

Ecole Nationale Polytechnique



Département : Génie mécanique

Société Algérienne de Production de l'Electricité (filiale de SONEGАЗ)

Mémoire de projet de fin d'études

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

Evaluation du potentiel hydroélectrique de centrales thermiques à systèmes de refroidissement ouverts implantées le long des côtes

Réalisé par :

ABTOUN Liza Kaissa

Présenté et soutenu publiquement le 09/07/2019

Devant le jury :

Président	S.LARBI	Professeur	ENP
Encadreur	H.BENNOUR	MAA	ENP
Co-encadreur	K.HASSAM	Ing, Prod	SPE
Examineur	M.BENBRAIKA	MAA	ENP

Ecole Nationale Polytechnique



Département : Génie mécanique

Société Algérienne de Production de l'Electricité (filiale de SONELGAZ)

Mémoire de projet de fin d'études

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

Evaluation du potentiel hydroélectrique de centrales thermiques à systèmes de refroidissement ouverts implantées le long des côtes

Réalisé par :

ABTOUN Liza Kaissa

Présenté et soutenu publiquement le 09/07/2019

Devant le jury :

Président	S.LARBI	Professeur	ENP
Encadreur	H.BENNOUR	MAA	ENP
Co-encadreur	K.HASSAM	Ing, Prod	SPE
Examineur	M.BENBRAIKA	MAA	ENP

DEDICACE

Je dédie ce modeste travail

A mes parents qui m'ont soutenu et encouragé durant toutes mes années d'études

Qu'ils trouvent ici le témoignage de ma profonde reconnaissance

A mon frère qui a partagé avec moi tous les moments d'émotion lors de la réalisation de ce travail

A ma grand-mère qui m'a chaleureusement supportée et encouragée tout au long de mon parcours

A tous mes amis à qui je souhaite beaucoup de succès.

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier toutes les personnes qui m'ont soutenue et aidée lors de l'élaboration et de la rédaction de ce PFE.

Qu'il me soit permis en premier lieu de remercier, mon promoteur Mr H.BENNOUR enseignant à l'Ecole Nationale Polytechnique d'El Harrach, pour sa patience, sa disponibilité et surtout ses judicieux conseils tout au long de l'élaboration et de la rédaction de ce mémoire.

Je remercie aussi chacun des 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.

Je tiens à témoigner toute ma gratitude aux membres du jury, Mr S.Larbi qui m'a fait l'honneur de présider ce jury et Mr M.Benbraïka qui a eu la gentillesse de bien vouloir juger mon travail.

J'aimerais aussi adresser des remerciements particuliers à Mr M.Boudouma Président Directeur général du Laboratoire d'Etudes Maritimes (LEM) et ses ingénieurs sans l'aide desquels ce travail n'aurait pas été possible.

Je tiens à témoigner aussi toute ma reconnaissance aux dirigeants de l'entreprise SONELGAZ et notamment ceux de la centrale électrique de Ras Djinet pour m'avoir permis d'y faire mon stage sous la direction de Monsieur K.HASSAM que je remercie.

Comment terminer ces remerciements sans citer mes parents et amis qui ont fait preuve à mon égard d'un soutien constant fait de compréhension et d'encouragements.

ملخص

هذا المشروع هو عبارة عن دراسة تقنية واقتصادية لاستعادة القدرة الكهرومائية لمحطات الطاقة الحرارية الجزائرية في رأس جنات وتيرغا وكوديت الدراوش. في هذه الدراسة، بدأنا بتقييم الكمونات الكهرومائية لكل موقع، مع الأخذ بعين الاعتبار ارتفاع الشلال وتدفق المياه التي يتم تصريفها. انتقلنا بعد ذلك إلى اختيار أبعاد العنفات وأنابيب جلب المياه والمعدات الكهروميكانيكية الملائمة لكل حالة مدروسة. أخيراً، سننهي مشروعنا بتقييم اقتصادية للمنشآت الكهرومائية.

كلمات الدالة: الطاقة الكهرومائية، عَنَقَة مائية، الطاقة، المرودية.

Summary

This project is a techno-economic study that focuses on the recovery of the hydroelectric potential of the Algerian thermal power plants of Ras-Djinet, Terga and Koudiet-Eddraouch. In this study, we began by evaluating the hydroelectric potential of each site, taking into account the height of the waterfall and the flow of water discharged. Then we proceeded to the selection and sizing of the turbines, supply lines and electromechanical equipment appropriate to each case studied. Finally, we concluded our project with an evaluation of the profitability of the hydroelectric facilities.

Key words: Hydroelectric potential, hydro turbine, energy, profitability.

Résumé

Ce projet est une étude technico-économique de la récupération du potentiel hydroélectrique des centrales thermiques algériennes de Ras-Djinet, Terga et Koudiet-Eddraouch. Dans cette étude, nous avons commencé par évaluer le potentiel hydroélectrique de chaque site, en tenant compte de la hauteur de chute et du débit d'eau rejetée. Ensuite, nous avons procédé à la sélection et au dimensionnement des turbines, des conduites d'amenée et des équipements électromécaniques appropriés à chaque cas étudié. Enfin, nous avons conclu notre projet par une évaluation de la rentabilité des installations hydroélectriques dimensionnées.

Mots clés : Potentiel hydroélectrique, turbine hydraulique, énergie, rentabilité.

TABLE DES MATIERES

LISTE DES TABLEAUX

LISTE DES FIGURES

NOMENCLATURE

Introduction Générale.....	14
Chapitre 1 : L'hydroélectricité et les centrales hydroélectriques.....	17
Introduction	18
1.1 Grandeurs caractéristiques d'une centrale hydroélectrique.....	18
1.2 Classification des centrales hydroélectriques	19
1.3 La petite hydroélectricité	19
1.3.1 L'ouvrage de prise d'eau.....	20
1.3.2 L'ouvrage d'amenée et de mise en charge	20
1.3.3 La turbine hydraulique	21
1.3.4 Problèmes que rencontrent les turbines hydrauliques	22
1.3.5 Equipements électromécaniques	24
1.3.6 L'ouvrage de restitution	25
1.4 Utilisation de l'hydroélectricité dans le stockage des énergies propres à intermittence	25
1.5 Avantages et inconvénients de l'hydroélectricité.....	26
1.5.1 Avantages	26
1.5.2 Inconvénients [11] :.....	27
1.6 Difficultés de la petite hydroélectricité.....	27
1.6.1 Difficultés technico-économiques et financières	27
1.6.2 Difficultés environnementales.....	27
1.7 Récupération dans l'industrie	27
1.8 Récupération du potentiel hydroélectrique des eaux rejetées des systèmes de refroidissement des centrales thermiques	28
Conclusion	28
Chapitre 2 : Evaluation du potentiel hydroélectrique et sélection des turbines pour les centrales choisie	29
Introduction	30
2.1 Sélection du type de turbine à utiliser pour la récupération de l'énergie hydraulique sur les différents sites étudiés	30
2.1.1 Cas n°1 et 2 : Site de Ras-Djinet (nouvelle et ancienne centrales)	30
2.1.2 Cas N°3 : Centrale à cycle combiné de Terga.....	35
2.1.3 Cas N°4 : Centrale à cycle combiné de Koudiet-Eddraouch	37

2.2	Ouvrages d'amenée d'eau vers les turbines	40
2.2.1	Dimensionnement des conduites forcées et détermination de la hauteur nette H_n pour les sites 3 et 4.....	40
	Conclusion	47
	Chapitre 3 : Dimensionnement sommaire des éléments principaux des turbines et choix des équipements électromécaniques	48
	Introduction	49
3.1	Dimensionnement des roues des turbines.....	49
3.1.1	La turbine Francis à installer sur le site n°3 (Terga)	49
3.1.2	Turbine hélice.....	55
3.2	Calcul de la hauteur théorique	60
3.3	Calcul de la puissance et de l'énergie annuelle produite.....	61
3.4	Dimensionnement des éléments fixes des turbines	62
3.4.1	Dimensionnement des volutes.....	64
3.4.2	Dimensionnement de l'aspirateur.....	69
3.5	Détermination de la hauteur d'aspiration H_s	71
3.6	Choix des équipements électromécaniques	72
	Conclusion	73
	Chapitre 4 : Analyse de la rentabilité des centrales hydroélectriques étudiées	74
	Introduction	75
4.1	Les paramètres technico-économique du projet	75
4.1.1	L'investissement.....	75
4.1.2	Les paramètres de produits et de charges.....	76
4.1.3	Le financement.....	77
4.2	Les paramètres de rentabilité du projet.....	82
	Conclusion	85
	Conclusion Générale	86
	BIBLIOGRAPHIE	88
	ANNEXE	94

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1. 1 : Classification des centrales hydroélectriques en fonction de la puissance électrique générée [5].	19
Tableau 1. 2 : Domaine d'application des turbines standards [8].	22
Tableau 2. 1 : Débit de dimensionnement du déversoir de la nouvelle centrale de Ras-Djinet (cas 1).	32
Tableau 2. 2 : Débit de dimensionnement du déversoir, ancienne centrale de Ras-Djinet (cas 2).	33
Tableau 2. 3 : Débit de dimensionnement du déversoir, centrale de Terga (cas 3).	36
Tableau 2. 4 : Débit de dimensionnement du réservoir, centrale de Koudiet-Eddraouch (cas 4).	38
Tableau 2. 5 : Dimensions des conduites forcées des sites de Terga et Koudiet-Eddraouch.	42
Tableau 2. 6 : Caractéristiques des conduites forcées sélectionnées.	42
Tableau 2. 7 : Valeurs des coefficients k_r et k_b de l'équation (2.11) en fonction $QbQt$.	45
Tableau 2. 8 : Diamètres et pertes de charge des systèmes d'amenée d'eau sur les sites 3 et 4.	47
Tableau 2. 9 : Hauteur nette pour les quatre sites étudiés.	47
Tableau 3. 1 : Valeurs des vitesses spécifiques calculées en fonction de la hauteur nette.	55
Tableau 3. 2 : Valeurs des vitesses de rotation des turbines hélices.	55
Tableau 3. 3 : Valeurs des vitesses de rotations synchrones et des vitesses spécifiques correspondantes.	56
Tableau 3. 4 : Diamètres caractéristiques des turbines hélices.	57
Tableau 3. 5 : Nombre d'aubes des roues des turbines hélices.	57
Tableau 3. 6 : Valeurs de $C1_{max}$ et de la vitesse débitante Cx .	58
Tableau 3. 7 : Valeurs des diamètres après modification, de la vitesse $U1$, du coefficient de vitesse φ et de la vitesse $C1$.	59
Tableau 3. 8 : Paramètres géométriques et cinématiques des turbines hélices.	60
Tableau 3. 9 : Hauteurs théoriques et rendements hydrauliques des turbines hélices.	61
Tableau 3. 10 : Rendement des alternateurs suivant la puissance nominale [20].	61
Tableau 3. 11 : Rendements des différents équipements pour chacune des quatre centrales.	62
Tableau 3. 12 : Puissances théoriques et énergies annuelles produites des différentes centrales.	62
Tableau 3. 13 : Valeurs du rayon du cercle tangent aux sections droites de la volute.	66
Tableau 3. 14 : Dimensions de la volute pour les différentes turbines.	67
Tableau 3. 15 : Valeurs des coefficients de dimensionnement de la volute de la figure (3.15).	68
Tableau 3. 16 : Dimension des volutes selon la méthode adaptée aux faibles chutes.	69
Tableau 3. 17 : Dimensions de l'aspirateur pour chacune des turbines.	70
Tableau 3. 18 : Hauteur d'aspiration des différentes installations.	71
Tableau 3. 19 : Caractéristiques des alternateurs sélectionnés.	72
Tableau 4. 1 : Coût des équipements cas n°1 Ras-Djinet (nouvelle).	75
Tableau 4. 2 : Coût des équipements cas n°2 Ras-Djinet (ancienne).	75

Tableau 4. 3 : Coût des équipements cas n°3 Terga	75
Tableau 4. 4 : Coût des équipements cas n°4 Koudiet-Eddraouch	76
Tableau 4. 5 : Coût d'investissement pour les quatre sites étudiés	76
Tableau 4. 6 : Chiffre d'affaire annuel pour les quatre sites étudiés	76
Tableau 4. 7 : Dotations aux amortissements annuels de chaque centrale	77
Tableau 4. 8 : Echéanciers de remboursement pour le cas 1	77
Tableau 4. 9 : Echéanciers de remboursement pour le cas 2	78
Tableau 4. 10 : Echéanciers de remboursement pour le cas 3	78
Tableau 4. 11 : Echéanciers de remboursement pour le cas 4	79
Tableau 4. 12 : Valeurs des différents paramètres de produits et de charges cas 1	80
Tableau 4. 13 : Valeurs des différents paramètres de produits et de charges cas 2	80
Tableau 4. 14 : Valeurs des différents paramètres de produits et de charges cas 3	81
Tableau 4. 15 : Valeurs des différents paramètres de produits et de charges cas 4	81
Tableau 4. 16 : Paramètres de calcul et valeurs des Free Cash Flow cas 1	82
Tableau 4. 17 : Paramètres de calcul et valeurs des Free Cash Flow cas 2	82
Tableau 4. 18 : Paramètres de calcul et valeurs des Free Cash Flow cas 3	82
Tableau 4. 19 : Paramètres de calcul et valeurs des Free Cash Flow cas 4	83
Tableau 4. 20 : Valeur du TRI pour les quatre cas étudiés	83
Tableau 4. 21 : Détermination du Coût Moyen Pondéré du Capital	84
Tableau 4. 22 : Calcul des paramètres de rentabilité du projet cas 1	84
Tableau 4. 23 : Calcul des paramètres de rentabilité du projet cas 2	84
Tableau 4. 24 : Calcul des paramètres de rentabilité du projet cas 3	84
Tableau 4. 25 : Calcul des paramètres de rentabilité du projet cas 4	85
Tableau 4. 26 : Tableau récapitulatif de l'évaluation économique	85

LISTE DES FIGURES

Fig 1. 1 : Classification des centrales hydroélectriques en fonction de la hauteur de chute [4]	19
Fig 1. 2 : Caractéristiques d'une grille de protection [3].	21
Fig 1. 3 : Différentes parties touchées par le phénomène de cavitation dans une turbine.	23
Fig 1. 4 : Stockage de l'énergie solaire et éolienne au moyen de stations pompage-turbinage [22]	26
Fig 2. 1 : Photo satellite du site de Ras-Djinet comprenant l'ancienne et la nouvelle centrale	31
Fig 2. 2 : Sélection du type de turbine pour le site de la nouvelle centrale de Ras-Djinet (cas 1) [13].	32
Fig 2. 3 : Sélection du type de turbine pour le site de l'ancienne centrale de Ras-Djinet (cas 2)	34
Fig 2. 4 : Photo satellite de la centrale à cycle combiné de Terga	35
Fig 2. 5 : Sélection du type de turbine pour le site de Terga	36
Fig 2. 6 : Photo satellite de la centrale à cycle combiné de Koudiet-Eddraouch.	37
Fig 2. 7 : Pré-sélection du type de turbine pour le site de Koudiet-Eddraouch	39
Fig 2. 8 : Sélection du type de turbine pour le site de Koudiet-Eddraouch	39
Fig 2. 9 : Schéma installation sur site	40
Fig 2. 10 : Schéma d'un coude arrondi	44
Fig 2. 11 : Schéma branchement d'amenée	45
Fig 2. 12 : Jonction des conduites forcées au pied de l'ouvrage hydraulique	46
Fig 3. 1 : Abaque et corrélation permettant d'estimer la vitesse spécifique d'une turbine si on connaît la hauteur nette [44]	50
Fig 3. 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 [37].	51
Fig 3. 3 : Schéma de la roue Francis avec les diamètres caractéristiques à déterminer [44]...	52
Fig 3. 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_s	53
Fig 3. 5 : Triangle des vitesses à l'entrée de la roue Francis	54
Fig 3. 6 : Schéma de la roue hélice avec les diamètres caractéristiques à déterminer.	56
Fig 3. 7 : Schéma de l'hélice montrant l'entrée 1 et la sortie 2 de la roue.	57
Fig 3. 8 : Triangle des vitesses à l'entrée d'une roue hélice	59
Fig 3. 9 : Schéma d'une installation d'une turbine hélice (ou Kaplan) adaptée aux faibles chutes.	62
Fig 3. 10 : Schéma d'installation d'une turbine Francis dans le cas d'un site à moyenne chute	63
Fig 3. 11 : Schéma d'installation d'une turbine hélice dans le cas d'un site à moyenne chute	63
Fig 3. 12 : Section droite d'une volute circulaire.	65
Fig 3. 13 : Position de fermeture et d'ouverture maximale des aubes directrices du distributeur	66
Fig 3. 14 : Différentes sections de la volute situées à 45° les unes des autres et dont les rayons sont donnés au tableau (3.14)	67
Fig 3. 15 : Dimensionnement de la volute adapté aux petites chutes	68
Fig 3. 16 : Types d'aspirateurs utilisés sur les turbines à réaction	69

Fig 3. 17 : Paramètres géométriques de l'aspirateur..... 70

Fig.A 1 : Tableau de sélection des diamètres des conduites forcée en PEHD [17]..... 95

NOMENCLATURE

Symboles

A	Dimension	<i>m</i>
a	Distance	<i>m</i>
B	Hauteur des aubes directrices, Dimension.	<i>m</i>
b	Distance	<i>m</i>
C	Coefficient de débit de Hazen-Williams, Vitesse absolue, Distance	<i>-, m/s, m</i>
CA	Chiffre d'affaire	<i>kDA</i>
CMPC	Coût Moyen Pondéré du Capital	<i>kDA</i>
c	Distance	<i>m</i>
D	Diamètre, Dimension	<i>m</i>
d	Diamètre	<i>m</i>
E	Energie	<i>kWh</i>
EBE	Excédent Brut d'Exploitation	<i>kDA</i>
F	Dimension	<i>m</i>
FCF	Free Cash Flow	<i>kDA</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>
IBS	Impôt sur le bénéfice des sociétés	<i>kDA</i>
i	Année	<i>-</i>
k	Coefficient de perte charge	<i>-</i>
L	Longueur	<i>m</i>
m	Coefficient de Manning	<i>-</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, Prime de risque de marché	<i>-</i>

Q	Débit	m^3/s
q	Débit	m^3/s
R	Rayon, Taux sans risque	$m, \%$
RE	Résultat d'Exploitation	kDA
RN	Résultat Net	kDA
r	Rayon, Distance	m, m
S	Section	m^2
TRI	Taux de Rendement Interne de l'investissement	$\%$
t	Epaisseur	mm
U	Vitesse Périphérique	m/s
V	Vitesse	m/s
VA	Valeur ajoutée	kDA
VAN	Valeur actuelle nette	kDA
VBFR	Variation du Besoin en Fonds de Roulement	kDA
W	Vitesse relative	m/s
Z	Nombre de dents	-
P	Puissance	kW
α	Angle	$^\circ$
β	Unlevered Beta	$\%$
βE	Levered Beta	$\%$
γ	Angle	$^\circ$
δ	Coefficient qui prend en considération l'épaisseur des aubes	-
η	Rendement	$\%$
θ	Angle	$^\circ$
ξ	Facteur d'efficacité	$\%$
ρ	Masse volumique de l'eau	kg/ m^3
σ	Coefficient de cavitation (coefficient de Thoma)	-
φ	Coefficient de vitesse	-
ω	Vitesse de rotation	rad/s

Γ Circulation m^2/s

Indices

a entrée turbine Francis
al Alternateur
aux auxiliaire
b Brute
c Sortie turbine Francis
d diffuseur
e Extérieure
f Pour 100 mètre de conduite
g géométrique
h Hydraulique
i Intérieur, Installée, numéro de l'année
L Linéaire
m Mécanique
n Nette
QE Spécifique en fonction du débit
r roue
s Spécifique, aspiration
sc section conique
th Théorique
tot Total
tr transformateur
u Périphérique
x Débitante
0 entrée distributeur, limite de la couronne des aubes directrices
1 entrée roue
2 sortie roue
 θ Angulaire

Introduction Générale

Introduction Générale

L'hydroélectricité est une forme d'énergie renouvelable qui couvre 19% de la consommation électrique mondiale, que ce soit à travers les grandes centrales hydroélectriques ou les petites. On notera que le Brésil, les Etats Unis, le Canada et la Norvège produisent de grandes quantités d'électricité avec de très grandes installations hydroélectriques. Néanmoins, il faut savoir que de nombreuses régions du monde utilisent la petite hydroélectricité pour répondre à leur besoin en électricité. On prendra l'exemple de la Chine qui, bien qu'elle détienne la plus grande centrale hydroélectrique au monde, installée sur le barrage des trois gorges, produit plus de 19 000 MW d'électricité par le biais de 43 000 petites centrales. Le plus grand handicap de la grande hydroélectricité est que les sites exploitables ne sont disponibles qu'à certains endroits de la planète et que leur aménagement passe par la construction de grands barrages qui nécessitent d'inonder de vastes zones et donc de déraciner des populations le plus souvent très attachées à leurs terres. C'est ainsi que lors de la construction du barrage des Trois Gorges, plus de 1.1 million de personnes ont été déplacées. D'une façon plus générale, on estime aujourd'hui le nombre de personnes ayant dû être déplacées à cause de l'hydroélectricité entre 30 et 60 millions [1,2]. Cet épineux problème de la grande hydroélectricité ne concerne cependant aucunement la petite hydroélectricité qui jouit, au contraire, d'un intérêt prioritaire dans la recherche d'alternatives aux énergies fossiles, et occupe de ce fait une position de premier ordre dans le bouquet du mix énergétique de nombreux pays à travers le monde.

Parmi les énergies renouvelables, la filière de la petite hydroélectricité est considérée comme l'une des plus intéressantes en raison de sa nature respectueuse de l'environnement et de son potentiel important disponible à travers le monde entier. Le stockage éventuel de cette forme d'énergie ne produit pas de gaz à effet de serre, contrairement aux énergies fossiles ou à la biomasse par exemple. De plus, étant donné qu'elle n'a recours à aucune combustion, son exploitation n'émet pas de polluants dans l'atmosphère. D'autre part, les petites centrales hydroélectriques permettent la production autonome de quantités d'énergie électrique capables de répondre aux besoins des utilisateurs individuels à partir des cours des rivières. On notera aussi, qu'avec l'évolution des techniques d'exploitation de l'énergie hydraulique (divers types de turbines et d'installations), nous sommes aujourd'hui en mesure d'exploiter les cours d'eau les plus minimes et de récupérer de l'énergie électrique jusque sur les réseaux d'eau potable et les eaux industrielles.

Les centrales thermiques sont dotées de systèmes de refroidissement divers dépendants du type d'installation et des caractéristiques du site. Nombreuses sont celles d'entre elles qui utilisent des systèmes de refroidissement ouverts, nécessitant des débits d'eau importants prélevés à une source qui se trouve à proximité (lac, cours d'eau, mer, océan...). Après utilisation, ces débits d'eau sont rejetés dans la même source. Il arrive ainsi, que parfois l'énergie de pompage résiduelle dans ces rejets soit importante et puisse constituer un potentiel hydroélectrique non négligeable. C'est le cas de centrales basées sur la turbine à vapeur ou l'utilisant dans un cycle combiné, et dans lesquelles la condensation de la vapeur se fait grâce à l'eau de mer, pompée en quantités considérables puis rejetée dès sa sortie des condenseurs. En Algérie, de telles centrales, qui font appel à des systèmes de refroidissement ouverts sont justement implantées exclusivement le long des côtes, puisque aucune autre source d'eau suffisante pour répondre

aux besoins de ces centrales en matière de refroidissement n'existe. Deux cas de figures peuvent se présenter : soit la centrale se trouve quasiment au niveau de la mer (à peine à 5-6 m au-dessus), comme c'est le cas pour les deux centrales de Ras-Djinet, soit elle est située en hauteur, comme dans le cas de la centrale de Terga à Ain-Temouchent implantée 50 m plus haut que le niveau de la mer ou encore celle de Koudiet-Eddraouch à Taref à une trentaine de mètres d'altitude.

Le système de pompage qui assure l'amenée de l'eau jusqu'aux équipements où lui sera transférée la chaleur résiduelle du cycle thermodynamique (au niveau des condenseurs) et la chaleur dissipée dans les machines diverses (paliers, alternateur,...), doit non seulement fournir à cette eau l'énergie qui va lui permettre de vaincre les résistances à sa circulation à travers les installations, mais également l'énergie de relevage nécessaire pour la mettre au niveau des équipements à refroidir. Et c'est précisément cette seconde partie de l'énergie qui constitue le potentiel hydroélectrique visé par la présente étude.

Le chapitre 1 sera consacré à la présentation des caractéristiques de la filière de l'hydroélectricité. Au chapitre 2 on évaluera le potentiel hydroélectrique des systèmes de refroidissement des quatre centrales citées ci-dessus. On sélectionnera le type de turbine sur la base de la hauteur de chute et du débit disponibles pour chaque installation. Nous choisirons le type d'installation et dimensionnerons, s'il y a lieu, les ouvrages d'amenée.

Le dimensionnement des turbines et le choix des équipements électromécaniques associés feront l'objet du chapitre 3.

Le chapitre 4 sera dédié à l'étude économique des quatre projets considérés en vue d'évaluer leur rentabilité.

Une synthèse de tout ce que nous avons pu faire et apprendre dans le cadre de cette étude fera l'objet d'une conclusion.

Chapitre 1 : L'hydroélectricité et les centrales hydroélectriques

Chapitre 1 : L'hydroélectricité et les centrales hydroélectriques

Introduction

La puissance hydraulique dépend principalement de la hauteur de chute H et du débit Q . Elle peut être récupérée dans le cours des rivières, les chutes d'eau et/ou au niveau des déversoirs des barrages et réservoirs d'eau au moyen d'une centrale hydroélectrique où elle sera transformée en énergie électrique. A des hauteurs élevées, l'eau aura stocké une énergie gravitationnelle qui peut être exploitée en utilisant des turbines hydrauliques. L'eau, dans sa chute, possède une énergie cinétique qui peut être convertie en énergie mécanique, cette dernière pouvant elle-même être convertie en énergie électrique.

1.1 Grandeurs caractéristiques d'une centrale hydroélectrique

Les quatre grandeurs caractéristiques qui permettent d'évaluer l'importance d'une installation hydroélectrique sont :

Le débit d'équipement (Q) : il représente le débit maximum pouvant être turbiné par la centrale, autrement dit le débit maximum absorbé par toutes les turbines de l'installation lorsque ces dernières fonctionnent à pleine puissance.

La hauteur de chute : il faut distinguer la hauteur géométrique (dite également brute) H_g de la hauteur de chute nette H_n . Dans le cas d'une installation d'une turbine à réaction (Francis, Kaplan, hélice) la hauteur géométrique correspond à la différence d'altitude entre les plans d'eau dans l'ouvrage de retenue et le canal de fuite. La hauteur de chute nette quant à elle se déduit de la hauteur géométrique en tenant compte des pertes de charge hydraulique dans les ouvrages d'aménée et de restitution.

La puissance de l'installation : elle dépend du débit d'équipement et de la hauteur de chute. On distingue la puissance maximale brute qui représente la puissance potentielle de l'installation, et elle se calcule comme suit :

$$P_b = \rho g Q H_g \quad (1.1)$$

de la puissance installée qui exprime la puissance effective de l'aménagement, elle est définie par la formule suivante :

$$P_i = \rho g Q H_n \eta \quad (1.2)$$

avec g , constante de gravité.

Les meilleures turbines hydrauliques peuvent avoir un rendement qui varie entre 80% et 90%, cette estimation diminue lorsque la taille de la turbine est réduite, on parlera donc d'un rendement qui varie entre 70% et 80% pour des installations hydroélectriques de moins de 50kW.

En prenant en considération les pertes dans le multiplicateur de vitesse (boite à vitesse ou transmission par courroie si c'est nécessaire) et celle du générateur, on aura un rendement qui varie entre 60% et 80%.

Si l'on prend 70% comme une valeur type du rendement de tout le système, $g \approx 10 \text{ m/s}^2$ et $\rho = 10^3 \text{ m}^3/\text{kg}$ l'expression (1.2) devient [3] :

$$P = 7QH_g \quad (1.3)$$

pour donner P , en kW .

L'énergie électrique produite : elle représente la capacité de production de la centrale hydroélectrique. Elle varie en fonction de la puissance installée et du régime d'alimentation des turbines en eau. Elle s'exprime par :

$$E = P_i t \xi \quad (1.4)$$

t , la durée de fonctionnement de l'installation en heures.

ξ , facteur de capacité qui est un coefficient lié aux variations du débit d'alimentation des turbines

1.2 Classification des centrales hydroélectriques

La classification des centrales hydroélectrique peut se faire suivant plusieurs facteurs. Dans un premier temps on peut les classer suivant la hauteur de chute. En centrales de haute chute, les centrales de moyenne chute et les centrales de basse chute. La puissance est dominée par le débit dans les centrales de basse chute, par la hauteur dans les centrales de haute chute et dépend à la fois de la hauteur et du débit dans les centrales de moyenne chute.

Une autre classification, généralement acceptée se base sur la puissance électrique produite par la centrale.

Une telle classification est fournie au tableau ci-dessous.

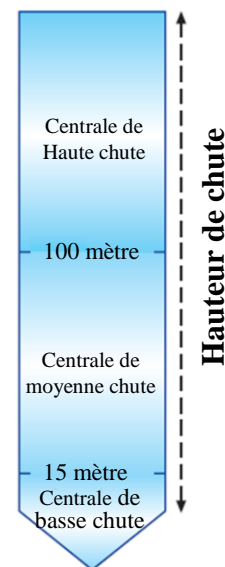


Fig 1. 1 : Classification des centrales hydroélectriques en fonction de la hauteur de chute [4]

Tableau 1. 1 : Classification des centrales hydroélectriques en fonction de la puissance électrique générée [5].

Puissance électrique générée	Type de centrale hydroélectrique
<100 kW	Micro
100-1000 kW	Mini
1MW-10MW	Petite
10MW-300MW	Moyenne
>300MW	Grande

1.3 La petite hydroélectricité

La centrale hydroélectrique est la manière la moins coûteuse de produire de l'électricité d'une façon propre. Dans le domaine de la petite hydroélectricité, l'énergie hydraulique peut provenir de différentes sources, parmi lesquelles on peut citer Les fleuves et les rivières.

- Les sources naturelles.
- Les réseaux d'approvisionnement en eau potable.
- Les réseaux d'évacuation d'eaux usées ou de drainage.
- Les procédés industriels dans lesquels la pression d'un liquide est détruite dans un organe de réglage, vanne ou autre.

Une petite centrale hydroélectrique comprend en général :

- Un ouvrage de prise d'eau.
- Un ouvrage d'amenée et de mise en charge.
- Des équipements de production.
- Un ouvrage de restitution.

1.3.1 L'ouvrage de prise d'eau

Que ce soit sous forme de digue ou de barrage, le dimensionnement de ce dernier dépend principalement de la nature du terrain et de la conformation du lit du cours d'eau auquel il doit être adapté. Il n'est pas rare que dans certaines situations on n'ait nul besoin d'avoir recours à ce genre d'aménagement car on peut simplement tirer parti des faciès naturels de la zone. Dans le cas où la centrale hydroélectrique est utilisée pour la récupération des eaux industrielles, la prise d'eau peut être directement installée sur le canal d'irrigation ou sur une adduction d'eau potable.

1.3.2 L'ouvrage d'amenée et de mise en charge

On désigne par ouvrage d'amenée, un canal d'amenée (en terre ou en béton) et une conduite forcée (en acier ou en polyéthylène) qui servent à diriger l'eau vers la centrale. Le canal se compose d'une grille qui retient les corps solides emportés par le courant. On peut aussi, afin d'obtenir une eau dépourvue de particules avant son entrée dans l'installation, munir le canal d'un dessableur.

On installe aussi dans l'ouvrage d'amenée un système de vannes afin d'assurer une protection contre les crues et l'isolement du canal et de la turbine. S'il s'agit d'une conduite en charge, on place une cheminée d'équilibre pour assurer la jonction avec la conduite forcée qui alimente la turbine en eau.

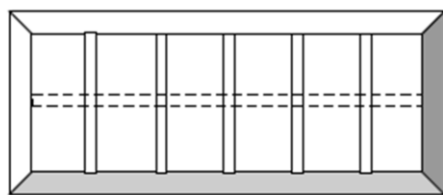
Dans le cas des petites centrales hydroélectriques, *les conduites forcées* sont réalisées avec des tuyaux standards faciles à trouver sur le marché qui sont aussi utilisés dans d'autres applications, comme les réseaux d'eaux potables et les systèmes de traitement des eaux usées. Le choix du matériau pour ce genre de conduites se fait en fonction de la hauteur de chute et du diamètre des tuyaux. Pour les faibles hauteurs (jusqu'à 10 ou 20 m) il est possible d'utiliser des tuyaux en plastique ou fibrociment. Pour des hauteurs allant jusqu'à 140m et des faibles diamètres (au plus 200 mm) l'utilisation du plastique, PVC, PE ou polyester est plus avantageux d'un point de vue économique et du fait que ces matériaux résistent mieux à la corrosion que d'autres. En ce qui concerne les hauteurs de fonctionnement qui dépassent les 140m de chute et des conditions de terrain difficiles, il n'y a pas d'autre choix que d'utiliser des conduites en fonte ou en acier [6].

Dans le but de préserver le paysage, les conduites forcées des petites centrales sont généralement enterrées.

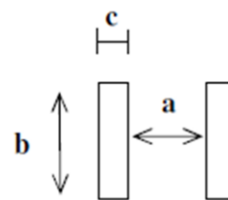
Afin de garantir la stabilité des conduites forcées, il faut [7] :

- Installer un bloc d'ancrage à chaque changement de direction (horizontalement et verticalement).
- Supporter chaque section des conduites avec des blocs de support.
- Fixer les tuyaux aux supports avec des fixations en acier.
- Faire une étude de sol, de la pente et du matériau utilisé afin de réaliser une fondation solide et stable pour tous les blocs.
- Prévoir un bloc d'ancrage avant l'entrée des conduites dans le bâtiment de la centrale pour absorber la force dynamique de l'eau.
- Etablir l'entrée des conduites forcées à 20cm au-dessus du fond, et la profondeur de l'eau au-dessus de l'entrée doit être 4 fois supérieure aux diamètres des tuyaux.

La grille de protection constitue un élément de protection important contre l'afflux de matériaux solides pouvant endommager les turbines. Les grilles de protection se composent de barres longitudinales s'appuyant sur des barres transversales avec, dans certain cas, des poutres de renforcement transversales. La grille se situe généralement à l'entrée et peut être fixe ou mobile. Elle est caractérisée par la longueur de l'espace entre chaque barre (a), la longueur dans la direction du flux (b), l'épaisseur (c) et la section totale (S).



Grille de protection



Visualisation des distances entre deux barres

Fig 1. 2 : Caractéristiques d'une grille de protection [3].

1.3.3 La turbine hydraulique

Elle se compose d'un distributeur fixe comprenant des organes de réglage permettant d'orienter et de maîtriser le flux d'eau entrant, d'une roue mobile portant des aubes, des pales ou des augets selon le type de turbine, d'un aspirateur-diffuseur qui évacue ce flux et d'un axe de transmission. La turbine a pour rôle de transformer l'énergie hydraulique en énergie mécanique avec un rendement maximum en s'adaptant aux différentes contraintes imposées par chaque site. Le choix de la meilleure turbine pour un site hydroélectrique particulier dépend des caractéristiques du site, notamment la hauteur de chute et le débit disponible. La sélection dépend également de la vitesse de fonctionnement souhaitée du générateur ou de tout autre dispositif chargeant la turbine.

Il est souhaitable que la vitesse de rotation de la turbine soit la même que celle de la génératrice afin de minimiser les changements de vitesses entre les deux. Plus le changement de vitesse est

important, plus la boîte de vitesses ou la transmission par courroie nécessaire à ce changement est coûteuse.

Les turbines à réaction exploitent le flux d'eau pour générer des forces de portance hydrodynamiques destinées à propulser les aubes. Elles se distinguent des turbines à impulsion par la présence d'une roue qui fonctionne toujours dans un boîtier complètement rempli d'eau.

Les types de turbines sont généralement caractérisés par la vitesse spécifique N_s fournie par les fabricants. Elle se réfère toujours au point d'efficacité maximale de la machine.

Elle est généralement caractérisée par la formule suivante :

$$N_s = \frac{N\sqrt{P}}{H^{1.25}} \quad (1.5)$$

P : puissance de la turbine (kW).

N : vitesse de rotation nominale (tr/min).

H : hauteur de chute nette (m).

Le tableau ci-dessous montre un résumé du domaine d'application de certaines turbines en se basant sur la hauteur de chute (H), le débit (Q), la puissance (P) et la vitesse spécifique (N_s).

Tableau 1. 2 : Domaine d'application des turbines standards [8].

Turbine hydraulique		H (m)	Q (m ³ /s)	P (kW)	N_s
A réaction	Groupe Bulbe	2-10	3-40	100-2500	200-450
	Kaplan et hélice flux axial.	2-10	3-50	50-5000	250-700
	Francis rapide (N_s élevée)-flux diagonal	10-40	0.7-10	100-5000	100-250
	Francis lente (faible N_s) - flux radial	40-200	1-20	500- 15000	30-100
A impulsion	Pelton	60-1000	0.2-5	200- 15000	<30
	Turgo	30-200		100-6000	
	Crossflow	2-50	0.0-0.12	2-15	

1.3.4 Problèmes que rencontrent les turbines hydrauliques

Les principaux problèmes opératoires rencontrés par les turbines hydrauliques sont abordés dans ce qui suit.

La cavitation :

La cavitation se produit en raison de la formation de vides ou de bulles où la pression du liquide change rapidement. L'éclatement de ces bulles peut provoquer une forte onde de choc due à la variation de la pression du fluide. La cavitation se produit principalement dans les turbines à réaction telles que les turbines Francis et Kaplan. Ce phénomène néfaste affecte la durée de vie de la turbine hydraulique. Dans la turbine Francis, la cavitation peut être détectée à quatre endroits : le bord d'attaque, le bord de fuite, le tourbillon de l'aspirateur et le vortex entre les aubes [9].

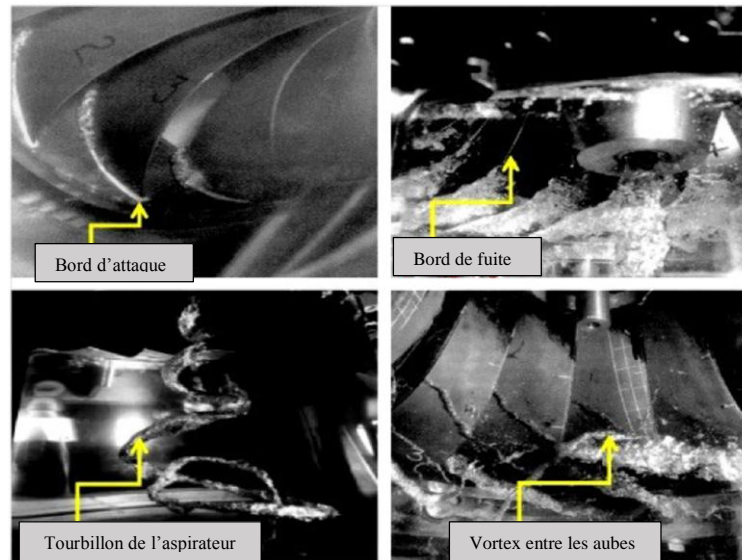


Fig 1. 3 : Différentes parties touchées par le phénomène de cavitation dans une turbine.

L'érosion :

Dans certaines régions du monde (Himalaya par exemple [9]), des projets hydroélectriques sont confrontés à des problèmes d'érosion du limon qui réduisent la production d'électricité. C'est un processus dans lequel le matériau est éliminé lentement et en continu de la surface des composants mécaniques. Le taux d'érosion dépend de la taille du limon, de la concentration, de la dureté, de la vitesse des particules en contact avec les composants et du matériau du composant.

La fatigue :

La fatigue est un processus qui affaiblit le matériau en raison de contraintes cycliques répétées. C'est un problème qui peut devenir une cause de défaillance en cas d'assemblage de la turbine hydraulique avec un certain nombre de composants par le biais de joints de soudure. Les vibrations sont également une cause de déformation des composants et d'autres contraintes peuvent aboutir à une défaillance. L'action répétée des contraintes sur les composants peut provoquer plusieurs fissures en raison d'une corrosion inappropriée. La fatigue-corrosion est généralement due aux fuites d'eau à travers les joints utilisés dans l'assemblage de la turbine.

Défaut matériel :

On constate que la défaillance maximale de la turbine hydraulique est due à la cavitation et à l'érosion du limon. Les défauts matériels dans les turbines et autres composants sont contrôlés au cours de la fabrication, mais au moment de l'installation, certains défauts peuvent également générer une défaillance de ces derniers. Il est nécessaire que la configuration de conception requise par les centrales hydroélectriques soit respectée lors de l'assemblage des composants. Les revêtements et joints de soudure redondants modifient les propriétés du métal, ce qui peut entraîner des défaillances matérielles.

1.3.5 Equipements électromécaniques

Les générateurs (alternateur) : ils servent à produire l'énergie électrique à partir de l'énergie mécanique que fournit la turbine. Il existe essentiellement deux sortes de générateurs utilisés pour la production d'hydroélectricité, les générateurs synchrones ou à induction (asynchrones). On utilise généralement un alternateur synchrone pour les réseaux autonomes et une génératrice asynchrone pour les réseaux connectés lorsque les puissances sont inférieures à 1000 ou 2000 kW.

Les transformateurs : ce sont des appareils très divers par leur fonctionnement, mais aussi par leur taille et leur coût. Il existe deux types de transformateurs : les transformateurs de puissance et les transformateurs de mesure.

Les transformateurs de puissance :

Ils sont indispensables dans les installations qui doivent débiter sur un réseau de tension. Ils servent à élever la tension du générateur qui, généralement, fournit du courant électrique basse tension à 20 kV ou plus.

Les transformateurs peuvent être installés dans le bâtiment du groupe hydroélectrique, dans un abri annexe ou encore dans un parc grillagé en plein air. Les bobinages de ces appareils sont très souvent immergés dans une huile isolante.

La température, le dégagement gazeux ainsi que la pression des transformateurs de puissance sont constamment contrôlés. En cas de défaillance, ils doivent pouvoir être mis à l'écart du réseau et du générateur. Pour des raisons de sécurité, leurs bornes doivent être isolées.

Les transformateurs de mesure :

Contrairement aux transformateurs de puissance les transformateurs de mesure ne transmettent que des énergies très faibles destinées à des appareils de contrôle, de sécurité et de signalisation ou des appareils de comptage d'énergie. Ces transformateurs doivent être très précis.

Il n'est pas rare de rencontrer dans les petites centrales hydroélectriques des transformateurs d'isolement qui ont pour but d'alimenter des équipements d'automatisme.

Système de régulation : sa fonction est d'adapter les variations du débit d'eau suivant la demande des consommateurs dans le cas du réseau autonome, ou en utilisant au mieux l'eau disponible dans le cas du réseau interconnecté.

Protection et sécurité des installations : l'électronique moderne est utilisée pour le réglage et la surveillance des installations hydroélectriques. Au jour d'aujourd'hui, pratiquement toutes les phases de fonctionnement (démarrage et synchronisation avec le réseau, réglage du débit, arrêt en cas de défaillance du réseau...) sont automatisées, si bien que, quel que soit le mode de fonctionnement de la centrale elle fonctionne sans assistance.

Les constructeurs ont développé des moyens simples pour protéger machines et conduites en cas de panne du réseau électrique, tel que des ressorts ou des contrepoids qui assurent l'arrêt automatique de la turbine, et cela sans avoir recours à une source d'énergie d'appoint comme les batteries.

Un bâtiment : qui abrite toutes les installations de production et les tableaux de commande qui permettent un contrôle sur place ou un pilotage à distance.

Une ligne d'évacuation : qui a pour rôle de transporter le courant électrique produit, soit à un réseau isolé, ou bien à un réseau interconnecté.

1.3.6 L'ouvrage de restitution

Les eaux turbinées sont évacuées au moyen d'un canal de fuite. Ce dernier est établi soit à l'air libre, soit, dans le cas de centrales souterraine, en galerie.

La longueur du canal de fuite varie suivant le type de l'aménagement.

1.4 Utilisation de l'hydroélectricité dans le stockage des énergies propres à intermittence

En raison des changements météorologiques saisonniers, quotidiens et même horaires, le flux d'énergie provenant du vent et du soleil n'est ni constant ni fiable. En effet, les pics de production d'énergie des systèmes solaire et éolien ne coïncident pas toujours avec les moments des fortes demandes en puissance. Le caractère intermittent de ces deux ressources représente un gros handicap qui les rend insuffisantes pour garantir à elles seules l'autonomie énergétique des consommateurs. Pour pallier à cet inconvénient on leur associe généralement des systèmes hydroélectriques. L'énergie hydroélectrique peut servir de solution de secours instantanée pour répondre aux demandes les plus pressantes.

Dans ces systèmes où la ressource hydraulique est associée au solaire ou à l'éolien, l'énergie éolienne ou solaire peut être utilisée lorsque le vent souffle ou que le soleil brille pour préserver le potentiel hydroélectrique. Cela permettrait à ce potentiel d'être libéré ultérieurement pour répondre à la demande en période de pointe.

Une autre option d'association repose sur l'utilisation de stations de pompage/turbinage. Des pompes-turbines sont utilisées pour convertir en énergie hydraulique (qui se prête au stockage) l'excédent de production du système solaire ou éolien en période de pics pour la restituer en périodes de fortes demandes.

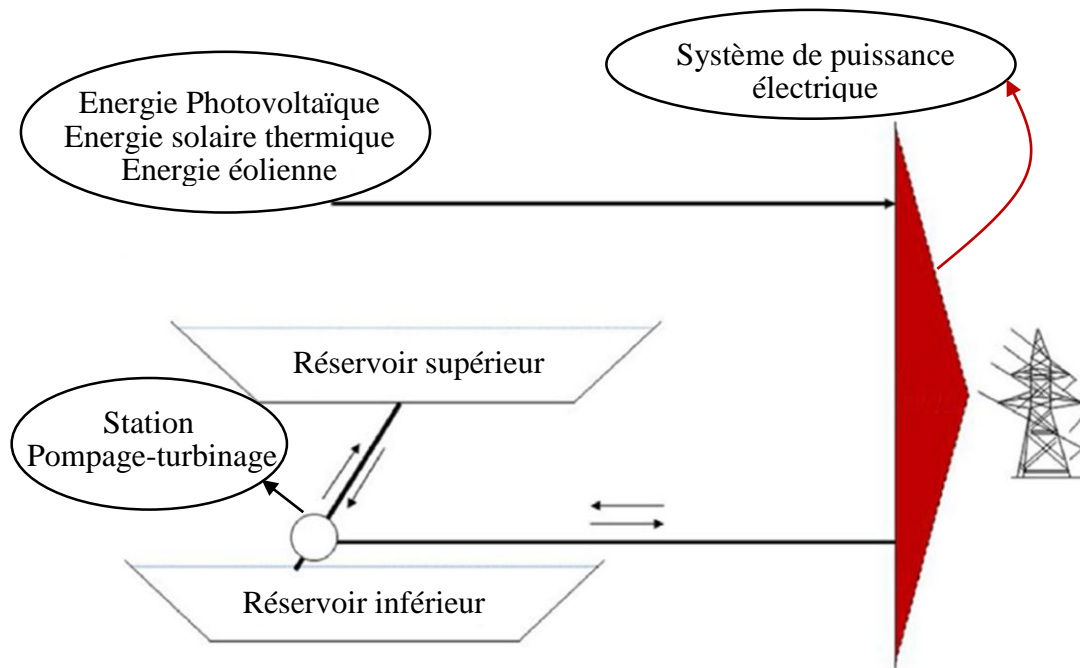


Fig 1. 4 : Stockage de l'énergie solaire et éolienne au moyen de stations pompage-turbinage

1.5 Avantages et inconvénients de l'hydroélectricité

1.5.1 Avantages

- C'est une énergie renouvelable.
- Elle n'est sujette à aucune émission de gaz à effet de serre sauf pendant la construction des barrages.
- C'est une source d'énergie assez régulière.
- C'est une source d'énergie flexible, autrement dit, on peut réguler le débit d'eau et de ce fait la production d'électricité.
- Elle possède un très haut rendement (entre 70% et 90%), ce qui est de loin le meilleur de toutes les technologies énergétiques [10].
- Elle possède un facteur de capacité élevé (supérieur à 50%) comparé à celui de l'énergie solaire (10%) et de l'énergie éolienne (30%) [10].
- Dans les centrales hydroélectriques, la puissance de sortie ne varie que progressivement de jour en jour et non pas de minute en minute.
- La puissance de sortie est maximale en hiver.
- Les centrales hydroélectriques permettent la production d'électricité à moindre coût (la production d'un kW à partir de l'hydroélectricité est moins cher comparé au thermique).
- La construction de centrales hydroélectriques permet la création d'emplois dans le domaine du génie civil.

1.5.2 Inconvénients [11] :

- Les installations hydroélectriques peuvent avoir de graves conséquences sur les écosystèmes, notamment autour du barrage et des retenues d'eau. On notera que dans certains cas elles peuvent former un obstacle à la migration des poissons.
- La construction de ce genre d'installation est très coûteuse.
- Les installations hydroélectriques peuvent engendrer une augmentation de la sécheresse en aval du barrage.
- L'hydroélectricité ne peut être que dans des endroits limités (possibilité de construire des barrages et des retenues d'eau).
- La construction d'un barrage peut avoir pour conséquence le déplacement des résidents environnants.
- L'exploitation hydroélectrique peut avoir une incidence néfaste sur la qualité et le débit de l'eau. En effet, les centrales hydroélectriques peuvent causer une faible dissolution de l'oxygène dans l'eau ce qui nuit aux zones riveraines.
- Les centrales hydroélectriques peuvent être touchées par la sécheresse. Lorsque l'eau n'est pas disponible, elles sont dans l'incapacité de produire de l'électricité.

1.6 Difficultés de la petite hydroélectricité

1.6.1 Difficultés technico-économiques et financières

- L'absence de la possibilité de rachat du *kWh* hydraulique par la Sonelgaz.
- L'importance des coûts d'investissement.
- Mauvaise étude du projet global (absence de calculs des pertes de charge dans certains cas).

1.6.2 Difficultés environnementales

Dans certains cas, les aménagements hydroélectriques sont conçus avec pour objectif unique de produire sans trop se soucier du respect de l'environnement avoisinant. Cela peut donc engendrer des nuisances environnementales telles que des obstacles pour la faune piscicole, impacts sur la pêche de loisir et des nuisances sonores. Heureusement, il existe tout de même des solutions pour remédier à ces effets négatifs. Avec le recul et le retour d'expérience de plusieurs années d'exploitation des petites centrales hydroélectriques, nous sommes aujourd'hui en mesure de trouver des solutions efficaces pour pallier aux problèmes environnementaux que peut causer la petite hydroélectricité.

1.7 Récupération dans l'industrie

Les eaux industrielles et les installations de traitement des eaux usées sont des sources viables d'hydroélectricité en raison du volume élevé et du débit constant de l'eau qui découle de ces installations. Dans ces cas de figure, aucun barrage ou réservoir n'est requis. Ils existent deux façons d'exploiter le potentiel hydroélectrique dans les installations de traitements des eaux usées et des eaux industrielles. La première consiste à placer l'installation hydroélectrique à l'entrée de l'usine, dans le cas des eaux usées il faut aménager un bassin antérieur avec un bac

à ordures. La centrale hydroélectrique doit être située aussi près que possible de l'usine ou de la station d'épuration afin de maximiser la hauteur de chute opérationnelle. La deuxième façon de faire est de placer la centrale à la sortie de l'usine. En effet, le flux sortant des installations industrielles et de traitements des eaux usées est généralement rejeté dans des cours d'eau naturels ou des canaux artificiels qui transportent l'eau vers le réseau hydrographique en aval. Ces systèmes acheminent l'eau par gravité, nous permettant ainsi d'extraire une énergie supplémentaire. Dans ce cas, la différence de hauteur peut être comprise entre 1 m et 10 m, ce qui, combiné à des débits élevés représente un gros potentiel de production d'électricité.

1.8 Récupération du potentiel hydroélectrique des eaux rejetées des systèmes de refroidissement des centrales thermiques

Dans le cas des eaux issues des rejets des systèmes de refroidissement des centrales thermiques implantées sur les côtes, le potentiel hydroélectrique est tout d'abord dû aux débits importants de ces rejets. Ensuite, pour les centrales qui sont implantées à une hauteur appréciable du niveau de la mer, il y a une contribution intéressante de la hauteur de chute au potentiel à récupérer dans ces eaux. Par ailleurs, il est facile de relever qu'aucun des inconvénients cités ci-dessus pour l'hydroélectricité ne peut être associé à ce cas de figure. De plus, du fait que l'eau a déjà été filtrée avant d'être envoyée dans les condenseurs, la prise d'eau pourra être directement branchée sur le canal de rejet et il n'y a nul besoin de disposer d'une grille pour retenir d'éventuels corps solides qui seraient introduits dans l'ouvrage d'amenée.

Le facteur de capacité d'une installation hydroélectrique récupérant l'énergie hydraulique des eaux de rejets des systèmes de refroidissement des centrales thermiques peut être très élevé, étant donné que ces dernières sont prévues pour fonctionner sans interruption tout au long de l'année.

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons introduit les concepts de base des systèmes hydroélectriques et nous avons décrit et caractérisé les différents éléments qui interviennent dans ces systèmes. On a également souligné l'importance du potentiel contenu dans les eaux des rejets des centrales thermiques à systèmes de refroidissement ouverts, notamment celles qui sont surélevées par rapport au niveau de la mer. De surcroît, on a pu relever que les inconvénients associés habituellement aux aménagements hydroélectriques sont quasiment inexistant dans ce cas. Le chapitre suivant est consacré à l'évaluation du potentiel hydroélectrique des systèmes de refroidissement de quatre centrales comportant des cycles à vapeur implantées le long des côtes algériennes. Dans chaque cas, nous sélectionnerons la turbine adaptée pour exploiter ce potentiel.

Chapitre 2 : Evaluation du potentiel hydroélectrique et sélection des turbines pour les centrales choisie

Chapitre 2 : Evaluation du potentiel hydroélectrique et sélection des turbines pour les centrales choisies

Introduction

Comme mentionné au chapitre 1, le potentiel hydroélectrique d'un site donné est proportionnel au produit de la hauteur disponible par le débit. Ceci le rend intéressant même au niveau des sites caractérisés par une faible hauteur, étant donné que le débit est toujours important. Cependant, le potentiel hydroélectrique des centrales situées en hauteur est autrement plus intéressant, représentant la plus grosse part de l'énergie de pompage dans ces centrales.

Dans ce chapitre, nous allons nous intéresser à l'évaluation du potentiel hydroélectrique de l'ancienne et la nouvelle centrale de Ras-Djinet qui illustre le type d'installation implantée à un niveau très proche de celui de la mer et, de celui des centrales de Terga et Koudiet-Eddraouch, illustrant le type situé en altitude. Nous allons également sélectionner le type de turbine et le type d'installation pour chacun des quatre sites considérés, puis effectuer les calculs nécessaires pour évaluer la hauteur nette disponible à l'entrée des turbines pour chaque installation.

2.1 Sélection du type de turbine à utiliser pour la récupération de l'énergie hydraulique sur les différents sites étudiés

2.1.1 Cas n°1 et 2 : Site de Ras-Djinet (nouvelle et ancienne centrales)

Les centrales électriques de Ras-Djinet (Cap Djinet) sont situées dans la wilaya de Boumerdes à 70 km de la capitale. L'ancienne centrale est une installation de turbines à vapeur qui possède 4 tranches produisant une puissance totale d'environ 700 MW. La nouvelle quant à elle, est une centrale à cycle combiné comportant 3 tranches de 400 MW chacune.

Grâce à Google Earth, nous avons pu obtenir la capture d'écran présentée à la figure (2.1) ci-dessous à partir d'une image satellite du site où sont implantées l'ancienne et la nouvelle centrale de Ras-Djinet. Sur cette figure, on distingue les bâtiments principaux abritant les machines des deux centrales, ainsi que les canaux de rejets vers la mer. Par rapport au niveau de la mer, on a pu mesurer sur le site que les bouches de déversement des condenseurs dans le canal sont situées à environ 5 m dans le cas de l'ancienne centrale et 6.5 m dans le cas de la nouvelle. Nous avons pu relever sur place qu'en surélevant légèrement les parois qui bordent les canaux, on pourrait disposer à l'endroit du déversement actuel d'une hauteur effective équivalente à la totalité de la hauteur brute correspondante, soit 5 m au bout du canal de l'ancienne installation et 6.5 m au bout de celui de la nouvelle. Ces deux valeurs pourraient être utilisées pour évaluer le potentiel hydroélectrique du site.



Fig 2. 1 : Photo satellite du site de Ras-Djinet comprenant l'ancienne et la nouvelle centrale

Le débit d'eau maximum de dimensionnement correspond à la somme des débits nominaux des systèmes de refroidissement des différentes tranches de chaque installation et des débits latéraux représentant les rejets des eaux usées, de la saumure provenant des installations de dessalement, des purges de déconcentration des chaudières et des apports dus à la pluie. Ces derniers doivent être basés sur le cas le plus critique de l'avènement d'un orage violent.

Pour estimer tous les débits, nous nous sommes appuyés sur les données que les services du Laboratoire d'Etudes Maritimes (LEM) ont bien voulu nous fournir [12].

Cas N°1 : nouvelle centrale à cycle combiné de Ras-Djinet

Le tableau 2.1 comprend les débits concernant la nouvelle centrale à cycle combiné de Ras-Djinet (cas 1).

Tableau 2. 1 : Débit de dimensionnement du déversoir de la nouvelle centrale de Ras-Djinet (cas 1)

Description	Débit de conception		Observation
	m ³ /h	m ³ /s	
Rejets du système de refroidissement	3 × 35878 (107 634)	29.90	Ce débit comprend celui qui passe par les condenseurs et ceux qui servent au refroidissement des paliers, alternateurs et machines auxiliaires diverses
Eaux de pluie	5 843	1.62	Ce débit correspond à l'apport des eaux pluviales lors d'un violent orage
Décompression HRSG	38	0.01	Purge de déconcentration des chaudières
Eaux salées	175	0.05	Résultant du déversement de la saumure provenant de l'installation de dessalement
Eaux usées	30	0.01	
Total	113 720	31.59	

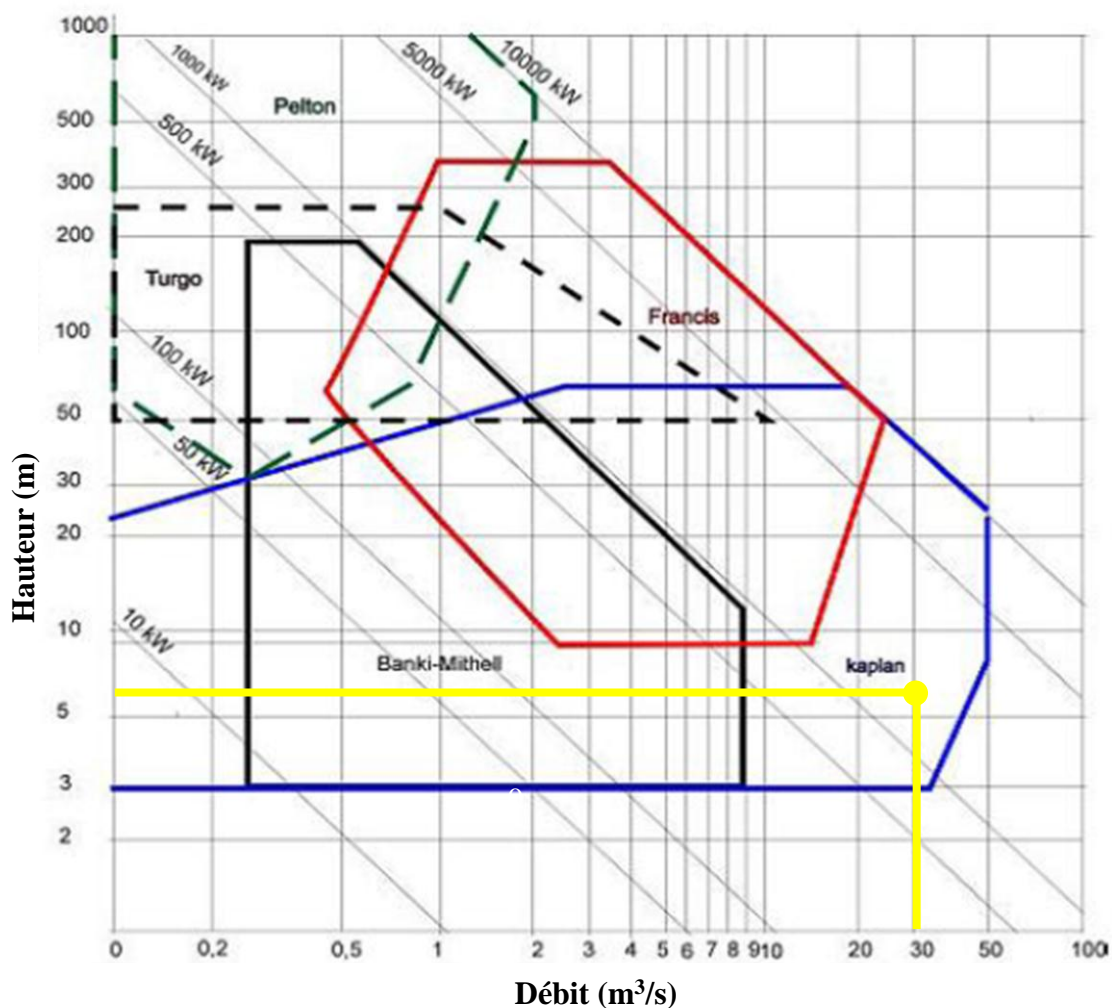


Fig 2. 2 : Sélection du type de turbine pour le site de la nouvelle centrale de Ras-Djinet (cas 1) [13]

La puissance hydroélectrique maximale disponible au niveau du site de la nouvelle centrale à cycle combiné de Ras-Djinet se calcule au moyen de la formule (1.3) présentée précédemment au chapitre 1, soit :

$$P = 7 \cdot H \cdot Q = 7 \cdot 6.5 \cdot 31.59 = 1440 \text{ kW}$$

Dans ce cas, comme on peut le voir sur l'abaque de la figure (2.2) ci-dessus, la turbine qui convient à l'application doit être une turbine de type hélice ou Kaplan.

Cas N°2 : ancienne centrale à turbines à vapeur de Ras-Djinet

Pour l'ancienne centrale de Ras-Djinet (cas 2), nous ne disposons pas de données concernant les débits latéraux. Nous allons donc les estimer par comparaison avec les données de la nouvelle centrale (cas 1).

Etant donné que les deux centrales sont implantées au même endroit (donc soumises aux mêmes conditions météorologiques), et que leurs canaux de rejets respectifs ont pratiquement les mêmes dimensions, on prendra le même débit des eaux pluviales pour les deux.

Tableau 2. 2 : Débit de dimensionnement du déversoir, ancienne centrale de Ras-Djinet (cas 2)

Description	Débit de conception		Observation
	m ³ /h	m ³ /s	
Rejets du système de refroidissement	4 × 24000 (96 000)	26.66	Même observation qu'au tableau 2.1
Eaux de pluie	5 843	1.62	Même que celui de la nouvelle centrale
Décompression des chaudières	70	0.02	Estimé comparativement à celui de la nouvelle centrale
Eaux salées	320	0.09	Estimé comparativement à celui de la nouvelle centrale
Eaux usées	30	0.01	Même que celui de la nouvelle centrale
Total	102 263	28.40	

En ce qui concerne les débits des purges des chaudières et ceux des saumures issues des stations de dessalement, nous allons les estimer en considérant qu'ils sont proportionnels aux débits de vapeur décrivant les cycles thermodynamiques respectifs et qui s'élèvent à environ 300 kg/s pour la nouvelle centrale [14] et à 550 kg/s pour l'ancienne centrale [15]. On aura donc pour le débit des purges de l'ancienne centrale :

$$38 \times \frac{550}{300} = 70 \text{ m}^3/\text{h}$$

Et pour celui des eaux salées :

$$175 \times \frac{550}{300} = 320 \text{ m}^3/h$$

Quant au débit des eaux usées, on prendra la même valeur que pour la nouvelle centrale, soit :

$$30 \text{ m}^3/h$$

Les débits relatifs à l'ancienne centrale sont récapitulés dans le tableau (2.2) ci-avant.

La puissance hydroélectrique maximale disponible au niveau du site de l'ancienne centrale à turbines à vapeur de Ras-Djinet se calcule au moyen de la même formule que pour le cas précédent :

$$P = 7 \cdot H \cdot Q = 7 \cdot 5 \cdot 28.40 = 994 \text{ kW}$$

Ce cas, est quasiment identique au cas 1 et la turbine satisfaisant à l'application est de type hélice (ou Kaplan) (voir figure (2.3) ci-dessous).

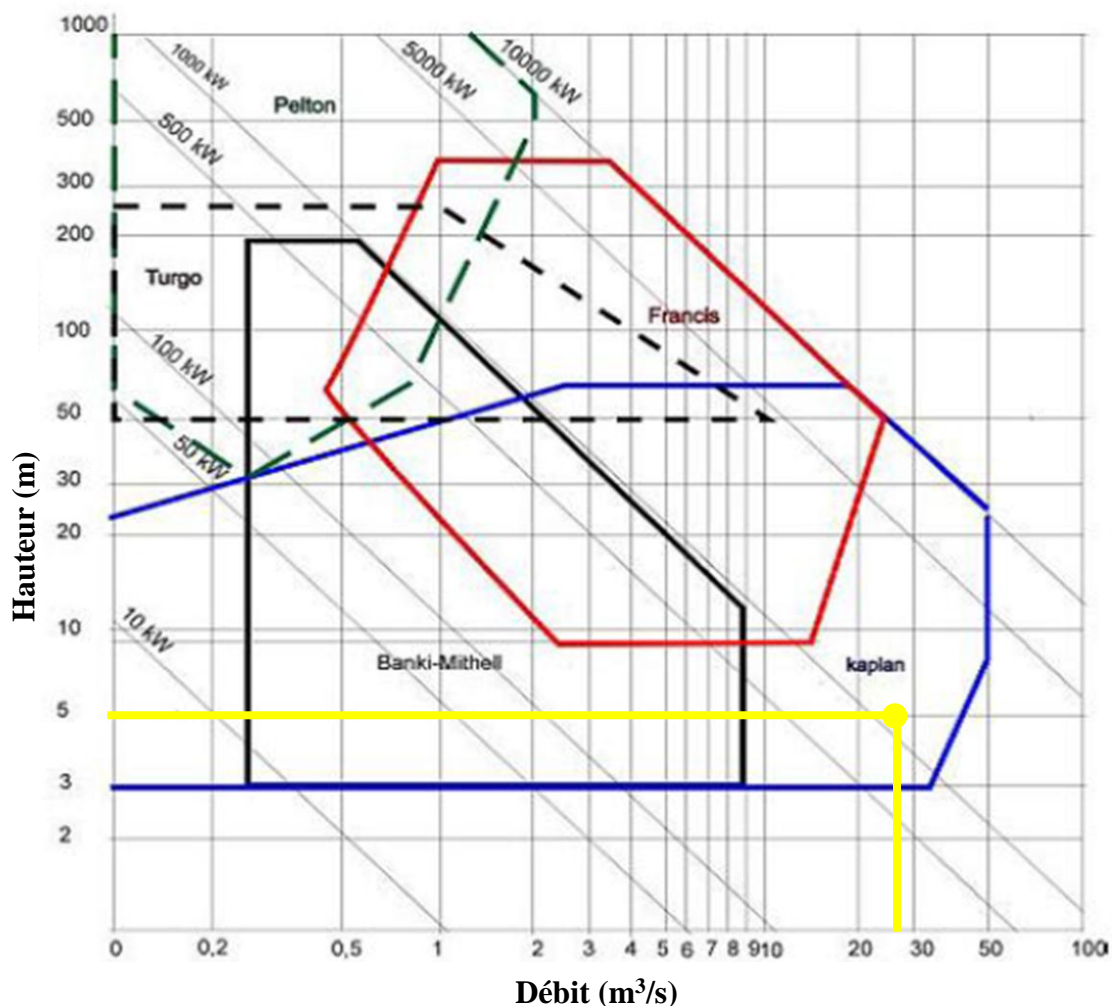


Fig 2. 3 : Sélection du type de turbine pour le site de l'ancienne centrale de Ras-Djinet (cas 2)

2.1.2 Cas N°3 : Centrale à cycle combiné de Terga

La centrale thermique de Terga est une centrale à cycle combiné située à 10 km d'Ain Témouchent. Elle est gérée par une société en coentreprise entre Sonelgaz et Sonatrach SKT (Shariket Kahraba Terga). Cette centrale a été construite par Alstom et comprend 3 tranches de 400 MW chacune. Son exploitation a commencé en juin 2012.

La photo de la figure (2.4) ci-dessous est une capture réalisée avec Google Earth des installations de la centrale électrique de Terga. On peut distinguer aisément les trois bâtiments qui abritent les machines correspondant aux trois tranches de la centrale. On peut également situer le bassin de tranquillisation où sont récupérés les rejets des systèmes de refroidissement ainsi que le canal par lequel ces rejets sont évacués vers la mer. L'application Google Earth permet de déterminer la situation en altitude de n'importe quelle position par rapport au niveau de la mer. Elle nous situe ainsi le bassin de récupération des eaux de refroidissement à 50 m du niveau de la mer. Ceci nous donne la hauteur brute pour l'évaluation du potentiel hydroélectrique du système.

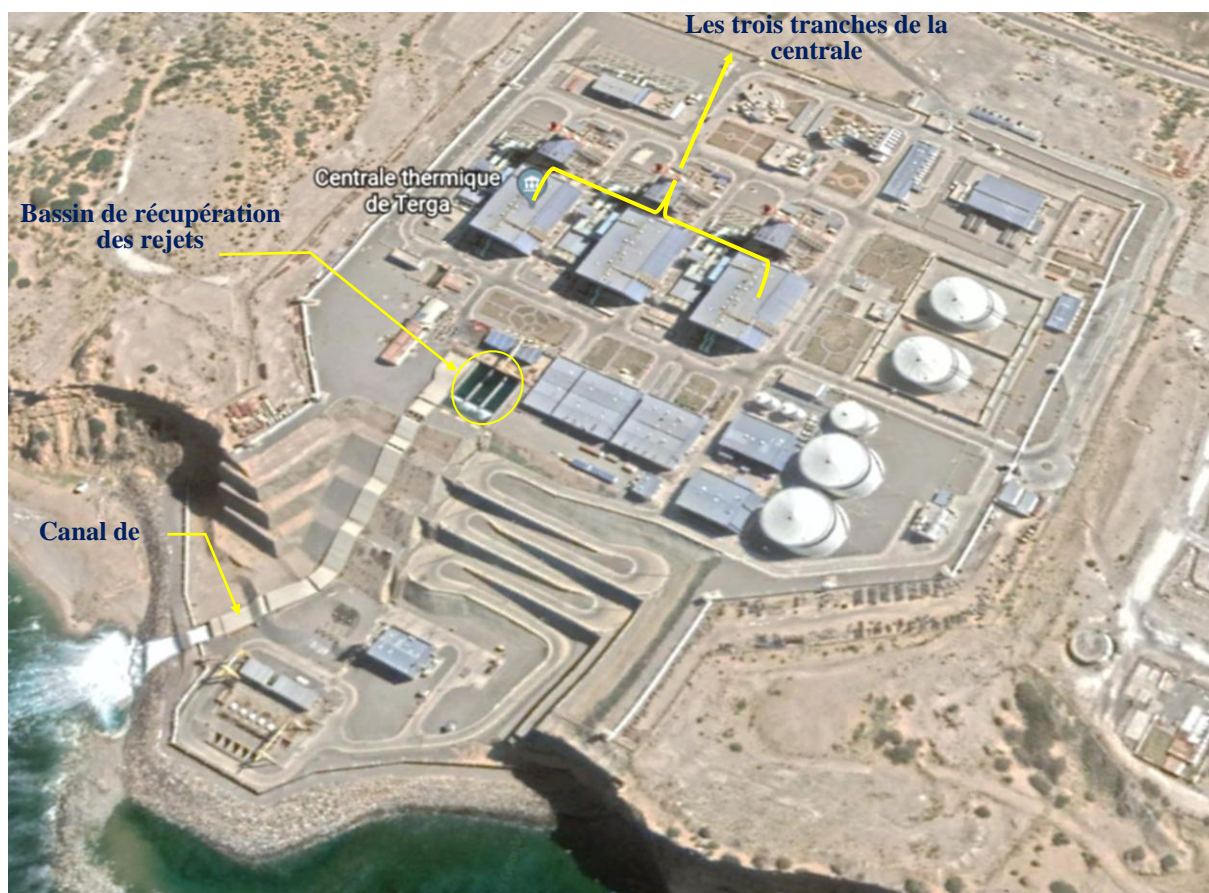


Fig 2. 4 : Photo satellite de la centrale à cycle combiné de Terga

Il nous reste, pour évaluer ce potentiel hydroélectrique à déterminer le débit d'eau maximum disponible comme cela a été fait pour les deux précédentes centrales.

Le tableau (2.3) ci-dessous regroupe les données auxquelles nous avons pu avoir accès concernant les débits caractéristiques de la centrale de Terga.

Tableau 2. 3 : Débit de dimensionnement du déversoir, centrale de Terga (cas 3)

Description	Débit de conception		Observation
	m ³ /h	m ³ /s	
Rejets du système de refroidissement	3 × 31400 94200	26.17	Même observation qu'au tableau 2.1
Eaux de pluie	1080	0.30	Pour cette centrale, les données dont nous avons pu disposer fournissent le débit global comprenant l'apport des eaux pluviales, des purges des chaudières, des saumures et des eaux usées.
Décompression HRSG			
Eaux salées			
Eaux usées			
Total	95 280	26.47	

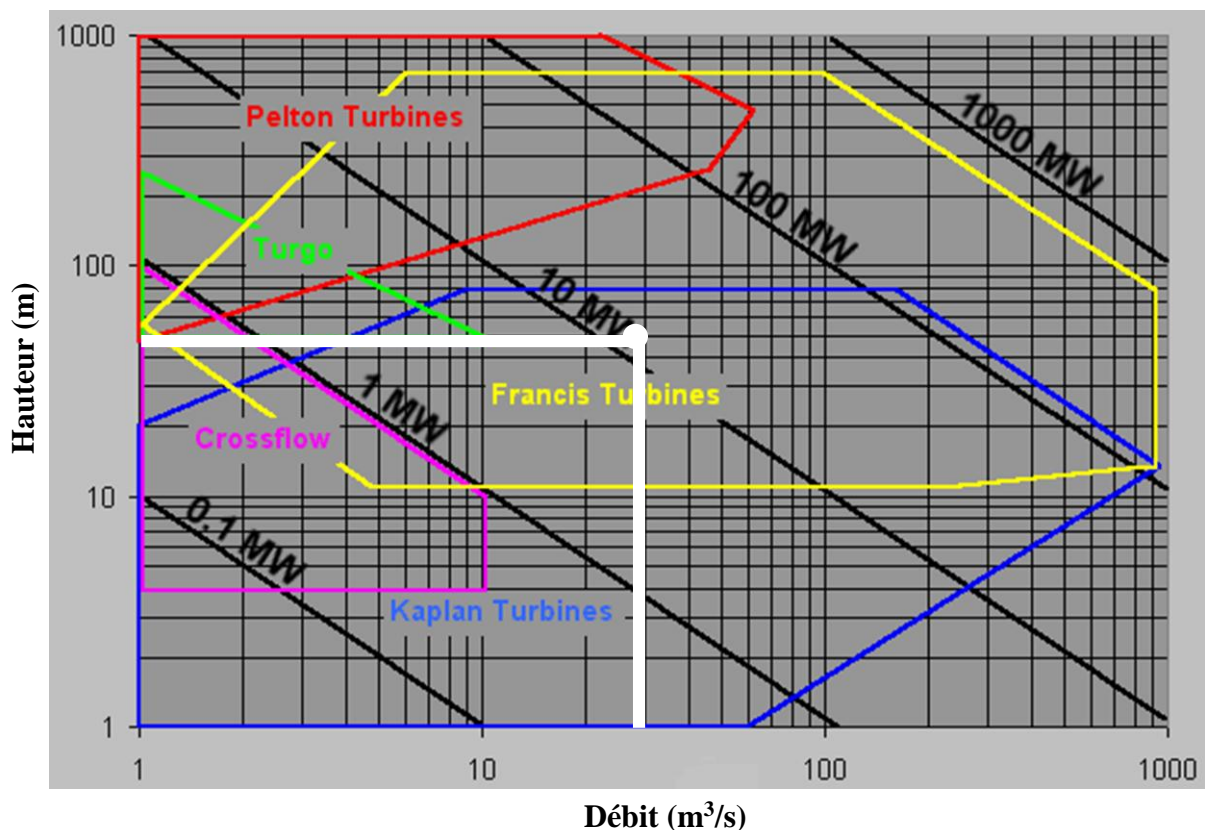


Fig 2. 5 : Sélection du type de turbine pour le site de Terga

La puissance hydroélectrique maximale disponible à la centrale de Terga peut à présent être obtenue comme pour les deux centrales précédentes, soit :

$$P = 7 \cdot H \cdot Q = 7 \cdot 50 \cdot 26.47 = 9265 \text{ kW}$$

Cette puissance nous situe à la limite supérieure du domaine de la petite hydroélectricité. Pour sélectionner la turbine qui convient à l'application, on peut faire appel à l'abaque de la figure (2.5) qui montre qu'on pourrait opter aussi bien pour une turbine hélice (ou Kaplan) que pour une Francis. Cependant, on préfère choisir une turbine Francis, étant donné qu'on se situe à la limite du domaine couvert par la turbine hélice (ou Kaplan).

2.1.3 Cas N°4 : Centrale à cycle combiné de Koudiet-Eddraouch

La centrale électrique à cycle combiné de Koudiet-Eddraouch qui se trouve dans la commune de Berrihane de la wilaya d'El Tarf, est la propriété des groupes Sonelgaz et Sonatrach. Elle est entrée en fonctionnement en 2013. La centrale se compose de 3 unités de 400 MW pour une puissance totale de 1200 MW.



Fig 2. 6 : Photo satellite de la centrale à cycle combiné de Koudiet-Eddraouch

la figure (2.6) ci-dessus est une vue satellite du site abritant la centrale électrique à cycle combiné de Koudiet Eddraouch. On distingue aisément les trois tranches de la centrale ainsi que la cascade conduisant les eaux rejetées dans le bassin de déversement vers la mer. Tout en haut de la cascade, on pourrait prévoir un petit bassin de retenue à partir duquel on alimenterait la turbine qui sera placée en contre bas au niveau de la mer, à l'aide d'une ou plusieurs conduites forcées qui viendraient dans ce cas remplacer la cascade. La hauteur disponible a été mesurée dans ce cas à 27 m. Pour ce site, nous disposons de la valeur du débit nominal d'eau du système de refroidissement, mais pas des débits latéraux comme pour les cas 1 et 3. Pour évaluer le débit maximum de dimensionnement, nous nous sommes tout simplement basés sur les données concernant la centrale de Terga (cas 3) qui est créditée de la même puissance que celle de Koudiet Eddraouch. Les valeurs des débits pour ce cas sont récapitulées au tableau (2.4) ci-après :

Tableau 2. 4 : Débit de dimensionnement du réservoir, centrale de Koudiet-Eddraouch (cas 4)

Description	Débit de conception		Observation
	m ³ /h	m ³ /s	
Rejets du système de refroidissement	3 × 32652 97 956	27.21	Même observation qu'au tableau 2.1
Eaux de pluie	1080	0.30	Pour cette centrale, nous n'avons pas pu avoir les données concernant ces débits, nous les estimons donc à la même valeur que pour la centrale de Terga, étant donné qu'elles ont la même capacité.
Décompression HRSG			
Eaux salées			
Eaux usées			
Total	99036	27.51	

La puissance hydroélectrique maximale disponible au niveau du site de Koudiet-Eddraouch peut à présent être obtenue comme pour les sites précédents, soit :

$$P = 7 \cdot H \cdot Q = 7 \cdot 27 \cdot 27.51 = 5200 \text{ kW}$$

Dans ce cas, comme on peut le voir sur l'abaque de la figure (2.7) ci-dessous qui est un abaque général pouvant s'appliquer à tout type d'hydroélectricité, la turbine qui convient à l'application pourrait être indifféremment une Francis ou une hélice (ou Kaplan). Cependant en se référant à l'abaque de la figure (2.8) qui concerne la petite, la mini et la micro hydroélectricité seulement, on se rend compte que la turbine hélice (ou Kaplan) est celle qui sera la plus satisfaisante pour notre application.

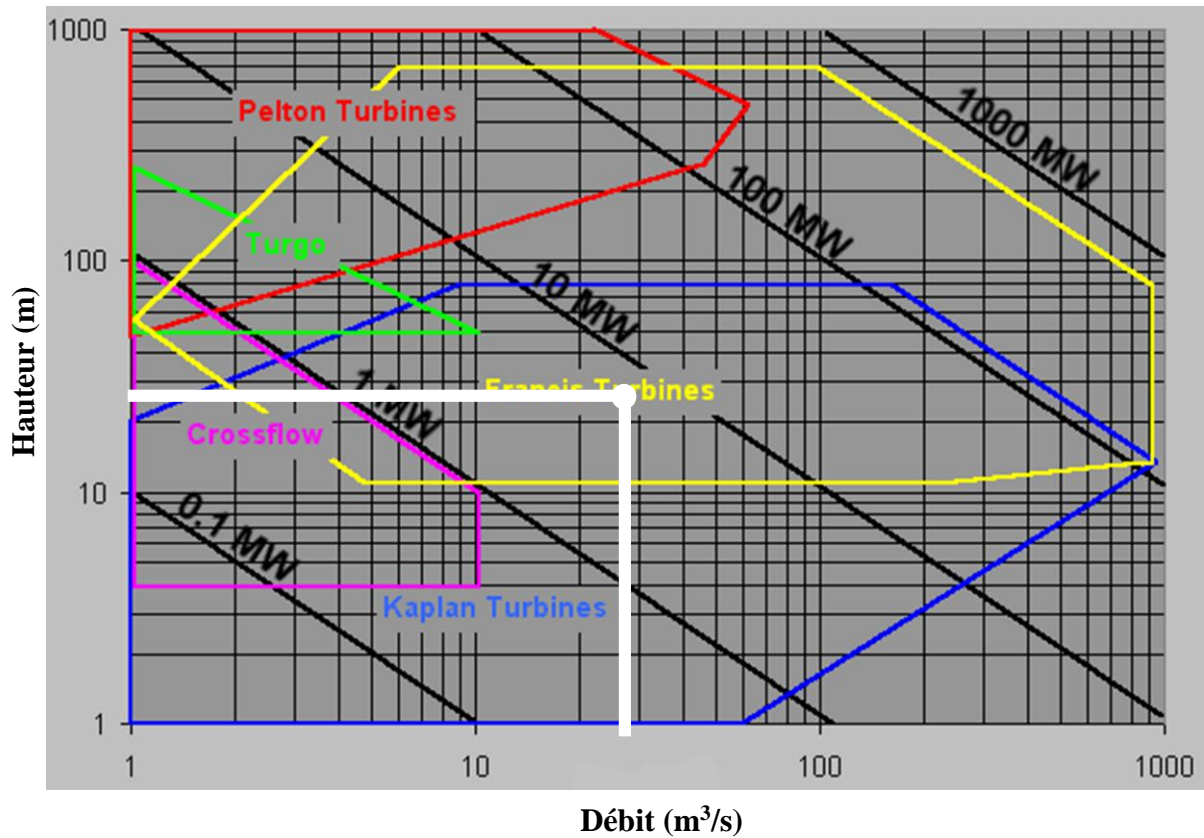


Fig 2. 7 : Pré-sélection du type de turbine pour le site de Koudiet-Eddraouch

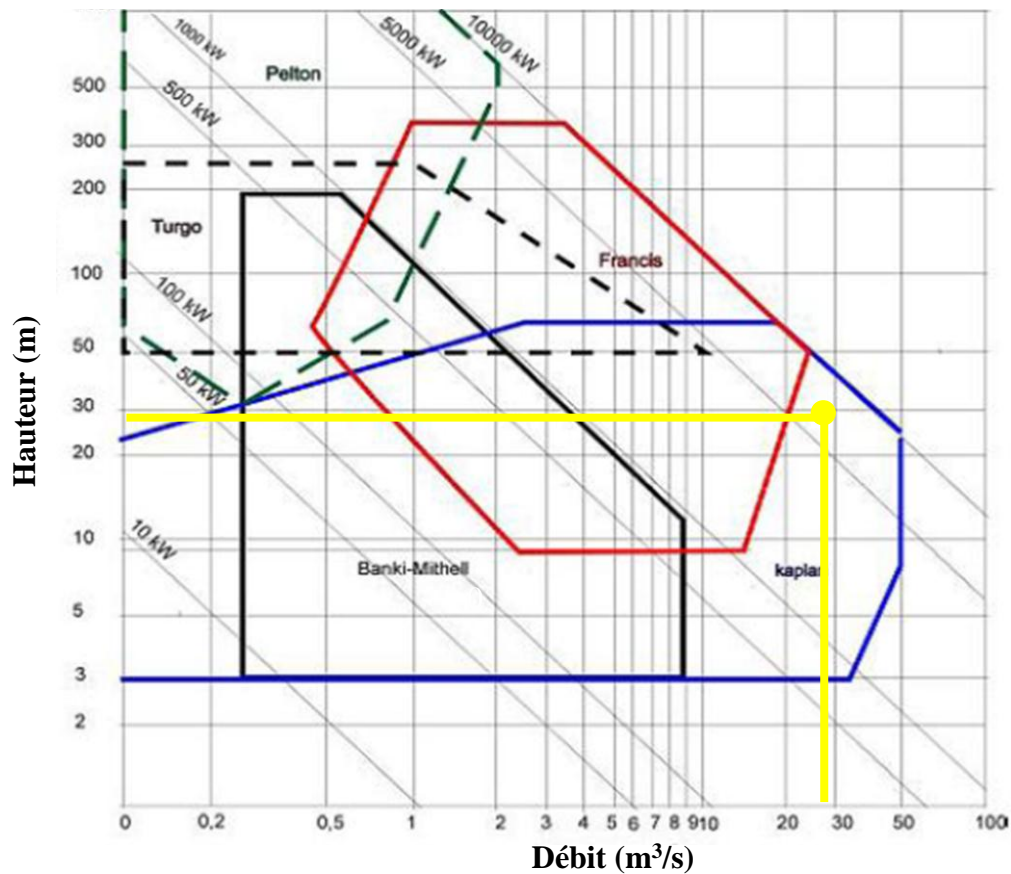


Fig 2. 8 : Sélection du type de turbine pour le site de Koudiet-Eddraouch

2.2 Ouvrages d'amenée d'eau vers les turbines

Dans le cas du site de Ras-Djinet, il suffit d'augmenter la hauteur des parois des différents canaux, qui reçoivent les eaux provenant principalement des condenseurs, puis de constituer un petit barrage pour chaque centrale à la place des déversoirs actuels de façon à disposer entièrement de la hauteur brute à l'entrée des distributeurs des turbines (voir figure (2.1)). Ces derniers seront alimentés directement au moyen de prises pratiquées dans la paroi des barrages. Quant aux sites de Terga et Koudiet-Eddraouch, l'amenée d'eau vers les turbines se fera par le biais d'une conduite forcée pour chaque tranche à partir du bassin de récupération des rejets situé en hauteur. Ce bassin existe déjà au niveau de Terga et il suffira juste de l'aménager pour alimenter les conduites forcées, tandis qu'à Koudiet-Eddraouch, il faudra en construire un.

2.2.1 Dimensionnement des conduites forcées et détermination de la hauteur nette H_n pour les sites 3 et 4

La hauteur nette H_n (dite également hauteur effective) est celle qui est associée à l'énergie disponible à l'entrée de la turbine. Elle s'obtient en retranchant de la hauteur brute (ou géométrique) H_g les pertes de charge occasionnées par les ouvrages d'amenée.

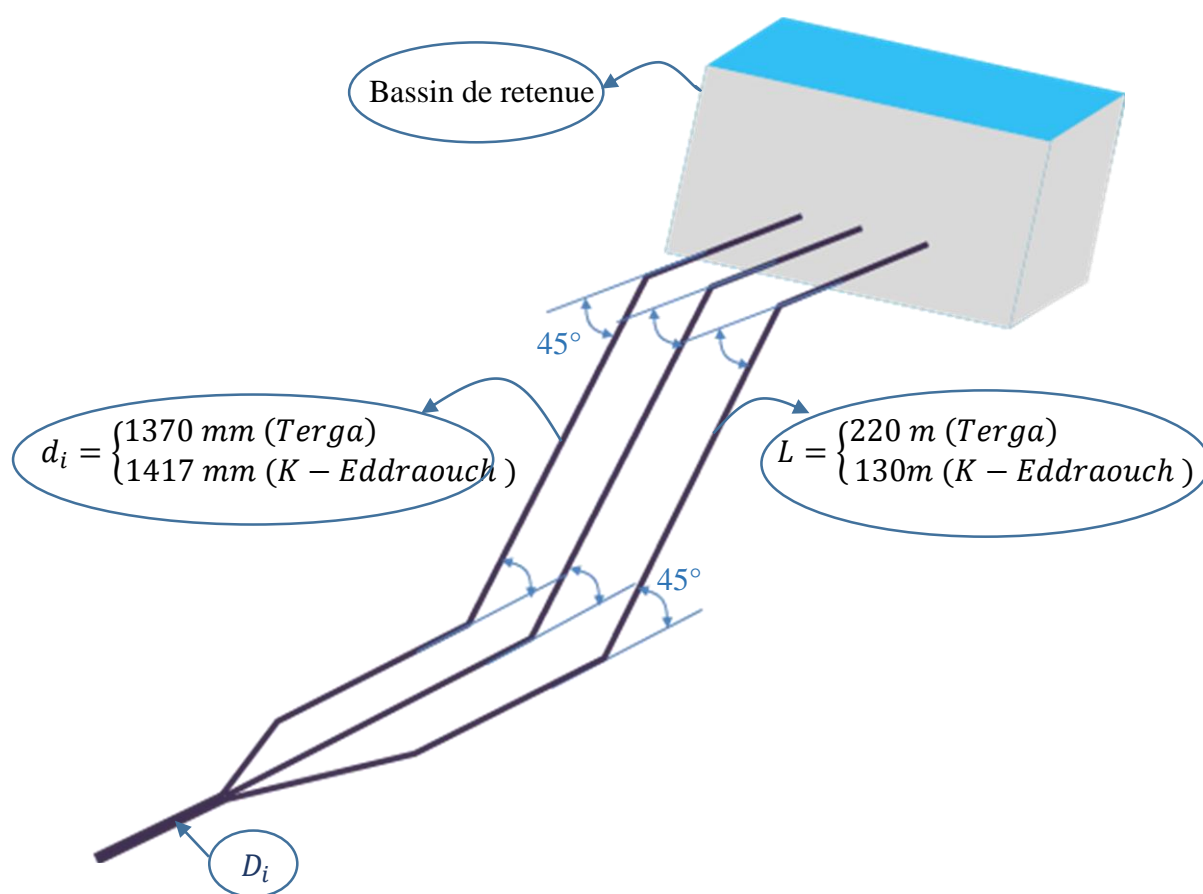


Fig 2. 9 : Schéma installation sur site

Etant donné que nous avons affaire à une eau qu'on peut qualifier d'agressive à cause du sel qu'elle contient et du chlore avec lequel elle a été traitée avant son admission dans les installations, afin d'éviter la prolifération des organismes biologiques, nous avons opté pour des conduites en PEHD (Poly-Ethylène Haute Densité). Chacun des deux ouvrages d'amenée comportera trois conduites forcées de diamètre (d) qui seront réunies à l'arrivée pour constituer une conduite unique de diamètre (D) qui alimentera le distributeur de la turbine via une vanne de pied motorisée. On peut estimer le diamètre intérieur (d_i) d'une conduite forcée en se basant sur le débit (q) véhiculé par cette conduite, la longueur (L) de la conduite, la hauteur géométrique de l'ouvrage hydroélectrique (H_g) et le coefficient de Manning (m) qui tient compte de la rugosité du matériau, en utilisant la formule empirique suivante [10] :

$$d_i = 2.69 \left(\frac{m^2 q^2 L}{H_g} \right)^{0.1875} \quad (2.1)$$

Où q est exprimé en (m^3/s), H_g et L en (m) pour donner d_i en (m). Pour les PVC et les PEHD, le coefficient de Manning prend une valeur très petite [3] :

$$m = 0.009$$

Plusieurs paramètres permettent d'expliquer que cette valeur soit aussi faible : Surface intérieure lisse et non poreuse, plus grande longueur de pose (absence de joints), résistance du matériau aux produits chimiques et à l'abrasion.

L'épaisseur de la paroi des conduites dépend de la nature du matériau, de sa contrainte de résistance à la traction, du diamètre de la conduite et de la pression qui règne à l'intérieur. Afin de s'assurer que la conduite soit suffisamment rigide pour être manipulée sans risque de déformation, on recommande une épaisseur minimum :

$$t_{min} = \frac{d_i + 508}{400} + 1.2 \quad (2.2)$$

d_i et t étant exprimés en (mm).

Pour l'estimation du diamètre des conduites forcées, nous avons d'abord évalué la longueur des sites de Terga et Koudiet-Eddraouch. De cette longueur, nous avons obtenu une valeur approximative grâce à l'application « Google Earth ». La topographie des deux sites se prête à l'adoption du schéma hydraulique des conduites de la figure (2.9) ci-dessus. Chacune des conduites comprend deux coudes arrondis de 45° chacun avec un rayon de courbure $r = 2.5d_i$. En rappelant les données concernant les sites en question introduites précédemment, on peut établir le tableau suivant qui regroupe l'ensemble des données nécessaires à l'exécution des calculs au moyen des formules (2.1) et (2.2) et les valeurs trouvées du diamètre et de l'épaisseur minimale des conduites forcées.

Tableau 2. 5 : Dimensions des conduites forcées des sites de Terga et Koudiet-Eddraouch

	Données				Résultats	
	Q (m ³ /s)	q (m ³ /s)	L (m)	H _g (m)	d _i (mm)	t _{min} (mm)
Terga	26.47	8.82	220	50	1370	6
K-Eddraouch	27.51	9.17	130	27	1417	6

Choix d'un diamètre standard

D'après les données standards des fabricants (voir figure (A 1) en annexe), la conduite qui se rapproche le plus des valeurs de (*d_i*) estimées figurant au tableau ci-dessus est celle dont le diamètre standard vaut 63". La classe à laquelle appartient la conduite doit être choisie sur la base de la pression maximum à laquelle elle pourrait être soumise dans l'installation. Cette dernière peut être estimée par la valeur de la pression hydrostatique correspondant à la hauteur géométrique multipliée par un coefficient de sécurité de 1.2 pour tenir compte des charges dynamique susceptibles de se présenter accidentellement dans certaines conditions opératoires. On aura donc :

$$P_{max} = 1.2 \rho g H_g \quad (2.3)$$

Ce qui donne :

$$P_{max} = 588.6 \text{ KPa pour Terga}$$

et

$$P_{max} = 317.8 \text{ KPa pour Koudiet-Eddraouch}$$

Donc pour Terga, nous allons choisir la conduite de diamètre 63", de classe (PE4710 DR21 100 PSI) conçue pour supporter des pressions pouvant atteindre 100 psi, sachant que :

$$100 \text{ psi} = 689.5 \text{ KPa} > 588.6 \text{ kPa}$$

Et pour Koudiet-Eddraouch, la classe (PE3408 DR32.5 50 psi) capable de supporter des pressions allant jusqu'à 50 psi (344.7 KPa > 317.8 kPa). L'ensemble des caractéristiques des conduites sélectionnées est fourni ci-après :

Tableau 2. 6 : Caractéristiques des conduites forcées sélectionnées

	Terga			Koudiet-Eddraouch		
Diamètre nominal	63"			63"		
Classe	PE4710 DR21 100 psi			PE3408 DR32.5 50 psi		
	Epaisseur	d_i	Poids	Epaisseur	d_i	Poids
Pouces et Ibs/ft	3	56.640	247.42	1.938	58.891	162.84
mm	76.2	1438.7	-	49.2	1494.8	-

Calcul des pertes de charge dans les conduites forcées :

Les conduites étant parallèles, il suffit de calculer les pertes de charge linéaires dans une seule d'entre elles, de lui rajouter les pertes singulières dans les deux coudes de 45° et enfin celles qui sont dues au processus de mélange des trois débits au niveau de la jonction réunissant les trois conduites.

Pour le calcul des pertes linéaires, on peut utiliser l'équation de Hazen-Williams, particulièrement appréciée pour les écoulements dans les conduites sous pression [3]. On aura alors :

$$h_L = 0.2083 \left(\frac{100}{C} \right)^{1.85} \frac{q^{1.85}}{d_i^{4.86}} \frac{L}{100} \quad (2.4)$$

h_f

avec : h_f perte correspondant à 100 mètres de conduite (en $mCE/100 m$ de conduite), q : débit en gpm, d_i diamètre intérieur de la conduite en (") et L : longueur de la conduite en (m). C , est le coefficient de débit de Hazen-Williams, qui vaut 150 pour le PVC et le PEHD.

L'expression (2.4) ci-dessus devient donc pour une conduite en PEHD :

$$h_L = 0.2083 \left(\frac{2}{3} \right)^{1.85} \frac{q^{1.85}}{d_i^{4.86}} \frac{L}{100} \quad (2.5)$$

La perte singulière subie au passage d'un coude arrondi se calcule à l'aide de la formule déduite de celle de Darcy-Weisbach utilisée pour les pertes linéaires [16], soit :

$$h_{s1} = k \frac{V^2}{2g} = k \frac{q^2}{12.1 d_i^4} \quad (2.6)$$

D'après la formule de Weisbach, on a :

$$k = \left[0.131 + 1.847 \left(\frac{d_i}{2r} \right)^{3.5} \right] \frac{\theta}{90} \quad (2.7)$$

Avec : r , rayon de courbure du coude en (m).

d_i , diamètre intérieur de la conduite en (m).

θ , déviation en ($^\circ$).

Dans notre cas, pour $r = 2.5d_i$ et $\theta = 45^\circ$, on obtient :

$$k = 0.07$$

et l'expression (2.6) devient :

$$h_{s1} = 0.07 \times \frac{q^2}{12.1 d_i^4} \quad (2.8)$$

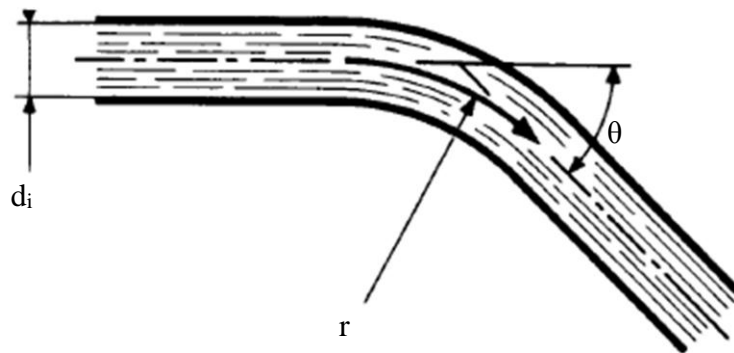


Fig 2. 10 : Schéma d'un coude arrondi

Pour l'évaluation de la perte singulière causée par la réunion des trois conduites, il est d'abord nécessaire de fixer le diamètre de la conduite résultante, ensuite il faut modéliser la singularité. En examinant les données standards on s'aperçoit que le seul diamètre de tube PEHD disponible au-dessus de 63" est de 65". Afin de réduire au maximum les pertes à l'endroit des jonctions, nous ferons de sorte à garder une vitesse d'écoulement constante avant et après jonction, ce qui nécessite d'avoir une conduite de section égale à la somme des sections des 3 conduites forcées. Pour ce faire, il faut réaliser entre le diamètre intérieur D_i de la conduite résultante et le diamètre intérieur d_i de chacune des trois conduites forcées, la condition suivante :

$$D_i = d_i\sqrt{3} \quad (2.9)$$

Bien entendu, cette jonction ne peut pas figurer dans les standards et doit donc être réalisée sur commande, et ceci est à la fois courant et possible d'après ce que disent les fabricants [17]. La longueur d'une telle pièce ne doit pas être importante, elle doit juste être suffisante pour stabiliser l'écoulement résultant avant de l'envoyer dans le distributeur de la turbine. On peut donc négliger les pertes de charge linéaires après la jonction. La pression que va devoir subir la jonction est la même que la pression maximale avec laquelle on a évalué l'épaisseur minimale (t_{min}) des conduites gravitaires, on peut donc évaluer l'épaisseur de la pièce de jonction, qui sera fabriquée en PEHD de même classe, en posant que la contrainte admissible (σ_a) est la

même dans les deux cas. Ceci conduit à l'expression suivante de l'épaisseur (t'_{min}) de la pièce de jonction :

$$t'_{min} = t_{min} \frac{D_i}{d_i} \quad (2.10)$$

Pour le calcul de la perte de charge singulière de la jonction, nous allons généraliser le procédé proposé pour un branchement d'amenée dans le formulaire PONT-A-MOUSSON (voir figure 2.11) [16]

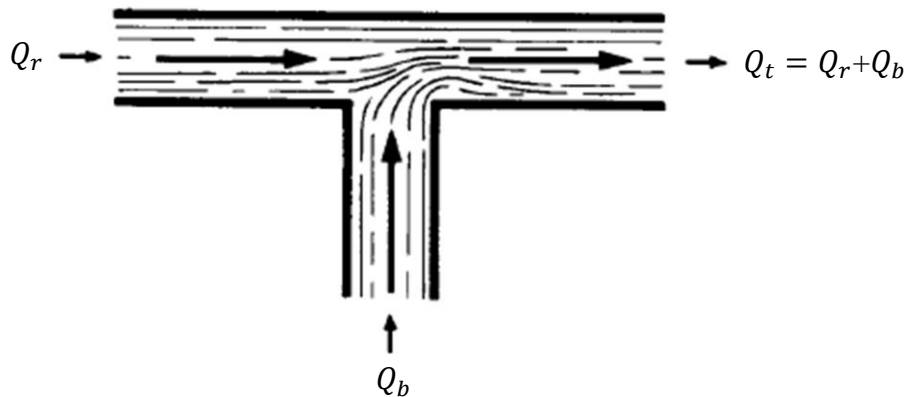


Fig 2. 11 : Schéma branchement d'amenée

Dans ce cas, les pertes de charge se calculent grâce à la formule suivante :

$$\Delta h = k \frac{V_{tot}^2}{2g} = k \frac{Q_{tot}^2}{12.1 D_i^4} \quad (2.11)$$

k et Δh prennent chacun deux valeurs, suivant que l'on considère le tuyau rectiligne de départ (k_r et Δh_r) ou le branchement (k_b et Δh_b). V_t est la vitesse de l'écoulement dans le branchement en (m/s).

k_r et k_b sont donnés au tableau ci-après, en fonction du rapport Q_b/Q_{tot} .

Tableau 2. 7 : Valeurs des coefficients k_r et k_b de l'équation (2.11) en fonction Q_b/Q_t

$\frac{Q_b}{Q_{tot}}$	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1
k_r	0.04	0.17	0.30	0.41	0.51	0.60
k_b	-1.12	-0.40	0.08	0.47	0.72	0.91

Notre jonction sera considérée comme une combinaison de deux branchements d'amenée, et l'expression de la perte de charge singulière totale due à la jonction (voir figure 2.12) sera :

$$h_{s2} = (k_r + 2k_b) \times \frac{Q^2}{12.1 D_i^4} \quad (2.12)$$

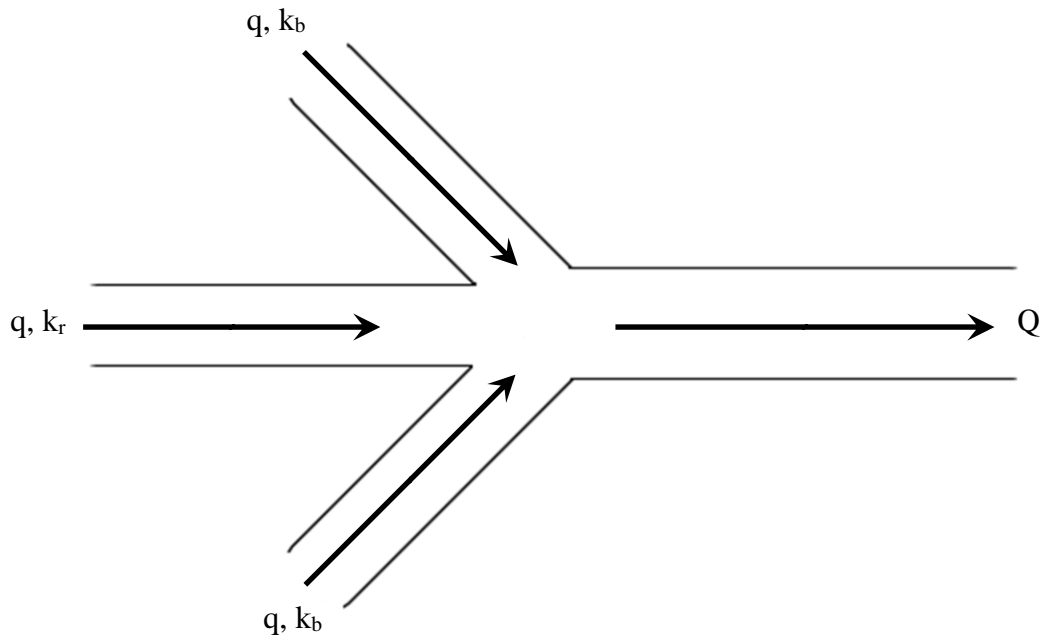


Fig 2. 12 : Jonction des conduites forcées au pied de l'ouvrage hydraulique

Dans le cas présent, nous avons $(q/Q) = 1/3 \cong 0.33$, par conséquent il faut procéder à des interpolations pour obtenir, à partir des données fournies au tableau (2.7), les valeurs de k_r et k_b :

$$k_r = 0.17 + (0.30 - 0.17) \frac{\frac{1}{3} - 0.2}{0.4 - 0.2} = 0.26 \quad (2.13)$$

et

$$k_b = -0.40 + (0.08 + 0.40) \frac{\frac{1}{3} - 0.2}{0.4 - 0.2} = -0.08 \quad (2.14)$$

Ce qui permet de réduire l'expression (2.12) à :

$$h_{s2} = 0.10 \times \frac{Q^2}{12.1 D_i^4} \quad (2.15)$$

Finalement, la perte de charge totale s'obtient par la sommation de toutes les pertes de charge qui ont lieu entre le bassin de récupération des rejets et l'entrée des turbines :

$$h_{tot} = h_L + 2h_{s1} + h_{s2} \quad (2.16)$$

Les résultats des calculs des pertes de charge figurent au le tableau récapitulatif suivant :

Tableau 2. 8 : Diamètres et pertes de charge des systèmes d'amenée d'eau sur les sites 3 et 4

			Terga	K-Eddraouch
Débit total	Q	m^3/s	26.47	27.51
Débit dans une conduite forcée	q	m^3/s	8.82	9.17
Diamètre intérieur d'une conduite forcée	d_i	m	1.370	1.417
Diamètre intérieur de la jonction	D_i	m	2.492	2.589
Pertes de charge linéaires dans une conduite forcée (2.5)	h_L	m	2.16	1.13
Pertes de charge singulières dans les deux coudes de 45° (2.8)	$2h_{s1}$	m	0.26	0.24
Pertes de charge singulières dans la jonction (2.15)	h_{s2}	m	0.15	0.14
Pertes de charge totales (2.16)	h_{tot}	m	2.57	1.51

Calcul de la hauteur nette H_n

A présent que les pertes de charge sont évaluées dans les conduites forcées, on peut calculer la hauteur nette au moyen de la formule :

$$H_n = H_g - h_{tot} \quad (2.17)$$

En rappelant que pour les centrales de Ras-Djinet $H_n = H_g$, on peut établir le tableau récapitulatif suivant pour les hauteurs nettes dans les 4 cas étudiés :

Tableau 2. 9 : Hauteur nette pour les quatre sites étudiés

	Ras-Djinet nouvelle	Ras-Djinet ancienne	Terga	Koudiet Eddraouch
$H_g(m)$	6.5	5	50	27
$h_{tot}(m)$	-	-	2.57	1.51
$H_n(m)$	6.5	5	47.43	25.49

Conclusion

A présent que le type de turbine adapté a été sélectionné pour les quatre sites étudiés 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 3 : Dimensionnement sommaire des éléments principaux des turbines et choix des équipements électromécaniques

Chapitre 3 : Dimensionnement sommaire des éléments principaux des turbines et choix des équipements électromécaniques

Introduction

Suite aux sélections faites au chapitre 2, nous avons ici à déterminer les dimensions principales d'une turbine Francis et de trois turbines hélices (ou Kaplan). Pour chacune d'elles il s'agira de trouver les dimensions de la roue, du distributeur et de l'aspirateur, ce dernier étant nécessaire dans chacun des quatre cas considérés puisque toutes les turbines sélectionnées sont des turbines à réaction.

Avec le temps les fabricants de turbines hydrauliques ont développé diverses techniques pour estimer les paramètres et dimensions de différentes parties des turbines. Ces techniques s'appuient sur l'expérience acquise à travers des années de pratique et sur la connaissance des principes de la théorie des turbines. Les variables étant nombreuses et les approches conceptuelles n'étant pas standardisées, il est normal de constater une différence dans la conception des turbines d'une compagnie à une autre.

3.1 Dimensionnement des roues des turbines

L'approche conceptuelle la plus courante pour le dimensionnement d'une turbine nécessite la connaissance de la hauteur nette (H_n) sous laquelle la turbine doit opérer, le débit et la vitesse de rotation de la roue. 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.

3.1.1 La turbine Francis à installer sur le site n°3 (Terga)

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 : $Q = 26.47 \text{ m}^3/\text{s}$ et $H_n = 47.43 \text{ m}$. Nous allons à cet effet utiliser 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 :

$$n_{QE} = n \frac{\sqrt{Q}}{E^{3/4}} \quad (3.1)$$

avec : Q en (m^3/s), n en (tr/s) et $E = gHn$ où $g = 9.81 \text{ (m/s}^2\text{)}$ 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 (3.1)). On a donc d'après la figure pour notre turbine Francis avec $H_n = 47.43 \text{ m}$:

$$n_{QE} = \frac{1.924}{H_n^{0.512}} = \frac{1.924}{47.43^{0.512}} = 0.27$$

Avec cette valeur on peut utiliser l'expression (3.1) pour estimer la vitesse de rotation de la turbine comme suit :

$$n = n_{QE} \frac{(gH_n)^{3/4}}{\sqrt{Q}} = \frac{0.27 \times (9.81 \times 47.43)^{3/4}}{\sqrt{26.47}} = 5.26 \text{ tr/s} \quad (3.2)$$

Ce qui correspond à $N = 315.6 \text{ tr/min}$.

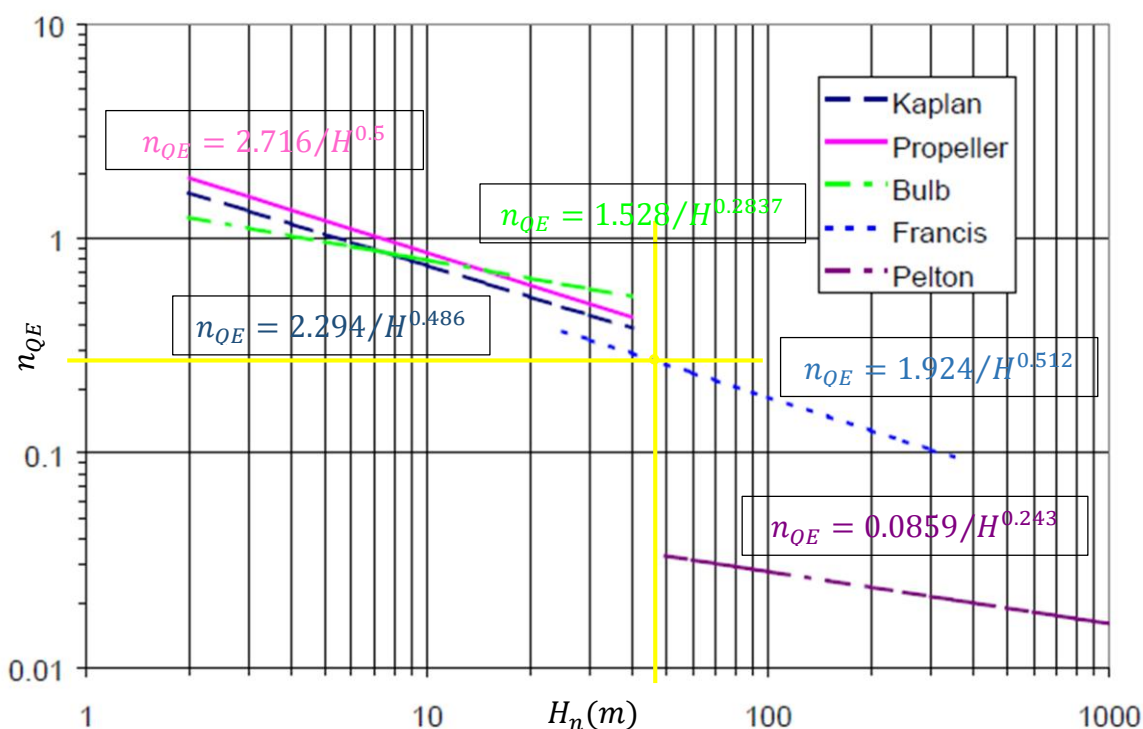


Fig 3. 1 : Abaque et corrélation permettant d'estimer la vitesse spécifique d'une turbine si on connaît la hauteur nette [44]

Pour pouvoir utiliser un alternateur synchrone sans avoir besoin d'un multiplicateur de vitesse, 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 :

$$N = \frac{60f}{p} \quad (3.3)$$

où f est la fréquence des réseaux 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 trouve avec la valeur de N ci-dessus :

$$p = \frac{60 \times 50}{315.6} = 9.51$$

En prenant donc $p = 10$, on trouve la vitesse qu'il faut retenir pour la turbine, soit :

$$N = \frac{60 \times 50}{10} = 300 \text{ tr/min}$$

Avec cette valeur de la vitesse, recalculons la vitesse spécifique à l'aide de l'expression (3.1) :

$$n_{QE} = \frac{300}{60} \frac{\sqrt{26.47}}{(9.81 \times 47.43)^{0.75}} = 0.26$$

Pour choisir la forme de la roue, nous disposons d'un graphique (figure (3.2) ci-dessous) sur lequel le choix se fait sur la base d'une autre expression de la vitesse spécifique, qui est :

$$N_Q = N \frac{\sqrt{Q}}{H_n^{3/4}} \quad (3.4)$$

avec cette fois-ci, N en (tr/min), Q en (m^3/s) et H_n en (m). Soit donc dans le cas qui nous concerne :

$$N_Q = 300 \times \frac{\sqrt{26.47}}{(47.43)^{3/4}} = 85.40$$

Ce qui nous situe de toute évidence dans le domaine des roues rapides.

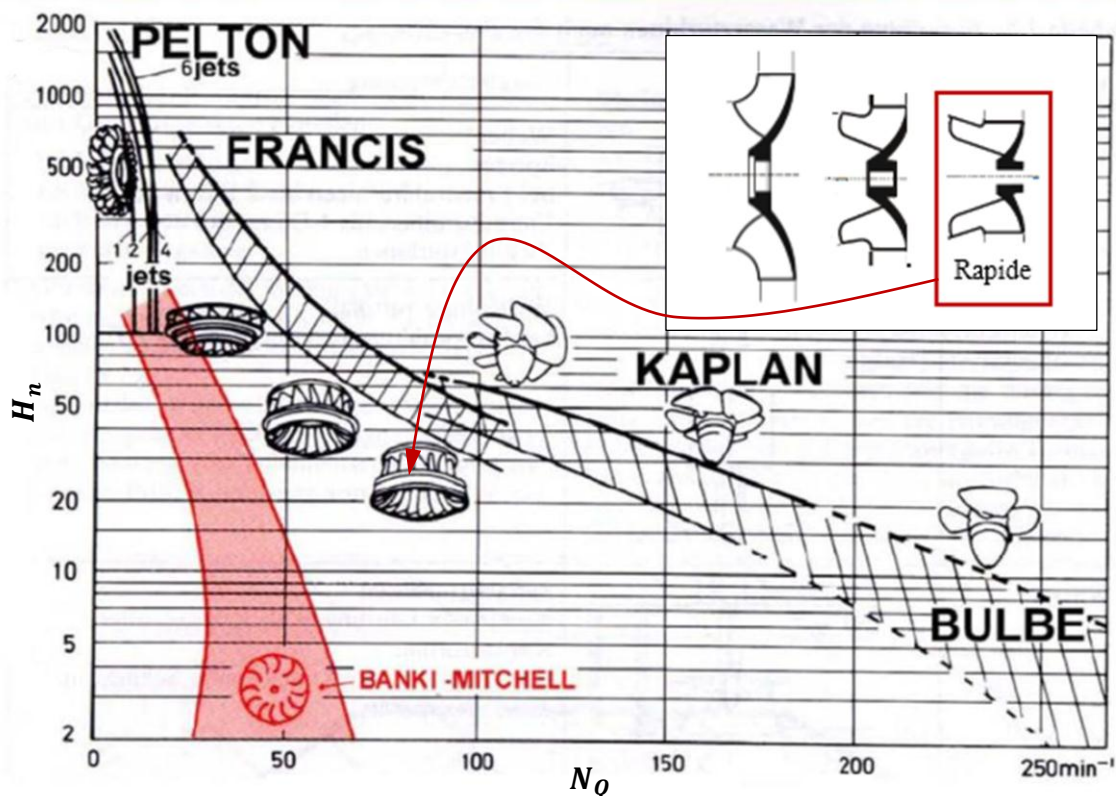


Fig 3. 2 : Abaque permettant le choix adapté de la forme de la roue de la turbine Francis en fonction de la hauteur nette et de la vitesse spécifique [18]

Les dimensions principales de la roue sont indiquées sur la figure (3.3) ci-dessous. Le calcul des dimensions se fait 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 [19,20] et permettent dans le cas d'une turbine Francis d'évaluer les diamètres D_c , D_a et D_b respectivement :

$$D_c = 84.5 (0.31 + 2.488 n_{QE}) \frac{\sqrt{H_n}}{N} \quad (3.5)$$

$$D_a = \left(0.4 + \frac{0.095}{n_{QE}} \right) D_c \quad (3.6)$$

$$D_b = \begin{cases} D_c / (0.96 + 0.3781 n_{QE}) & n_{QE} > 0.164 \\ D_a & n_{QE} < 0.164 \end{cases} \quad (3.7)$$

avec : $n_{QE} = 0.26$, $N = 300 \text{ tr/min}$ et $H_n = 47.43 \text{ m}$ on trouve :

$$D_c = 1.86 \text{ m}, D_a = 1.42 \text{ m} \text{ et } D_b = 1.76 \text{ m}$$

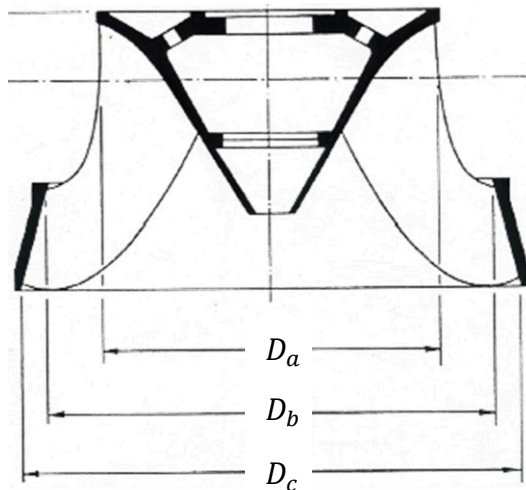


Fig 3. 3 : Schéma de la roue Francis avec les diamètres caractéristiques à déterminer [20]

Choix du nombre d'aubes pour la turbine Francis

Comme pratique standard, le nombre d'aubes est fixé à 15 pour le rotor d'une turbine Francis [21]. Cependant, on peut rencontrer certaines turbines modernes avec 13, 17 ou 19 aubes, les plus grands nombres correspondant 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 $n_{QE} = 0.26$ donc plutôt proche de la limite supérieure du domaine ci-dessus, nous optons pour la valeur standard de 15 aubes.

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 :

$$D = 1865 \text{ mm}$$

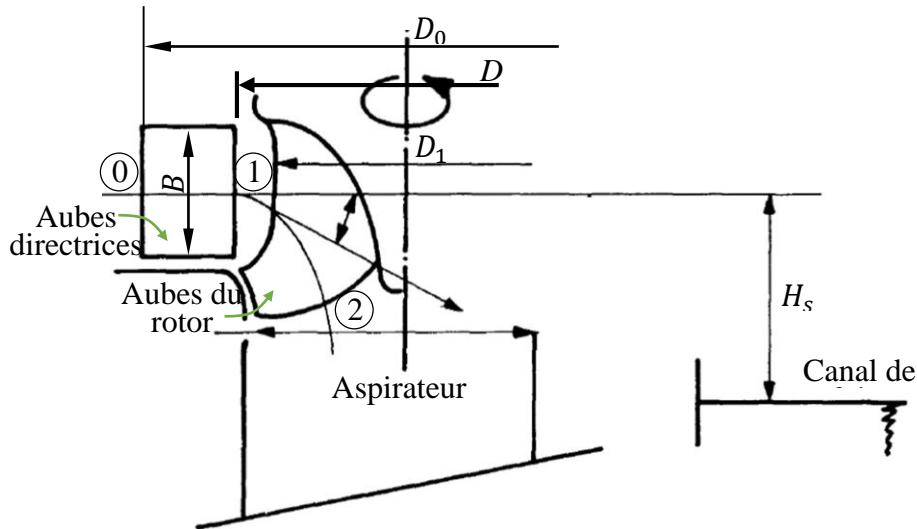


Fig 3. 4 : Schéma de la roue Francis montrant l'entrée 1 et la sortie 2 de la roue, la hauteur des aubes directrices B et la hauteur d'aspiration H_s

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 [22]. Prenons donc $\varphi = 0.9$ et calculons U_1 puis C_1 :

$$U_1 = \frac{\pi D_1 N}{60} \quad (3.8)$$

avec

$$D_1 = \frac{D_a + D_b}{2} = \frac{1.42 + 1.76}{2} = 1.59 \text{ m}$$

tel que D_1 est le diamètre moyen à l'entrée du rotor. On aura donc :

$$U_1 = \frac{\pi \times 1.59 \times 300}{60} = 24.98 \text{ m/s}$$

d'où :

$$C_1 = \frac{U_1}{\varphi} = \frac{24.98}{0.9} = 27.76 \text{ m/s}$$

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. Dans notre cas, avec une vitesse spécifique 0.26 on prendra : $\alpha_1 = 51^\circ$

La couronne d'aubes fixes comprend le même nombre d'aubes que la couronne d'aubes réglables du distributeur. Ce nombre est choisi arbitrairement. 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 notre cas on a choisi $Z_r = 15$ pour le rotor, on prendra pour chacune des deux couronnes d'aubes du distributeur $Z_d = 16$.

Etant donné qu'on connaît le débit, la vitesse de l'eau à l'entrée du rotor (correspondant à la sortie du distributeur) ainsi que l'angle des aubes directrices α_1 , la hauteur de ces dernières se calcule par l'expression :

$$B = \frac{Q}{C_1 \pi \delta D_1 \sin \alpha_1} \quad (3.9)$$

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 [22]. On aura donc :

$$B = \frac{26.47}{27.76 \times \pi \times 0.95 \times 1.59 \times \sin 51^\circ} = 0.26 \text{ m}$$

Pour le calcul de C_{u1} on déduit la formule ci-après à partir du triangle des vitesses (figure (3.5)) :

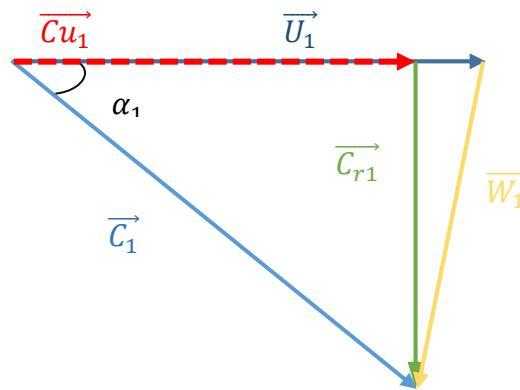


Fig 3. 5 : Triangle des vitesses à l'entrée de la roue Francis

$$C_{u1} = C_1 \times \cos(\alpha_1) \quad (3.10)$$

$$C_{u1} = 27.76 \times \cos(51) = 17.47 \text{ m/s}$$

3.1.2 Turbine hélice

Conformément à ce qui a été décidé dans le chapitre 2, les sites de Koudiet-Eddraouch et de Ras-Djinet (ancienne et nouvelle) seront tous équipés de turbines hélices, en dépit du fait que nous aurions tout aussi bien pu choisir des turbines Kaplan ce choix est dicté par le fait que ces dernières sont plus coûteuses et mais ne sont plus performantes que les turbines hélices que lorsqu'on a à faire à des variations de régimes assez fréquents, ce qui est loin d'être notre cas.

Détermination des diamètres :

Afin de calculer les diamètres de la roue d'une turbine hélice, nous allons adopter une démarche similaire à celle présentée plus haut pour la turbine Francis. On utilisera donc la vitesse spécifique n_{QE} définie par la formule (3.1). Cette dernière peut aussi être exprimée en fonction de la hauteur nette par la relation ci-dessous pour les turbines hélice (voir figure (3.1)) :

$$n_{QE} = \frac{2.716}{H_n^{0.5}} \quad (3.11)$$

Le tableau ci-après, résume les résultats trouvés concernant la vitesse spécifique calculée selon l'équation (3.11) pour les différents sites :

Tableau 3. 1 : Valeurs des vitesses spécifiques calculées en fonction de la hauteur nette

		Ras-Djinet nouvelle	Ras-Djinet ancienne	K-Eddraouch
Hauteur nette (H_n)	(m)	6.5	5	25.49
Vitesse spécifique (n_{QE})	-	1.07	1.21	0.54

A partir de ces valeurs, la vitesse de rotation des turbines est évaluée à l'aide de la formule (3.2) et les résultats de cette évaluation sont portés au tableau suivant :

Tableau 3. 2 : Valeurs des vitesses de rotation des turbines hélices

		Ras-Djinet nouvelle	Ras-Djinet ancienne	K-Eddraouch
Vitesse de rotation des turbines (N)	$\frac{tr}{min}$	257.75	252.50	381.25

Comme pour le site de Terga, afin de pouvoir utiliser un alternateur synchrone sans avoir recours à un multiplicateur de vitesse, il est nécessaire d'adopter la vitesse synchrone qui se rapproche le plus de la valeur correspondante figurant au tableau ci-dessus. Cette vitesse sera calculée en procédant de la même manière que dans le cas de la turbine Francis et en utilisant la formule (3.3). Une fois la vitesse synchrone trouvée, il faudra corriger la valeur de n_{QE} en la recalculant au moyen de la formule (3.1). Les résultats des calculs sont récapitulés au tableau suivant :

Tableau 3. 3 : Valeurs des vitesses de rotations synchrones et des vitesses spécifiques correspondantes

		Ras-Djinet nouvelle	Ras-Djinet ancienne	K-Eddraouch
Nombre de paires de pôles (P)		12	12	8
Vitesse rotation synchrone (N)	$\frac{tr}{min}$	250	250	375
Vitesse spécifique (n_{QE})		1.04	1.20	0.52

Les diamètres D_e et D_i de la roue d'une turbine hélice, comme indiqué sur la figure (3.5), se calculent à l'aide des formules empiriques suivantes [19, 20, 23] :

$$D_e = 84.5 \times \left(0.79 + 1.602 \times n_{QE} \right) \times \frac{\sqrt{H}}{N} \quad (3.12)$$

$$D_i = \left(0.25 + \frac{0.0951}{n_{QE}} \right) \times D_e \quad (3.13)$$

avec : N en tr/min , H_n en m et le diamètre externe de la roue D_e et le diamètre du moyeu de la roue D_i en m .

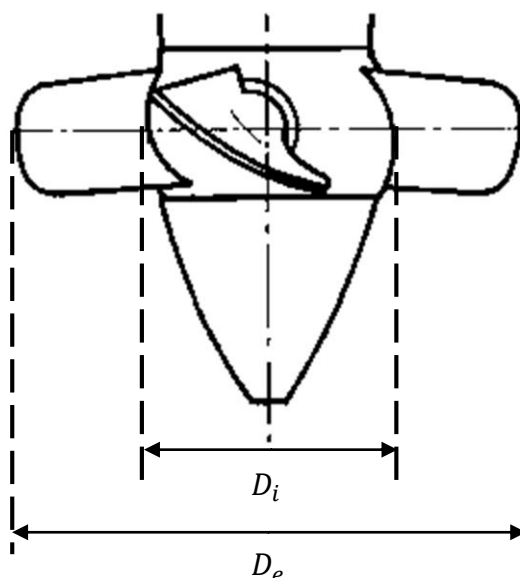


Fig 3. 6 : Schéma de la roue hélice avec les diamètres caractéristiques à déterminer

Les résultats du calcul des diamètres pour chacun des sites sont donnés au tableau suivant :

Tableau 3. 4 : Diamètres caractéristiques des turbines hélices

		Ras-Djinet nouvelle	Ras-Djinet ancienne	K-Eddraouch
D_e	(m)	2.12	2.05	1.85
D_i	(m)	0.72	0.68	0.80

Choix du nombre d'aubes de la roue et du distributeur :

Le choix du nombre d'aubes de la roue pour la turbine hélice se base sur la hauteur disponible [24]. On aura alors :

Tableau 3. 5 : Nombre d'aubes des roues des turbines hélices

		Ras-Djinet nouvelle	Ras-Djinet ancienne	K-Eddraouch
H_n	(m)	6.5	5	25.49
Z_r	-	4	4	6

En ce qui concerne le nombre d'aube du distributeur, on prendra le même nombre que pour la turbine Francis $Z_d = 16$.

Détermination de la hauteur des aubes directrices :

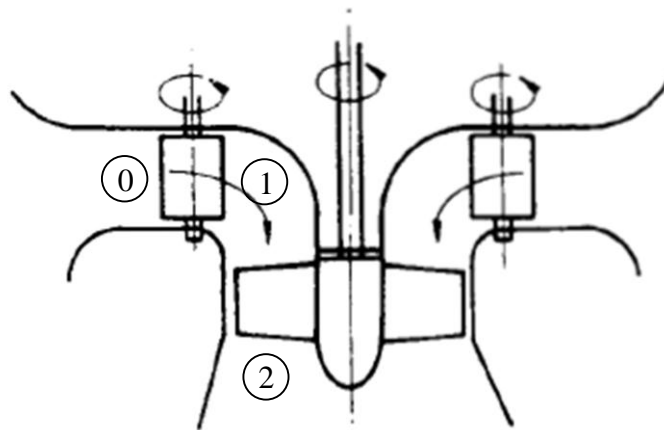


Fig 3. 7 : Schéma de l'hélice montrant l'entrée 1 et la sortie 2 de la roue

Pour déterminer la hauteur des aubes directrices, il est impératif de calculer au préalable la vitesse de l'écoulement à l'entrée de la roue (1) (sortie distributeur) C_1 et l'angle d'attaque α_1 . Le calcul de C_1 se fait de la même manière que pour le cas de la turbine Francis à la seule différence que pour les turbines hélices le coefficient de vitesse φ varie de 1.5 à 2.5 [22]. Il faut toutefois que la valeur de C_1 soit dans l'intervalle :

$$C_x \leq C_1 \leq 0.8 \times \sqrt{2gH_n} \quad (3.14)$$

où C_x , projection axiale de C_1 , est la vitesse débitante, qui se calcule comme suit :

$$C_x = \frac{4 \times Q}{\pi \delta (D_e^2 - D_i^2)} \quad (3.15)$$

Ici, comme le nombre de pales n'est pas aussi important que dans le cas de la turbine Francis, on peut négliger leur épaisseur par rapport au périmètre de la roue et on prendra $\delta = 1$. L'intervalle dans lequel nous sommes censés sélectionner la valeur de C_1 est évalué puis présenté au tableau suivant pour les trois cas considérés :

Tableau 3. 6 : Valeurs de C_{1max} et de la vitesse débitante C_x

		Ras-Djinet nouvelle	Ras-Djinet ancienne	K-Eddraouch
$C_{1max} = 0.8 \times \sqrt{2gH_n}$	(m/s)	9.03	7.92	22.36
C_x	(m/s)	10.12	9.67	12.58

On remarque que pour les centrales de Ras-Djinet, l'intervalle de sélection de C_1 ne convient pas selon le critère ci-dessus, étant donné que pour ces centrales $C_x > 0.8 \times \sqrt{2gH_n}$, ce qui n'a pas de sens d'un point de vue pratique.

Pour remédier à ce problème, nous allons redimensionner l'hélice pour les deux centrales de Ras-Djinet de façon à satisfaire le critère (3.14) ci-dessus. On aura donc à modifier les diamètres de l'hélice, qui détermine la valeur de C_x à travers l'équation (3.15), de telle façon à l'amener à descendre en-dessous de la limite maximale de $0.8 \times \sqrt{2gH_n}$ que peut atteindre la vitesse C_1 , et le critère de sélection devient :

$$\frac{4 \times Q}{\pi (D_e^2 - D_i^2)} \leq C_1 \leq 0.8 \times \sqrt{2gH_n} \quad (3.16)$$

on doit donc satisfaire la condition :

$$\frac{4 \times Q}{\pi D_e^2 \left(1 - \frac{D_i^2}{D_e^2}\right)} < 0.8 \times \sqrt{2gH_n} \quad (3.17)$$

On tire $\frac{D_i}{D_e}$ à partir de (3.13), ce qui donne :

$$\frac{D_i}{D_e} = \left(0.25 + \frac{0.0951}{n_{QE}}\right) \quad (3.18)$$

On remplace (3.18) dans (3.17), on trouve :

$$D_e > \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times 0.8^2 \times 2 \times g \times H_n \left(1 - \left(0.25 + \frac{0.0951}{n_{QE}}\right)^2\right)}} \quad (3.19)$$

Une fois la valeur de D_e choisie, on recalcule D_i , D_1 , C_x , U_1 et C_1 , avec :

$$D_1 = \frac{D_e + D_i}{2} \quad (3.20)$$

Afin d'obtenir des résultats cohérents il nous faut réduire la vitesse de rotation de la turbine hélice de l'ancienne centrale de Ras-Djinet. On prendra une vitesse de rotation synchrone de $N = 230.77 \text{ m/s}$ ($p = 13$), ce qui équivaut à $n_{QE} = 1.11$.

Pour Koudiet-Eddraouch, il n'est pas nécessaire de changer la valeur des diamètres.

Le tableau suivant résume les résultats des calculs :

Tableau 3. 7 : Valeurs des diamètres après modification, de la vitesse U_1 , du coefficient de vitesse φ et de la vitesse C_1

		Ras-Djinet nouvelle	Ras-Djinet ancienne	K-Eddraouch
$0.8 \times \sqrt{2gH_n}$	-	9.03	7.92	22.36
D_e	(m)	2.40	2.37	1.85
D_i	(m)	0.82	0.80	0.80
D_1 (3.20)	(m)	1.91	1.59	1.33
U_1 (3.8)	(m/s)	21.07	19.15	26.11
φ	-	2.5	2.5	1.69
$C_1 = U_1/\varphi$	(m/s)	8.43	7.66	15.45

En ce qui concerne le calcul de l'angle d'attaque α_1 , on utilisera les relations données par le triangle des vitesses à l'entrée de la roue.

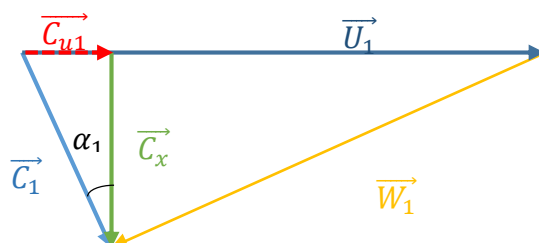


Fig 3. 8 : Triangle des vitesses à l'entrée d'une roue hélice

De la figure (3.8), on tire que :

$$C_{u1} = \sqrt{C_1^2 - C_x^2} \quad (3.21)$$

et

$$\alpha_1 = \arctan\left(\frac{C_{u1}}{C_x}\right) \quad (3.22)$$

Une fois ces paramètres calculés, il nous est possible de déterminer la hauteur des aubes directrices en utilisant la formule suivante :

$$B = \frac{Q}{C_1 \pi D \sin \alpha_1} \quad (3.23)$$

avec D : diamètre extérieur de la turbine auquel on ajoute un jeu. On prendra comme pour la turbine Francis un jeu de 2.5 mm.

Les calculs sont résumés dans le tableau suivant :

Tableau 3. 8 : Paramètres géométriques et cinématiques des turbines hélices.

		Ras-Djinet nouvelle	Ras-Djinet Ancienne	K-Eddraouch
C_x	(m/s)	7.91	7.27	12.58
C_{u1}	(m/s)	2.91	2.41	8.97
α_1	(°)	20.20	18.34	35.49
D	(m)	2.405	2.375	1.855
B	(m)	1.44	1.56	0.53

3.2 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).

$$H_{th} = \frac{U_1 \times C_{u1}}{g} \quad (3.24)$$

De là on peut déduire le rendement hydraulique comme suit :

$$\eta_h = \frac{H_{th}}{H_n} \quad (3.25)$$

On aura alors les résultats regroupés dans le tableau (3.9) ci-après :

Tableau 3. 9 : Hauteurs théoriques et rendements hydrauliques des turbines hélices

		Ras-Djinet nouvelle	Ras-Djinet ancienne	Terga	K-Eddraouch
H_n	(m)	6.5	5	47.43	25.49
H_{th}	(m)	6.25	4.70	44.49	23.87
η_h	(%)	96.15	94.00	93.80	93.66

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

La puissance de la centrale hydroélectrique se calcule comme suit :

$$P_i = \rho g H_{th} Q = \rho g (\eta_h H_n) Q \quad (3.26)$$

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

$$E = \rho g Q (H_n \eta_h) \eta_m \eta_{al} \eta_{tr} \eta_{aux} \xi (365 \times 24) \quad (3.27)$$

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 (3.10) suivant pour déterminer la valeur du rendement de l'alternateur η_{al} :

Tableau 3. 10 : Rendement des alternateurs suivant la puissance nominale [20]

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

Etant donné que les alternateurs que nous utiliserons ont des puissances nominales supérieures à 1MW, on prendra un rendement : $\eta_{al} = 0.98$.

Dans l'expression (3.27), 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 (3.11) ci-après pour les quatre sites considérés.

Tableau 3. 11 : Rendements des différents équipements pour chacune des quatre centrales

	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4
Rendement hydraulique η_h	0.9615	0.9400	0.9380	0.9366
Rendement mécanique η_m	0.97	0.97	0.98	0.97
Rendement l'alternateur η_{al}	0.98	0.98	0.98	0.98
Rendement transformateur η_{tr}	0.98	0.98	0.98	0.98
Rendement auxiliaires η_{aux}	0.97	0.97	0.985	0.97
Rendement total η_{tot}	0.87	0.85	0.87	0.85

On notera les valeurs de P_{th} et E pour les différents sites dans le tableau (3.12) ci-après :

Tableau 3. 12 : Puissances théoriques et énergies annuelles produites des différentes centrales

	Ras-Djinet nouvelle	Ras-Djinet ancienne	Terga	K-Eddraouch
P_i (kW)	1936.86	1309.44	11552.75	6441.87
E (kWh/an)	13012725.11	8797426.13	80175534.16	43279474.78

3.4 Dimensionnement des éléments fixes des turbines

A présent que les dimensions principales des roues ont été déterminées, on doit s'intéresser au distributeur qui comprend la volute et les aubes directrices et dont le rôle est de 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.

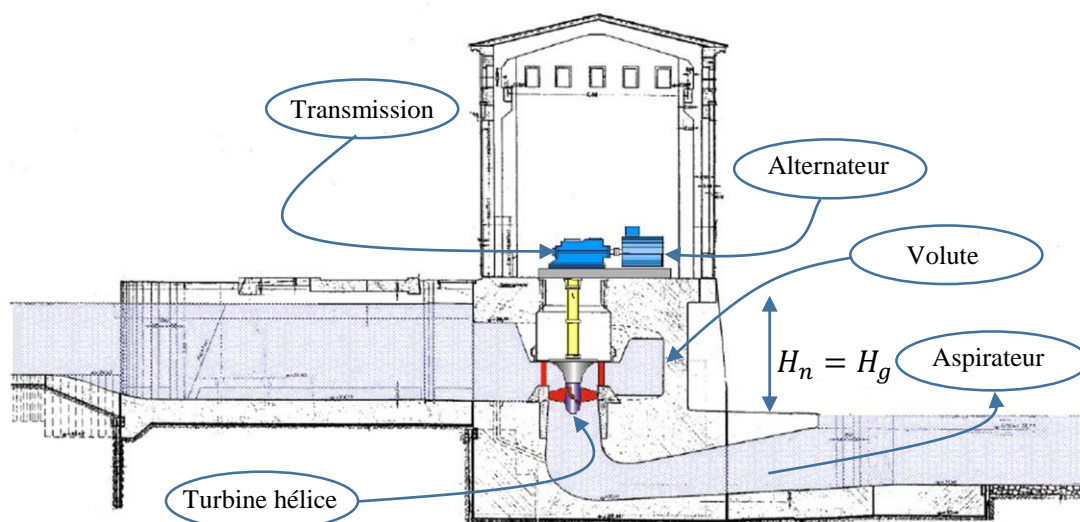


Fig 3. 9 : Schéma d'une installation d'une turbine hélice (ou Kaplan) adaptée aux faibles chutes

Les figures (3.9), (3.10) et (3.11) montrent une représentation schématique des types d'installations adaptés à chacun des sites étudiés. Dans le cas 1 et 2 correspondants

respectivement à la nouvelle centrale et à l'ancienne centrale de Ras-Djinet, la hauteur de chute est faible et le schéma d'installation des turbines hélices qui leur sont destinées est celui de la figure (3.9).

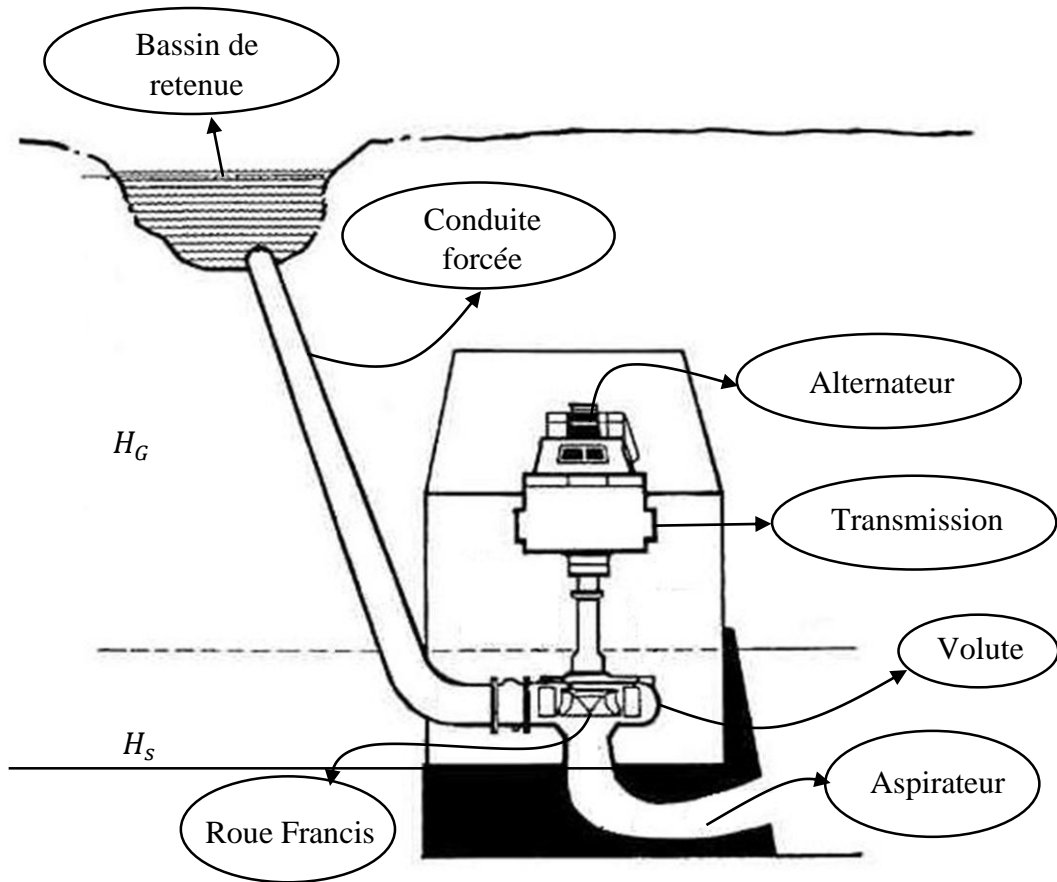


Fig 3. 10 : Schéma d'installation d'une turbine Francis dans le cas d'un site à moyenne chute

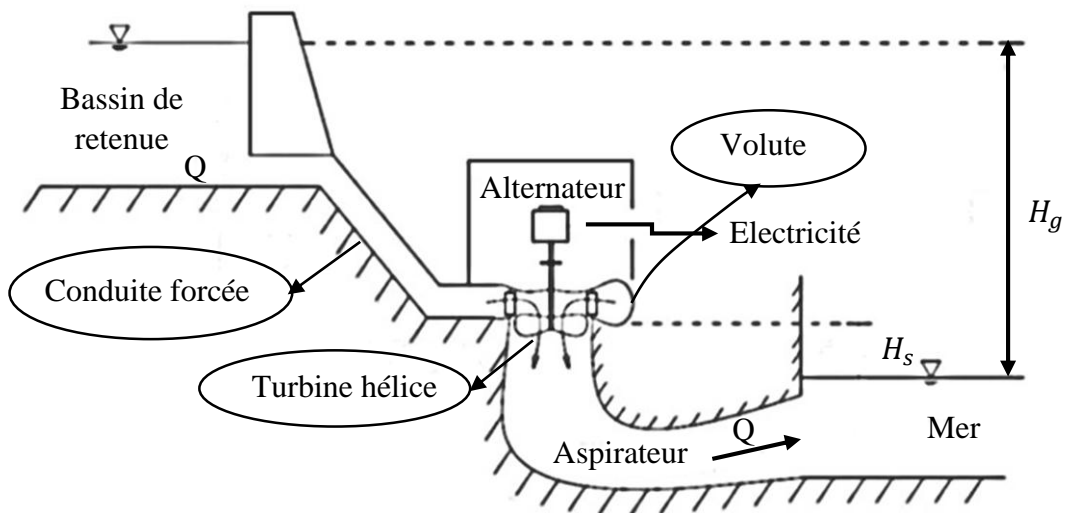


Fig 3. 11 : Schéma d'installation d'une turbine hélice dans le cas d'un site à moyenne chute

Dans les cas 3 et 4 nous disposons de hauteurs de chute nécessitant l'installation de conduites forcées et les schémas d'installation correspondants sont représentés à la figure (3.10) et (3.11) respectivement.

3.4.1 Dimensionnement des volutes

La bêche spirale (volute) d'une turbine à réaction, est un dispositif qui est destiné à distribuer au tour du rotor, l'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 :

$$C_u = \frac{\Gamma}{2\pi r} \quad (3.28)$$

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 :

$$H_n = \frac{U_1 C_{u1}}{g} \times \frac{1}{\eta_h} = \frac{\omega}{g} r_1 C_{u1} \frac{1}{\eta_h} \quad (3.29)$$

$$\Gamma = 2\pi r C_u = 2\pi r_1 C_{u1} = 2\pi \eta_h \frac{g H_n}{\omega} \quad (3.30)$$

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 :

$$Q_\theta = \frac{\theta^\circ}{360} Q \quad (3.31)$$

où Q est le débit total de l'installation.

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 :

$$dQ_\theta = b C_u dr = \frac{\Gamma}{2\pi r} b dr \quad (3.32)$$

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

$$Q_\theta = \frac{\theta^\circ}{360} Q = \frac{\Gamma}{2\pi} \int_{R'}^R \frac{b dr}{r} \quad (3.33)$$

avec $R' = (1.03 \div 1.05)r_0$ et r_0 , rayon du cercle limitant la couronne des aubes directrices et à laquelle sont tangentes les sections de la bêche spirale. Dans les calculs qui vont suivre, nous prendrons : $R' = 1.04 \times r_0$.

Dans le cas d'une spirale à section circulaire dont le rayon est variable, nous obtenons (voir fig.3.12) :

$$b = 2\sqrt{\rho^2 - (r - a)^2} \quad (3.34)$$

où, a est la distance du centre de la section jusqu'à l'axe du rotor. Par conséquent, on aura dans ce cas :

$$Q_\theta = \frac{\Gamma}{\pi} \int_{R'}^R \frac{\sqrt{\rho^2 - (r - a)^2}}{r} dr = \Gamma \left(a - \sqrt{a^2 - \rho^2} \right) \quad (3.35)$$

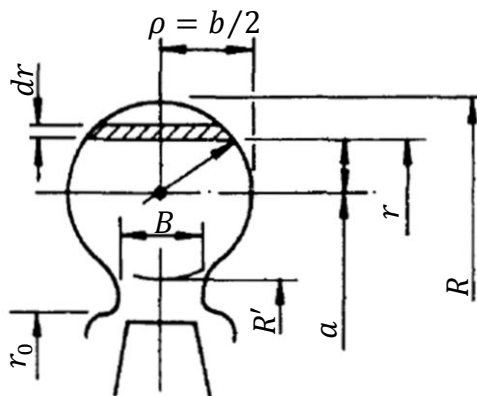


Fig 3. 12 : Section droite d'une volute circulaire

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 :

$$\rho(\theta^\circ) = \frac{\theta^\circ}{360 \cdot k} + \sqrt{\frac{2}{k} \frac{\theta^\circ}{360} R'} \quad (3.36)$$

avec :

$$k = \frac{\Gamma}{Q} = \frac{2\pi\eta_h g H_n}{\omega Q} \quad (3.37)$$

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 le calcul de 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 (fig.3.13a) :

$$Z_d \times L = 2 \times \pi \times r_0 \quad (3.38)$$

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 (fig.3.13b) :

$$L \times \sin \alpha_1 = r_0 - R_{c/e} \quad (3.39)$$

avec : $R_{c/e} = D_{c/e}/2$ où $D_{c/e} = D_c$ dans le cas de la turbine Francis (voir fig (3.3)) et $D_{c/e} = D_e$ dans le cas de la turbine hélice (voir fig (3.5)).

de (3.38) et (3.39) on tire :

$$r_0 = \frac{Z_d \times R_{c/e}}{Z_d - 2 \times \pi \times \sin \alpha_1} \quad (3.40)$$

Tableau 3. 13 : Valeurs du rayon du cercle tangent aux sections droites de la volute

		Ras-Djinet nouvelle	Ras-Djinet ancienne	Terga	K-Eddraouch
Z_d	-	16	16	16	16
α_1	(°)	20.20	18.34	51	35.49
$R_{c/e}$	(m)	1.2	1.185	0.98	0.975
r_0	(m)	1.38	1.36	1.34	1.15
R'	(m)	1.44	1.41	1.39	1.20

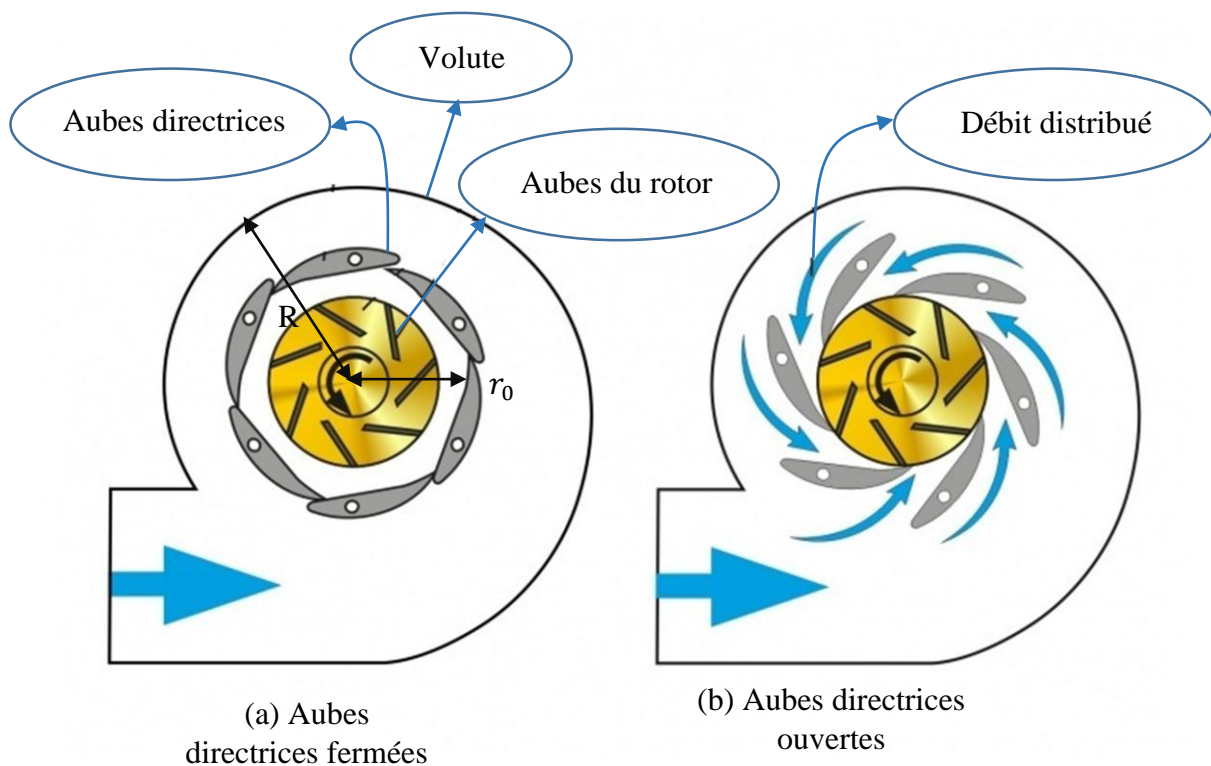


Fig 3. 13 : Position de fermeture et d'ouverture maximale des aubes directrices du distributeur

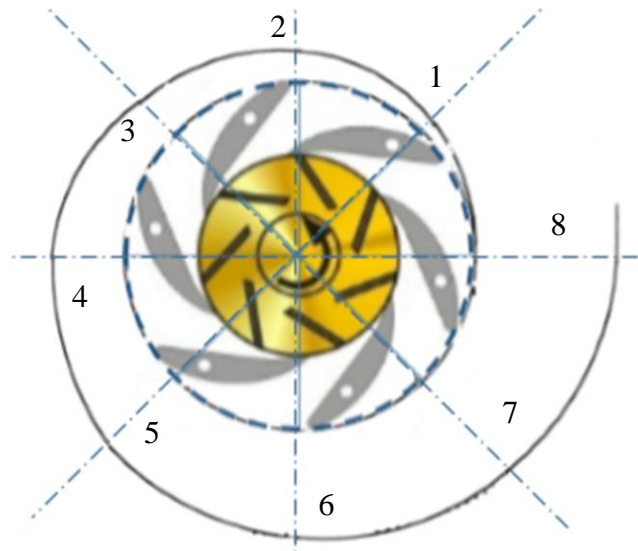


Fig 3. 14 : Différentes sections de la volute situées à 45° les unes des autres et dont les rayons sont donnés au tableau (3.14)

Le tableau ci-après résume les calculs du rayon des différentes sections de la volute effectués en utilisant la formule (3.36)

Tableau 3. 14 : Dimensions de la volute pour les différentes turbines

		Ras-Djinet nouvelle	Ras-Djinet ancienne	Terga	K-Eddraouch
ω (rad/s)		26.18	24.17	31.41	39.27
k		0.47	0.42	3.30	1.36
Position (fig.3.13)	θ (°)	Valeur de ρ (m)			
1	45	0.9953	1.0691	0.2713	0.4754
2	90	1.5633	1.6863	0.4059	0.7261
3	135	2.0611	2.2292	0.5180	0.9399
4	180	2.5225	2.7335	0.6184	1.1346
5	225	2.9606	3.2133	0.7114	1.3171
6	270	3.3822	3.6755	0.7991	1.4908
7	315	3.7913	4.1246	0.8828	1.6580
8	360	4.1905	4.5631	0.9633	1.8199

On remarque que pour les centrales de Ras-Djinet (ancienne et nouvelle) ainsi que celle de Koudiet-Eddraouch les valeurs de ρ sont beaucoup trop grandes, ce qui nous amène à conclure que cette méthode de dimensionnement de la volute n'est pas adéquate aux sites ayant une petite hauteur de chute. En effet, les résultats obtenus pour la centrale de Terga qui se trouve avoir une hauteur de chute moyenne sont tout à fait cohérents. Il existe néanmoins des techniques de dimensionnement des volutes propres aux petites chutes. Pour ce faire, nous allons utiliser des relations empiriques afin de déterminer les différents paramètres géométriques nécessaires au dimensionnement de cet organe (voir fig.3.15) [25].

Le tableau suivant donne les différents coefficients utilisés pour le calcul des paramètres géométriques définis à la figure (3.15) ci-dessus.

Tableau 3. 15 : Valeurs des coefficients de dimensionnement de la volute de la figure (3.15)

Paramètre adimensionnel	Coefficient
$A/D_{e/c}$	1.2
$B/D_{e/c}$	1
$C/D_{e/c}$	0.8
$D/D_{e/c}$	0.6
$E/D_{e/c}$	0.4
$F/D_{e/c}$	0.2

$D_{e/c}$: D_e lorsqu'il s'agit de la turbine hélice et D_c lorsqu'il s'agit de la turbine Francis.

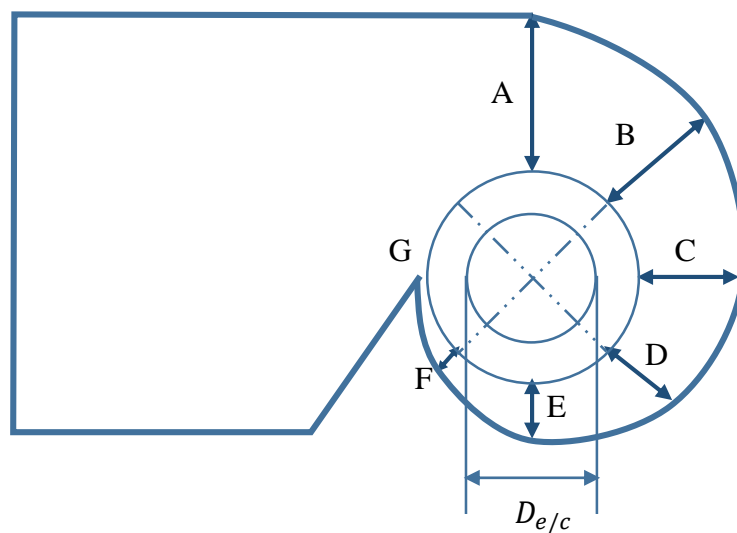


Fig 3. 15 : Dimensionnement de la volute adapté aux petites chutes

Avec cette nouvelle méthode de dimensionnement, on aura pour les différentes turbines les dimensions portées au tableau (3.16) ci-dessous.

Tableau 3. 16 : Dimension des volutes selon la méthode adaptée aux faibles chutes

		Ras-Djinet Nouvelle	Ras-Djinet Ancienne	Terga	K-Eddraouch
$D_{e/c}$	(m)	2.40	2.37	1.86	1.85
A		2.880	2.844	2.232	2.22
B		2.400	2.370	1.86	1.85
C		1.920	1.896	1.488	1.48
D		1.440	1.422	1.116	1.11
E		0.960	0.948	0.744	0.74
F		0.480	0.474	0.372	0.37
G	Ce point doit être aussi près que possible du corps des aubes de distribution sans les toucher, environ 0.02 m				

3.4.2 Dimensionnement de l'aspirateur

Les turbines hydrauliques à réaction sont munies d'un aspirateur, pour récupérer la partie de l'énergie cinétique sortant du rotor. La récupération de l'énergie dépend de la conception de l'aspirateur, elle est obtenue grâce à l'augmentation de la section de ce dernier dans le sens de l'écoulement. Il existe trois types d'aspirateurs, droit, coudé simple et coudé à section variable (voir figure (3.16)).

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 qu'il est irrationnel de les construire. La récupération de l'énergie cinétique des flux axial et rotatif peut être obtenue au mieux dans les tubes coudés à section variable. Nous allons donc, dans le cadre de notre étude, utiliser des aspirateurs coudés à section variable [26].

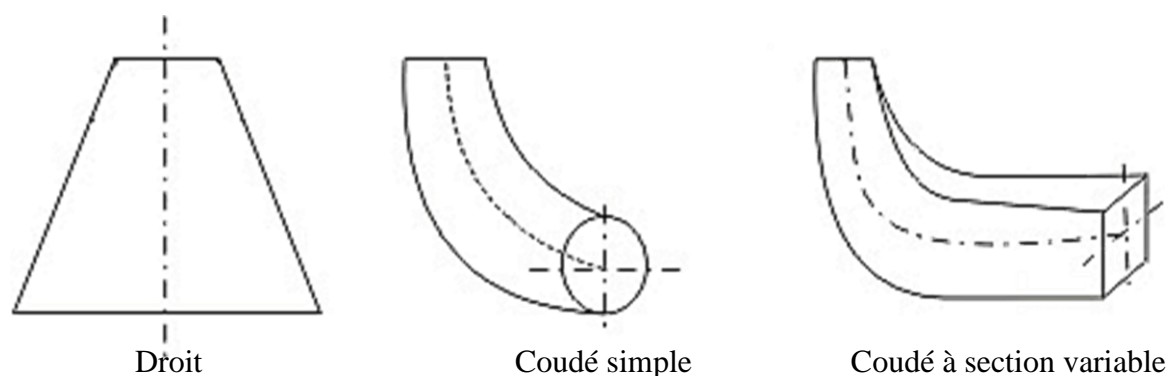


Fig 3. 16 : Types d'aspirateurs utilisés sur les turbines à réaction

Le tableau (3.17) ci-après résume les calculs des différentes parties de l'aspirateur représentées sur la figure (3.17) ci-dessous. Pour réaliser ce calcul, nous avons adopté une procédure empirique, qui fait appel à des coefficients adimensionnels mis en place sur la base de plusieurs tests [27].

Tableau 3. 17 : Dimensions de l'aspirateur pour chacune des turbines

	Valeur	Paramètres dimensionnels voir fig.3.16	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4
Type de turbine			Hélice	Hélice	Francis	Hélice
$D_3(D_e)mm$			2400	2370	1860	1850
Paramètres adimensionnels						
D_c/D_i	0.696	$D_i(mm)$	3448	3405	2672	2658
D_{sc}/D_i	0.904	$D_{sc}(mm)$	3117	3078	2415	2403
h_{sc}/D_i	0.652	$h_{sc}(mm)$	2248	2220	1742	1733
B_e/D_i	1.728	$B_e(mm)$	5958	5884	4617	4593
B_d/D_i	1.902	$B_d(mm)$	6558	6476	5082	5056
h_d/D_i	0.646	$h_d(mm)$	2227	2200	1726	1717
L_d/D_i	2.041	$L_d(mm)$	7037	6950	5454	5425
γ	9.5°	γ	9.5°	9.5°	9.5°	9.5°

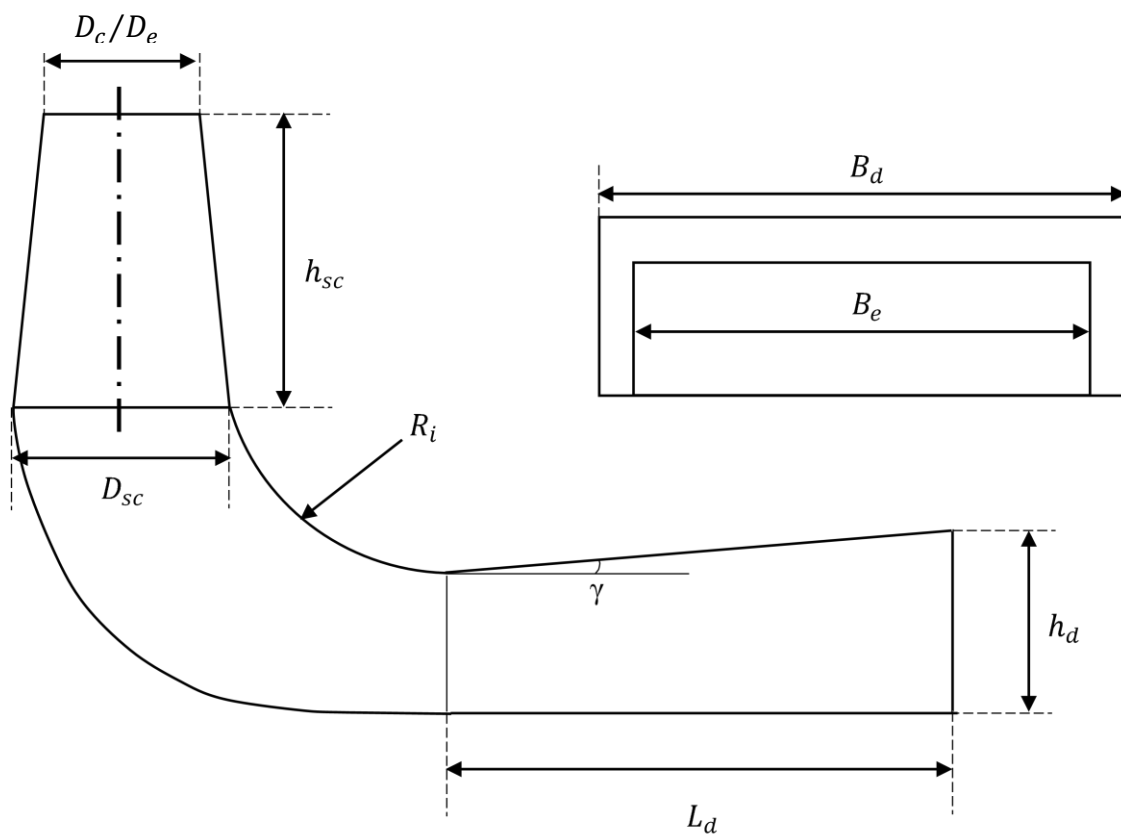


Fig 3. 17 : Paramètres géométriques de l'aspirateur

3.5 Détermination de la hauteur d'aspiration H_s

Le phénomène de cavitation fait partie des problèmes que peuvent rencontrer les turbines hydrauliques comme mentionné au chapitre 2. 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 définie comme suit [20] :

$$H_s = \frac{P_{atm} - P_v}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} - \sigma H_n \quad (3.41)$$

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 sortie de la turbine en m/s .

σ coefficient de cavitation (coefficient de Thoma).

Dans le cas où $H_s > 0$ cela signifie que la roue de la turbine peut être installée au-dessus du niveau de la sortie de l'aspirateur, si non, si $H_s < 0$ cela veut dire qu'elle doit être placée à un niveau inférieur à celui du canal de rejet.

Des données statistiques de laboratoire ont permis de déterminer une relation entre le coefficient de cavitation σ et la vitesse spécifique n_{QE} et cela pour les turbines Francis et hélice [20].

Pour la turbine Francis :

$$\sigma = 1.2715n_{QE}^{1.41} + \frac{V^2}{2gH_n} \quad (3.42)$$

Pour la turbine hélice :

$$\sigma = 1.5241n_{QE}^{1.46} + \frac{V^2}{2gH_n} \quad (3.43)$$

Avec : $P_{atm} = 101325 Pa$, une température de l'eau supposée de $30^\circ C$ pour laquelle on a $P_v = 4200 Pa$ et V déduite de la valeur du débit à la sortie de la roue comme suit :

$$V = \frac{4Q}{\pi D_{e/c}^2} \quad (3.44)$$

on obtient les résultats affichés au tableau (3.18) pour les différentes turbines.

Tableau 3. 18 : Hauteur d'aspiration des différentes installations

		Ras-Djinet nouvelle	Ras-Djinet ancienne	Terga	K-Eddraouch
Q	(m^3/s)	31.59	28.40	26.47	27.51
$D_{e/c}$	(m)	2.40	2.37	1.86	1.85
V	(m/s)	6.98	6.43	9.74	10.23
σ	-	2.00	2.17	0.29	0.80
H_s	(m)	-0.62	1.16	0.98	-5.16

On remarque que la valeur H_s trouvée pour Koudiet-Eddraouch nous obligerait à placer la turbine très en-dessous du niveau de mer. Dans un tel cas, la Société Européenne de la Petite Hydroélectricité (ESHA) recommande d'utiliser le critère exprimé à l'équation (3.45) ci-dessous [20] :

$$n_{QE} \leq 0.686\sigma^{0.5882} \quad (3.45)$$

autrement dit, le facteur de Thoma doit être choisi de manière à satisfaire la condition :

$$\sigma \geq \left(\frac{n_{QE}}{0.686} \right)^{\frac{1}{0.5882}} \quad (3.46)$$

qui, dans le cas de Koudiet-Eddraouch donnera :

$$\sigma \geq 0.62$$

On prendra alors $\sigma = 0.63$ et on aura alors :

$$H_s = -0.82$$

3.6 Choix des équipements électromécaniques

Les unités de grande et de moyenne taille adoptent généralement la disposition verticale, dont la vitesse maximale peut atteindre 750 tr/min. Aujourd'hui, les coûts des alternateurs synchrones et asynchrones sont devenus comparables dès lors que l'on dépasse les 100 kW compte tenu du fait que l'on évite les batteries de condensateur avec une machine synchrone. Les générateurs asynchrones, plus économiques pour de faibles puissances, nécessitent un réseau électrique stable. Leur puissance doit par conséquent être faible par rapport à celle du réseau. Nous allons donc opter pour des générateurs synchrones, au vu de ces arguments et de ceux plaidant également en faveur de ce choix et présentés au chapitre, pour l'ensemble des quatre installations. Les caractéristiques des générateurs choisis sont fournies au tableau

Tableau 3. 19 : Caractéristiques des alternateurs sélectionnés

		Ras-Djinet nouvelle	Ras-Djinet ancienne	Terga	Koudiet Eddraouch
Nombre de paires de pôles (P)		12	13	10	8
Vitesse rotation synchrone (N)	$\frac{tr}{min}$	250	230.77	300	375
P_i	(kW)	1936.86	1309.44	11552.75	6441.87

Le choix du transformateur est assujéti au type et à la puissance de l'alternateur. Comme nous suggérons de consommer l'énergie produite par la centrale hydroélectrique au niveau de la centrale thermique associée, et comme les plus grosses machines consommatrices de ces centrales sont en générale les pompes de circulation qui sont alimentées sous une tension de 6.3 kV, la tension de sortie des transformateurs choisis doit être de 6.3 kV.

Conclusion

A présent que nous avons obtenu les dimensions des éléments principaux des installations envisagées et que leurs productions annuelles d'énergie hydraulique ont été estimées, nous allons procéder au chapitre suivant à une évaluation économique des projets pour en estimer la rentabilité.

Chapitre 4 : Analyse de la rentabilité des centrales hydroélectriques étudiées

Chapitre 4 : Analyse de la rentabilité des centrales hydroélectriques étudiées

Introduction

L'objectif de cette partie économique étant d'évaluer la rentabilité de chacun des projets étudiés, nous allons calculer les coûts des investissements, les chiffres d'affaire résultant de la vente de l'énergie produite et le frais financiers divers qui nous permettront d'évaluer les périodes de retour sur investissement.

4.1 Les paramètres technico-économique du projet

4.1.1 L'investissement

Dans cette partie, nous allons lister les différents équipements électromécaniques des centrales hydroélectriques en estimant pour chacun des sites étudiés leur montant en prenant 1 US \$ = 118,76 DA (Valeur du marché Juin 2019).

Les équipements sont les suivants :

Tableau 4. 1 : Coût des équipements cas n°1 Ras-Djinet (nouvelle)

INTITULE	Montant en US\$	Montant en kDA
Turbine Hélice verticale avec une puissance se rapprochant de $P = 2 MW$	2 000 000	237 520
Un alternateur synchrone 50Hz et 24 pôles.	4 000 000	475 040
Un transformateur avec une tension de sortie de 6.3 kV	200 000	23 752
TOTAL	6 200 000	736 312

Tableau 4. 2 : Coût des équipements cas n°2 Ras-Djinet (ancienne)

INTITULE	Montant en US\$	Montant en kDA
Turbine Hélice verticale avec une puissance se rapprochant de $P = 1.3 MW$	1 300 000	154 388
Un alternateur synchrone 50Hz et 26 pôles.	4 000 000	475 040
Un transformateur avec une tension de sortie de 6.3 kV	200 000	23 752
TOTAL	5 500 000	653 180

Tableau 4. 3 : Coût des équipements cas n°3 Terga

INTITULE	Montant en US\$	Montant en kDA
Turbine Francis verticale avec une puissance se rapprochant de $P = 11.5MW$	11 500 000	1 365 740
Un alternateur synchrone 50Hz et 20 pôles.	2 500 000	296 900
Un transformateur avec une tension de sortie de 6.3 kV	200 000	23 752
TOTAL	14 200 000	1 686 392

Tableau 4. 4 : Coût des équipements cas n°4 Koudiet-Eddraouch

INTITULE	Montant en US\$	Montant en kDA
Turbine Hélice verticale avec une puissance se rapprochant de $P = 6.5MW$	6 500 000	771 940
Un alternateur synchrone 50Hz et 24 pôles.	2 000 000	237 520
Un transformateur avec une tension de sortie de 6.3 kV	200 000	475 040
TOTAL	8 700 000	1 484 500

Ces montants se ventilent de la manière suivante : 80% coût direct des équipements et 20% en coût du montage.

Le coût du génie civil représente en général et en moyenne 40% du prix des équipements [28], d'où le coût total de l'investissement suivant :

Tableau 4. 5 : Coût d'investissement pour les quatre sites étudiés

INTITULE	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4
	en kDA			
EQUIPEMENT	736 312	653 180	1 686 392	1 484 500
GENIE CIVIL	294 525	261 272	674 557	593 800
INVESTISMENT	1 030 837	914 452	2 360 949	2 078 300

4.1.2 Les paramètres de produits et de charges

En cédant la production annuelle de chaque centrale, déterminer au chapitre 3, au réseau au prix de revient déterminé par SONELGAZ pour sa production actuelle d'électricité soit 12 DA le KWH, le chiffre d'affaires (CA) annuel réalisé par chaque installation sera de :

Tableau 4. 6 : Chiffre d'affaire annuel pour les quatre sites étudiés

INTITULE	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4
	en kDA			
Chiffre d'affaire annuel (CA)	156 153	105 569	962 106	519 354

Les consommations intermédiaires essentiellement consacrées à la maintenance des installations qui consiste à faire effectuer des opérations de rechargement métallique par soudage, de meulage pour remise au profil, soit en atelier ou sur site, ainsi que des travaux d'usinage seront estimées à 10 000 kDA/An à compter de la quatrième année d'exploitation.

Le management technique de la centrale sera effectué par deux ingénieurs dont les salaires seront de 24 000 kDA/AN.

La durée de vie d'une centrale de ce type étant évalué à 30 ans, les investissements matériels seront amortis de manière linéaire sur la durée totale d'utilité soit 30 ans, d'où des dotations aux amortissements annuels suivants :

$$\text{Dotations aux amortissements annuels} = \frac{\text{coût total de l'investissement}}{30} \quad (4.1)$$

Tableau 4. 7 : Dotations aux amortissements annuels de chaque centrale

INTITULE	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4
	en kDA			
Dotations aux amortissements annuels	34 361	30 482	78 698	69 277

4.1.3 Le financement

Les projets seront chacun financés à 30% sur fonds propres et à 70% par un Crédit Long Terme sur 20 ans avec 5 années de différé et au taux de 3,5%. En prenant i , l'indice de l'année, les échéanciers de remboursement seront calculés comme suit :

$$\text{Principal à partir de la 6ème année} = \text{solde de départ de la 1ère année} / 15 \quad (4.2)$$

$$\text{Solde final} = \text{solde de départ} - \text{Principal} \quad (4.3)$$

$$\text{Frais Financiers}_{i+1} = \text{Solde Final}_i \times 3.5\% \quad (4.4)$$

Tableau 4. 8 : Echéanciers de remboursement pour le cas 1

ANNEE	SOLDE DEPART	PRINCIPAL	SOLDE FINAL	FRAIS FINANCIERS
1	721 586	0	721 586	25 256
2	721 586	0	721 586	25 256
3	721 586	0	721 586	25 256
4	721 586	0	721 586	25 256
5	721 586	0	721 586	25 256
6	721 586	48 106	673 480	25 256
7	673 480	48 106	625 374	23 572
8	625 374	48 106	577 269	21 888
9	577 269	48 106	529 163	20 204
10	529 163	48 106	481 057	18 521
11	481 057	48 106	432 951	16 837
12	432 951	48 106	384 846	15 153
13	384 846	48 106	336 740	13 470
14	336 740	48 106	288 634	11 786
15	288 634	48 106	240 529	10 102
16	240 529	48 106	192 423	8 419
17	192 423	48 106	144 317	6 735
18	144 317	48 106	96 211	5 051
19	96 211	48 106	48 106	3 367
20	48 106	48 106	0	1 684

Tableau 4. 9 : Echéanciers de remboursement pour le cas 2

ANNEE	SOLDE DEPART	PRINCIPAL	SOLDE FINAL	FRAIS FINANCIERS
1	640 116	0	640 116	22 404
2	640 116	0	640 116	22 404
3	640 116	0	640 116	22 404
4	640 116	0	640 116	22 404
5	640 116	0	640 116	22 404
6	640 116	42 674	597 442	22 404
7	597 442	42 674	554 768	20 910
8	554 768	42 674	512 093	19 417
9	512 093	42 674	469 419	17 923
10	469 419	42 674	426 744	16 430
11	426 744	42 674	384 070	14 936
12	384 070	42 674	341 395	13 442
13	341 395	42 674	298 721	11 949
14	298 721	42 674	256 047	10 455
15	256 047	42 674	213 372	8 962
16	213 372	42 674	170 698	7 468
17	170 698	42 674	128 023	5 974
18	128 023	42 674	85 349	4 481
19	85 349	42 674	42 674	2 987
20	42 674	42 674	0	1 494

Tableau 4. 10 : Echéanciers de remboursement pour le cas 3

ANNEE	SOLDE DEPART	PRINCIPAL	SOLDE FINAL	FRAIS FINANCIERS
1	1 652 664	0	1 652 664	57 843
2	1 652 664	0	1 652 664	57 843
3	1 652 664	0	1 652 664	57 843
4	1 652 664	0	1 652 664	57 843
5	1 652 664	0	1 652 664	57 843
6	1 652 664	110 178	1 542 487	57 843
7	1 542 487	110 178	1 432 309	53 987
8	1 432 309	110 178	1 322 131	50 131
9	1 322 131	110 178	1 211 954	46 275
10	1 211 954	110 178	1 101 776	42 418
11	1 101 776	110 178	991 598	38 562
12	991 598	110 178	881 421	34 706
13	881 421	110 178	771 243	30 850
14	771 243	110 178	661 066	26 994
15	661 066	110 178	550 888	23 137
16	550 888	110 178	440 710	19 281
17	440 710	110 178	330 533	15 425
18	330 533	110 178	220 355	11 569
19	220 355	110 178	110 178	7 712
20	110 178	110 178	0	3 856

Tableau 4. 11 : Echéanciers de remboursement pour le cas 4

ANNEE	SOLDE DEPART	PRINCIPAL	SOLDE FINAL	FRAIS FINANCIERS
1	1 454 810	0	1 454 810	50 918
2	1 454 810	0	1 454 810	50 918
3	1 454 810	0	1 454 810	50 918
4	1 454 810	0	1 454 810	50 918
5	1 454 810	0	1 454 810	50 918
6	1 454 810	96 987	1 357 823	50 918
7	1 357 823	96 987	1 260 835	47 524
8	1 260 835	96 987	1 163 848	44 129
9	1 163 848	96 987	1 066 861	40 735
10	1 066 861	96 987	969 873	37 340
11	969 873	96 987	872 886	33 946
12	872 886	96 987	775 899	30 551
13	775 899	96 987	678 911	27 156
14	678 911	96 987	581 924	23 762
15	581 924	96 987	484 937	20 367
16	484 937	96 987	387 949	16 973
17	387 949	96 987	290 962	13 578
18	290 962	96 987	193 975	10 184
19	193 975	96 987	96 987	6 789
20	96 987	96 987	0	3 395

Comptes des résultats sur les cinq premières années

Dans cette partie, on déterminera la valeur ajoutée (VA), l'Excédent Brut d'Exploitation (EBE), le résultat d'exploitation (RE) et le résultat net (RN).

Pour se faire on utilisera les formules suivantes [29] :

$$VA = CA - \text{Consommations Intermédiaires} \quad (4.5)$$

$$EBE = VA - \text{Frais de Personnel} - \text{Impôt et taxes (2\% du CA)} \quad (4.6)$$

$$RE = EBE - \text{Dotation aux amortissements} - \text{Frais Financier} \quad (4.7)$$

$$RN = RE - \text{IBS} \quad (4.8)$$

avec IBS : impôt sur le bénéfice des sociétés qui est de 19% en Algérie. On aura alors, pour chaque centrale :

Tableau 4. 12 : Valeurs des différents paramètres de produits et de charges cas 1

ANNEE	1	2	3	4	5
Chiffre d'Affaires		156 153	156 153	156 153	156 153
Consommations Intermédiaires					10 000
Valeur ajoutée	0	156 153	156 153	156 153	146 153
Frais de Personnel	2 400	2 400	2 400	2 400	2 400
Impôt et taxes (2% du CA)	0	3 123	3 123	3 123	3 123
Excédent Brut d'Exploitation	-2 400	150 630	150 630	150 630	140 630
Dotation aux amortissements		34 361	34 361	34 361	34 361
Frais Financiers	25 256	25 256	25 256	25 256	25 256
Résultat d'Exploitation	-25 256	9 106	9 106	9 106	9 106
Impôt sur le Bénéfice des Sociétés					1730
Résultat Net	-25 256	9 106	9 106	9 106	7 376

Tableau 4. 13 : Valeurs des différents paramètres de produits et de charges cas 2

ANNEE	1	2	3	4	5
Chiffre d'Affaires		105 569	105 569	105 569	105 569
Consommations Intermédiaires					10 000
Valeur ajoutée	0	105 569	105 569	105 569	95 569
Frais de Personnel	2 400	2 400	2 400	2 400	2 400
Impôt et taxes (2% du CA)	0	2 111	2 111	2 111	2 111
Excédent Brut d'Exploitation	-2 400	101 058	101 058	101 058	91 058
Dotation aux amortissements		30 482	30 482	30 482	30 482
Frais Financiers	22 404	22 404	22 404	22 404	22 404
Résultat d'Exploitation	-22 404	8 078	8 078	8 078	8 078
Impôt sur le Bénéfice des Sociétés					1 535
Résultat Net	-22 404	8 078	8 078	8 078	6 543

Tableau 4. 14 : Valeurs des différents paramètres de produits et de charges cas 3

ANNEE	1	2	3	4	5
Chiffre d'Affaires		962 106	962 106	962 106	962 106
Consommations Intermédiaires					10 000
Valeur ajoutée	0	962 106	962 106	962 106	952 106
Frais de Personnel	2 400	24 000	24 000	24 000	24 000
Impôt et taxes (2% du CA)	0	19 242	19 242	19 242	19 242
Excédent Brut d'Exploitation	-2 400	918 864	918 864	918 864	908 864
Dotation aux amortissements		78 698	78 698	78 698	78 698
Frais Financiers	57 843	57 843	57 843	57 843	57 843
Résultat d'Exploitation	-57 843	20 855	20 855	20 855	20 855
Impôt sur le Bénéfice des Sociétés					3 962
Résultat Net	-57 843	20 855	20 855	20 855	16 893

Tableau 4. 15 : Valeurs des différents paramètres de produits et de charges cas 4

ANNEE	1	2	3	4	5
Chiffre d'Affaires		519 354	519 354	519 354	519 354
Consommations Intermédiaires					10 000
Valeur ajoutée	0	519 354	519 354	519 354	509 354
Frais de Personnel	2 400	24 000	24 000	24 000	24 000
Impôt et taxes (2% du CA)	0	10 387	10 387	10 387	10 387
Excédent Brut d'Exploitation	-2 400	484 967	484 967	484 967	474 967
Dotation aux amortissements		69 277	69 277	69 277	69 277
Frais Financiers	50 918	50 918	50 918	50 918	50 918
Résultat d'Exploitation	-50 918	18 358	18 358	18 358	18 358
Impôt sur le Bénéfice des Sociétés					3488
Résultat Net	50 918	18 358	18 358	18 358	14 870

4.2 Les paramètres de rentabilité du projet

La variation du besoin en fonds de roulement d'une entreprise au cours d'un exercice correspond à l'écart entre le montant du besoin en fonds de roulement à la clôture de l'exercice et celui du besoin en fonds de roulement au début de l'exercice.

En supposant que les variations des besoins en fonds de roulement (VBFR) sont égales à un mois de chiffre d'affaires net, le calcul des Free Cash Flows (FCF) sur les cinq premières années d'activité se fait comme suit [29] :

$$FCF = EBE \text{ net} - VBFR - Economie \text{ d'impôts} - Investissement \quad (4.9)$$

avec :

$$EBE \text{ net} = EBE - IBS \quad (4.10)$$

$$Economie \text{ d'impôts} = \text{Frais Financier} \times 19\% \quad (4.11)$$

Tableau 4. 16 : Paramètres de calcul et valeurs des Free Cash Flow cas 1

ANNEE	1	2	3	4	5
EBE net (<i>EBE-IBS</i>)	-2 400	150 630	150 630	150 630	138 262
VBFR		13 013	13 013	13 013	13 013
Economie d'impôts					4 799
Investissements	1 030 837				
Free Cash Flow	-1 033 237	137 617	137 617	137 617	137 617

Tableau 4. 17 : Paramètres de calcul et valeurs des Free Cash Flow cas 2

ANNEE	1	2	3	4	5
EBE net (<i>EBE-IBS</i>)	-2 400	101 058	101 058	101 058	89 253
VBFR		8 797	8 797	8 797	8 797
Economie d'impôts					4 257
Investissements	914 452				
Free Cash Flow	-916 852	92 260	92 260	92 260	76 469

Tableau 4. 18 : Paramètres de calcul et valeurs des Free Cash Flow cas 3

ANNEE	1	2	3	4	5
EBE net (<i>EBE-IBS</i>)	-2 400	918 864	918 864	918 864	903 442
VBFR		80 176	80 176	80 176	80 176
Economie d'impôts					10 990
Investissements	2 360 949				
Free Cash Flow	-2 363 349	838 689	838 689	838 689	813 736

Tableau 4. 19 : Paramètres de calcul et valeurs des Free Cash Flow cas 4

ANNEE	1	2	3	4	5
EBE net (<i>EBE-IBS</i>)	-2 400	484 967	484 967	484 967	470 193
VBFR		43 279	43 279	43 279	43 279
Economie d'impôts					11 711
Investissements	2 078 300				
Free Cash Flow	-2 080 700	441 687	441 687	441 687	418 525

En calculant de la même manière les FCF sur les trente années, on obtient un Taux de Rendement Interne de l'investissement (TRI) en utilisant l'équation suivante :

$$\sum_1^{30} \frac{FCF_i}{(1 + TRI)^i} - Investissement = 0 \quad (4.12)$$

En utilisant la fonction TRIM du logiciel Excel (Taux de rendement interne modifié), on obtient la valeur du TRI pour les quatre cas étudiés, soit :

Tableau 4. 20 : Valeur du TRI pour les quatre cas étudiés

INTITULE	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4
	en kDA			
TRI (%)	12	7.7	35	20

L'actualisation de ces FCF pour obtenir la Valeur Actuelle Nette et la Pay Back Period du projet se fera en utilisant le Coût Moyen Pondéré du Capital (CMPC) égal à 7,66 % et déterminé selon la formule du MEDAF (modèle d'Equilibre des Actifs Financiers) qui est la suivante :

$$\beta E = \beta \left(1 + \frac{(1 - IBS)Dette}{Fonds propres} \right) \quad (4.13)$$

avec : β , Unlevered béta d'une valeur de 0.85 selon DAMODARAN beta for Emerging Markets (Power Sector) [30].

$$Dette = Investissement \times 70\% \quad (4.14)$$

$$Fonds propres = Investissement \times 30\% \quad (4.15)$$

En remplaçant la *Dette* et les *Fonds propres* par leurs expressions ((4.14) et (4.15) respectivement), (4.13) devient :

$$\beta E = \beta \left(1 + \frac{7(1 - IBS)}{3} \right) \quad (4.16)$$

En prenant, la prime de Risque de marché $P = 4\%$ et le taux sans risque $R = 3\%$ (valeurs utilisées pour le marché algérien), on calculera la valeur du Coût Moyen Pondéré du Capital pour les 4 cas étudiés en utilisant la formule (4.17). Le résultat est donné au tableau (4.21).

$$Coût\ des\ fonds\ propres = Taux\ sans\ risque + Levered\ Beta \times Prime\ de\ risque \quad (4.17)$$

Tableau 4. 21 : Détermination du Coût Moyen Pondéré du Capital

Intitulé	Valeur
β : Unlevered Beta	0,85
βE Levered Beta	3,59
P Prime de Risque de Marché	4,00%
R Taux sans risque	3,00%
Coût des fonds propres	17,36%
IBS	19%
Taux d'intérêt	3,5%
Coût Moyen Pondéré du Capital	7,66%

On calculera alors la valeur des FCF actualisée comme suit :

$$FCF \text{ actualisés} = FCF \times \text{taux d'actualisation}$$

et

$$FCF \text{ actualisés cumulés} = FCF \text{ actualisés}_i - FCF \text{ actualisés}_{i-1}$$

avec : i , l'année

et le taux d'actualisation donné comme suit :

$$\text{Taux d'actualisation à l'année } i = 1/(1 + CMPC)^i$$

Tableau 4. 22 : Calcul des paramètres de rentabilité du projet cas 1

ANNEE	1	2	3	4	5
FCF	-1 033 237	137 617	137 617	137 617	121 088
Taux d'actualisation	0,93	0,86	0,80	0,75	0,69
FCF actualisés	-959 742	118 736	110 290	102 445	83 729
FCF actualisés cumulés	-959 742	-841 006	-730 716	-628 272	-544 543
Pay Back Period	1	2	3	4	5

Tableau 4. 23 Calcul des paramètres de rentabilité du projet cas 2

ANNEE	1	2	3	4	5
FCF	-916 852	92 260	92 260	92 260	76 469
Taux d'actualisation	0,93	0,86	0,80	0,74	0,69
FCF actualisés	-851 635	79 602	73 940	68 680	52 876
FCF actualisés cumulés	-851 635	-772 033	-698 094	-629 413	-576 537
Pay Back Period	1	2	3	4	5

Tableau 4. 24 : Calcul des paramètres de rentabilité du projet cas 3

ANNEE	1	2	3	4	5
FCF	-2 363 349	838 689	838 689	838 689	813 736
Taux d'actualisation	0,93	0,86	0,80	0,74	0,69
FCF actualisés	-2 195 242	723 619	672 147	624 337	562 673
FCF actualisés cumulés	-2 195 242	-1 471 623	-799 476	-175 139	387 534
Pay Back Period	1	2	3	4	5

Tableau 4. 25 : Calcul des paramètres de rentabilité du projet cas 4

ANNEE	1	2	3	4	5
FCF	-2 080 700	441 687	441 687	441 687	418 525
Taux d'actualisation	0,93	0,86	0,80	0,75	0,69
FCF actualisés	-1 934 408	381 762	354 920	329 966	290 680
FCF actualisés cumulés	-1 934 408	-1 552 647	-1 197 727	-867 760	-577 081
Pay Back Period	1	2	3	4	5

La valeur actuelle nette (VAN) est un critère de mesure de rentabilité d'un investissement, elle se calcule comme suit :

$$VAN = \sum_{i=0}^i \frac{CFC \text{ actualisés cumulés}_i}{(1 + \text{taux d'actualisation})^i}$$

.Dans notre cas, si l'on calcul les FCF actualisés cumulés et la Pay Back Period sur une période de 30 ans (durée de vie moyenne de l'installation), on pourra évaluer la valeur actuelle nette et la Pay Back Period de chaque site (on prendra le nombre d'années au bout duquel les FCF actualisés cumulés sont positifs). On aura alors le tableau récapitulatif suivant :

Tableau 4. 26 : Tableau récapitulatif de l'évaluation économique

INTITULE	Cas 1	Cas 2	Cas 3	Cas 4
Investissement en kDA	1 030 837	914 452	2 360 949	2 078 300
Production en kWh/An	13 012 725	8 797 426	80 175 534	43 279 475
Chiffre d'affaires en kDA	156 153	105 569	962 106	519 354
Taux de Rendement Interne	12%	7.7%	35%	20%
Valeur Actuelle Nette	376 000	4 797	6 565 040	2 621 602
Pay Back Period	15 ans	30 ans	5 ans	8 ans

Conclusion

Le critère sur lequel nous nous basons pour dire si un projet est rentable ou s'il ne l'est pas, compare le taux de rendement interne à l'investissement (TRI) au coût moyen pondéré du capital. Pour qu'un projet soit rentable, il faut que la condition suivante soit satisfaite :

$$TRI > CMPC$$

En examinant les résultats du tableau (4.26), nous remarquons que ce critère est vérifié par tous les projets, même si dans le cas n°2, qui est l'ancienne centrale à vapeur de Ras-Djinet, ce dernier est à peine supérieur au CMPC. Nous avons la même valeur du CMPC pour tous les cas, soit **7.66%**. Dans le cas n°2, le TRI étant de **7.7%**, bien que le critère ci-dessus soit tout juste vérifié, cela conduit à une période de retour sur investissement équivalente à la durée de vie supposée de l'installation, soit **30 ans**.

Dans chacun des trois autres cas, le critère étant très largement satisfait, on obtient une période de retour sur investissement d'autant plus faible que le TRI est élevé.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Dans cette étude, nous nous sommes fixés pour objectif de récupérer l'énergie hydraulique résiduelle des eaux des rejets des centrales thermiques à systèmes de refroidissement ouverts implantées exclusivement le long des côtes dans le cas de l'Algérie. L'énergie potentiellement récupérable est proportionnelle à la hauteur à laquelle s'établissent les bouches de rejets dans le canal par rapport au niveau de la mer, et au débit total d'eau rejetée qui est approximativement le même. Les débits de ces systèmes de refroidissement étant toujours très grands, il y a de l'énergie à récupérer même sur les réseaux de pompage à faible hauteur statique (Ras-Djinet). Sur les réseaux de pompage à hauteur statique importante, l'énergie à récupérer est autrement plus intéressante.

Nous avons estimé le potentiel hydroélectrique de quatre centrales, et pour chacune d'entre elles nous avons sélectionné le type de turbine adapté, dimensionné les éléments principaux de cette dernière et choisi les équipements électromécaniques appropriés. Ensuite, une étude économique des quatre projets a révélé que la hauteur de chute joue un rôle très important sur la rentabilité du projet. En effet, même si les débits des eaux à exploiter sont comparables sur les quatre sites considérés, les cas n°1 et n°2 (Ras-Djinet), caractérisés par de faibles hauteurs de chute (6.5 m et 5 m), présentent des périodes de retour sur investissement de 15 ans et 30 ans respectivement, soit équivalentes à la moitié et la totalité de leur durée de vie, ce qui n'est pas très encourageant pour l'investissement. En revanche, dans les cas n°3 et n°4, avec des hauteurs de chute de 50 m et 27 m respectivement, les périodes de retour sur investissement descendent à 5 ans et 8 ans respectivement, ce qui signifie que ces projets sont très rentables, étant donné que sur une période de plus de 25 ans pour la première et 22 ans pour la seconde, l'entreprise qui exploitera la centrale fera un bénéfice net très intéressant.

Il serait très intéressant de reprendre cette étude, du moins dans les cas n°3 et n°4, et de dimensionner avec plus de précision les installations et les équipements, mais pour cela il est indispensable que les entreprises qui exploitent les deux centrales thermiques concernées acceptent de collaborer pleinement pour faire aboutir le projet et éventuellement le réaliser. Pour ce faire, les étudiants qui s'occuperont du projet devraient bénéficier d'une prise en charge totale leur permettant de travailler sur site lors d'un stage de durée suffisante en ayant accès à toutes les données nécessaires.

BIBLIOGRAPHIE

BIBLIOGRAPHIE

- [1] CHARLES.K, PREFEASIBILITY STUDIES FOR MINI HYDRO POWER GENERATION ON KINTAMPO FALLS. Thesis submitted to the Graduate School, Kwame Nkrumah University of Science and Technology In partial fulfillment of the requirement for the degree of Master of Science Renewable Energy Technologies Department of Mechanical Engineering College of Engineering, 2013.
- [2] LESCANO.S, GIRARD.S, Eléments de micro hydraulique Rapport de projet industriel 2/3. 24/03/2009.
- [3] IPEX, Caractéristiques Hydrauliques du PVC, Bulletin d'information Technique. Canada.
- [4] PAGES.JM. Guide pour le montage de projets de petite hydroélectricité : Connaitre pour agir, Rouland, 2003, 150p.
- [5] ANIL, Kunwor. Technical Specifications of Micro Hydro Systems Design and its Implementation: Feasibility Analysis and Design of Lamaya Khola Micro Hydro Power Plant. 60p. Bachelor's Degree Program in Industrial Management. 2012.
- [6] CHAPALLAZ J-M, EICHENBERGER P. Guide pratique pour la réalisation de Petites centrales hydrauliques. PACER, 1992, 96p. ISBN 3-905232-20-0.
- [7] JORDE, Klaus, avec les ressources d'Entec AG, Bons et Mauvais exemples d'une Mini-Centrale Hydroélectrique: Roman Ritter GTZ, 2009, 229p.
- [8] EL BASSAM.N, Maegaard.P, LAWTON SCHLICHTING.M, Hydropower. In :*Distributed Renewable Energies for Off-Grid Communities*. Elsevier Inc, 2013.
- [9] KUMAR.R, SINGAL.S.K, Operation and Maintenance problems in hydro turbine material in small hydro power plant. 4th International Conference on aterials Processing and Characterization. Materials Today : Proceedlings 2, 2015, 2323-2331.
- [10] NASIR, Bilal Abdullah. Suitable Selection of Components for the Micro-Hydro-Electric Power Plant. Advances in Energy and Power 7-12, 2014.
- [11] U.S. Department of Energy. Energy efficiency and Renewable Energy Wind and Hydropower Technologies Program. 09/08/2005.
- [12] Plans de conception des déversoirs des centrales de Ras-Djinet nouvelle, Terga et Koudiet-Eddraouch, Laboratoire des Etudes Maritimes (LEM). 09/04/2009.
- [13] 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, B.P. 53-38041.
- [14] BENDIMERAD.R.A, Etude de l'impact du système de refroidissement sur les performances d'une centrale à cycle combiné : *Comparaison de la nouvelle centrale de Ras-Djinet (refroidissement à eau) avec la centrale de Ain-Arnat (refroidissement à air)*. 130p. Diplôme d'ingénieur d'état en Génie mécanique. Ecole Nationale polytechnique. Juillet 2018.

- [15] BOUZIANE.K, Analyse thermodynamique des équipements énergétiques de la centrale thermique à vapeur de RAS-Djinet. Diplôme d'ingénieur d'état en génie mécanique. Ecole Nationale Polytechnique. Juin 2016.
- [16] Saint-Gaubin Pam, Formulaire Pont-A-Mousson. Lavoisier-TEC et DOC, 1989.
- [17] Sandale Utility products. Pipe. [en ligne]. [Consulté le 16 mai 2019]. Disponible sur : <https://sandale.ca/pipe#>
- [18] KUMAR.A, Electro-Mechanical Selection of Turbine and Governing System. In: *Standards/Manuals/Guidelines for Small Hydro Development*. June 2012.
- [19] DENIS.V, Turbinage des eaux potables : Critères de choix et dimensionnement des équipements. mhyLab, Atelier de formation TURBEAU, 14 janvier 2011.
- [20] European Small Hydropower Association, Guide on How to Develop a Small Hydropower Plant, ESHA 2004.
- [21] LOGAN.E, ROY.R, Handbook of Turbomachinery, Second Edition, Revised and Expanded. Arizona State University, Marcel Dekker, 2003.
- [22] DIXON.S.L, Fluid mechanics, thermodynamics of turbomachinery. 5th Edition. Elsevier. 1998.
- [23] LAJQI.S, LAJQI.N, HAMIDI.B. Design and Construction of Mini Hydropower Plant with Propeller Turbine. International Journal of Contemporary ENERGY, vol. 2, N°1 (2016).
- [24] Alternate Hydro Energy Centre Indian Institute of Technology, ROORKEE, Guide for Selection of Turbine and Governing system for Small Hydropower. Draft, 19 May 2008.
- [25] ADHIKARI.P, BUDHATHOKI.U, TIMILSINA.S.R, MANANDHAR.S, BAJRACHARYA.T.R, A Study on Developing Pico Propeller Turbine for Low Head Micro Hydropower Plants in Nepal. Journal of the institute of Engineering, Vol 9, N°1, pp.36-53.
- [26] 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.
- [27] 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.
- [28] Bei Beiere, Coûts d'investissements et de maintenance [en ligne]. [consulté le 25/06/2019]. Disponible sur : <http://hmf.enseeiht.fr/travaux/bei/beiere/node/1>
- [29] VERNIMMEN.P, QUIRY.P, Le Fur.Y, Finance d'entreprise. 15^e édition DALLOZ, 2017.
- [30] DAMODARAN.A, Applied Corporate Finance, 4th Edition WILEY. 2018.
- [31] DUBAS.M, PIGUERON.Y. Guide pour l'étude sommaire de petites centrales hydrauliques. Haute Ecole Spécialisée de Suisse occidentale. 1^e édition, octobre 2009.

- [32] CHARLES Ken Adu Boahen, Prefeasibility Studies For Mini Hydro Power Generation On Kintampo Falls. Thesis submitted to the Graduate School, Kwame Nkrumah University of Science and Technology In partial fulfillment of the requirement for the degree of Master of Science Renewable Energy Technologies Department of Mechanical Engineering College of Engineering, 2013.
- [33] LOOTS.M, BARTA.B, VAN VUUREN.S.J, BHAGWAN.J.N, A review of low head hydropower technologies and applications in a South African Context. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015.
- [34] RAMOS.H, Guidelines for design of SMALL HYDROPOWER PLANTS : Berlfast, North Ireland. WREAN 2000.
- [35] AZIKIWE.N, Design and installation of a mini hydro electric power plant. Geo-electric Groundwater vulnerability Assessment of overburden Aquifers at Awka in Anambra State, South-Eastern Nigeria. April 2012.
- [36] Dr. DAVE.S.K, ASHOKKUMAR.A, DARSHAK.K. Small, Mini, Micro and Pico Hydro Power Plant : Scope, Challenges and Deployment in Indian Context. International Journal of Advance Engineering and Research Development. Volume2, Issue 3, March-2015.
- [37] WALCZAK.N, WALCZAK.Z, HAMMERLING.M, SPYCHALA.M, NIEC.M. Head losses in Small Hydropower Plant Trash Racks (SHP) : Poznan University of Life Sciences, 2016, ISSN 1644-0765.
- [38] LAKO.P, KOYAMA.M, Hydropower Technology Brief, IEA-ERSAP and IRENA Technology Brief E06, February 2015.
- [39] MISHRA.S, SINGAL.S.K, KHATOD.D.K. Costing of a Small Hydropower Projects. LACSIT International Journal of Engineering and Technology, Vol.4, N°3, June 2012.
- [40] AABAKKEN.J, Power Technologies Energy Data Book, Fourth Edition, August 2006. Technical Report NREL/TP-620-39728.
- [41] STEINMETZ.M, SUNDQVIST.N, Environmental Impacts of Small Hydropower Plants. Master of Science Thesis in the master Degree Programme, Industrial Ecology. CHALMERS University of Technology. Gothenbug, Sweden 2014, 143p.
- [42] EDEOJA.A, IBRAHIM.S, KUCHA.E, Suitability of Pico-Hydropower Technology for Addressing The Nigerian Energy Crisis. International Journal of Engineering Inventions. Volume 4, Issue 9, May 2015.
- [43] JAGER.M, SCHWARZ.M, AUER.D, PLATZER.B, KUNG.J, Connecting small, private and independent hydro power plants to increase the overall power generating efficiency. The 7th International Conference on Sustainable Energy Information Technology (SEIT 2017).
- [44] 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.

- [45] GLASNOVIC.Z, MARGETA.K, Revitalization of Hydro Energy: A New Approach for Storing Solar Energy. In *Solar Energy Storage*. Elsevier Ltd. 2015.adva
- [46] BALCUNAS.P, ZDANKUS.N, Harmonization of hydropower plant with the environment. Elsevier, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2007.
- [47] SUNDIN.C, Social, environmental and economic concerns, OPTIMUS.comunity. 2017.
- [48] CUTLER.J, CHRISTOPHER.M, Hydropower. In: *Handbook of Energy*, Volume 2, Elsevier, 2014.
- [49] KENGNE SIGNE.E.B, HAMANDJODA.O, NGANHOU.J, Methodology of Feasibility Studies of Micro-Hydro power plants in Cameroon: Case of the Micro-hydro of KEMKEN. International Conference on Technologies and Materials for Renewable Energy, Environment and Sustainability, TMREES7, Beirut Lebanon, 21-24 April 2017.
- [50] MISHRA.K.M, KHARE.N, AGRAWAL.A.B, Small hydro power in India : Current status and future perspectives. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 51, Elsevier, 2015,101-115.
- [51] PAISH.O, Small hydro power: technology and current status. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 6, 2002, 537-556.
- [52] TSOUTSOS.T, MARIA.E, MATHIOUDAKIS.V, Sustainable siting procedure of small hydroelectric plants: The Greek experience. *Energy Policy* 35, 2007, 2946-2959.
- [53] KUMAR.A, Hydropower Engineering for Diploma Level Courses For Departement of Technical Education Govt.of Uttarakhand. July 2008.
- [54] KALDELLIS.J.K, VLACHOU.D.S, KORBAKIS.G, Techno-economic evaluation of small hydro power plants in Greece: a complete sensitivity analysis. *Energy Policy* 33, 2005, 1969-1985.
- [55] MARTINS.D.E.C, SEIFFERT.M.E.B, DZIEDZIC.M, The importance of clean development mechanism for small hydro power plants. *Renewable Energy* 6, 2003, 643-647.
- [56] ALARCON.D, MANUEL.J, Hydroelectric Power MEMS 598-24 : Energy Design Project. Washington University in ST.Louis School of Engineering and Applied Science, 05/016/2016.
- [57] ALNAGA.A, KUENY.J-L, Optimal Design of Hydraulic Turbine Distributor. *WSEAS Transactions on Fluid Mechanics*, Issue 2, Volume 3, April 2008, ISSN : 1790-5087.
- [58] BAHRAMIS, Multi-Fidelity Design Optimization of Francis Turbine Runner Blades, 124p. Thèse en vue de l'obtention du diplôme de Philosophiae Doctor : Génie Mécanique : Ecole Polytechnique de Montréal : Décembre 2015.
- [59] BAIDAR.B, CHITRAKAR.S, KOIRALA.R, NEOPANE.H.P, Selection of Optimal Number of Francis Runner Blades for a Sediment Laden Micro Hydropower Plant in Nepal. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, Vol 8, N°4, October-December 2015.

- [60] BOUBAKER.K, Contribution au développement d'un code de calcul des contraintes dans une turbine Francis, 127p. Maîtrise en génie mécanique : Ecole de Technologie Supérieure Université du Québec. 23 Novembre 2005.
- [61] BREKKE.H, Hydraulic Turbines Design, Erection and Operation. Endringsdato, June 2001.
- [62] ROUX.J, Présentation des matériels et équipements de microcentrales hydroélectriques. Service Géologique National. Orléans, Octobre 1980. 31p.
- [63] STEFAN.D, RUDOLF.P, SKOTAK.A, MOTYCAK.L, Energy transformation and flow topology in an elbow draft tube. Applied and Computational Mechanics 6, 2012, 93-106.
- [64] AVELLAN.F, Flow Investigation In A Francis Draft Tube : The Flindt Project. EPLF-Laboratory for Hydraulic Machine, Lausanne, Switzerland.
- [65] WADIBHASME.S.J, PESHNE.S, BARAPATRE.P, BARADE.S, DANGORE.S, HARDE.S, DAFT.S, Hydraulic Turbine Draft Tube : Literature Review. International Journal of Science, Engineering and Technology Research (IJSETR), Volume 5, Issue 3, March 2016.
- [66] ABBAS.A, KUMAR.A, Development of draft tube in hydro-turbine : a review. International Journal of Ambient Energy. October 2015.
- [67] AGARWAL.T, CHAUDHARY.S, VERMA.S, Numerical and Experimental Analysis of Draft Tubes for Francis Turbine. Indian Journal of Science and Technology, Vol 10(23), June 2017, ISSN 0974-5645.
- [68] EGIN.A, Etude des volutes spirales des pompes centrifuges, en tenant compte de la répartition des pressions statiques. La Houille Blanche, N°6, Novembre 1958.
- [69] KHOULOUD.S, Conception et calcul d'une pompe centrifuge, 69p. Master en énergétique : Université Badji-Mokhtar-Annaba, Faculté des sciences de l'ingénieur. 2018.
- [70] PICOLLIER.G, GIRAULT.P, Economie et performance des petites turbines. Société Hydrotechnique de France, Comité technique-Session n°128-Paris-12 et 13 juin 1985.
- [71] TURTON.R.K, Principles of Turbomachinery, Second edition, Chapman and Hall.
- [72] A guide to UK Mini-Hydro Developments. British Hydropower Association (BHA).v3.0.
- [73] NERKASSONV.B, Cours d'hydraulique. Editions en langues étrangères. Mosco

ANNEXE

ANNEXE

PRESSURE RATING 3408		DR7.3 255 PSI			DR9 200 PSI			DR11 160 PSI			DR13.5 128 PSI			IPS Pipe Size
PRESSURE RATING 4710		DR7.3 320 PSI			DR9 252 PSI			DR11 202 PSI			DR 13.5 160 PSI			
IPS Pipe Size	Nominal OD (in)	Minimum Wall (in)	Average ID (in)	Weight (lbs/ft)	Minimum Wall (in)	Average ID (in)	Weight (lbs/ft)	Minimum Wall (in)	Average ID (in)	Weight (lbs/ft)	Minimum Wall (in)	Average ID (in)	Weight (lbs/ft)	IPS Pipe Size
3/4"	1.050	0.150	0.732	0.18	0.117	0.802	0.15	0.095	0.849	0.12	0.078	0.885	0.10	3/4"
1"	1.315	0.188	0.916	0.29	0.146	1.005	0.23	0.120	1.061	0.20	0.097	1.109	0.16	1"
1 1/4"	1.660	0.227	1.179	0.44	0.184	1.270	0.37	0.151	1.340	0.31	0.123	1.399	0.26	1 1/4"
1 1/2"	1.900	0.260	1.349	0.58	0.211	1.453	0.49	0.173	1.533	0.41	0.141	1.601	0.34	1 1/2"
2"	2.375	0.325	1.686	0.91	0.264	1.815	0.76	0.216	1.917	0.64	0.176	2.002	0.53	2"
3"	3.500	0.479	2.485	1.98	0.389	2.675	1.66	0.318	2.826	1.39	0.269	2.951	1.15	3"
4"	4.500	0.616	3.194	3.27	0.500	3.440	2.74	0.409	3.633	2.29	0.333	3.794	1.90	4"
5 3/8"	5.375	0.736	3.815	4.66	0.597	4.109	3.90	0.489	4.338	3.27	0.398	4.531	2.72	5 3/8"
5"	5.563	0.762	3.948	5.00	0.618	4.253	4.18	0.506	4.490	3.51	0.412	4.690	2.91	5"
6"	6.625	0.908	4.700	7.09	0.736	5.065	5.93	0.602	5.349	4.97	0.491	5.584	4.13	6"
7 1/8"	7.125	0.976	5.056	8.20	0.792	5.446	6.86	0.648	5.751	5.75	0.528	6.006	4.78	7 1/8"
8"	8.625	1.182	6.119	12.01	0.958	6.594	10.05	0.784	6.963	8.42	0.639	7.270	7.00	8"
10"	10.750	1.473	7.627	18.66	1.194	8.219	15.61	0.977	8.679	13.09	0.796	9.062	10.87	10"
12"	12.750	1.747	9.046	26.25	1.417	9.746	21.97	1.159	10.293	18.41	0.944	10.749	15.29	12"
13 3/8"	13.375	1.832	9.491	28.88	1.486	10.225	24.18	1.216	10.797	20.26	0.991	11.274	16.84	13 3/8"
14"	14.000	1.918	9.934	31.64	1.556	10.701	26.50	1.273	11.301	22.20	1.037	11.802	18.44	14"
16"	16.000	2.192	11.353	41.33	1.778	12.231	34.60	1.455	12.915	29.00	1.185	13.488	24.09	16"
18"	18.000	2.466	12.772	52.31	2.000	13.760	43.79	1.636	14.532	36.69	1.333	15.174	30.48	18"
20"	20.000	2.740	14.191	64.58	2.222	15.829	54.05	1.818	16.146	45.30	1.481	16.860	37.63	20"
30"	30.000				3.333	22.934	121.62	2.727	24.219	101.92	2.222	25.289	84.69	30"
32"	32.000							2.909	25.833	115.97	2.370	26.976	96.35	32"
34"	34.000							3.091	27.447	130.93	2.519	28.660	108.81	34"
36"	36.000							3.273	29.061	146.80	2.667	30.346	121.98	36"
42"	42.000										3.111	35.405	166.00	42"
48"	48.000													48"
54"	54.000													54"
63"	63.000													63"
65"	65.000													65"

Sandale Utility Products can supply to specialized pipe dimensions. Check with you Sandale Utility Products contact for availability of dimensions not listed.

Fig.A 1 : Tableau de sélection des diamètres des conduites forcée en PEHD [17]