

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي



INSTITUT NATIONAL AGRONOMIQUE - INA

EL HARRACH - ALGER

المعهد الوطني للعلوم الفلاحية - الحراش - الجزائر

MEMOIRE

DE FIN D'ETUDE EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLOME DE MAGISTER EN SCIENCES AGRONOMIQUES

Département : Génie Rural

Spécialité : Machinisme Agricole et Agro-équipements

THEME

**ETUDE D'ADAPTATION D'UNE TURBINE AUX FORAGES ALBIENS
POUR UNE AUTOSUFFISANCE EN ENERGIE ELECTRIQUE**

Présenté par : *Mr. ETSOURI Salim*

Soutenu le : 17/11/2008

Jury :

Président	: Mr. AIDAOUI A.	Professeur à l'INA
Directeur de Thèse	: Mr. ETSOURI K.	Chargé de cours à l'INA
Examineurs	: Mr. AMARA M.	Maître de conférence à l'INA
	: Mr. BOUAZIZ M.	Maître de conférence à l'ENP
	: Mr. KACI F.	Maître de conférence à l'INA

Année Universitaire : 2007 - 2008

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

*A mes chers parents, sans eux rien n'aurait
été possible,*

A mes Frères Mohamed et Farid,

*A tous mes amis, Karim chawi, Meriem Alem,
Mourad ogx, Sofiane magma, Nabil enser, Amine google,
Omar 4-4-2, Sofiane booba, Merouane touil, Adel,
Mus collègue, ainsi qu'à tous ceux qui se reconnaîtront
à travers ces dédicaces.*

Que Dieu les protège tous...

Sabir

Remerciements

Je souhaiterais remercier particulièrement Monsieur MESKOURI Mohamed du CDARS de Ouargla, Monsieur MEHALLI Mustapha, Ingénieur d'application en hydrogéologie au CDARS de Ouargla pour leur disponibilité ainsi que pour les efforts qu'ils ont fournis pour l'accomplissement de ce travail.

Je tiens à remercier mon père qui est aussi mon Directeur de thèse Monsieur ETSOURI Kaddour., pour son soutien moral tout au long de mon étude. Sa disponibilité, ses conseils ainsi que sa patience ont été déterminatifs dans l'élaboration ainsi que dans la finalisation de mon travail.

Je tiens à exprimer mes remerciements et mon profond respect à Monsieur AIDAOUI Abdallah., Professeur à l'INA, pour l'honneur qu'il me fait en acceptant de présider ce jury.

Mes vifs remerciements et ma profonde gratitude vont également à Monsieur KACI Ferhat Maître de conférence à l'INA, Monsieur AMARA Mahfoud Maître de conférence à l'INA, Monsieur BOUAZIZ Mohamed Maître de conférence à l'Ecole Nationale Polytechnique, pour avoir accepté d'examiner ce travail.

Je remercie singulièrement, Monsieur CHARAF EDDINE Farès, chargé de communication de l'ABHS (Agence de Bassin Hydrographique Sahara) de Ouargla, Monsieur BENHAMIDA Slimane, Ingénieur en hydrogéologie de l'ANRH de Ouargla, pour leur précieuse aide surtout dans la phase de l'obtention de documentations.

Je ne manquerais pas de remercier également toute personne ayant contribué, de près ou de loin, à l'aboutissement de ce travail.

Sommaire

INTRODUCTION GENERALE

PROBLEMATIQUE

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

INTRODUCTION BIBLIOGRAPHIQUE

CHAPITRE I – SYSTEMES AQUIFERES DU SAHARA SEPTENTRIONAL

I. ETUDE DU MILIEU SAHARIEN	6
II. LES RESSOURCES EN EAU	6
II.1. LES RESSOURCES EN EAU DU SAHARA SEPTENTRIONAL	7
II.2. ETUDES REALISEES SUR LES SYSTEMES AQUIFERES DU SAHARA SEPTENTRIONAL	7
III. LES SYSTEMES AQUIFERES DU SAHARA SEPTENTRIONAL	8
IV. LE COMPLEXE TERMINAL.....	9
IV.1. ALIMENTATION.....	10
IV.2. EXUTOIRES	11
IV.2.1. <i>Exutoires naturels</i>	11
IV.2.2. <i>Exutoires artificiels</i>	11
IV.3. QUALITE DE L'EAU	11
V. LE CONTINENTAL INTERCALAIRE	12
V.1. GENERALITES.....	12
V.2. PARTICULARITES DE LA NAPPE.....	14
V.2.1. <i>Epaisseur du réservoir</i>	15
V.2.2. <i>Toit du réservoir</i>	15
V.2.3. <i>Autres caractéristiques du réservoir</i>	17
V.3. ALIMENTATION	18
V.4. ECOULEMENT.....	19
V.5. EXUTOIRES	19
V.5.1. <i>Les exutoires naturels</i>	19
V.5.2. <i>Exutoires artificiels</i>	20
V.6. QUALITE DE L'EAU	20

VI. ETAT ACTUEL DES CONNAISSANCES DE L'EXPLOITATION DE LA NAPPE DU CONTINENTAL INTERCALAIRE	21
VI.1. HISTORIQUE DES PRELEVEMENTS	21
VI.2. SITUATION ACTUELLE DU CONTINENTAL INTERCALAIRE	21
VI.2.1. Situation par rapport aux prélèvements	22
VI.2.2. Situation par rapport à la salinité	22
VI.2.3. Situation par rapport à la température	22
VI.3. AFFECTATION DE L'EAU	23
VI.3.1. Eau à usage agricole	23
VI.3.2. Eau potable et industrielle.....	23
VII. PROBLEMES TECHNIQUES LIES A L'EXPLOITATION DU CONTINENTAL INTERCALAIRE.....	24
VII.1. TEMPERATURE ELEVEE DE L'EAU	24
VII.2. PROFONDEUR EXCESSIVE DES FORAGES	24
VIII. IMPACT DE L'UTILISATION DES RESSOURCES EN EAU SOUTERRAINE SUR LE MILIEU	25

CHAPITRE II – LA TURBINE HYDRAULIQUE

I. LES ROUES HYDRAULIQUES.....	26
II. LES TURBOMACHINES HYDRAULIQUES	28
II.1. DEFINITION	28
II.2. CLASSIFICATION DES TURBOMACHINES.....	28
III. LES TURBINES HYDRAULIQUES	29
III.1. DESCRIPTION GENERALE.....	29
III.2. CLASSIFICATION DES TURBINES	30
IV. LES TURBINES A ACTION	30
IV.1. TURBINES PELTON.....	30
IV.1.1. Description de la turbine.....	31
IV.1.2. Principe de fonctionnement.....	32
IV.1.3. Paramètres de la turbine	33
IV.2. TURBINES CROSSFLOW	35
IV.2.1. Description de la turbine.....	35
IV.2.2. Principe de fonctionnement.....	35

V. LES TURBINES A REACTION	37
V.1. TURBINES FRANCIS	38
V.1.1. Description	38
V.1.2. Principe de fonctionnement	39
V.2. TURBINES KAPLAN	39
V.2.1. Description de la turbine	39
V.2.2. Principe de fonctionnement	40
V.3. POMPES INVERSEES	41
V.3.1. Description de la pompe inversée	41
V.3.2. Principe de fonctionnement	41
VI. LA SELECTION D'UNE TURBINE	42
VII. LE GROUPE TURBINE-GENERATEUR	46
VII.1. LES GENERATEURS	46
VII.1.1. Génératrice à courant continu	46
VII.1.2. Génératrice synchrone	46
VII.1.3. Génératrice asynchrone	46
VII.2. LES REGULATEURS	47
VII.3. VITESSE DE ROTATION DU GROUPE TURBINE - GENERATEUR	47
CONCLUSION BIBLIOGRAPHIQUE	

ETUDE EXPERIMENTALE

CHAPITRE I – SYNTHÈSE DES CONNAISSANCES

I. SYNTHÈSE DES CONNAISSANCES DE L'EXPLOITATION DE LA NAPPE DU CONTINENTAL INTERCALAIRE	49
I.1. EXPLOITATION ACTUELLE	49
I.2. SIMULATIONS ET REFLEXIONS EXPLORATOIRES	50
I.3. CONCLUSION ET INTERPRÉTATION	51
II. ENERGIE DANS L'EAU DE LA NAPPE DU CONTINENTAL INTERCALAIRE	53
II.1. LES DIFFÉRENTES FORMES D'ÉNERGIE DANS UN FLUIDE	53
II.2. ÉNERGIE HYDRAULIQUE MASSIQUE E_{HYD}	54

CHAPITRE II – POTENTIALITES DE LA ZONE D’ETUDE

I. PRESENTATION DE LA ZONE D’ETUDE	56
I.1. DESCRIPTION GENERALE DU FORAGE DE ZAOUJET RIAB.....	57
I.2. NATURE DES MATERIAUX UTILISES.....	61
I.3. QUALITE DE L’EAU DU FORAGE	61
II. DETERMINATION DE LA PRESSION UTILE EXPLOITABLE	62
II.1. CALCUL DES PERTES DE CHARGE ENTRE "A" ET "E"	62
II.1.1. Les pertes de charge linéaires	62
II.1.2. Les pertes de charges singulières	64
II.1.3. Pertes de charge totales	65
II.2. CALCUL DE LA PRESSION DE SORTIE EN "E"	65
III. ETUDE DU POTENTIEL ENERGETIQUE DISPONIBLE A ZAOUJET RIAB	66
III.1. ETUDE DE LA POTENTIALITE DU SITE.....	66
III.1.1. Le débit turbinable Q_t	66
III.1.2. La hauteur	66
III.1.3. Le potentiel exploitable P_{exp}	68
III.2. PUISSANCE HYDRAULIQUE.....	70

CHAPITRE III – LE DISPOSITIF TURBOGENERATEUR

I. CHOIX DU TYPE DE TURBINE	71
I.1. CHOIX THEORIQUE DE LA TURBINE	71
I.2. CHOIX PRATIQUE DE LA TURBINE	72
II. ELEMENTS DE SYNTHESE	72
II.1. LA VITESSE DE ROTATION DE LA ROUE DE LA TURBINE	72
II.2. LE GENERATEUR DE COURANT	73
II.3. LA PUISSANCE MECANIQUE	73
II.4. LA PUISSANCE ELECTRIQUE.....	73
II.5. LE RENDEMENT	74
III. ESSAI D’INTEGRATION DE LA TURBINE	75
III.1. PREMIER ESSAI D’INTEGRATION – POMPE INVERSEE	75
III.1.1. Pompe inversée double corps.....	75
III.1.2. Pompe inversée simple corps	76
III.1.3. Paramètres de fonctionnement.....	77
III.1.4. Aperçu sur le rendement	80

III.2. DEUXIEME ESSAI D'INTEGRATION – LA TURBINE "S"	83
III.2.1. Dimensionnement de la turbine.....	84
III.2.2. Présentation générale de la turbine "S".....	86
III.2.3. Paramètres généraux de fonctionnement	87
IV. SECURITE DE L'INSTALLATION – STRAP SYSTEM	90

CHAPITRE IV – DISCUSSIONS GENERALES ET PERSPECTIVES DE DEVELOPPEMENT

I. CONSEQUENCES DE L'INTEGRATION DE LA TURBINE	93
I.1. CONSIDERATIONS ECONOMIQUES	94
I.2. IMPACT DE L'INTEGRATION DE LA TURBINE SUR LES EXPLOITATIONS AGRICOLES	94
I.2.1. Refroidissement de l'eau.....	94
I.2.2. Les systèmes d'irrigation	96
I.2.3. Commodités des fermes avoisinantes.....	97
I.3. IMPACT DE L'INTEGRATION DE LA TURBINE SUR L'ENVIRONNEMENT	97
II. PERSPECTIVES DE DEVELOPPEMENT	100

CONCLUSION GENERALE

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

ANNEXES

Liste des figures

FIGURE 1 : MORPHOLOGIE DES NAPPES AQUIFERES.	7
FIGURE 2 : COUPE HYDROGEOLOGIQUE DU COMPLEXE TERMINAL (REGION DE TOUGGOURT).	10
FIGURE 3 : COUPE HYDROGEOLOGIQUE TRANSVERSALE MONTRANT LE TOIT ET LA SURFACE PIEZOMETRIQUE DU CI.	17
FIGURE 4 : DIFFERENTES ROUES HYDRAULIQUES.	27
FIGURE 5 : SCHEMA DE FONCTIONNEMENT D'UNE TURBINE.	29
FIGURE 6 : VUE SCHEMATIQUE D'UNE TURBINE PELTON A DEUX JETS.	32
FIGURE 7 : INSTALLATION HYDROELECTRIQUE D'UNE TURBINE PELTON.	33
FIGURE 8 : SCHEMA D'UNE TURBINE PELTON AVEC SES PARAMETRES DE FONCTIONNEMENT.	34
FIGURE 9 : TURBINE CROSSFLOW.	35
FIGURE 10 : VUE EN COUPE D'UNE TURBINE CROSSFLOW.	36
FIGURE 11 : SCHEMA GENERAL D'UNE TURBINE A REACTION.	37
FIGURE 12 : TURBINE FRANCIS.	38
FIGURE 13 : TURBINE KAPLAN.	39
FIGURE 14 : COURBE DE RENDEMENT TYPE D'UNE TURBINE KAPLAN.	40
FIGURE 15 : SCHEMA DE FONCTIONNEMENT DE LA POMPE INVERSEE.	41
FIGURE 16 : GRAPHIQUE DES CARACTERISTIQUES.	43
FIGURE 17 : FORME DES COURBES DE RENDEMENT DE DIFFERENTES TURBINES POUR DES DEBITS VARIABLES.	44
FIGURE 18 : ABAQUE DE SELECTION DE DIFFERENTS TYPES DE TURBINES.	45
FIGURE 19 : EVOLUTION DES NIVEAUX PIEZOMETRIQUES (1999 – 2038).	51
FIGURE 20 : REPRESENTATION SCHEMATIQUE DE LA ZONE D'ETUDE.	56
FIGURE 21 : SCHEMA GENERAL DU FORAGE – VUE EN PLAN DE DESSUS.	58
FIGURE 22 : TETE DE FORAGE – VUE DE FACE.	59
FIGURE 23 : CONDUITE DE RACCORDEMENT – VUE DU COTE GAUCHE.	59
FIGURE 24 : CONDUITE DE RACCORDEMENT – VUE DE L'ARRIERE.	60
FIGURE 25 : SCHEMATISATION DU GROUPE POMPE INVERSEE – GENERATRICE.	78
FIGURE 26 : COURBES CARACTERISTIQUES D'UNE POMPE INVERSEE A VITESSE DE ROTATION CONSTANTE.	79
FIGURE 27 : DIAGRAMME D'ENERGIE DU GROUPE POMPE INVERSEE – GENERATRICE.	80
FIGURE 28 : SCHEMATISATION DE L'INSTALLATION A L'INA DE LA POMPE INVERSEE.	81

FIGURE 29 : SCHEMA GENERAL DE LA TURBINE "S" .	83
FIGURE 30 : NOMBRE DE TOURS EN FONCTION DU DEBIT.	85
FIGURE 31 : FORCES, COUPLE, VITESSE DE ROTATION ET PUISSANCE MECANIQUE D'UNE TURBINE.	87
FIGURE 32 : DIAGRAMME D'ENERGIE D'UNE TURBINE DANS UNE INSTALLATION.	88
FIGURE 33 : VUE GENERALE EN PERSPECTIVE DE LA TURBINE "S"	89
FIGURE 34 : COUPE TRANSVERSALE DE LA TURBINE "S"	89
FIGURE 35 : ISOLATION DE LA TURBINE SANS PERTURBATION DE L'ALIMENTATION EN EAU (A-B).	90
FIGURE 36 : INTEGRATION DE LA TURBINE AU REFROIDISSEUR – VUE EN PLAN.	91
FIGURE 37 : INTEGRATION DE LA TURBINE AU REFROIDISSEUR – VUE ARRIERE.	92
FIGURE 38 : GROUPE TURBINE – GENERATRICE.	102
FIGURE 39 : SCHEMA TYPE D'EQUIPEMENTS DE PRODUCTION ELECTRIQUE EN RESEAU CONNECTE	102
FIGURE 40 : SCHEMA TYPE D'EQUIPEMENTS DE PRODUCTION ELECTRIQUE EN RESEAU ISOLE.	103

Liste des tableaux

TABLEAU 1 : SITUATION DU RESERVOIR PAR RAPPORT AU SOL (M).	16
TABLEAU 2 : DONNEES GENERALES SUR LA NAPPE DU CONTINENTAL INTERCALAIRE EN ALGERIE.	18
TABLEAU 3 : DISPONIBILITES EN EAU DU CI EN ALGERIE.	21
TABLEAU 4 : ZONAGE GEOGRAPHIQUE ET CARACTERISTIQUES GENERALES DU CI.	23
TABLEAU 5 : TABLEAU COMPARATIF POUR LES TROIS PRINCIPAUX TYPES DE TURBINES.	42
TABLEAU 6 : UTILISATION ET ETAT ACTUEL DES FORAGES DU CI.	49
TABLEAU 7 : EXPLOITATION DES RESSOURCES EN EAU (M ³ /S).	50
TABLEAU 8 : BAISSSE DE LA NAPPE ENTRE 1999 ET 2038.	51
TABLEAU 9 : ANALYSE DE L'EAU DU FORAGE DE ZAQUIET RIAB.	61
TABLEAU 10 : POTENTIEL EXPLOITABLE DE FORAGES ALBIENS DANS DIFFERENTS CAS.	70
TABLEAU 11 : RENDEMENT DU GROUPE TURBINE-GENERATRICE.	82
TABLEAU 12 : NOMBRE DE TOURS N POUR LES DIFFERENTS DEBITS.	85

Liste des photos

PHOTO 1 :	TETE D'UN FORAGE DU CONTINENTAL INTERCALAIRE A ZAOUJET RIAB, DJAMAA. ...	13
PHOTO 2 :	SYSTEME DE REFROIDISSEMENT DE L'EAU DU CI.	24
PHOTO 3 :	LA ROUE PELTON.	31
PHOTO 4 :	LA PREMIERE POMPE INVERSEE.	75
PHOTO 5 :	LA DEUXIEME POMPE INVERSEE.	77
PHOTO 6 :	TURBINE "S" APRES MOULAGE.	86
PHOTO 7 :	TURBINE "S" APRES USINAGE ET NETTOYAGE.	86
PHOTO 8 :	SORTIE DE L'EAU SUR LE REFROIDISSEUR (POINT "E" DU SCHEMA).	94
PHOTO 9 :	LAMELLES DE METAL POUR LA SEPARATION DES GOUTTELETTES D'EAU.	95
PHOTO 10 :	EXTRACTEUR D'AIR CHAUD DU REFROIDISSEUR.	96
PHOTO 11 :	INSTALLATION ELECTRIQUE DU FORAGE DE ZAOUJET RIAB.	98

Liste des cartes

CARTE 1 :	SYSTEMES AQUIFERES DU SAHARA SEPTENTRIONAL.	9
CARTE 2 :	REPARTITION DU CONTINENTAL INTERCALAIRE EN ALGERIE.	14
CARTE 3 :	SITUATION DE LA PIEZOMETRIE PAR RAPPORT AU SOL EN 2038.	52

Liste des sigles et acronymes

ABHS	Agence de Bassin Hydrographique Sahara.
AEP	Approvisionnement en Eau Potable.
AEPH	Association Européenne de la Petite Hydraulique.
ANRH	Agence Nationale de la Recherche Hydraulique.
BNEDER	Bureau National d'Etudes pour le Développement Rural.
BRLi	Compagnie Nationale d'Aménagement de la Région du Bas-Rhône et du Languedoc (CNARBRL).
Ca	Calcium.
CAO	Conception Assistée par Ordinateur.
CDARS	Commissariat au Développement Agricole des Régions Sahariennes.
CI	Continental Intercalaire.
CO ₂	Dioxyde de carbone.
CRSTRA	Centre de Recherches Scientifiques et Techniques sur les Régions Arides.
CT	Complexe Terminal.
ERESS	Etude des Ressources en Eau du Sahara Septentrional – Unesco 1972.
H ₂ S	Sulfure d'hydrogène.
INA	Institut National d'Agronomie.
Mg	Magnésium.
mg/l	Milligramme par Litre.
Na	Sodium.
NO ₃	Nitrates.
ONID	Office Nationale d'Irrigation et de Drainage.
OSS	Observatoire du Sahara et du Sahel.
PACER	Programme d'Action – Energies Renouvelables.
PDGDRS	Plan Directeur Général de Développement des Régions Sahariennes.
PO ₄	Phosphate.
SAR	Sodium Absortium Ratio.
SASS	Système Aquifère du Sahara Septentrional.
SAU	Surface Agricole Utile.
UNESCO	United Nations Educational, Scientific and Cultural Organization.
USTHB	Université des Sciences et Technologies Houari Boumediene.

Introduction

Générale

INTRODUCTION GENERALE

L'évolution de la vie a été possible grâce à la présence de l'eau. Cependant, seule une petite portion de cette eau est réellement disponible pour la consommation. Les eaux salées des mers et des océans représentent près de 97 % du volume total d'eau de notre planète, et une grande partie des 3 % restants se trouve bloquée (neige, glaciers et eaux souterraines profondes). La quantité d'eau douce sous forme liquide représente environ 0,6 % du volume total d'eau, dont seulement 0,014 % est facilement exploitable en tant qu'eau de surface ou nappes phréatiques peu profondes (SCHILLER E. & *al.*, 1998).

Les eaux souterraines se retrouvent sous plusieurs formes. Elles peuvent être sous forme de nappe libre, où le niveau de l'eau dans le forage correspond à celui de la nappe phréatique. Certaines nappes aquifères se retrouvent confinées dans des couches imperméables. Celles-ci sont souvent réalimentées à partir d'un niveau plus élevé et contiennent ainsi de l'eau sous pression.

Le Sahara compte actuellement parmi les plus grands déserts du monde. Et pourtant ce désert a été, il y a quelques millénaires seulement, une région où la faune et la flore étaient riches et variées.

L'évolution du climat vers une désertification de plus en plus intense a conduit les hommes vivant au Sahara et dont la vie, voire la survie, était indissolublement liée à l'eau et à l'adaptation principalement aux nouvelles conditions de vie.

A la fin du 19^{ème} siècle, l'apparition des forages dans le Système Aquifère du Sahara Septentrional (SASS) devait permettre de donner un nouvel essor au développement du Sahara (PNUD-UNESCO, 1972).

Cependant, l'exploitation de cette ressource n'allait pas sans problèmes : là où l'exploitation allait en s'intensifiant par multiplication du nombre de forages, nous observons le tarissement progressif des sources naturelles et la disparition de l'artésianisme, nécessitant le recours au pompage.

C'est ainsi qu'un certain nombre d'études ont vu le jour, elles ont apporté une contribution précieuse à la connaissance du fonctionnement hydraulique des nappes sahariennes. SAVORNIN, parmi les premiers, puis CORNET A. jusqu'en 1964 pour ne citer que les principaux, ont remarquablement analysé les conditions géologiques de gisement des grands aquifères et apporté les premiers éléments d'une synthèse hydrogéologique : sens d'écoulement et carte piézométrique des principales nappes, zones d'alimentation et zone d'exutoire ainsi qu'une tentative de bilan.

Avec l'étude effectuée par la DIRECTION DES CARBURANTS et le BURGEAP en 1963, une approche plus quantifiée des phénomènes hydrauliques était obtenue.

D'autres études ont été amorcées par plusieurs auteurs sur l'utilisation de l'énergie géothermique de cette eau, mais aucune étude concernant l'utilisation du potentiel énergétique (cinétique et de pression) de l'eau du SASS n'a débuté à ce jour.

Le concept nouveau de réflexion vis à vis de l'environnement - développement durable - nous a amené à structurer notre travail de la manière suivante.

Après une étude bibliographique portant sur les Systèmes Aquifères du Sahara Septentrional ainsi que sur les turbines hydrauliques, nous sommes passé à une étude expérimentale organisée comme suit :

- Dans un premier chapitre, nous donnons une petite synthèse des connaissances acquises concernant l'exploitation actuelle de la nappe du Continental Intercalaire ainsi que la disponibilité future de l'eau de cette même nappe. C'est pratiquement une enquête menée par nos soins et c'est aussi un rassemblement de faits qui, regroupés, a abouti à des informations à forte influence sur la suite du travail ;
- Le deuxième chapitre décrit une zone d'étude et présente ses potentialités énergétiques ;
- Le troisième chapitre est consacré à l'essai de la turbine que nous avons conçue à l'Institut National Agronomique (INA). Dans cette partie sont exposés aussi les tests préliminaires permettant la caractérisation du dispositif ;
- La discussion générale des résultats obtenus vis-à-vis de l'environnement et en conciliation avec l'exploitation agricole ainsi que la présentation des perspectives de développement sont exposés au quatrième chapitre.

Enfin nous concluons en montrant les possibilités qu'apportera cette étude.

PROBLEMATIQUE

Qualifié dès 1945 de « *plus grand système hydraulique du Sahara* » par SAVORNIN J., (1945) in DUBOST D., (2002), et longuement étudiée par CORNET A., (1952) in DUBOST D., (2002), la nappe du Continental Intercalaire (CI) fait rêver encore aujourd'hui les «agronomes sahariens».

Couvrant une superficie de 600 000 km² et renfermant 50 000 Milliards de m³ d'eau en réserve, elle a été présentée dans les années soixante comme la solution définitive à l'aridité et au sous-développement de la région (CORNET A., 1961).

Indiscutablement, le Continental Intercalaire est un atout pour le développement économique du Sahara algérien surtout dans les régions où il est peu profond et jaillissant.

L'apparente facilité de mobilisation de ces eaux ne doit pas faire oublier qu'elles sont aussi précieuses que celles d'un barrage, tout en sachant que ce dernier peut très bien se vider entre deux séries d'années pluvieuses. Dans le cas du CI, la régulation est à l'échelle géologique, mais la partie utilisable économiquement est localement comptée.

Cependant, l'eau de cette nappe n'est pas exploitée d'une manière rationnelle. Nous ne savons d'ailleurs même pas combien coûte réellement le mètre cube d'eau sortant d'un forage albien.

Serait-il économiquement et socialement plus rentable d'arrêter la consommation de cette eau, ou, serait-il plus judicieux de rationaliser son exploitation ?

L'eau qui sort de cette nappe est très gourmande en énergie. Il lui faut un moteur fonctionnant à une trentaine de Kilowatt pour permettre une utilisation directe. Et pourtant l'énergie dégagée de cette eau jaillissante du forage n'est pas à sous-estimer d'autant plus qu'on la perd déjà au départ.

C'est dans cette optique que nous avons orienté notre étude afin de profiter des bienfaits de cette eau et, mieux encore, exploiter son potentiel énergétique.

Nous sommes en train de gaspiller une eau précieuse, essayons au moins sans nuire au fonctionnement actuel, de soustraire le maximum d'énergie du peu que nous pouvons, afin de mieux valoriser l'agriculture avec cette énergie.

La collecte des informations nécessaires sur le Continental Intercalaire, l'étude du comportement de l'eau à la sortie du forage ainsi que la quantification du potentiel énergétique de l'eau du forage, sont des données phares pour bien cerner notre étude.

Le dévoilement des besoins environnants au forage, l'adaptation d'un dispositif pour utiliser l'énergie supplémentaire non nécessaire de cette eau pour subvenir aux besoins environnants, l'optimisation de l'utilisation de cette énergie et le développement des perspectives de vulgarisation de l'utilisation de cette technique, sont les principaux défis et les préoccupations que nous visons par ce travail.



Etude

Bibliographique

INTRODUCTION BIBLIOGRAPHIQUE

Cette partie servira de support technique et pédagogique non exhaustif des différents thèmes abordés dans cette thèse.

La recherche bibliographique a été finalisée et a pris deux axes bien distincts et que nous pourrons les trouver comme suit :

- Le premier chapitre de cette partie est axé sur les ressources en eau du Sahara Septentrional. Dans ce volet, nous mettons toutes les informations nécessaires concernant la nappe du Continental Intercalaire afin de couvrir les connaissances nécessaires vu le côté hydrique de la thèse;
- Le deuxième chapitre renferme toutes les connaissances acquises sur les turbines hydrauliques et leur utilisation dans différents domaines.

Cette partie nous permet de bien discerner l'existant sur le sujet que nous traitons et nous dévoile le manque à gagner.



Chapitre I :

Systemes Aquifères

du Sahara Septentrional

CHAPITRE I : SYSTEMES AQUIFERES

DU SAHARA SEPTENTRIONAL

I. ETUDE DU MILIEU SAHARIEN

Le Sahara algérien couvre une superficie de plus de 2 millions de kilomètres carrés et s'étend de l'Atlas saharien jusqu'aux frontières maliennes, nigériennes et libyennes, soit sur une distance de plus de deux milles kilomètres du Nord au Sud. Il est limité à l'Ouest par les frontières marocaine et mauritanienne et à l'Est par les frontières tunisienne et libyenne.

Cette vaste région englobe totalement neuf wilayats et huit partiellement ; regroupant 264 communes pour une population évaluée à 3.5 millions d'habitants, selon KHADRAOUI Z. (2006).

La grande majorité de ce vaste territoire est occupée par des grandes étendues représentées par des regs, ergs et chotts, qui sont des espaces inaptes à toute culture aujourd'hui. Le Sahara est subdivisé en plusieurs régions naturelles regroupées dans quatre grandes entités (HELAL F. & al., 2004) :

- Chott Melghigh ;
- Sahara Septentrional ;
- Hoggar et Tassili ;
- Saoura et Tindouf.

II. LES RESSOURCES EN EAU

Il était très fréquent de considérer comme "*ressource d'une nappe*" le débit transitant dans celle-ci (pratiquement, le débit d'alimentation). Cette façon de définir les ressources en eau est inadmissible dans le cas des grands bassins sahariens.

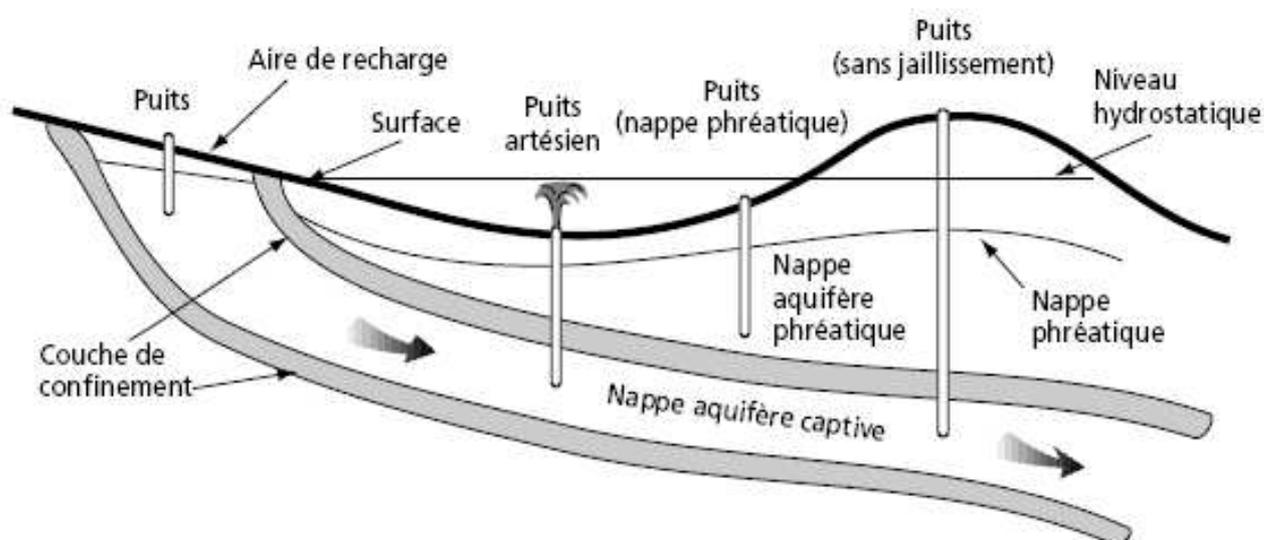
Les ressources en eau sont définies par PNUD-UNESCO (1972) comme suit: « *les ressources en eau d'une nappe sont le débit correspondant à une valeur et à un accroissement dans le temps, admissibles, des investissements et des coûts de fonctionnement* ».

Dans cette définition, le terme « *admissible* » signifie qu'en fixant la limite des deux paramètres économiques *investissement* et *coût de l'eau*, nous déterminons les ressources exploitables.

II.1. Les ressources en eau du Sahara Septentrional

Les ressources en eau représentent l'une des principales richesses sur lesquelles repose toute action de développement économique et sociale au Sahara ; ces ressources sont surtout et largement dominées par les eaux souterraines (figure 1). Elles sont essentiellement constituées par :

- *Les eaux renouvelables* localisées dans la région Nord de Biskra, dans le Hoggar-Tassili à l'Est et dans la région de Béchar-Tindouf à l'Ouest ;
- *Les eaux non renouvelables* représentées par les grands réservoirs des deux bassins sédimentaires : le Complexe Terminal (CT) et le Continental Intercalaire (CI).



Source : SCHILLER E. & al., (1998).

Figure 1 : Morphologie des nappes aquifères.

II.2. Etudes réalisées sur les systèmes aquifères du Sahara Septentrional

Il est difficile d'imaginer une gestion rationnelle et durable sans la modification du fonctionnement physique, chimique et biologique de l'environnement. Il est difficile également de gérer une ressource sur un territoire aussi vaste sans un modèle mathématique de gestion.

Les études les plus importantes réalisées dans le domaine de la modélisation des ressources en eau souterraines du Sahara sont les suivantes :

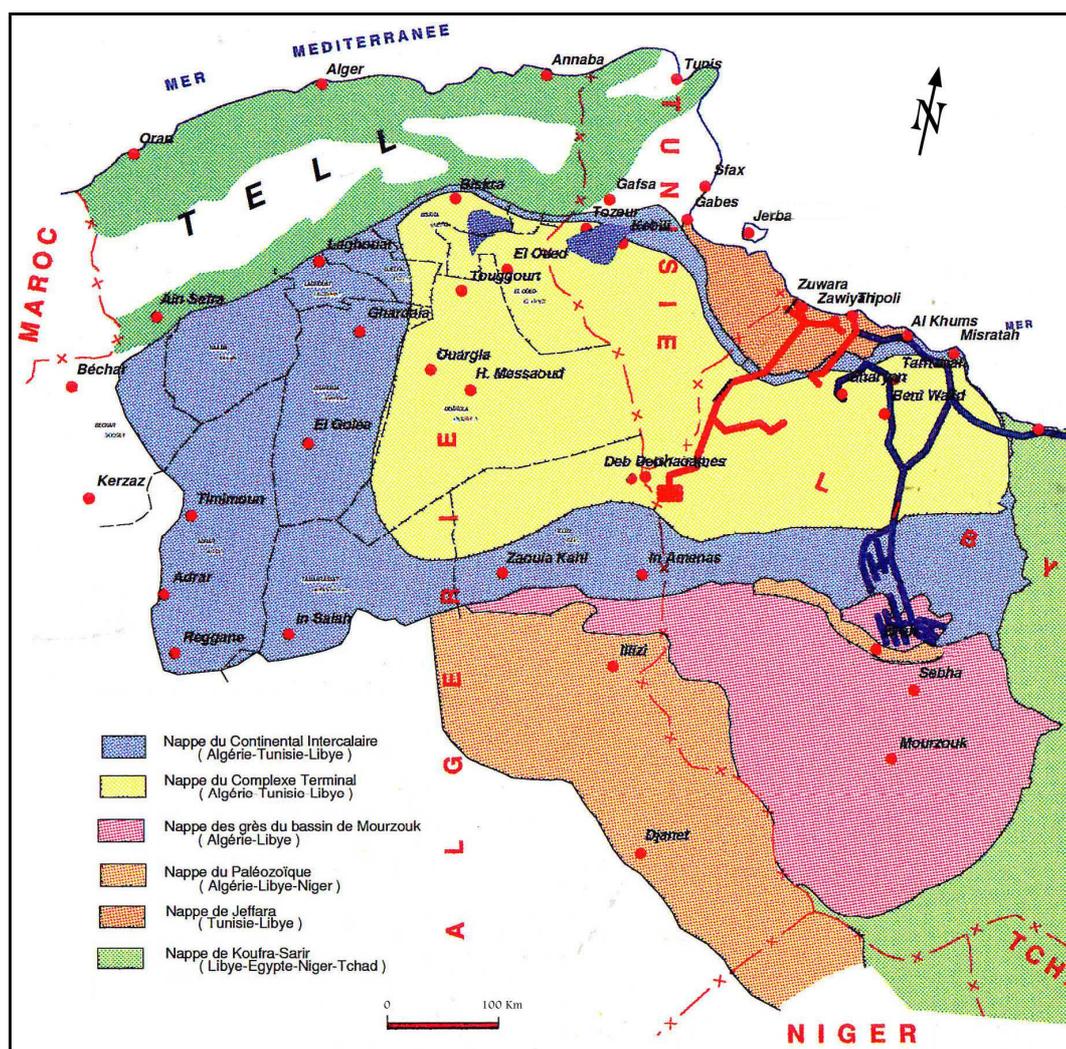
- Etude des Ressources en Eau Souterraines du Sahara Septentrional (ERESS) par le PNUD en 1972, actualisée en 1983. Cette étude a servi de base à tous les projets de développement hydro-agricole au Sahara Septentrional. Elle fait ressortir les possibilités de prélèvement dans les différentes régions du Sahara Septentrional jusqu'à l'horizon 2040, à savoir : un débit fictif continu total de 156 m³/s soit 4.9 milliards de mètres cubes par an pour une réserve en eau évaluée à 60 000 milliards de mètres cubes ;
- Etude du Plan Directeur Général de Développement des Régions Sahariennes (PDGDRS) par le CDARS et le groupe BRLi / BNEDER en 1999. Sur la base des données hydrogéologiques utilisées par l'ERESS et actualisées en 1998 par l'ANRH, un modèle mathématique a été conçu ; il a permis d'élaborer différents plans d'utilisation sur une période de 40 années (simulations fortes à modérées). Chaque simulation fait ressortir les conséquences physiques et socio-économiques sur les ressources en eau.

III. LES SYSTEMES AQUIFERES DU SAHARA SEPTENTRIONAL

Il existe, deux systèmes aquifères bien distincts en Algérie. Ils sont séparés par d'épaisses séries argileuses et évaporitiques, de la base du Crétacé supérieur. Il s'agit, selon SALEM A., (2001) et comme l'indique la carte suivante, du :

- Continental Intercalaire (CI), aquifère profond composé de sable gréseux ou gréseux argileux ;
- Complexe Terminal, bassin composé de trois nappes superposées.

Au dessus, existe un aquifère superficiel à nappe libre, dite nappe phréatique. Ces deux systèmes hydrauliques sont partagés par l'Algérie, la Libye et la Tunisie. Ils renferment des réserves d'eau considérables et font du Sahara algérien une région considérée comme très riche en ressources hydriques (ABDOUS B. & *al.*, 2005).



Source : OSS, (2003).

Carte 1 : Systèmes Aquifères du Sahara Septentrional.

IV. LE COMPLEXE TERMINAL

Le Complexe Terminal (CT) est constitué de deux grands ensembles, Continental au sommet et Marin à la base (HELAL F. & *al.*, 2004).

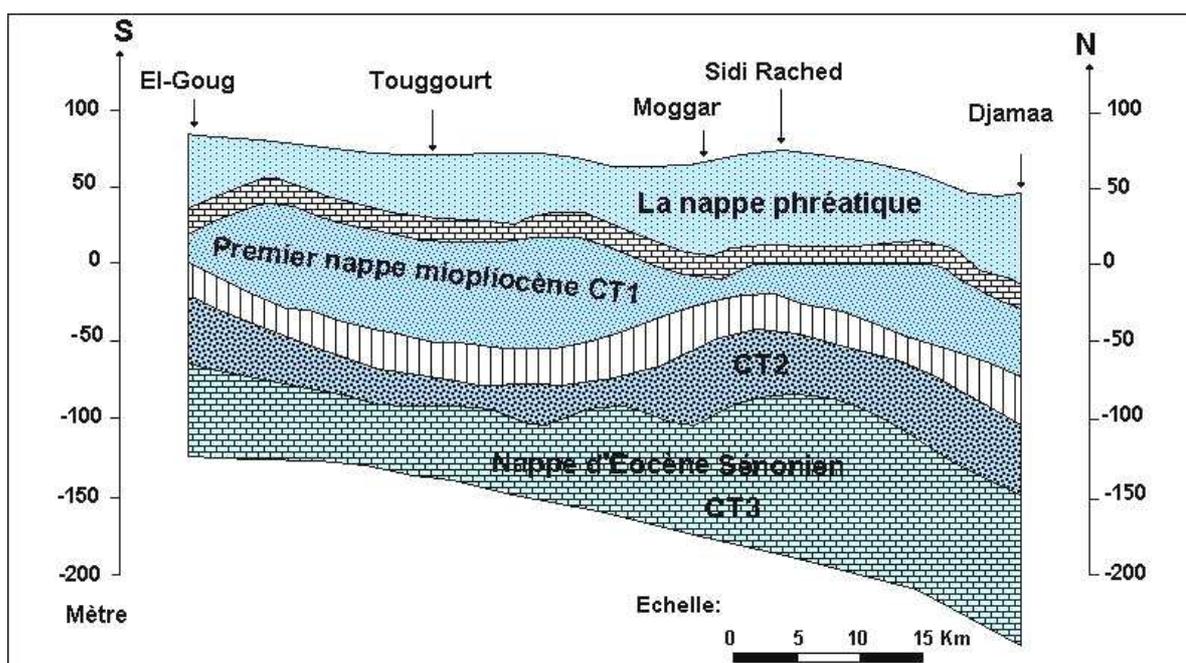
La nappe se localise dans le Sahara Occidental et s'étend sur une superficie de 350 000 Km² avec une profondeur oscillant entre 100 et 500 m (KHADRAOUI Z., 2006). Cette nappe regroupe deux systèmes aquifères appelés *nappe des sables* et *nappe des calcaires* (figure 2).

La nappe du Complexe Terminal est en charge dans la partie Nord et libre dans la partie Sud. D'après HELAL F. & *al.* (2004), sa porosité oscille entre 20 % et 30 % et ce suivant la lithologie.

L'écoulement général se fait du Sud vers le Nord. Il converge des zones d'alimentation vers les Chotts Merouane et Melghigh, ainsi que vers l'exutoire souterrain du golfe de Gabes (Tunisie).

Les eaux de cet aquifère se caractérisent par une température peu élevée ; l'eau est moins chargée en sels sur les bordures et relativement plus chargée au centre (plus de 5g/l) (KHADRAOUI Z., 2006).

Les terrains constitutifs du Complexe Terminal couvrent l'ensemble du Sahara septentrional, depuis la Saoura à l'Ouest jusqu'au Graben de Hon (en Tunisie) à l'Est, depuis l'accident Sud-Atlantique au Nord, jusqu'au flanc Nord des plateaux de Tademaït et du Tinhert en Algérie, de Gargaf (Nord du Fezzan) en Libye. Son extension longitudinale est donc au moins égale à celle du Continental Intercalaire (1 600 km), tandis que sa hauteur dans le sens Nord-Sud est plus réduite (600 km) (CDARS, 1999a).



Source : HELAL F. & al., 2004.

Figure 2 : Coupe hydrogéologique du Complexe Terminal (région de Touggourt).

IV.1. Alimentation

L'essentiel du remplissage du réservoir s'est effectué pendant les périodes pluvieuses du quaternaire. Cependant, l'alimentation de ce réservoir est remarquée actuellement en plusieurs régions (CDARS, 1999a) :

- sur les bordures du bassin, relativement arrosées, par infiltration directe ou à travers des nappes et des oueds ;
- dans les deux grands Ergs (Occidental et Oriental), par infiltration de pluies exceptionnelles au travers des formations dunaires perméables.

IV.2. Exutoires

IV.2.1. Exutoires naturels

Les premiers exutoires naturels de la nappe étaient constitués par des sources, en particulier celles qui ont été le siège de l'implantation humaine dans la vallée de l'Oued Righ et sur le pourtour des Chotts en Tunisie. Malheureusement, la plupart de ces sources se sont taries progressivement au fil des siècles.

A côté de ces exutoires ponctuels, la plus importante sortie de la nappe s'effectue de façon diffuse par percolation directe dans les Chotts, où elle se perd par évaporation.

IV.2.2. Exutoires artificiels

Le débit exploité à partir de puits artésiens, creusés à la main suivant des techniques ancestrales dans l'Oued Righ et dans la cuvette de Ouargla atteignait déjà $3,5 \text{ m}^3/\text{s}$ en 1900. Ce débit n'a pas cessé de croître, pour atteindre environ $28 \text{ m}^3/\text{s}$ en 1997 (CDARS, 1999a).

Par contre, l'artésianisme en Algérie n'est plus apparent que dans quelques secteurs très localisés (Ouest-Sud-Ouest de Djamaa, Nord-Est d'El Oued) et encore où les pressions statiques ne dépassant pas 1 bar (CDARS, 1999a).

IV.3. Qualité de l'eau

La caractérisation des eaux du Complexe Terminal est difficile à établir du fait de la stratification, qui peut faire varier notablement la qualité sur une même verticale.

La minéralisation croît, en général, des bordures du bassin vers le centre, mais il n'y existe pas de zones à résidu sec inférieur à 1 g/l . Dans les zones à forte exploitation, les minéralisations inférieures à 3 g/l se rencontrent à El Oued et à l'Ouest de Ouargla. L'essentiel du domaine voit des salinités plus élevées, comprises entre 3 et 5 g/l (CDARS, 1999a).

Ces salinités plus élevées que dans le CI sont par contre compensées par de meilleures caractéristiques vis-à-vis de l'irrigation :

- SAR (*Sodium Absortium Ratio*) souvent plus favorable :
$$SAR = \frac{Na}{\sqrt{1/2(Ca + Mg)}} .$$

Ce paramètre ne dépasse généralement pas la valeur 10 considérée comme une limite maximale pour l'utilisation des eaux en agriculture (PNUD-UNESCO, 1972);

- Eaux fertilisantes grâce à leurs teneurs en NO₃ et PO₄ ;
- Températures généralement basses (≤ 30°C).

V. LE CONTINENTAL INTERCALAIRE

V.1. Généralités

Le Continental Intercalaire (CI), comme défini dans le domaine de l'hydrogéologie, est constitué de dépôts clastiques (argilo-gréseux) véritablement continentaux constituant un réservoir plus ou moins homogène rempli d'eau douce.

Le Continental Intercalaire est un réservoir profond du Sahara Septentrional. Il est partagé entre trois pays maghrébins : l'Algérie, la Tunisie et la Libye. HELAL F. & *al.*, (2004) précise dans sa thèse que cette nappe étant plus connue sous la dénomination *d'Albien* (nom de l'étage géologique renfermant la couche aquifère supérieure du *Continental Intercalaire*) est la plus exploitée (photo 1). Le terme de *Continental Intercalaire*, comme présenté par HELAL F. & *al.* (2004), désigne l'ensemble des couches détritiques qui se sont déposées au Mésozoïque inférieur au Sahara, entre deux cycles marins.

Selon le CDARS (1999a), la nappe du CI s'étend sur plus de 600 000 km² sur les seuls territoires algérien et tunisien depuis l'accident Sud-atlasique au Nord jusqu'aux affleurements du Tidikelt et du rebord méridional du Tihert au Sud. Elle est limitée à l'Ouest selon un axe Béchar – Reggane. Sa prolongation vers l'Est en Libye sous la Hamada el Hamra jusqu'au Graben de Hon, couvre 250 000 km² supplémentaires.



Photo 1 : Tête d'un forage du Continental Intercalaire à Zaouiet Riab, Djamaa¹.

Selon NESSON C., (1969), la nappe du continental Intercalaire est exploitée dans le Bas-Sahara algérien depuis 1954. Néanmoins, d'après le même auteur, le premier forage a été opéré en 1891 à El Goléa, il obtenait un jaillissement d'eau en provenance de grès attribués à l'Albien. Depuis, la nappe a été dite **albienne** et aujourd'hui encore elle est fréquemment connue sous cette appellation (carte 2).

La dorsale du M'zab divise la nappe du CI en deux bassins aquifères distincts :

- Un bassin occidental avec une nappe libre à semi captive, dans les zones recouvertes par des dépôts plus récents ;
- Un bassin oriental avec une nappe en charge sous plusieurs centaines de mètres de sédiments. La nappe est artésienne et peut atteindre des pressions très élevées.

¹ : Photo prise le 06/02/2008.



Source : HELAL F. & al., 2004.

Carte 2 : Répartition du Continental Intercalaire en Algérie.

V.2. Particularités de la nappe

Le Continental Intercalaire est l'un des aquifères les plus étendus de la planète avec près de 800 000 km² selon CDARS (1999b). L'une de ses particularités est de constituer une ressource en eau souterraine *fossile*. Le volume d'eau contenu dans l'aquifère est cependant considérable ; la même source indique que nous pouvons l'évaluer à 35 000 Milliards de mètres cubes ce qui signifie qu'il faudrait un débit continu de 1000 m³/s pendant 1000 ans pour le remplir.

Cette ressource en eau s'apparente donc à un gisement minier ou pétrolier dans lequel, les prélèvements se font au détriment du stock.

L'épaisseur de la nappe et son toit représentent les principales caractéristiques.

V.2.1. Epaisseur du réservoir

A l'exception des bordures Sud (Tidikelt - Tinrhert) et Ouest (Touat), où le réservoir se termine en biseau, l'épaisseur du réservoir utile est importante. Selon le CDARS (1999a), l'épaisseur utile totale du réservoir (épaisseur des dépôts perméables à eau douce) dépasse 250 m dans la majeure partie du bassin. Par contre, pour les plus fortes épaisseurs, le CDARS (1999b) a précisé qu'elles sont localisées à l'Est d'El Goléa où elles sont comprises entre 750 m et 1000 m.

La carte présentant les différentes épaisseurs du réservoir utile de la nappe albienne est présentée en annexe I, ainsi que pour le tableau regroupant les différentes épaisseurs du CI suivant les différentes régions du pays.

V.2.2. Toit du réservoir

Le toit de la nappe du CI varie selon les régions :

- A l'Ouest (Gourara, Touat), il est en surface et l'aquifère forme une nappe libre captée par les foggaras ;
- De part et d'autre du plateau du Tadmait et sur la bordure du Tinrhert, le Continental Intercalaire affleure largement;
- Sous le Grand Erg Occidental, le CI n'est plus protégé par les terrains érodés et peu perméables du Crétacé supérieur: il est en contact direct avec les sables dunaires. C'est donc un secteur très particulier puisque des eaux issues de la surface peuvent facilement atteindre le réservoir ;
- A l'est, le toit plonge progressivement sous d'épais terrains, jusqu'à atteindre son maximum de profondeur dans la dépression de Oued Righ, le toit du réservoir se rencontre à plus de 2000 m de profondeur par rapport au sol. Une même morphologie du substratum est observée dans le sens méridien, qui atteint son maximum au Nord, en bordure de l'Atlas saharien (HELAL F. & *al.*, 2004).

Le tableau ci-dessous précise la position du toit de l'Albien dans quelques régions du Sahara.

Tableau 1 : Situation du réservoir par rapport au sol (m).

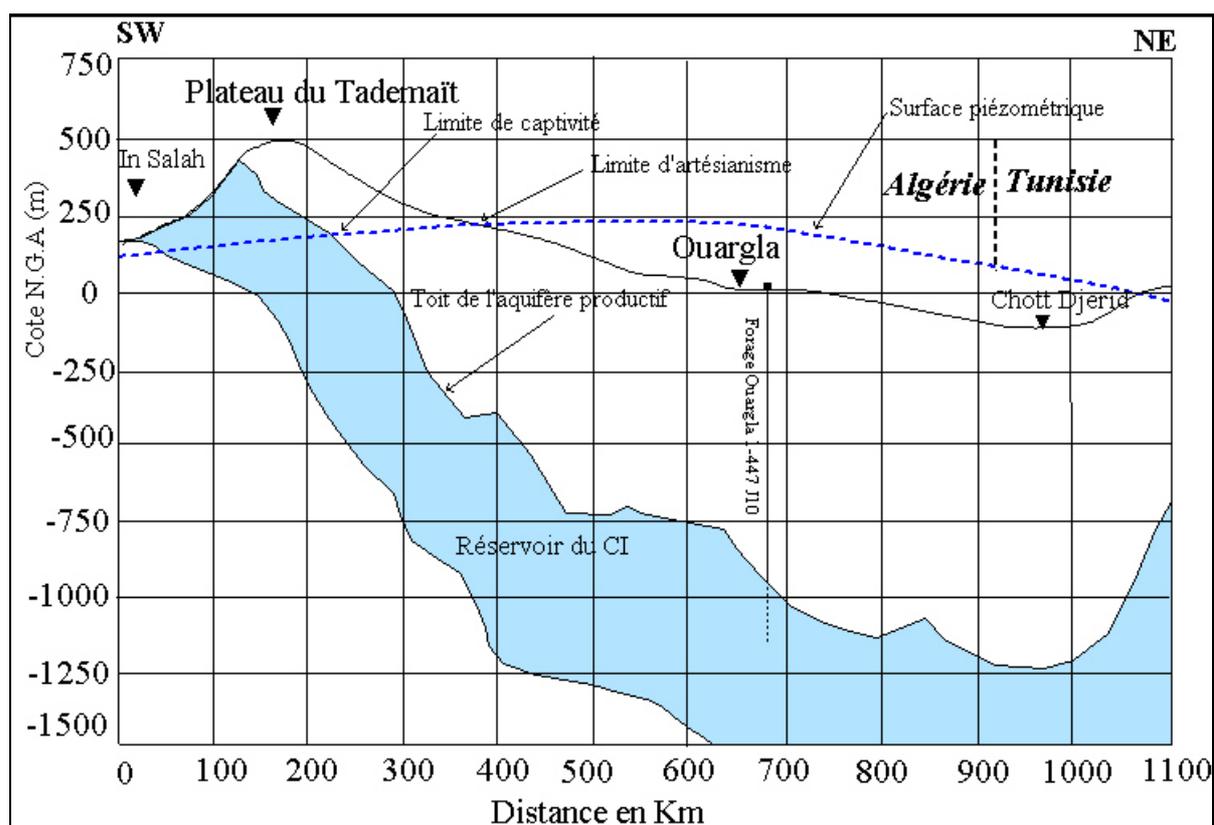
Région	Altitude du sol	Cote du toit	Profondeur par rapport au sol
Ziban	150	- 2100	2250
Touggourt	80	- 1350	1450
El Oued	70	- 1600	1700
Ouargla	135	- 850	1000
Ghardaïa	490	- 300	190
Guerrara	320	- 650	970
Zelfana	350	- 250	600
El Goléa	380	- 330	50
Timimoun	340	Affleure	-
Adrar	280	Affleure	-
Ain Salah	270	Affleure	-

Source : CDARS, 1999b.

D'après la même source, le toit est à grande profondeur puisqu'il se trouve à plus de 800 mètres sous le sol sur 50% de la superficie.

La carte montrant l'évolution des différentes profondeurs de la nappe du CI par rapport au sol est présentée en annexe II.

La figure ci-dessous illustre l'évolution Est-Ouest du toit du CI.



Source : HELAL F. & al. (2004).

Figure 3 : Coupe hydrogéologique transversale montrant le toit et la surface piézométrique du CI.

V.2.3. Autres caractéristiques du réservoir

La porosité des grès et des sables du Continental Intercalaire a été évaluée en moyenne à 26% (de 22% à 28%) (DUBOST D., 2002).

Les eaux du Continental Intercalaire sont caractérisées par :

- Une température qui dépasse les 60°C sauf aux endroits où l'aquifère est proche de la surface du sol ;
- Une charge en H₂S et CO₂ qui lui donne un caractère corrosif ;
- Une minéralisation de l'eau qui oscille entre 1 et 2 g/l de résidu sec et peut atteindre 5 g/l (Gassi Touil).

Le tableau suivant résume les principales caractéristiques de la nappe du Continental Intercalaire.

Tableau 2 : Données générales sur la nappe du Continental Intercalaire en Algérie.

Etendue (km²)	600 000
Epaisseur totale (m)	50 à 1 000
Profondeur (m)	60 à 2 400
Profondeur au toit (m)	20 à 2 000
Epaisseur de la couche utile productrice (m)	150 à 500
Débit (l/s)	50 à 400
Transmissivité (10⁻³ m²/s)	10 à 30
Coefficient d'emmagasinement (10⁻⁴)	6 à 1200
Alimentation moyenne (Hm³/an)	270
Réserve théorique calculée (m³)	35 000 x 10 ⁹
Température (°c)	25 à 70
Salinité des eaux (g/l)	0.5 à 6

Source : HELAL F. & al. (2004).

V.3. Alimentation

L'essentiel des ressources de cet énorme réservoir correspond à de l'eau infiltrée au cours des périodes pluvieuses du quaternaire. De plus, ce réservoir est très peu alimenté vu les conditions climatiques actuelles ; il s'agit donc de ressources fossiles.

Actuellement, cette nappe reçoit une faible recharge évaluée, par PNUD-UNESCO (1972), à 8.5 m³/s, s'effectuant comme le montre les conclusions du CDARS (1999a) :

- **de façon directe** par infiltration des ruissellements qui se produisent sur les zones périphériques d'affleurement, notamment :
 - ✦ dans le piedmont de l'Atlas Saharien (secteur Nord-Ouest),
 - ✦ dans le massif du Dahar (Tunisie),

➤ sur les rebords Ouest (Touat, Gourara) et Sud (Tidikelt) du plateau du Tademaït, ainsi que sur le rebord Sud du plateau du Tinhert et sa prolongation en Libye jusqu'au Jebel Fezzan,

- **de façon indirecte** dans le Grand Erg Occidental à travers les sables dunaires et le Complexe Terminal, ainsi que dans la région où il n'existe pas de séparation imperméable entre les deux réservoirs.

V.4. Ecoulement

L'écoulement d'ensemble se produit :

- dans le sens Nord-Sud, c'est-à-dire du piedmont de l'Atlas vers les zones d'affleurement des rebords du plateau du Tademaït à l'Ouest ;
- dans le sens Sud-Nord, à l'Est du rebord Sud du plateau du Tinhert vers le Grand Erg Oriental et de la Hamada Al Hamra vers le Djebel Nefusa ;
- dans le sens Ouest-Est au Nord-Est, où les eaux en provenance du Sud (Dahar et Grand Erg Oriental) convergent avec celles en provenance du Nord (Atlas) vers l'exutoire tunisien.

La nappe est :

- libre sur les zones d'affleurement ;
- semi-captive ou plus généralement captive non jaillissante sous le Grand Erg Occidental, le M'Zab, le Tademaït, le Grand Sud Tunisien et la Hamada Al Hamra ;
- **fortement artésienne jaillissante (avec des températures élevées) sur tout le domaine Oued Righ - Souf - Djerid - Grand Erg Oriental.**

V.5. Exutoires

V.5.1. Les exutoires naturels

Les bordures du Tademaït (Gourara, du Touat et du Tidikelt) constituent une zone d'exutoire naturel importante, qui était sous forme de source dans le passé et dont les foggaras ont pris la relève.

Par ailleurs, le CDARS (1999a) révèle que des transferts verticaux du Continental Intercalaire vers le Complexe Terminal existent dans la zone du Grand Erg Occidental. Mis à part dans cette zone, le toit de la formation, constitué d'une épaisse couche d'argile et d'anhydrite, est parfaitement imperméable et isole complètement les deux réservoirs.

V.5.2. Exutoires artificiels

L'exploitation du Continental Intercalaire a commencé depuis de longs siècles, par le système traditionnel des foggaras, introduit sur la bordure du plateau du Tademaït dès le 10^{ème} siècle (CDARS, 1999a).

Le document du CDARS (1999a) a reporté aussi que le débit des foggaras (3.6 m³/s) connu à travers des campagnes de mesures effectuées en 1932-1950 et 1960, est resté invariable jusqu'aux années 1970. Par contre, les premiers forages artésiens ont été d'autre part réalisés vers la fin du siècle dernier (El Golea, In Salah), mais leur débit est resté faible (0,25 - 0,3 m³/s) jusqu'en 1950. La réalisation des premiers grands forages (Zelfana, Guerrara, Ouargla, Oued Righ) a ensuite rapidement porté le débit jaillissant, à 3 m³/s (1970).

V.6. Qualité de l'eau

Selon le CDARS (1999a), la qualité de l'eau du Continental Intercalaire est bonne (minéralisation totale < 1,5 g/l) à très bonne (< 0,5 g/l) sur ses zones d'affleurement et à proximité de celles-ci, à l'exception du secteur d'In Salah où l'on rencontre des eaux plus salées à proximité des zones d'évaporation.

Elle est encore relativement bonne (< 2,5 g/l) à Ghardaïa, Ouargla et El Oued. Selon la même source, la nappe se sale assez rapidement vers le centre du bassin (Hassi-Messaoud, Grand Erg Oriental, avec des minéralisations dépassant 4 à 5 g/l, voire 10 g/l dans le secteur d'El Borma).

Cette augmentation de la salinité va de paire avec l'augmentation de la température, qui dépasse 50°C pour des profondeurs de l'ordre de 1500 m.

VI. ETAT ACTUEL DES CONNAISSANCES DE L'EXPLOITATION DE LA NAPPE DU CONTINENTAL INTERCALAIRE

VI.1. Historique des prélèvements

Selon PNUD-UNESCO (1972), les premiers forages artésiens captant le Continental Intercalaire ont fait leur apparition en Algérie vers la fin du 19^{ème} siècle (El Goléa en 1891 et In Salah en 1900). Ensuite, le nombre de forages et de régions intéressées ont augmenté à la suite des améliorations de la technique de forage et de pompage, permettant de forer et de pomper de plus en plus profondément.

L'augmentation brusque du débit entre 1950 et 1960 reflète la réalisation des grands forages dans le bassin du Bas-Sahara à l'Est du M'Zab : Zelfana, Guerrara, Ouargla et Oued Righ. Le pompage se limite au M'Zab où il débute en 1938 avec quelques litres/seconde et il prend de l'importance après 1950.

L'annexe III résume l'historique des prélèvements d'eau du CI depuis 1957 jusqu'à 1998.

VI.2. Situation actuelle du Continental Intercalaire

Il est vrai que la nappe albiennaise renferme d'énormes quantités d'eau. Néanmoins, un volume démesuré est extrait chaque jour de cet immense réservoir sans se préoccuper des conséquences ni de la qualité de cette eau. C'est pour cette raison qu'il est nécessaire, afin d'évaluer l'état actuel du CI, de revoir la disponibilité en eau de cette nappe. Ce paramètre est présenté dans le tableau qui suit.

Tableau 3 : Disponibilités en eau du CI en Algérie.

Wilaya	Disponibilités en hm ³ /an	Nombre de forages	Potentialités en million litres
Adrar	680	425	63750
Ghardaia	275	171	85500
Tamenrasset	95	59	8850
Illizi	25	16	9600
Ouargla	494	78	156000
El Oued	92	15	30000
Total	1661	764	353700

Source : KHADRAOUI Z., (2006).

La situation actuelle de la nappe du Continental Intercalaire sera traitée en tenant compte de plusieurs paramètres.

VI.2.1. Situation par rapport aux prélèvements

Au niveau de l'ensemble de la nappe, l'Algérie exploite 87% du débit contre seulement 11% pour la Tunisie et 2% pour la Libye.

Selon le CDARS (1999c), la tendance des prélèvements va vers la zone Sud Ouest de la nappe où nous distinguons la prédominance des régions du Touat, Gourara et du Tidikelt qui prélèvent actuellement 44% de l'exploitation totale (foggaras non comprises). Cependant, l'artésianisme est très important.

VI.2.2. Situation par rapport à la salinité

Deux secteurs se distinguent (tableau 4) :

- un secteur Ouest peu minéralisé, avec une zone très peu salée centrée sur El Goléa et une zone un peu plus salée centrée sur Adrar ;
- un secteur Est plus salé, mais avec des hétérogénéités (de 1,5 à 4 g/l autour de Ouargla, jusqu'à atteindre 6 g/l au Sud Est de Hassi Messaoud).

VI.2.3. Situation par rapport à la température

La température de l'eau de la nappe du CI présente un gradient croissant du Sud du Sahara (environ 25°C à In Amenas, In Salah, Adrar) jusqu'au Nord (70°C dans les Ziban et les Ksour).

Il est à noter que ce gradient s'applique aussi pour la profondeur de la nappe présentant la même tendance avec des forages peu profonds au Sud (de l'ordre de 200 m) et atteignant plus de 1500 m au Nord du Sahara algérien. La carte de répartition des températures du CI est présentée en annexe IV.

Le tableau suivant résume la situation actuelle du Continental Intercalaire selon la localisation géographique.

Tableau 4 : Zonage géographique et caractéristiques générales du CI.

Localisation	Profondeur de forage	Profondeur de pompage	Salinité	Température
Limite Nord du Souf	2.500 à 3.000 m	Fortement artésienne (piézométrie de 250 m/ au niveau du sol)	- Entre 2 et 3 g/l (peu de données)	70 à 80 °C
Sud-Ouest des Ziban, Nord de l'Oued Righ et Centre du Souf	1.500 à 2.500 m	Fortement artésienne (piézométrie de 200 m/ au niveau du sol)	- Entre 2 et 3 g/l	60 à 70 °C
Nord des Tassili, Ouargla, Sud de l'Oued Righ et du Souf, est du M'Zab	1.000 à 1.500 m	Artésienne piézométrie / au niveau du sol variant de 200 à 0 m du nord au sud)	- Supérieur à 5g/l au Sud d'Hassi Messaoud - Entre 3 et 5 g/l à El Borma - Entre 1 et 2 g/l au Nord de d'Hassi Messaoud et vers Zelfana	40 à 60 °C
Ouest du M'Zab, Gourara, Touat, Tidikelt Nord-est des Tassili	300 à 1.000 m	Pompage entre 50 et 300 m Possibilité d'affleurement dans le Touat	- Entre 2 et 4 g/l à In Salah - Entre 0,5 et 1 g/l entre Adrar et Timimoum - Inférieur à 0,5 g/l à El Goléa	25 à 40 °C

Source : CDARS, (1999c).

VI.3. Affectation de l'eau

VI.3.1. Eau à usage agricole

Le secteur agricole est de loin, le plus grand consommateur d'eau. L'exploitation de cette nappe tend donc presque exclusivement vers l'usage agricole. Le potentiel en eau affecté annuellement à l'agriculture est évalué par KHADRAOUI Z. (2006) à près de 1.95 milliards de mètres cubes.

Le potentiel de terres irrigables est évalué, selon la même source, à 1,24 millions d'hectares mais les superficies irriguées en Algérie ne sont que de 360 000 hectares environ, ce qui représente 5% de la SAU de tout le pays.

VI.3.2. Eau potable et industrielle

La consommation d'eau potable reste modeste. Elle représente un pourcentage faible (environ 10%) de l'exploitation totale.

L'approvisionnement en eau potable et industrielle s'est beaucoup développé durant la décennie (1995-2005), malgré les restrictions dues à la sécheresse.

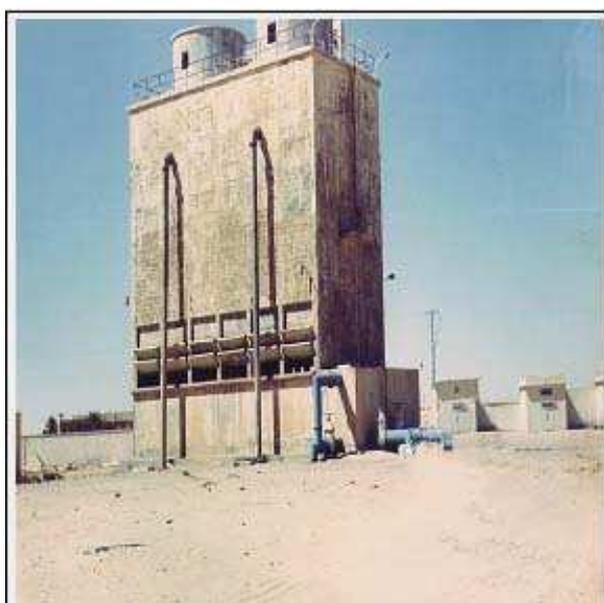
VII. PROBLEMES TECHNIQUES LIES A L'EXPLOITATION DU CONTINENTAL INTERCALAIRE

VII.1. Température élevée de l'eau

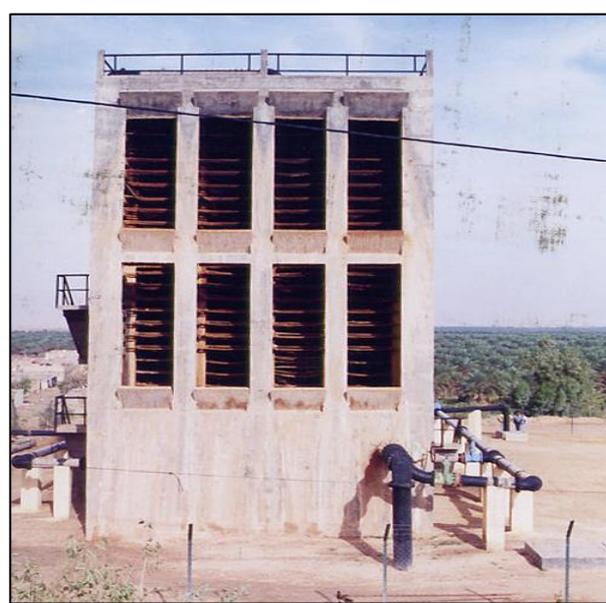
L'eau de l'albien à une température située entre 25 à 70°C (tableau 4 et annexe IV), la rendant peu commode pour l'utilisation, surtout en été. Cette chaleur pourrait être utilisée en hiver pour chauffer les appartements et les cultures sous serres, induisant un gain d'énergie. Néanmoins, son usage en AEP et en irrigation nécessite un refroidissement.

L'étude ERESS effectuée en 1970 retient deux types de refroidissement.

- Le refroidissement à ventilation naturelle (ancien système);
- Le refroidissement à ventilation forcée.



A : Refroidisseur à ventilation naturelle



B : Refroidisseur à ventilation forcée

Source : HELAL F. & al. (2004).

Photo 2 : Système de refroidissement de l'eau du CI.

VII.2. Profondeur excessive des forages

A défaut d'un suivi régulier et d'un entretien permanent par des équipes spécialisées et équipées en matériels adéquats, les forages profonds peuvent créer des problèmes très graves sur l'environnement lorsqu'ils s'effondrent (cas de l'effondrement à Berkaoui et à Zaccar de la Wilaya de Ouargla).

Le cas des forages pétroliers reconvertis en puits d'eau à la suite de recherches infructueuses est très fréquent. Plusieurs forages, surtout dans la Wilaya d'Illizi, coulent actuellement dans la nature et peuvent engendrer à tout moment des problèmes environnementaux.

La prise en charge du bouchage des puits, notamment dans les zones vulnérables (salifères), a permis d'écarter tout risque d'effondrement.

VIII. IMPACT DE L'UTILISATION DES RESSOURCES EN EAU SOUTERRAINE SUR LE MILIEU

La fréquence d'utilisation actuelle des ressources en eau souterraine à long terme va créer d'une manière générale au Sahara Septentrional une perturbation importante dans les deux nappes du Continental Intercalaire et du Complexe Terminal.

Ces prélèvements entraîneront :

- La disparition progressive de l'artésianisme ;
- L'assèchement des puits de faibles profondeurs et des foggaras ;
- Le tarissement des exutoires ;
- La dégradation de la qualité des eaux notamment celle du Complexe Terminal, principalement dans les régions des Chotts et dans l'Oued Righ ;
- La remontée des nappes phréatiques vers la surface (nuisible pour les cultures).

Les équipements inadéquats des forages profonds peuvent engendrer des situations graves et irréversibles, notamment dans les zones présentant des horizons salifères. Les tubages peuvent se corroder (cas de Gassi Touil, Wilaya de Ouargla) et occasionner des fuites d'eau ; ils se chargent en sels lors de leur ascension et peuvent modifier la qualité des eaux de la nappe du Complexe Terminal.



Chapitre II :

La Turbine Hydraulique

CHAPITRE II : LA TURBINE HYDRAULIQUE

I. LES ROUES HYDRAULIQUES

Nous ne savons pas avec certitude par qui, où et quand la force et l'énergie, que possède un courant d'eau ont été exploitées pour la première fois. En revanche, il semble probable que l'inspiration soit venue d'un autre usage plus ancien de l'eau : l'irrigation.

Autrefois, divers moyens étaient utilisés pour faire monter l'eau des rivières à une hauteur supérieure à celle de leurs rives, pour la mener aux terres en passant par des canaux. L'un d'eux était la *roue perse* ou *saguia* (une grande roue montée sur un axe horizontal avec des cuillères sur son pourtour). Ces roues étaient mises en mouvement par des animaux. L'idée révolutionnaire que le courant d'eau avait une *énergie* et pouvait produire du travail est issue de l'observation faite lors de la libération de la bête, le courant tendait à faire tourner la roue dans la direction opposée. Les roues hydrauliques primitives n'étaient pas différentes de la *saguia* et en les connectant à une pierre, une principale fonction de cette époque leur est donnée : celle de la *pierre à moulin*.

Selon ARPE J. (2003), les premières roues hydrauliques ont été construites en Asie, en Chine et en Inde il y a 2200 ans ; depuis l'Asie elles ont été transmises à l'Egypte, à l'Europe (600 ans après l'Asie) et à l'Amérique. LEONARD DE VINCI, GALILEE et DESCARTES ont fait des études théoriques et mathématiques sur ces roues.

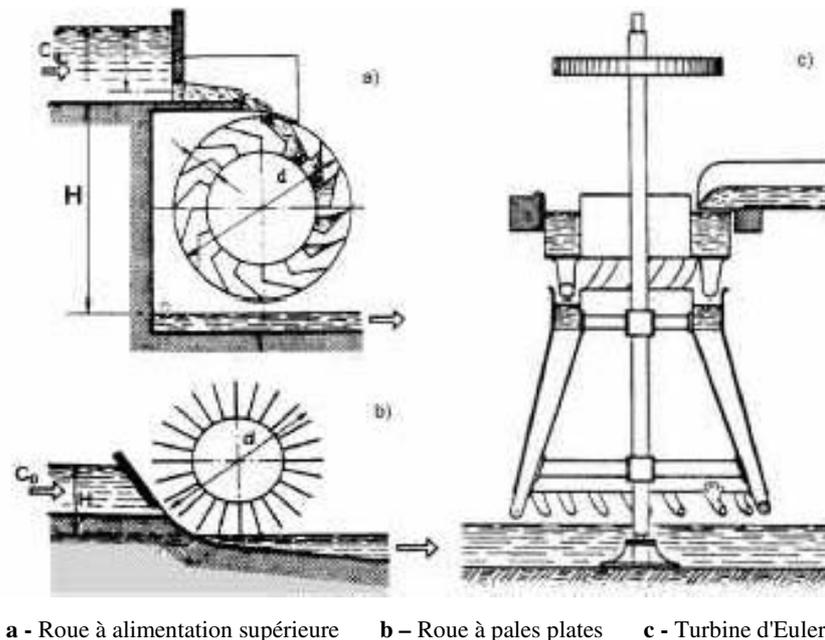
ARPE J. (2003) a mentionné aussi dans son document que le physicien et mathématicien ANTOINE PARENT (1666-1716) a étudié pour la première fois le fonctionnement des roues hydrauliques et ingénieusement prévoit qu'il existe une relation optimale entre la vitesse de la roue et la vitesse du courant d'eau. Les améliorations faites aux roues ont donné naissance à la construction de roues d'impulsion et de réaction, présentant l'avantage de tirer profit de l'énergie cinétique, et ainsi permettant la réduction de leur taille.

L'évolution de la technologie de la transmission électrique a permis le grand développement des centrales hydrauliques et par conséquent des turbines hydrauliques. Elles ont évolué de manière à pouvoir augmenter toujours plus leur vitesse de rotation, leur rendement et obtenir des puissances plus élevées.

L'étude des turbomachines hydrauliques en tant que science n'a commencé, d'après CAUVIN & *al.* (1986), que lorsque EULER publie en 1754 à Berlin son fameux mémoire sur les machines hydrauliques, où il expose sa théorie des machines à réaction : « *Théorie plus complète des machines qui sont mises en mouvement par la réaction de l'eau* ». Dans ce travail de mémoire, EULER développe pour la première fois l'équation fondamentale des turbomachines.

Plus tard, d'après la même source, le français CLAUDE BURDIN (1790-1873), professeur de l'Ecole des mines de Saint-Etienne, dans son célèbre mémoire « *La théorie des turbines hydrauliques ou machines rotatives à grande vitesse* » imprime pour la première fois le mot "turbine" dans le vocabulaire technique. Le mot turbine vient du latin *turbo-inem*, qui veut dire rotation ou tour.

Le développement des turbines hydrauliques peut se résumer dans ces principales étapes de la manière suivante : le 18^{ème} siècle est celui de sa gestation, le 19^{ème} siècle celui de sa naissance (roues Pelton et Francis) et le 20^{ème} siècle celui de son développement (ARPE J., 2003).



Source : ARPE J., (2003).

Figure 4 : Différentes roues hydrauliques.

II. LES TURBOMACHINES HYDRAULIQUES

II.1. Définition

PLUVIOSE M. & al. (2002) ont défini une turbomachine dans leur article comme étant un ensemble mécanique dont le rôle est d'assurer un échange de travail entre un fluide en écoulement et un rotor animé d'un mouvement de rotation généralement uniforme autour de son axe.

II.2. Classification des turbomachines

Selon le sens de l'échange d'énergie, la turbomachine est dite (PLUVIOSE M. & al., 2002):

- **Génératrice** lorsqu'elle communique de l'énergie au fluide;
- **Réceptrice** lorsqu'elle en reçoit de celui-ci.

Puisque la turbomachine consomme ou recueille de l'énergie mécanique sur son arbre, elle doit être nécessairement accouplée à une autre machine.

Comme d'une manière générale, un apport d'énergie au fluide s'accompagne d'une augmentation de sa pression et, qu'inversement, un emprunt d'énergie est associé à une diminution de pression, on parle indistinctement de turbomachines génératrices ou de *compression* et de turbomachine réceptrice ou de *détente*.

Les turbomachines de **détente** portent le nom de **turbines**, alors que celles de **compression** se subdivisent en :

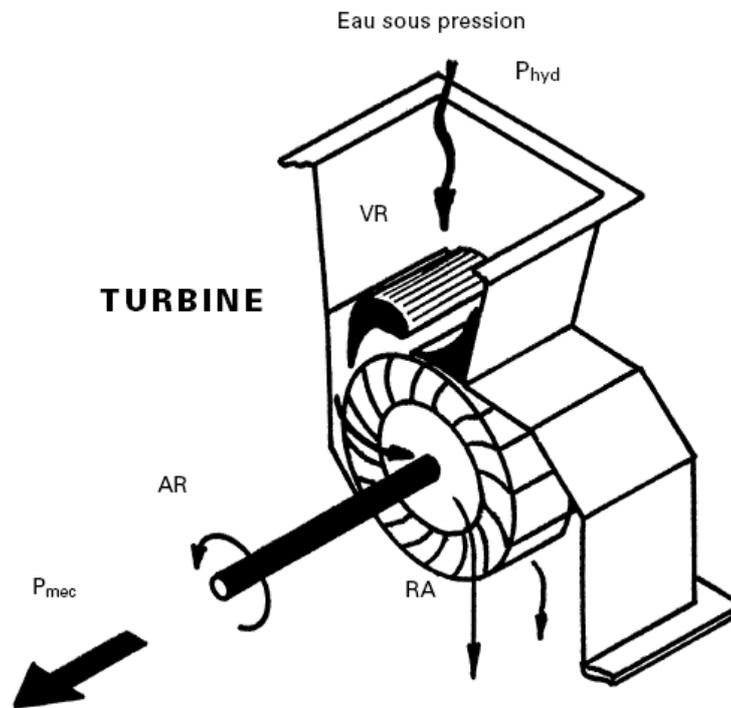
- **pompes**, dans lesquelles le fluide en mouvement est liquide et donc incompressible ;
- **compresseurs** et **soufflantes** dans lesquelles la compressibilité du fluide gazeux intervient.

III. LES TURBINES HYDRAULIQUES

III.1. Description générale

Depuis la roue à aubes entraînant un moulin, les machines hydrauliques ont subi une évolution technique considérable. Communément, une turbine hydraulique est une machine qui permet de générer de l'énergie mécanique par la transformation de l'énergie potentielle contenue dans une masse d'eau. Cette énergie mécanique est ensuite transformée en énergie électrique par l'intermédiaire d'un alternateur.

La figure suivante résume le fonctionnement d'une turbine de façon très sommaire.



Source : PACER, (1995a).

Figure 5 : Schéma de fonctionnement d'une turbine.

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

La définition donnée par AJENA (2002) fait intervenir le coté énergétique dans la description générale d'une turbine. Elle est définie comme étant un moteur rotatif entraîné par une veine d'eau transformant la plus grande partie de l'énergie hydraulique en énergie mécanique.

III.2. Classification des turbines

Nous pouvons distinguer deux grandes familles de turbines hydrauliques de grande puissance :

- *Les turbines à impulsion ou turbines à action* ; elles sont préférentiellement utilisées sur des cours d'eau ayant une chute d'eau supérieure à 60 mètres. Elles peuvent générer de l'énergie avec des hauteurs d'eau importantes voire même phénoménales. Elles transforment l'énergie cinétique d'un jet d'eau de très haute vitesse en la transmettant à une génératrice. La turbine Pelton fait partie de cette famille.
- *La seconde famille est celle des turbines à réaction* ; c'est-à-dire les turbines qui combinent l'énergie cinétique de l'écoulement du fluide et l'apport de la pression pour les transformer en énergie mécanique et par la suite, en énergie électrique. Ce type de turbine est généralement utilisé dans les endroits où le débit d'eau est prépondérant sur la chute (inférieure à 50 mètres avec des débits importants). Les turbines faisant partie de cette catégorie sont : les turbines Francis, à écoulement radial et les turbines Kaplan ou hélices, à écoulement axial.

IV. LES TURBINES A ACTION

Une turbine à action est caractérisée par le fait que l'énergie, à la sortie du distributeur, est strictement et entièrement fournie sous forme d'énergie cinétique. L'énergie potentielle de la chute d'eau est convertie par des injecteurs en énergie cinétique. Ce sont les turbines Pelton et CrossFlow. Selon AJENA (2002), ces turbines sont les plus simples d'utilisation et de conception mais sont également les moins efficaces.

IV.1. Turbines Pelton

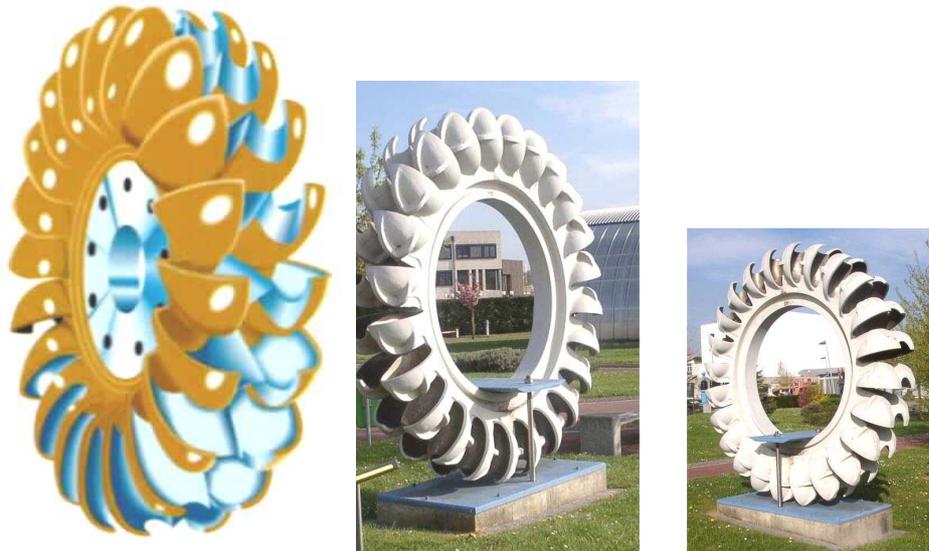
La turbine Pelton est une turbine dite à action pure parce que les pressions d'entrée et de sortie de la roue sont égales.

IV.1.1. Description de la turbine

La turbine Pelton est utilisée pour les hautes chutes (10 à 500 m) et petits débits (20 à 1000 l/s). Elle est constituée d'une roue à augets mise en mouvement par un jet provenant d'un ou de plusieurs injecteurs.

Les augets sont profilés (sorte de cuillères doubles métalliques) pour obtenir un rendement maximum tout en permettant à l'eau de s'échapper sur les côtés de la roue. Ils comportent une échancrure qui assure une pénétration progressive optimale du jet dans l'auget.

La turbine Pelton a pour avantages un très bon rendement sur toute la plage des débits, ainsi que sa simplicité mécanique.



Source : WIKIPEDIA, (2008).

Photo 3 : La roue Pelton.

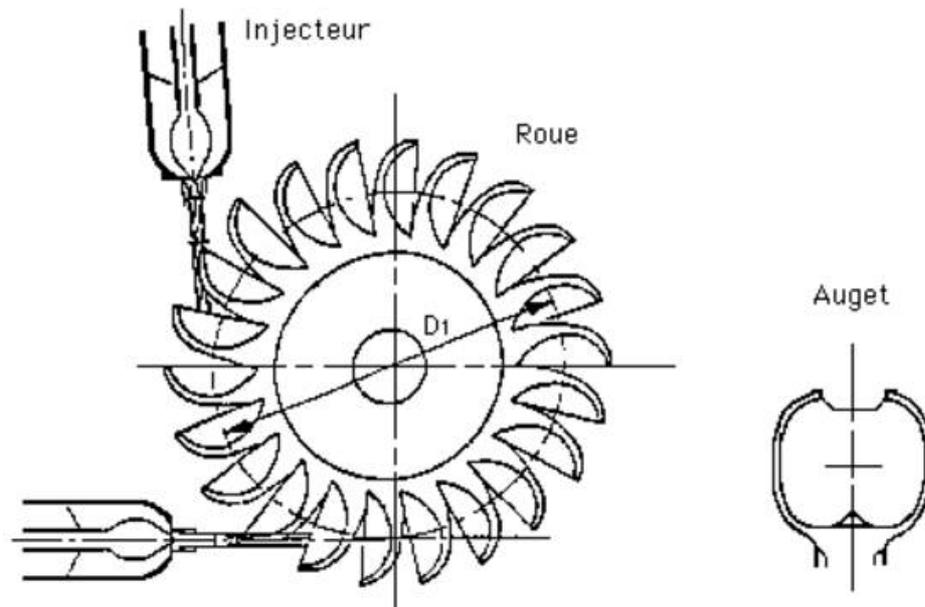
L'injecteur est conçu pour produire un jet cylindrique aussi homogène que possible avec un minimum de dispersion. Selon SAYERS A.T. (1990), il peut y avoir plusieurs injecteurs, donc plusieurs jets sur la roue Pelton, de façon à répartir la charge et optimiser les performances de la turbine (Annexe V).

Le débit est réglable à l'aide d'un pointeau mobile à l'intérieur de l'injecteur qui se déplace grâce à un servomoteur hydraulique ou électrique.

La vitesse de rotation de la roue est comprise entre 500 et 1500 tr/min ce qui a l'avantage de permettre une liaison directe entre la turbine et la génératrice et d'avoir ainsi un encombrement réduit.

IV.1.2. Principe de fonctionnement

La turbine Pelton est caractérisée par le fait que l'énergie, à la sortie du distributeur, est entièrement sous forme d'énergie cinétique. L'échange d'énergie a lieu à pression constante généralement à la pression atmosphérique. Un jet libre exerce une force sur les augets, placés à la périphérie de la pièce tournante, qui est transformée en couple et en puissance mécanique sur l'aube de la turbine.

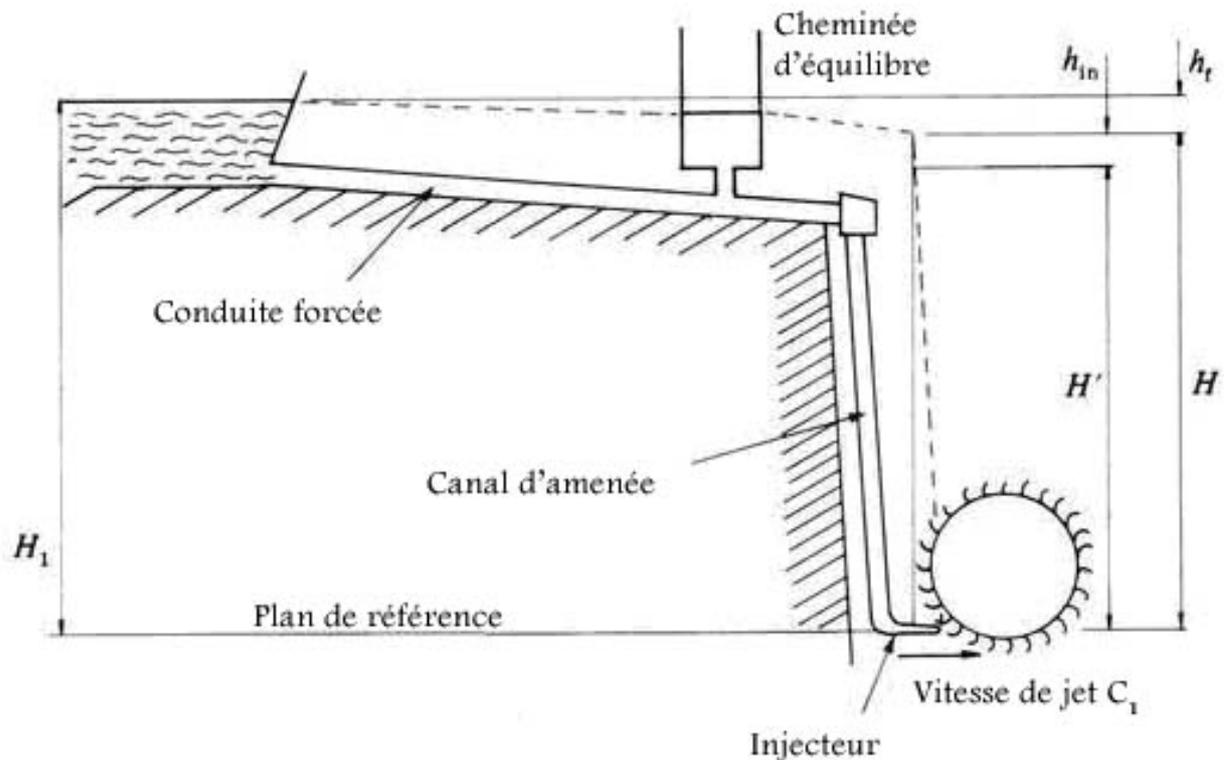


Source : PACER, (1995a).

Figure 6 : Vue schématique d'une turbine Pelton à deux jets.

Les jets font impact sur les augets qui le dévient de 160° à 165° dans le même plan (YANNIK A., 2005). Ce changement de quantité de mouvement du jet produit une force et entraîne la rotation de la roue, pour la production d'électricité. L'eau sous pression est envoyée par des distributeurs dans le plan de la roue et, grâce à l'échancrure au centre des augets, peut attaquer plusieurs augets à la fois.

Chacun des distributeurs est essentiellement constitué d'un injecteur avec buse et aiguille d'injection réglable pour permettre une alimentation totale, partielle ou nulle. Le système permet donc de fermer l'injecteur aussi lentement qu'il est nécessaire car une fermeture trop rapide peut provoquer des coups de bélier dans la conduite d'alimentation. Un déflecteur permet de dévier le jet rapidement en cas d'emballement de la roue afin de la protéger.



Source: SAYERS A.T., (1990).

Figure 7 : Installation hydroélectrique d'une turbine Pelton.

La figure 7 présente un schéma d'une installation hydroélectrique classique d'une turbine Pelton. H_1 représente la hauteur **physique** de l'eau, tandis que H' représente la hauteur **utile** pour faire tourner la roue. Après considérations des pertes de charge dans le circuit hydraulique et dans l'injecteur, la hauteur d'eau H_1 est diminuée de sorte que la puissance nette à la sortie de la turbine sera calculée avec la hauteur H' .

IV.1.3. Paramètres de la turbine

Le diamètre de la roue est la principale caractéristique de la roue Pelton. La formule pour calculer le diamètre est donnée par ARPE J. (2003) en fonction de la vitesse angulaire.

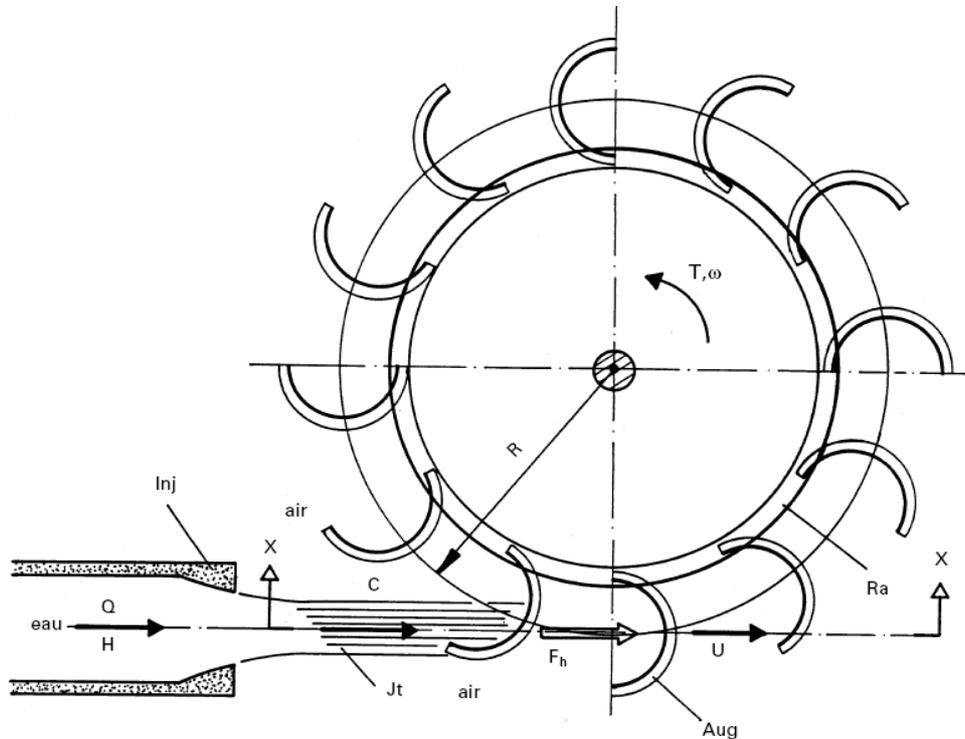
$$v_1 = k_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = \omega \cdot \frac{D_1}{2} \quad , \quad \text{d'où :}$$

$$D_1 = \frac{2 \cdot k_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}}{\omega}$$

Avec :

- D_1 : Diamètre de référence en (m).
- v_1 : Vitesse périphérique de la roue en (m).
- ω : Vitesse de rotation en (rad/s).
- k_1 : Coefficient dépendant du type d'écoulement (0,44...0,48).

L'équation précédente met en relation le diamètre, la vitesse angulaire et la hauteur de chute. Cela veut dire que pour fixer un diamètre, il suffit de connaître la vitesse de rotation ω et la hauteur de chute H . La figure 8 met en valeur tous les paramètres de la turbine Pelton.



Source : PACER, (1995a).

Figure 8 : Schéma d'une turbine Pelton avec ses paramètres de fonctionnement.

Composants :

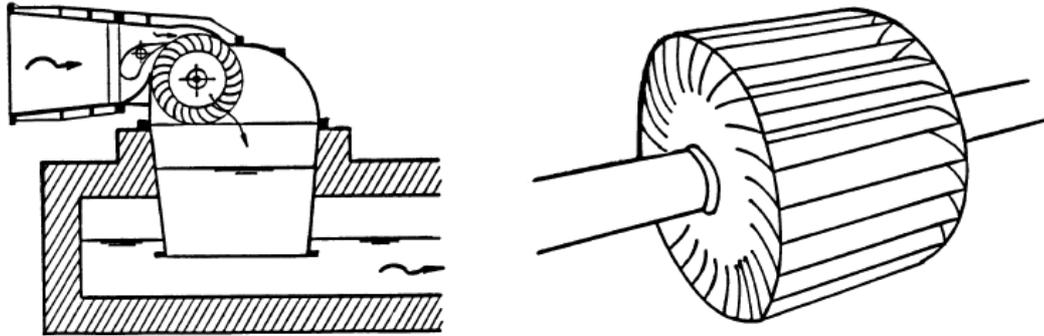
Inj: Injecteur
 Jt : Jet d'eau
 Ra: Roue de la turbine
 Aug: Auget

Paramètres :

Q : Débit (m^3/s)
 H : Chute nette (m)
 $E = gH$: Energie massique nette (J / kg)
 $c \approx (2.g.H)^{1/2}$: Vitesse du jet d'eau (m/s)
 R : Rayon de la roue tangent au jet (m)
 $U = \omega \cdot R$: Vitesse périphérique de la roue à l'auget (m/s)
 F_h : Force hydrodynamique du jet sur l'auget (N)
 $T = R \cdot F_h$: Couple sur l'arbre (Nm)
 ω : Vitesse de rotation (rad/s)

IV.2. Turbines CrossFlow

La turbine CrossFlow ou Banki-Mitchell est appelée turbine à **flux traversant** car sa particularité est que l'eau traverse deux fois la roue (figure 9).



Source : PACER, (1995a).

Q petit à moyen	$N_s = 30 \dots 210$
H moyen à petit	$n_q = 10 \dots 70$
	$v = 0,06 \dots 0,45$

Figure 9 : Turbine CrossFlow.

IV.2.1. Description de la turbine

La turbine Crosflow convient pour des débits de 20 à 1000 l/s et des chutes de 1 à 200 mètres (AJENA, 2002). Elle est constituée de trois parties principales (figure 10) :

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

Cette turbine est de construction très simple. Cependant, elle est actuellement peu utilisée par les constructeurs du fait de son faible rendement.

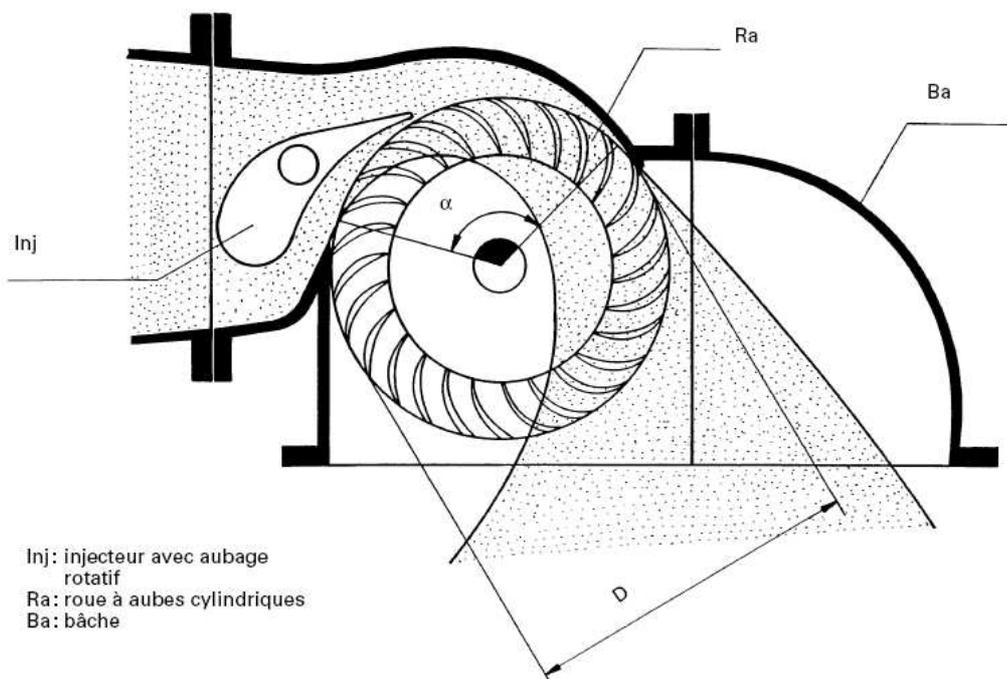
IV.2.2. Principe de fonctionnement

L'injecteur est de section rectangulaire présenté sous forme d'une aube profilée rotative, similaire à une vanne papillon. Ceci permet des débits relativement élevés.

Le flux d'eau traversant deux fois la roue permet de dégager les débris bloqués sur l'aube à l'entrée. Elle est dite *autonettoyante*.

Le rendement maximum de ce type de turbine, selon ARPE J. (2003), est moyen et reste compris entre 80 et 83 %. La vitesse de rotation est généralement basse ce qui fait qu'un multiplicateur à engrenages ou à courroie doit être intercalé entre la turbine et le générateur électrique.

La figure suivante présente les différents paramètres de fonctionnement de la turbine CrossFlow.



Source : ARPE J., (2003).

Figure 10 : Vue en coupe d'une turbine CrossFlow.

Selon AJENA (2002), la turbine est souvent divisée en 2 secteurs de largeur 1/3 et 2/3 respectivement et qui peuvent être mis en fonction séparément ou ensemble. Ainsi, avec ce système, il est possible d'obtenir un rendement satisfaisant sur toute la plage des débits.

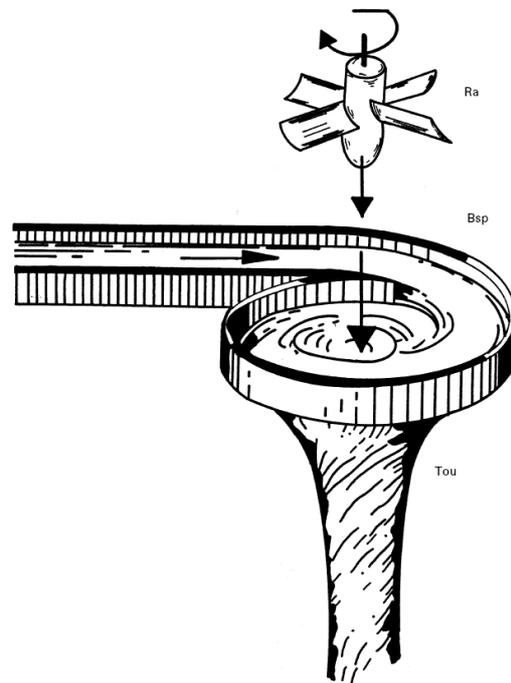
Le diamètre et la largeur sont les deux principales caractéristiques de la roue de la turbine CrossFlow. Cependant, il est nécessaire d'avoir le rapport largeur/diamètre entre 0,3 et 4 (ARPE J., 2003). Ce rapport est en fonction de la hauteur de chute qui est limitée par la résistance mécanique des aubes.

V. LES TURBINES A REACTION

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

Deux principes sont à la base de son fonctionnement (ARPE J., 2003) :

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



Source : PACER, (1995a).

Bsp : Bâche spirale.

Ra : Roue à aubes de la turbine, placée dans le tourbillon d'eau **Tou**.

Figure 11 : Schéma général d'une turbine à réaction.

L'écoulement de l'eau provoque sur le profil de l'aube une force hydrodynamique induisant un couple sur l'arbre de la turbine.

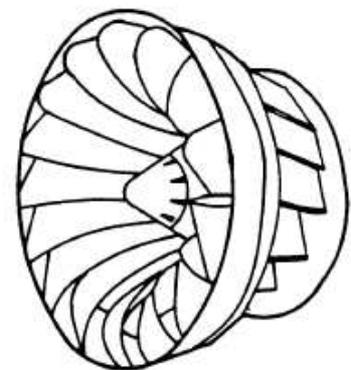
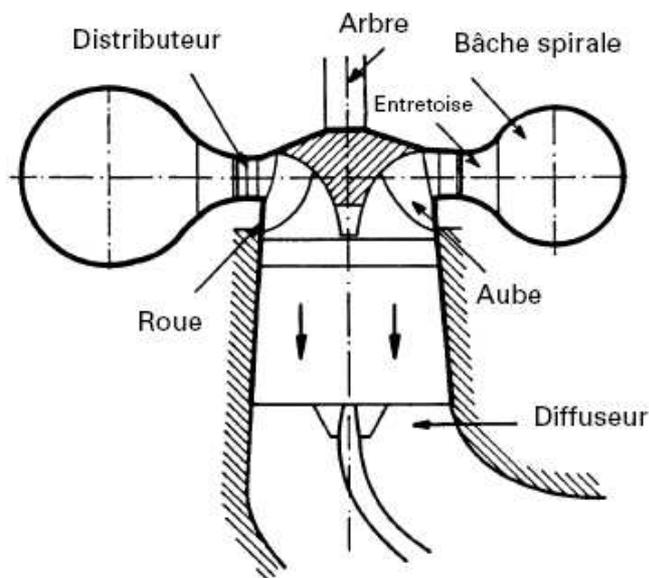
La figure 11 présente une image schématique d'une turbine à réaction.

V.1. Turbines Francis

V.1.1. Description

La turbine Francis est une machine à réaction, ce qui signifie que la pression, à l'entrée de la roue, est supérieure à la pression de sortie de la roue. Selon PACER (1995a), elle est utilisée pour de moyennes chutes (10 à 100 m) et des débits moyens (100 à 6000 l/s). Elle peut développer des puissances très importantes.

D'après la description donnée par ARPE J. (2003), la turbine Francis comporte une bêche spirale alimentant un distributeur à aubages orientables, une roue à pales fixes placées à l'intérieur du distributeur et un diffuseur recevant l'eau à la sortie de la roue et la conduisant à la sortie de la turbine (figure 12).



Source : PACER, (1995a).

Q moyen	$N_s = 50 \dots 350$
H moyen	$n_q = 16 \dots 120$
	$v = 0,1 \dots 0,75$

Figure 12 : Turbine Francis.

V.1.2. Principe de fonctionnement

L'eau entre en premier dans la volute (bâche spirale). Elle circule dans l'avant-distributeur à aubes fixes puis à travers un cercle de vannage à aubes mobiles.

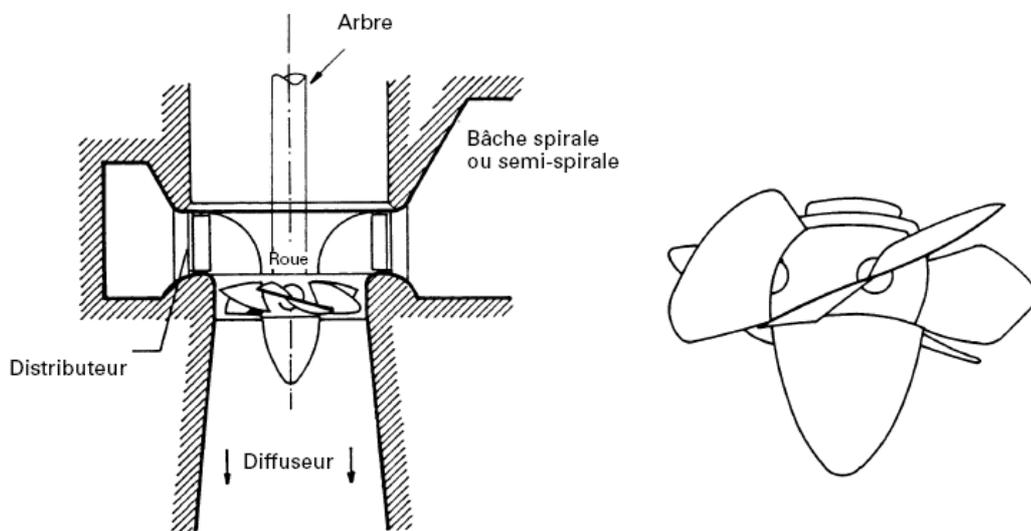
L'eau pénètre ensuite dans la roue de manière radiale puis est évacuée axialement dans le diffuseur. La roue de la turbine est placée à l'intérieur du distributeur. L'arbre de la turbine est couplé au générateur réalisant la transformation mécanique en énergie électrique.

La turbine Francis a de bons rendements et sa vitesse de rotation est rapide (jusqu'à 1000 tr/min). Elle est généralement utilisée lorsque le débit à disposition varie faiblement au cours du temps.

V.2. Turbines Kaplan

V.2.1. Description de la turbine

Les turbines Kaplan sont des machines à réaction. Selon ARPE J. (2003), elles sont utilisées pour de faibles chutes (moins de 10 m) et des débits importants (300 à 10 000 l/s).



Source : PACER, (1995a).

Q grand
H petit
Ns = 200 950
nq = 65 300
v = 0,4 2,0

Figure 13 : Turbine Kaplan.

Les turbines Kaplan se caractérisent par la roue qui est similaire à une hélice de bateau dont les pales sont réglables en marche (Kaplan) ou fixes (hélices). L'eau est dirigée vers le centre de la roue par un distributeur orientable ou fixe. A la sortie, un aspirateur permet de limiter les effets de turbulence. Ces turbines dont la vitesse de rotation est faible présentent l'avantage d'avoir de très bons rendements.

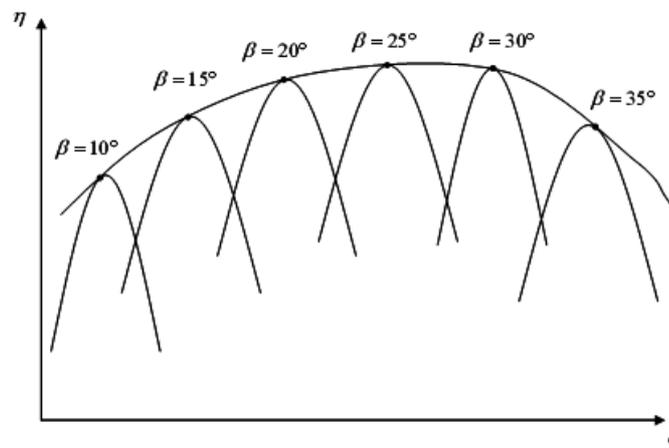
V.2.2. Principe de fonctionnement

Selon VAILLANT Y. (2005), les principes fondamentaux de fonctionnement sont les mêmes que pour les turbines radiales (Francis). Cependant, les caractéristiques particulières pour ce type de turbines axiales sont les suivantes :

- Ces turbines peuvent supporter un très grand débit mais pour une petite chute d'eau, elles nécessitent donc des aubes longues et très solides ;
- Comme l'écoulement en sortie est totalement axial, il y a des ailettes directrices faisant tourner l'écoulement avant l'entrée dans la roue. Celles-ci récupèrent l'énergie cinétique pour faire tourner l'arbre de transmission du générateur.

Le distributeur est placé autour de l'axe vertical, mais la conduite forme ensuite un coude de 90° pour créer un écoulement principalement axial dans la roue elle-même.

La roue d'une turbine Kaplan est dite **ouverte**, les aubages (entre 4 et 8) ne sont pas reliés par une ceinture extérieure, par ailleurs, le diamètre du moyeu est suffisamment important pour y loger un mécanisme permettant d'orienter les pales de la roue ce qui permet aux turbines Kaplan, d'après VAILLANT Y. (2005), de fonctionner sur une plage de chutes et de débits relativement large.



Source : PACER, (1995a).

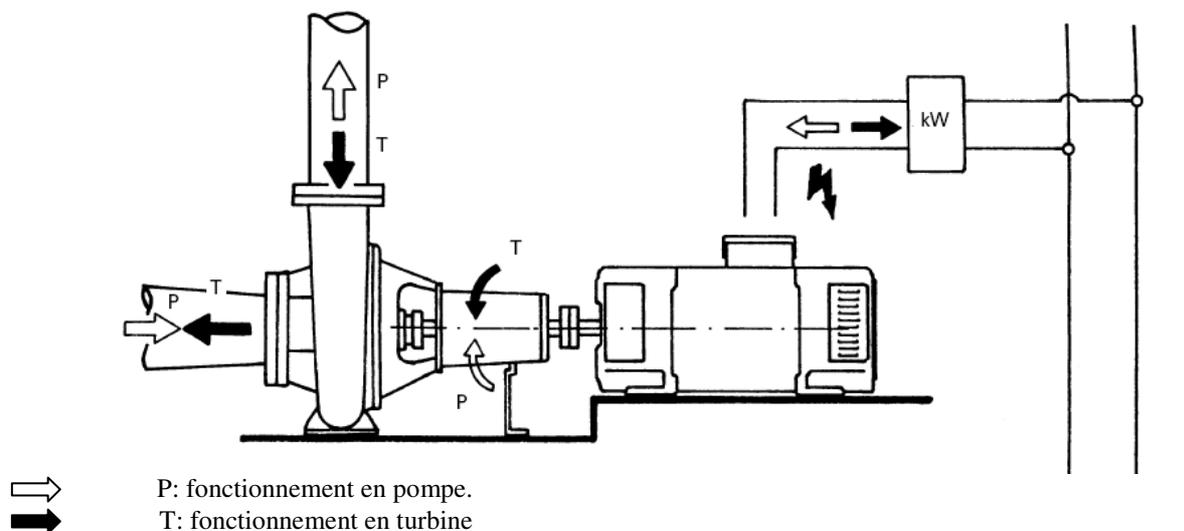
Figure 14 : Courbe de rendement type d'une turbine kaplan.

Grâce à ce réglage supplémentaire, la courbe de rendement **utile** peut être considérée comme l'enveloppe des maxima de rendement pour chaque angle de pale β comme l'illustre la figure 14.

V.3. Pompes inversées

V.3.1. Description de la pompe inversée

La pompe inversée est une pompe standard, elle est utilisée comme turbine en inversant le sens de l'écoulement de l'eau ainsi que celui de la rotation de l'arbre (figure 15).



Source : ARPE J., (2003).

Q faible à moyen	$N_s = 15 \dots 300$
H grand à moyen	$n_q = 5 \dots 100$
	$v = 0,032 \dots 0,634$

Figure 15 : Schéma de fonctionnement de la pompe inversée.

L'application de ce genre de turbine passe des hautes aux basses pressions.

La sélection d'une pompe utilisée comme turbine est très délicate. Il est recommandé de travailler avec des pompes ayant des courbes caractéristiques garanties et mesurées sur un banc d'essai.

V.3.2. Principe de fonctionnement

Le fonctionnement de la pompe inversée peut se comparer à celui d'une turbine Francis dont le distributeur resterait en position fixe. Le point de fonctionnement optimal, d'une pompe utilisée comme turbine, est notablement différent de celui de la même machine utilisée comme pompe.

La chute nette optimale en régime turbine est environ 1,3 à 1,6 fois celle de la pompe, et le débit 1.2 à 1.4 fois, et ce, pour une vitesse spécifique n_q comprise entre 30 et 100.

VI. LA SELECTION D'UNE TURBINE

La turbine constitue le cœur de l'installation hydroélectrique. D'après PACER (1995b), la conception hydraulique d'une turbine est déterminée par le **débit** de l'eau ainsi que la **hauteur** de chute d'un emplacement particulier. La turbine doit aussi tourner à une vitesse conforme à la vitesse d'un alternateur.

La figure 16 montre que les caractéristiques d'efficacité varient considérablement d'un type de turbine à l'autre. De façon générale, avant de porter son choix sur la meilleure conception pour un emplacement, les points suivants doivent être pris en considération :

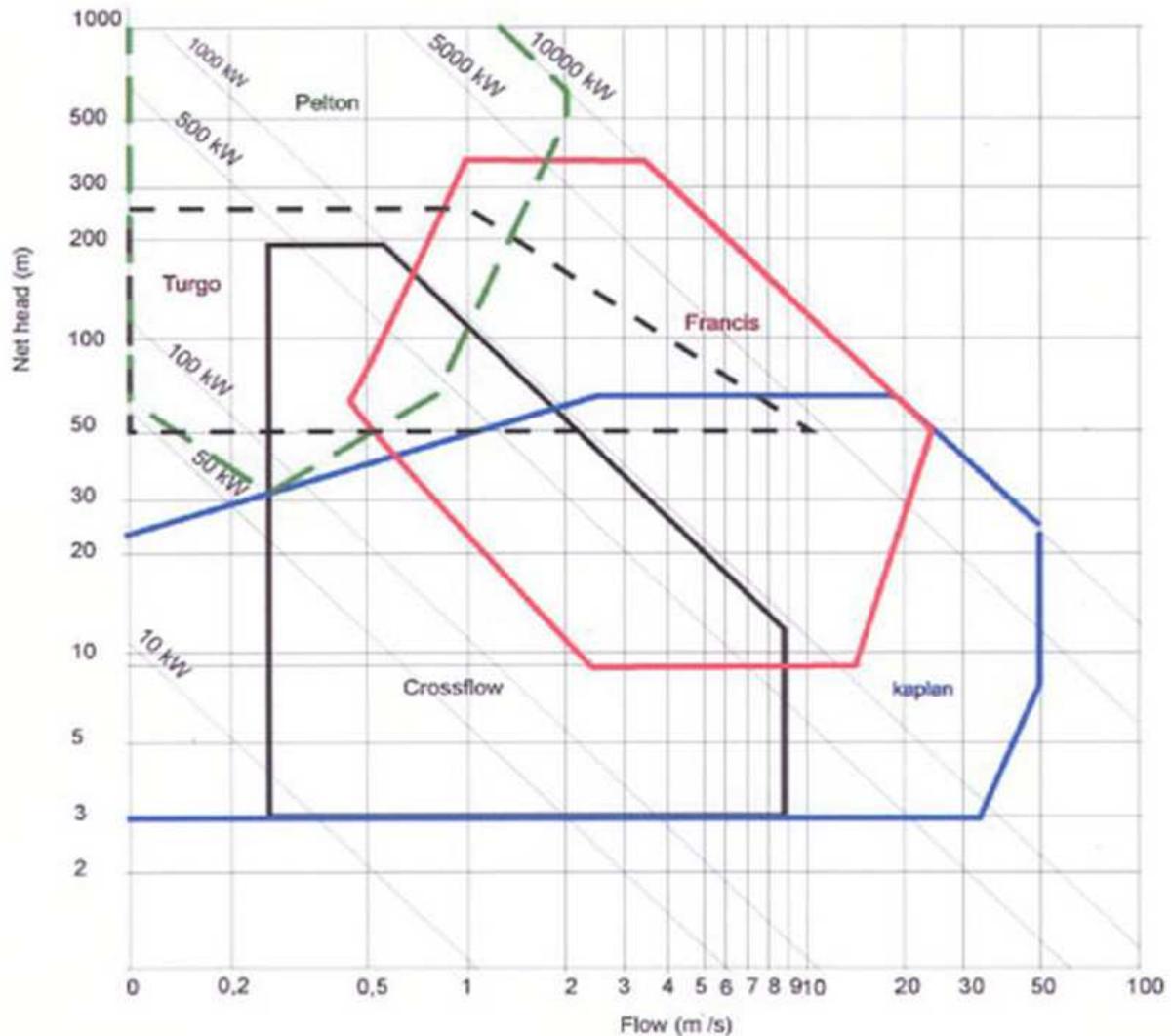
- Utiliser une seule turbine ou en utiliser plusieurs ;
- Utiliser des turbines à hélices (aubages fixes) ou des turbines Kaplan (aubages à pas variables) ;
- Utiliser des turbines Francis ou des turbines Pelton.

Le tableau 5 propose une autre appréciation de la différence présente entre les principaux types de turbines.

Tableau 5 : Tableau comparatif pour les trois principaux types de turbines.

	Pelton	Francis	Kaplan
Vitesse spécifique (rad/s)	0.05 à 0.4	0.4 à 2.2	1.8 à 4.6
Hauteur de chute (m)	100 à 1500	80 à 500	Jusqu'à 60
Puissance (kW)	55	40	30
Rendement (%)	93	94	94

Source: SAYERS A.T., (1990).



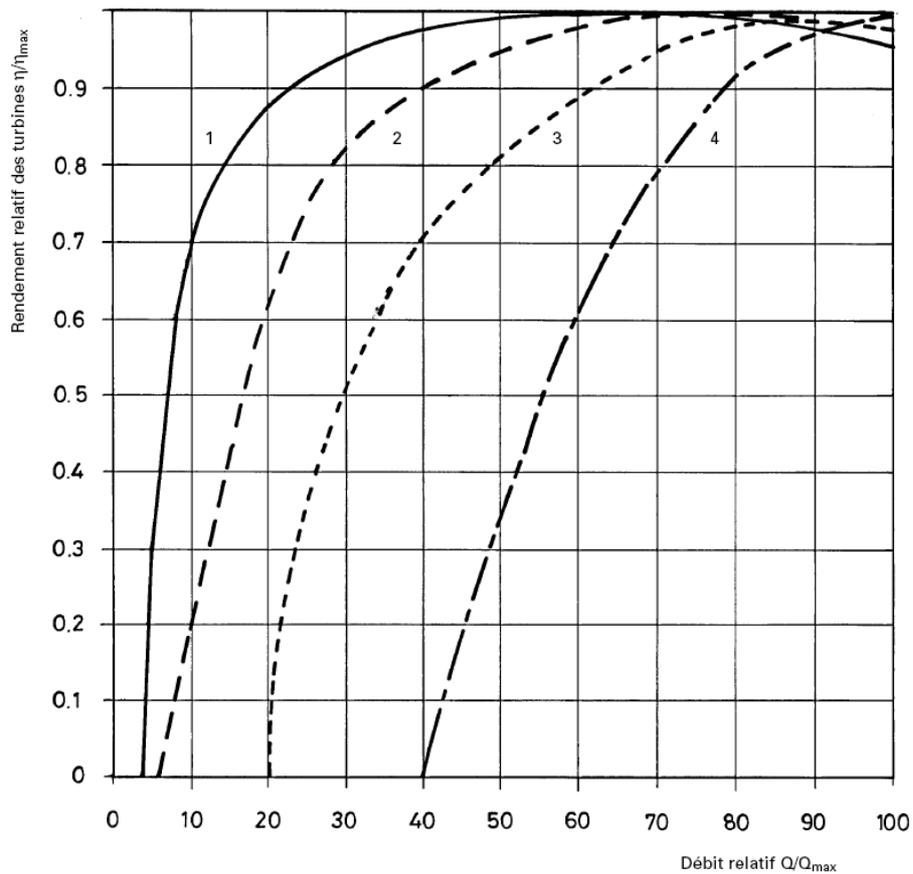
Source : AEPH, (1998).

Figure 16 : Graphique des caractéristiques.

Les abaques des turbines et pompes inversées, qui permettent de présélectionner un type de turbine en fonction de la chute et du débit, sont présentées en annexe VI.

Comme mentionné précédemment, le débit à disposition influence le choix de la turbine. Selon PACER (1995a), l'installation de deux turbines, dans certains cas, peut constituer la solution énergétiquement et économiquement la plus favorable (2 turbines accouplées à un générateur ou 2 groupes indépendants).

La forme des courbes de rendement ainsi que les valeurs des maximums, présentées dans la figure 17, permettent une autre comparaison entre les divers types de turbines.



Source : PACER, (1995a).

Figure 17 : Forme des courbes de rendement de différentes turbines pour des débits variables.

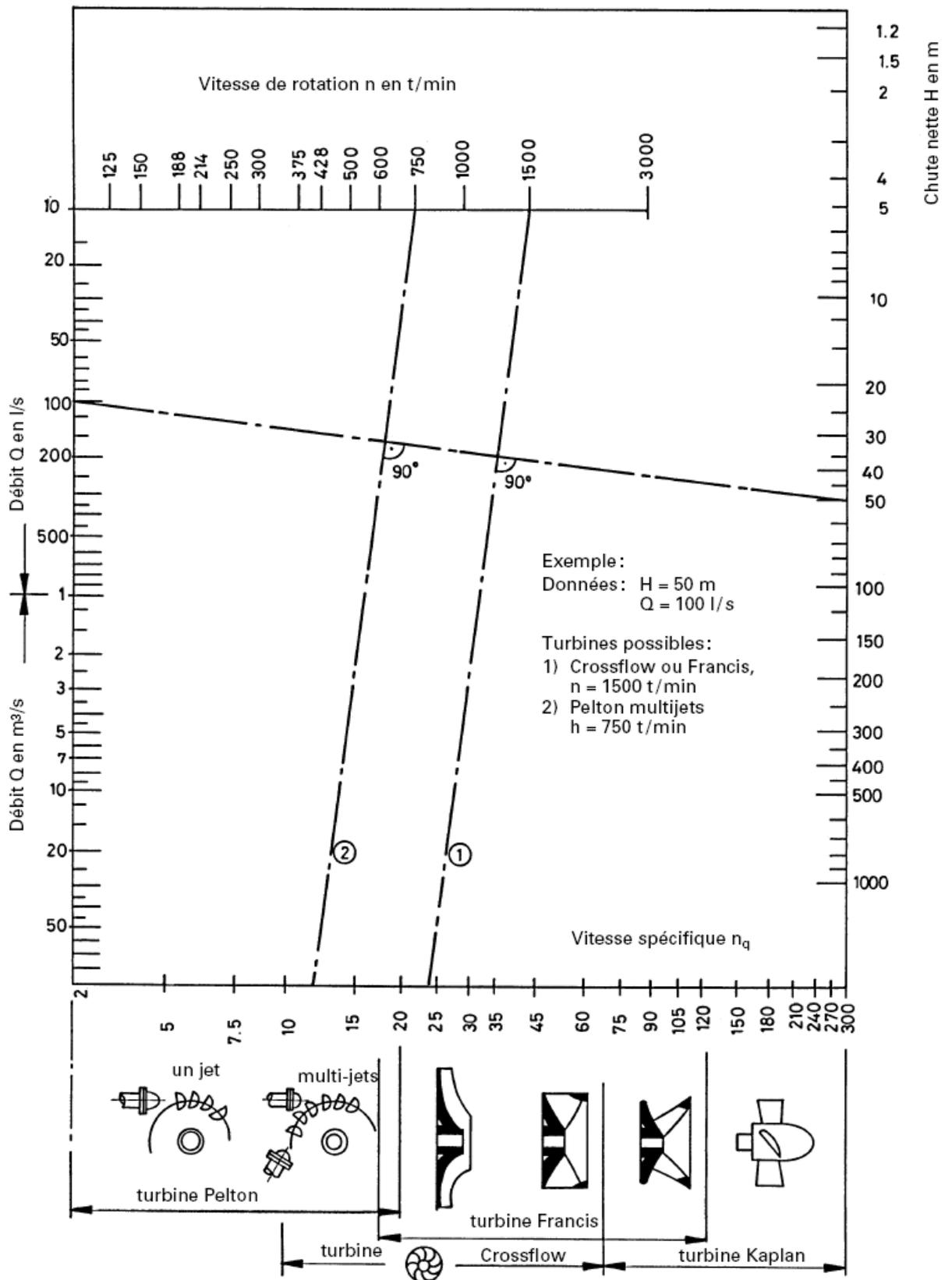
Ordre de grandeur des rendements maximum η_{\max} :

Courbe 1 :	Turbine Pelton	$\eta_{\max} = 84 - 90\%$
Courbe 2 :	Turbine CrossFlow à 2 cellules	$\eta_{\max} = 78 - 84\%$
Courbe 3 :	Turbine Kaplan	$\eta_{\max} = 84 - 90\%$
Courbe 3 :	Turbine Francis	$\eta_{\max} = 84 - 90\%$
Courbe 3 :	Turbine CrossFlow à 1 cellule	$\eta_{\max} = 78 - 84\%$
Courbe 4 :	Pompe inversée	$\eta_{\max} = 75 - 90\%$

L'abaque représentée par la figure 18, permet la sélection ainsi que la comparaison des divers types de turbines en prenant en compte leur **vitesse de rotation**.

Cet abaque montre bien que deux, voire même trois types de turbines, peuvent être considérés pour un site donné :

- Pelton / Francis / CrossFlow pour les chutes moyennes ;
- Francis / CrossFlow / Kaplan pour les chutes faibles.



Source : RESCER, (2000).

Figure 18 : Abaque de sélection de différents types de turbines.

VII. LE GROUPE TURBINE-GENERATEUR

VII.1. Les générateurs

Une fois mise en mouvement, une turbine entraîne directement, ou par l'intermédiaire d'un multiplicateur, un générateur de courant qui transforme l'énergie mécanique disponible sur l'arbre en énergie électrique. Il existe trois types de générateurs.

VII.1.1. Génératrice à courant continu

La production de courant continu n'est envisageable que dans peu de cas. Si l'énergie est produite pour un usage domestique, elle est envisageable pour le chauffage et l'éclairage. Le principal avantage de la génératrice à courant continu, outre son faible prix, est que sa production peut être stockée dans des batteries (PACER, 1995b). Il y a possibilité de conversion du courant continu en alternatif avec un onduleur, mais cet appareillage est généralement coûteux.

VII.1.2. Génératrice synchrone

Cette génératrice de courant est aussi appelée alternateur. Sa caractéristique vient du fait que la fréquence du courant produit est imposée par la vitesse de rotation du rotor, qui doit donc rester constante pendant la période d'exploitation. Cette machine est généralement utilisée lorsque l'installation est conçue pour l'autoconsommation. La génératrice synchrone a de bons rendements, mais son prix pour les faibles puissances est moins intéressant que celui des autres types de générateurs.

VII.1.3. Génératrice asynchrone

C'est la génératrice la plus répandue, vu qu'elle est simple de construction, robuste et d'un coût avantageux. Elle est essentiellement utilisée lorsque la centrale est prévue pour une vente aux réseaux de distribution électrique, car dans ce cas elle est pilotée par le réseau qui régule la fréquence et la tension du courant produit (PACER, 1995b).

Il est à noter que les rendements de la génératrice asynchrone sont moins intéressants que ceux de l'alternateur.

VII.2. Les régulateurs

La variation de la vitesse de rotation des turbines doit demeurer à l'intérieur de limites très étroites afin de maintenir une fréquence électrique normalisée. La vitesse est contrôlée par un régulateur qui détecte les changements de vitesse Il y a trois manières de maintenir constante la vitesse de rotation d'une turbine selon RESCER (2000) :

- Au moyen du réseau électrique avec régulation niveau - débit ;
- Au moyen d'un régulateur électronique charge - fréquence et niveau - débit ;
- Au moyen d'un régulateur vitesse – débit.

Les schémas expliquant les régulateurs de la vitesse de rotation d'une turbine, sont donnés en annexe VII.

VII.3. Vitesse de rotation du groupe turbine - générateur

La vitesse de rotation d'un générateur est liée à la fréquence constante du réseau 50 Hz. Les générateurs synchrones, selon leur nombre de pôles, tourneront aux vitesses suivantes (PACER, 1995a) :

- | | | | |
|---------------------|------------------|---------------------|-----------------|
| ▪ 1 paire de pôles | n = 3000 tr /min | ▪ 4 paires de pôles | n = 750 tr /min |
| ▪ 2 paires de pôles | n = 1500 tr /min | ▪ 5 paires de pôles | n = 600 tr /min |
| ▪ 3 paires de pôles | n = 1000 tr /min | ▪ 6 paires de pôles | n = 500 tr /min |

Les vitesses de rotation des générateurs asynchrones seront supérieures de 1 à 2% aux valeurs indiquées. Ceci est nécessaire pour créer le champ magnétique dans la machine.

En pratique :

- La vitesse maximum est limitée à 1500 tr / min (2 paires de pôles), pour tenir compte de la survitesse de l'emballement. Celle-ci provoque des contraintes mécaniques très importantes au-delà. De ce fait, des génératrices à une paire de pôles ne sont que rarement installées (vitesse d'emballement 6 000 tr / min).
- En dessous de 600 tr / min (6 paires de pôles et plus), le volume du générateur, donc son prix par rapport à la puissance installée, augmente parallèlement à une baisse du rendement due à une augmentation des pertes, en particulier magnétiques.

Lorsque la vitesse de rotation de la turbine est inférieure à 600 tr /min, elle entraîne généralement une génératrice à faible nombre de pôles (1000 ou 1500 tr / min) par l'intermédiaire d'une transmission à courroie ou d'un multiplicateur à engrenages par exemple.

CONCLUSION BIBLIOGRAPHIQUE

L'étude et la compréhension des Systèmes Aquifères du Sahara Septentrional ainsi que les turbines hydrauliques nous ont permis de mieux particulariser les insuffisances qui restent à combler; ainsi notre participation à son enrichissement et son amélioration sont bien définies.

Dans cette partie, l'absence de documentations; donc de sources bibliographiques traitant la partie énergétique de l'eau jaillissante du forage est un obstacle à affronter. Ceci nous encourage à continuer et à nous donner un aperçu sur l'importance de notre travail.

Nous pouvons ainsi nous aventurer à convertir en énergie exploitable la chaleur de l'eau albiennaise qui rend celle-ci peu commode à l'utilisation.

Les turbines que nous avons passées en revue en bibliographie sont toutes caractérisées par le fait que l'énergie, à la sortie de leur distributeur, est entièrement sous forme d'énergie cinétique et à pression constante celle de la pression atmosphérique.

Après la gestation, la naissance et le développement des turbines viennent la perfection et la spécialisation dans ce domaine. Dans cette optique, nous essayons de concevoir un dispositif adapté à notre pays où les barrages en altitude sont absents.



Etude

Expérimentale

Chapitre I :

Synthèse

des Connaissances

CHAPITRE I : SYNTHÈSE DES CONNAISSANCES

I. SYNTHÈSE DES CONNAISSANCES DE L'EXPLOITATION DE LA NAPPE DU CONTINENTAL INTERCALAIRE

Nous avons reporté dans la partie bibliographique quelques données concernant la situation actuelle de l'exploitation de la nappe du Continental Intercalaire. Cependant, nous avons retenu deux études qui ont été réalisées sur le Système Aquifère du Sahara Septentrional (SASS) :

- Etude des Ressources en Eau Souterraines du Sahara Septentrional (ERESS) par le PNUD en 1972, actualisée en 1983 ;
- Etude du Plan Directeur Général de Développement des Régions Sahariennes (PDGDRS) par le CDARS et le groupe BRLi / BNEDER en 1999.

I.1. Exploitation actuelle

L'ANRH a achevé, en 1998, l'inventaire de l'ensemble des points d'eau du Sahara septentrional et l'évaluation des volumes prélevés. Les résultats de cet inventaire, présentés dans le tableau 6, expriment la réalité la plus vraisemblable de la situation actuelle des prélèvements dans le Sahara septentrional.

Tableau 6 : Utilisation et état actuel des forages du CI.

Wilaya ou commune	Utilisation actuelle					Nombre total d'ouvrage
	Ouvrages exploités			Ouvrages non exploités		
	artésiens	pompés	totaux	Abandonnés ou non exploités	Fermés ou rebouchés	
Ouargla	15	9	24	3	1	28
El Oued	11	-	11	1	3	15
Ghardaïa	25	51	76	2	11	89
Touggourt	1	4	5	1	1	7
In Salah	17	64	81	29	10	120
Illizi	29	10	39	14	4	57
Adrar	-	442	442	90	2	534
Gaci Touil	7	-	7	2	-	9

Source : CDARS, (1999a).

Les prélèvements par wilaya sont présentés dans le tableau ci-dessous.

Tableau 7 : Exploitation des ressources en eau (m³/s).

Wilaya	Continental Intercalaire
Biskra	1.60
Adrar	11.18*
Ghardaïa	8.60
El Oued	1.55
Ouargla	3.76
Illizi	1.38
Tamenrasset	3.99
Djelfa	0.10
Laghouat	0.27
Total	32.43

Source : SALEM A., (2001).

* : Dont 2.7 m³/s exploités par les foggaras.

I.2. Simulations et réflexions exploratoires

Le modèle du CI issu de l'étude du PDGDRS a fait ressortir à long terme plusieurs simulations de diverses hypothèses d'exploitation de la nappe du CI. Nous avons résumé le rapport présenté par le CDARS (1999b) afin de faire apparaître les éléments concernés par notre sujet d'étude, en l'occurrence, la persistance de l'artésianisme dans quelques zones du Sahara Septentrional et ceci pendant une longue période (jusqu'à l'année 2038).

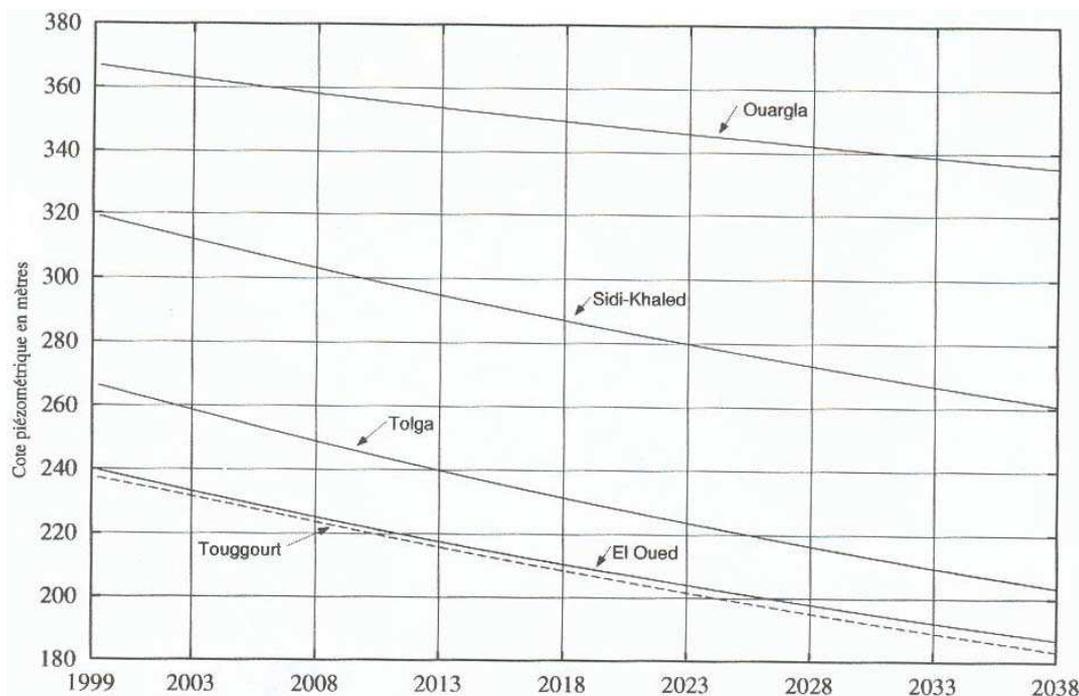
En effet, la simulation à fortes hypothèses qui nous intéresse, appelée dans le rapport du CDARS (1999b) « *simulation 1 – poursuite de l'exploitation actuelle* », considère que l'exploitation de la nappe du CI va se poursuivre au débit prélevé en 1998 durant 40 ans. Cette hypothèse permet de calculer l'évolution future de la nappe au cours des prochaines années, et ce, jusqu'à 2038.

Les conditions adoptées par CDARS (1999b), dans lesquelles ce calcul a été conduit, sont les suivantes :

- **Durée prévue par la simulation** : 40 ans ce qui correspond à la période 1999-2038 ;
- **Etat initial** : situation piézométrique de la nappe au début de janvier 1999 ;
- **Exploitation** : prélèvements de 1998 maintenus stables.

I.3. Conclusion et interprétation

La figure 19 présente les évolutions piézométriques calculées et prévues entre 1999 et 2038 dans les secteurs des Ziban et de Ouargla. Elle montre une baisse importante et continue du niveau de la nappe.



Source : CDARS, (1999b).

Figure 19 : Evolution des niveaux piézométriques (1999 – 2038).

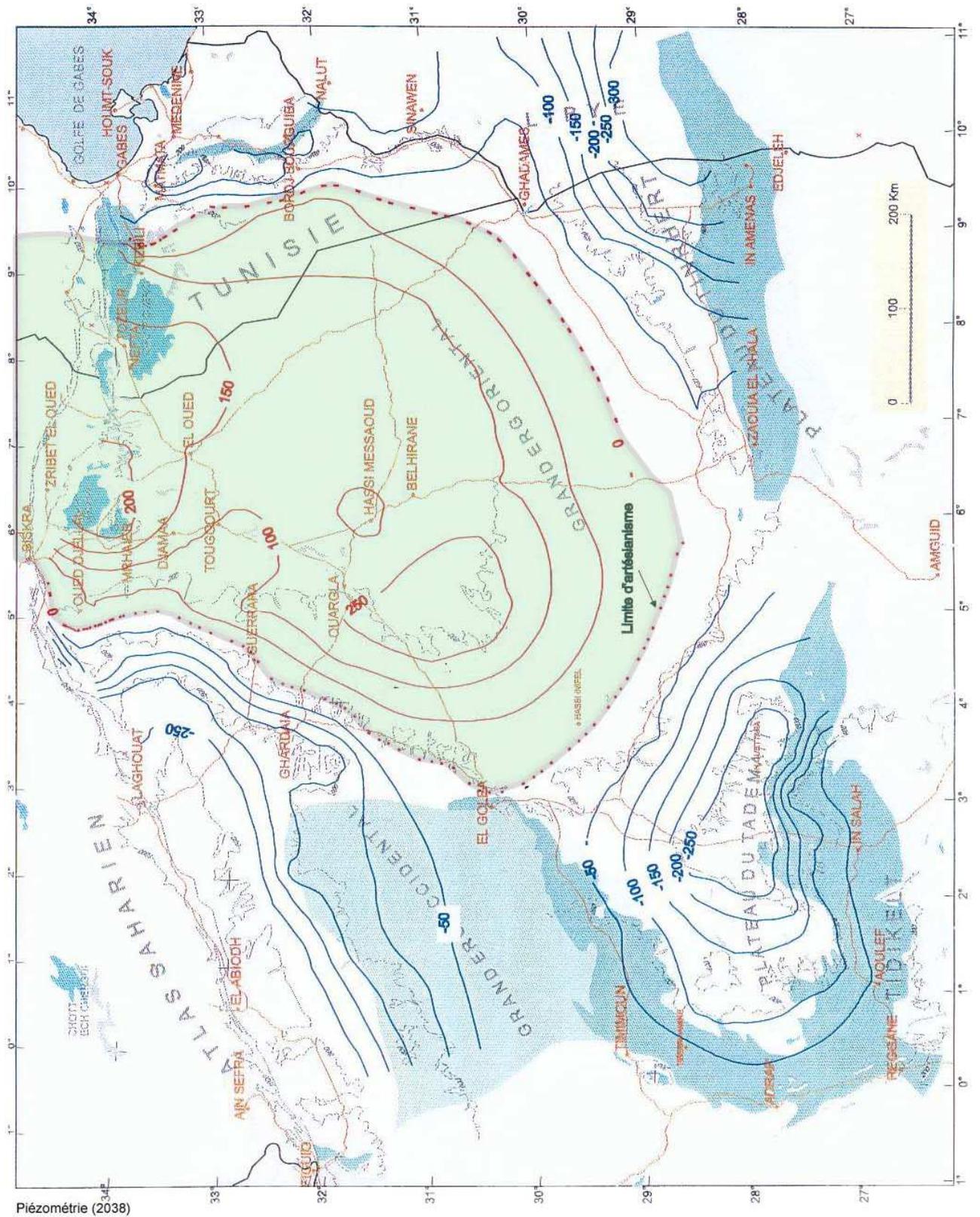
Le tableau suivant présente le rabattement de la nappe calculé par région entre 1999 et 2038.

Tableau 8 : Baisse de la nappe entre 1999 et 2038.

Site	Baisse (m)	Site	Baisse (m)
Tolga	64	Zelfana	19
Touggourt	55	El Borma (Alg.)	14
El Oued	54	Ghardaia	10
Hassi Messaoud	46	Ain Salah	03
Ouargla	35	El Goléa	02

Source : CDARS, (1999b).

La région des Ziban est très touchée, la baisse dépasse 60 m de sorte qu'en 2038 l'artésianisme n'atteindrait plus qu'une dizaine de mètres. Néanmoins, la carte 3 montre que certaines zones garderaient leur artésianisme jusqu'en 2038.



Source : CDARS, (1999b).

Carte 3 : Situation de la piézométrie par rapport au sol en 2038.

En conclusion, étant donné que l'artésianisme est un caractère déterminatif de l'aboutissement de ce présent travail, il est indispensable de définir les sites considérés comme exploitables sur une longue période. Par conséquent, la zone recouverte par une couleur verte dans la carte 3 est une zone dont le jaillissement de l'eau est exploitable à long terme.

II. ENERGIE DANS L'EAU DE LA NAPPE DU CONTINENTAL INTERCALAIRE

L'écoulement est considéré parallèle à l'axe de la conduite. Les forces prises en compte dans les calculs sont :

- Les forces d'inertie ;
- Les forces de pression ;
- La force de pesanteur.

II.1. Les différentes formes d'énergie dans un fluide

- L'énergie potentielle : $E_p = m \cdot g \cdot h$
- L'énergie cinétique : $E_c = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$
- L'énergie de pression : $E_{pr} = p \cdot \frac{m}{\rho}$
- L'énergie totale : $E_T = E_p + E_c + E_{pr}$

$$E_T = m \cdot g \cdot h + \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 + p \cdot \frac{m}{\rho} \dots\dots\dots(J)$$

L'énergie totale par unité de masse devient : $E_{Tm} = \frac{E_T}{m}$

$$E_{Tm} = g \cdot h + \frac{v^2}{2} + \frac{P}{\rho} \dots\dots\dots (J/kg)$$

L'énergie totale par unité de poids devient : $E_{Tp} = \frac{E_T}{m \cdot g}$

$$E_{Tp} = h + \frac{v^2}{2 \cdot g} + \frac{P}{\rho \cdot g} \dots\dots\dots (m)$$

L'énergie totale par unité de volume devient : $E_{TV} = \frac{E_T}{V}$

$$E_{TV} = \rho \cdot g \cdot h + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 + P \dots\dots\dots (Pa)$$

Nous avons opté pour l'utilisation de la formule faisant apparaître l'énergie hydraulique massique.

II.2. Energie hydraulique massique E_{hyd}

L'énergie hydraulique massique est le rapport entre l'énergie hydraulique et la masse du fluide. Elle est exprimée en joule par kilogramme (J/kg).

$$E_{hyd} = E_{géo} + E_c + E_p$$

Où :

- Le terme $E_{géo} = g \cdot h$ représente l'énergie géodésique. Elle est due à la hauteur du point de mesure et le plan de référence.

g : Accélération de la pesanteur (m/s^2).

h : hauteur géodésique (m).

Il est à remarquer que notre cas ne dispose d'aucune hauteur de chute, vu que l'eau vient du fond d'un forage sous pression. La masse montante est caractérisée au niveau du sol.

- Le terme $E_c = \frac{1}{2} \cdot v^2$ représente l'énergie cinétique de l'eau. C'est l'énergie induite par le déplacement de l'eau.

v : vitesse de l'eau en m/s.

- Le terme $E_p = \frac{P}{\rho}$ représente l'énergie des forces de pression exercées par l'eau

en aval (énergie de toute résistance après le point de mesure).

P : pression (N/m^2)

ρ : Masse volumique (kg/m^3).

Dans notre cas aucune dénivellation par rapport au sol ou de force supplémentaire n'est à prendre en considération.

La relation finale aboutissant au calcul de l'énergie hydraulique massique d'un forage albien est :

$$E_{hyd} = \frac{1}{2} \cdot v^2 + \frac{P}{\rho}$$



Chapitre II :

Potentialités

de la zone d'étude

CHAPITRE II : POTENTIALITES DE LA ZONE D'ETUDE

I. PRESENTATION DE LA ZONE D'ETUDE

Ciblée essentiellement pour les potentialités énergétiques de la nappe du Continental Intercalaire, la zone de Oued Righ se trouve au centre de la région qui restera potentiellement exploitable dans les 40 années à venir.

Les forages concernés se situent à Djamaa dans la région de Oued Righ de la Wilaya d'El Oued. Cette région comprend plusieurs zones potentiellement intéressantes : Zaouia, Tiguedidine, Ourlana et Zaouiet Riab. Cette dernière est la zone concernée par l'étude (figure 20).

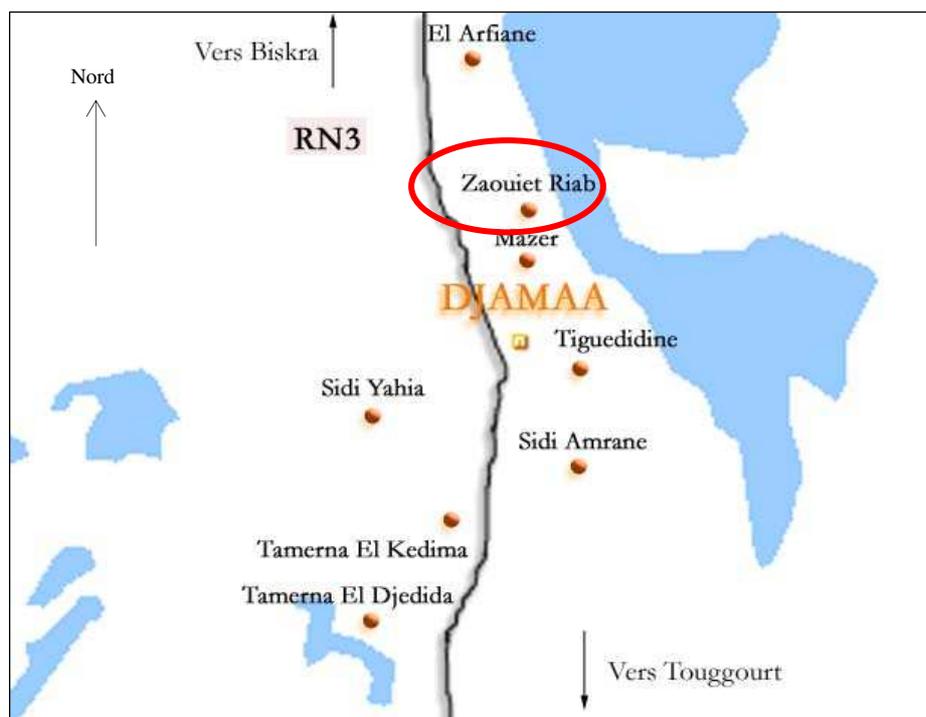


Figure 20 : Représentation schématique de la zone d'étude².

² : réalisée à la suite de plusieurs visites des lieux.

I.1. Description générale du forage de Zaouiet Riab

La zone de Zaouiet Riab renferme un forage très captivant de part sa situation géographique (dans la zone de fort artésianisme) ainsi que par sa proximité de la Route Nationale (N°3).

Le lieu dît Zaouiet Riab est à une altitude de 36 m et sa position géographique est à 33,35° N et 5,59°E. L'ensoleillement y est très important, de l'ordre de 280 jours par an avec une nébulosité de 23% environ. Les vents ont une vitesse de 15 km/h de jour et de 6 km/h en moyenne la nuit (CAPDEROU M., 1986).

Le forage est de construction très récente et est donc sans problèmes majeurs nuisant à sa production.

L'eau de ce forage arrive en tête de station à une pression de 18 bars, une température de 50°C et un débit de 100 l/s. Il est à noter que les spécificités données auparavant sont une moyenne de la région de Djamaa. L'obtention des caractéristiques exactes d'un forage s'est avérée très difficile voire même impossible³.

La figure 21 présente une vue en plan de tout le forage y compris la tour de refroidissement faisant 16 m de hauteur, comprenant un ventilateur d'extraction d'air chaud de 5 m de diamètre tournant grâce à un moteur de 30 kW.

Les figures 22, 23 et 24 représentent des vues différentes de la même station pour donner un aperçu plus clair sur l'installation.

³ : Nous nous sommes rapprochés des autorités concernées (ONID).

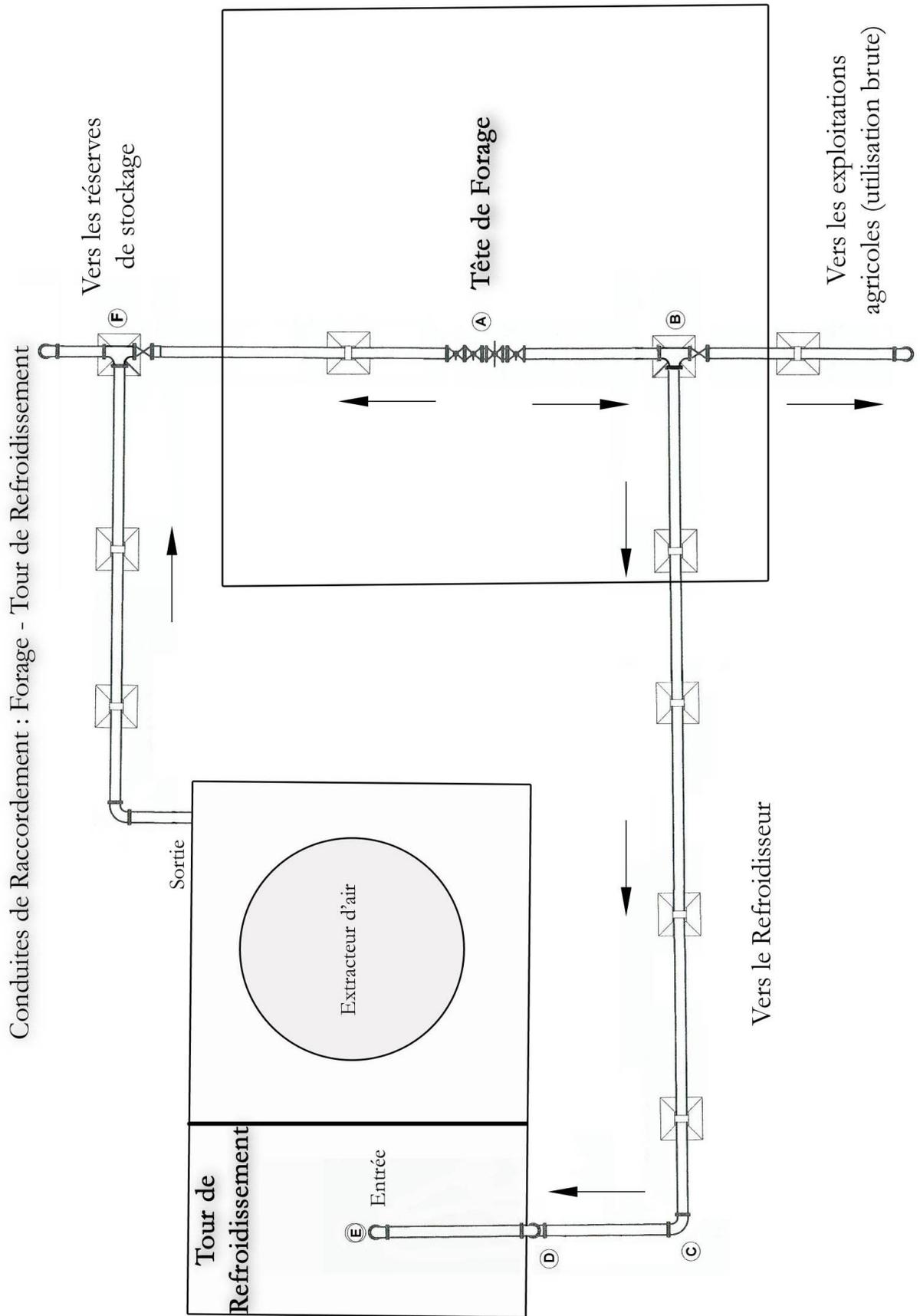


Figure 21 : Schéma général du forage – vue en plan de dessus.

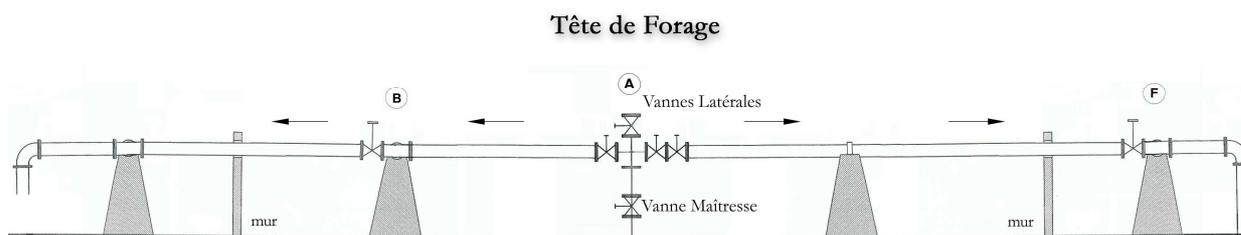


Figure 22 : Tête de forage – vue de face.

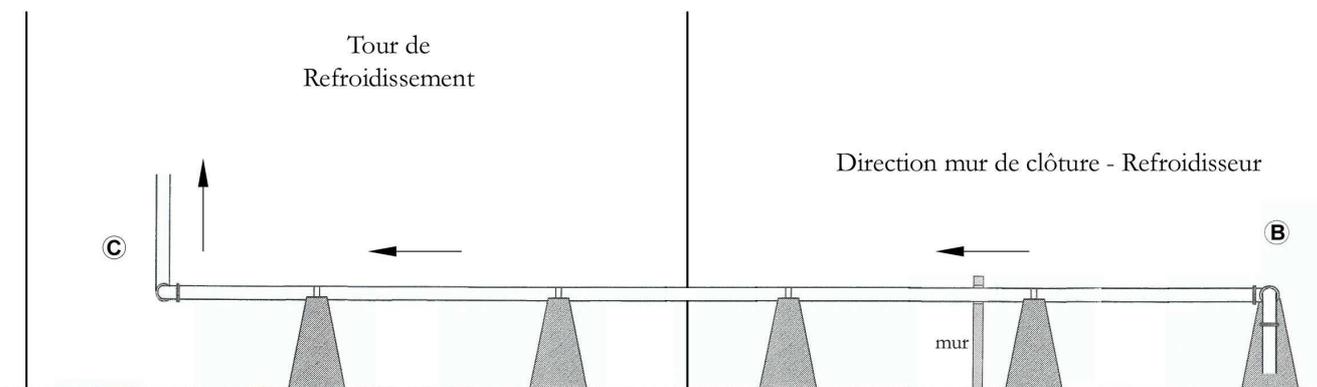


Figure 23 : Conduite de raccordement – vue du coté gauche.

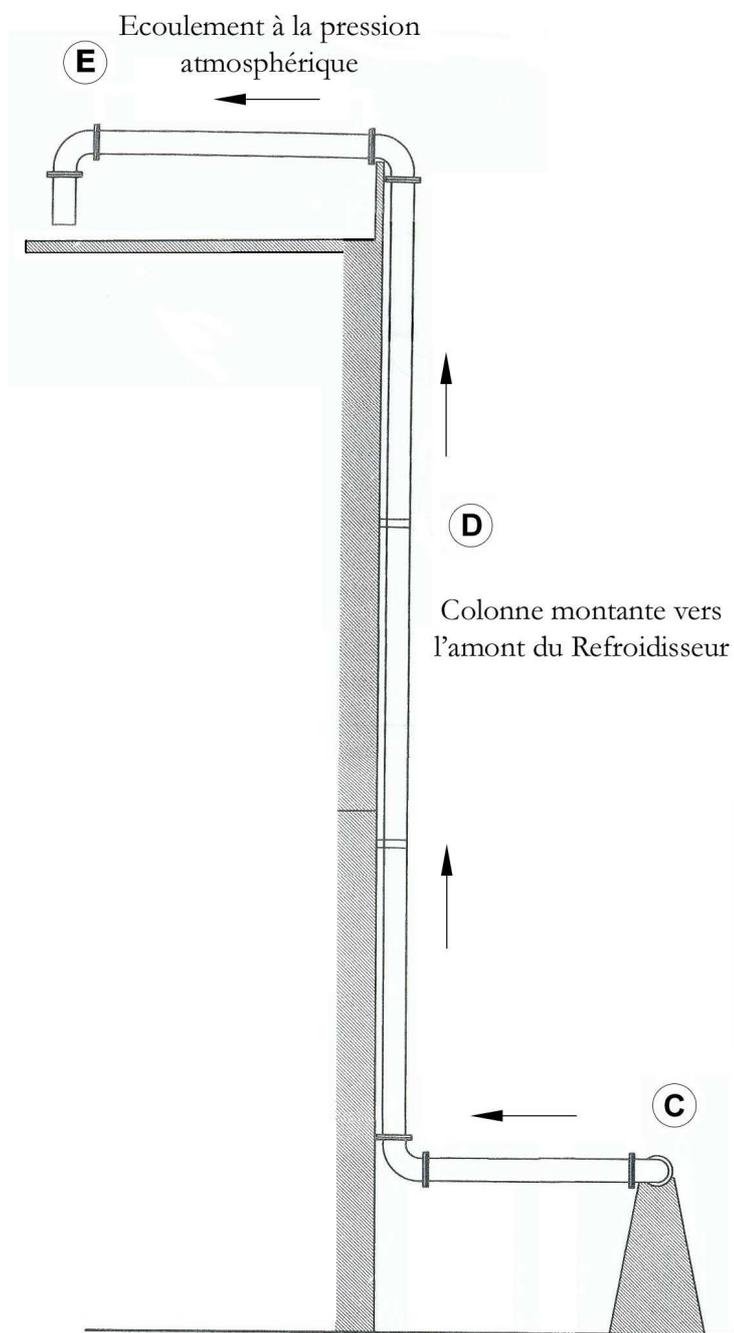


Figure 24 : Conduite de raccordement – vue de l'arrière.

I.2. Nature des matériaux utilisés

Les conduites, les vannes ainsi que les coudes sont installés⁴ en 2005.

- La conduite utilisée est en acier API 11" 3/4 (diamètre 300 mm)
- Les coudes utilisés sont en fonte, 90° et de diamètre 300 mm.
- La vanne maîtresse : 16" ANSI 600 mm
- Les vannes latérales : 10" ANSI 300 mm

I.3. Qualité de l'eau du forage

L'analyse de l'eau du forage albien de Zaouiet Riab est consignée dans le tableau 9. Il ressort de cette analyse que l'eau de ce forage est d'une manière générale, par rapport aux normes de qualité OMS ainsi que par rapport aux normes de qualité des eaux algériennes publiées au Journal Officiel du 16 Juillet 1983, de salinité moyenne et convient à la consommation comme eau de boisson, aux usages domestiques, agricoles et industriels.

Tableau 9 : Analyse de l'eau du forage de Zaouiet Riab

Paramètres	Unité (mg/l)
Calcium	218
Magnésium	90
Sodium	194
Potassium	12
Fer	-
Bicarbonate	153
Chlorures	100
Sulfates	708
Nitrates	35

Source : CASTORO, (2008).

⁴ : Indications (ONID, 2005).

II. DETERMINATION DE LA PRESSION UTILE EXPLOITABLE

II.1. Calcul des pertes de charge entre "A" et "E"

Le point "A" est le point de départ, c'est la tête de forage ; il se trouve juste après la vanne latérale. Le point "E" se trouve en amont de la tour de refroidissement et est donc l'exutoire principal du forage (figure 21).

La charge hydraulique fait référence à la quantité d'énergie potentielle, à la pression et à la cinétique du système hydraulique sous pression. Si les pertes d'énergie causées par le frottement sont ignorées, la charge disponible en tout point du système reste constante.

Si, par contre, la partie de l'énergie dissipée par frottement est prise en compte, la relation est complétée par une perte de charge correspondant aux pertes. L'équation de *Bernoulli* avec les pertes de charge s'écrit :

$$\frac{P_A}{\rho \cdot g} + Z_A + \frac{v_A^2}{2 \cdot g} = \frac{P_E}{\rho \cdot g} + Z_E + \frac{v_E^2}{2 \cdot g} + \Delta H_{A-E}$$

En général, dans un système hydraulique, les pertes de charge " ΔH_{A-E} " ont deux causes :

- les pertes de charge par frottement le long du tuyau → **pertes de charge linéaires**;
- les pertes de charge locales causées par des frottements dans des objets de géométrie complexe (coudes, robinets...) → **pertes de charge singulières**.

II.1.1. Les pertes de charge linéaires

Les pertes de charge linéaires sont causées par l'interaction entre le fluide en déplacement et la paroi de la conduite plus ou moins rugueuse. L'expression générale s'écrit comme suit :

$$\Delta H_L = \frac{\lambda \cdot L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad \text{ou encore} \quad \Delta H_L = \frac{8 \cdot \lambda \cdot L}{g \cdot \pi^2 \cdot D^5} \cdot Q^2$$

Avec :

- ΔH_L : Perte de charge exprimée en mètre de colonne d'eau (m).
- λ : Facteur de frottement ou coefficient de perte de charge linéaire (adimensionnel).
- L : Longueur de la conduite (m).
- D : Diamètre intérieur de la conduite (m).
- v : Vitesse moyenne de l'écoulement (m/s).
- g : Accélération de la pesanteur (m/s^2).
- Q : Débit d'écoulement dans la conduite (m^3/s).

- *Le débit Q* : Le débit d'écoulement est de 100 l/s soit $0,1 m^3/s$.
- *Le diamètre intérieur D* : il est de 0,28 m.
- *La longueur L* : elle est estimée par addition de toutes les longueurs à 50 m.
- *L'accélération de la pesanteur g* : elle est de $9,81 m/s^2$.
- *Le coefficient de perte de charge λ* : Le facteur de frottement dépend du niveau de la turbulence de l'écoulement, donc du nombre de Reynolds et de la rugosité relative des parois de la conduite.

- La rugosité absolue " ε " est fonction du type du conduit et est donnée par des tables. Par conséquent, notre conduite est en Acier (conduite lisse) ; la valeur attribuée est $\varepsilon = 0,045 \cdot 10^{-3} m$.

La rugosité relative dépend de la rugosité absolue " ε " et du diamètre intérieur " D ". Elle est donnée par le rapport $\frac{\varepsilon}{D}$. Après calcul numérique, la rugosité

relative devient égale à : $\frac{\varepsilon}{D} = 0,16071 \cdot 10^{-3}$

- Ensuite, le nombre Reynolds " Re " est donné par la relation suivante :

$$Re = \frac{v \cdot D}{\mu} \quad \text{ou encore} \quad Re = \frac{4 \cdot Q}{\mu \cdot \pi \cdot D} \quad (\text{en fonction du débit})$$

Avec :

- Re : Nombre de Reynolds (adimensionnel).
- D : Diamètre intérieur de la conduite (m).
- v : Vitesse moyenne de l'écoulement (m/s).
- Q : Débit d'écoulement (m^3/s).
- μ : Viscosité cinématique (m^2/s).

A la température de 50°C, la viscosité cinématique de l'eau prend la valeur suivante (Annexe VIII) : $\mu = 0,556 \cdot 10^{-6}$ (m²/s). $\Rightarrow Re = 818\,272$

Le nombre de Reynolds nous renseigne sur la nature du régime d'écoulement. Dans notre cas, c'est un écoulement turbulent. Nous savons aussi que les conduites sont neuves et en Acier, par conséquent, la relation de *White - Colebrook* est la plus adaptée pour calculer le coefficient de perte de charge λ .

$$\text{Relation de White - Colebrook} \rightarrow \frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \text{Log} \left(\frac{Re \cdot \sqrt{\lambda}}{2,51} \right)$$

Nous obtenons, par approximation, une valeur de : $\lambda = 12,055 \cdot 10^{-3}$

Nous avons pu confirmer ce chiffre en utilisant le diagramme de *Moody* (Annexe IX) issu directement de la formule de *White - Colebrook*.

Finalement, le calcul des pertes de charge linéaires exprimées en mètre nous donne le résultat suivant :

$$\Delta H_L = 0,29 \quad (\text{m})$$

II.1.2. Les pertes de charges singulières

Les pertes de charge singulières sont à peu près proportionnelles au carré de la vitesse, nous adoptons la formule suivante pour l'exprimer :

$$\Delta H_s = k \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad \text{ou encore} \quad \Delta H_s = k \cdot \frac{8 \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2 \cdot D^4}$$

Avec :

- ΔH_s : Perte de charge exprimée en mètre.
- k : Coefficient de perte de charge singulière (adimensionnel).
- D : Diamètre intérieur de la conduite (m).
- v : Vitesse moyenne de l'écoulement (m/s).
- g : Accélération de la pesanteur (m/s²).
- Q : Débit de l'écoulement (m³/s).

- *Le coefficient de perte de charge singulière k* : dépend de la nature de l'accident géométrique que l'eau doit traverser. Nous avons, entre le point "A" et le point "E", cinq coudes de 90° et de même diamètre que la tuyauterie, donc le coefficient prendra comme valeur : $k = 1,5$

Finalement en prenant les mêmes valeurs de Q , D et g que précédemment, le calcul des pertes de charge singulières, pour les 5 coudes, exprimées en mètre nous donne le résultat suivant :

$$\Delta H_S = 1,11 \quad (\text{m})$$

II.1.3. Pertes de charge totales

Les pertes de charge totales " ΔH_{A-E} " sont la somme des pertes de charge linéaires et des pertes de charge singulières. Ainsi nous obtenons :

$$\Delta H_{A-E} = 1,4 \quad (\text{m})$$

II.2. Calcul de la pression de sortie en "E"

De l'équation vue précédemment, nous pouvons tirer la pression de sortie en "E"

$$\frac{P_A}{\rho \cdot g} + Z_A + \frac{v_A^2}{2 \cdot g} = \frac{P_E}{\rho \cdot g} + Z_E + \frac{v_E^2}{2 \cdot g} + \Delta H_{A-E}$$

Avec :

- Z_A : 0 m représentant le niveau de référence à la sortie du forage.
- Z_E : 12 m côte du point "E" par rapport à la référence.
- v_A : v_E .
- P_A : $18 \cdot 10^5$ Pascals.
- ΔH_{A-E} : 1,4 m représentant les pertes de charge totales entre les points "A" et "E".

D'où :

$$\begin{aligned} P_E &= P_A - \rho \cdot g \cdot Z_E - \rho \cdot g \cdot \Delta H_{A-E} \\ &= (18 \cdot 10^5) - (10^3 \cdot 9,81 \cdot 12) - (10^3 \cdot 9,81 \cdot 1,4) \end{aligned}$$

$$P_E = 16,68 \cdot 10^5 \quad (\text{Pa}) \quad \text{soit} \rightarrow \quad P_E = 16,68 \quad \text{Bars}$$

Nous admettons une dépression de **2 bars**. Cette reconsidération fait face à toute erreur ou omission de notre part et nous donne une marge de manœuvre très large. Ceci ne dérange en rien l'énergie restante pour la turbine. Par conséquent, la pression à la tête du forage qui était de **18 bars**, va être remplacée par la pression à la sortie de la tuyauterie au point "E" et prend la valeur de **16 bars**. Elle est nommée "*pression utile*".

III. ETUDE DU POTENTIEL ENERGETIQUE DISPONIBLE A ZAOUJET RIAB

III.1. Etude de la potentialité du site

La production autonome d'électricité est envisageable avec des optiques très diverses ; la plus urgente est la satisfaction des besoins personnels notamment pour le refroidissement de l'eau du forage.

III.1.1. Le débit turbinable Q_t

Le débit turbinable est la quantité d'eau arrivant à l'entrée de la turbine. Dans notre cas il est de l'ordre de 100 l/s.

$$Q_t = 100 \text{ (l/s)}$$

Cette quantité, provenant du forage, est partagée entre le refroidisseur (irrigation et dispositif d'approvisionnement en eau potable) et le système de chauffage des serres pendant les périodes froides.

III.1.2. La hauteur

La hauteur "*H*" à prendre en compte est égale à la différence d'altitude entre les niveaux de la prise d'eau représentée par la tête du forage et le niveau maximal que pourra atteindre l'eau s'il n'y a pas de perte de charge.

Dans notre cas, il est impossible de parler d'une hauteur de chute vu que l'eau provient des entrailles de la terre et non du sommet de la montagne. La hauteur manométrique "*H*" est donc déduite de la pression de sortie de l'eau. Cette hauteur est une donnée fictive.

Pr ession de sortie totale = Pr ession statique + Pr ession dynamique + Pr ession due à la pesanteur

$$P_r = P + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 + \rho \cdot g \cdot H$$

$$H = \frac{P_r - P}{\rho \cdot g} - \frac{v^2}{2 \cdot g} = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g} - \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

A une hauteur " H ", l'eau arrive avec la vitesse " v "; cette dernière s'annule à la hauteur maximale " H_{max} " par transformation intégrale de la pression dynamique en pression de pesanteur.

La relation donnant la hauteur manométrique maximale est :

$$H_{max} = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g}$$

Avec :

- H : Hauteur manométrique (m).
- H_{max} : Hauteur manométrique maximale (m).
- P_r : Pression à la tête du puit (Pa).
- P : Pression à la hauteur H (Pa).
- g : Accélération de la pesanteur (m/s^2).
- ρ : Masse volumique de l'eau (kg/m^3).
- v : Vitesse de l'écoulement (m/s).

En utilisant les caractéristiques du forage de Zaouiet Riab suivantes :

- Débit turbinable : $Q_t = 0,1 \text{ m}^3 / \text{s}$;
- Diamètre de la canalisation : $d = 0,3 \text{ m}$;
- Pression utile au point "E" : $P_r = 16 \cdot 10^5 \text{ Pascals}$;
- Masse volumique de l'eau : $\rho = 1000 \text{ kg} / \text{m}^3$;
- Gravité : $g = 9,81 \text{ m} / \text{s}^2$;
- Vitesse d'écoulement : $v = 1,42 \text{ m} / \text{s}$

Nous obtenons une hauteur maximale " H_{max} " de **163 mètres**.

III.1.3. Le potentiel exploitable P_{exp}

Une fois les valeurs du débit et de la hauteur obtenues (observées expérimentalement ou obtenues par le calcul), il est possible de déterminer le potentiel exploitable de la relation suivante :

$$P_{exp} = \rho \cdot g \cdot Q_t \cdot H$$

Cette formule est issue de l'équation fondamentale de la puissance dont les détails sont présentés ci-dessous.

$$\begin{aligned} P_{\text{puissance}} &= \frac{\text{Travail}}{\text{Temps}} = \frac{W}{t} \\ &= \frac{f \cdot h}{t} = \frac{P_r \cdot S \cdot h}{t} = P_r \cdot \frac{V}{t} = P_r \cdot Q_t \end{aligned}$$

Avec :

W : Travail effectué en joule (J).	P_r : Pression (Pa).
P_{exp} : Potentiel puissance (W).	V : Volume (m ³).
t : Temps en seconde (s).	Q_t : Débit turbinable (m ³ /s).
f : Force exercée en Newton (N).	g : Accélération de la pesanteur (m/s ²).
h : Distance en mètre (m).	ρ : Masse volumique de l'eau (kg/m ³).
H : Hauteur manométrique (m).	

Le "potentiel exploitable" ou la puissance $P_{\text{puissance}}$ (W) développée par la force de pression f (N) déplaçant le volume V (m³) de la distance h (m) durant le temps t (s) s'exprime par :

$$P_{exp} = p_r \cdot Q_t$$

Où : Q_t est le débit turbinable (m³/s)

Cette équation est retenue pour les calculs numériques.

Le calcul du potentiel exploitable maximal disponible à l'entrée de la turbine est déduit à partir des valeurs du débit et de la pression maximales disponibles de toute la nappe du Continental Intercalaire.

Considérons que la pression de sortie au niveau de la tête du forage est de 30 bars et le débit est de 300 l/s (ONID, 2005).

L'eau sort du forage et coule au dessus de la tour de refroidissement. Cependant, nous allons enlever la pression perdue par perte de charge et il nous restera une pression utile de 28 bars en amont du refroidisseur.

Les pertes de charge considérées se résument aussi à : 2 bars

Donc :

$$P_E = P_A - \Delta p = 30 - 2 = 28 \text{ bars}$$

En premier lieu, il nous faut quantifier l'énergie de l'eau sortante du forage.

$$W = p.V$$

Donc : $\Delta W = V.P_E$

$$\text{Ainsi, pour } \begin{cases} P_E = 28 \cdot 10^5 \text{ Pa} \\ V = 0,3 \text{ m}^3 \end{cases} \Rightarrow \Delta W = 0,3 \cdot 28 \cdot 10^5 \text{ Joules}$$

Après calcul, nous obtenons un travail valant $840 \cdot 10^3$ Joules.

En ce qui concerne la puissance disponible, nous avons les éléments de calcul suivants :

$$\begin{cases} P_E = 28 \cdot 10^5 \text{ Pa} \\ Q_t = 0,3 \text{ m}^3 / \text{s} \end{cases} \Rightarrow P_{\text{exp}} = 0,3 \cdot 28 \cdot 10^5 \text{ Watts}$$

Finalement, nous obtenons un potentiel exploitable de 840 kW.

Nous tenons à préciser que la puissance disponible ou potentiel exploitable n'est autre que l'énergie disponible dans un temps bien définie (Joule/seconde).

Nous retiendrons aussi que cette puissance est l'énergie brute du forage; les pertes par ajout de turbomachines (turbine, générateur) l'atténuent.

Dans le tableau 10, sont présentés les différents cas que nous pouvons rencontrer sur le terrain, à savoir des forages avec un potentiel réduit et d'autres avec de fort potentiel, comparés au forage de la région de Zaouiet Riab présentant un potentiel moyen à faible.

Tableau 10 : Potentiel exploitable de forages albiens dans différents cas.

Paramètres	Caractéristique d'un forage de très faible potentiel	Caractéristique du forage de Zaouiet Riab	Caractéristique d'un forage de très fort potentiel
Débit (m ³ /s)	0.05	0.1	0.3
Pression Utile (Pa)	10 .10 ⁵	16 .10 ⁵	28 .10 ⁵
Energie (KJ)	50	160	840
Potentiel exploitable (kW)	50	160	840

Nous constatons que quelques soient les caractéristiques des forages disponibles, ils sont capables de fournir un potentiel énergétique non négligeable qui servira à l'autosuffisance des besoins avoisinant le forage (refroidissement, ferme...).

III.2. Puissance hydraulique

Nous avons introduit, dans le paragraphe §III.1.3, la notion de "*potentiel exploitable* P_{exp}" représentant le vrai potentiel d'un forage. Cependant, en introduisant une turbine dans le système, cette notion change de dénomination tout en gardant son aspect et sa formule ; elle devient "*puissance hydraulique* P_{hyd}".

La puissance hydraulique se définit donc comme étant la puissance de l'eau fournie à la turbine. Nous la donnons en fonction de l'énergie hydraulique $g.H$ et le débit massique $\rho . Q$

$$P_{hyd} = \rho . g . Q_t . H$$



Chapitre III :

Le dispositif

Turbogénérateur

CHAPITRE III :

LE DISPOSITIF TURBOGENERATEUR

I. CHOIX DU TYPE DE TURBINE

I.1. Choix théorique de la turbine

La sélection du type de turbine à utiliser, se fait en prenant compte plusieurs paramètres. Le choix est donc tributaire du débit nominal Q_n (ou débit turbinable Q_t) et de la pression disponible P_r (hauteur manométrique H à disposition) comme le montre la figure 18 dans la partie bibliographique.

La zone d'étude est caractérisée par un débit moyen de 100 l/s et une pression utile moyenne de 16 bars correspondant à une hauteur de chute fictive moyenne de 160 m. En projetant ces paramètres sur l'abaque de sélection des différentes turbines, nous obtenons le type de turbine idéalement choisi (figure 18) :

- Pour un nombre de tour inférieur ou égal à 1500 tr/min → *Turbine à action* (Pelton) ;
- Pour un nombre de tour supérieur à 2000 tr/min → *Turbine à réaction* (Francis).

L'apparition de deux types de turbines différentes pour les mêmes paramètres est expliquée par une zone de chevauchement entre les turbines sur l'abaque.

Le choix ne sera jamais fait s'il n'y a pas une bonne classification des turbines en fonction de leur *vitesse spécifique* n_q définie en tant que *vitesse de rotation en tours par minute*

$$n_q = n \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad \text{d'une turbine travaillant sous une chute de 1 m avec un débit de 1 m}^3/\text{s}.$$

Avec :

- H** : Hauteur manométrique (m).
- Q** : Débit (m³/s).
- n** : Vitesse de rotation (tr/min).

De ce fait, l'installation de turbines de type *Pelton* dans toute cette zone, reste le choix le plus judicieux.

I.2. Choix pratique de la turbine

Il est plus difficile, expérimentalement, de faire un choix de turbine et d'opter pour un type bien défini. Cette difficulté revient aux conditions expérimentales auxquelles nous sommes confrontés.

Les paramètres pris en considération pour la détermination de la turbine sont basés essentiellement sur les moyens mis à notre disposition. Ceux-ci correspondent à la simulation d'un écoulement dont les caractéristiques reflètent celles d'un forage albien artésien, sans oublier les paramètres du choix théorique (débit, pression, vitesse spécifique...)

Les différents raisonnements portés sur la sélection d'une turbine pour l'essai sont présentés par ordre chronologique comme suit :

- Utilisation d'une pompe inversée en guise de turbine. Nous l'avons essayée et avons obtenu un résultat pas très satisfaisant mais rentable (20% environ);
- Fabrication d'une turbine "didactique" que nous avons appelé Turbine "S". L'essai a donné un résultat plus ou moins satisfaisant ;
- Utilisation de la CAO dans la modélisation géométrique de la turbine "S" afin de compléter les essais expérimentaux par des simulations d'écoulement sur Solid Works⁵;
- Perspective : * Réfléchir à l'importation d'une turbine de microcentrales hydrauliques que nous adaptons à la tête du forage.
* Concevoir une turbine adaptée aux forages albiens.

II. ELEMENTS DE SYNTHESE

II.1. La vitesse de rotation de la roue de la turbine

L'eau sous pression entrant dans la turbine exerce une force hydrodynamique sur les augets de la roue. Cette force crée un couple mettant la roue en rotation.

Celle-ci tourne à une vitesse ω déterminée par les conditions d'exploitation, surtout pour le nombre de tours par minute N .

⁵ : Solid Works 2007. Logiciel de CAO. Module de simulation : COSMOS FloWorks 2007.

II.2. Le générateur de courant

Une fois mise en mouvement, la turbine entraîne le générateur de courant, qui transforme l'énergie mécanique disponible sur l'arbre en énergie électrique. La fréquence du générateur de courant est un nombre multiple du nombre de tours de l'arbre d'entraînement. La génératrice est séparée de la turbine par un bouclier spécial qui la préserve de tout contact avec l'eau.

Le choix du générateur dépend essentiellement de l'utilisation de l'énergie produite.

II.3. La puissance mécanique

La puissance mécanique que fournit l'arbre de la turbine est donnée par le produit du couple et de la vitesse de rotation.

$$P_{mec} = \frac{W}{t} = F \cdot \frac{l}{t} = F \cdot v = \omega \cdot F \cdot R = \omega \cdot C$$

La mesure de la vitesse de rotation est simple à réaliser; celle qui sollicite le couple-mètre est délicate et en plus ces mesures ne sont pas nécessaires pour le but recherché (le rendement).

II.4. La puissance électrique

La puissance électrique dissipée et l'énergie électrique sont reliées par la durée de consommation.

La puissance électrique est la puissance directement disponible à la sortie du générateur. Elle s'obtient à partir des grandeurs tension, courant et facteur de qualité fournis par le constructeur et par le potentiel exploitable (puissance hydraulique) et les rendements de la turbine et du générateur.

$$P_{elec} = \eta_t \cdot \eta_g \cdot Q_i \cdot p$$

L'énergie électrique produite indique la capacité de production de la microcentrale hydroélectrique.

L'énergie électrique produite durant une période s'obtient par intégration.

$$E = \int P_{elec} \cdot dt \Rightarrow E = \eta_t \cdot \eta_g \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot \int dV$$

L'énergie électrique est alors directement liée au volume d'eau consommé.

II.5. Le rendement

Toute transformation d'énergie dans une machine donne lieu à des pertes. Il s'ensuit que la puissance obtenue à l'arbre de la turbine P_{mec} , servant à entraîner la génératrice, est inférieure à la puissance hydraulique P_{hyd} (le potentiel exploitable).

La qualité de la turbine est définie par le rendement η_t , paramètre traduisant le rapport entre ces deux puissances.

$$\eta_t = \frac{P_{mec}}{P_{hyd}}$$

Le rendement de la génératrice prend aussi la même forme.

$$\eta_g = \frac{P_{elec}}{P_{mec}}$$

Cependant, il arrive de prendre un rendement général du groupe turbine – générateur qui est sous la forme :

$$Rdt = \frac{P_{elec}}{P_{hyd}} = \left(\frac{P_{elec}}{P_{mec}} \right) \cdot \left(\frac{P_{mec}}{P_{hyd}} \right) = \eta_g \cdot \eta_t = \eta_T$$

Ce rendement global varie entre 0,6 et 0,95 en fonction du type de turbine et du générateur utilisés.

L'énergie électrique produite pendant une année est **la principale grandeur** permettant de déterminer la rentabilité de l'ouvrage.

III. ESSAI D'INTEGRATION DE LA TURBINE

Nous avons fait plusieurs essais. Nous présentons ceux qui nous semblent les plus intéressants.

III.1. Premier essai d'intégration – Pompe inversée

Notre première approche s'est manifestée par l'utilisation d'une pompe centrifuge. Ceci afin de visualiser d'une manière pratique l'évolution du phénomène et de le contourner d'une manière scientifique.

Nous l'avons légèrement modifiée pour qu'elle puisse rentrer dans le cadre de l'étude. Les modifications sont reportées dans ce qui suit.

III.1.1. Pompe inversée double corps

La photo 4 présente le dispositif complet contenant la turbine expérimentale et la génératrice.



A. Vue de face.



B. Hélice.



C. Vue éclatée en perspective.



D. Vue d'ensemble.

Photo 4 : La première pompe inversée.

Cette "pompe inversée" est à double hélices, une sur chaque côté. Lorsqu'elle fonctionne en pompe, les deux hélices servent à augmenter sa capacité et donc son rendement. En fonctionnement turbine, cette double hélice est inefficace du point de vue expérimental. Les deux ouvertures ne font que diviser le potentiel énergétique existant et donc nous obligent d'avoir à la sortie de l'arbre deux génératrices.

La partie B de la photo précédente nous montre l'hélice utilisée. Nous remarquons que la géométrie de cette dernière n'est pas adéquate au fonctionnement en mode turbine, donc ce genre d'hélice nous fait perdre de la puissance et donc minimise le rendement.

L'essai a été fait au niveau de l'Institut National Agronomique. Pour avoir plus de puissance hydraulique nous nous sommes aidés par un moteur - pompe. La hauteur du château d'eau participe positivement à l'augmentation de la pression. La turbine a tourné difficilement et le point d'accrochage de la génératrice a été atteint difficilement. La génératrice n'a pas pu être stabilisée à une vitesse de rotation nécessaire pour produire du courant à la fréquence d'utilisation standard. Néanmoins, nous avons effectué des essais avec une pompe à 4 bars, à débit très faible.

III.1.2. Pompe inversée simple corps

L'obtention d'un nouveau gabarit de pompe nous a donné une nouvelle vue d'ensemble sur les essais en pompe inversée (photo 5). Ce nouveau dispositif a l'avantage d'être unicellulaire. Le rendement, en fonctionnement turbine, est mieux que le précédent essai. Cependant, les problèmes rencontrés avec l'ancienne pompe inversée se retrouvent avec ce nouveau gabarit. Les pompes reconverties en turbine supportent mal les variations de vitesse, de débit ou même de sens de rotation.



A. Vue de face.



B. Vue de dos.



C. Vue éclatée en perspective.



D. Vue d'ensemble.

Photo 5 : La deuxième pompe inversée.

III.1.3. Paramètres de fonctionnement

La figure 25 exprime tous les paramètres de fonctionnement de la pompe inversée (turbine).

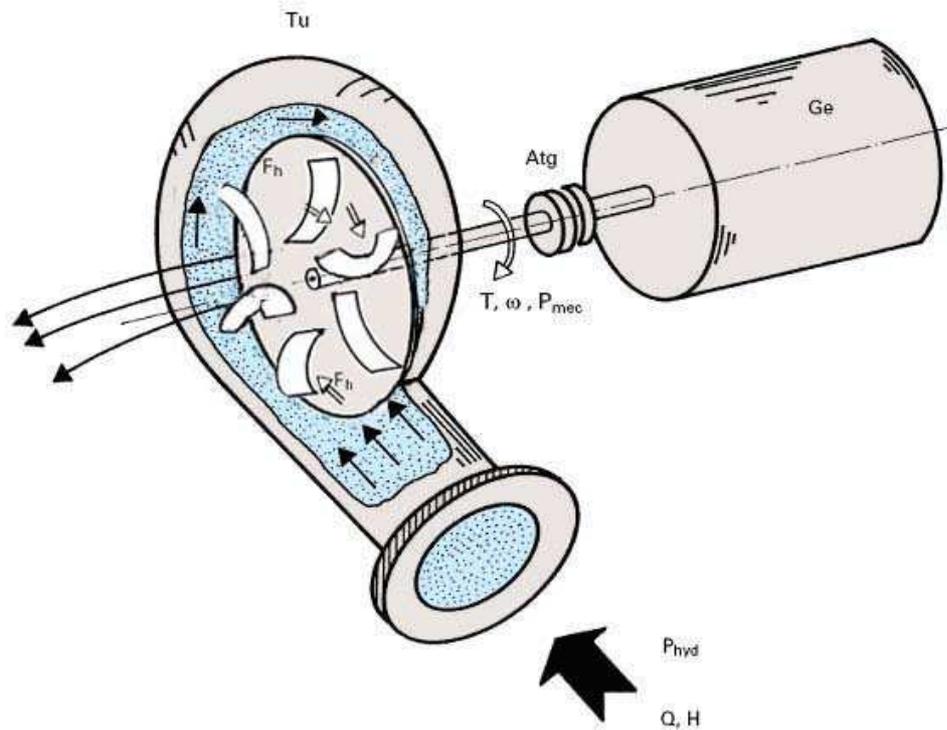
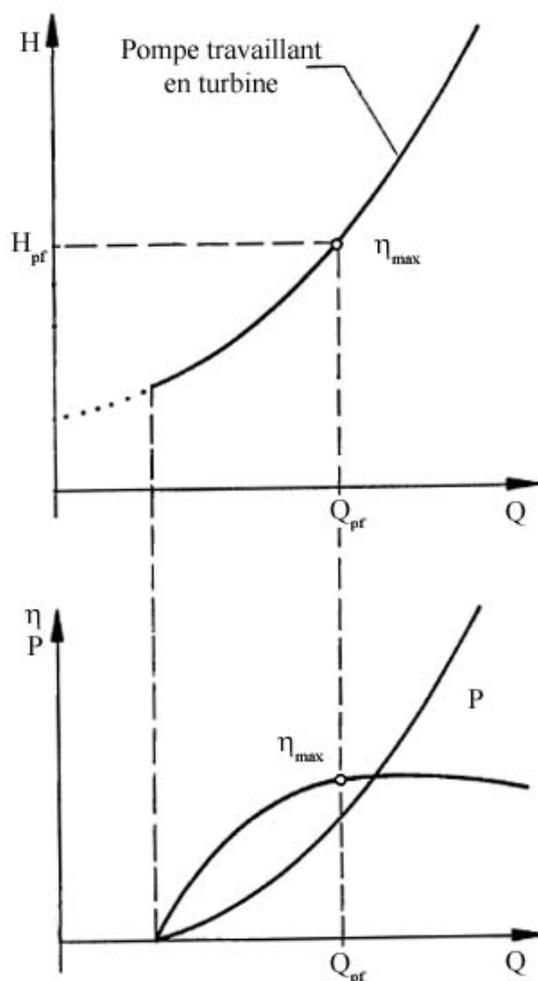


Figure 25 : Schématisation du groupe pompe inversée – génératrice.

- Tu** : Turbine.
- Ge** : Générateur.
- Atg** : Accouplement turbine – générateur.
- P_{hyd}** : Puissance hydraulique (W).
- F_h** : Force hydrodynamique agissant sur une pale de la roue de la turbine.
- T** : Couple créé par les forces hydrodynamique F_h (Nm).
- ω** : Vitesse de rotation (rad/s) ou (tr/min).
- P_{mec}** : Puissance mécanique (W).

La figure 26 présente les courbes caractéristiques théoriques d'une pompe en mode turbine. Le point de fonctionnement est spécifié.



Q_{pf} , H_{pf} , η_{max} : Point de fonctionnement optimum comme turbine.
 Q : Débit.
 H : Chute (ou charge).
 P : Puissance
 η : Rendement

Figure 26 : Courbes caractéristiques d'une pompe inversée à vitesse de rotation constante.

Le diagramme d'énergie présenté dans la figure 27, détaille la distribution de l'énergie avant et après la turbine. Nous remarquons clairement, à partir de ce diagramme, qu'il y a une bonne partie de l'énergie hydraulique totale qui a été absorbée par la turbine pour être transformée indirectement en énergie électrique grâce au générateur couplé directement sur l'axe de la turbine.

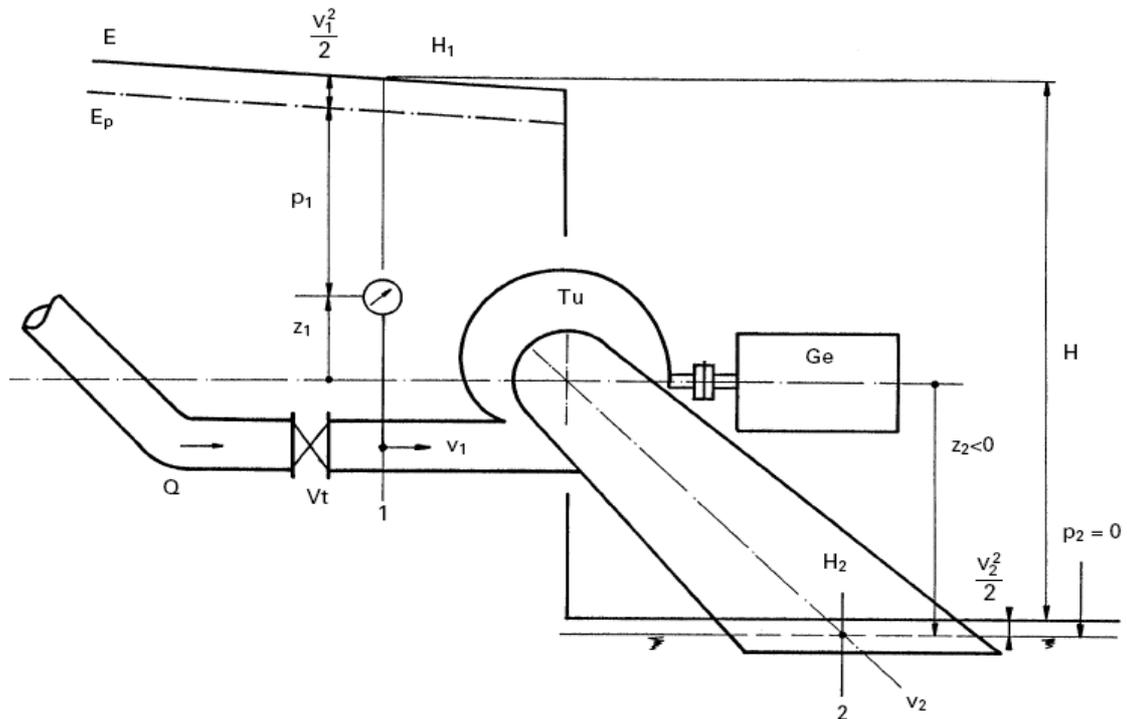


Figure 27 : Diagramme d'énergie du groupe pompe inversée – génératrice.

- | | | | |
|-------------|-----------------------------------|-------------|----------------------------------|
| Vt : | Vanne turbine. | 2 : | Point de référence aval turbine. |
| Tu : | Turbine. | E : | Ligne d'énergie (de charge). |
| Ge : | Générateur. | Ep : | Ligne de pression. |
| 1 : | Point de référence amont turbine. | | |

III.1.4. Aperçu sur le rendement

La figure 28 présente l'expérimentation faite par nos soins au sein de l'INA. Afin de bien comprendre la rentabilité de ce type de dispositif, nous recourons à la composante rendement.

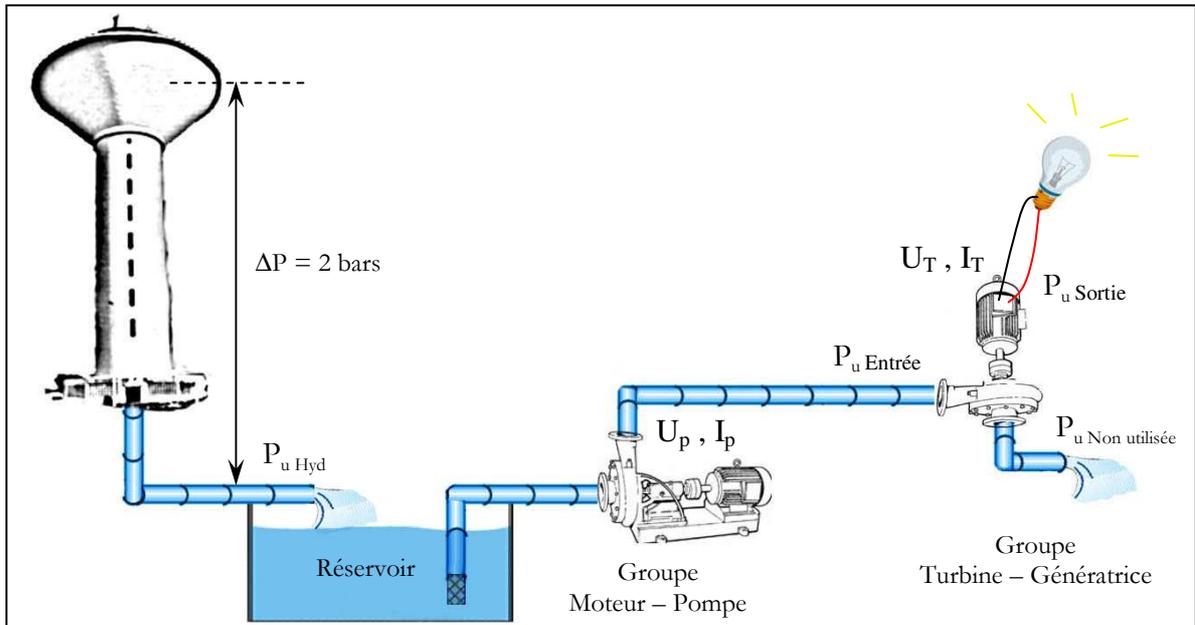


Figure 28 : Schématisation de l’installation à l’INA de la pompe inversée.

- U_T, I_T : Tension et courant de la turbine.
- U_P, I_P : Tension et courant de la pompe.
- $P_{u\ Entrée}$: Puissance d’entrée à la turbine.
- $P_{u\ Sortie}$: Puissance de sortie de la génératrice.
- $P_{u\ Hyd}$: Puissance hydraulique disponible à l’entrée de la pompe.
- $P_{u\ Non\ utilisée}$: Puissance non utilisée par la turbine.
- ΔP : Différence de pression ou charge manométrique.

$$\left. \begin{aligned} P_{u\ Entrée} &= P_{u\ moteur} \\ P_{u\ moteur} &= U_P \cdot I_P \cdot \cos \varphi_P \\ P_{u\ Hyd} &= \Delta P \cdot Q \end{aligned} \right\} \Rightarrow P_{u\ Entrée} = U_P \cdot I_P \cdot \cos \varphi_P$$

Les informations nécessaires pour le calcul de la puissance d’entrée de la turbine (tension, courant, et $\cos\varphi$) sont récoltées sur le groupe moteur – pompe. La puissance hydraulique est mesurée.

La tension de sortie de la génératrice est tributaire du nombre de tours effectué par la turbine; elle fournit une puissance $P_{u\ Sortie}$ telle que :

$$P_{u\ Sortie} = U_T \cdot I_T \cdot \cos \varphi_T$$

L'eau sort de la turbine avec une énergie cinétique non utilisée et évacuée dans le bassin. Son expression se résume à :

$$P_{u \text{ Non utilisée}} = \frac{\frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2}{t} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \frac{Q^3}{S^2}$$

Le rendement de la turbine est alors représenté par la puissance fournie par la turbine ramenée à la puissance présentée à celle-ci ; elle s'écrit sous la forme :

$$\eta_T = \frac{U_T \cdot I_T \cdot \cos \varphi_T}{U_P \cdot I_P \cdot \cos \varphi_P - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \frac{Q^3}{S^2}}$$

Le moteur utilisé a été emprunté du département d'expérimentation, il servait à l'irrigation par aspersion. Ses caractéristiques sont données en annexe X.

Le moteur – pompe n'est soumis pratiquement à aucun effort, puisque ce dernier s'alimente en eau du réservoir et déverse celle-ci dans le même réservoir.

Cette génératrice peut produire une quantité significative d'énergie, avec une tension dont la fréquence découle du nombre de paire de pôles de cette dernière.

$$f = n_p \cdot N \quad \text{où } n_p \text{ est le du nombre de paire de pôles.}$$

Au début de l'expérimentation, la turbine tourne et ne fournit aucune tension. Après accrochage, nous avons pu obtenir les résultats suivants.

Tableau 11 : Rendement du groupe Turbine-génératrice.

Moteur-pompe			Turbine-génératrice			Rendement
U _P	I _P	Puissance	U _T	I _T	Puissance	0,22
380 V	2 A	730 W	220 V	700 mA	160 W	
Les puissances ont été mesurées par l'intermédiaire du watt-mètre.						

Après calcul, nous obtenons un rendement de 22%.

Le niveau piézométrique du château d'eau est pratiquement fixe (régulateur de niveau); les paramètres électriques du moteur - pompe sont invariables pour une charge de sortie fixe. Ceux-ci nous imposent une puissance hydraulique constante à l'entrée de notre dispositif.

Ce type d'adaptation de turbine n'est pas satisfaisant mais rentable. Ce qui nous motive à améliorer le dispositif et réfléchir à son introduction.

A partir des essais réalisés sur cette turbine, nous avons tiré les conclusions suivantes :

- Il est indispensable d'avoir une puissance pour adapter le dispositif ;
- L'idée d'utiliser une pompe inversée comme première approche était très satisfaisante. Elle donne un aperçu du principe de fonctionnement et de son efficacité;
- Il est indispensable de réguler la fréquence du courant électrique pour l'utilisation d'éventuels appareils tournants ;
- L'adaptation d'une turbine existante ou l'achat d'une turbine spécifique a été jugée nécessaire pour l'expérimentation.

III.2. Deuxième essai d'intégration – La Turbine "S"

Nous avons essayé, dans le cadre de ce travail, d'imaginer une turbine très primitive de part sa géométrie mais qui présente des caractéristiques de fonctionnement standards. Notre réflexion sur le sujet a donné naissance à une roue hydraulique. Après plusieurs tentatives, nous avons opté pour le schéma suivant.

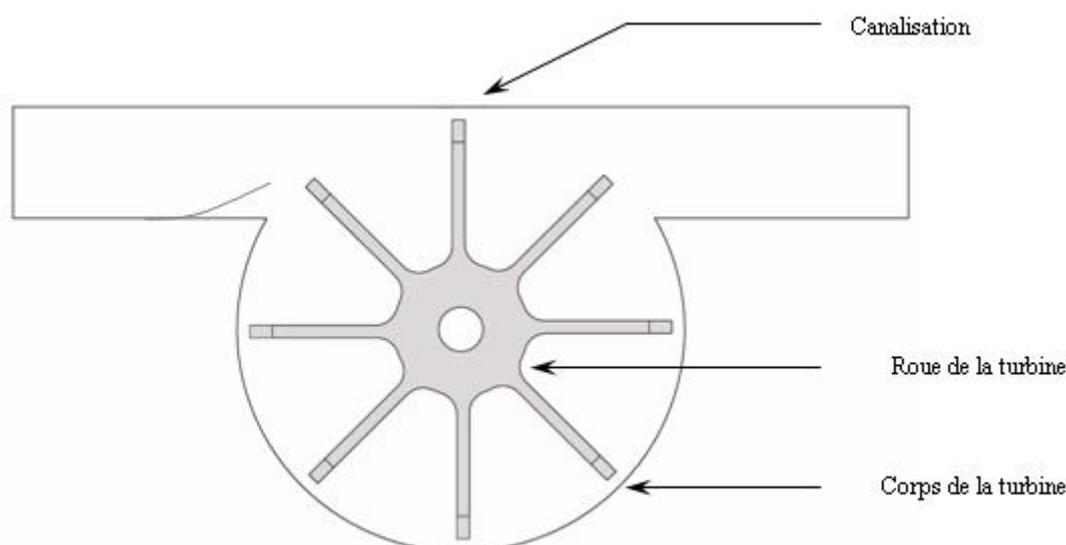


Figure 29 : Schéma général de la turbine "S".

III.2.1. Dimensionnement de la turbine

Les dimensions de la turbine sont issues essentiellement de l'expérimentation. Après avoir émis des hypothèses (concernant les diamètres à choisir parmi les diamètres normalisés), nous avons obtenu différentes dimensions.

Pour obtenir la relation entre le nombre de tours et le diamètre de la roue de la turbine et ce en fonction du débit d'écoulement, nous avons utilisé l'équation suivante :

$$\omega = k \cdot \omega_0 = k \cdot \frac{v}{R_T} = \frac{2 \cdot k \cdot Q_t}{D_T \cdot S_C} = \frac{8 \cdot k \cdot Q_t}{\pi \cdot D_T \cdot D_C^2}$$

avec :

ω :	Vitesse de rotation (rad/s).	D_T :	Diamètre de la roue de la turbine "S" (m).
ω_0 :	Vitesse de rotation théorique (rad/s).	R_T :	Rayon de la roue de la turbine "S" (m).
Q_t :	Débit turbinable (m ³ /s).	v :	Vitesse linéaire d'écoulement (m/s).
S_C :	Section de la canalisation (m ²).	k :	Coefficient de pondération dépendant de l'écoulement variant entre 0.44 et 0.48 (adimensionnel).
D_C :	Diamètre de la canalisation (m).		

Le nombre de tours est régi par l'équation :

$$N = \frac{\omega}{2 \cdot \pi} \rightarrow N \text{ en tr/s} \quad \Rightarrow \quad N = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} \rightarrow N \text{ en tr/min}$$

Nous obtenons :

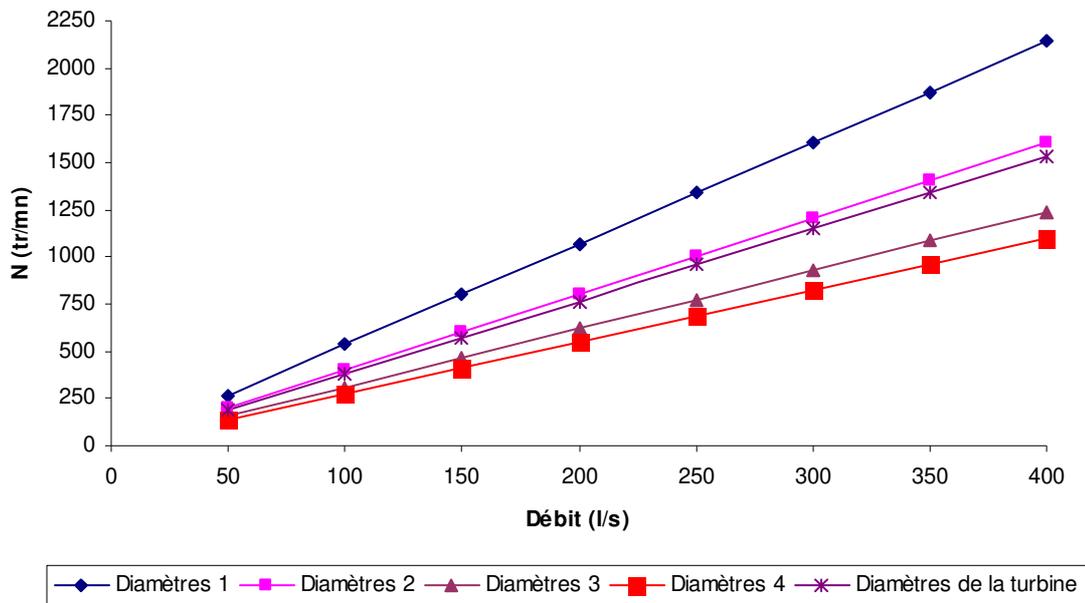
$$N = \frac{240 \cdot k \cdot Q_t}{\pi^2 \cdot D_C^2 \cdot D_T} \quad (\text{tr/min})$$

Où : Q_t est en m³/s.

Pour chaque couple de données (D_C ; D_T), nous avons établi le nombre de tours N pour les différents débits existants et sont présentées dans le tableau 12 (extrait de l'annexe XI).

Tableau 12 : Nombre de tours N pour les différents débits.

Débit (l/s)	Diamètres 1 (m)	Diamètres 2 (m)	Diamètres 3 (m)	Diamètres 4 (m)	Diamètres de la turbine conçue (m)
	$D_C = 0,10$ $D_T = 0,20$	$D_C = 0,11$ $D_T = 0,22$	$D_C = 0,12$ $D_T = 0,24$	$D_C = 0,125$ $D_T = 0,25$	$D_C = 0,10$ $D_T = 0,28$
50	267,76	201,17	154,95	137,09	191,26
100	535,52	402,34	309,91	274,19	382,51
150	803,28	603,51	464,86	411,28	573,77
200	1071,04	804,69	619,81	548,37	765,03
250	1338,80	1005,86	774,77	685,46	956,28
300	1606,56	1207,03	929,72	822,56	1147,54
350	1874,32	1408,20	1084,67	959,65	1338,80
400	2142,07	1609,37	1239,63	1096,74	1530,05

**Figure 30 :** Nombre de tours en fonction du débit.

Le nombre de tours en fonction du débit évolue d'une manière linéaire avec une pente de 3,83

Les dimensions retenues pour le diamètre de la roue de la turbine et pour la canalisation sont respectivement de 28 cm et 10 cm pour les raisons de l'indisponibilité de la matière. Notre choix permet un couple plus intéressant.

Il est souhaitable pour le choix futur du rayon de la turbine de prendre un rayon tel que le produit " $D_C^2 \cdot D_T$ " soit le plus petit possible.