

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بلقايد - تلمسان

Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen –

Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme de MASTER**

En : Génie mécanique

Spécialité : Génie énergétique

Par: Mr. KARA ALI Moncef Abdellhaq
Mr. Boussaid Nasreddine Anes

Sujet

Calcul les pertes de charges linéaire et singulière du station de pompage
SEDM (Souk-Tleta) vers réseaux ADE et calcul les points de
fonctionnement

Soutenu publiquement, le 12 / 06 / 2017, devant le jury composé de :

Président	M. A. AZZI	UABTlemcen
Encadreur	M. O. SEBBANE	UABTlemcen
Examineur 1	M. R. SAIM	UABTlemcen
Examineur 2	Mme H. SAIB	UABTlemcen

Année universitaire 2016-2017

Remerciements

A notre maître et rapporteur de thèse M Sebbane Omar vous avez bien voulu nous confier ce travail et nous guider étape par étape dans ce riche travail, vous avez toujours été disponible pour nous guider et orienter vers la bonne réalisation de ce projet. Vos encouragements, votre aimabilité ainsi que votre gentillesse nous a été un stimulant pour mieux persévérer. Nous saisissons cette occasion pour vous exprimer notre profonde gratitude, tout en vous témoignant un grand respect. Nos vives remerciements vont aussi au jury monsieur Saim Rachid et madame Saïb Hind ainsi qu'à monsieur le président de soutenance Azzi Ahmed. Nos remerciements aussi à monsieur Ramadani Hocine pour sa précieuse aide et à toute l'équipe de l'ADE de Meghnia. Nous tenons à remercier également toute les personnes qui ont pu nous aider pour la réalisation de ce riche travail.

Dédicaces

Je dédie ce mémoire

À mes chers parents pour leur soutien et encouragement durant toute mes années d'études , à mon frère Ramzi , ma sœur Mansouria ainsi qu' à mon cousin Imad pour leur aide si précieuse , à mon partenaire d'étude Anes. À tous mes camarades de l'université, qui sans eux ce projet d'étude n'aurait pas vu le jour.

Et à toute ma famille qui a cru en mes capacités.

Moncef Kara Ali

Dédicaces

Je dédie ce mémoire

A mes chers parents pour leur soutien et encouragement durant toute mes années d'études, à mon frère Tahar et Abdsamade , ma sœur Fatima Zohra ainsi qu' a mes cher amis Hobaya Anes Abderahim Mohamed Amine Bouzebiba Alaaedin Merzouk Hafid Hamdoune Housseem Chouikhi Mehdi et ma Grand mère pour leurs aides si précieuse , à mon partenaire d'étude Moncef. A tous mes camarades de l'université, qui sans eux ce projet d'étude n'aurais pas vu le jour.

Et à toute ma famille qui a cru en mes capacités.

Boussaid Nasreddine Anes

Sommaire

Remerciements	
Dédicaces	
Liste des figures	
Nomenclature	
Introduction Générale	1
Chapitre 1 : Dessalement d'eau de mer	
A - Dessalement d'eau de mer	3
Introduction	3
I. Caractéristiques des eaux marines et saumâtres	3
I.1. Les eaux marines	3
I.2. Les eaux saumâtres	3
II Les principales technologies de dessalement des eaux	3
II.1. L'osmose inverse	4
II.1.1 Principe de l'osmose inverse	4
II.1.2 Éléments constitutifs d'une unité d'osmose inverse	5
II .2 Les procédés de distillation	7
III . Inconvénients du dessalement	7
B - Dessalement d'eau de mer en Algérie	8
Introduction	8
I Présentation de Algerian energy company société par action (A E C)	8
II - Station de dessalement de Souk-Tleta	9
III - Présentation de la Station de dessalement de Souk-Tleta	10
IV - Description et fonctionnement normal des installations du processus	11
Conclusion	22

Chapitre 2 : Rappel sur les notions de la mécanique des fluides

Section A Rappel sur les notions de la mécanique des fluides

I -Dynamique des fluides	24
I-1 La Pression	24
I-2 Débit	24
I-3 Relation entre débit massique et débit volumique	25
I-4 Dynamique des fluides incompressibles	25
I.4.1 Ecoulement permanent	25
I.4.2 Equations de conservation de la masse (équation de continuité)	25
I.4.3 Ligne de courant	26
I.4.4 Conservation du débit	26
I.4.5 Expression du débit en fonction de la vitesse	26
I.4.6 Vitesse moyenne	26
I.4.7 Nombre de Reynolds (Re)	27
I.4.8 -Coefficient de perte de charge linéaire λ	28
II - Equation de Bernoulli	29
II.1 Cas des Fluides Parfaits (non visqueux)	31
II .2 Cas des Fluides réels (visqueux)	31
III. Perte de charge	31
III .1- Pertes de Charge linéaires	31
III .2 -Pertes de Charge Singulières	32
IV - Viscosité cinématique et dynamique	32
IV.1 -Viscosité Dynamique	33

IV. 2 - Viscosité Cinématique	33
V - Diagramme de Moody	33
Section B les pompes	
Introduction	35
I -Classification générale des pompes hydraulique	35
Partie A " Pompe Volumétrique "	
II.1 Pompe à palettes libres	36
II.2 Pompe à palettes souples	37
II.3 -Pompe à rotor hélicoïdal excentré	37
II.4 -Pompe péristaltique	38
II.5 Pompe à engrenages	39
II.6 Pompe à lobes	40
II-7 Pompe à disque excentré	40
III- Principaux incidents dans l'exploitation des pompes volumétriques alternatives	41
III.1 Débit insuffisant ou nul	41
III.2 La pompe déclenche par surcharge électrique	41
III.3 Variations excessives de pression au refoulement	42
III.4 Vibrations importantes	42
IV- Pompes alternatives	42
VI.1 Pompe à Piston	42
VI .2 Pompe à membrane	43
Partie B : V. Pompe Roto- Dynamique	43
V.1 Pompe à hélice	43
V.2Pompe hélico centrifuge	44
V.3 Pompe centrifuge	44

V.2 Domaines d'utilisation du pompe centrifuge	46
V.6 Constitution d'une pompe centrifuge	46
V.5- Principe de fonctionnement	46
V.6 Les différents types des pompes centrifuges	47
V.7 Caractéristiques d'une pompe centrifuge	47
V.8 Les roues d'une pompe centrifuge	48
V.9 Choix de la pompe	48
VI Géométrie de l'écoulement du liquide dans la roue	48
VI.1 Triangle des vitesses	48
VI.2 Equation fondamentale des turbopompes	49
VI.3- Hauteur d'élévation théorique dans le cas d'une roue à nombres d'aubes indéfiniment grands d'une pompe centrifuge	51
VI.4 La hauteur manométrique totale H_{mT}	51
VI.5 La puissance utile	52
VI.6 Rendements	52
VI.6.1 Rendement globale	52
VI.6.2 Rendement mécanique	52
VI.6-3 Rendement volumétrique	52
VI.6.4 Rendement hydraulique	53
VI.6.5 Rendement Globale	53
VI.7 NPSH	53
VI.7.1 NPSH de la pompe	53
VI.7.2 NPSH de l'installation	54
VII- Problèmes d'installation et fonctionnement d'une pompe centrifuge	55
VII.1 Surcharge	55
VII.2 Fluide inadapté	55
VII.3 Fonctionnement à vide	55

VII.4 Fuite	55
VII.5 Corps étrangers	55
VII.6 Pompe immergée	55
VII.6.1 Pompe en charge	56
VII.6.2 Pompe en dépression	56
VII.7 Cavitation	57
VIII Courbes caractéristique de la pompe centrifuge	58
VIII.1 Courbe hauteur-débit	58
VIII.2-Courbe Puissance - débit	58
VIII.3 Courbe Rendement - débit	59
VIII.4 Courbe NSPH - Débit	60
Partie C : Réseau de Conduites	
Introduction	61
I- Définition de la conduite	61
I.1) Conduites simples	61
I.2) Conduite Mixte	61
I.3) Conduite Multiple	61
II- Types de conduites	62
II.1-Tuyaux en Fonte ductile	62
II.2 Tuyau en PEHD	62
Conclusion	63
Chapitre 3 : calcul pertes de charge linière et singulier	
Introduction	65
I - Réseaux hydraulique	66
I-1Vu générale sur le réseau (schéma synoptique)	66
I.2 Les données	66
I.2.1 Cas de la station de pompage SDEM	66

I.2.2 Cas de la station de pompage SP1	67
I.2.3 Cas de la station de pompage SP2	68
I.2.4 Cas du 1 ^{er} transvasement	69
I.2.5 Cas 2 ^{eme} Transvasement	70
I.3 Caractéristiques des pertes de charge linéaires et singulières	71
I.4 Caractéristiques des pompes centrifuges	71
II - Calcul des pertes de charges	72
II.1. Tronçon AB	72
II.2 Tronçon BC	74
II.3. Tronçon CD	76
II.4. Tronçons DE	79
II .5. Tronçon E-J	81
III - Calcul des points de fonctionnements des stations de pompages SDEM, SP1, SP2	84
III.1 Calcul de point de fonctionnement de la station de pompage SDEM	84
III.1.1 -Courbe caractéristique des deux réseaux	86
III.1. 2 -Courbe caractéristique de la pompe parmi les 12 pompes en parallèles SDEM	86
III.1.3 Point de fonctionnement de la station de pompage SDEM pour 1 pompe	87
III.1.4 Points de fonctionnements de la station de pompage SDEM pour 3 pompes	87
III.1.5 Point de fonctionnement de la station de pompage SDEM pour 6 pompes	88
III.1.6 Points de fonctionnements de la station de pompage SDEM pour 12 pompes	88
III.2 Calcul de point de fonctionnement de la station de pompage SP1	89
III.2 .1 Courbe caractéristique des deux réseaux	90
III.2.2 Courbe caractéristique de la pompe parmi les 3 pompes en parallèles SP1	91
III.2.3 Points de fonctionnements de la station de pompage SP1	91
III.3 Calcul de point de fonctionnement de la station de pompage SP2	92
III.3.1 Courbe caractéristique des deux réseaux	93
III.3.2 Courbe caractéristique de la pompe parmi les 3 pompes en parallèles SP2	94

III.3.3 Points de fonctionnements de la station de pompage SP2	94
Conclusion	95
Conclusion générale	96
Bibliographie	
Annexe	
Résumé	

Liste des figures

Figure I .1 : Procédés de dessalement	4
Figure I .2 : Principe de l'osmose (a) et de l'osmose inverse (b)	5
Figure I.3 : Éléments constitutifs d'une unité d'osmose inverse	6
Figure I .4 : Principe de la distillation	7
Figure I .5 : Présentation d'AEC	8
Figure I .6 : Stations de dessalement en Algérie	9
Figure I .7: Station de dessalement Souk-Tleta	10
Figure I .8 : Schéma général du procédé de dessalement	11
Figure I .9: Salle de Pompage d'eau de mer	12
Figure I .10 : Polluants éliminés par Filtration a membrane	12
Figure I .11 : Membranes	14
Figure I .12 : Salle d'ultrafiltration (les trains)	14
Figure I .13 : Station de Pompage	15
Figure I .14 : Salle RO	16
Figure I .15 : Type d'une installation d'osmose inverse	17
Figure I .16 : les trains R O	17
Figure I .17 : Salle de pompage eau potable vers l'ADE	19
Figure I.17: Conduite de refoulement en fonte ductile DN 1000	21
Figure I .18 : Débitmètre ADE	21
Figure II .1: Equation de continuité	25
Figure II.2: Représentation d'un écoulement	26
Figure II .3 :Profil de vitesse moyenne	27
Figure II . 4 : Théorème de Bernoulli (fluide parfait)	30
Figure II.5 : Théorème de Bernoulli (fluide visqueux)	30
Figure II.6 : profil de vitesse	32
Figure II. 7 :Diagramme de Moody	34

Figure II .8 : Classification Des Pompes	35
Figure II.9: Pompe à palettes libres	36
Figure II.10 : Pompe à palettes souples	37
Figure II.11 : Pompe à rotor hélicoïdal excentré	38
Figure II.12: Pompe péristaltique	39
Figure II.13 : Pompe à engrenages	39
Figure II.14 : Pompe à lobes	40
Figure II.15 : Pompe à disque excentré	41
Figure II.16 : Pompe à Piston	42
Figure II.17: Pompe a membrane	43
Figure II.18 : pompe hélice	44
Figure II.19 : Pompe hélico centrifuge Horizontal	44
Figure II.20 : Pompe centrifuge de la Station de pompage de Souk-Tleta	45
Figure II.21 : Représentation schématique d'une pompe centrifuge	46
Figure II.22 : Représentation schématique d'une pompe centrifuge	47
Figure II.23 : Vue en coupe d'une pompe multicellulaire	47
Figure II .24 : Type des roues	48
Figure II. 25 : Schéma des vitesses dans l'impulseur	49
Figure II .26 : deux cas pour NPSH disponible	54
Figure II . 27 : Pompe immergée	55
Figure II.28 : Pompe en charge	56
Figure II.29 : Pompe en dépression	56
Figure II.30: Problème de cavitation	57
Figure II.31 : Courbe de hauteur en fonction débit	58
Figure II.32 : Courbe de la puissance en fonction de débit	59
Figure II.33 : Courbe rendement en fonction de débit	59
Figure II. 34 : Courbe NSPH en fonction débit	60

Figure II . 35 : Conduite mixtes	61
Figure II .36: Conduites Multiples	61
Figure II. 37 : Tuyau en fonte	62
Figure II . 38 : une coupe de tuyau PEHD avec différent diamètre	63
Vu générale sur le réseau (Figure III. 1)	66
Figure III .2 : Tuyaux 1400 DN et 1000 DN en série avec tuyau 250DN en parallèle	66
Figure III .3 : Tuyaux 1400 DN et 1000 DN en série avec tuyau 750DN en parallèle	67
Figure III .4 : Tuyaux 1400 DN et 1000 DN en série avec tuyau 750DN en parallèle	68
Figure III . 5 : Tuyau en série 1000 DN et 1400 DN	69
Figure III . 6 : Tuyau en série 1000 DN et 1400 DN et 1100 DN	70
Figure III.7: Tronçon AB	72
Figure III.8 : Tronçon BC	74
Figure III.9: Tronçon CD	76
Figure III.10: Tronçon DE	79
Figure III .11 : Tronçon EJ	81
Figure III .12: Courbe caractéristique des deux réseaux pour 1pompe	86
Figure III .13: Courbe caractéristique d'une pompe parmi les 12 pompes en parallèle SDEM	86
Figure III. 14 : Point de fonctionnement pour une pompe	87
Figure III. 15 :caractéristique du réseau pour 3 pompes	88
Figure III .16: point de fonctionnement pour 3 pompes	88
Figure III .17: Caractéristique des conduites pour les deux réseaux	90
Figure III .18: Courbe caractéristique 1 pompe parmi les 3 pompes en parallèles SP1	91

Figure III .19: Points de fonctionnements pour 1 pompe SP1	91
Figure III .20: Caractéristique des conduites des deux réseaux	93
Figure III .21: Courbe caractéristique de la pompe parmi les 3 pompes en parallèles SP2	94
Figure III .22: Points de fonctionnement pour 1 pompes SP2	94

Nomenclature

Grandeurs	Désignations	Unités
C	Couple moteur	Nm
g	Gravité	m/s ²
H	Charge	m
H _h	Charge hydraulique du fluide	m
H _{mT}	Hauteur manométrique totale	m
H _{TA}	Charge totale d'aspiration du fluide	m
H _{th}	Hauteur d'élévation théorique	m
H _u	Hauteur utile	m
HT _R	Charge totale de refoulement du fluide	m
H _z	Hauteur géométrique	m
H _{w12}	Perte de charge totale entre 1 et 2	m
J _L	Pertes de charge linéaires	m
J _s	Pertes de charge singulières	m
J _{asp}	Pertes de charge d'aspiration	m
L	Longueur de la fente à la sortie de la roue	m
M	Masse	Kg
NPSH	Hauteur d'aspiration nette positive	m ou Pa
P	Puissance	W
P _u	Puissance utile	W
P _a	Puissance absorbée	W
P _i	Puissance interne	W
P _{méc}	Puissance mécanique	W
p	Pression	N/m ²
Q _v	Débit volumique	m ³ /s
Q _m	Débit massique	Kg/s

Grandeurs	Désignations	Unités
Re	Nombre de Reynolds	m ²
S	Section	m/s
V _m	Vitesse moyenne de fluide	Degré
α	Angles des vitesses absolues	Degré
β	Angles des vitesses relatives	
λ	Coefficient des pertes de charge linéaires	
ξ	Coefficient des pertes de charge singulières	
ρ	Masse volumique	Kg/m ³
η _m	Rendement mécanique	
η _v	Rendement volumétrique	
η _h	Rendement hydraulique	
η _g	Rendement global	
k	Rugosité de paroi	mm
ω	Vitesse de rotation	rd/sec
μ	Viscosité dynamique	N.s/m ²
ν	Viscosité cinématique	m ² /s

Introduction Générale

L'eau est source de vie pour la flore et la faune, elle est une substance essentielle pour la survie de l'humanité et de son développement.

Si l'eau douce disponible au niveau des lacs, fleuves, rivières et eaux souterraines ne représente que 2,5 % du volume total d'eau sur la planète, les mers et les océans couvrent par contre 74% de la terre et représentent 97% du volume d'eau.

La répartition de l'eau douce et salée sur la planète d'établit comme suit :

- Eau douce 35 millions de Km^3 soit 2,5 %
- Eau souterraine 8 millions de Km^3 soit 0,56 %
- Lacs et réservoirs 105.000 Km^3 soit 0,3%
- Eau salée 1.365.000.000 Km^3 soit 97%

Dix pays de l'hémisphère Nord se partagent 60% des réserves d'eau douce, tandis que trente pays d'Afrique et du moyen orient sont confrontés à des pénuries d'eau. Cela signifie que 700 millions de personnes souffrent d'un manque d'eau, que la mortalité infantile est très importante dans ces pays selon l'OMS dû aux maladies d'origine hydrique et aux agents microbiologiques responsables de choléra, de fièvre typhoïde, de dysenterie et de gastro entérite. Le PNUE (programme des nations unies pour l'environnement) estime que 2,5 milliards de personnes souffriront du manque d'eau à cause de l'explosion démographique en 2050.

Les nouvelles techniques de production d'eau potable viendront sans doute au secours des populations constamment en déplacement, permettront un développement économique durable, apaiseront les tensions entre pays voisins et conduiront peut être vers une rationalisation dans la gestion de l'eau. Il s'agit du dessalement de l'eau de mer et des eaux saumâtres facilement accessible pour les pays ayant une façade sur la mer.

Pour les pays d'Afrique subsaharienne à faible pluviométrie, les techniques de production d'eau potable consistent dans les traitements des eaux de surface et des eaux souterraines (lacs, fleuves etc. ...). La technique du dessalement de l'eau de mer et des eaux saumâtres devient ainsi la solution indispensable pour sécuriser l'alimentation en eau potable dans les régions de pénuries en eau douce à forte concentration humaine essentiellement (70% de la population mondiale occupent les régions près des côtes maritimes).

La première usine de dessalement d'eau saumâtre par osmose a vu le jour à la fin des années 1960. Le procédé de purification par osmose inverse est actuellement le procédé le plus utilisé à travers le monde par la plupart des unités de dessalement de l'eau de mer. Cette technique est la solution salutaire face à cette problématique.

Le marché pour les équipements des stations de dessalement de l'eau de mer et des eaux saumâtres est en pleine expansion de l'ordre de 9% par an. La banque Goldman Sachs estime que le marché compte plus de 15.000 usines dont la moitié est localisée au moyen orient, évalué à plus de 5Milliards de Dollars. Le marché est donc porteur eu égard à la situation de stress hydrique des deux tiers de la population mondiale et au déplacement des populations des zones rurales des pays en développement. Deux types de procédés sont utilisés pour dessaler l'eau de mer :

- 1/ Les procédés thermiques de distillation qui se sont fortement développés à partir des années 1940
- 2/ Les procédés membranaires qui ont vu le jour à la fin des années 1960

A l'heure actuelle, 53% des capacités mondiales d'eau produites par dessalement selon le procédé membranaire est l'osmose inverse qui a largement dépassé celui de la distillation depuis 2001.

Le but de notre mémoire consiste à faire les calculs des pertes de charges linéaires et singulières et pré-dimensionnement du réseau de conduites de la 1^{er} station de pompage

Introduction Générale

SEDM jusqu'à la 3 stations de pompage, et déterminer les points de fonctionnements pour chaque station

Afin de bien présenter le travail on divisera cette mémoire en trois chapitres.

Chapitre I: Dessalement d'eau de mer

Ce chapitre nous permettra de prendre connaissance des généralités du processus de l'osmose inverse qui est l'une des techniques de dessalement d'eau de mer la plus utilisée en Algérie.

Chapitre II : Rappel des notions de la mécanique des fluides

Ce chapitre consiste a connaitre les trois grandes parties :

On commence par les bases de la mécanique des fluides ensuite les différents types des pompes et On finalisera par réseaux hydrauliques de conduites avec accessoires et appareillages d'instruments de régulation.

Chapitre III: Calcul les pertes des charges linéaires et singulières sur le réseau station de pompage vers ADE :

Ce chapitre porte sur les bases de la théorie de la mécanique des fluides permettant de calculer les différentes pertes de charge du réseau hydraulique et On déterminera les points de fonctionnements pour chaque station pompe utilisée.

Chapitre I

DESSALEMENT D'EAU DE MER

Introduction

Pour faire face à cette pénurie annoncée d'eau, de nouvelles techniques de production d'eau potable devront être mises en place pour satisfaire les besoins de la population croissante. Une des techniques prometteuses pour certains pays est le dessalement de l'eau de mer ou des eaux saumâtres. Les techniques de dessalement de l'eau de mer sont opérationnelles depuis de nombreuses années. Mais leur coût (de 1 à 2 euros / m³) limite souvent leur utilisation aux pays riches. Cependant dans les dernières années, la capacité des usines de dessalement s'est fortement accrue et les coûts de production par m³ ont connu une forte diminution.

I. Caractéristiques des eaux marines et saumâtres [1]

I.1. Les eaux marines

La caractéristique la plus importante des eaux de mer est leur salinité, c'est-à-dire leur teneur globale en sels (chlorures de sodium et de magnésium, sulfates, carbonates). La salinité moyenne des eaux des mers et océans est de 35 g/l (27,2 g/l de NaCl, 3,8 g/l de MgCl₂, 1,7 g/l MgSO₄, 1,26 g/l CaSO₄, 0,86 g/l K₂ SO₄).

Cette salinité peut être différente dans le cas de mers fermées :

- mer Méditerranée : 36 à 39 g/l
- mer Rouge : environ 40 g/l
- mer Caspienne : 13 g/l
- mer Morte : 270 g/l
- Golfe Arabo-Persique : 36 à 39 g/l

Le PH moyen des eaux de mer varie entre 7,5 et 8,4 : l'eau de mer est un milieu légèrement basique.

I.2. Les eaux saumâtres

On appelle eau saumâtre une eau salée non potable de salinité inférieure à celle de l'eau de mer. La plupart des eaux saumâtres contiennent entre 1 et 10 g de sels par litre. Ce sont parfois des eaux de surface mais le plus souvent des eaux souterraines qui se sont chargées en sels en dissolvant certains sels présents dans les sols qu'elles ont traversés. Leur composition dépend donc de la nature des sols traversés et de la vitesse de circulation dans ces sols. Les principaux sels dissous sont le CaCO₃, le CaSO₄, le MgCO₃ et le NaCl.

II. Les principales technologies de dessalement des eaux [2]

Les technologies actuelles de dessalement des eaux sont classées en deux catégories, selon le principe appliqué :

- Les procédés thermiques faisant intervenir un changement de phases : la congélation et la distillation.
- Les procédés utilisant des membranes: l'osmose inverse et l'électrodialyse.

Parmi les procédés précités, la distillation et l'osmose inverse sont des technologies dont les performances ont été prouvées pour le dessalement d'eau de mer. En effet, ces deux procédés sont les plus commercialisés dans le marché mondial du dessalement. Les autres techniques n'ont pas connu un essor important dans le domaine à cause de problèmes liés généralement à la consommation d'énergie et/ou à l'importance des investissements qu'ils requièrent.

Quel que soit le procédé de séparation du sel et de l'eau envisagé, toutes les installations de dessalement comportent 4 étapes :

- une prise d'eau de mer avec une pompe et une filtration grossière,
- un prétraitement avec une filtration plus fine, l'addition de composés biocides et de produits anti-tarte,
- le procédé de dessalement lui-même,
- le post-traitement avec une éventuelle reminéralisation de l'eau produite.

A l'issue de ces 4 étapes, l'eau de mer est rendue potable ou utilisable industriellement, elle doit alors contenir moins de 0,5 g de sels par litre.

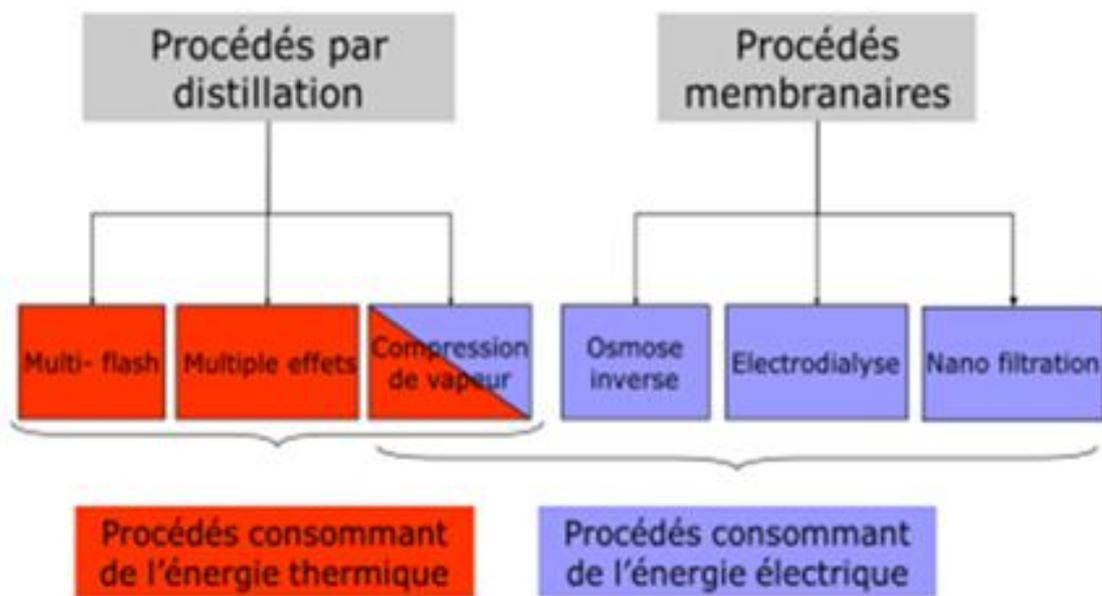


Figure I.1 : Procédés de dessalement

II.1. L'osmose inverse

L'osmose inverse est un procédé de séparation de l'eau et des sels dissous au moyen de membranes semi-perméables sous l'action de la pression (54 à 80 bars pour le traitement de l'eau de mer). Ce procédé fonctionne à température ambiante et n'implique pas de changement de phase. Les membranes polymères utilisées laissent passer les molécules d'eau et ne laissent pas passer les particules, les sels dissous, les molécules organiques de 10-7 mm de taille.

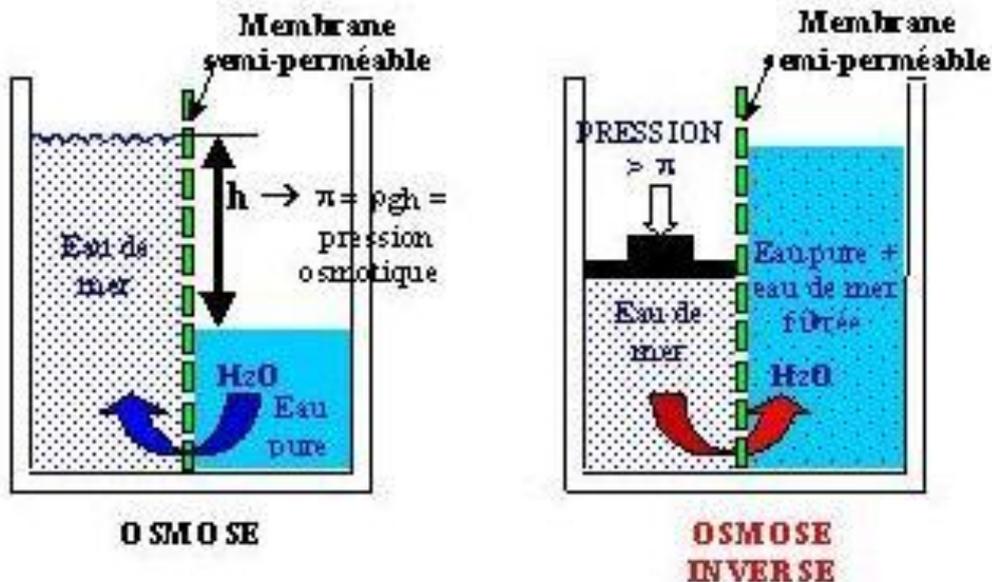
L'énergie requise par l'osmose inverse est uniquement celle électrique consommée principalement par les pompes haute pression.

La teneur en sels de l'eau osmosée est de l'ordre de 0,5 g/l

II.1.1 Principe de l'osmose inverse [2]

On appelle osmose le transfert de solvant (eau dans la plupart des cas) à travers une membrane semi-perméable sous l'action d'un gradient de concentration.

Soit un système à deux compartiments séparés par une membrane semi-perméable et contenant deux solutions de concentrations différentes (figure 1). Le phénomène d'osmose va se traduire par un écoulement d'eau dirigé de la solution diluée vers la solution concentrée. Si l'on essaie d'empêcher ce flux d'eau en appliquant une pression sur la solution concentrée, la quantité d'eau transférée par osmose va diminuer. Il arrivera un moment où la pression appliquée sera telle que le flux d'eau s'annulera. Si, pour simplifier, nous supposons que la solution diluée est de l'eau pure, cette pression d'équilibre est appelée pression osmotique.



(a)

(b)

Figure I.2 : Principe de l'osmose (a) et de l'osmose inverse (b)

Une augmentation de la pression au delà de la pression osmotique va se traduire par un flux d'eau dirigé en sens inverse du flux osmotique (voir figure I.2), c'est-à-dire de la solution concentrée vers la solution diluée : c'est le phénomène d'osmose inverse.

II.1.2 Éléments constitutifs d'une unité d'osmose inverse

Les éléments constitutifs d'une unité d'osmose inverse sont schématisés sur la figure 2.

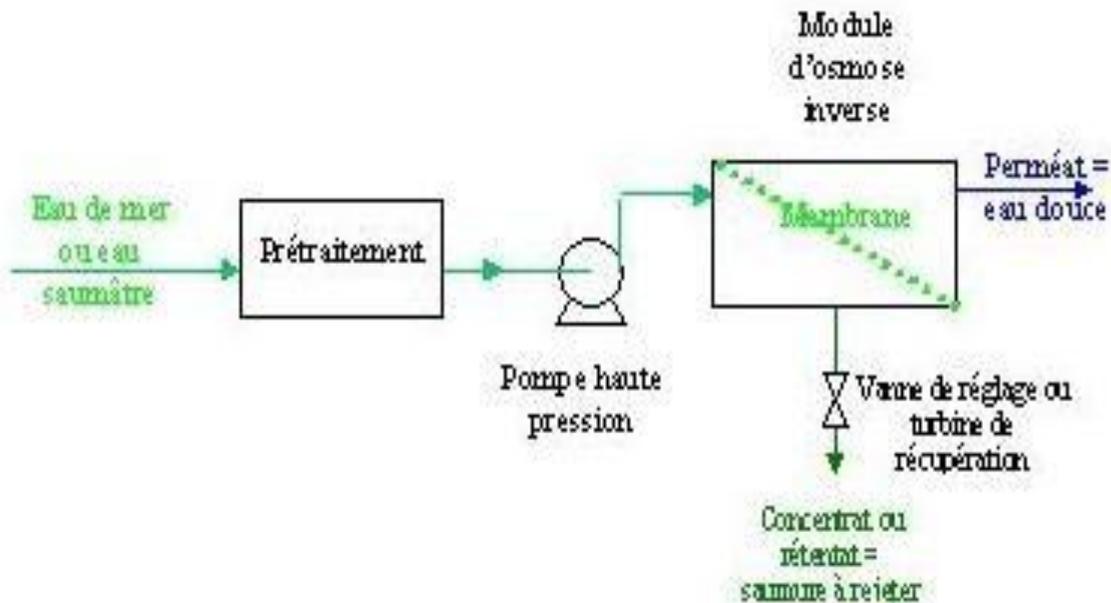


Figure I.3 : Éléments constitutifs d'une unité d'osmose inverse

Le dessalement par osmose inverse nécessite d'abord un pré-traitement très poussé de l'eau de mer pour éviter le dépôt de matières en suspension sur les membranes qui conduirait très rapidement à une diminution des débits produits.

Il est nécessaire de retenir toutes les particules de dimension supérieure de 10 à 50 μm selon le type de module d'osmose inverse. Ceci est réalisé à l'aide d'une préfiltration grossière puis d'une filtration sur sable pour éliminer les matières en suspension les plus grosses. Puis un traitement biocide et une acidification sont nécessaires pour éviter le développement de microorganismes sur la membrane et éviter la précipitation de carbonates. Enfin une filtration sur cartouches permet de retenir les particules de taille de l'ordre de quelques dizaines de μm qui n'ont pas été retenues par le filtre à sable.

La pompe haute pression permet ensuite d'injecter l'eau de mer dans le module d'osmose inverse dans lequel se trouvent les membranes.

De plus, un deuxième phénomène intervient lors de l'osmose inverse, il s'agit de la polarisation de concentration de la membrane. En effet, au cours du temps, la concentration de la solution salée augmente puisque la majorité des molécules sont retenues d'un seul côté de la membrane. De ce fait, la pression osmotique augmente également près de la couche limite, avec des risques de précipitation des composés à faible produit de solubilité. Pour un même rendement, la pression à appliquer est donc plus élevée. Pour éviter ce phénomène on balaye la membrane du côté de la solution salée par un flux d'eau continu. Toute l'eau n'est pas filtrée, une partie sert à nettoyer la membrane. Ce procédé est donc semblable à une filtration tangentielle. L'eau non filtrée est appelée rétentat tandis que l'eau qui a traversé la membrane est appelée perméat.

Afin de limiter la consommation d'énergie du procédé, on peut placer sur le circuit du rétentat une turbine qui permet de récupérer une partie de l'énergie contenue dans ce fluide sous haute pression.

II.2. Les procédés de distillation

Dans les procédés de distillation, il s'agit de chauffer l'eau de mer pour en vaporiser une partie. La vapeur ainsi produite ne contient pas de sels, il suffit alors de condenser cette vapeur pour obtenir de l'eau douce liquide. Il s'agit en fait d'accélérer le cycle naturel de l'eau. En effet l'eau s'évapore naturellement des océans, la vapeur s'accumule dans les nuages puis l'eau douce retombe sur terre par les précipitations. Ce principe de dessalement très simple a été utilisé dès l'Antiquité pour produire de très faibles quantités d'eau douce sur les bateaux.

L'inconvénient majeur des procédés de distillation est leur consommation énergétique importante liée à la chaleur latente de vaporisation de l'eau. En effet pour transformer un kg d'eau liquide en 1 kg d'eau vapeur à la même température il faut environ 2250 kilojoules (si le changement d'état se fait à 100°C). Afin de réduire la consommation d'énergie des procédés industriels, des procédés multiples effets qui permettent de réutiliser l'énergie libérée lors de la condensation ont été mis au point.

Deux procédés se partagent le marché du dessalement thermique : le procédé de distillation à détonées étagées (Multi-Stage Flash distillation MSF) et le procédé de distillation à multiples effets (Multi-Effet distillation MED).

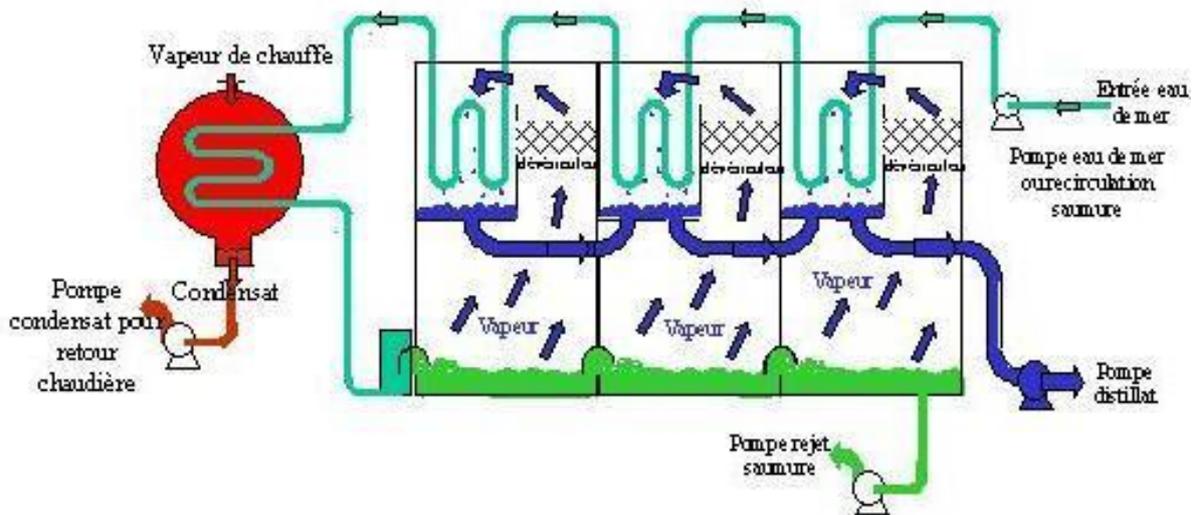


Figure I .4 : Principe de la distillation

III. Inconvénients du dessalement :

Néanmoins le dessalement de l'eau présente quelques inconvénient comme :

- Coût énergétique encore élevé
- Rejet des saumures concentrées au double de la salinité naturelle en mer ou injectées dans le sol
- Rejet d'eaux chaudes en mer dans le cas de la distillation
- Emploi de produits chimiques pour nettoyer les membranes (chlore)
- Traces de cuivre échappés des installations
- Aucune législation spécifique concernant la potabilité de l'eau issue de ces traitements.

B - Dessalement d'eau de mer en Algérie

Introduction

Les ressources hydriques de l'Algérie restent limitées ; tout d'abord, pour des raisons climatiques : une pluviométrie irrégulière qui oscille entre 100 et 600 mm/an seulement.

L'accroissement rapide des besoins en eau potable ainsi qu'en eau pour l'irrigation et l'industrie a été fort et reste continu. Une période de sécheresse assez longue a, par ailleurs, amené à une surexploitation des réserves hydriques jusqu'à épuisement d'une grande partie de celles-ci.

C'est pourquoi une nouvelle politique de l'eau est vite apparue indispensable. Elle a été mise en place à partir d'une loi nouvelle, et s'articule autour de principes nouveaux de gestion. L'option fondamentale est celle d'une gestion intégrée, participative, économique et écologique. L'édifice institutionnel sur lequel a reposé l'action de tous les intervenants dans le secteur de l'eau s'est trouvé ainsi renforcé.

Le recours au dessalement de l'eau de mer a pu, dans le cadre de la rénovation des choix et des modes de gestion, être promu comme une alternative stratégique permettant de sécuriser l'alimentation en eau potable de certaines villes du littoral et d'agglomérations proche.

Le gouvernement Algérien n'a pas tardé de faire du dossier de l'eau un dossier de sécurité nationale stratégique qui doit être pris en charge le plutôt possible. Pour cela il a été décidé de promouvoir une politique de dessalement d'eau de mer et de faire de l'Algérienne Energy Company (AEC) son fer de lance pour le développement des projets de dessalement en Algérie.

I - Présentation de Algerian energy company société par action (A E C):[3]

Algerian Energy Company SpA (AEC) est une Entreprise Publique Économique, créée le 23 mai 2001 sous forme de société par actions de droit algérien, par SONATRACH et SONELGAZ., cette compagnie a principalement le rôle de développeur des projets en partenariat avec des sociétés étrangères dans le domaine de la production d'énergie électrique et dessalement d'eau de mer.

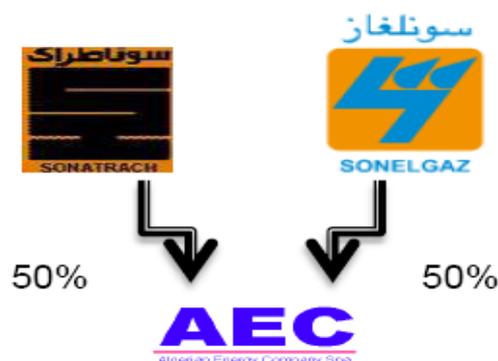


Figure I .5 : Présentation d'AEC

Le littoral Algérien (Figure I .6) compte quelques stations de dessalement de l'eau de mer réparties su treize wilayas qui relève du ministère des Ressources en Eau (MRE) ; la station

de Souk-Tleta de la wilaya de Tlemcen notre qui constitue notre projet d'étude fait partie de ses stations.

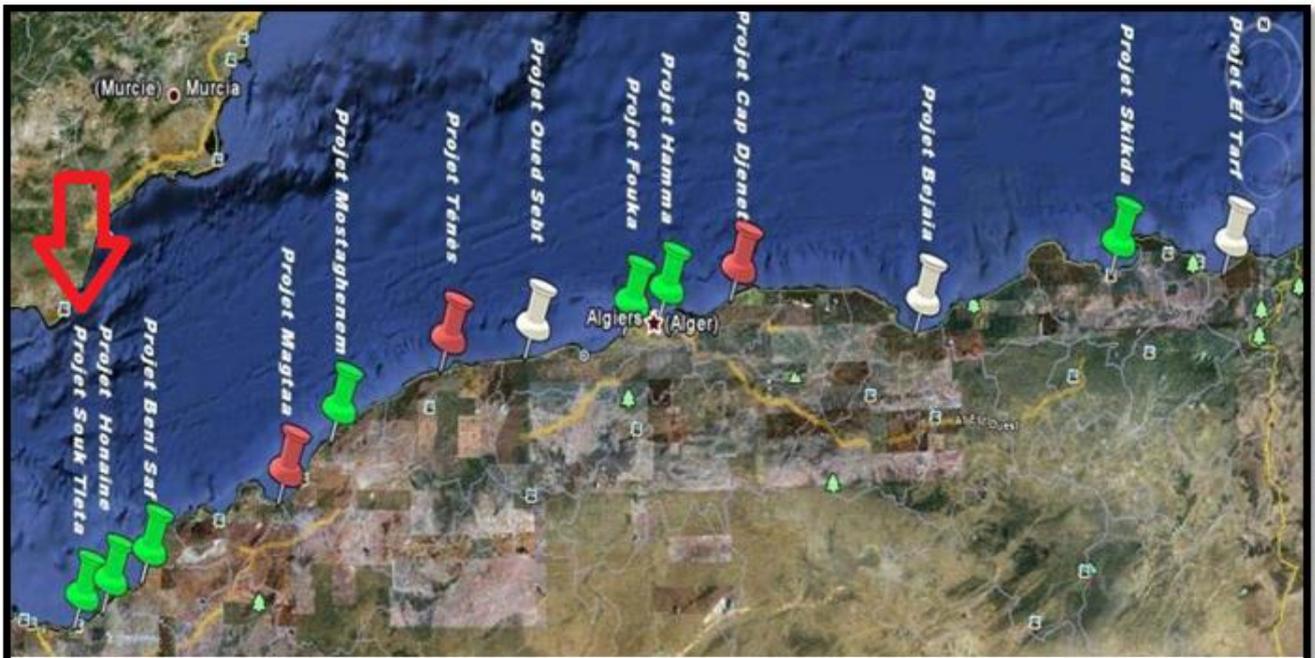


Figure I.6 : Stations de dessalement en Algérie

III - Station de dessalement de Souk-Tleta :

Pas moins de sept contrats constituant le package contractuel pour la réalisation de la station de dessalement d'eau de mer de Souk -Tleta à Tlemcen, ont été signés, par Algerian Energie Company (AEC), le groupement Malakoff International Ltd (Malaisie) et Hyflux (Singapour). Le projet consiste en la construction et l'exploitation d'une usine de dessalement d'eau de mer à Souk -Tleta dans la wilaya de Tlemcen, d'une capacité de 200 000 m³/j, en partenariat avec le groupement Malakoff-Hyflux, selon le schéma BOO (Built, Own & Operate). D'un coût total de 251 millions de dollars, la société Almiyah Al Tlemçania, société de projet créée pour la réalisation et la gestion de cette usine, sera détenue à hauteur de 51% par le groupement Malakoff-Hyflux et à 49 % par Algerian Energy Company (AEC).

La station de Souk -Tleta est financée à hauteur de 80% par la BNA. Pour les 20% restants, soit les 45 millions de dollars, ceux-ci seront financés par les apports propres des actionnaires de la société Almiyah Al Tlemçania, c'est-à-dire l'Algerian Energy Company (AEC, constituée par des capitaux de Sonatrach, Sonelgaz et de l'ADE) et du partenaire étranger, qui est le groupement Malakoff-Hyflux. Comme pour tous les autres projets de dessalement d'eau de mer, c'est le groupe Sonatrach qui achètera l'eau dessalée de Souk -Tleta avant de la céder à l'ADE qui la vendra à son tour au consommateur.

Il convient de signaler que Malakoff est le plus important producteur d'électricité en Malaisie avec une production de 5202MW tirés de 6 centrales. Concernant Hyflux, sa principale activité est le dessalement et le traitement en tout genre de l'eau, la fabrication de membranes

et le recyclage d'huiles usagées. Il est présent en Chine, Moyen-Orient et en Inde. La station de Souk Tleta fait partie du programme de 13 stations de dessalement lancées par les pouvoirs publics.

La capacité de l'usine de dessalement d'eau de mer est de 200.000 m³ / jour d'eau potable et un rendement de 45% qui est produit par la filtration ultra-(UF) / osmose inverse (RO) pour transférer à L'Algérienne des Eaux (ADE).



Figure I.7: Station de dessalement de Souk-Tleta

IV - Présentation de la Station de dessalement de Souk-Tleta : L'usine de dessalement de Souk-Tleta, sise à Plage de BHIRA a une capacité de production d'eau potable de 200.000 m³/jour.

Le procès de traitement d'eau de cette station consiste en :

- Un système de captage et pompage d'eau de mer
- Un système de prétraitement de l'eau de mer par Ultrafiltration
- Un système de déminéralisation de l'eau micro-filtré par osmose inverse
- Un système de reminéralisations et conditionnement de l'eau déminéralisée
- Un système de pompage de l'eau reminéralisée (Eau Commercialisable) vers le réseau de distribution ADE (Réseau de Transport d'Eau Externe)
- Un système d'évacuation de saumure et sous-produits.

V - Description et fonctionnement normal des installations du processus (figure I.8) :

La station de dessalement de Souk-Tleta a été inaugurée en avril 2011, avec une capacité de production en eau potable de 200 000 m³/jour avec un taux de conversion de 45% sous la direction de la compagnie **HYFLUX**.

La station de Souk-Tleta présente divers avantages dont :

- ✓ l'ultrafiltration (procédé unique sur le territoire national)
- ✓ une grande productive d'eau (200 000 m³/j)
- ✓ un personnel administratif multinational d'où l'opportunité de création d'une interactivité scientifique et sociale
- ✓ une bonne sécurité présentant des conditions de travail optimales du point de vue sécurité industrielle pour tout le personnel ainsi que les équipements.

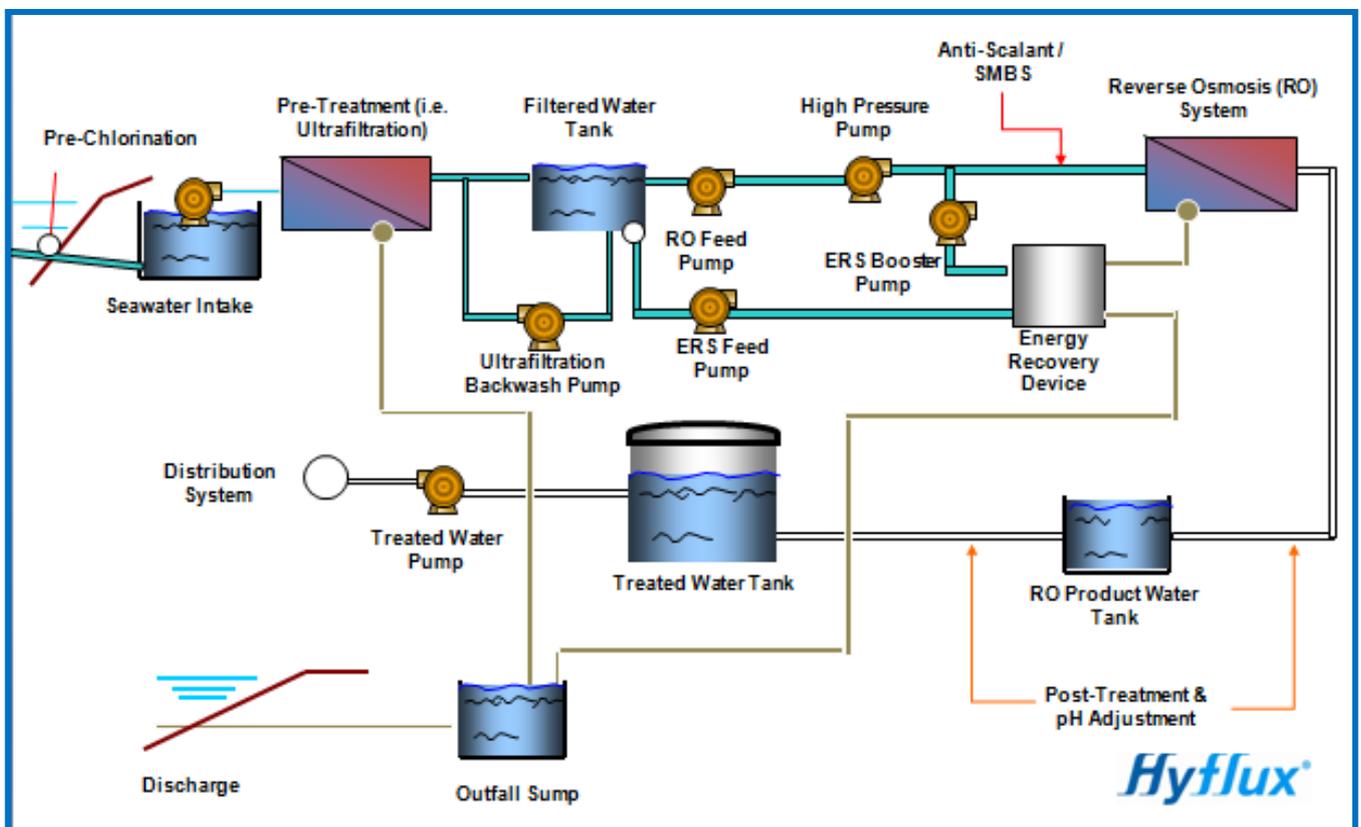


Figure I.8 : Schéma général du procédé de dessalement

1. Captage et pompage de l'eau de mer :

Le captage de l'eau de mer est une opération importante devant être prise au sérieux. En effet l'eau doit être débarrassée de la plus part de débris et poissons présents nécessairement dans l'eau. Cette station reçoit l'eau de mer par gravitation. Les tuyaux de prise soutirent l'eau de mer à une distance 900 m du large avec une inclinaison de 30° à la droite et une profondeur de 12 m. Une crépine à l'entrée de ce tuyau évite le passage des poissons et les débris de toutes sortes présentes dans l'eau de mer. Arrivant à la station, celle-ci est stockée dans deux

réservoirs de 17 m³. Ces derniers contiennent un système de dosage de chlore pour l'élimination des micros organismes. Deux pompes d'air disposées en parallèle permettent d'injecter l'air dans les réservoirs pour éliminer les poissons, les planctons ainsi que les agents biologiques.

2. Pompes d'eau de mer (figure I .9) :

Chaque pompe d'eau de mer offre 5300m³ par heure blindés avec décharge de pression de 3,5 bars environ à l'ultrafiltration (UF) des trains. Il ya au total cinq pompes de service et une en réserve pendant le fonctionnement normal

Chaque pompe s'acquittera de l'eau de mer dans un collecteur commun qui transporte l'eau de mer à l'UF du système de prétraitement. Ces pompes sont commandées par des dispositifs à fréquence variable afin de minimiser d'éventuels chocs au système de démarrage et l'arrêt du fonctionnement des pompes et de contrôler l'UF.



Figure I .9: Salle de pompage d'eau de mer

3. Prétraitement de l'eau de mer par Ultrafiltration (figure I .10) :

L'ultrafiltration est couramment utilisée comme prétraitement d'une unité d'osmose inverse. L'ultrafiltration est prévue pour filtrer l'eau de mer. Elle est utilisée pour la séparation des matières en suspension, colloïdes et bactéries. Cette technologie utilise des membranes avec des pores ayant une taille de 1-100nm. Elle produit de l'eau filtrée avec SDI faible et la turbidité pour osmose inverse (RO). L'utilisation du système UF permet au processus de

prétraitement à fonctionner sans l'aide de produits chimiques tels que les coagulants avec un débit minimal de 631,100 m³/jour et une pression maximal de 3.5 bars. Le rendement d'UF est de l'ordre 90% , les 10% qui reste étant des rejets.

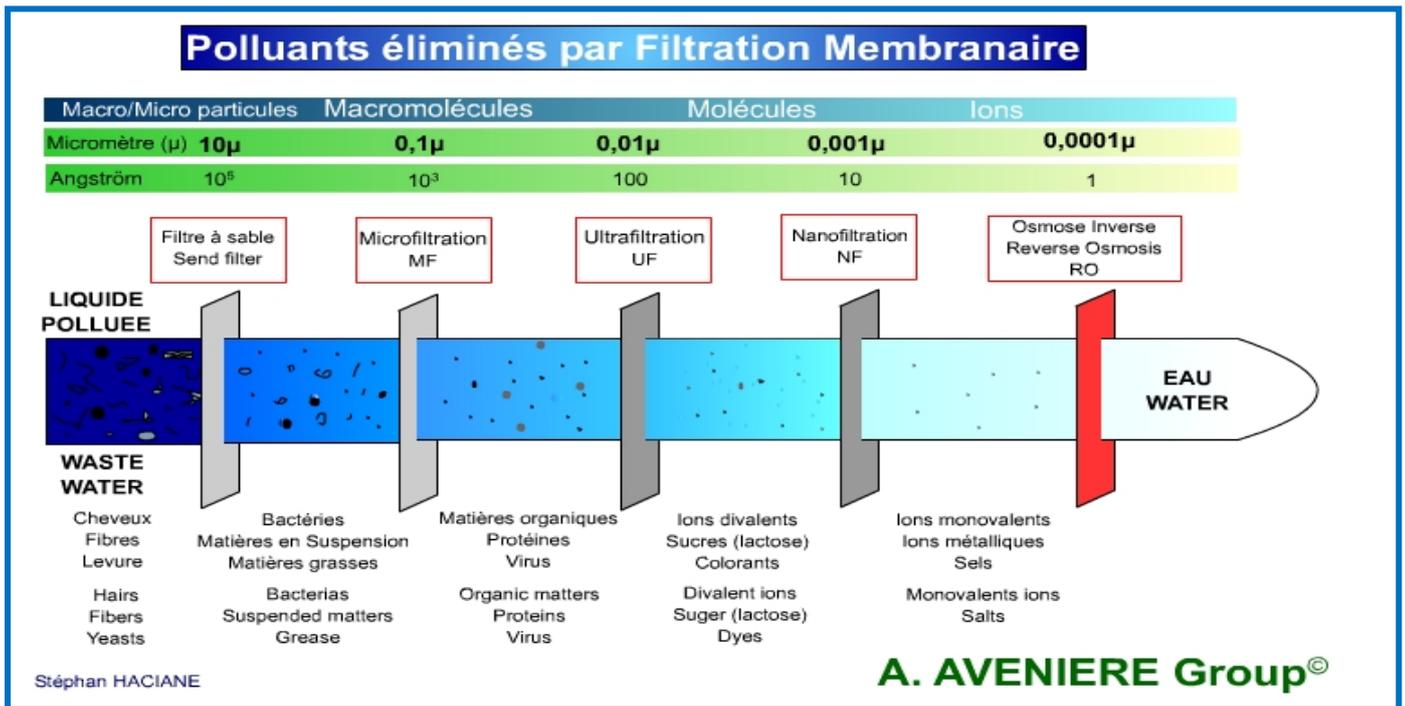


Figure I .10 : Polluants éliminés par filtration à membrane

4. Système et fonction de l’UF (Figure I .11) :

Les modules de l’UF prévus par Hyflux Kristal TM sont conçu pour produire un flux de 50 à 70% de litres/m²/h et ayant une surface spécifique totale de 70 m²/module lors du processus de filtration. Le système UF se compose de cinq (5) bancs, avec chaque banc contenant neuf (9) UF trains. Huit (8) des trains seront en service pendant que le train neuvième est au lavage, ou en mode CIP ou en cours de maintenance. Chaque train est fourni avec un espace de 162 modules UF, mais seulement 144 modules sont installés. Cette configuration permet une certaine augmentation future de la capacité de l'usine si nécessaire.

Les membranes d’UF sont de type fibres creuses. Ces derniers contiennent 8000 fibres à l’intérieur de chaque module d’UF. Ces membranes ont un diamètre inférieur à 0.1 μm. Par conséquent les risques d'obstruction sont très élevés. La densité de conditionnement est très élevée. Les fibres creuses sont presque toujours utilisées simplement pour l'osmose inverse.



Figure I .11 : Membranes

Les sorties individuelles de train de l'UF sont combinés dans un filtrat en-tête commun pour transmettre l'eau filtrée au réservoir. La qualité de l'eau filtrée pour chaque train peut être contrôlée à l'aide d'un turbidimètre fourni par la banque.

Le fonctionnement du système Hyflux Kristal TM a pour objet le prétraitement ainsi que le conditionnement de l'eau de mer du point de vue physique, biologique et chimique pour protéger et maximiser la performance du système d'osmose inverse. Le système UF

comprend les sous-systèmes suivants:

- Sous-système de conditionnement chimique
- Sous-système de filtration
- Sous-système de microfiltration



Figure I .12 : Salle d'ultrafiltration (les trains)

5. Réservoir de stockage d'eau filtrée et station de pompage :

L'eau filtrée produite par l'ultrafiltration (UF) des trains sont stockées dans un réservoir d'eau fermé et pourvu de filtres. L'eau filtrée à partir de ce réservoir est utilisé comme une source d'alimentation en eau aux trains RO. Certains d'entre eux sont utilisés pour laver les trains l'ultrafiltration (UF) pour maintenir la forme du flux d'exploitation et améliorer le nettoyage de la modules à membranes. La capacité de bassin de stockage étant 11000 m³.

La station de pompage contient 6 unités de pompes d'eau de lavage contre courant. Les 5 banques sont en service avec une sixième comme étant la pompe commune veille. Les pompes sont installées avec un dispositif VFD de contrôle pour fournir le débit requis au lavage de l'UF indépendamment du TMP au cours la séquence lavage.

Neuf unités de pompes d'alimentation (RO) sont fournies pour les trains de RO. Au débit maximal de l'usine, 8 des pompes sont en service neuvième étant en veille. Chaque pompe alimente ou fournie 1.5 train de RO avec une pression de service de 13 bars. Les pompes sont installées avec une VFD contrôlée conçues pour maintenir une pression définie.



Figure I .13 : Station de pompage

6. Etape de L'osmose inverse (RO) :

Le système d'osmose inverse est le cœur de l'usine et sa fonction est de réduire la teneur en sels de l'eau micro-filtrée Le système d'osmose inverse est composé par les sous-systèmes suivants :

- ✓ Un système de dosage chimique antitartre
- ✓ Un système de pompage haute pression (pompes Booster) et récupérateurs d'énergie



Figure I.14 : Salle RO

7. Système de dosage chimique antitartre :

L'entartrage est dû à la formation de dépôt de sels minéraux (matières en suspension inorganiques) qui a tendance à se former sur les surfaces d'échanges. Ces dépôts sont constitués principalement par du carbonate de calcium, de l'hydroxyde de magnésium et du sulfate de calcium. Pour minimiser l'échelle potentielle, l'acide sulfurique ou inhibiteur de l'échelle est utilisée pour l'eau de mer par osmose inverse (RO).

La station Souk-Tleta est équipée d'un système de dosage antitartre. Cela permet en effet à l'osmose inverse (RO) d'être alimenté par une eau de pH à environ 7.8 à 8.2 tout en améliorant sa qualité.

Les inhibiteurs d'entartrages sont des produits tartrifuges que l'on injecte à très faibles doses dans l'eau d'appoint, ils ont la propriété de minimiser les dépôts qui se font sur les parois d'échange.

8. Système de pompage haute pression et récupérateurs d'énergie (figure I.15) :

La fonction du système de pompage de haute pression est d'impulser l'eau micro filtrée vers le train d'osmose inverse avec la pression nécessaire pour vaincre la pression osmotique en assurant la production du débit d'eau déminéralisée désirée.

Approximativement 65% du débit d'eau micro-filtrée sera impulsé vers les châssis par les pompes de haute pression.

La saumure est rejetée avec une pression de 3 bars à l'aide d'un dispositif d'ERI. Le rôle de ce dernier est de remplacer la pression du concentrat qui est de l'ordre 58 bars avec la pression qui arrive d'UF. La raison d'utilisation ERI permet:

- ✓ De protéger l'environnement et le milieu aquatique.
- ✓ De récupérer l'énergie utilisée pour le service de station au lieu de le jeter dans la mer ;
- ✓ De recycler de l'énergie.

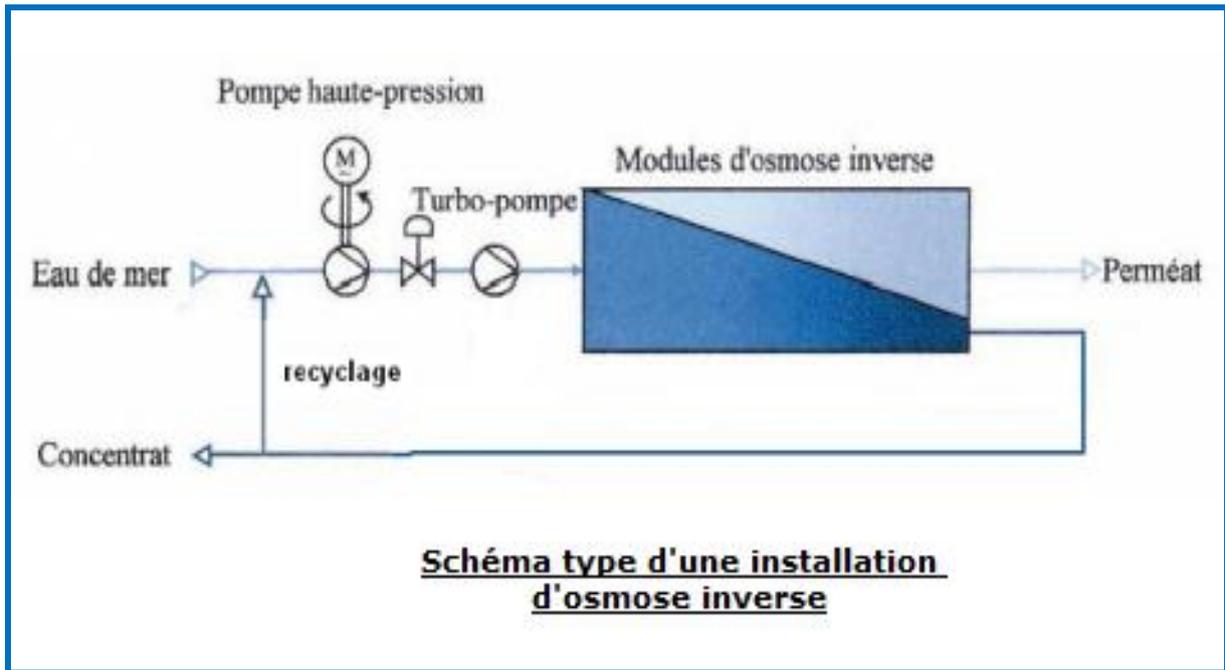


Figure I.15 : Type d'une installation d'osmose inverse



Figure I.16 : les trains RO

9. Système de conditionnement de l'eau :

À la fin du processus d'osmose inverse l'eau osmotique est reminéralisée pour diminuer l'agressivité de l'eau et atteindre les valeurs d'alcalinité, dureté, pH, indice de Langelier

L'eau osmotique de chaque ligne d'osmose inverse est conduite vers la reminéralisation au travers de collecteurs indépendant vers le le réservoir de stockage de l'eau produit. Ce réservoir est divisé en deux de telle manière que les lignes de production restent indépendantes jusqu'à l'entrée du réservoir d'eau potable. Le système de reminéralisations est constitué de deux ensembles de lits de calcite (chacun est composé par 30 cellules de 14m² de surface) et d'un procès de dosage de dioxyde de carbone.

Dans la tuyauterie de raccordement du réservoir de l'eau osmotique avec le réservoir des couches à calcite se fait un dosage de CO₂ à travers d'un Sparger installé dans la même tuyauterie de raccordement. L'eau rentre par le bas des cellules et est distribuée à travers des faux fonds des lits de calcite. L'anhydride carbonique dissous dans l'eau, réagit avec le carbonate calcique du lit formant le bicarbonate calcique soluble, avec une augmentation du PH.

Une fois la réaction de reminéralisations terminée, on aura amélioré la dureté et l'alcalinité de l'eau, et il existera un résiduel de CO₂ en équilibre avec CHO₃ qui déterminera le pH de l'eau traitée.

10. système de pompage de l'eau reminéralisée (Eau Commercialisable) vers le réseau de distribution ADE (figure I .17) :

10.1. Réservoir d'eau traitée :

L'eau traitée après la désinfection et la stabilisation est stocké dans le réservoir d'eau traitée. Ce réservoir est de type semi enterré avec une capacité de 25000 m³. Il ya deux compartiments dans le réservoir d'eau traitée :

- le premier est conçu pour fonctionner avec un seul compartiment de service
- le second compartiment est maintenu pour le nettoyage.

10.2. Pompes d'eau traitée :

La station de pompage contient un total de 14 pompes d'eau traitée, dont 12 ont service et 2 sont des pompes de secours. Chaque pompe donne un débit de 695 m³/h et une pression de sortie de l'ordre 30 bars. Ces pompes fournissent de l'eau traitée à la tuyauterie d'alimentation. Les pompes d'eau traitée sont installées avec un dispositif à fréquence variable (VFD). Ce dernier est fourni pour le bon démarrage et l'arrêt des pompes et de maintenir une pression stable de l'en-tête de l'offre et aussi de minimiser les surtensions sur la tuyauterie de refoulement lors des changements de condition d'écoulement.

Ces pompes d'eau traitée dans la station de pompage transfert l'eau traitée au réservoir de distribution. L'ADE est responsable de la distribution d'eau traité. Dans la station de dessalement, il y a un responsable de service d'ADE qui vérifié la qualité d'eau traité sortante. A la sortie de cette station, il y a 4 réservoirs d'anti béliér.



Figure I .17 : Salle de pompage eau potable vers l'ADE

10.3.Saumure rejetée (émissaire) :

L'émissaire sera exploitée sous l'écoulement par gravité sans qu'il soit nécessaire de pompage. Saumure RO sera être dirigée vers l'exutoire et fournira un flux continu de la mer. Ainsi, l'eau de lavage à partir des trains d'UF est dirigée vers le point de rejet.

L'eau de la cuve de neutralisation est également dirigée vers l'exutoire. Ces eaux usées, normalement à partir de l'UF système CIP et RO système CIP déchets seront neutralisés dans fosse de neutralisation et vous assurez que la valeur du pH se situe dans la gamme de 6 à 9 avant d'être pompée vers l'exutoire. Il faut respecter cette intervalle de PH car il y a une société de protection de l'environnement qui vérifié ces valeurs périodiquement.

10.4. Réseau externe de transport de l'eau [5] :

Le Réseau de Transport d'eau externe conduit l'eau commercialisable impulsée par le système de pompage d'eau produite de l'Usine de Dessalement de Souk- Tleta .

Ce réseau est constitué par :

- 14 pompes branchés en parallèle de diamètre 250 DN a chaque entrée et sortie on a une vanne à papillon pour réguler débit d'eau refouler
- Une conduite pour refoulement de diamètre 1000 DN
- Une conduite (ADE) de diamètre 1400 DN avec plusieurs points de captage vers plusieurs stations de pompage nommées de A à SP3
- Conduite de dérivation en fonte DN 1400 de point A a B de longueur 5956 m avec un hauteur manométrique totale de la pompe $H_{MT} = 280m$

- Conduite de dérivation en fonte DN 1400 vers deux réservoir de 5000m³ à de la Station de pompage d'eau potable de Bouyakoub (SP1)
- Conduite de sortie de SP1 en fonte DN 1400 vers le réservoir RT1 point (B-C) qui a une capacité de stockage 20000 m³ avec une hauteur manométrique totale de la pompe H_{MT} = 233,70 m
- Conduite de dérivation en fonte DN 1400 de point C au point D de longueur 6824 m qui distribue l'eau par gravitation vers la deuxième station de pompage SP2
- Conduite de dérivation en fonte DN 1400 vers deux réservoir de 5000m³ à de la Station de pompage d'eau potable de Benkrama (SP2)
- Conduite de sortie de SP2 en fonte DN 1400 vers le réservoir RT2 point (D-E) qui a une capacité de stockage de 20000 m³
- Les points (F , G, H) sont de soutirage de longueur 35726 m jusqu'a point (I)
- la 3eme station de pompage (SP3) qui recevra l'eau de RT2 réservoir de réservoir de capacité 5000 m³

Tableau 1 description de réseau [5]

Nom	Commune	Coordonnées Lambert (m)			Date de mise en service	Nbr de pompe	HMT (m)	Capacité de la bache (m ³)	Capacité Théorique de refoulement (l/s)
		X	Y	Z					
St SP1 SDEM	Souk Tleta	587 992	3 877 615	275	2011	3+1	240	2 500	2 315
St SP2 SDEM	Sidi Boudjenane	590 855	3 869 706	469	2011	3+1	145	2 500	2 217
St SP3 SDEM	Sidi M'Djahed	623 068	3 848 230	522	2011	3+1	115	2 500	1233
St SP4 SDEM	Zouia	615 097	3 843 674	553	2011	2+1	243	100	57
St SP6 SDEM	Djebala	613 652	3 874 094	489	2011	2+1	234	25	15

Tableau 2 : Description de réseau [5]

Nom	Capacité Réelle de refoulement (l/s)	Capacité Réelle de refoulement (m ³ /j)	Puissance (Kw)	Anti Bélier		Origine de la ressource
				Nombre	Capacité (litre)	
St SP1 SDEM	2 250	194 400	7 200	4	35 000	Eau dessalée
St SP2 SDEM	2 217	191549	4 800	2	35 000	Eau dessalée
St SP3 SDEM	1233	106 531	1890	2	35 000	Eau dessalée
St SP4 SDEM	57	4 925	264	1	2 000	Eau dessalée
St SP6 SDEM	15	1296	74	1	2 000	Eau dessalée



Figure I.17: Conduite de refoulement en fonte ductile DN 1000



Figure I .18 : Débitmètre ADE

Conclusion :

Le dessalement d'eau de mer est la méthode d'avenir pour pallier aux problèmes d'eau douce.

Très généralement, il est plus simple et plus économique de rechercher des sources d'eau douce à traiter (eaux de surface, telles que lac et rivière, ou eau souterraine), que de dessaler l'eau de mer. Cependant, dans de nombreuses régions du monde, les sources d'eau douce sont inexistantes ou deviennent insuffisantes au regard de la croissance démographique ou de la production industrielle.

En cela on a abordée ce chapitre pour discuter plus sur le dessalement en général et particulièrement en Algérie vue station (Souk-Tleta) ou on a passé notre stage de fin d'étude.

Chapitre II

Rappel des notions de la mécanique des fluides

Chapitre 02

Introduction

Dans ce chapitre on fait un rappel sur les bases de la théorie de la mécanique des fluides permettant d'acquérir les connaissances essentielles pour une bonne compréhension du fonctionnement des installations de pompes.

Une station de pompage se compose d'un réseau de conduites et d'un réseau de pompes.

Section A Rappel sur les notions de la mécanique des fluides

I -Dynamique des fluides : [6]

I-1 La Pression :

Dans les circuits hydrauliques, la pression est un des concepts les plus utilisés dans les calculs. Elle est égale au quotient de la force appliquée par la surface d'application :

$$p = \frac{F}{S} \quad \dots(\text{II.1})$$

Plusieurs unités existent:

- le pascal (Pa) : unité SI, peu employée en pratique
- le bar (bar) et son sous multiple le millibar (mbar)
- le millimètre de mercure ou Torr
- le millimètre de colonne d'eau ou le mètre de colonne d'eau (m CE)
- l'atmosphère (atm)

La relation entre ces unités est la suivante:

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} = 1000 \text{ mbar} \approx 750 \text{ mm de mercure} \approx 10,2 \text{ m CE} \approx 0,987 \text{ atm}$$

La pression atmosphérique est la pression exercée par l'atmosphère à la surface de la terre. Au niveau de la mer cette pression est équivalente à celle exercée par une colonne d'environ 760 mm de mercure. Elle varie tous les jours légèrement: elle est néanmoins toujours voisine de 1 bar. [Site 1]

I-2 Débit :

Le débit est la quantité de matière (exprimée par une masse ou un volume) qui passe à chaque unité de temps à travers cette section et il dépend des facteurs suivants :

- Section intérieure du tube.
- Vitesse du fluide dans le tube
- Régime de circulation du fluide
- Type de fluide

✓ Débit massique :

Si on choisi d'exprimer la quantité de matière, alors on parlera de débit massique

$$q_m = \frac{dm}{dt} \quad [\text{kg/s}] \quad \dots(\text{II.2})$$

- q_m : est la masse de fluide par unité de temps qui traverse une section droite quelconque de la conduite.

- dm : masse élémentaire en (kg) qui traverse la section pendant un intervalle de temps dt .

Section A Rappel sur les notions de la mécanique des fluides

-dt : intervalle de temps en (s).

✓ **Débit volumique :**

Si on choisi un volume on parlera de débit volumique

$$q_v = \frac{dv}{dt} \quad [m^3/s] \quad \dots(II.3)$$

q_v : est le volume de fluide par unité de temps qui traverse une section droit quelconque de la conduite

dV : Volume élémentaire, en (m^3), ayant traversé une surface S pendant un intervalle de temps dt (s)

I-3 Relation entre débit massique et débit volumique :

A partir des relations précédentes on peut déduire facilement la relation entre le débit massique et le débit volumique

$$q_m = \rho \times q_v \quad \dots(II.4)$$

I-4 Dynamique des fluides incompressibles :

Un fluide est dit incompressible lorsque le volume occupé par une masse donné ne varie pas en fonction de la pression extérieure. Les liquides peuvent être considérés comme des fluides incompressibles .

I.4.1 Ecoulement permanent :

L'écoulement d'un fluide est dit permanent si le champ des vecteurs de vitesse des particules fluides est constant dans le temps. Notons cependant que cela ne veut pas dire que le champ des vecteurs de vitesse est uniforme dans l'espace. Un écoulement non permanent conduirait à considérer les effets d'inertie des masses fluides. [7]

I.4.2 Equations de conservation de la masse (équation de continuité)[6]

Dans le cas d'un liquide qui s'écoule dans un tube de section variable, le volume ou débit qui passe par une section en un temps déterminé est le même quelle que soit la section (figure1)

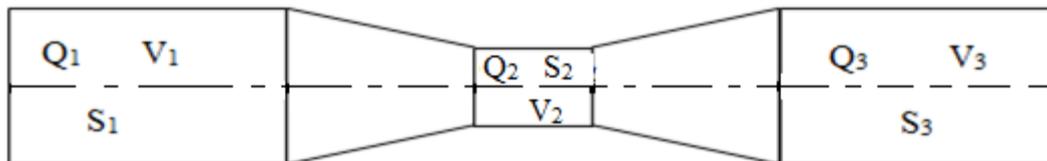


Figure II .1: Equation de continuité

Section A Rappel sur les notions de la mécanique des fluides

I.4.3 Ligne de courant :

En régime stationnaire, on appelle ligne de courant la courbe suivant laquelle se déplace un élément de fluide. Une ligne de courant est tangente en chacun de ses points ou vecteur vitesse du fluide en ce point (figure2) .

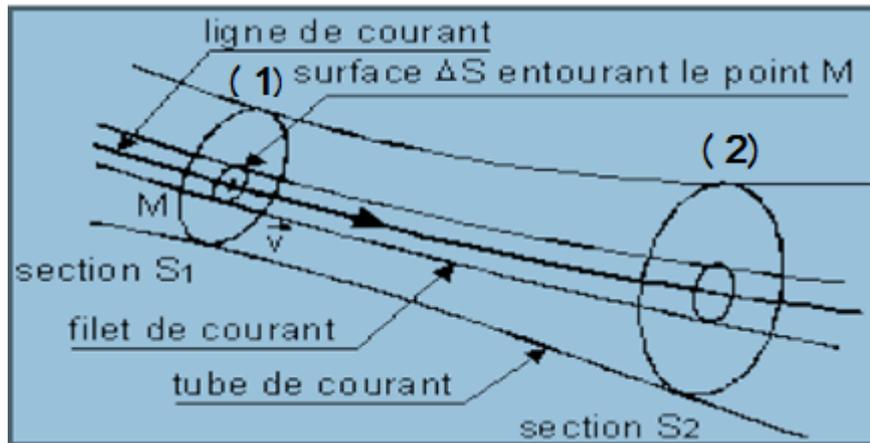


Figure II.2: Représentation d'un écoulement

I.4.4 Conservation du débit :

Considérons un tube de courant entre deux sections S_1 et S_2 . Pendant l'intervalle de temps Δt , infiniment petit, la masse Δm_1 de fluide ayant traversé la section S_1 est la même que la masse Δm_2 ayant traversé la section S_2 .

$q_{m1} = q_{m2}$ En régime stationnaire, le débit-massique est le même à travers toutes les sections droites d'un même tube de courant. Dans le cas d'un écoulement isochore :

$q_{v1} = q_{v2}$ en régime stationnaire, le débit-volumique est le même à travers toutes les sections droites d'un même tube de courant.

I.4.5 Expression du débit en fonction de la vitesse V :

Le débit-volumique est aussi la quantité de liquide occupant un volume cylindrique de base S et de vitesse égale à V , correspondant à la longueur du trajet effectué pendant l'unité de temps, par une particule de fluide traversant S .

Il en résulte la relation importante :

$$Q_v = V \times S \quad \dots(\text{II.5})$$

I.4.6 Vitesse moyenne :

En général la vitesse V n'est pas constante sur la section S d'un tube de courant ; on dit qu'il existe un profil de vitesse (à cause des forces de frottement). Le débit-massique ou le débit-volumique s'obtient en intégrant la relation précédente :

Dans une section droite S de la canalisation, on appelle vitesse moyenne V_m la vitesse telle que :

$$V_m = \frac{Q_v}{S} \quad \dots(\text{II.6})$$

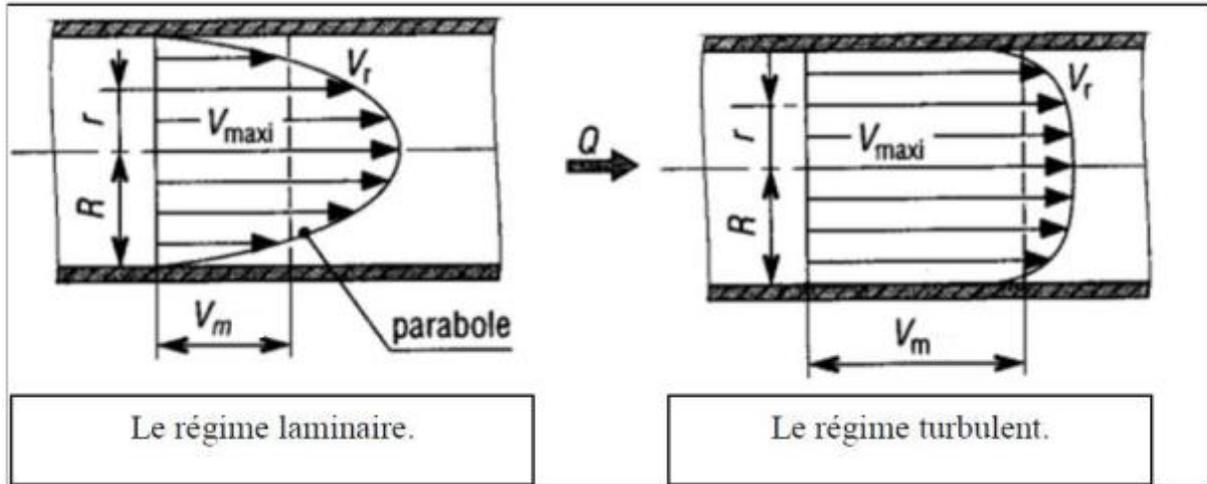


Figure II.3 : Profil de vitesse moyenne

La vitesse moyenne V_m apparaît comme la vitesse uniforme à travers la section S qui assurerait le même débit que la répartition réelle des vitesses. Si l'écoulement est isochore, cette vitesse moyenne est inversement proportionnelle à l'aire de la section droite. Équation de continuité :

$$Q_v = V_{m1} S_1 = V_m S_2 = \text{ctse} \quad \dots(\text{II.7})$$

$$\frac{V_{m1} S_2}{V_{m2} S_1} \quad \dots(\text{II.8})$$

Plus la section est faible et plus la vitesse moyenne s'accroît.

I.4.7 Nombre de Reynolds (Re) :

Le nombre de Reynolds est déterminé par le calcul en faisant varier le débit et le diamètre de la canalisation, Reynolds a montré que le paramètre qui permettrait de déterminer si l'écoulement est laminaire ou turbulent est un nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds Re est donné par :

$$Re = \frac{V_m D}{\nu} \quad \text{ou} \quad Re = \frac{\rho V_m D}{\mu} \quad \dots(\text{II.9})$$

ρ : masse volumique du fluide

V_m : vitesse moyenne

D : diamètre de la conduite

μ : viscosité dynamique du fluide

ν : viscosité cinématique

L'expérience montre que si :

- $Re < 2000$ le régime est laminaire
- $2000 < Re < 3200$ le régime est transitoire
- $Re > 3200$ le régime est turbulent

I.4.8 -Coefficient de perte de charge linéaire λ :

✓ Cas de l'écoulement laminaire ($Re < 2000$) : [7]

Dans ce cas on peut montrer que le coefficient λ est uniquement fonction du nombre de Reynolds Re ; l'état de la surface n'intervient pas et donc ne dépend pas de k (hauteur moyenne des aspérités du tuyau ou rugosité de paroi), ni de la nature de la tuyauterie. Avec :

$$\lambda = 64 / Re \quad \dots(\text{II.10})$$

✓ Cas de l'écoulement turbulent ($Re > 3200$) :

Les phénomènes d'écoulement sont beaucoup plus complexes et la détermination du coefficient de perte de charge λ résulte de mesures expérimentales.

C'est ce qui explique la diversité des formules anciennes qui ont été proposées pour sa détermination. En régime turbulent l'état de la surface devient sensible et son influence est d'autant plus grande que le nombre de Reynolds Re . Tous les travaux ont montré l'influence de la rugosité et on s'est attaché par la suite à chercher la variation du coefficient en fonction du nombre de Reynolds Re et de la rugosité k du tuyau.

Les diverses équations :

-Une formule générale est donnée pour :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) \quad \dots(\text{II.11})$$

-Equation de karman-Prandtl pour les conduites lisses :

$$\frac{1}{\lambda} = 2 \log_{10} (Re \sqrt{\lambda}) - 0,8 \quad \dots(\text{II.12})$$

-Equation de karman-Prandtl pour les conduites rugueuses :

$$\frac{1}{\lambda} = 2 \log_{10} \frac{2}{2\varepsilon} + 1,74 \quad \dots(\text{II.13})$$

-Equation de Blasius pour les conduites lisses et $4000 < Re < 5 \cdot 10^5$

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad \dots(\text{II.14})$$

-Equation de Nikuradse pour les conduite lisse et $Re > 10^5$:

$$\lambda = \frac{0,221}{Re^{0,227}} + 0,0032 \quad \dots(\text{II.15})$$

La formule de Colebrook et White est actuellement considérée comme celle qui traduit le mieux les phénomènes d'écoulement en régime turbulent.

L'utilisation directe de cette formule demanderait, du fait de sa forme implicite, un calcul par approximations successives ;

On emploie aussi en pratique des représentations graphiques (voir annexe.) Pour simplifier la relation précédente, on peut chercher à savoir si l'écoulement est hydrauliquement lisse ou rugueux pour évaluer la prédominance des deux termes entre parenthèses dans la relation de Colebrook et white.

II - Equation de Bernoulli [6] et [7] :

Le théorème de Bernoulli est une application de la conservation de l'énergie au cas des fluides en mouvement. Un certain travail est fourni au fluide lorsqu'il passe d'un point à un autre et ce travail est égal à la variation d'énergie mécanique. Dans le cas d'un fluide laminaire visqueux et incompressible L'énergie contenue dans un fluide qui passe ou circule dans un tube se décompose ainsi :

1- Énergie potentielle : dépend de la nature de la colonne de fluide et de la pression statique

$$p + \rho gh \quad \dots(\text{II.16})$$

2-Énergie cinématique : dépend de la vitesse du fluide et de la pression dynamique

$$\frac{1}{2}\rho v^2 \quad \dots(\text{II.17})$$

De la loi de conservation de l'énergie d'écoulement l'équation de Bernoulli :

$$p + \rho gz + \frac{1}{2}\rho v^2 = cte \quad [\text{N/m}^2 \text{ ou Pa }] \quad \dots(\text{II.18})$$

g : l'accélération de la pesanteur

z :la hauteur de la colonne de fluide

ρ : la pression statique du fluide

v : la vitesse du fluide

Section A Rappel sur les notions de la mécanique des fluides

II.1 Cas des Fluides Parfaits (non visqueux) :

L'équation élémentaire de Bernoulli exprime que, tout le long d'un filet liquides-en mouvement permanent, l'énergie totale par unité de poids du liquide reste constante. D'après le schéma, on peut donc écrire que :

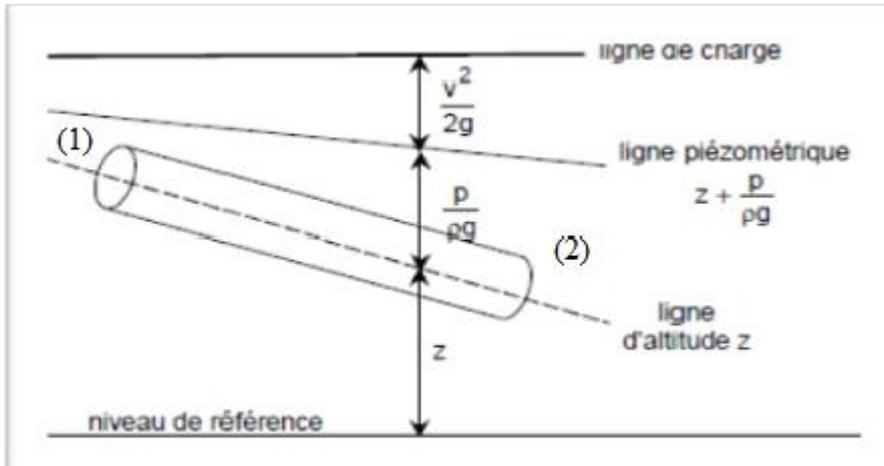


Figure II . 4 : Théorème de Bernoulli (fluide parfait)

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 = H = \text{cte} \quad \dots(\text{II.19})$$

Cette équation s'écrit donc dans le cas général :

$$\frac{p}{\rho g} + \frac{v}{2g} + z = \text{cste}$$

II . 2 Cas des Fluides réels (visqueux) :

Contrairement au fluide parfait non visqueux, la charge H pour un fluide réel visqueux diminue dans la direction de l'écoulement ($dh_H/dx < 0$).

Ceci est dû à la nature visqueuse du fluide qui dissipe une partie de l'énergie:

Cette perte d'énergie est appelée « *Perte de charge* »

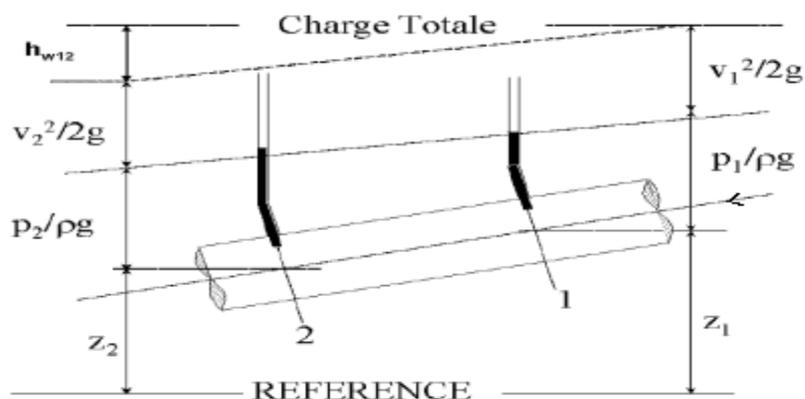


Figure II.5 : Théorème de Bernoulli (fluide visqueux)

L'équation de Bernoulli généralisée, pour un liquide réel, devient donc :

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2}{2g} + z_2 + h_{w12} \quad \dots(\text{II.20})$$

h_{w12} : Perte de charge totale entre les sections 1 et 2

III. Perte de charge [6] :

Lorsqu'on considère un fluide réel au cours de son déplacement, ce fluide perd de l'énergie mécanique veut dire perd une partie de sa « charge » : c'est ce que l'on appelle les pertes de charge.

Cette perte de charge dépend des dimensions et de la rugosité de la canalisation, de la vitesse d'écoulement et de la viscosité du liquide mais non de la valeur absolue de la pression qui règne dans le liquide.

Les pertes de charge se traduisent par une chute de pression entre deux points (1) (2). On peut les exprimer comme une pression (en Pa), ou comme une hauteur de colonne de fluide (en mètres de colonne de fluide : mCF . le plus souvent mètres de colonne d'eau: mCE).

Le lien entre ces deux manières d'exprimer les pertes de charge est le suivant :

III .1- Pertes de Charge linéaires [8] :

Ce genre de perte est causé par le frottement intérieur qui se produit dans le liquide, il se rencontre dans les tuyaux lisses aussi bien que dans les tuyaux rugueux, sont liées aux frottements entre couches de fluide et entre fluide et paroi dans les sections et la viscosité réparties régulièrement le long des conduites

Entre deux points séparés par une longueur L, dans un tuyau de diamètre D apparaît une perte de pression p. exprimée sous la forme suivante :

$$\Delta p = \lambda \frac{\rho L v^2}{D} \quad \text{En (Pa)}$$

$$J_L = \frac{\Delta p}{\rho g} = \lambda \frac{L v^2}{D 2g} \quad \text{En mètre (m)} \quad \dots(\text{II.21})$$

: coefficient de perte de charge. Il est sans dimension et est fonction du nombre De Reynolds et de la rugosité

L: longueur de la conduite [m]

D: diamètre [m]

V: vitesse moyenne [m/s]

: Perte de charge linéaire exprimé en mètre

Section A Rappel sur les notions de la mécanique des fluides

III .2 -Pertes de Charge Singulières :

Sont liées à la résistance de l'écoulement provoquée par des accidents de parcours tels que :

- les changements de direction : courbes, coude
- les branchements : tés de séparation ou de réunion.
- les organes de robinetteries : robinets, clapets, filtres..
- les matériels spécifiques : grilles, échangeurs...

Toute déformation de la veine fluide, en direction ou en section, provoque une perte de charge singulière dont la valeur dépend de la nature et de l'importance de cette déformation On les exprime par:

$$\Delta P = \xi \frac{\rho V^2}{2} \quad \text{En (Pa)}$$
$$\frac{\Delta p}{\rho g} = J = \xi \frac{V^2}{2g} \quad \text{En mètre (m)} \quad \dots(\text{II.22})$$

ΔP : Perte de charge exprimée en (Pa).

J : Perte de charge exprimée en mètres de colonne de fluide (mcf) .

ξ :est appelé coefficient de perte de charge singulière (sans dimension)

-La détermination de ξ : Les pertes de charge locales dépendent de la géométrie interne des composants et des irréversibilités dans l'écoulement (frottement, tourbillons, etc...)

- Pour cette raison, il n'existe pas de théorie générale qui permette de prédire.
- Les valeurs de sont obtenues expérimentalement par les manufacturiers.
- Des valeurs approximatives sont données dans les manuels

IV - Viscosité cinématique et dynamique :

Sous l'effet des forces d'interaction entre les molécules de fluide et des forces d'interaction entre les molécules de fluide et celles de la paroi, chaque molécule de fluide ne s'écoule pas à la même vitesse. On dit qu'il existe un profil de vitesse

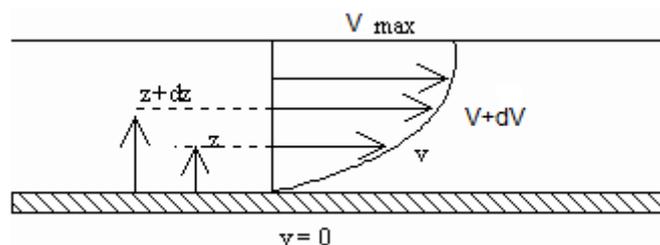


Figure II.6 : profil de vitesse

Section A Rappel sur les notions de la mécanique des fluides

La force de frottement F qui s'exerce à la surface de séparation de ces deux couches s'oppose au glissement d'une couche sur l'autre. Elle est proportionnelle à la différence de vitesse des couches soit dv , à leur surface S et inversement proportionnelle à dz :

Le facteur de proportionnalité μ est le coefficient de viscosité dynamique du fluide

IV- 1 Viscosité Dynamique :

$$\zeta = \mu \frac{dv}{dz} \quad \dots(\text{II.23})$$

ζ : Contrainte de déformation tangentielle

$\frac{dv}{dz}$: Gradient de vitesse d'écoulement

Viscosité dynamique $\Rightarrow \mu = \frac{\zeta}{\frac{dv}{dz}} \quad [\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}] \quad \dots(\text{II.24})$

IV- 2 Viscosité Cinématique ν :

Elle représente le rapport entre la viscosité dynamique et la masse spécifique d'un fluide :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad [\text{m}^2/\text{s}] \quad \dots(\text{II.25})$$

ν est généralement exprimé en Stokes (st) : $10^4 \text{St} = 1 \text{ m}^2/\text{s}$

V - Diagramme de Moody :

le diagramme de moody permet d'identifier plusieurs régions :

- Zone à écoulement laminaire ($Re < 2000$) $\Rightarrow \lambda = f(Re)$ avec $\lambda = 64/Re$
- Zone de transition $2000 < Re < 4000$
- Zone de turbulent lisse : $\lambda = f(Re)$
- Zone turbulence Transitoire : $\lambda = f(Re; \varepsilon/D)$
- Zone turbulence rugueux $\lambda = f(\varepsilon/D)$

Diagramme de Moody

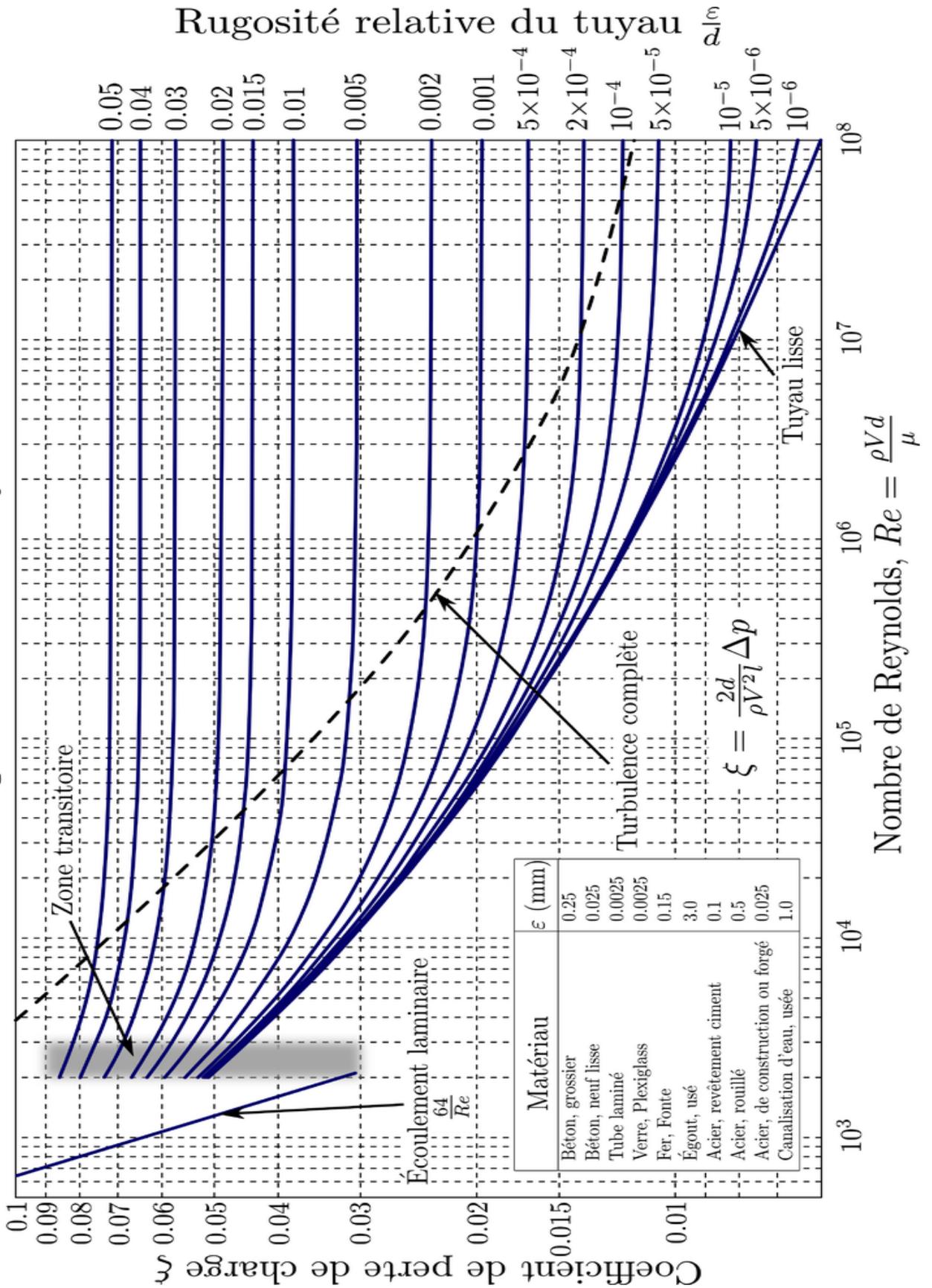


Figure II.7: diagramme de Moody

Introduction :

Les pompes hydrauliques sont des machines hydrostatiques dont la mission est d'alimenter les appareils sous une pression et un débit déterminés.

Au point de vue physique la pompe transforme l'énergie mécanique de son moteur d'entraînement en énergie hydraulique.

Toutes les pompes sont divisées en deux classes principales selon le mode de fonctionnement et dans les applications industrielles on trouve divers procédés et modèles des pompes

I-Classification générale des pompes hydrauliques :

Les pompes hydrauliques se divisent en deux groupes :

- Les pompes non volumétriques qui ne possèdent pas d'étanchéité interne, c'est-à-dire que dans la pompe la chambre dite « d'admission » et la chambre dite de « refoulement » où le fluide est éliminé, ne sont pas séparées.
- Les pompes hydrométriques ou volumétriques qui au contraire possèdent une séparation entre les deux chambres.

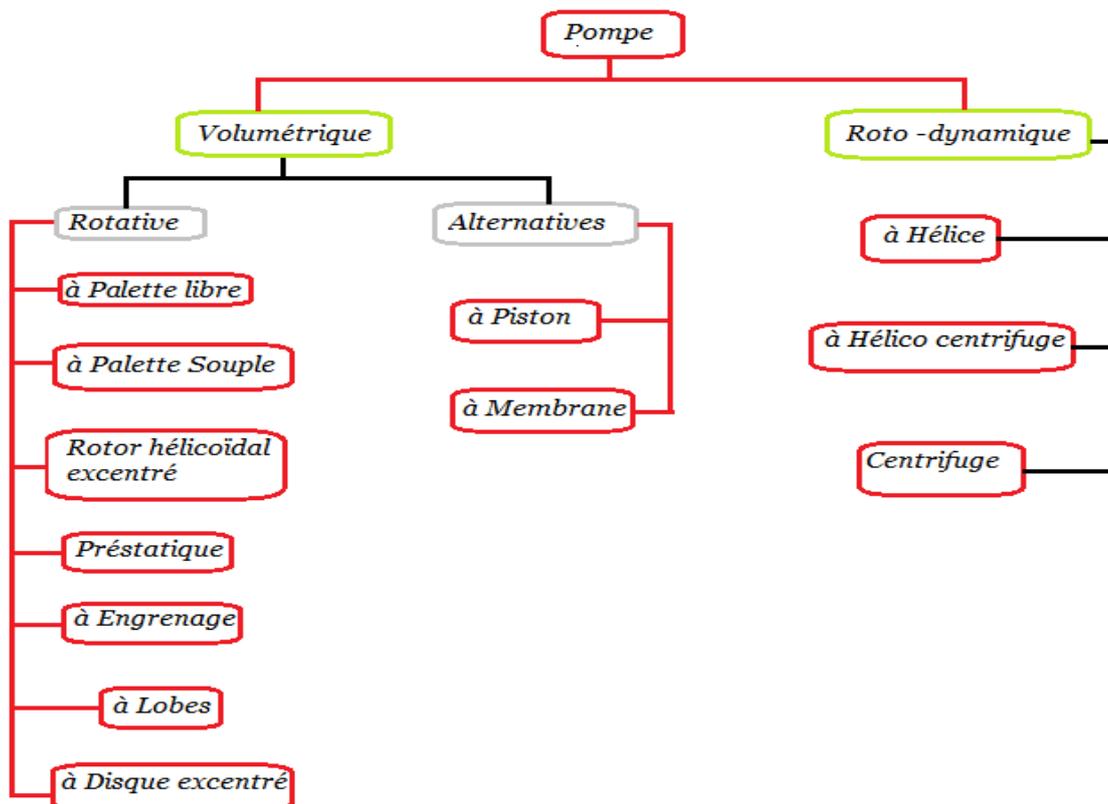


Figure II .8 : Classification des Pompes

Partie A " Pompe Volumétrique "

II- Rotatives [11] :

II.1 Pompe à palettes libres :

Un corps cylindrique fixe communique avec les orifices d'aspiration et de refoulement. A l'intérieur se trouve un cylindre plein, le rotor, tangent intérieurement au corps de la pompe et dont l'axe est excentré par rapport à celui du corps.

Le rotor est muni de 2 à 8 fentes, diamétralement opposées deux à deux, dans lesquelles glissent des palettes que des ressorts appuient sur la paroi interne du stator.

Le mouvement du rotor fait varier de façon continue les différentes capacités comprises entre les cylindres et les palettes en créant ainsi une aspiration du liquide d'un côté et un refoulement de l'autre.

Caractéristiques et utilisation : ce sont des pompes caractérisées par des débits allant jusqu'à $100 \text{ m}^3/\text{h}$ et des pressions au refoulement de 4 à 8 bars.

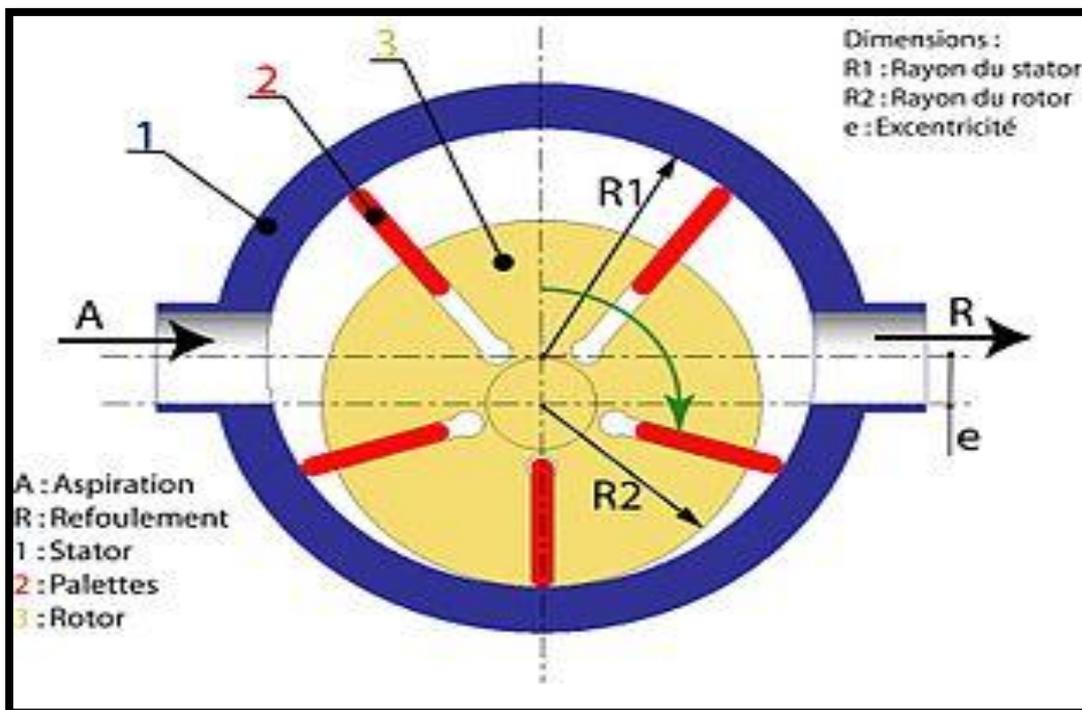


Figure II.9: Pompe à palettes libres

*** Avantages:**

- Pas de brassage, ni d'émulsion du liquide pompé
- Débit régulier
- Marche réversible de la pompe

*** Inconvénients :**

- Usure du corps par frottement des palettes
- Difficile pompage des produits visqueux

*** 2 Pompe à palettes souples :**

De même conception que les pompes à palettes libres, le mouvement du rotor fait varier de façon continue les différents volumes compris entre les cylindres et les palettes souples créant une aspiration du fluide d'un côté et le refoulement de l'autre. Ce type de pompe occasionne des phénomènes de fuites internes et de brassage du fluide

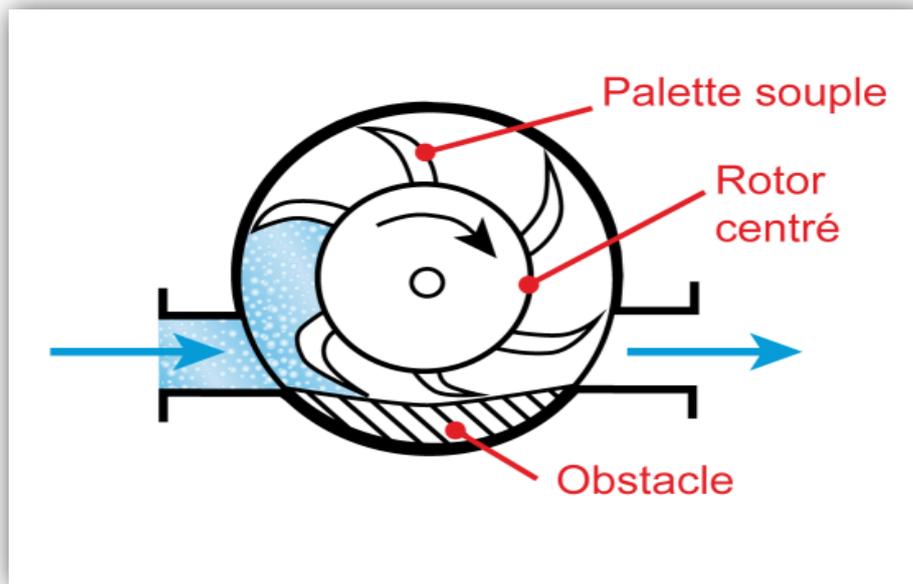


Figure II.10 : Pompe à palettes souples

II.3 Pompe à rotor hélicoïdal excentré :

Egalement nommée pompe Moineau du nom de son inventeur, pompe à vis ou « queue de cochon ».

Elles sont composées de deux engrenages hélicoïdaux, le rotor tournant à l'intérieur du stator fait d'un matériau élastomère. Le mouvement tournant excentré du rotor permet de déplacer axialement le produit.

Ces pompes peuvent atteindre des pressions au refoulement de 20 à 60 bars. Le débit maximum est de 500 m³/h. Son utilisation pour alimenter les filtres-presses est fréquente.

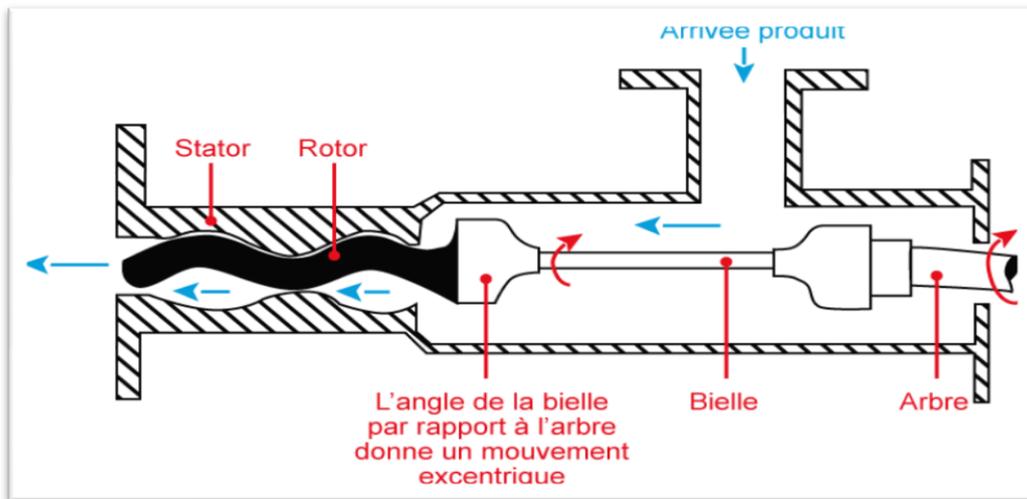


Figure II.11 : Pompe à rotor hélicoïdal excentré

- **Avantages :**

- ✓ Débit régulier
- ✓ Marche de la pompe réversible

- **Inconvénients :**

- ✓ Pas de marche à sec de la pompe
- ✓ Encombrement important
- ✓ Maintenance assez difficile et coûteuse

II.4 Pompe péristaltique :

L'effet de pompage est obtenu par la compression d'un tube en élastomère par des galets fixés sur le rotor. Les galets, en se déplaçant, entraînent le liquide jusqu'au refoulement.

Elles permettent de pomper des liquides très abrasifs et chargés à un débit pouvant aller à 50 m³/h. La pression au refoulement est de 15 bars. La hauteur manométrique maximale est de 160 m CE



Figure II.12: Pompe péristaltique

- **Avantage:**
 - ✓ utilisation comme pompe doseuse possible
- **Inconvénients :**
 - ✓ débit limité
 - ✓ refoulement très saccadé
 - ✓ température d'utilisation assez faible (80°C) limitée par le matériau du tube

II.5 Pompe à engrenage :

Elle est constituée par deux engrenages tournant à l'intérieur du corps de pompe.

Le principe consiste à emprisonner le liquide dans l'espace compris entre deux dents consécutives et à le faire passer vers la section de refoulement.

Ce sont des pompes qui peuvent atteindre des pressions au refoulement de l'ordre de 5 à 30 bars. Les débits peuvent atteindre 300 m³/h.

Elles sont adaptées aux liquides propres de toute viscosité même les plus élevées.

Elles n'admettent pas le passage de particules solides sous peine de destruction.

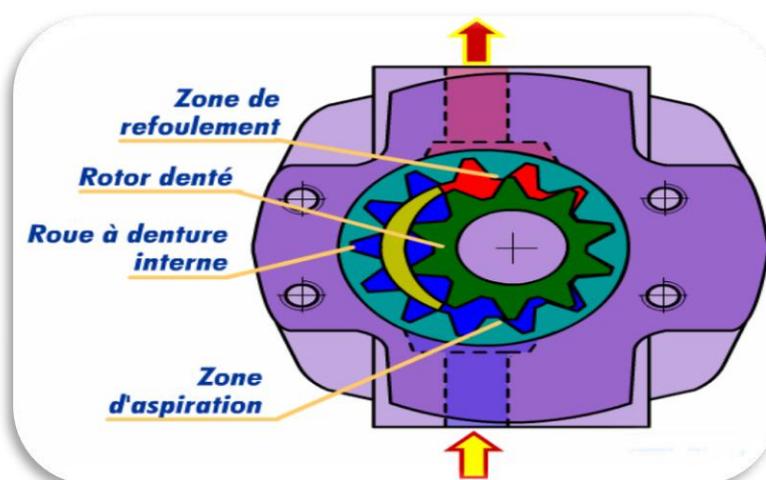


Figure II.13 : Pompe à engrenages

- **Avantages :**
 - ✓ débit régulier
 - ✓ pas de clapets nécessaires
 - ✓ marche de la pompe réversible
- **Inconvénients :**
 - ✓ nombreuses pièces d'usure
 - ✓ pas de particules solides dans cette pompe, ni de produits abrasifs ; la présence de traces de solide ayant pour effet d'accélérer l'usure mécanique des pignons et de diminuer l'étanchéité entre le corps de pompe et les dents

II.6 Pompe à lobes :

Selon le même principe que les pompes à engrenages, le fluide est déplacé entre le rotor et le corps de pompe. Les rotors sont entraînés par un mécanisme indépendant.

Les impulseurs sont composés de un, deux, trois ou quatre lobes. Le flux de liquide est continu et il n'y a pas de brassage



Figure II.14 : Pompe à lobes

II.7 Pompe à disque excentré :

Cette pompe fut imaginée en 1906 par André Petit qui la popularisa sous la marque Mouvex. Elle est composée d'un disque entraîné par un excentrique dans un corps de pompe cylindrique.

Cette pompe est capable de véhiculer une grande variété de liquides, visqueux ou non, volatils, et même du gaz, sans cisaillement, sans pulsation.

Sa capacité à pomper du gaz la rend auto amorçante, et permet également de chasser le liquide d'une tuyauterie en le poussant avec un gaz.

Le sens du pompage peut être inversé par inversion du sens de rotation de la pompe.



Figure II.15 : Pompe à disque excentré

III- Principaux incidents dans l'exploitation des pompes volumétriques alternatives : [8]

III.1 Débit insuffisant ou nul:

- Présence de gaz dans la ligne d'aspiration
- Manque de niveau à l'aspiration
- Pompe non amorcée
- Prise d'air à l'aspiration
- Soupape de décharge bloquée ouverte
- Défaillance ou encrassement des clapets
- Déréglage de la course du piston
- Vaporisation du produit à l'aspiration (cavitation)
- Membrane de la pompe percée
- Filtre bouché
- Produit trop visqueux (mal réchauffé)

III.2 La pompe déclenche par surcharge électrique:

- Défaut électrique
- Frottements mécaniques
 - * garniture d'étanchéité trop serrée
 - * pièces en mouvement détériorées
- Changement de qualité ou de température du produit entraînant une augmentation de la viscosité
- Augmentation de la différence de pression (pertes de charge) amont/aval
 - * pression dans les capacités
 - * filtre encrassé
 - * vanne étranglée

III.3 Variations excessives de pression au refoulement:

La conception de l'installation est en cause, l'inertie de la masse liquide en mouvement dans la ligne de refoulement est trop importante. On peut :

- augmenter le diamètre de la ligne (diminution de la vitesse)
- diminuer la longueur de la ligne, pour diminuer la masse de liquide mise en jeu
- installer une bouteille anti-pulsatoires
- remplacer par une pompe multicylindres

III.4 Vibrations importantes :

- défaut d'alignement ou défaut mécanique
- garniture trop serrée
- cavitation
- bouteilles anti-pulsatoires détériorées : pas de gaz ou pression de gaz différentes de la pression à écrêter, membrane perforée
- cadence de marche non adaptée aux membranes

IV. Pompes alternatives :

IV.1 Pompe à piston : [12]

Fonctionnement : son principe est d'utiliser les variations de volume occasionnées par le déplacement d'un piston dans un cylindre.

Ces déplacements, alternativement dans un sens ou dans l'autre, produisent des phases d'aspiration et de refoulement.

Quand le piston se déplace dans un sens le liquide est comprimé : il y a fermeture du clapet d'admission et ouverture du clapet de refoulement. Le fonctionnement est inverse lors de l'aspiration du liquide dans la pompe.

Caractéristiques et utilisation : elles ne conviennent que pour des débits de l'ordre de 80 m³/h. la pression au refoulement peut aller jusqu'à 25 bars.

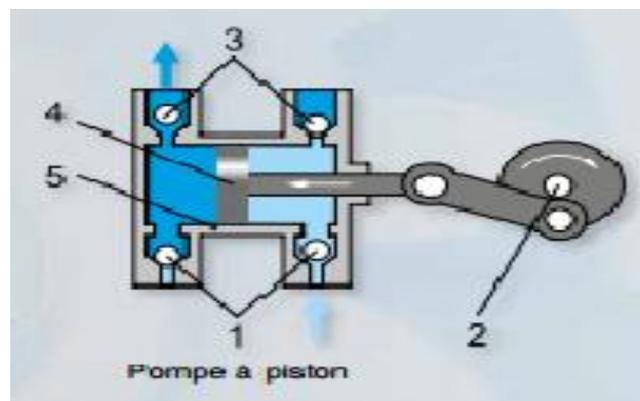


Figure II.16 : Pompe à piston

- **Avantages :**

- ✓ fonctionnement à sec sans dommage
- ✓ bon rendement (90%)

- **Inconvénients**

- ✓ débit limité
- ✓ viscosités assez faibles
- ✓ pompage de particules solides impossible : la pompe ne fonctionne bien que si l'étanchéité est parfaite entre le cylindre et le piston

IV.2 Pompe à membrane :

Une membrane est parfois liée au piston. La membrane est également animée d'un mouvement alternatif. L'intérêt des membranes est l'utilisation avec des produits corrosifs, abrasifs ou acides.

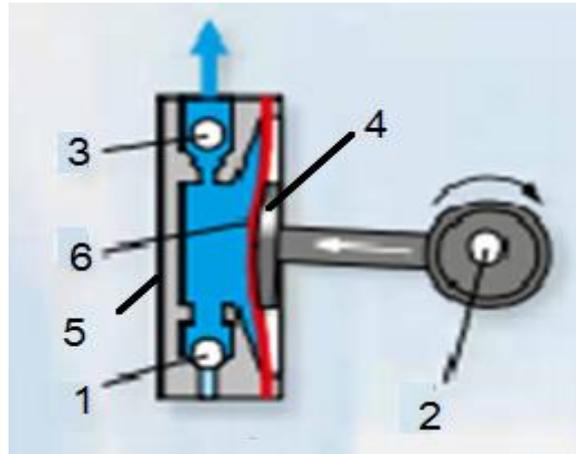


Figure II.17 : Pompe a membrane

- | | |
|--------------------------------------|-------------|
| 1 - Soupape D'aspiration excentrique | 4- Piston |
| 2- Mécanisme bielle -manivelle | 5- Cylindre |
| 3- Soupape de refoulement | 6- Membrane |

V. Section B Pompe Roto- Dynamique :

V.1 - Pompe à hélice :

Une *pompe hélice* désigne un type de turbopompe rotative qui élève l'eau mécaniquement, par le pas d'une hélice à chacune de ses rotations. Particulièrement utile lorsque l'élévation ne dépasse pas quelques mètres et que les débits sont importants, une situation communément rencontrée pour les fermes aquacoles côtières: pompe conçue spécialement pour des hauteurs manométriques totales d'élévation de 0,5 à 8 m. Souvent, l'utilisation de telles pompes permet d'obtenir un meilleur rendement et donc de réduire les dépenses en électricité. [13]



Figure II.18 : pompe hélice

V.1 -Pompe hélico centrifuge [7] :

Ce type est intermédiaire entre les pompes centrifuges et les pompes hélices. Le flux résulte de la composition des flux axial et radial, la trajectoire d'une particule de liquide est une **courbe tracée sur un cône de révolution**



Figure II.19: Pompe hélico centrifuge horizontal

V.2 Pompe centrifuge [4] :

Une pompe centrifuge est une machine rotative qui pompe un liquide en le forçant au travers d'une roue à aube ou d'une hélice appelée impulsor (souvent nommée improprement turbine)

C'est le type de pompe industrielle le plus commun. Par l'effet de la rotation de l'impulseurs, le fluide pompé est aspiré axialement dans la pompe, puis accéléré radialement, et enfin refoulé tangentiellement.

Après avoir vu en gros modo les différents Pompes avec explication ce qu'il nous concerne comme pompe centrifuge est la de la station de dessalement de Souk-Tleta



Figure II.20 : Pompe centrifuge de la Station de pompage de Souk-Tleta

- **Avantages:**
 - ✓ construction simple, peu de composants mobiles, longue durée de service
 - ✓ débit de refoulement facile à ajuster par une soupape à la sortie de la pompe ou par la vitesse de rotation
 - ✓ vitesse de rotation élevée, entraînement direct possible par moteur électrique ou turbine
 - ✓ limiteur de pression intégré, pas de soupape de sécurité requis
 - ✓ fonctionnement très silencieux grâce à un bon équilibrage des masses et à l'absence de masses oscillantes
 - ✓ refoulement continu sans pulsations
 - ✓ conviennent à des puissances élevées
 - ✓ concentration élevée de la puissance et petit espace de construction
 - ✓ acheminement possible de matières solides
- **Inconvénient :**
 - ✓ pas auto-amorçantes (des types spéciaux tels que la pompe à canal latéral peuvent être auto-amorçantes)
 - ✓ risque de cavitation avec de l'eau chaude ou des pressions d'aspiration faibles
 - ✓ le débit volumétrique dépend de la pression de refoulement

- ✓ plusieurs étages requis pour les pressions de refoulement élevées

V.3 - Domaines d'utilisation de la pompe centrifuge [3] :

Les pompes centrifuges sont utilisées dans plusieurs domaines tels que :

- ✓ L'agriculture : les stations de pompage, le matériel de traitement,
- ✓ L'industrie pétrolière : les stations de raffinage, les stations d'alimentation en GPL, ...
- ✓ La production et l'alimentation en eau potable : les stations de dessalement, les châteaux
- ✓ La production de l'énergie électrique : les installations de refroidissement des centrales thermiques d'eau.

V.4 - Constitution d'une pompe centrifuge :

Une pompe centrifuge est constituée par:

- Une roue à aubes tournante autour de son axe, appelée impulsor.
- Un distributeur dans l'axe de la roue.
- Un collecteur de section croissante, en forme de spirale appelée volute.

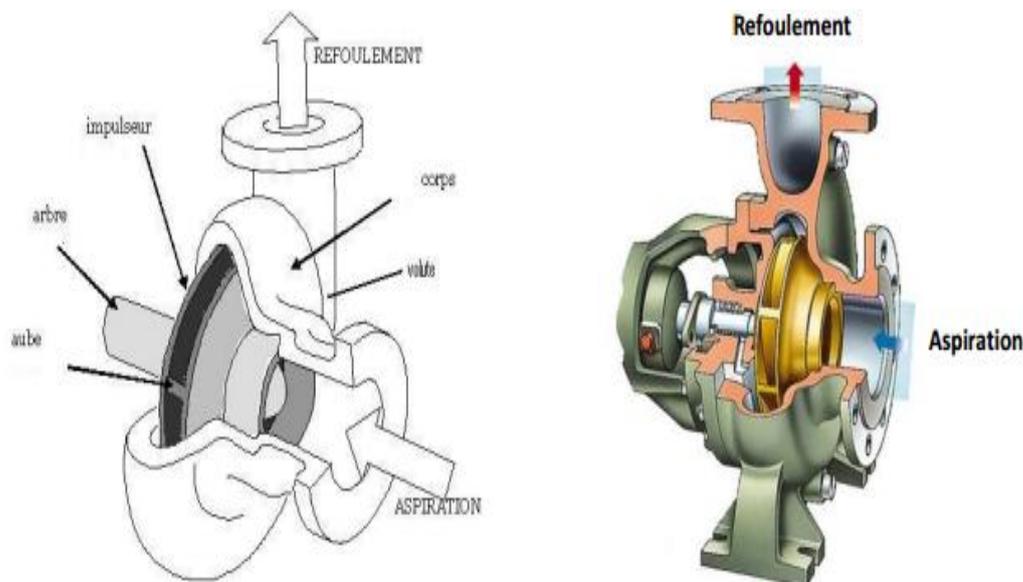


Figure II.21 : Représentation schématique d'une pompe centrifuge monocellulaire

V.5 Principe de fonctionnement :

Son principe de fonctionnement est d'utiliser la force centrifuge créée par la rotation de la roue pour transmettre l'énergie au liquide pompé. Le liquide à l'aspiration de la pompe se dirige vers le centre de l'impulseur (rotor) en rotation d'où il sera propulsé radicalement vers l'extérieur par la force centrifuge. Cette vitesse est ensuite convertie en pression au niveau de diffuseur : l'énergie cinétique est convertie en énergie de pression.

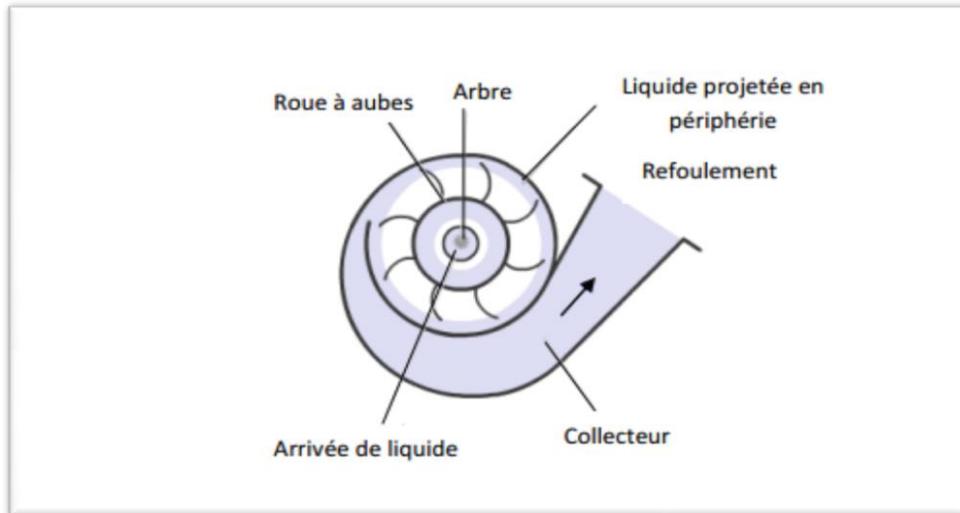


Figure II.22 : Représentation schématique d'une pompe centrifuge

V.6 Les différents types des pompes centrifuges :

On distingue deux types de pompes centrifuges :

1. **Monocellulaires** : équipées d'une seule roue (Figure II.21).
2. **Multicellulaires** : plusieurs roues sont montées sur l'arbre d'entraînement et raccordées de sorte que le collecteur de la première cellule conduit le liquide dans l'ouïe (l'axe) de la cellule suivante. A la sortie de la dernière roue, la pression du liquide sera égale à la somme des différentes pressions développées au niveau des différentes cellules de la pompe (Figure II.23).

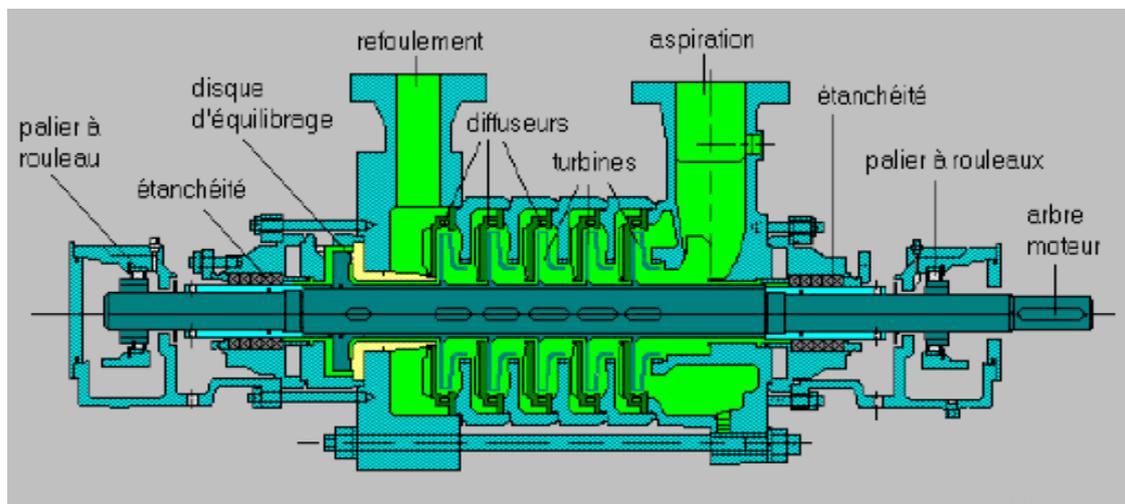


Figure II.23 : Vue en coupe d'une pompe multicellulaire

V.7 - Caractéristiques d'une pompe centrifuge :

Les caractéristiques de la pompe centrifuge dépendent uniquement de leur construction. Les caractéristiques fournies sont :

- La hauteur manométrique totale H_{mT}
- Le rendement

- La puissance consommée par le moteur (KW)

V.8 - Les roues d'une pompe centrifuge (Figure II .24):

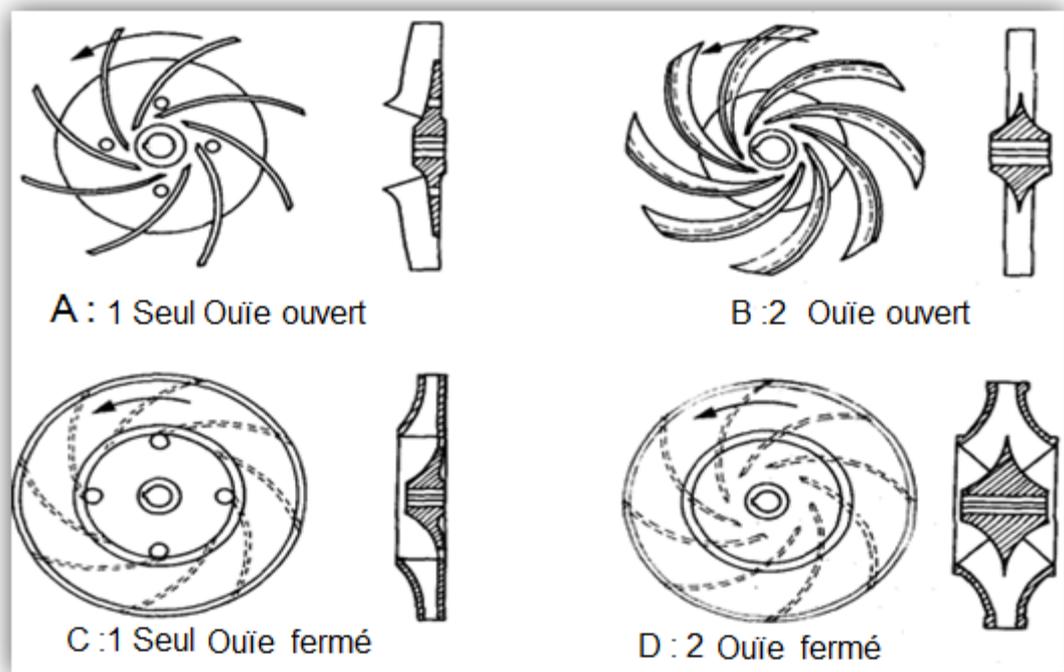


Figure II .24: Type des roues

Les roues des pompes centrifuges sont les pièces maîtresses qui déterminent leurs caractéristiques (Figure II .23). Représente plusieurs types des roues. Bien que la forme de la roue est un important facteur, le rapport de la section de sortie de l'aube à celle de l'entrée joue un rôle décisif sur les caractéristiques des pompes centrifuges. Autrement dit, la variation de la section transversale de l'écoulement à travers la roue, ou bien le rapport du diamètre de sortie ou diamètre d'entrée

V.9 Choix de la pompe

Le type de pompes utilisées dépend des conditions d'écoulement de fluide. Si on veut augmenter la pression d'un fluide on utilise les pompes volumétriques, si on veut augmenter le débit on utilise les pompes centrifuges.

VI. Géométrie de l'écoulement du liquide dans la roue [6][10] :

VI.1 Triangle des vitesses :

L'étude des diverses composantes des vitesses d'écoulement dans la roue d'une pompe est possible grâce à la répartition des vitesses par des vecteur. La roue est animée par une certaine vitesse de rotation ω :

$$U_1 = \omega r_1, \quad U_2 = \omega r_2 \quad \dots(\text{II.26})$$

Avec:

$$r_1 = \frac{d_1}{2}, \quad r_2 = \frac{d_2}{2}$$

U_1 : Vitesse tangentielle (entrée)

U_2 : Vitesse tangentielle (sortie)

Quant à l'eau qui remplit l'espace compris entre deux aubages successifs, elle est animée du fait de la rotation, d'une vitesse relative ω par rapport à ces aubages et qui se comporte avec la vitesse tangentielle (d'entraînement) précédente pour donner une vitesse absolue V . On aura ainsi au point 1 et 2 (voir la figure 19) :

A l'entrée de l'aubage en (1) les vitesses : U_1, W_1, V_1

A la sortie de l'aubage en (2) les vitesses : U_2, W_2, V_2

α_1 et α_2 : angles des vitesses absolues (d'aubes) d'entrée

β_1 et β_2 : angles des vitesses relatives (d'aubes) de sortie

Les états du mouvement d'entrée et de sortie de la roue tournante à la vitesse angulaire ω sont représentés par les triangles de vitesse d'entrée et de sortie construits de la manière suivante :

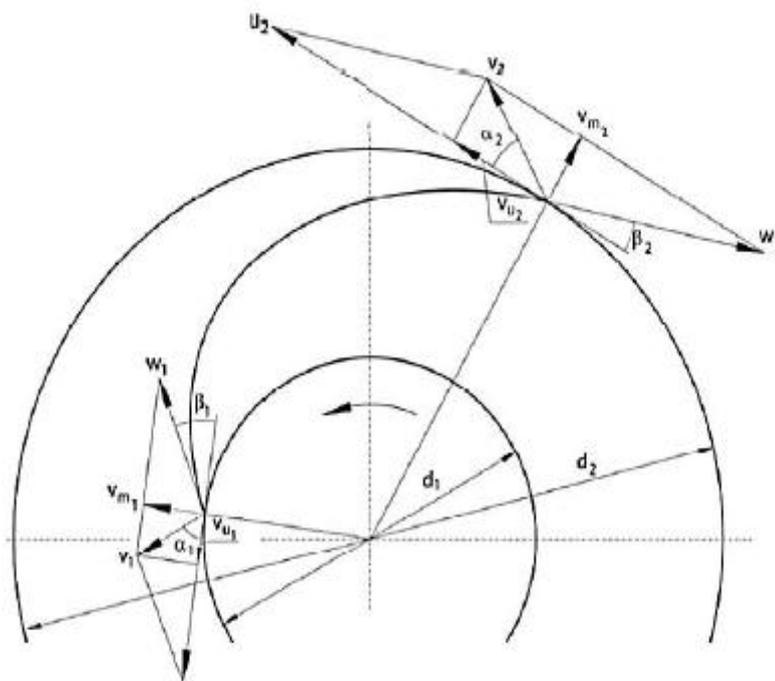


Figure II. 25 : Schéma des vitesses dans l'impulseur

VI.2-Equation fondamentale des turbopompes :

La théorie simplifiée du fonctionnement des pompes centrifuges est due à Leonhard Euler. Pour la comprendre, il faut représenter le bilan énergétique entre une particule de fluide à l'entrée de la roue et cette même particule à la sortie. Dans la mesure où toute l'énergie du mouvement de rotation de l'impulseur est transférée au liquide, le couple appliqué sur les aubes sera égal au produit du débit du liquide par la variation de sa quantité de mouvement entre son entrée et sa sortie de la roue.

Si donc la vitesse du liquide fait à l'entrée de l'impulseur un angle α_1 avec la tangente à la roue, et à la sortie un angle α_2 , si on note par ailleurs V_1 et V_2 les modules des vitesses d'entrée et de sortie, on aura pour le couple :

$$C = \rho (r_2 V_2 \cos \alpha_2 - r_1 V_1 \cos \alpha_1) \quad (\text{en N.m}) \quad \dots(\text{II.27})$$

La puissance fournie au liquide par la roue de la pompe :

$$P = M.\omega = \rho (r_2 V_2 \cos \alpha_2 - r_1 V_1 \cos \alpha_1) \omega \quad (\text{en W}) \quad \dots(\text{II.28})$$

$$r_2 \omega = u_2$$

$$r_1 \omega = u_1$$

Alors:

$$P = M.\omega = U_2 V_2 \cos \alpha_2 - U_1 V_1 \cos \alpha_1 \quad \text{en W} \quad \dots(\text{II.29})$$

Après élimination des fonctions trigonométriques de cette dernière :

Après élimination des fonctions trigonométriques de cette dernière :

$$V_1 u_1 \cos \alpha_1 = V_{12} + U_{12} - W_{12}$$

$$V_2 u_2 \cos \alpha_2 = V_{22} + U_{22} - W_{22}$$

$$P = \bar{\omega} q_v \left[\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} \right] \quad \dots(\text{II.30})$$

$\bar{\omega}$: Le poids spécifique du mètre cube de liquide refoulé

$\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$: exprime l'accroissement unitaire de l'énergie cinétique du liquide du au changement de vitesse v_2^2 et v_1^2 |

$\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}$: exprime l'accroissement unitaire de l'énergie de pression produit par la force centrifuge qui imprime aux particules liquides un mouvement circulaire autour de l'axe

$\frac{W_2^2 - W_1^2}{2g}$: Correspond à l'accroissement de l'énergie relative au passage par les canaux divergents (diffuseur) de la roue

Compte-tenu des relations de la figure de diagrammes de vitesse :

$$V_1^2 = V_{m1}^2 + V_{u1}^2$$

$$V_2^2 = V_{m2}^2 + V_{u2}^2$$

$$W_1^2 = W_{m1}^2 + W_{u1}^2$$

$$W_2^2 = W_{m2}^2 + W_{u2}^2$$

L'équation devient :

$$P = \bar{\omega} q_v \left[\frac{V_{u2}^2 - V_{u1}^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_{u2}^2 - W_{u1}^2}{2g} \right]$$

VI.3 Hauteur d'élévation théorique dans le cas d'une roue à nombres d'aubes Indéfiniment grands d'une pompe centrifuge :

La hauteur d'élévation théorique (hauteur d'Euler) est donnée par :

$$P = \bar{\omega} \cdot q_v \cdot H_{th\infty}$$

Après substitution aux termes correspondants aux valeurs donnée par les Dernières équations on obtient :

$$H_{th\infty} = \left[\frac{v_{u2}^2 - v_{u1}^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_{u2}^2 - W_{u1}^2}{2g} \right] \quad \dots(\text{II.31})$$

$\frac{v_{u2}^2 - v_{u1}^2}{2g}$: Hauteur dynamique d'élévation (effet du changement des vitesses Absolues)

$\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_{u2}^2 - W_{u1}^2}{2g}$: Hauteur potentielle d'élévation (effet de l'action des Forces centrifuges et de la réduction de la vitesse relative de w_1 à w_2).

VI.4- La hauteur manométrique totale H_{mT} :

On appelle hauteur manométrique (H_{mT}) d'une pompe, l'énergie fournie par la Pompe à l'unité de poids du liquide qui la traverse.

La hauteur manométrique permet de choisir la pompe pour une courbe de réseau Imposée.

Si H_{TA} est la charge totale du fluide à l'orifice d'aspiration et H_{TR} la charge totale du fluide à l'orifice de refoulement, la hauteur manométrique de la pompe est :

$$H_{mT} = H_{TR} \pm H_{TA} \quad \dots(\text{II.32})$$

Remarque :

$$H_{mT} = \Delta H_{pompe} = \frac{\Delta P (pompe)}{\rho g}, \quad \text{en [mCE]} \quad (\text{mètres de colonne d'eau})$$

Où Δp (pompe) est la pression différentielle de la pompe.

La hauteur varie avec le débit et est représentée par la courbe caractéristique (voir figure $H=f(Q_v)$).

- la hauteur géométrique (H_G) : la somme verticale de la hauteur de refoulement et la hauteur d'aspiration.

$$H_G = H_{refoulement} + H_{aspiration} \quad \dots(\text{II.33})$$

- La pression utile (P_u) : Elle dépend du type d'utilisation au point de puisage. On définit alors la hauteur utile H_u .

VI.6.4 Rendement hydraulique (η_h):

$$\eta_h = \frac{h_n}{h_{th}} \quad \dots(\text{II.39})$$

- h_n : hauteur recueillie ou hauteur nette en [m] $h_n = h_{th} - \Sigma J$
- ΣJ : pertes de charge de la roue [m]
- h_{th} : hauteur théorique [m]

V.6.5- Rendement global (η_g):

il est égal aux produits des rendements partiels cités précédemment:

$$\eta_g = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h \quad \dots(\text{II.40})$$

VI.7 NPSH

Est l'abréviation de l'expression anglaise «Net-Positive-Suction-Head» encore appelée «hauteur d'aspiration nette positive» ou «hauteur totale de pression de retenue».

Le NPSH est rattaché au phénomène de cavitation. De même que la hauteur d'élévation, le débit et la puissance absorbée, il représente pour une pompe une des données les plus importantes. On distingue le NPSH de l'installation ($\text{NPSH}_{\text{disponible}}$) et le NPSH de la pompe ($\text{NPSH}_{\text{nécessaire}}$ ou $\text{NPSH}_{\text{requis}}$)

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_a} \quad \dots(\text{II.40})$$

$$\eta_v = \frac{Q_v}{(Q_v + Q)}$$

$$\eta_h = \frac{h_n}{h_{th}}$$

En comparant simplement les deux valeurs $\text{NPSH}_{\text{disponible}}$ et $\text{NPSH}_{\text{nécessaire}}$ il est possible de déterminer si la pompe choisie pour l'installation concernée est adaptée ou non. Pour que la pompe fonctionne sans cavité on doit avoir: $\text{NPSH}_{\text{disponible}}$

$\text{NPSH}_{\text{disponible}} > \text{NPSH}_{\text{nécessaire}}$

Cette condition doit être remplie sur la totalité du domaine de fonctionnement admissible de la pompe. C'est le cas lorsque le $\text{NPSH}_{\text{disponible}}$ [m] est supérieur d'environ 0,5 m au $\text{NPSH}_{\text{nécessaire}}$ [m].

VI.7.1 NPSH de la pompe

Le $\text{NPSH}_{\text{nécessaire}}$ dépend seulement des caractéristiques de la pompe et non de celles de l'installation. Il est variable pour chaque pompe en fonction du débit et de la vitesse de rotation. De plus il est toujours positif. $\text{NPSH}_{\text{nécessaire}}$ est indépendant de la nature du fluide transféré. Les valeurs de NPSH mentionnées sur la courbe caractéristiques de chaque pompe résultent de mesures effectuées avec de l'eau froide. Ces valeurs ont été obtenues sur un banc d'essai spécialement conçu pour mesurer le NPSH et peuvent être vérifiées à tout moment. Le

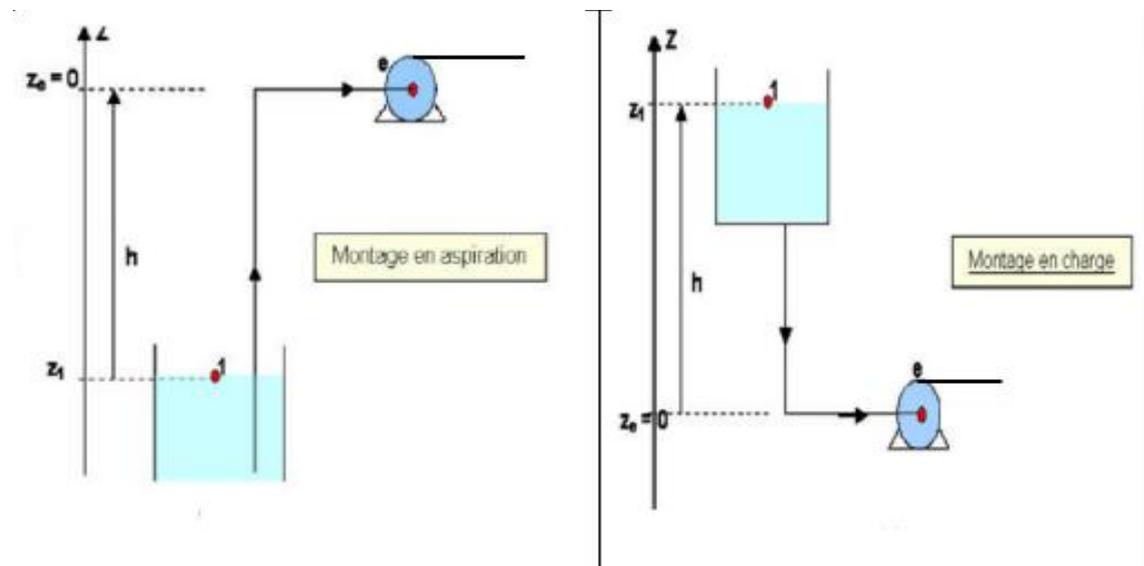
NPSH_{nécessaire} donne une indication sur la possibilité d'aspiration de la pompe en un point précis de la courbe .

La capacité nécessaire d'aspiration de la pompe est d'autant plus grande que la valeur NPSH est faible , grâce à une construction adaptée, on peut obtenir de faibles valeurs de NPSH . Ces valeurs jouent un rôle très important, notamment dans le cas de transfert de liquides proches du point d'ébullition (gaz liquéfiés).

VI.7.2 NPSH de l'installation :

NPSH_{disponible} équivaut à la réserve totale de pression au-dessus de la tension de vapeur du produit qui est disponible à la bride d'aspiration de la pompe. Cette notion résume en un terme toutes les données de l'installation qui ont une influence sur la hauteur d'aspiration de la pompe. Il suffit au constructeur de la pompe de connaître la valeur **NPSH_{disponible}** pour pouvoir garantir un fonctionnement irréprochable de l'installation de pompage. Les différentes données contenues dans la formule **NPSH_{disponible}** sont:

- P_{atm}** : pression atmosphérique (dépend de l'altitude) en [Pa]
- P_v** : pression absolue de vaporisation [Pa]
- J_{asp}** : pertes de charge de la conduite d'aspiration en [Pa]
- H_h** : charge hydraulique du fluide $H_h = \rho \cdot g \cdot h$
- h** : hauteur géométrique (d'aspiration ou de refoulement ou les deux) en mètre d'eau
- ρ** : masse volumique de liquide
- g** : pesanteur [m/s²]



NPSH disponible pour la pompe en aspiration	NPSH disponible pour la pompe en charge
$\text{NPSH}_{\text{disponible}} = P_{\text{atm}} - P_v - J_{\text{asp}} - H_h$ <p style="text-align: center;">[Pa]</p>	$\text{NPSH}_{\text{disponible}} = P_{\text{atm}} - P_v - J_{\text{asp}} + H_h$ <p style="text-align: center;">[Pa]</p>

Figure II .26 : deux cas pour NPSH disponible

VII - Problèmes d'installation et fonctionnement d'une pompe centrifuge [7] :

Les problèmes d'installation et de fonctionnement d'une pompe centrifuge sont généralement à l'aspiration.

VII.1-Surcharge : on choisit la pompe sous plusieurs critères et conditions spécifiques telles que le débit et vitesse et la pression qu'elle peut fonctionner de temps en temps en surcharge, mais si on la laisse tourner

durant 24 heures sous ce régime on obtient une rupture de l'arbre ou des paliers grillés.

Mauvais graissage : Si on fait tourner une pompe avec des paliers sans graisse, on finit par un arrêt brutal. Le fiabiliste doit veiller à la présence des graisseurs le cas échéant ou les retirer dans le cas des roulements graissés à vie.

VII.2-Fluide inadapté :

Si on modifie le critère de pompage en changeant la nature du fluide à véhiculer ou en augmentant la température, les matériaux peuvent ne pas être adaptés ; la pompe risque d'être détruite

VII.3-Fonctionnement à vide : En cas d'absence de contrôle de démarrage, la

vanne de refoulement étant fermée, ainsi que la vanne de by-pass, la pompe peut fonctionner à vide ; le débit est nul, toute la puissance fournie se transforme en chaleur et puisque le liquide ne circule pas, la chaleur produite ne peut être évacuée. Dans ce cas la roue et la garniture seront endommagées.

VII.4-Fuite : Le liquide fuit. Si le liquide est acide, les pièces métalliques extérieures qui sont différentes de la partie hydraulique seront attaquées et rongées. Une fuite abondante provient de l'usure de la garniture ou d'un défaut de tresse.

VII.5-Corps étrangers : Des particules solides peuvent s'introduire dans le liquide s'il n'y a pas de crépine d'aspiration ou de protection à l'entrée. Elles peuvent détruire les pièces hydrauliques.

VII.6-Pompe immergée : Dans ce cas, il n'y a pas de problème mécanique mais on rencontre le problème de corrosion et si le moteur est aussi immergé, on a le problème d'étanchéité. (Figure II.26)



Figure II. 27 : Pompe immergée

VII.6.1- Pompe en charge : Pompe au-dessous du niveau du liquide. Ce circuit doit comprendre une vanne pour empêcher la vidange du réservoir lors de l'entretien de la pompe (Figure II.27).

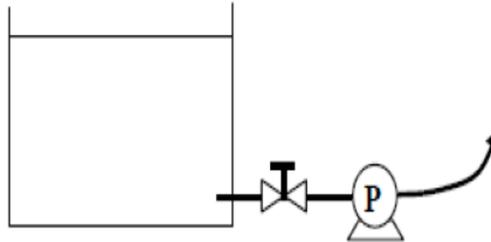


Figure II.28 : Pompe en charge

VII.6.2-Pompe en dépression : Pompe au dessus

du niveau du liquide. Ce type de circuit nécessite un amorçage (chasser l'air qui se trouve dans la conduite d'aspiration) à la première mise en marche ou après un long temps d'arrêt (figure II.28).

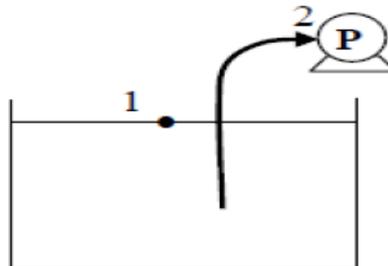


Figure II.29 : Pompe en dépression

Appliquons le théorème de Bernoulli entre (1) et (2) pour déterminer la hauteur maximale d'aspiration.

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \Delta H_{1-2}$$

$$z_2 - z_1 = \Delta H_{1-2} \quad V_1 = 0 \quad P_1 = P_{atm}$$

$$Ha = \frac{P_{atm}}{\rho g} - \left(\frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_a^2}{2g} + \Delta H_{asp} \right)$$

La hauteur d'aspiration est maximale lorsque : $\left(\frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_a^2}{2g} + \Delta H_{asp} \right) \rightarrow 0$

H_{max}

Pour un bon fonctionnement d'une pompe à l'aspiration, il faut que :

$$NPSH_{disp} > NPSH_{requis}$$

Pratiquement, lorsque la pression d'aspiration se rapproche de la pression du vide absolu

$$\frac{P_2}{\rho g} \rightarrow 0$$

Il se produit un phénomène appelé Cavitation.

VII.7- Cavitation :

La cavitation correspond à la formation de bulles de vapeur, sans élévation de température dans l'eau mais par une action mécanique. La cavitation apparaîtra dans les zones où la pression est minimale. Ces zones se situent à l'entrée de la roue au voisinage du bord d'attaque des aubes. Les origines de la dépression sont de deux sortes:

- ✓ écoulement fluide.
- ✓ la variation de la densité du liquide.

La cavitation il entraîne de graves conséquences:

- érosion du matériau.
- augmentation du bruit et des vibrations générés par la pompe.
- chute des performances des pompes



Figure II.30: Problème de cavitation

Tableau II.1: Classement des paramètre ayant influence sur NPSH_{disponible} et cavitation

Augmentation du risque de cavitation	Réduction du risque de cavitation
augmentation température d'aspiration (pression de vapeur saturante plus élevée)	baisse température d'aspiration
baisse pression d'aspiration	augmentation pression d'aspiration
pertes de charge à l'aspiration élevée (filtre encrassé, vanne partiellement fermée)	
baisse du niveau du fluide pompé si montage en aspiration (puits, rivière,...)	augmentation du niveau du fluide pompé
augmentation du débit (augmentation des pertes de charge à l'aspiration)	réduction du débit

Conditions de bon fonctionnement [3] :

Il dépend du choix de la marge de sécurité nécessaire entre le NPSH disponible et le NPSH_{essai} requis par la pompe. Cette sécurité est de la responsabilité du constructeur. Elle peut être exprimée par la condition :

$NPSH_{disponible} - NPSH_{essai} = 0,5$ mètre Mais, cette marge peut se révéler insuffisante pour certains liquides et matériaux ainsi que dans le cas de puissances importantes.

VIII- Courbes caractéristique de la pompe centrifuge [8] :

L'installation de la pompe dans un système de pompage exige, la connaissance de ses paramètres nominaux, débit nominal q_v et la hauteur nominale H_n assurés à la vitesse de rotation nominale N_n . Dans ce but, le fonctionnement des pompes est caractérisé par un ensemble de courbes appelées caractéristique, dont les plus utilisées sont :

- ✓ Hauteur-débit
- ✓ Puissance-débit
- ✓ Rendement-débit
- ✓ $(NPSH_{requis})$ -débit

On s'intéresse surtout sur la courbe caractéristique hauteur - débit

VIII.1 Courbe hauteur-débit :

On trace cette courbe réelle à partir de la courbe théorique par soustraction des pertes d'énergies. Cette courbe montre la variation de la pression ou hauteur en fonction du débit, ce qui permet aux exploitants d'obtenir la pression désirée par une simple manœuvre de la vanne de refoulement, ce qui change le débit.

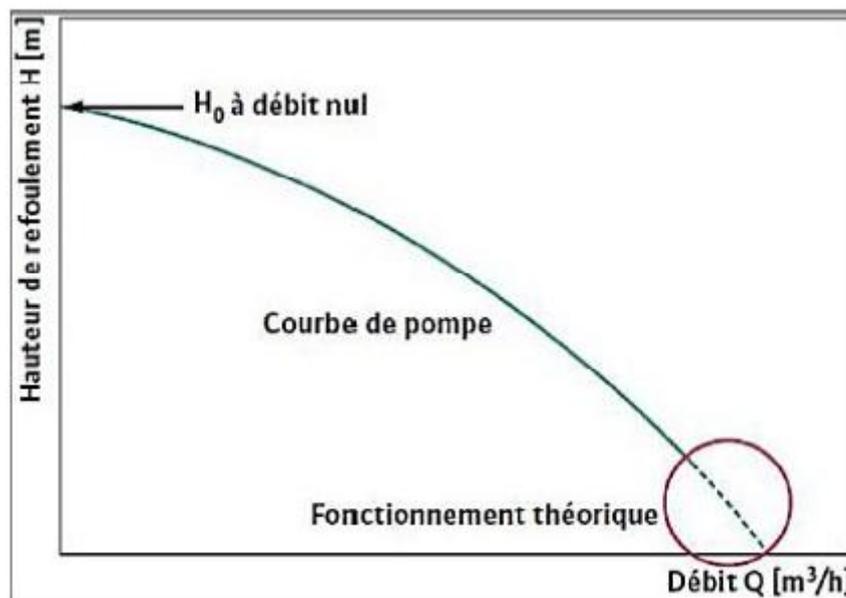


Figure II.31 : Courbe de hauteur en fonction débit

VIII.2 Courbe Puissance - débit :

Les courbes P représentent la puissance absorbée par l'arbre de pompe, ce qui permet de faire le choix de la courbure qui convient, les courbes $P_{ab}=F(Q_v)$. Sont régulièrement montantes et atteignent parfois un maximum.

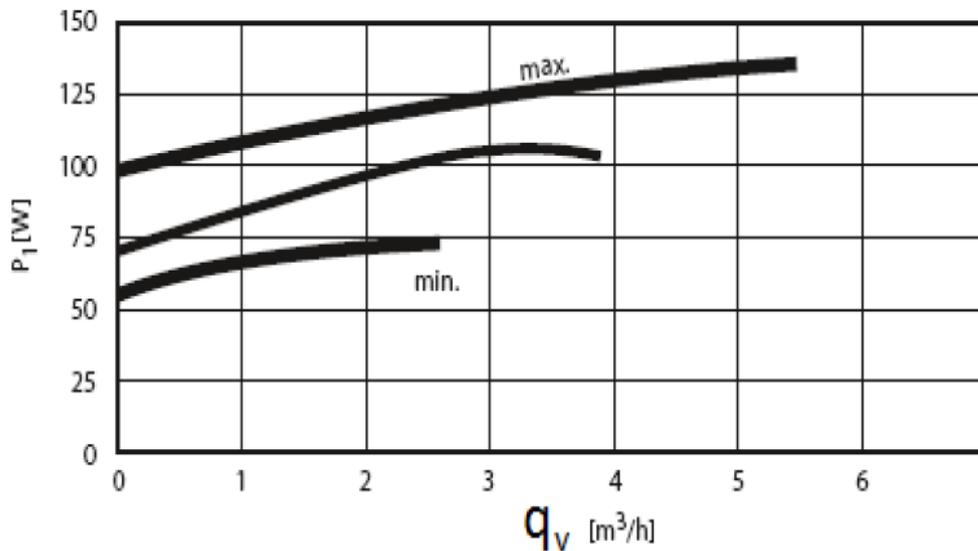


Figure II.32 : Courbe de la puissance en fonction de débit

VIII.3 Courbe Rendement - débit :

Le rendement de la pompe se définit comme étant le rapport entre la puissance utile et la puissance absorbée par l'arbre. Les courbes de rendement $\eta = F(Q_v)$ montent d'abord jusqu'au sommet η_{\max} , qui correspond aux conditions optimales de fonctionnement. Le meilleur rendement total de la pompe se trouve au centre la courbe de pompe. Le rendement (ou performance) d'une pompe dépend de sa conception.

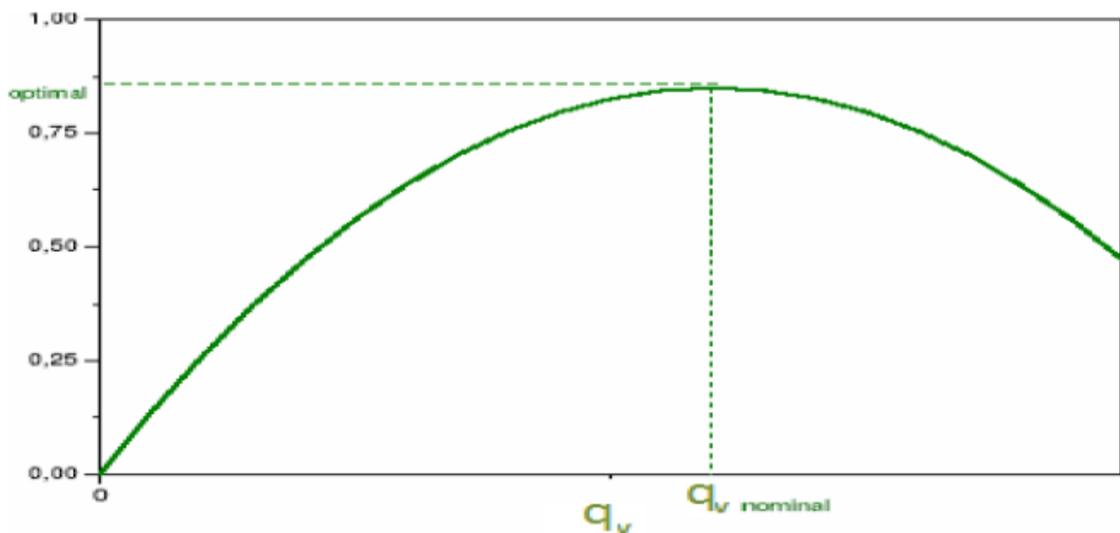


Figure II.33 : Courbe rendement en fonction du débit

VIII.4 Courbe NSPH - Débit :

Un bon fonctionnement d'une pompe (sans cavitation) nécessite un NPSH_{disponible} (calculé) supérieur au NPSH_{requis} (indiqué par le constructeur)

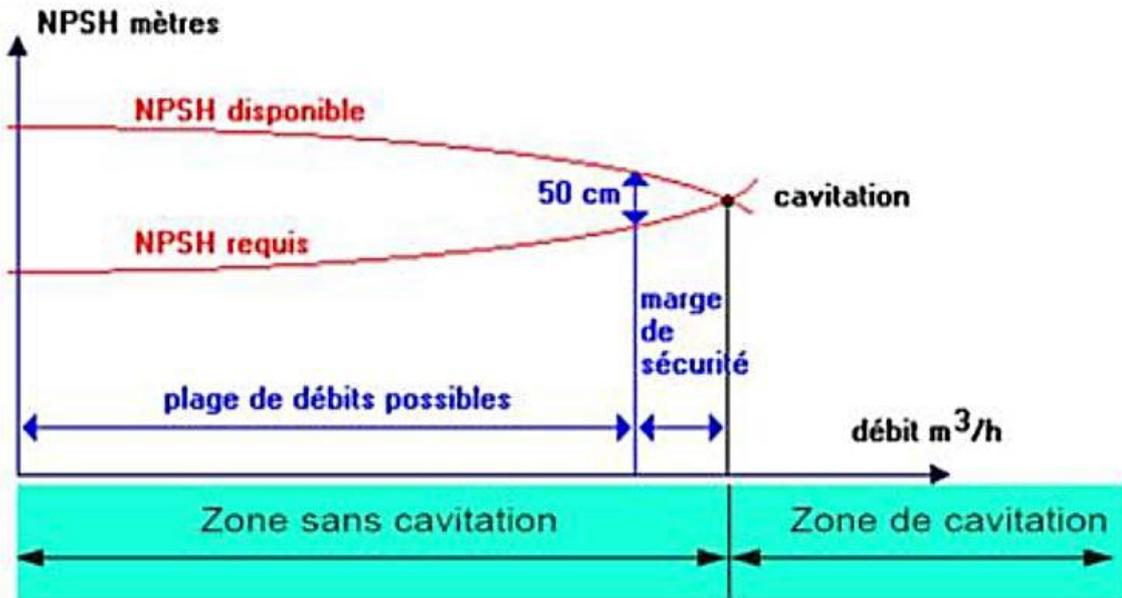


Figure II. 34 : Courbe NSPH en fonction du débit

Introduction :

Une réseau de conduite se trouve sur différent forme (en série , en parallèle) elle est relié par des coudes , Té , des appareils d'instrumentation (débitmètres , manomètres , vannes , les clapets ,etc..)

I- Définition de la conduite [10] :

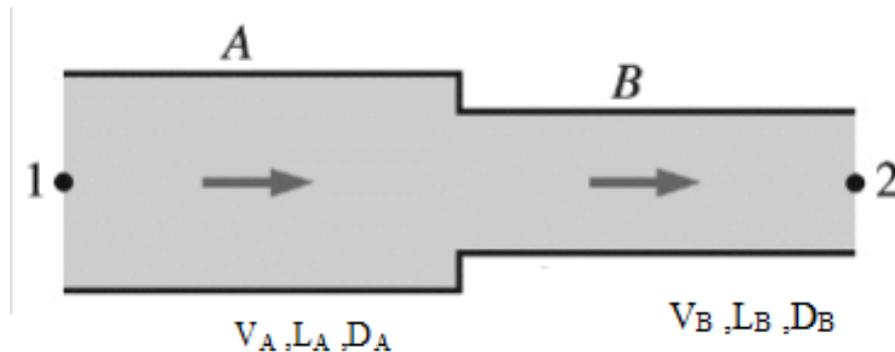
une conduite est une suite de tuyaux conduisant l'eau d'un lieu à un autre. Un réseau de conduite se compose de plusieurs conduites

I.1 conduites simples :

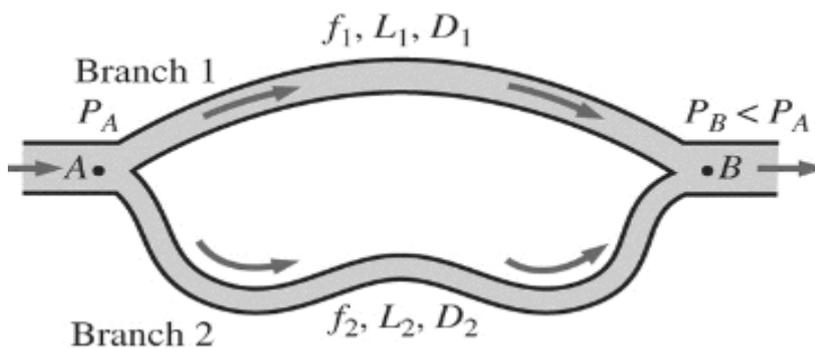
C'est une conduite qu'elle a un diamètre et une rugosité constante parcourue par un même débit sur tout la longueur

I.2 Conduite Mixte :

C'est une conduite en série qui porte deux conduite ou plusieurs liée entre elles mais différents sections , Les pertes totales sont égales aux sommes des pertes de charge de chaque conduite .

**Figure II . 35 : Conduite mixtes**

$$Q_A = Q_B \quad (\text{Débit égaux}) \quad \text{et} \quad J_{(L+s)1-2} = J_{(L+s)A} + J_{(L+s)B}$$

I.3 Conduite Multiple :**Figure II .36: Conduites Multiples**

Sont des conduites simples placées en parallèle

Le débit total est égal aux sommes des débits et les pertes de charges sont identiques

$$Q_B = Q_1 + Q_2 \quad / \quad J_1 = J_2$$

II- Types de conduites :

Il existe plusieurs types des conduites utilisées dans le circuit d'alimentation des stations de pompage d'eau. Pour notre station de pompage les tuyaux sont en fonte ductile.

II.1-Tuyaux en Fonte ductile [4]

Comme notre cas tuyau à la sortie de station de pompage vers ADE ,
DN 1400, 5956 m de longueur

DN 1000 vers le réservoir de 15.000m³ de la Station de pompage d'eau potable de Meghnia
DN 400 vers le réservoir de la nouvelle (SP1)

La fonte est un alliage de fer-carbone-silice. En substituant une cristallisation du graphite par l'introduction d'une quantité contrôlée de magnésium dans une fonte de base désulfurée, on obtient de la fonte ductile.



Figure II. 37 : Tuyau en fonte

II.2-Tuyau PEHD :

Il s'agit d'un tuyau en polyéthylène haute densité double paroi de grand diamètre en barres de 6 mètres, qui se raccorde par manchons à joints. Il est extrêmement léger et possède une exceptionnelle résistance aux chocs, à la corrosion et à l'abrasion.

Applications

- Tube semi-rigide en PE80 OU 100
- coloris noir avec bandes de repérage en bleu

- Attestation de conformité sanitaire



Figure II . 38 : Coupe de tuyau PEHD avec différents diamètres

Gamme :

Diamètres : 20 – 40 – 50 – 63 – 75 – 90 – 110 – 125 – 160 – 200 – 250 – 315 – 400 – 500 – 630 mm

Avantages, norme et marque de qualité

- Tube conforme au règlement de marque NF114 groupe 4 certifié par la marque de qualité NF
- Flexibilité, facilité de mise en œuvre
- Qualité hydraulique maximale
- Etanchéité
- Résistance à la pression et résistance mécanique
- Inertie chimique dans des conditions normales d'utilisation

Conclusion :

Dans ce chapitre on a entamé la partie théorique de notre travail et plus essentiellement on a cité des notions de la mécanique des fluides pour avoir une idée plus clair sur les pompes, leurs fonctionnement, leurs caractéristique ainsi que des notions sur les conduites afin de calculer le point de fonctionnement dans les stations de pompages.

Chapitre 3

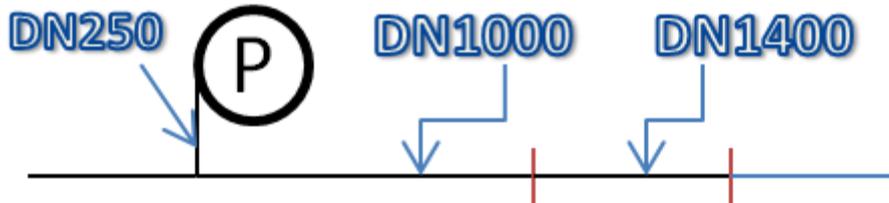
**Calcul les Pertes de
charges linéaires et
singulières**

Introduction :

Le projet de " Raccordement aval de la station de dessalement d'eau de mer de Souk-Tleta au réseau d'eau potable " Station est situé au nord de la région de Souk-Tleta , dans le coté Est de la plage du sel de Bhira . Le projet consiste le raccordement aval de cette station de dessalement avec les réseaux existantes tels que le réseau de Ghazaouet , Nedroma , Marsa Ben mhidi ,Houanet ,Meghnia , Souk-Tleta ,Azouna ,Zouia ,Bâb El Assa ,Bouhlou , Souani , Bougherara , Beni Mestar ,Ouled Ryah , Sabra , Sidi M'djahed ,Adjaidja ,Tient , Souahlia Ouled Ziri ,Sidi Amar ,Tekka , El Bor . Ce projet est construit pour donner certains ordres de grandeur :

- Longueur de conduction (161000 m de conduite)
 - ✓ Conduites principales (DN 1400 - 1000)
 - ✓ 12 Branches (DN 750 - 160)
 - ✓ 5 Raccords délocalisés (supposé que tous les 5 réservoirs sont supposés pleins)
 - ✓ 10 Ouvrages délocalisés
- 5 Stations de pompage (plus de 19 MW capacité de pompage)
 - ✓ SP 1 : Puissance = 9600 KW (Bouyakoub)
 - ✓ SP 2 : Puissance = 6400 KW (Benkrama)
 - ✓ SP 3 : Puissance = 2520 KW (Sidi Mjahed)
 - ✓ SP 4 : Puissance = 396 KW (Non incluse dans le calcul)
 - ✓ SP 06 : Puissance = 111 KW (Non incluse dans le calcul)
- 5 Réservoirs (46500 m³ de capacité)
 - ✓ RT1 = 20000 m³
 - ✓ RT2 = 20000 m³
 - ✓ RT3 = 5000 m³ (Non incluse dans le calcul)
 - ✓ RSH = 1000 m³ (Non incluse dans le calcul)
 - ✓ RST = 500 m³ (Non incluse dans le calcul)

Après avoir eu une vue générale sur le réseau inclus, dans ce chapitre on va aborder les calculs des différents tronçons définis à notre réseau hydraulique de la station de pompage (**SEDM Souk-Tleta**) jusqu'au réservoir de la troisième station de pompage (**SP3**) qui est en réalité en mode d'arrêt, c'est-à-dire du point A vers **SP3**.

I. Réseaux hydrauliques :**I.1 - Vue générale sur le réseau (Figure III. 1) :****I.2 - Les données :****I. 2.1 - Cas de la station de pompage SDEM :****Figure III .2 : Tuyaux 1400 DN et 1000 DN en série avec tuyau 250DN en parallèle****Cas 1400 DN :**

- ✓ 4 coudes (22,5 °)
- ✓ 3 coudes (33,75 °)
- ✓ 3 Rétrécissements
- ✓ 4 coudes (45°)
- ✓ longueur : $L = 5933$ m
- ✓ Rugosité de paroi $\varepsilon = 0,8$ mm (Tuyau en fonte ductile / Intérieur en béton lisse)

Cas 1000 DN

- ✓ 2 coudes (45 °)
- ✓ 3 vannes à papillon ($\alpha=5^\circ$)
- ✓ 7 coudes (90 ° / Arrondi)
- ✓ 2 Élargissement
- ✓ 2 Rétrécissement
- ✓ 1 Clapet ($\alpha=20^\circ$)
- ✓ 4 Té
- ✓ Longueur : $L= 108$ m
- ✓ Rugosité de paroi $\varepsilon = 0,8$ mm (Tuyau en fonte ductile / Intérieur en béton lisse)

Cas 250DN

- ✓ 12 coudes (90 ° / Arrondi)
- ✓ 3 vannes à papillon ($\alpha=5^\circ$)
- ✓ 2 Té
- ✓ Longueur : $L = 28,5$ m
- ✓ Rugosité de paroi $\varepsilon = 0,4$ mm (Tuyau en acier neuf)

I.2.2 -Cas de la station de pompage SP1:

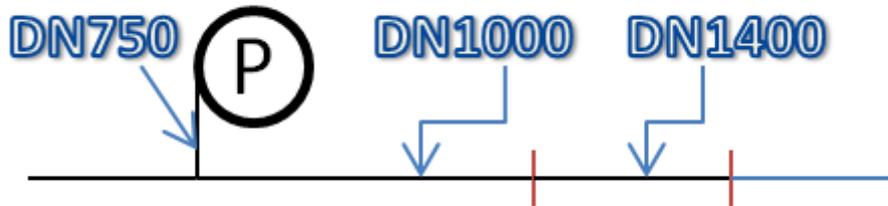


Figure III .3 : Tuyaux 1400 DN et 1000 DN en série avec tuyau 750DN en parallèle

Cas 1400 DN

- ✓ 3 coudes (90 ° / Arrondi)
- ✓ 5 coudes (22,5 °)
- ✓ 5 coudes (45 °)
- ✓ 3 coudes (11,25 °)
- ✓ 1 Rétrécissement
- ✓ Longueur : L= 4978 m
- ✓ Rugosité de paroi $\varepsilon = 0,8$ mm (Tuyau en fonte ductile / Intérieur en béton lisse)

Cas 1000 DN

- ✓ 1 Rétrécissement
- ✓ 1 Clapet ($\alpha=20^\circ$)
- ✓ 3 Vannes à papillon ($\alpha=5^\circ$)
- ✓ 1 Jonction
- ✓ 7 coudes (90 ° / Arrondi)
- ✓ 1 Té
- ✓ Longueur : L= 130 m
- ✓ Rugosité de paroi $\varepsilon = 0,8$ mm (Tuyau en fonte ductile / Intérieur en béton lisse)

Cas DN 750

- ✓ 1 Vanne à papillon ($\alpha=5^\circ$)
 - ✓ 1 Jonction
 - ✓ 2 élargissements
 - ✓ Longueur : L = 9,5 m
 - ✓ Rugosité de paroi $\varepsilon = 0,4$ mm (Tuyau en acier neuf)
- } 1 Pompe

I.2.3 - Cas de la station de pompage SP2 :

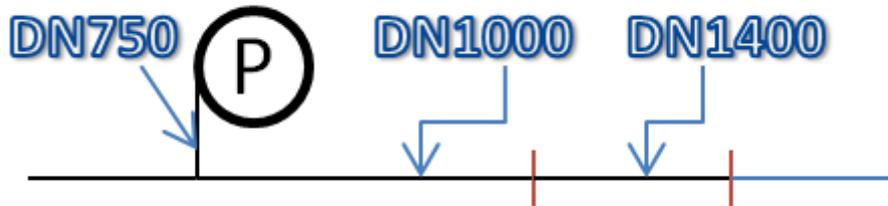


Figure III .4 : Tuyaux 1400 DN et 1000 DN en série avec tuyau 750DN en parallèle

1400 DN

- ✓ 3 coudes (90 ° / Arrondi)
- ✓ 5 coudes (22,5 °)
- ✓ 5 coudes (45 °)
- ✓ 3 coudes (11,25 °)
- ✓ 1 Rétrécissement
- ✓ Longueur : L= 4978 m
- ✓ Rugosité de paroi $\varepsilon = 0,8$ mm (Tuyau en fonte ductile / Intérieur en béton lisse)

1000 DN

- ✓ 1 Rétrécissement
- ✓ 1 Clapet ($\alpha=20^\circ$)
- ✓ 3 Vannes à papillon ($\alpha=5^\circ$)
- ✓ 1 Jonction
- ✓ 7 coudes (90 ° / Arrondi)
- ✓ 1 Té
- ✓ Longueur : L= 130 m
- ✓ Rugosité de paroi $\varepsilon = 0,8$ mm (Tuyau en fonte ductile / Intérieur en béton lisse)

DN 750

- ✓ 1 Vanne à papillon ($\alpha=5^\circ$)
 - ✓ 1 Jonction
 - ✓ 2 élargissements
 - ✓ Longueur : L = 9,5 m
 - ✓ Rugosité de paroi $\varepsilon = 0,4$ mm (Tuyau en acier neuf)
- } 1 Pompe

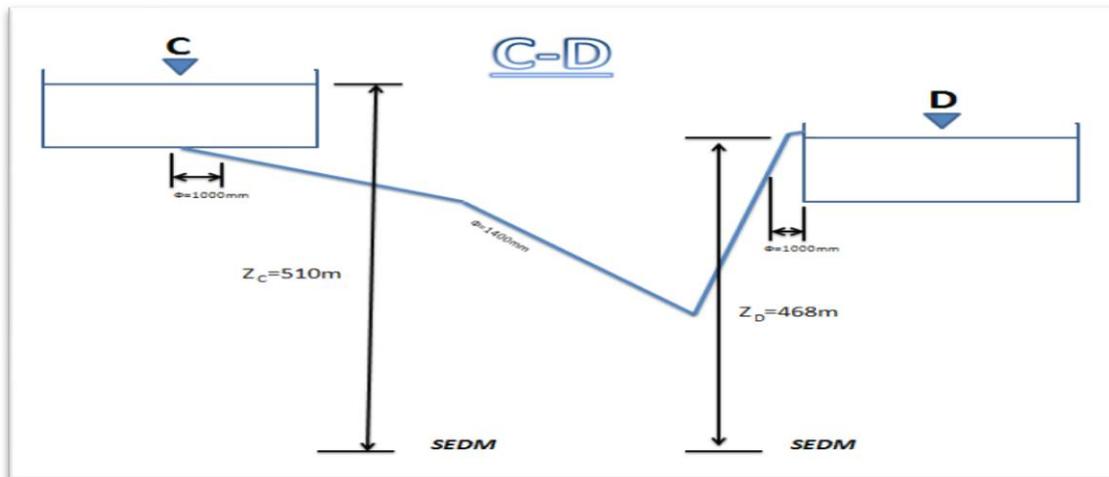
I.2.4 - Cas du 1^{er} transvasement :

Figure III . 5 : Tuyau en série 1000 DN et 1400 DN

Cas DN 1400

- ✓ 1 Rétrécissement
- ✓ 9 coudes (22,5 °)
- ✓ 4 coudes (45 °)
- ✓ 4 coudes (11,25 °)
- ✓ 1 élargissement
- ✓ Longueur : $L = 6924\text{m}$
- ✓ Rugosité de paroi $\varepsilon = 0,8\text{ mm}$ (Tuyau en fonte ductile / Intérieur en béton lisse)

Cas DN 1000

- ✓ 8 coudes (90 ° / Arrondi) $\rightarrow \xi = 1,2$
- ✓ 3 Vannes à papillon ($\alpha = 5^\circ$) $\rightarrow \xi = 0,72$
- ✓ 2 Té
- ✓ 1 Rétrécissement
- ✓ 2 Sorties de réservoir
- ✓ 1 élargissement
- ✓ Longueur : $L = 56\text{ m}$
- ✓ Rugosité de paroi $\varepsilon = 0,8\text{ mm}$ (Tuyau en fonte ductile / Intérieur en béton lisse)

I.2.5 - Cas 2^{ème} Transvasement : Point SP3 nommé J

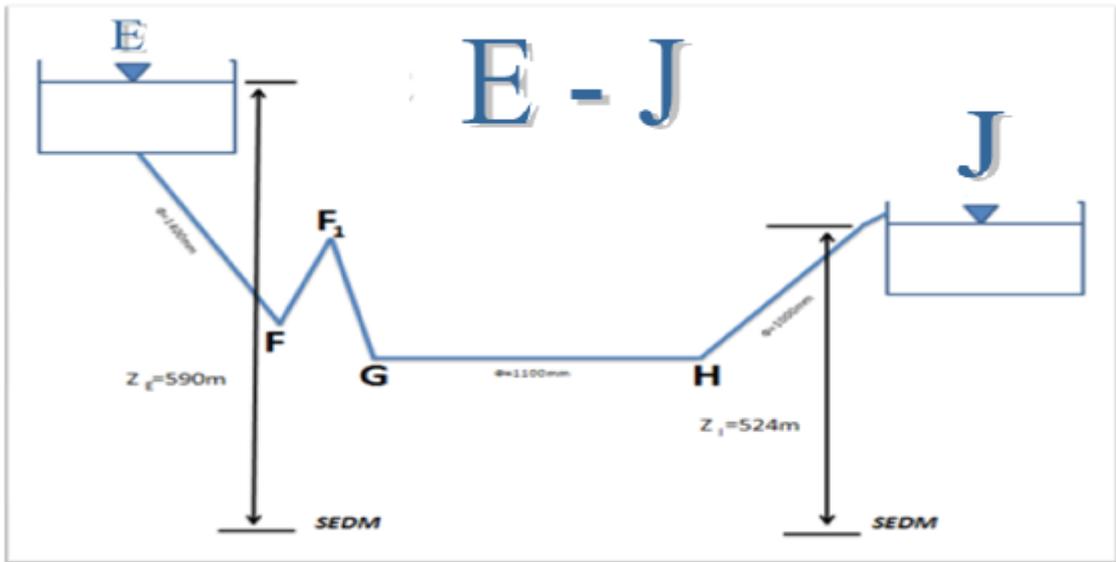


Figure III . 6 : Tuyau en série 1000 DN et 1400 DN et 1100 DN

1400 DN

- ✓ 5 coudes (22.5 °)
- ✓ 3 coudes (45 °)
- ✓ 2 coudes (33,75 °)
- ✓ 1 coude (90 ° / Arrondi)
- ✓ 4 Rétrécissements
- ✓ Longueur : L = 25810 m
- ✓ Rugosité de paroi $\varepsilon = 0,8$ mm (Tuyau en fonte ductile / Intérieur en béton lisse)

1000 DN

- ✓ 2 coudes (22,5 °)
- ✓ 3 élargissements
- ✓ 1 coude (11,25 °)
- ✓ 1 coude (45 °)
- ✓ 6 Vanne à papillon ($\alpha=5^\circ$)
- ✓ 1 Clapet ($\alpha=20^\circ$)
- ✓ 1 élargissement
- ✓ 6 Té
- ✓ Longueur : L= 9032 m
- ✓ Rugosité de paroi $\varepsilon = 0,8$ mm (Tuyau en fonte ductile / Intérieur en béton lisse)

1100 DN

- ✓ 2 coudes (22,5 °)
- ✓ 3 coudes (45 °)
- ✓ 1 coude (11,25 °)
- ✓ 1 coude (90 ° / Arrondi)
- ✓ 2 Rétrécissements

- ✓ Longueur : $L = 6518 \text{ m}$
- ✓ Rugosité de paroi $\varepsilon = 0,8 \text{ mm}$ (Tuyau en fonte ductile / Intérieur en béton lisse)

I.3 -Caractéristiques des pertes de charge linéaires et singulières :

Notons que toutes les données théoriques sur les coudes et singularité sont prises a partir des abaques et tableau [9]

I.4 Caractéristiques des pompes centrifuges (voir Annexe)

Notation de calcul :

$$N^{\circ} 1 = \text{DN1400} \quad N^{\circ} 3 = \text{DN250} \quad N^{\circ} 2 = \text{DN1000}$$

$$N^{\circ} 4 = \text{DN750} \quad N^{\circ} 5 = \text{DN1100}$$

$$\text{DN1400} = D_1$$

$$\lambda_1 = \lambda_{(\text{DN1400})}$$

$$\text{DN1000} = D_2$$

$$\lambda_2 = \lambda_{(\text{DN1000})}$$

$$\text{DN250} = D_3$$

$$\lambda_3 = \lambda_{(\text{DN250})}$$

$$\text{DN750} = D_4$$

$$\lambda_4 = \lambda_{(\text{DN750})}$$

$$\text{DN1100} = D_5$$

$$\lambda_5 = \lambda_{(\text{DN1100})}$$

la viscosité de l'eau potable de dessalement est la masse volumique a ($T=20^{\circ}\text{c}$) :

$$\mu = 0,001072 \text{ Pl}$$

$$\rho = 1026 \text{ kg/m}^3$$

En utilisant le diagramme de Moody on déterminera λ en fonction du nombre de Re et de la rugosité de paroi ξ , pour chaque diamètre :

$$\lambda_1 = 0,017$$

$$\lambda_3 = 0,02$$

$$\lambda_5 = 0,0175$$

$$\lambda_2 = 0,019$$

$$\lambda_4 = 0,0175$$

II. Calcul des pertes de charges :

II.1. Tronçon AB :

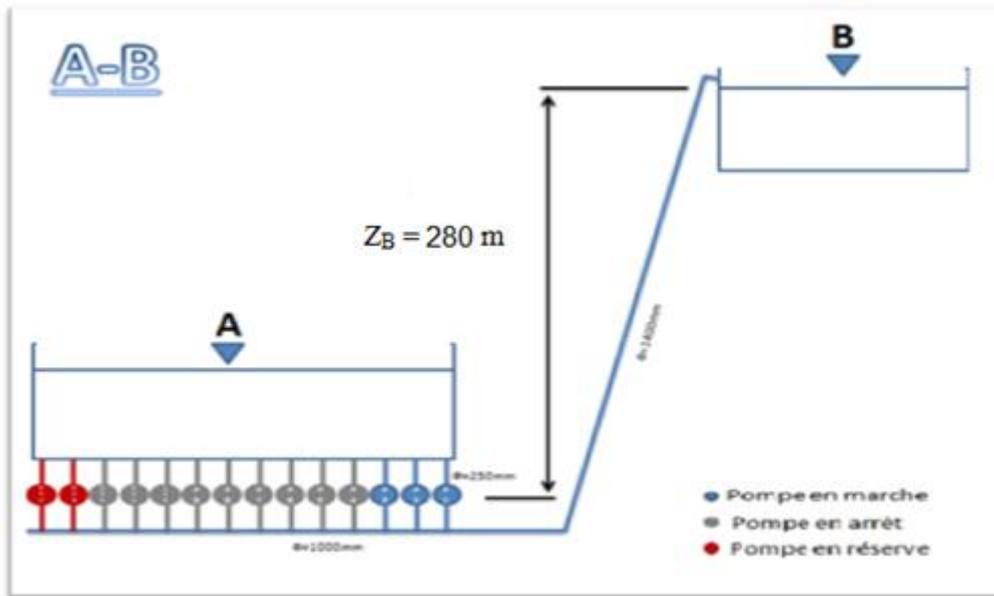


Figure III.7: Tronçon AB

Cas DN 1400

$Q_v = 0,58 \text{ m}^3/\text{s}$ $U_{m1} = 0,377 \text{ m/s}$

- Pertes de charge singulières :
 - ✓ 4 coudes (22,5 °) : $\xi = 0,07 \cdot 4 \rightarrow \xi = 0,28$
 - ✓ 3 coudes (33,75 °) : $\xi = 0,13 \cdot 3 \rightarrow \xi = 0,39$
 - ✓ 4 coudes (45°) : $\xi = 0,24 \cdot 3 \rightarrow \xi = 0,96$
 - ✓ 3 Rétrécissements : $\xi = 0,24 \cdot 3 \rightarrow \xi = 0,73$

$\xi_1 = (0,28+0,39+0,96+0,73) \rightarrow \xi_1 = 2,36$

$\rightarrow J_{s1} = (0,28+0,39+0,96+0,73) \cdot \left(\frac{0,377^2}{2,9,81}\right) = 0,017 \text{ m}$

- Pertes de charge linéaires :

$Re_{(AB)1400 \text{ DN}} = \frac{\rho U_{1m} D_1}{\mu} \rightarrow Re_{(AB)1400 \text{ DN}} = \frac{1026 \cdot 0,377 \cdot 1,4}{0,001072}$

$\rightarrow Re_{(AB)1400 \text{ DN}} = 5,04 \cdot 10^5 > 10^5$ (Turbulent rugueux)

$J_L = \lambda \frac{v^2 L}{2g D}$ $J_{L1} = 0,017 \frac{0,377^2 \cdot 5923}{2,9,81 \cdot 1,4}$ $J_{L1} = 0,5497 \text{ m}$

Cas DN 1000

$Q_v = 0,58 \text{ m}^3/\text{s}$ $U_{m3} = 0,738 \text{ m/s}$

• **Pertes de charge singulières:**

- ✓ 2 coudes (45 °) → $\xi = 0,48$
- ✓ 3 vannes à papillon ($\alpha=5^\circ$) → $\xi = 0,72$
- ✓ 7 coudes (90 ° / Arrondi) → $\xi = 1,06$
- ✓ 2 Élargissements : $= 0,287 \cdot 2 \rightarrow \xi = 0,574$
- ✓ 2 Rétrécissements : $\xi = 0,255 \cdot 2 \rightarrow \xi = 0,51$
- ✓ 1 Clapet ($\alpha=20^\circ$) → $\xi = 1,7$

1^{er} → $r = 0,50$

- ✓ 4 Té 2^{eme} → $r = 0,36$

3^{eme} → $r = 0,5$

4^{eme} → $b = 1,1$

$\xi_2 = (0,48 + 0,72 + 1,06 + 0,574 + 0,51 + 1,7 + 0,5 + 0,36 + 0,5 + 1,1) \rightarrow \xi_2 = 7,504$

→ $J_{s2} = (7,504) \cdot \frac{0,738^2}{2 \cdot 9,81} = \boxed{0,208\text{m}}$

• **Pertes de charge linéaires :**

$Re_{(AB) 1000 DN} = \frac{\rho U_{2m} D_2}{\mu} \rightarrow Re_{(AB) 1000 DN} = \frac{1026 \cdot 0,738 \cdot 1}{0,001072}$

→ $Re_{(AB) 1400 DN} = 7,06 \cdot 10^5 > 10^5$ (Turbulent rugueux)

$J_{Li} = \lambda_i \frac{U_{mi}^2 L_i}{2g D_i} \quad J_{L2} = 0,019 \frac{0,738^2 \cdot 108}{2 \cdot 9,81 \cdot 1} \quad \boxed{J_{L2} = 0,055\text{m}}$

Cas 250 DN

$Q_v = 0,58 \text{ m}^3/\text{s} \quad U_{m5} = 3,93 \text{ m/s}$

• **Pertes de charge singulières :**

- ✓ 12 coudes (90 ° / Arrondi) avec R/D=1 → $\xi = 0,294 \cdot 12 \quad \xi = 3,52$

- ✓ 3 vannes à papillon ($\alpha=5^\circ$) → $\xi = 0,72$

✓ 2 Té $\left\{ \begin{array}{l} b = 0,3 \\ b = 1 \end{array} \right.$

$\xi_3 = (3,52 + 0,72 + 0,3 + 1) \rightarrow \xi_3 = 5,55$

→ $= (5,55) \cdot (\text{---}) = \boxed{4,36 \text{ m}}$

- Pertes de charge linéaires :

$$Re_{(AB) 250 DN} = \frac{\rho U_{3m} D_3}{\mu} \rightarrow Re_{(AB) 750 DN} = \frac{1026 \cdot 3,93 \cdot 0,25}{0,001072}$$

→ $Re_{(AB) 1400 DN} = 9,4 \cdot 10^5 > 10^5$ (Turbulent rugueux)

$$J_{L2} = \lambda_i \frac{U_{mi}^2 L_i}{2g D_i} \quad J_{L2} = 0,0175 \frac{3,93^2 \cdot 9,5}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,25} \quad J_{L3} = 0,52 \text{ m}$$

- Pertes de charge totales:

$$J_T = \sum J_L + \sum J_s \rightarrow J_T = (J_{s1} + J_{s2} + J_{s3} + (J_{L1} + J_{L2} + J_{L3})) \rightarrow J_{T(AB)} = 5,70 \text{ m}$$

II.2 Tronçon BC :

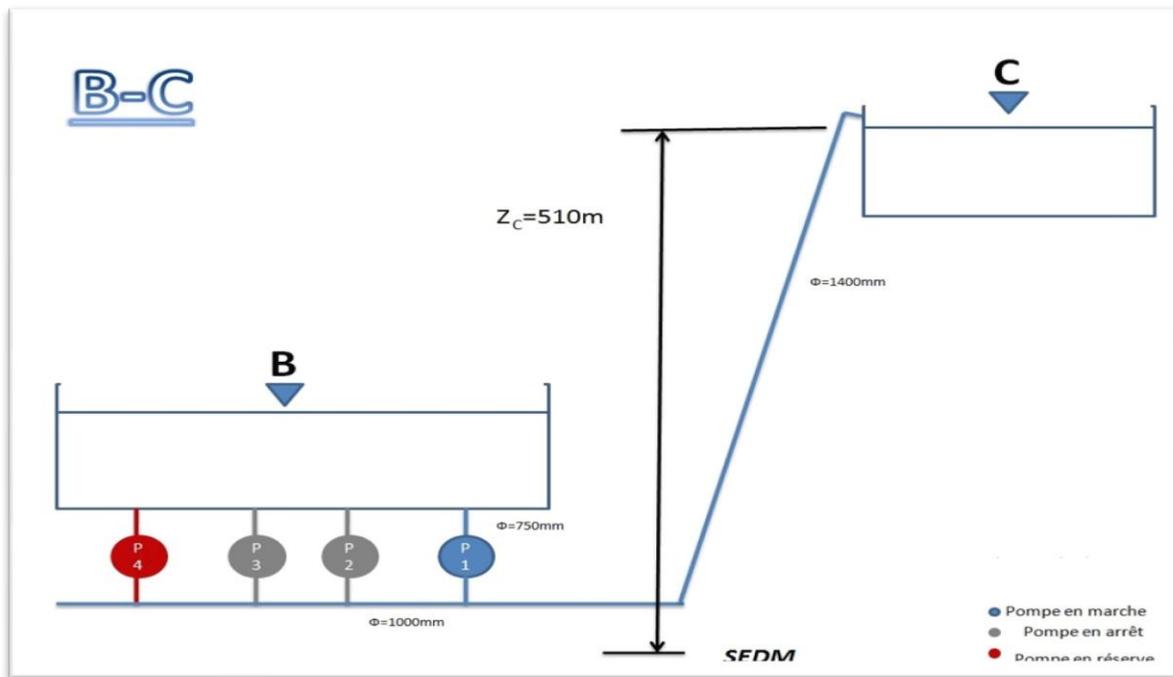


Figure III.8 : Tronçon BC

Cas 1400 DN $Q_v = 0,68 \text{ m}^3/\text{s}$ $U_{m1} = 0,44 \text{ m/s}$

- Pertes de charge singulières :
 - ✓ 3 coudes (90 ° / Arrondi) → $\xi = 0,54$
 - ✓ 5 coudes (22,5 °) → $\xi = 0,35$
 - ✓ 5 coudes (45 °) → $\xi = 1,2$
 - ✓ 3 coudes (11,25 °) → $\xi = 0,06$
 - ✓ 1 Rétrécissement → $\xi = 0,375$

$$\xi_1 = (0,54 + 0,35 + 1,2 + 0,06 + 0,375) \rightarrow \xi_1 = 2,525$$

$$\rightarrow J_{s1} = (2,525) \cdot \left(\frac{0,44^2}{2,9,81}\right) = 0,0249 \text{ m}$$

- Pertes de charge linéaires :

$$Re_{(BC) 1400 DN} = \frac{\rho U_{1m} D_1}{\mu} \rightarrow Re_{(BC) 1400 DN} = \frac{1026 \cdot 0,44 \cdot 1,4}{0,001072}$$

$$\rightarrow Re_{(AB) 1400 DN} = 5,89 \cdot 10^5 > 10^5 \text{ (Turbulent rugueux)}$$

$$J_{Li} = \lambda i \frac{U_{mi}^2 L_i}{2g D_i} \quad J_{L1} = 0,0175 \frac{0,44^2 \cdot 4978}{2,9,81 \cdot 1,4} \quad J_{L1} = 0,69 \text{ m}$$

Cas 1000 DN $Q_v = 0,68 \text{ m}^3/\text{s}$ $U_{m2} = 0,866 \text{ m/s}$

- Pertes de charge singulières :

- ✓ 1 Rétrécissement $\rightarrow \xi = 0,217$
- ✓ 1 Clapet ($\alpha = 20^\circ$) $\rightarrow \xi = 1,7$
- ✓ 3 Vannes à papillon ($\alpha = 5^\circ$) $\rightarrow \xi = 0,72$
- ✓ 1 Jonction $\rightarrow \xi = 0,5$
- ✓ 7 coudes (90° / Arrondi) $\rightarrow \xi = 1,05$
- ✓ Té $\rightarrow \xi_r = 0,5$

$$\xi = (0,217 + 1,7 + 0,72 + 0,5 + 1,05 + 0,5) \rightarrow \xi = 4,687$$

$$\rightarrow J_{s2} = (4,687) \cdot \left(\frac{0,866^2}{2,9,81}\right) = 0,18 \text{ m}$$

- Pertes de charge linéaires :

$$Re_{(BC) 1000 DN} = \frac{\rho U_{2m} D_2}{\mu} \rightarrow Re_{(BC) 1000 DN} = \frac{1026 \cdot 0,866 \cdot 1}{0,001072}$$

$$\rightarrow Re_{(AB) 1400 DN} = 8,28 \cdot 10^5 > 10^5 \text{ (Turbulent rugueux)}$$

$$J_{Li} = \lambda i \frac{U_{mi}^2 L_i}{2g D_i} \quad J_{L2} = 0,019 \frac{0,866^2 \cdot 130}{2,9,81 \cdot 1} \quad J_{L2} = 0,094 \text{ m}$$

Cas 750 DN

$Q_v = 0,68 \text{ m}^3/\text{s}$ $U_{m4} = 1,54 \text{ m/s}$

- Pertes de charge singulières :

- ✓ 1 Vanne à papillon ($\alpha = 5^\circ$) $\rightarrow \xi = 0,24$
- ✓ 1 Jonction $\rightarrow \xi = 0,5$
- ✓ 2 élargissements $\rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \xi = 0,56 \\ \xi = 0,231 \end{array} \right. \quad \xi = 0,773$

$$\xi_4 = (0,24+0,5+0,773) \rightarrow \xi_4 = 1,53$$

$$\rightarrow J_{s4} = (1,53) \cdot \frac{1,54^2}{2,9,81} = 0,185 \text{ m}$$

$$Re_{(BC) 750 DN} = \frac{\rho U m 4 D 4}{\mu} \rightarrow Re_{(BC) 750 DN} = \frac{1026 \cdot 1,54 \cdot 0,75}{0,001072}$$

$$\rightarrow Re_{(AB) 1400 DN} = 1,1 \cdot 10^6 > 10^3 \text{ (Turbulent rugueux)}$$

$$J_{Li} = \lambda i \frac{U m i^2 L i}{2 g D i} \quad J_{L4} = 0,0175 \frac{1,54^2 \cdot 9,5}{2,9,81 \cdot 0,75} \quad J_{L4} = 0,026 \text{ m}$$

$$\Delta H_{TL} = 0,81 \text{ m}$$

• Pertes de charge totales:

$$J_T = \sum J_L + \sum J_s \rightarrow J_T = (J_{s1} + J_{s2} + J_{s4} + (J_{L1} + J_{L2} + J_{L4})) \rightarrow J_T(BC) = 0,3899 + 0,81$$

$$J_T(BC) = 1,2 \text{ m}$$

II.3. Tronçon CD :

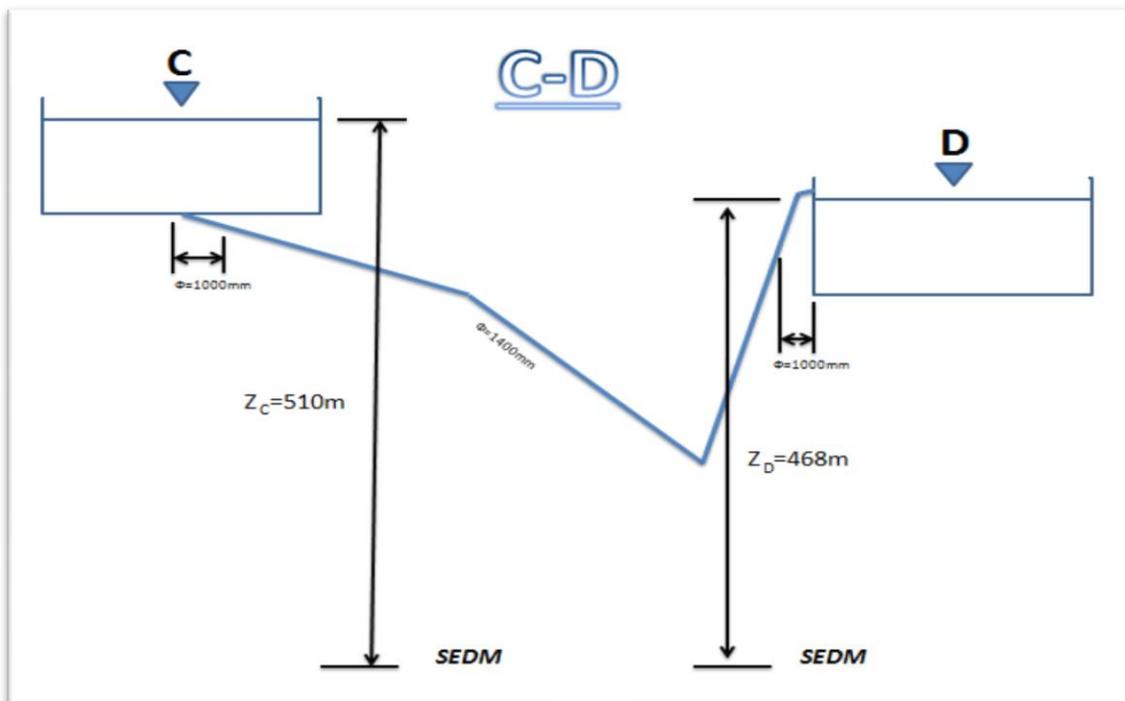


Figure III.9: Tronçon CD

En appliquant le théorème de Bernoulli entre C et D (les surfaces libres) :

$$\frac{p_c}{\rho g} + \frac{U_{mc}^2}{2g} + z_c = \frac{p_D}{\rho g} + \frac{U_{mD}^2}{2g} + z_D + J_{L+s}$$

(On néglige les 2 vitesses car le réservoir a une grande dimension)

$$\rightarrow \boxed{J_T = z_c - z_D} \quad \dots(1)$$

$$\rightarrow J_T = J_{ST} + J_{LT}$$

$$\boxed{J_{ST} = \xi_2 \cdot \frac{U_{m2}^2}{2g} + \xi_1 \cdot \frac{U_{m1}^2}{2g}} \quad \dots(2)$$

$$S_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (1,4)^2 \quad S_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (1)^2 \quad \frac{S_1}{S_2} = 1,94$$

$$Q_v = S_1 U_{m1} = S_2 U_{m2} \rightarrow U_{m2} = \frac{S_1}{S_2} U_{m1} \rightarrow \boxed{U_{m2} = 1,94 \cdot U_{m1}} \quad \dots(3)$$

$\xi_2 = 6,368$ et $\xi_1 = 3,885$ (Déterminer par la suite)

On Remplace ξ_3 et (3) dans (2) :

$$J_{ST} = 23,97 \frac{U_{m1}^2}{2g} + 3,885 \frac{U_{m1}^2}{2g} \rightarrow \boxed{J_{ST} = 27,29 \cdot \frac{U_{m1}^2}{2g}} \quad \dots(4)$$

$$\boxed{J_{LT} = \lambda_1 \frac{U_{m1}^2 L_1}{2g D_1} + \lambda_2 \frac{U_{m2}^2 L_2}{2g D_2}} \rightarrow J_{LT} = 0,017 \frac{U_{m1}^2 6924}{2g \cdot 1,4} + 0,019 \cdot 3,76 \frac{U_{m1}^2 56}{2g \cdot 1}$$

$$\boxed{J_{LT} = 88,07 \cdot \frac{U_{m1}^2}{2g}} \quad \dots(5)$$

$$\rightarrow J_T = 88,07 \cdot \frac{U_{m1}^2}{2g} + 27,529 \cdot \frac{U_{m1}^2}{2g} \rightarrow \boxed{J_T = 115,59 \cdot \frac{U_{m1}^2}{2g}} \quad \dots(6)$$

En Remplaçant (6) dans (1) :

$$115,59 \cdot \frac{U_{m1}^2}{2g} = z_c - z_D \quad \text{Avec : } z_c = 510 \text{ m et } z_D = 468,1 \text{ m}$$

$$\rightarrow U_{m1}^2 = 7,11 \text{ m/s} \rightarrow \boxed{\begin{matrix} U_{m1} = 2,66 \text{ m/s} \\ U_{m3} = 5,17 \text{ m/s} \end{matrix}}$$

Cas DN 1400

- | | | |
|--------------------|----------|-------------------|
| 1 Rétrécissement | → =0,375 | } $\xi_1 = 3,885$ |
| 9 coudes (22,5 °) | → =0,63 | |
| 4 coudes (45 °) | → =1,92 | |
| 4 coudes (11,25 °) | → =0,08 | |
| 1 élargissement | → =0,569 | |
| 3 Té | → =0,315 | |

- Pertes de charge singulières :

$$\rightarrow J_{s1} = (3,885) \cdot \frac{2,66^2}{2,9,81} = \boxed{1,4 \text{ m}}$$

- Pertes de charge linéaires :

$$J_{L1} = \lambda_1 \frac{U_{m1}^2 L_1}{2g D_1} \quad \text{Avec} \quad \lambda_1 = 0,017$$

$$J_{L1} = 0,017 \frac{2,66^2}{2 \cdot 9,81} \frac{6924}{1,4} \rightarrow \boxed{J_{L1} = 30,32 \text{ m}}$$

Cas DN 1000

- ✓ 8 coudes (90° / Arrondi) → $\xi = 1,2$
- ✓ 3 Vanne à papillon ($\alpha = 5^\circ$) → $\xi = 0,72$

- ✓ 2 Té $\left\{ \begin{array}{l} r = 0,5 \quad \text{et} \quad r = 0,1 \\ b = 0,1 \quad \text{et} \quad b = 1,1 \end{array} \right.$

- ✓ Rétrécissement → $\xi = 0,127$
- ✓ 2 Sortie de réservoir → $\xi = 2$
- ✓ 1 élargissement → $\xi = 0,213$

$$\xi = 6,368$$

- Pertes de charge singulières :

$$J_{s2} = 6,368 \cdot \frac{5,17^2}{2,9,81} = \boxed{8,67 \text{ m}}$$

- Pertes de charge linéaires :

$$J_{L2} = \lambda_2 \frac{U_{m1}^2 L_2}{2g D_2} \quad \lambda_2 = 0,019$$

$$J_{L2} = 0,019 \frac{5,17^2}{2,9,81} \frac{56}{1} \rightarrow \boxed{J_{L2} = 1,68 \text{ m}}$$

- Pertes de charge totales:

$$J_T = \sum J_L + \sum J_s \rightarrow \boxed{J_T (CD) = 42,07 \text{ m}}$$

II.4. Tronçons DE :

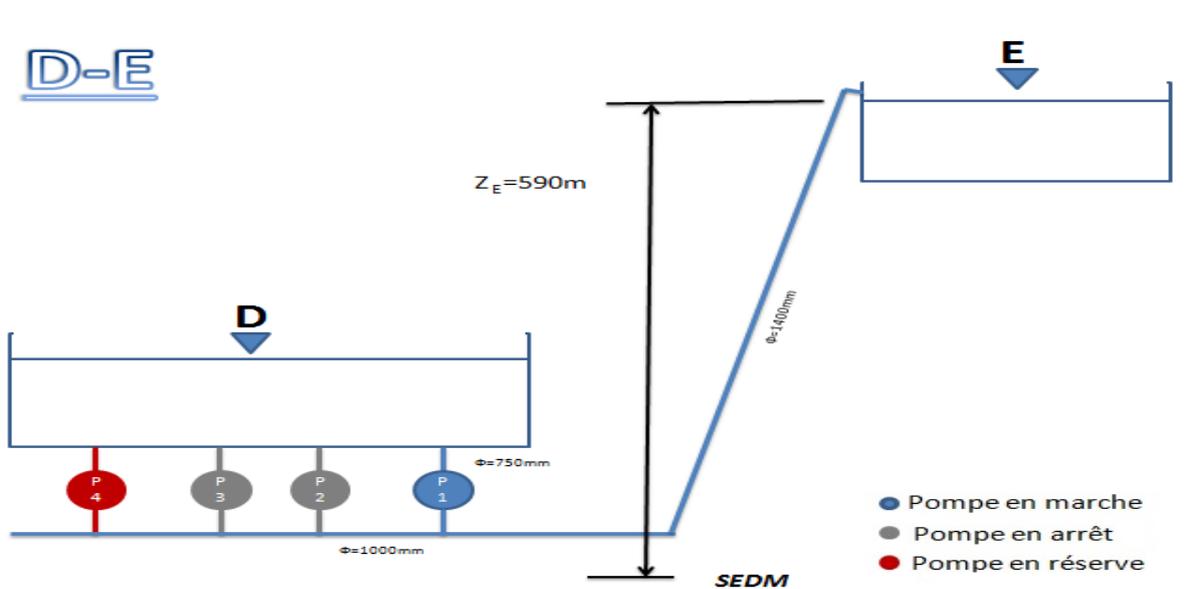


Figure III.10: Tronçon DE

Cas DN 1400

$Q_v = 0,70 \text{ m}^3/\text{s}$ $U_{m4} =$ m/s

• Pertes de charge singulières :

- ✓ 2 coudes (22,5 °) → =0,14
 - ✓ 1 coudes (11,25 °) → $\xi = 0,02$
 - ✓ 1 coudes (45 °) → =0,24
- } $\xi_1 = 0,4$

→ = (0,4) . ——— = 0,00425 m

• Pertes de charge linéaires :

$Re_{(DE) 1400 \text{ DN}} = \frac{\rho U_{1m} D_s}{\mu} \rightarrow Re_{(DE) 1400 \text{ DN}} = \frac{1026 \cdot 0,457 \cdot 1,4}{0,001072}$

→ $Re_{(AB) 1400 \text{ DN}} = 6,13 \cdot 10^5 > 10^5$ (Turbulent rugueux)

$J_{Li} = \lambda_i \frac{U_{mi}^2 L_i}{2g D_i}$ $J_{L1} = 0,017 \frac{0,457^2 \cdot 4413}{2,981 \cdot 1,4}$ $J_{L1} = 0,57 \text{ m}$

Cas DN 1000

$Q_v = 0,70 \text{ m}^3/\text{s}$ $U_{m4} = 0,891 \text{ m/s}$

• Pertes de charge singulières :

- ✓ 1 Rétrécissement → $\xi = 0,217$
- ✓ 1 Clapet ($\alpha = 20^\circ$) → $\xi = 1,7$

- ✓ 3 Vannes à papillon ($\alpha=5^\circ$) $\rightarrow \xi=0,72$
- ✓ 1 Jonction $\rightarrow \xi=0,5$
- ✓ 7 coudes (90° / Arrondi) $\rightarrow \xi=1,05$
- ✓ Té $\rightarrow K_r=0,5$

$$\xi_2 = (0,217+1,7+0,72+0,5+1,05+0,5) \rightarrow \xi_2 = 4,687$$

$$\rightarrow J_{s2} = (4,687) \cdot \frac{0,891^2}{2,9,81} = \boxed{0,189 \text{ m}}$$

• Pertes de charge linéaires:

$$Re_{(DE)1000 \text{ DN}} = \frac{\rho U_{2m} D_2}{\mu} \quad Re_{(DE)1000 \text{ DN}} = \frac{1026 \cdot 0,891 \cdot 1}{0,001072}$$

$$\rightarrow Re_{(AB)1400 \text{ DN}} = 8,53 \cdot 10^5 > 10^5 \text{ (Turbulent rugueux)}$$

$$J_{Li} = \lambda_i \frac{U_{mi}^2 L_i}{2g D_i} \quad J_{L2} = 0,019 \frac{0,891^2 \cdot 130}{2,9,81 \cdot 1} \quad \boxed{J_{L2}=0,1\text{m}}$$

Cas DN 750

$$Q_v = 0,70 \text{ m}^3/\text{s} \quad U_{m4} = 1,59 \text{ m/s}$$

• Pertes de charge singulières:

- ✓ 1 Vanne à papillon ($\alpha=5^\circ$) $\rightarrow \xi=0,24$
- ✓ 1 Jonction $\rightarrow \xi=0,5$

$$\checkmark \text{ 2 élargissements } \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \xi=0,56 \\ \xi=0,231 \end{array} \right. \quad \xi=0,773$$

$$\xi_4 = (0,24+0,5+0,773) \rightarrow \boxed{\xi_4 = 1,53}$$

$$\rightarrow J_{s4} = (1,53) \cdot \frac{1,59^2}{2,9,81} = \boxed{0,194 \text{ m}}$$

• Pertes de charge linéaires:

$$Re_{(BC)750 \text{ DN}} = \frac{\rho U_{4m} D_4}{\mu} \rightarrow Re_{(BC)750 \text{ DN}} = \frac{1026 \cdot 1,58 \cdot 0,75}{0,001072}$$

$$\rightarrow Re_{(AB)1400 \text{ DN}} = 1,13 \cdot 10^6 > 10^5 \text{ (turbulent rugueux)}$$

$$J_{Li} = \lambda_i \frac{U_{mi}^2 L_i}{2g D_i}$$

$$J_{L4} = 0,0175 \frac{1,58^2 \cdot 9,5}{2,9,81 \cdot 0,75} \quad \boxed{J_{L4}=0,028 \text{ m}}$$

- Pertes de charge totales:

$$J_T = \sum J_L + \sum J_s \rightarrow J_T = (J_{s1} + J_{s2} + J_{s4} + (J_{L1} + J_{L2} + J_{L4})) \rightarrow J_T (BC) = 1,0852m$$

II .5. Tronçon E-J :

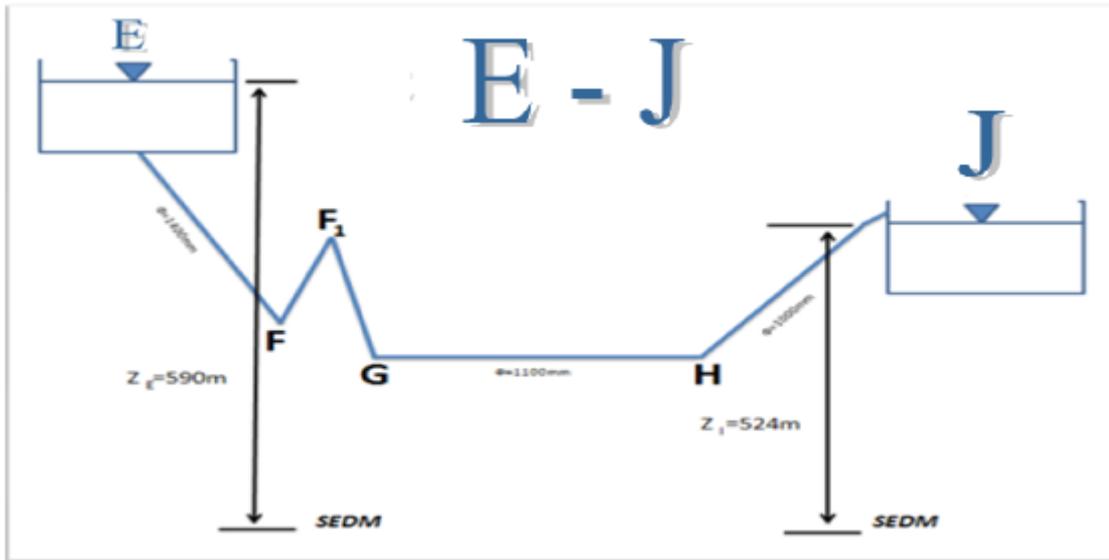


Figure III .11 : Tronçon E - J

En appliquant le Théorème de Bernoulli entre les surfaces libres du réservoir E et J :

$$\frac{p_e}{\rho g} + \frac{U_{me}^2}{2g} + z_e = \frac{p_j}{\rho g} + \frac{U_{mj}^2}{2g} + z_j + J_{L+s}$$

U_{me} et U_{mj} (On la néglige car le réservoir a une grande dimension)

$$\rightarrow J_{L+s} = z_e - z_j \quad \dots(1)$$

DN 1400 / $S_1 = 1,539 \text{ m}^2$

DN1100 / $S_5 = 0,95 \text{ m}^2$

DN 1000 / $S_2 = 0,785 \text{ m}^2$

$$Q_v = S_1 U_{m1} = S_2 U_{m2} \rightarrow U_{m2} = \frac{S_1}{S_2} \cdot U_{m1} \rightarrow U_{m2} = 1,94 \cdot U_{m1} \quad \dots(2)$$

$$Q_v = S_5 U_{m5} = S_2 U_{m2} \rightarrow U_{m5} = \frac{S_2}{S_5} \cdot U_{m2} \quad U_{m5} = 0,82 \cdot U_{m2} \quad \dots(3)$$

$$\rightarrow U_{m5} = 1,59 U_{m1}$$

$$J_{s1} = \sum \xi_1 \cdot \frac{U_{m1}^2}{2g} = 0,12 \cdot U_{m1}^2$$

$$J_{s2} = \sum \xi_2 \cdot \frac{3,78 \cdot U_{m1}^2}{2g} = 1,22 \cdot U_{m1}^2$$

$$J_{s5} = \sum \xi_5 \cdot \frac{2,62 \cdot U_{m1}^2}{2g} = 0,18 \cdot U_{m1}^2$$

$$\sum J_{sT} = 1,22 \cdot U_{m1}^2 \quad \dots(5)$$

$$J_{LT} = \lambda_i \frac{U_{mi}^2 L_i}{2g D_i}$$

$$J_{L1} = \lambda_1 \frac{U_{m1}^2 L_1}{2g D_1} = \rightarrow J_{L1} = 0,017 \cdot \frac{U_{m1}^2 \cdot 25810}{2g \cdot 1,4} = 15,97 \cdot U_{m1}^2$$

$$J_{L2} = \lambda_2 \frac{3,78 \cdot U_{m1}^2 L_2}{2g D_2} = \rightarrow J_{L2} = 0,019 \cdot \frac{3,78 \cdot U_{m1}^2 \cdot 6518}{2g \cdot 1} = 23,85 \cdot U_{m1}^2$$

$$J_{L5} = \lambda_5 \frac{2,62 \cdot U_{m1}^2 L_5}{2g D_5} = \rightarrow J_{L5} = 0,02 \cdot \frac{2,62 \cdot U_{m1}^2 \cdot 9032}{2g \cdot 1,1} = 21,92 \cdot U_{m1}^2$$

$$J_{LT} = \sum J_L = 64,13 \cdot U_{m1}^2 \quad \dots (4)$$

En remplaçant (4) et (5) dans (1)

$$590-524 = 1,22 \cdot U_{m1}^2 + 64,13 \cdot U_{m1}^2 \quad \rightarrow \boxed{U_{m1} = 1 \text{ m/s}} \quad \dots(6)$$

En remplaçant (6) dans (2) et (3) :

$$\boxed{U_{m2} = 1,94 \text{ m/s}}$$

$$\boxed{U_{m3} = 1,59 \text{ m/s}}$$

Cas DN1400 :

- | | | |
|--------------------------|-------------|----------------------------|
| 5 coudes (22,5 °) | → ξ = 0,35 | } ∑ ξ _i = 2,502 |
| 3 coudes (45 °) | → ξ = 0,72 | |
| 2 coudes (33,75 °) | → ξ = 0,26 | |
| 1 coude (90 ° / Arrondi) | → ξ = 0,152 | |
| 4 Rétrécissements | → ξ = 1,02 | |

• **Pertes de charge singulières:**

$$J_{s1} = \sum \xi_1 \cdot \frac{U_{m1}^2}{2g} = 0,127 \cdot U_{m1}^2 = 0,127 \cdot 1^2 = 0,127 \text{ m}$$

• **Pertes de charge Linéaires:**

$$J_{L1} = 0,017 \cdot \frac{U_{m1}^2 \cdot 25810}{2g \cdot 1,4} = 15,97 \cdot U_{m1}^2 = 15,97 \text{ m}$$

Cas DN1000 :

2 coudes (22,5 °)	→ $\xi=0,14$	} $\sum \xi = 6,35$
3 élargissements	→ $\xi=0,852$	
1 coude (11,25 °)	→ $\xi=0,02$	
1 coude (45 °)	→ $\xi=0,24$	
6 Vannes à papillon ($\alpha=5^\circ$)	→ $\xi=1,44$	
1 Clapet ($\alpha=20^\circ$)	→ $\xi=1,7$	
1 élargissement	→ $\xi=0,109$	
6 Té	→ $\xi=0,63$	

- **Pertes de charge singulières:**

$$J_{s2} = \xi_2 \cdot \frac{3,78 \cdot U_{m1}^2}{2g} = 1,22 \cdot U_{m1}^2 = 1,22 \text{ m}$$

- **Pertes de charge linéaires:**

$$J_{L2} = 0,019 \cdot \frac{3,78 \cdot U_{m1}^2}{2g} \cdot \frac{6518}{1} = 23,85 \cdot U_{m1}^2 = 23,85 \text{ m}$$

Cas DN1100 :

2 coudes (22,5 °)	→ $\xi=0,14$	} $\sum \xi = 1,36$
3 coudes (45 °)	→ $\xi=0,72$	
1 coudes (11,25 °)	→ $\xi=0,02$	
1 coude (90 ° / Arrondi)	→ $\xi=0,294$	
2 Rétrécissements	→ $\xi=0,19$	

- **Pertes de charge singulières:**

$$J_{s5} = \sum \xi_5 \cdot \frac{2,62 \cdot U_{m1}^2}{2g} = 0,18 \cdot U_{m1}^2 = 0,18 \text{ m}$$

- **Pertes de charge linéaires:**

$$\rightarrow J_{L5} = 0,02 \cdot \frac{2,62 \cdot U_{m1}^2}{2g} \cdot \frac{9032}{1,1} = 21,92 \cdot U_{m1}^2 = 21,92 \text{ m}$$

III. Calcul des points de fonctionnement des stations de pompages SDEM (Station dessalement d'eau de mer), SP1, SP2 :

Il va falloir tracer les caractéristiques de la pompe utilisée et les caractéristiques équivalentes des réseaux de canalisation correspondant

III.1 Calcul de point de fonctionnement de la station de pompage SDEM :

Soient les courbes caractéristiques du réseau des tronçons AB (figure 3.1)

Pour tracer la courbe caractéristique du réseau il nous faut déterminer le coefficient de courbure A_i qui est en fonction de $J (L+s)$ et de Q_v^2

Tronçons AB :

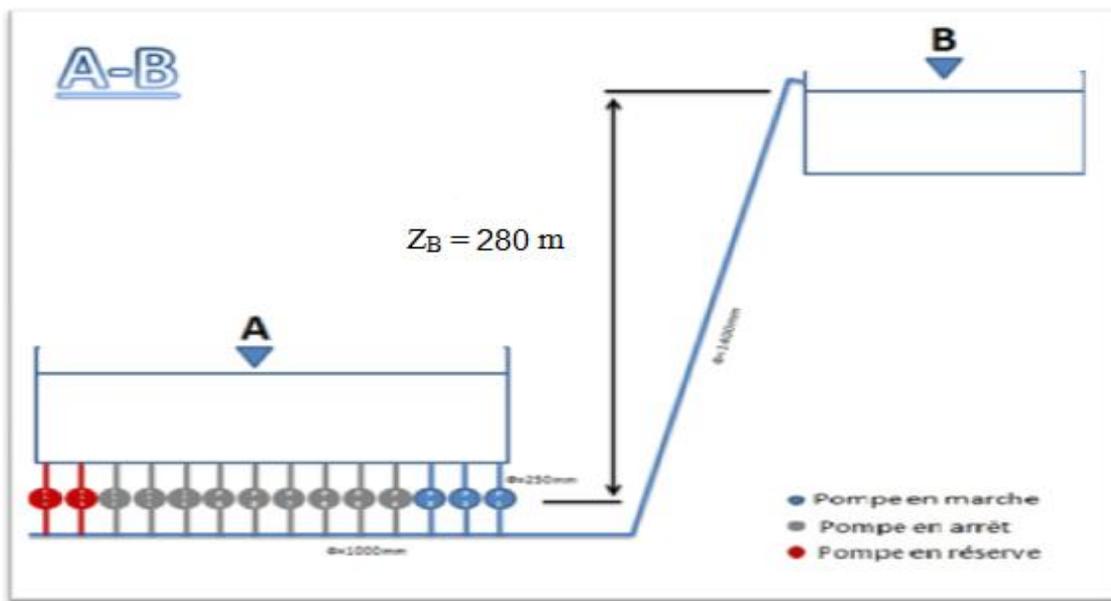


Figure III.1 : Tronçon AB

Notre réseau est un réseau composé de trois diamètres DN1400 et DN1000 sont en série, DN250 et en parallèle

Donc il nous faut 2 coefficients A_i :

$$\Delta H(m) = \xi_1 \cdot \frac{U_{1m}^2}{2g} + \xi_2 \cdot \frac{U_{2m}^2}{2g} + \xi_3 \cdot \frac{U_{3m}^2}{2g} + \lambda_1 \frac{U_{1m}^2 L_1}{2g D_1} + \lambda_2 \frac{U_{2m}^2 L_2}{2g D_2} + \lambda_3 \frac{U_{3m}^2 L_3}{2g D_3}$$

$$U_{1m} \cdot S_1 = U_{2m} \cdot S_2 = U_{3m} \cdot S_3 = Q_v$$

$$U_{1m} = \frac{Q_v}{S_1} \quad , \quad U_{2m} = \frac{Q_v}{S_2} \quad , \quad U_{3m} = \frac{Q_v}{S_3}$$

$$\Delta H(m) = \frac{\xi_1}{2g \cdot S_1^2} \cdot Q_v^2 + \frac{\xi_2}{2g \cdot S_2^2} \cdot Q_v^2 + \frac{\xi_3}{2g \cdot S_3^2} \cdot Q_v^2 + \lambda_1 \frac{L_1}{S_1^2 \cdot 2g \cdot D_1} + \lambda_2 \frac{L_2}{S_2^2 \cdot 2g \cdot D_2} + \lambda_3 \frac{L_3}{S_3^2 \cdot 2g \cdot D_3}$$

$$\Delta H(m) = Q_v^2 \cdot \left[\frac{\xi_1}{2g \cdot S_1^2} + \frac{\xi_2}{2g \cdot S_2^2} + \lambda_1 \frac{L_1}{S_1^2 \cdot 2g \cdot D_1} + \lambda_2 \frac{L_2}{S_2^2 \cdot 2g \cdot D_2} \right]$$

La forme générale devient sous forme

$$\Delta H_1(m) = Qv^2 \cdot A_i \quad \dots(1)$$

Avec A_i pente de la parabole

Cas DN 1400 et DN1000 :

/	ξ	λ	L (m)	D (m)	S (m ²)
1400 DN	2,36	0,017	5933	1,4	1,53
1000 DN	7,504	0,019	108	1	0,785

$$\Delta H(m) = 2,4 \cdot Qv^2$$

Soi le tableau des valeurs de Q_v et ΔH pour tracer la courbe équivalente des deux conduites DN1400 et DN1000 en série Figure(**Figure III .12**)

Q_v (m ³ /h)	1000	2000	3000	4000	5000	6000
$\Delta H_1(m)$	0,18	0,70	1,66	2,96	4,62	6,66

Cas DN 250

Les pompes en parallèle, en fonctionnement, débitent a travers 3 conduites DN250en parallèle

Ces 3 conduites en parallèle versent le débit total dans 2 conduits DN1000 et DN1400 en série (figure III.1)

$$\Delta H_2(m) = Qv^2 \cdot \left[\frac{\xi_s}{2g \cdot S_s^2} + \lambda_3 \frac{L_s}{S_s^2 \cdot 2g \cdot D_s} \right]$$

/	ξ	λ	L (m)	D (m)	S (m ²)
250 DN	5,55	0,0175	36	0,25	0,05

- **Pour une pompe :**
- Après avoir remplacé les valeurs correspondantes à la conduite DN250 on trouve (**Figure III .12**) :

$$\Delta H_2(m) = Qv^2 \cdot 124,3$$

Q_v (m ³ /h)	1000	2000	3000	4000	5000	6000
$\Delta H_2(m)$	9,59	38,36	86,31	153,45	239,77	345,27

- Pour 1 pompe :

III.1.1 - Courbe caractéristique des deux réseaux :

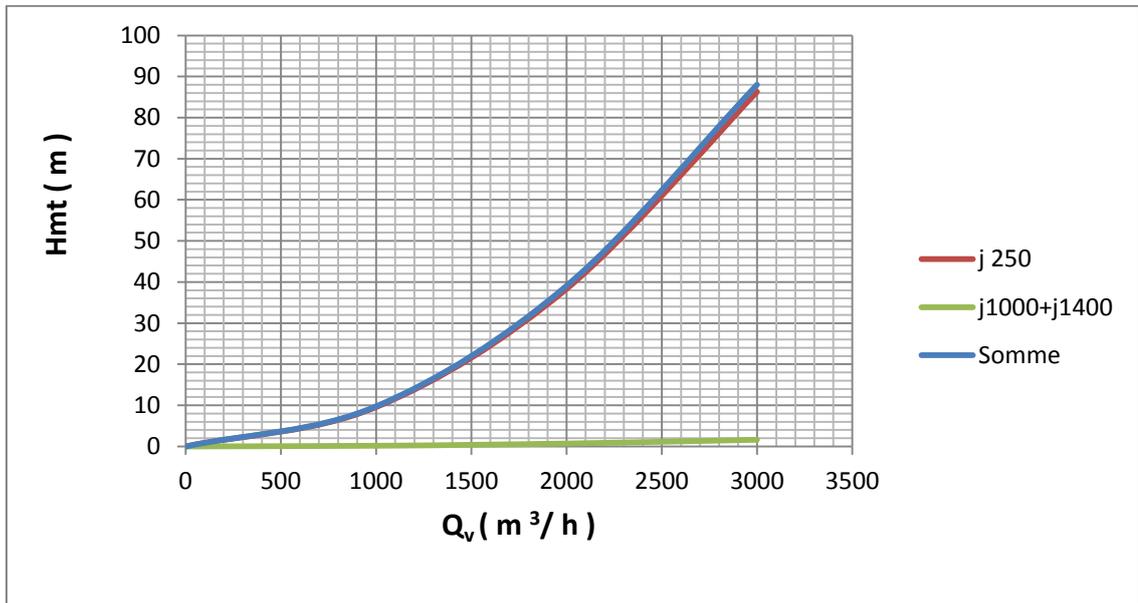


Figure III .12: Courbe caractéristique des deux réseaux pour 1pompe

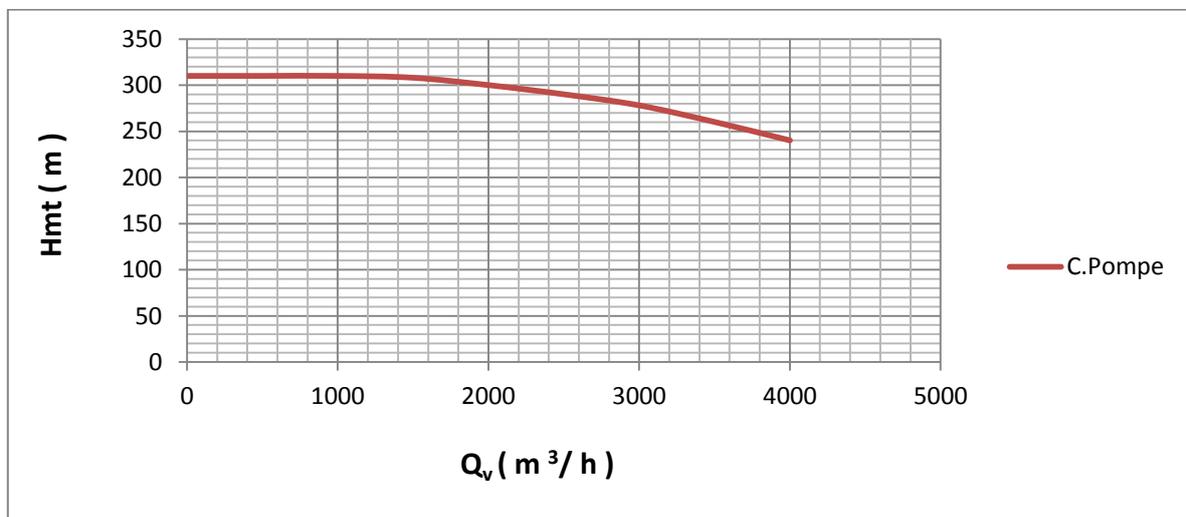


Figure III .13: Courbe caractéristique d'une pompe parmi les 12 pompes en parallèle SDEM (voir Annexe)

III.1.3 Point de fonctionnement de la station de pompage SDEM pour 1 pompe :

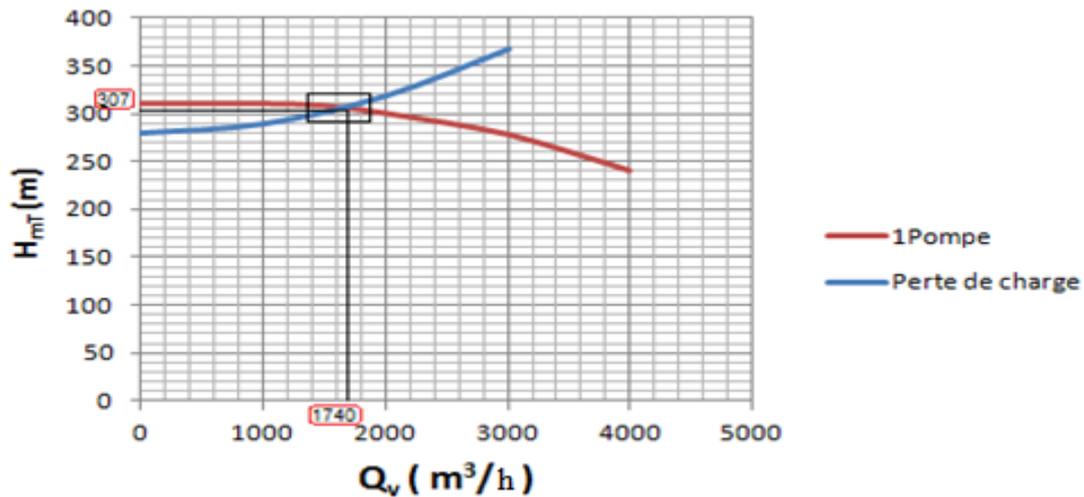


Figure III. 14 : Point de fonctionnement pour une pompe

- Pour 3 pompes :

On a trouvé A_i pour 1 pompe on fait le calculer pour 3 pompes :

On a $\Delta H_{250} = 124,3$. $Q_v^2 = 4,6m = \text{cste}$

$\Rightarrow 4,6 = 124,3 \cdot Q_v^2 = C \cdot (3 Q_v)^2$

$C = 14,18$

La caractéristique du réseau DN250 pour 3 pompes devient :

$\Delta H_{250/3pompes} = 14,18 \cdot Q_v^2$

Tableau des pertes de charge du réseau pour 3 pompes (Figure III .15) :

Q_v (m ³ /h)	1000	2000	3000	4000	5000	6000
ΔH_1 (m)	0,18	0,74	1,66	2,96	4,62	6,66
$\Delta H_{250/3pompes}$ (m)	1,09	4,37	9,84	17,50	27,35	39,38

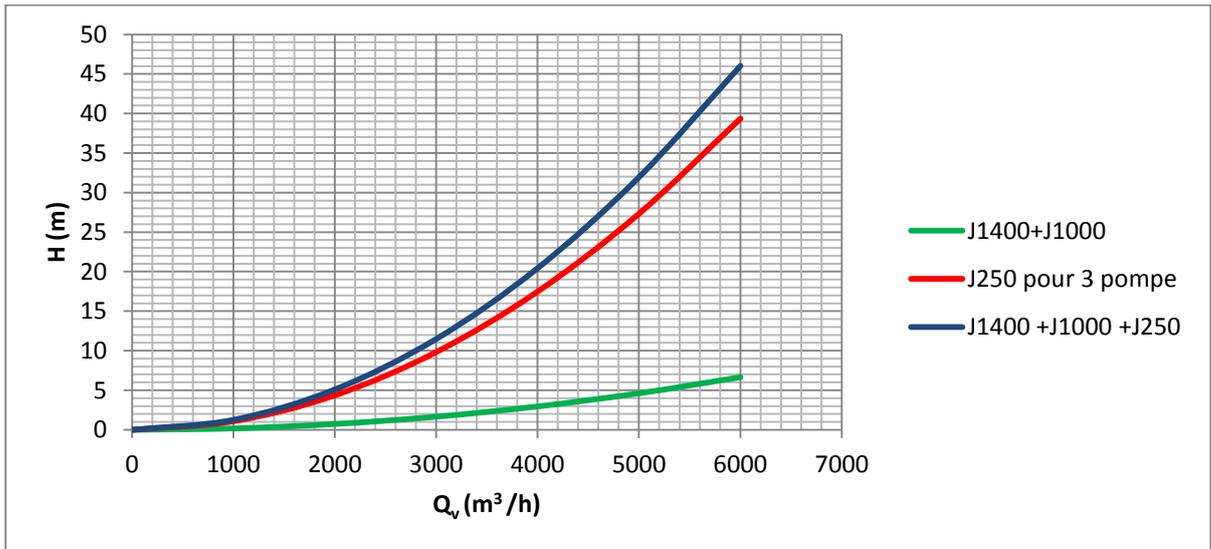


Figure III. 15 :caractéristique du réseau pour 3 pompes

III.1.5 Point de fonctionnement de la station de pompage SDEM pour 3 pompes :

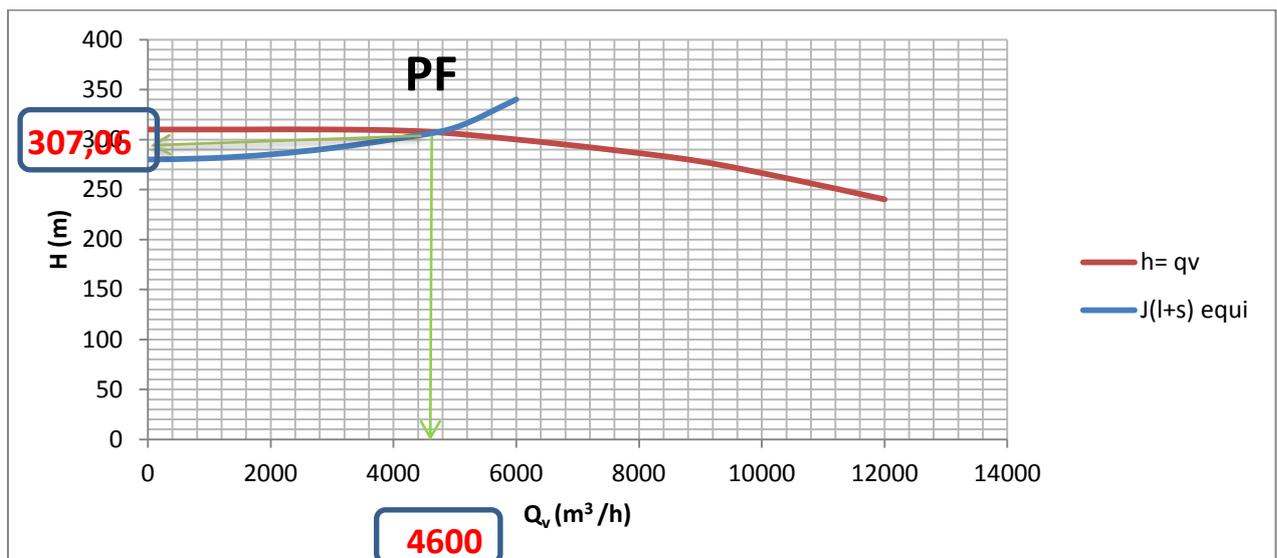


Figure III .16: point de fonctionnement pour 3 pompes

III.2 Calcul de point de fonctionnement de la station de pompage SP1 :

Tronçon BC :

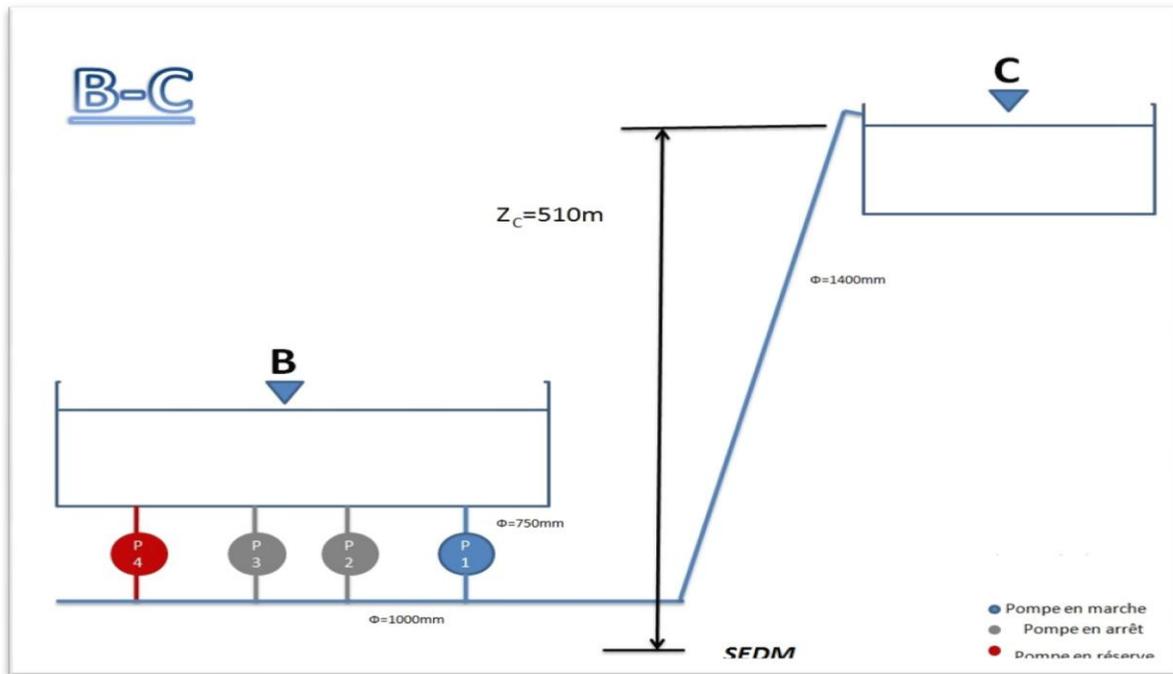


Figure III.2 : Tronçon B C

Pour tracer la courbe caractéristique du réseau il nous faut déterminer le coefficient de courbure A_i qui est en fonction de $J_{(L+s)}$ et de Q_v

Notre réseau est un réseau composé de trois diamètres DN1400, DN1000 et DN750 :

DN1400 et DN1000 sont en série, DN750 et en parallèle

Donc il nous faut 2 coefficients A_i :

Cas DN1400 et DN 1000 :

	ξ	λ	L (m)	D (m)	S (m ²)
1400 DN	2,525	0,017	4978	1,4	1,53
1000 DN	4,687	0,019	130	1	0,785

$$\Delta H_1(m) = Q_v^2 \cdot \left[\frac{\xi_1}{2g \cdot S_1^2} + \frac{\xi_2}{2g \cdot S_2^2} + \lambda_1 \frac{L_1}{S_1^2 \cdot 2g \cdot D_1} + \lambda_2 \frac{L_2}{S_2^2 \cdot 2g \cdot D_2} \right]$$

Après avoir remplacé les valeurs correspondantes dans l'équation pour le cas de deux conduites (1400 DN / 1000 DN) en série il vient :

$$\Delta H_1(m) = 2 \cdot Q_v^2$$

Cas DN 750

/	ξ	λ	L (m)	D (m)	S (m ²)
250 DN	1,53	0,0175	9,5	0,75	0,44

$$\Delta H_2(m) = Q_v^2 \cdot \left[\frac{\xi_4}{2g \cdot S_4^2} + \lambda_4 \frac{L_4}{S_4^2 \cdot 2g \cdot D_4} \right]$$

Après que en remplace les données dans l'équation :

$$\Delta H_2(m) = 0,45 \cdot Q_v^2$$

Tableau de pertes de charge du réseau (Figure III .17) :

Après avoir remplacé les valeurs dans les 2 équations ΔH_1 ΔH_2 :

Q_v (m ³ /h)	1000	2000	3000	4000	5000	6000
ΔH_1 (m)	0,15	0,617	1,38	2,46	3,85	5,55
ΔH_2 (m)	0,034	0,13	0,31	0,55	0,86	1,25

Nous Obtenons alors les caractéristiques de charge réseaux et la caractéristique équivalente de réseaux de SP1

III.2 .1 Courbe caractéristique des deux réseaux :

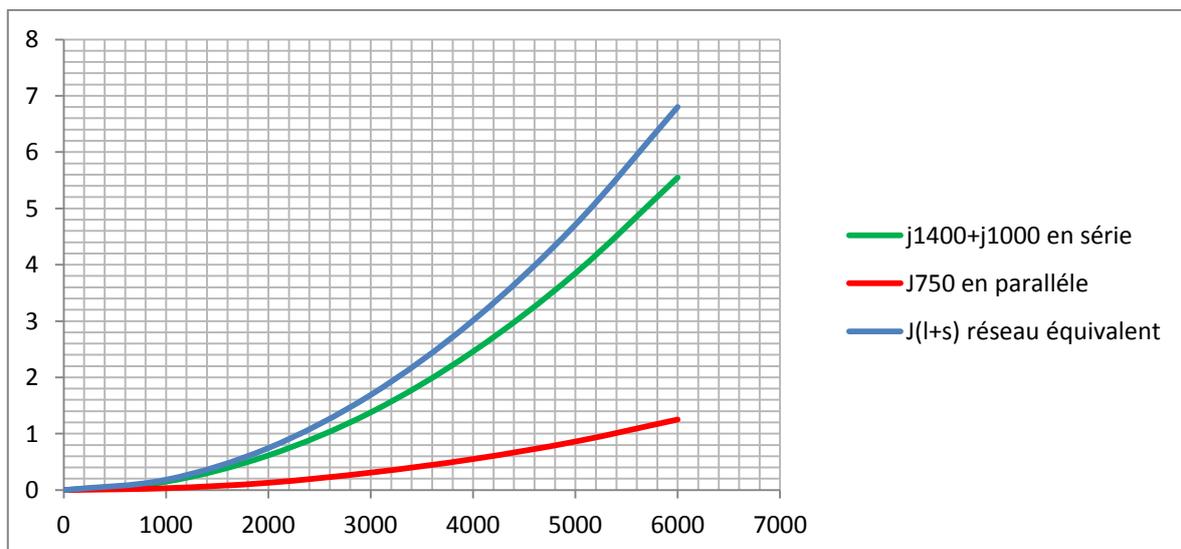


Figure III .17: Caractéristique des conduites pour les deux réseaux

III.2.2 Courbe caractéristique de la pompe parmi les 3 pompes en parallèles SP1 (voir Annexe) :

Soit la courbe caractéristique de la pompe :

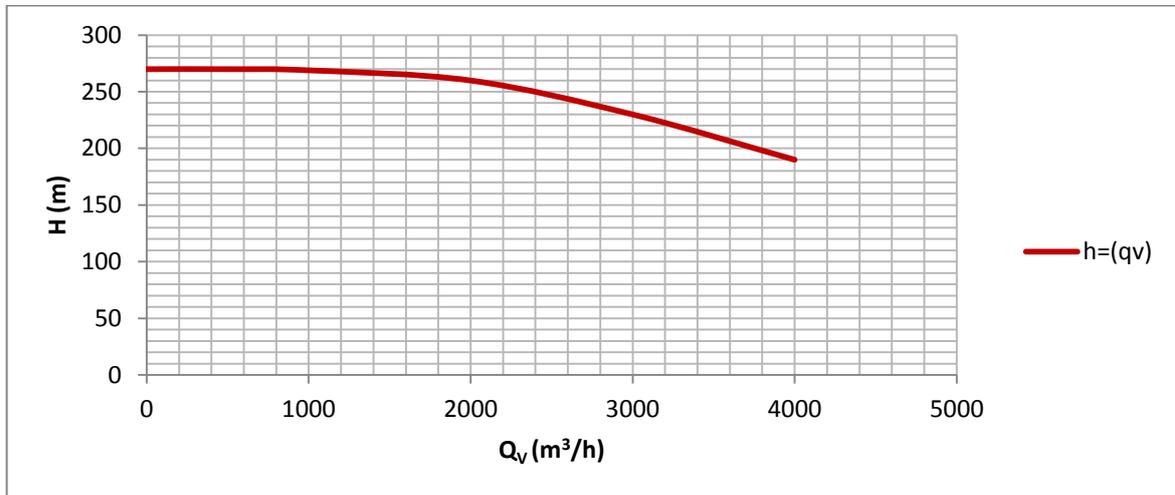


Figure III .18: Courbe caractéristique 1 pompe parmi les 3 pompes en parallèles SP1

III.2.3 Points de fonctionnements de la station de pompage SP1 :

Calcul des points de fonctionnements pour 1 pompe avec réseau de 3 conduits en série :

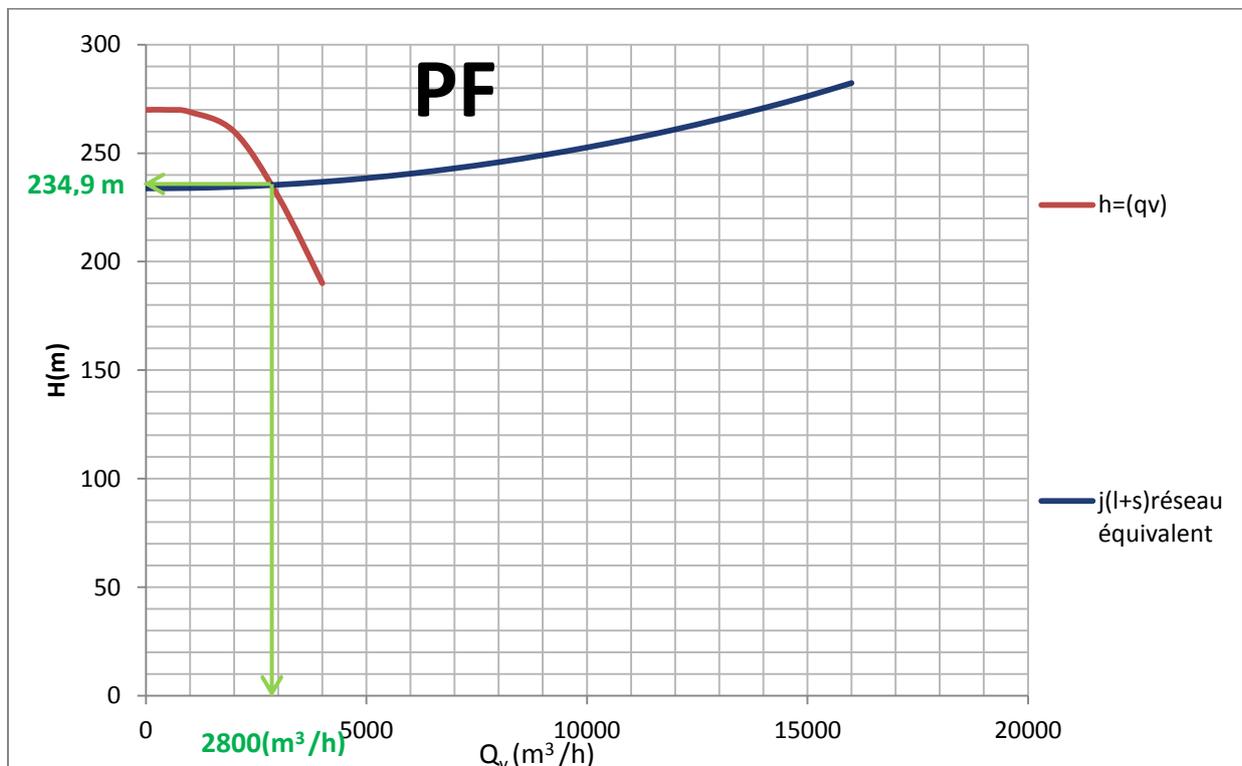


Figure III .19: Points de fonctionnements pour 1 pompe SP1

III.3 Calcul de point de fonctionnement de la station de pompage SP2 :

Tronçon D-E :

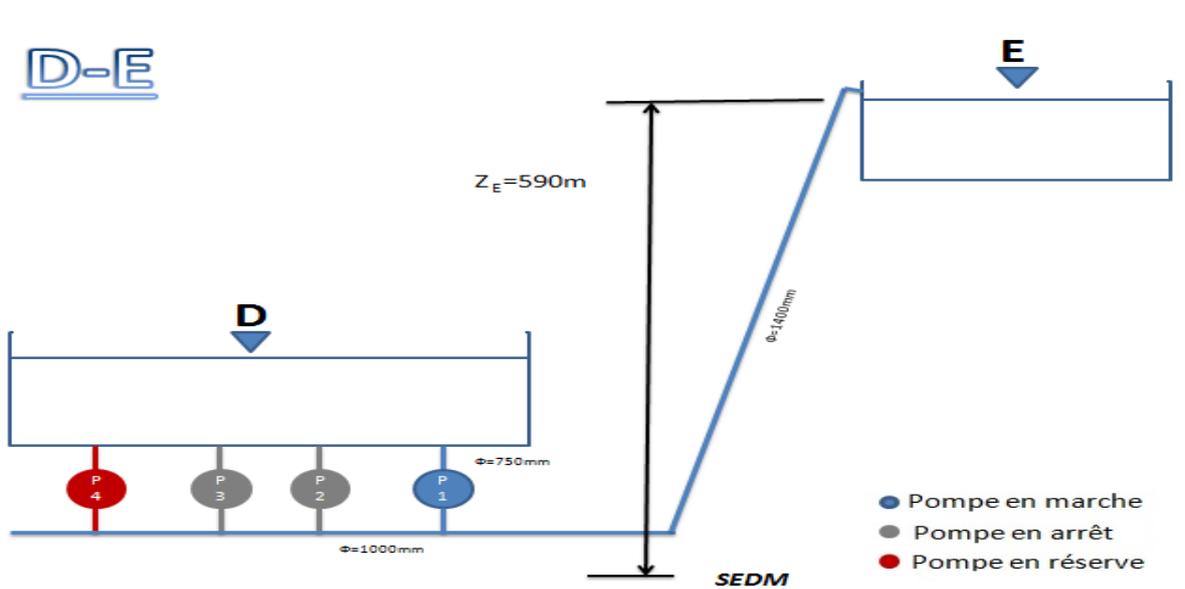


Figure III.9: Tronçon D E

Pour tracer la courbe caractéristique du réseau il nous faut déterminer le coefficient de courbure A_i qui est en fonction de $J(L+s)$ et de Q_{v2}

Notre réseau est un réseau composé de trois diamètres DN1400, DN1000 et DN750 :

DN1400 et DN1000 sont en série

DN750 et en parallèle

Donc il nous faut 2 coefficients A_i :

Cas DN1400 et DN 1000 :

	ξ	λ	L (m)	D (m)	S (m ²)
1400 DN	0,4	0,017	4413	1,4	1,53
1000 DN	4,687	0,019	130	1	0,785

$$\Delta H_1(m) = Q_v^2 \cdot \left[\frac{\xi_1}{2g \cdot S_1^2} + \frac{\xi_2}{2g \cdot S_2^2} + \lambda_1 \frac{L_1}{S_1^2 \cdot 2g \cdot D_1} + \lambda_2 \frac{L_2}{S_2^2 \cdot 2g \cdot D_2} \right]$$

Après avoir remplacé les valeurs correspondantes dans l'équation pour le cas de deux conduite (1400 DN / 1000 DN) en série il vient :

$$\Delta H_1(m) = 1,69 \cdot Q_v^2$$

Cas DN 750

/	ξ	λ	L (m)	D (m)	S (m ²)
750 DN	1,53	0,0175	9,5	0,75	0,44

$$\Delta H_2(m) = Q_v^2 \cdot \left[\frac{\xi_4}{2g \cdot S_4^2} + \lambda_4 \frac{L_4}{S_4^2 \cdot 2g \cdot D_4} \right]$$

Après que en remplace les données dans l'équation :

$$\Delta H_2(m) = 0,45 \cdot Q_v^2$$

Tableau de perte de charge du réseau :

Après avoir remplace-les données dans les 2 équations $\Delta H_1 \Delta H_2$:

Q_v (m ³ /h)	1000	2000	3000	4000	5000	6000
$\Delta H_1(m)$	0,13	0,52	1,17	2,08	3,26	4,69
$\Delta H_2(m)$	0,034	0,13	0,31	0,55	0,86	1,25

Nous Obtenons alors les caractéristiques de charge réseaux et la caractéristique équivalente de réseaux de SP1

III.3.1 Courbe caractéristique des deux réseaux :

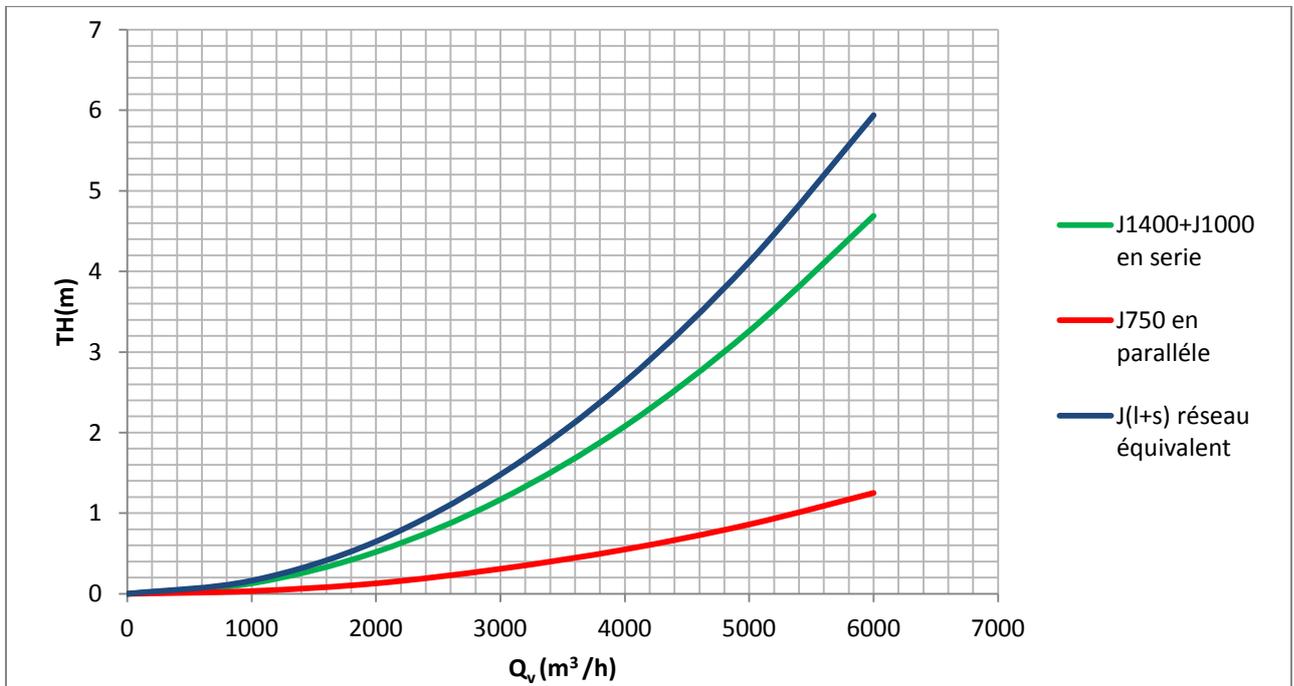


Figure III .20: Caractéristique des conduites des deux réseaux

III.3.2 Courbe caractéristique de la pompe parmi les 3 pompes en parallèles SP2 :

Soit la courbe caractéristique de la pompe :

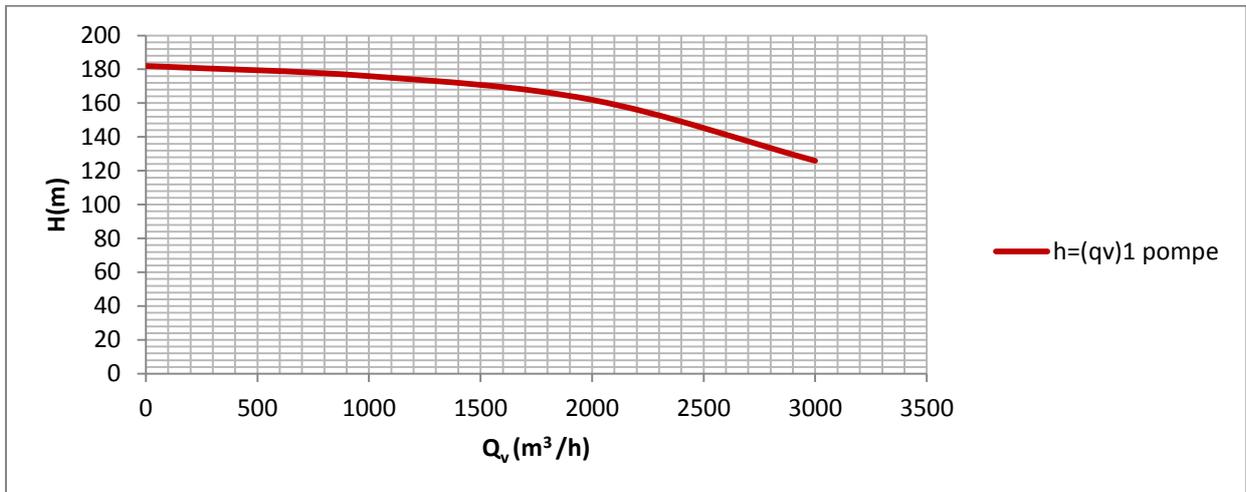


Figure III .21: Courbe caractéristique de la pompe parmi les 3 pompes en parallèles SP2 (voir Annexe)

III.3.3 Points de fonctionnements de la station de pompage SP2 :

Calcul des points de fonctionnements pour 1 pompe avec réseau de 3 conduits en série (Figure III .12)

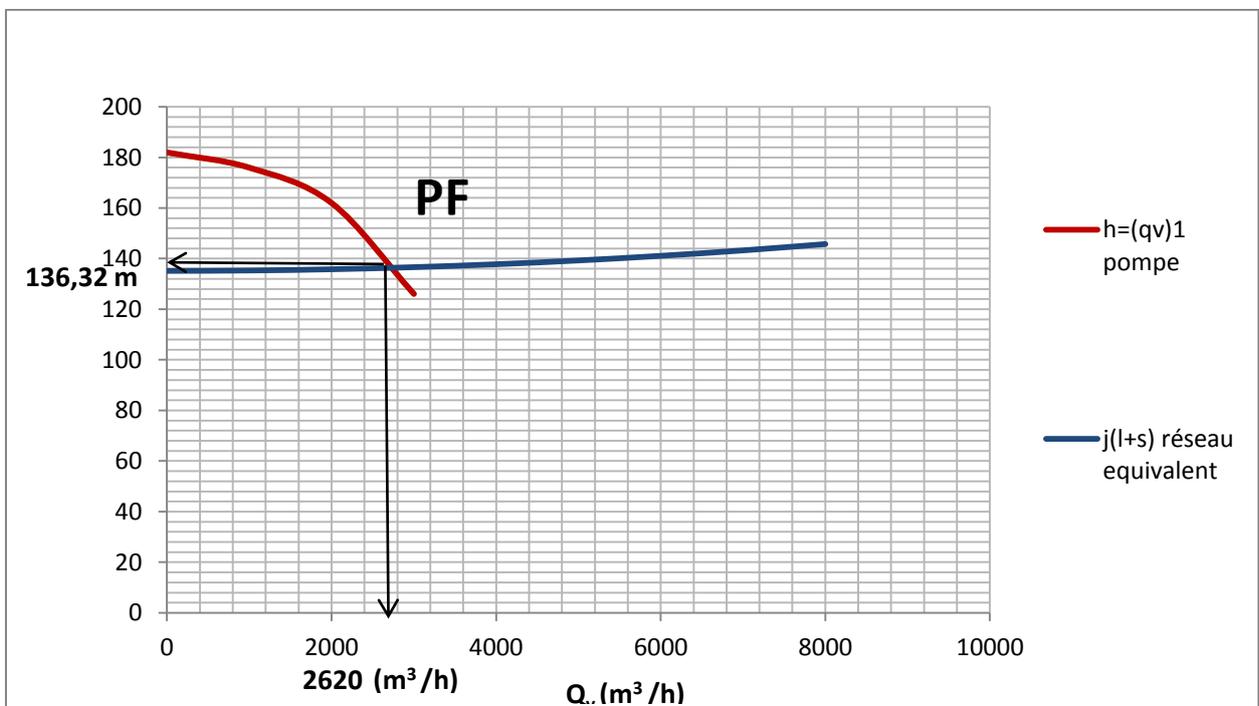


Figure III .22: Points de fonctionnement pour 1 pompes SP2

Conclusion :

A partir de ces résultats nous pouvons constater que les pertes de charge des réseaux de conduites sont très faibles (diamètres élevés) ce qui a conduit à stations de pompage de travailler à des gros débits ce qui est l'intérêt de l'Algérienne des Eaux à savoir produire une forte quantité d'eau potable aux abonnés

Nos points de fonctionnement trouvés en fonction du nombre de pompes en marche se rapprochent de la réalité.

Nous pouvons dire que la capacité des réservoirs installés au niveau des stations de pompage, par la société ELECOR, est largement dimensionnée

Les conduites sont largement surdimensionnées pour satisfaire les débits de pointe exigés par la population.

Conclusion générale

Conclusion générale :

Le dimensionnement des pompes utilisés dans le réseau hydraulique à un problème qui doit être solutionné afin d'optimiser leur fonctionnement. Nous avons le travail qu'on a accompli dans ce mémoire nous a permis de d'entraîner les calculs de perte de charge linéaires et singulières pour atteindre le dimensionnement des pompes utilisé dans le réseau de l'ADE reliant à nos résultats corroborent même celles de l'ADE adoptés à présent dans ce réseau

Référence bibliographique

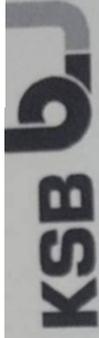
- [1] A. Maurel. Dessalement d'eau de mer et des eaux saumâtres et autres procédés non conventionnels d'approvisionnement en eau douce. Lavoisier Tec&Doc. 2001.
- [2] C. Galus , *Les techniques de dessalement de l'eau de mer prennent de l'essor* , extrait du Monde,12 Janvier 2000, p.24
- [3] KHEDIM AMIR « CALCUL DE LA STATION DE POMPAGE DE DESSALEMENT D'EAU DE MER DE CHELLIFF DE MOSTAGANEM » mémoire de fin d'étude spécialité Génie énergétique faculté de technologie Tlemcen.2014.
- [4] Document technique station de dessalement de Souk-Tleta
- [5] Document technique ADE
- [6] José Roldan Vilorio , Aide-mémoire Hydraulique industrielle ,Dunod .Paris.2002
- [7] DIB Adil Abdelhamid ,GOUSTO Souheyla «Vérification du débit de pompage de la station de pompage d'eau de l'hôtel « LES ZIANIDES » -Tlemcen » mémoire de fin d'étude spécialité Génie énergétique faculté de technologie Tlemcen 2016.
- [8] Livre de Perte de charge , J.LIGEN -M.GUAY ,Groupe Editions Parisiennes 2007
- [9] José Vasquez hydraulique générale école nationale du génie de l'eau et De l'environnement de Strasbourg (laboratoire systèmes hydraulique urbains)

Référence webographique

- [10] : http://eduscol.education.fr/rnchimie/gen_chim/triboulet/rtf/mecafluide.pdf (le 11 mars 2017 à 18:41).
- [11] : <http://processs.free.fr/Pages/VersionMobile0.php?page=0280> (le 22 février 2017 à 11:21).
- [12] : <http://www.matevi-france.com/oenologie/transfert-de-la-vendange-et-du-vin/objectifs-des-pompes-volumétrique/1818-pompes-volumétrique-alternatives.html> (12 mars 2017 à 13:51)
- [13] : <https://www.aquaportail.com/definition-6147-pompe-helice.html> (13 mars 2017 à 10:17)

Annexe

COURBE Caractéristique hydraulique

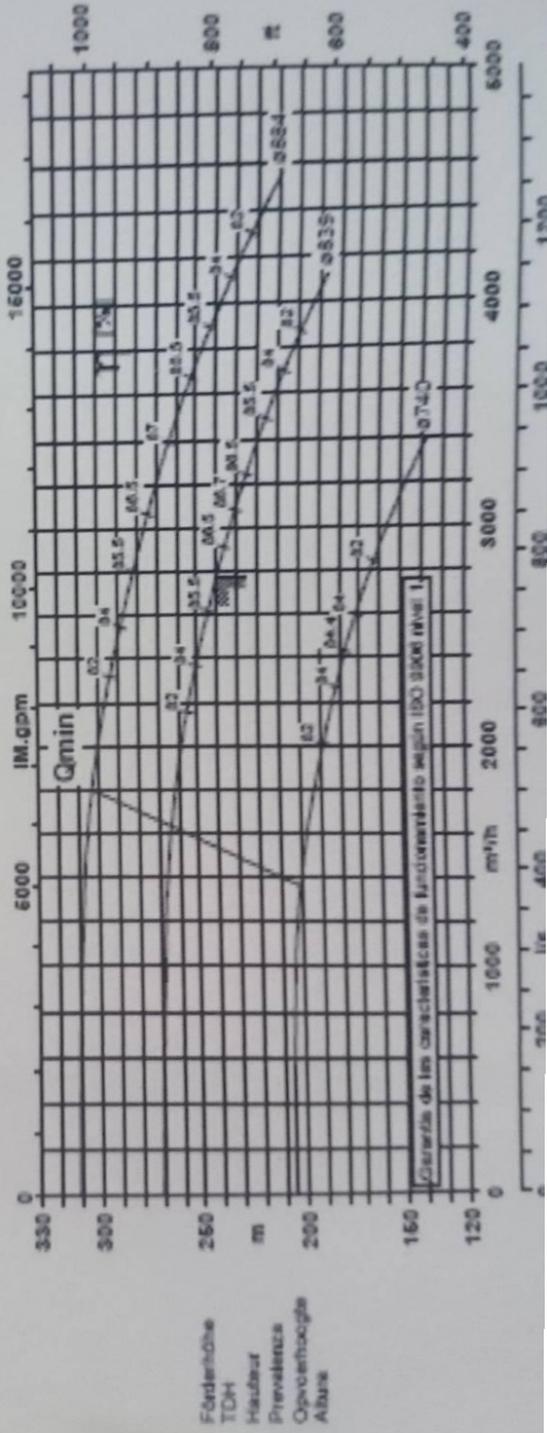


° de poste client: SP1
 ate de commande: 05/03/2009
 o. de commande: 555690
 uantité: 4

Nombre:
 Poste: 100 & 200
 Date: 05/03/2009
 Page: 1 / 1

DLO 400-880 A SC G F

No. de version: 2



Förderhöhe
 TDH
 Hauteur
 Prevalenza
 Opvoerhoogte
 Altura

Résumé

Pour aborder ce projet de fin d'études nous avons effectué un stage de plusieurs jours à la station de pompage de dessalement d'eau de mer de Souk-Telta et l'unité de production par la station de pompage d'eau potable de Meghnia . Ce qui nous a permis de voir le procédé de production d'eau potable de relever quelques données des pompes et des conduites des réseaux hydrauliques utilisées.

Les calculs de perte de charge des conduites placés en série et en parallèle nous ont permis de déterminer les points de fonctionnement de chaque station de pompage : SDEM, SP1 et SP2 et les comparer aux débits et hauteurs manométriques totales des pompes utilisées en parallèle avec les points de fonctionnement des stations de pompage SDEM, SP1 et SP2.

Mots Clet: Station de pompage - dessalement - point de fonctionnement.

Abstract

In order to tackle this end-of-studies project, we carried out a several-day internship at the Souk-Telta seawater desalination pumping station and the production unit by the Meghnia water pumping station . This allowed us to see the process of production of drinking water to note some data of the pumps and the pipes of the hydraulic networks used.

The pressure drop calculations of the series and parallel pipes allowed us to determine the operating points of each pumping station: SDEM, SP1 and SP2 and to compare them with the total flows and heights of the pumps used in parallel with the pumping stations. Operating points of pumping stations SDEM, SP1 and SP2.

Key Words: Pumping station - desalination - Working point.

ملخص

لمعالجة مشروع التخرج لقد قمنا بتربص دام عدة أيام في محطة ضخ و معالجة مياه البحر بسوق الثلاثاء و وحدة إنتاج لمحطة ضخ ماء صالح لشرب بمغنية و الذي أتاح لنا رأيت كيفية إنتاج الماء صالح لشرب و أخذ بعض معطيات بشأن مضخة الماء و أنابيب شبكات المستخدمة .

حسابات ضياع الضغط في الأنابيب مركبة على التسلسل و على التوازي أتاح لنا باستنتاج نقاط التشغيل لكل وحدة لضخ الماء (سوق الثلاثاء / الوحدة الأولى / الوحدة الثانية) و مقارنتها مع تدفق و الارتفاع الإجمالي مع كل مضخة مستعملة على التوازي مع نقاط التشغيل لكل وحدة.

الكلمات المفتاحية : محطة الضخ - التحلية - نقطة التشغيل.