

Ecole Nationale Polytechnique



Département : Génie mécanique

Algérienne Des Eaux

Mémoire de projet de fin d'études

**Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en génie
mécanique**

**Conception et dimensionnement d'une installation de
turbinage en vue de récupérer l'énergie résiduelle de l'eau à l'arrivée de la
station de traitement de Qudiet Acerdun.**

Réalisé par :

BELADIS Toufik

Présenté et soutenu publiquement le 13/09/2020

Devant le jury :

Président	B.BENKOUSSAS	Professeur	ENP
Encadreur	H.BENNOUR	MAA	ENP
Co-encadreur	A.IGUERCHA	Doctorante	UMBB
Examineur	M.BENBRAIKA	MAA	ENP

Ecole Nationale Polytechnique



Département : Génie mécanique

Algérienne Des Eaux

Mémoire de projet de fin d'études

**Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en génie
mécanique**

**Conception et dimensionnement d'une installation de
turbinage en vue de récupérer l'énergie résiduelle de l'eau à l'arrivée de la
station de traitement de Qudiet Acerdun.**

Réalisé par :

BELADIS Toufik

Présenté et soutenu publiquement le 13/09/2020

Devant le jury :

Président	B.BENKOUSSAS	Professeur	ENP
Encadreur	H.BENNOUR	MAA	ENP
Co-encadreur	A.IGUERCHA	Doctorante	UMBB
Examineur	M.BENBRAIKA	MAA	ENP

DEDICACE

Je dédie ce modeste travail :

A mes très chers parents,

A mon cher frère,

A mes chères sœurs,

A toute ma famille,

A tous les professeurs que j'ai eus tout au long de mes années de scolarité,

A tous mes amis.

REMERCIEMENTS

*Mes plus grands remerciements sont destinés à **DIEU** tout puissant, de m'avoir donné la force, le courage, la patience et la volonté de parcourir le chemin de mes études.*

*Je remercie chaleureusement mon promoteur **M H. BENNOUR**, enseignant à l'Ecole Nationale Polytechnique, pour sa patience et sa disponibilité durant toute la période d'élaboration de ce PFE, malgré le confinement et les conditions difficiles de travail.*

*Par la même occasion, je voudrais remercier ma co-promotrice **Mme A. IGUERCHA** pour ses conseils et explications et du fait qu'elle m'ait mis en contact avec les techniciens de la station afin de me permettre d'accéder aux données qui me sont nécessaires pour mener à bien ce PFE.*

*Je tiens à remercier **M B. FARHAT**, ingénieur de traitement à la station de Qudiet Acerdun, qui m'a aidé beaucoup et m'a fourni les données dont j'avais besoin.*

*Ma gratitude va aussi à Monsieur **BOUZID BENKOUSSAS**, Professeur à l'Ecole Nationale Polytechnique, d'avoir accepté de présider le jury.*

*Je tiens également à remercier Monsieur **MOHAMED BENBRAIKA** d'avoir accepté d'examiner mon travail.*

Je remercie enfin mes enseignants du département de génie mécanique de l'Ecole Nationale Polytechnique, responsables de ma formation, qui, avec constance et pédagogie, m'ont fourni les outils nécessaires à la réussite de mes études d'ingénieur en génie mécanique.

Que toute autre personne ayant contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail, trouve ici l'expression de ma profonde gratitude.

ملخص

هذه الدراسة تهدف إلى استعادة الطاقة المتبقية من المياه عند وصولها إلى محطة معالجة مياه الشرب في كوديت أسردون عن طريق العنفات ، بدلاً من الاستمرار في تبديدها كما هو الحال حالياً عن طريق صمامات امتصاص الضغط.

لذلك سيتم إجراء دراسة تحليلية لإمكانية تجسيد المشروع ودراسة تقييمية للإمكانات الكهرومائية المتوفرة قصد اقتراح الخيارات المختلفة لتجهيز معدات محطة إنتاج الطاقة الكهربائية و اختيار العنفات المناسبة لها و حساب أبعادها و تقييم الحلول المقترحة و مقارنتها فيما بينها.

المسافة التي تفصل قناتي المحطة تقدر ب 60 متر و بينهما القطاع الإداري ، لذلك نرى الخيار الذي يستعمل عنفة واحدة من نوع فرنسيس لكل قناة هو الأفضل والذي يقدم أكبر ربح من حيث : الأداء الطاقوي ، الإستغلال و الإستثمار.

الكلمات الدالة : صمام امتصاص الضغط، الإمكانية، القدرة الكهرومائية، عنفة مائية، إسترجاع الطاقة.

Abstract

The purpose of this study is to recover the residual energy from the water as it enters the Qudiet Acerdun drinking water treatment plant through turbinning, instead of continuing to dissipate it as is currently done with breaker valves. An analysis of the technical feasibility of the project and an assessment of the available hydroelectric potential were completed before proposing different options for the installation of the turbine equipment, selecting the appropriate turbines, sizing them, and evaluating and comparing the proposed solutions. As the two channels of the station are 60 m apart and separated by the administrative block, an option consisting of treating the two channels independently by equipping each with a Francis turbine seemed to us to represent the best compromise, the one that will allow the most important gain to be made in terms of energy performance, operation and investment.

Key words : Load-breaker, Feasibility, Hydroelectric potential, hydraulic turbine, energy recovery.

Résumé

Cette étude vise à récupérer l'énergie résiduelle de l'eau à son arrivée dans la station de traitement d'eau potable de Qudiet Acerdun par turbinage, au lieu de continuer à la dissiper comme on le fait actuellement au moyen de robinets brises-charge. Une analyse de la faisabilité technique du projet et une évaluation du potentiel hydroélectrique disponible ont été accomplies, avant de proposer différentes options pour l'installation des équipements de turbinage, de choisir les turbines adaptées, de procéder à leur dimensionnement et d'évaluer les solutions proposées puis de les comparer. Les deux filières de la station étant distantes de 60 m et séparées par le bloc administratif, une option consistant à traiter indépendamment les deux filières en les dotant chacune d'une turbine Francis nous a semblé représenter le meilleur compromis, celui qui permettra de réaliser le gain le plus important sur le triple plan de la performance énergétique, de l'exploitation et de l'investissement.

Mots clés : Brise-charge, faisabilité, Potentiel hydroélectrique, turbine hydraulique, récupération d'énergie.

TABLE DES MATIERES

LISTE DES TABLEAUX

LISTE DES FIGURES

NOMENCLATURE

Introduction Générale.....	13
Chapitre 1 : Présentation générale du projet.....	15
Introduction	16
1.1 L'Algérienne Des Eaux	16
1.1.1 Missions de l'ADE	16
1.1.2 Organisation de l'ADE.....	16
1.1.3 Alimentation en eau potable.....	17
1.2 Réseau de transfert de Qudiet Acerdun	17
1.2.1 Circuit d'eau.....	17
1.3 Barrage de Qudiet Acerdun.....	18
1.3.1 Caractéristique du barrage.....	19
1.3.2 Arrangement des conduites dans le barrage	19
1.3.3 Débits et conditions de charge.....	20
1.3.4 Caractéristiques hydrauliques du système.....	21
1.4 Station de traitement d'eau potable de Qudiet Acerdun.....	22
1.4.1 Présentation de la station	22
1.4.2 Capacités de la station	22
1.4.3 Evaluation de la qualité d'eau brute	23
1.4.4 Chaîne de traitement d'eau brute.....	23
1.4.5 Traitements complémentaires éventuels.....	25
1.4.6 Commande de la station de traitement	25
1.4.7 Constitution de la station	25
Conclusion.....	26
Chapitre 2 : Les systèmes de brise-charge et de contrôle de pression	27
Introduction	28
2.1 Technologies et modes de gestion de la pression dans les réseaux d'AEP	28
2.2 Contrôle de pression par système physique.....	29
2.2.1 Le Réducteur et le régulateur de pression	29
2.2.2 Diaphragme, orifices de restriction (Fig.2.3)	30
2.2.3 Porte-Orifice à Bride (Fig.2.4)	31
2.3 Contrôle de pression par système mécanique automatisé	32
2.3.1 Régulateur de pression (Fig.2.5)	32
2.4 Les brises-charge.....	34
2.4.1 Principe de fonctionnement d'un brise-charge (Figs 2.8 et 2.9).....	34

2.4.2 Ses applications	35
2.4.3 Ses avantages.....	35
2.5 Obturateur à disque sous capot (Fig. 2.10).....	35
2.5.1 Description	35
2.5.2 Principe de fonctionnement.....	36
2.6 Obturateur à disque noyé (Fig. 2.11).....	36
2.6.1 Description	36
2.7 Critères de sélection de l'obturateur.....	37
2.7.1 Obturateur sous capot.....	37
2.7.2 Obturateur noyé.....	37
2.7.3 Choix entre les deux obturateurs	37
2.8 Bassin de dissipation	38
2.9 Robinet à disque auto-centreur.....	39
2.9.1 Ses avantages.....	39
2.9.2 Utilisation du robinet à disque motorisé.....	40
2.10 Ouvrage brise charge de la station de traitement de Qudiet Acerdun	40
2.10.1 Condition de service du robinet.....	41
2.10.2 Caractéristiques principales du robinet	42
2.10.3 Contrôle du robinet brise-charge (Fig. 2.17)	42
2.10.4 Les tests de débit pour l'ouverture des deux robinets	43
Conclusion.....	44
Chapitre 3 : Étude de faisabilité du projet et évaluation du potentiel hydroélectrique du site ...	45
Introduction	46
3.1 Faisabilité technique.....	46
3.2 Estimation de la rentabilité.....	46
3.3 Evaluation du potentiel hydroélectrique de la station	47
3.3.1 Evaluation du débit.....	47
3.3.2 Evaluation de la hauteur effective et de la puissance hydroélectrique:	48
3.4 Evaluation de l'espace disponible pour l'emplacement des turbines	50
3.5 Présentation des différentes options possibles pour la centrale hydroélectrique.....	52
3.5.1 Option 1	52
3.5.2 Option 2.....	53
3.5.3 Option 3.....	59
3.6 Calcul des pertes de charge	62
3.6.1 Rappel des formules utilisées dans le calcul des pertes de charge	62
3.6.2 Résumé des résultats des calculs des pertes de charges	64
Conclusion.....	64
Chapitre 4 : Dimensionnement sommaire des éléments principaux des turbines et choix des équipements électromécaniques	65
Introduction	66

4.1 Dimensionnement des roues (cas des turbines Francis)	66
4.1.1 Choix de la forme de roue	66
4.1.2 Choix du nombre d'aubes.....	69
4.1.3 Détermination de la hauteur des aubes directrices	69
4.2 Calcul de la hauteur théorique.....	71
4.3 Calcul de la puissance et de l'énergie annuelle produite.....	72
4.4 Dimensionnement des éléments fixes des turbines	73
4.4.1 Dimensionnement des volutes	73
4.4.2 Dimensionnement de l'aspirateur.....	76
4.5 Détermination de la hauteur d'aspiration H_s	78
4.6 Dimensionnement de la roue de la turbine Crossflow (option 3).....	79
4.6.1 Calcul du diamètre et de la largeur de la roue	79
4.6.2 Triangles des vitesses dans une turbine Crossflow	81
4.6.3 Géométrie et position d'une aube du rotor	81
4.6.4 Calcul de la vitesse d'emballement	82
4.6.5 Choix de l'alternateur.....	83
4.7 Comparaison technico-économique entre les trois options proposées	84
4.7.1 Investissement	84
4.7.2 Performance énergétique	84
4.7.3 Maintenabilité.....	85
4.7.4 Fiabilité et niveau de secours	85
4.7.5 Travaux de génie civil	85
4.7.6 Coûts d'exploitation	85
4.7.7 Élimination de deux options.....	85
Conclusion.....	86
Chapitre 5 : Analyse des performances des turbines étudiées	87
Introduction	88
5.1 Variation de la puissance disponible	88
5.1.1 Variation en fonction du débit Q	88
5.1.2 Variation en fonction de la hauteur H_{nette}	88
5.2 Puissance installée.....	90
5.2.1 Cas de la turbine Francis (option 2)	90
5.2.2 Cas de la turbine Crossflow (option 3).....	92
5.3 Calcul de l'énergie produite en fonction des mois	93
5.3.1 Cas de l'option 2 (turbine Francis).....	93
5.3.2 Cas de l'option 3 (turbine Crossflow)	94
Conclusion.....	95
Conclusion Générale	96
BIBLIOGRAPHIE	98

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1. 1 : Les zones gérées par des SPA	16
Tableau 1. 2 : Fréquence de distribution d'eau potable des quartiers en Algérie	17
Tableau 1. 3 : Consistance des réseaux de transfert d'eau potable	17
Tableau 1. 4 : Les infrastructures hydrauliques gérées par l'ADE	17
Tableau 1. 5 : Débits et conditions de charge pour différents niveaux d'eau dans la retenue de Qudiet Acerdun[1].....	20
Tableau 1. 6 : Débits maxima destinés à l'irrigation en situation de by-pass entre les conduites AEP et irrigation.....	21
Tableau 1. 7 : Capacité globale de la station de traitement [2]	22
Tableau 1. 8 : Evaluation de la boue dans l'eau brute pour une seule filière.....	23
Tableau 2. 1 : Champs d'utilisation des régulateurs de pression [32]	29
Tableau 2. 2 : Test de débit pour l'ouverture des robinets.....	44
Tableau 3. 1 : Volumes mensuels d'eau brute reçus par la station de janvier 2019 à mai 2020	47
Tableau 3. 2 : Débits d'eau brute mensuels moyens couvrant la période de janvier 2019 à mai 2020	47
Tableau 3. 3 : Variation de la côte au niveau du barrage entre 2017 et 2020	48
Tableau 3. 4 : Côte moyenne pour chaque mois	49
Tableau 3. 5 : Coefficients de pertes de charges dans le cas d'un Té.....	63
Tableau 3. 6 : Résultats des calculs des pertes de charge dans l'ouvrage reliant la conduite principale aux turbines	64
Tableau 4. 1 : Vitesse spécifique et Vitesse de rotation des turbines	67
Tableau 4. 2 : Récapitulatif des résultats	68
Tableau 4. 3 : Tableau récapitulatif des diamètres de la roue Francis pour les trois options considérées	69
Tableau 4. 4 : tableau récapitulatif des différents paramètres calculés précédemment	71
Tableau 4. 5 : Hauteur théorique et rendement hydraulique pour les trois options considérées	71
Tableau 4. 6 : Rendement des alternateurs suivant la puissance nominale	72
Tableau 4. 7 : Rendements des différents équipements pour chacune des trois options	72
Tableau 4. 8 : Puissances théoriques et énergies annuelles produites	72
Tableau 4. 9 : Valeurs du rayon du cercle tangent aux sections droites de la volute	75
Tableau 4. 10 : valeurs des différents diamètres de la volute en chaque position présentée précédemment	76
Tableau 4. 11 : Dimensions de l'aspirateur pour les différentes options	77
Tableau 4. 12 : Hauteur d'aspiration maximale pour chaque option.....	79
Tableau 4. 13 : Récapitulatif des différents paramètres de la turbine Cross-flow	83
Tableau 5. 1 : Variation de la puissance moyenne mensuelle disponible pour une turbine de l'option2 (Année 2019)	89
Tableau 5. 2 : Puissance installée en fonction des fluctuations de débit et de hauteur nette pour chaque mois (turbine Francis option 2).....	91
Tableau 5. 3 : Puissances mensuelles installées en fonction des fluctuations de débit et de hauteur nette pour l'année 2019 (cas de la turbine Cross-flow)	92
Tableau 5. 4 : Energies mensuelles produites par les deux turbines Francis de l'option 2 (Année 2019).....	93
Tableau 5. 5 : Energies mensuelles produites par les quatre turbines Cross-flow de l'option 3 (Année 2019)	94
Tableau 5. 6 : Energie annuelle produite dans le cas des deux options considérées (Année 2019).....	95

LISTE DES FIGURES

Fig1. 1 : Schéma illustrant le réseau de transfert de Qudiet Acerdun (Lot 1) [1]	18
Fig1. 2 : Photo satellite du barrage de Qudiet Acerdun	18
Fig1. 3 : Photo réelle du barrage de Qudiet Acerdun	19
Fig 1. 4 : Barrage de Qudiet Acerdun (Bouira)	19
Fig 1. 5 : Photo satellite de la station de traitement de Qudiet Acerdun.....	22
Fig 1. 6 : Principe de clarification par Densadeg.....	24
Fig 2. 1 : Vanne de régulation de pression munie d'un dispositif de by-pass et d'un débitmètre [32] .	28
Fig 2. 2 : Réducteur de pression [35].....	30
Fig 2. 3 : Plaque à orifice.....	31
Fig 2. 4 : Porte orifices à bride	31
Fig 2. 5 : Vanne régulateur de pression aval.....	32
Fig 2. 6 : Les éléments de la vanne principale à membrane	33
Fig 2. 7 : Schéma de fonctionnement de la vanne de régulation	33
Fig 2. 8 : Brise charge avec jet débouchant à l'air libre [34]	34
Fig 2. 9 : Brise charge avec contre poids liquide [34]	34
Fig 2. 10 : Obturateur à disque sous capot [6].....	36
Fig 2. 11 : Obturateur à disque noyé [6]	37
Fig 2. 12 : Deux robinets à disque auto-centreur avec vanne de régulation motorisée [5]	40
Fig 2. 13 : Schéma du réseau reliant le barrage à la chambre d'arrivée de la station de traitement	40
Fig 2. 14 : Les deux robinets brise-charge de la filière 1	41
Fig 2. 15 : Robinet à disque auto-centreur sous capot de la station de traitement de Qudiet Acerdun.	41
Fig 2. 16 : Plan 2D du robinet à disque auto-centreur ROBCA avec les cotations et les principaux éléments [7]	42
Fig 2. 17 : Système de régulation et contrôle du robinet [6].....	43
Fig 2. 18 : Conduite d'alimentation du brise-charge avec un manomètre de pression.....	43
Fig 2. 19 : Mesure de la pression en amont du brise charge	44
Fig 3. 1 : Profil de la pression résiduelle à l'entrée de la station en fonction du niveau d'eau du barrage	49
Fig 3. 2 : Ouvrages d'entrée de la station en vue de dessus	50
Fig 3. 3 : Endroits possibles pour l'emplacement d'une centrale hydroélectrique pour le turbinage de l'eau destinée à la filière de traitement N°1.	51
Fig 3. 4 : Chambre d'entrée avec la conduite d'alimentation d'un brise-charge vue en profil.....	51
Fig 3. 5 : Chambre d'entrée avec conduites d'alimentation des brises-charge en vue de face.....	52
Fig 3. 6 : Sélection du type de turbine pour l'option 1 [21]	52
Fig 3. 7 : Schéma représentant la disposition de la centrale et des ouvrages supplémentaires nécessaires à la réalisation de l'option 1.	53
Fig 3. 8 : Schéma montrant le réservoir tampon et les conduites qui le relie aux deux réservoirs d'entrée de la station de traitement	53
Fig 3. 9 : Pré-sélection du type de turbine pour l'option 2	54
Fig 3. 10 : Sélection du type de turbine pour l'option 2	55
Fig 3. 11 : Schéma de raccordement au collecteur d'eau brute de la turbine de l'option2-variante1 ...	55
Fig 3. 12 : Disposition verticale de la turbine (option2-variante1) et son raccordement au réservoir à travers la paroi (Vue de face).....	56
Fig 3. 13 : Détail du raccordement de la turbine au collecteur de la conduite d'arrivée d'eau brute (option2-variante1)	56
Fig 3. 14 : Disposition horizontale de l'axe de la turbine de l'option2-variante1 (Vue de face).....	57
Fig 3. 15 : Option2-Varante2, disposition verticale (vue arrière) (variante 2).....	57
Fig 3. 16 : Schéma de raccordement au collecteur d'eau brute de la turbine de l'option2-variante2 ...	57
Fig 3. 17 : Détail du raccordement de la turbine au collecteur de la conduite d'arrivée d'eau brute (option2-variante2) (Vue de profil)	58

Fig 3. 18 : Espace disponible pour l'emplacement de l'aspirateur dans le cas d'une turbine à axe horizontal.....	58
Fig 3. 19 : Sélection du type de turbine pour l'option 2	59
Fig 3. 20 : La turbine Crossflow (Banki-Michelle) [18]	60
Fig 3. 21 : Vue en perspective de la turbine Cross-flow	60
Fig 3. 22 : Turbine Cross-flow sans aspirateur [18]	61
Fig 3. 23 : Turbine Cross-flow (option 3)	61
Fig 3. 24 : Vue de dessus de l'option 3	61
Fig 3. 25 : Té dans une conduite	63
Fig 3. 26 : Coude arrondi dans une conduite	63

Fig 4. 1 : Abaque et corrélation permettant d'estimer la vitesse spécifique d'une turbine si on connaît la hauteur nette [30].....	67
Fig 4. 2 : Abaque permettant le choix adapté de la forme de la roue de la turbine Francis en fonction de la hauteur nette et de la vitesse spécifique [24]	68
Fig 4. 3 : Schéma de la roue Francis avec les diamètres caractéristiques [17]	68
Fig 4. 4 : Schéma de la roue Francis montrant l'entrée 1 et la sortie 2 de la roue, la hauteur des aubes directrices B et la hauteur d'aspiration H	70
Fig 4. 5 : Triangle des vitesses à l'entrée de la roue Francis	71
Fig 4. 6 : Section droite d'une volute circulaire	74
Fig 4. 7 : Position de fermeture et d'ouverture maximale des aubes directrices du distributeur	75
Fig 4. 8 : Différentes sections de la volute situées à 45° les unes des autres et dont les rayons sont donnés au tableau (4.10).....	76
Fig 4. 9 : Paramètres géométriques de l'aspirateur [29]	77
Fig 4. 10 : Variation du rendement en fonction du nombre d'aubes et du rapport des diamètres [16] .	80
Fig 4. 11 : Triangles des vitesses dans une turbine Cross-flow [9].....	81
Fig 4. 12 : Géométrie et position d'une aube [9]	82

Fig 5. 1 : Variation de la puissance disponible en fonction du débit.....	88
Fig 5. 2 Variation de la puissance disponible en fonction de la hauteur nette	89
Fig 5. 3 : Variation de la puissance moyenne mensuelle disponible pour l'année 2019	90
Fig 5. 4 : Variation du rendement théorique de turbines en fonction du débit turbiné [16].....	90
Fig 5. 5 : Variation du rendement de la turbine Francis en fonction du débit turbiné	91
Fig 5. 6 : Variation du rendement de la turbine Cross-flow en fonction du débit turbiné	92
Fig 5. 7 : Diagramme de la variation de l'énergie produite par les 2 turbines Francis de l'option 2 au cours des différents mois de l'année 2019	93
Fig 5. 8 : Diagramme de la variation de l'énergie produite par les 4 turbines Cross-flow de l'option 3 au cours des différents mois de l'année 2019.....	94

NOMENCLATURE

Symboles

A	Dimension	<i>m</i>
a	Distance	<i>m</i>
B	Hauteur des aubes directrices, Dimension, Largeur de la roue	<i>m</i>
b	Distance	<i>m</i>
c	Distance	<i>m</i>
D	Diamètre, Dimension	<i>m</i>
d	Diamètre	<i>m</i>
E	Energie	<i>kWh</i>
f	Fréquence	<i>Hz</i>
G	Dimension	<i>m</i>
g	Constante de gravité	<i>m/s²</i>
H	Hauteur	<i>m</i>
h	Perte de charge	<i>m</i>
k	Coefficient de perte charge, rugosité	<i>-, mm</i>
L	Longueur	<i>m</i>
N	Vitesse de rotation	<i>tr/min</i>
n	Vitesse de rotation	<i>tr/s</i>
P	Pression	<i>Pa</i>
p	Nombre de paires de pôles	<i>-</i>
Q	Débit	<i>m³/s</i>
R	Rayon	<i>m</i>
r	Rayon, Distance	<i>m</i>
S	Section	<i>m²</i>
U	Vitesse Périphérique	<i>m/s</i>
V	Vitesse	<i>m/s</i>
W	Vitesse relative	<i>m/s</i>
Z	Nombre de dents	<i>-</i>
P	Puissance	<i>kW</i>
α, β, γ	Angle	<i>°</i>
δ	Coefficient qui prend en considération l'épaisseur des aubes, angle d'injection	<i>-, °</i>
η	Rendement	<i>%</i>
ξ	Facteur d'efficacité	<i>%</i>

ρ	Masse volumique de l'eau	kg/m^3
μ	Viscosité dynamique de l'eau	kg/ms
ν	Viscosité cinématique de l'eau	m^2/s
σ	Coefficient de cavitation (coefficient de Thoma)	-
φ	Coefficient de vitesse	-
ϕ	Diamètre	m
ω	Vitesse de rotation	rad/s
Γ	Circulation	m^2/s
NGA	Nivellement Général de l'Algérie	-
VRD	Voirie et Réseau Divers	-

Indices

AEP	Alimentation en eau potable
a	entrée turbine Francis
al	Alternateur
aux	auxiliaire
c	Sortie turbine Francis
d	Diffuseur, dimensionnement
e	Extérieure, effective
emb	Emballement
h	Hydraulique
i	Intérieur
L	Linéaire
m	Mécanique
M	Moyenne
n	nette
QE	Spécifique en fonction de débit
r	Roue
s	Spécifique, aspiration, singulière
th	Théorique
tot	Total
tr	Transformateur
u	Périphérique

Introduction Générale

Introduction Générale

Le monde actuel connaît une hausse constante de la démographie et par conséquent une forte croissance de la consommation énergétique qui risquerait d'entraîner, d'ici quelques décennies, des conséquences irréversibles qui pourraient occasionner de considérables coûts sociaux, écologiques et économiques.

Les solutions classiques pour faire face à cette croissance galopante de la consommation d'énergie dans le monde, telles que les centrales thermiques, qui considèrent exclusivement la sécurité de l'approvisionnement, ont plutôt tendance à aggraver ce risque, car elles ne contribuent que partiellement aux conditions cadre d'un développement durable. Les nouvelles tendances visent, au minimum le double objectif, de résoudre simultanément les difficultés locales d'approvisionnement et de protection de l'environnement, autrement dit les énergies renouvelables. Ceci ne sera possible qu'en développant des systèmes énergétiques performants et durables.

Les débits d'eau qui s'écoulent en permanence dans les conduites d'adduction par voie gravitaire en provenance des barrages et des réservoirs de stockage, sont considérés aujourd'hui comme une ressource énergétique très intéressante dans les domaines de la micro et de la mini-génération d'électricité. Energie renouvelable et parfaitement propre, elle possède l'avantage de ne pas être intermittente comme les énergies solaire et éolienne, tout en étant créditée de coûts d'installation plus modestes.

Les opportunités d'exploitation sont présentes à différents endroits dans les installations des services de l'eau, mais le potentiel le plus important se trouve à l'arrivée des conduites gravitaires aux stations de traitement. En effet, à son arrivée à la station, l'eau provenant du barrage sous la pression due à la gravité, doit être tranquillisée pour pouvoir procéder à son traitement dans les bassins de la station en vue de sa potabilisation. Pour ce faire, elle doit être ramenée à la pression atmosphérique en la débarrassant de toute son énergie hydraulique résiduelle qui, en général, est importante. Pour dissiper cette énergie, on a habituellement recours à des brises-charge, qui sont des dispositifs sur lesquels l'énergie cinétique de jets d'eau atmosphériques de grande vitesse est dissipée par choc. L'idée serait par conséquent de remplacer ces brises-charge qui ne servent qu'à dissiper l'énergie hydraulique résiduelle nuisible pour le procédé de traitement, par un équipement capable de récupérer cette énergie et la transformer en énergie électrique.

Le présent document est une synthèse d'un projet de fin d'études effectué au sein de l'Ecole Nationale Polytechnique, qui vise à évaluer le potentiel hydroélectrique de la station de production d'eau potable de Lakhdaria, puis à analyser les possibilités d'intégration d'un système de turbinage pour exploiter ce potentiel en récupérant l'énergie qu'il représente, système qui viendrait remplacer le système de brises-charge utilisé actuellement pour dissiper simplement l'énergie contenue dans l'eau, sans perturber le processus de traitement de cette eau en vue de sa potabilisation, qui se poursuit en aval.

Pour atteindre cet objectif, nous avons consacré un premier chapitre à la présentation générale du barrage de Qudiet Acerdun, de la station de traitement de Lakhdaria et de l'entreprise algérienne des eaux. Une description détaillée des systèmes utilisés pour le contrôle de la pression par dissipation de la charge fait l'objet d'un second chapitre. Pour remplacer les brises-charge par un système de turbinage, il faut veiller à ce que ce dernier assume entièrement le rôle joué par les brises-charge en plus de nous permettre de récupérer de l'énergie. D'où la nécessité d'une bonne connaissance de ces dispositifs. Dans un troisième chapitre, nous évaluons le potentiel hydroélectrique disponible au niveau de la station, avant d'étudier les différentes options de turbinage envisageables compte tenu des conditions du site et d'effectuer les choix des turbines adaptées pour ces options. Les éléments principaux des turbines sélectionnées seront dimensionnés dans un quatrième chapitre, où on procèdera également à l'évaluation de la puissance et de l'énergie annuelle produite sur la base d'un débit maximum et d'une hauteur de chute nette moyenne. Les critères les plus pertinents pour une analyse comparative entre les différentes options proposées seront exposés et l'option la plus adaptée sera retenue. Un chapitre 5 sera consacré à l'analyse des performances des turbines en fonction des fluctuations saisonnières du débit et de la hauteur nette.

Chapitre 1 : Présentation générale du projet

Chapitre 1 : Présentation générale du projet

Introduction

La purification de l'eau s'est énormément développée durant le dernier siècle. La désinfection de l'eau potable a permis de diminuer le nombre de maladies provenant de l'eau. Les stations de traitement reçoivent de l'eau brute à partir des barrages, rivières, cours d'eau ou eau souterraine.

Dans la plupart des cas, l'eau arrive avec une certaine pression qui doit être éliminée afin de la tranquilliser de façon à pouvoir procéder à son traitement physico-chimique. Cette opération occasionne dans certains cas une perte d'énergie non négligeable, qu'il est envisageable de convertir utilement en électricité au lieu de la dissiper comme on le fait habituellement. Une telle solution sera proposée dans le cadre de cette étude pour le cas de la station de Qudiet Acerdun.

Ce premier chapitre sera consacré à la présentation du barrage qui alimente la station de traitement considérée, de cette dernière et de l'Entreprise Algérienne Des Eaux (ADE).

1.1 L'Algérienne Des Eaux

L'Algérienne Des Eaux (ADE) est un établissement public national à caractère industriel et commercial. Il a été créé le 21 avril 2001 et est placé sous la tutelle du Ministère des ressources en eau, son siège social est situé à Alger.

1.1.1 Missions de l'ADE

L'ADE est responsable de tout ce qui concerne l'exploitation et la production d'eau potable. Elle garantit sur l'ensemble du territoire national la mise en œuvre de la politique d'eau potable en prenant en charge les activités : gestion de production, transport, traitement, stockage, distribution et approvisionnement en eau potable et industrielle. Elle veille également au renouvellement et au développement des infrastructures connexes. Elle s'occupe de la normalisation et de la surveillance de la qualité de l'eau distribuée. Elle se charge aussi d'initier toute action visant l'économie de l'eau, notamment par l'amélioration de l'efficacité des réseaux de transfert et de distribution.

1.1.2 Organisation de l'ADE

L'ADE compte 15 zones et 44 unités, chaque zone gère deux à quatre unités. Il y a encore six autres unités qui sont gérées par des SPA [37].

Tableau 1. 1 : Les zones gérées par des SPA

Zone	SPA
Alger + Tipaza	SEAAL
Constantine	SEACO
Oran	SEOR

La société de l'Eau et de l'Assainissement d'Alger (SEAAL), créée grâce aux capitaux conjoints de l'Algérienne des Eaux et de l'Office National de l'Assainissement, et managée par le groupe français SUEZ, est chargée de la production, du transport, du traitement, du stockage et de l'alimentation en eau potable.

1.1.3 Alimentation en eau potable

Les trois tableaux ci-dessous présentent quelques données pertinentes concernant les structures et les réseaux d'eau potable en Algérie.

Tableau 1. 2 : Fréquence de distribution d'eau potable des quartiers en Algérie

Fréquence	Pourcentage (%)
H 24	22
quotidien	42
1 J/2	23
1 J/3 et plus	13

Tableau 1. 3 : Consistance des réseaux de transfert d'eau potable

Type de réseau	(km) linéaire
Adduction	18229
Distribution	37728

Tableau 1. 4 : Les infrastructures hydrauliques gérées par l'ADE

Infrastructures	Nombre
Forages	2808
Stations de traitement	76
Stations de pompage	1313
Stations de dessalement (monoblocs)	8
Réservoirs	5608 pour une capacité de 4.41 million m ³

1.2 Réseau de transfert de Qudiet Acerdun

1.2.1 Circuit d'eau

Le projet global du réseau de transfert de Qudiet Acerdun (Lots 1, 2 et 3) comprend un gros barrage, une station de traitement, onze stations de pompage et dix-huit grands réservoirs pour le stockage d'eau traitée, avec un réseau d'adduction principal long de 375 km et des réseaux annexes totalisant 114 km de longueur [38].

C'est un projet structurant majeur, destiné à l'alimentation en eau potable d'une population d'environ 1,5 million d'habitants dans les wilayas de Bouira, Tizi Ouzou, Msila, Alger et Médéa, ainsi qu'au renforcement de l'irrigation de la région de la Mitidja Est (Hamiz). Sa mise en service officielle a eu lieu le 16 janvier 2014.

Le barrage fournit un volume annuel d'environ 101 million de mètres cubes pour satisfaire les besoins en eau potable et un volume de 69 million de mètres cubes pour couvrir les besoins de l'irrigation sur une superficie totale de 19 000 hectares.

Le schéma de la figure 1.1 ci-après représente le circuit d'eau relatif au lot N°1, il part du barrage de Qudiet Acerdun pour aboutir aux différents endroits pour lesquels l'eau est destinée. Les longueurs des conduites ainsi que les débits moyens annuels véhiculés sont indiqués sur le schéma. On y trouve également les côtes des sites abritant le barrage ainsi que les différentes stations de pompage et de destination.

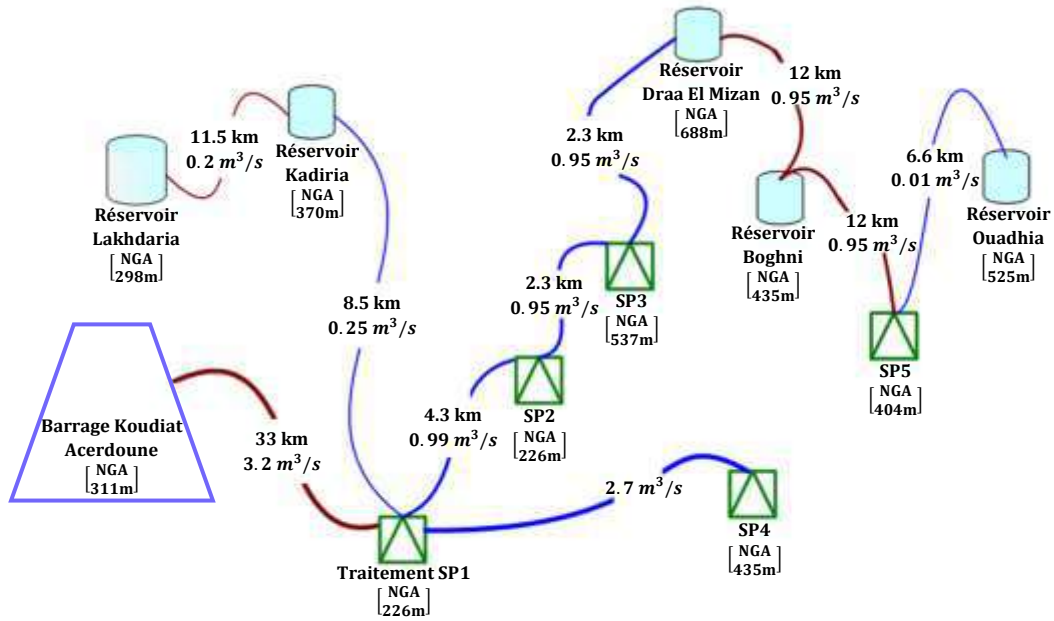


Fig1. 1 : Schéma illustrant le réseau de transfert de Qudiet Acerdun (Lot 1) [1]

Les débits d'eau dans chaque conduite changent en fonction de la demande en eau potable de chaque région, et donc le régime des stations de pompage varie et s'adapte selon le besoin. Ces variations de la demande en eau potable sont dues aux changements des saisons climatiques au cours de l'année et à la croissance démographique dans chaque région.

Notons que dans certaines parties, il est nécessaire de disposer d'une station de pompage pour faire circuler l'eau, tandis que dans d'autres l'eau s'écoule par voie gravitaire. Dans la partie qui relie le barrage à la station de traitement, l'eau s'écoule par gravité et, étant donné la hauteur importante qui sépare le barrage de la station de traitement, elle arrive dans cette dernière avec un excédent d'énergie qui ne permet pas de procéder directement au traitement de l'eau. Cette énergie est actuellement dissipée au moyen de brises-charge.

1.3 Barrage de Qudiet Acerdun

Le barrage de Qudiet Acerdun sur l'oued Isser est situé à une douzaine de km au sud de Lakhdaria, wilaya de Bouira, soit à environ 60 km à l'est d'Alger. Le barrage est localisé à l'exutoire d'un bassin versant d'une superficie de 2 790 km².



Fig1. 2 : Photo satellite du barrage de Qudiet Acerdun



Fig1. 3 : Photo réelle du barrage de Qudiet Acerdun

1.3.1 Caractéristique du barrage

Le barrage est en béton compacté au rouleau (BCR), il est appuyé sur une fondation rocheuse constituée de schistes marneux [38].

Il est considéré comme le deuxième plus grand barrage du pays, après celui de Beni Haroun. D'une hauteur de 121 mètres, démarré en pied sur une largeur de 134 mètres, le barrage arrive en crête avec une largeur de 8 mètres sur une longueur de 490 mètres. Il a une capacité totale de 640 millions de m³.

L'alimentation de la station de traitement dépend du niveau d'eau dans le barrage et de l'arrangement des conduites dans ce dernier.



Fig 1. 4 : Barrage de Qudiet Acerdun (Bouira)

1.3.2 Arrangement des conduites dans le barrage

Le barrage est muni de deux conduites reliées à différentes prises d'eau. La première possède un diamètre de 1000 mm et lui sont reliées les prises des niveaux 303, 290 et 275 mNGA. La deuxième, d'un diamètre de 1600 mm, est munie des prises 260 et 245 mNGA.

La conduite de diamètre 1600 mm a été prévue pour les besoins d'irrigation de la région et la conduite de diamètre 1000 mm, reliée aux prises supérieures, est destinée à l'alimentation en eau potable [1]. Il existe aussi une conduite de contournement entre les deux conduites précédentes, permettant l'utilisation des prises de niveaux inférieurs pour les besoins d'eau potable.

Le barrage alimente la station de traitement par voie gravitaire à travers une conduite de diamètre 1800 mm, le raccordement de cette dernière aux conduites de sortie du barrage se fait dans une chambre située à l'extérieur du barrage.

1.3.3 Débits et conditions de charge

Le débit maximum à soutirer du barrage à destination de la station de traitement pour le projet final (Lot 1, 2 et 3) devrait être de $4,8 \text{ m}^3/\text{s}$. Il sera véhiculé à l'aide d'une conduite unique de diamètre 1800 mm en fonte ductile.

Le débit maximal doit être assuré à la station de traitement lorsque le niveau d'eau dans le barrage sera de 260 mNGA et plus, la prise inférieure pourra être utilisée pour alimenter la station lorsque le barrage n'est pas encore plein.

Le tableau 1.5 suivant présente les conditions de charge à la chambre de sortie du barrage et la charge résiduelle qui devrait être brisée par les vannes sous capot (brises-charge) de la station de traitement. Pour évaluer cette charge résiduelle, la perte de charge dans la conduite a été calculée en adoptant un coefficient de Hazen-William de 135 [2].

Tableau 1. 5 : Débits et conditions de charge pour différents niveaux d'eau dans la retenue de Qudiet Acerdun[1]

Niveau d'eau dans le barrage (mNGA)	Q_{max} (m^3/s) Eau potable	Q_{max} (m^3/s) Irrigation	Côte piézométrique hydraulique résiduelle à la sortie du barrage (mNGA)	Pression résiduelle à l'ouvrage d'entrée (bar)
303	4.804	(1)	289.86	4.44
300	4.804	(1)	287.00	4.16
290	4.804	(1)	277.00	3.18
280	4.804	(1)	268.10	2.31
274	4.804	10.25	252.41	0.186
274	4.804	0	267.50	2.25
270	4.804	8.28	252.42	0.187
270	4.804	0	263.50	1.92
265	4.804	5.32	252.42	0.187
265	4.804	0	258.50	1.43
260	4.804	0	252.49	0.65
255	4.22	0	246.97	0.187
250	3.8	0	243.48	0.191
245	3.61	0	239.25	0.192

Explication et commentaires sur le tableau :

- Le tableau précédent montre les débits maximum destinés à la production d'eau potable et à l'irrigation réalisables pour différents niveaux du barrage.
- Il fournit aussi la charge résiduelle à la sortie du barrage en (mNGA) et éventuellement la charge à briser au niveau de l'ouvrage d'entrée de la station.
- Tant que le niveau d'eau dans le barrage reste au-dessus de 275 mNGA, les prises d'eau potable et d'irrigation seront indépendantes et la valeur maximale du débit sera dictée par la capacité de la retenue. Celle du débit destinée à l'irrigation doit être fixée par l'Agence Nationale des Barrages et Transferts (ANBT), c'est pourquoi elle n'est pas indiquée sur le tableau, à sa place on a mis la mention (1).

- Dès que le niveau d'eau du barrage descend sous la valeur de 275 mNGA, correspondant à la prise la plus basse de la conduite de 1000 mm, il faut utiliser le contournement sur la conduite de diamètre 1600 mm pour alimenter la station de traitement. En revanche, il est impératif que la pression immédiatement au départ du contournement demeure assez élevée pour permettre le soutirage du débit maximal de $4,8 \text{ m}^3/\text{s}$ entre les niveaux 274 et 260 mNGA (cette pression dépend de la quantité d'eau dédiée à l'irrigation).
- Pour les niveaux qui sont inférieurs à 275 mNGA, on évalue deux cas possibles. Dans le premier, le débit d'irrigation est à son maximum, dans le deuxième il est nul. Lorsque le niveau est inférieur à 260 mNGA, on ne peut pas maintenir la valeur du débit destiné à la station de traitement à son maximum (soit $4,8 \text{ m}^3/\text{s}$) et la conduite d'irrigation se ferme totalement.

Le tableau suivant présente les valeurs maximales du débit disponible pour les besoins d'irrigation alors que l'eau destinée à la station est puisée par les prises inférieures du barrage.

Le débit moyen de sortie du barrage est estimé à $6,53 \text{ m}^3/\text{s}$. Tout dépassement de ce débit (en consommation) amène une baisse du niveau de la retenue.

Tableau 1. 6 : Débits maxima destinés à l'irrigation en situation de by-pass entre les conduites AEP et irrigation

Niveau d'eau dans le barrage (mNGA)	Débit moyen disponible à l'irrigation pour la côte piézométrique au branchement du contournement (258,7 mNGA)
≥ 275	Le contournement est fermé et l'eau soutirée par les prises inférieures ne sert qu'à l'irrigation et n'affecte plus la prise pour AEP.
274	$10.25 \text{ m}^3/\text{s}$
270 à 273.9	$5.32 \text{ à } 8.28 \text{ m}^3/\text{s}$
≤ 265	$0 \text{ m}^3/\text{s}$

Ce tableau donne les valeurs maximales du débit autorisées pour l'irrigation, compte tenu du fait que la valeur maximale du débit destiné à la production d'eau potable doit être garantie en priorité. Mais il appartient au Ministère des Ressources en Eau de fixer les débits à utiliser pour l'irrigation, en tenant compte des capacités du barrage. Dès que le niveau du barrage remonte au-dessus de 275 mNGA, le contournement entre l'AEP et l'irrigation doit être fermé et il n'y aura plus de contraintes de débit pour l'irrigation, car les deux sont totalement indépendants.

1.3.4 Caractéristiques hydrauliques du système

Niveaux de prise d'eau au barrage :

Maximal : 319,64 mNGA, Minimal : 275 mNGA

Niveau minimum de la retenue : 263 mNGA

Diamètre de tuyauterie d'arrivée : 1800 mm.

1.4 Station de traitement d'eau potable de Qudiet Acerdun

1.4.1 Présentation de la station

La station de traitement des eaux de Qudiet Acerdun est rattachée administrativement à la commune de Djebahia, (wilaya de Bouira), elle est située à 17 km du barrage du même nom qui l'alimente en eau brute par le biais d'une conduite unique à écoulement gravitaire de 1800 mm de diamètre et d'environ 15.12 km de long [2]. On y fait subir à l'eau une série de traitement pour qu'elle devienne potable, et par suite, elle alimente en eau traitée la station de pompage SP1.



Fig 1. 5 : Photo satellite de la station de traitement de Qudiet Acerdun

La station de traitement est de type conventionnel et est constituée de deux filières identiques et indépendantes opérant en parallèle et dont la capacité totale est suffisante pour le projet global (Qudiet Acerdun, Lot 1, 2 et 3), chaque filière comprend un ensemble d'ouvrages qu'on décrira brièvement ci-après.

1.4.2 Capacités de la station

La conduite principale de diamètre 1800 mm qui achemine l'eau du barrage jusqu'à la station, alimente les deux filières de cette dernière en même temps. Cette conduite possède la capacité pour desservir le projet global avec un débit maximum de 17 300 m³/h , soit 4805.5 l/s.

Tableau 1. 7 : Capacité globale de la station de traitement [2]

Description	Débit d'eau brute (m ³ /h)	Débit d'eau traitée (m ³ /h)
Débit moyen journalier = \dot{V}_1	11 534	10 072
Débit moyen (sur une base de 20 heures de production) = \dot{V}_2	13 854	13 286
Débit maximum journalier (sur une base de 20 heures de production) = \dot{V}_{max}	17 300	16 608

Explication du tableau :

La première ligne du tableau ci-dessus présente la capacité de la station (filères 1 et 2) en termes de débit, sur la base de vingt (20) heures de production par jour (\dot{V}_1). La valeur du débit moyenné sur une journée de 24 heures, soit (\dot{V}_2) au tableau, sera donc obtenue comme suit :

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 * \frac{24}{20}$$

1.4.3 Evaluation de la qualité d'eau brute

La quantité de boue dans l'eau brute à son arrivée à la station doit être évaluée afin de prévoir des filtres adéquats, capables de protéger les équipements de la station, en particulier la station de turbinage par laquelle l'eau devrait transiter en premier avant tout traitement.

Tableau 1. 8 : Evaluation de la boue dans l'eau brute pour une seule filière

Quantité de boue dans l'eau brute	
Nominale (g/l)	Maximale (g/l)
0.417	4.167

1.4.4 Chaîne de traitement d'eau brute

Étant donné les caractéristiques physicochimiques de l'eau brute à la retenue de Qudiet Acerdun, le traitement nécessaire pour la production d'une eau potable comprend essentiellement les étapes suivantes [5]:

- Elimination des matières en suspension (floculation, décantation et filtration)
- Elimination des matières organiques (pré-chloration et traitement)
- Elimination du fer et du manganèse (aération et traitement)
- Désinfection (élimination des bactéries nocives par chloration)

Dans ce qui suit, nous allons décrire brièvement le processus de traitement.

A. Prise d'eau au barrage :

Une tour de prise permet le prélèvement, à divers niveaux en fonction des caractéristiques de l'eau brute (teneur en MES, en oxygène dissous, présence de substances chimiquement réduites comme le fer ou le manganèse, présence d'algues, etc.).

B. Pré-chloration :

L'eau brute est pré-chlorée à l'aspiration de l'ouvrage d'entrée au moyen de chlore gazeux injecté dans la conduite d'amenée d'eau à la station de traitement, de manière à bénéficier d'un temps de contact suffisant dans cette conduite. Le taux de dosage est déterminé en se basant sur les analyses d'eau brute de Oued Issers.

C. Aération :

Après avoir brisé sa charge résiduelle à l'arrivée de la station, l'eau brute est aérée en la laissant simplement s'écouler en cascade avant de la recueillir dans les bassins où elle doit subir le traitement chimique.

D. Coagulation, floculation :

Elles se font par adjonction de sulfate d'alumine avec dosage éventuel de soude et/ou de poly-électrolyte. L'injection des réactifs est faite au niveau des ouvrages de répartition de l'eau dans les décanteurs. Les compartiments de floculation sont jumelés aux décanteurs.

E. Décantation :

Les matières en suspension sont décantées dans des ouvrages à contact de boues, de type à recirculation de boues (Densadeg) (voir figure 1.6 ci-dessous).

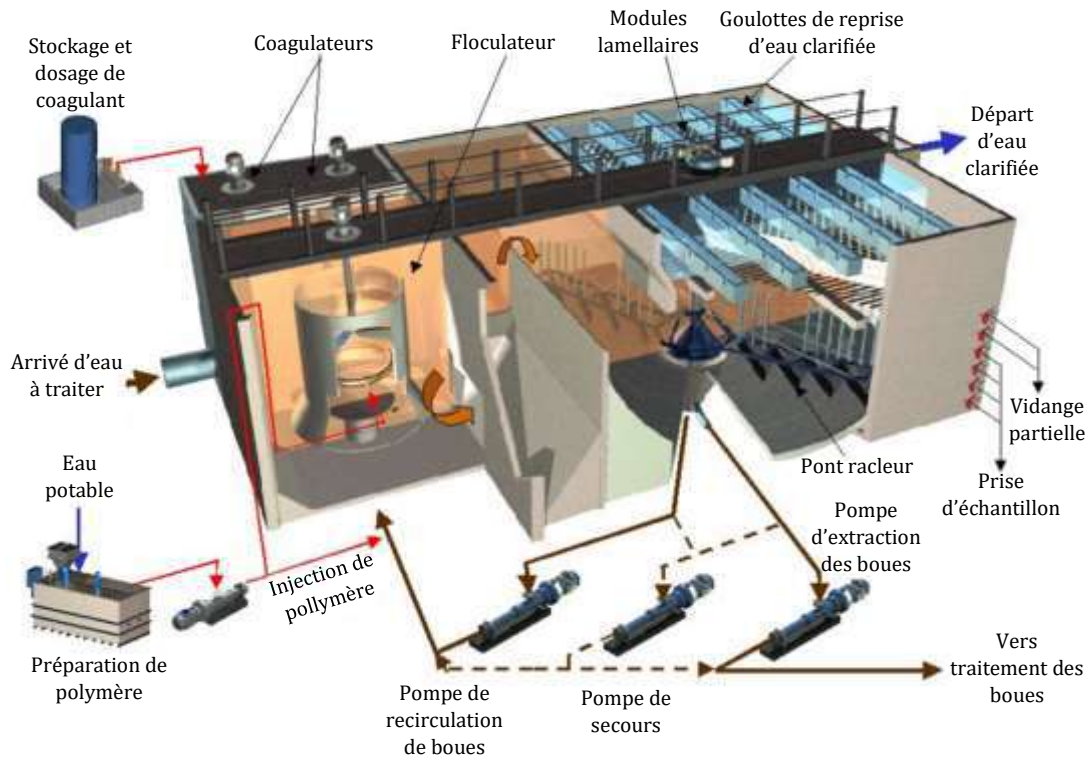


Fig 1. 6: Principe de clarification par Densadeg

F. Filtration :

Elle a lieu dans des ouvrages à lits de sable ouverts de type gravitaire, le processus est assez rapide.

G. Désinfection finale :

Les eaux filtrées sont désinfectées par adjonction de chlore gazeux dosé de manière à assurer un taux suffisant de chlore résiduel dans l'eau distribuée. On évite ainsi tout risque de recontamination.

1.4.5 Traitements complémentaires éventuels

H. Traitement pour l'amélioration des qualités organoleptiques de l'eau :

Ce traitement vise prévenir l'apparition de goûts ou d'odeurs désagréables dans l'eau traitée, suite à de possibles développements saisonniers d'organismes biologiques dans la retenue.

I. Ajustement du pH :

Il est probable que l'ajustement du pH soit nécessaire à certaines périodes de l'année pour prévenir l'entartrage des conduites. Cette opération peut s'effectuer par un dosage d'acide sulfurique.

J. Autre réactif :

L'utilisation de permanganate de potassium est prévue pour la précipitation du manganèse lorsque cela est requis et sera injecté après la cascade. Celui-ci peut également être utilisé pour le contrôle des charges organiques. Contrairement au chlore, il ne forme pas de sous-produits et ne crée pas de problèmes d'odeurs. Lorsque le permanganate est utilisé pour le contrôle des algues, celui-ci doit de préférence être injecté en amont du chlore (Élimination de la pré-chloration).

1.4.6 Commande de la station de traitement

La commande générale de la station de traitement est assurée depuis la salle de contrôle centrale située dans le bâtiment administratif.

La commande des procédés est assurée à partir des tableaux installés dans les salles électriques de chaque zone, les débits arrivant à la station de traitement depuis la retenue de Qudiet Acerdun sont contrôlés par des robinets à disque motorisés placés dans l'ouvrage d'entrée.

Les dosages de produits chimiques sont proportionnels au débit mesuré disponible par le débitmètre d'eau brute. Les variations de dosage en fonction de la qualité de l'eau s'effectuent manuellement à partir des postes de commande locaux à proximité des équipements.

1.4.7 Constitution de la station

La station de traitement de Qudiet Acerdun comprend les ouvrages suivants:

- Ouvrage d'entrée, incluant une chambre d'arrivée avec deux vannes brise-charge, une cascade d'aération, une chambre de mélange et une chambre de répartition d'eau brute
- Clarificateurs (4 unités)
- Filtres (8 unités)
- Réservoirs d'eau traitée (2 unités)
- Systèmes de préparation et d'injection des produits chimiques (permanganate de potassium, chlore gazeux, acide sulfurique, sulfate d'aluminium, charbon actif en poudre, chaux et poly-électrolyte)
- Bâtiment administratif et laboratoire
- Bâtiments des réactifs (2 unités)
- Bâtiment électrique
- Atelier et magasin
- Logements du personnel
- Poste de garde

La station de traitement inclut également un réseau complet de trop-pleins protégeant chacun des ouvrages contre les surcharges hydrauliques, un réseau d'alimentation en eau de service et incendie, un réseau d'égouts domestique, un réseau pluvial, un réseau de voirie et d'aménagement du site.

Dans ce qui suit, nous allons décrire brièvement l'ouvrage d'entrée qui représente la seule partie de la station qui sera touchée par le schéma de turbinage qui fait l'objet de notre étude.

Chambre de débitmètre :

À l'amont de l'ouvrage d'entrée, une chambre de débitmètre est installée permettant de mesurer le débit d'eau brute. Ceci permettra d'effectuer la régulation du dosage des réactifs.

Ouvrage d'entrée d'eau brute :

L'eau brute est amenée à la station de traitement par une canalisation de diamètre 1800 mm puis par deux canalisations de diamètre 1000 mm chacune déversant l'eau dans une chambre d'arrivée. Au-delà de cette chambre, l'eau suit une seule filière.

L'ouvrage d'entrée comprend une chambre d'arrivée, une cascade d'aération, une chambre de mélange et une chambre de répartition et l'injection de chlore se fait à l'amont du débitmètre de la canalisation d'amenée d'eau brute.

Chambre d'arrivée :

La chambre d'arrivée est équipée de deux robinets à disque auto-centreur, soit un par tuyauterie d'amenée d'eau brute. Les robinets à disque auto-centreur permettent de briser la charge de l'eau arrivant du barrage. Ils permettent également de contrôler le débit d'eau brute, qui dépend du nombre de pompes d'eau traitée en fonctionnement au niveau de la station de pompage.

Les autres équipements de l'ouvrage d'entrée ne présentent pas d'intérêt pour notre étude, il n'est donc pas important de les détailler.

Conclusion

Après avoir présenté la station et plus particulièrement son ouvrage d'entrée qui abrite les brises-charge, Nous allons dans le chapitre suivant décrire les systèmes de contrôle de pression et principalement les brises-charge qui sont utilisés actuellement au niveau de la station.

Chapitre 2 : Les systèmes de brise-charge et de contrôle de pression

Chapitre 2 : Les systèmes de brise-charge et contrôle de pression

Introduction

La pression dans les réseaux d'AEP est un paramètre très important à contrôler, soit dans les canalisations, dans le but de les protéger contre les surpressions élevées, ou dans le cas où on veut tranquilliser l'eau à la sortie d'une conduite et atténuer son énergie pour lui faire subir un traitement.

Le but de ce chapitre est de présenter les différents systèmes utilisés pour contrôler la pression au sein des réseaux d'AEP. Nous insisterons particulièrement sur le système de brises-charge, étant donné que c'est celui qui est utilisé au niveau de la station de traitement à laquelle nous nous intéressons ici.

2.1 Technologies et modes de gestion de la pression dans les réseaux d'AEP

Il existe différents types de systèmes de gestion de pression, mais ils ont tous en commun certains éléments fondamentaux.

Une vanne de régulation de pression (VRP), un capteur de pression et un débitmètre doivent être installés au point d'entrée de tout système de gestion de pression (voir figure 2.1).

Dans les systèmes de gestion de pression avancés, un automate programmable industriel (API) enregistre, traite et archive les mesures du capteur de pression, nécessaires pour le contrôle de la VRP.

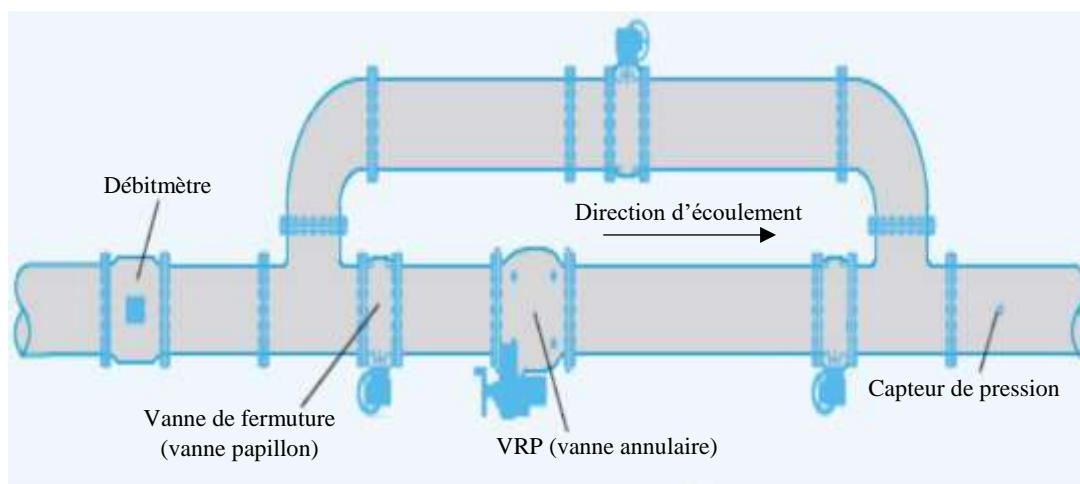


Fig 2. 1 : Vanne de régulation de pression munie d'un dispositif de by-pass et d'un débitmètre [32]

Il existe quatre modes fondamentaux de fonctionnement pour la VRP et de modulation de la pression du système :

- **Sortie fixe:** le système de contrôle de pression le plus basique est celui où la pression de sortie de la VRP est tout le temps maintenue à un niveau fixé d'avance.
- **Modulation de pression basée sur le temps :** la pression de sortie de la VRP est modulée en fonction du temps, habituellement pour réduire la pression pendant la nuit, lorsque les débits sont faibles (faible consommation d'eau).
- **Modulation de pression basée sur le débit :** il est possible de fixer différentes pressions de sortie dans le but de maintenir la pression minimum requise dans le secteur en période de pointe ou pour ouvrir la VRP lorsqu'un débit seuil est excédé (par ex. débit de conduite d'incendie).

- **Modulation de pression télécommandée** : en utilisant le type de modulation de pression le plus perfectionné, la pression de sortie de la VRP est adaptée en permanence par télémétrie de capteurs de pression à un ou plusieurs points critiques.

Il existe deux systèmes de contrôle de pression dans un réseau d'alimentation en eau potable :

- Contrôle de pression par système physique
- Contrôle de pression par système mécanique automatisé

2.2 Contrôle de pression par système physique

2.2.1 Le Réducteur et le régulateur de pression

- **Réducteur de pression** : c'est un appareil provoquant une perte de charge fixe, quelle que soit la pression d'entrée.
Exemple : perte de charge = 20 mce, $P_{\text{entrée}} = 50$ mce, donc $P_{\text{sortie}} = 30$ mce.
- **Régulateur de pression** : c'est un appareil donnant une pression de sortie constante.
Exemple : consigne de pression de sortie $P_s = 20$ mce.
Si : $P_e = 35$ mce, alors on aura : perte de charge = $35 - 20 = 15$ mce.

Installé à l'entrée du réseau, le régulateur de pression protège toute l'installation des problèmes dus à un excès de pression tel que : bruits dans les canalisations, coups de bélier, éclaboussures, usures prématurées des appareils électroménagers et des robinetteries [33].

La pression de service d'un réseau doit être supérieure à la pression minimale souhaitée (pression de confort de l'utilisateur usuellement fixée à 2 bars). Dans la plupart des cas, la pression de service est supérieure à cette valeur et peut atteindre des valeurs supérieures à 10 bars.

La réduction de pression consiste donc à réduire la pression du réseau tout en assurant une valeur minimale de service en tout point, y compris lorsque la demande est maximale. Cette réduction de pression peut se faire sur la totalité du réseau, sur un secteur ou une antenne. Pour ce faire, on utilise un réducteur de pression qui permet, à partir d'une pression variable à l'amont, de maintenir une pression à l'aval supérieure à la valeur minimale de service.

Domaines d'utilisation des régulateurs de pression

Deux technologies de régulateurs de pression existent, le tableau 2.1 ci-dessous en donne les caractéristiques principales :

- ♦ Les régulateurs à ressort (vanne à régulation mécanique).
- ♦ Les vannes de régulation à commande hydraulique.

Tableau 2. 1 : Champs d'utilisation des régulateurs de pression [32]

Condition d'utilisation	Vanne à régulation mécanique (réducteur de pression)	Vanne à régulation hydraulique (hydro stabilisateur)
Connaissance du réseau	Connaissance détaillée du réseau, débits et pressions	
Pression	Pression dépassant la pression minimale requise au point critique et en période de pointe	
Diamètre des appareils	Inférieur à 300 mm	Tout diamètre
Caractéristique des solutions	Fonctionnement simple. Robuste. Gamme de débits plus réduite.	Possibilité d'adjoindre des fonctionnalités complémentaires. Peu de perte de charge à pleine ouverture. Régulation plus précise.
Installation	Regard adapté, filtre, vanne de garde amont et aval	

Les éléments d'un réducteur de pression (Fig.2.2)

Il ne demande aucun entretien. Membrane, ressort, siège et clapet sont largement dimensionnés pour assurer un réglage précis et constant tout en autorisant de forts débits.

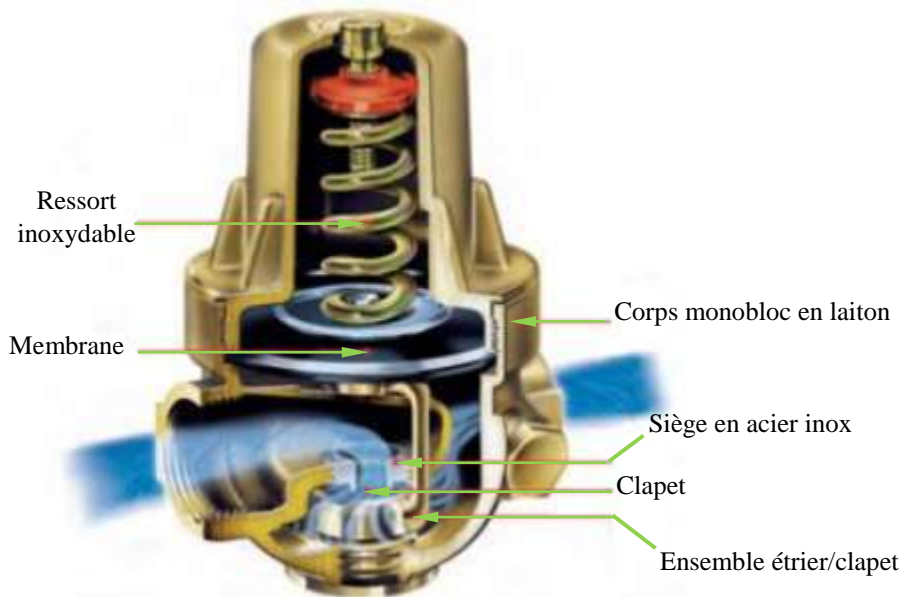


Fig 2. 2 : Réducteur de pression [35]

Un ressort inoxydable à grandes spires et haute sensibilité garantit un réglage précis où le contrôle de la pression s'effectue dans l'intervalle 1,5 à 5,5 bars.

Une membrane et un clapet résistants à des températures élevées (jusqu'à 80°C).

Un siège en acier inox qui protège contre l'usure et l'agressivité de l'eau.

Un corps monobloc en laiton d'une grande robustesse, ce métal est insensible à la corrosion et répond aux nouvelles normes sanitaires sur la compatibilité des matériaux en contact avec l'eau potable.

Un ensemble étrier/clapet : pièce mobile monobloc en laiton, l'étrier comporte un clapet largement dimensionné autorisant des performances supérieures aux exigences de la norme.

Principe de fonctionnement

Lorsque l'eau passe dans le réducteur de pression avec un débit important, sa force vient s'opposer à celle du ressort pour pousser la membrane et libérer le passage. Ainsi, plus la pression exercée au niveau du ressort sera importante, moins le débit sera élevé à la sortie.

Si un risque de contre-pression ou coup de bélier existe dans le circuit aval, il est conseillé de protéger le réducteur de pression par un clapet anti-retour placé immédiatement à sa sortie.

2.2.2 Diaphragme, orifices de restriction (Fig.2.3)

Les plaques à orifice, diaphragmes ou orifices de restriction sont utilisés dans le but de réduire la pression à l'intérieur de la conduite ou bien de limiter le débit à une valeur prédéfinie, indépendamment de la pression en aval.

Pour les applications à forte chute de pression, ou en cas de niveaux de bruit maximum autorisé, plusieurs plaques à différents diamètres d'alésage, ou des plaques multi-trous sont disposées en série pour atteindre les chutes de pression nécessaires.



Fig 2. 3 : Plaque à orifice

Applications

On utilise les plaques à orifice pour les liquides corrosifs et non-corrosifs, gaz, vapeur. Elles sont utilisées aussi pour la mesure de débit par pression différentielle. Elles permettent la mesure sur une large gamme de débits et pour une large plage de diamètres de canalisations.

Avantages

- ♦ Installation et exploitation aisées
- ♦ Utilisable en haute pression
- ♦ Utilisable avec une grande variété de fluides
- ♦ Précision $\leq \pm 0,5$ % du débit
- ♦ Répétabilité de la mesure de 0,1 %

2.2.3 Porte-Orifice à Bride (Fig.2.4)

Les orifices de restriction peuvent aussi être fournis avec des brides (porte-orifice à brides), destinées à être utilisées à la place des brides standards.

Des prises de pression sont alors incorporées aux porte-orifices, ce qui rend inutile les prises de pression séparées sur la tuyauterie. Ces prises de pression sont possibles suivant plusieurs configurations : sur brides, en angle, à distance... etc.



Fig 2. 4 : Porte orifices à bride

2.3 Contrôle de pression par système mécanique automatisé

2.3.1 Régulateur de pression (Fig.2.5)

Cet appareil permet de stabiliser une pression d'entrée variable en une pression de sortie inférieure et constante. Il réduit la pression d'une adduction gravitaire et stabilise la pression entre deux réseaux de pressions différentes. Au moyen d'une perte de charge que l'appareil est capable de créer, la pression à l'amont est diminuée pour atteindre la consigne de pression qu'on désire imposer pour le réseau en aval.

Ce régulateur commandé par un ressort assure :

- Le remplacement avantageux d'un brise-charge.
- La réduction et la stabilisation de la pression d'un réseau aval, à partir d'un réseau amont à pression plus élevée, quelles que soient les variations de la pression amont et du débit demandé ; sous réserve que les caractéristiques du réseau d'alimentation soient compatibles avec les besoins du réseau aval.
- La protection d'un secteur ou d'un appareillage délicat.
- La stabilisation de la pression d'aspiration d'un surpresseur.
- La régulation de réseaux étagés.

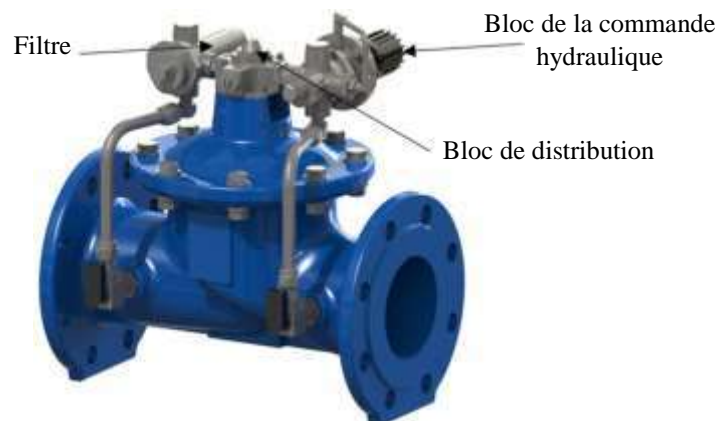


Fig 2. 5 : Vanne régulateur de pression aval

Applications :

- ♦ Réseaux de distribution d'eau publics ou privés.
- ♦ Réseaux d'eau domestiques, industriels ou incendie.
- ♦ Réseaux d'irrigation.

Un régulateur de pression aval est composé essentiellement de deux éléments principaux :

La vanne de principale à membrane (Fig.2.6) et le circuit pilote.

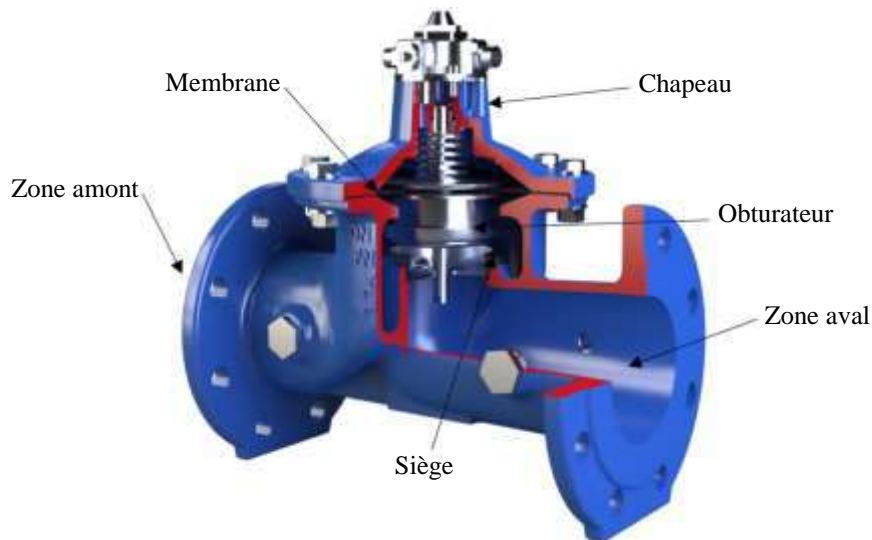


Fig 2. 6 : Les éléments de la vanne principale à membrane

Principe de fonctionnement d'un régulateur de pression (voir Fig.2.7) :

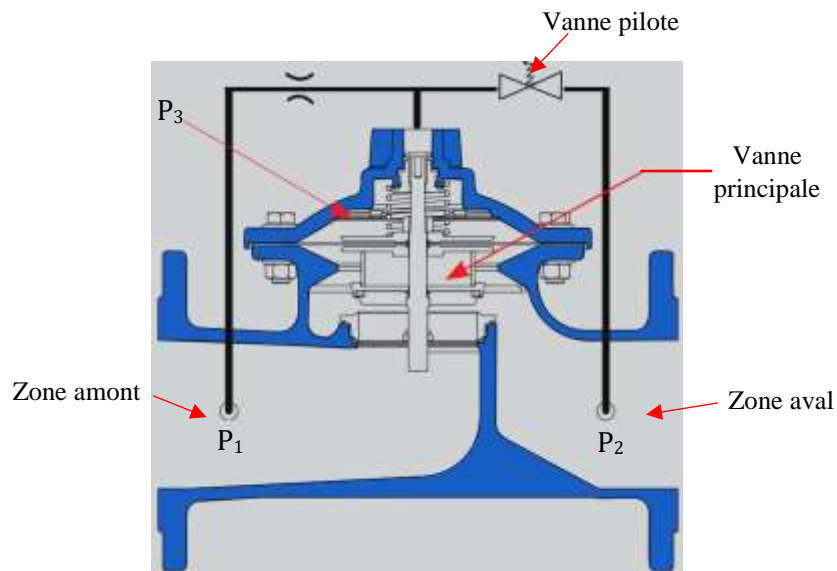


Fig 2. 7 : Schéma de fonctionnement de la vanne de régulation

Cas de régulateur de pression aval :

Si la pression P_2 augmente, la vanne pilote se ferme et ainsi la pression P_3 augmente provoquant la fermeture de la vanne principale ce qui conduit à la diminution de la pression P_2 et vice-versa pour le cas où P_2 diminue.

Cas de stabilisateur de pression amont ou vanne de décharge :

Si la pression P_1 augmente, la vanne pilote s'ouvre et ainsi la pression P_3 diminue provoquant l'ouverture de la vanne principale ce qui conduit à la diminution de la pression P_1 et vice-versa pour le cas où P_1 diminue.

2.4 Les brises-charge

Nous allons maintenant considérer avec plus de détails le système de brise-charge, étant donné que c'est la partie de la station de traitement de Qudiet Acerdun qui sera touchée par la modification proposée dans le cadre de ce projet.

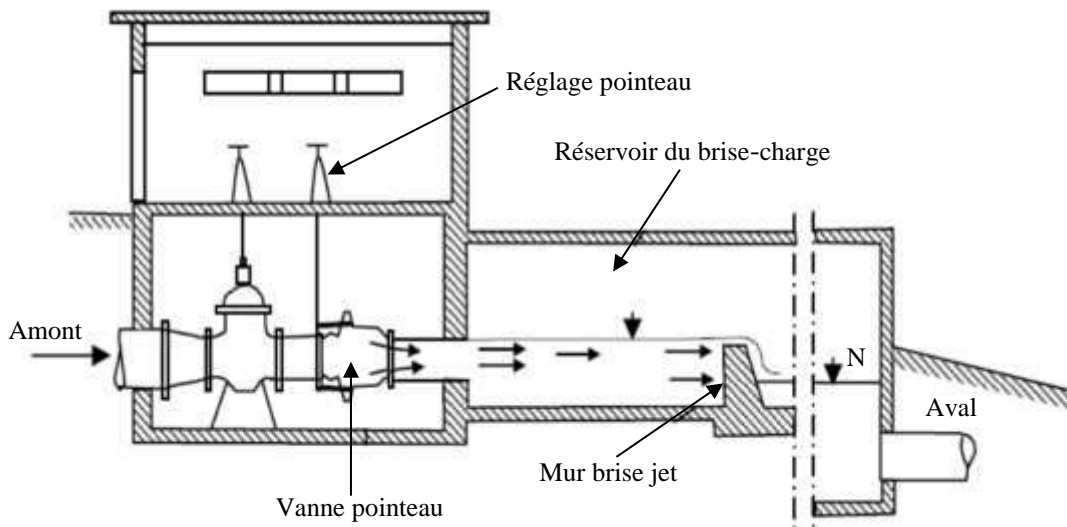


Fig 2. 8 : Brise charge avec jet débouchant à l'air libre [34]

2.4.1 Principe de fonctionnement d'un brise-charge (Figs 2.8 et 2.9)

Un brise charge n'est autre qu'un réservoir intermédiaire dans lequel une partie de l'énergie du jet d'eau, à son entrée, est dissipée par une vanne pointeau provoquant une perte de charge singulière, l'énergie résiduelle étant transformée en énergie potentielle permettant d'établir le niveau d'eau N dans le bassin en aval.

Le jet à la sortie de la vanne pointeau peut déboucher à l'air libre (Fig. 2.8) ou dans l'eau, dans ce dernier cas le jet d'eau se trouve amorti par la masse d'eau, l'obturateur de la vanne pointeau est solidaire à un levier OAB, articulé en O, et portant en B un contrepoids en tôle. Celui-ci peut être rempli d'eau par une conduite souple qui relie le fond du contrepoids à la chambre. Ainsi, il y a toujours correspondance des niveaux d'eau dans le contrepoids et dans la chambre (Fig. 2.9).

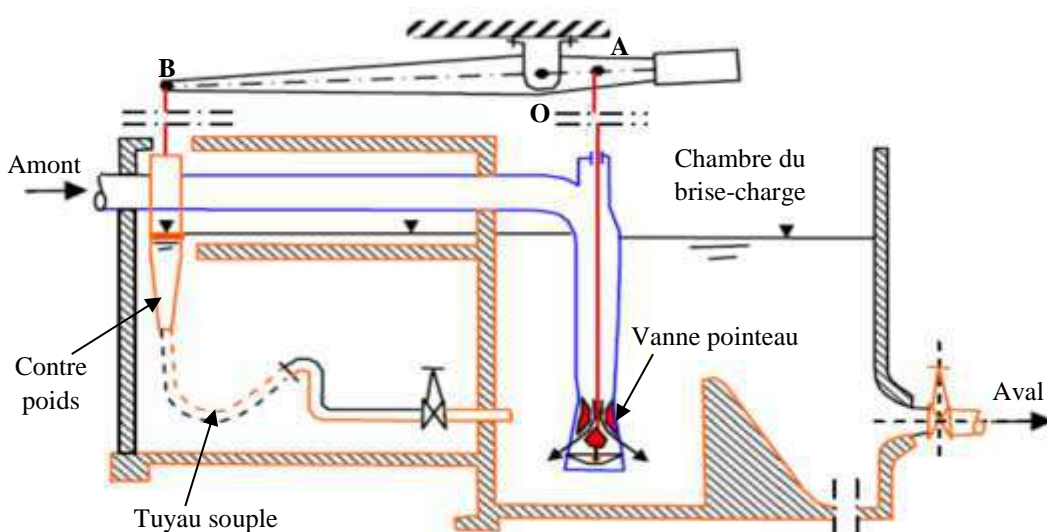


Fig 2. 9 : Brise charge avec contre poids liquide [34]

Si le débit en aval diminue par suite d'une manœuvre de la vanne aval, le niveau d'eau dans le réservoir du brise-charge tend à augmenter, ce qui entraîne une augmentation du niveau et du poids d'eau dans le contrepoids qui fait abaisser le levier qui tend à son tour à fermer la vanne pointeau. On parle alors d'un **obturateur à disque auto-centreur** qui a deux rôles :

- Adapter et régler le débit d'eau soutiré de la conduite amont au débit consommé à l'aval.
- Casser localement la charge et dissiper l'énergie dans les meilleures conditions possibles.

2.4.2 Ses applications

- ♦ Alimentation des réservoirs d'eau.
- ♦ Régulation du débit des prises d'eau au pied d'un barrage.
- ♦ Régulation du débit à l'entrée d'une station de traitement.
- ♦ Rupture de la charge dans les conduits d'approvisionnement en eau.

2.4.3 Ses avantages

Absence de frottements: Sensibilité, fonctionnement progressif.

Absence de cavitation: Résistance à l'usure

Excellente sensibilité de l'organe d'obturation à la pression: Absence de coups de bélier.

Gamme développée: Utilisation sous charges très élevées et pour tous débits.

Étanche: Parfaite étanchéité en position de fermeture.

On distingue deux types d'obturateur :

2.5 Obturateur à disque sous capot (Fig. 2.10)

2.5.1 Description

L'obturateur à disque sous capot à l'orifice et le disque situés au-dessus du niveau d'eau contrôlé. L'orifice est une buse d'arrêt vive sur laquelle se place le disque.

Le disque, mobile sur l'axe vertical, est actionné par une tige courte articulée à son extrémité supérieure sur un palonnier actionné par un flotteur cylindrique : celui-ci se déplace dans un bac spécifique qui communique avec le bassin de restitution.

Un capot bombé, pourvu de nervures et solidaire du corps défecte le jet radial vers la surface du bassin de restitution en facilitant la dissipation d'énergie.

La fermeture de l'équipement est assurée par le contact du disque sur l'arête de la buse, disposant sur lui un joint de néoprène renforcé de façon à ce que, lorsque le niveau monte dans le bac du flotteur, le disque auto-centreur régule la section de passage de l'eau qui soulève le flotteur et tend à provoquer la fermeture de l'obturateur.

Le bac du flotteur communique avec le bassin de restitution (dissipation d'énergie) par un orifice calibré assurant l'effet d'amortissement désiré.

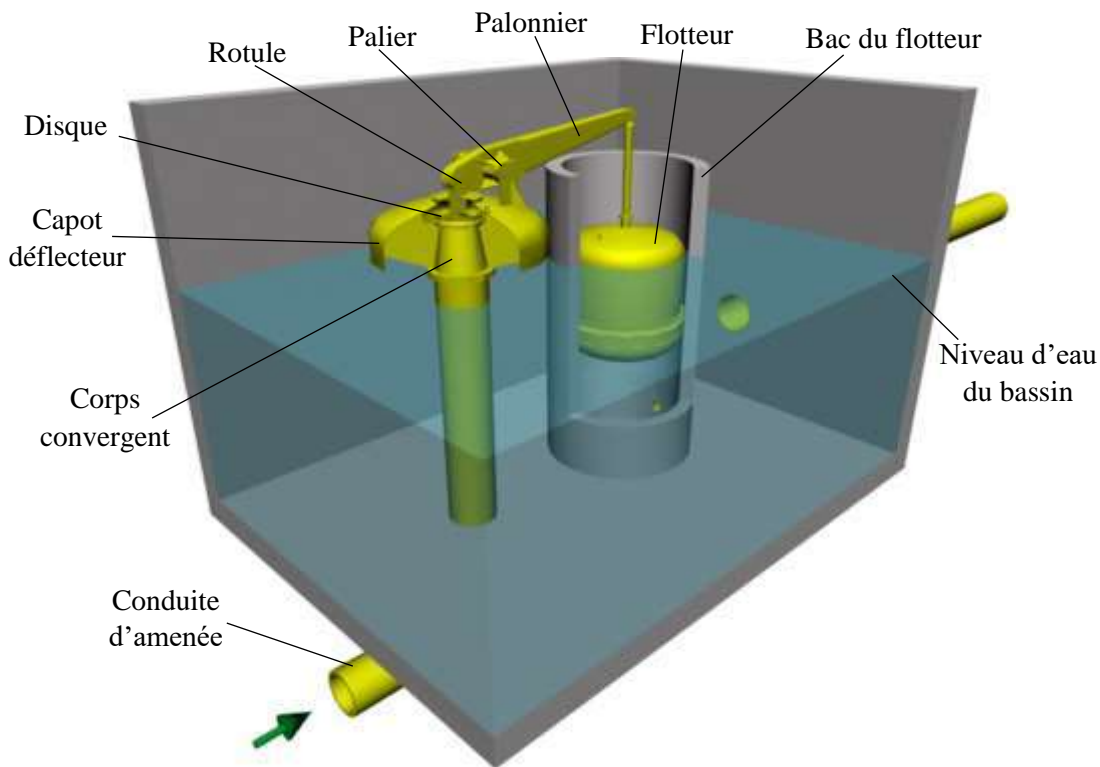


Fig 2. 10 : Obturateur à disque sous capot [6]

2.5.2 Principe de fonctionnement

Un jet d'eau arrive sur un disque solide d'une tige articulée par son extrémité supérieure, le disque se centre sur le jet provoquant une dispersion radiale. Cet équilibre est parfaitement stable, en effet le disque écarté de sa position d'équilibre est soumis à une force contraire qui augmente avec l'éloignement et la pression. En déplaçant verticalement le disque, on règle facilement l'ouverture obtenant un régulateur de débit particulièrement simple et efficace avec une série d'avantages qui en font un équipement de haut rendement. Ce type de brise-charge convient parfaitement à l'équipement d'adductions sous charges élevées.

La buse

Le diamètre de la buse varie entre 32 mm et 500 mm [6], cette buse peut supporter une charge statique de :

- ♦ 250 mCE (~ 25 bars) pour $\phi = 32$ mm à 160 mm
- ♦ 160 mCE (~16 bars) pour $\phi = 200$ mm à 250 mm
- ♦ 100 mCE (~10 bars) pour $\phi = 315$ mm à 500 mm

2.6 Obturateur à disque noyé (Fig. 2.11)

2.6.1 Description

Dans celui-ci, l'orifice et le disque sont situés sous le niveau d'eau contrôlé. L'orifice est un seuil calibré et le disque conique est uni à une longue bielle reliée par son extrémité supérieure au palonnier. Le palier du palonnier est fixé à une poutre transversale sur le bassin de restitution qui doit être capable d'absorber les poussées combinées du disque et du flotteur.

Ce type est particulièrement désigné pour des débits importants, lorsque la charge disponible est faible.

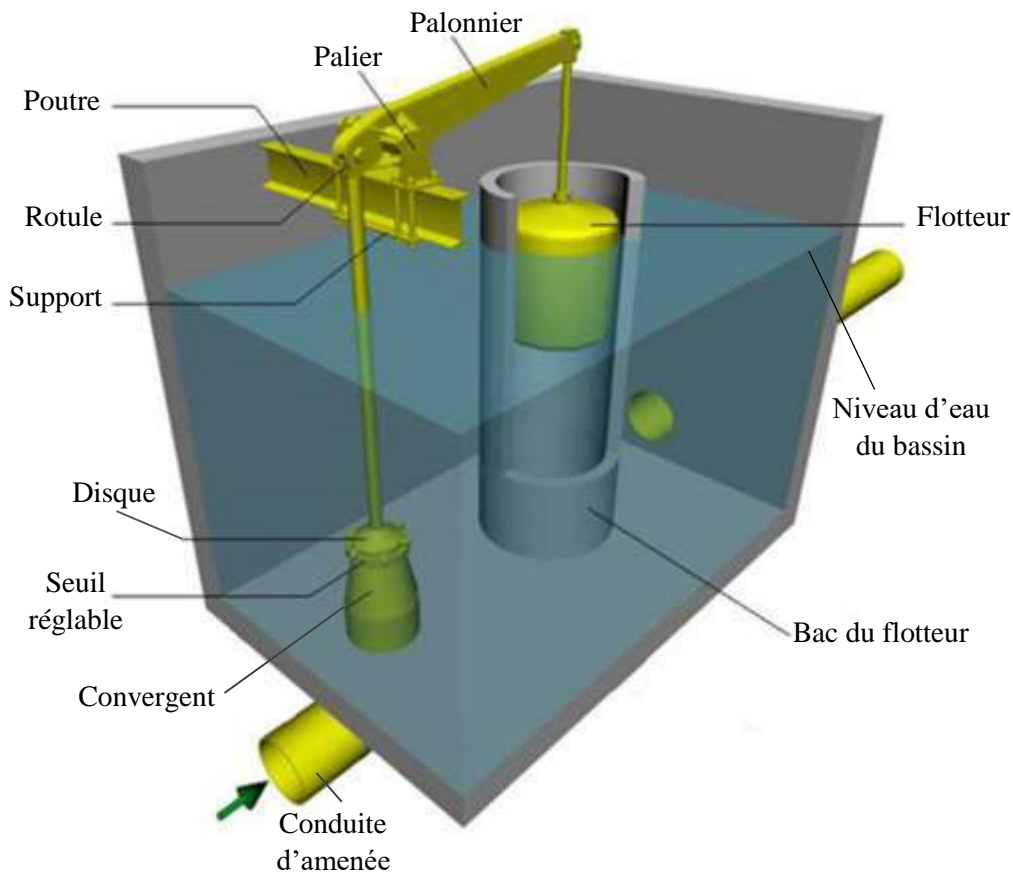


Fig 2. 11 : Obturateur à disque noyé [6]

La buse présente un diamètre qui peut aller de 125 mm à 1000 mm, elle peut supporter une charge statique pouvant atteindre 60 mCE, soit 6 bars.

2.7 Critères de sélection de l'obturateur

2.7.1 Obturateur sous capot

La déflexion du jet par le capot et sa répartition, produisent une circonférence de diamètre largement supérieur à celui de l'orifice de sortie, donnant à cet obturateur une remarquable aptitude pour la dissipation d'énergie. Pour la même puissance à dissiper, on a besoin d'un volume de dissipation trois fois plus petit que dans le cas d'un obturateur noyé. Par conséquent il convient très bien pour l'équipement de conduites avec des charges très élevées.

2.7.2 Obturateur noyé

Le coefficient de débit de cet obturateur est supérieur à celui de l'obturateur sous capot, pour le même débit restitué on a besoin d'une charge minimale environ deux fois plus petite, caractéristique améliorée en plus par le fait que, la baisse du niveau au bassin de restitution joint à l'augmentation du débit, est récupérée intégralement en charge motrice. Par conséquent l'obturateur noyé est particulièrement indiqué pour des débits importants et/ou quand la charge disponible est faible. Il est intéressant également de souligner que son fonctionnement est silencieux, ce qui en constitue un avantage indéniable.

2.7.3 Choix entre les deux obturateurs

La détermination d'un obturateur à disque nécessite la connaissance des données suivantes :

Q : débit maximal à contrôler

H_r : Charge résiduelle ou charge nette minimale disponible pour l'écoulement au débit maximal, elle est égale à la charge statique minimale diminuée de la perte de charge dans la conduite. Elle est supérieure à 2 m pour l'obturateur sous capot et inférieure à 2 m pour l'obturateur noyé.

HS : La charge statique maximale susceptible d'être appliquée sur l'appareil à débit nul

La charge statique (réelle) H_s doit être inférieure ou égale à la charge statique normalisée HS de l'appareil.

Le diamètre de l'obturateur doit être suffisant pour permettre l'écoulement du débit Q sous la charge résiduelle H_r , sa perte de charge doit être inférieure ou égale à H_r . Ce diamètre doit satisfaire la condition suivante [36] :

- Obturateur sous capot : $\phi > 22 \times \sqrt{\frac{Q_{max}}{H_r}}$
- Obturateur noyé : $\phi > 19 \times \sqrt{\frac{Q_{max}}{H_r}}$

Avec ϕ en mm, Q_{max} en L/s et H_r en m.

La puissance maximale P à dissiper dans une chambre de rupture située à l'extrémité d'une conduite en commande par l'aval, est donnée par les formules suivantes, selon les valeurs relatives de la charge statique maximale HS et la perte de charge r de la conduite pour le débit Q :

Cas 1 :

$$r < \frac{HS}{3} ; \quad P = \frac{Q * (HS - r)}{75}$$

Cas 2 :

$$r > \frac{HS}{3} ; \quad P = \frac{Q * HS}{195 * \sqrt{\frac{r}{HS}}}$$

Avec P en Ch (1 Ch = 735.5 W), HS et r en m et Q en L/s.

Afin de dimensionner le bassin de dissipation, on peut admettre une valeur admissible de la puissance dissipée de 7.5 kW/m³ pour l'obturateur à disque sous capot et 2.2 kW/m³ pour l'obturateur à disque noyé.

2.8 Bassin de dissipation

Les dimensions minimales du réservoir sont déterminées en fonction :

- De l'encombrement de l'appareil utilisé
- Du volume nécessaire à la dissipation d'énergie
- De la compensation que doit assurer l'ouvrage, pour faire face à des variations plus ou moins rapides du débit appelé.

Dans le cas de l'obturateur noyé, le seuil doit être calé à au moins 1.25ϕ sous le niveau minimal, et se trouver sensiblement à mi-profondeur d'eau: au débit maximal, la hauteur d'eau au-dessus du radier du bassin sera donc au moins de 2.5ϕ .

Le volume de dissipation exprimé en (m³) représentera 1/10 ou 1/3 de la puissance maximale exprimée en (Ch), selon que l'obturateur sera de type sous capot ou noyé.

La fermeture la plus rapide que réalise l'obturateur à disque est une fermeture à pression amont constante, cette pression étant de 20% supérieure à la charge statique caractéristique. Le bassin doit être

muni d'un déversoir de trop-plein qui assure l'évacuation du débit, dans le cas où la demande subit une chute rapide et si le volume tampon est insuffisant.

Un ordre de grandeur du volume tampon nécessaire pour que le brise-charge puisse s'adapter à un appel brutal du débit maximal est :

$$Volume = \frac{0.7 \times 2 \times I}{H_s \times \omega}$$

H_s étant la charge statique à l'extrémité aval du tronçon

ω , le poids spécifique de l'eau et,

I , l'inertie ou la force vive de l'eau contenue dans la conduite amont au débit maximal, elle est donnée par l'expression :

$$I = \frac{1}{2} \frac{\omega}{g} \times \sum L \times S \times V^2$$

L , S et V étant la longueur, la section et la vitesse d'écoulement correspondant à chacun des différents tronçons de la conduite.

2.9 Robinet à disque auto-centreur

Le robinet à disque auto-centreur est une variante de l'obturateur à disque à flotteur classique, adaptée aux nouveaux besoins de l'hydraulique et aux techniques de gestion centralisées des réseaux de distribution ou d'irrigation.

Comme l'obturateur à flotteur, il se place à la sortie d'une conduite en charge, dans un réservoir, un bassin ou un barrage. Dans ce cas, le flotteur qui actionne le disque est remplacé par un mécanisme d'ouverture et de fermeture qui se compose d'un volant, d'un réducteur mécanique à actionnement manuel, d'une motorisation électromécanique ou bien d'un vérin oléo-hydraulique.

Avec ce système, on obtient la régulation de l'ouverture du robinet à disque avec une précision totale, indépendamment de la charge à laquelle il est soumis.

2.9.1 Ses avantages

- Absence de frottement
- Absence de cavitation
- Large gamme
- Etanche

Comme il n'y a pas de flotteur qui élimine le risque de coup de bélier dans la conduite amont, il faut donc choisir une vitesse de fermeture suffisamment lente pour la mise en marche motorisée.



Fig 2. 12 : Deux robinets à disque auto-centreur avec vanne de régulation motorisée [5]

2.9.2 Utilisation du robinet à disque motorisé

Grâce à sa capacité de fonctionnement avec ouverture partielle, il est particulièrement bien adapté pour la régulation. Il est associé à un contrôleur pour s'assurer des fonctions beaucoup plus complexes par rapport à l'obturateur à flotteur classique, comme la régulation de :

- ◆ Pression des eaux amont.
- ◆ Niveau d'un bassin amont et aval.
- ◆ Niveau d'un bassin aval, avec limitation de pression ou du niveau dans un bassin amont
- ◆ Débit avec limitation de pression des eaux amont ou limitation du niveau dans un bassin amont.

2.10 Ouvrage brise charge de la station de traitement de Qudiet Acerdun

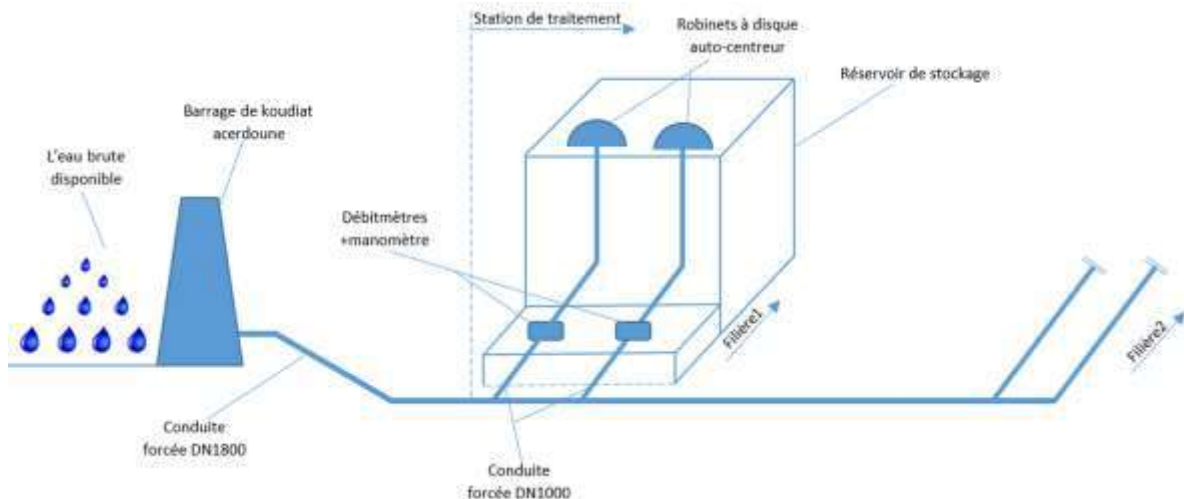


Fig 2. 13 : Schéma du réseau reliant le barrage à la chambre d'arrivée de la station de traitement

Le système de brise charge utilisé à la station est de type robinet à disque auto-centreur sous capot. A chaque robinet est associé un débitmètre. Ainsi donc, au niveau d'une filière comportant deux robinets, le robinet à disque A sera associé au débitmètre A et le robinet à disque B au débitmètre B (voir figs. 2.13 à 2.15). Le rôle des robinets est de maintenir un niveau d'eau constant dans le réservoir de dissipation quelles que soient les variations de débit, et ce afin de procéder dans des conditions convenables aux différentes opérations du processus de traitement.



Fig 2. 14 : Les deux robinets brise-charge de la filière 1



Fig 2. 15 : Robinet à disque auto-centreur sous capot de la station de traitement de Qudiet Acerdun

2.10.1 Condition de service du robinet

Temps de fonctionnement : 20h en régulation et 4h fermée.

Mise en place : à l'extérieur

Volume total brise charge : 334 m³

Dimensions de la bête :

Longueur : 12 m, Largeur : 6 m, Hauteur liquide : 4,64 m, Hauteur fond du bac / plan de pose : 5,64m.

2.10.2 Caractéristiques principales du robinet

Modèle : ROBCA

Type : Vertical

Diamètre extérieur du capot : 3 m

Diamètre de la buse : 630 mm

Débit nominal unitaire : 1,2 m³/s

Charge hydraulique résiduelle au débit nominal : 2,2 mCE = 0.22 bar

Débit maximal : 2,4 m³/s

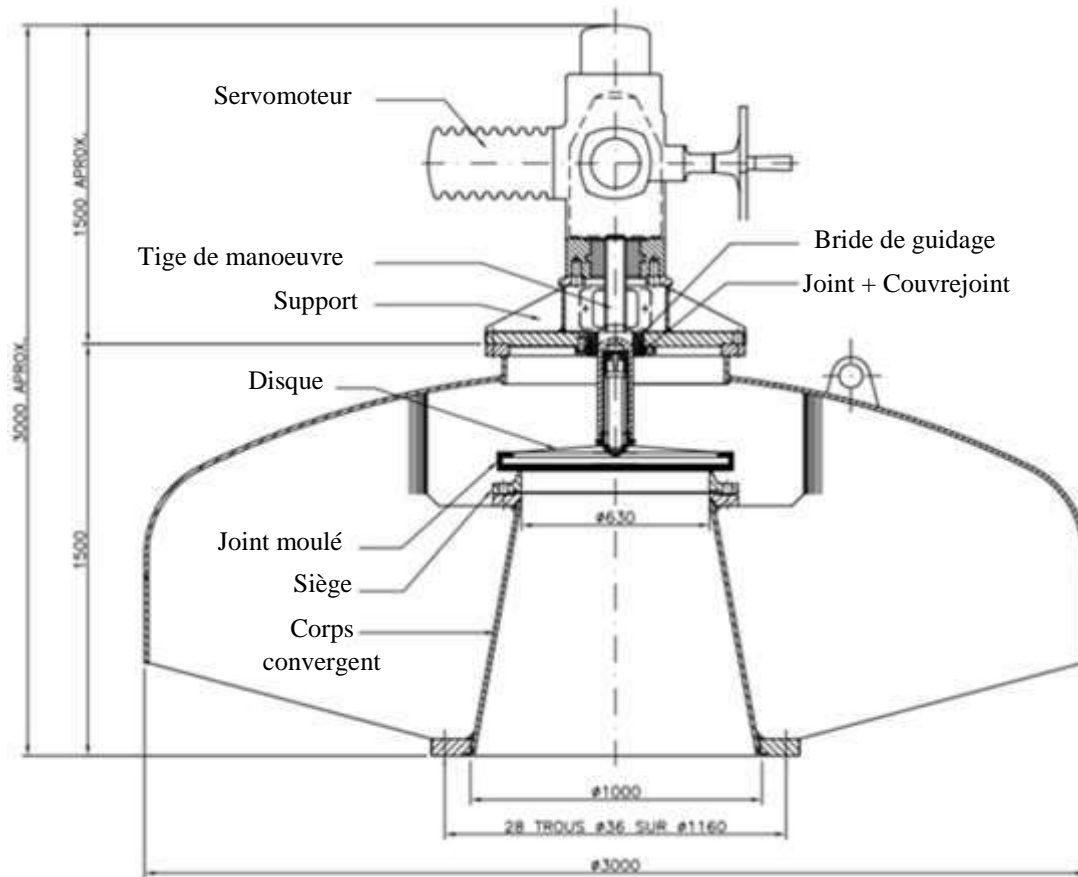


Fig 2. 16 : Plan 2D du robinet à disque auto-centreur ROBCA avec les cotations et les principaux éléments [7]

2.10.3 Contrôle du robinet brise-charge (Fig. 2.17)

Le robinet brise charge a deux modes de fonctionnement en automatique (au choix de l'opérateur).

Fonctionnement par débit :

Le débit d'entrée est constant mais le niveau d'eau des réservoirs d'eau traitée est variable en fonction de la demande du réseau de distribution.

Fonctionnement par niveau :

Le niveau dans les réservoirs d'eau traitée est constant et le débit à l'entrée de la station est variable (somme des débits toujours ≤ 8650 m³/h par filière)

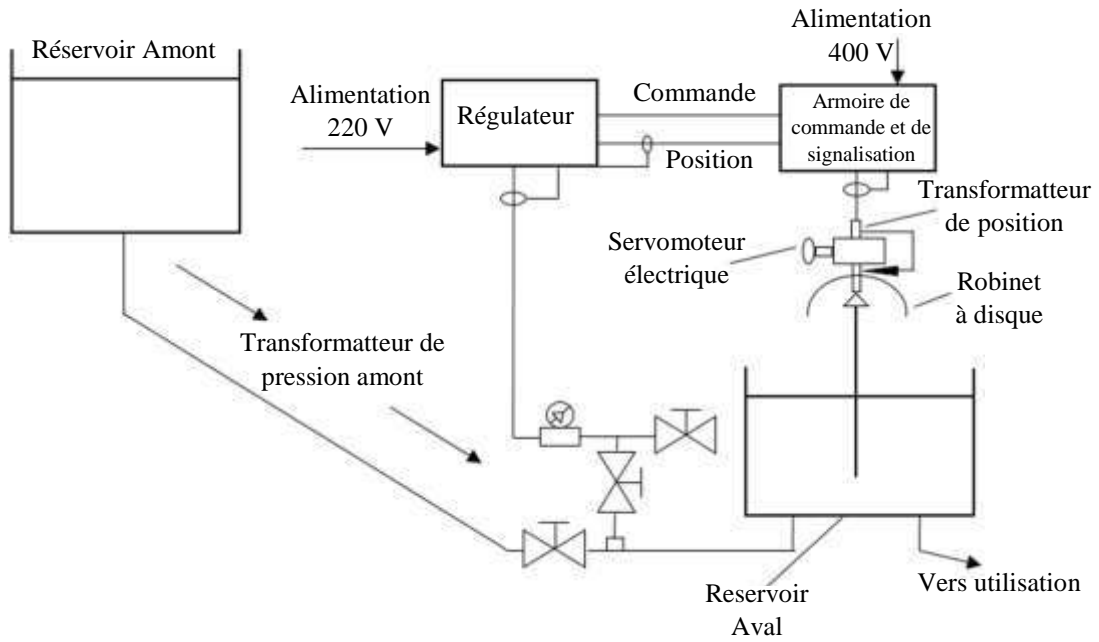


Fig 2. 17 : Système de régulation et contrôle du robinet [6]

2.10.4 Les tests de débit pour l'ouverture des deux robinets

L'alimentation du robinet se fait à l'aide d'une conduite de diamètre 1000 mm sortant de la conduite principale de diamètre 1800 mm (fig.2.18).

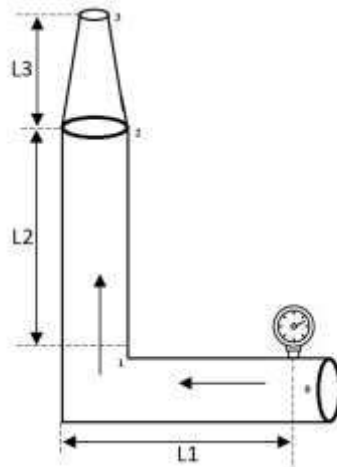


Fig 2. 18 : Conduite d'alimentation du brise-charge avec un manomètre de pression

Avec les dimensions: $L_1 = 3.75 \text{ m}$; $L_2 = 6 \text{ m}$; $L_3 = 1.1 \text{ m}$

La mesure du débit et de la pression est effectuée en amont du brise-charge, le débitmètre et le manomètre sont placés dans une chambre souterraine.



Fig 2. 19 : Mesure de la pression en amont du brise charge

Le tableau 2.2 ci-dessous présente les résultats d'un test effectué sur les deux robinets de la filière I. Il s'agit d'un test où le robinet est ouvert progressivement pour régler le débit d'arrivée de l'eau brute à la station. La pression d'arrivée est relevée pour chaque débit et les résultats du test sont consignés au tableau pour les deux robinets. Ces résultats nous permettront d'évaluer le potentiel hydroélectrique disponible au niveau de la station et de dimensionner les équipements de l'installation de turbinage qui sera proposée. Ceci fera l'objet des deux chapitres 3 et 4. Notons bien que les résultats du test de débit sont quasiment identiques pour les deux robinets testés dans les mêmes conditions.

Tableau 2. 2 : Test de débit pour l'ouverture des robinets.

Q débit m ³ /s	Robinet A		Robinet B	
	Ouverture du robinet en %	Pression (P _e) en bar	Ouverture du robinet en %	Pression (P _e) en bar
0	0	8	0	8
0.138	8	6.5	10	6.5
0.277	12	5.7	15	5.7
0.416	17	5.5	20	5.4
0.555	24	5.3	25	5.1
0.694	30	5	30	5
0.833	40	4.8	40	4.8
0.972	45	4.4	45	4.5
1.111	50	4.2	50	4.2
1.25	55	3.8		

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons décrit les systèmes de contrôle de pression et nous avons pu mesurer leur importance dans une station de traitement. On ne peut donc envisager de les supprimer de la station sans les remplacer par des systèmes capables d'assumer leur fonction de régulation. Nous devons donc veiller à ce que le système de turbinage préconisé pour la valorisation de l'énergie dissipée de l'eau puisse garantir également la continuité de cette fonction de régulation.

Le chapitre suivant sera consacré à l'évaluation du potentiel hydroélectrique de la station et à l'étude des solutions possibles pour l'exploitation de ce potentiel par turbinage de l'eau.

Chapitre 3 : Étude de faisabilité du projet et évaluation du potentiel hydroélectrique du site

Chapitre 3 : Étude de faisabilité du projet et évaluation du potentiel hydroélectrique du site

Introduction

Dans ce chapitre nous allons nous intéresser à l'évaluation du potentiel hydroélectrique de l'eau brute disponible à son arrivée dans la station de traitement. Comme ce potentiel est directement proportionnel au produit de la hauteur disponible par le débit, il nous faut déterminer ces deux paramètres. Cependant, étant donné leur variation au cours du temps, il sera nécessaire d'en déterminer des valeurs moyennes en analysant les données disponibles fournies par les services de la station.

Le potentiel hydroélectrique ayant été évalué, on pourra choisir le type de turbines qui permettra de tirer le meilleur parti de ce potentiel. Des schémas de turbinage pour l'installation des équipements seront proposés, compte tenu des espaces disponibles au niveau du site, en veillant à introduire le moins de modifications possibles sur les installations actuelles. Finalement, les schémas proposés seront évalués et comparés.

3.1 Faisabilité technique

Les données nécessaires à une évaluation de la faisabilité technique du projet sont liées aux données suivantes :

- **Conditions du site:**
 - Plan avec représentation des courbes de niveau, voies de communication et bâtiments existants.
 - Possibilité d'accès et éventuellement de raccordement au réseau électrique.

Ces conditions sont bien satisfaites au niveau de la station de traitement de Qudiet Acerdun : des schémas seront présentés ci-après montrant les différents espaces disponibles pour accueillir les installations de turbinage, les niveaux d'eau sont connus car nous avons la représentation de la ligne piézométrique, et les conditions géotechniques devraient être connues bien avant que les ouvrages de la station de traitement ne soient réalisés.

- **La production**

Le fonctionnement de l'installation envisagée n'est pratiquement pas assujéti aux conditions hydrologiques particulières du site, ces dernières ayant déjà été prises en compte lors de la construction du barrage. La continuité de la production est garantie par le fait que l'eau est stockée en quantités largement suffisantes au niveau du barrage et que la production d'eau potable doit être impérativement assurée pour répondre aux besoins des consommateurs au quotidien. Le taux d'exploitation de la station (qui sera donc également celui de l'installation de turbinage envisagée) est de 20h/24h (>83%). On peut donc affirmer que le projet est techniquement viable.

3.2 Estimation de la rentabilité

Les données nécessaires au calcul des dépenses annuelles sont:

- Les prix unitaires ou une expérience suffisante pour le calcul de l'investissement à consentir
- Les taux d'intérêt applicables pour le calcul des frais financiers
- Une estimation des charges d'exploitation et d'entretien

Pour le calcul énergétique, l'ingénieur a besoin de:

- Débit d'eau disponible
- Hauteur de chute disponible
- Caractéristiques géométriques et matériaux utilisés pour les divers ouvrages et calcul des pertes de charge.
- Caractéristiques des machines : rendement, plage d'utilisation.

Enfin le prix de vente de l'énergie qui permettra la comparaison avec le prix de revient.

3.3 Evaluation du potentiel hydroélectrique de la station

Pour effectuer cette évaluation, on a besoin du débit à disposition et de la hauteur effective de l'écoulement d'eau à son arrivée dans la station.

3.3.1 Evaluation du débit

Débits moyens mensuels :

Les données que nous avons pu recueillir auprès des services de la station concernant les volumes mensuels d'eau brute reçus couvrent la période allant de janvier 2019 à mai 2020 et sont consignées dans le tableau 3.1 ci-dessous

Tableau 3. 1 : Volumes mensuels d'eau brute reçus par la station de janvier 2019 à mai 2020

Mois	Volume m ³	Mois	Volume m ³
Janvier	7547840	Janvier	6960170
Février	6524120	Février	6550700
Mars	7863880	Mars	8980750
Avril	7283060	Avril	8270300
Mai	8531450	Mai	8960700
Juin	8227350		
Juillet	8773550		
Août	8985271		
Septembre	8541287		
Octobre	8183390		
Novembre	7722546		
Décembre	7127770		
2019		2020	

Notons d'après ces données que la consommation est maximale en août et minimale en février, et qu'en règle générale elle croît d'année en année. Pour évaluer les débits moyens d'eau brute, on doit se rappeler que les brises-charge opèrent 20h/24h et non 24h/24h. Les volumes du tableau 3.1 ci-dessus sont convertis en débits mensuels moyens et sont portés au tableau 3.2 ci-dessous.

Tableau 3. 2 : Débits d'eau brute mensuels moyens couvrant la période de janvier 2019 à mai 2020

Mois	Débit (m ³ /s)	Mois	Débit (m ³ /s)
Janvier	3.494	Janvier	3.223
Février	3.021	Février	3.033
Mars	3.641	Mars	4.158
Avril	3.372	Avril	3.829
Mai	3.950	Mai	4.149
Juin	3.809		
Juillet	4.062		
Août	4.160		
Septembre	3.954		
Octobre	3.789		
Novembre	3.576		
Décembre	3.3		
2019		2020	

Débit de dimensionnement :

Pour le dimensionnement des turbines nous allons prendre le débit maximal de la station qui est de 4.804 m³/s car nous avons la corrélation de la pression à l’ouvrage d’entrée de la station lié à ce débit qui est donné par le tableau (1.5). En plus, les débits moyens réels ne sont pas trop éloignés du débit maximal, par conséquent, le rendement des turbines ne sera pas beaucoup influencé.

3.3.2 Evaluation de la hauteur effective et de la puissance hydroélectrique:

La hauteur effective qui intervient au même titre que le débit dans l’évaluation du potentiel hydroélectrique, va dépendre à la fois du niveau d’eau dans le barrage et du débit, car de ce dernier dépendront les pertes de charge dans la conduite entre le barrage et la station de traitement. Elle est égale à la hauteur statique du site (différence de niveau entre le barrage et la station de traitement) moins les pertes de charge associées au transport de l’eau brute du barrage jusqu’à la station.

Une fois estimé, le potentiel hydroélectrique servira au dimensionnement des turbines. Il est donc important que le débit qui sera utilisé à cet effet corresponde à la valeur maximale. Cette dernière est fournie au tableau 1.5 et vaut 4.804 m³/s. Sur le même tableau, on peut voir qu’à cette valeur du débit, correspond une valeur de la pression d’arrivée de l’eau brute à l’installation de traitement variable en fonction du niveau d’eau dans le barrage (rappelons ici que cette pression est équivalente à la hauteur effective recherchée pour l’évaluation du potentiel hydroélectrique).

Pour avoir une bonne estimation de la valeur à utiliser de la hauteur effective, il est nécessaire d’avoir des informations sur la façon dont le niveau du barrage évolue avec les saisons. A cet effet, nous allons compléter les données du tableau 1.5 par celles du tableau 3.3 ci-dessous qui s’étalent de 2017 à 2020.

Tableau 3.3 : Variation de la côte au niveau du barrage entre 2017 et 2020

Année / Mois	2017	2018	2019	2020
	Côte du barrage en (m)			
Janvier	---	---	289.5	---
Février	---	---	---	285
Mars	288.5	289	---	---
Avril	295.1	290.2	288.7	---
Mai	295.5	---	294.6	281
Juin	---	293.1	---	/
Juillet	296.3	---	293.4	/
Août	295.7	---	292.3	/
Septembre	293	288.8	288.2	/
Octobre	290.8	287.8	---	/
Novembre	288	287.7	---	/
Décembre	287.1	---	286.8	/

Les cases vides de ce tableau correspondent à des données non disponibles au niveau de la station. En tenant compte des données fournies au tableau 1.5, on a tracé le profil de la pression résiduelle à l’arrivée de la station en fonction du niveau d’eau dans le barrage et on a obtenu le graphe de la figure 3.1 ci-dessous.

En examinant les données du tableau 3.3 ci-dessus, on notera que le niveau du barrage varie entre 285 m et 296 m, ce qui nous situe dans la zone1 du graphe, zone où le profil de pression est quasiment linéaire, pour un débit d’AEP toujours maximum (4.804 m³/s).

La côte moyenne pondérée du plan d’eau dans le barrage correspondant à la zone1 est obtenue comme suit : on établit d’abord les côtes moyennes mensuelles sur une année, en admettant qu’approximativement cette côte ne varie pas pour un même mois d’une année à l’autre, ce qui revient

à supposer que les conditions climatiques et pluviométriques du site présentent une périodicité annuelle suffisante.

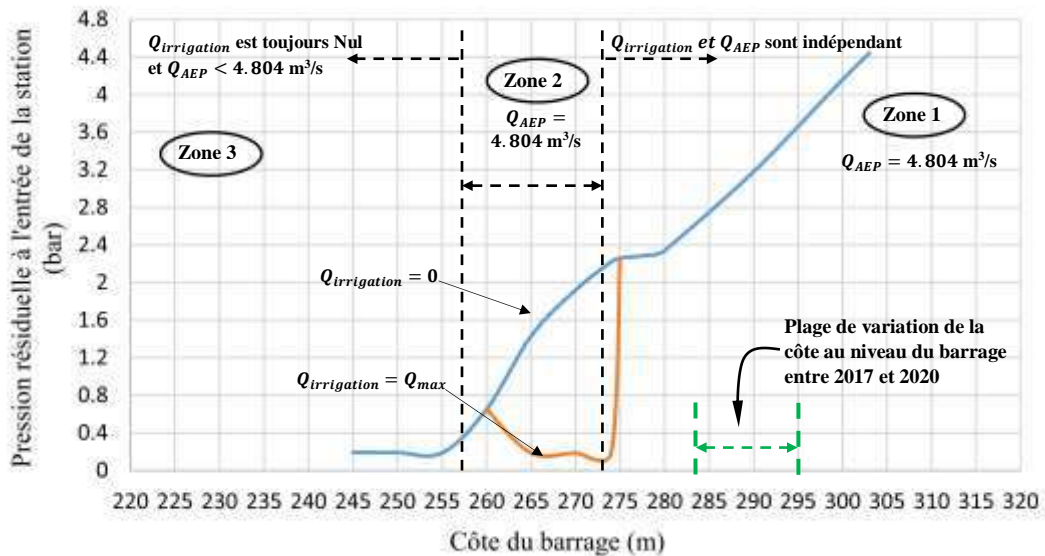


Fig 3. 1 : Profil de la pression résiduelle à l'entrée de la station en fonction du niveau d'eau du barrage

Le tableau 3.4 ci-après donne ces moyennes en regroupant dans la même case les mois où le barrage présente le même niveau moyen.

Tableau 3. 4 : Côte moyenne pour chaque mois

Mois	Janvier, Février, Mars, Septembre	Avril	Mai, juin, juillet, Aout	Octobre, Novembre, décembre
Nbre mois	4	1	4	3
Côte moyenne (m)	288.5	290	293	288

La côte moyenne pondérée est alors donnée par la formule :

$$Côte_M = \frac{\sum_{Mois} [côte * Nbre(mois)]}{\sum Nbre(mois)} \quad (3.1)$$

Soit avec les données du tableau ci-dessus :

$$Côte_M = \frac{4(288.5) + 1(290) + 4(293) + 3(288)}{12} = 290 \text{ m}$$

En revenant au profil de pression de la figure 3.1 ci-dessus, on relève la valeur de la pression résiduelle correspondant à un niveau du barrage de 290 m, pour un débit de l'adduction d'eau brute de 4.804 m³/s, soit :

$$P_d = 3.2 \text{ bar} \quad (3.2)$$

La hauteur effective est équivalente à cette valeur de la pression mesurée à l'entrée de la station et s'obtient par le quotient de cette pression sur le poids spécifique de l'eau :

$$H_e = \frac{p_d}{\rho g} \quad (3.3)$$

ρ : Masse volumique de l'eau $\cong 10^3 \text{ kg/m}^3$

g : Accélération de la pesanteur $\cong 9.81 \text{ m/s}^2$

p_d : Pression en (Pa) = $3.2 \times 10^5 \text{ bar}$

$$H_e = \frac{3.2 * 10^5}{10^3 * 9.81} \cong 32.6 \text{ m}$$

La puissance hydroélectrique récupérable au niveau de la station est évaluée au moyen de la formule empirique suivante [19] :

$$P[kW] = 7 \times H_e[m] \times Q[m^3/s] \quad (3.4)$$

On aura donc :

$$P = 7 * 32.6 * 4.804 = 1096.27 \text{ kW} \cong 1.1 \text{ MW}$$

3.4 Evaluation de l'espace disponible pour l'emplacement des turbines

Afin de proposer des solutions pour notre installation de turbines, il faut d'abord évaluer la disponibilité d'un espace suffisant autour des réservoirs d'arrivée d'eau brute, puis considérer les différentes possibilités de placement d'une telle installation sans perturber le fonctionnement des autres installations de la station. Nous allons donc présenter différents schémas qui mettent en évidence les endroits qui pourraient éventuellement accueillir une installation de turbinage. Le premier d'entre eux (fig.3.2 ci-dessous) montre en vue de dessus, la situation des réservoirs d'entrée des deux filières de la station par rapport au bâtiment administratif.

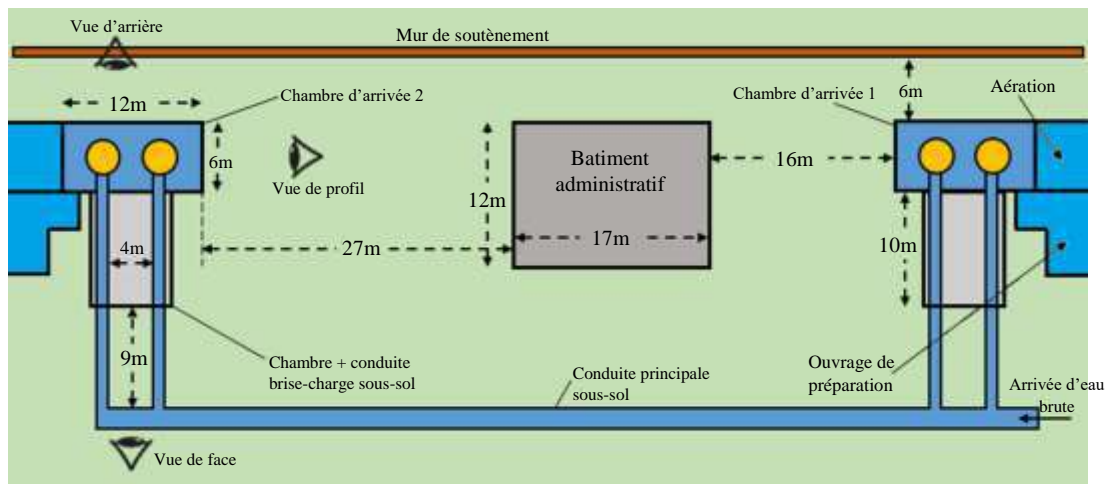


Fig 3. 2 : Ouvrages d'entrée de la station en vue de dessus

La conduite principale, de 1.8 m de diamètre, se termine par une partie faisant office de collecteur à partir duquel partent les quatre conduites de 1 m de diamètre qui alimentent les robinets à disque brises charge (deux par réservoir). Toutes ces conduites sont enterrées à 1.5 m de profondeur. Les conduites qui desservent les brises charge traversent une chambre située dans le sous-sol, sous le réservoir d'entrée, où sont disposés les dispositifs de mesure de la pression et du débit.

Comme on peut le voir sur la figure, on dispose d'un espace large de 6 m entre le mur de soutènement et le réservoir et d'un autre beaucoup plus large séparant les réservoirs du bâtiment administratif. Certes, il faut tenir compte du réseau VRD de la station, notamment nécessaire pour le déplacement des engins de maintenance, et plus particulièrement pour le nettoyage et la manutention des conduites et

accessoires. C'est la raison pour laquelle nous éviterons d'envisager l'utilisation de l'espace situé du côté par lequel on doit toujours pouvoir accéder aux conduites.

Sur le schéma de la figure 3.3 (vue de dessus), on a sélectionné deux emplacements possibles pour une centrale hydroélectrique envisagée pour le turbinage des débits destinés aux deux brises charge de la filière N°2. Pour la dérivation de l'eau vers la centrale, on doit prévoir une conduite qui sera enterrée à la même profondeur que les conduites existantes avec un système de vannes qui permettra de continuer à utiliser les brises charge lorsque la centrale sera mise à l'arrêt pour une raison ou pour une autre. A l'entrée de la centrale, on doit disposer comme dans la chambre du sous-sol menant vers les brises charge, d'un dispositif de mesure de pression et d'un dispositif de mesure du débit, afin de pouvoir continuer à assurer les fonctions de régulation du débit en relation avec le processus de traitement de l'eau.

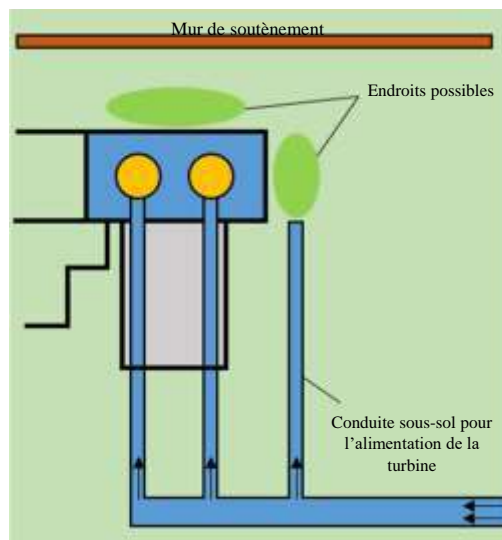


Fig 3. 3 : Endroits possibles pour l'emplacement d'une centrale hydroélectrique pour le turbinage de l'eau destinée à la filière de traitement N°1.

Les figures 3.4 et 3.5, montrant la chambre des deux brises charge de la filière N°2 en vue de profil et en vue de face respectivement, avec les détails concernant les conduites enterrées, permettent de mieux situer les deux emplacements possibles de la centrale par rapport au réservoir d'entrée.

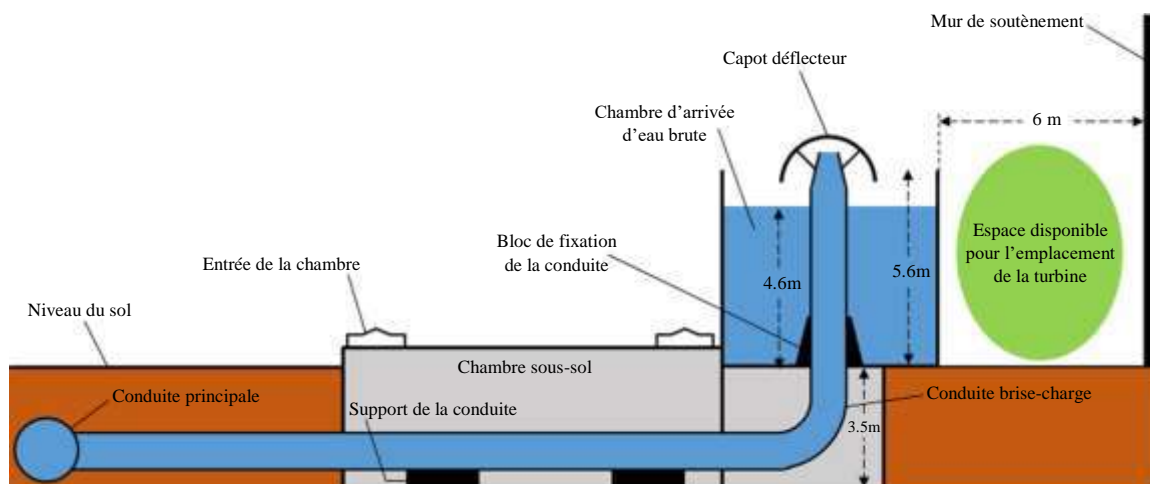


Fig 3. 4 : Chambre d'entrée avec la conduite d'alimentation d'un brise-charge vue en profil

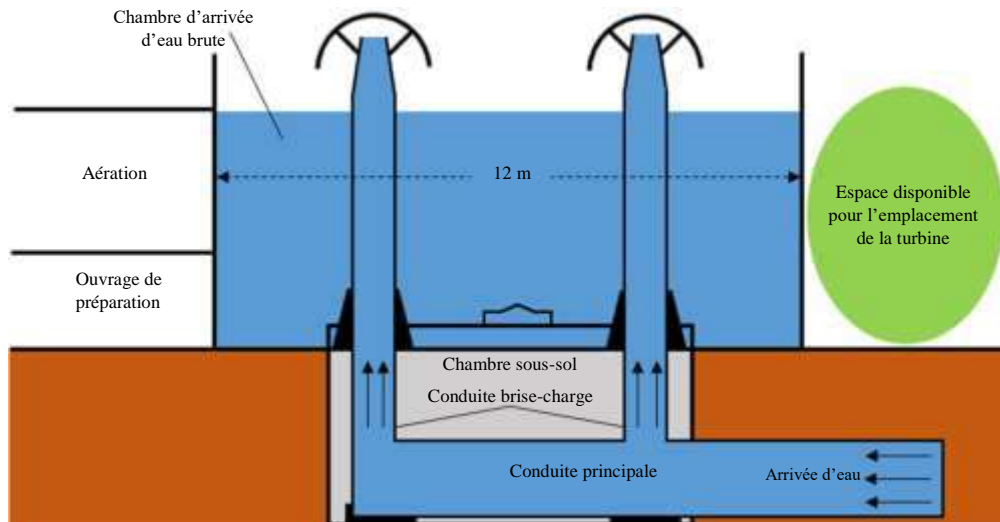


Fig 3.5 : Chambre d'entrée avec conduites d'alimentation des brises-charge en vue de face

3.5 Présentation des différentes options possibles pour la centrale hydroélectrique

Dans cette section, nous présenterons les différentes options techniquement possibles pour l'installation de la centrale hydroélectrique. Pour chaque option, nous choisirons le site où la centrale sera installée et sélectionnerons le type de turbine adapté. Nous donnerons les détails nécessaires à la compréhension de la faisabilité du projet et enfin nous ferons une étude comparative des différentes options proposées avant de choisir la solution qui nous semble la mieux adaptée.

3.5.1 Option 1

Cette option consiste à utiliser une seule turbine pour exploiter la totalité du potentiel hydroélectrique évalué précédemment. Dès son arrivée dans la station de traitement, l'eau sera d'abord turbinée avant d'être distribuée sur les deux filières de traitement.

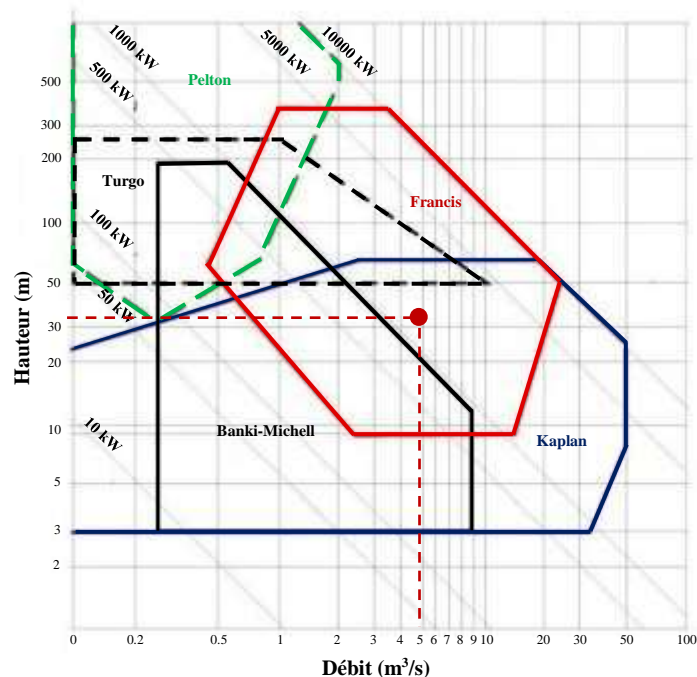


Fig 3.6 : Sélection du type de turbine pour l'option 1 [21]

Connaissant les valeurs du débit et de la hauteur effective représentant le potentiel hydroélectrique total disponible, soit $Q_1 = 4.804 \text{ m}^3/\text{s} = 4804 \text{ l/s}$ et $H_e = 32.6 \text{ m}$, le diagramme de la figure 3.6 ci-dessus va nous permettre de choisir le type de turbine adapté à cette option.

D'après le diagramme, la turbine pourrait être de type Kaplan (ou hélice), ou bien de type Francis. Nous savons que la turbine Kaplan est mieux adaptée pour les faibles chutes et les débits importants et qu'elle est bien plus onéreuse que la turbine Francis à cause de son système de régulation sophistiqué. La turbine Francis constitue un meilleur compromis pour cette option, elle a le rendement le plus élevé en fonctionnement avec le débit nominal de dimensionnement, et il se trouve que dans le cas présent le débit n'est pas appelé à subir des variations de nature à écarter la turbine de son régime nominal.

Cette option nécessite la construction d'un réservoir tampon qui va recueillir l'eau à la sortie de la turbine avant de la distribuer sur les réservoirs des deux filières de traitement (voir fig.3.7 ci-dessous). Cette distribution sera assurée grâce au principe des vases communicants par le biais de deux conduites dont les diamètres devront être soigneusement déterminés en tenant compte de l'inertie du système et du fait que les deux conduites n'auront pas la même longueur (voir fig.3.8). Cette détermination se fera avec l'impératif d'envoyer le même débit dans les deux directions.

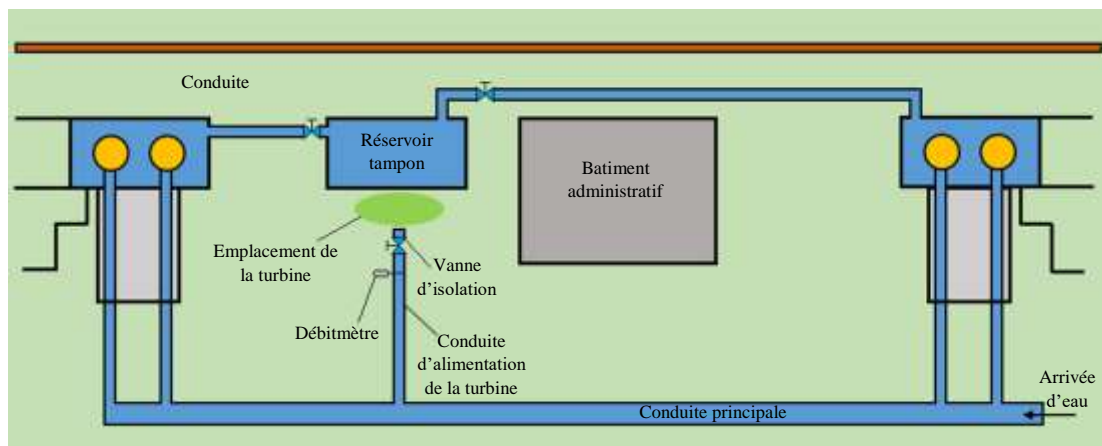


Fig 3. 7 : Schéma représentant la disposition de la centrale et des ouvrages supplémentaires nécessaires à la réalisation de l'option 1.

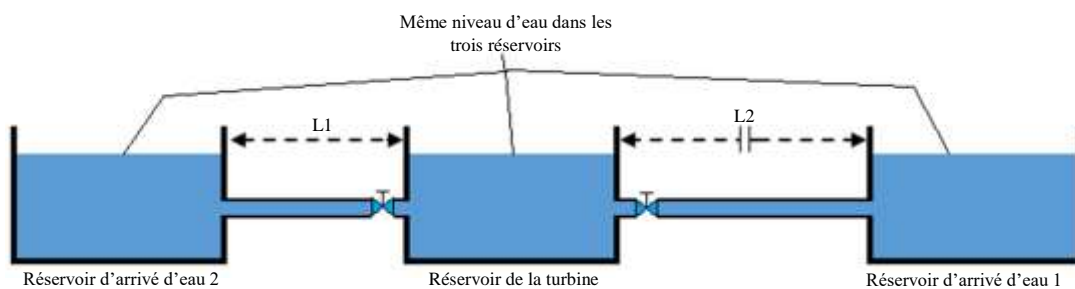


Fig 3. 8 : Schéma montrant le réservoir tampon et les conduites qui le relient aux deux réservoirs d'entrée de la station de traitement

3.5.2 Option 2

Dans cette option, on se propose de munir chaque filière d'une centrale. Chacune des deux centrales sera donc dimensionnée sur la base de la moitié du potentiel existant, elle va par conséquent turbiner la moitié du débit total, soit :

$$Q_2 = \frac{Q_1}{2} = 2.402 \text{ m}^3/\text{s} = 2402 \text{ l/s}$$

Quant à la hauteur effective, elle restera la même dans tous les cas, puisque les centrales seront placées en parallèle et à un même niveau qui est celui de la station de traitement. On aura donc :

$$H_e = 32.6 \text{ m}$$

La puissance disponible pour une seule turbine représentera la moitié de la puissance totale disponible, soit : 548.14 kW.

Choix de la turbine :

En utilisant le même diagramme que précédemment, on voit que dans ce cas, en plus des turbines Kaplan et Francis comme pour l'option 1, il y a la turbine Banki-Michell qui apparait comme un choix possible. Si la turbine Kaplan a été éliminée dans l'option 1 parce qu'elle est plutôt adaptée à des débits plus grands, elle sera a fortiori écartée ici puisque le débit est moitié de celui de l'option 1.

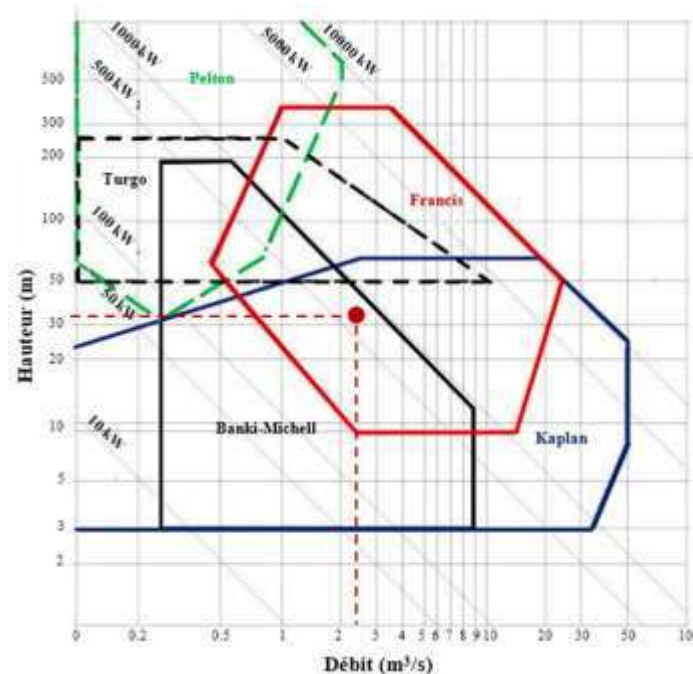


Fig 3. 9 : Pré-sélection du type de turbine pour l'option 2

Sur le diagramme de la figure 3.9 ci-dessus, les paramètres de sélection nous situent à la limite du domaine de la turbine Banki-Michell (Cross-flow). Par ailleurs, même si cette dernière est de construction simple, ce qui fait d'elle une machine moins coûteuse que les autres types de turbines, son rendement moyen la pénalise souvent par rapport aux types répandus comme la Francis, la Kaplan et la Pelton. D'ailleurs, sur certains abaques (voir fig.3.10), elle n'est même pas candidate comme choix possible pour l'option 2. Il nous reste donc, à l'instar de l'option 1, la turbine Francis comme choix le mieux adapté.

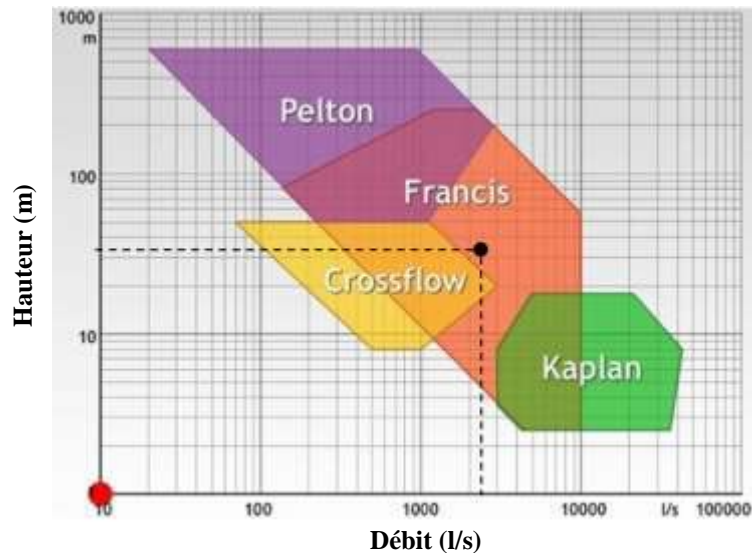


Fig 3. 10 : Sélection du type de turbine pour l'option 2

Schémas hydrauliques de l'option : Il existe deux variantes possibles pour cette option :

Variante 1 : Installation suivant le prolongement de la ligne des deux brises-charge (Site 1) : Les figures 3.11 et 3.12 donnent les détails pertinents de la disposition de la centrale et de ses équipements principaux.

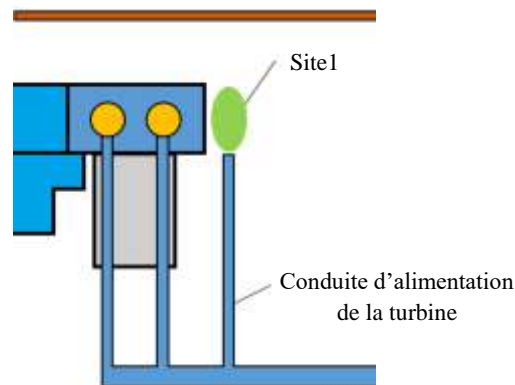


Fig 3. 11 : Schéma de raccordement au collecteur d'eau brute de la turbine de l'option2-variante1

Comme on peut le voir sur le schéma de la figure 3.12, la turbine est à axe vertical et la structure est accolée à la paroi du réservoir, d'une part pour assurer sa stabilité et faciliter l'amortissement des vibrations générées par le fonctionnement de la turbine et de l'alternateur, et d'autre part pour garantir l'étanchéité de la jonction permettant à l'aspirateur de déverser l'eau dans le réservoir à travers la paroi.

Le transformateur, l'alternateur et le câblage électrique sont aussi placés à l'intérieur de la structure pour minimiser les pertes électriques et économiser sur le coût de l'installation.

La figure 3.13 montre en vue de profil le détail du raccordement de la turbine à la conduite d'arrivée d'eau brute.

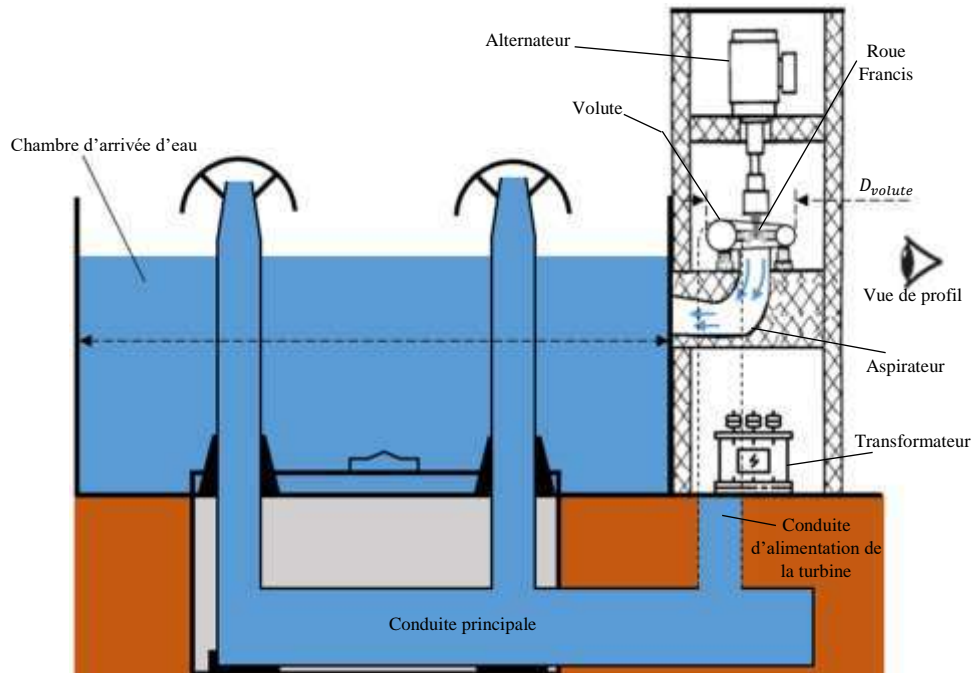


Fig 3. 12 : Disposition verticale de la turbine (option2-variante1) et son raccordement au réservoir à travers la paroi (Vue de face)

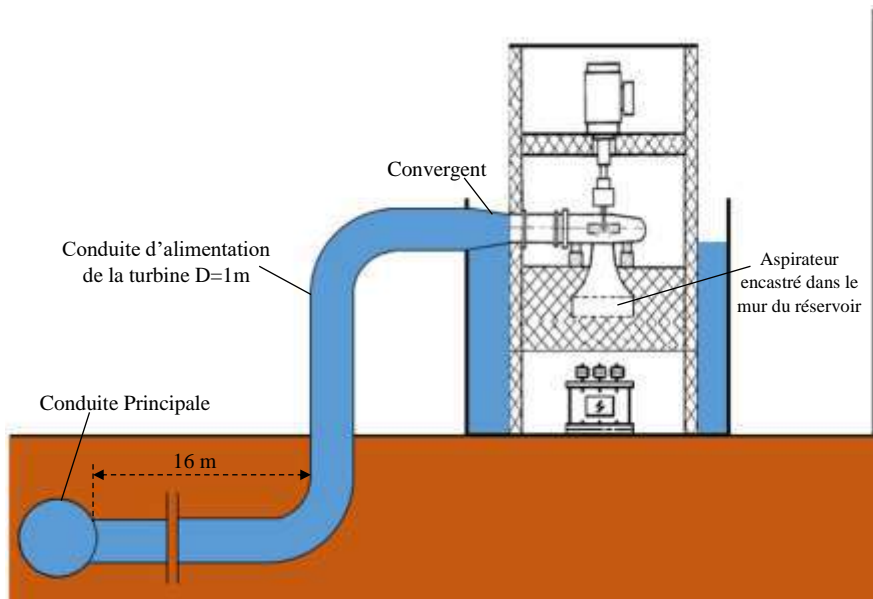


Fig 3. 13 : Détail du raccordement de la turbine au collecteur de la conduite d'arrivée d'eau brute (option2-variante1)

Pour cette variante, on peut également opter pour une disposition horizontale de l'axe de la turbine. Cela donnerait l'installation représentée schématiquement à la figure 3.14 ci-dessous. Dans ce cas, la turbine est surélevée par rapport au réservoir et l'aspirateur doit enjamber la paroi avant de plonger sous la surface de l'eau.

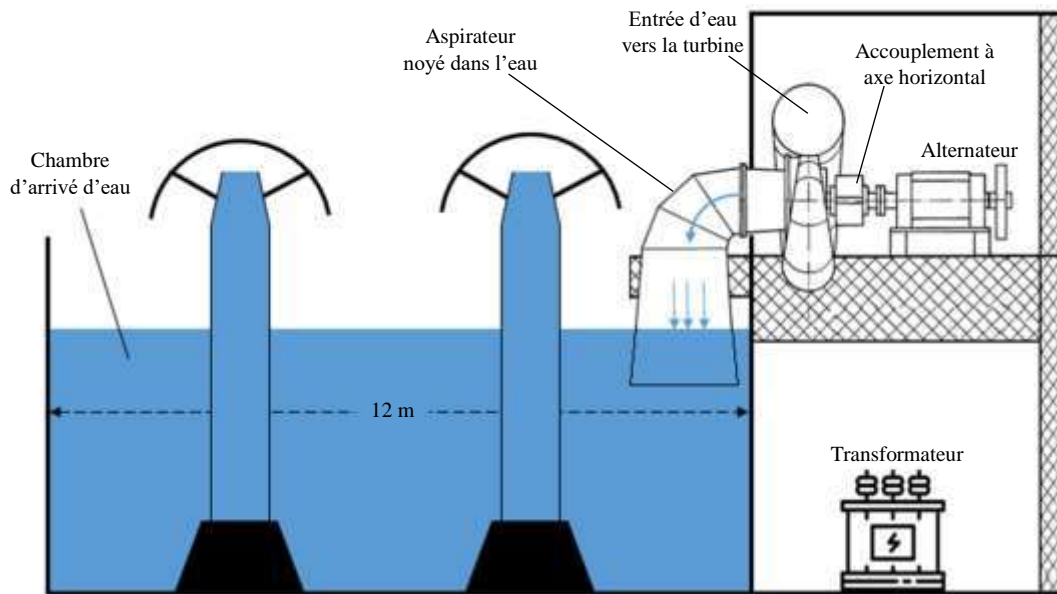


Fig 3. 14 : Disposition horizontale de l'axe de la turbine de l'option2-variante1 (Vue de face)

Variante 2 : Installation dans la direction perpendiculaire à la ligne des brises-charge (Site 2) :

Ce qui distingue cette variante de la variante (1) est que la conduite d'amenée d'eau brute vers l'entrée de la turbine sera un peu plus longue et comportera un coude supplémentaire (voir fig. 3.15 à 3.17), ce qui augmente les pertes de charge et tend à réduire la quantité d'énergie récupérée, même si cette réduction n'est en fait pas vraiment significative. D'autres critères pourraient être plus décisifs quant au choix entre les deux variantes (1) et (2).

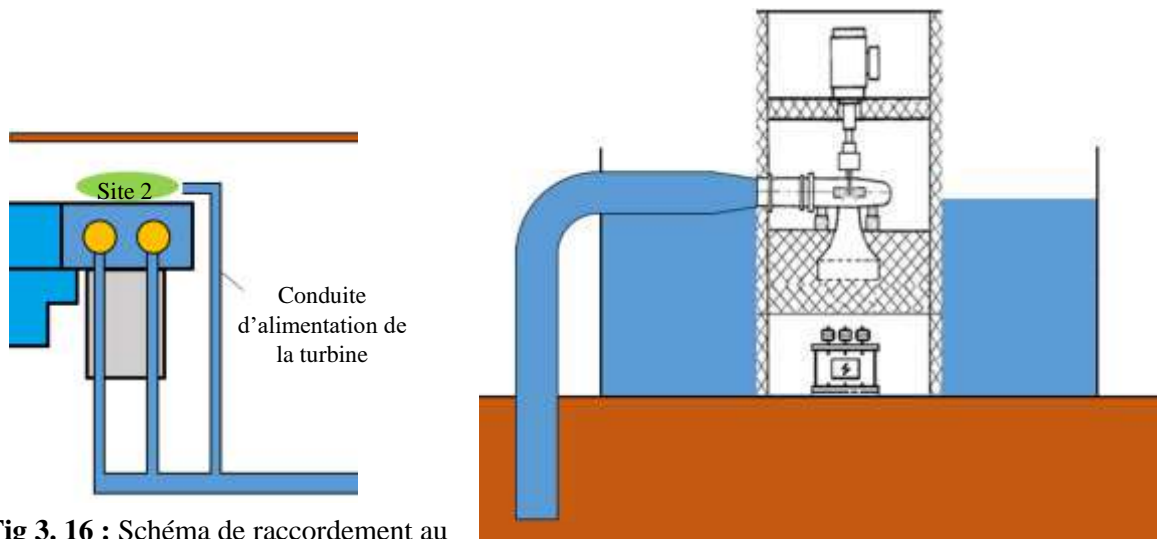


Fig 3. 16 : Schéma de raccordement au collecteur d'eau brute de la turbine de l'option2-variante2

Fig 3. 15 : Option2-Varante2, disposition verticale (vue arrière) (variante 2)

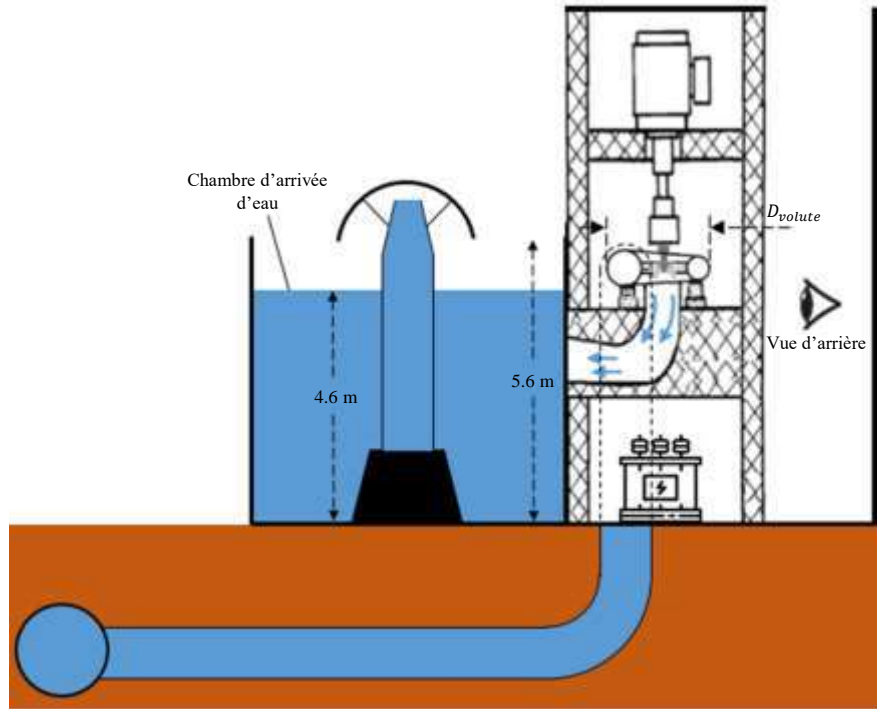


Fig 3.17 : Détail du raccordement de la turbine au collecteur de la conduite d'arrivée d'eau brute (option2-variante2) (Vue de profil)

La figure 3.18 montre la disposition des robinets à disque et l'espace qu'ils occupent à l'intérieur du réservoir. Le cas le plus contraignant serait celui où les turbines sont à axe horizontal. Dans ce cas en effet, l'aspirateur doit avoir partout un diamètre inférieur à la distance entre le capot du robinet et la paroi du réservoir. Cette condition doit être vérifiée lors du dimensionnement des éléments de la centrale.

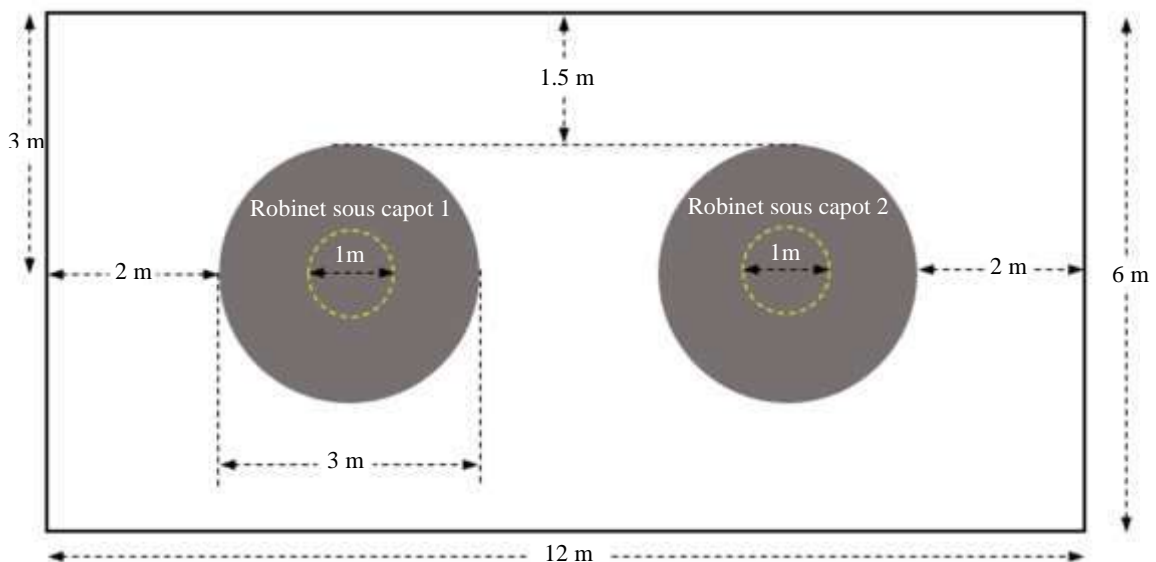


Fig 3.18 : Espace disponible pour l'emplacement de l'aspirateur dans le cas d'une turbine à axe horizontal.

3.5.3 Option 3

Dans cette option, chaque robinet sous-capot sera remplacé par une turbine, on aura donc une petite centrale par brise-charge, ce qui nécessite l'installation de quatre centrales pour exploiter la totalité du potentiel hydroélectrique existant. Chaque turbine recevra le quart du débit d'eau total destiné à la station de traitement, soit :

$$Q_3 = \frac{Q_1}{4} = 1.201 \text{ m}^3/\text{s} = 1201 \text{ l/s}$$

La hauteur effective restera la même comme nous l'avons expliqué précédemment :

$$H_e = 32.6 \text{ m}$$

La puissance hydraulique pour une seule turbine sera donc égale à 274.07 kW.

Choix de la turbine :

Cette fois-ci, le débit ayant encore été réduit de moitié par rapport à l'option 2, la turbine Banki-Michell (Crossflow) devient une option sérieuse et il faut l'envisager au même titre que la turbine Francis. En revanche, en rappelant le diagramme de la figure 3.10, on voit immédiatement que la turbine Kaplan n'est pas un choix possible dans ce cas.

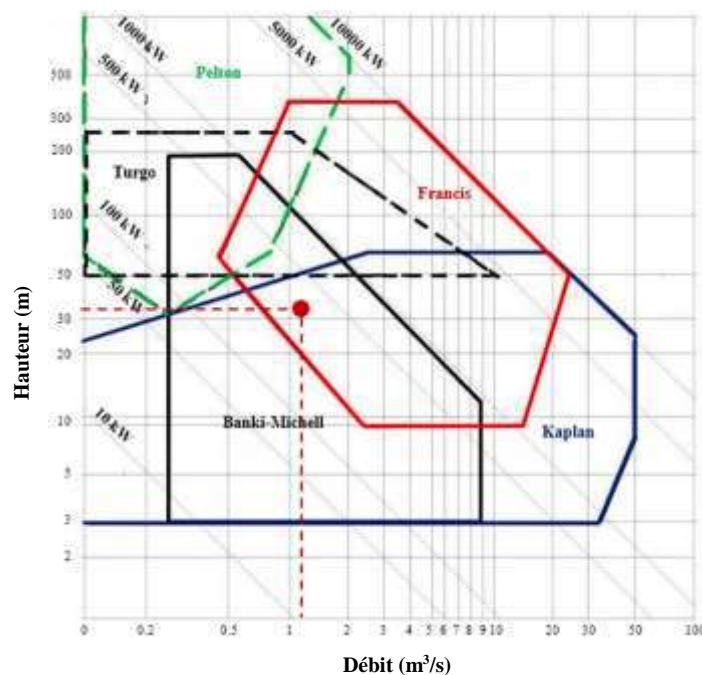


Fig 3. 19 : Sélection du type de turbine pour l'option 2

Cas de la turbine Francis :

Pour la turbine Francis, les schémas de turbinage sont identiques à ceux présentés ci-dessus pour l'option 2. Sauf que cette fois-ci il faudra considérer une turbine par brise-charge et le site 2 semble être le mieux adapté à la situation.

Cas de la turbine Cross-flow :

La turbine Cross-flow, appelée aussi turbine à flux traversant ou Banki-Michell, est une turbine à action qui a ceci de particulier que l'eau traverse deux fois la roue. De construction simple, elle est constituée de trois parties principales (voir figure 3.20).

- ♦ Un **injecteur** de section rectangulaire et dont le débit est réglé à l'aide d'une aube profilée rotative et 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.

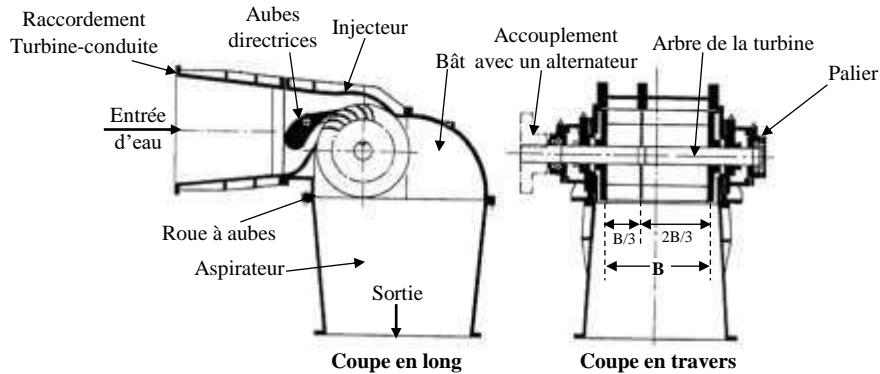


Fig 3. 20 : La turbine Crossflow (Banki-Michelle) [18]

La roue, traversée deux fois par l'eau est autonettoyante : les débris bloqués sur l'aube à l'entrée de la roue sont chassés par l'eau qui en sort. En contrepartie, le rendement maximum de ce type de turbine est moyen et reste compris, pour une machine de bonne qualité, entre 80 et 83 %.

La vitesse de rotation est généralement basse ce qui fait qu'un multiplicateur à engrenages ou à courroie doit être intercalé entre la turbine et l'alternateur.

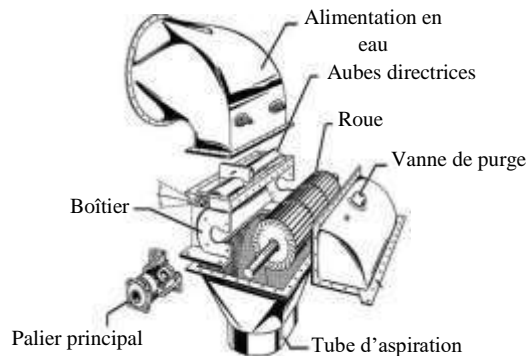


Fig 3. 21 : Vue en perspective de la turbine Cross-flow

Lorsque la turbine Cross-flow travaille sous de faibles chutes et avec un niveau aval variable, elle peut être équipée d'un aspirateur qui permet de récupérer entre la moitié et les trois quarts de la hauteur d'aspiration. Pour ce faire, le bâti de la turbine est doté d'une soupape d'admission d'air pré-réglée pour maintenir la dépression nécessaire à la sortie de la roue. Dans notre cas la chute n'est pas faible et le niveau aval doit être constant pour procéder aux différents types de traitements, nous n'aurons donc pas besoin de munir d'un aspirateur pour la turbine Cross-flow.

La figure 3.22 ci-dessous montre une turbine Cross-flow sans aspirateur.

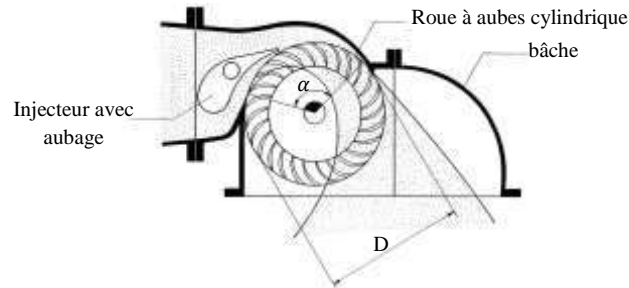


Fig 3. 22 : Turbine Cross-flow sans aspirateur [18]

Dans cette variante on propose le schéma de turbinage de la figure 3.23 où une courroie de transmission relie la roue de la turbine et l'alternateur. L'avantage d'un tel schéma est d'éviter que les parties électriques surplombent l'eau du bassin. Il y a également le fait qu'une telle transmission est simple et permet une maintenance rapide et peu coûteuse.

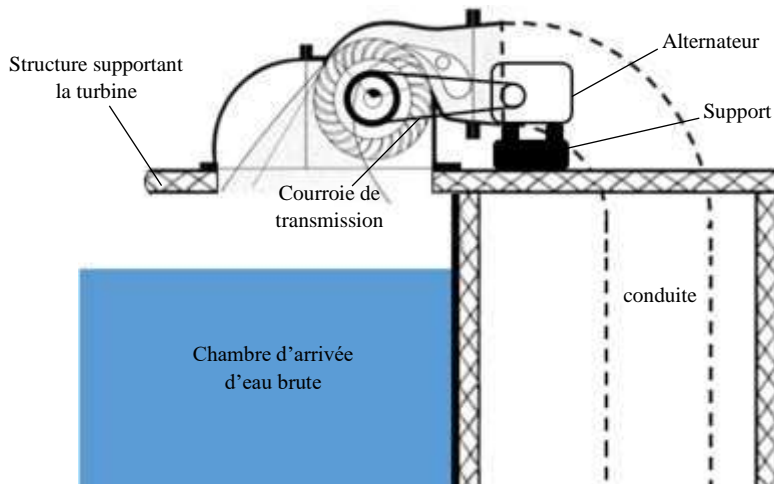


Fig 3. 23 : Turbine Cross-flow (option 3)

La figure 3.24 ci-dessous montre en vue de dessus comment on peut placer les deux petites centrales correspondant à une seule filière de la station de traitement

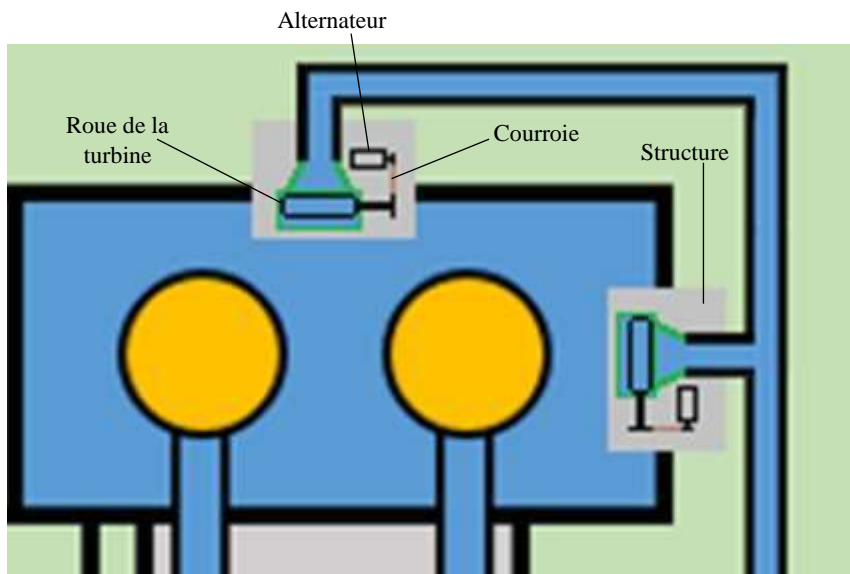


Fig 3. 24 : Vue de dessus de l'option 3

3.6 Calcul des pertes de charge

Nous allons calculer les pertes de charge dues aux conduites reliant le collecteur d'eau brute aux turbines pour chacune des options présentées dans ce chapitre.

3.6.1 Rappel des formules utilisées dans le calcul des pertes de charge

Perte de charges linéaires :

$$h_{linéaire} = h_L = f \frac{V^2 L}{2g D} \quad (3.5)$$

$$h_L = f \frac{(Q/S)^2 L}{2g D} = f \frac{\left(\frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4}}\right)^2 L}{2g D} \quad (3.6)$$

On prend : $\frac{8}{g\pi^2} \cong \frac{1}{12.1} \text{ s}^2/m$ et l'expression de la perte de charge linéaire devient :

$$h_L = f \frac{Q^2 L}{12.1 D^5} \quad (3.7)$$

Evaluation du coefficient de frottement f en fonction du débit Q :

Formulation de Serghides :

$$R_e = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{4\rho Q D}{\pi D^2 \mu} = \frac{4Q}{\pi D \nu} \quad (3.8)$$

$$A = -2 \log_{10} \left[\left(\frac{k}{3.7D} \right) + \frac{12}{R_e} \right] \quad (3.9)$$

$$B = -2 \log_{10} \left[\left(\frac{k}{3.7D} \right) + \frac{2.51A}{R_e} \right] \quad (3.10)$$

$$C = \log_{10} \left[\left(\frac{k}{3.7D} \right) + \frac{2.51B}{R_e} \right] \quad (3.11)$$

$$f = \left[A - \frac{(B - A)^2}{C - 2B + A} \right]^{-2} \quad (3.12)$$

Dans toutes les formules ci-dessus, on a :

ρ : masse volumique de l'eau $\cong 10^3 \text{ kg/m}^3$

μ : viscosité dynamique de l'eau $\cong 1.4 * 10^{-3} \text{ kg/ms}$

ν : viscosité cinématique de l'eau $\cong 1.41 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

D : diamètre de la conduite d'amenée vers la turbine = $D_2 = D_1 = 1.8\text{m}$

k : Rugosité (fonte) = 0.8 à 1.5 mm (on le prend 1.15mm)

Pertes de charges singulières [23]:

La formule générale de calcul des pertes de charges singulières est donnée comme suit :

$$h_s = k \frac{V^2}{2g} \quad (3.13)$$

Avec : k : coefficient de la perte de charge singulière.

✓ Cas d'un Té dans une conduite :

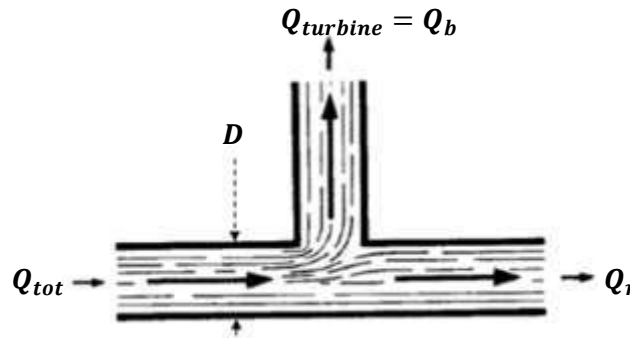


Fig 3. 25 : Té dans une conduite

Le tableau suivant nous donne les coefficients de pertes de charge dans un Té en fonction du rapport des débits.

Tableau 3. 5 : Coefficients de pertes de charges dans le cas d'un Té

$\frac{Q_b}{Q_{tot}}$	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1
k_b	0.95	0.88	0.89	0.95	1.1	1.28
k_r	0.04	-0.08	-0.05	0.07	0.21	0.35

$$h_{s-Té} = k_b \times \frac{Q_{tot}^2}{12.1D^4} \quad (3.14)$$

✓ Cas d'un coude arrondi dans une conduite :

La perte singulière subie au passage d'un coude arrondi à 90° se calcule à l'aide de la formule de Weisbach, soit :

$$k = \left[0.131 + 1.847 \left(\frac{D}{2r} \right)^{3.5} \right] \frac{\theta}{90} \quad (3.15)$$

Avec : r : rayon de courbure.

θ : Déviation en degré = 90° dans notre cas.

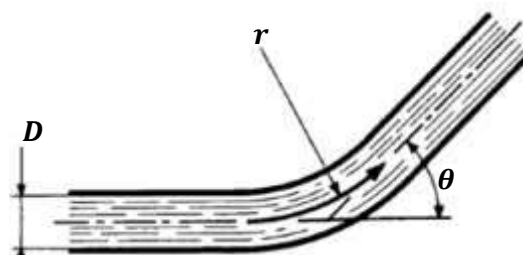


Fig 3. 26 : Coude arrondi dans une conduite

$$h_{s-coude} = k \times \frac{Q_{tot}^2}{12.1D^4} \quad (3.16)$$

✓ Vanne ouverte à 100% :

Dans notre cas, soit la turbine est en marche, soit elle est fermée et ce sont les robinets à disque qui sont en marche. Donc la vanne d'isolement de la turbine prend deux positions possibles : entièrement ouverte ou entièrement fermée. Lorsque la vanne est entièrement ouverte, on a :

$$k_{Vanne} = 0.15$$

$$h_{s-vanne} = 0.15 \frac{Q_{tot}^2}{12.1D^4} \quad (3.17)$$

Finalement, la perte de charge totale s'obtient par la sommation de toutes les pertes de charge qui ont lieu entre l'ouvrage d'entrée de la station et l'entrée du distributeur de la turbine:

$$h_{tot} = h_L + \sum h_s \quad (3.18)$$

Et la hauteur nette s'obtient en retranchant la perte de charge de la hauteur effective :

$$H_{nette} = H_e - h_{tot} \quad (3.19)$$

3.6.2 Résumé des résultats des calculs des pertes de charges

Les résultats des calculs des pertes de charge dans l'ouvrage d'amenée d'eau vers les turbines sont présentés au tableau 3.6 ci-après. Les calculs ont été exécutés pour toutes les options considérées en négligeant la perte de charge supplémentaire qui sera introduite par la partie assurant le raccordement de cet ouvrage au distributeur de la turbine.

Tableau 3. 6 : Résultats des calculs des pertes de charge dans l'ouvrage reliant la conduite principale aux turbines

	Option 1	Option 2		Option 3	
		Variante 1	Variante 2	Variante 1	Variante 2
$Q (m^3/s)$	4.804	2.402		1.201	
Éléments de pertes de charge	L=25m + 2 coudes + 1 Té + 1VO	L=25m + 2 coudes + 1 Té + 1VO	L=35m + 3 coudes + 1 Té + 1VO	L=25m + 1 coude + 2Té + 1VO	L=35m + 3 coudes + 1Té + 1VO
$D_{conduite} (m)$	1.2	1		0.8	
$h_{tot} (m)$	2	0.92	1.02	1.54	1.28
$H_{nette} (m)$	30.6	31.68	31.58	31.06	31.32

Conclusion

A présent que le type de turbine adapté a été sélectionné pour les trois options et que nous disposons de la hauteur nette représentant l'énergie disponible pour chaque turbine, nous allons dans le chapitre suivant procéder à un dimensionnement sommaire des éléments principaux des turbines et au choix des équipements électromécaniques qui vont les accompagner.

Chapitre 4 : Dimensionnement sommaire des éléments principaux des turbines et choix des équipements électromécaniques

Chapitre 4 : Dimensionnement sommaire des éléments principaux des turbines et choix des équipements électromécaniques

Introduction

Suite aux sélections faites au chapitre 3, nous avons ici à déterminer les dimensions principales de trois turbines Francis et d'une turbine Cross-flow. La procédure de calcul est la même pour les trois turbines Francis, la seule différence est la taille des turbines qui va changer. Notons en ce qui concerne la turbine Cross-flow que nous avons déjà opté pour une variante sans aspirateur.

Les formules de dimensionnement utilisées ont été développées par des constructeurs et des chercheurs dans le domaine de l'hydroélectricité à travers l'expérience acquise au cours de nombreuses années de pratique. Avec le temps, ces formules sont devenues précises et permettent l'obtention de résultats acceptables, notamment quand on les compare aux simulations numériques.

Les résultats des calculs seront présentés dans des tableaux pour en simplifier la lecture et la comparaison entre les différentes options.

4.1 Dimensionnement des roues (cas des turbines Francis)

Nous allons introduire les formules de dimensionnement dans le cas d'une turbine Francis et nous présenterons les résultats dans un tableau pour chaque option. Les calculs sont exécutés sur Excel.

Pour le dimensionnement d'une turbine, l'approche la plus utilisée nécessite le choix des valeurs de certains paramètres essentiels et, comme les résultats vont dépendre fortement de ces paramètres, il est essentiel de les choisir soigneusement. Il s'agit de la hauteur nette (H_n) sous laquelle la turbine doit fonctionner, du débit (Q) et de la vitesse de rotation de la roue (N).

Les variables à déterminer sont les diamètres de la roue, le nombre d'aubes du distributeur, la hauteur de ces dernières et le nombre d'aubes de la roue.

4.1.1 Choix de la forme de roue

Ce choix doit se faire sur la base de la vitesse spécifique. Commençons donc par évaluer cette dernière en utilisant les données préliminaires déjà connues sur l'installation, à savoir le débit et la hauteur nette.

Pour cela on utilise une procédure qui fait appel à deux courbes exécutées à partir de données statistiques concernant des turbines déjà en opération. Il faut d'abord calculer la vitesse spécifique définie dans ce cas par l'expression :

$$n_{QE} = n \frac{\sqrt{Q}}{E^{0.75}} \quad (4.1)$$

Avec: Q en (m^3/s), n en (tr/s) et $E = gH_n$ où $g = 9.81$ (m/s^2) et H_n en (m).

Des études statistiques sur un grand nombre d'installations réalisées ont permis d'établir une corrélation entre la vitesse spécifique et la hauteur nette pour chaque type de turbine (voir figure 4.1). On a, d'après la figure, pour une turbine Francis :

$$n_{QE} = \frac{1.924}{H_n^{0.512}}$$

Et donc :

$$n = n_{QE} \frac{(gH_n)^{0.75}}{\sqrt{Q}} \quad (4.2)$$

Les valeurs obtenues pour la vitesse spécifique et la vitesse de rotation sont consignées dans le tableau 4.1 ci-dessous pour les différentes options.

Tableau 4. 1 : Vitesse spécifique et Vitesse de rotation des turbines

Paramètre	Option 1	Option 2	Option 3
Q en (m^3/s)	4.804	2.402	1.201
H_n en (m)	30.6	31.62	32.19
n_{QE}	0.334	0.328	0.331
n en (tr/s)	10.984	15.655	22.061
N en (tr/min)	659.035	939.318	1323.670

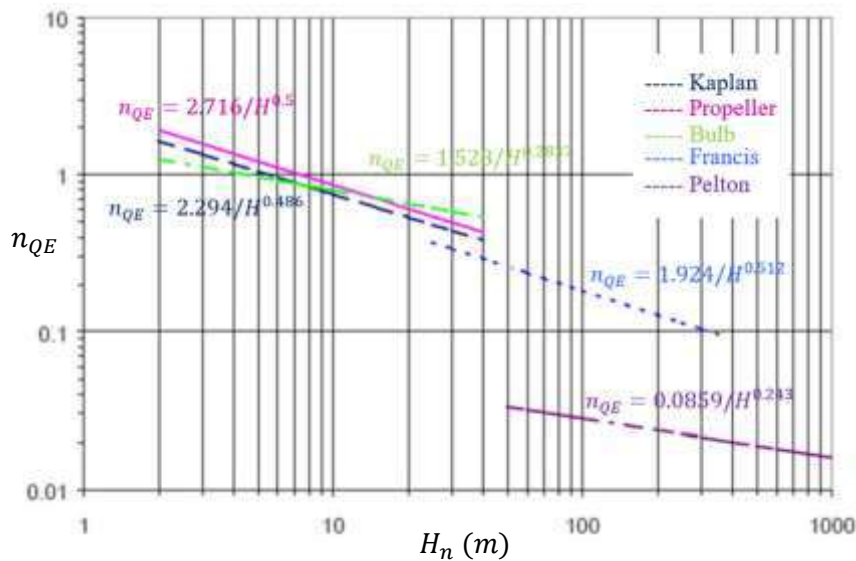


Fig 4. 1 : Abaque et corrélation permettant d'estimer la vitesse spécifique d'une turbine si on connaît la hauteur nette [30]

Il est recommandé d'utiliser un alternateur synchrone sans multiplicateur de vitesse, et pour ce faire il est nécessaire de rechercher la vitesse synchrone qui se rapproche le plus de la valeur de N ci-dessus. Elle est donnée par la formule suivante :

$$N = \frac{60f}{p} \Rightarrow p = \frac{60f}{N} \quad (4.3)$$

Où f est la fréquence du réseau en Hz (qui est de 50 Hz dans le cas de l'Algérie) et p est le nombre de paires de pôles de l'alternateur.

On retient un nombre entier pour p et on le note p_{retenu} , puis on recalcule de nouveau la vitesse de rotation et la vitesse spécifique.

Pour choisir la forme de la roue, nous disposons d'un graphique (figure 4.2) sur lequel le choix se fait sur la base d'une autre expression de la vitesse spécifique, qui est :

$$N_Q = N \frac{\sqrt{Q}}{H_n^{0.75}} \quad (4.3)$$

Avec, N en (tr/min), Q en (m^3/s) et H_n en (m).

Les résultats sont présentés dans le tableau suivant :

Tableau 4. 2 : Récapitulatif des résultats

Paramètre	Option 1	Option 2	Option 3
p	4.55	3.19	2.27
p_{retenu}	6	5	3
N en (tr/min)	500	600	1000
n_{QE}	0.25	0.21	0.25
N_Q	84.23	69.74	83.11

En examinant les valeurs calculées de N_Q , on constate qu'on est dans le domaine des roues rapides.

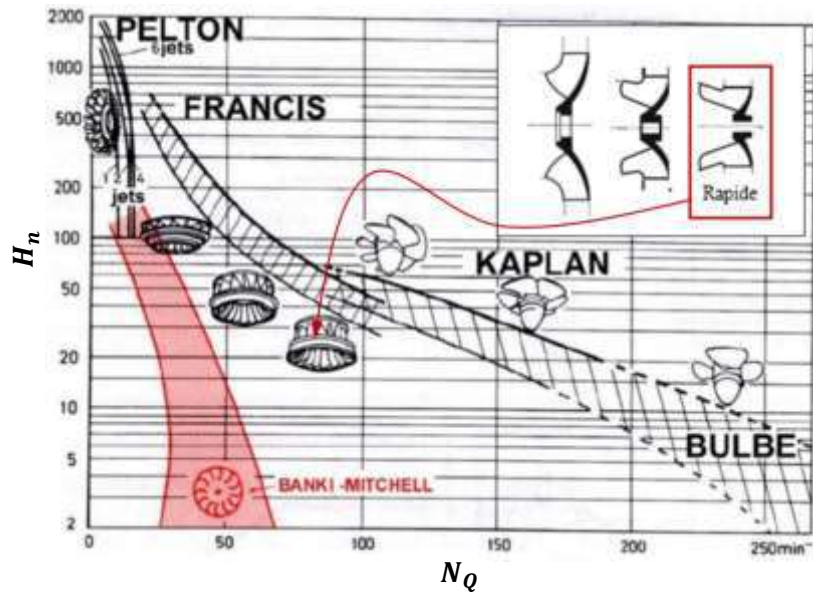


Fig 4. 2 : Abaque permettant le choix adapté de la forme de la roue de la turbine Francis en fonction de la hauteur nette et de la vitesse spécifique [24]

La figure (4.3) ci-dessous montre les dimensions principales de la roue dont le calcul se fera à l'aide de formules empiriques développées à partir de statistiques obtenues sur des turbines déjà en application. Ces formules sont fournies par plusieurs auteurs [17,31] et permettent dans le cas d'une turbine Francis d'évaluer les diamètres D_c , D_a et D_b respectivement :

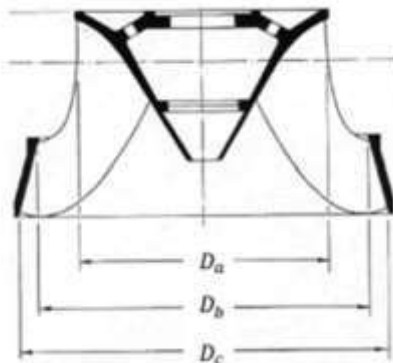


Fig 4. 3 : Schéma de la roue Francis avec les diamètres caractéristiques [17]

$$D_c = 84.5(0.31 + 2.488n_{QE}) \frac{\sqrt{H_n}}{N} \quad (4.4)$$

$$D_a = \left(0.4 + \frac{0.095}{n_{QE}}\right) D_c \quad (4.5)$$

$$D_b = \begin{cases} D_c / (0.96 + 0.3781n_{QE}) & n_{QE} > 0.164 \\ D_a & n_{QE} < 0.164 \end{cases} \quad (4.6)$$

Les diamètres sont calculés pour les différentes options considérées et sont présentés dans le tableau suivant :

Tableau 4.3 : Tableau récapitulatif des diamètres de la roue Francis pour les trois options considérées

Paramètre	Option 1	Option 2	Option 3
N en (tr/min)	500	600	1000
n_{QE}	0.25	0.21	0.25
D_c en (m)	0.879	0.659	0.439
D_a en (m)	0.681	0.562	0.343
D_b en (m)	0.832	0.634	0.417

4.1.2 Choix du nombre d'aubes

Comme pratique standard, le nombre d'aubes est fixé à 15 pour le rotor d'une turbine Francis [26]. Cependant, on peut rencontrer certaines turbines modernes avec 13, 17 ou 19 aubes, les plus grands nombres correspondants aux vitesses spécifiques les plus basses du domaine couvert par les turbines Francis, soit :

$$0.05 \leq n_{QE} \leq 0.33$$

Et comme dans notre cas la valeur de n_{QE} pour chaque option est plutôt proche de la limite supérieure du domaine ci-dessus, nous optons donc pour la valeur standard de 15 aubes pour les trois options.

4.1.3 Détermination de la hauteur des aubes directrices

Les aubes directrices de hauteur B sont montrées à la figure ci-dessous, elles seront traversées par l'écoulement entre les sections (0 et 1). La roue quant à elle sera traversée entre les points (1 et 2). En considérant un jeu de 2.5 mm, le diamètre à la sortie du distributeur sera :

$$D = D_c + 5mm$$

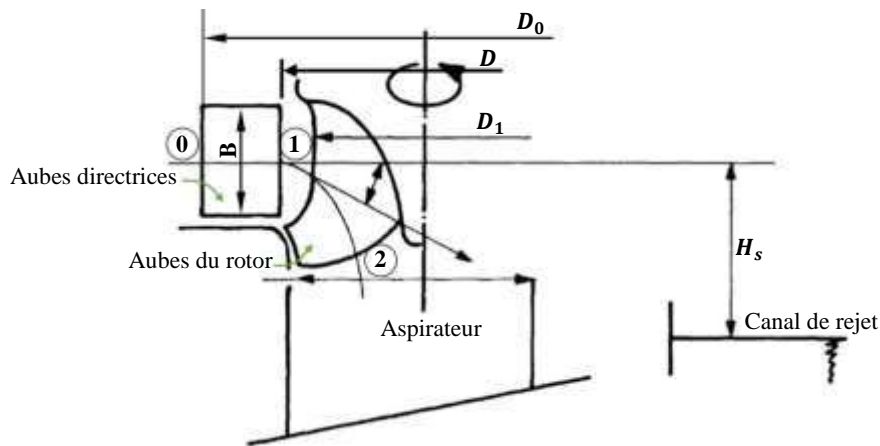


Fig 4. 4 : Schéma de la roue Francis montrant l'entrée 1 et la sortie 2 de la roue, la hauteur des aubes directrices B et la hauteur d'aspiration H

Pour calculer la hauteur des aubes directrices, il est nécessaire d'estimer au préalable la vitesse de l'écoulement à l'entrée de la roue (sortie distributeur). Cette dernière est liée à la vitesse périphérique U_1 par un coefficient $\varphi = U_1/C_1$ pouvant prendre des valeurs allant de 0.6 pour les turbines lentes jusqu'à 0.9 pour les rapides [27]. On choisit la valeur de φ pour chaque option de sorte à avoir un rendement hydraulique η_h dans les normes et qui nous donnera des résultats acceptables concernant la taille de la volute, on calcule U_1 puis C_1 :

$$U_1 = \frac{\pi D_1 N}{60} \quad (4.7)$$

$$D_1 = \frac{D_a + D_b}{2}$$

$$C_1 = \frac{U_1}{\varphi}$$

L'angle des aubes du distributeur par rapport à la direction tangentielle, soit α_1 prendra une valeur entre 20° et 60° pour des vitesses spécifiques comprises entre 0.05 et 0.33.

La couronne d'aubes fixes comprend le même nombre d'aubes que la couronne d'aubes réglables du distributeur. Ce nombre est choisi arbitrairement et on le note Z_d . C'est habituellement un multiple de 4 et est compris entre 12 et 28, selon le diamètre de la roue, le plus grand nombre étant utilisé pour les diamètres les plus grands. Par ailleurs, ce nombre ne doit pas être très différent du nombre d'aubes du rotor. Etant donné que dans les trois options on a choisi $Z_r = 15$ pour le rotor, on prendra pour chacune des deux couronnes d'aubes du distributeur $Z_d = 16$.

Ainsi, la hauteur des aubes directrices se calcule à l'aide de l'expression :

$$B = \frac{Q}{C_1 \pi \delta D_1 \sin \alpha_1} \quad (4.8)$$

Dans cette expression, δ est un coefficient qui prend en considération l'épaisseur des aubes. Sa valeur est habituellement de 0.95 pour une turbine Francis [27].

On peut déduire la formule de calcul de la vitesse C_{u1} à partir du triangle des vitesses ci-après:

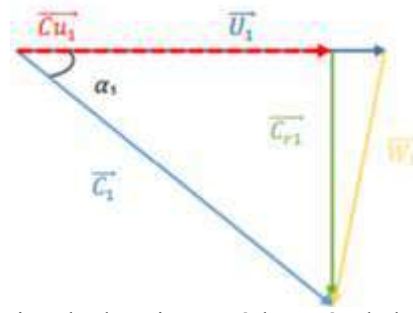


Fig 4. 5 : Triangle des vitesses à l'entrée de la roue Francis

On a alors :

$$C_{u1} = C_1 \times \cos(\alpha_1) \quad (4.9)$$

Le tableau 4.4 ci-dessous résume les résultats de calcul à partir du choix du nombre d'aubes jusqu'au calcul de la vitesse C_{u1} .

Tableau 4. 4 : tableau récapitulatif des différents paramètres calculés précédemment

Paramètre	Option 1	Option 2	Option 3
D en (m)	0.884	0.664	0.444
Z_r	15	15	15
Z_d	16	16	16
D_1 en (m)	0.757	0.598	0.380
U_1 en (m/s)	19.81	18.78	19.88
φ	0.9	0.86	0.9
C_1 en (m/s)	22.02	21.84	22.09
α_1 en degrés	49	44	48
B en (m)	0.128	0.089	0.065
C_{u1} en (m/s)	14.44	15.71	14.78

4.2 Calcul de la hauteur théorique

Nous pouvons exprimer la hauteur théorique en fonction des vitesses U_1 et C_{u1} (on prendra $C_{u2} = 0$ conformément à l'usage).

$$H_{th} = \frac{U_1 \times C_{u1}}{g} \quad (4.10)$$

Et le rendement hydraulique est donné par :

$$\eta_h = \frac{H_{th}}{H_n} \quad (4.11)$$

Tableau 4. 5 : Hauteur théorique et rendement hydraulique pour les trois options considérées

Paramètre	Option 1	Option 2	Option 3
H_n (m)	30.6	31.62	31.19
H_{th} (m)	29.17	30.07	29.97
η_h (%)	95.3	95.1	96.2

4.3 Calcul de la puissance et de l'énergie annuelle produite

La puissance du système de turbinage se calcule comme suit :

$$P_i = \rho g H_{th} Q = \rho g (\eta_h H_n) Q \quad (4.12)$$

Une fois la puissance déterminée, nous pouvons estimer la quantité d'énergie produite annuellement par notre centrale hydraulique. Pour cela, on utilisera la formule :

$$E = \rho g Q (H_n \eta_h) \eta_m \eta_{al} \eta_{tr} \eta_{aux} \xi (365 \times 24) \quad (4.13)$$

Avec : ξ , facteur d'utilisation de la centrale, c'est un coefficient qui prend en considération le fait que, pour des raisons diverses, les installations ne sont pas toujours en fonctionnement et quand elles le sont, elles ne le sont pas toujours à plein régime, dans notre cas nous prendrons $\xi = 0.85$.

On s'aidera du tableau suivant pour déterminer la valeur du rendement de l'alternateur η_{al} :

Tableau 4. 6 : Rendement des alternateurs suivant la puissance nominale

Puissance nominale (kW)	Meilleur rendement
10	0.910
50	0.940
100	0.950
250	0.955
500	0.960
1000	0.970

Dans l'expression de l'énergie produite, en plus du rendement mécanique η_m de la turbine, de celui η_{tr} du transformateur, on a introduit le rendement η_{aux} des auxiliaires qui tient compte de la puissance autoconsommée au sein même de la centrale hydroélectrique. Les valeurs de ces différents rendements sont portées au tableau ci-après pour les trois options considérées.

Tableau 4. 7 : Rendements des différents équipements pour chacune des trois options

	Option 1	Option 2	Option 3
Rendement hydraulique η_h	0.953	0.951	0.962
Rendement mécanique η_m	0.98	0.98	0.98
Rendement alternateur η_{al}	0.98	0.96	0.955
Rendement transformateur η_{tr}	0.98	0.98	0.98
Rendement auxiliaires η_{aux}	0.985	0.985	0.985
Rendement total η_{tot}	0.87	0.86	0.85

On notera les valeurs de P_i et E pour les différentes options dans le tableau ci-après :

Tableau 4. 8 : Puissances théoriques et énergies annuelles produites

	Option 1	Option 2	Option 3
Nbr de turbines	1	2	4
$P_{i\ tot}$ (kW)	1374.858	1417.285	1412.264
E (kWh/an)	9341911	4771175.14	2322801.102
E (GWh/an)	9.34	9.54	9.29

4.4 Dimensionnement des éléments fixes des turbines

Après avoir déterminé les dimensions principales des roues, on va s'intéresser maintenant au distributeur de la turbine qui contient la volute et les aubes directrices, ce dernier sert à régler et distribuer le débit d'eau uniformément autour de la roue et, à l'aspirateur, qui se place à la sortie de la roue pour récupérer l'énergie cinétique rémanente du flux à cet endroit.

4.4.1 Dimensionnement des volutes

La bêche spirale ou volute d'une turbine à réaction, est une enveloppe sous pression permettant la mise en rotation d'eau provenant de la conduite forcée.

Le calcul de la bêche spirale est basé sur la supposition que la composante circonférentielle de la vitesse à l'intérieur de la spirale est inversement proportionnelle au rayon (loi de répartition de la vitesse dans la section d'un vortex libre), ce qui traduit la conservation du moment cinétique à travers la volute. On aura donc :

$$C_u = \frac{\Gamma}{2\pi r} \quad (4.14)$$

Où Γ est la circulation de la vitesse le long d'un contour fermé qui encercle le rotor, cette grandeur est constante pour une spirale et un régime de fonctionnement de la turbine donnés.

A mesure que le rayon diminue, la vitesse C_u augmente et, de ce fait, la pression diminue. Par conséquent, au cours de l'écoulement de l'eau à l'intérieur de la volute, son énergie de pression se transforme en énergie cinétique. Il est utile d'exprimer la circulation à l'aide de la hauteur nette de la turbine et de son rendement, on a en effet :

$$H_n = \frac{U_1 C_{u1}}{g} \times \frac{1}{\eta_h} = \frac{\omega}{g} r_1 C_{u1} \frac{1}{\eta_h} \quad (4.15)$$

$$\Gamma = 2\pi r C_u = 2\pi r_1 C_{u1} = 2\pi \eta_h \frac{g H_n}{\omega} \quad (4.16)$$

On admet que le débit dans une section quelconque de la volute diminue proportionnellement à l'angle d'inclinaison de cette section par rapport à la section de la volute où le débit sera considéré comme étant entièrement distribué. On aura alors :

$$Q_\theta = \frac{\theta^\circ}{360} Q \quad (4.17)$$

Où Q est le débit total admis dans la turbine.

Le débit élémentaire à travers une aire de dimensions bdr , prise dans une section quelconque de la spirale, à une distance (r) de l'axe de la turbine sera :

$$dQ_\theta = b C_u dr = \frac{\Gamma}{2\pi r} b dr \quad (4.18)$$

Ce qui donne pour le débit à travers toute la section d'inclinaison θ :

$$Q_\theta = \frac{\theta^\circ}{360} Q = \frac{\Gamma}{2\pi} \int_{R'}^R \frac{b dr}{r} \quad (4.19)$$

avec $R' = (1.03 \text{ à } 1.05) \times r_0$ et r_0 , rayon du cercle limitant la couronne des aubes directrices et à laquelle sont tangentes les sections de la bête spirale. Dans les calculs qui suivent, nous prendrons: $R' = 1.03 \times r_0$.

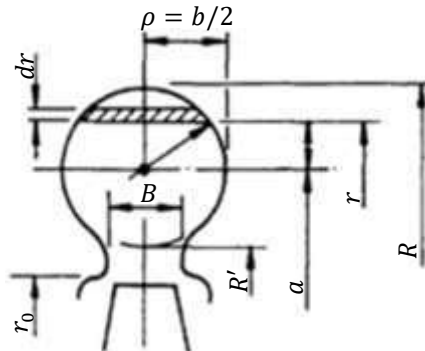


Fig 4. 6 : Section droite d'une volute circulaire

Dans le cas d'une spirale à section circulaire dont le rayon ρ est variable, nous obtenons en utilisant le théorème de Pythagore (fig. 4.6):

$$\rho^2 = \left(\frac{b}{2}\right)^2 + (r - a)^2 \quad (4.20)$$

$$\Rightarrow b = 2\sqrt{\rho^2 - (r - a)^2}$$

Où, a est la distance du centre de la section jusqu'à l'axe du rotor. Par conséquent :

$$Q_\theta = \frac{\Gamma}{\pi} \int_{R'}^R \frac{\sqrt{\rho^2 - (r - a)^2}}{r} dr = \Gamma \left(a - \sqrt{a^2 - \rho^2} \right) \quad (4.21)$$

On remplace dans cette équation Q_θ par $\frac{\theta^\circ}{360} Q$ et a par $R' + \rho$, puis on résout par rapport à ρ pour obtenir le rayon de la section inclinée d'un angle θ :

$$\rho(\theta^\circ) = \frac{\theta^\circ}{360 \cdot k} + \sqrt{\frac{2}{k} \frac{\theta^\circ}{360} R'} \quad (4.22)$$

Avec :

$$k = \frac{\Gamma}{Q} = \frac{2\pi\eta_h g H_n}{\omega Q} \quad (4.23)$$

Ces deux expressions permettent de déterminer entièrement les dimensions et les contours d'une volute à section circulaire. Dans le cas d'une section de forme quelconque, le calcul doit être effectué par intégration numérique.

Pour calculer r_0 , on le relie à l'expression du périmètre du cercle formé par les Z_d aubes de longueur L chacune du distributeur en position de fermeture (figure 4.7 ci-après) :

$$Z_d \times L = 2\pi r_0 \quad (4.24)$$

D'autre part, on le relie à la projection radiale de la longueur d'une aube directrice lorsqu'elle est orientée suivant l'angle d'attaque nominal α_1 :

$$L \sin \alpha_1 = r_0 - R_c \quad (4.25)$$

avec : $R_c = D_c/2$.

$$r_0 = \frac{Z_d \times R_c}{Z_d - 2 \times \pi \times \sin \alpha_1} \quad (4.26)$$

Les résultats des calculs sont fournis au tableau suivant :

Tableau 4.9 : Valeurs du rayon du cercle tangent aux sections droites de la volute

	Option 1	Option 2	Option 3
Z_d	16	16	16
α_1 (°)	49	44	48
R_c (m)	0.439	0.329	0.220
r_0 (m)	0.625	0.453	0.310
R' (m)	0.643	0.471	0.323

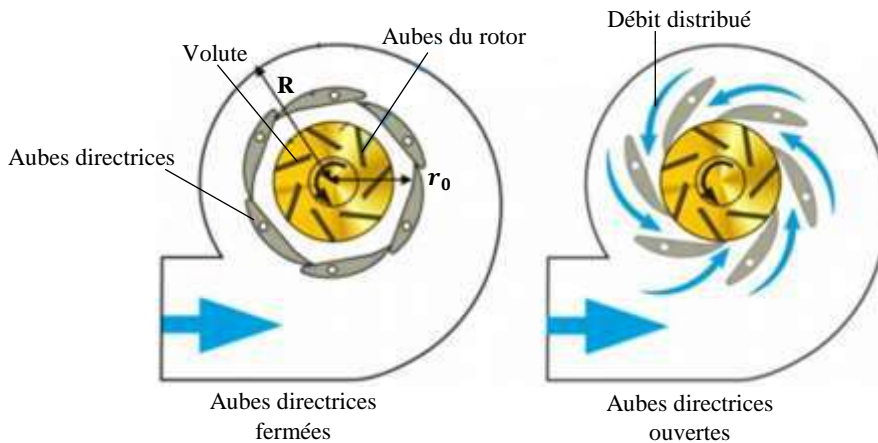


Fig 4.7 : Position de fermeture et d'ouverture maximale des aubes directrices du distributeur

La figure (4.7) montre deux configurations différentes des aubes directrices qui servent à diriger l'écoulement vers les aubes de la roue, la première où elles sont fermées ce qui correspond à un débit nul, la deuxième où elles sont entièrement ouvertes et qui correspond au débit maximal.

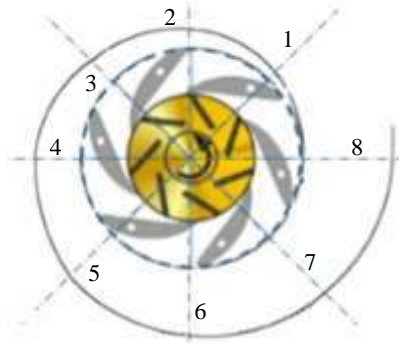


Fig 4.8 : Différentes sections de la volute situées à 45° les unes des autres et dont les rayons sont donnés au tableau (4.10)

La figure (4.8) tient compte de huit positions différentes d'un angle de 45° les unes des autres, et donc nous allons calculer le rayon de la volute circulaire en chaque position et puis pour déterminer l'encombrement total de la machine, on somme les diamètres sur la ligne réunissant les positions 4 et 8. On obtient donc :

$$\text{encombrement} = 2 \times (\rho_4 + \rho_8) + 2 \times R' \quad (4.27)$$

Le tableau 4.10 ci-après résume le calcul du diamètre des différentes sections de la volute.

Tableau 4.10 : valeurs des différents diamètres de la volute en chaque position présentée précédemment

		Option 1	Option 2	Option 3
ω (rad/s)		52.36	62.83	104.72
k		7.15	12.28	14.69
Position	θ°	Valeurs du diamètre de la volute $D_V = 2\rho$ en (m)		
1	45	0.167	0.108	0.083
2	90	0.247	0.159	0.122
3	135	0.312	0.200	0.154
4	180	0.370	0.236	0.182
5	225	0.423	0.270	0.208
6	270	0.472	0.301	0.232
7	315	0.519	0.330	0.255
8	360	0.564	0.358	0.277
L'encombrement (m)		3.15	2.13	1.56

4.4.2 Dimensionnement de l'aspirateur

L'aspirateur ou le (diffuseur) reçoit l'eau à la sortie de la roue et la conduit à la sortie de la turbine. Comme son nom l'indique, il permet d'abaisser la pression en sortie de roue, sous l'effet du dénoyage éventuel de la machine et grâce à une augmentation progressive de sa section de passage. En conséquence les turbines hydrauliques à réaction sont munies d'un aspirateur, ce qui permet de réduire l'énergie cinétique perdue à la sortie de la turbine et de la récupérer sous forme d'une énergie hydrostatique à l'aval de celle-ci (hauteur d'aspiration H_s).

La récupération de l'énergie dépend de la conception de l'aspirateur, il existe trois types de ce dernier, droit, coudé simple et coudé à section variable.

L'utilisation des tubes droits est limitée aux turbines de diamètre moyen et faible car, du fait de l'augmentation du canal de guidage, la longueur du tube est devenue tellement grande, donc c'est une solution difficile à réaliser et non pratique. Dans le cas des flux axial et rotatif, la récupération de l'énergie cinétique est obtenue au mieux dans les tubes coudés à section variable. Nous allons donc utiliser des aspirateurs coudés à section variable [28].

Pour effectuer le calcul de différentes parties de l'aspirateur, on utilise une procédure empirique basée sur plusieurs tests réalisés sur les turbines Francis et qui fait appel aux coefficients adimensionnels donnés au tableau (4.11) ci-dessous.

La figure (4.9) ci-après présente les différents diamètres et longueurs de l'aspirateur qu'on va utiliser pour nos turbines, pour chaque option on considère le même aspirateur pour les deux dispositions, verticale et horizontale. Les résultats sont portés au tableau (4.11). Ces coefficients ont été utilisés pour calculer les dimensions de l'aspirateur pour les différentes turbines considérées. Les résultats de ce dimensionnement sont fournis dans le même tableau (4.11).

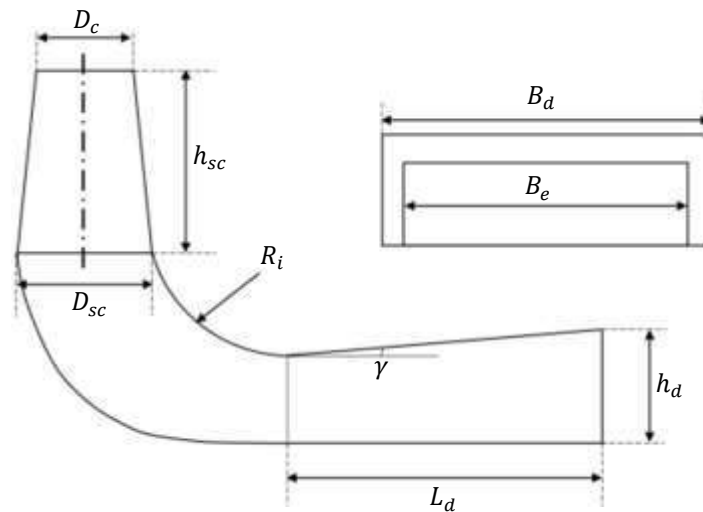


Fig 4. 9 : Paramètres géométriques de l'aspirateur [29]

Tableau 4. 11 : Dimensions de l'aspirateur pour les différentes options

Paramètres adimensionnels	Valeur	Paramètre dimensionnels (fig)		Option 1	Option 2	Option 3
		D_c	(m)			
		D_c	(m)	0.879	0.659	0.439
		Valeur des différentes dimensions de l'aspirateur				
D_c/D_i	0.696	D_i	(m)	1.263	0.946	0.631
D_{sc}/D_i	0.904	D_{sc}		1.142	0.855	0.571
h_{sc}/D_i	0.652	h_{sc}		0.823	0.617	0.412
B_e/D_i	1.728	B_e		2.182	1.635	1.091
B_d/D_i	1.902	B_d		2.402	1.800	1.201
h_d/D_i	0.646	h_d		0.816	0.611	0.408
L_d/D_i	2.041	L_d		2.577	1.931	1.289
γ	9.5°	γ		9.5°	9.5°	9.5°

4.5 Détermination de la hauteur d'aspiration H_s

La hauteur d'aspiration H_s d'une turbine à réaction est mesurée entre le plan d'eau aval et l'axe de la roue de la turbine. La valeur de H_s est positive si la turbine se trouve au-dessus du niveau d'eau aval et négative dans le cas contraire.

En effet, lorsqu'un profil d'aube de turbine se déplace dans l'eau, il se produit sur une de ses faces (l'intrados) une zone de surpression et sur l'autre (l'extrados) une zone de dépression. Ce sont ces différences de pressions entre intrados et extrados qui créent la force hydrodynamique sur le profil qui mettra la turbine en rotation.

En augmentant la hauteur d'aspiration, la dépression sur l'extrados ajoutée à la dépression statique atteint localement la pression de vaporisation de l'eau. Il y a alors formation de bulles de vapeur qui se détachent de la surface de l'aube en suivant l'écoulement. Dès qu'elles atteignent une zone où la pression est plus élevée, les bulles de vapeur implosent en créant de fortes ondes de pression dynamique.

Ces implosions de bulles de vapeur ont pour conséquence un crépitement caractéristique, ou bruit de cavitation, et provoquent avec le temps l'érosion par enlèvement de matière de la surface de l'aubage.

Toutefois, il existe un moyen d'y remédier. En effet, de nombreux tests ont permis de déterminer les limites d'utilisation d'une turbine hydraulique et d'aboutir à une conception permettant d'éviter la cavitation. Pour ce faire, il suffit d'installer la turbine à une hauteur d'aspiration H_s remplissant la condition [31] :

$$H_s = \frac{P_{atm} - P_v}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} - \sigma H_n \quad (4.28)$$

avec :

P_{atm} pression atmosphérique en Pa .

P_v pression de vapeur d'eau saturée en Pa .

ρ masse volumique de l'eau en kg/m^3 .

V vitesse de l'eau à la sortie de la turbine en m/s .

σ coefficient de cavitation (coefficient de Thoma).

Des données statistiques de laboratoire ont permis de d'établir une corrélation entre le coefficient de cavitation σ critique et la vitesse spécifique n_{QE} pour les turbines Francis :

$$\sigma = 1.2715 \times (n_{QE})^{1.41} + \frac{V^2}{2gH_n} \quad (4.29)$$

Avec : $P_{atm} = 101325 Pa$, une température de l'eau supposée de $20^\circ C$ pour laquelle on a $P_v = 2300 Pa$ et V déduite de la valeur du débit à la sortie de la roue comme suit :

$$V = \frac{4Q}{\pi D_c^2} \quad (4.30)$$

L'application de la formule (4.28) avec l'utilisation du coefficient de cavitation critique permet d'obtenir les valeurs maximales de la hauteur d'aspiration correspondant aux différentes options (voir tableau (4.12) ci-dessous).

Tableau 4. 12 : Hauteur d'aspiration maximale pour chaque option

	Option 1	Option 2	Option 3
$Q \text{ (m}^3/\text{s)}$	4.804	2.402	1.201
$D_c \text{ (m)}$	0.879	0.659	0.439
$V \text{ (m/s)}$	7.92	7.05	7.92
σ	0.29	0.22	0.28
$H_s \text{ (m)} \leq$	4.48	5.65	4.49

4.6 Dimensionnement de la roue de la turbine Crossflow (option 3)

Pour construire la turbine, il faudra connaître les trois grandeurs caractéristiques suivantes : Débit Q , Hauteur de chute H_n , Vitesse de rotation N . Q et H_n étant les données de départ du projet, il faut donc trouver N .

Les facteurs qui interviennent dans le choix de N sont les suivants :

- Limiter les dimensions des éléments de la roue et des appareils électriques
- Limiter la valeur de N pour éviter la cavitation.

La vitesse de rotation de la turbine Cross-flow varie habituellement entre 50 tr/min et 1000 tr/min environ, mais on recommande souvent de prendre les deux tiers de la vitesse de rotation maximale qui est de l'ordre de 1000 tr/min dans notre cas, ainsi on prend une vitesse de rotation $N = 600 \text{ tr/min}$, soit un peu moins que la valeur de 2/3 recommandée [13].

4.6.1 Calcul du diamètre et de la largeur de la roue

Nous avons la formule qui lie le débit aux deux paramètres les plus importants de la roue de la turbine Cross-flow, le diamètre et la largeur [13]. Soit :

$$Q = 0.25\delta \times \frac{D_1 \cdot B}{2} \sqrt{2gH_n} \quad (4.31)$$

Avec :

D_1 : Diamètre extérieur de la roue

B : Largeur de la roue

δ : Angle d'injection en rad ($\pi/2$ à $2\pi/3$) selon les constructeurs

g : Accélération de la pesanteur

En prenant $\delta = 2\pi/3$, la formule (4.31) donnera :

$$D_1 \cdot B = \frac{2Q}{0.25\delta \times \sqrt{2gH_n}}$$

$$D_1 \cdot B = \frac{2 \times 1.201}{0.25 \times 2.094 \times \sqrt{2 \times 9.81 \times 31.19}}$$

D'où

$$D_1 \cdot B = 0.1855 \text{ m}^2 \quad (4.32)$$

Chapitre 4 : Dimensionnement sommaire des éléments principaux des turbines et choix des équipements électromécaniques

La vitesse de rotation ω est liée au diamètre par l'expression:

$$\omega = 0.45 \frac{\sqrt{2gH_n}}{D_1/2} = 0.9 \frac{\sqrt{2gH_n}}{D_1} \quad (4.33)$$

Avec :

$$\omega = \frac{\pi N}{30} = \frac{3.1416 \times 600}{30} = 62.83 \text{ rad/s}$$

On peut aisément calculer le diamètre de la roue au moyen de l'expression (4.33) ci-dessus :

$$D_1 = 0.9 \times \frac{\sqrt{2 \times 9.81 \times 31.19}}{62.83} = 0.354 \text{ m}$$

Puis en revenant à l'expression (4.32) on obtient la largeur de la roue :

$$B = \frac{0.1855}{0.354} = 0.524 \text{ m}$$

Des tests effectués par les constructeurs de turbines Cross-flow ont permis de sélectionner le ratio optimal entre le diamètre extérieur D_1 et le diamètre intérieur D_2 de la roue, ainsi que le nombre d'aubes N_b de cette dernière, et ce, en fonction du rendement de la turbine pour un débit maximal de fonctionnement. Voir figure (4.10) ci-dessous.

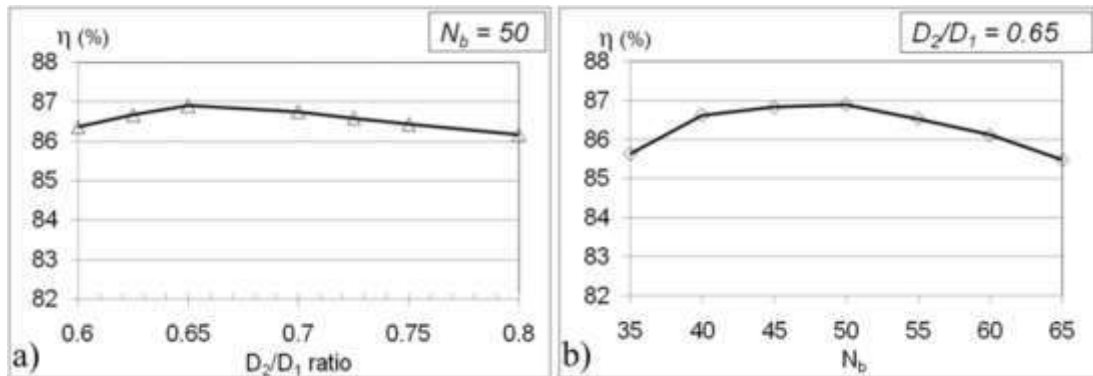


Fig 4.10 : Variation du rendement en fonction du nombre d'aubes et du rapport des diamètres [16]

D'après ces graphes, on peut noter les valeurs optimales suivantes :

$$\begin{aligned} N_b &= 50 \\ D_2/D_1 &= 0.65 \end{aligned} \quad (4.34)$$

D'où on déduit la valeur du diamètre extérieur:

$$D_2 = 0.65 \times 0.354 = 0.23 \text{ m}$$

4.6.2 Triangles des vitesses dans une turbine Crossflow

Les triangles des vitesses à l'intérieur de la roue d'une turbine cross-flow sont représentés à la figure 4.11 ci-dessous. On distingue quatre positions différentes de la particule d'eau à travers la roue. Les différents angles sont portés sur la figure, ainsi que les vecteurs vitesses relative (W), d'entraînement (u) et absolue (C).

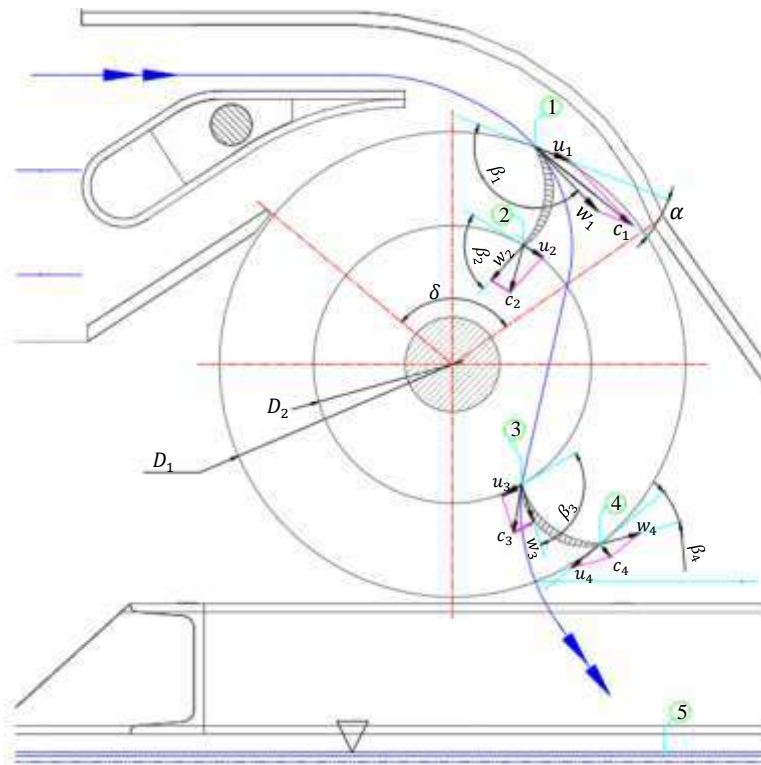


Fig 4. 11 : Triangles des vitesses dans une turbine Cross-flow [9]

L'angle d'attaque α est choisi de façon à simplifier la construction de la turbine, en effet $\alpha = 0^\circ$ est l'angle optimal mais ça conduit à une largeur B infinie. Dans la pratique, un angle de 15° est souvent adopté [9].

β_2 : Angle entre tangente aubage et diamètre intérieur rotor

β_4 : Angle entre tangente aubage et diamètre extérieur rotor

On prend $\beta_2 = 78^\circ$ et $\beta_4 = 24^\circ$ et on calcule β_1 et β_3 , sachant que les aubages sont identiques pour les deux passages, alors il vient que :

$$\beta_1 = \pi - \beta_4 = 156^\circ$$

$$\beta_3 = \pi - \beta_2 = 102^\circ$$

4.6.3 Géométrie et position d'une aube du rotor

On considère un aubage en arc de cercle de rayon R entre $r = D_1/2$ et $r = D_2/2$, la figure (4.12) montre la géométrie d'aube et les points O, A, B, C.

On a dans le triangle OAB :

$$|OB|^2 = \left(\frac{D_2}{2}\right)^2 + R^2 - D_2 * R * \cos(\pi - \beta_2) \quad (4.35)$$

Et dans le triangle OCB :

$$|OB|^2 = \left(\frac{D_1}{2}\right)^2 + R^2 - D_1 * R * \cos(\pi - \beta_1) \quad (4.36)$$

Les équations (4.35) et (4.36) nous donnent :

$$R = \frac{D_2^2 - D_1^2}{4 * (D_1 \cos(\beta_1) - D_2 \cos(\beta_2))} \quad (4.37)$$

$$R = \frac{0.23^2 - 0.354^2}{4 * (0.354 \cos(156) - 0.23 \cos(78))} = 0.049 \text{ m}$$

On utilise l'équation (4.35) pour déterminer la position du centre de cet arc :

$$OB = \sqrt{\left(\frac{D_2}{2}\right)^2 + R^2 - D_2 * R * \cos(\pi - \beta_2)}$$

$$OB = 0.134 \text{ m}$$

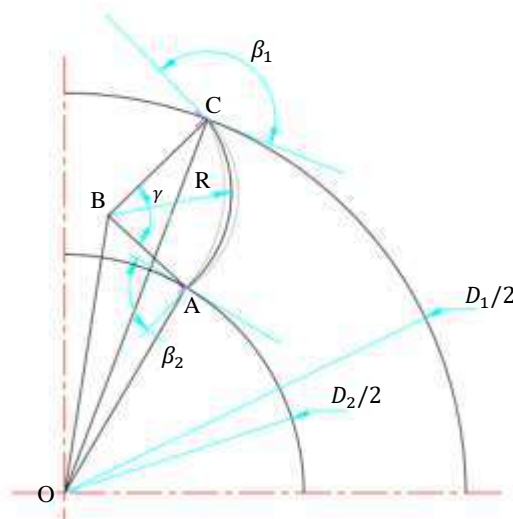


Fig 4. 12 : Géométrie et position d'une aube [9]

4.6.4 Calcul de la vitesse d'emballement

La vitesse d'emballement est la vitesse maximale qu'une turbine peut atteindre sous une chute donnée lorsqu'elle fonctionne à vide. Elle se situe entre 1.5 et 3.5 fois la vitesse nominale selon le type de turbine.

Pour les turbines à action, la vitesse d'emballement ne dépend que de la chute et du diamètre de la roue de la turbine, quel qu'en soit le type, mais ce n'est pas le cas pour les turbines à réaction, dans lesquelles l'écoulement du fluide est plus complexe.

Pour la turbine Cross-flow, on a :

$$N_{emb} = 1.8 \times N \quad (4.33)$$

$$N_{emb} = 1.8 \times 600 = 1080 \text{ tr/min}$$

4.6.5 Choix de l'alternateur

Si l'on considère que la vitesse de rotation est la même pour la turbine et l'alternateur, le nombre de paires de pôles de l'alternateur se calcule au moyen de la formule (4.3) :

$$p = \frac{60f}{N} = \frac{60 * 50}{600} = 5$$

Nous avons donc un alternateur avec 5 paires de pôles.

Le tableau (4.6) nous donne pour rendement de l'alternateur la valeur de 0.955.

Le tableau 4.13 suivant donne un récapitulatif des résultats des calculs concernant la turbine Cross-flow.

Tableau 4. 13 : Récapitulatif des différents paramètres de la turbine Cross-flow

	Désignation	Valeur
Débit	$Q \text{ (m}^3/\text{s)}$	1.201
Hauteur nette	$H_{nette} \text{ (m)}$	31.19
Vitesse de rotation	$N \text{ (tr/min)}$	600
Diamètre extérieur de la roue	$D_1 \text{ (m)}$	0.354
Diamètre intérieur de la roue	$D_2 \text{ (m)}$	0.23
Largeur de la roue	$B \text{ (m)}$	0.524
Nombre d'aubes	N_b	50
Rayon de l'aube	$R \text{ (m)}$	0.049
Nombre de paires de pôles	p	5
Rendement de l'alternateur	η_{al}	0.955
Rendement de la turbine	η_t	0.85
Rendement des auxiliaires	η_{aux}	0.98
Rendement de transmission (courroie)	η_{trC}	0.95
Rendement de transmission (engrenage)	η_{trE}	0.98

L'énergie annuelle produite est donnée comme suit :

$$E = \rho g Q H_n \eta_t \eta_{al} \eta_{tr} \eta_{aux} \xi (365 \times 24)$$

$$E = 10^3 * 9.81 * 1.201 * 31.19 * 0.85 * 0.955 * 0.95 * 0.98 * 0.85 * 365 * 24$$

$$E = 2.068 \text{ (GWh/an)}$$

Pour l'ensemble des quatre turbines Crossflow on aura :

$$E_{tot} = 4 * 2.068 = 8.27 \text{ (GWh/an)}$$

4.7 Comparaison technico-économique entre les trois options proposées

Nous allons maintenant considérer les divers critères susceptibles d'intervenir dans toute étude comparative entre différentes solutions techniques et voir si le choix d'une option parmi celles que nous venons d'analyser dans ce projet peut se dégager sans approfondir l'analyse de ces critères. Ces derniers sont associés aux chapitres suivants :

- ✓ Investissement
- ✓ Performances énergétiques
- ✓ Maintenabilité
- ✓ Evolutivité
- ✓ Fiabilité / Niveau de secours
- ✓ Contraintes réglementaires
- ✓ Travaux de génie civil et emplacement au sol
- ✓ Coûts d'exploitation

4.7.1 Investissement

Pour chacune des options proposées, on doit évaluer les coûts liés à l'investissement à savoir :

- Etudes complémentaires (environnementale, sécurité de l'installation, économique ...etc.)
- Démarches administratives pour la demande de raccordement au réseau de distribution d'électricité public ou pour l'installation interne de l'entreprise.
- Frais d'ingénierie (études de conception, consultation des entreprises et suivi du chantier)
- L'ensemble des installations techniques et hydrauliques
 - ◆ Conduites
 - ◆ Groupe turbo-alternateur
 - ◆ Système de contrôle
 - ◆ Transformateur
 - ◆ Raccordement électrique
 - ◆ Système de By-Pass
- Ouvrages de génie civil
- Dépenses liées à la sécurité et au contrôle (mise en place d'un enregistreur de débit et de pression)
- Dépenses d'équipements liées aux mesures correctives et compensatoires de débit d'eau si elles sont nécessaires

4.7.2 Performance énergétique

Pour la performance énergétique, on doit tenir compte du rendement du système de turbinage, la puissance récupérée et l'énergie annuelle produite et ce pour chaque option. Comme le débit d'eau brute turbiné varie d'une saison à l'autre et que le rendement des turbines diminue si la variation de débit est considérable, car ces dernières sont dimensionnées pour un débit nominal précis, le rendement total du système de turbinage va chuter et par conséquent l'énergie produite va diminuer. Ce critère doit donc être pris en compte lors d'une comparaison énergétique entre les différentes solutions envisagées. Les différents paramètres dont il faut tenir compte à cet effet sont :

- Variation du débit
- Variation de la chute nette
- Valeurs des débits non turbinés (cas de la maintenance d'une turbine)
- Evolution des pertes de charge au cours du temps
- Vieillesse des différents équipements qui engendre une diminution du rendement

4.7.3 Maintenabilité

Les différents critères sur la base desquels on peut effectuer une comparaison sur le plan de la maintenabilité sont :

- Disponibilité des pièces de rechange des différents équipements
- Disposition d'un atelier équipé avec le matériel nécessaire de la maintenance
- Disponibilité des personnels qualifiés en maintenance des turbines hydrauliques (en particulier Francis et Cross-flow)
- Documentations et plans nécessaires de chaque pièce de l'installation

4.7.4 Fiabilité et niveau de secours

La fiabilité d'une machine est l'un des critères les plus importants lors d'une analyse de solutions. On doit évaluer la fiabilité et le niveau de sécurité pour chaque option. Les critères dont il faut tenir compte pour cela sont :

- Le temps de bon fonctionnement de chaque machine
- L'évaluation des risques liés à chaque machine (coupure ou augmentation brusque de débit, vibrations causées par les turbines ...etc)
- Les mesures de sécurité requises pour chaque machine

4.7.5 Travaux de génie civil

Il s'agit de la structure à construire pour supporter l'installation et surtout que les turbines sont placés en hauteur par rapport au sol. Pour cela on doit tenir compte des critères suivant :

- La taille de la structure (la hauteur dépend de la hauteur d'aspiration)
- Le type du sol pour prévoir des fondations rigides
- Le nombre de structures à construire (pour les options où il y a plus d'une turbine)
- Les travaux d'aménagement à réaliser (redirection des routes à l'intérieur de la station.. etc)
- Le nombre des locaux annexes à construire (ateliers, département turbine...etc)
- Les travaux liés au raccordement des conduites d'alimentation des turbines avec la conduite principale.

4.7.6 Coûts d'exploitation

Ce sont les coûts de gestion de l'entreprise (station hydroélectrique) et qui réduisent son patrimoine, on les distingue comme suit :

- achats de matériel et matières premières (pièces de rechanges ...etc.)
- charges externes (assurances, honoraires)
- impôts et taxes
- charges de personnel (salaires et charges, cotisations sociales...)
- charges exceptionnelles

4.7.7 Élimination de deux options

Sur la base des critères cités ci-dessus, on peut faire une analyse comparative entre les trois options proposées au chapitre 3.

Il est clair que les options où il y a plus d'une turbine vont nécessiter un investissement plus important, car on doit prévoir pour chaque turbine des machines électriques, du câblage, des conduites ...etc. Ceci est le cas des options 2 et 3.

L'avantage de l'option 1 est le fait qu'elle comporte une seule turbine, mais le souci avec cette solution est qu'on doit prévoir un réservoir tampon et de longues conduites sans oublier le problème de régulation de niveau d'eau dans les deux réservoirs d'arrivée d'eau brute des deux filières de la station de traitement. De plus, il peut arriver que la station ne fonctionne pendant un bon bout de temps qu'avec

Chapitre 4 : Dimensionnement sommaire des éléments principaux des turbines et choix des équipements électromécaniques

une seule des deux filières, dans ce cas le rendement de la turbine sera assez faible. Cette solution présente l'inconvénient de n'avoir aucune flexibilité. On doit donc l'écartier même si elle présente un léger avantage dû à l'effet d'échelle.

L'option 3 où il y a deux turbines pour chaque chambre d'arrivée, présente une flexibilité maximale à cause de sa conception modulaire. Même lorsque la station fonctionne à 25% de son régime nominal, on peut mettre en marche une seule turbine à plein régime. Elle présente également un avantage sur le plan de l'évolutivité. On peut commencer par la réalisation d'une seule centrale et ne procéder à la construction des autres que quand on le souhaite, quand les conditions sont plus avantageuses par exemple. On pourrait également ne pas utiliser le même type de turbine dans toutes les centrales. Par ailleurs l'installation du parc turbines n'est pas concentrée, ce qui offre la possibilité d'utiliser des espaces plus petits. En revanche, l'investissement sera plus important que pour l'option 2, qui devrait également présenter un meilleur rendement énergétique. Cependant, avec des turbines Cross-flow, l'option 3 pourrait se révéler intéressante, car ces turbines ne coûtent pas trop cher et ne nécessitent pas une technicité de pointe pour être fabriquées.

L'option 2 dans laquelle une centrale est associée à une seule filière de traitement, avec une turbine de type Francis, est un compromis entre les deux autres options. En réalité, il est rare qu'une filière de traitement n'opère pas à plein régime, ce qui signifie que l'option 2 présente une flexibilité suffisante et elle est également évolutive, puisqu'on peut commencer par la réalisation d'une seule des deux centrales qui la composent. Et même si les turbines Francis sont plus coûteuses que les Cross-flow, leur rendement excellent permettra de réduire la durée de retour sur investissement.

On peut donc conclure que l'option 2 semble être la mieux adaptée pour l'exploitation du potentiel hydroélectrique disponible à la station de traitement.

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons obtenu les dimensions des éléments principaux des options envisagées et leurs productions annuelles d'énergie électrique ont été évaluées. Une analyse comparative basée sur des critères généraux nous a permis de dégager l'option 2 comme la solution qui nous semble être la meilleure dans ce cas de figure.

Dans le chapitre suivant, on procèdera à l'évaluation des performances des turbines en fonction des fluctuations saisonnières de débit et de hauteur.

Chapitre 5 : Analyse des performances des turbines étudiées

Chapitre 5 : Analyse de performances des turbines étudiées

Introduction

À présent que les options proposées sont étudiées et que les dimensions principales des turbines sont déterminées, nous allons nous intéresser à l'étude des performances de ces turbines et leur dépendance des variations de niveau du barrage. Nous allons considérer uniquement les deux options jugées intéressantes à la fin du chapitre 4, à savoir l'option 2 et l'option 3 version turbine Cross-flow.

5.1 Variation de la puissance disponible

La puissance disponible à l'entrée de la turbine est donnée par la formule suivante :

$$P_{disponible} = \rho g Q H_{nette} \quad (5.1)$$

Les variations de niveau du barrage ont une incidence directe et plus prononcée sur la hauteur nette que sur le débit. On a vu que tant que le niveau ne descend pas en dessous d'un certain seuil, le débit maximum peut continuer à être garanti, en réduisant si nécessaire le débit dédié à l'irrigation. Mais, pour un même débit, toute variation de niveau du barrage se traduira par une variation de la hauteur nette disponible pour les turbines.

5.1.1 Variation en fonction du débit Q

En faisant varier le débit turbiné Q tout en admettant que la hauteur H_{nette} reste constante et indépendante de Q (ce qui revient à admettre que la variation de la perte de charge due à la variation de débit est négligeable), on peut tracer la courbe de la puissance disponible en fonction du débit Q seulement.

La valeur de H_{nette} pour l'option 2 est égale à 31.63 m donc :

$$P_{disponible}(kW) = 310.3 \times Q$$

avec Q en m³/s. On obtient ainsi la courbe suivante qui nous permet de lire directement la puissance disponible pour un débit donné.

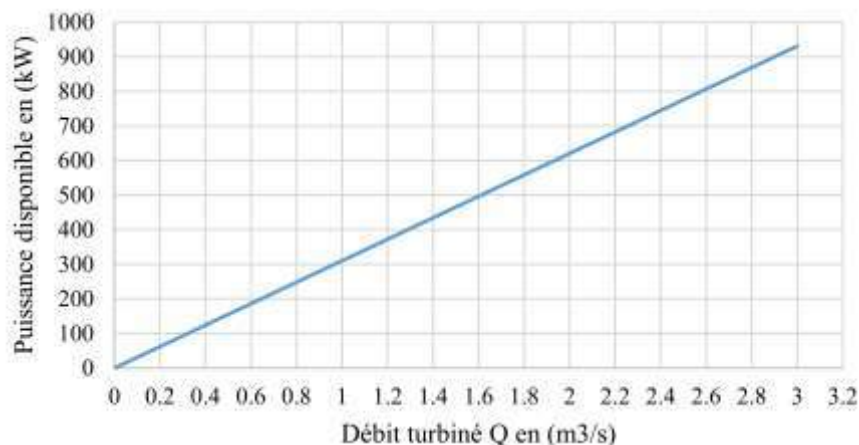


Fig 5. 1 : Variation de la puissance disponible en fonction du débit

5.1.2 Variation en fonction de la hauteur H_{nette}

Maintenant, on considère que le débit turbiné reste constant et égale à 2.402 m³/s pour une turbine de l'option 2. La puissance disponible sera donnée en fonction de la hauteur par :

$$P_d(kW) = 23.56 \times H_{nette}$$

Avec H_n en m. Le tracé de la figure 5.2 permet de lire directement la valeur de la puissance disponible pour une valeur quelconque de la chute, le débit étant constant.

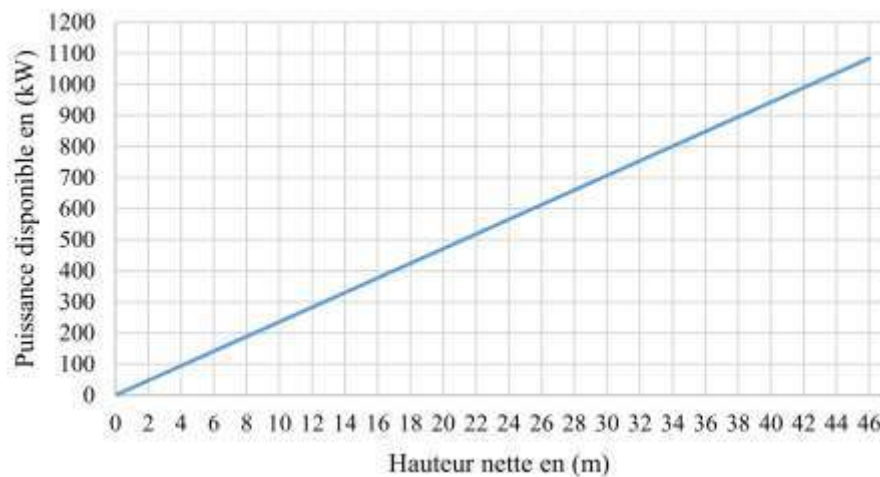


Fig 5. 2 Variation de la puissance disponible en fonction de la hauteur nette

Le dimensionnement de nos turbines a été basé sur le débit maximal de la station et la côte moyenne au niveau du barrage, le rendement des turbines dimensionnées va sûrement être altéré par ces fluctuations de débit et de hauteur de chute. Ce qui va se traduire également par des fluctuations qui toucheront la valeur mensuelle de l'énergie produite. Reprenons les données des deux tableaux (3.2) et (3.4) pour évaluer la puissance disponible à l'entrée de la turbine en utilisant une valeur moyenne mensuelle de la hauteur nette.

$$P_d = \rho g Q_{turbine} H_n \quad (5.2)$$

Tel que : $Q_{turbine} = \frac{Q_{tot}}{2}$. Le calcul des puissances moyennes mensuelles disponibles donne les résultats figurants au tableau suivant.

Tableau 5. 1 : Variation de la puissance moyenne mensuelle disponible pour une turbine de l'option2 (Année 2019)

Mois	$Q_{tot} (m^3/s)$	$Q_{turbine}$	$H_n (m)$	$P_{disponible} (kW)$
Janvier	3.494	1.747	30.24	518.20
Février	3.021	1.511		448.05
Mars	3.641	1.821		540.00
Avril	3.372	1.686	31.63	523.15
Mai	3.95	1.975	34.45	667.38
Juin	3.809	1.905		643.56
Juillet	4.062	2.031		686.31
Août	4.16	2.08		702.86
Septembre	3.954	1.977	30.24	586.43
Octobre	3.789	1.895	29.81	553.94
Novembre	3.576	1.788		522.80
Décembre	3.3	1.65		482.45

Notons que la puissance disponible présente un pic au mois d'août (voir également fig.5.3 cidessous).

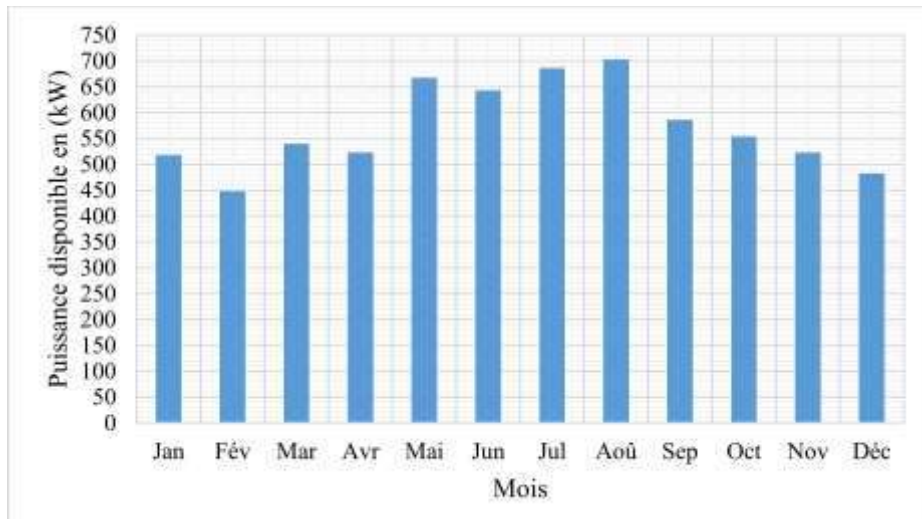


Fig 5. 3 : Variation de la puissance moyenne mensuelle disponible pour l'année 2019

5.2 Puissance installée

La puissance installée est la puissance en sortie de turbine. Elle se base sur la puissance disponible et prend en compte le rendement de la turbine. Elle s'obtient donc à partir de la puissance disponible par l'expression :

$$P_i = \eta_t \times P_d \quad (5.3)$$

η_t : Rendement de la turbine (Francis ou Crossflow).

5.2.1 Cas de la turbine Francis (option 2)

La documentation de la turbine Francis précise que le rendement maximal est égal à 96%. Ainsi,

$$P_{i\max} = 0.96 \times P_d$$

Pour pouvoir trouver les autres rendements en fonction du débit, on utilise la courbe de rendement théorique de turbines hydrauliques de la figure suivante :

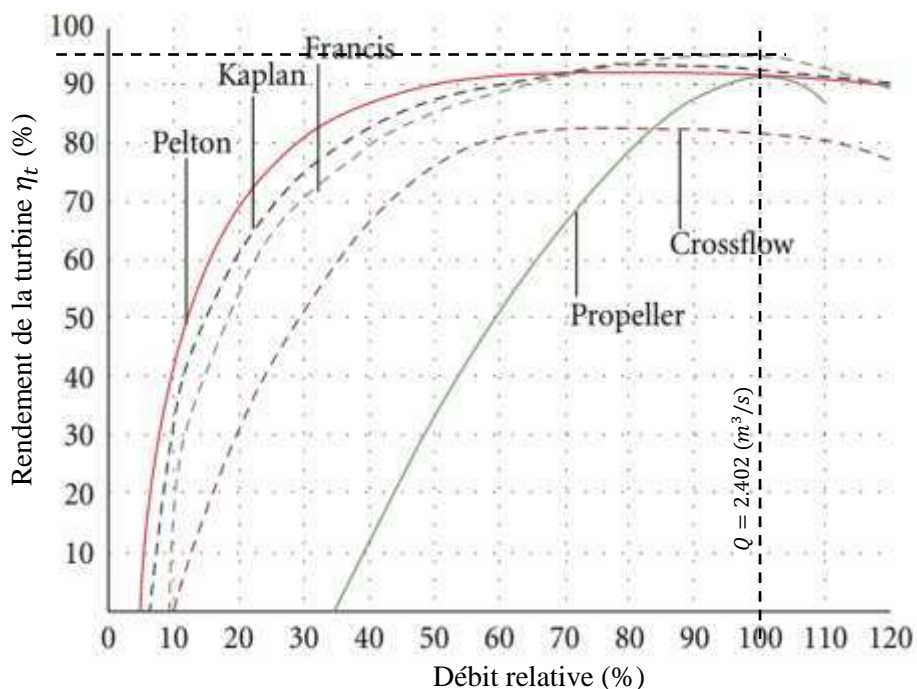


Fig 5. 4 : Variation du rendement théorique de turbines en fonction du débit turbiné [16]

Le débit de dimensionnement correspond à un rendement maximal de la turbine. Ainsi, dans le cas de l'option 2 le débit $Q = 2.402 \text{ m}^3/\text{s}$ devrait correspondre à une pleine charge, c'est-à-dire 100 % de la charge nominale de la turbine, ce qui nous donne un rendement de 96 % pour cette charge, mais également pour une charge qui peut descendre jusqu'à 90% de la charge nominale. Le rendement de la turbine Francis n'est pas touché par ces petites fluctuations. On peut obtenir approximativement la courbe de rendement de la turbine Francis en fonction du débit en établissant une correspondance entre le débit Q et le pourcentage de charge (x). Une telle correspondance peut être établie par une simple règle de trois qui donne ;

$$Q = 2.402 \left(\frac{x}{100} \right) \quad (5.4)$$

Il suffit à présent de calculer le débit qui correspond à une valeur donnée de x (%) de relever sur la figure 5.4 la valeur correspondante du rendement et de la faire correspondre à la valeur calculée du débit. On procède ainsi pour plusieurs valeurs de x , puis on exécute le tracé de la courbe de rendement en fonction du débit (fig.5.5).

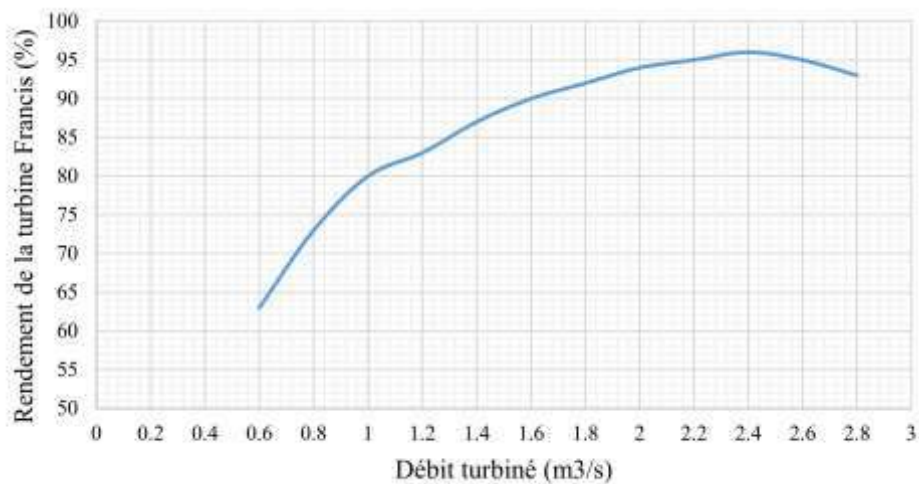


Fig 5. 5 : Variation du rendement de la turbine Francis en fonction du débit turbiné

A partir du graphe de la figure (5.5), on détermine le rendement de la turbine Francis pour chaque débit moyen mensuel, on le multiplie par le produit de ce débit par la hauteur nette mensuelle du même mois et enfin on multiplie par le poids spécifique de l'eau pour déterminer la puissance installée (P_i). Le tableau suivant donne les résultats trouvés en effectuant les calculs sur Excel.

Tableau 5. 2 : Puissance installée en fonction des fluctuations de débit et de hauteur nette pour chaque mois (turbine Francis option 2)

Mois	$Q_{turbine}$	H_n (m)	η_t (%)	P_i (kW)
Janvier	1.747	30.24	91.5	474.15
Février	1.511		88.9	398.32
Mars	1.821		92.2	497.88
Avril	1.686	31.63	90.9	475.54
Mai	1.975	34.45	93.8	626.00
Juin	1.905		93.1	599.15
Juillet	2.031		94.2	646.50
Août	2.08		94.6	664.91
Septembre	1.977	30.24	93.8	550.07
Octobre	1.895	29.81	93	515.16
Novembre	1.788		91.9	480.45
Décembre	1.65		90.5	436.62

5.2.2 Cas de la turbine Crossflow (option 3)

Dans le cas de la turbine Cross-flow de l'option 3 le débit de dimensionnement correspondant à la pleine charge est de $1.201 \text{ m}^3/\text{s}$ et d'après la figure (5.4) ce débit correspond à un rendement de 82%.

On reprend la méthode décrite précédemment dans le cas de la turbine Francis avec la formule de correspondance qui prend à présent la forme :

$$Q = 1.201 \left(\frac{x}{100} \right) \quad (5.5)$$

On obtient la courbe de rendement de la turbine Cross-flow en fonction du débit de la figure 5.6 ci-dessous.

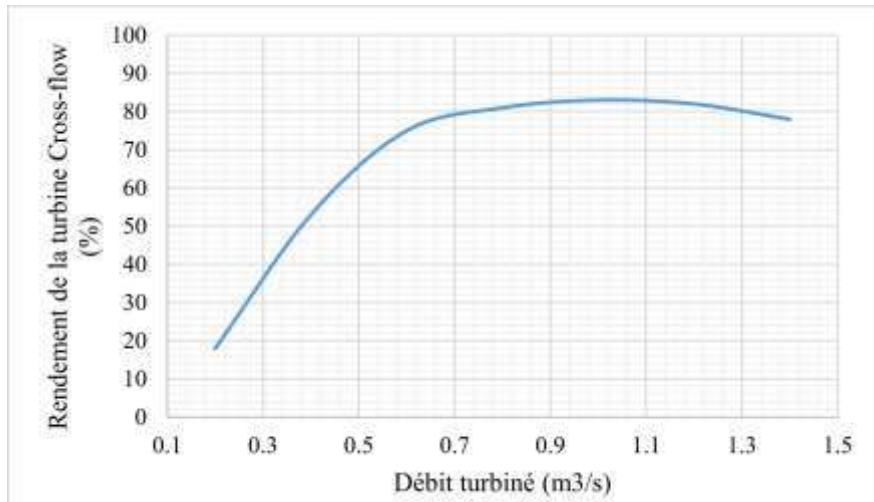


Fig 5. 6 : Variation du rendement de la turbine Cross-flow en fonction du débit turbiné

On reprend la même procédure qu'avec la turbine Francis pour déterminer la puissance mensuelle installée pour tous les mois de l'année 2019. Les résultats sont portés au tableau 5.3 suivant :

Tableau 5. 3 : Puissances mensuelles installées en fonction des fluctuations de débit et de hauteur nette pour l'année 2019 (cas de la turbine Cross-flow)

Mois	$Q_{turbine}$	H_n (m)	η_t (%)	P_i (kW)
Janvier	0.874	29.74	81.85	208.59
Février	0.755		80.32	176.98
Mars	0.910		82.22	218.35
Avril	0.843	31.11	81.52	209.73
Mai	0.988	33.88	82.91	272.12
Juin	0.952		82.62	261.49
Juillet	1.016		82.95	280.47
Août	1.040		83	287.62
Septembre	0.989	29.74	82.92	239.14
Octobre	0.947	29.32	82.57	224.97
Novembre	0.894		82.06	211.01
Décembre	0.825		81.31	192.94

5.3 Calcul de l'énergie produite en fonction des mois

On considère que les rendements des autres équipements sont constants et on utilise la formule de l'énergie produite donnée au chapitre 4.

5.3.1 Cas de l'option 2 (turbine Francis)

L'énergie est donnée comme suit :

$$E(T) = \rho g Q (H_n \eta_h) \eta_m \eta_{al} \eta_{tr} \eta_{aux} \xi \times T \quad (5.6)$$

où :

T : est le temps de fonctionnement mensuel de la turbine en (h)

η_h : est le rendement hydraulique de la turbine Francis = η_t

Les résultats des calculs sont présentés au tableau 5.4 ci-dessous et représentés à la figure 5.7.

Tableau 5.4 : Energies mensuelles produites par les deux turbines Francis de l'option 2 (Année 2019)

Mois	$Q_{turbine}$	H_n (m)	η_t %	T (h)	Energie produite	Energie
					par une seule turbine	produite par les 2 turbines
					E (MWh)	E_{tot} (MWh)
Janvier	1.747	30.24	94.31	31×24	297.61	595.22
Février	1.511		92.74	28×24	232.42	464.84
Mars	1.821		94.56	31×24	310.13	620.27
Avril	1.686	31.63	94.04	30×24	290.76	581.52
Mai	1.975	34.45	94.93	31×24	383.29	766.58
Juin	1.905		94.76	30×24	357.68	715.37
Juillet	2.031		95.1	31×24	394.16	788.31
Août	2.08		95.27	31×24	403.67	807.33
Septembre	1.977	30.24	94.94	30×24	325.93	651.86
Octobre	1.895	29.81	94.74	31×24	318.14	636.27
Novembre	1.788		94.46	30×24	290.57	581.13
Décembre	1.65		93.83	31×24	277.08	554.16

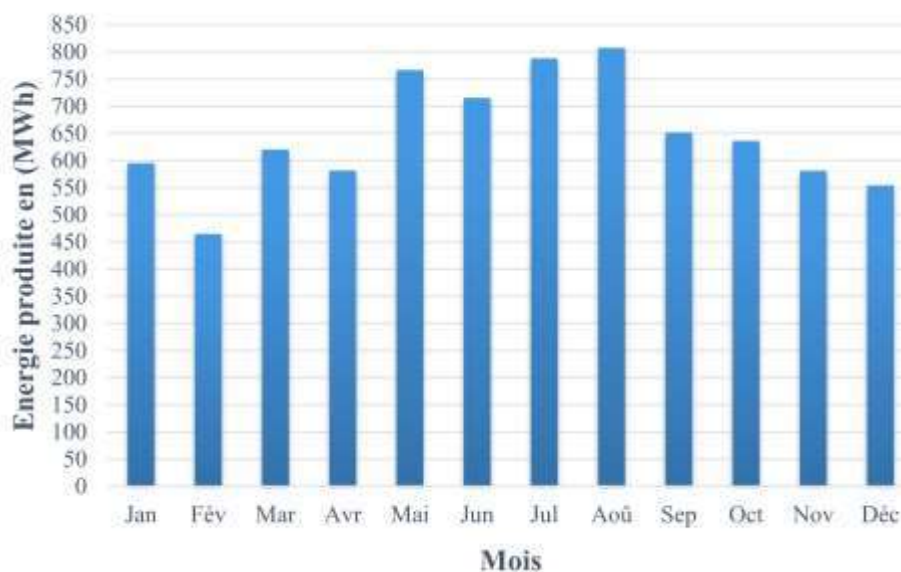


Fig 5.7 : Diagramme de la variation de l'énergie produite par les 2 turbines Francis de l'option 2 au cours des différents mois de l'année 2019

5.3.2 Cas de l'option 3 (turbine Crossflow)

L'énergie est donnée comme suit :

$$E(T) = \rho g Q H_n \eta_t \eta_{al} \eta_{tr} \eta_{aux} \xi \times T \quad (5.7)$$

Avec :

η_t : Rendement la turbine Cross-flow

Le tableau 5.5 récapitule les résultats des calculs et la figure 5.8 en donnent une représentation graphique.

Tableau 5.5 : Energies mensuelles produites par les quatre turbines Cross-flow de l'option 3 (Année 2019)

Mois	$Q_{turbine}$	H_n (m)	η_t %	T (h)	Energie produite	Energie
					par une seule turbine	produite par les 4 turbines
					E (MWh)	E_{tot} (MWh)
Janvier	0.874	29.74	81.85	31×24	117.28	469.13
Février	0.755		80.32	28×24	89.88	359.52
Mars	0.910		82.22	31×24	122.77	491.08
Avril	0.843	31.11	81.52	30×24	114.12	456.48
Mai	0.988	33.88	82.91	31×24	153.00	612.01
Juin	0.952		82.62	30×24	142.28	569.13
Juillet	1.016		83.1	31×24	157.70	630.81
Août	1.040		83.21	31×24	161.72	646.88
Septembre	0.989	29.74	82.92	30×24	130.12	520.49
Octobre	0.947	29.32	82.57	31×24	126.49	505.97
Novembre	0.894		82.06	30×24	114.82	459.27
Décembre	0.825		81.31	31×24	108.49	433.95

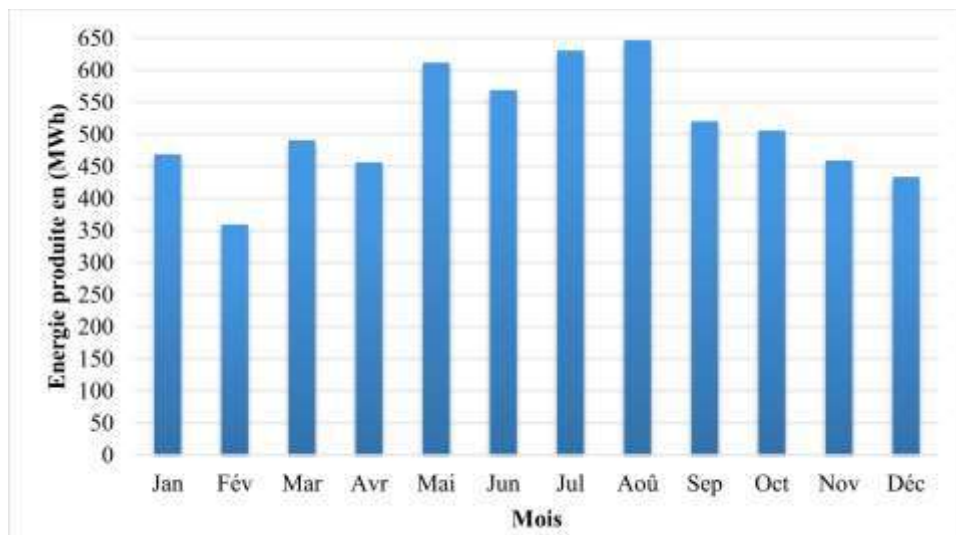


Fig 5.8 : Diagramme de la variation de l'énergie produite par les 4 turbines Cross-flow de l'option 3 au cours des différents mois de l'année 2019

L'énergie annuelle produite pour chaque option est égale à la somme des énergies mensuelles :

$$E_{tot}(Année\ 2019) = \sum_{Jan}^{Déc} E_{tot}(mois)$$

Les résultats sont donnés au tableau suivant 5.6 ci-dessous :

Tableau 5. 6 : Energie annuelle produite dans le cas des deux options considérées (Année 2019)

	Option 2	Option 3
Type de la turbine	Francis	Crossflow
Nombre de turbines	2	4
Energie annuelle réelle produite (GWh)	7.2	6.15
Energie annuelle maximale produite (GWh) Tel que : $Q = Q_{max}$	9.54	8.27

Conclusion

Dans ce chapitre nous avons analysé les variations de performances des turbines suite aux fluctuations des deux paramètres les plus pertinents du système, qui sont le débit et la hauteur nette. Ensuite nous avons évalué la production d'énergie électrique pour chaque mois en tenant compte des fluctuations de la hauteur de chute et du débit turbiné. Seules les options 2 et 3 en version turbines Cross-flow ont été retenues pour cette évaluation. On notera pour ce que cela vaut que sur une année, l'option 2, qui utilise deux turbines Francis, permet de produire 1.05 GWhe de plus que l'option 3 qui fait appel à quatre turbines Cross-flow. Avec un tarif supposé de 4 DA le kWh, cela fait un gain de 4.2 millions de dinars.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Dans ce projet, nous nous sommes intéressés au problème de l'exploitation de l'énergie hydraulique résiduelle dans l'eau brute acheminée par gravité dans une conduite forcée d'un barrage jusqu'à une station de traitement, pour produire de l'énergie électrique propre.

Le site choisi pour ce faire est celui de Qudiet-Acerdun, localisé à Lakhdaria. Le potentiel hydraulique disponible au niveau de la station réside dans un débit dépassant 4 m³/s et une hauteur de plus de 30 m, et le taux de cette disponibilité est supérieur à 80%, la station étant appelée à fonctionner 20h/24h tout au long de l'année.

Pour récupérer cette énergie et cesser de continuer à la dissiper au moyen de brises-charge, diverses solutions ont été étudiées, avec parfois des variantes différentes. Parmi elles, deux nous ont semblé plus intéressantes que les autres :

- Une première, qui comporte quatre mini-centrales utilisant des turbines de type Cross-flow, qui offrent l'avantage d'être d'une construction simple et réalisable sans avoir besoin d'une technicité de pointe, mais qui présentent un rendement à peine au-dessus de 80% et,

- Une deuxième, qui comporte deux mini-centrales utilisant des turbines de type Francis, certes plus coûteuses à l'acquisition que les Cross-flow, car de construction plus sophistiquée, mais présentant néanmoins un rendement excellent pouvant atteindre une valeur de 95%.

Cette différence dans le rendement permettra de réaliser des gains supplémentaires en termes de production d'énergie qui nous font privilégier la seconde solution par rapport à la première. Une évaluation sommaire basée sur les données de l'année 2019 et sur un tarif d'un kWh à 4 DA, a montré que ce gain supplémentaire annuel se monte à plus de 4 millions de dinars, un montant qui permettrait de couvrir entièrement les frais d'exploitation et une partie non négligeable des charges du capital.

Notre étude s'est focalisée sur l'une des stations de traitement d'eau en Algérie et a montré qu'il existe un réel potentiel digne d'être valorisé, et la voie qui permettra cette valorisation, c'est-à-dire la filière de la mini-hydroélectricité est aujourd'hui en pleine expansion, utilisant des technologies arrivées à maturité, avec de longues durées de vie. Dans un tel cas d'utilisation précis, la centrale hydroélectrique n'est pas envisagée comme un système de conversion d'énergie traditionnel, mais plutôt comme un système de production d'énergie, en ce sens que les ouvrages annexes (en particulier la retenue d'eau et la conduite gravitaire) n'ont pas été réalisés pour rendre son fonctionnement possible, mais pour répondre à un autre objectif, ici le traitement de l'eau pour la rendre potable. C'est comme si l'énergie électrique que fournira la centrale était créée, car sans elle était irrémédiablement dissipée. Sans perdre de vue que cette production d'énergie est absolument propre.

Ce travail gagnerait à être approfondi, mais il faut d'abord qu'il ait l'adhésion des organismes et des personnes qui ont le pouvoir de décider de mettre en œuvre de telles mesures de récupération d'énergie. Ici, nous n'avons considéré qu'une seule station de traitement. Il serait intéressant de savoir à combien de stations comme celle de Lakhdaria, on pourrait appliquer de telles mesures et quel sera l'impact que ces mesures pourraient avoir au niveau macroéconomique du pays.

BIBLIOGRAPHIE

BIBLIOGRAPHIE

- [1]. LEFEBVRE.D, Manuel d'exploitation du réseau de transfert de Koudiat Acerdoune, Lot 1. 2010.
- [2]. DAVID.C-D, MÉMIRE TECHNIQUE – CONCEPTION – PROCESS. 2007.
- [3]. ZORONZA.A, Plan d'exécution, station de traitement de Koudiat Acerdoune. 2008.
- [4]. COTILLO.O, Plan guide GC. Ouvrage d'entrée coupes C-D-E-F. 2009.
- [5]. ZORONZA.A, STATION DE TRAITEMENT – NOTICE DE FONCTIONNEMENT. 2009.
- [6]. ZORONZA.A, OUVRAGE D'ENTRÉE SPECIFICATION TECHNIQUE – ROBINET À DISQUE MOTORISÉ. 2008.
- [7]. Blanco.M, CARACTÉRISTIQUE TECHNIQUES ROBINET À DISQUE SOUS CAPOT: ROBICA. 2004.
- [8]. UNIVERSITE D'ETAT DE HAITI, Etude de faisabilité d'une centrale hydroélectrique sur le cours d'eau de la Momance. 2013.
- [9]. TREINEN.S. CONCEPTION, DIMENSIONNEMENT ET FABRICATION D'UNE TURBINE BANKI DE TYPE JLA MECANO SOUDE. 2006.
- [10]. Construction Manual of a Cross-Flow/Banki Turbine. May 2017.
- [11]. Sammartano.V, Sinagra.M , Filianoti.P & Tucciarelli.T, A Banki–Michell turbine for in-line water supply systems, Journal of Hydraulic Research. 2017.
- [12]. MOCKMORE.C, MERRYFIELD.F, The Banki Water Turbine. 1949.
- [13]. Sammartano.V, Sinagra.M. Palermo, Cross-Flow turbine design for variable operating conditions. Italy, 2013.
- [14]. BLOMMAERT.G, ETUDE DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DES TURBINES FRANCIS: CONTRÔLE ACTIF DE LEUR STABILITÉ DE FONCTIONNEMENT. Lausanne : EPFL, 2000.
- [15]. DROUIN.G, GOU.M, THIRY.P, VINET.R, ELEMENTS DE MACHINES, deuxième édition. Montréal.
- [16]. Sammartano.V, Sinagra.M, Arico.C, Tucciarelli.T, Cross-Flow Turbine Design for Energy Production and Discharge Regulation, Journal of Hydraulic Engineering. ResearchGate, 2014.
- [17]. DENIS.V, Turbinage des eaux potables : Critères de choix et dimensionnement des équipements. mhyLab, Atelier de formation TURBEAU, 14 janvier 2011.
- [18]. Chapallaz.J-M, Petites centrales hydrauliques Turbines hydrauliques Journées de formation pour ingénieurs. Lausanne : EPFL, 1995.
- [19]. IPEX, Caractéristiques Hydrauliques du PVC, Bulletin d'information Technique. Canada.
- [20]. CHAPALLAZ J-M, EICHENBERGER P, Guide pratique pour la réalisation de Petites centrales hydrauliques. PACER, 1992.
- [21]. KUENY.J.L, Objectives for Small Hydro technology. Institution National Polytechnique de Grenoble, Ecole Nationale Supérieure d'Hydraulique et de Mécanique de Grenoble. Laboratoire des Ecoulements Géophysiques et Industriels.
- [22]. NASIR, Bilal Abdullah, Suitable Selection of Components for the Micro-Hydro-Electric Power Plant. Advances in Energy and Power, 2014.
- [23]. Saint-Gaubin Pam, Formulaire Pont-A-Mousson. Lavoisier-TEC et DOC, 1989.

- [24]. KUMAR.A, Electro-Mechanical Selection of Turbine and Governing System. In: Standards/Manuals/Guidelines for Small Hydro Development. June 2012.
- [25]. Guide on How to Develop a Small Hydropower Plant. Association, European Small Hydropower. ESHA, 2004.
- [26]. LOGAN.E, ROY.R, Handbook of Turbomachinery, Second Edition, Revised and Expanded. Arizona State University, Marcel Dekker, 2003.
- [27]. DIXON.S.L, Fluid mechanics, thermodynamics of turbomachinery. 5th Edition. Elsevier. 1998.
- [28]. PRASAD.V, KHARE.R, CHINCHOLIKAR.A, Hydraulic performance of elbow draft tube for different geometric configuration using CFD. IGHEM-2010, AHEC, IIT Roorkee, India, Oct.21-23 2010.
- [29]. SONI.V, ROGHELIA.A, DESAI.J, CHAUHAN.V, Design Development of Optimum Draft Tube for High Head Francis Turbine Using CFD. Proceedings of the 37th International and 4th National Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power. December 16-18, 2010.
- [30]. GALVIS.J.C, PADILHA-FELTRIN.A, YUSTA LOYO.J.M, Cost assessment of efficiency losses in hydroelectric plants. Journal Elsevier Electric Power Systems Research, 2011.
- [31]. European Small Hydropower Association, Guide on How to Develop a Small Hydropower Plant, ESHA 2004.
- [32]. ONEMA, livre d'office national de l'eau et des milieux aquatique, janvier 2012.
- [33]. H.Chaudray, Applied Hydraulic Transients, Von Nostrand Reinhold Co, 1979.
- [34]. Dupont A, «Hydraulique Urbaine», Tome II «Ouvrage de transport-Élévation et distribution des eaux». Edition Eyrolles, 1979, 74-75-76 p.
- [35]. Manuel de maintenance (Watts.2011).
- [36]. IR-20 Les brises-charge du périmètre pilote de Saida Caractéristiques et prix d'ordre, Fiat Panis. Beyrouth, 1974.

Sitographie :

- [37]. <https://www.ade.dz/> (consulté le 28 Avril 2020)
- [38]. <http://www.soudoud-dzair.com/> (consulté le 15 Mai 2020)