

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITÉ MOULOD MAMMARI DE TIZI-OUZOU
FACULTÉ DE GÉNIE DE LA CONSTRUCTION
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MÉMOIRE

De fin d'études

En vue de l'obtention du Diplôme de Master Académique en Génie
Mécanique
Option : Énergétique

Thème

Récupération de l'énergie hydraulique excédentaire dissipée
dans le Monovar de la station de pompage de Taksebt

Proposé par :

M^r. FERROUK. M

M^r. ABDOUS. S

Dirigé par :

M^r. FERROUK. M

Réalisé par :

M^r. BENDOUCHE Madjid

M^r. TADJADIT Saïd

Promotion 2019/2020



Remerciements





Nous remercions tout d'abord Dieu qui nous a donné le courage et la force pour achever ce travail.

Nos vifs remerciements à notre promoteur M^r FERROUK.M qui nous a orienté et soutenu pour l'élaboration de ce travail.

Nos remerciements à tout le personnel de SEAAAL, et surtout M^r CHEHEB.F pour son soutien et encouragement durant toute la période de notre stage.

Nous remercions M^r le Président et les membres de jury qui feront l'honneur d'évaluer notre travail.



Enfin, un grand merci à tout ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail.



Dédicaces



Je dédie ce modeste travail à :

- ◇ *La mémoire de ma défunte grand-mère que malgré son absence, elle est toujours dans mon cœur.*
- ◇ *Mes très chers parents qui n'ont jamais cessé de me soutenir et de m'encourager durant tout mon cursus.*
- ◇ *mes frères Djamel et Hakim ainsi leurs épouses Samia et Samira.*
- ◇ *ma sœur Souhila et son époux Boualem.*
- ◇ *Mes petites, Sidra et Malak.*
- ◇ *Ma fiancée Fadhila pour tout son aide et soutien ainsi sa famille.*
- ◇ *A mon frère et binôme Saïd avec qui j'ai eu le plaisir de partager ce travail.*
- ◇ *Et à tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin.*

Madjid



Dédicaces



Je dédie ce modeste travail à :

- ◇ *Mes très chers parents qui ont sacrifié les plus belles années d'eux-mêmes pour m'élever et évoluer en tout confort et sécurité.*
- ◇ *mes frères ainsi leurs épouses, mes sœurs Samia et Hnifa ainsi leurs époux, toute la famille T'ADJADIT.*
- ◇ *tous mes amis, mes proches, à mon frère et binôme Madjid avec qui j'ai eu le plaisir de partager ce travail Et à tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin.*



Saïd

Table des matières

Introduction générale.....	1
----------------------------	---

CHAPITRE 1 : Description de la Station Taksebt

Introduction	4
1.1- Description de la station de pompage	5
1.2- principaux composants de la station de pompage.....	7
1.2.1- Groupes motopompes	7
1.2.2-Transformateurs 1600 KVA	8
1.2.3-Variateurs de fréquence	8
1.2.4- Transformateur 160 KVA	9
1.2.5-Groupe électrogène	9
1.3- Vanne de réglage et de régulation Monovar	9
1.4- Evaluation de l'énergie dissipée dans le Monovar	12
Conclusion.....	21

CHAPITRE 2 : Rappel sur les différentes turbines hydrauliques

Introduction	22
2.1-Définition	22
2.2-Différents types de turbines hydrauliques.....	23
2.2.1-Turbines à action.....	23
2.2.1.1- Principe de fonctionnement	23

Table des matières

2.2.1.2- Types de turbines à action.....	24
2.2.1.2.1- Turbine Pelton.....	24
2.2.1.2.2- Turbine Cross flow (Banki-Mitchell)	26
2.2.1.2.3- Turbine Turgo	27
2.2.1.2.4- Turbine à vis d'Archimède	28
2.2.2- Turbines à réaction.....	30
2.2.2.1- Principe de fonctionnement	30
2.2.2.2- Types de turbines à réaction.....	31
2.2.2.2.1- Turbine Francis	31
2.2.2.2.2- Turbines Kaplan et hélices	33
2.2.2.2.3- Turbines VLH	34
2.2.2.2.4- Turbine-Pompe	37
2.3- Classification des turbines hydrauliques.....	38
2.3.1- Classification des turbines - débit et hauteur de chute.....	38
2.3.2- Classification des turbines - vitesse spécifique.....	38
2.3.2.1- Coefficient de vitesse spécifique.....	39
2.3.2.2- Nombre de tours spécifique	40
2.4- Paramètres communs à tous les types de turbines	44
2.4.1- Puissance hydraulique.....	46

Table des matières

2.4.2- Couple, vitesse de rotation, puissance mécanique et rendement d'une turbine	46
2.5- Les générateurs	47
2.6- Sélection du type de turbine approprié	47
2.6.1- Avantage de cette configuration	49
2.6.2- description détaillée de la turbine Banki-Mitchell.....	49
Conclusion.....	53

CHAPITRE 3 : Dimensionnement de la turbine Banki-Mitchell et évaluation de l'énergie récupérée

Introduction	54
3.1- Lois régissant les différentes caractéristiques de la turbine Banki-Mitchell	54
3.1.1- Détermination de la vitesse de rotation.....	54
3.1.2- Détermination du diamètre et la largeur de la roue.....	55
3.1.3- Paramètres requis de la courbure de la lame.....	56
3.1.4- Épaisseur de la lame (t).....	58
3.1.5- Prédiction du diamètre de l'arbre	58
3.1.6- Détermination du diamètre de la conduite forcée	58
3.2- Calcul et dimensionnement de la turbine.....	59
3.2.1- la vitesse spécifique	59

Table des matières

3.2.2- la vitesse de rotation.....	59
3.2.3- Calcul du diamètre de la roue et de l'épaisseur du jet.....	60
3.2.4- Calcul du la largeur de la roue ou la largeur du jet.....	60
3.2.5- Calcul des Paramètres requis de la courbure de la lame.....	61
3.2.6- Calcul de l'épaisseur de la lame (t).....	61
3.2.7- Calcul du diamètre de l'arbre.....	62
3.2.8- Calcul du diamètre de la conduite forcée.....	62
3.3- la puissance électrique récupérable.....	63
Conclusion.....	68
Conclusion générale.....	69

Liste de figures

INTRODUCTION

Figure 1 : circuit d'alimentation et l'emplacement dans la chambre des vannes..... 2

CHAPITRE 1

Figure 1.1 : photo du barrage de Taksebt..... 5

Figure 1.2 : station de pompage 6

Figure 1.3 : Représentation d'une vanne Monovar 11

Figure 1.4 : Représentation schématique de Monovar 12

Figure 1.5 : Echantillon des données collectées..... 13

Figure 1.6: Feuille de calcul Excel..... 14

Figure 1.7 : Pourcentage d'ouverture de la vanne Monovar au cours
de l'année 2018 15

Figure 1.8 : Pourcentage d'ouverture de la vanne Monovar au cours
de l'année 2019 16

Figure 1.9 : Variation de la hauteur nette au cours de l'année 2018..... 17

Figure 1.10 : Variation de la hauteur nette au cours de l'année 2019..... 18

Figure 1.11: Puissance hydraulique dissipée dans le Monovar au cours
de l'année 2018 19

Figure 1.12: Puissance hydraulique dissipée dans le Monovar au cours
de l'année 2019 20

Liste de figures

CHAPITRE 2

Figure 2.1: Schéma d'une turbine à action avec ses paramètres de fonctionnement	24
Figure 2.2 : Vue schématique d'une roue Pelton à deux jets et paramètres Principaux.....	25
Figure 2.3 : Vue en coupe d'une turbine Crossflow	26
Figure 2.4 : Roue d'une turbine Turgo.....	27
Figure 2.5 : Principe d'une turbine Turgo.....	28
Figure 2.6 : Représentation d'une centrale hydroélectrique à vis d'Archimède.....	29
Figure 2.7 : Photo de turbine à vis d'Archimède	29
Figure 2.8 : Représentation schématique d'une turbine à réaction	30
Figure 2.9: Turbine Francis.....	31
Figure 2.10: Turbine Francis à axe vertical.....	32
Figure 2.11: Turbine Francis à axe horizontal	32
Figure 2.12 : Turbine Kaplan	33
Figure 2.13: Coupe d'une turbine Kaplan à double réglages.....	34
Figure 2.14: Turbine VLH	35
Figure 2.15 : Turbine VLH en position de fonctionnement et en position de maintenance	36
Figure 2.16: Représentation schématique d'une Turbine-Pompe	37
Figure 2.17: Domaine d'utilisation des différents types de turbines	38

Liste de figures

Figure 2.18: Vitesse spécifique des turbines à action	42
Figure 2.19: Vitesse spécifique des turbines à réaction	43
Figure 2.20: Paramètres communs à tous types de turbines.....	44
Figure 2.21: Sélection de la turbine en fonction de la chute nette et le débit.....	48
Figure 2.22: Emplacement des 4 turbines	49
Figure 2.23: Principaux composants de la turbine à flux transversal	50
Figure 2.24: Chemin d'écoulement de l'eau à travers le diagramme de vitesse	52

CHAPITRE 3

Figure 3.1 : Courbure de la lame	57
Figure 3.2 : évaluation de l'épaisseur de la lame en fonctions du diamètre de la roue	61
Figure 3.3 : Dimensions de la roue de la turbine.....	62
Figure 3.4: Représentation de la roue en 3D	63
Figure 3.5 : présentation de la puissance électrique récupérable journalière au cours de l'année 2018	64
Figure 3.6 : présentation de la puissance électrique récupérable journalière au cours de l'année 2019	65
Figure 3.7 : consommation d'électricité en Algérie.....	67

Liste des tableaux

Tableau 3.1 : Diamètre de la roue et l'épaisseur de la lame	58
Tableau 3.2 : consommation d'électricité en Algérie	67
Tableau 3.3 : le nombre d'équivalents foyers alimentés par les turbines	68

Nomenclature

Symboles	Désignation	unité
A	Surface du jet	m ²
D ₁	Diamètre de la roue extérieur	m
d _p	Diamètre de la conduite forcée	m
d _s	Diamètre de l'arbre	m
E	Energie massique utile	J/kg
f	Fréquence	Hz
g	Accélération de la pesanteur	m.s ⁻²
H	Hauteur nette	m
K _c	Coefficient de vitesse de l'eau	-
K _{UA}	Coefficient de vitesse de rotation	-
L	Largeur de la roue	m
N	Vitesse de rotation	tr/min
N _s	Vitesse spécifique	-
P	Pression	Pa
P _{diss}	Puissance dissipée	W
P _{elec}	Puissance électrique	W
P _{hyd}	Puissance hydraulique	W
P _{mec}	Puissance mécanique	W
P ₀	Nombre de pôles	-
P ₁ P ₂	Pas des lames	m
Q	Débit dans la conduite forcée	m ³ .s ⁻¹
Q _v	Débit volumique	m ³ .s ⁻¹

Nomenclature

r	Rayon de l'arc en forme de lame	m
R_0	Rayon du cercle du pas central	m
R_1	Rayon de la roue extérieur	m
r_2	Rayon du rotor de la machine	m
R_2	Rayon de la roue intérieur	m
S_0	Epaisseur du jet	m
T	Couple sur l'arbre de la turbine	N.m
t	Epaisseur de la lame	m
U_A	Vitesse périphérique à l'entrée de premier étage	m/s
U_B	Vitesse périphérique à la sortie de premier étage	m/s
U_C	Vitesse périphérique à l'entrée de deuxième étage	m/s
U_D	Vitesse périphérique à la sortie de deuxième étage	m/s
U_2	Vitesse d'entraînement	m/s
V	Vitesse de l'eau dans la conduite forcée	m/s
V_A	Vitesse absolue à l'entrée de premier étage	m/s
V_B	Vitesse absolue à la sortie de premier étage	m/s
V_C	Vitesse absolue à l'entrée de deuxième étage	m/s
V_D	Vitesse absolue à la sortie de deuxième étage	m/s
W_A	Vitesse relative à l'entrée de premier étage	m/s
W_B	Vitesse relative à la sortie de premier étage	m/s
W_C	Vitesse relative à l'entrée de deuxième étage	m/s
W_D	Vitesse relative à la sortie de deuxième étage	m/s
Z	Nombre de lames	-

Nomenclature

Symboles grecs

α_1	Angle découlement absolue à l'entrée de premier étage	°
α_4	Angle découlement absolue à la sortie de deuxième étage	°
β_1	Angle d'écoulement relatif à l'entrée de premier étage	°
β_2	Angle d'écoulement relatif à la sortie de premier étage	°
β_3	Angle d'écoulement relatif à l'entrée de deuxième étage	°
β_4	Angle d'écoulement relatif à la sortie de deuxième étage	°
δ	Coefficient de Râteau de débit	-
ΔP	Différence de pression	Pa
η_{Ge}	Rendement du générateur	%
η_t	Rendement de la turbine	%
η_{tr}	Rendement du transformateur	%
μ	Coefficient de Râteau de pression	-
ρ	Masse volumique	kg.m^{-3}
τ	Coefficient de Râteau de puissance	-
ω	Vitesse de rotation angulaire	rad/s
Ω_s	Coefficient de vitesse spécifique	-

Introduction générale

Introduction générale

L'énergie électrique est un facteur essentiel pour le développement et l'évolution des sociétés humaines que cela soit sur le plan de l'amélioration des conditions de vie, ou sur le développement des activités industrielles. Elle est devenue une forme d'énergie indispensable par sa souplesse d'utilisation et par la multiplicité des domaines d'activité où elle est appelée à jouer un rôle plus important.

Après les restrictions environnementales annoncées en chaque sommet de l'ONU depuis maintenant une quinzaine d'année les pays industriels se sont tournés vers une production d'électricité de plus en plus à base des énergies renouvelable. Cet intérêt majeur pour les énergies renouvelables a ouvert des portes pour les chercheurs d'explorer différentes possibilités d'exploitation et proposer plusieurs topologies de connexion pour améliorer leurs rendements et leurs flexibilités. L'hydroélectricité est la troisième source de production électrique mondiale après le charbon et le gaz : c'est donc la première source d'énergie renouvelable dans le monde.

L'hydroélectricité présente une solution sérieuse pour le défi énergétique. La production hydroélectrique est faible avec une production annuelle de sa meilleure valeur de 389 GWh qui présente un maigre 0,7% de la production nationale d'électricité et 0,0106% de la production hydroélectrique mondiale.

L'objectif principale de cette étude est la récupération de l'énergie dissipée dans le système de brise charge Monovar situé dans la chambre des vannes (figure 1) de la station Taksebt par l'implantation de petites turbines hydrauliques.

Introduction générale

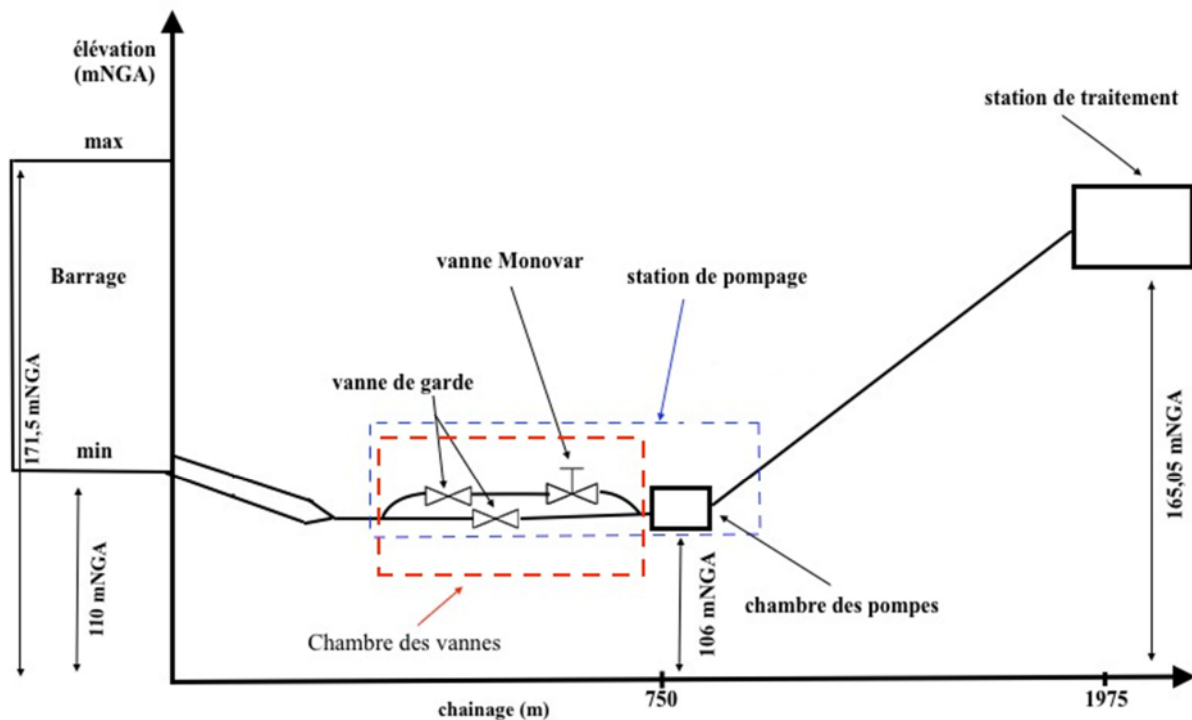


Figure 1 : Circuit d'alimentation et l'emplacement dans la chambre des vannes

Le choix de la turbine à placer passe nécessairement par l'exploitation des données de mesures relevées sur le site pour évaluer la chute ou l'énergie hydraulique disponible et le débit traversant la turbine.

L'implantation de la mini-centrale ne doit en aucune manière perturber le fonctionnement de la station de pompage. Donc on s'est fixé comme objectif principale la récupération de l'excédent d'énergie hydraulique, obtenues par les hauteurs de niveau du barrage supérieures à un seuil donné.

Pour mener à bien notre étude, le mémoire est structuré comme suit :

Le premier chapitre, est consacré à la description de la station de pompage et à l'évaluation de l'énergie hydraulique mensuelle dissipée dans le Monovar pour une période de deux années.

Le deuxième chapitre, est consacré à la description des caractéristiques des différents types de turbines hydraulique. Les résultats obtenus au chapitre un ont permis de sélectionner une turbine adéquate en fonction de la chute et du débit. La turbine Banki-Mitchell a été choisie.

Introduction générale

Dans le troisième chapitre, la théorie et les lois propres à la turbine Banki-Mitchell est détaillée. Le calcul dimensionnelle est présenté également. Ce chapitre est suivi d'une conclusion récapitulant les points forts de la turbine choisie.

Les recommandations et les perspectives futures de cette étude sont également données dans la conclusion générale.

Chapitre 1

Description de la station

Taksebt

Chapitre 1 : Description de la Station Taksebt

Introduction :

La station de Taksebt est gérée actuellement par la société SEAAL (Société de l'Eau et de l'Assainissement d'Alger), opérateur public de droit algérien, chargé de la gestion des services de l'eau et de l'assainissement sur l'ensemble des wilayas d'Alger et de Tipasa (soit 57 communes à Alger et 28 communes à Tipasa).

La SEAAL est une filiale de l'Algérienne Des Eaux (ADE) et de l'Office National de l'Assainissement (ONA). Le management de l'entreprise a été confié, pour une durée déterminée à un leader international de la gestion des services de l'eau et de l'assainissement, " SUEZ Environnement".

SEAAL a été créé en 2006, comme opérateur pilote de la modernisation du service public de l'eau en Algérie.

La station, a été mise en service en juillet 2008, et a été construite par la SNC LAVALIN DEGREMONT puis exploité par SNC LAVALIN jusqu'en 2013.

Elle a été reprise en gestion par SEAAL le 18 juillet 2013 et est désormais le plus important ouvrage de traitement d'eau gérée par la SEAAL. C'est aussi la plus importante station de traitement d'eau potable algérienne, en capacité. Elle a une vocation régionale, puisqu'elle alimente 25 communes et assure l'approvisionnement de trois wilayas, Alger, Boumerdes, et Tizi-Ouzou. Alimentée à partir du barrage de Taksebt (Figure 1.1), elle est constituée d'une usine de traitement de 605 000 m³/j, dotée d'une filière classique coagulation, floculation, décantation, filtration, de dernière génération. Elle dispose d'une capacité de stockage, sur site, de 28 000 m³. Le barrage de Taksebt s'étend sur une surface de 550 ha, d'une capacité de 181 millions de mètres cube et il est situé à 10 km à l'est de la ville de Tizi Ouzou. Il a nécessité un investissement de 540 millions d'euros et a été officiellement mis en service le 5 juillet 2007. Il est alimenté par les eaux de pluie, de la fonte du manteau neigeux du Djurdjura et des eaux usées du grand bassin collecteur. Il comprend une station de traitement, une station de pompage, des tunnels dont une canalisation de 95 km.

Dans ce chapitre nous allons présenter la composition générale de la station, en se basant surtout sur le principe de fonctionnement de la station de pompage et la vanne de régulation Monovar [1].



Figure 1.1 : Photo du barrage de Taksebt

1.1- Description de la station de pompage :

Le barrage de Taksebt alimente la station de pompage (SP) par écoulement gravitaire via deux canalisations de DN1800 sur une longueur d'environ 750 m. A la sortie du barrage, il y a deux conduites de liaisons distinctes qui peuvent être isolées séparément au niveau de la prise d'eau.

À l'entrée de la station de pompage, une pièce spéciale en « Y » réunit les deux conduites de DN1800 en une conduite principale de DN2200 [2]. Cette dernière traverse une chambre qui abrite une vanne motorisée sur la conduite principale DN2200 ainsi qu'un by-pass de DN1800 équipé d'une vanne d'isolement DN1800 et d'une vanne de réglage motorisée de type Monovar.

Cette vanne est asservie de manière automatique pour garantir une différence de pression minimum de 1,1 bars entre l'aspiration des pompes et le collecteur de refoulement.

Chapitre 1 : Description de la Station Taksebt

En amont de la station, raccordé à la chambre de vannes, un anti bélier de 12 m³ est placé. Il doit être opérationnel lorsque le niveau du barrage est compris entre son niveau le plus bas 110 mNGA et la cote 120 mNGA (figure 1.2). Dans le cas contraire, soit un nombre limité de pompes peut être mis en service soit des pompes sont mises à l'arrêt (selon la matrice de disponibilité des anti-béliers).

Etant donné que la mesure de niveau n'existe pas en tant que telle, c'est la mesure de pression, en amont de la chambre de vannes, qui est utilisée car celle-ci est une image du niveau du barrage.

Sur le collecteur de refoulement (DN2000) de la station de pompage, il y a également une vanne de sectionnement DN2000 et deux ballons anti bélier de 60m³ chacun.

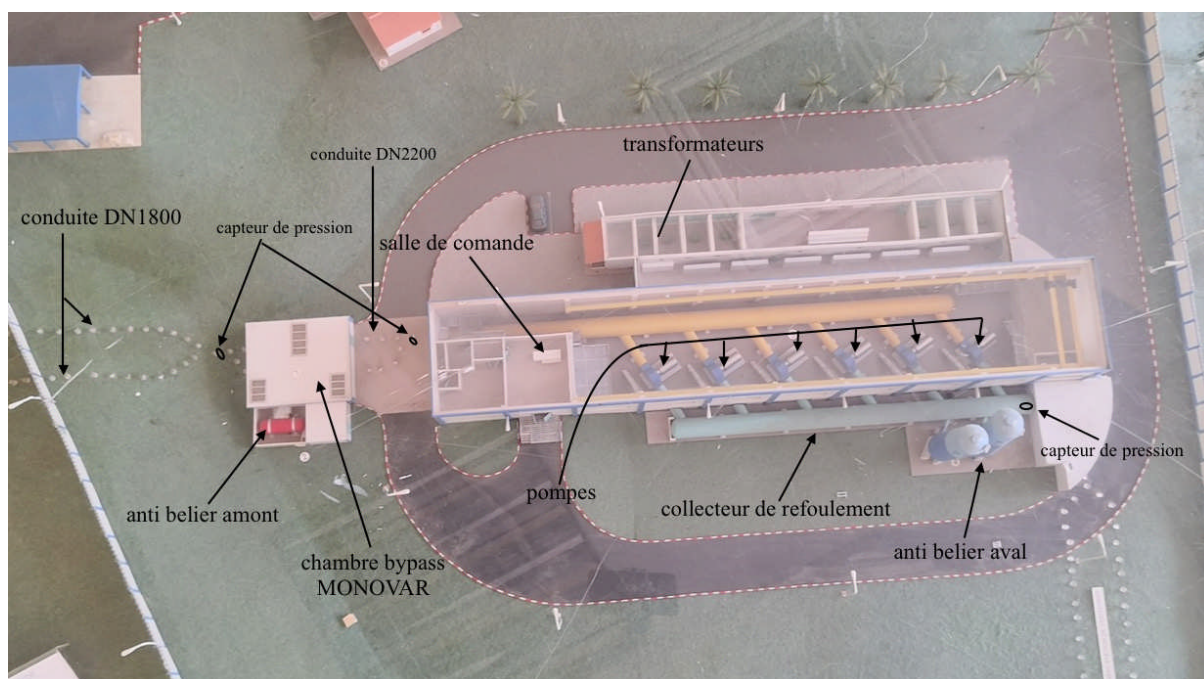


Figure 1.2 : Station de pompage

La station de pompage de Taksebt est composée de six pompes (5 en opération + 1 en réserve). Le nombre de pompes autorisées à fonctionner dépend du nombre de ballons anti béliers disponibles et du débit demandé par la station de traitement tout en essayant d'optimiser la consommation d'énergie.

Chapitre 1 : Description de la Station Taksebt

En fonctionnement automatique, le démarrage des pompes de la station de pompage de Taksebt est conditionné d'abord par la disponibilité des ballons anti béliers et ensuite par la consigne de débit introduite par l'opérateur à partir du panneau de contrôle situé dans la salle de commande de la station de pompage ou par la consigne de débit en provenance du centre de dispatching désigné. Le nombre et la vitesse des pompes qui seront alors mises en fonction seront ajustées par l'automate programmable en fonction du débit de consigne et du débit mesuré tout en optimisant la consommation énergétique [2].

Un terminal pour la télétransmission de données est installé dans la station de pompage pour réaliser l'interface entre les équipements et le système de télégestion.

1.2-principaux composants de la station de pompage :

L'alimentation en énergie électrique de la station est assurée par un poste de transformation de 30 Kv de marque Driescher – Siemens.

1.2.1-Groupes motopompes :

La station de pompage est constituée de six groupes motopompes, chacun est constitué d'une pompe centrifuge et d'un moteur asynchrone :

➤ Pompe centrifuge

Caractéristiques techniques des pompes :

- Puissance : 1250 kW ;
- Vitesse : 746 tr/min ;
- Débit unitaire : 1,53 (m³/s) ;
- Consommation spécifique d'énergie : 185,17(kWh/m³) ;
- Poids : 7700 Kg ;
- Quantité : 6 ;

Chapitre 1 : Description de la Station Taksebt

➤ Moteur asynchrone

Caractéristiques techniques des moteurs :

- Puissance : 1250 kW
- Tension : 690V-50Hz
- Fréquence : 50HZ
- Vitesse : 746 tr/min
- Poids : 8500 kg
- Quantité : 6

1.2.2-Transformateurs 1600 kVA :

Chaque groupe motopompe est alimenté par un transformateur dont les caractéristiques sont :

- Puissance : 1600 kVA.
- Tension primaire à vide : 30 kV.
- Tension secondaire à vide : 690 V.
- Quantité : 6.

Ces transformateurs de puissances alimentent les variateurs de fréquence.

1.2.3-Variateurs de fréquence :

Les master drives installés dans des armoires sont des systèmes complets de variation de fréquence pour les entraînements des moteurs triphasés. Ils sont composés essentiellement d'un onduleur et de deux ponts redresseurs. Dans la station de pompage, on dispose de 6 variateurs de vitesse master drives qui commandent les six motopompes.

- Fournisseur : Siemens ;
- Tension : 660/690 V +/- 15 % ;
- Fréquence : 50 Hz +/- 6% ;
- Courant : 1230 A ;

Chapitre 1 : Description de la Station Taksebt

- Fréquence de sortie : 0-200 Hz ;
- Refroidissement : ventilation forcée 2 m³/s ;
- Quantité : 6 ;

1.2.4- Transformateur 160 kVA :

Pour la partie contrôle- commande, elle est alimentée par un transformateur dont les caractéristiques sont les suivantes :

- Puissance : 160 kVA.
- Tension primaire à vide : 30 kV.
- Tension secondaire à vide : 400 V.

1.2.5-Groupe électrogène :

La station est doté d'un groupe de secours pour assurer le fonctionnement des systèmes de sécurité et de contrôle-commande, L'alternateur est accouplé directement au moteur diesel. Le groupe électrogène a les caractéristiques suivantes :

- Puissance : 66 kVA.
- Tension : 3 x 400 V.
- Fréquence : 50 Hz.
- Quantité : 1.

1.3- Vanne de réglage et de régulation Monovar :

Le fluide, à la traversée de toute vanne, dissipe une partie de son énergie. Cette perte d'énergie s'accompagne généralement de phénomènes transitoires tels que les fluctuations de l'écoulement, les vibrations mécaniques dans la tuyauterie, la cavitation (formation de bulles d'air).

Chapitre 1 : Description de la Station Taksebt

Afin de réduire les effets nuisibles de ces phénomènes transitoires, une vanne spéciale appelée Monovar a été utilisée dans le circuit. Ce type de vanne permet la mesure du débit et elle est recommandée pour les applications avec perte de charge importante.

Dans la vanne Monovar, grâce à la division de l'écoulement en de nombreux petits jets (plusieurs dizaines d'orifices par plaque, répartis sur toute la surface), cette dissipation s'opère dans les meilleures conditions.

D'une conception simple et rationnelle, cette vanne de régulation a un réglage très précis du débit ou de la pression, un excellent coefficient de cavitation et permet aussi un réglage manuel ou automatique.[3]



Figure 1.3 : Représentation d'une vanne Monovar [3]

La vanne Monovar est composée d'un corps annulaire (1) et de deux plaques circulaires perforées (figure 1.4). La plaque aval (2) est fixe, la plaque amont (3) est mobile. En agissant sur l'arbre, la plaque mobile glisse le long de la plaque fixe. Les deux plaques possèdent les mêmes orifices, en nombre et diamètre, lesquels sont répartis uniformément.

Lorsque la vanne est ouverte, les trous des deux plaques sont face à face. La section de passage est donc optimale. On obtient la fermeture de la vanne après déplacement de la plaque mobile d'une distance supérieure au diamètre des trous. Ceux de la plaque fixe sont ainsi obturés par la plaque mobile. En régulation, la plaque mobile se trouve en position

Chapitre 1 : Description de la Station Taksebt

intermédiaire, ce qui entraîne une obturation partielle de la plaque fixe. Le débit ou la perte de charge sont ainsi maîtrisés [3].

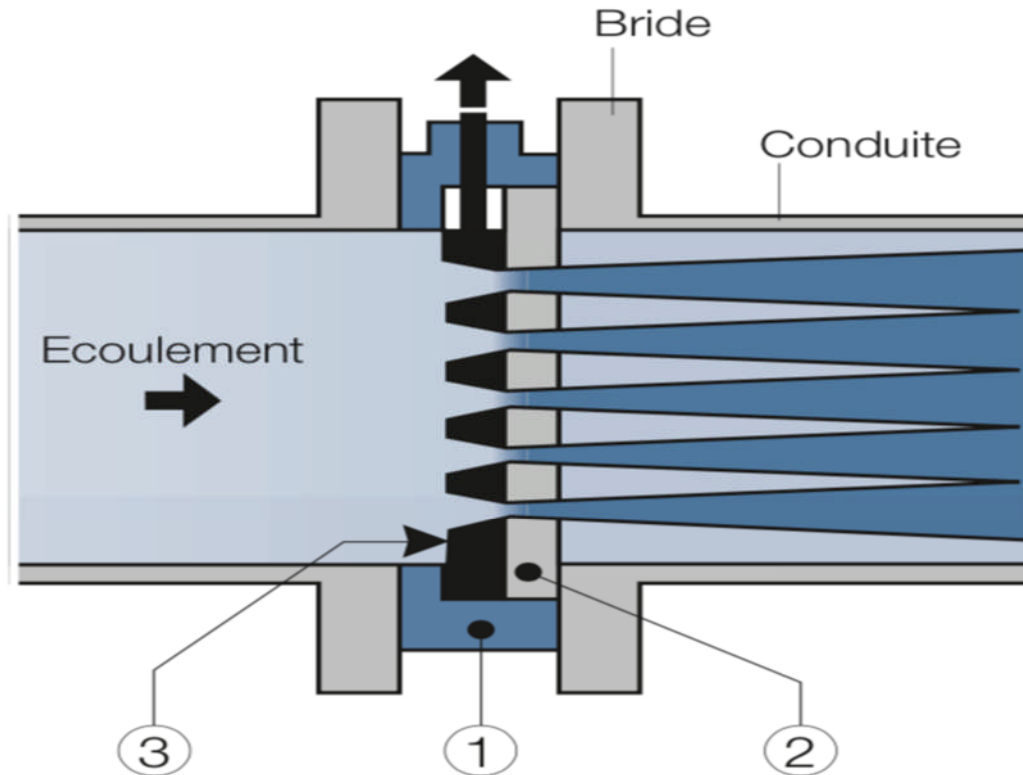


Figure 1.4 : Représentation schématique de Monovar [3] : 1 : Corps annulaire. 2 : Plaque fixe aval 3 : Plaque mobile amont

La vanne Monovar est conçue pour régler un écoulement unidirectionnel. L'application d'une contre pression venant de l'aval de la vanne est possible dans la limite où cette pression est inférieure à 20% de la pression nominale de la vanne. Dans ces conditions, la vanne ne doit pas être manœuvrée. L'utilisateur devra prendre toute disposition pour respecter cette contrainte.

1.4- Evaluation de l'énergie dissipée dans le Monovar :

L'énergie hydraulique dissipée dans le Monovar est égale à la perte de charge perdue dans ce dernier multipliée par le débit qui le traverse.

Chapitre 1 : Description de la Station Taksebt

Deux capteurs de pression sont placés dans le circuit à l'amont et à l'aval du Monovar. Un débitmètre permet aussi de mesurer le débit. Les valeurs mesurées par ces instruments sont relevées par les opérateurs au niveau de la salle de contrôle et sont consignées dans un registre quotidiennement et se présentent à la manière du tableau qui suit (figure 1.5).

RELEVÉS MULTI PANEL		Identification : EPP2.FR11 Version : A Date de la version : 01/04/2015					
Mois: Mars 2019							
Date	1	2	3	4	5	6	7
Heures	07H00	07H12	07H07	07H00	07H00	07H00	07H00
Initiale	AR:NA:	FEDDAL	FEDDAL	B.S	B.S:	Said:	Said
Manuel/automatique	MANU	Manuel	Manuel	MAN	MAN	MAN	MAN
Cs. MP270/Cs. winnc	MP270	MP270	MP270	MP270	MP270	MP270	MP270
Consigne m3/h	16500	16500	16500	14500	12000	16000	15000
m3/h	11234	1094	9236	10840	14498	11325	9662
m3							
Pression aspiration (bar)	5,0	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,9
Pression refoulement (bar)	4,3	4,0	4,2	4,0	4,1	4,1	4,2
% ouverture monovar	49,3	65,0	84,4%	54,5	48,3	60,7%	68,0%
Régulation mono/ norm	MONO	MONO	MONO	MAN	MAN	MONO	MONO
Pression refoulement réseau (bar)	5,6	5,2	5,7	5,7	5,7	5,7	5,6
Mode Manuel/ Auto	MANU	Manu	Manuel	MAN	MAN	MAN	MAN
Consigne	16500	16500	16500	14500	12000	16000	15000
Type	MANU	Manu	Manu	MAN	MAN	MAN	MAN
Sortie T/min	475	530	510	480	540	510	485
Débit Calculé m3/h	6335	11855	10898	3210	8131	18926	9840
Pompe(s) en fonction (nb)	3-4	1-3-4	1-3-4	1-3-4	1-4	1,3,4	1,3,4
B1.P01							
Arrivée transfo (volt)							
L1	225	225	225	225	225	225	225
L2	225	225	225	225	225	225	225
L3	225	225	225	225	225	225	225
Arrivée GE (volt)							
L1	0	0	0	0	0	0	0
L2	0	0	0	0	0	0	0
L3	0	0	0	0	0	0	0
Tension de comande AC (volt)	225	225	225	225	225	225	225
Tension de comande DC (volt)	27,5	27,5	27,5	27	27	27,0	27,0
Poste de 30 Kv (KV)	30,0	30,0	30,0	29,5	30	30,0	29,5

Figure 1.5 : Echantillon des données collectées.

Chapitre 1 : Description de la Station Taksebt

La date, l'heure, le mode opératoire, la consigne de débit, la pression à l'aspiration, la pression au refoulement, le nombre de pompe en marche, le débit, le pourcentage d'ouverture du Monovar, la vitesse de rotation et la tension d'alimentation des pompes, sont consignés dans le registre.

Pour une période de deux années correspondant à 2018 et 2019, les valeurs mesurées sont introduites dans des feuilles de calcul Excel pour analyse et traitement.

date	consigne m3/h	débit m3/h	P aspiration (bar)	P refoulement (bar)	% ouverture monovar	P refoulement réseau (bar)	sortie T/min
01/01/2018	9500	9240	2,6	2,6	100%	5,6	566
02/01/2018	9500	9139	2,7	2,7	100%	5,6	563
03/01/2018	8500	8184	2,6	2,6	100%	5,6	340
04/01/2018	8500	8410	2,6	2,6	100%	5,6	545
05/01/2018	11500	11000	2,6	2,6	100%	5,6	600
06/01/2018	8500	8230	2,6	2,6	100%	5,6	540
07/01/2018	9000	8822	2,6	2,6	100%	5,6	553
08/01/2018	9000	9083	2,6	2,6	100%	5,6	555
09/01/2018	9000	9004	2,6	2,6	100%	5,6	556
10/01/2018	8000	6334	2,7	2,7	100%	5,6	530
11/01/2018	9000	8986	2,6	2,6	100%	5,6	555
12/01/2018	9300	9106	2,6	2,6	100%	5,6	555
13/01/2018	9500	9300	2,6	2,6	100%	5,6	559
14/01/2018	9500	9253	2,6	2,6	100%	5,6	558
15/01/2018	8500	8535	2,7	2,7	100%	5,6	542
16/01/2018	9400	9220	2,7	2,7	100%	5,6	555
17/01/2018	12500	9979	2,7	2,7	100%	5,6	590
18/01/2018	9700	9594	2,7	2,7	100%	5,6	565
19/01/2018	9700	9552	2,7	2,7	100%	5,6	563
20/01/2018	8500	8190	2,7	2,7	100%	5,6	534
21/01/2018	8020	7590	2,7	2,7	100%	5,6	520
22/01/2018	8700	8614	2,7	2,7	100%	5,6	543
23/01/2018	9800	9781	2,7	2,7	100%	5,6	566
24/01/2018	8500	8349	2,7	2,7	100%	5,6	540
25/01/2018	8000	9889	2,7	2,7	100%	5,6	530
26/01/2018	10000	9734	2,7	2,7	100%	5,6	565
27/01/2018	9500	9350	2,7	2,7	100%	5,6	550

Figure 1.6: Feuille de calcul Excel

La vanne de régulation Monovar est conçue à fonctionner dès que la pression en amont de la chambre Monovar atteint la pression 4.5 bar, mais en réalité pour la sécurité de cette vanne et pour éviter l'ouverture et la fermeture de cette dernière à cause du phénomène de résonance hydraulique le système de régulation ajuste la pression de fermeture à la valeur de 4.1 bar.

Chapitre 1 : Description de la Station Taksebt

Sur les figures qui suivent (figures 1.7 et 1.8), on a successivement le pourcentage d'ouverture de la vanne Monovar au cours des années 2018 et 2019.

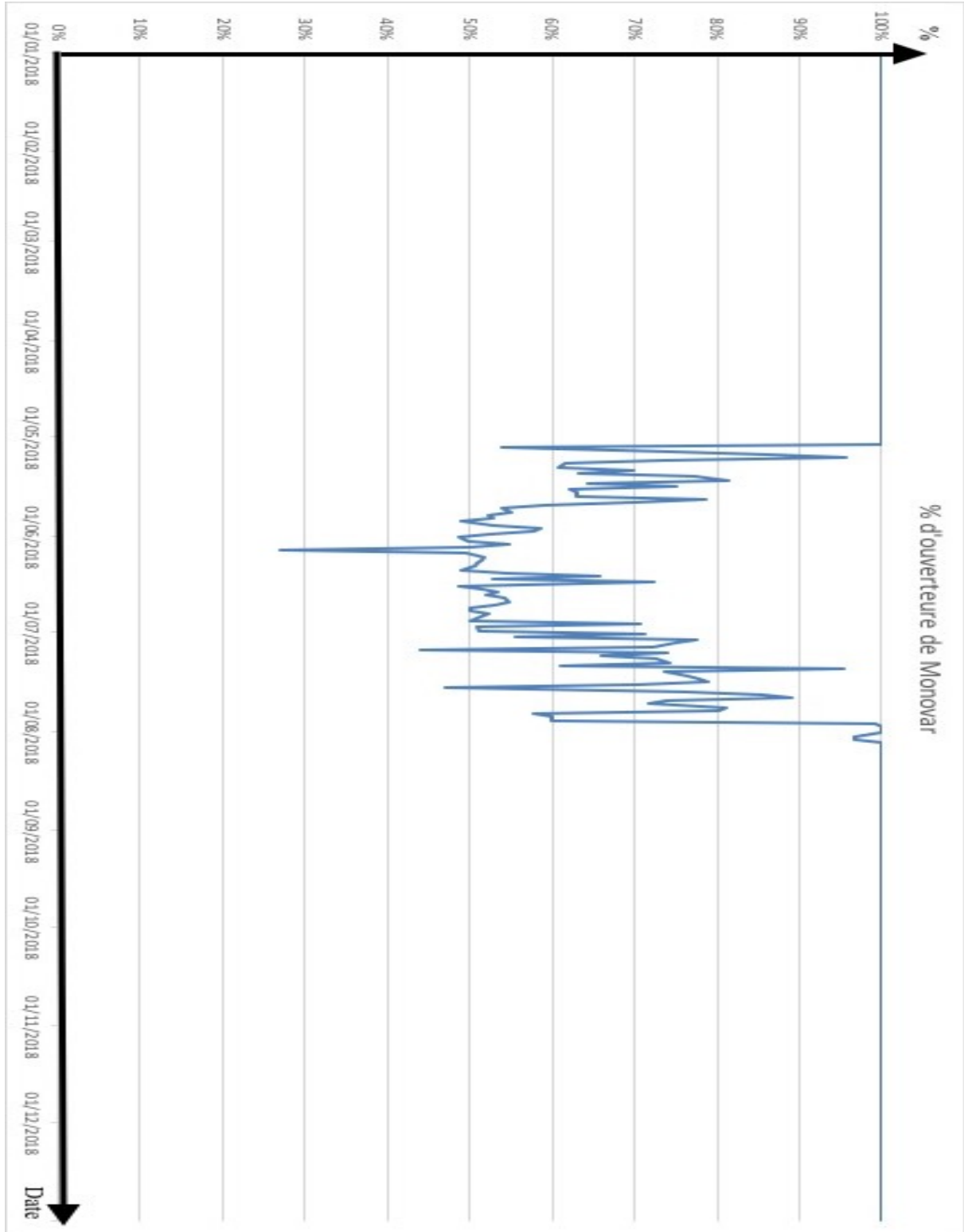


Figure 1.7 : Pourcentage d'ouverture de la vanne Monovar au cours de l'année 2018

Chapitre 1 : Description de la Station Taksebt

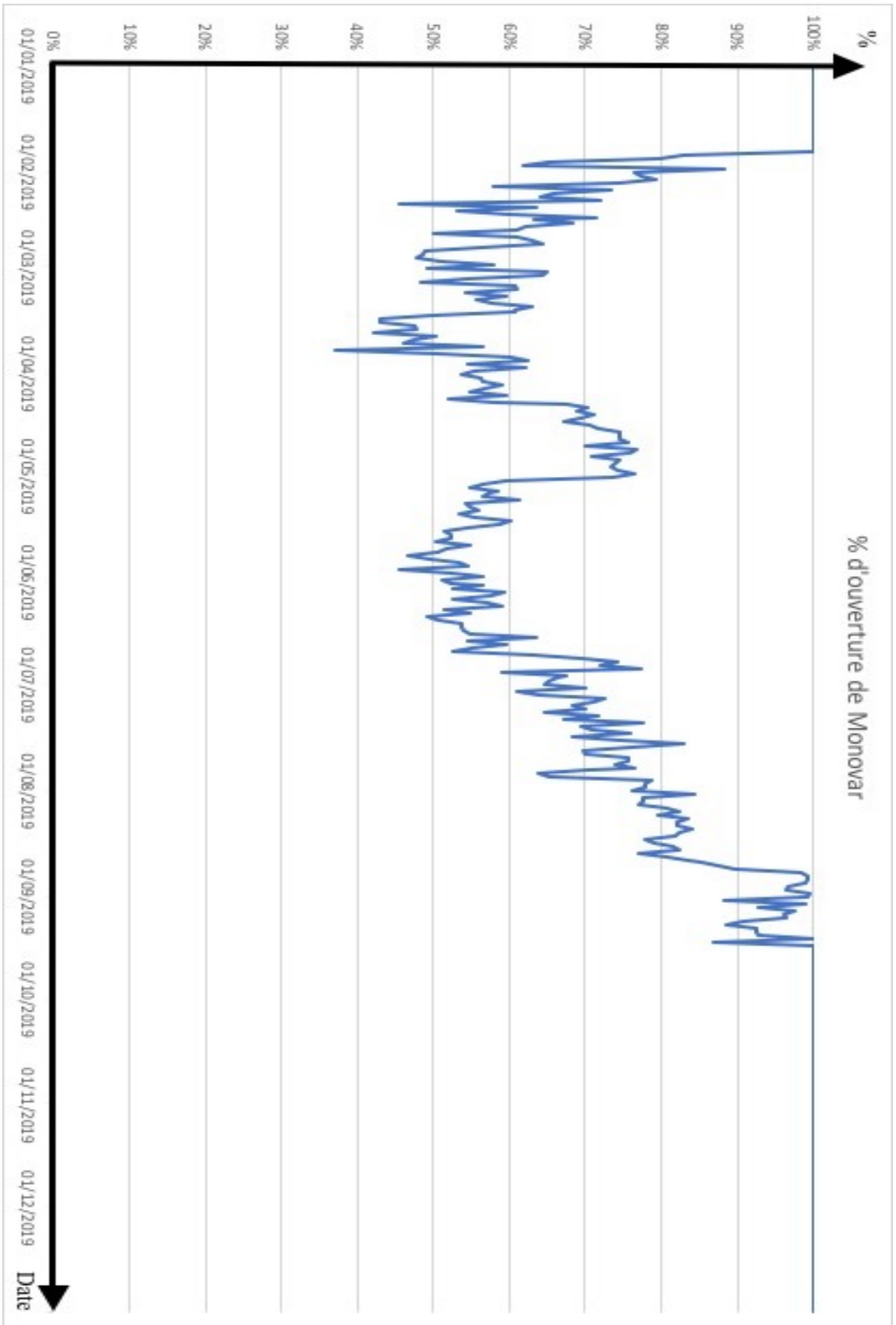


Figure 1.8 : Pourcentage d'ouverture de la vanne Monovar au cours de l'année 2019

Chapitre 1 : Description de la Station Taksebt

La figure 1.7 représente le pourcentage d'ouverture de la vanne de régulation Monovar au cours de l'année 2018, on constate que la vanne commence le fonctionnement du 04/05/2018 jusqu'au 03/08/2018, le pourcentage peut descendre jusqu'à 27 %.

La figure 1.8 représente le pourcentage d'ouverture de la vanne Monovar au cours de l'année 2019, on constate que la vanne commence le fonctionnement du 27/01/2019 jusqu'au 14/09/2019, le pourcentage d'ouverture le plus bas est de 37 %.

Les figures 1.9 et 1.10 qui suivent, représentent respectivement les variations de la hauteur nette au cours des années 2018 et 2019.

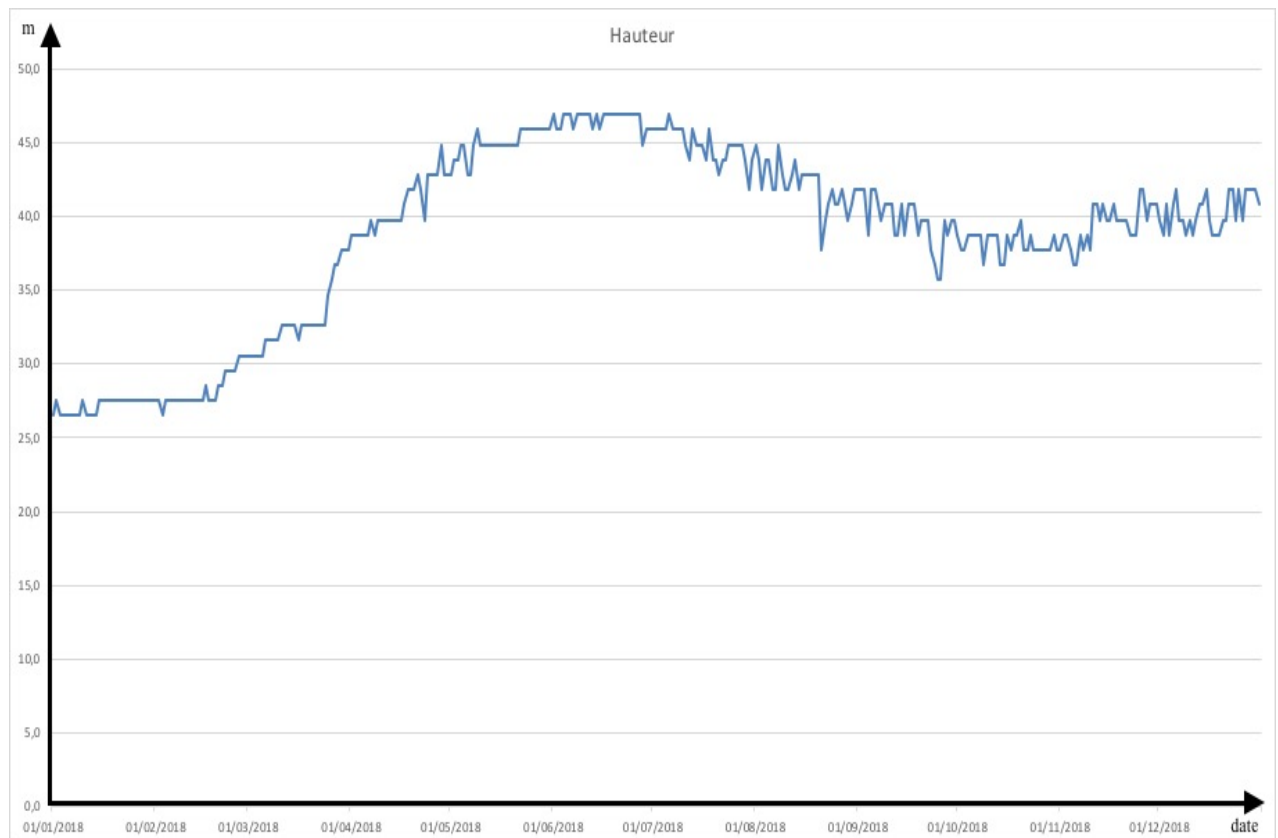


Figure 1.9 : Variations de la hauteur nette au cours de l'année 2018

Chapitre 1 : Description de la Station Taksebt

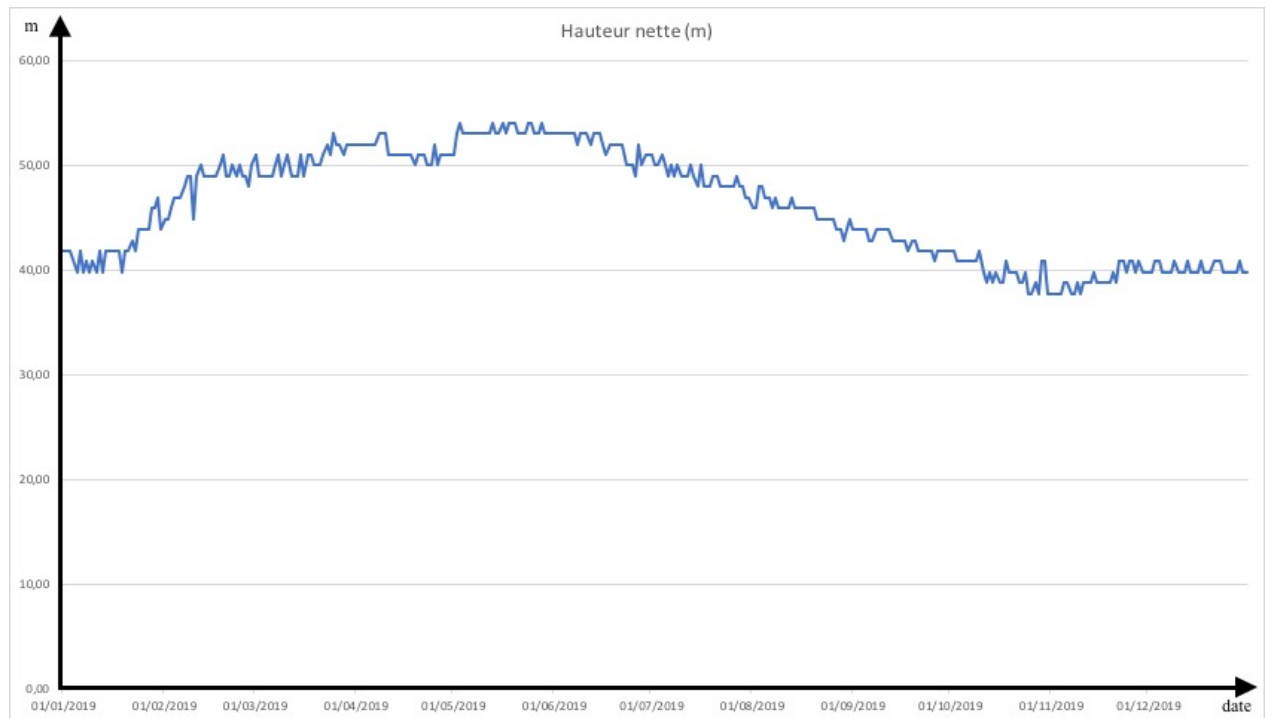


Figure 1.10 : Variations de la hauteur nette au cours de l'année 2019

La hauteur nette maximale enregistrée au cours des années 2018 et 2019 est de 54 m et la hauteur nette minimale est de 27 m.

La vanne Monovar crée des pertes de charge (pertes de pression) en se fermant. Pour calculer la puissance hydraulique dissipée dans ce dernier, il suffit de calculer la différence de pression entre l'amont et l'aval de cette vanne, et le multiplier par le débit véhiculé. Les pertes de charge dans la conduite entre les deux capteurs de pression amont et aval sont supposées négligeables.

$$\rightarrow P_{\text{diss}} = \Delta P \cdot \varphi_v \quad (1.1)$$

Les figures 1.11 et 1.12 représentent cette puissance hydraulique dissipée par le Monovar au cours des années 2018 et 2019.

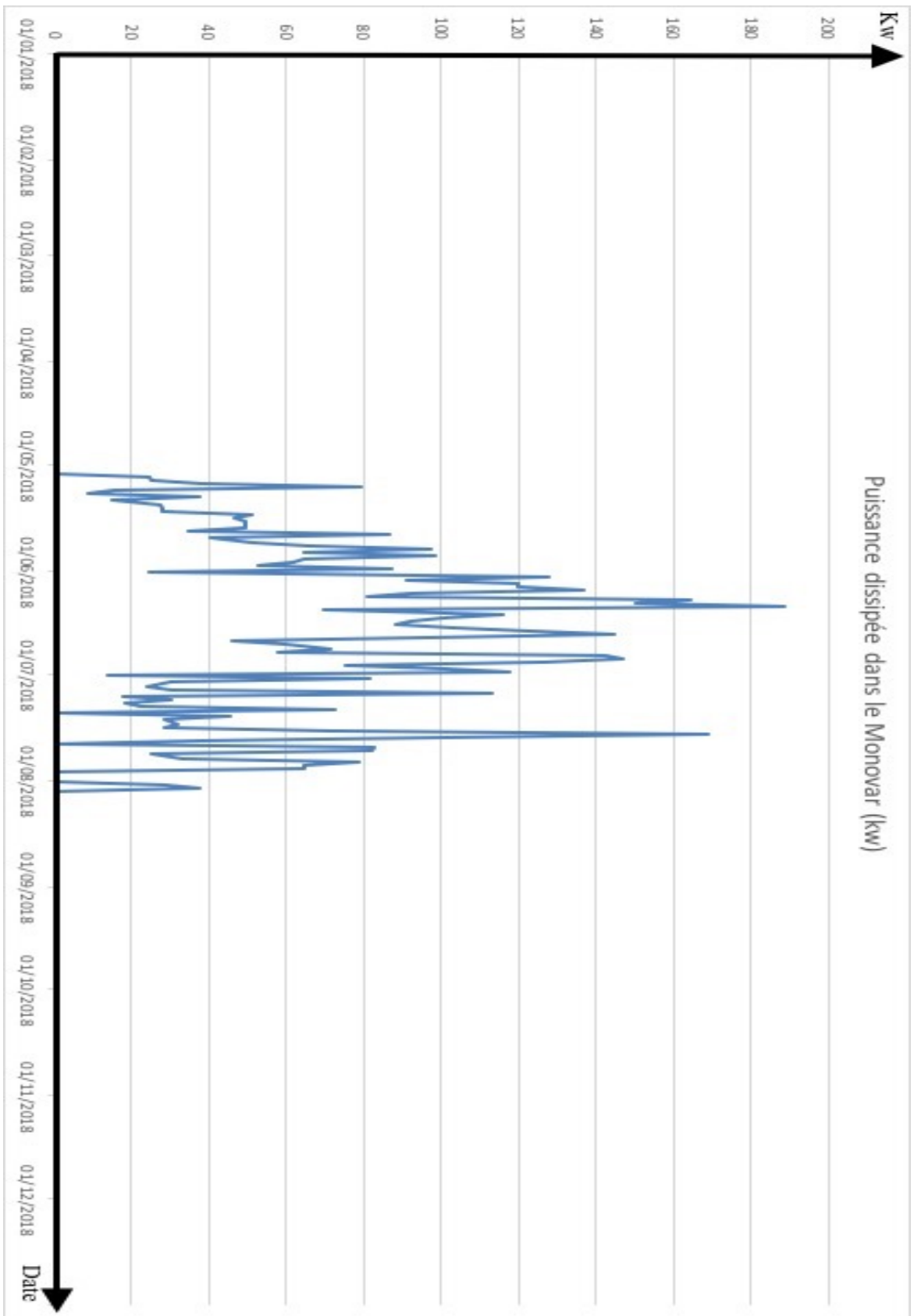


Figure 1.11: Puissance hydraulique dissipée dans le Monovar au cours de l'année 2018

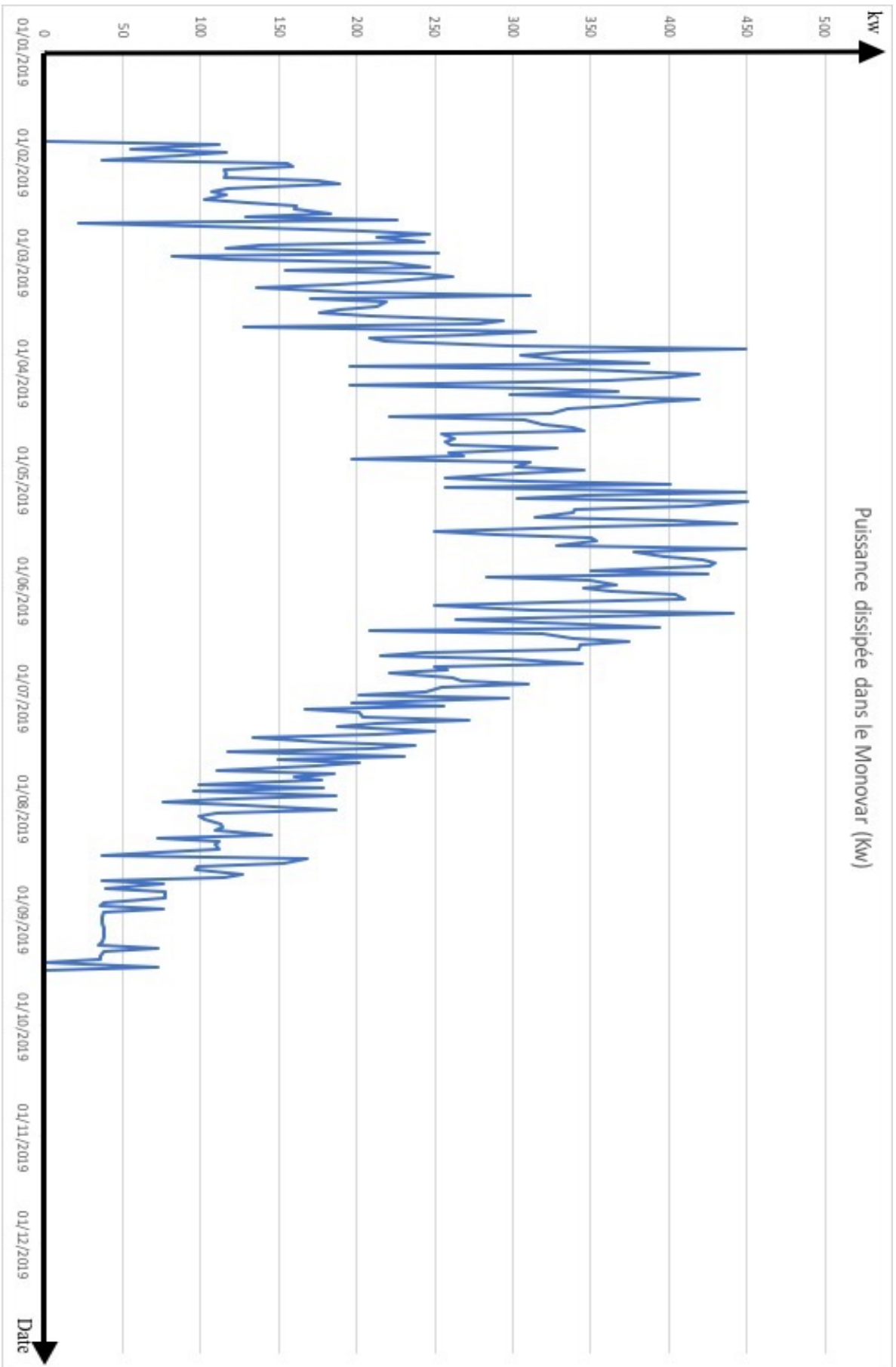


Figure 1.12: Puissance hydraulique dissipée dans le Monovar au cours de l'année 2019

Chapitre 1 : Description de la Station Taksebt

Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons décrit la station de pompage, le principe de fonctionnement de la vanne de régulation Monovar et l'énergie hydraulique dissipée dans cette dernière au cours des années 2018 et 2019.

La hauteur nette maximale enregistrée pour les deux années 2018 et 2019 est de 54 m et la hauteur minimale est de 27 m. La connaissance de la hauteur nette permet de choisir la turbine qu'il faut installer. Les étapes qui ont conduit au choix de la turbine Banki-Mitchell sont détaillées dans le chapitre suivant.

Chapitre 2

Rappel sur les différentes turbines hydrauliques

Introduction :

L'hydraulique est la deuxième source d'énergie renouvelable dans le monde. Nombreux sont les cours d'eau équipés de turbines qui utilisent la force motrice des chutes d'eau pour produire de l'électricité. Depuis une dizaine d'années, le nombre d'installations de centrales évolue très peu car les gisements sont largement exploités. Toutefois, l'énergie hydraulique dispose encore d'un potentiel important de développement : la valorisation des réseaux d'eau existants ou à créer (eau potable, usée, d'irrigation) qui représente une ressource actuellement peu exploitée.

Ce présent chapitre, présente les différentes turbines hydrauliques, leurs constitutions, leurs principes de fonctionnement ainsi que leurs dimensionnements.

2.1-Définition :

Une turbine hydraulique est une machine tournante qui produit une énergie mécanique à partir d'eau en mouvement (cours d'eau ou marée) ou potentiellement en mouvement (barrages). Elle constitue le composant essentiel des centrales hydroélectriques destinées à produire de l'électricité à partir d'un flux d'eau. Elle a été inventée par Benoît Fourneyron en 1832.

En d'autres termes, une turbine hydraulique est un appareil de transformation de l'énergie cinétique de l'eau en énergie mécanique. On peut la définir aussi comme un dispositif mécanique qui sert à transformer l'énergie potentielle associée à une hauteur en travail utile (énergie mécanique). Les turbines hydrauliques modernes sont le résultat de plusieurs années de développement progressif, qui ont abouti à l'élaboration de très grandes unités (plus de 800 MW de capacité) avec des rendements qui sont parfois plus de 95%.

2.2-Différents types de turbines hydrauliques :

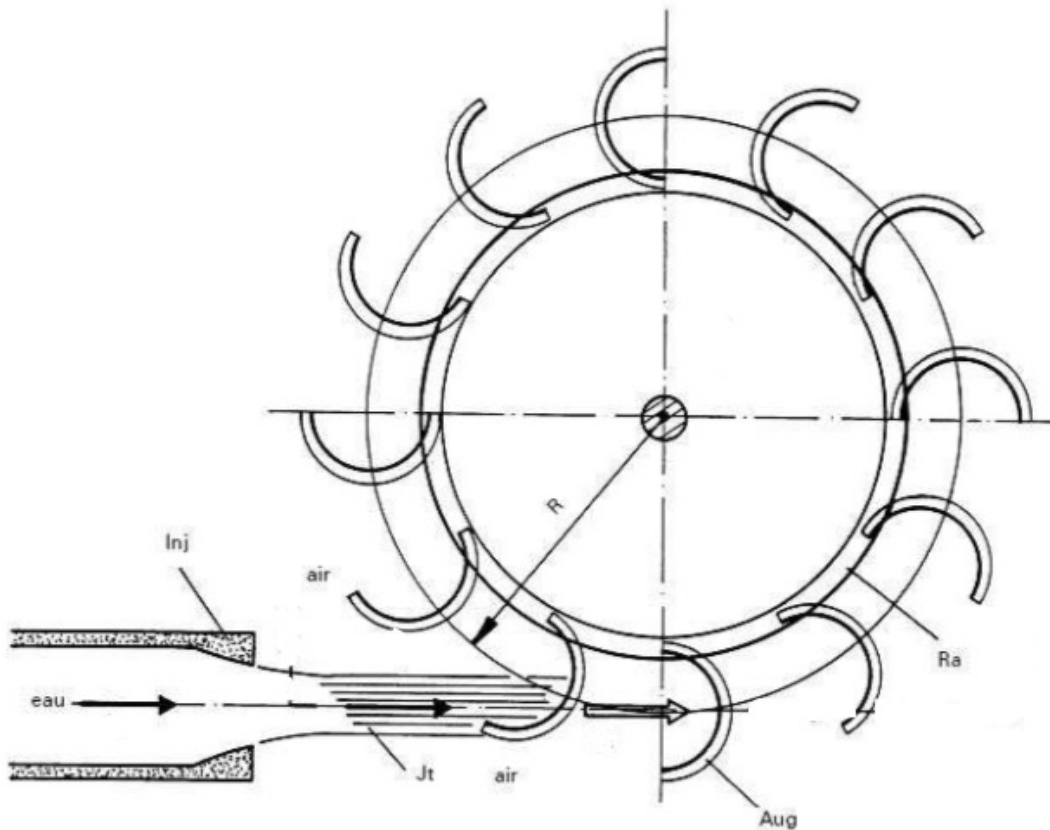
On distingue deux grandes catégories de turbines hydrauliques : Les turbines à action dites encore à impulsion et les turbines à réaction.

2.2.1-Turbines à action :

Dans les turbines à action, l'énergie de l'eau à la sortie de l'injecteur ou du distributeur est entièrement sous forme cinétique et l'eau à cet endroit, se trouve à la pression atmosphérique [4].

2.2.1.1- Principe de fonctionnement :

Un jet libre agit sur des augets ou des aubes profilées placées sur la périphérie d'une roue (action). Ce jet exerce une force sur l'auget en mouvement de rotation, qui est transformée en couple et puissance mécanique sur l'arbre de la turbine. La turbine à action est caractérisée par le fait que l'énergie à disposition de l'aubage est entièrement sous forme d'énergie cinétique. L'échange d'énergie entre l'eau et l'aubage a lieu à pression constante, généralement la pression atmosphérique. La roue de la turbine est dénoyée et tourne dans l'air.



Inj : injecteur, J_t : jet d'eau, Ra : roue de la turbine, Aug : auget ou aube profilée

Figure 2.1: Schéma d'une turbine à action avec ses paramètres de fonctionnement [4].

2.2.1.2- Types de turbines à action :

2.2.1.2.1- Turbine Pelton :

La turbine Pelton est constituée par une roue à augets qui est mise en mouvement par un jet d'eau provenant d'un injecteur. Les augets sont profilés pour obtenir un rendement maximum tout en permettant à l'eau de s'échapper sur les côtés de la roue. Ils comportent une échancrure qui assure une pénétration progressive optimale du jet dans l'auget. L'injecteur est conçu pour produire un jet cylindrique aussi homogène que possible avec un minimum de dispersion.

Chapitre 2 : Rappel sur les différentes turbines hydrauliques

Une turbine Pelton peut être équipée de plusieurs injecteurs, jusqu'à six. Le débit est réglable à l'aide d'un pointeau mobile à l'intérieur de l'injecteur, qui est déplacé par un servomoteur hydraulique ou électrique. Ce pointeau est asservi à la régulation de la turbine.

La turbine Pelton comporte aussi dans la majorité des cas un déflecteur qui se place rapidement entre l'injecteur et la roue pour dévier le jet, ceci pour éviter l'emballement de la turbine en cas de déclenchement brusque de la génératrice.

Ce déflecteur est souvent manœuvré par un ressort ou un contrepoids qui permet sa mise en action sans nécessiter de source d'énergie extérieure. Ces différents organes sont placés dans un bâti, ou bêche posée sur le canal de fuite de la turbine [4].

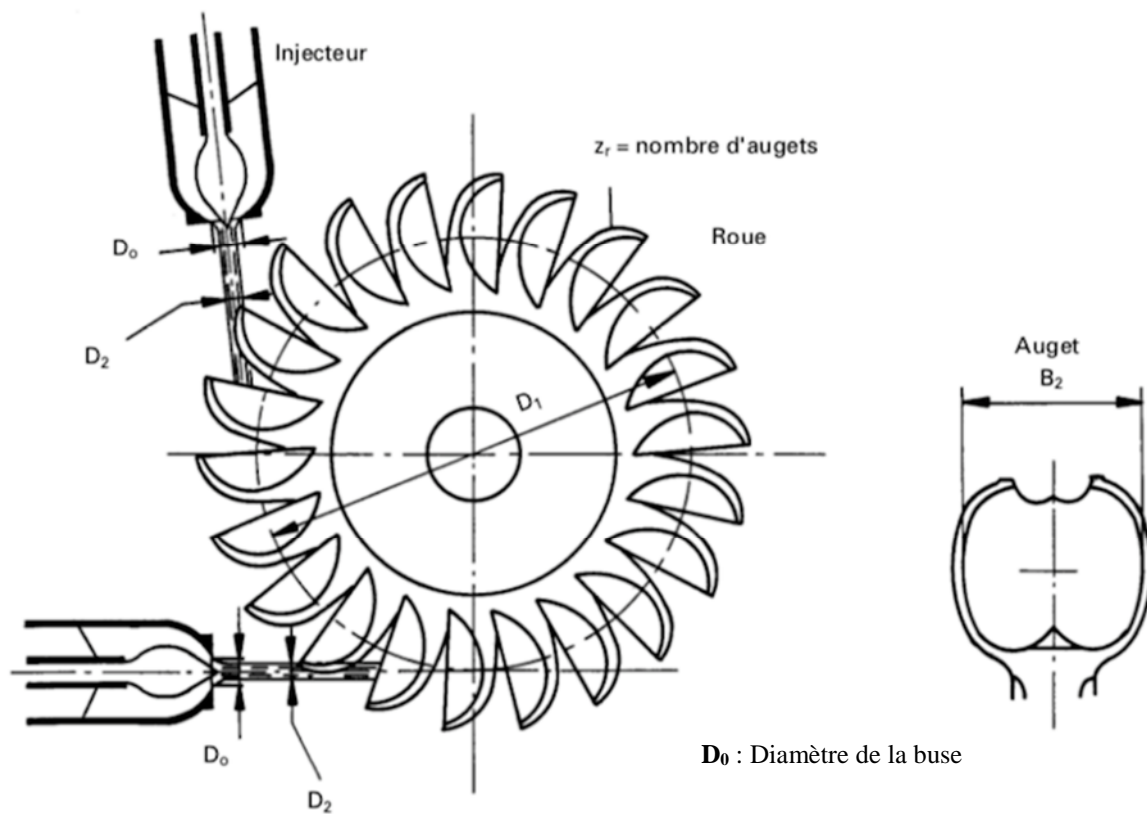
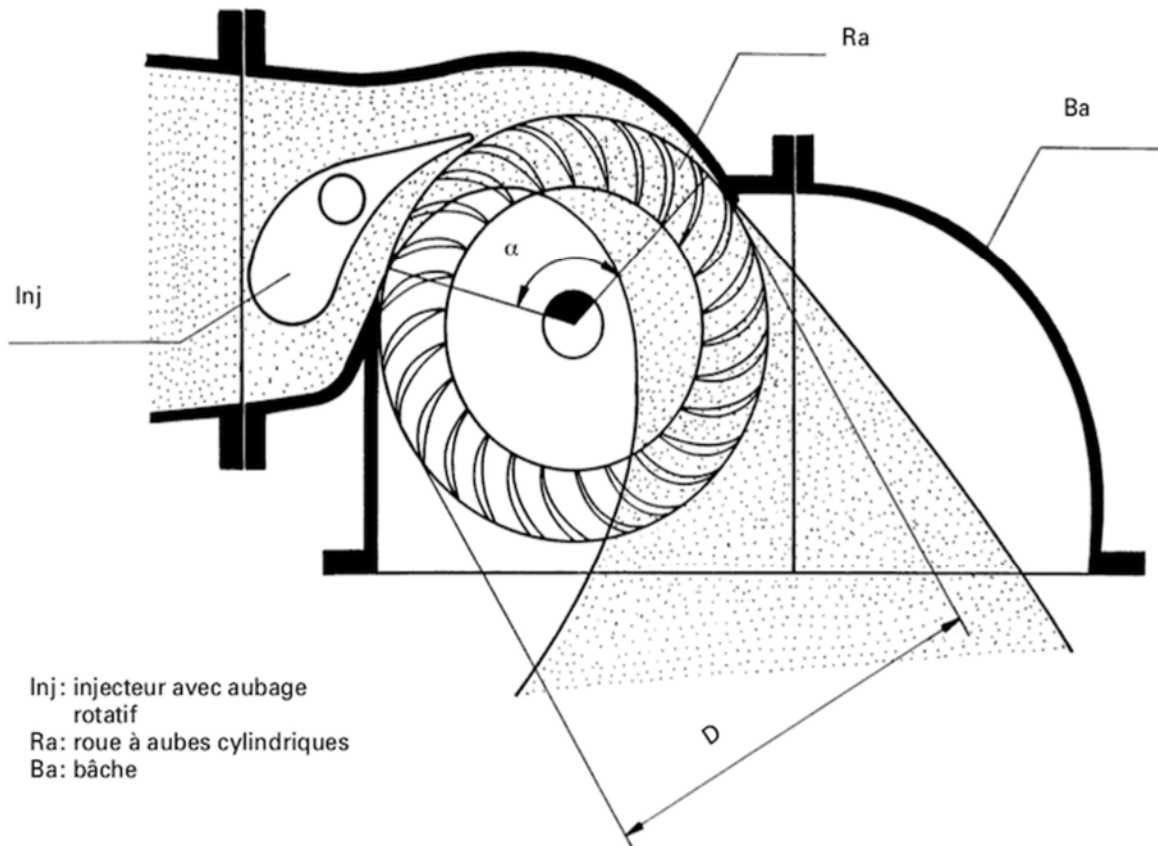


Figure 2.2 : Vue schématique d'une roue Pelton à deux jets et paramètres principaux [4].

2.2.1.2.2- Turbine Cross flow (Banki-Mitchell):

La turbine Cross flow, appelée également turbine à flux traversant car l'eau traverse deux fois la roue, est composée de trois parties principales [4] :

- Un injecteur de section rectangulaire et dont le débit est réglé à l'aide d'une aube profilée rotative, similaire à une vanne papillon. Afin d'assurer un arrêt de la turbine sans énergie d'appoint, la fermeture est souvent réalisée à l'aide d'un contrepoids, et l'ouverture par un vérin hydraulique.
- Une roue en forme de tambour, dotée d'aubes cylindriques profilées.
- Un bâti enveloppant la roue et sur lequel sont fixés les paliers de la turbine.



Inj: injecteur avec aubage rotatif
Ra: roue à aubes cylindriques
Ba: bêche

Figure 2.3 : Vue en coupe d'une turbine Cross flow [4].

2.2.1.2.3- Turbine Turgo :

La turbine Turgo peut fonctionner sous une chute de 50 à 250 m. Comme la turbine Pelton, elle est à action, toutefois ses augets sont différents, le jet d'eau arrivant sur l'aubage avec un angle de 20° environ, relativement au plan de la roue. L'eau entre dans la roue par un côté et en ressort de l'autre. Elle peut fonctionner entre 20 à 100% du débit nominal mais son rendement est nettement plus faible que celui des turbines Pelton et Francis [5].



Figure 2.4 : Roue d'une turbine Turgo

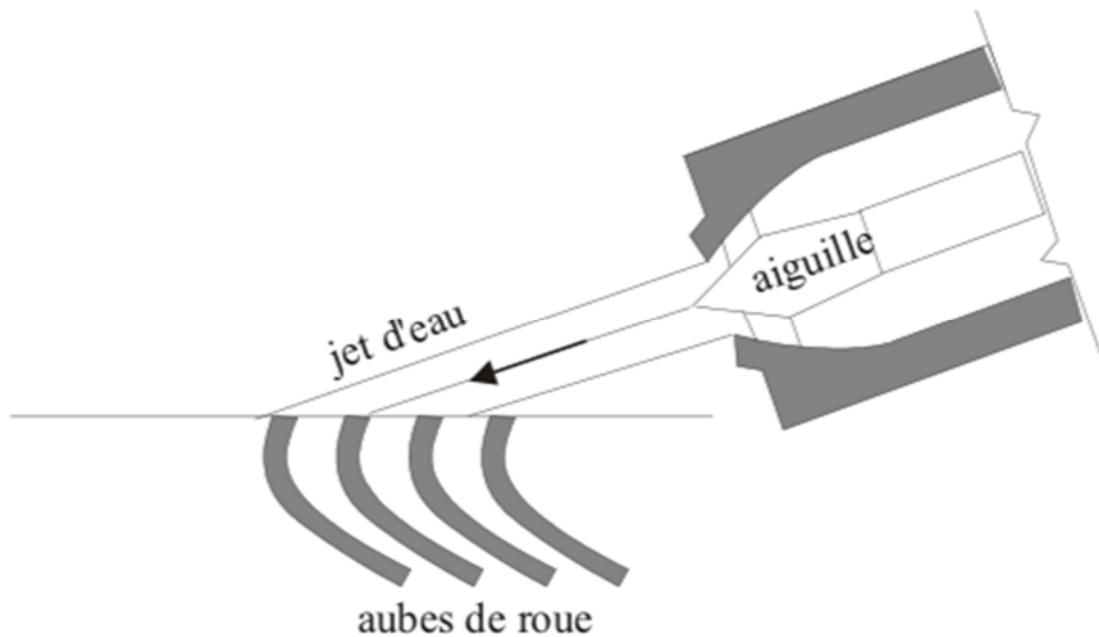


Figure 2.5 : Principe d'une turbine Turgo [5].

Pour une même dénivellation et une même chute, la turbine Turgo a une vitesse de rotation plus élevée. Elle peut être une alternative intéressante à la turbine Francis lorsque le débit varie de façon importante ou lorsque la conduite forcée est très longue, puisque le déflecteur permet d'éviter l'emballement tout en limitant le coup de bélier.

2.2.1.2.4- Turbine à vis d'Archimède :

La turbine à vis d'Archimède appelée aussi vis hydrodynamique est constituée d'une vis tournante à l'intérieur d'une auge ouverte et fixe (figures 2.6 et 2.7). L'énergie potentielle de l'eau qui s'écoule à travers l'installation est transformée en énergie mécanique grâce à la rotation de la vis. Cette énergie mécanique est ensuite transformée en électricité à l'aide d'une génératrice.

Les turbines à vis d'Archimède s'adaptent aux hauteurs de chutes comprises entre 1,5 et 4 mètres et pour les rivières de débit supérieur à $10 \text{ m}^3/\text{s}$. Cette technologie convient particulièrement aux fortes variations du débit.

Chapitre 2 : Rappel sur les différentes turbines hydrauliques

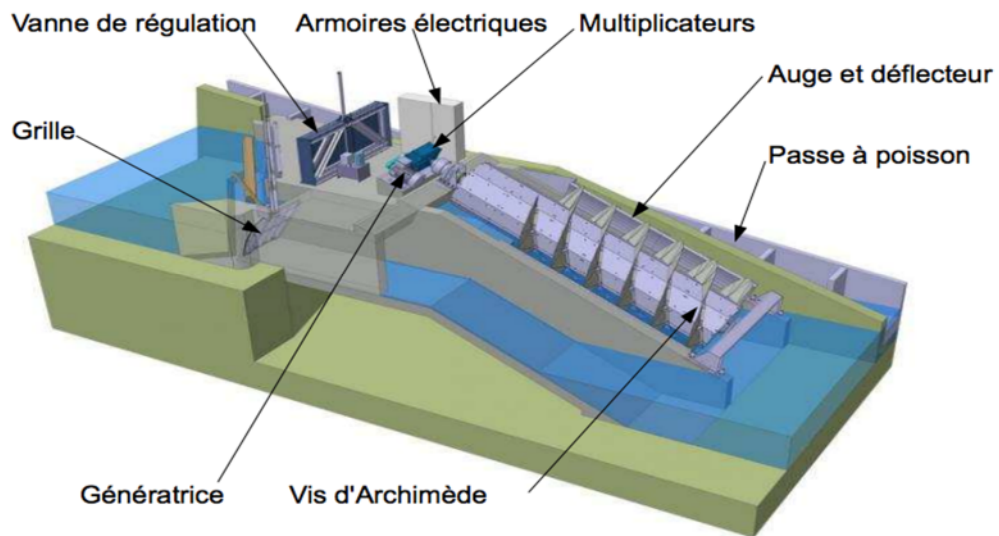


Figure 2.6 : Représentation d'une centrale hydroélectrique à vis d'Archimède



Figure 2.7 : Photo de turbine à vis d'Archimède

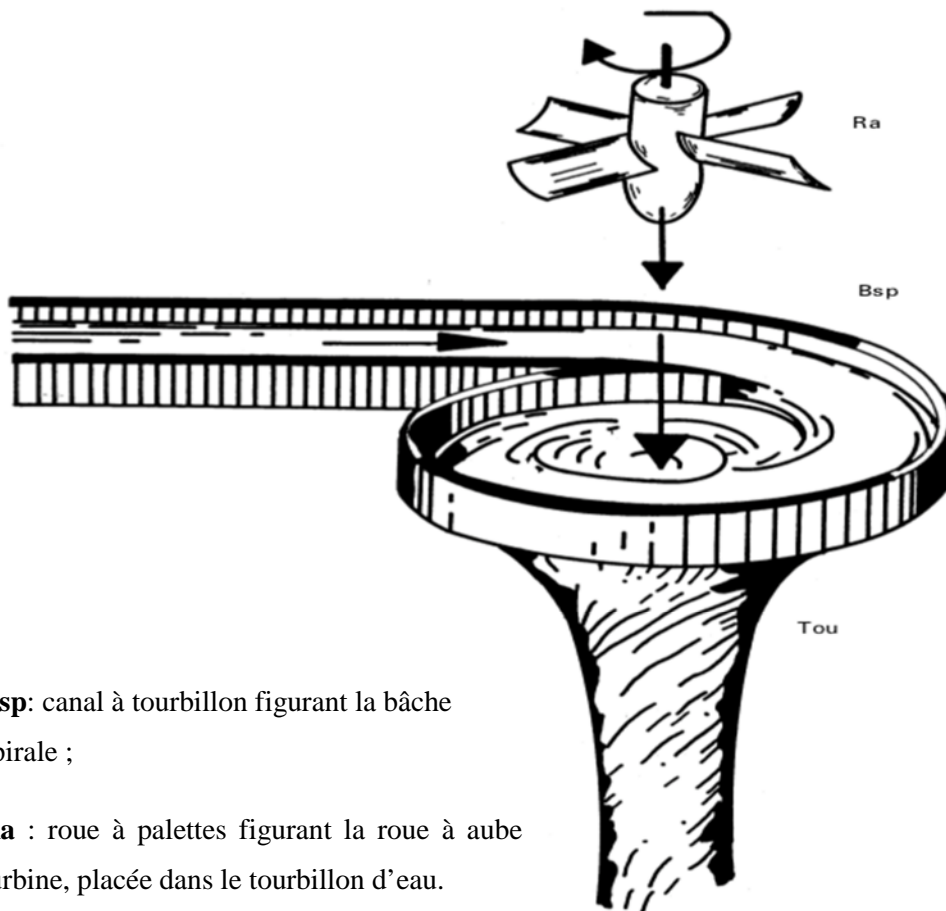
2.2.2-Turbines à réaction :

Une turbine à réaction est une machine fermée (noyée) qui utilise à la fois la vitesse de l'eau (énergie cinétique) et une différence de pression [4].

2.2.2.1- Principe de fonctionnement :

Deux principes sont à la base de son fonctionnement :

- La création d'un tourbillon au moyen d'une bêche spirale, ou d'aubages directeurs, ou les deux à la fois ;
- La récupération du mouvement circulaire du tourbillon par les aubages d'une roue en rotation qui dévient les filets d'eau pour leur donner une direction parallèle à l'axe de rotation ;



Bsp: canal à tourbillon figurant la bêche spirale ;

Ra : roue à palettes figurant la roue à aube turbine, placée dans le tourbillon d'eau.

Figure 2.8 : Représentation schématique d'une turbine à réaction [4]

2.2.2.2- Types de turbines à réaction :

2.2.2.2.1- Turbine Francis :

Les turbines Francis sont des turbines à réaction possédant une roue à aubes fixes et un distributeur à aubes mobiles. Elles sont utilisées pour des dénivellations moyennes.

L'admission de l'eau est toujours radiale et la sortie axiale (figures 2.9 et 2.10). Leur champ d'application habituel est de 25 à environ 350 m de dénivellation.

Comme pour les turbines Pelton, les turbines Francis peuvent avoir un axe horizontal ou vertical. Cette configuration étant habituelle dans les petites centrales hydroélectriques (figure 2.11).

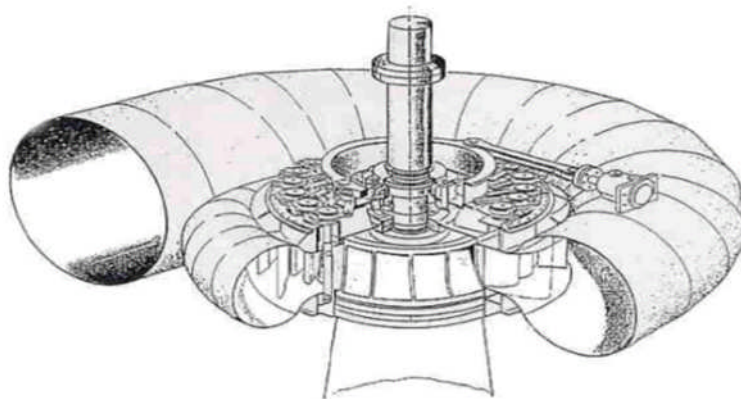


Figure 2.9: Turbine Francis [5].

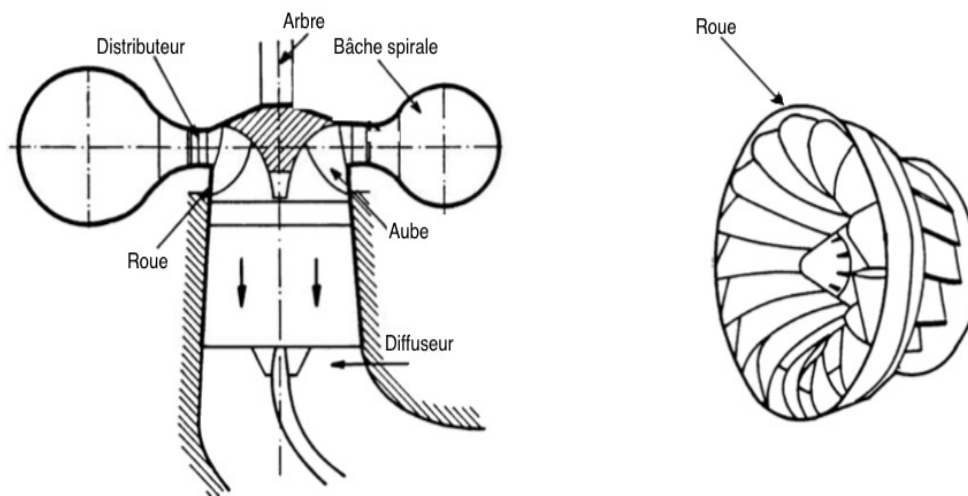


Figure 2.10: Turbine Francis à axe vertical [4].

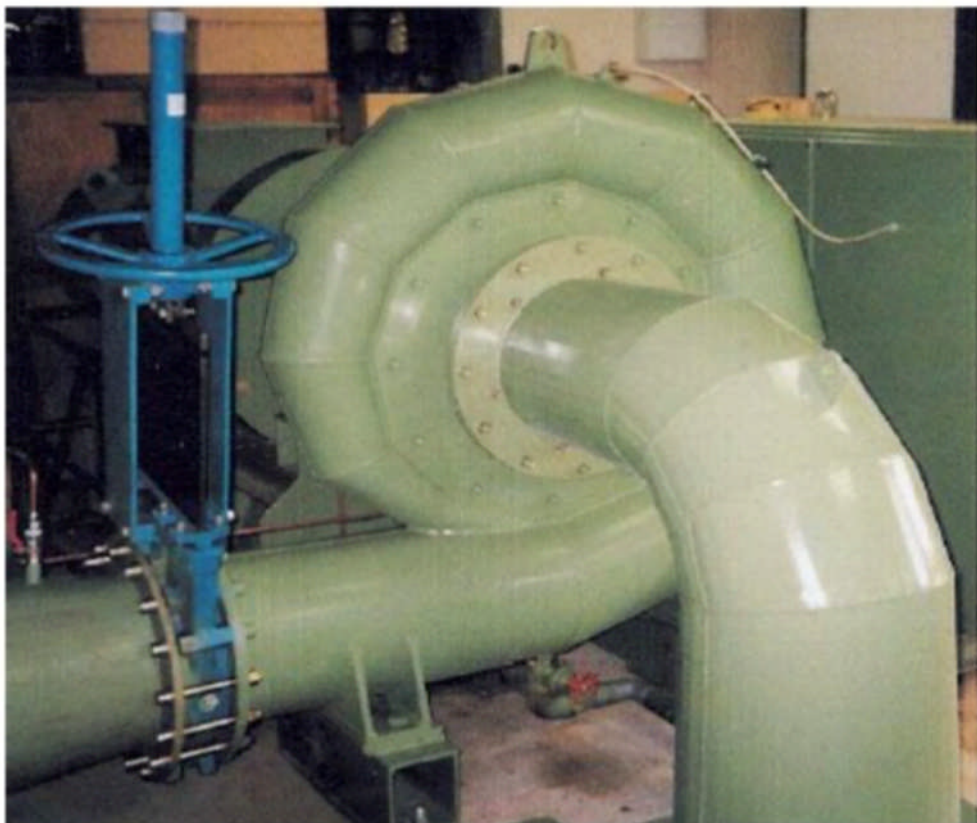


Figure 2.11: Turbine Francis à axe horizontal [5].

2.2.2.2- Turbines Kaplan et hélices :

Les turbines Kaplan et les turbines hélices sont des turbines à réaction axiales, utilisées généralement pour des basses chutes de 2 à 40 m [5]. La turbine Kaplan (figures 2.12 et 2.13) comporte une roue à pales mobiles et ajustables alors que celles des roues de type hélice sont fixes. Si les pales de la roue et de distributeur sont mobiles, on parle alors de turbine à double réglages. Si les aubes de distributeur sont fixes, on dit alors qu'elle est à simple réglages. Les turbines hélices sont principalement utilisées lorsque l'écoulement et la chute restent pratiquement constants, ce qui est une caractéristique plutôt rare dans des petites centrales hydroélectriques. Sur certains sites nécessitant l'installation de plusieurs machines, une combinaison des turbines hélices et de Kaplan permet néanmoins de s'adapter aux variations de débit tout en réduisant les coûts d'investissement.

Les turbines Kaplan sont certainement les machines qui permettent le plus grand nombre de configuration.

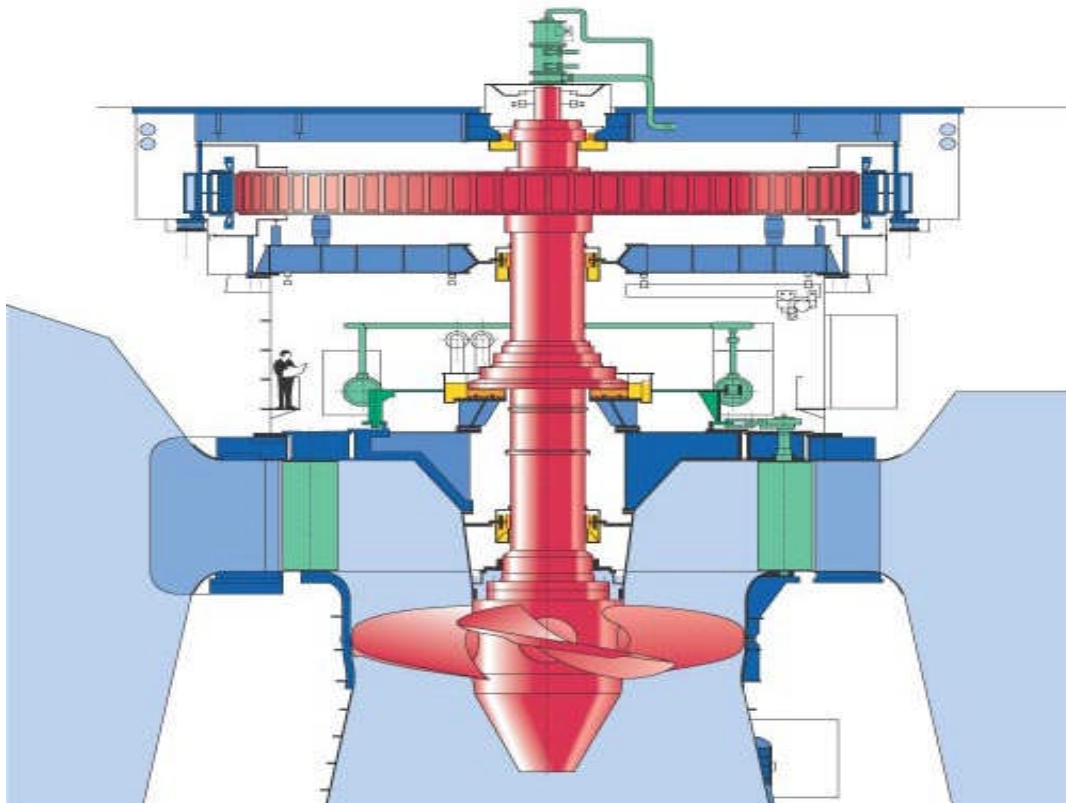


Figure 2.12 : Turbine Kaplan.

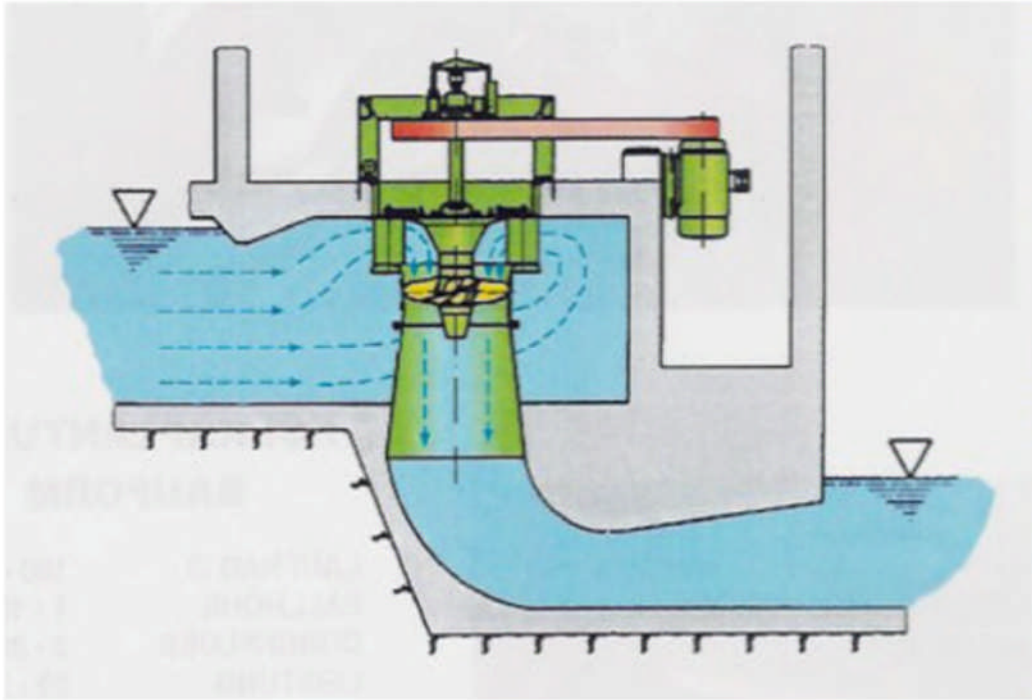


Figure 2.13: Coupe d'une turbine Kaplan à double réglages [5].

2.2.2.2.3- Turbines VLH :

La Turbine VLH (Very low Head Turbine) se présente sous la forme d'une structure mécano soudée autoportante de forme carrée (figures 2.14 et 2.15). Elle reçoit les directrices ainsi que les raidisseurs.

L'ensemble forme une grille dont l'espacement des barreaux conçu pour empêcher le colmatage. Les profilés de la grille assurent le maintien mécanique et la reprise des efforts du bulbe contenant le générateur et la turbine.

Au-dessus de cette grille, un dégrilleur rotatif dégage les débris par un mouvement de rotation très lent et intermittent. En dessous de la grille se trouve le bulbe contenant l'alternateur à attaque directe à vitesse variable et à aimants permanents. Le stator est en position centrale et les aimants du rotor sont montés à l'intérieur de la roue de turbine. L'ensemble est pressurisé. L'air comprimé utilisé est asséché pour éviter la condensation.

Le moyeu de la turbine est une pièce de fonderie dotée de 8 pales fermant sur elles-mêmes. Leur ouverture est commandée hydrauliquement en fonction du débit disponible et de la chute

Chapitre 2 : Rappel sur les différentes turbines hydrauliques

nette instantanée. Cette structure autoportante confère à l'ensemble une rigidité suffisante qui lui permet d'être mise en place en une seule opération ou d'être relevé en position de maintenance par pivotement autour de ses roulements supérieurs.

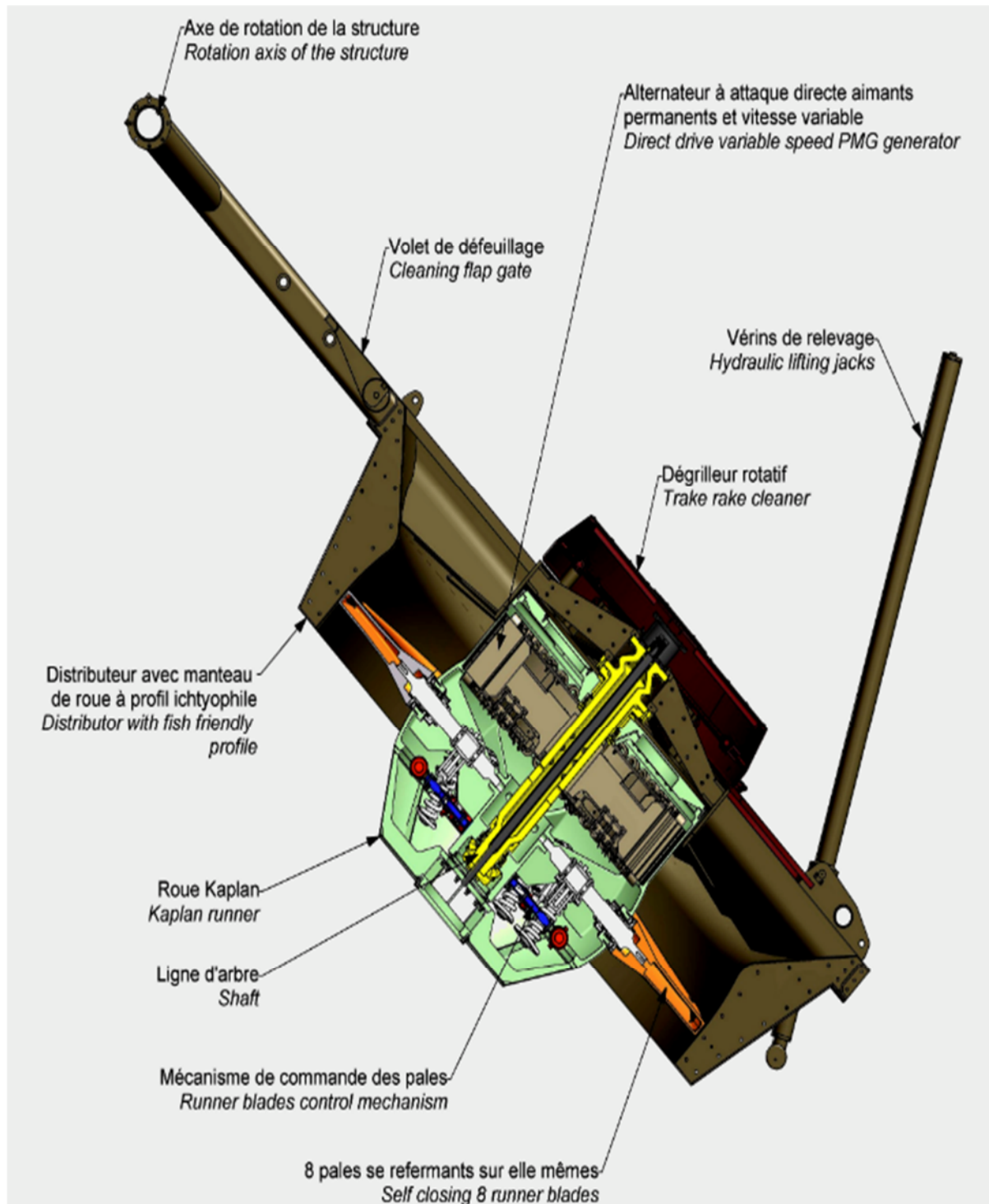


Figure 2.14: Turbine VLH [6].



a) VLH submergée en position de fonctionnement



b) VLH relevée en position de maintenance

Figure 2.15: Turbine VLH en position de fonctionnement et en position de maintenance [6].

2.2.2.2.4- Turbine-Pompe :

La turbine-pompe est une machine qui selon le sens de rotation permet de turbiner ou de pomper.

La turbine-pompe fait partie d'une installation d'accumulation d'énergie qui est très efficace. Le cycle combiné pompage et turbinage peut présenter une efficacité globale dépassant les 80%. Sur un réseau, la centrale de pompage turbinage permet d'accepter les sources de production intermittentes tout en garantissant la fiabilité de l'alimentation électrique.

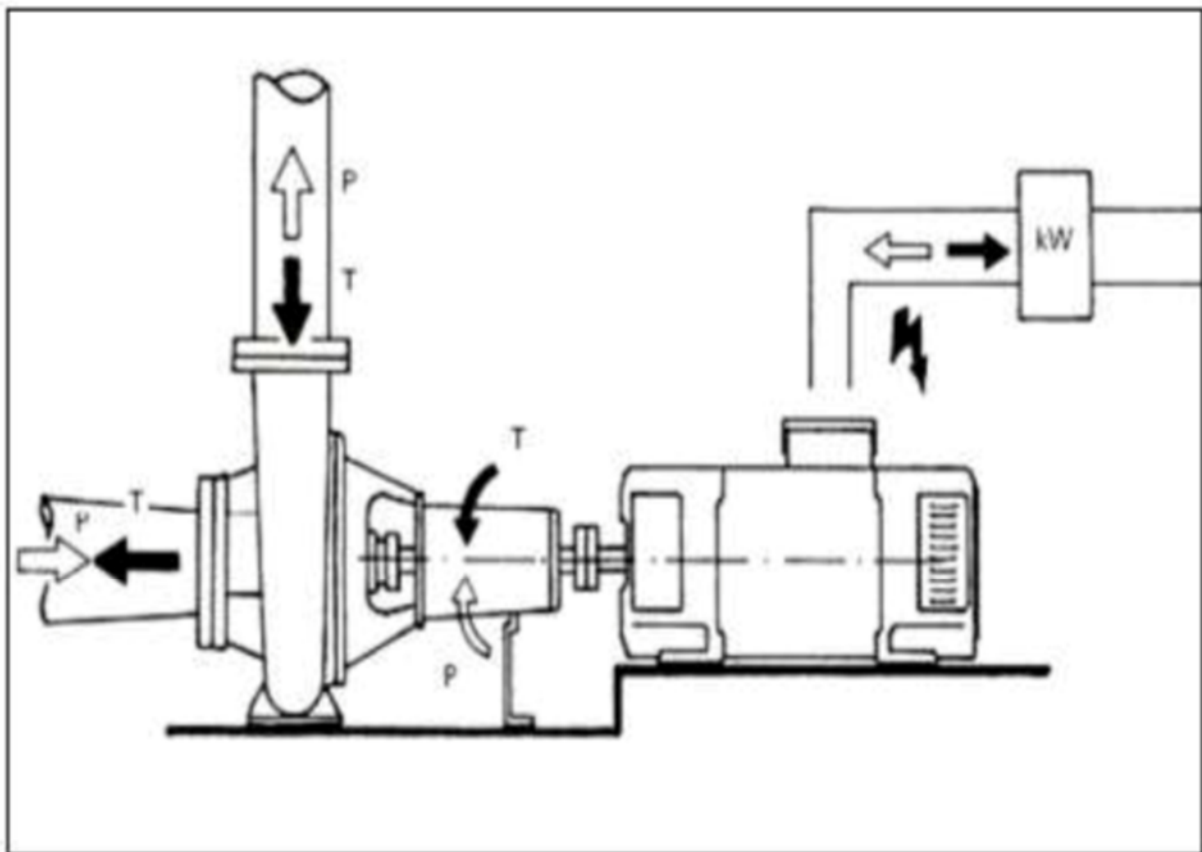


Figure 2.16: Représentation schématique d'une Turbine-Pompe [4].

2.3-Classification des turbines hydrauliques :

2.3.1- Classification des turbines - débit et hauteur de chute :

Le choix du type des turbines dépend de ces deux variables : la hauteur nette H et le débit Q_v . Les turbiniers proposent des abaques pour le choix de leur fabrication.

Le diagramme de la figure 2.17, délimite les zones de fonctionnement de certaines mini-turbines en fonction de débit en m^3/s et de la chute en mètres. Les puissances délivrées sont également données pour indication.

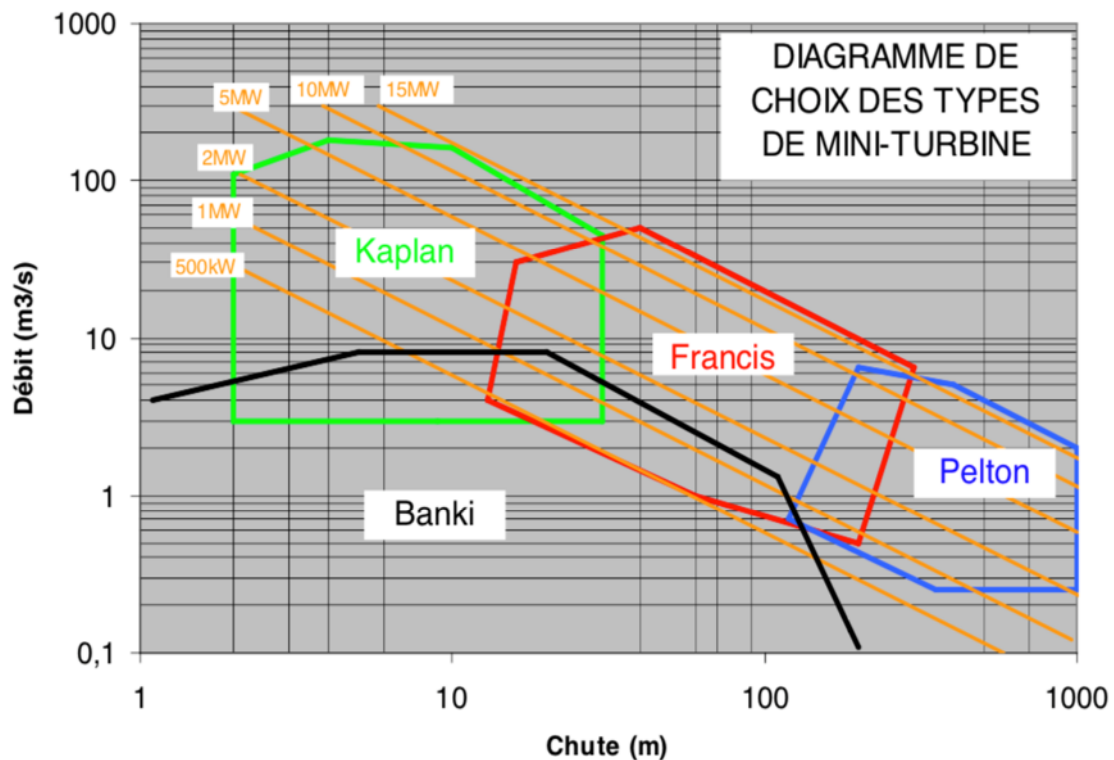


Figure 2.17: Domaine d'utilisation des différents types de turbines [7].

2.3.2- Classification des turbines - vitesse spécifique :

La vitesse spécifique est un concept basé sur les propriétés de similitude, qui permet de résoudre logiquement le problème du choix d'une turbomachine hydraulique répondant à une application donnée. Cette notion constitue, en effet, une base normale pour le classement des turbomachines selon leur type.

Chapitre 2 : Rappel sur les différentes turbines hydrauliques

L'usage a consacré plusieurs définitions de la vitesse spécifique. Ainsi, les praticiens utilisent le nombre de tours spécifique, en effet, ce dernier est défini différemment pour les pompes et les turbines hydrauliques, et il permet de retrouver les valeurs numériques habituelles.

En pratique, on accorde la préférence au coefficient de vitesse spécifique, ou à ses dérivés, que nous présenterons d'ailleurs en premier lieu. L'usage du coefficient de vitesse spécifique est recommandé à cause de l'unicité de définition pour toutes les turbomachines hydrauliques, mais aussi parce qu'il est sans dimension[8].

2.3.2.1- Coefficient de vitesse spécifique :

Considérons le fonctionnement d'une turbomachine quelconque sur un circuit donné, il y correspond des valeurs bien déterminées du débit-volume Q_v , de l'énergie massique utile ou disponible E , de la vitesse de rotation ω , et par conséquent aussi des coefficients de Râteau de pression μ et de débit δ . Ce fonctionnement implique une relation obligatoire entre ces diverses grandeurs, on obtient en effet, en éliminant le rayon r_2 du rotor de la machine :

$$\frac{\delta^{1/2}}{\mu^{3/4}} = \frac{\omega Q_v^{1/2}}{E^{3/4}} \quad (2.1)$$

Avec :

$$\delta = \frac{Q_v}{U_2 r_2^2} = \frac{Q_v}{\omega r_2^3} \quad (2.2)$$

U_2 est la vitesse d'entraînement au rayon r_2

$$\mu = \frac{E}{U_2^2} = \frac{gH}{\omega_2^2 r_2^2} \quad (2.3)$$

Par définition, le coefficient de vitesse spécifique d'une turbomachine en un point de fonctionnement est la vitesse de rotation d'une machine de même type fonctionnant en similitude avec le débit unitaire de $1 \text{ m}^3/\text{s}$ sous une énergie massique utile ou disponible de 1 J/kg .

Chapitre 2 : Rappel sur les différentes turbines hydrauliques

Si Ω_s désigne le coefficient de vitesse spécifique, on a d'après la relation précédente, puisque μ et δ sont constants en similitude :

$$\frac{\delta^{1/2}}{\mu^{3/4}} = \frac{\Omega_s 1^{1/2}}{1^{3/4}} \quad (2.4)$$

Il en résulte que pour le point de fonctionnement (ω, Q_v, E) considéré, le coefficient de vitesse spécifique vaut :

$$\Omega_s = \frac{\delta^{1/2}}{\mu^{3/4}} = \frac{\omega Q_v^{1/2}}{E^{3/4}} \quad (2.5)$$

On peut donc constater que, Ω_s est un nombre sans dimension, d'où la dénomination choisie de coefficient de vitesse spécifique.

2.3.2.2- Nombre de tours spécifique :

Par définition, le nombre de tours spécifique d'une turbine en un point de fonctionnement est égal à la vitesse de rotation exprimée en tr/min d'une turbine de même type fonctionnant en similitude sous une hauteur de 1 m avec de l'eau de masse volumique égale à 1000 kg/m³ en fournissant une puissance à l'arbre de 1 cheval (unité de puissance) .

Cette définition, différente de celle relative aux pompes, est due à des circonstances historiques. En effet, les turbines hydrauliques se sont développées comme moteurs dès le milieu du 19^{ème} siècle, avant l'électricité. Les variables caractérisant le fonctionnement d'une turbine étaient essentiellement la hauteur de chute H, la puissance à l'arbre P que l'on exprimait en chevaux-vapeur, et la vitesse de rotation N.

Pour éviter toute confusion, nous désignons le nombre de tours spécifique d'une turbine hydraulique par N_s . La valeur de N_s correspondant à un fonctionnement quelconque (H, P, N) peut être calculée en éliminant le rayon r_2 du rotor entre les relations (2.3) et (2.6) définissant respectivement les coefficients de Râteau de pression μ et de puissance τ [8].

Avec :

Chapitre 2 : Rappel sur les différentes turbines hydrauliques

$$\tau = \frac{P}{\rho U_2^3 r_2^2} = \frac{P}{\rho \omega^3 r_2^5} \quad (2.6)$$

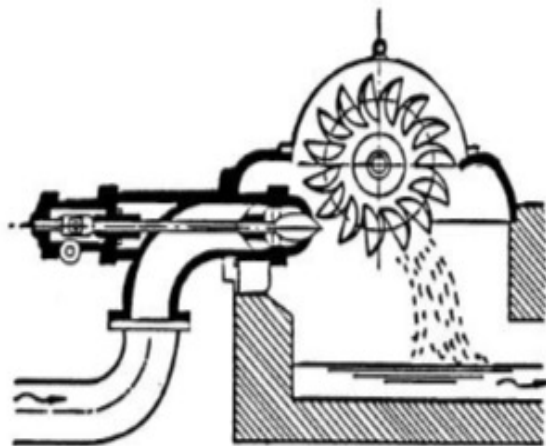
On obtient ainsi :

$$\frac{\tau^{1/2}}{\mu^{5/4}} = \frac{\omega P^{1/2}}{(gH)^{5/4} \rho^{1/2}} \quad (2.7)$$

D'où, en appliquant la définition de N_s , puisque τ et μ restent constants en similitude :

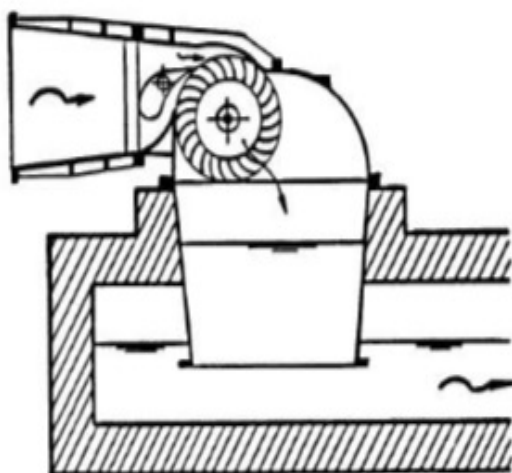
$$N_s = \frac{N(P)^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (2.8)$$

Les figures 2.18 et 2.19 donnent les plages de valeurs de N_s pour les turbines à action (turbines Pelton et cross flow) et à réaction (turbines Francis et Kaplan).



Turbine PELTON

Q petit $N_s = 6 \dots 60$
H grand



Turbine CROSSFLOW

Q petit à moyen $N_s = 30 \dots 210$
H moyen à petit

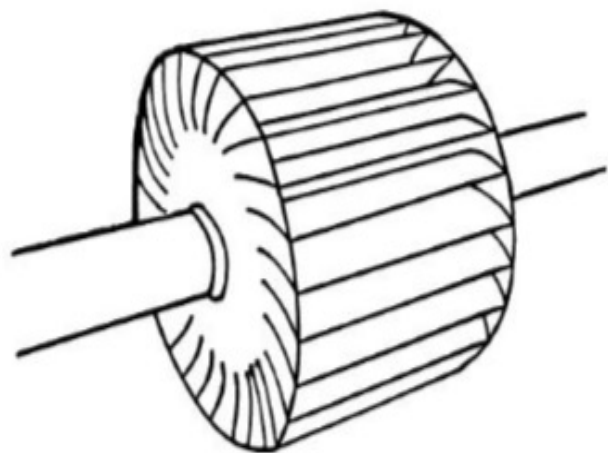
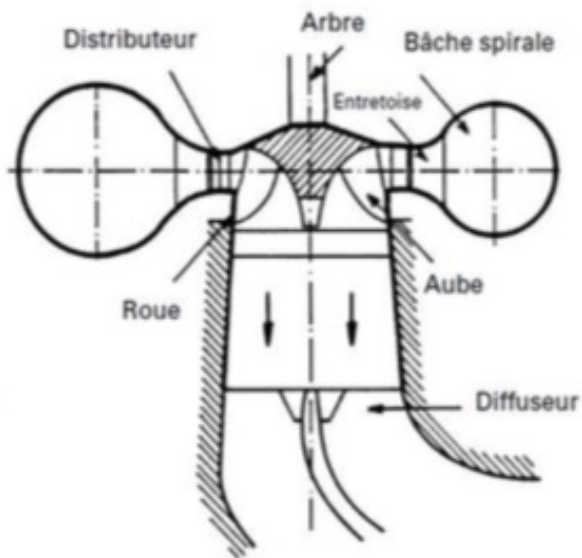
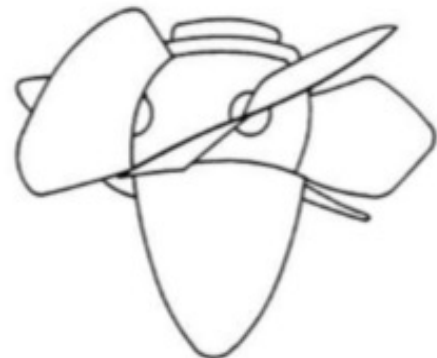
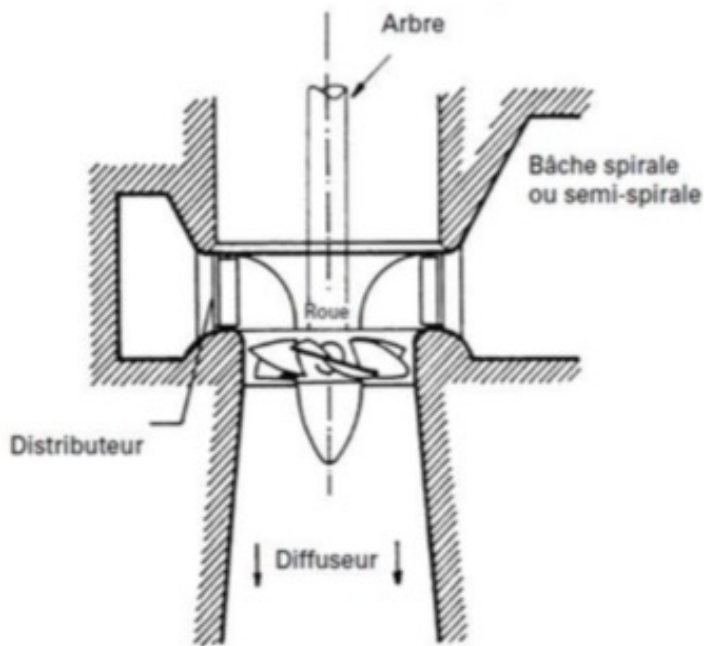


Figure 2.18: Vitesse spécifique des turbines à action [4]



Turbine FRANCIS

Q moyen $N_s = 50 \dots 350$
H moyen



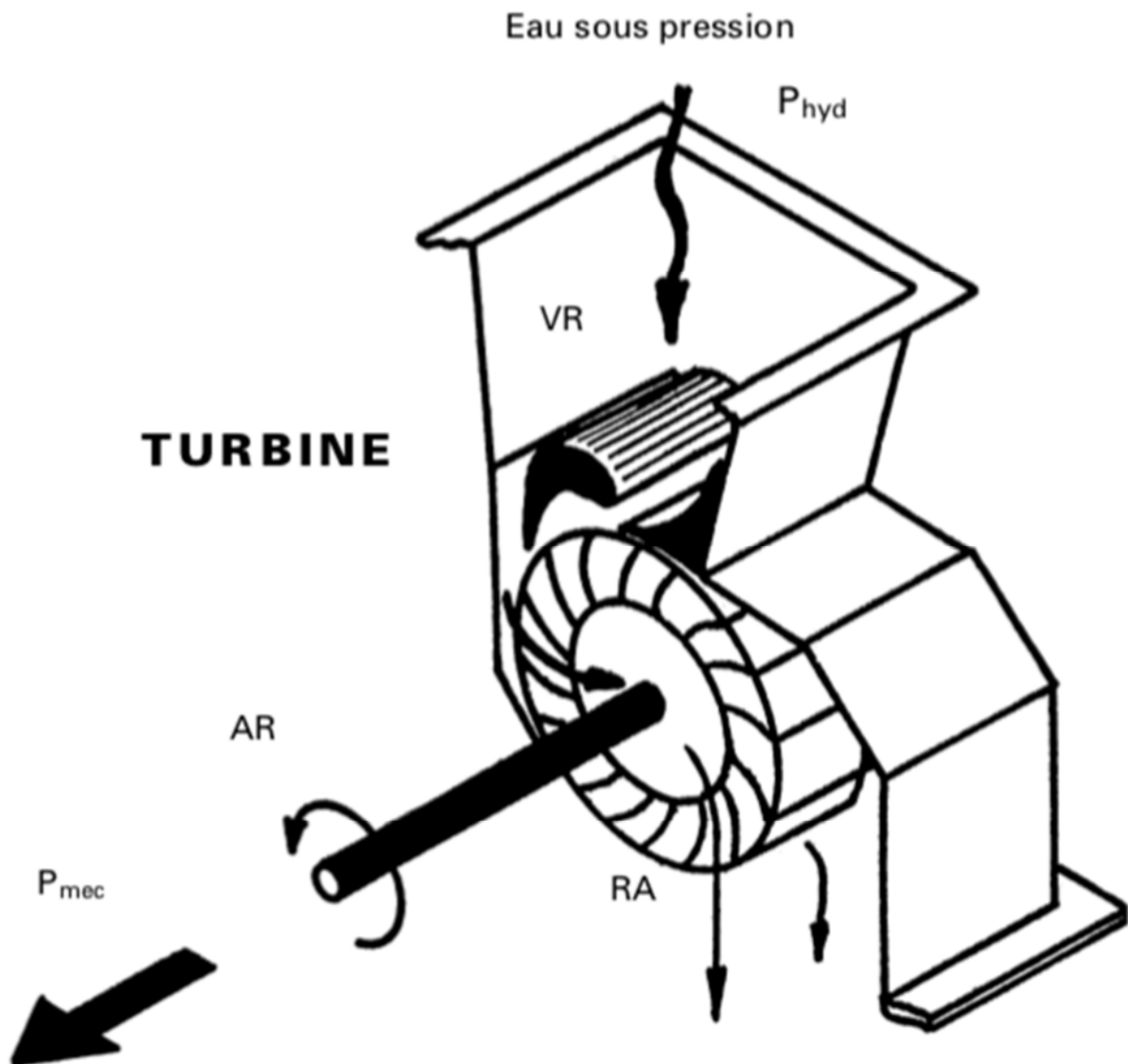
Turbine KAPLAN

Q grand $N_s = 200 \dots 950$
H petit

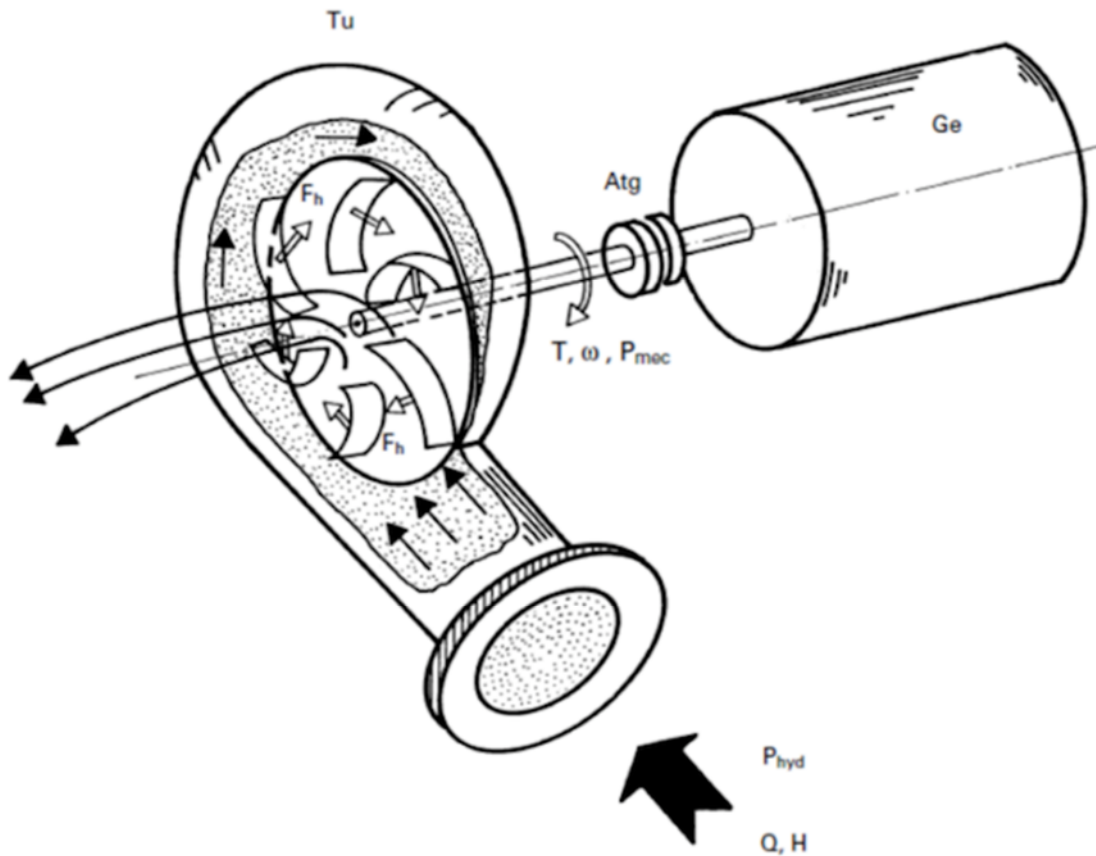
Figure 2.19: Vitesse spécifique des turbines à réaction [4].

2.4- Paramètres communs à tous les types de turbines :

Depuis la roue à aubes entraînant un moulin, les machines hydrauliques ont subi une évolution technique considérable. Il existe actuellement plusieurs types de turbines, et pour chaque type, une large plage de caractéristiques. Il est donc important pour l'ingénieur s'occupant de l'acquisition d'une turbine, de posséder un certain nombre de connaissances au sujet de ces machines, de leur implantation et de leur fonctionnement [4]. Sur les figures 2.20a et 2.20b, ces grandeurs communes sont représentées et désignées. Les formules permettant leurs calculs sont données ci-après :



a) Turbine hydraulique seule



b) Groupe turbine-générateur

Figure 2.20: paramètres communs à tous types de turbines [4].

Les abréviations, VR, RA, AR, P_{hyd} , P_{mec} , de la figure 2.20a désignent respectivement :

- VR : vanne de réglage du débit d'eau (nommée distributeur ou injecteur selon le type de turbine). Celle-ci permet de régler la puissance en fonction des besoins du consommateur et de l'eau à disposition ;
- RA : roue à aubes ou à augets ;
- AR : arbre en rotation ;
- P_{hyd} : puissance hydraulique fournie à la turbine par un débit d'eau sous pression ;
- P_{mec} : puissance mécanique délivrée par la turbine.

Et sur la figure 2.20b, les abréviations Tu, Ge, F_h , Atg, désignent respectivement :

Chapitre 2 : Rappel sur les différentes turbines hydrauliques

- Tu : turbine ;
- Ge : générateur ;
- F_h : force hydrodynamique agissant sur une pale de la roue de la turbine ;
- Atg : accouplement turbine-générateur.

2.4.1- Puissance hydraulique :

La puissance hydraulique est la puissance fournie à la turbine par l'eau qui l'alimente. Elle est donnée par le produit de l'énergie hydraulique gH avec le débit massique $\rho.Q_v$.

$$P_{hyd} = \rho.gH.Q_v \quad (2.9)$$

2.4.2- Couple, vitesse de rotation, puissance mécanique et rendement d'une turbine :

✓ Couple T

L'eau sous pression qui entre dans la turbine exerce une force hydrodynamique sur les pales ou augets de la roue. Cette force crée un couple qui met la roue en rotation.

✓ Vitesse de rotation

Une fois mise en mouvement, la turbine va tourner à une vitesse de rotation déterminée par les conditions d'exploitation.

$$N = \pi.\omega/30 \quad (2.10)$$

Avec : ω est une vitesse de rotation en rad/s

✓ Puissance mécanique

De par les lois de la physique, la puissance mécanique est donnée par le produit du couple par la vitesse de rotation :

$$P_{mec} = \omega T \quad (2.11)$$

✓ Rendement

Toute transformation d'énergie dans une machine donne lieu à des pertes. Il s'ensuit que la puissance obtenue à l'arbre de la turbine, et qui sert à entraîner la génératrice, est inférieure à la puissance hydraulique.

$$\eta_t = P_{\text{mec}} / P_{\text{hyd}} \quad (2.12)$$

2.5- Les générateurs :

La puissance mécanique est transformée en puissance électrique par un générateur électrique. Il est mis en rotation par la turbine, en général par un accouplement direct ou par un système de transmission [9]. On rencontre deux types de générateurs :

- **Les générateurs synchrones :**

Les générateurs synchrones sont généralement utilisés en réseau autonome, pour des unités de grande puissance, raccordés au réseau national.

- **Les générateurs asynchrones :**

Les générateurs asynchrones, quant à eux, sont essentiellement utilisés lorsque la production de la centrale est prévue pour une vente, car dans ce cas, la génératrice est pilotée par le réseau qui régule la fréquence et la tension du courant produit. Ils sont utilisés pour des puissances inférieures à 2000 Kw.

2.6- Sélection du type de turbine approprié :

Il y'a plusieurs types de turbine qui se trouve dans le marché mais les domaines d'application de ces turbines sont différents, il y'a des turbines qui fonctionne à forte charge veut dire de très grandes hauteur de chute et d'autre à moyenne charge et à faible charge.

Le type de turbine approprié qui sera utilisé doit être déterminé en fonction du débit et de la hauteur de chute nette. Les résultats obtenus au chapitre un seront utilisés comme données de base. Nous reprenons la figure 2.17 donnée précédemment, où nous avons porté et délimité les plages de débit et de la hauteur de chute nette propre au Monovar. Le débit varie de 0,9 à 4m³/s et la hauteur nette de 41 à 54m. La zone hachurée de la figure 2.21 représente la plage de fonctionnement du Monovar qui correspondra à la plage de fonctionnement de la turbine à

Chapitre 2 : Rappel sur les différentes turbines hydrauliques

installer. Sur la figure 2.21, on déduit clairement que la turbine qui convient le plus à notre cas est donc la turbine Banki-Mitchell.

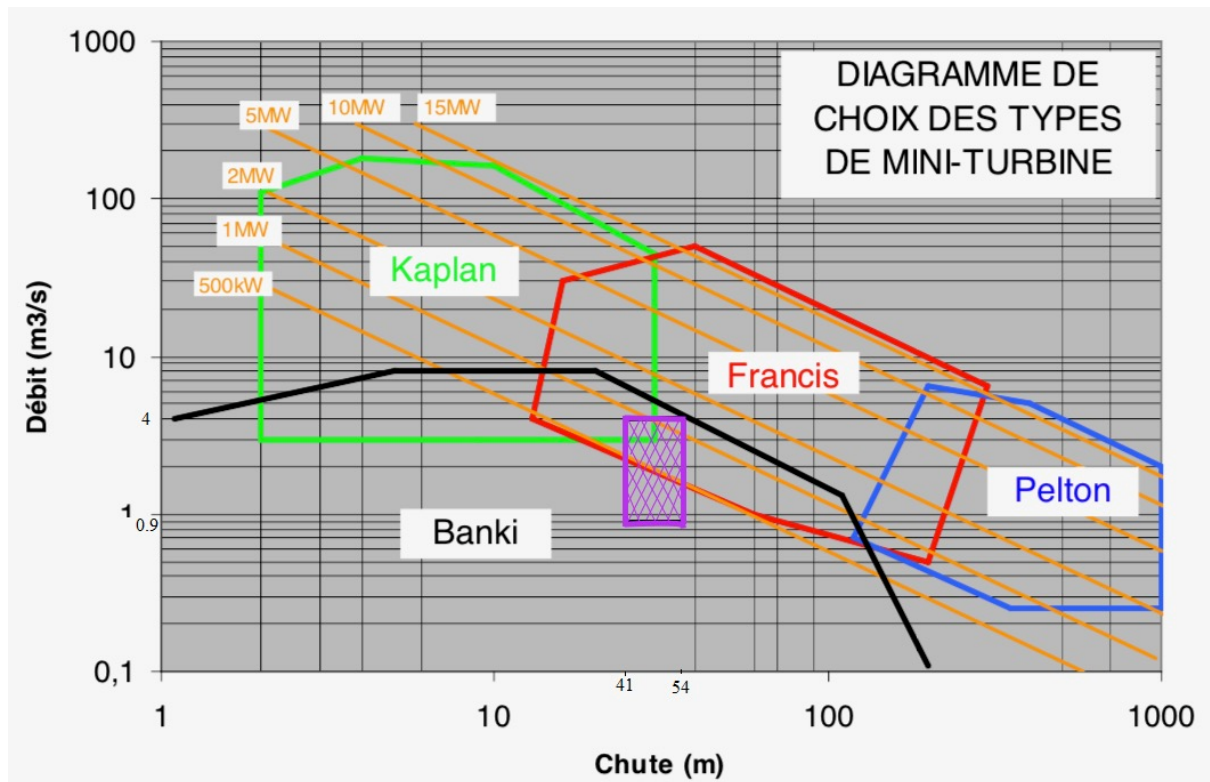


Figure 2.21: Sélection de la turbine en fonction de la chute nette et le débit.

À cause de la grande variation de débit et des problèmes d'exploitation qui vont surgir, nous avons jugé utile d'installer quatre petites turbines identique conçues pour un débit $1 \text{ m}^3/\text{s}$ chacune. L'implantation de ces quatre turbines se fera sur les deux conduites de DN1800 placées en parallèles en amont de la chambre Monovar (figure 2.22).



Figure 2.22: Emplacement des 4 turbines

2.6.1- Avantage de cette configuration :

- Fonctionnement optimal des 4 turbines ;
- Choix du nombre de turbine en marche par rapport au débit disponible ;
- Conception mécanique très simple (d'où une maintenance simplifiée) ;
- Économique à l'achat ;
- Une durée de fonctionnement plus longue au cours de l'année ;
- Rendement mécanique maximum limité (85%), mais bon rendement moyen sur sa plage de fonctionnement ;

2.6.2- description détaillée de la turbine Banki-Mitchell :

Cette turbine a été inventée par l'ingénieur Australien Mitchell en 1903, développée par le professeur Hongrois Banki et améliorée et commercialisée par l'ingénieur mécanicien Allemand Ossberger en 1920.

Chapitre 2 : Rappel sur les différentes turbines hydrauliques

La turbine Banki-Mitchell a une roue en forme de tambour constitué d'une série d'aubes courbes fixées sur deux disques parallèles. Dans cette turbine, la vitesse de l'eau est composée de deux étages. Le jet d'eau s'écoule d'abord de l'extérieur vers l'intérieur de la roue. Après avoir traversé l'intérieur de la roue, il s'écoule à nouveau de l'intérieur vers l'extérieur de la roue.

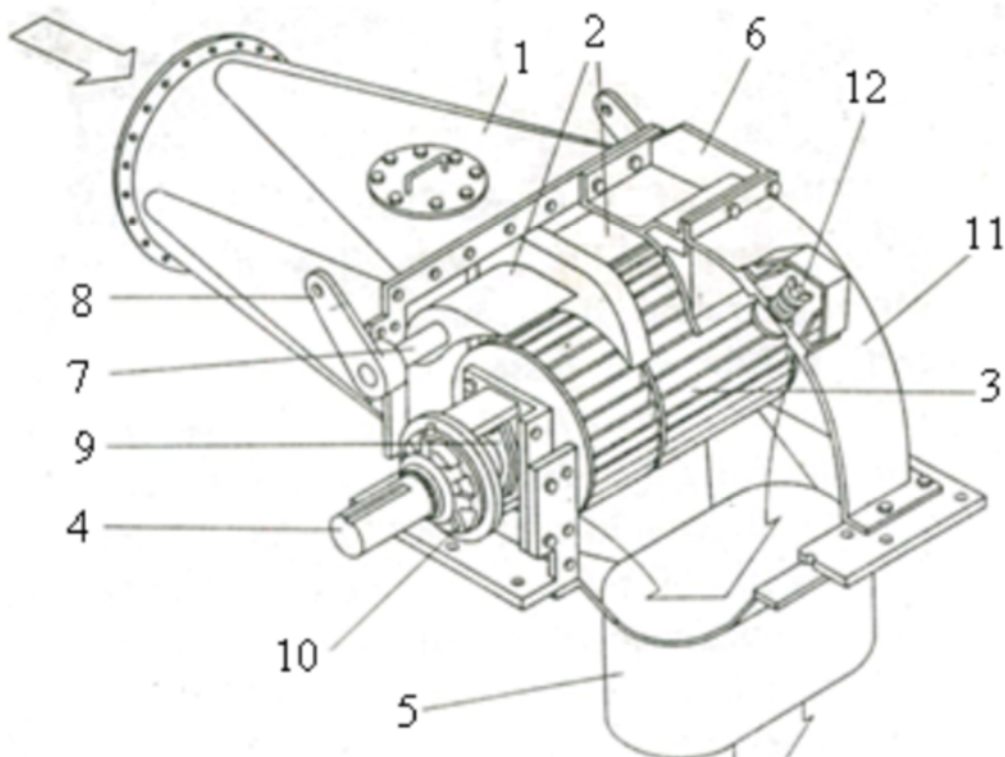


Figure 2.23: Principaux composants de la turbine à flux transversal [10]

- | | |
|-----------------------|---------------------------------|
| 1 : tube d'entrée | 7 : arbre de vanne de guidage |
| 2 : vanne de guidage | 8 : bras de levier |
| 3 : roue | 9 : garniture de presse-étoupe |
| 4 : arbre de rotation | 10 : boîte de roulement |
| 5 : Tube d'aspiration | 11 : cache |
| 6 : Enveloppe | 12 : soupape d'aspiration d'air |

Chapitre 2 : Rappel sur les différentes turbines hydrauliques

Dans cette turbine, la buse est de forme rectangulaire dont la largeur correspond à la largeur de la roue. Sa fonction principale est de convertir la chute totale disponible en énergie cinétique et de transporter simultanément l'eau vers les pales de la roue à un angle souhaité. Le carter de la turbine doit être bien construit et robuste, car il gère les forces de l'eau entrante ainsi que la puissance de l'arbre sortant. La forme et les dimensions du boîtier ont un effet significatif sur l'efficacité. Le tube d'aspiration est fixé sous le boîtier. Afin d'utiliser l'effet de tirage, l'extrémité du tube est immergée sous le niveau de l'eau à la sortie. Sa fonction est de récupérer une grande partie de l'énergie résiduelle laissée dans le débit d'eau sortant de la roue. L'arbre est le composant des dispositifs mécaniques qui est utilisé pour transmettre de la puissance hydraulique à la puissance mécanique. La roue est l'une des parties les plus importantes de la turbine. La fonction de la roue est responsable de la conversion de l'énergie de l'eau en énergie mécanique. Les lames sont courbes et montées entre deux jantes parallèles à l'axe de l'arbre. Leur fonction est de changer la direction du flux entrant de la buse en douceur. La courbure de chaque surface, avant et arrière, détermine la façon dont l'eau se déplacera jusqu'à ce qu'elle tombe. Toutes les roues doivent être soigneusement équilibrées pour minimiser les vibrations, un problème qui affecte non seulement l'efficacité, mais peut également causer des dommages au fil du temps. La roue de la turbine cross flow est constituée de deux flasques à l'extrémité, d'un arbre et de 24 à 30 pales.

Le diamètre de la roue est un facteur important et fondamental pour la conception de la roue. Il peut être déterminé à partir de la vitesse et de la hauteur d'eau. À partir de la vitesse de la turbine, le générateur peut être sélectionné pour la vitesse synchrone. L'angle d'écoulement d'entrée par rapport à la roue est pris de 16° selon la conception de Banki. Lors de l'examen de la conception de la roue, la courbure de la pale, l'angle d'entrée de la pale, la valeur de pas et l'épaisseur de la pale doivent être pris en compte. L'épaisseur de la lame dépend du diamètre de la roue.

Si la vitesse de la turbine est trop faible, le multiplicateur de vitesse doit être utilisé pour augmenter la vitesse. Mais il faut tenir compte non seulement de la force de l'eau qui frappe la roue, mais aussi du propre poids de la roue [11].

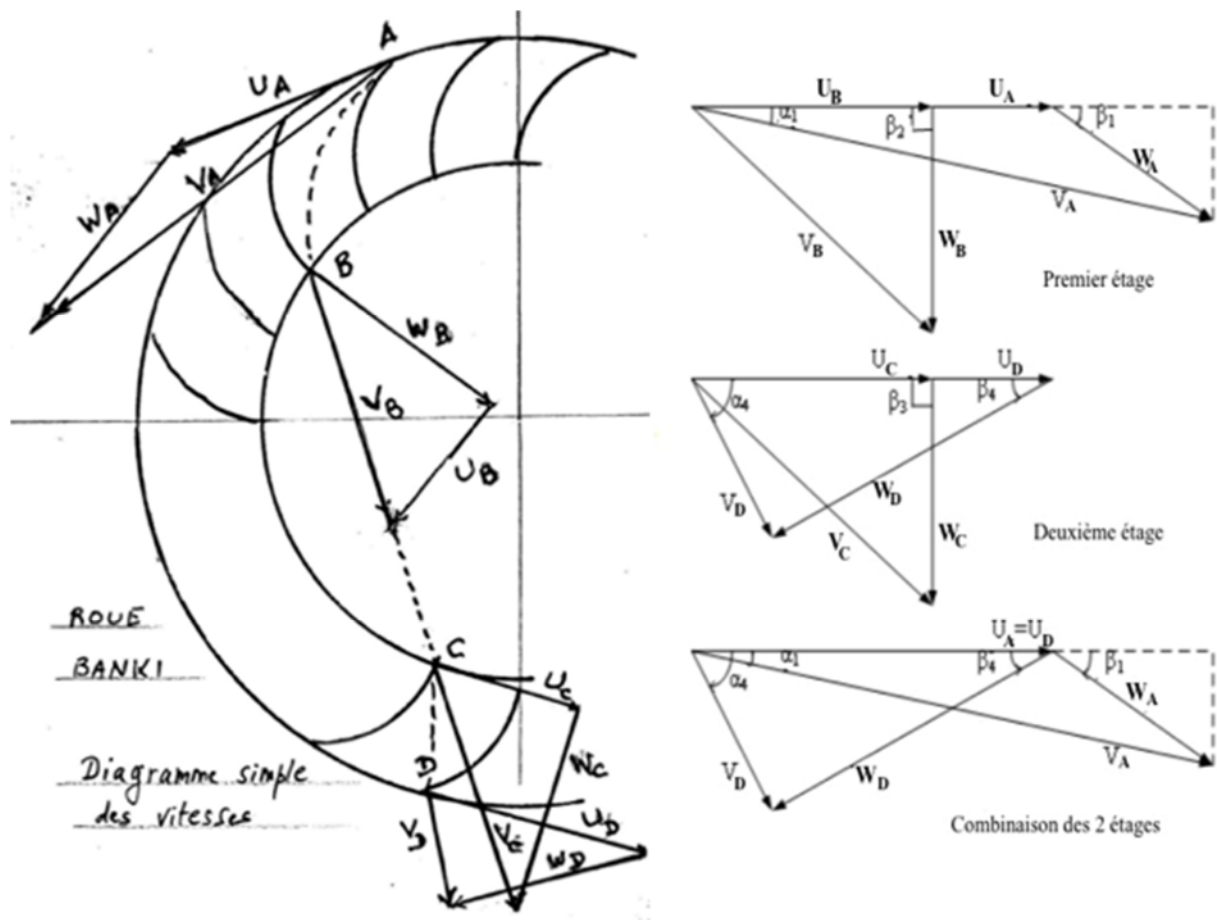


Figure 2.24: Chemin d'écoulement de l'eau à travers le diagramme de vitesse [12]

L'eau arrive en A avec une vitesse absolue V_A , sa sortie provisoire en B, sa réinjection en C et sa sortie définitive en D avec une vitesse absolue V_D . La vitesse de la sortie de première étage V_B que l'on retrouve à l'entrée du deuxième étage V_C inchangée, cette vitesse est déjà nettement inférieure à V_A , de sorte que les triangles des vitesses en B et en C sont de dimensions identiques.

Chapitre 2 : Rappel sur les différentes turbines hydrauliques

Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons présentés quelques types de turbines qui existent sur le marché, leurs principes de fonctionnement et leurs caractéristiques, ainsi que leurs méthodes de classifications qui sont à base de la vitesse spécifique et de la méthode statistique en fonction de débit et la chute nette. Ensuite nous avons cité les paramètres communs à tous les types de turbines. Enfin, en se basant sur les résultats obtenus au chapitre un, nous avons choisi la turbine adéquate pour notre configuration qui est la turbine Banki-Mitchell ainsi son principe de fonctionnement détaillé.

Dans le chapitre suivant nous allons calculer les dimensions de la turbine Banki-Mitchel avec les lois qui lui sont propres.

Chapitre 3

Dimensionnement de la turbine Banki-Mitchell et évaluation de l'énergie récupérer

Chapitre 3 : Dimensionnement de la turbine Banki-Mitchell et évaluation de l'énergie récupérée.

Introduction :

Dans ce chapitre, nous présentons le calcul détaillé des dimensions de la turbine Banki-Mitchell, choisie précédemment au chapitre 2.

L'évaluation de l'énergie récupérée est donnée à la fin de ce chapitre.

3.1- Lois régissant les différentes caractéristiques de la turbine Banki-Mitchell :

Pour déterminer facilement les dimensions de base de la turbine, la valeur de la vitesse spécifique doit être connue. La vitesse spécifique joue également un rôle important dans le choix du type de turbine. Et aussi les performances de la turbine peuvent être prédites et la plage de vitesse spécifique de la turbine cross flow est : $40 \leq N_s \leq 200$ [12]. La vitesse spécifique maximale applicable est :

$$N_{s \max} \leq 650 H^{-0.5} \quad (3.1)$$

La formule de vitesse spécifique de Kpordze et Warnick (1983) est[12] :

$$N_s = \frac{513,55}{H^{0,505}} \quad (3.2)$$

La vitesse spécifique calculée doit être comprise entre 40 et 200 et inférieure à la valeur maximale applicable de la vitesse spécifique.

3.1.1- Détermination de la vitesse de rotation :

La vitesse de rotation d'une turbine est directement liée à sa vitesse spécifique, son débit et sa chute nette. Dans les petits systèmes hydroélectriques, des générateurs standards doivent être installés lorsque cela est possible, de sorte que lors de la sélection de la turbine, il doit être considéré que le générateur soit couplé directement ou via un multiplicateur de vitesse à la turbine, doit atteindre la vitesse synchrone. La vitesse de rotation de la turbine est :

Chapitre 3 : Dimensionnement de la turbine Banki-Mitchell et évaluation de l'énergie récupérée.

$$N = \frac{N_s H^{5/4}}{\sqrt{P}} \quad (3.3)$$

Avec :

P est la puissance mécanique en chevaux vapeur [1CV = 736W].

Le nombre de pôles pour le générateur de vitesse synchrone est toujours un nombre pair et il est exprimé par :

$$P_0 = \frac{120 f}{N} \quad (3.4)$$

Où, f est la fréquence (50 Hz)

3.1.2- Détermination du diamètre et la largeur de la roue

La roue est le composant principal de la turbine qui convertit la puissance hydraulique en puissance mécanique. Ainsi, la forme et les dimensions de la roue sont très importantes dans n'importe quelle turbine. Pour une efficacité maximale (η_{\max}), la vitesse périphérique de la roue U est de 0.5V. Cependant, en réalité pratique, l'efficacité maximale se produit lorsque la valeur de U est d'environ 0.46V. Par conséquent, la vitesse périphérique de la roue peut être déterminée comme suit [11] :

$$K_{UA} = \frac{U_A}{V_A} \quad (3.5)$$

$$U_A = \frac{\pi D_1 N}{60} \quad (3.6)$$

$$V_A = K_C \sqrt{2gH} \quad (3.7)$$

Où :

K_{UA} = coefficient de vitesse de rotation (0.4 ~ 0.5)

K_C = coefficient de vitesse de l'eau (0.92 ~ 0.99)

D_1 = diamètre de la roue (m)

Chapitre 3 : Dimensionnement de la turbine Banki-Mitchell et évaluation de l'énergie récupérée.

Lorsque k_c et k_{UA} sont choisis, le diamètre de la roue D_1 peut être déterminé par les équations (3.5), (3.6) et (3.7).

La largeur de la roue dépend de l'épaisseur du jet et de la vitesse d'entrée de l'eau. L'épaisseur du jet S_0 est de 0,1 à 0,2 fois le diamètre de la roue. En prenant généralement la valeur de 0,17 :

$$S_0 = 0.17D_1 \quad (3.8)$$

La surface totale du jet peut être déterminée en utilisant l'équation de continuité

$$Q = AV_A = S_0 \cdot L \cdot K_C \cdot \sqrt{2gH} \quad (3.9)$$

Ainsi, la largeur de la roue est :

$$L = \frac{Q}{S_0 \cdot K_C \cdot \sqrt{2gH}} \quad (3.10)$$

Après avoir déterminé les dimensions du diamètre et de la largeur de la roue, on doit vérifier le rapport entre la largeur de la roue et le diamètre de la roue. Pas trop faible par rapport au proportion de la roue, ce rapport doit se situer dans la plage suivante[12] :

$$0,16 \leq \frac{L}{D_1} \leq \frac{21,24}{H^{0,85}} \quad (3.11)$$

Si ce rapport n'est pas compris dans la plage, le diamètre ou la largeur de la roue doivent être augmentés ou diminués par une méthode d'essais et d'erreurs jusqu'à ce qu'ils soient satisfaits.

3.1.3- Paramètres requis de la courbure de la lame :

La courbe de pale peut être choisie dans un cercle dont le centre se situe à l'intersection de deux perpendiculaires, l'une à la direction de la vitesse relative et l'autre à la tangente à l'intersection de la périphérie interne. La méthode de dessin de la courbure de la lame est illustrée sur la figure 3.1 [11].

Chapitre 3 : Dimensionnement de la turbine Banki-Mitchell et évaluation de l'énergie récupérée.

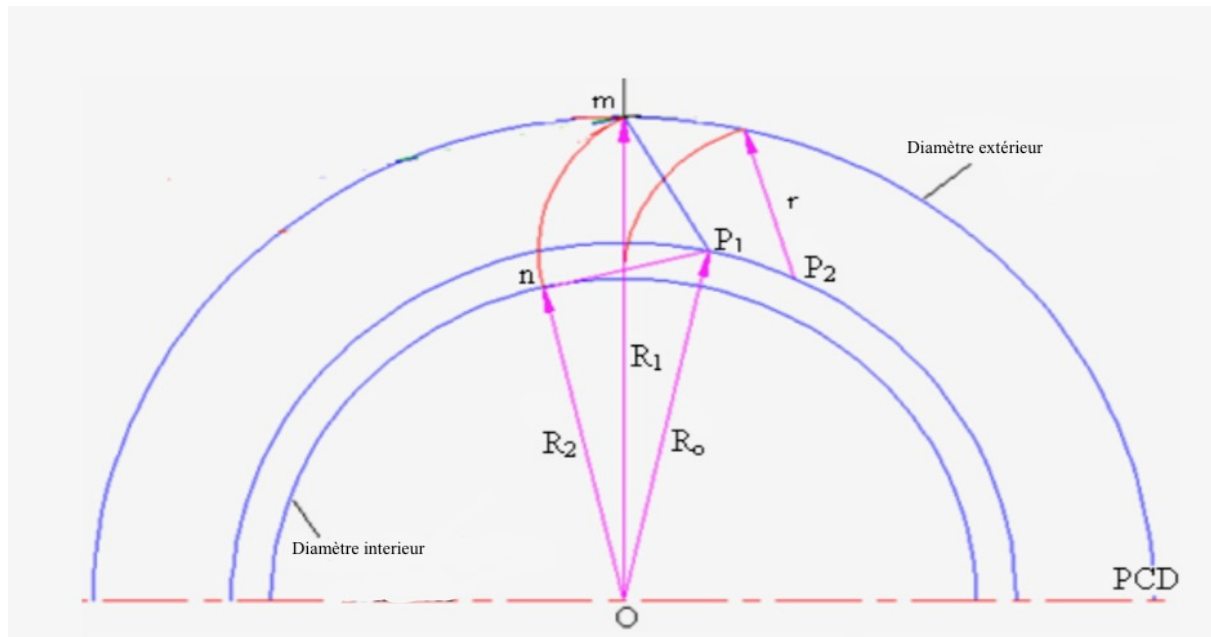


Figure 3.1 : Courbure de la lame [11]

Où :

$$\text{Rayon extérieur de la roue :} \quad R_1 = D_1/2 \quad (3.12)$$

$$\text{Rayon intérieur de la roue :} \quad R_2 = D_1/3 \quad (3.13)$$

$$\text{Rayon de l'arc en forme de lame :} \quad r = 0.16 D_1 \quad (3.14)$$

Rayon du cercle du pas central de l'arc formé :

$$R_0^2 = R_2^2 + r^2 \quad (3.15)$$

$$\text{Pas de lame :} \quad P_1 P_2 = \frac{2\pi R_0}{Z} \quad (3.16)$$

Le nombre de lames Z est ($24 \leq Z \leq 30$) et moins il y a de lames peuvent provoquer une puissance pulsée, tandis qu'un plus grand nombre de lames peut provoquer des pertes par frottement excessives.

Chapitre 3 : Dimensionnement de la turbine Banki-Mitchell et évaluation de l'énergie récupérée.

3.1.4- Épaisseur de la lame (t) :

L'épaisseur de la lame dépend du diamètre de la roue et de la relation entre eux est indiquée dans le tableau 3.1.

Diamètre de la roue (mm)	200	300	450	700	1000
Épaisseur de la lame (mm)	3.2	4.5	6	9	12

Tableau 3.1 : Diamètre de la roue et l'épaisseur de la lame [12]

3.1.5- Prédiction du diamètre de l'arbre :

L'arbre de turbine transmettra le mouvement de rotation de la roue au générateur via le système d'entraînement. Dans la plupart des cas, l'arbre a une section transversale circulaire et il est soumis à une torsion pure ou à une combinaison de torsion et de flexion [11]. Le diamètre de l'arbre est estimé par :

$$d_s = 150 \sqrt[3]{\frac{P}{N}} \quad (3.17)$$

3.1.6- Détermination du diamètre de la conduite forcée :

Le diamètre requis pour la conduite forcée (d_p) peut être estimé par l'équation suivante [11] :

$$d_p = \left[\frac{Q}{0.785V} \right]^{0.5} \quad (3.18)$$

Où : $V = 0.2 \sqrt{2gH} \quad (3.19)$

Chapitre 3 : Dimensionnement de la turbine Banki-Mitchell et évaluation de l'énergie récupérée.

Q = débit dans la conduite forcée (m^3/s)

V = vitesse de l'eau dans la conduite forcée (m/s)

3.2- Calcul et dimensionnement de la turbine :

La turbine sera conçue pour les conditions optimales. Dans notre cas, la hauteur nette calculée précédemment (figure 1.10) est de 54m.

- Le débit est de $1 m^3/s$
- La puissance hydraulique est 529,74 KW.
- Le rendement de la turbine estimé à 80%.
- La puissance mécanique calculée est $423,79 KW = 575,8 CV$.

3.2.1- la vitesse spécifique :

D'après l'équation (3.1) la vitesse spécifique maximale vaut :

$$N_{s \max} \leq 650 \times 54^{-0,5} = 88,45$$

La vitesse spécifique donnée par la formule de Kpordze et Warnick (éq.3.2) aboutit à :

$$N_s = \frac{513,55}{54^{0,505}} = 68,50$$

La vitesse spécifique calculée 68,5 est comprise entre 40 et 200 et inférieure à la valeur maximale applicable 88,45.

3.2.2- la vitesse de rotation :

L'application de l'équation (3.3), permet de trouver la vitesse de la turbine :

$$N = \frac{68,50 \times 54^{5/4}}{\sqrt{575,8}} = 417,87 \text{ tr /min}$$

Chapitre 3 : Dimensionnement de la turbine Banki-Mitchell et évaluation de l'énergie récupérée.

Le nombre de pôles du générateur électrique (éq.3.4) est donc :

$$P_0 = \frac{120 f}{N} = 14,35$$

Donc : $P_0 = 14$

La vitesse de synchronisation est : $N = \frac{120 f}{N} = \frac{6000}{14} = 428,5 \text{ tr /min}$

3.2.3- Calcul du diamètre de la roue et du l'épaisseur du jet :

Lorsque k_c et k_{UA} sont choisis respectivement comme **0,98** et **0,46**, le diamètre de la roue peut être déterminé par les équations (3.5), (3.6) et (3.7), on trouve :

$$D_1 = 660 \text{ mm.}$$

L'épaisseur du jet S_0 est déterminé à partir de l'équation (3.8) et sa valeur est :

$$S_0 = 112 \text{ mm.}$$

3.2.4- Calcul de la largeur de la roue ou la largeur du jet :

La largeur la roue L est déterminée à partir de l'équation de continuité (3.10). Elle vaut

$$L = 280 \text{ mm}$$

Le rapport entre la largeur de la roue et le diamètre de la roue est :

$$\frac{L}{D_1} = \frac{280}{660} = 0,46$$

Et le terme :

$$\frac{21,24}{H^{0,85}} = \frac{21,24}{54^{0,85}} = 0,75$$

Donc le rapport $\frac{L}{D_1}$ de la relation (3.11) est vérifié :

$$0,16 \leq \frac{L}{D_1} = 0,46 \leq 0,715$$

Chapitre 3 : Dimensionnement de la turbine Banki-Mitchell et évaluation de l'énergie récupérée.

3.2.5- Calcul des Paramètres requis de la courbure de la lame :

- Le rayon extérieur de la roue R_1 calculé à partir de l'équation (3.12) est :

$$R_1 = D_1/2 = \frac{660}{2} = 330 \text{ mm}$$

- Les équations (3.13) et (3.14) donnent respectivement :

$$R_2 = 220 \text{ mm}$$

$$r = 105,5 \text{ mm}$$

- Le nombre de lame z choisi est de **27** pour cette conception.

3.2.6- Calcul de l'épaisseur de la lame (t) :

L'épaisseur de la lame est choisie à partir du tableau 3.1 donné au paragraphe 3.1.4.

Les données de ce tableau sont présentées sous forme de graphe de la figure 3.2 ci-après.

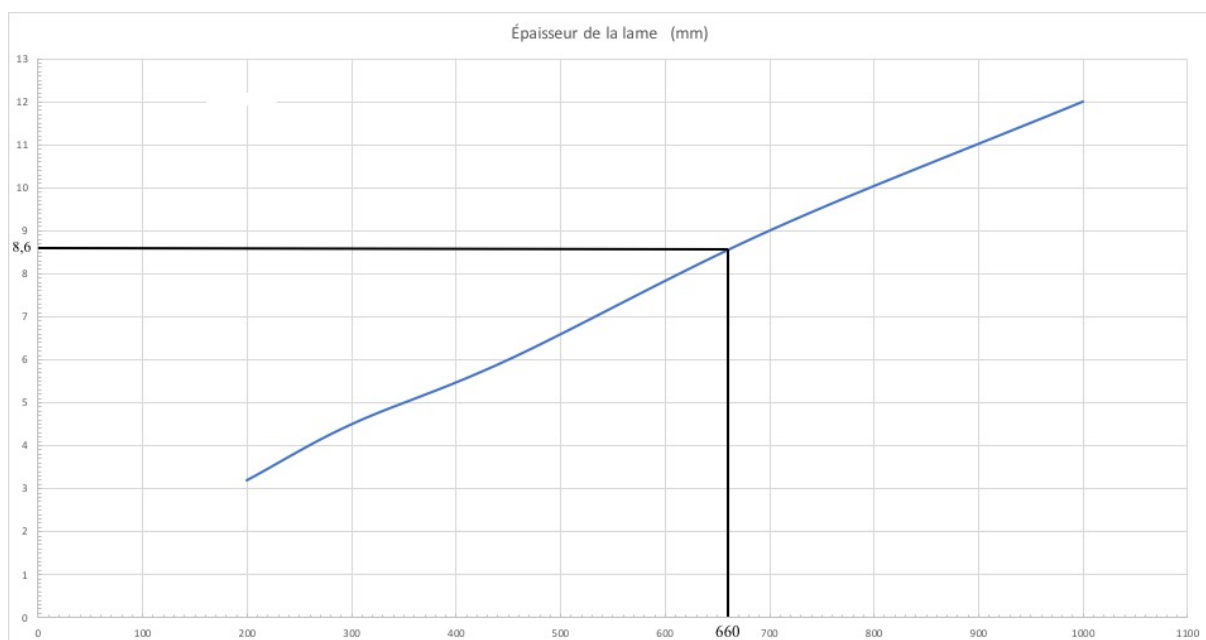


Figure 3.2 : Evaluation de l'épaisseur de la lame en fonctions du diamètre de la roue.

Chapitre 3 : Dimensionnement de la turbine Banki-Mitchell et évaluation de l'énergie récupérée.

Par interpolation, on trouve la valeur suivant : $t = 8,6 \text{ mm}$

3.2.7-Calcul du diamètre de l'arbre :

Le diamètre de l'arbre de rotation d_s est estimé par l'équation 3.17 en fonction de la puissance mécanique et la vitesse de rotation, sa valeur est : $d_s = 160 \text{ mm}$.

3.2.8-Calcul du diamètre de la conduite forcée :

Le diamètre de la conduite forcée d_p est estimé par l'équation (3.18) en fonction du débit et de la vitesse dans cette conduite, et il est estimé à :

$$d_p = 450 \text{ mm}.$$

Des dessins détaillés de la courbure de la pale et de la conception de la roue est également représentée sur les figures suivantes.

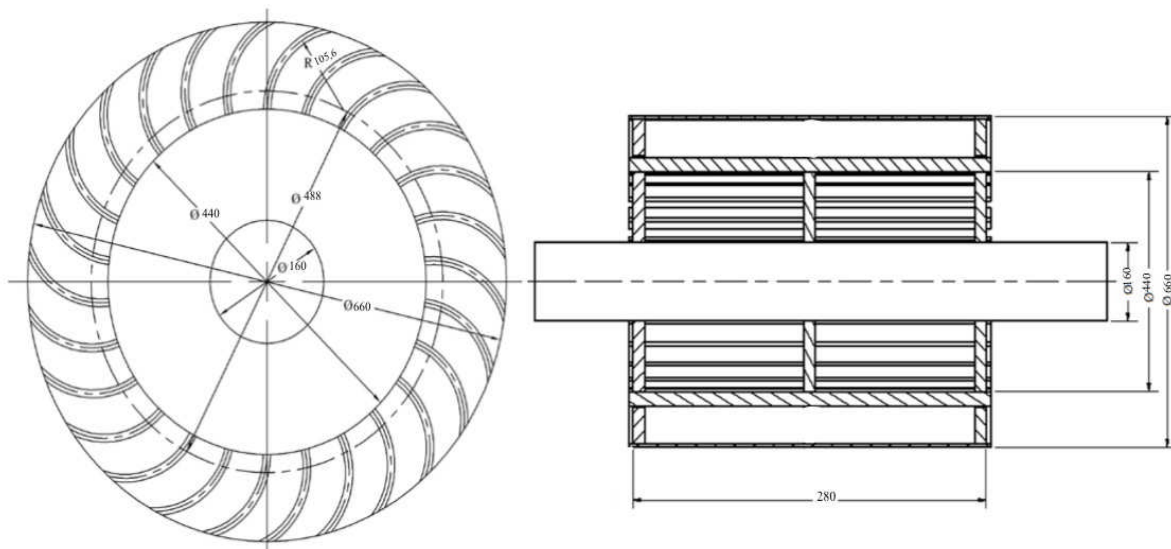


Figure 3.3 : Dimensions de la roue de la turbine.

Chapitre 3 : Dimensionnement de la turbine Banki-Mitchell et évaluation de l'énergie récupérée.

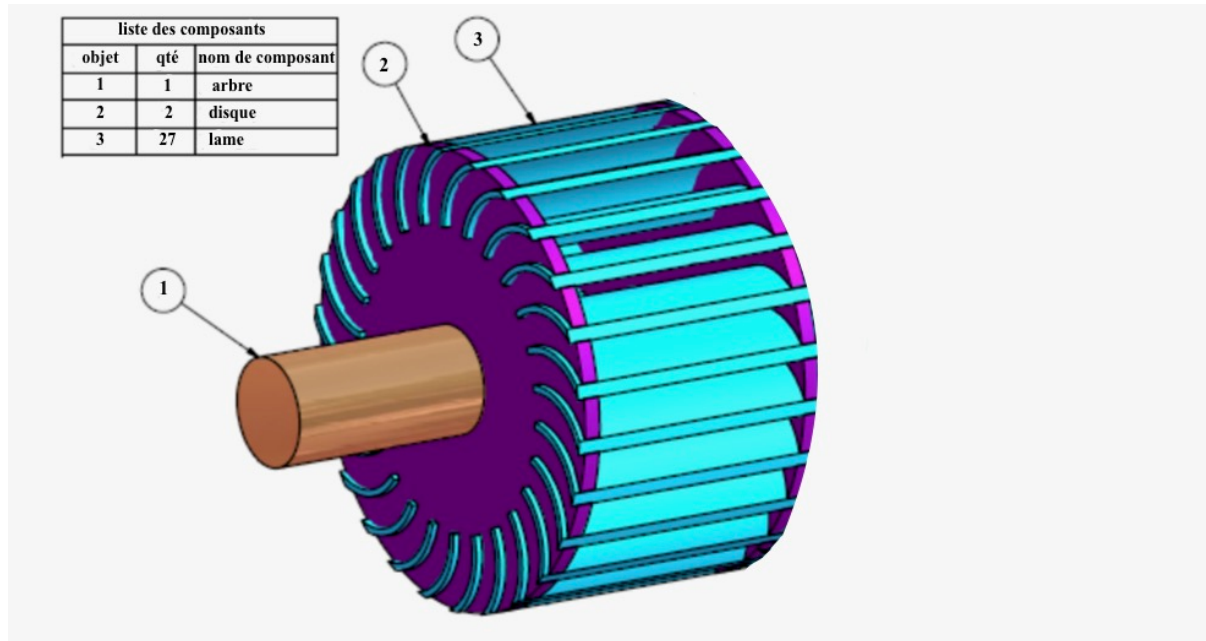


Figure 3.4: Représentation de la roue en 3D.

3.3- la puissance électrique récupérable :

La puissance électrique récupérable se calcule par :

$$P_{\text{elec}} = P_{\text{hyd}} \times \eta_T \times \eta_{Ge} \times \eta_{Tr} \quad (3.20)$$

Avec :

η_{Ge} : Rendement du générateur estimé à 98%

η_{Tr} : Rendement du transformateur estimé à 98%

La puissance récupérable varie d'une journée à l'autre à cause de la variation de débit donc d'après nos données la puissance électrique maximale récupérable pour une hauteur de 54 m et un débit de 4 m³/s est de 1628 kW.

Chapitre 3 : Dimensionnement de la turbine Banki-Mitchell et évaluation de l'énergie récupérée.

La puissance électrique minimale récupérable pour une hauteur de 41 m et un débit de 0.9 m³/s est de 278.39 kW. Donc on peut choisir le nombre de turbines en marche automatiquement en fonction du débit demandé.

Les figures 3.5 et 3.6 représentent la puissance électrique journalière que l'on pouvait récupérer du système de brise charge au cours des années 2018 et 2019.

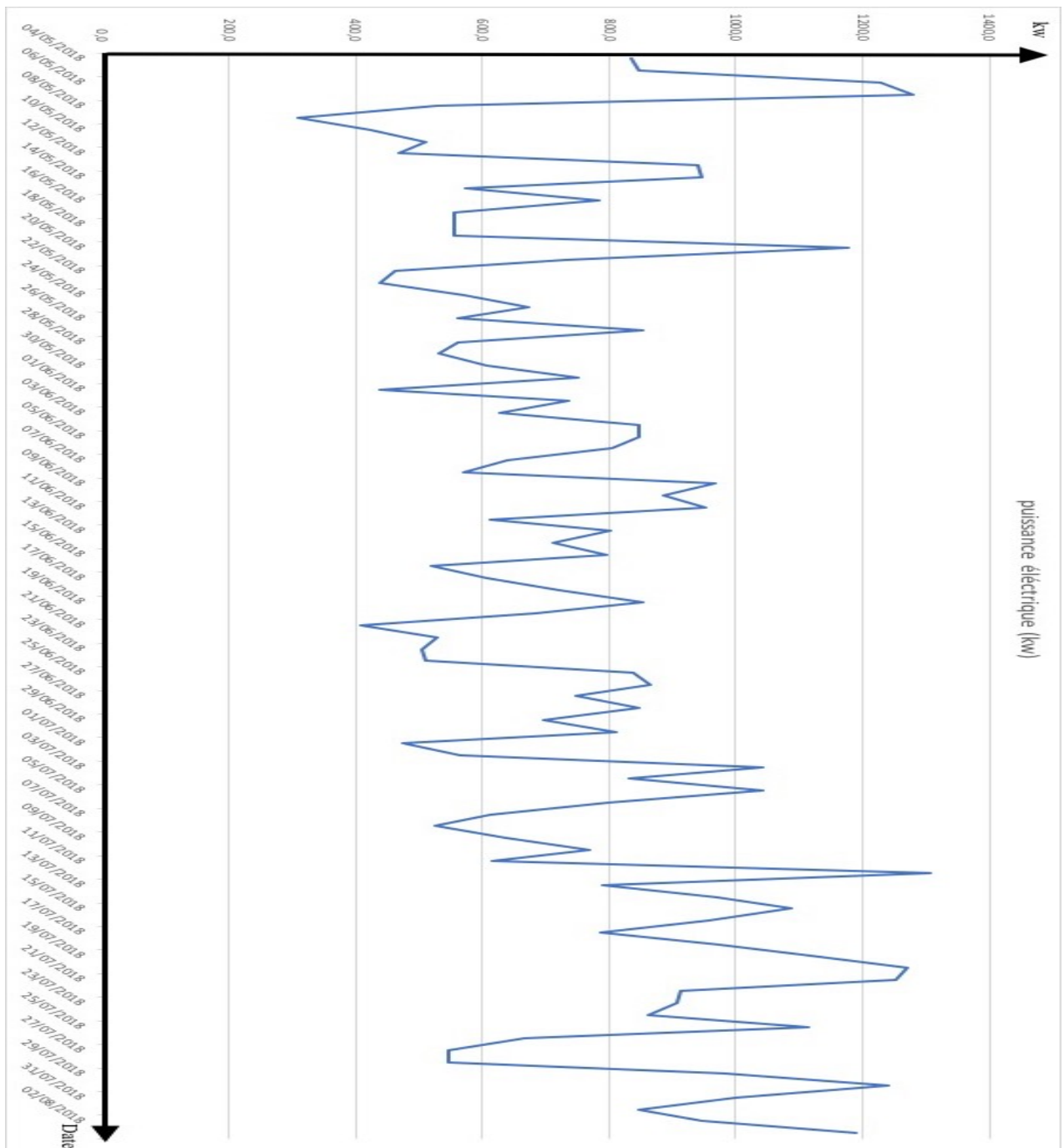


Figure 3.5 : Présentation de la puissance électrique récupérable journalière au cours de l'année 2018.

Chapitre 3 : Dimensionnement de la turbine Banki-Mitchell et évaluation de l'énergie récupérée.

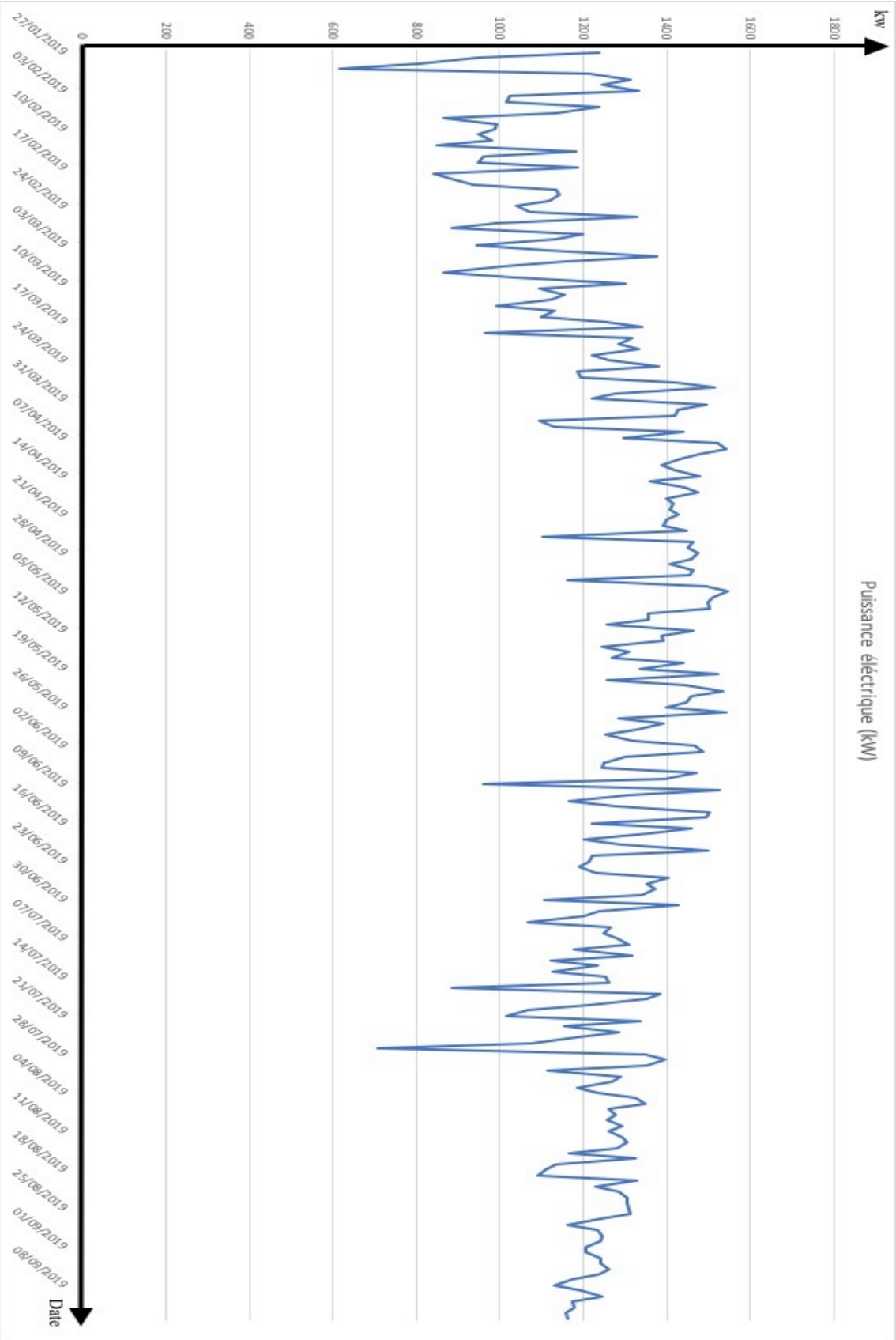


Figure 3.6 : Présentation de la puissance électrique récupérable journalière au cours de l'année 2019

Chapitre 3 : Dimensionnement de la turbine Banki-Mitchell et évaluation de l'énergie récupérée.

D'après la figure 3.5 on constate que la puissance maximale récupérable est de 1308 kw, et la puissance minimale récupérable est de 309 kw.

D'après la figure 3.6 on constate que la puissance maximale récupérable est de 1546 kw, et la puissance minimale récupérable est de 618 kw.

Dans le premier chapitre, nous avons précisé que la station est dotée d'un groupe diesel de secours pour l'alimentation des systèmes de sauvegarde de données et de maintien des logiciels, d'une puissance de 66 kW et d'un poste de transformateur de 160 kW pour l'alimentation de système de sécurité, vannes, capteurs et éclairage de la station.

La récupération de l'énergie dissipée dans le Monovar par l'emplacement de turbines permettra d'assurer la fonction des systèmes de sécurité tout en veillant à ne pas perturber la fonction de la station de pompage.

Afin d'appuyer et de montrer l'importance de la quantité d'énergie récupérable, nous avons comparés avec les besoins nécessaires à l'alimentation des foyers. Les statistiques de consommation d'électricité par un habitant en Algérie sont tirées d'un site canadien intitulé « perspective monde » qui est un outil de grandes tendances mondiales depuis 1945 qui regroupe les données les plus importantes et les plus fréquemment utilisées par les étudiants et le grand public [13]. Ces statistiques sont représentées dans la figure 3.7 suivante :

Chapitre 3 : Dimensionnement de la turbine Banki-Mitchell et évaluation de l'énergie récupérée.

Consommation d'électricité (kwh par personne), Algérie

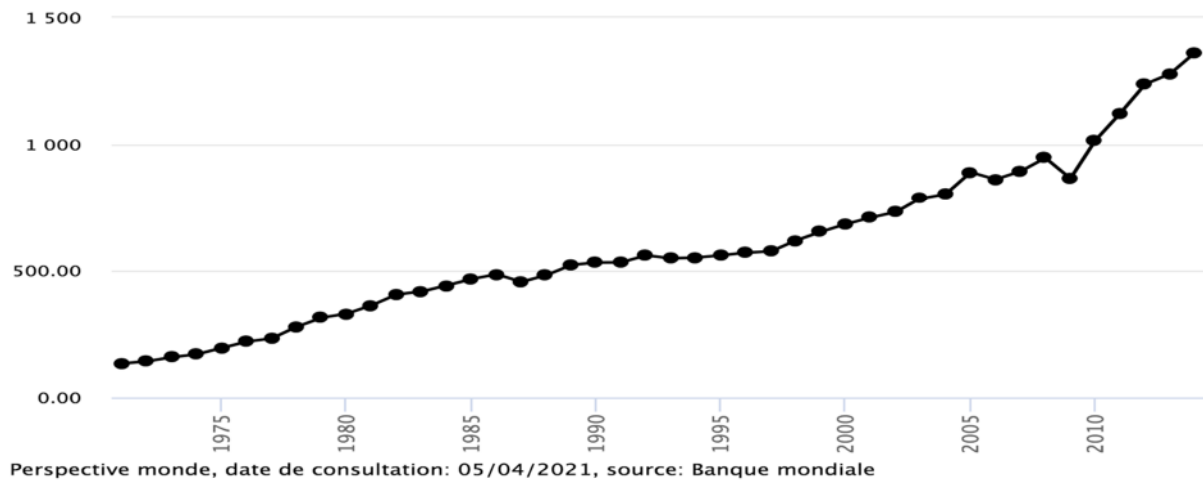


Figure 3.7 : Consommation d'électricité en Algérie [13]

Le tableau 3.2 suivant représente les statistiques de 7 années allant de 2008 à 2014 :

Année	Consommation en (kWh) par habitant	Consommation d'un foyer de 5 habitants (kWh)
2008	947.29	4736.45
2009	866.31	4331.55
2010	1017	5085
2011	1123	5615
2012	1238	6190
2013	1279	6395
2014	1363	6815

Tableau 3.2 : Consommation d'électricité en Algérie [13]

Chapitre 3 : Dimensionnement de la turbine Banki-Mitchell et évaluation de l'énergie récupérée.

Le nombre de foyers susceptible d'être alimenté par la récupération de l'énergie dissipée dans le Monovar en se basant sur les statiques de 2014, est donnée dans le tableau ci-après :

	Puissance électrique produite (kW)	Énergie produite (kWh)	Nombre de foyer alimenté
max	1546	13357440	1960
min	309	2669760	392

Tableau 3.3 : Nombre de foyers alimentés par l'énergie hydraulique récupérée par les turbines.

Conclusion

Dans ce chapitre le calcul détaillé de la turbine Banki-Mitchell a été présenté. La station hydroélectrique proposée peut satisfaire les besoins en alimentation des systèmes de contrôle et de sécurité de la station. Les calculs ont montré que les turbines choisies peuvent assurer la consommation d'énergie électrique de 392 à 1960 foyers de 5 habitants chacun, selon le débit d'eau pompé.

Conclusion générale

Conclusion générale

Il existe plusieurs sources d'énergies renouvelables qui sont utilisées dans le domaine de la production de l'énergie électrique. Parmi ces énergies on trouve l'énergie de l'eau (débit, pression) qui nous permet de faire tourner des turbines qui produisent de l'énergie électrique.

En Algérie les barrages sont utilisés principalement pour l'eau potable, et on utilise souvent des brises charges qui dissipent une grande quantité d'énergie hydraulique.

Notre étude a porté sur la récupération de l'énergie dissipée dans le système brise charge Monovar de la station de pompage de Taksebt qui est utilisé pour protéger les pompes de la surpression et garantir une différence de pression supérieur à 1.1 bar entre l'aspiration et le refoulement.

L'évaluation de l'énergie dissipée dans le Monovar a été menée au premier chapitre, en traitant les mesures de pression et de débit relevés pendant deux années collectés sur un registre. Le traitement de ces données nous a permis de choisir la turbine Banki-Mitchell parmi autant d'autres présentées dans la revue bibliographique concernant les turbines hydrauliques.

Pour le bon fonctionnement, quatre petites turbines ont été prévues, et le nombre de turbines en marche est sélectionné en fonction de débit disponible.

Les caractéristiques de la turbine calculées et présentées au chapitre 3 sont résumées ci-après :

Puissance hydraulique	529,74 kw
Vitesse spécifique	68,5
Vitesse de rotation	428,5 tr/min
Nombre de pôles	14
Diamètre de la roue extérieur	660 mm
Épaisseur du jet	112 mm
Épaisseur de la lame	8,6 mm
Largeur de la roue	280 mm
Rayon de la roue extérieur	330 mm

Conclusion générale

Rayon de la roue intérieur	220 mm
Rayon de l'arc en forme de lame	105,6 mm
Rayon du cercle du pas central	244 mm
Diamètre de la roue intérieur	440 mm
Diamètre de la conduite forcée	450 mm
Diamètre de l'arbre	160 mm
Nombre de lames	27
Pas des lames	56,7 mm
Rendement de la turbine	80%

En perspective, il est souhaitable de compléter cette étude par une étude de l'ouvrage génie civil permettant de recevoir ces turbines et également par l'étude du système de protection des turbines et des conduites d'aspiration du phénomène très nuisible qui est le coup de bélier.

Partie bibliographique

Liste bibliographique

[1] www.seaal.dz.

[2] Analyse fonctionnelle, SIEMENS, station de pompage barrage Taksebt.

[3] Manuels de maintenance Vanne de régulation – SAPAG.

[4] Petites centrales hydrauliques Turbines hydrauliques Journées de formation pour ingénieurs, Programme d'action PACER – Energies renouvelables Office fédéral des questions conjoncturelles.

[5] Petite hydroélectricité : guide technique pour la réalisation de projet, ESHA 2005.

[6] <http://blog.formatis.pro/turbines-vlh>.

[7] Société hydraulique d'étude et de missions d'assistance (SHEMA), dimensionnement des turbines, lycée chevrollier, mars 2010.

[8] Turbomachines 1 A Fluide incompressible, Département de Génie mécanique Université des sciences et de la technologie d'oran, BENTATA O.

[9] C. Ferlat, « Le stockage hydraulique gravitaire et la production hydroélectrique sur les pentes réunionnaises – Etude du stockage de l'énergie photovoltaïque ». www.islandnews.org, 2009.

[10] Hitoshi Yamamoto. 1983. "Cross-Flow Hydraulic Turbine and their Power Generating Systems", Series.68. Japan.

[11] International Journal of Scientific and Research Publications,ISSN 2250-3153,Volume 8, Issue 8, August 2018,Design of Cross Flow Turbine and Analysis of Runner's Dimensions on Various Head and Flow Rate.

[12] Mockmore.C.A. & Merry field. F. 1949. "The Banki Water Turbine", Bulletin series. No.25, Oregon state college, Corvallis, USA.

Liste bibliographique

[13]<https://perspective.usherbrooke.ca/bilan/servlet/BMTendanceStatPays?langue=fr&codePays=DZA&codeStat=EG.USE.ELEC.KH.PC&codeTheme=6>.

Résumé

Le présent ouvrage consiste à récupérer l'énergie dissipée dans le système brise charge Monovar de la station Taksebt par l'implantation des petites turbines hydrauliques. En basant sur les données récupérées sur les lieux 4 turbines Banki-Mitchell ont été choisies et dimensionnées. Le nombre de foyers alimentés par cette énergie récupérée est aussi déterminé.

Abstract

This work consists of recovering the energy dissipated in the Monovar load breaker system at Taksebt station by the installation of small hydraulic turbines. Based on the data retrieved from the site, 4 Banki-Mitchell turbines were chosen and sized. The number of homes supplied by this recovered energy is also determined.