vent, soit 20% sur le pompage. Certains équipements permettent de rabaisser l'éolienne en cas d'intempérie, ou encore de l'arrêter lorsque le vent est trop important, ce qui pourrait endommager le mécanisme de fonctionnement. Les éoliennes possèdent aussi un dispositif d'orientation qui place en permanence le rotor face au vent, le dispositif le plus simple étant le gouvernail.

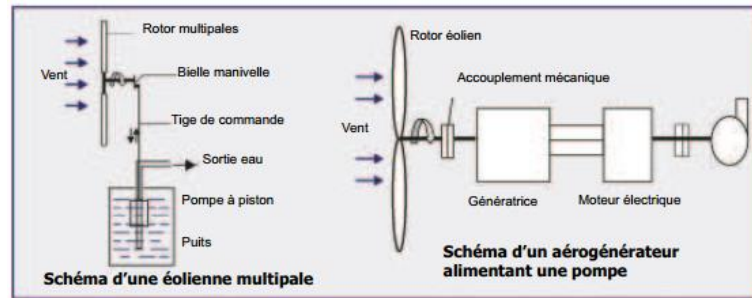


FIGURE 9 : SCHÉMA D'UNE POMPE D'ÉPUISEMENT ÉLECTRIQUE

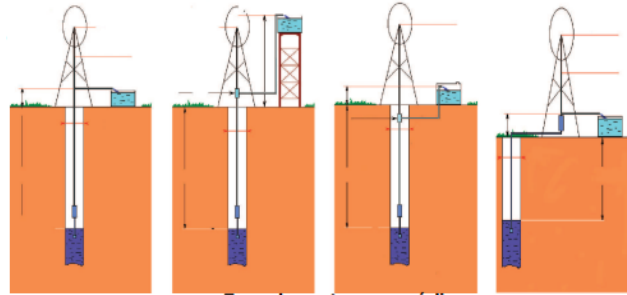


FIGURE 10: STRUCTURE POMPE D'ÉPUISEMENT ÉLECTRIQUE

Il existe deux montages différents pour l'éolienne

- Les montages à la verticale :
 - 1) à la verticale du puits, les éoliennes de pompage sont capables de pomper jusqu'à 65 mètres, parfois plus,
 - 2) montage à la verticale du puits avec un château d'eau pour le stockage,
 - 3) montage à la verticale du puits mais avec une adaptation pour une utilisation continue (système hors gel).
- Les montages en déporté :
 - 4) montage en déporté, c'est-à-dire puits et éolienne décalés. La distance entre ces derniers peut atteindre 80 à 100 mètres dans certaines conditions

1.7- UTILITES

- l'élevage de bétail : remontée de l'eau vers les abreuvoirs ;
- l'irrigation de cultures ;
- le drainage et l'assèchement ;
- la fidélisation du gibier par création de points d'eau ;
- le traitement des eaux usées par lagunage ;

- l'hydraulique villageoise dans les zones arides en pays tropicaux et subtropicaux ;
- les villages isolés.

ÉTAT DE CONNAISSANCE SUR LES ÉOLIENNES

1.8- FONCTIONNEMENT DE L'ÉOLIENNE

L'éolienne ou encore aérogénérateur, est un dispositif utilisé pour la conversion d'une partie de l'énergie cinétique du vent en énergie. La figure 1 représente le dispositif de la conversion de l'énergie cinétique du vent en énergie électrique.

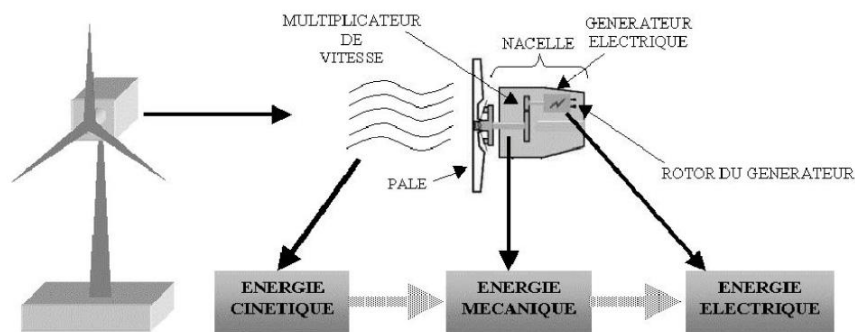


FIGURE 11: CONVERSION DE ENERGIE CINETIQUE DU VENT

1.9- CONSTITUTION D'UNE EOLIENNE [24]

La machine se compose de pales (3 en général) portées par un rotor et installées au sommet d'un mât vertical. Cet ensemble est fixé sur une nacelle qui abrite un générateur. Un moteur électrique permet d'orienter la nacelle afin que le rotor soit toujours face au vent. Le vent fait tourner les pales entre 10 et 25 tours par minute. Le générateur transforme l'énergie mécanique ainsi créée en énergie électrique injectée dans le réseau en conformité aux normes électriques applicables.

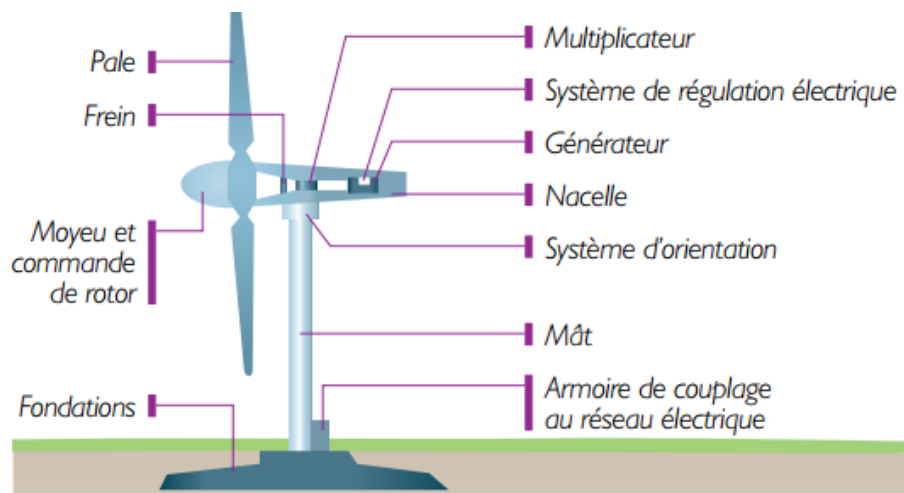


FIGURE 12: DIFFÉRENTES PARTIES D'UNE EOLIENNE

1.10- CLASSIFICATION DES EOLIENNES

Les éoliennes sont classées en deux (02) grandes catégories selon l'orientation de leurs axes de rotation.

1.10.1- Éolienne à axe horizontal [30]

Constituées de deux ou trois pales, les éoliennes à axe horizontal ont été inspirées des moulins à vent. Leur principe de fonctionnement est presque identique à celui des turbines hydrauliques : l'énergie mécanique du vent fait tourner des pales reliées à un multiplicateur de vitesse qui à son tour est relié à un alternateur. Ce dernier produit de l'électricité. Une éolienne est formée de trois parties principales : le rotor, la nacelle et la tour (Fig. 3) [27]. Les éoliennes à axe horizontal peuvent fonctionner en « amont » ou en « aval ». Pour les éoliennes qui fonctionnent en amont, le vent frappe les pales directement. Il s'ensuit qu'elles doivent être rigides pour pouvoir résister au vent. La majorité des grandes éoliennes dont la puissance dépasse les 1000 kW fonctionnent avec ce principe. Pour les éoliennes fonctionnant en aval, le vent frappe sur l'arrière des pales. Cette configuration est plus utilisée pour les petites éoliennes (Fig. 4).

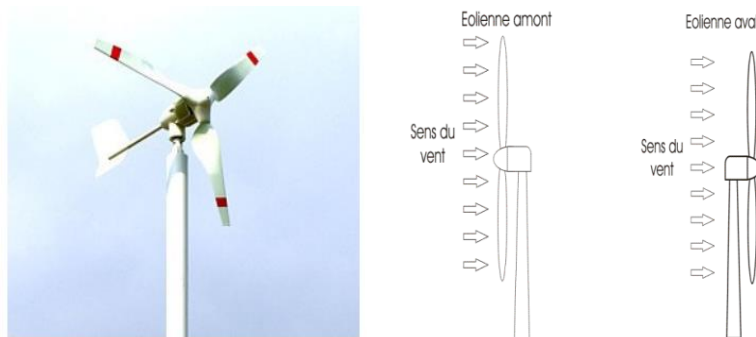


FIGURE 13 : LES EOLIENNES A AXE HORIZONTAL

1.10.2- Éolienne à axe vertical [30]

Silencieuses, ces éoliennes à axe vertical peuvent être installées sur des supports fixés sur le toit d'une résidence, d'un bâtiment commercial, d'une ferme ou d'une usine. Par conséquent, son installation ne nécessite pas des endroits vastes. En plus, elles captent l'énergie du vent quel que soit sa direction. Il existe trois types d'éoliennes à axe vertical : Savonius, Darrieus et à cône.

❖ Éolienne de type Savonius

Son rotor est composé de deux demi-cylindres qui tournent sur un même axe (Fig. 5). Les efforts exercés par le vent sur chacune des faces d'un corps creux sont d'intensité différente, il en résulte alors un couple moteur entraînant la rotation de l'ensemble. Cette éolienne est peu bruyante, s'intègre parfaitement en ville et son fonctionnement ne dépend pas de la direction du vent. Le coefficient de performance C_p , peut atteindre la valeur de 0,3. Cependant son rendement est faible et son poids est élevé.

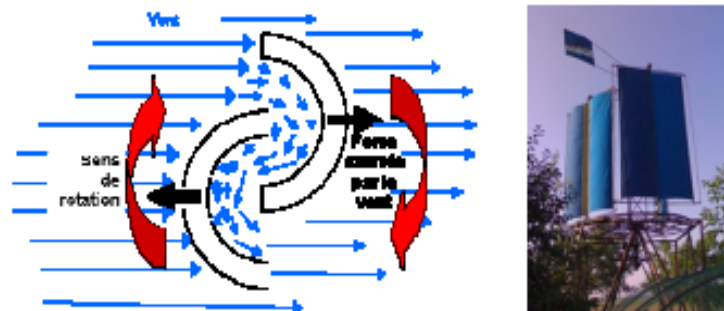


FIGURE 14 : REPRESENTATIONS SIMPLIFIES DE L'ÉOLIENNE A AXE VERTICAL

❖ L'éolienne de rotor Darrieus :

L'éolienne **Darrieus** est une éolienne qui se base sur un rotor en H, cylindrique ou hélicoïdal (figure 6), qui tourne autour d'une tige fixe. Ce type d'éolienne verticale a de nombreux avantages dont celui de pouvoir fonctionner dans des endroits très éventés et de faire moins de bruit comparé aux autres éoliennes du marché. L'inconvénient de ce type d'éolienne est d'avoir besoin d'un vent relativement fort pour son amorçage.

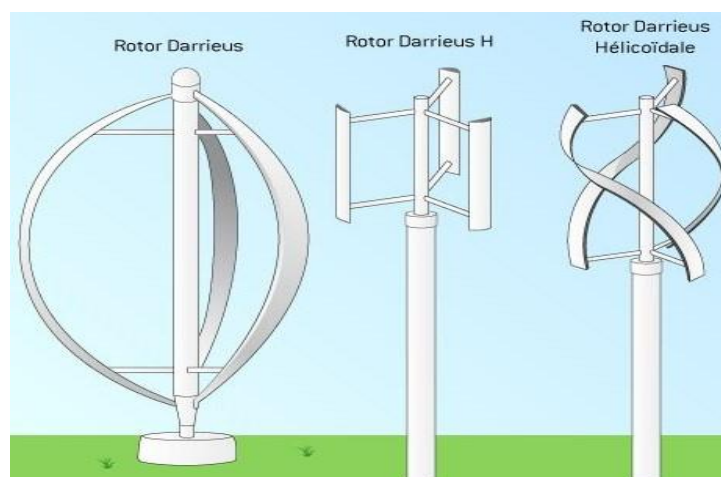


FIGURE 15: ÉOLIENNES DE TYPE DARRIEUS

Le Tableau suivant résume les points forts et faibles de chaque type de turbine.

TABLEAU 3: RÉSUMÉ DES AVANTAGES ET INCONVÉNIENTS DES DEUX DISPOSITIFS

Types de Turbines	<i>Avantages</i>	<i>Inconvénients</i>
Éoliennes à Axe Horizontal (EAH)	<ul style="list-style-type: none"> • Fort rendement de conversion d'énergie • Accès au vent plus fort • Régulation de la puissance via décrochage et calage en cas de vent dépassant les limites nominales 	<ul style="list-style-type: none"> • Coût d'installation élevé, mat robuste pour supporter le poids de la nacelle. • Des câbles plus longs du haut de la tour jusqu'à la terre • Systèmes d'orientation requis
Éoliennes à Axe Vertical (EAV)	<ul style="list-style-type: none"> • Fort rendement de conversion d'énergie • Accès au vent plus fort • Régulation de la puissance via décrochage et calage en cas de vent dépassant les limites nominales 	<ul style="list-style-type: none"> • Rendement moins faible • Fluctuation importante du couple et fortes vibrations mécaniques • Solutions limitées pour la régulation en cas de rafale de vent.

Depuis lors, l'éolienne ne cesse de subir des améliorations et de valorisation. Ce domaine a connu à ce jour, la création de nouveaux prototypes ainsi que des améliorations.

DISPOSITIF EOLIEN A CONVERGENT DE FLUX DE VENT

L'image ci-dessous est une photo du dispositif réalisé.



FIGURE 16: PHOTO DU DISPOSITIF À CONVERGENT DE FLUX

1.11- Présentation du schéma du dispositif

L'image ci-dessous est une représentation 3D du dispositif réalisé.

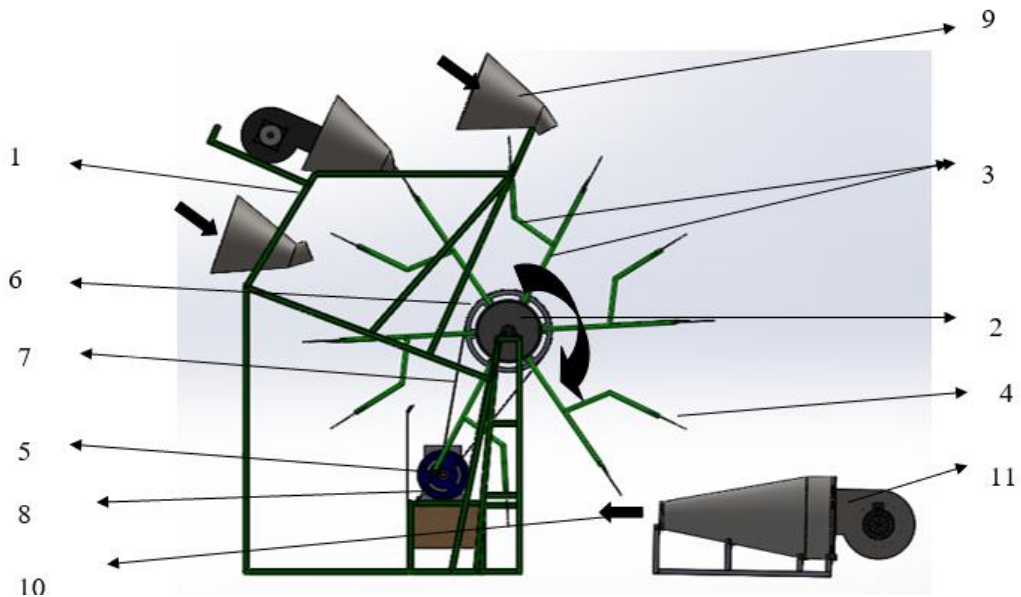


FIGURE 17: IMAGE DU DISPOSITIF À CONVERGE DE FLUX

1.11.1- Composition et assemblage

Le dispositif accélérateur de flux est composé de trois (03) convergents, disposés de tels sortes que l'orifice de sortie de ceux-ci soient dirigés sur une pale chacun et à intervalle d'angle de 60° . Il est aussi composé de pales circulaires planes fixées sur des bras cylindriques qui à leurs tours sont fixés sur un disque en aluminium. Ce disque est monté à son tour sur un axe sur le quel est fixé une poulie qui transmet le mouvement de rotation à l'organe générateur d'énergie : l'alternateur. L'ensemble est monté sur un châssis.

Légende :

- 1- Support
- 2- Disque cylindrique massif
- 3- Bras en fer torr
- 4- Pales en feuille de tôle circulaire
- 5- Poulie menée solidaire de l'axe d'un moteur
- 6- Poulie menante
- 7- Courroie de transmission de puissance entre poulies
- 8- Générateur
- 9- Convergents accélérateurs de vitesse de vent
- 10- Vent à grande vitesse sortant du convergent
- 11- Souffleur

1.11.2- Utilité du convergent

Les analyses numériques du convergent de flux de vent réalisées dans la thèse [5] (page 67 - 68) ont permis une visualisation des performances de celui-ci.

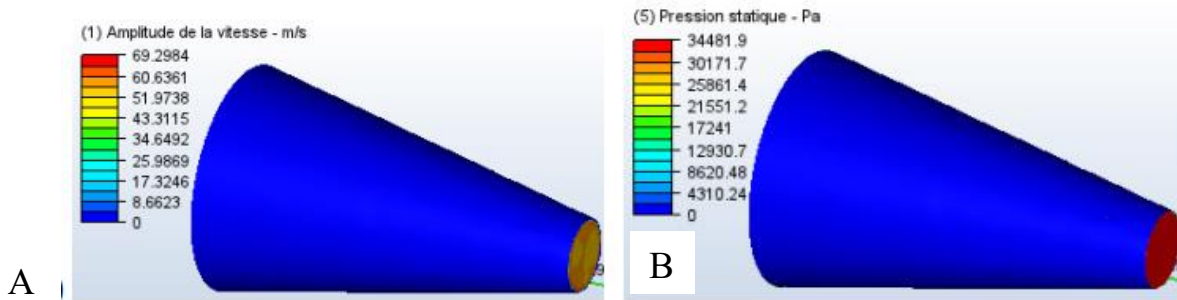


FIGURE 18 : AMPLITUDE DE VITESSE (A) ET DE LA PRESSION (B) A LA SORTIE DE L'ACCELERATION DE FLUX

Les résultats obtenus après l'analyse numérique effectuée avec le logiciel Autodesk CFD montrent que celui-ci est capable d'une multiplication de vitesse de flux de vent allant jusqu'à la moyenne de 9 fois la vitesse d'entrée fixée dans ce cas à $6m/s$, dans la mesure où nous sommes dans le cas d'un écoulement forcé du flux.

1.11.3- Fonctionnement de l'éolienne accélérateur de flux

Le flux d'air entrant dans le convergent en se rapportant à la densité de l'air et à la grande section du convergent, en sort avec une vitesse qui est portée à une maximale donnée. L'orifice de sortie du convergent est orientée sur la surface plane de la pale. Celle-ci reçoit la pression et génère un couple qui entraîne le disque dans un mouvement de rotation. Le disque en tournant, entraîne avec lui l'ensemble : bras et arbre. A l'extrémité de l'arbre est montée une poulie qui transmet le mouvement de rotation grâce à la liaison poulie courroie, à la poulie de la génératrice. L'énergie est ainsi produite.

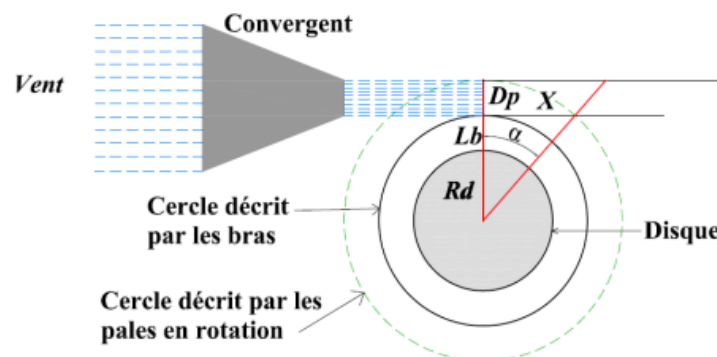


FIGURE 19 : IMAGE DU DISPOSITIF AVEC UN CONVERGENT

1.11.4- Fonctionnement du dispositif avec un souffleur.

Un souffleur est disposé face à l'entrée du convergent et délivre un débit de vent fixé, afin de simuler un environnement de fonctionnement dans les conditions voulus. Le souffleur est alimenté par un moteur triphasé de puissance 1,5 kW et génère un flux avec une vitesse de débit 6 m/s.

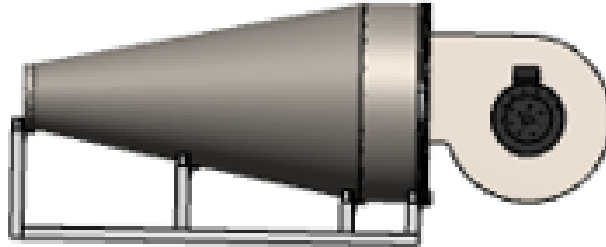


FIGURE 20: IMAGE DU SOUFFLEUR

1.11.5- Fonctionnement du dispositif avec trois (03) convergents

Le mode de fonctionnement avec trois (03) convergents est réservé pour une utilisation extérieure et sans consommation d'électricité.

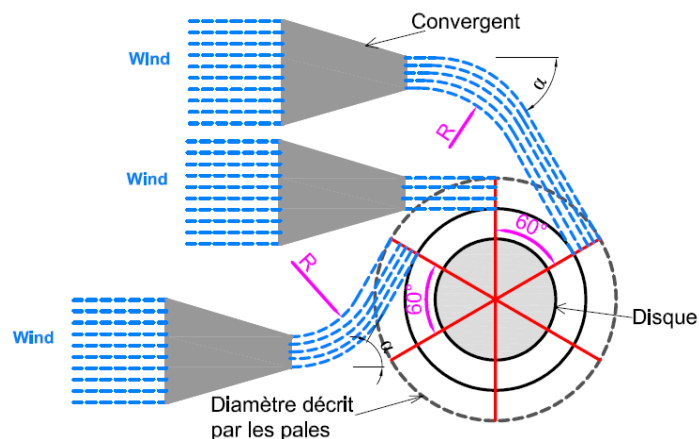


FIGURE 21: SCHÉMA COMPLET DU DISPOSITIF ÉOLIEN PROPOSÉ AVEC TROIS CONVERGENTS

Comme indiqué sur la figure 11, le dispositif est muni de trois (03) convergents dont un droit et deux portants des coudes à leur extrémité afin de mieux orienter le flux d'air sur la surface des pales. L'idée derrière cette conception a été d'augmenter le rendement du dispositif en lui offrant, plusieurs points de réception de la pression du flux d'air.

1.11.6- Outils d'évaluation des performances du dispositif éolien

Les performances du dispositif sont évaluées grâce aux outils suivants :

- La vitesse angulaire du disque :

$$\Omega_D = \mathcal{P}_{théo} / C \quad (1.1)$$

Avec :

- Ω_D : la vitesse angulaire ;
- $\mathcal{P}_{théo}$: la puissance théorique transmise à l'axe du générateur ;
- C : le couple sur l'axe du générateur.

Il s'agit de la vitesse de rotation angulaire en rad/s du disque et celle de l'axe qui porte celui-ci.

- La vitesse de rotation du disque, mais aussi de la grande poulie est :

$$N_{GP} = \frac{30}{\pi} \Omega_D \quad (1.2)$$

Avec :

- N_{GP} : la vitesse de rotation du disque ;
- Ω_D : la vitesse angulaire du disque ;

Il s'agit de la vitesse de rotation en tr/min du disque et celle de la grande poulie.

- La vitesse de rotation sur l'axe du générateur

$$N_{ax} = \frac{R_{GP}}{R_{PP}} N_{GP} \quad (1.3)$$

Avec :

- N_{ax} : la vitesse de rotation sur l'axe du générateur
- R_{PP} : le rayon de la petite poulie
- R_{GP} : le rayon de la grande poulie
- N_{GP} : la vitesse de rotation du disque ;

Il s'agit de la vitesse de rotation en tr/min de l'alternateur

- Le couple sur l'axe du générateur

$$C_{ax} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{\mathcal{P}_{théo}}{N_{ax}} \quad (1.4)$$

Avec :

- C_{ax} : le couple sur l'axe du générateur
- $\mathcal{P}_{théo}$: la puissance théorique transmise à l'axe du générateur ;
- N_{ax} : la vitesse de rotation sur l'axe du générateur

Il s'agit du couple nécessaire pour entraîner l'axe du générateur

- La puissance sur l'axe du générateur

$$\mathcal{P}_{ax} = \mathcal{P}_{théo} \quad (1.5)$$

Avec :

- \mathcal{P}_{ax} : la puissance sur l'axe du générateur
- $\mathcal{P}_{théo}$: la puissance sur l'axe théorique

Il s'agit de la puissance récupérable sur l'axe du générateur.

Conclusion

La synthèse bibliographique sur les pompes ainsi que sur les éoliennes a été faite. De cette revue bibliographique, nous notons :

- ✓ qu'il existe deux (02) grandes familles de pompes : les turbopompes, qui agissent sur l'énergie cinétique et les pompes volumétriques qui agissent sur l'énergie de pression. Le choix d'un système de pompage se fait suivant plusieurs contraintes tel que de la source d'énergie disponible (conventionnelle ou renouvelable) et le débit recherché.
- ✓ qu'il existe aussi deux (02) grandes catégories d'éolienne et que celles-ci sont classées suivant l'orientation de leurs axes de rotation. Selon que l'axe soit disposé horizontal ou vertical, le choix du système idéal dépendra des contraintes liées aux coûts d'installation, de la logistique disponible, des résultats attendus et bien d'autres encore.

Par ailleurs, d'après la présentation du dispositif : "Eolienne accélérateur de flux", réalisée pour la production d'électricité, on retient qu'il fonctionne suivant le même principe qu'une éolienne classique à la seule différence que le flux d'air accéléré, objet d'innovation sur ce dispositif est orienté de tel sort à exercer une forte pression sur les pales du dispositif. Ceci génère un couple important qui entraîne certains organes tournant de la machine pour la production de l'électricité.

CHAPITRE 2: METHODE ET MATERIEL

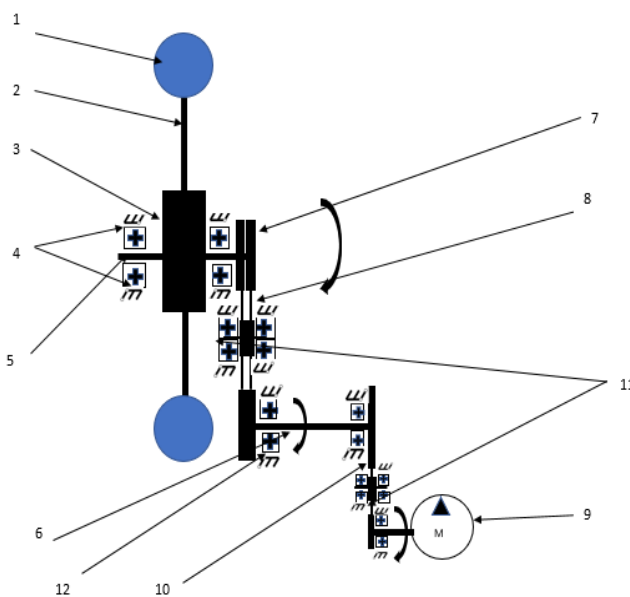
Introduction

Ce chapitre porte sur l'optimisation des performances du dispositif existant réalisé et la proposition d'un type de montage possible en convertissant le dispositif en une éolienne de pompage sans supprimer l'option production d'électricité. Ceci nous conduira à l'identification des différents composants, la détermination de la forme la plus adaptée, l'établissement de la manière dont ces composants vont être assemblés entre eux pour proposer un schéma de l'ensemble : éolienne, pompes et alternateur. Aussi, il sera effectué des calculs dimensionnels pour assurer une bonne tenue des différentes pièces mécaniques.

METHODE: DESCRIPTION ET DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS DU DISPOSITIF A ETUDIER

2.1- SCHEMA CINEMATIQUE DU MODELE RETENU

Compte tenu de la chaîne de transmission de la puissance ainsi que des pertes à chaque niveau, parlant de la transformation de l'énergie cinétique du vent en énergie mécanique récupérable sur l'axe du disque ; de l'énergie mécanique récupérable sur l'axe du disque en énergie mécanique récupérable sur l'axe de l'alternateur et de l'énergie mécanique récupérable sur l'axe de l'alternateur en énergie électrique, nous avons opté pour une pompe mécanique pour ne pas ajouter une autre chaîne de transformation d'énergie en optant par exemple à une pompe électrique de surface ou submersible qui devrait puiser son énergie de la production de l'alternateur. Le schéma cinématique du modèle proposé est présenté ci-dessous.



Légende :

- 1- Pale ;
- 2- Bras ;
- 3- Disque ;
- 4- Paliers de roulements
- 5- Arbre du disque ;
- 6- Axe intermédiaire ;
- 7- Grande-Poulies ;
- 8- Courroies ;
- 9- Pompes ;
- 10- Poulies arbre intermédiaire ;
- 11- Tendeurs de courroies ;
- 12- Support

FIGURE 22 : SCHEMA CINÉMATIQUE DU MODÈLE RETENU

2.2- PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

Le flux d'air issu du convergent frappe la surface plane de la pale, exerçant une forte pression sur elle. Solidaire d'un bras qui est à son tour monté sur un disque porté par un arbre, le disque entre dans un mouvement de rotation en entraînant avec lui l'ensemble : bras, disque et arbre. A l'extrémité de l'arbre est monté une poulie qui transmet le mouvement de rotation grâce à la liaison poulie courroie, à la poulie de la pompe en passant par un axe intermédiaire. Le rotor de la pompe reçoit le mouvement de rotation et se met ainsi à pomper de l'eau grâce à la dépression qu'engendre celui-ci dans la conduite d'aspiration.

2.3- DIMENSIONNEMENT D'ELEMENTS DE LA POMPE

Nous désignons généralement "pompe centrifuge" l'ensemble formé par la pompe elle-même c'est-à-dire l'élément hydraulique et l'élément générateur du mouvement de rotation. Celui-ci peut être un moteur électrique, thermique ou tout autre dispositif capable de transmettre un mouvement de rotation à la pompe suivant une vitesse relativement grande.

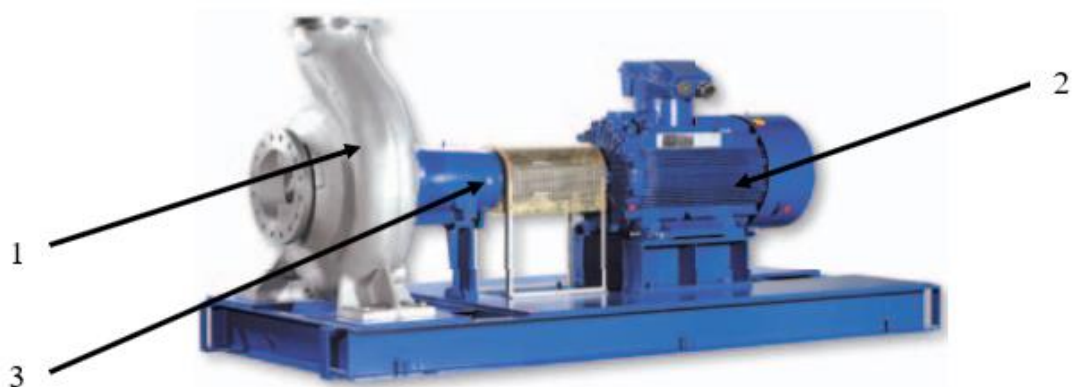


FIGURE 23: PHOTO D'UNE POMPE CENTRIFUGE

- 1- Partie hydraulique
- 2- Moteur électrique
- 3- Organe de liaison

2.3.1- Choix de la pompe [26]

Les pompes centrifuges normalisées sont utilisées sur une très large gamme d'applications, en particulier pour des secteurs exigeants comme la chimie et la pétrochimie.



FIGURE 24 : IMAGE D'UNE POMPE MÉCANIQUE

Elles répondent parfaitement à la norme ISO 2858 ou NF 44 121.

PERFORMANCES [26]

Débit : 2 m³/h à 3 000 m³/h

- Température d'utilisation : -25°C à + 140°C
- Pression de service : < 16 *bar* voire plus sur demande
- Vitesse de rotation : < 3600 min⁻¹

2.3.2- Hauteur manométrique totale (HMT)

Il s'agit de la différence de pression entre les orifices d'aspirations et de refoulements. Elle est en mètre de colonne de liquide et se calcule grâce à la formule suivante :

$$H_{MT} = (h_r - h_a) + J_{asp} + J_{ref} \quad (1.6)$$

Avec :

J_{asp} : les pertes de charges dans la conduite d'aspiration ;

J_{ref} : les pertes de charges dans la conduite de refoulement

h_r : la hauteur totale de refoulement ;

h_a : la hauteur totale d'aspiration ;

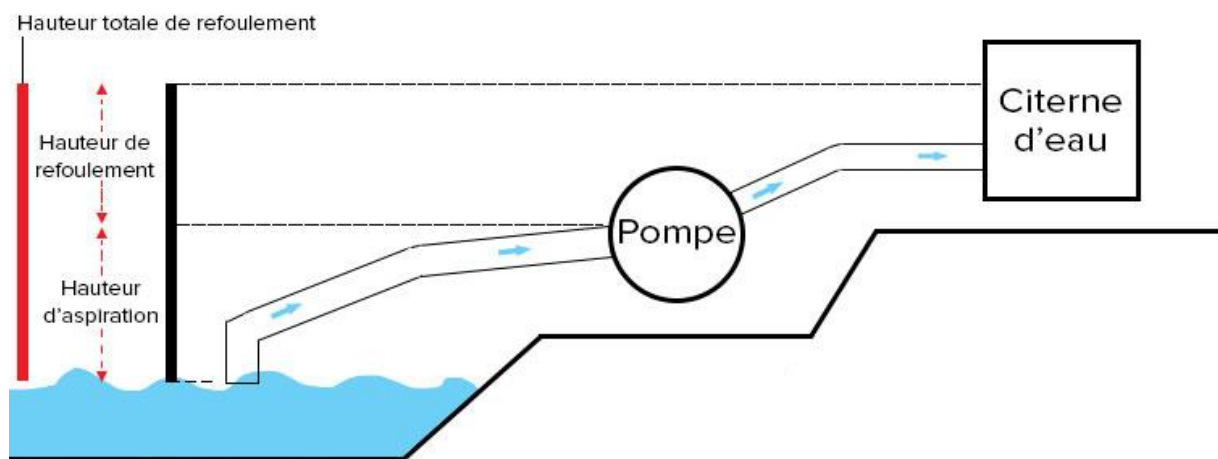


FIGURE 25 : IMAGE D'UNE INSTALLATION HYDRAULIQUE

2.3.2.1- Hauteur aspiration

La hauteur d'aspiration est théoriquement limitée à 10,33 m, ce qui correspond à la dépression maximale nécessaire pour faire le vide exprimée en hauteur de colonne d'eau sous une pression atmosphérique normale. Sous cette dépression, l'eau montera dans le tube

d'aspiration. Cependant dans la pratique cette hauteur est bien moins élevée car une partie de la pression est nécessaire pour communiquer à l'eau la vitesse désirable et compte tenu des pertes de charge dans la conduite d'aspiration.

Elle est limitée à 8m maximale pour les pompes centrifuge de petite taille, de toute marque et de toute origine.

La hauteur d'aspiration choisie ici est 7 m

2.3.2.2- Hauteur de refoulement

La hauteur de refoulement voulue ici devra tenir compte des critères d'utilisation de l'eau refoulée. Ces critères tiennent compte pour la plupart du débit, la pression mais aussi de la distance au sol du dispositif de stockage si nécessaire. L'objectif ici étant de puiser de l'eau pour satisfaire différents types de besoins pour l'Homme, les animaux ou encore les plantes, son stockage s'avère être un atout majeur dans la lutte contre les pénuries. La bonne gestion de cette réserve conduira à une bonne gestion de l'irrigation par exemple dans l'agriculture.

Nous avons donc opté pour le stockage d'eau dans un tank de capacité 10000 l soit de deux (02) tanks de 5000 l pouvant couvrir les besoins en eau d'un champ de 1 ha environ.

Les caractéristiques de ces réservoirs sont :

- Forme cylindrique
- $\emptyset = 1890mm$
- $h = 2280mm$
- *poids: 140kg*
- Hauteur de la plateforme : 5 m

Nous estimons alors la hauteur de refoulement :

$$h_{ref} = h_{tank} + h_{structure\ de\ pose} \quad (1.7)$$

Soit $h_{ref} = 2500mm + 5000mm$

La hauteur de refoulement est donc 7500 mm

2.3.3- Diamètre des orifices d'aspirations et de refoulement de la pompe

- \emptyset_{asp}

Le diamètre de l'orifice d'aspiration recommandé par le constructeur porte la mesure 65 mm.

[26]

- ϕ_{ref}

Le diamètre de l'orifice de refoulement recommandé par le constructeur porte la mesure 40 mm [26].

2.3.4- Pertes de charges [27]

Le calcul des pertes de charge se fera en tenant compte des éléments tels que la longueur de la tuyauterie, leurs formes particulières et les outils de sécurité à installer. Le résultat sera présenté en mètre (m) et pour chaque perte déterminée au niveau d'un élément, le résultat en mètre (m) sera ajouté à la hauteur manométrique totale de la pompe.

- Etant donné que nous avons la présence de deux (02) coudés et d'une (01) vanne dans le système et que, pour chaque coude et vanne, il nous faut ajouter 2m par élément à la *HMT*, il nous faudra ajouter 6 m dans ce cas.
- La présence de crépine et de clapet anti-retour dans notre installation nous oblige à ajouter 10 m pour chaque pièce. Il nous faut donc ajouter à la *HMT* 20 m.

La longueur totale des conduites étant estimée à 9.5 m pour un débit de 30 m³/h, la perte de charge correspondant s'évaluera comme suit :

$$PC = C_p \times L_{tu} \quad (1.8)$$

- avec :

C_p : Coefficient de perte de charge [27]

L_{tu} : Longueur de la tuyauterie

$$PC = 12 \times 13.5$$

$$PC = 162 \text{ cmCE} \text{ Soit } PC = 6 + 20 + 1.62$$

$$PC = 27.62 \text{ m}$$

La hauteur manométrique totale s'élève donc à

$$HMT = 42.12 \text{ m} < 50 \text{ m}$$

2.4- ETUDE STATIQUE ET DYNAMIQUE

2.4.1- Choix du diamètre des poulies pour entrainement du rotor pompes.

En raison de la vitesse de rotation de sortie $N = 2800 \text{ tr/mn}$ du rotor de la pompe (*vitesse de rotation idéale pour le bon fonctionnement indiquée par le constructeur*) et pour éviter l'usage d'un réducteur de vitesse, nous avons utilisé un arbre intermédiaire.

Soit $r_1 = 0.3$, le rapport de transmission entre la poulie de la pompe et celle de l'arbre intermédiaire et $r_2 = 0.2$

$$\frac{NM}{Ni} = \frac{d'_1}{d_0} = \frac{d_2}{d'_1} = \frac{1}{r} \quad (1.9)$$

On a donc $N_i = 840 \text{ tr/mn}$ le régime de la poulie intermédiaire.

d'_1 Et d_0 sont respectivement les diamètres de la grande poulie intermédiaire et de la poulie de la pompe (poulie menante).

Soit $d_0 = 75 \text{ mm}$

Les diamètres d'_1 , d''_1 et d_2 respectivement des poulies disposées sur l'axe intermédiaire et l'arbre du disque sont résumés dans le tableau 5.

2.4.1- Choix de la courroie de transmission de Puissance

Pour la transmission de puissance, nous avons opté pour une courroie. Ceci est dû à son aspect silencieux en fonctionnement, le non nécessité de lubrification et sa disponibilité sur le terrain. Le choix du type de courroie est fonction de la puissance de service P_s .

$$P_s = K_s \times P_M \quad (1.16)$$

Nous adoptons un coefficient de service $K_s = 1,25$ compte tenu de la durée de travail journalière évaluée à 16h par jour. [32]

P_M : Puissance de la Pompe

$$P_s = 1,25 \times 1980$$

D'après le graphe [10], nous retenons une courroie trapézoïdale classique de type XPZ montée en transmission simple par adhérence, car elle permet une transmission des vitesses circonférentielles élevées. Son rendement est 0,95 et sa masse linéique 0,069kg/m.

2.4.2- Longueur L, nombre n de courroie et des tensions de fonctionnement T et T' de la courroie entre la poulie menante et la grande poulie intermédiaire.

2.4.2.1- Calculons l'entraxe théorique ath et la longueur théorique.

- L'entraxe théorique ath

$$\frac{d_0 + d'_1}{2} + do \leq ath < 3(d_0 + d'_1) \quad (1.17)$$

- Calculons la longueur théorique.

$$L_{th} = 2ath + 1,57(d_0 + d'_1) + \frac{(d'_1 - d_0)(d'_1 - d_0)}{4ath} \quad (1.18)$$

2.4.2.2- Calcul de l'entraxe réel a

$$a = ath + \frac{L - L_{th}}{2} \quad (1.19)$$

2.4.2.3- Calcul du nombre de courroie n

La puissance transmissible par courroie est obtenue dans les conditions de référence $\alpha = 180^\circ$ et de longueur de base de 1500 mm. La puissance brute par les facteurs d'arc a et de longueur C_l sont corrigés comme suit :

$$a = \frac{d'1-d}{e} = 0,32 ; P_b = 1.97 \text{ kW} ; C_l = 0.9 ; P_c = 1.98 \text{ Kw}$$

D'où le nombre de courroies

$$n = \frac{P_c}{P_b \times C_l \times a} \quad (1.20)$$

➤ Calculons Θ

$$\theta = 180^\circ - 2 \arcsin \frac{d'_1 - d_o}{2a} \quad (1.21)$$

- $\Theta = 179,67^\circ$, le coefficient correcteur correspondant est $K_\theta = 1$
- K_L est le coefficient correcteur fonction de la longueur L [33]
- L= 1455 le coefficient correcteur correspondant est $K_L = 0.9$

2.4.3- Calculs des tensions de fonctionnement de la courroie.

Soient T et t la tension respectivement dans le brin tendu et dans le brin mou.

$$\text{On a:} \quad C_M = \frac{d'1(T-t)}{2} \quad (1.22)$$

$$C_M = \frac{d'1(T-t)}{2} \Rightarrow T - t = \frac{2 \times C_M}{d'1} \text{ donc } T = \frac{2 \times C_M}{d'1} + t$$

$$\text{Or} \quad \frac{T}{t} = e^{f\theta} \Rightarrow t = 2 \times \frac{C_M}{d'1(e^{f\theta} - 1)}$$

Où f est le coefficient de frottement égal à 0,4 pour courroie trapézoïdale ;

Θ l'angle d'enroulement de la courroie sur la petite poulie en radiant.

D'après 29, $\theta = 180^\circ$ soit $\theta = 3.14 \text{ rad}$

2.4.3.1- Calcul de la tension de pose T0

$$T_o = \frac{1}{2}(T + t) \quad (1.23)$$

2.4.3.2- Calcul de la réaction statique Fpy et Fpz sur l'arbre Intermédiaire.

$$F_{py} = 2 \times n \times T' o \times \sin\beta \quad \text{et} \quad F_{pz} = 2 \times n \times T' o \times \cos\beta \quad (1.24)$$

Cherchons β

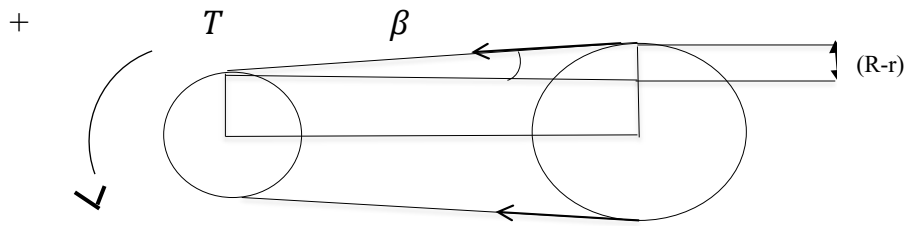


FIGURE 26 : ILLUSTRATION DE L'ANGLE B

$$\tan\beta = \frac{r_{r1}-r_o}{a} \Rightarrow \beta = \arctan \frac{r_{r1}-r_o}{a} \quad (1.25)$$

2.4.3.3- Calcul des réactions statique F'_{py} et F'_{pz} sur l'arbre à disque

$$F'_{py} = 2 \times n \times T'o \times \sin\beta \text{ et } F'_{pz} = 2 \times n \times T'o \times \cos\beta \quad (1.26)$$

2.4.4- Calcul du diamètre des arbres

2.4.4.1- Diamètre de l'arbre du disque

La représentation schématique du montage disque ; axe et poulies peut être illustrée comme suit :

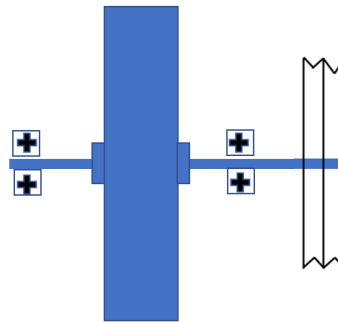


FIGURE 27 : REPRÉSENTATION DE L'ARBRE DU DISQUE

L'axe du disque a pour fonction de transmettre aussi fidèlement possible le couple produit grâce à la pression du flux accéléré sur les pales. Il est donc nécessaire qu'il puisse être bien dimensionné afin de répondre aux sollicitations en flexion due à la force du vent et aux poids du disque ainsi qu'en torsion due au couple moteur généré par les pales et au couple résistant de la pompe mécanique.

Le schéma cinématique de ce montage est représenté ci-dessous :

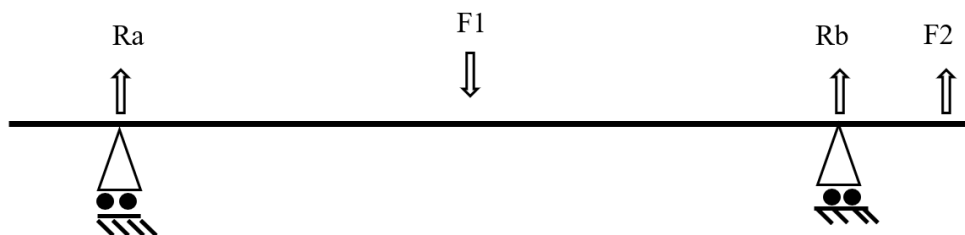


FIGURE 28 : SCHEMA DES FORCES AGISSANT SUR L'AXE

En utilisant le critère basé sur la raideur en torsion dont l'objectif est de garantir un fonctionnement hors fréquences propres de la chaîne cinématique, donc que celles-ci soient assez élevées, on estime que la torsion ne doit pas dépasser environ $\frac{1}{4}$ de degré d'angle par mètre de longueur d'arbre. [20]

On choisit globalement la formule « composite » suivante :

$$d > 130 \sqrt[n]{\frac{P}{N}} \text{ avec } \begin{cases} n = 3 \text{ si } \frac{P}{N} \geq 1 \\ n = 4 \text{ si } \frac{P}{N} \leq 1 \end{cases} \text{ Formule dite des « arbres de manèges »} \quad (1.28)$$

Avec

- d en mm ;
- P en kW
- N en tr/min

Dans le cas présent, $\frac{P}{N} \leq 1$ donc $n = 4$

$$d > 130 \sqrt[4]{\frac{1.98}{168}} \quad (1.29)$$

2.5- Diamètre arbre intermédiaire

- Représentation schématique

L'axe intermédiaire a pour fonction de transmettre le plus possible, le couple produit par l'axe du disque à la pompe. Il est donc nécessaire qu'il puisse être bien dimensionner afin de répondre aux sollicitations en torsion dues au couple d'entraînement de la pompe à vaincre.



FIGURE 29: REPRÉSENTATION DE L'ARBRE INTERMÉDIAIRE

- Schéma statique

La schéma cinématique du modèle est représenté ci-dessous :

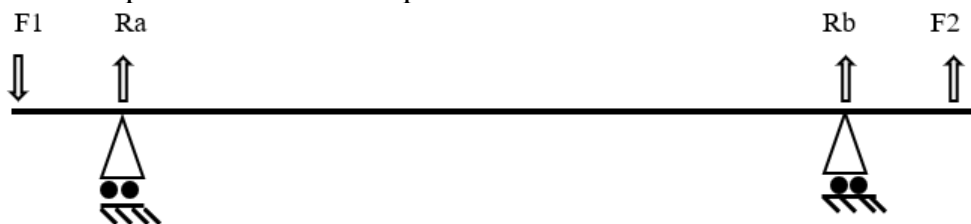


FIGURE 30: SCHÉMA DES FORCES AGISSANT SUR L'AXE

Le principe reste le même en ce qui concerne le dimensionnement de l'arbre intermédiaire. Il faut qu'elle soit assez robuste pour supporter les sollicitations lors du fonctionnement du dispositif.

Dans ce cas aussi, $\frac{P}{N} \leq 1$ donc $n = 4$

$$d > 130 \sqrt[4]{\frac{1.9}{840}} \quad (1.30)$$

2.6- Calcul des couples sur les arbres de transmission de puissance

Pour le calcul des couples de transmission des puissances, nous avons besoin de connaître plusieurs autres données dont :

- La Puissance hydraulique de la pompe ;

$$P_h = \rho \times g \times HMT \times Q_v \quad (1.10)$$

- La Puissance mécanique de la pompe

$$P_m = \frac{P_h}{\eta} \quad (1.11)$$

- Le Couple d'entraînement de la pompe

$$C_e = \frac{P_m}{\omega} \quad (1.12)$$

- Le couple sur l'axe intermédiaire

Soit C' le premier couple

$$C' = \frac{30 \times P'}{\pi \times N'} \quad (1.13)$$

Avec :

$$P' = \frac{P_m}{\eta_c} \quad (1.14)$$

η_c : le rendement de la transmission par courroie

P_m : la puissance mécanique de la pompe

- Le couple sur l'arbre du disque

Soit C_D le premier couple

$$C_D = \frac{30 \times P_D}{\pi \times N_{in}} \quad (1.15)$$

Avec $P_D = \frac{P'}{\eta_c}$

2.7- Condition de fonctionnement.

- Le couple du disque $C_{idéal} > C_D$ (113.70 N.m)
- La vitesse de rotation du disque $\omega_{idéale} > \omega_D$ (168 tr/min)
- La puissance $P_{idéale} > P_D$ (2000 W)

2.8- Rappel sur les performances actuelles du dispositif.

- Le couple du disque $C_D = 119.42$ N.m
- La vitesse de rotation du disque $\omega_D = 84$ tr/min (9 rad/s)
- La puissance $P_D = 1075$ W

Pour satisfaire les conditions en 2.7., il nous faut donc augmenter les performances du dispositif de tel sorte que :

$$P_{idéale} > P_D \text{ (2000 w)} \quad (1.27)$$

Pour déterminer la puissance récupérable du convergent, nécessaire pour entrainer notre pompe, nous allons poser

$$\mathcal{P}_{idéale} = \mathcal{P}_{théo}$$

Cette puissance récupérable peut être frappée du coefficient 16/27 (La limite de Betz indiquant le maximum récupérable) et se présenter sous la forme théorique suivant :

$$\mathcal{P}_{théo} = 16/27 \cdot \mathcal{P}_{récupérable} = 8/27 \dot{m}_{col} U^{*2} \quad (1.33)$$

$$F_{théo} = \frac{1}{2} (U^{*2}) \times \rho \times A \text{ (force sur une pale)} \quad (1.34)$$

$$C = F_{théo} \cdot R \quad (1.35)$$

Avec :

$$\dot{m}_{col} = \rho^* A^* U^* = \rho_o A^* a_o \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2\gamma-2}} \quad (1.36)$$

Et

$$\frac{U}{U^*} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_a^2 \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} M_a \left[\frac{2}{\gamma + 1} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_a^2 \right) \right]^{-\frac{\gamma+1}{2\gamma-2}} \quad (1.37)$$

$\mathcal{P}_{théo}$: La puissance théorique récupérable du convergent ;

$F_{théo}$: La force théorique récupérable sur une pale ;

C : le couple récupérable sur l'axe du disque ;

\dot{m}_{col} : Débit du fluide sortant du convergent ;

U : Vitesse d'entrée du fluide ;

U^* : Vitesse de sortie du fluide ;

A^* : Section critique.

2.9- Dimensionnement du nouveau convergent

Sachant que l'organe responsable de la multiplication de la puissance est le convergent, il nous faut donc dimensionner un nouveau, adapté et répondant aux exigences aux quelles nous faisons face.

Pour ce, nous devons déterminer le type d'écoulement dont il s'agit pour calculer la puissance récupérable à la sortie du convergent et ainsi, déterminer la vitesse U du flux sortant du convergent.

Un facteur utilisé pour caractériser les écoulements de fluide est le nombre de Mach. Il se définit comme étant le rapport de la vitesse U de l'écoulement d'un fluide dans un milieu à la vitesse du son dans ce dernier.

$$M_a = \frac{U}{a} \quad (1.31)$$

Où

$$a = \sqrt{\gamma \frac{P}{\rho}} = \sqrt{\gamma r T} \quad (1.32)$$

Avec :

- U : la vitesse de l'écoulement dans un milieu
- a : la célérité du son
- P : la pression du milieu ambiant
- ρ : la masse volumique de l'air
- $\gamma = 1.4$: le coefficient thermodynamique
- $T = 27^\circ = 300,17K$: la température du milieu ambiant
- $r = 287$: constante universelle des gaz parfaits

$$a = 347.28$$

MATERIEL: SIMULATION NUMERIQUE

Le logiciel de CAO SOLIDWORKS® est une application de conception mécanique 3D paramétrique qui permet aux concepteurs d'esquisser rapidement des idées, d'expérimenter des fonctions et des cotes afin de produire des modèles et des mises en plan précises.

SOLIDWORKS Simulation Xpress est un outil intégré d'analyse statique, facile à utiliser pour les pièces de SOLIDWORKS. Il aide à réduire les coûts et délais de commercialisation en testant les produits sur ordinateur plutôt qu'à l'aide d'essais pratiques longs et coûteux

2.10- PROPOSITION DE MONTAGE DES ELEMENTS DU DISPOSITIF

2.10.1- Montage souffleur – convergent

Les performances du convergent étant liés à plusieurs paramètres dont les sections d'entrées et de sorties, le montage souffleur – convergent réalisé sur le dispositif comme indiqué sur le schéma ci-dessous ne satisfait pas les conditions de fonctionnement pour une multiplication de la vitesse du flux d'air.

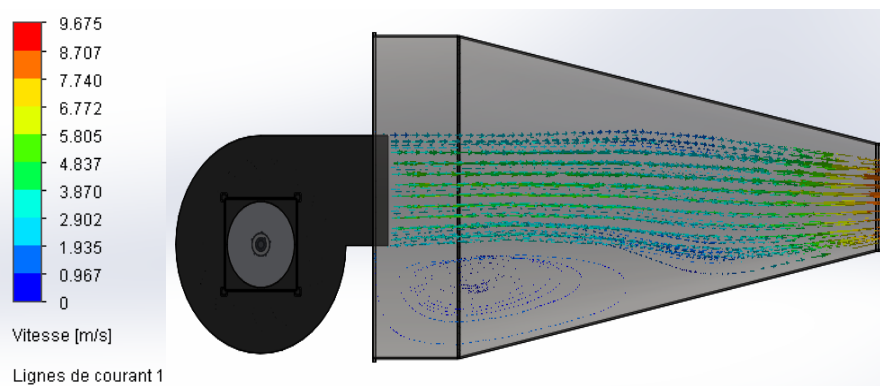


FIGURE 31: IMAGE DU COMPORTEMENT DU FLUIDE A TRAVERS L'ENSEMBLE SOUFFLEUR-CONVERGENT

L'analyse des résultats obtenus en réalisant la simulation avec le logiciel SolidWorks 2020 montre la trajectoire prise par le flux de son entrée à la sortie du convergent mais aussi, les espérances en termes de vitesse du flux. Ceci confirme que ce type d'assemblage ne tient pas compte du rôle de multiplicateur de vitesse du convergent. La section d'entrée du fluide ne représente qu'une partie de la section totale d'entrée du convergent. Le fluide sortant du souffleur est directement dirigé vers la sortie du convergent.

2.10.2- Disposition du convergent

La nouvelle disposition du convergent proposée est la suivante :

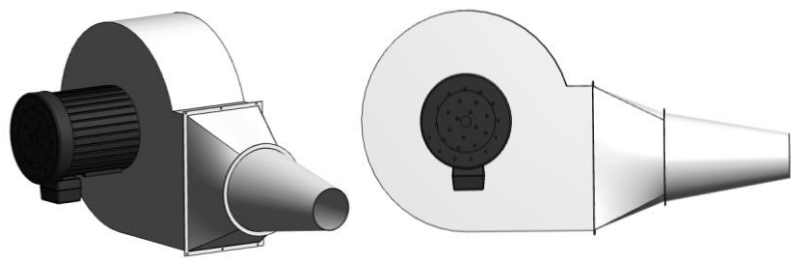


FIGURE 32: IMAGE DU CONVERGENT

Dû au type de souffleur et à son association avec le convergent, les performances du dispositif ont grandement augmenté. Il faudrait donc revoir les structures du dispositif entrant de près ou de loin dans la chaîne de transformation du mouvement, dès la réception de l'énergie cinétique du flux de vent en sa conversion en énergie mécanique afin que, ceux-ci puissent résister aux différentes sollicitations qui leurs seront imposées tout en évitant autant que possible les pertes.

2.10.3- Disposition des pales

Bien que nous ne soyons en présence d'une forme de pale aérodynamique classique, la pale circulaire utilisée pour générer un couple tournant sur le dispositif doit respecter certains principes de conceptions des pales d'avions ou d'éoliennes. De manière générale, l'aile d'un avion ou d'une éolienne est un corps à 3 dimensions spatiales. En effet, une aile possède une certaine longueur de corde (direction "x"), une certaine cambrure (direction "y") ainsi qu'une certaine envergure (direction "z"). [27]

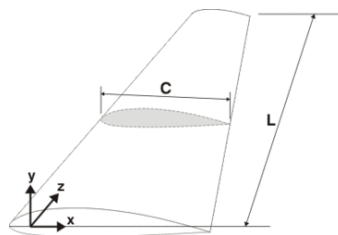


FIGURE 33: PROFIL D'AILE D'UN AVION

La corde présente un certain angle avec la vitesse de l'air en amont. Cet angle s'appelle l'angle d'attaque (AOA pour "angle of attack"). Plus, cet angle est important, plus les filets d'air sont déviés par le profil.

La partie du profil entre le bord d'attaque et de fuite orientée vers le haut est appelée, extrados, pendant que l'autre moitié orientée vers le bas est appelée, intrados. Comme la pression est différente au-dessus et en dessous de l'aile, les forces de pression sur l'aile ne sont pas identiques au-dessus et en dessous. Il en résulte une force globalement orientée vers le haut. C'est cette force qui permet aux oiseaux ou aux avions de voler [27]. Dans notre cas, disposer la pale de tel sorte qu'elle soit dans le prolongement du bras s'avère donc ne pas être la meilleure solution. Il nous faut donc à défaut de rien, trouver l'angle d'attaque idéal pour la pale afin qu'elle puisse récupérer un maximum de cette force, dans l'espoir de produire un couple tournant plus important.

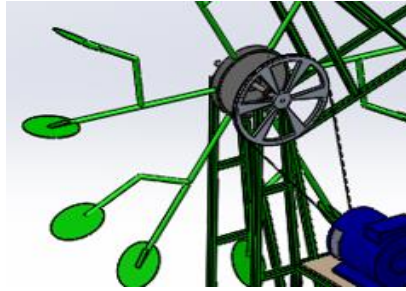
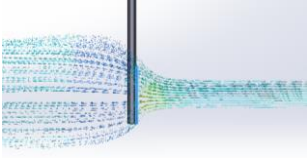
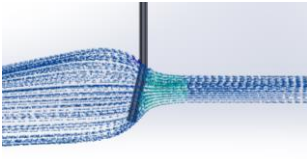
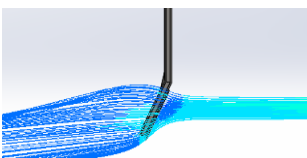
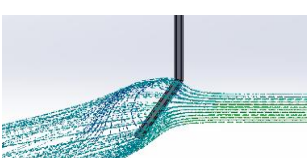
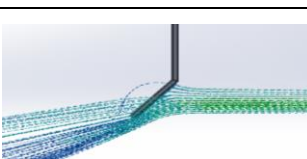


FIGURE 34: IMAGE MONTRANT LA DISPOSITION D'UNE PALE

Pour ce faire, nous avons réalisé des essais de simulation avec une vitesse de vent $U = 3m/s$ soufflant sur différent angle d'attaque des pales avec le logiciel SolidWorks 2020. Les résultats sont consignés dans le tableau qui suit :

TABLEAU 4 : RÉACTION DU FLUIDE EN CONTACT AVEC LA PALE

Numéro De disposition	Angle d'inclinaison	Comportement en contact avec un fluide
1	180° (Disposition actuelle)	
2	170°	
3	160°	
4	150°	
5	140°	

L'impact de la pression du flux d'air sur la surface des pales après chaque essai est obtenu grâce aux résultats de simulations présentés par le logiciel.

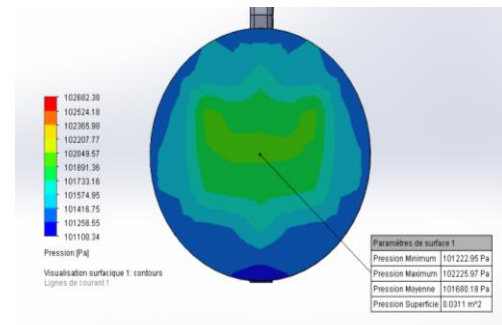
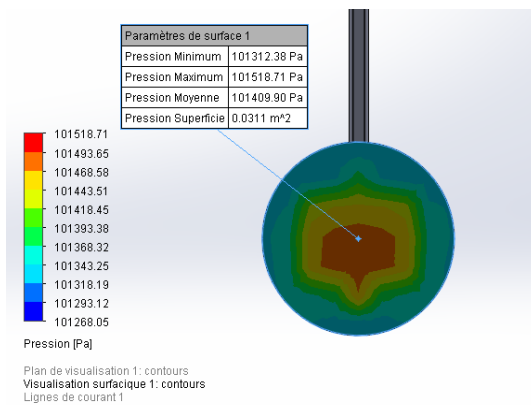


FIGURE 35 : IMAGE D'UNE PALE EN DISPOSITION 1 FIGURE 36 : IMAGE D'UNE PALE EN DISPOSITION 2

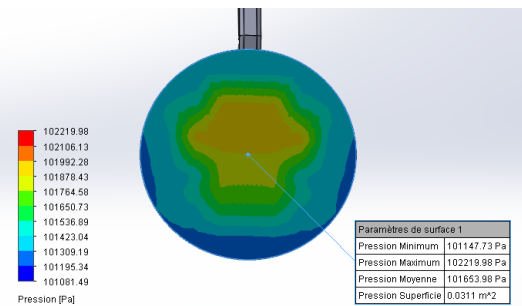
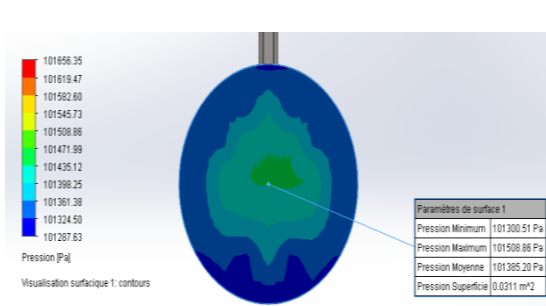


Figure 37 : IMAGE D'UNE PALE EN DISPOSITION 3 Figure 38 : IMAGE D'UNE PALE EN DISPOSITION 4

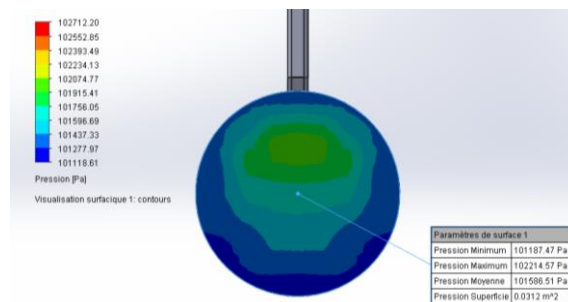


Figure 39 : IMAGE D'UNE PALE EN DISPOSITION 5

2.11- le concentrateur

A l'image de la technologie INVOLOX qui d'un caractère un peu plus classique, propose de canaliser le vent pour en augmenter sa vitesse avant d'en récupérer son énergie, nous avons songé à équiper le dispositif d'un canalisateur. Une représentation de celui-ci est faite ci-dessous.

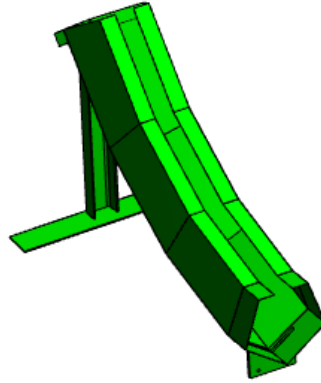


FIGURE 40 : IMAGE DU CONCENTRATEUR

Son rôle est de canaliser le fluide afin d'éviter un débordement trop important. Un creux est réalisé à l'intérieur pour que les bras de la pale puissent y tourner librement

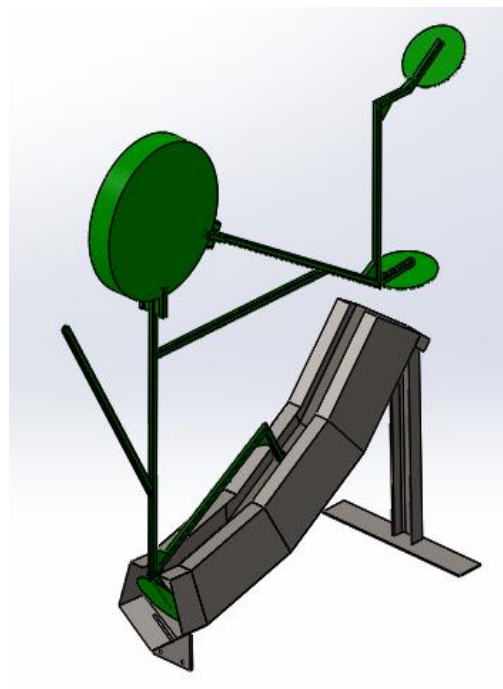


FIGURE 41: MONTAGE DU CONCENTRATEUR

Une simulation est réalisée avec les pales du dispositif fixées pour observer la réaction du fluide en contact avec celles-ci.

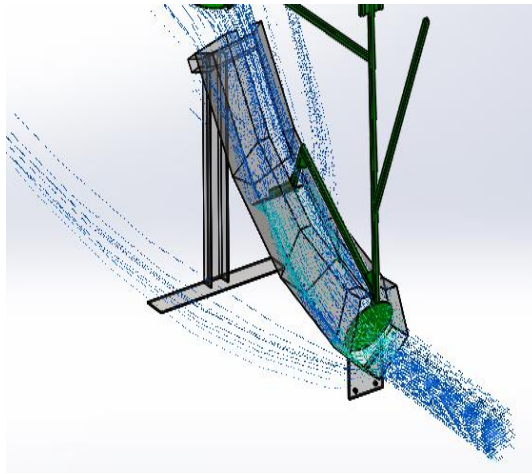


FIGURE 42 : COMPORTEMENT DU FLUIDE DANS LE CONCENTRATEUR

La combinaison pale inclinée et cage de concentration, offre la possibilité au fluide de toucher plus d'une pale à un instant t quelconque. En effet, le flux dévié par la pale, est réorienté vers les autres pales se trouvant toujours à l'intérieur de la cage de concentration.

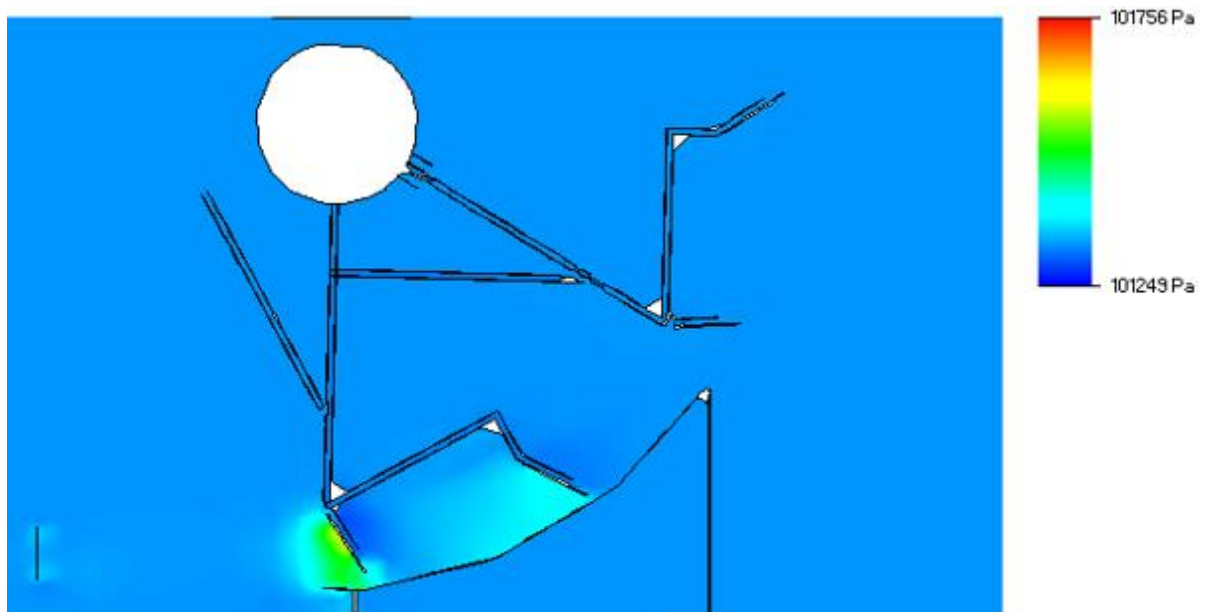


FIGURE 43 : IMAGE MONTRANT LES ZONES DE PRESSION DANS LA CAGE DE CONCENTRATION

2.12- Sécurité

La sécurité étant aussi un aspect très important à prendre en compte au cours des conceptions, une grille métallique a été ajoutée sur le dispositif couvrant ainsi les parties ouvertes susceptibles de blesser un opérateur.

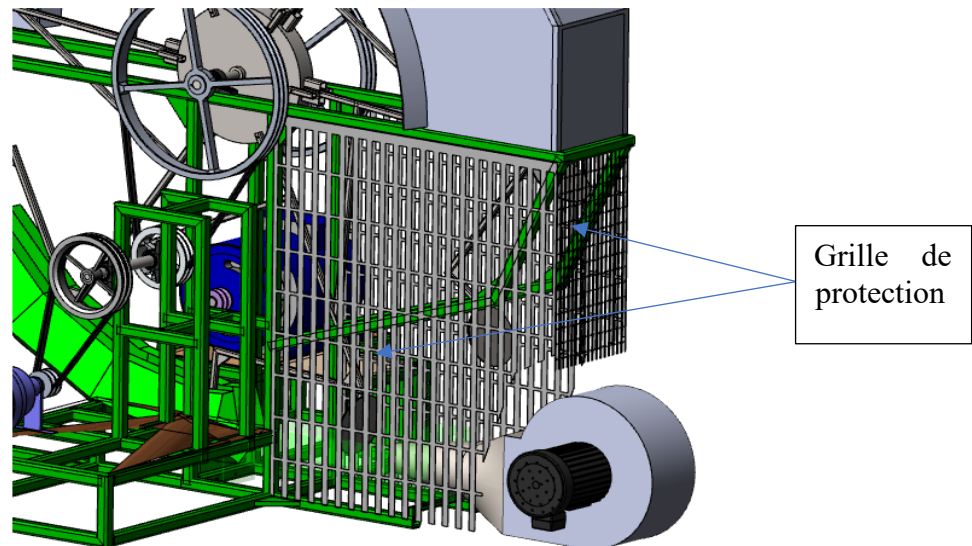


FIGURE 44 : IMAGE DU DISPOSITIF AVEC LES GRILLES DE SÉCURITÉS

Conclusion

Dans ce chapitre, l'identification des différents composants pour la conception d'un nouveau modèle a été fait. Ont suivis :

- ✓ la description du dispositif à étudier,
- ✓ la présentation du schéma cinématique de ce dispositif;

Nous avons ensuite procédé à l'étude statique et dynamique qui nous ont permis de dimensionner les différents éléments du nouveau modèle.

Pour finir, la simulation numérique via le logiciel SOLIDWORKS 2020 a été réalisée pour analyse et définition du modèle finale à adopter.

CHAPITRE 3: RESULTATS, ANALYSE ET DISCUSSION.

Introduction

Ce chapitre est consacré aux différents résultats issus du chapitre précédent, à l'analyse et discussions de ces résultats. Nos perspectives pour l'améliorer des performances du système réalisé seront proposées à la fin de travail. Il sera aussi fait, une étude économique pour l'estimation de la valeur du nouveau modèle.

3.1- PRESENTATION DES RESULTATS ET DISCUSSIONS

3.1.1- Résumé sur le calcul des diamètres des poulies.

TABLEAU 5: RÉSUMÉ SUR LE CALCUL DES DIAMÈTRES DES POULIES.

	Poulie de la pompe P_0	Poulie intermédiaire P'_1	Poulie intermédiaire P''_1	Poulie du disque P_2
Valeur des données	$r = 0,3$ $N = 2800\text{tr/mn}$	$r = 0,3$ $N = 840\text{tr/mn}$	$r = 0,2$ $N = 840\text{tr/mn}$	$r = 0,2$ $N = 168\text{tr/mn}$
Diamètre (mm)	75	250	120	600

3.1.2- Récapitulatif des résultats de calculs des couples de transmission de puissance

TABLEAU 6: RÉCAPITULATIF DES RÉSULTATS DE CALCULS DES COUPLES DE TRANSMISSION DE PUISSANCE

Élément	Données des valeurs	Résultats
Puissance hydraulique P_h D'une pompe	$Q_v = 30\text{m}^3/\text{h}$ soit $0.0023\text{m}^3/\text{s}$ (2.3 L/s) $HMT = 50\text{m}$ $\rho = 1000\text{kg/m}^3$	Soit $P_h = 1200\text{ W}$
Puissance mécanique P_m d'une pompe	$P_h = 1200\text{ W}$ $\eta = 0.7\%$	Soit $P_m = 1800\text{ W}$
Couple sur l'axe d'une pompe C_e	$P_m = 1800\text{ W}$ $\omega = 293.21\text{ rad/s}$	$C_e = 6.13\text{ N.m}$
Couple sur l'axe intermédiaire	$\eta_c = 0,96$ $P'_1 = 1900\text{ W}$ $\omega = 87.96\text{ rad/s}$	$C' = 21.60\text{ N.m}$
Couple sur l'arbre du disque	$\omega = 17.59\text{ rad/s}$ $\eta_c = 0,96$ Soit $P_D = 1980\text{ w}$	$C_D = 113.70\text{ N.m}$

NB : Les valeurs des puissances sont arrondies afin d'assurer le fonctionnement du dispositif malgré les pertes par frottements mécaniques et celles issues des défauts de construction.

3.1.3- Récapitulatif des résultats issus des calculs concernant la poulie et la pompe

TABLEAU 7: RÉCAPITULATIF DES RÉSULTATS ISSUS DES CALCULS CONCERNANT LA POULIE ET LA POMPE

	Valeur des données	Résultats	Conclusion après consultation ou non du guide du dessinateur
L'entraxe théorique a_{th}	$d'_1 = 120 \text{ mm}$ $d_2 = 600 \text{ mm}$	$480 \leq a_{th} < 2160$	$a_{th} = 500$
Longueur théorique de la courroie	$d'_1 = 120 \text{ mm}$ $d_2 = 600 \text{ mm}$	$L_{th} = 2131 \text{ mm}$	$L_r = 2500 \text{ mm}$
L'entraxe réel a	-	$a = 590 \text{ mm}$	$a = 590 \text{ mm}$
Nombre de courroie n		$n = 2$	$n = 2$
Tensions de fonctionnement T et t de la courroie	$C_p = 90 \text{ N.m}$ $d'_1 = 75 \text{ mm}$	$t = 102 \text{ N}$ $T = 476 \text{ N}$	$t = 102 \text{ N}$ $T = 476 \text{ N}$
Calcul de la tension de pose T_0	-	$T_0 = 289 \text{ N}$	$T_0 = 289 \text{ N}$
Calcul de la réaction statique F_{Py} et F_{Pz}	-	$F_{Py} = 63 \text{ N}$ $F_{Pz} = 1154 \text{ N}$	

3.1.4- Récapitulatif des résultats issus des calculs sur l'arbre du disque

Tableau 8: Récapitulatif des résultats des calculs de la poulie P'' et l'arbre du disque

	Valeur des données	Résultats	Conclusion après consultation ou non du guide du dessinateur
L'entraxe théorique a_{th}	$D' = 250 \text{ mm}$ $d_o = 75 \text{ mm}$	$237,5 \leq a_{th} < 975$	$a_{th} = 400$
Calcul de la longueur théorique de la courroie.	$D' = 250 \text{ mm}$ $d_o = 75 \text{ mm}$	$L_{th} = 1400 \text{ mm}$	$L_r = 1500 \text{ mm}$
Calcul de l'entraxe réel a de la courroie	-	$a = 450 \text{ mm}$	$a = 450 \text{ mm}$
Calcul du nombre de courroie n	$P_b = 1.97 \text{ kW}$; $K\theta = 1$ $K_L = 0,9$	$n = 1.9$	$n = 2$
Calcul des tensions de fonctionnement T et t de la courroie.	$C_p = 90 \text{ N.m}$ $d'_1 = 75 \text{ mm}$	$t = 196 \text{ N}$ $T = 916 \text{ N}$	$t = 196 \text{ N}$ $T = 916 \text{ N}$
Calcul de la tension de pose T_0	-	$T_0 = 556 \text{ N}$	$T_0 = 556 \text{ N}$
Calcul de la réaction statique F_{Py} et F_{Pz} sur l'arbre intermédiaire	-	$F_{Py} = 122 \text{ N}$ $F_{Pz} = 2220 \text{ N}$	

3.1.5- Diamètre de l'arbre du disque

Compte tenu de la charge que devra supporter l'arbre du disque et que nous devons choisir une valeur $d > 42,83 \text{ mm}$; nous avons finalement retenu $d = 50 \text{ mm}$.

3.1.6- Diamètre arbre intermédiaire

L'arbre intermédiaire qui a pour fonction de porter les poulies devant transmettre le mouvement de rotation, a été dimensionné en tenant compte des différentes contraintes qu'il pourrait subir. Le choix du diamètre étant $d > 28,35 \text{ mm}$, nous avons préféré $d = 35 \text{ mm}$.

3.1.7- Récapitulatif des résultats issus des calculs du nombre de Mach; le débit au col; la puissance idéale et le couple idéal.

Tableau 9 : Résultats des calculs du nombre de Mach ; le débit au col ; la puissance idéale et le couple idéal.

N°	Vitesse critique U^* (en m/s)	Nombre de Mach M_a (en m/s)	Nature De Ecoulement	Section critique A^* (en m^2) $\phi = 50mm$	Débit au col \dot{m}_{col} (en m^3/s)	Puissance Idéale $P_{idéale}$ (w) $\frac{8}{27} \dot{m}_{col} U^{*2}$	Couple idéal $C_{idéal}$ (en N.m)
1	8	$2,30 \cdot 10^{-2}$	Incompressible	$A^* = 7,85 \cdot 10^{-3}$	0,140	2,65	-
2	10	$2,87 \cdot 10^{-2}$	Incompressible		0,176	5,03	-
3	12	$3,45 \cdot 10^{-2}$	Incompressible		0,211	9,00	-
4	16	$4,60 \cdot 10^{-2}$	Incompressible		0,281	21,31	-
5	20	$5,75 \cdot 10^{-2}$	Incompressible		0,352	41,48	-
6	30	$8,63 \cdot 10^{-2}$	Incompressible		0,528	140	-
7	40	$1,15 \cdot 10^{-2}$	Incompressible		0,704	33,85	-
8	60	$2,30 \cdot 10^{-2}$	Incompressible		1,056	$1,12 \cdot 10^3$	-
9	70	$1,72 \cdot 10^{-2}$	Incompressible		1,232	$1,78 \cdot 10^3$	-
10	72	$2,07 \cdot 10^{-1}$	Incompressible		1,267	$1,94 \cdot 10^3$	122,08
11	74	$2,13 \cdot 10^{-1}$	Incompressible		1,302	$2,11 \cdot 10^3$	128,95
12	76	$2,18 \cdot 10^{-1}$	Incompressible		1,333	$2,28 \cdot 10^3$	-
13	78	$2,24 \cdot 10^{-1}$	Incompressible		1,372	$2,47 \cdot 10^3$	-
14	80	$2,30 \cdot 10^{-1}$	Incompressible		1,408	$2,67 \cdot 10^3$	-

D'après le tableau, la vitesse de vent pouvant générer la puissance idéale recherchée est

$$U = 7,4 \text{ m/s}$$

Résumé des choix

$U^* = 74 \text{ m/s}$ - $U = 7,4 \text{ m/s}$ - $M_a = 2,13 \cdot 10^{-1} \text{ m/s}$ - $P_{idéale} (w) = 2,11 \cdot 10^3 W$
- $C_{idéale} = 128,95 \text{ N.m}$

Les résultats issus de la simulation réalisée avec le logiciel SolidWorks 2020 montre des pics de vitesse de vent allant jusqu'à 83.64 m/s . Ce qui confirme la capacité de multiplication de vitesse de flux d'air du nouveau convergent.

Les résultats issus des calculs sont présentés dans le tableau 9 du chapitre 3.

Des informations tirées du tableau 9, nous avons donc déterminé les caractéristiques nécessaires à la conception du nouveau convergent. Celles-ci sont consignées dans le tableau ci-dessous.

Tableau 4: Caractéristiques du convergent de flux de vent

Paramètre	Valeur (mm)
Diamètre d'entrée	$D = 200$
Diamètre de sortie	$D = 80$
Longueur	$L = 250$
Épaisseur de la tôle	$e = 2$

Avec les dimensions de convergent du tableau 4, nous avons réalisé une représentation 3D du convergent ainsi qu'une analyse par simulation afin de vérifier ses performances. Le résultat de cette étude est présenté sur la figure ci-dessous.

3.1.8- Simulation du numérique du convergent dimensionné.

Les résultats issus des calculs ont permis de dimensionner un nouveau convergent. Ce convergent a été dessiné avec le logiciel SOLIDWORKS 2020 et la simulation a été faite avec une vitesse de vent à l'entrer $U = 7,4 \text{ m/s}$.

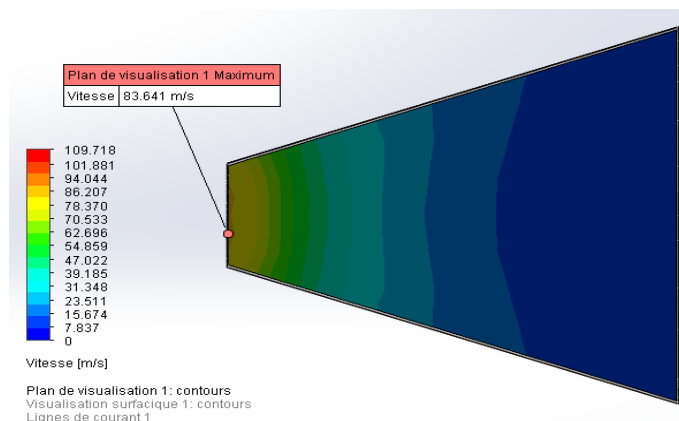


FIGURE 45: IMAGE MONTRANT LA POINTE DE VITESSE DANS LE CONVERGENT

3.1.9- Choix de la disposition des pales retenue

Le critère pour le choix de la disposition de la pale à retenir concerne :

- La surface d'impact ;
- La pression moyenne générée sur cette surface.

Compte tenu du code couleur et de la largesse de la surface de la zone d'impact, indiquant l'intensité de la pression exercée sur la pale ainsi que la surface concernée, nous avons retenu la disposition 4 (150°). Celle-ci nous offre une relation pression-surface idéale nous permettant ainsi de gagner 244 Pa par rapport à la disposition réalisée sur le dispositif.

3.1.8- Visualisation de l'impact du concentrateur.

La combinaison pale inclinée et cage de concentration, offre la possibilité au fluide de toucher plus d'une pale à un instant t quelconque. En effet, le flux dévié par la pale, est réorienté vers les autres pales se trouvant toujours à l'intérieur de la cage de concentration.

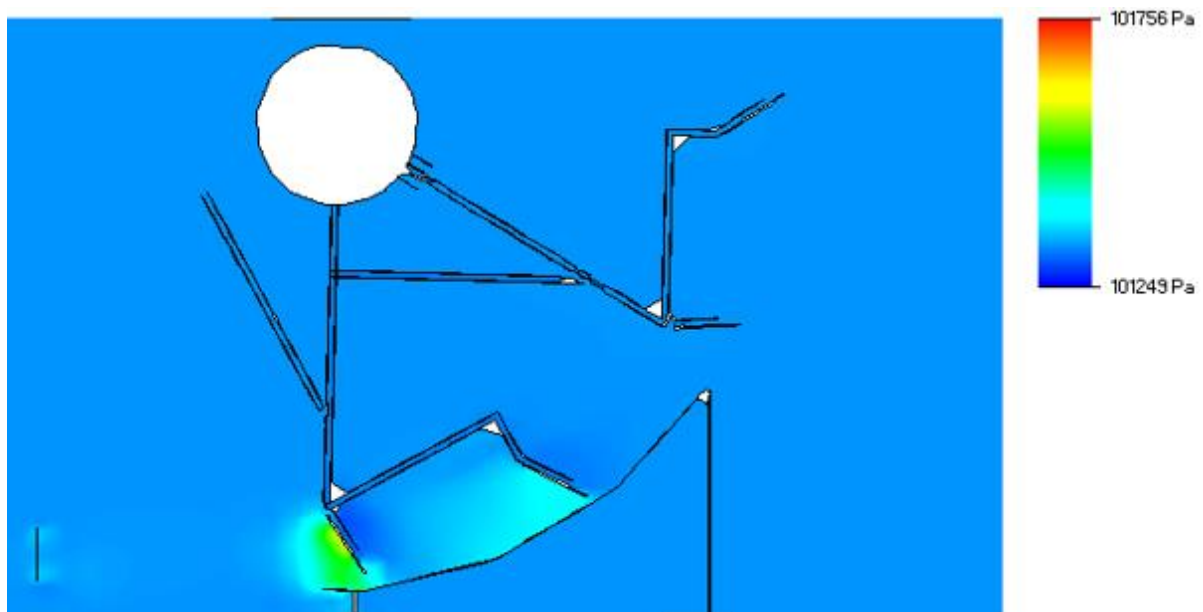


FIGURE 46: IMAGE MONTRANT LES ZONES DE PRESSION DANS LA CAGE DE CONCENTRATION

3.2- ANALYSE DES RESULTAS

3.2.1- Optimisation du convergent

La disposition initiale du souffleur par rapport au convergent réduit les performances de ce dernier. Les prévisions concernant la multiplication de la vitesse du flux entrant dans le convergent à 6 m/s ne sont plus atteintes. La nouvelle disposition proposée, offre des vitesses

du flux allant jusqu'à 83.64 m/s à la sortie du convergent pour 9.67 m/s d'après les résultats obtenus par simulation avec le logiciel SolidWorks 2020.

3.2.2- Disposition des pales

En se référant à l'une des principes de fonctionnement des éoliennes et des avions concernant l'angle de calage par rapport à la direction du vent des pales chez l'éolienne et des ailes pour l'avion, nous avons opté pour un profil de 150° par rapport à la verticale au lieu de 180° . Ce choix, fait après analyse des résultats issus des simulations sur plusieurs angles, simulation réalisée avec le logiciel SolidWorks 2020, indiquent que la disposition retenue (150°) permet une meilleure redirection du flux ainsi qu'une augmentation estimée à 244 Pa de la pression du flux sur les pales par rapport à l'ancienne disposition.

3.2.3- Amélioration de la vitesse de rotation, du couple et de la puissance récupérable.

La nouvelle disposition du convergent par rapport au souffleur confirmant les prévisions en termes de vitesse du flux d'air, les valeurs du débit d'écoulement du flux ainsi que la pression qu'exerce le fluide sur la surface d'une pale se sont améliorées. Ceci a pour conséquence, l'amélioration de certains paramètres tels que :

- Le couple sur l'axe du disque dont la valeur est estimée à 128 N.m au lieu de 119.42 N.m ;
- La vitesse de rotation du disque dont la valeur est estimée à 168 tr/min au lieu de 84 tr/min ;
- La puissance récupérable sur l'axe du disque dont la valeur est estimée à 2110 W au lieu de 1075 W .

3.2.4- Ajout d'un concentrateur

L'ajout d'un concentrateur au dispositif comme l'indique les figures 34, 35 et 36, constitue un avantage certain dans la mesure où, le fluide redirigé contenant une énergie résiduelle est orienté sur une nouvelle pale. Cette deuxième (2°) pale recevra elle aussi une partie de l'énergie perdue sur la première. Ce qui améliorera les performances du dispositif.

3.2.5- Mode de fonctionnement avec la pompe

Le dispositif conçu préalablement pour la production de l'électricité, s'est vu doté de nouvelles organes et est donc capable d'entraîner une pompe mécanique afin de fournir de l'eau. L'ajout de ces organes n'empêchant pas la production de l'énergie, celui-ci se retrouve donc avec une fonction mixte : la production d'énergie électrique ou le pompage d'eau mais pas les deux (02) simultanément.

3.3- DISCUSSIONS

3.3.1- Écoulement de l'air dans le convergent.

L'une des caractéristiques présentées de l'éolienne accélérateur de flux est sa capacité à fonctionner dans un milieu avec l'air ambiant dans la disposition de la figure 14 du chapitre.

Rappelons que le vent est un déplacement horizontal d'air produit par la force du gradient de pression. C'est-à-dire : lorsqu'il existe une différence de pression entre deux (02) points, l'air circule de l'endroit où la pression est la plus élevée vers l'endroit où elle est la moins élevée. Par ailleurs, la forme progressivement restreinte due aux dimensions des convergents réalisés sur le dispositif, créent une augmentation de la pression à l'intérieur du convergent comme présenté sur la figure 45 ci-dessous. L'écoulement d'air en son sein est ralenti. Ceci oblige les lignes d'écoulements du fluide éloignées du centre du convergent à contourner l'orifice d'entrée du convergent (figure 48).

Ces images sont obtenues après simulation dans SolidWorks 2020 avec une vitesse de vent de 6m/s

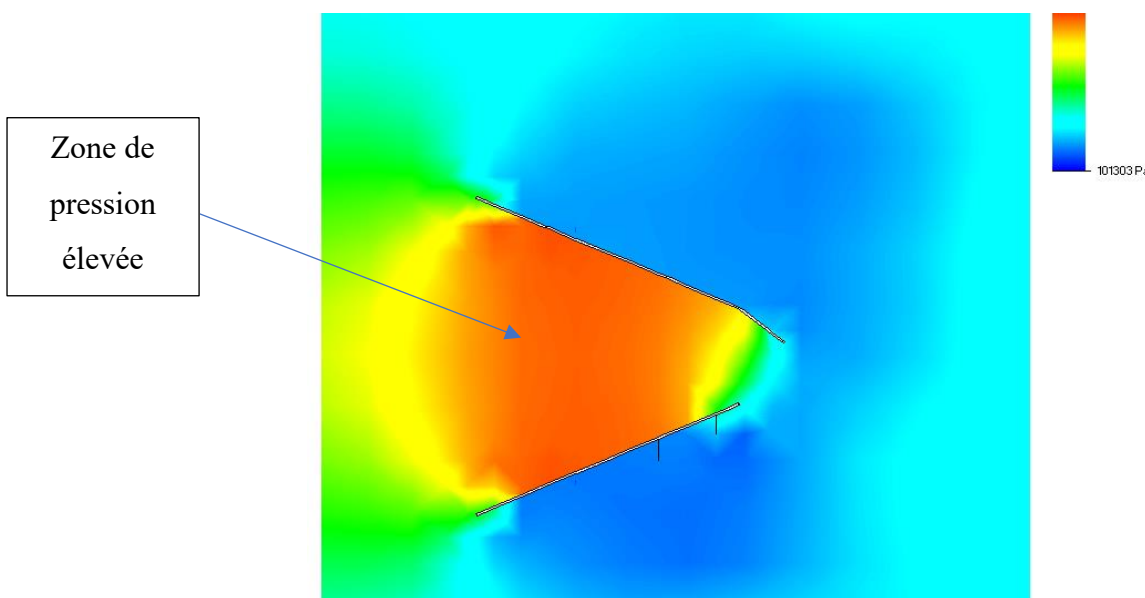


FIGURE 47 : IMAGE MONTRANT LA RÉPARTITION DE LA PRESSION DANS LE CONVERGENT

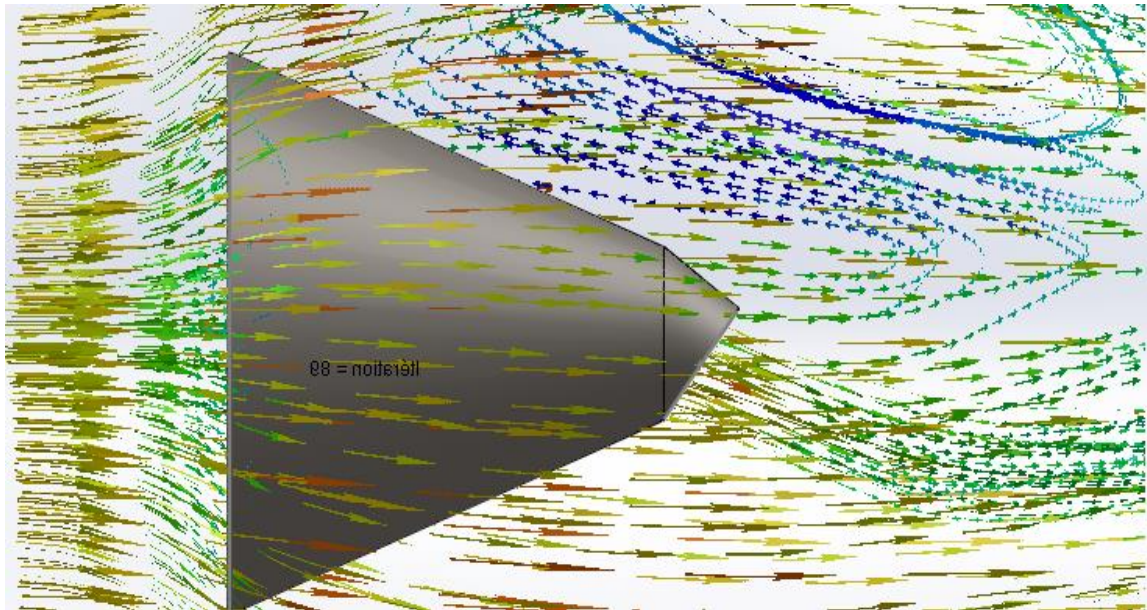


FIGURE 48 : IMAGE MONTRANT LES LIGNES DE COURANT DU FLUX D'AIR

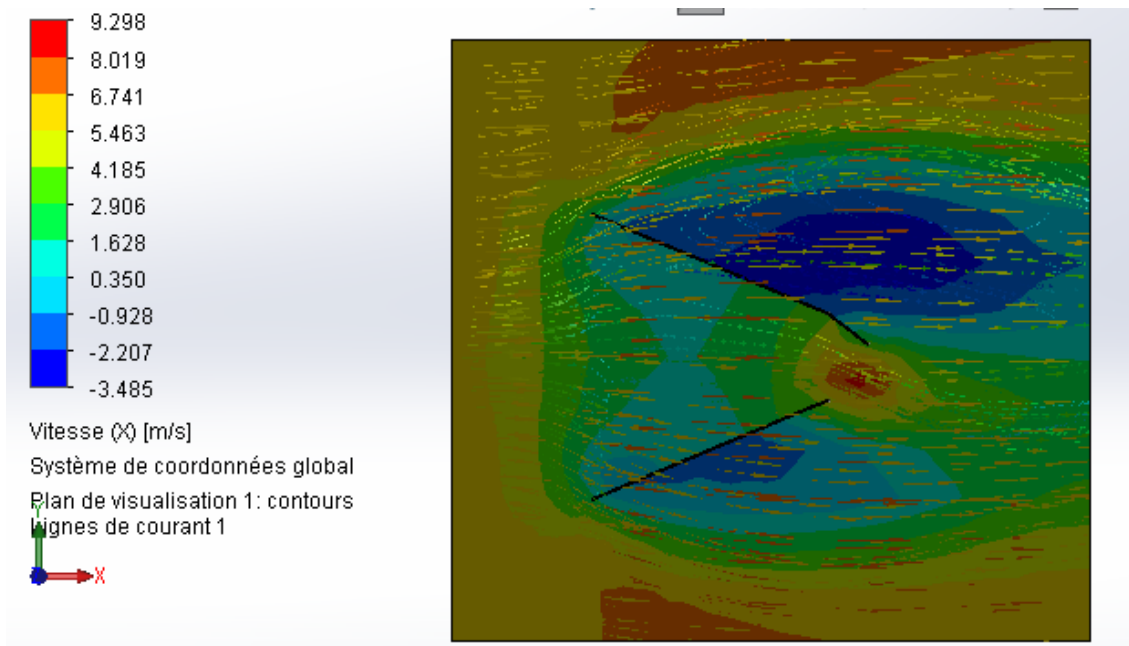


FIGURE 49: IMAGE MONTRANT LA RÉPARTITION DE LA VITESSE DANS LE CONVERGENT

L'analyse de la figure 39 montre une variation très faible de la vitesse à la sortie du convergent grâce au code couleur. Cette vitesse dont le maximale est estimée ici à 9.298m/s pour une vitesse de l'air ambiant de 6m/s. Ne voulant plus ajouter un souffleur supplémentaire qui nécessiterait l'ajout d'un nouveau moteur qui va accroître la consommation énergétique, nous avons décidé de supprimer les convergents d'air naturel.

3.4- Dispositif retenue.

Pour éviter que la direction imprévisible du vent ne génère des contrecourants sur les pales de notre dispositif, nous avons pensé à une cage qui favorisera un environnement dont seuls les courants de flux générés par le souffleur dominant.

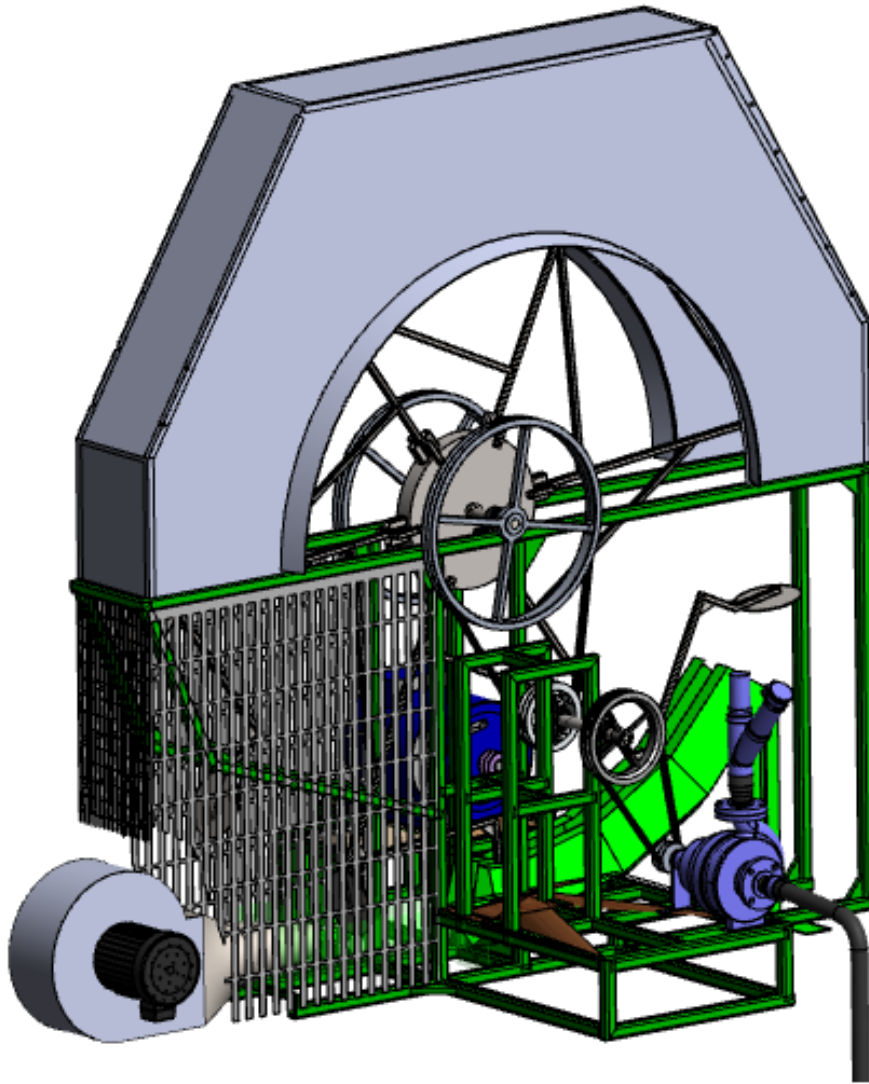


FIGURE 50 : IMAGE DU DISPOSITIF AVEC LA CAGE

3.5- ANALYSE ÉCONOMIQUE: Devis estimatif du prototype

Les différentes rubriques de ce devis sont au nombre de quatre. C'est l'achat : de la matière d'œuvre, des composants standards à utiliser directement sur le dispositif, du prix de confection sur machines-outils et en fin des frais de montage et de main-d'œuvre. Le tableau du devis estimatif du prototype se trouve en annexe.

Conclusion

Ce chapitre a abordé, le dimensionnement des composants tournants du dispositif tel que l'arbre du disque, l'axe intermédiaire, le système de transmission ainsi que le dimensionnement des éléments hydrauliques. Les performances du dispositif existant étant insuffisantes pour accomplir la fonction de pompage, des simulations ont été faites avec des logiciels de conception pour détecter les éventuels défauts de conception, sources de pertes d'énergie. L'analyse des résultats issus de ces simulations, ont permis de proposer de nouvelles approches qui ont conduit à un dispositif optimisé et capable de réaliser la fonction pompage. Ce travail s'est achevé par l'estimation du coût du dispositif optimisé et le choix des composants s'est orienté vers les solutions les moins coûteuses et disponibles sur le marché pour faciliter la reproduction.

CONCLUSION GENERALE

Les problèmes à l'origine de la flambée du prix de l'énergie dans le monde se résument : à la reprise des activités économiques ainsi qu'industrielles après la crise due au Covid-19 ; à la réponse de la Russie faces aux sanctions internationales ; au réchauffement climatique asséchant les cours d'eaux, réduisant la production des centrales hydro-électriques et affectant le refroidissement des réacteurs nucléaires. Cette hausse des prix à des conséquences dans plusieurs domaines d'activités surtout en agriculture avec le coût des factures : la hausse des coûts de production entraine systématiquement l'augmentation des prix pour les consommateurs. Heureusement des solutions sont trouvées avec l'utilisation des énergies renouvelables en occurrence les éoliennes, capables de fournir de l'électricité ou de pomper l'eau nécessaire pour l'irrigation des champs en agriculture.

La première section du premier chapitre faisant part de la synthèse bibliographique des pompes, montre qu'il en existe deux (02) grandes catégories et que la diversité des sources d'alimentation possible de ces machines, justifie leurs présences dans plusieurs domaines d'activités ainsi qu'une flexibilité dans le processus d'adaptation à d'autres technologies notamment les éoliennes.

La deuxième section quant à elle indique qu'il existe aussi deux grands catégories d'éolienne et que cette technologie a connu plusieurs innovations depuis lors. Une de ces innovations est la conception d'une éolienne, accélérateur de flux, réalisée pour une thèse de doctorat, soutenue publiquement le 06 Janvier 2023.

Le chapitre 2, a abordé le dimensionnement des composants tournants du dispositif. La capacité du dispositif réalisé pour la production de l'énergie électrique étant insuffisante pour accomplir la fonction voulue ici : le pompage ; des simulations ont été faites avec des logiciels adaptés pour détecter les éventuels défauts de conception. Grâce à l'analyse des résultats issues de ces simulations ainsi que les nouvelles dispositions et d'assemblages proposées, le flux d'air sortant du convergent présente des pointes de vitesses allant jusqu'à $83,64 \text{ m/s}$. La nouvelle disposition des pales 150° par rapport à la verticale (sens anti-horaire) a permis une meilleure redirection du flux ainsi qu'une augmentation estimée à 244 Pa de la pression du flux sur les pales par rapport à l'ancienne disposition. L'amélioration de ces paramètres a conduit à l'élévation des valeurs : du couple sur l'axe du disque estimée à 128 N.m au lieu de

119.42 $N.m$; de la vitesse de rotation du disque dont la valeur est estimée à 168 tr/min au lieu de 84 tr/min ainsi que de la puissance récupérable sur l'axe du disque dont la valeur est estimée à 2110 W au lieu de 1075 W . Le flux redirigé par une pale est récupéré par un concentrateur, qui l'oriente sur la pale précédemment frappée et qui se trouve hors du champ de circulation du flux. Ceci crée une surface de contact de plus et augmente donc les performances du dispositif. Dans ce chapitre, le dispositif conçu pour la production de l'électricité, s'est vu doté de nouvelles organes et est donc capable d'entraîner une pompe mécanique afin de fournir de l'eau. Le débit de pompage estimatif est de 30 m^3/h et le coût de réalisation des travaux s'élève à **1.970.000 FCFA**.

Cette technologie capable de produire de l'énergie électrique ou de pomper l'eau, serait un outil idéal pouvant réduire les coûts de production en agriculture. Néanmoins, son adaptation pour un fonctionnement en milieu naturel requière une taille des convergents bien plus importante. Ce qui pourrait donc faire l'objet d'une nouvelle étude.

REFERENCES

- [1] www.francetvinfo.fr/monde/europe/union-europeenne/la-guerre-en-ukraine-peut-elle-acceler-er-la-transition-energetique-en-europe
- [2] www.cairn.info/les-energies-renouvelables-9782130576761-page-3.htm ?
- [3] www.lefigaro.fr/conjoncture/dossier/prix-de-l-energie-tout-savoir-sur-les-consequences-de-la-guerre-en-ukraine
- [4] www.pleinchamp.com/actualite/l-efficience-energetique-l-autre-deficit-de-l-irrigation: consulté le 22/01/2023 à 11h23 min
- [5] Manuscrit-Mohamed-GUERO « Modélisation théorique et expérimentation d'un système éolien à accélérateur de flux de vent »
- [6] Bernard Multon, Olivier Gergaud, Hamid Ben Ahmed, Xavier Roboam, Stéphane Astier, et al. "État de l'art des aérogénérateurs. L'électronique de puissance vecteur d'optimisation pour les énergies renouvelables", Ed. NOVELECT - ECRIN, ISBN 2-912154-8-1, pp.97-154, 2002.
- [7] IRENA, "Rethinking Energy 2017: Accelerating the global energy transformation". International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi (2017).
https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwiOo93sn8T7AhWpQaQEHevYATgQFnoECBoQAQ&url=https%3A%2F%2Fwww.irena.org%2F-media%2Ffiles%2FIRENA%2FAgency%2FPublication%2F2017%2FIRENA_REthinking_Energy_2017.pdf&usg=AOvVaw3g-NyRsRSu9-1Zh7zdoDPI
- [8] FRÉDÉRIC Poitiers "Étude et commande de génératrices asynchrones pour l'utilisation de l'énergie éolienne Machine asynchrone à double alimentation reliée au réseau", Thèse de Doctorat, 2003, Université de Nantes, 137. (tel-00011383)
- [9] TARAFT Saci "Étude de stockage inertiel d'énergie dans une chaîne de conversion éolienne à vitesse variable basée sur une machine asynchrone à double alimentation", Mémoire de Magister, 2008, Université Bejaia, 79.

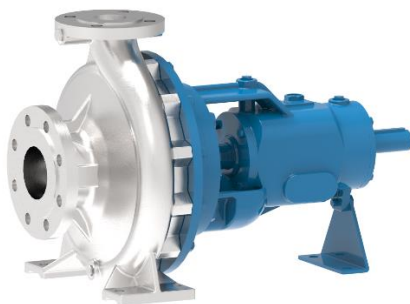
- [10] *BESLIN GUY, MULTON Bernard. " Production d'électricité éolienne : de la caractérisation du gisement éolien aux technologies d'aérogénérateurs". 2016. [\(hal-01756827\)](#)*
- [11] *LOUAR Fateh. "Modélisation Et Simulation D'une Chaine De Conversion D'énergie Éolienne À Base D'une Machine Synchrone À Aimant Permanent". Thèse de Doctorat, 2016, Université Badji Mokhtar - Annaba, 93.*
- [12] *Notes de cours : Pompes et Station de Pompage, rédigé par M. Joel ZINSALO*
- [13] *Note sur le Pompage : Action contre la Faim*
- [14] *Université Mohamed el Bachir el Ibrahimi Bordj Bouarreridj : Pompes et Station de pompage*
- [15] *CNPR « pompage éolien.pdf » : fiche réalisée en Novembre 2005 imprimée par le CNPR*
- [16] *Résumé-M1-Aménagement-HydroAgricole-Pompe-et-Station-de-pompage*
- [17] *182520506-Transmission-de-Puissance-Hydraulique-libre*
- [18] *Pompes-à-eau-à-entraînement-mécanique_56596*
- [19] *F_WS_05_CF_2015_04_Pompes_Besson*
- [20] *Gret_alizes_electrique_cahier_capitalisation_05*
- [21] *<http://www.eridis.fr/p/42/pompes-monocellulaires-horizontales-normalisees-suivant-iso-5199-et-iso-2858-nfe-44121>.*
- [22] *calcul-des-arbres-Application-au-cas-de-l_arbre-tambour-du-Treuil-oil-well-840^E*
- [23] *Conception mécanique « 06_MECA0444-ArbresI » Dimensionnement des arbres I*
Prof. Éric Bechet
- [24] *13_06_guide_ademe_energie_eolienne_cle5c6de8*
- [25] *Fiche technique de la pompe de gamme ALPHA : ALFA-16-FR.pub*
- [26] *M. Aublin, R. Boncompain, M. Boulaton, D. Caron, Système mécanique théorie et dimensionnement. Edition DUNOD, 2020.*
- [27] *<http://www.energieplus-lesite.be>. 09 juillet 2023*
- [28] *Bul. Inst. Polit. Iași, t. LVII (LXI), f. 5, 2011 147*
- [29] *(El-Aimani, 2002)*
- [30] *p14_f5_2011*

ANNEXES 1

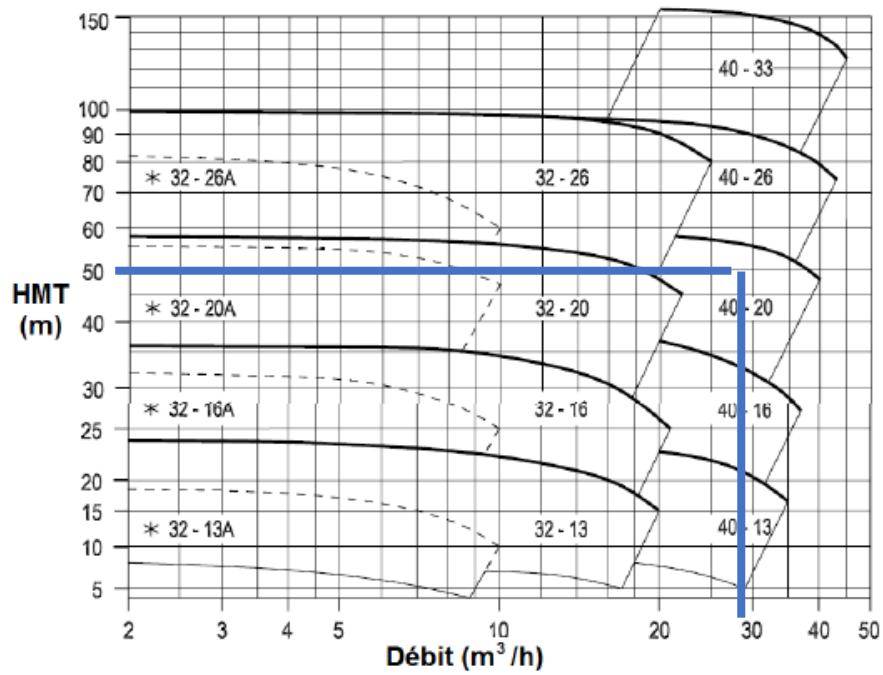
Tableau 10 : Devis quantitatif et estimatif pour la réalisation du prototype

N°	Désignation des composants ayant servis à la conception	Quantité	Prix unitaire (CFA)	Prix total (CFA)
Matière d'œuvre				
01	Cornière 35 × 35 × 3	10	20 000	200 000
02	Tôle galvanisée 2400 × 1220 × 2	2	70000	140 000
05	Tôle de e = 4	1	80 000	80 000
06	Poulie de ϕ 600 × 50 brute	2	50 000	100 000
07	Autres Poulies	5	30 000	150 000
08	Pompes centrifuge	1	405 000	405 000
Sous-total 1				1 280 000
Prix des accessoires et pièces standards				
01	Courroie Trap type B	6	15 000	90 000
02	Roulements BC	4	50 000	200 000
Sous-total 2				290 000
Dépenses de fabrication				
01	Usinage Poulie de ϕ 500 × 50			30 000
02	Usinage Poulie de ϕ 100 × 50			30 000
03	Usinage des bras			20 000
04	Découpe cornières			15 000
05	Opérations de soudage			60 000
Sous-total 3				155 000
Dépenses liées au montage du dispositif et main-d'œuvre				
Sous-total 4				250 000
Autres dépenses				200 000
Total				1.970.000

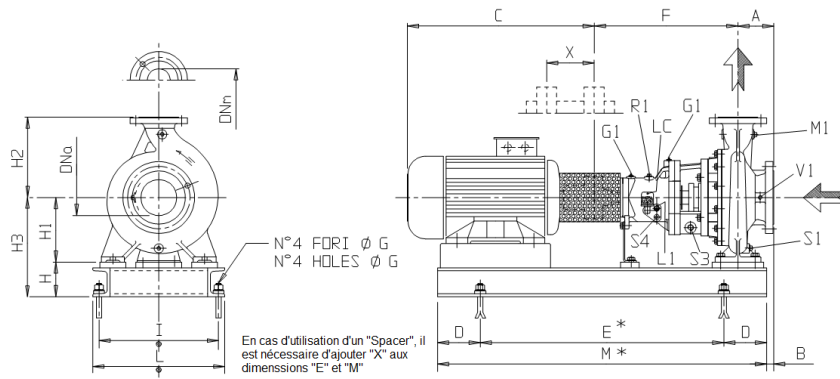
- [24] Photo de la pompe centrifuge type alpha



- [25] Graphe indiquant le choix du type de pompe



- [26] Pompe de type 40-20



- [27] Tableau indiquant les dimensions de la pompe de type 40-20

Type	Bridles PW 16		A	B	H	H1	H2	H3	Connections				Graisseur		Bain d'huile				
	Dna	DNm							M1	S1	S3	V1	G1	R1	L1	LC	S4		
32-13 & 13A	50	32	80	20	63-78	112	140	175-190	3/8"	1/4"	1/2"	1/4"	1/4"	3/8"	3/8"	1/4"	3/8"		
32-16 & 16A					63-93	132	160	195-225											
32-20 & 20A					80-95	160	180	240-255											
32-26 & 26A	65	40	100	25	80-95	180	225	260-275	3/8"	1/4"	1/2"	1/4"	1/4"	3/8"	3/8"	1/4"	3/8"		
40-13					80	20	63-93	112										140	175-205
40-16					80	20	63-93	132										160	195-225
40-20	65	40	100	25	80-95	180	180	240-255	3/8"	1/4"	1/2"	1/4"	1/4"	3/8"	3/8"	1/4"	3/8"		
40-26					80-140	180	225	260-320											
40-33					125	50	80-165	200										250	280-365

- [28] Tableau de perte de charge

CALCUL DE PERTES DE CHARGE DANS LES TUYAUX - (en m de CE pour 100 mètres de tuyauterie)													
DEBIT : (m3/h)	DEBIT : (l/min)	DEBIT : (l/s)	Tuyau 15	Tuyau 20	Tuyau 25	Tuyau 32	Tuyau 40	Tuyau 50	Tuyau 65	Tuyau 80	Tuyau 100	Tuyau 125	Tuyau 150
			1/2" Ø15/21	3/4" Ø20/27	1" Ø26/34	1 1/4" Ø33/42	1 1/2" Ø40/49	2" Ø50/60	2 1/2" Ø66/76	3" Ø80/90	4" Ø102/114	5" Ø127/140	6" Ø152/165
			PE 20	PE 25	PE 32	PE 40	PE 50	PE 63	PE 75	PE 90	PE 110	-	-
0.5	8.33	0.14	9	2	0.7	0.2							
0.7	11.66	0.19	16	3	1.5	0.4							
1	16.66	0.28	33	8	2.8	1.0	0.25						
1.5	25	0.42		12	6.2	2.0	0.50	0.16					
2	33.33	0.55		20	10	3.3	0.9	0.3					
3	50	0.83			23	7.5	1.9	0.7	0.2	0.1			
4	66.66	1.10			40	12	3	1	0.3	0.2			
5	83.33	1.40				20	4.6	1.6	0.4	0.2			
6	100	1.70				28	6.5	2.5	0.7	0.3			
7	116.66	1.90					8	3	1	0.4			
8	133.33	2.20					11	4.5	1.2	0.5	0.1		
9	150	2.50					14	5	1.5	0.6	0.2		
10	166.66	2.80					17	6	1.8	0.7	0.2		
12	200	3.30						7.6	2.5	0.9	0.3		
15	250	4.20						12	3.2	1.2	0.4		
20	333.33	5.50							5.2	2.2	0.6	0.2	0.1
30	500	8.30							12	4.7	1.3	0.45	0.18
40	666.66	11.10								8	2.3	0.7	0.3
50	833.33	13.90								12	3.5	1.1	0.45
60	1000	16.70									5.0	1.6	0.6
75	1250	21.00									9.0	2.5	1.0
90	1500	25.00										3.4	1.4
105	1750	29.00										4.6	1.8
150	2500	41.70											3.8

Pertes de charge dans les coudes et vannes: ajouter 2 m de longueur fictive supplémentaire pour chaque pièce.
 Pertes de charge dans les clapets et clapet-crépines: ajouter 10 m de longueur fictive supplémentaire pour chaque pièce.

- [29] Tableau des puissances de base des courroies trapézoïdales

4. Puissance de base P_b en kW des courroies trapézoïdales classiques													
type courroie	diamètre primitif	vitesse linéaire V de la courroie (m/s)					type courroie	diamètre primitif	vitesse linéaire V de la courroie (m/s)				
		5	10	15	20	25			5	10	15	20	25
Z	50	0,45	0,72	0,85	-	-	C	180	3,92	6,10	7,33	8,32	-
	60	0,62	1,05	1,35	-	-		210	4,59	7,38	9,40	10,86	11,76
	70	0,73	1,29	1,70	1,94	-		240	4,99	8,31	10,82	12,75	14,14
	80	0,83	1,48	1,97	2,30	2,41		280	5,50	9,27	12,26	14,70	16,50
	90	0,90	1,61	2,18	2,58	2,76		320	5,83	9,96	13,34	16,10	18,29
	100	0,95	1,72	2,37	2,80	3,04		360	6,14	10,56	14,16	17,19	19,69
	110	1,00	1,82	2,48	2,99	3,27		430	6,55	11,25	15,32	18,68	21,43

- [30] Tableau des longueurs primitives des courroies trapézoïdales

3. Longueurs primitives ou de référence L_p (en mm des courroies trapézoïdales)	
(L* : longueur NF ISO 4184 – les autres longueurs varient sensiblement d'un fabricant à l'autre)	
Z	270, 295, 340, 380, 405*, 435, 465, 475*, 485, 505, 530*, 545, 570, 610, 625*, 635, 675, 700*, 710, 750, 780*, 790, 840, 895, 920*, 940, 1 000, 1 055, 1 080*, 1 095, 1 145, 1 205, 1 250, 1 330*, 1 420*, 1 540*...

- [31] Tableau indiquant le choix des diamètres de poulie

2. Diamètres primitifs d_f et D_f recommandés (mm) pour les poulies trapézoïdales ISO 4183	
Z SPZ	50*, 56*, 63, 71, 75, 80, 90, 100, 112, 125, 132, 140, 150, 160, 180, 200, 220, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 500, 630
A SPA	75*, 80*, 85*, 90, 95, 100, 106, 112, 121, 125, 132, 140, 150, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 300, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800
B SPB	125*, 132*, 140, 150, 160, 170, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1 000, 1 120
C SPC	200* 212*, 224, 236, 250, 265, 280, 300, 315, 335, 355, 400, 450, 500, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1 000, 1 120, 1 250, 1 400, 1 600, 2 000
D	355, 375, 400, 425, 450, 475, 500, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1 000, 1 060, 1 120, 1 250, 1 400, 1 500, 1 600, 1 800, 2 000
E	500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 800, 900, 1 000, 1 120, 1 250, 1 400, 1 500, 1 600, 1 800, 1 900, 2 000, 2 240, 2 500

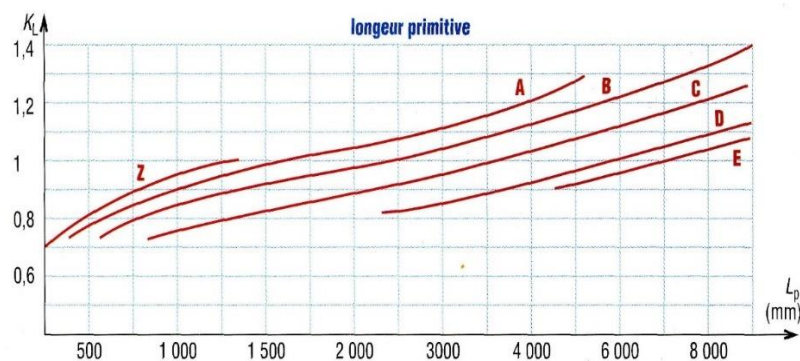
* : uniquement courroies classiques Z, A, B et C

- [32] Tableau indiquant le Coefficient de service

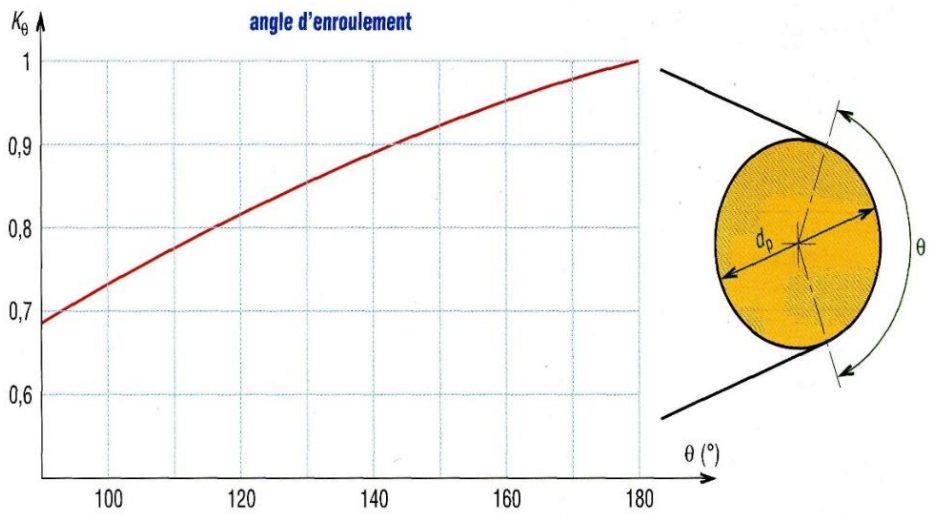
1. Valeur du coefficient de service K_s				
	service léger 0 à 6 h/jour	service normal 6 à 16 h/jour	service dur 16 à 24 h/jour	service très dur en continu
transmission uniforme sans à-coups	1,0	1,2	1,4	1,6
transmission avec légers à-coups et chocs modérés	1,1	1,3	1,5	1,8
transmission avec à-coups et chocs élevés *	1,2	1,4	1,7	2,1

* avec des inversions de sens, des démarrages fréquents sous forts couples

- [33] Courbe montrant les coefficients correcteurs de la longueur de courroie



- [34] Graphe indiquant le Coefficient correcteur d'angle



- [35] Graphe indiquant des choix de courroie

