

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 Energétique

Par :

DIB Adil Abdelhammid

GOUSTO Souheyla

Sujet

**Vérification du débit de pompage de la station de pompage
d'eau de l'hôtel « LES ZIANIDES » - Tlemcen**

Soutenu publiquement, le 25/05/2016, devant le jury composé de :

GUELIL Hocine

ALIANE Khaled

ROSTANE Brahim

SEBBANE Omar

Président

Examineur

Examineur

Directeur

Année universitaire 2015 - 2016

REMERCIEMENTS

A notre maître et rapporteur de thèse Mr le professeur SEBBANE Omar Vous avez bien voulu nous confier ce travail riche d'intérêt et nous guider à chaque étape de sa réalisation. Vous nous avez toujours réservé le meilleur accueil, malgré vos obligations professionnelles. Vos encouragements inlassables, votre amabilité, votre gentillesse méritent toute l'admiration. Nous saisissons cette occasion pour vous exprimer notre profonde gratitude tout en vous témoignant notre respect

Nos vifs remerciements vont également aux membres du jury, à monsieur GUELIL Hocine qui a eu la gentillesse de présider notre soutenance, et aussi à monsieur ALIANE Khaled et monsieur ROSTANE Brahim pour l'intérêt qu'ils ont apporté pour examiner notre travail et de l'enrichir par leurs propositions.

Enfin, nous tenons également à remercier toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Dédicaces

Je dédie ce mémoire à :

Mes chers parents, que nulle dédicace ne puisse exprimer mes sincères sentiments, leur encouragement contenu, leur aide, en témoignage de mon profond amour et respect pour leurs grands sacrifices.

Mes chers frères, pour leur grand amour et leur soutien qu'ils trouvent ici l'expression de ma haute gratitude.

Mon ami Soulimane Adil qui a contribué à la réalisation des plans.

Mes chers amis qui sans leur encouragement ce travail n'aura jamais vu le jour.

Et à toute ma famille et à tous ceux que j'aime.

Dib Adil Abdelhammid

Dédicaces

Je dédie ce mémoire à :

*Mes chers parents, que nulle dédicace ne puisse exprimer mes sincères sentiments, pour leur patience illimitée, leur encouragement contenu, leur aide, en témoignage de mon profond amour et respect pour leurs grands sacrifices.
Mes chères sœurs, pour leur grand amour et leur soutien qu'elles trouvent ici l'expression de ma haute gratitude.*

Mes très chères amies, Bouchra, Imane.

Mes chers amis qui sans leur encouragement ce travail n'aura jamais vu le jour.

Et à toute ma famille et à tous ceux que j'aime.

Gousto Souheyla

SOMMAIRE

Liste des figures

Liste des équations

Nomenclature

Introduction générale

Chapitre 1 : Historique technique de l'hôtel « Les Zianides »	1
I. Présentation de l'hôtel « Les Zianides »	2
II. Station de pompage de l'hôtel	2
II.1 Bâches d'eau	3
II.2 Local technique	4
II.3 Chaudière	6
II.4 Bâtiment de l'hôtel	8
II.5 Canalisation	8
II.6 Obstacles hydrauliques	9
II.7 Piscine	10
III. Conclusion	13
Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et d'hydraulique	14
Introduction	15
Partie A : Réseau de pompes	16
I. Classification générale des pompes	16
I.1 Pompes volumétriques	17
I.1.1 Pompes alternatives	18
I.1.1.1 Pompes à piston	19
I.1.1.2 Pompes à membranes	20
I.1.2 Principaux incidents dans l'exploitation des pompes volumétriques alternatives	21
I.1.3 Pompes rotatives	23
I.1.3.1 Pompes à palettes	23
I.1.3.2 Pompes à engrenages	25
I.2 Diagnostic des problèmes inhérents aux pompes volumétriques	28

II. Turbopompes	30
II. 1 Famille turbopompes	30
II. 2 Avantages et inconvénients des turbopompes	31
II. 3 Pompes hélices (axiale)	31
II. 4 Pompes hélico-centrifuges	32
II.5 Pompes centrifuges	32
II.5.1 Constitution d'une pompe centrifuge	33
II.5.2 Principe de fonctionnement	35
II.5.3 Classification des pompes centrifuges	35
II.5.4 Ecoulement du fluide à l'intérieur de la roue d'une pompe centrifuge	37
II.5.5 Equation fondamentale des turbopompes	40
II.5.6 Caractéristiques d'une pompe centrifuge	43
II.5.7 Problèmes d'installation et fonctionnement d'une pompe centrifuge	49
II.5.8 Types des pertes dans la pompe centrifuge	52
II.5.9 Choix de la pompe	53
II.5.10 Couplage des pompes	54
II.5.11 Courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge	55
Partie B : Réseau de conduites	59
I. Définitions	59
I.1 Réseau de conduites	59
I.2 Conduite simple	59
I.3 Conduite mixte	59
I.4 Conduites multiples	59
II. Propriété du fluide	59
II.1 Masse volumique	59
II.2 Pression	60
II.3 Viscosités	60
III. Dynamique des fluides incompressibles	62
III.1 Débit	62
III.2 Débit massique	62
III.3 Débit volumique	62

III.4 Relation entre débit massique et débit volumique	63
III.5 Ecoulement permanent	63
III.6 Equations de conservation de la masse (équation de continuité)	63
IV. Régimes d'écoulement	65
IV.1 Nombre de Reynolds	65
IV.2 Cas de l'écoulement laminaire	66
IV.3 Cas de l'écoulement turbulent	67
V .Equation Générale d'Écoulement ou Equation de Bernoulli	68
V.1 Cas des Fluides Parfaits (non visqueux)	68
V.2 Cas des Fluides réels (visqueux)	69
VI. Pertes de charge	70
VI.1 Pertes de Charge Singulières	70
VI.2 Pertes de Charge linéaires	70
VII. Diagramme de Moody	72
VIII. Fonctionnement d'une pompe sur une conduite	73
IX. Types de conduites	74
X. Conclusion	79
Chapitre 3 : Calcul de la station de pompage	80
Introduction	81
I. Présentation de la station de pompage1 SP1 Installation de l'eau potable + eau chaude	83
I.1 Caractéristiques des pertes de charge linéaires et singulières	88
I.2 Caractéristiques des pompes placées en parallèle	96
I.3 Détermination du point de fonctionnement P_{F1} de la station de pompage PS1	99
II. Présentation de la station de pompage2 SP2 des chasses d'eau	100
II.1Caractéristiques des pertes de charge linéaires et singulières	102
II.2Caractéristiques des pompes placées en parallèle	105
II.3 Calcul du point de fonctionnement P_{F2} de la station de pompage PS2	106
III. Bâtiment	108
III.1Présentation de l'installation hydraulique concernant le bâtiment	108
III.2 Caractéristiques des pertes de charge linéaires et singulières	110

IV. Calcul des puissances	115
V. Conclusion	117
Conclusion générale	
Bibliographie	
Annexes	

Liste des figures

Chapitre 1 : Historique technique de l'hôtel « Les Zianides »

Figure 1-1 : Hôtel « Les Zianides »	2
Figure 1-2 : Deux bâches d'eau	3
Figure1-3 : Ballons d'eau	4
Figure1-4 : Pompes de refoulement	5
Figure1-5 : Chauffages d'eau	6
Figure1-6 : Deux ballons d'eau chaude	7
Figure1-7 : Pompes de recyclage	7
Figure1-8 : Vannes	10
Figure1-9 : Piscine	10
Figure1-10 : Schéma de la piscine	12

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

Figure 2-1 : Classification des pompes	16
Figure 2-2 : Pompe volumétriques alternative	18
Figure 2-3 : Pompe à piston	19
Figure 2-4 : Pompe à plusieurs pistons	19
Figure 2-5 : Pompe à palettes	24
Figure 2-6 : Pompe à engrenage externe	26
Figure 2-7 : Pompe à engrenage interne	28
Figure 2-8 : Pompe à hélice	31
Figure 2-9 : Pompe hélico centrifuge	32
Figure 2-10 : Pompe centrifuge	33
Figure 2-11 : Représentation schématique d'une pompe centrifuge	34
Figure 2-12 : Trois types de pompes roto dynamiques	35
Figure 2-13 : Triangles de vitesse	39
Figure 2-14 : Direction de vitesse dans la pompe	39
Figure 2-15 : Hauteur manométrique en fonction de débit	45
Figure 2-16 : $NPSH_{\text{disponible}}$ pour une pompe en aspiration et en charge	
Figure 2-17 : Problème de cavitation	48
Figure 2-18 : Choix de pompe	52

Figure 2-19 : Couplage de deux pompes en série	53
Figure 2-20 : Couplage de deux pompes en parallèle	54
Figure 2-21 : Courbe de la hauteur en fonction du débit	55
Figure 2-22 : Courbe de la puissance en fonction du débit	56
Figure 2-23 : Courbe de rendement en fonction du débit	57
Figure 2-24 : Courbe NPSH en fonction du débit	57
Figure 2-25 : Profil de vitesse entre deux plaques	58
Figure 2-26 : Représentation de l'écoulement	61
Figure 2-27 : Profil de vitesse moyenne	64
Figure 2-28 : Théorème de Bernoulli (fluide parfait)	65
Figure 2-29 : Théorème de Bernoulli (fluide réel)	68
Figure 2-30 : Représentation graphique de l'écoulement	69
Figure 2-31 : Diagramme de Moody	71
Figure 2-32 : Point de fonctionnement d'une pompe	72
Figure 2-33 : Tuyau en fonte ductile	74
Figure 2-34 : Tuyau en PEHD	75
Figure 2-35 : Gamme des tubes en PEHD	77
Chapitre 3 : Calcul de la station de pompage	79
Figure 3-1: Deux types de réseaux hydrauliques	
Figure 3-2 : Installation hydraulique concernant l'eau potable	82
Figure 3-3 : Schéma de l'installation de l'eau potable	83
Figure 3-4 : Installation hydraulique de l'eau chaude	84
Figure 3-5: Schéma de l'installation de l'eau chaude	86
Figure 3-6 : Résultante des 3 canalisations principales en série de l'installation de l'eau potable	87
Figure 3-7: Résultante de la conduite finale de l'installation de l'eau potable	92
Figure 3-8 : Courbes caractéristiques des deux pompes en parallèle	93
Figure 3-9 : Résultante de l'installation de l'eau chaude	96
Figure 3-10 : Résultante de la conduite finale de l'eau potable et l'eau chaude	97
Figure 3-11 : Résultante de deux pompes en parallèle avec la conduite finale de	98

l'eau froide et chaude

Figure 3-12 : Installation hydraulique concernant les chasses d'eau	99
Figure3-13 : Schéma de l'installation de l'eau pour l'incendie et chasse d'eau	100
Figure 3-14 : Courbes caractéristiques des deux pompes en parallèle	101
Figure 3-15 : Résultante de la conduite finale de l'installation de la chasse d'eau et l'incendie	105
Figure 3-16 : Résultante de deux pompes en parallèle avec la conduite finale de la chasse d'eau et l'incendie	106
Figure3-17: Installation hydraulique concernant le bâtiment	107
Figure 3-18 : Schéma de distribution à l'intérieur des chambres	108
Figure 3-19 : Résultante des cinq canalisations de distributions dans le bâtiment	109
Figure 3-20: Résultante de cinq canalisations avec la conduite principale C5 (Gaine)	111
Figure 3-21 : Résultante des 9 gaines	112
Liste des tableaux	113
Tableau: Diagnostic des problèmes inhérents	
Tableau: Gamme des tubes en fonte ductile	29
Tableau : Gamme des tubes en PVC	75
	76

Liste des Equations

Chapitre 02 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

Équation 2-1: Mouvement du couple moteur transmis par l'arbre	40
Équation 2-2: Puissance fournie au liquide par la roue	41
Équation 2-3: Puissance fournie au liquide par la roue	41
Équation 2-4: Puissance	42
Équation 2-5: Hauteur d'élévation théorique	42
Équation 2-6 : débit théorique	43
Équation 2-7: Hauteur manométrique totale	44
Équation 2-8 : Puissance utile	45
Équation 2-9: Rendement totale	46
Équation 2-10 : Formule de la masse volumique	60
Équation 2-11 : Formule de pression	60
Équation 2-12 : Formule de débit massique	62
Équation 2-13 : Formule de débit volumique	63
Équation 2-14 : Formule de la vitesse moyenne	65
Équation 2-15 : Nombre de Reynolds	66
Équation 2-16 : Equation de Karman-Prandtl	67
Équation 2-17 : Equation de Karman-Prandtl	67
Équation 2-18 : Equation de Blasius	67
Équation 2-19 : Equation de Nikuradse	68
Équation 2-20 : Equation de Colebrook-White	68
Équation 2-21 : Equation de Bernoulli pour un Fluide Parfait	69
Équation 2-22 : Equation de Bernoulli pour un Fluide Réel	69
Équation 2-23 : La formule de pertes de charge singulières	70
Équation 2-24 : La formule des pertes de charge linéaires	71

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
H _{TR}	Charge totale de refoulement du fluide	m
H _g	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

Re	Nombre de Reynolds	
S	Section	m ²
V _m	Vitesse moyenne de fluide	m/s
α	Angles des vitesses absolues	Degré
β	Angles des vitesses relatives	Degré
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	
ω	Vitesse de rotation	m
μ	Viscosité dynamique	rd/sec
ν	Viscosité cinématique	N.s/m ²
		m ² /s

INTRODUCTION GENERALE

L'hôtel « Les Zianides » est l'un des hôtels qui a été rénové dernièrement, pour retrouver son classement de quatre étoiles. Notre travail consiste à étudier les stations de pompage d'eau de l'hôtel qui a été trouvé aussi son extension. Ce qui a nécessité notre déplacement à l'hôtel pour faire un état des lieux et de faire le constat de la situation concrète de l'installation des réseaux hydrauliques et les besoins dans les divers services. Ceci va nous permettra de faire les calculs moyennant les notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique et de comparer nos résultats avec le fonctionnement réel de chaque station de pompage de l'hôtel. Dans ce travail nous présenterons les différents schémas de l'installation des réseaux de l'hôtel pour déterminer les points de fonctionnement de chaque station de pompage, en passant par le calcul des caractéristiques des réseaux de conduites et les caractéristiques des pompes utilisées.

Nous nous sommes intéressés aussi à la contribution de l'économie de consommation de l'eau potable utilisée à l'hôtel.

Chapitre 01

Historique technique de l'hôtel « Les Zianides »

I. Présentation de l'hôtel «Les Zianides»

L'hôtel « Les Zianides » a été construit en 1975, c'est un hôtel de standing international de quatre étoiles. Il a une architecture Hispano-mauresque située à Tlemcen ville, Boulevard Ali Khedim cité El Hartoun et possède une surface de 6132 m² bâtie et de 15502 m² non bâtie, soit au total de 21634 m² (figure1-1).



Figure 1-1 : Hôtel « Les Zianides »

II. Station de pompage de l'hôtel

Pour l'alimentation du bâtiment de l'hôtel une station de pompage d'eau est prévue pour assurer le besoin d'eau des services suivants :

- Eau potable dans les chambres
- Eau potable dans les cuisines
- Eau potable dans la lingerie

Chapitre 1 : Historique technique de l'hôtel «Les Zianides »

- Eau potable dans les deux grands locaux de services divers
- Eau potable dans la chaufferie
- Eau non potable dans les toilettes
- Eau non potable pour les bouches d'incendie
- Eau non potable pour le remplissage de la piscine
- Eau non potable pour l'arrosage des jardins

L'eau pompée provient de deux bâches d'eau et circule dans les canalisations.

II.1 Bâches d'eau

Il existe deux bâches d'eau, une est alimentée par l'Algérienne Des Eaux, qui est utilisée pour l'eau potable. L'autre bâche est alimentée par la source, et est utilisée pour le réseau d'incendie et chasse d'eau, chacune à une contenance de 40000 litres. Les deux déversent l'eau dans deux ballons suppresseurs par gravité (figure1-2).

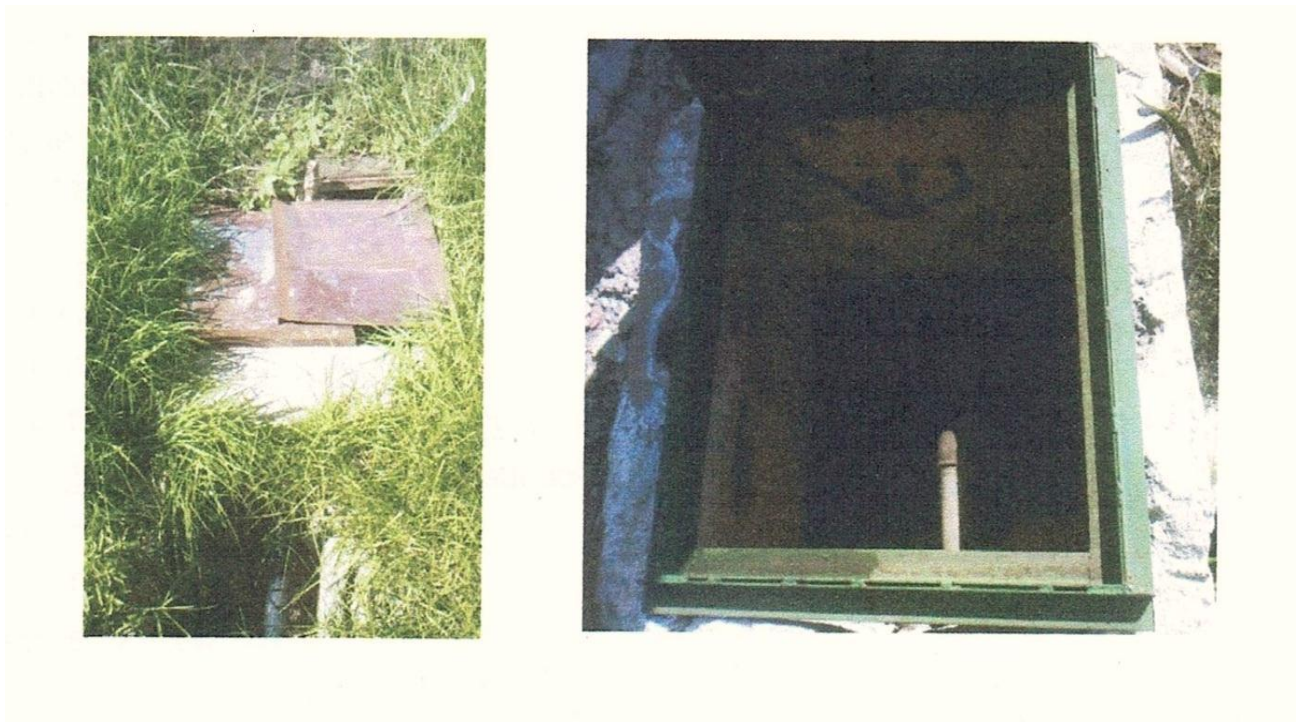


Figure 1-2 : Deux bâches d'eau

II.2 Local technique

Ce local abrite la station de pompage composée de deux bâches d'eau, de cinq pompes centrifuges, de deux ballons de remplissage, des canalisations, des vannes et des manomètres. Le dénivelé entre les deux bâches d'eau et les deux ballons de remplissage est de deux mètres pour permettre le remplissage par gravité. Le local se situe sous le bâtiment de l'hôtel. Deux ballons remplis gravitaires de volume 3000 l, une d'une couleur bleue réservée pour l'alimentation de l'eau potable et l'autre ballon de couleur rouge est réservée pour l'alimentation de la bouche d'incendie et chasse d'eau (figure1-3).



Figure1-3 : Ballons d'eau

Il existe cinq pompes centrifuges de refoulement.

Trois motopompes verticales dont les caractéristiques (indiquées sur les plaques des motopompes) sont les suivantes :

Marque : ESPA (espagnoles)

Type : VE121 6

Puissance : 7,5 kW (10 CV)

Chapitre 1 : Historique technique de l'hôtel «Les Zianides »

Caractéristique : $H_{mT}=101m$

Série : 400/692 50 143203/ESP

Vitesse : 2800 tr/mn

Couple moteur : 24,5 Nm (d'après la plaque signalétique de moteur).

Rendement : 89,1% (d'après la plaque signalétique de moteur).

Deux motopompes horizontales en instance, ne sont pas utilisables à cause des bruits élevés et grande vibration.

Une pompe refoule l'eau pour la bouche l'incendie et chasse d'eau avec une pression de 5 bars à partir de ballon d'eau (de couleur rouge) vers le bâtiment de l'hôtel (figure1-4).

Deux pompes refoulent l'eau potable de 6 bars de pression à partir de ballon d'eau (de couleur bleue) vers le bâtiment de l'hôtel.



Figure1-4 : Les pompes de refoulement

- une partie de l'eau alimente le bâtiment de l'hôtel et l'autre partie alimente la chaudière.

II.3 Chaudière

Dans la chaufferie on utilise deux chaudières pour chauffer l'eau potable et les deux ballons réservoirs d'eau chaude serviront à leur circulation dans les radiateurs par l'intermédiaire de huit pompes de recyclage et dans les salles de bains (figure1-5, figure1-6 et figure1-7).



Figure1-5 : Chaudières



Figure1-6 : Ballons d'eau chaude



Figure1-7 : Pompes de recyclage

II.4 Bâtiment de l'hôtel

Les chambres, la cuisine et la lingerie sont alimentées par trois canalisations d'eau. Parmi ces trois canalisations on trouve :

- Deux qui proviennent à partir du local technique dans l'un des deux est utilisé comme eau potable et l'autre est utilisé pour le réseau d'incendie et chasse d'eau.
- La troisième canalisation provient à partir de la chaufferie et est utilisée comme eau chaude pour les radiateurs.

Deux locaux pour services divers sont alimentés par deux circuits d'eau venant à partir du local technique et chaudière.

II.5 Canalisation

Toutes les canalisations du réseau de distribution sont en acier galvanisé.

La première canalisation principale de refoulement est de 80 mm de diamètre, permet la distribution de l'eau potable dans les réseaux suivants :

- Cuisine
- Chambres
- Lingerie
- Deux grands locaux de services divers
- Chaufferie

La deuxième canalisation principale de refoulement est de 80 mm de diamètre, permet la distribution de l'eau non potable dans les réseaux suivants :

- Toilettes

-Bouches d'incendie

- L'arrosage des jardins

- Enfin l'eau est transportée aux chambres par trois conduites se trouvant dans la gaine de bâtiment, de 33 mm de diamètre placées verticalement à partir de la canalisation principale. A l'entrée des chambres, le diamètre de la canalisation est réduit à 15mm.

II.6 Obstacles hydrauliques

Sur le réseau général hydraulique de l'hôtel il existe plusieurs équipements (appelés obstacles ou incidents) composés de : vannes, robinets-vannes, robinets à papillon, coudes, té, croix, raccordement de changement de section, clapets, etc... (figure1-8).





Figure1-8 : Vannes

II.7 Piscine



Figure 1-9 : Piscine

Chapitre 1 : Historique technique de l'hôtel «Les Zianides »

La piscine est située à l'ouest du bâtiment de l'hôtel, sa capacité est de 500 m³, est alimentée par le réseau d'eau potable avec une conduite de diamètre de 50 mm. (figure1-9)

Les caractéristiques des pompes de recyclage de la piscine :

Marque : asynchrone

Type : LS 112 M2

Puissance : 5.5 kW

Série : 56.61.80

Vitesse : 2500 tr/min

Fournisseur : ENAMA

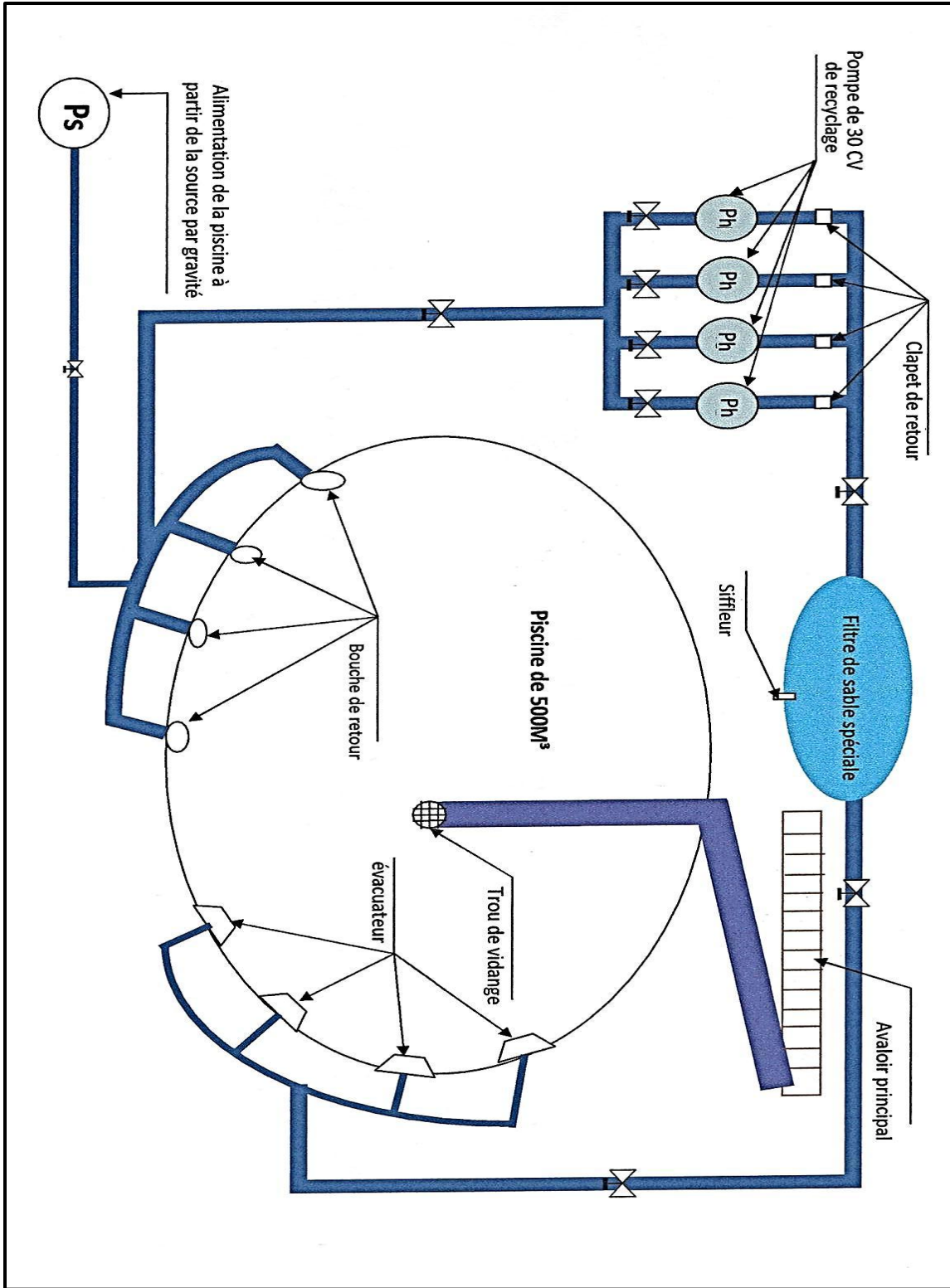


Figure1-10 : Schéma de la piscine

III. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons pu donner une description générale sur l'hôtel « Les Zianides » et sa station de pompage d'eau et ses équipements à l'aide des schémas des installations afin de comprendre les fonctions et les tâches de cet hôtel, et afin de faciliter l'étude de cette station de pompage.

Chapitre 02

Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

Introduction

Dans le développement de la science, les machines hydrauliques sont devenues une branche si développée de la technique qu'il n'appartient plus guère au domaine de l'hydraulique classique. Pour répondre aux exigences des utilisateurs des pompes, par exemple, les constructeurs essayent de fabriquer des produits plus performants et rentables en minimisant les nuisances qui peuvent apparaître dans les pompes.

Comme ces machines représentent l'élément essentiel dans toute station de pompage ce chapitre permet d'avoir un aperçu général sur ces pompes en service sur un réseau ou bien sur une conduite, en commençant tout d'abord par étudier le réseau de pompes.

Partie A : Réseau de pompes

I. Classification générale des pompes

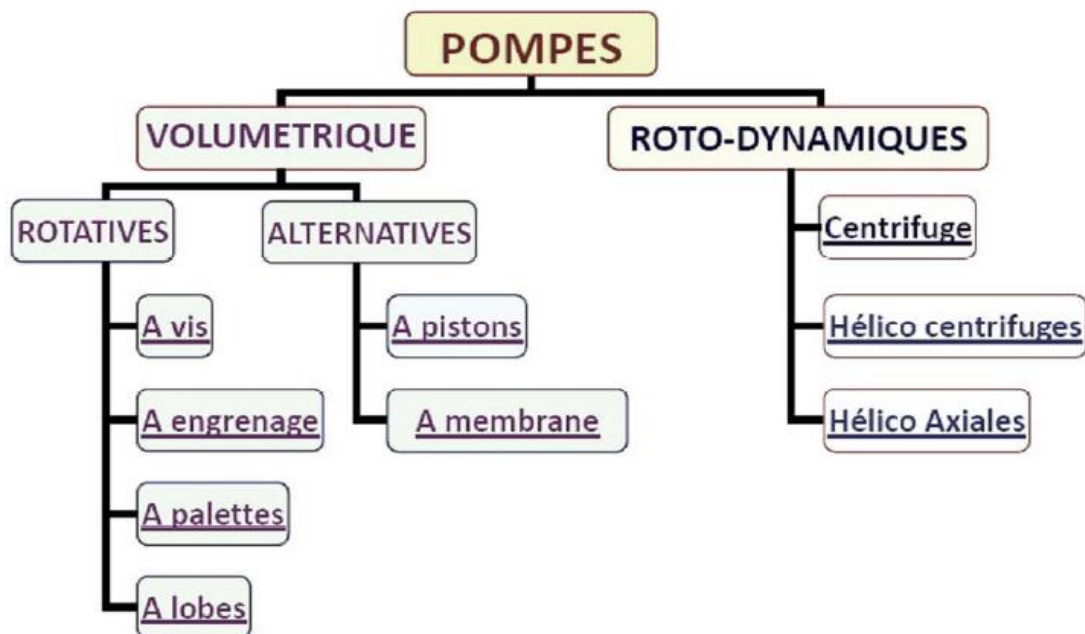
Les pompes sont des machines hydrauliques qui servent à déplacer des liquides ou elles sont destinées à faire circuler le liquide.

Les pompes sont des appareils qui génèrent une différence de pression entre les tubulures d'entrée et de sortie.

Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide, de l'énergie potentielle (par accroissement de la pression en aval) soit de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide.

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 (figure2-1).



classification des pompes

Figure 2-1 : Classification des pompes

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

I.1 Pompes volumétriques

Une pompe volumétrique se compose d'un corps de pompe parfaitement clos à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté. Leur fonctionnement repose sur le principe suivant:

- exécution d'un mouvement cyclique ;
- pendant un cycle, un volume déterminé de liquide pénètre dans un compartiment avant d'être refoulé à la fin.

Ce mouvement permet le déplacement du liquide entre l'orifice d'aspiration et l'orifice de refoulement.

Dans le cas des liquides, la pression d'aspiration ne doit pas s'abaisser en-dessous de la pression de vapeur saturante sous peine de voir le liquide entrer en ébullition. Ce phénomène peut d'ailleurs intervenir sur n'importe quelle machine. On obtient un débit théorique moyen proportionnel à la vitesse de rotation.

Par contre, si le volume aspiré ne peut s'évacuer dans la canalisation de sortie (vanne fermée, ou canalisation obstruée) l'augmentation de pression aboutirait soit à l'éclatement de la conduite, soit au blocage du moteur d'entraînement de la pompe. C'est pourquoi une soupape de sûreté doit être impérativement montée à la sortie de la pompe [1].

Il existe plusieurs types de pompes hydrauliques volumétriques. Ces pompes diffèrent les unes des autres par leur dimension ainsi que par la quantité et nature de leurs pièces mobiles internes. Malgré ces distinctions, elles remplissent toujours essentiellement le même rôle, celui de faire circuler une quantité plus ou moins grande de fluide. Les caractéristiques de fonctionnement sont donc les mêmes. On distingue généralement deux types de pompes : des pompes volumétriques alternatives et les pompes volumétriques rotatives.

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

I.1.1 Pompes alternatives

Les pompes volumétriques alternatives usuelles font appel à deux principes:

- le déplacement d'un piston animé d'un mouvement alternatif

Selon le cas, le piston peut être en contact avec le cylindre, ou ne pas être en contact avec les parois de la chambre qui contient le liquide.

- la déformation d'une membrane

Le mouvement de la membrane est imposé, dans le cas général, par la pression obtenue sur la face arrière par une pompe à piston plongeur.

Le principe de fonctionnement est simple :

Lorsque le piston, ou la membrane, se déplace vers le "point mort bas", le clapet d'aspiration se soulève et le liquide est aspiré. Le clapet de refoulement est fermé.

- lorsque le piston, ou la membrane, se déplace vers le "point mort haut", le clapet d'aspiration se referme tandis que celui de refoulement s'ouvre, permettant le refoulement du liquide pompé [2].

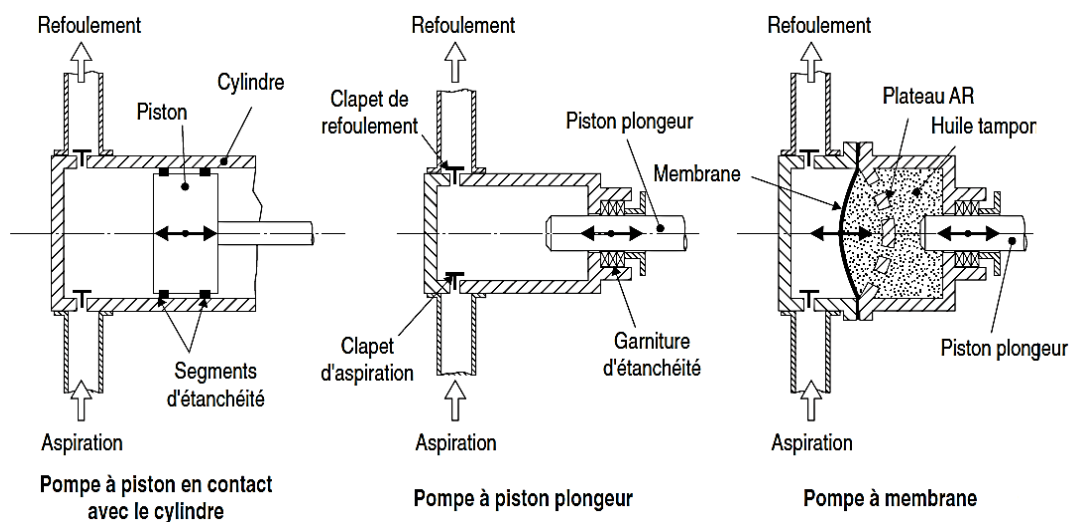


Figure 2-2 : Pompes volumétriques alternatives

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

I.1.1.1 Pompes à piston (figure2-3 et figure2-4).

Les pompes à piston constituent l'un des plus anciens types de pompes et demeurent parmi les plus répandues. Comme son nom l'indique la pompe à piston les variations de volume occasionné 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.

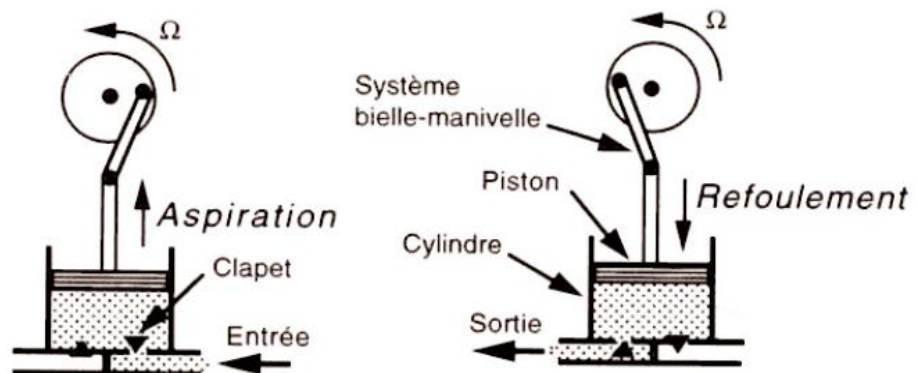


Figure 2-3 : Pompe à piston

On peut aussi concevoir une machine mieux équilibrée par association de plusieurs pistons travaillant avec un déphasage judicieux.

Les pompes à piston sont robustes et ont de bons rendements au-dessus d'une certaine taille.

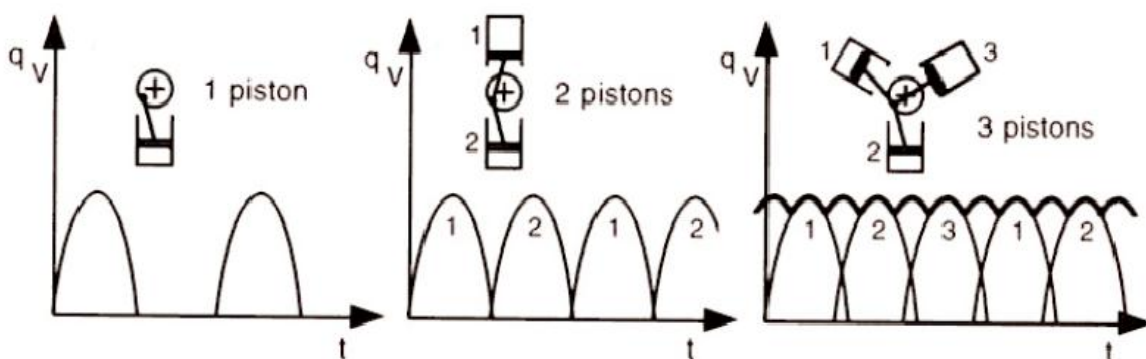


Figure 2-4 : Pompe à plusieurs pistons

Elles peuvent être utilisées comme pompes doseuses, on les trouve d'ailleurs assez souvent avec des pistons à course réglables.

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

L'étanchéité de ce type de pompes ne leur permet pas de travailler avec des fluides possédant des particules solides [3].

Caractéristiques et utilisation

Elles ne conviennent que pour des débits moyens de l'ordre de 80 m³/h L'intérêt des membranes est l'utilisation avec des produits chimiques corrosifs, abrasifs ou acides. La pression au refoulement peut aller jusqu'à 25 bars.

Avantage

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

Inconvénients

- débit limité.
- viscosités assez faibles

Il existe des pulsations importantes au refoulement : on peut remédier à ceci en utilisant des dispositifs de pots anti-béliers.

I.1.1.2 Pompes à membranes

Dans ce type de pompes, le déplacement du piston est remplacé par les déformations alternatives d'une membrane en matériau élastique. La membrane est entraînée par l'intermédiaire d'un liquide tampon comprimé et décomprimé grâce aux mouvements alternatifs d'une pompe à piston. Le produit véhiculé se trouve ainsi entièrement isolé de la partie mécanique de la pompe, et peut présenter un caractère relativement corrosif.

Le volume balayé par le piston étant supérieur à celui balayé par la membrane, il est nécessaire de limiter la pression du liquide tampon afin d'éviter l'éclatement de la membrane. Une soupape de sécurité permet d'évacuer l'excédent de liquide tampon en fin de phase de refoulement. Il est alors nécessaire de prévoir un second dispositif de compensation qui admettra en fin de phase d'aspiration

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

une quantité de liquide tampon à l'arrière de la membrane, égale à celle chassée en fin de refoulement.

Une pompe à membrane devra donc être équipée d'un système auxiliaire dit de "compensation" qui en augmente le coût.

Pour des raisons de sécurité la membrane peut être doublée.

Ces pompes sont utilisées sur les débits moyens de l'ordre de 80 m³/h, à des températures inférieures à 150°C.

Elles conviennent sur les très petits débits, et sont très souvent utilisées comme pompes doseuses [4].

Avantages

- Pas de pièces en rotation
- Fonctionnement à sec possible
- Etanchéité statique par la membrane

Inconvénients

- Limitée par la température (plastique)
- Pulsations importantes
- Etanchéité des clapets (liquides chargés).

I.1.2 Principaux incidents dans l'exploitation des pompes volumétriques alternatives [3]

a - 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
- Bouteilles anti-pulsatoires détériorées
- Défaillance ou encrassement des clapets

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

- 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 par exemple)

b - La pompe déclenche par surcharge électrique

- Défaut électrique
- Frottements mécaniques
 - o garniture d'étanchéité trop serrée
 - o pièces en mouvement détériorées
 - o huile trop visqueuse
- 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
 - o pression dans les capacités
 - o niveaux
 - o filtre encrassé
 - o vanne étranglée
 - o clapet coincé

c - 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-pulsatoire
- remplacer par une pompe multicylindres.

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

d - 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.

I.1.3 Pompes rotatives

Ces pompes sont constituées d'une enveloppe et d'une (ou plusieurs) partie rotative qui force le fluide à se transférer d'une zone à basse pression vers une zone à haute pression. Le débit de ces pompes est en général un débit continu ou quasi-continu. Le principal avantage des machines rotatives c'est qu'elles se prêtent aisément à la mécanisation et aux grandes vitesses de fonctionnement. Cet avantage est un facteur important, car à dimensions égales, plus une pompe est rapide, plus son débit est fort et plus elle est productive et rentable. En outre, dans un régime continu de fonctionnement les risques de coups de bélier et de cavitation sont bien moins importants que dans le cas des machines à mouvement alternatif.

I.1.3.1 Pompes à palettes

Ces pompes comportent un stator cylindrique sur laquelle sont ménagés les orifices d'aspiration et de refoulement. A l'intérieur de ce stator un rotor excentré porte des palettes radiales, divisant l'espace compris entre rotor et stator en compartiment inégaux. Au cours de la rotation du rotor les palettes sont appliquées avec un jeu très faible contre la surface de stator, Le contact des palettes avec le stator est maintenu par la force centrifuge [5] figure (2-5).

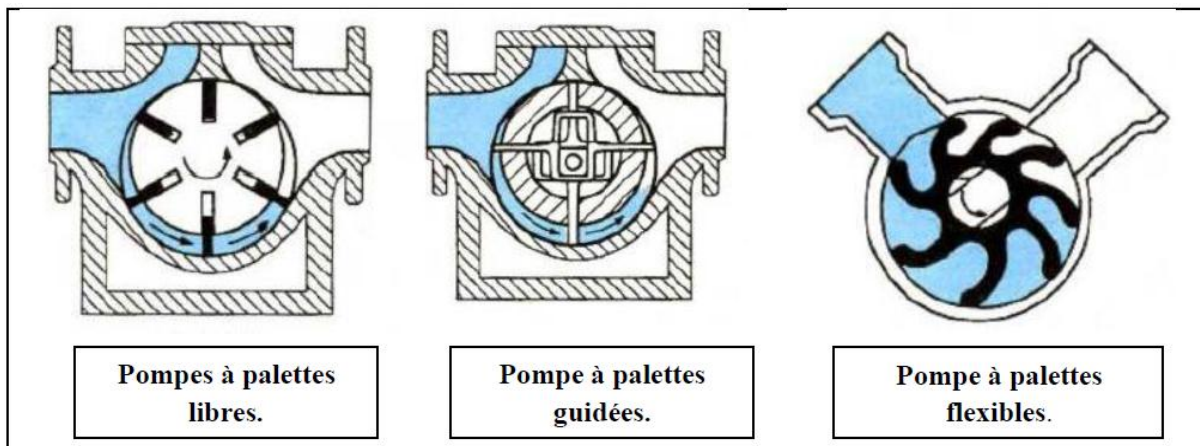


Figure 2-5 : Pompes à palettes

Fonctionnement

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.

Elles conviennent aux liquides peu visqueux.

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

Avantages

- pas de brassage, ni émulsionnage du liquide pompé.
- Débit régulier.
- Marche réversible de la pompe.

Inconvénients

- usure du corps par frottement des palettes.
- Difficile de pomper des produits visqueux.

I.1.3.2 Pompe à engrenage

Deux pignons tournent en sens inverse dans un carter. Le fluide situé entre les dents et la paroi du carter est contraint d'avancer au cours de la rotation, tandis qu'au centre, le contact permanent entre les deux pignons empêche le retour du fluide vers l'amont malgré la différence de pression et le déplacement des dents qui se fait en direction de l'entrée.

Ces pompes peuvent fournir un débit de l'ordre de 80 à 100 m³/h et des pressions maximales de l'ordre de 10 à 15 bars. Le point faible de ces pompes est l'usure des dents qui se traduit par des fuites.

Comme le nom l'indique, les pompes à engrenage renferment deux roues dentées qui s'engrènent (s'engagent) l'une dans l'autre. Il existe deux catégories de pompe à engrenage [6] :

- Pompes à engrenage externe
- Pompes à engrenage interne

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

➤ Pompes à engrenages extérieurs

Fonctionnement

Elle est constituée par deux engrenages tournant à l'intérieur du corps de pompe. Le principe consiste à aspirer le liquide dans l'espace compris entre deux dents consécutives et à le faire passer vers la section de refoulement (figure2-6).

Caractéristiques et utilisation

Ce sont des pompes qui peuvent atteindre des pressions au refoulement de l'ordre de 5 à 30 bars. Les débits peuvent atteindre 300m³/h. La hauteur manométrique maximale est de 50 à 200 mCE. Elles n'admettent pas le passage de particules solides sous peine de destruction. Elles sont utilisées pour les produits autolubrifiants et alimentaires [5].

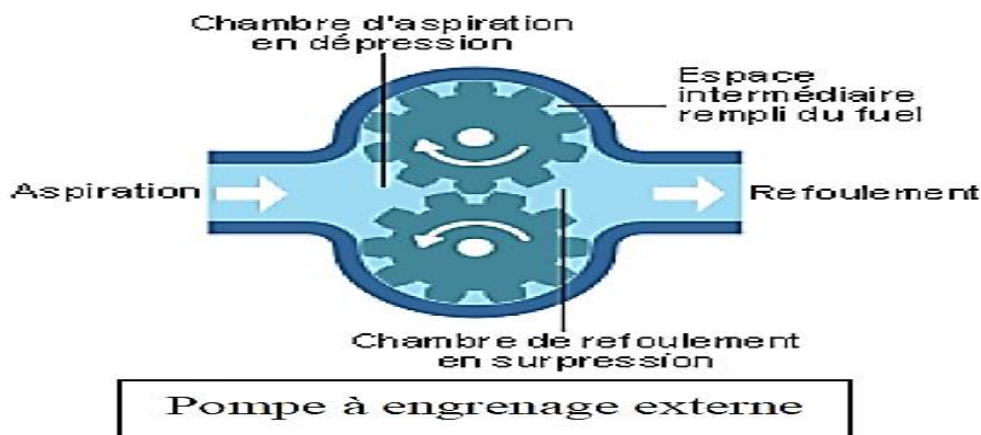


Figure 2-6 : Pompe à engrenage externe

Avantages

- débit régulier
- pas de clapets nécessaires
- marche de la pompe réversible

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

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.

➤ **Pompes à engrenages intérieurs**

Fonctionnement

Le principe de fonctionnement de ce type de pompe consiste à placer un des engrenages à l'intérieur de l'autre.

Cette disposition nécessite l'utilisation d'une pièce intermédiaire, placée entre les engrenages et solidaire du corps de pompe, en forme de croissant afin d'assurer l'étanchéité entre l'aspiration et le refoulement. Cette disposition permet de n'avoir qu'un seul boîtier d'étanchéité, mais le porte-à-faux génère une surcharge sur l'arbre (figure 2-7) [4].

Caractéristiques et utilisation

Le débit est pratiquement régulier et indépendant de la différentielle de pression, laquelle peut atteindre 15 à 20 bars.

Les vitesses de rotation de ce type de pompe sont de l'ordre de quelques centaines de tours à la minute, mais elles peuvent véhiculer des produits de très grande viscosité ($\approx 10\,000$ cSt). De plus, elles sont caractérisées par une valeur de très bas NPSH. La présence de particules solides entraîne également sa destruction irrémédiable.

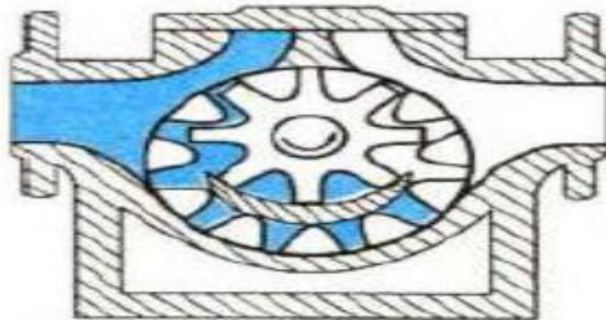
Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

Avantages

- Débit régulier
- Mouvement réversible
- Un seul boîtier d'étanchéité est nécessaire
- Bas NPSH requis

Inconvénients

- Pouvoir d'aspiration faible
- Elles n'admettent pas le passage de particules solides
- Le porte-à-faux peut créer une surcharge



Pompe à engrenage interne

Figure 2-7 : Pompe à engrenage interne

I.2 Diagnostic des problèmes inhérents aux pompes volumétriques [7]

Chaque pompe volumétrique rencontre des problèmes qui peuvent détruire son système de fonctionnement. Afin d'éviter ses problèmes on a proposé ce tableau ci-dessous qui contient des solutions pour assurer le bon fonctionnement de ces pompes (tableau ci-dessous)

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

Tableau diagnostique des problèmes inhérents

Les problèmes	Causes possibles	Correctifs
Signes de cavitation ; cognements ; vibrations ; pulsations irrégulières	Le N.P.S.H. est-il respecté ? Coup de bélier ?	Vérifier l'aspiration pour le niveau de liquide ; voir s'il y a une obstruction ou si la vanne est partiellement fermée Vérifier les chambres anti-bélier
Bruits suspects ; vibrations	Pompe bien ancrée au sol ? Socle bien ancré au massif ? Lubrification déficiente Cavitation	Vérifier l'alignement de l'arbre Lubrifier La pression absolue doit être supérieure à $(N.P.S.H.)_R$
Pression de refoulement déficiente ; Faible débit Echauffement Echauffement du moteur ou de la Pompe	Vitesse de pompage Poche d'air en amont de la pompe Clapets défectueux Presse-garniture défectueux Garnitures défectueuses Liquide de scellement manquant Fuite dans la conduite Soupape de décharge défectueuse Echauffement du moteur ou de la pompe. Frottement excessif de la garniture Frottement du piston ; manque de lubrification Défectuosité mécanique: paliers, alignement, arbre faussé	Vérifier les courroies s'il y a lieu ; Vérifier les conditions à l'aspiration Effectuer les réparations nécessaires Effectuer les corrections nécessaires

II. Turbopompes

Généralité

Dans le domaine du pompage des eaux, les pompes les plus utilisées sont les pompes centrifuges. Ce sont des machines élévatoires qui utilisent la force centrifuge pour rejeter l'eau à la périphérie de la roue.

Les pompes centrifuges sont donc des machines génératrices qui transforment l'énergie mécanique en énergie hydraulique causée par la rotation de la roue.

Ces pompes sont utilisées dans l'alimentation en eau potable, irrigation et drainage, traitement et évacuation des eaux usées.

II.1 Famille turbopompes

Cette famille regroupe les pompes centrifuges, hélico-centrifuges et hélices. Elle peut être caractérisée par le fait que la pression y est générée soit par l'action des forces centrifuges, soit par la conversion en pression de l'énergie cinétique communiquée au fluide (en le ralentissant). Dans la pratique, ces deux modes de génération de pression sont associés, même pour une pompe hélice, lorsque l'on s'écarte du point nominal. Les pompes roto dynamiques constituent un système ouvert et en équilibre, où le fluide n'est jamais enfermé dans un volume totalement clos.

Cette famille de pompes est capable d'atteindre des débits Q très élevés, allant jusqu'à $105 \text{ m}^3/\text{h}$. Encore convient-il de remarquer que cette limite n'est pas de caractère technologique, et que des débits sensiblement plus grands seraient réalisables [8].

II. 2 Avantages et inconvénients des turbopompes

Pour les avantages, ce sont des machines de construction simple, sans clapet ou soupape, d'utilisation facile et peu coûteuses.

- à caractéristiques égales, elles sont plus compactes que les machines volumétriques
- leur rendement est souvent meilleur que celui des « volumétriques »
- elles sont adaptées à une très large gamme de liquides
- leur débit est régulier et le fonctionnement silencieux
- en cas de colmatage partiel ou d'obstruction de la conduite de refoulement, la pompe centrifuge ne subit aucun dommage et l'installation ne risque pas d'éclater. La pompe se comporte alors comme un agitateur.

Du côté des inconvénients :

- impossibilité de pomper des liquides trop visqueux
- production d'une pression différentielle peu élevée (de 0,5 à 10 bar)
- elles ne sont pas auto-amorçantes
- à l'arrêt ces pompes ne s'opposent pas à l'écoulement du liquide par gravité (donc, vannes à prévoir).

II.3 Pompes hélices (axiale)

Le liquide entraîné dans un mouvement de rotation par l'équipage mobile est rejeté axialement, la trajectoire d'une particule de liquide est entièrement située sur un cylindre de révolution, c'est une hélice circulaire [7].

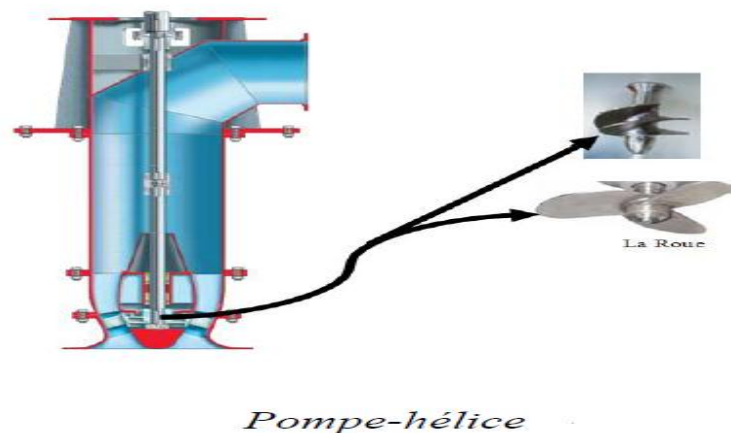


Figure 2-8 : Pompe hélice.

II. 4 Pompes hélico-centrifuges

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 (figure2-9) [7].



Figure 2-9 : Pompe hélico centrifuge.

II. 5 Pompes centrifuges

Les pompes centrifuges sont les plus utilisées dans des systèmes de tuyauterie. Les concepts de construction de base et les principaux fonctionnements de ces pompes sont nombreux.

Comme toute turbomachine, la pompe centrifuge est constituée de deux parties décrites comme suit :

- Partie mobile.
- Partie fixe.

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

Toute machine qui communique de l'énergie mécanique à un liquide peut être regroupée sous l'appellation de pompe. Cette énergie se manifeste essentiellement sous deux formes:

* Cinétique pour le débit.

* potentielle pour la pression.

Une pompe n'est finalement qu'un ascenseur de l'énergie. Le liquide qui rentre par la bride d'aspiration ou de gavage avec un certain niveau d'énergie en ressort avec un niveau plus élevé (figure2-10) [6].

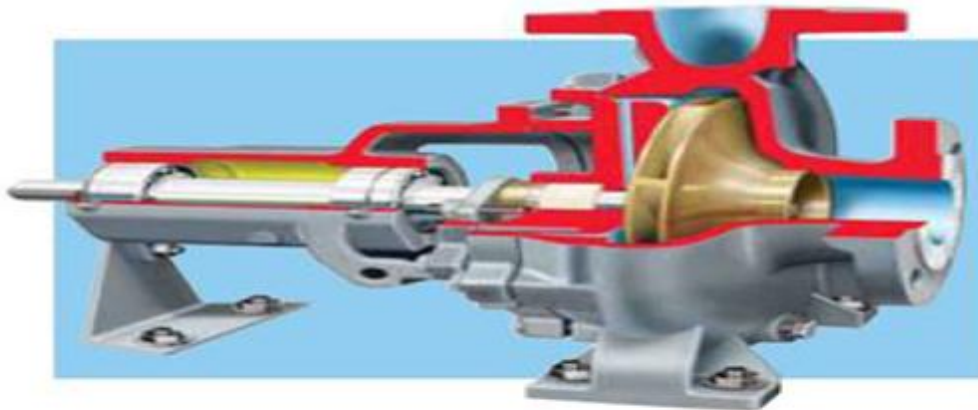


Figure 2-10 : Pompe centrifuge.

II.5.1 Constitution d'une pompe centrifuge

Une pompe centrifuge est constituée par (figure2-11) :

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

* **Une roue** : c'est l'organe principal dans les pompes centrifuges. Elle est constituée par un moyeu porté par un arbre et muni d'aubes tournant à l'intérieur

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

du diffuseur. Il existe plusieurs roues utilisées pour les liquides agressifs, visqueux et lourds :

- roue fermée
- roue ouverte
- roue semi - ouverte

* **Un distributeur ou bien un diffuseur** : c'est une sorte de tubulure profilée qui sert à conduire l'eau avec une vitesse et une direction convenable dans l'axe de la pompe ou « œillard » de la roue. Il est constitué par un cône convergent.

* **Une volute** : placée à l'extérieur de la roue, de section circulaire ou trapézoïdale et se termine par un divergent [8].

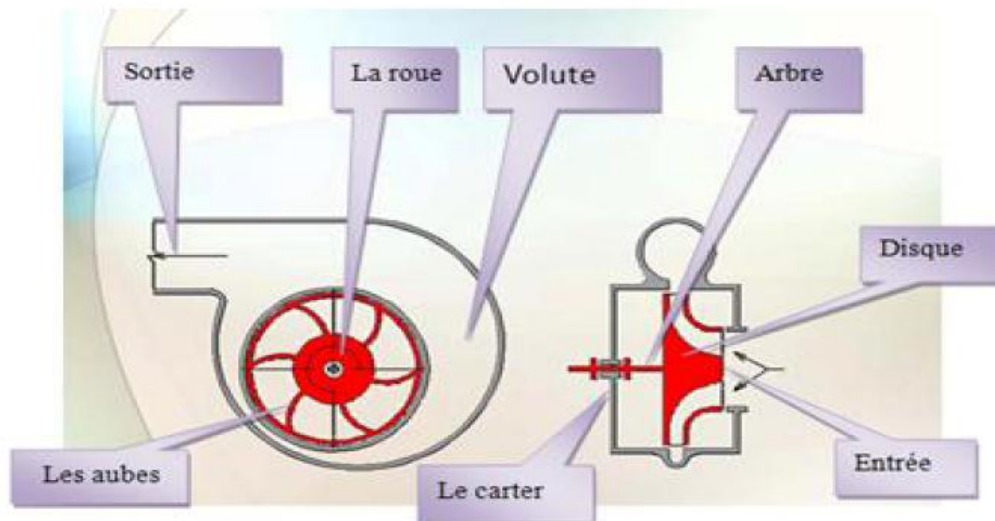


Figure 2-11 : Représentation schématique d'une pompe centrifuge

II.5.2 Principe de fonctionnement des pompes centrifuges

Sous l'effet de la rotation de la roue, le liquide emmagasiné entre les aubes du rotor est projeté de la région axiale à la périphérie à cause de la force d'inertie centrifuge. De ce fait une dépression est créée à l'entrée de la pompe, provoquant l'aspiration du liquide, par suite, un écoulement continu de la veine liquide laquelle est recueillie par la volute ou par le diffuseur et dirigée dans la conduite de refoulement. Dans la volute, l'énergie cinétique est transformée en énergie potentielle et on dispose ainsi à l'orifice de refoulement, un débit sous une certaine pression qui se traduit par une hauteur manométrique de refoulement [9].

II.5.3 Classification des pompes centrifuges [7]

Les pompes centrifuges sont classées suivant la forme de la roue, la forme du corps de la pompe, le nombre des roues et la position de l'axe de la pompe.

Forme de la roue:

Il existe essentiellement trois types de pompes

a- Les pompes centrifuges proprement dite, ou à écoulement radial

b - Pompes hélico centrifuges

c - Pompes à écoulement axial

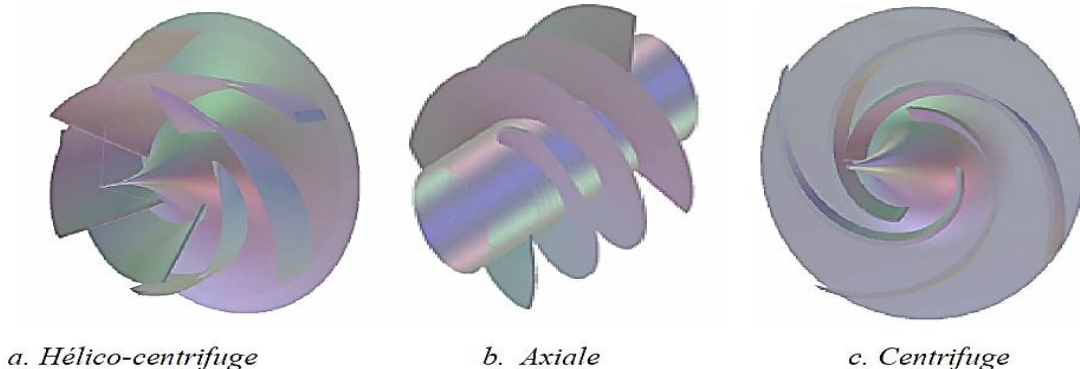


Figure 2-12 : Trois types de pompes roto-dynamiques

Forme du corps de pompe

Ils existent essentiellement les types de pompes suivants :

✓ *Pompes à volute ou colimaçon :*

Corps de pompe dessiné de façon à maintenir les vitesses égales autour de la roue et à réduire la vitesse de l'eau dans le passage à la section de sortie.

✓ *Pompes à diffuseur circulaire ou du type turbine :*

Corps de pompe à section constante et concentrique à la roue, qui dans ce cas est entouré d'aubes fixes qui dirigent l'écoulement et réduisent la vitesse de l'eau, ainsi transformant l'énergie cinétique en énergie de pression.

Nombre de roues

On peut diviser les pompes en deux catégories :

✓ *Pompes à un seul étage (pompes monocellulaires) :*

Quand la pompe ne comporte qu'une seule cellule, elle est dite monocellulaire. Elle se compose d'une roue et d'une volute ou corps de pompe, qui joue le rôle du diffuseur de la pompe. On peut atteindre des pressions de 1,5 à 8 bars (soit 15 à 80 m d'eau)

✓ *Pompes à plusieurs étages (pompes multicellulaires) :*

Elles sont utilisées lorsque la pression exigée au refoulement est importante, donc il serait théoriquement possible d'utiliser une pompe équipée d'une roue de grand diamètre, mais il est en général très rentable d'utiliser des pompes multicellulaires constituées de pompes monocellulaires montées en série sur un

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

même arbre de commande. On peut atteindre des pressions très importantes de 8 à 30 bars (soit 80 à 300 m d'eau).

La position de l'axe

Les pompes sont classées en pompes à axe horizontal et à axe vertical.

✓ *Pompes à axe horizontal :*

Cette disposition est la plus classique, elle est adoptée généralement pour les pompes de surface. L'entretien et le démontage de la pompe sont simplifiés.

✓ *Pompes à axe vertical :*

Ces pompes verticales sont submergées ou immergées, elles sont spécialement conçues pour l'équipement des puits profonds.

II.5.4 Ecoulement du fluide à l'intérieur de la roue d'une pompe centrifuge [9].

Par la surface cylindrique de rayon R_1 de la roue, l'eau pénètre avec une vitesse absolue \vec{V}_1 inclinée d'un angle α_1 par rapport à la vitesse périphérique \vec{U}_1 .

Et sort, par une deuxième surface R_2 , avec une vitesse \vec{V}_2 inclinée d'un angle α_2 par rapport à la vitesse \vec{U}_2 (représentés par les triangles de vitesses).

Ainsi, à l'intérieur de la roue, le liquide est soumis à deux mouvements :

- Un mouvement d'entraînement (de rotation avec le rotor).
- Un mouvement relatif (ou de déplacement du liquide par rapport à la surface intérieure de la roue)

Chaque mouvement se caractérise par une vitesse :

$$U : \text{pour un mouvement de rotation } U = \omega.R \quad \omega = \frac{2\pi n}{60}$$

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

W : pour le mouvement relatif.

A l'entrée de la roue on a R_1 et à la sortie R_2 donc :

$$U_1 = \omega \cdot R_1 \quad \text{et} \quad U_2 = \omega \cdot R_2$$

Comme $\vec{U}_2 > \vec{U}_1$, la direction de la vitesse \vec{U} est tangente à la circonférence correspondante alors que la direction de la vitesse W est tangente à la surface d'aube

Finalement, on peut écrire $\vec{V} = \vec{U} + \vec{W}$

A l'entrée de l'aubage en (1) les vitesses sont $(\vec{U}_1, \vec{W}_1 \text{ et } \vec{V}_1)$.

A la sortie de l'aubage en (2) les vitesses deviennent $(\vec{U}_2, \vec{W}_2 \text{ et } \vec{V}_2)$.

A l'entrée de la roue, l'eau pénètre à peu près radialement dans la roue donc la vitesse absolue V_1 formera avec U_1 un angle α_1 très voisin de 90° et W_1 sera déterminée par la règle du parallélogramme.

D'après les triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue on a :

$$V_1^2 = V_{m1}^2 + V_{u1}^2 \quad \text{et} \quad V_2^2 = V_{u2}^2 + V_{m2}^2$$

V_{U1} et V_{U2} étant les vitesses circonférentielles à l'entrée et à la sortie de la roue (ce sont les projections de la vitesse absolue V sur la direction de U).

- α_1 et α_2 : angles des vitesses absolues à l'entrée et à la sortie de la roue
- β_1 et β_2 : angles des vitesses relatives à l'entrée et à la sortie de la roue ou angle d'inclinaison des aubes.

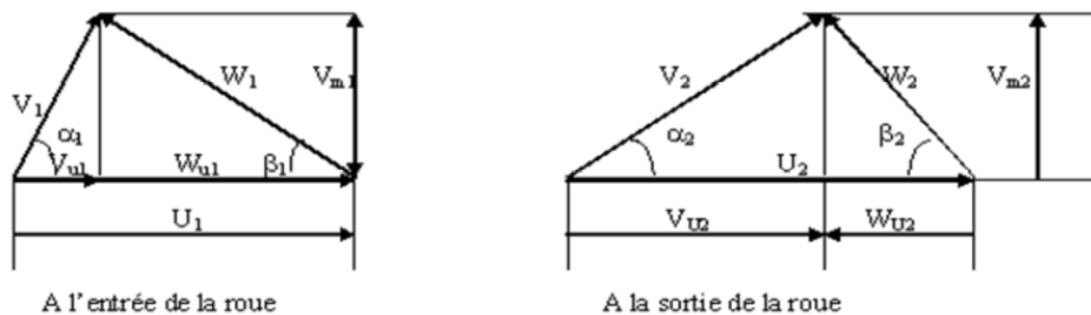


Figure 2-13 : Triangles de vitesses

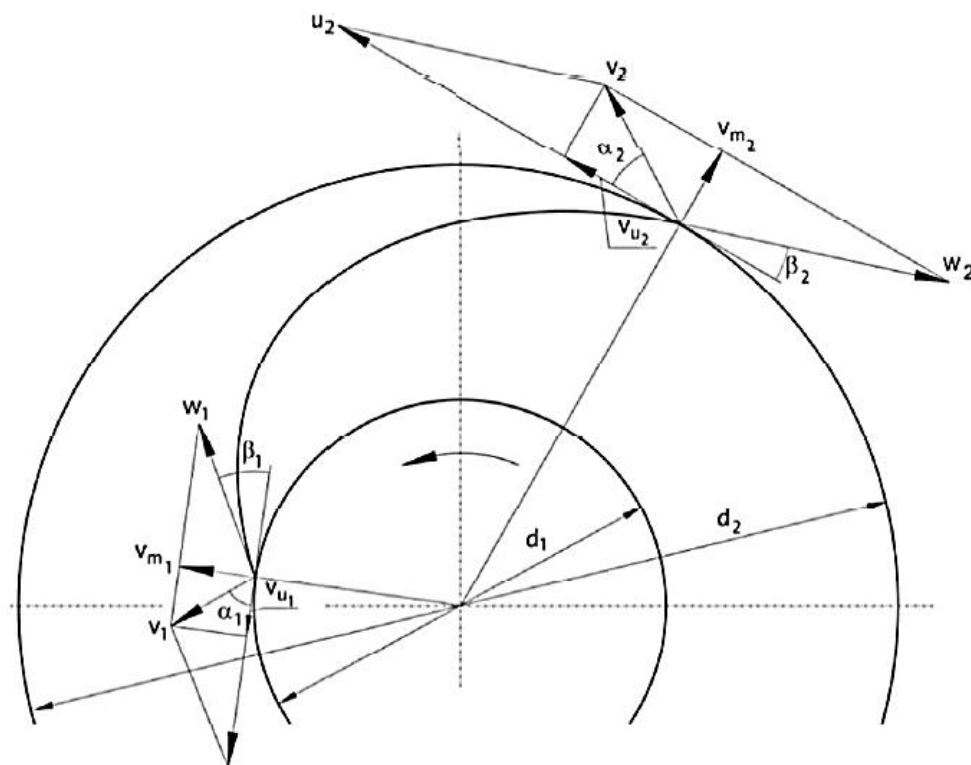


Figure 2-14 : Direction de vitesse dans la pompe

II.5.5 Equation fondamentale des turbopompes [10]

L'équation fondamentale de la roue nous permet d'avoir une relation entre la hauteur manométrique (charge totale) de la pompe, les composantes de la vitesse absolue et les dimensions géométriques de la roue.

Appliquons au mouvement absolu de l'eau entre les aubages le théorème des quantités de mouvement par rapport à l'axe de la pompe.

Pendant le temps dt , la masse d'eau contenue entre deux aubages occupe un espace limité par une section, et à l'instant $t+dt$ un espace limité par une autre section.

En appelant q_v le débit volumétrique, ρ masse volumique du liquide, le débit massique q_m est : $q_m = \rho \cdot q_v$.

La différence des moments d'une masse dm écoulée pendant le temps dt vaut :
 $dm (V_2 \cdot R_2 \cdot \cos \alpha_2 - V_1 \cdot R_1 \cdot \cos \alpha_1)$

Le moment de forces extérieures par rapport à l'axe de la pompe n'est autre que le couple moteur C : on peut alors écrire, selon le théorème ci-dessus, le couple étant exprimé en mN:

$$C = \frac{dm}{dt} (V_2 \cdot R_2 \cdot \cos \alpha_2 - V_1 \cdot R_1 \cdot \cos \alpha_1) \dots \dots \dots (2-1)$$

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

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

$$P = C. \omega = \rho \cdot q_v \cdot \omega (R_2 V_2 \cos \alpha_2 - R_1 V_1 \cos \alpha_1)$$

$$P = \rho \cdot q_v (\omega R_2 V_2 \cos \alpha_2 - \omega R_1 V_1 \cos \alpha_1) \dots \dots \dots (2-2)$$

Avec :

- $\omega r_1 : U_1$

- $\omega r_2 : U_2$

Alors :

$$P = \rho \cdot q_v (U_2 V_2 \cos \alpha_2 - U_1 V_1 \cos \alpha_1)$$

Après élimination des fonctions trigonométriques de cette dernière

$$U_1 V_1 \cos \alpha_1 = \frac{1}{2} (U_1^2 + V_1^2 - W_1^2)$$

$$U_2 V_2 \cos \alpha_2 = \frac{1}{2} (U_2^2 + V_2^2 - W_2^2)$$

$$P = \bar{\omega} q_v \left[\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} \right] \dots \dots \dots (2-3)$$

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

$\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$: Accroissement unitaire de l'énergie cinétique du liquide du au changement de vitesse V_1 à V_2

$\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}$: Accroissement unitaire de l'énergie de pression produit par la force centrifuge

$\frac{W_2^2 - W_1^2}{2g}$: Accroissement unitaire de l'énergie relative au passage par les canaux divergents de la roue

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

Comptent 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 :

$$P = \bar{\omega} \cdot q_v \left[\frac{Vu_2^2 - Vu_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} - \frac{W^2_{u2} - W^2_{u1}}{2g} \right] \dots \dots \dots (2-4)$$

- Hauteur d'élévation théorique dans le cas d'une roue à nombres d'aube indéfiniment grand 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 :

$$H_{th\infty} = \left[\frac{Vu_2^2 - Vu_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} - \frac{W^2_{u2} - W^2_{u1}}{2g} \right] \dots \dots \dots (2-5)$$

$\frac{Vu_2^2 - Vu_1^2}{2g}$: Hauteur dynamique d'élévation (effet du changement des vitesses absolues)

$\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} - \frac{W^2_{u2} - W^2_{u1}}{2g}$: 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).

Débit théorique

Le débit qui sort de la roue est égal au produit de la section de sortie

$S_2 = \pi D_2 L_2$ par la vitesse V_2 avec :

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

L_2 : largeur de la fente à la sortie de la roue

V_{r2} : composante radiale de la vitesse à la sortie de la roue

$$q_v = \pi D_2 L_2 V_{r2}$$

$$V_{r2} = \frac{q_v}{\pi D_2 L_2}$$

$$V_{r2} = \frac{q_v}{\pi D_2 L_2}$$

D'après les triangles des vitesses

On a :

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{V_{2r}}{U_2 - V_2 \cos \alpha_2}$$

$$V_{2r} = \operatorname{tg} \beta_2 (U_2 - V_2 \cos \alpha_2)$$

Donc :

$$q_v = \pi D_2 L_2 [\operatorname{tg} \beta_2 (U_2 - V_2 \cos \alpha_2)] \dots \dots \dots (2-6)$$

II.5.6 Caractéristiques d'une pompe centrifuge [10]

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).
- NPSH : Charge nette à l'aspiration (Net Positive Suction Head).

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

➤ 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 :

$$H_{mT} = H_{TR} \pm H_{TA} \dots\dots\dots (2-7)$$

Remarque : $H_{mT} = \Delta H_{pompe} = \frac{\Delta P_{pompe}}{\rho \cdot g}$, en [mCE] (mètres de colonne d'eau)

Où Δ_p pompe est la pression différentielle de la pompe.

La hauteur varie avec le débit et est représentée par la courbe caractéristique.

$$H = f(Q_v)$$

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

$$H_G = H_{refoulement} + H_{aspiration}$$

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

$$D'où \quad u = \frac{P_u}{\rho \cdot g}$$

Avec u : pression utile exprimée en [Pa]

➤ La pression de charge (P_c) : Lorsqu'une réserve de fluide fournit une pression de charge, elle correspond tout simplement à la hauteur du niveau de ce fluide dans le réservoir source et le point d'aspiration.

$$H_c = \frac{P_c}{\rho \cdot g}$$

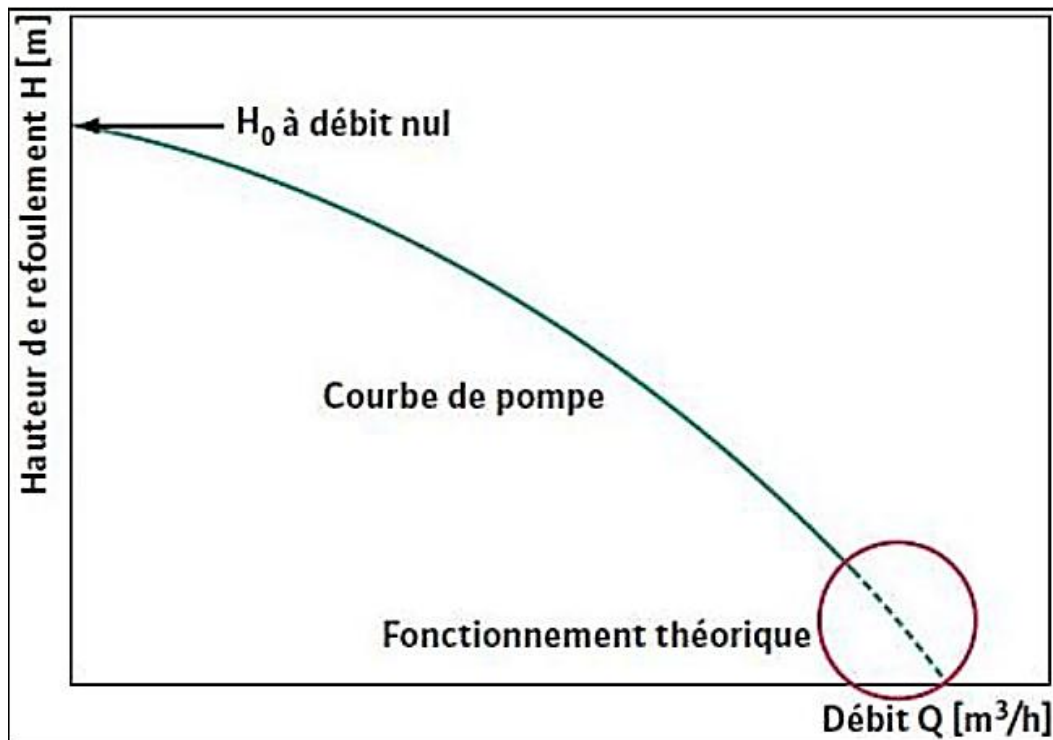


Figure 2-15 : Hauteur manométrique en fonction de débit

➤ La puissance utile:

$$P_u = \rho \cdot g \cdot q_v \cdot H_{mT} \dots\dots\dots (2-8)$$

- ρ : masse volumique de fluide [Kg/m³]
- g : gravité [m/s² ou N/Kg]
- q_v : débit volumique [m³/s]
- H_{mT} : hauteur manométrique d'une pompe [m]

➤ Rendements :

Rendement globale : $\eta_g = \frac{P_u}{P_a}$

P_u : puissance utile. Avec

$$P_u = \rho \cdot g \cdot q_v \cdot H_{mT}$$

P_a : Puissance totale absorbée

$$P_a = C \cdot \omega = C \cdot 2 \cdot \pi \cdot n/60$$

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

Rendement mécanique : $\eta_m = \frac{P_i}{P_a}$

P_i : Puissance interne $P_i = P_a - P_{méc}$

$P_{méc}$: Pertes mécaniques

Rendement volumétrique : $\eta_v = \frac{q_v}{(q_v + q)}$

- q_v : débit de l'eau

- q : débit des pertes de fuite dans le joint à l'extérieur de la roue

Rendement hydraulique : $\eta_h = \frac{h_n}{h_{th}}$

- 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]

Rendement global : il est égal aux produits des rendements partiels cités précédemment:

$$\eta_g = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h \dots\dots\dots (2-9)$$

NPSH

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 ($NPSH_{disponible}$) et le NPSH de la pompe ($NPSH_{nécessaire}$). En comparant simplement les deux valeurs $NPSH_{disp}$ et $NPSH_{nécess}$, il est possible

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

de déterminer si la pompe choisie pour l'installation concernée est adaptée ou non. Pour que la pompe fonctionne sans cavité on doit avoir:

$$\text{NPSH}_{\text{disp}} > \text{NPSH}_{\text{nécess}}$$

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

✓ **NPSH de la pompe**

Le $\text{NPSH}_{\text{nécess}}$ 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. $\text{NPSH}_{\text{nécess}}$ 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 $\text{NPSH}_{\text{nécess}}$ 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).

✓ **NPSH de l'installation**

$\text{NPSH}_{\text{disp}}$ 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

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

pompe de connaître la valeur $NPSH_{disp}$ pour pouvoir garantir un fonctionnement irréprochable de l'installation de pompage.

Les différentes données contenues dans la formule $NPSH_{disp}$ sont:

P_{atm} : pression atmosphérique (dépend de l'altitude) en [Pa]

- P_v : pression absolue [Pa] de vaporisation

- 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]

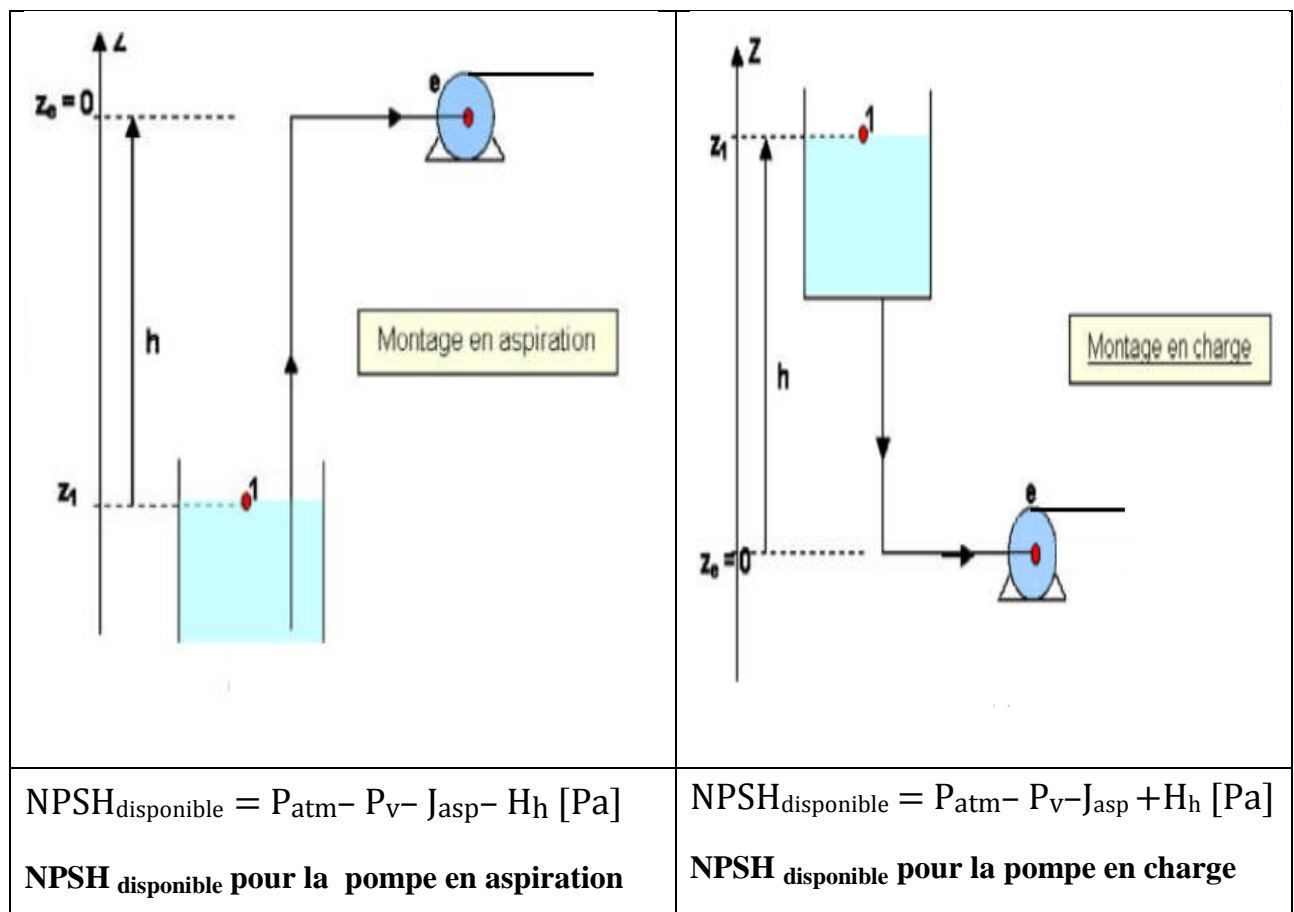


Figure 2-16 : $NPSH_{disponible}$ pour une pompe en aspiration et en charge

II.5.7 Problèmes d'installation et fonctionnement d'une pompe centrifuge[9]

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

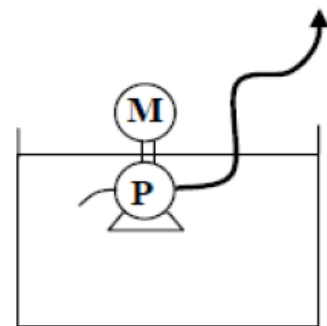
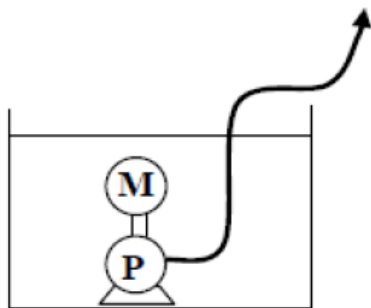
- ❖ **Surcharge** : on choisit la pompe sous plusieurs critères et conditions spécifiques telles que le débit et vitesse et la pression qu'elle peut fonctionner de temps en temps en surcharge, mais si on la laisse tourner durant 24 heures sous ce régime on obtient une rupture de l'arbre ou des paliers 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.
- ❖ **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.
- ❖ **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.
- ❖ **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.

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

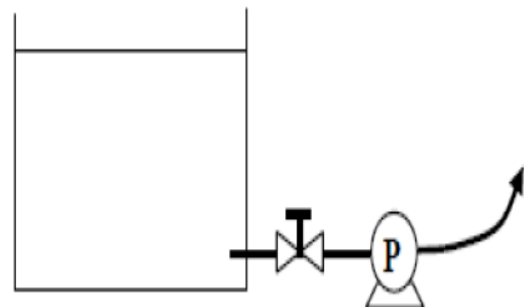
- ❖ **Corps étrangers** : Des particules solides peuvent s'introduire dans le liquide s'il n'y a pas de crépine d'aspiration ou de protection à l'entrée. Elles peuvent détruire les pièces hydrauliques.

- Dans les installations, on peut trouver les montages suivants :

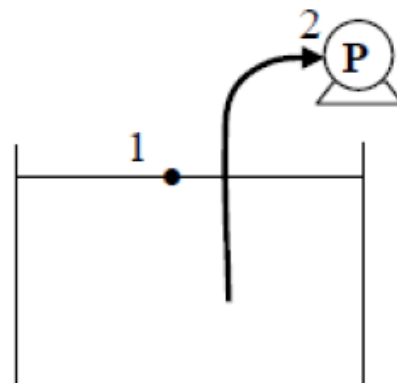
- ❖ **Pompe immergée** : Dans ce cas, il n'y a pas de problème mécanique mais on rencontre le problème de corrosion et si le moteur est aussi immergé, on a le problème d'étanchéité.



- ❖ **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.



- ❖ **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.



Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

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

$$Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} = Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + \Delta H_{1,2}$$

$$Z_2 - Z_1 = h_a, V_1 = 0, P_1 = P_{atm}$$

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

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

$$H_{max} = \frac{P_{atm}}{\rho g}$$

$$(NPSH)_{disponible} = \frac{P_{entrée} - P_v}{\rho \cdot g}$$

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*.

Le phénomène de cavitation correspond à une vaporisation du liquide qui se traduit par l'apparition de bulles de gaz au sein du liquide ou contre les parois. 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 entraîne de graves conséquences:

- érosion du matériau.

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

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



Figure 2-17 : Problème de cavitation

Pour empêcher la cavitation il faut :

- une augmentation de la pression statique
- une diminution de la température du fluide
- un choix de pompe avec hauteur d'entrée d'eau minimale

II.5.8 Types des pertes dans la pompe centrifuge [10]

Pertes mécaniques :

- Perte dans les paliers radiaux.
- Perte dans les paliers axiaux.
- Pertes d'accouplement.
- Pertes dans la garniture mécanique.

Pertes par frottement des surfaces immergées en rotation :

- pertes par frottement de disque.
- pertes par frottement sur un cylindre.

Pertes hydrauliques : Les pertes hydrauliques sont constituées par :

- Les pertes dans le conduit d'amenée.

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

- Les pertes dans les roues.
- Les pertes dans les diffuseurs lisses.
- Les pertes dans les canaux de retour.
- Les pertes dans la volute; le diffuseur droit et le coude pour les pompes hélices.
- Les pertes des organes situés sur les conduits (pipe) entre les pompes et les puits injecteurs.

II.5.9 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.

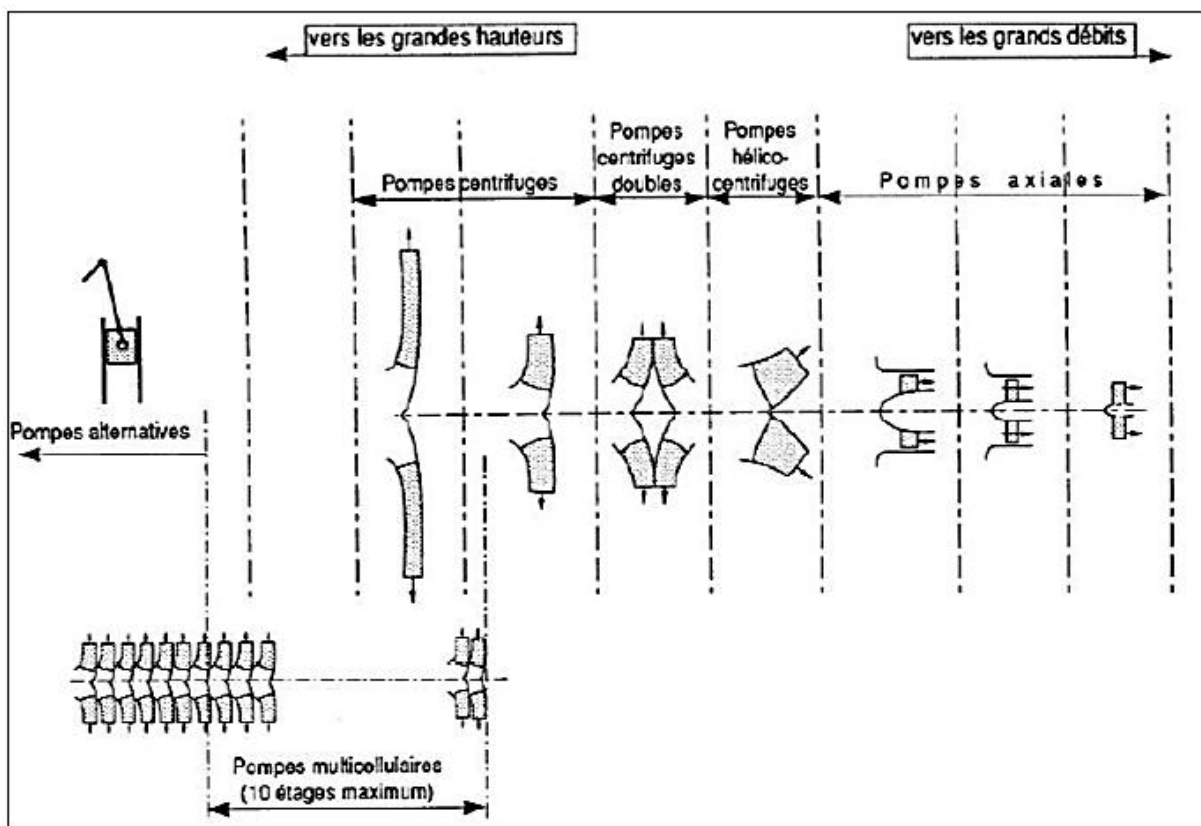


Figure 2-18 : Choix de pompe

II.5.10 Couplage des pompes [9]

Pour parvenir à obtenir certaines conditions de fonctionnement impossibles à réaliser avec une seule pompe, les utilisateurs associent parfois deux pompes dans des montages en série ou en parallèle. On considère deux pompes P1 et P2 ayant des caractéristiques différentes.

➤ **couplage en série :**

Dans ce cas un même débit traverse les deux pompes et à chaque débit correspond une hauteur de refoulement égale à la somme des hauteurs respectives de refoulement des deux pompes.

Il convient donc bien pour un réseau présentant des pertes de charge importantes. On retrouve ce cas dans les pompes multicellulaires.

La caractéristique à vitesse constante de l'ensemble s'obtient en ajoutant en ordonnées les caractéristiques de chacune des pompes.

$$H_p = H_{p1} + H_{p2}$$

$$q_{vp} = q_{v1} = q_{v2}$$

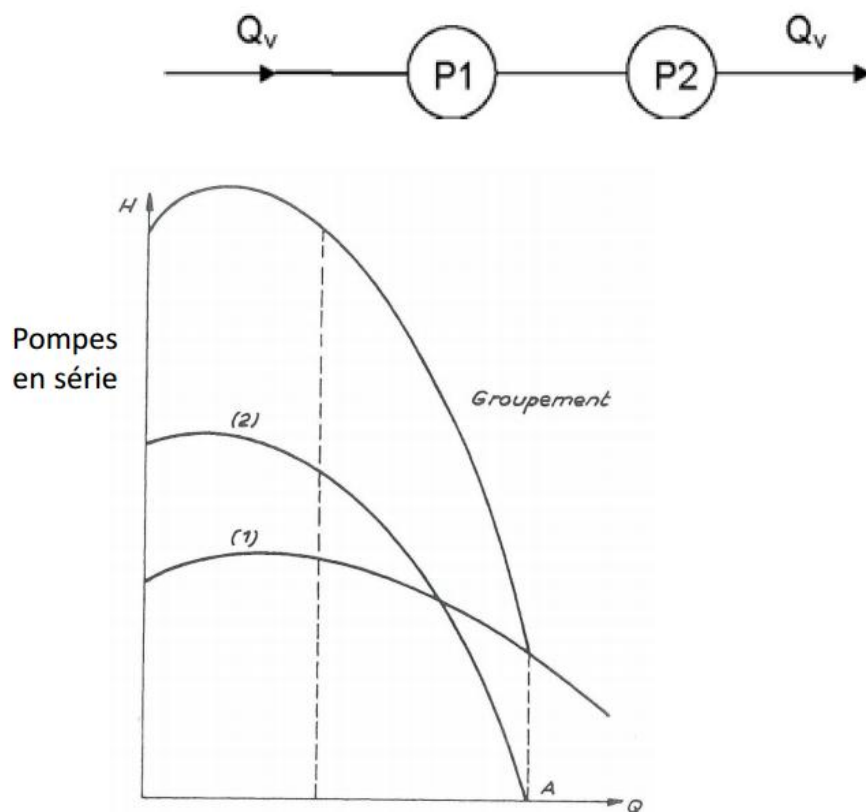


Figure 2-19 : Couplage de deux pompes en série

➤ Couplage en parallèle :

Si deux pompes fonctionnent en parallèle, les hauteurs totales de refoulement de ces deux pompes sont les mêmes. Par contre le débit total est égal à la somme des débits refoulés par les pompes. Pour deux pompes on a le système d'équations suivant :

$$H_p = H_{p1} = H_{p2}$$

$$q_{vp} = q_{v1} + q_{v2}$$

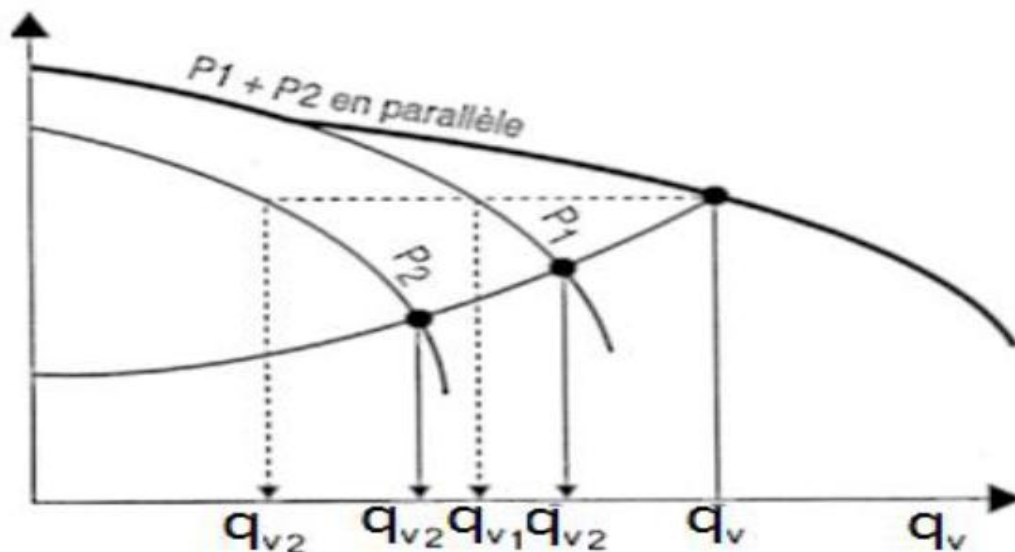
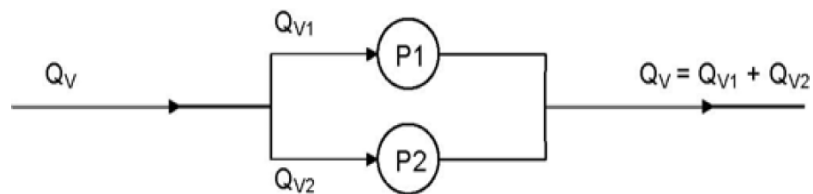


Figure 2-20 : Couplage de deux pompes en parallèle

II.5.11 Courbes caractéristique d'une pompe centrifuge [10] :

Les courbes principales qui caractérisent une pompe sont au nombre de trois:

- La courbe débit-hauteur
- La courbe de puissance absorbée
- La courbe de rendement
- (NPSH) –débit

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

Afin de caractériser une pompe, la hauteur manométrique, la puissance et le rendement sont tracés en fonction du débit.

Afin de caractériser une pompe, la hauteur manométrique, la puissance et le rendement sont tracés en fonction du débit.

➤ Courbe débit-hauteur

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.

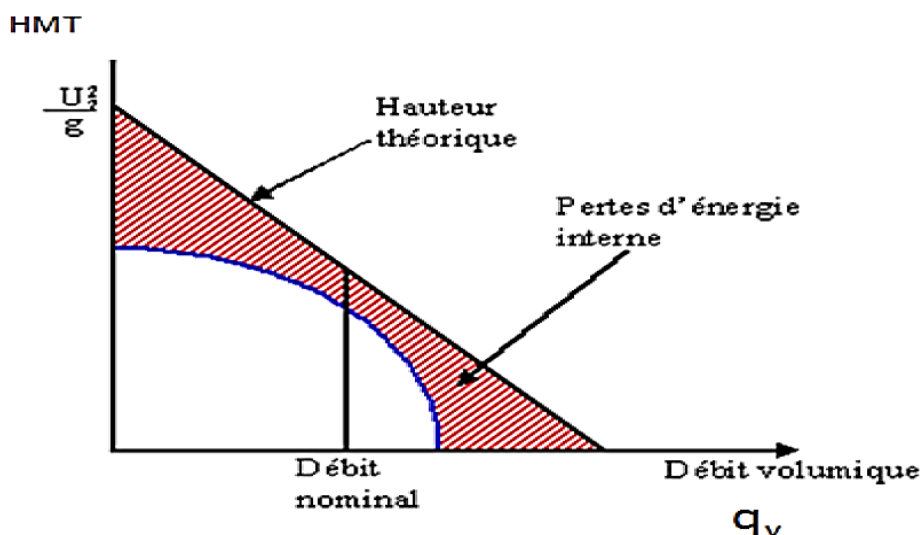


Figure 2-21 : Courbe de la hauteur en fonction de débit.

➤ Courbe de puissance absorbée

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.

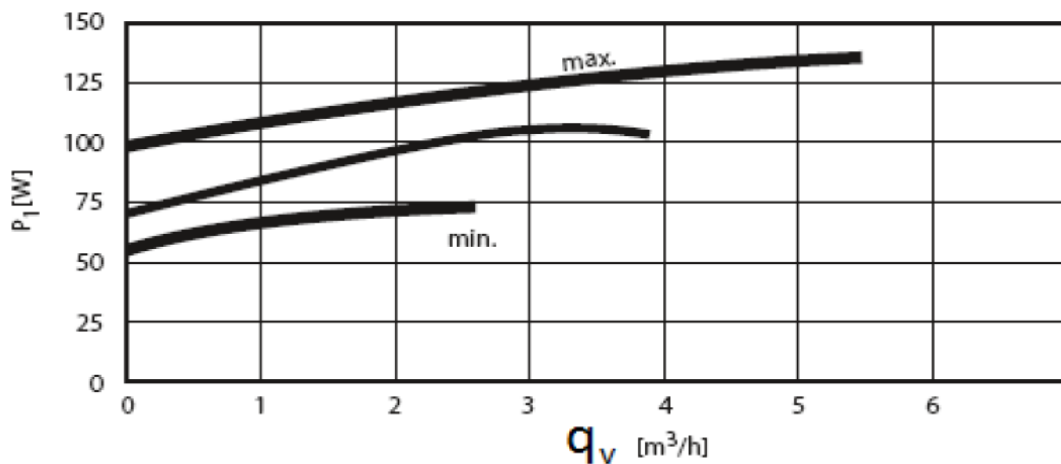


Figure 2-22 : Courbe de la puissance en fonction de débit

➤ 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.

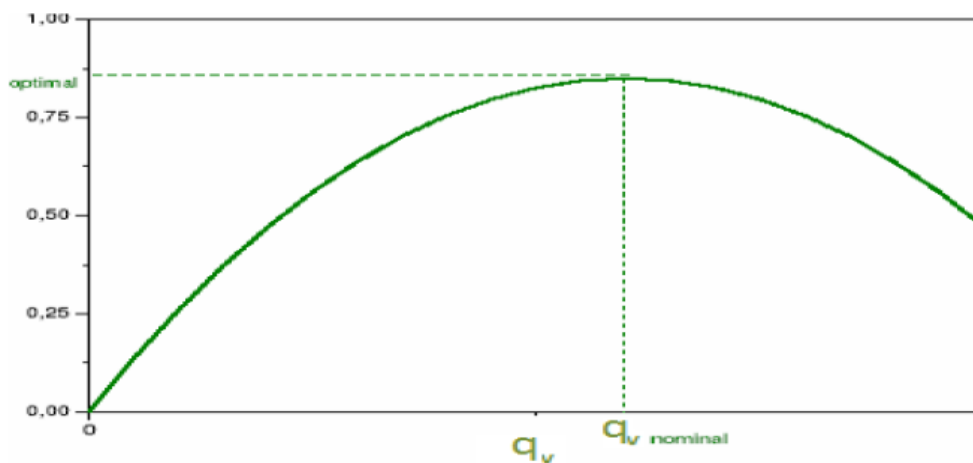


Figure 2-23 : Courbe rendement en fonction de débit

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

➤ Courbe NPSH – débit :

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

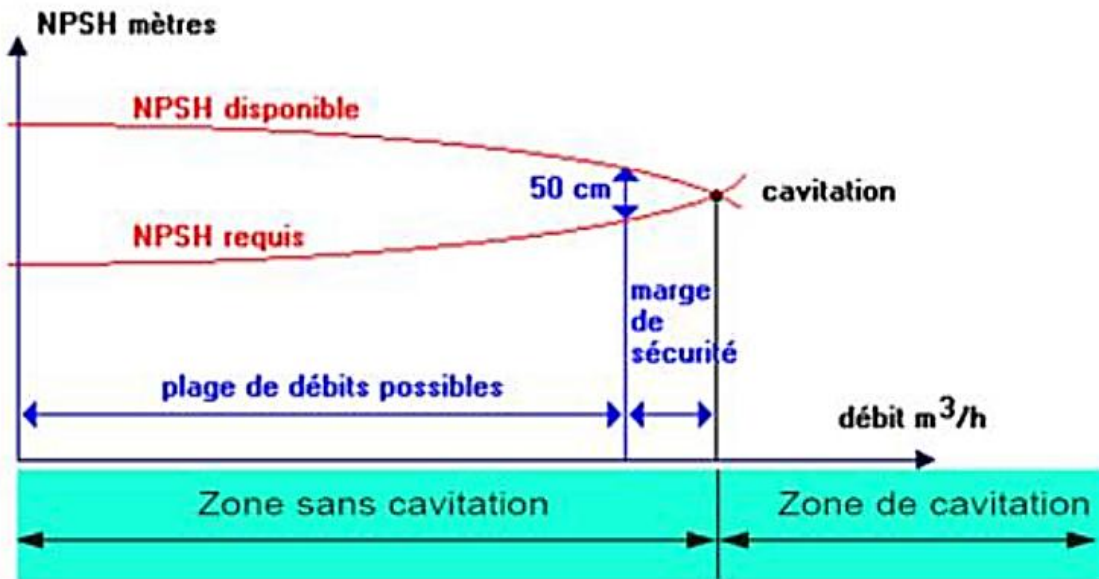


Figure 2-24 : Courbe NPSH en fonction de débit.

Partie B : Réseau de conduites

I. Définitions

I.1 Réseau de conduites

C'est un ensemble des tuyauteries régulières en série ou en parallèle, reliés par des jonctions, des coudes, des filtres, des appareils d'instrumentation,... Des changements de section, des robinets, des pompes, etc. Les conduites permettent le transport du fluide sous l'effet de la différence des pressions.

I.2 Conduite simple

C'est une Conduite de diamètre et de rugosité constante véhiculant un même débit sur toute la longueur.

I.3 Conduite mixtes

Sont des conduites en série qui sont traversé par le même débit. Les pertes totales sont égales aux sommes des pertes de charge.

I.4 Conduites multiples

Sont des conduites simples passées en parallèle Dans ce cas : Le débit total est égal aux sommes des débits

$$q_{vT} = q_{v1} + q_{v2}$$

$$J_{(L+S)1} = J_{(L+S)2}$$

II. Propriété du fluide [11]

II.1 Masse volumique

La quantité de matière M contenue dans une unité de volume \mathcal{V} de cette substance.

Elle peut être exprimée de différentes manières.

$$\rho = \frac{M}{V} \quad [Kg/m^3] \dots\dots\dots (2-10)$$

II.2 Pression

La pression est définie comme la force exercée F par un fluide par unité de surfaces:

$$P = \frac{F}{S} \quad [N/m^2] \dots\dots\dots (2-11)$$

La pression peut aussi s'exprimer en :

- Pascal (Pa): $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$
- Bar (Bar): $1 \text{ Bar} = 10^5 \text{ N/m}^2$

II.3 Viscosités

C'est une grandeur qui caractérise les frottements internes du fluide, autrement dit sa capacité à s'écouler. Elle caractérise la résistance d'un fluide à son écoulement lorsqu'il est soumis à l'application d'une force. C'est à dire, les fluides de grande viscosité résistent à l'écoulement et les fluides de faible viscosité s'écoulent facilement

La viscosité est déterminée par la capacité d'entraînement que possède une couche en mouvement sur les autres couches adjacentes.

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

Par exemple, si on considère un fluide visqueux placé entre deux plaques P1 et P2, tel que la plaque P1 est fixe et la plaque P2 est animée d'une vitesse V_2 .

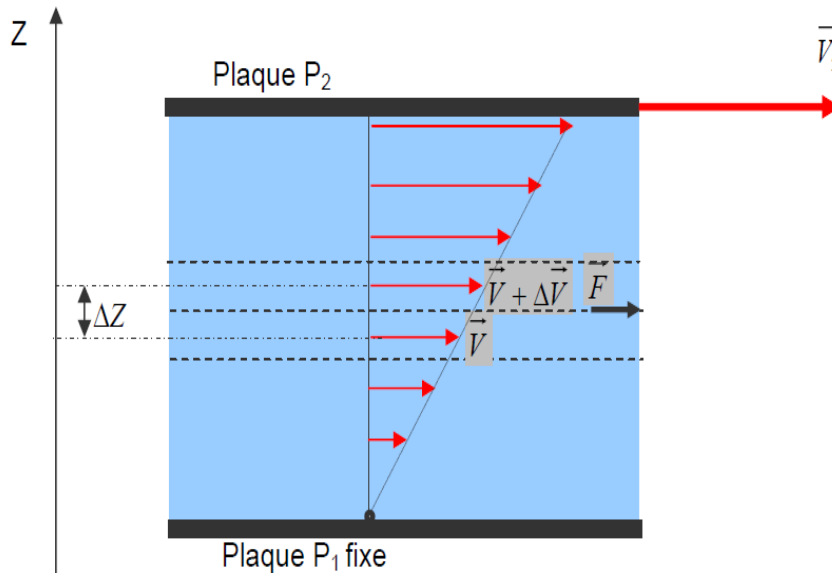


Figure 2-25 : Profil de vitesse entre deux plaques

$$\tau = \mu \frac{dV}{dz} \quad \text{avec } \tau: \text{ Contrainte de déformation tangentielle}$$

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

μ : Viscosité dynamique

➤ **Viscosité Dynamique**

$$\tau = \mu \frac{dV}{dz} \quad \rightarrow \quad \mu = \frac{\tau}{\frac{dV}{dz}} \quad [N.s.m^{-2}]$$

μ est généralement exprimée en Poiseuille (Pl) ou $10 \text{ Po} = 1 \text{ kg.m}^{-1}.s^{-1}$

➤ **Viscosité Cinématique**

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

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad [m^2/s]$$

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

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

III. Dynamique des fluides incompressible [12] :

III.1 Débit :

Est le quotient de la quantité de fluide qui travers une section de la conduite par la durée de cet écoulement.

III.2 Débit massique

$$q_m = \frac{d_m}{dt} [\text{kg/s}] \dots\dots\dots (2-12)$$

où :

- q_m est la masse de fluide par unité de temps qui traverse une section droite quelconque de la conduite.
- d_m : masse élémentaire en (kg) qui traverse la section pendant un intervalle de temps dt .
- dt : intervalle de temps en (s).

Soit dans une section droite quelconque S de la veine fluide à travers laquelle le fluide s'écoule à la vitesse moyenne V_m :

$$q_m = \rho \cdot S \cdot V_m$$

où :

- q_m : Débit massique en (kg/s)
- ρ : Masse volumique en (kg/m^3)
- S : Section de la veine fluide en (m^2)
- V_m : Vitesse moyenne du fluide à travers (S) en (m/s)

III.3 Débit volumique

$$q_v = \frac{dV}{dt} \quad [m^3/s] \quad ; \quad q_v = S \cdot V_m \quad [m^3/s] \dots\dots\dots (2-13)$$

Où :

- q_v : Volume de fluide par unité de temps qui traverse une section droite quelconque de la conduite.
- dV : Volume élémentaire, en (m^3), ayant traversé une surface S pendant un intervalle de temps dt ,
- dt : Intervalle de temps en secondes (s).

III.4 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 : $q_m = \rho \cdot q_v$

III.5 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.

III.6 Equations de conservation de la masse (équation de continuité) [13]

Cette équation exprime le principe de conservation de la masse : la variation de masse de fluide d'un élément de volume dv pendant un temps dt est égale à la masse de fluide entrante dans ce volume déduite de la masse de fluide sortante.

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

❖ 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 au vecteur vitesse du fluide en ce point.

❖ Tube de courant :

Ensemble de lignes de courant s'appuyant sur une courbe fermée.

❖ Conservation de débit :

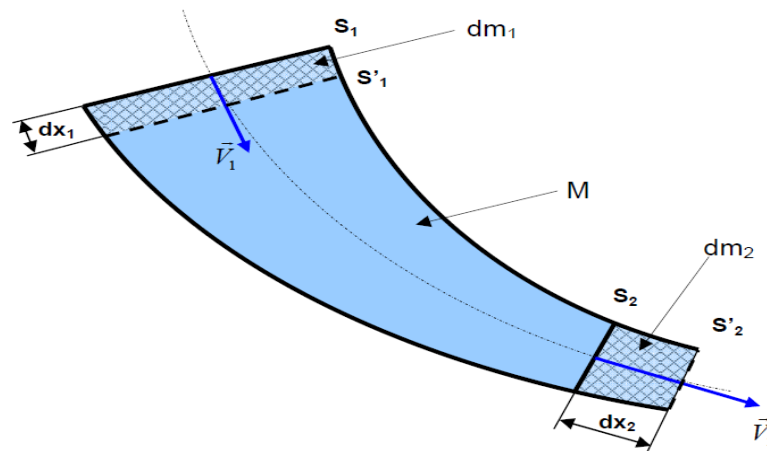


Figure 2-26 : Représentation de l'écoulement.

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 . Donc :

$$Q_{m1} = Q_{m2}$$

Dans le cas d'un écoulement en régime stationnaire et le fluide est incompressible: $\rho_1 = \rho_2$

On a alors : $Q_{v1} = Q_{v2}$

❖ 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 :

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

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

vitesse telle que : $V_m = \frac{q_v}{S}$ (2-14)

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 :

$$Q_V = V_{m1} \cdot S_1 = V_{m2} \cdot S_2 = \text{cte}$$

$$S_2 / S_1 = V_{m1} / V_{m2}$$

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

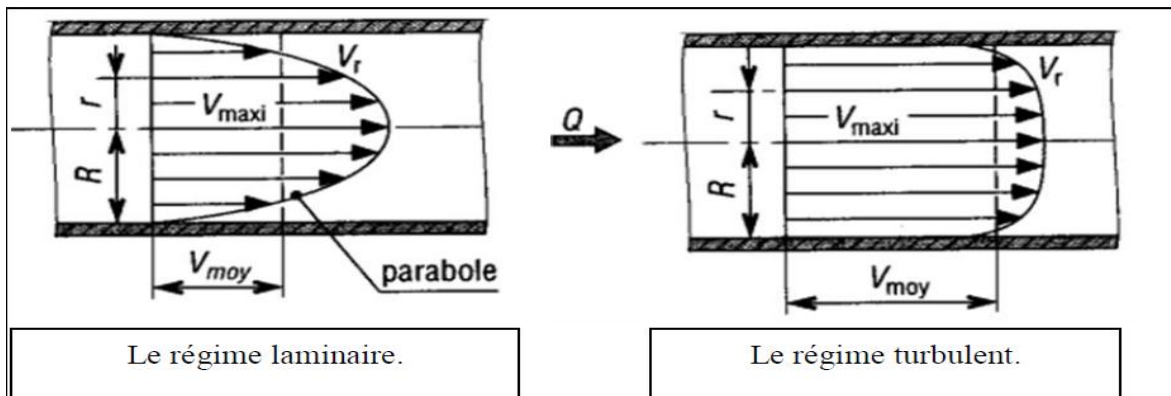


Figure 2-27 : Profil de vitesse moyenne.

IV. Régimes d'écoulement [11]

IV.1 Nombre de Reynolds

Les expériences réalisées par **Reynolds** en 1883 lors de l'écoulement d'un liquide dans une conduite cylindrique rectiligne dans laquelle arrive également un filet de liquide coloré, ont montré l'existence de deux régimes d'écoulement : régime laminaire et régime turbulent.

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

En utilisant des fluides divers (viscosité différente), en faisant varier le débit et le diamètre de la canalisation, Reynolds a montré que le paramètre qui permettait de déterminer si l'écoulement est laminaire ou turbulent est un nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds Re et donné par :

$$Re = \frac{\rho \cdot V_m \cdot D}{\mu} \quad \text{ou} \quad Re = \frac{V_m \cdot D}{\nu} \dots\dots\dots (2-15)$$

ρ : masse volumique du fluide

V_m : vitesse moyenne

D : diamètre de la conduite

μ : viscosité dynamique du fluide

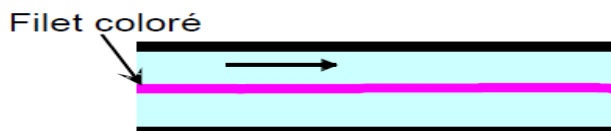
ν : viscosité cinématique ($\nu = \frac{\mu}{\rho}$)

L'expérience montre que si :

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

IV.2 Cas de l'écoulement laminaire ($Re < 2000$)

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 la hauteur moyennes des aspérités du tuyau, ni de la nature de la tuyauterie.



Avec : $\lambda = \frac{64}{Re}$

IV.3 Cas de l'écoulement turbulent (Re > 3200)



Vue instantanée



Vue en pose

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

Equation de Karman-Prandtl pour les conduites lisses :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} Re \sqrt{\lambda} - 0,8 \dots\dots\dots (2-16)$$

Equation de karman-Prandtl pour les conduites rugueuses :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} \frac{2}{2\varepsilon} + 1,74 \dots\dots\dots (2-17)$$

Equation de Blasius pour les conduites lisses et $4000 < Re < 10^5$:

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0,25}} \dots\dots\dots (2-18)$$

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

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

$$\lambda = \frac{0.221}{Re^{0.237}} + 0.0032 \dots\dots\dots (2-19)$$

On se base sur l'observation de conduite industrielle et sur tous les essais précédents Colebrook-White et la formule se présente ainsi :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) \dots\dots\dots (2-20)$$

V .Equation Générale d'Écoulement ou Equation de Bernoulli [12]

V.1 Cas des Fluides Parfaits (non visqueux)

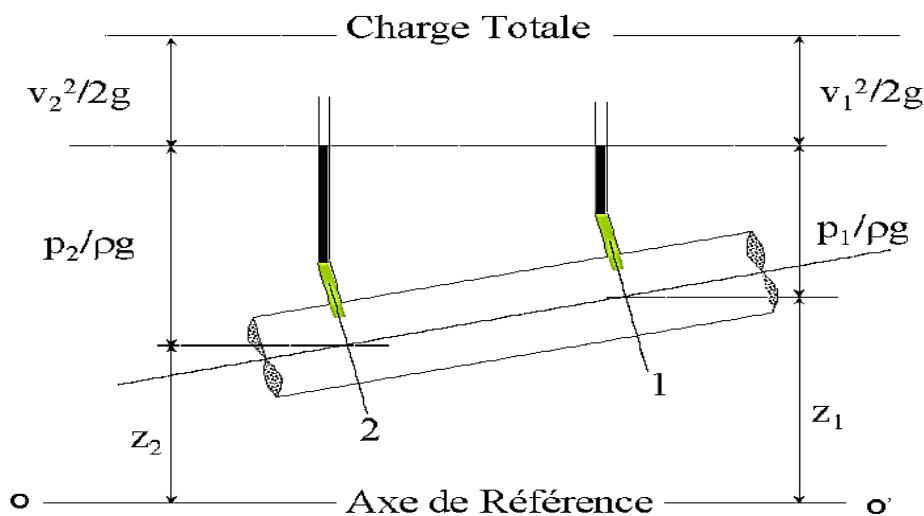


Figure 2-28 : Théorème de Bernoulli (fluide parfait)

L'équation de Bernoulli exprime que, tout le long d'un filet liquide en mouvement permanent, l'énergie totale par unité de poids du liquide reste constante ($dH/dx = 0$). D'après le schéma, on peut donc écrire que :

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} = H = C^{ste}$$

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

Cette équation s'écrit donc dans le cas général :

$$Z + \frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} = H = C^{ste} \dots\dots\dots(2-21)$$

V.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 ($dH/dx < 0$).

Ceci est due à la nature visqueuse du fluide qui dissipe une partie de l'énergie: cette perte d'énergie est appelée '*Perte de charge*'.

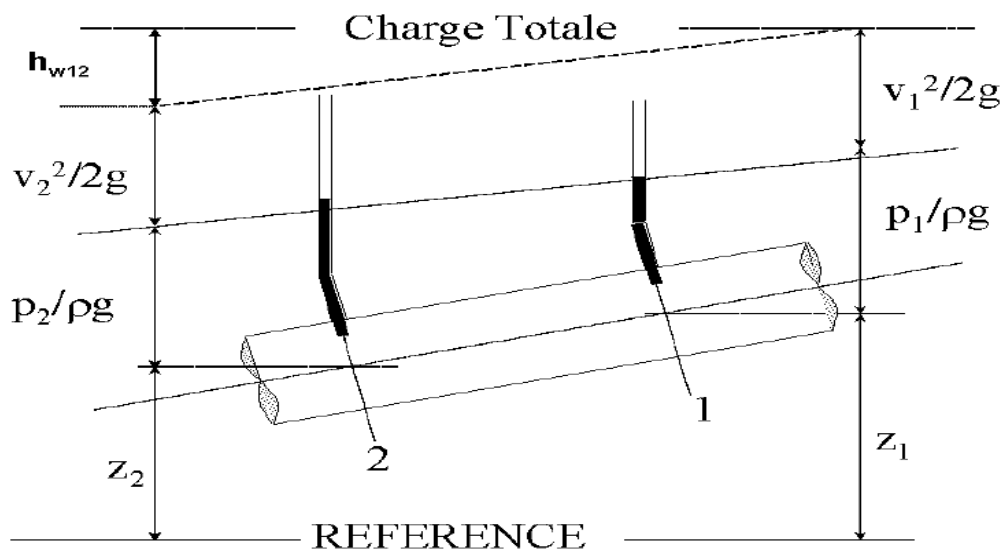


Figure 2-29 : Théorème de Bernoulli (fluide réel)

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

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + h_{w12} \dots\dots\dots(2-22)$$

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

VI. Pertes de charge [13]

Le fluide réel et incompressible suppose l'existence de forces élémentaire de frottement visqueux $d\tau$ qui contribue dans l'équation de bilan par un travail négatif et donner naissance à des pertes de charges.

VI.1 Pertes de Charge Singulières

Quand la conduite subit de brusque variation de section ou de direction, il se produit des pertes de charges dites singulières, elles sont généralement mesurable et font partie des caractéristiques de l'installation. On les exprime par:

$$\Delta H_S = \xi \frac{V_m^2}{2g} \dots\dots\dots (2-23)$$

ξ : Coefficient (sans unité) de pertes de charge. Il dépend de la nature et de la géométrie de l'accident de forme.

V_m : Vitesse moyenne du liquide.

VI.2 Pertes de Charge linéaires

Les pertes de charges linéaires, sont des pertes de charge réparties régulièrement le long des conduites. En chaque point d'un écoulement permanent, les caractéristiques de l'écoulement sont bien définies et ne dépendent pas du temps.

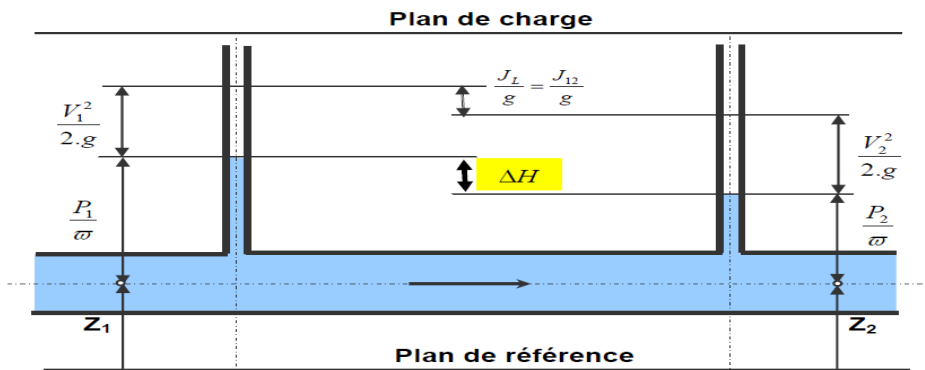


Figure 2-30 : Représentation graphique de l'écoulement.

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

Les pertes de charge linéaires sont proportionnelles à la longueur L de la conduite, inversement proportionnelles à son diamètre d , proportionnelle au carré de la vitesse débitante V du fluide.

$$\Delta H_L = \lambda \frac{v_m^2}{2g} \frac{L}{D} \dots\dots\dots (2-24)$$

Ou : $J_L = \Delta H_L / L = \lambda \frac{v_m^2}{2gD}$

Avec :

λ : 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]

J_L : perte de charge part unité de longueur.

VII. Diagramme de Moody

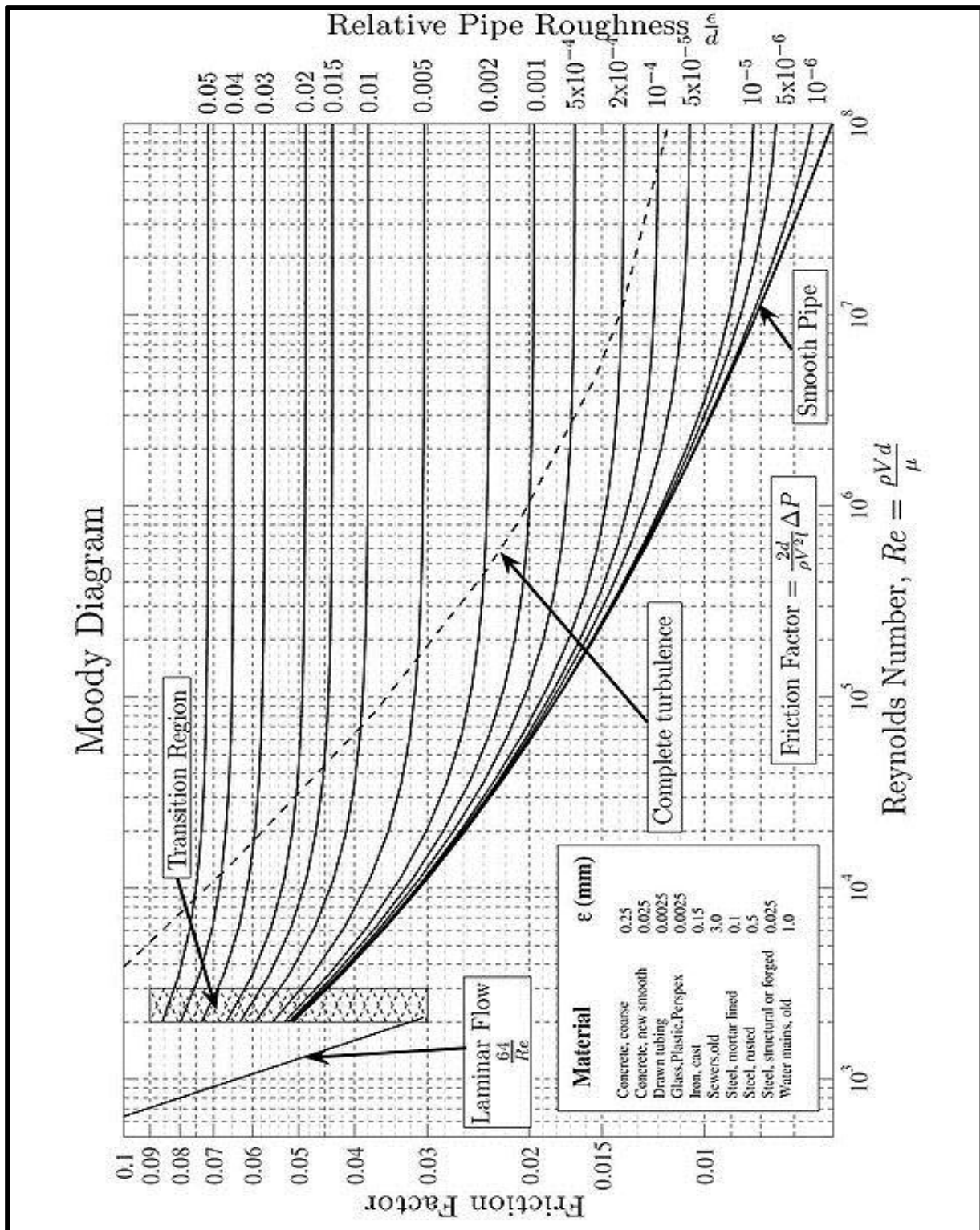


Figure 2-31 : Diagramme de Moody.

VIII. Fonctionnement d'une pompe sur une conduite [8] :

Dans le cas général une pompe est placée à l'extrémité d'une conduite forcée. Le fonctionnement d'une telle machine est influencé simultanément par la caractéristique de la conduite et par celle de la génératrice ou du moteur. En d'autres termes, le fonctionnement d'une pompe de caractéristique connue est déterminé par deux facteurs :

Un facteur hydraulique, caractéristique de la conduite forcée.

Un facteur mécanique, caractéristique du moteur ou du générateur accouplé à la roue.

La vitesse de rotation de la pompe est maintenue constante par le synchronisme du moteur qui entraîne le rotor.

Le point de fonctionnement M de la pompe est obtenu par l'intersection de la caractéristique $H=f(q_v)$ de la pompe et celle de la conduite (voir fig 2.32). Cela signifie qu'à ce point, il y a équilibre entre la génération de puissance de la pompe et la consommation d'énergie requise pour surmonter le liquide dans le système de tuyaux.

Cela génère le débit minimale que la pompe peut produire qu'il ne faut pas le dépasser.

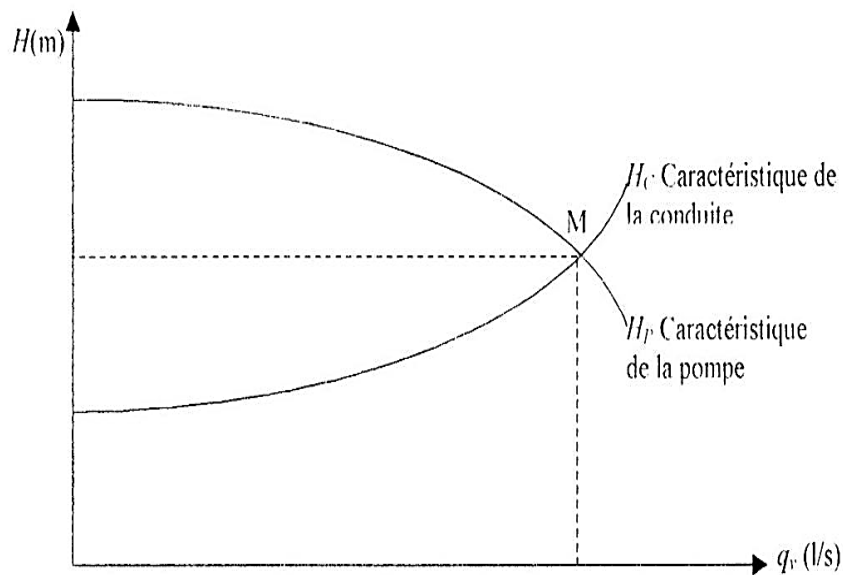


Figure 2-32 : Point de fonctionnement d'une pompe

IX. Types de conduites:

Il existe plusieurs types des conduites utilisées dans le circuit d'alimentation des stations de pompage d'eau

➤ **Tuyaux en Fonte ductile [14] :**

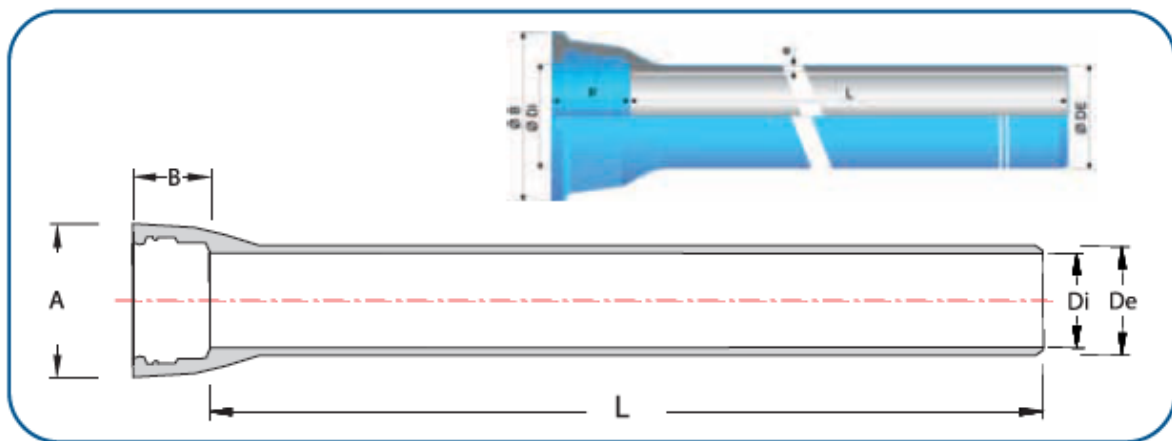
Propriétés de la fonte ductile :

La fonte est un alliage de fer-carbone-silice. En subissant 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 (à graphite sphéroïdale).



Figure2-33 : Tuyau en fonte ductile

Caractéristiques dimensionnelles



Les tubes en fonte ductile sont proposés dans la gamme ci-dessous :

Tableau : Gamme des tubes en fonte ductile

DN mm	L	e épais. Fonte	DE	DI	P	Dia B.	Déviati on agulaire admise	Masse moyenne par tuyau	PFA
80	6	4,8	98	101	90	168	5°	76,5	64
100	6	4,8	118	121	92	189	5°	93,2	64
150	6	5	170	173	98	243	5°	141,3	62
200	6	5,4	222	225	104	296	4°	198,3	50
250	6	5,8	274	277	104	353	4°	261,1	43
300	6	6,2	326	329	105	410	4°	329,8	40
350	6	6,3	378	381	108	465	3°	407,6	35
400	6	6,5	429	432	110	517	3°	475,7	32
450	6	6,9	480	483	113	575	3°	562,0	30
500	6	7,4	532	535	115	630	3°	659,3	30
600	6	8,6	635	638	120	739	3°	894,7	30

PFA : Pression de Fonctionnement admissible

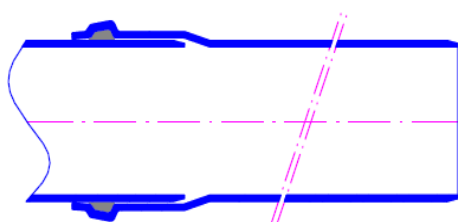
Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

➤ Tuyaux en PVC [15]

Les tubes PVC Compact destinés à l'assainissement sont pré-manchonnés à joint caoutchouc et commercialisés en longueurs de 6 m ou 5.8 m hors tout pour livraison en conteneur 20 pieds. Ils sont de couleur gris clair.

Trois classes de tubes sont proposées en fonction des valeurs de module de rigidité à satisfaire : CR 8

KN/m², CR 4 KN/m² et CR 2 KN/m².



Série	CR8 ou CR4 ou CR2
Longueur	6m ou 5.8m
Couleur	Gris clair
Assemblage	Joint ST en EPDM

DIMENSIONS DES TUBES

Les tubes PVC assainissement sont proposés dans la gamme ci-dessous :

Tableau : Gamme des tubes des tubes en PVC

Diamètre Extérieur (mm)	(CR8) – SDR 34		(CR4) – SDR 41		(CR2) – SDR 52	
	Ep. nominale (mm)	Charges (daN/m)	Ep. nominale (mm)	Charges (daN/m)	Ep. nominale (mm)	Charges (daN/m)
110	3.0	1400	3.0	1400		
125	3.7	2500	3.0	1700		
160	4.7	3200	3.5	2100	3.2	1600
200	5.9	4950	4.7	3240	3.9	1800
250	7.3	7500	6.1	4320	4.9	2250
315	9.2	9200	7.7	5310	6.2	2835
355	10.4	11700	8.7	6100	7.0	3280
400	11.7	14830	9.8	6910	7.8	3600
450	13.2	15100	11.0	7350	8.8	4100
500	14.6	15500	12.3	9010	9.8	4500
630	18.4	17200	15.4	11340	12.3	5625

Les tubes de la classe CR2, sont réservés à l'assainissement gravitaire.

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

Les tubes de la classe CR4 ou CR8 sont utilisés en gravitaire et peuvent admettre une Pression Maximale de Service (PMS) de 5 bars à une Température Maximale de Service (TMS) de 25°C. La PMS est susceptible de détimbrage en fonction des paramètres température (>25°C) et de la nature du fluide.

➤ Tuyaux en PEHD [16]

Tubes PEHD utilisés dans l'adduction et la distribution de l'eau potable

Application(s)

Réseaux d'adduction et de distribution d'eau potable

Caractéristiques et normes de référence

- Tube lisse en PEHD 80 et PEHD 100
- Couleur : Noire avec des bandes de repérage bleues
- Norme : 12201 – 2
- Attestation de conformité sanitaire
- Marque de qualité : Tedj (IANOR)



Figure 2-34 : Tuyaux en PEHD

Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

Avantages

- Flexibilité et facilité de mise en œuvre
- Fiabilité et durabilité du réseau (durée de vie estimée à 50 ans)
- Etanchéité parfaite grâce aux techniques de soudage
- Faible pertes de charge et bonne résistance aux coups de bélier

Gamme

- Diamètres : 20 – 40 – 50 – 63 – 75 – 90 – 110 – 125 – 160 – 200 – 250 – 315 – 400 – 500 – 630 mm
- Pression : PN 10 et PN 16
- Longueur : en couronne de 100 m jusqu'au diamètre 63, en couronne de 50 pour les diamètres 75 – 90 – 110 mm, en barre droite de 12 m à partir du diamètre 125 mm

CODE	Ø PN 20 mm	EPAISSEUR mm
11 009 0901	90 + 0.6	10.1 + 1.2
11 009 1101	110 + 0.7	12.3 + 1.4
11 009 1251	125 + 0.8	14.0 + 1.6
11 009 1601	160 + 1.0	17.9 + 1.9
11 009 2001	200 + 1.2	22.4 + 2.4
11 009 2501	250 + 1.5	27.9 + 2.9
11 009 3151	315 + 1.9	35.2 + 3.7
11 009 4001	400 + 2.4	44.7 + 4.6
11 009 5001	500 + 3.0	55.8 + 5.7
11 009 6301	630 + 3.8	70.3 + 7.2



Chapitre 2 : Rappels des notions de mécanique des fluides et de l'hydraulique

■ Tubes PE 80

CODE	Ø PN 06 mm	EPAISSEUR mm
11 002 0201	20 + 0.3	2.0 + 0.3
11 002 0251	25 + 0.3	2.0 + 0.3
11 002 0321	32 + 0.3	2.0 + 0.3
11 002 0401	40 + 0.4	2.0 + 0.3
11 002 0501	50 + 0.4	2.4 + 0.4
11 002 0631	63 + 0.4	3.0 + 0.4
11 002 0751	75 + 0.5	3.6 + 0.5

CODE	Ø PN 10 mm	EPAISSEUR mm
11 003 0201	20 + 0.3	2.0 + 0.3
11 003 0251	25 + 0.3	2.0 + 0.3
11 003 0321	32 + 0.3	2.4 + 0.4
11 003 0401	40 + 0.4	3.0 + 0.5
11 003 0501	50 + 0.4	3.7 + 0.5
11 003 0631	63 + 0.4	4.7 + 0.6
11 003 0751	75 + 0.5	5.6 + 0.7

CODE	Ø PN 16 mm	EPAISSEUR mm
11 004 0201	20 + 0.3	2.3 + 0.4
11 004 0251	25 + 0.3	3.0 + 0.4
11 004 0321	32 + 0.3	3.6 + 0.5
11 004 0401	40 + 0.4	4.5 + 0.6
11 004 0501	50 + 0.4	5.6 + 0.7
11 004 0631	63 + 0.4	7.1 + 0.9
11 004 0751	75 + 0.5	8.4 + 1.0

■ Tubes PE 100

CODE	Ø PN 06 mm	EPAISSEUR mm
11 006 0901	90 + 0.6	3.5 + 0.5
11 006 1101	110 + 0.7	4.2 + 0.6
11 006 1251	125 + 0.8	4.8 + 0.6
11 006 1601	160 + 1.0	6.2 + 0.8
11 006 2001	200 + 1.2	7.7 + 0.9
11 006 2501	250 + 1.5	9.6 + 1.1
11 006 3151	315 + 1.9	12.1 + 1.4
11 006 4001	400 + 2.4	15.3 + 1.7
11 006 5001	500 + 3.0	19.1 + 2.1
11 006 6301	630 + 3.8	24.1 + 2.6

CODE	Ø PN 10 mm	EPAISSEUR mm
11 007 0901	90 + 0.6	5.4 + 0.7
11 007 1101	110 + 0.7	6.6 + 0.8
11 007 1251	125 + 0.8	7.4 + 0.9
11 007 1601	160 + 1.0	9.5 + 1.1
11 007 2001	200 + 1.2	11.9 + 1.3
11 007 2501	250 + 1.5	14.8 + 1.6
11 007 3151	315 + 1.9	18.7 + 2.0
11 007 4001	400 + 2.4	23.7 + 2.5
11 007 5001	500 + 3.0	29.7 + 3.1
11 007 6301	630 + 3.8	37.4 + 3.9

CODE	Ø PN 16 mm	EPAISSEUR mm
11 008 0901	90 + 0.6	8.2 + 1.0
11 008 1101	110 + 0.7	10.0 + 1.1
11 008 1251	125 + 0.8	11.4 + 1.3
11 008 1601	160 + 1.0	14.6 + 1.6
11 008 2001	200 + 1.2	18.2 + 2.0
11 008 2501	250 + 1.5	22.7 + 2.4
11 008 3151	315 + 1.9	28.6 + 3.0
11 008 4001	400 + 2.4	36.3 + 3.8
11 008 5001	500 + 3.0	45.4 + 4.7
11 008 6301	630 + 3.8	57.2 + 5.9

Figure 2-35 : Gamme des tubes en PEHD

X. Conclusion

On a cité dans ce chapitre des notions de la mécanique des fluides qui nous aident à mieux comprendre le réseau des pompes et ses caractéristiques et le réseau des conduites afin de calculer le point de fonctionnement de la station de pompage de l'hôtel « Les Zianides ».

Chapitre 03

Calcul de la station de pompage d'eau

Introduction

Avant d'aborder les calculs de l'installation, le réseau hydraulique choisi doit être conçu de manière à permettre l'alimentation en eau de l'ensemble des usagers en toutes circonstances. Les réseaux de distribution peuvent être classés comme suit (figure3-1) :

❖ Réseaux ramifiés

C'est un réseau constitué par des ramifications successives à partir d'une conduite principale qui se divise en plusieurs conduites secondaires. Dans un tel réseau, l'écoulement s'effectue toujours dans le même sens; à partir du réservoir vers les extrémités.

Son avantage réside dans le fait que le sens d'écoulement est connu. Ce qui permet une meilleure maîtrise du fonctionnement et l'exploitation.

❖ Réseaux maillés

Ce type de réseau est constitué d'une série de tronçons disposés de telle manière qu'il soit possible de décrire une ou plusieurs boucles fermées en suivant son tracé.

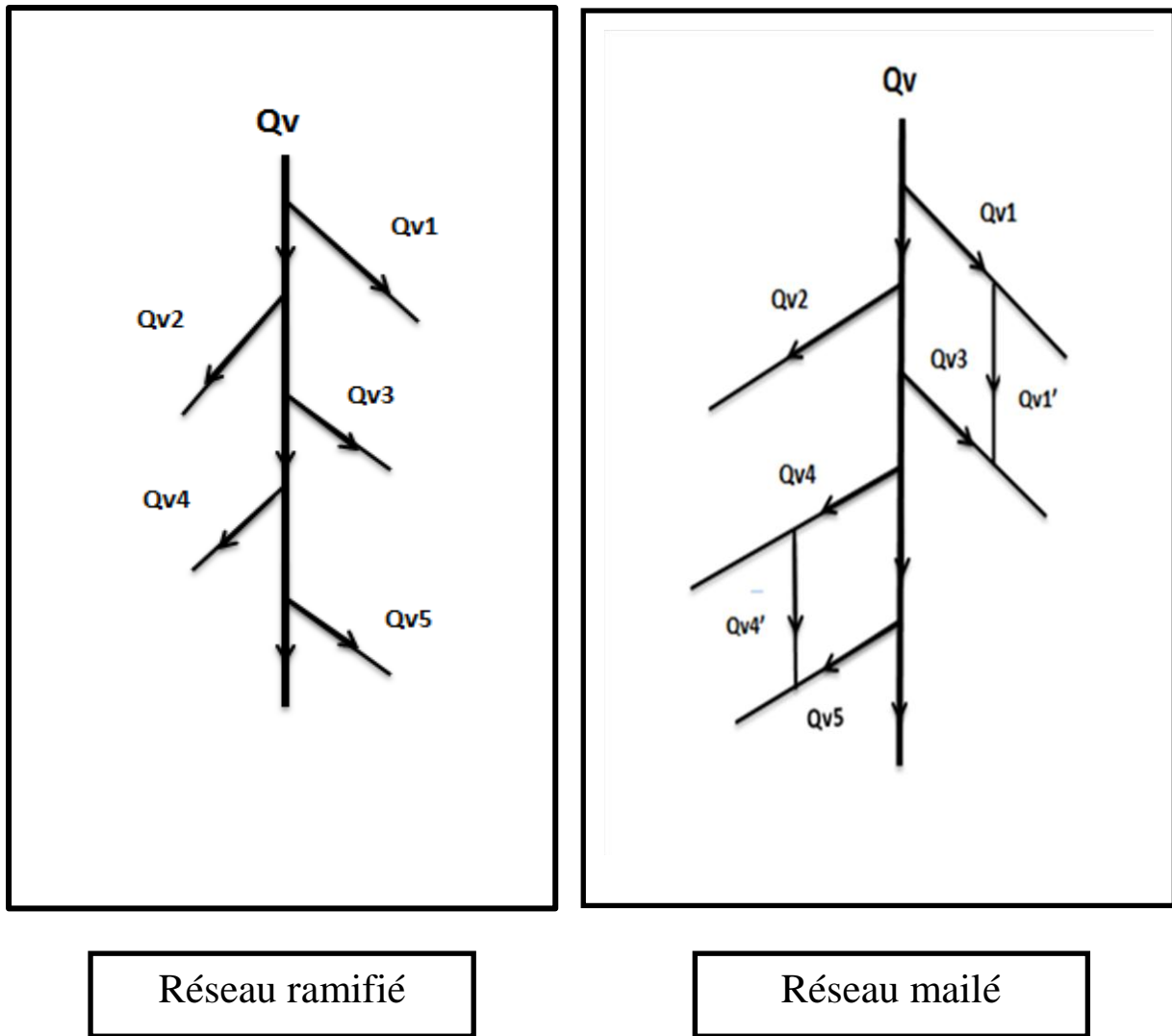


Figure 3-1: Types de réseaux hydrauliques

Pour ce qui nous concerne, notre installation est composée de plusieurs réseaux hydrauliques, du type ramifié et de plusieurs pompes placées en parallèles.

Pour le calcul de la station de pompage, pour déterminer le point de fonctionnement P_F , nous avons besoin

- des caractéristiques des pertes de charge des conduites
- des caractéristiques des pompes utilisées

Nous allons d'abord commencer par présenter les différents réseaux de distribution d'eau potable et les pompes utilisées. Pour se faire nous allons tout d'abord, classer les différentes stations de pompage, comme suit :

I. Présentation de la station de pompage1 SP1 Installation de l'eau potable+ eau chaude

❖ **Installation de l'eau potable**

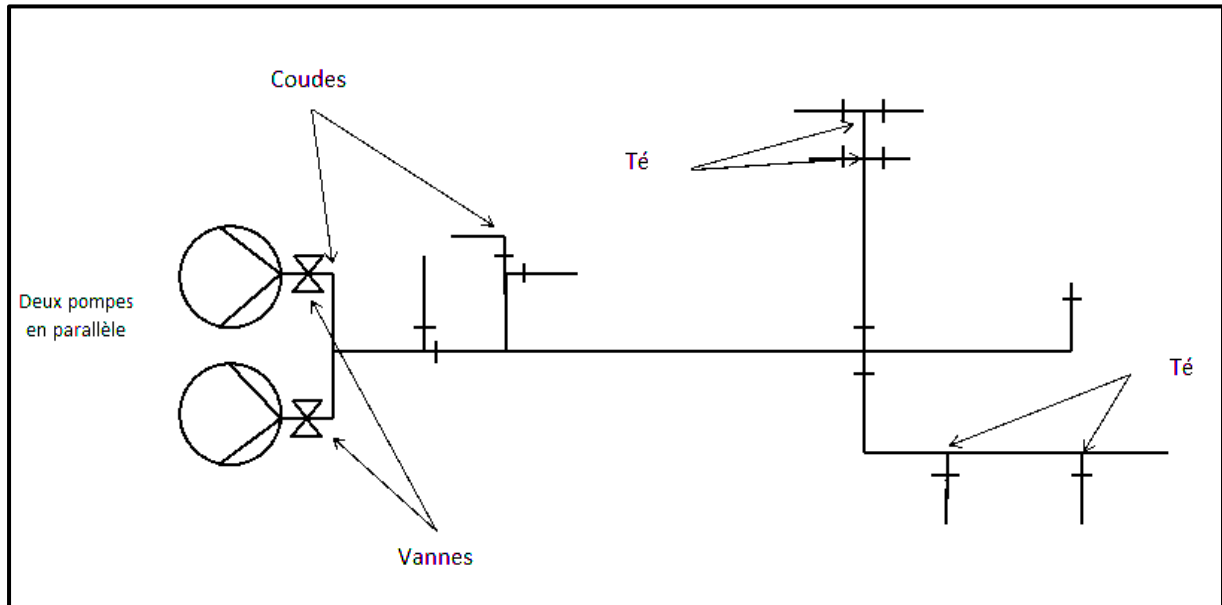


Figure 3-2 : Installation hydraulique concernant l'eau potable

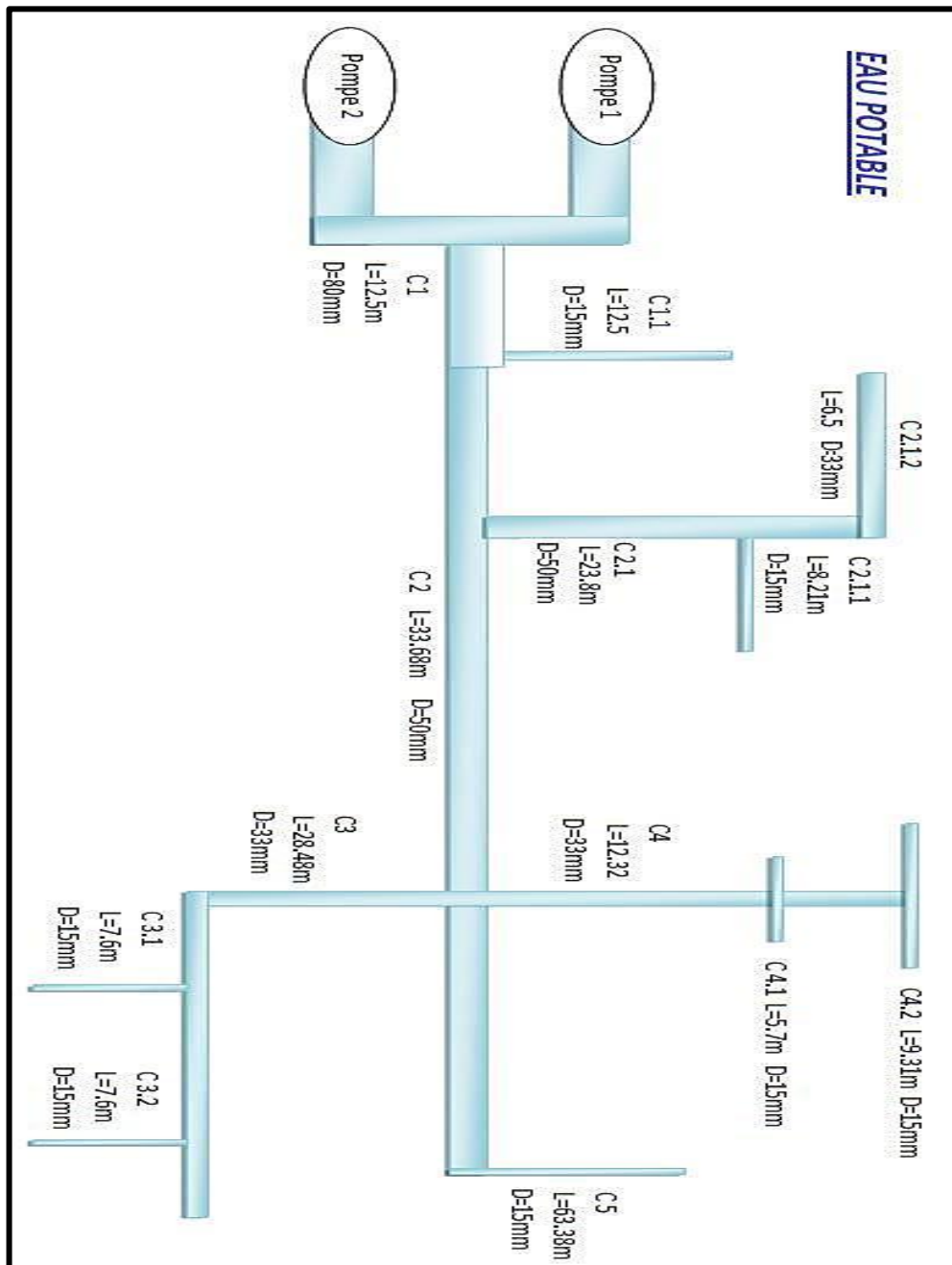


Figure3-3 : Schéma de l'installation de l'eau potable

Chapitre 3 : Calcul de la station de pompage

A la sortie des deux pompes les deux conduites se rejoignent pour former une seule conduite C1 de longueur 12,5 m de diamètre 80 mm, de cette conduite on alimente les sanitaires par la conduite C1.1 de longueur 12,5 m de diamètre 15mm.

- En deuxième lieu on revient à la conduite principale qu'on nomme maintenant la conduite C2 qui a une longueur de 33,68 m et un diamètre de 50 mm, qui va à son tour alimenter le patio C2.1.1 et le bar C2.1.2.

- La conduite C3 alimente les vestiaires et sanitaires des employés hommes et femmes. La conduite C4 va alimenter respectueusement la cuisine conduite C4.1 et la salle à manger du personnel conduite C4.2.

- La conduite C5 de longueur 63,38 m et de diamètre 15 mm alimente la piscine de 500 m³.

❖ Installation de l'eau chaude

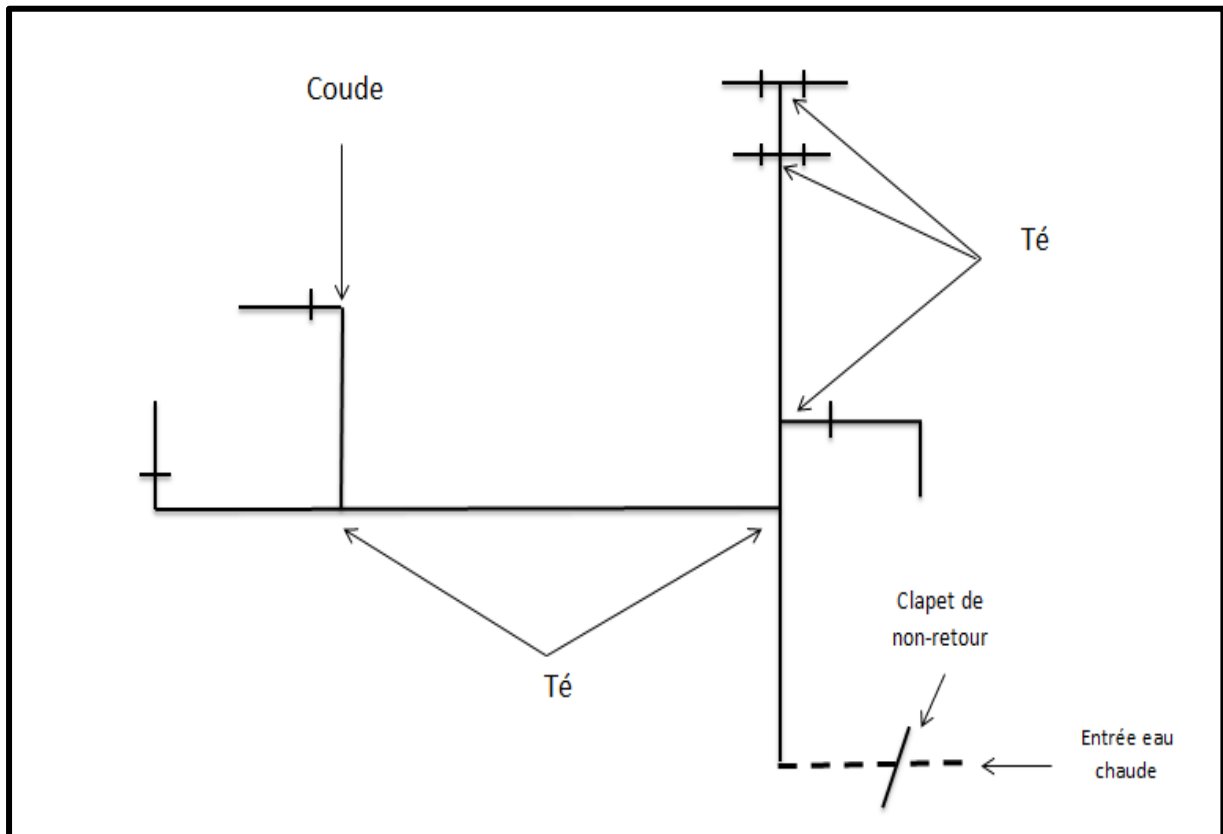


Figure3-4: Installation hydraulique de l'eau chaude

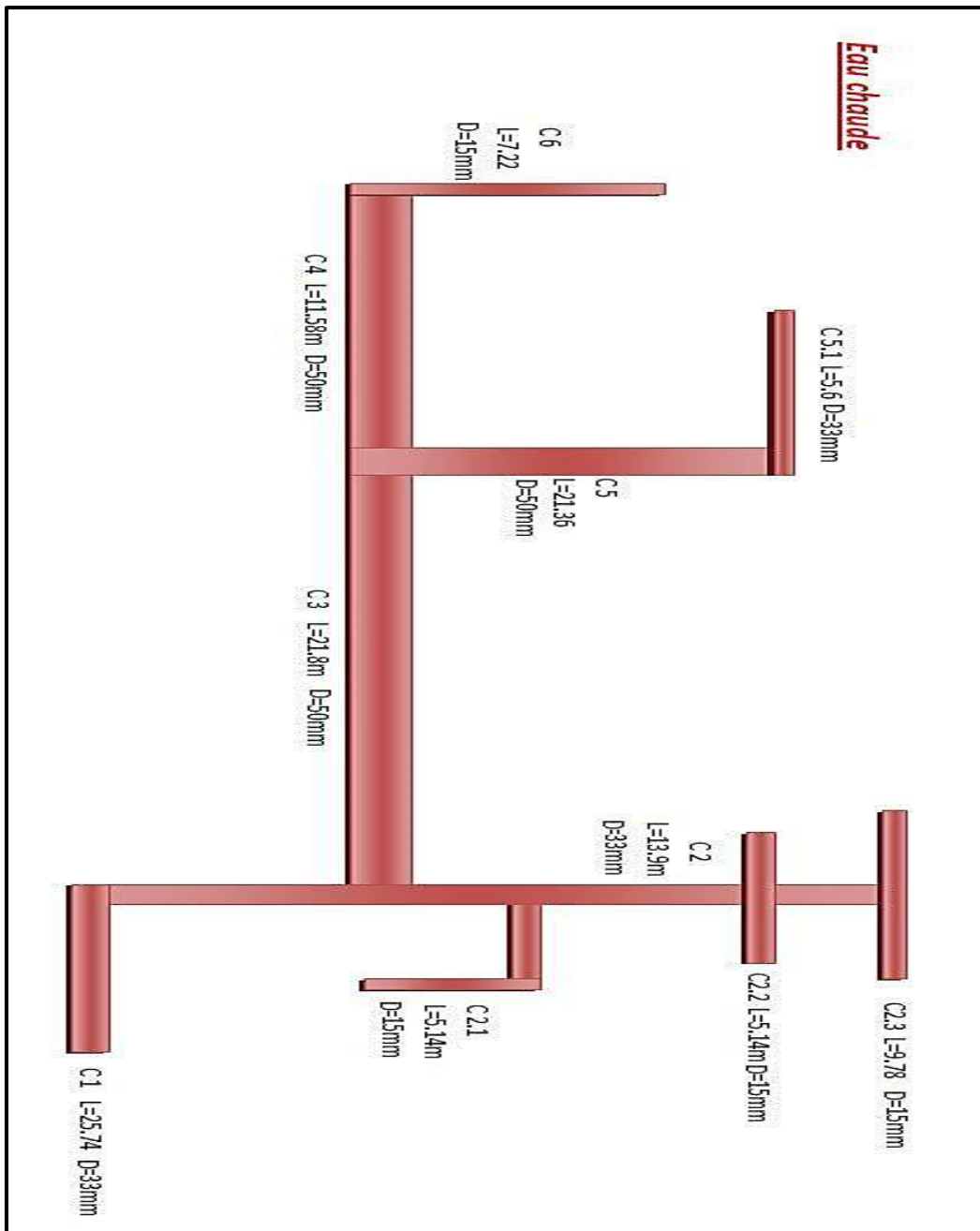


Figure 3-5: Schéma de l'installation de l'eau chaude

Chapitre 3 : Calcul de la station de pompage

A la sortie de la chaudière la conduite C1 de longueur 25,74 m et de diamètre 33 mm, on va vers la distribution de cette eau conduite C2 de longueur 13,9m et de diamètre 33 mm.

- Premièrement vers les sanitaires des employés la conduite C 2.1 puis vers le restaurant avec différents services les conduites C2.2 et C2.3.

- La conduite C3 de longueur C3 de longueur 21.8m et de diamètre 50mm va traverser le bâtiment pour alimenter en eau chaude le bar conduite C5 de longueur 21,36 m de diamètre 50 mm et C5.1 de longueur 5,6 m et de diamètre 33 mm. Pour enfin partir vers les sanitaires avec la conduite C4 de longueur 11,58 m et de largeur 50 mm pour la distribution en eau dans les sanitaires conduite C6 de longueur 7,22 m et de diamètre 15 mm.

I.1 Caractéristiques des pertes de charge linéaires et singulières

❖ Caractéristiques des pertes de charge linéaires et singulières pour l'eau potable

- Calcul des pertes de charges

Les pertes de charges linéaires J_L : sont données par la relation $J_L = \frac{V_m^2}{2g} \frac{L}{D}$.

Elles sont déterminées à partir des tables des pertes de charges dans les conduites pour un débit donné et un diamètre donné (voir annexes). Les canalisations sont fabriquées en acier galvanisé avec la rugosité absolue $k=0,1\text{mm}$.

Les pertes de charges singulières J_S : Pour une conduite sont données par :

$$J_S = \xi \frac{V_m^2}{2g}$$

ξ : Le coefficient de perte de charge singulière est déterminé à partir de table des pertes de charges des accessoires de tuyauterie (ANNEXE II).

Chapitre 3 : Calcul de la station de pompage

La caractéristique des pertes de charge de la conduite Hc comprend les pertes de charge totales $\sum J$.

$\varnothing = 80\text{mm} ; L=12,5 \text{ m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	3,51	5,02	7,53	9,29	10,80
J (m)	0,1043	0,2012	0,425	0,637	0,85
$\sum J$ (m)	0,116	0,226	0,482	0,724	0,967
Hc (m)	0,116	0,226	0,482	0,724	0,967
$\varnothing = 15\text{mm} ; L=12,59\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,086	0,163	0,258	0,344	0,430
J (m)	1,53	2,05	3,24	4,33	5,37
$\sum J$ (m)	1,545	2,105	3,37	4,574	5,75
Hc (m)	1,545	2,105	3,37	4,574	5,75

$\varnothing = 50\text{mm} ; L=33,68\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,785	1,374	1,963	2,945	4,221
J (m)	0,181	0,505	0,976	2,088	4,44
$\sum J$ (m)	0,1924	0,5399	1,047	2,225	4,72
Hc (m)	0,1924	0,5399	1,047	2,225	4,72

$\varnothing = 50\text{mm} ; L=23,8\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	1,079	1,570	2,258	3,337	4,025
J (m)	0,228	0,4569	0,897	1,877	2,66
$\sum J$ (m)	0,304	0,652	1,301	2,760	3,945
Hc (m)	0,304	0,652	1,301	2,760	3,945

Chapitre 3 : Calcul de la station de pompage

$\varnothing = 15\text{mm} ; L=8,21\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,946	0,181	0,258	0,318	0,430
J (m)	3,63	1,208	2,371	3,545	6,33
ΣJ (m)	2,722	1,54	3,059	4,591	8,24
Hc (m)	2,722	1,54	3,059	4,591	8,24
$\varnothing = 33\text{mm} ; L=6,5\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,443	0,621	1,552	1,995	2,217
J (m)	0,0825	0,153	0,8690	1,404	1,722
ΣJ (m)	0,0952	0,177	1,025	1,662	2,040
Hc (m)	0,0952	0,177	1,025	1,662	2,040

$\varnothing = 33\text{mm} ; L=10,41\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,266	0,532	0,975	1,330	2,128
J (m)	0,052	0,1852	0,575	1,0357	2,557
ΣJ (m)	0,068	0,2494	0,790	1,37	3,58
Hc (m)	0,068	0,2494	0,790	1,437	3,58

$\varnothing = 33\text{mm} ; L=12,32\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,266	0,532	0,975	1,330	2,128
J (m)	0,0619	0,221	0,6805	1,226	3,027
ΣJ (m)	0,0733	0,263	0,834	1,5126	3,760
Hc (m)	0,0733	0,263	0,834	1,5126	3,760

$\varnothing = 33\text{mm} ; L=18,07\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,266	0,532	0,975	1,330	2,128
J (m)	0,0908	0,3216	0,998	1,799	4,439
ΣJ (m)	0,0943	0,335	1,044	1,885	4,65
Hc (m)	0,0943	0,335	1,044	1,885	4,65

Chapitre 3 : Calcul de la station de pompage

$\varnothing = 50\text{mm} ; L=63,38\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,310	0,709	1,153	1,552	1,818
J (m)	0,421	1,924	4,804	8,473	11,49
$\sum J$ (m)	0,425	1,944	4,868	8,590	11,65
Hc (m)	0,425	1,944	4,868	8,590	11,65
$\varnothing = 15\text{mm} ; L=5,7\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,0516	0,129	0,172	0,258	0,413
J (m)	0,0845	0,44	0,765	1,648	4,064
$\sum J$ (m)	0,199	0,511	0,892	1,934	4,797
Hc (m)	0,199	0,511	0,892	1,934	4,797

$\varnothing = 15\text{mm} ; L=9,31\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,0516	0,129	0,172	0,258	0,413
J (m)	0,138	0,73	1,250	2,692	6,63
$\sum J$ (m)	0,149	0,795	1,377	2,978	7,363
Hc (m)	0,149	0,795	1,377	2,978	7,363

$\varnothing = 15\text{mm} ; L=7,6\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,0516	0,129	0,172	0,258	0,413
J (m)	0,112	0,59	1,020	2,19	5,419
$\sum J$ (m)	0,123	0,661	1,147	2,986	6,152
Hc (m)	0,123	0,661	1,147	2,986	6,152

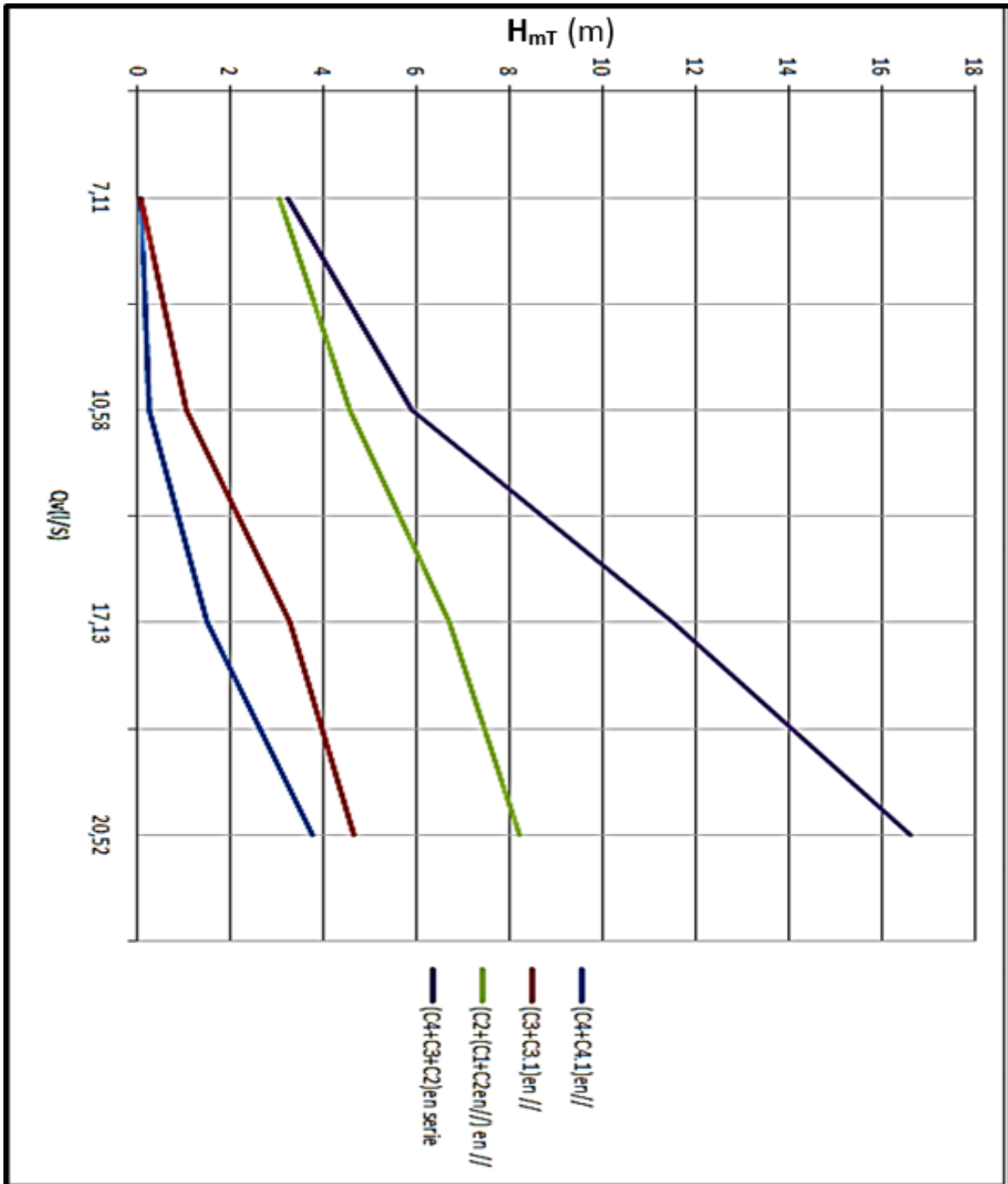


Figure 3-6: Résultante des trois canalisations principales en série de l'installation de l'eau potable

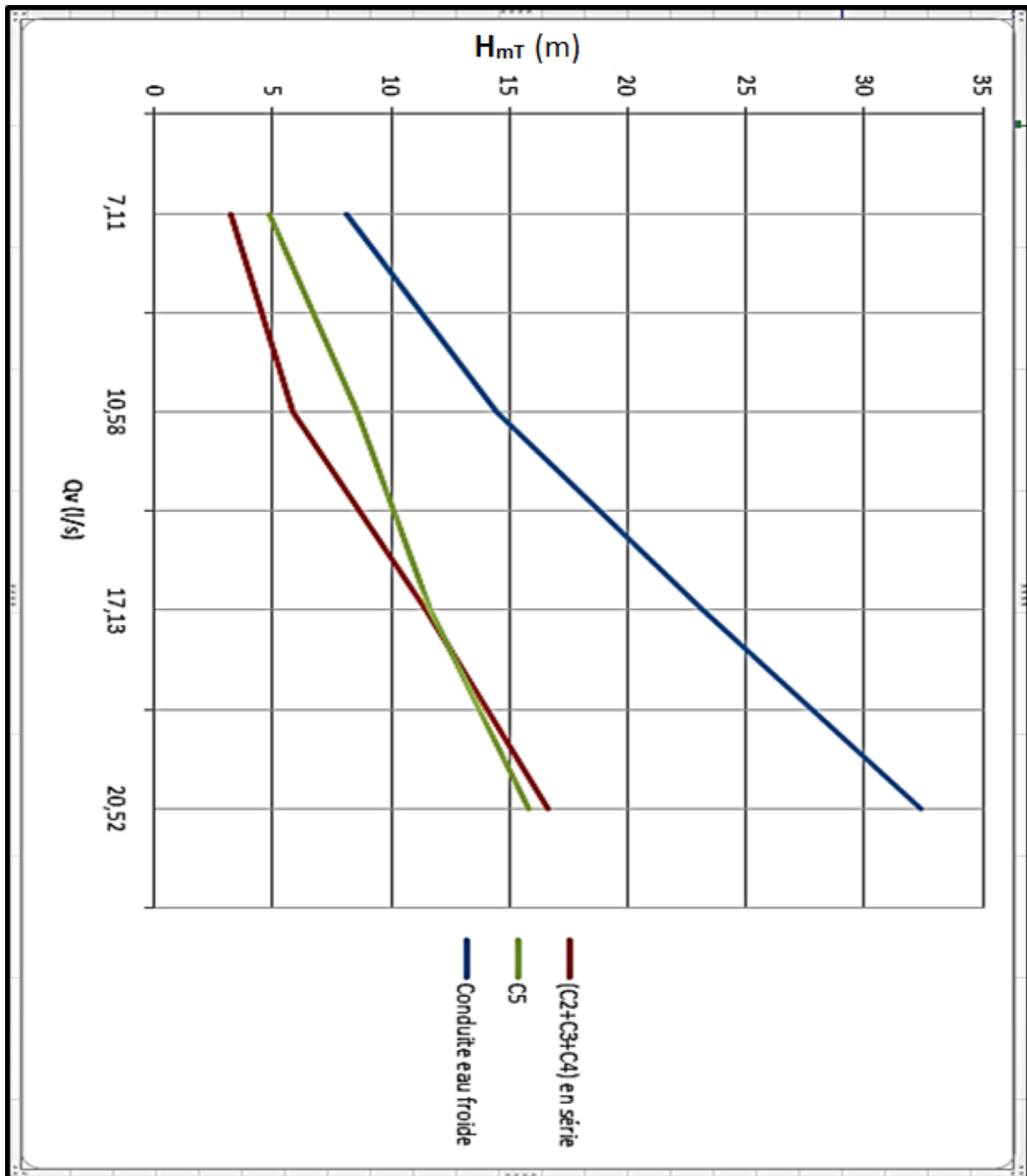


Figure 3-7 : Résultante de la conduite finale de l'installation de l'eau potable

Chapitre 3 : Calcul de la station de pompage

❖ Caractéristiques des pertes de charge linéaires et singulières pour l'eau chaude

$\varnothing = 33\text{mm} ; L=25,74\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,266	0,532	0,975	1,773	2,128
J (m)	0,129	0,4581	1,421	4,447	6,324
ΣJ (m)	0,130	0,463	1,438	4,504	6,406
Hc (m)	0,130	0,463	1,438	4,504	6,406
$\varnothing = 33\text{mm} ; L=13,9\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,266	0,532	0,975	1,773	2,128
J (m)	0,070	0,249	0,772	2,419	3,439
ΣJ (m)	0,0814	0,294	0,926	2,928	4,172
Hc (m)	0,0814	0,294	0,926	2,928	4,172

$\varnothing = 15\text{mm} ; L=4,11\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,086	0,163	0,258	0,344	0,430
J (m)	0,152	0,501	1,187	2,059	3,171
ΣJ (m)	0,171	0,569	1,359	2,364	3,648
Hc (m)	0,171	0,569	1,359	2,364	3,648

$\varnothing = 15\text{mm} ; L=5,41\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,086	0,163	0,258	0,344	0,430
J (m)	0,2001	0,660	1,564	2,714	4,17
ΣJ (m)	0,219	0,728	1,736	3,019	4,64
Hc (m)	0,219	0,728	1,736	3,019	4,64

Chapitre 3 : Calcul de la station de pompage

$\varnothing = 15\text{mm} ; L=9,78\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,086	0,163	0,258	0,344	0,430
J (m)	0,361	1,19	2,82	4,90	7,54
$\sum J$ (m)	0,380	1,258	2,992	5,20	8,01
Hc (m)	0,380	1,258	2,992	5,20	8,01

$\varnothing = 50\text{mm} ; L=21,8\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,785	1,374	1,963	2,945	3,632
J (m)	0,118	0,327	0,634	1,359	2,020
$\sum J$ (m)	0,1465	0,414	0,812	1,760	2,63
Hc (m)	0,1465	0,414	0,812	1,760	2,63
$\varnothing = 50\text{mm} ; L=11,58\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0.785	1.374	1.963	2.945	3.632
J (m)	0.063	0.173	0.336	0.7214	1.073
$\sum J$ (m)	0.0911	0.259	0.515	1.122	1.683
Hc (m)	0.0911	0.259	0.515	1.122	1.683

$\varnothing = 33\text{mm} ; L=15.6\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0.266	0.532	0.975	1.33	1.773
J (m)	0.0784	0.277	0.861	1.55	2.695
$\sum J$ (m)	0.0818	0.2907	0.907	1.63	2.847
Hc (m)	0.0818	0.2907	0.907	1.63	2.847

$\varnothing = 15\text{mm} ; L=7.22\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0.086	0.163	0.258	0.344	0.430
J (m)	0.267	0.88	2.08	3.617	5.566
$\sum J$ (m)	0.272	0.898	2.12	3.698	5.693
Hc (m)	0.272	0.898	2.12	3.698	5.693

I.2 Caractéristiques des pompes placées en parallèle

Tableau caractéristique d'une pompe utilisée dans l'installation :

HMT(m)	103	100	98	92	86	80	65	40
q _v (l/min)	50	100	150	200	250	300	400	500

Tableau caractéristique des deux pompes en parallèle utilisées dans l'installation :

HMT(m)	103	100	98	92	86	80	65	40
q _v (l/min)	100	200	300	400	500	600	800	1000

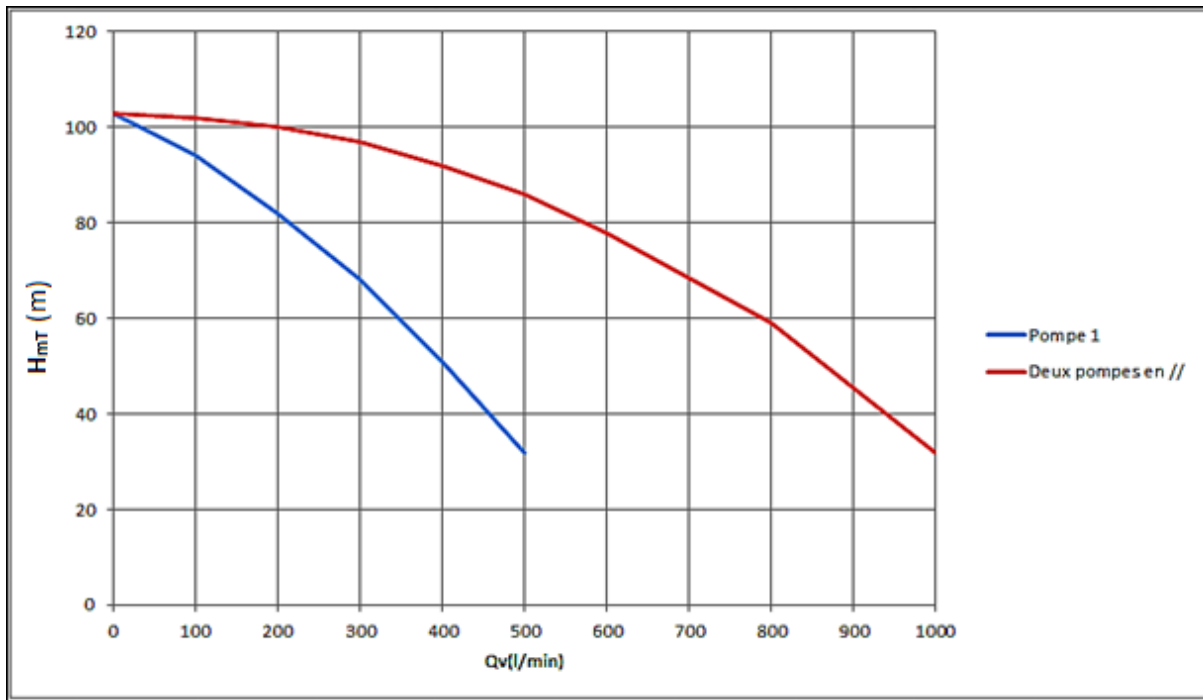


Figure 3-8 : Courbe caractéristique des deux pompes en parallèle

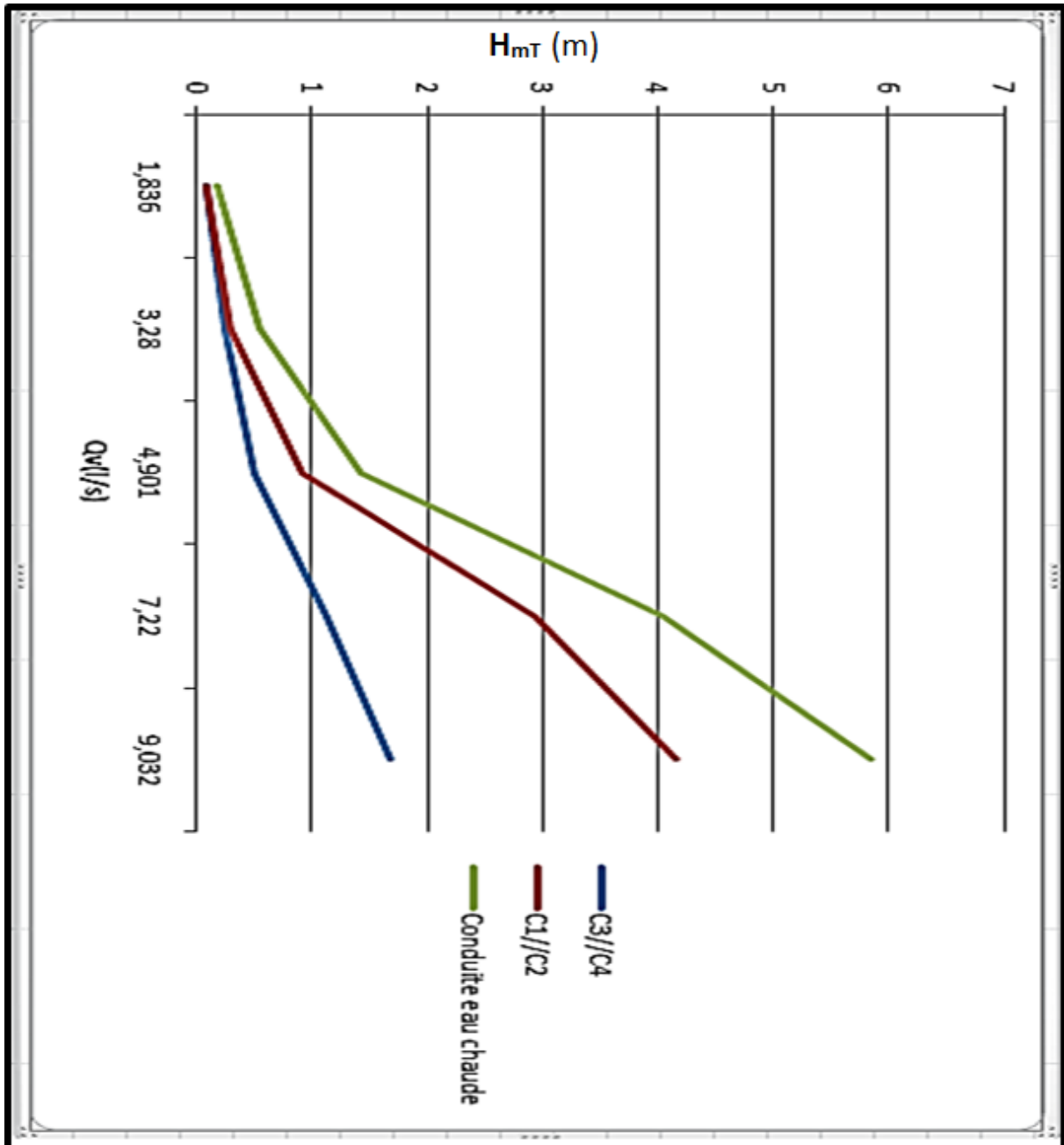


Figure 3-9 : Résultante de l'installation de l'eau chaude

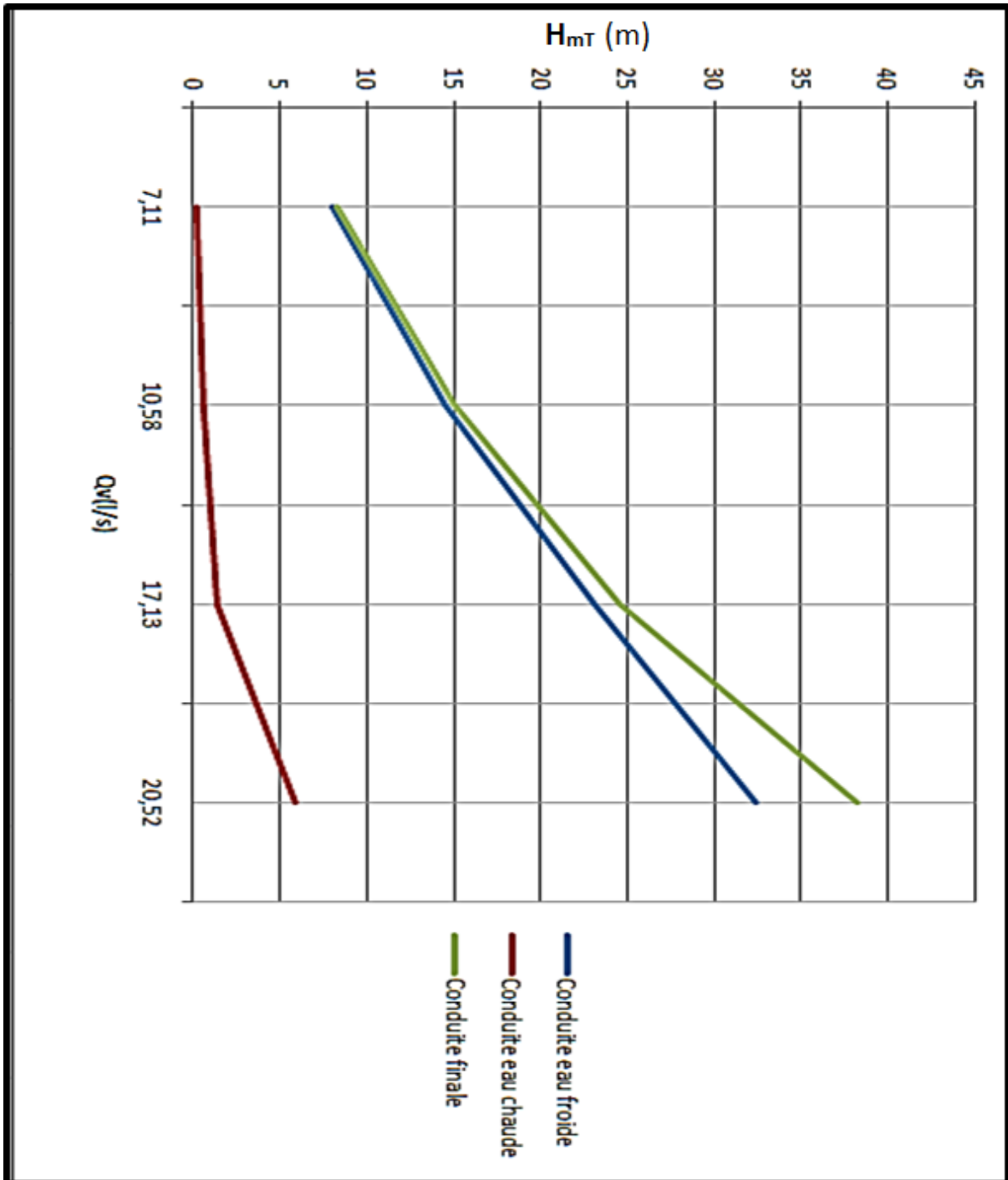


Figure 3-10: Résultante de la conduite finale de l'eau potable et l'eau chaude

I.3 Détermination du point de fonctionnement P_{F1} de la station de pompage

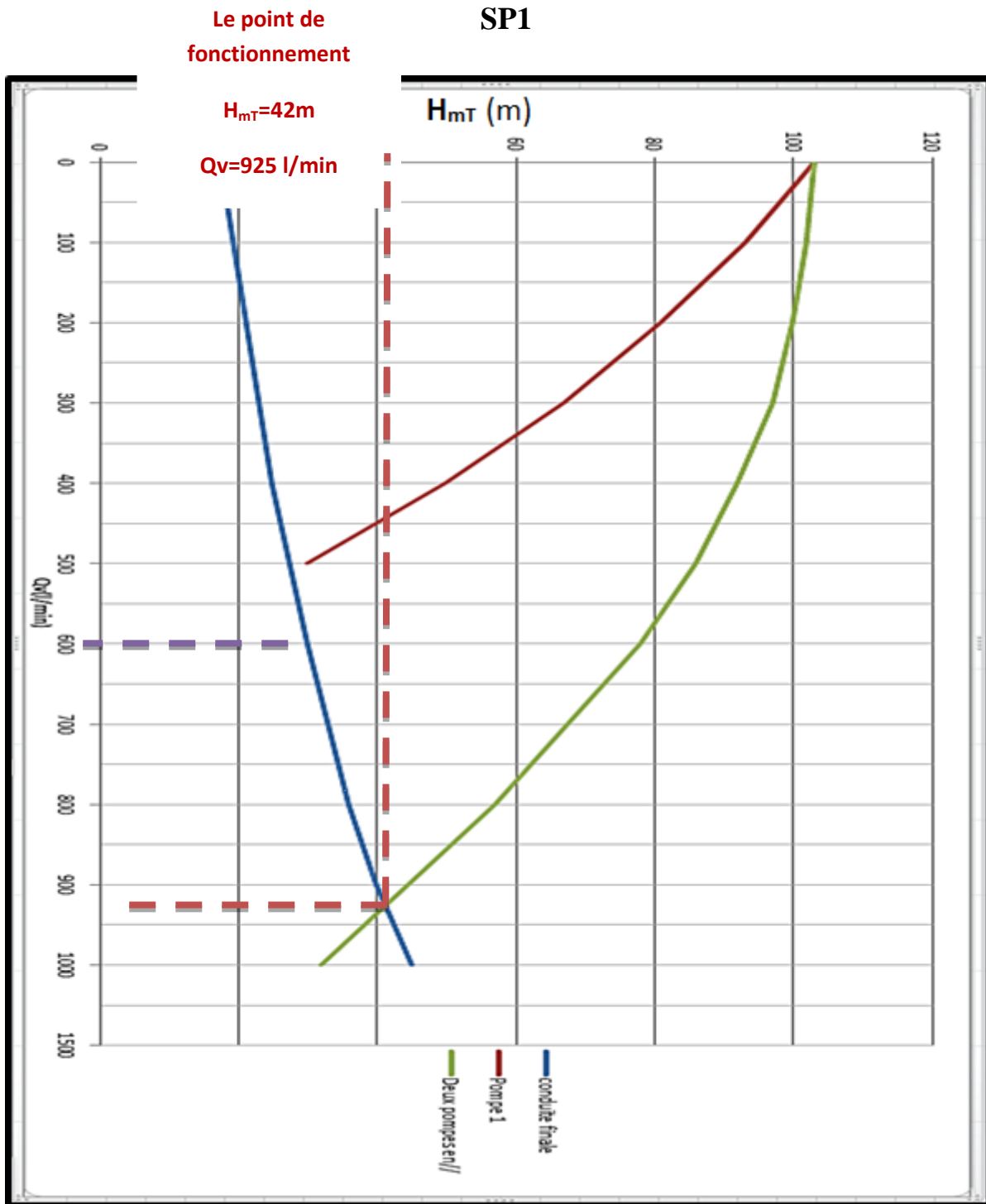


Figure 3-11 : Résultante de deux pompes en parallèle avec la conduite finale de l'eau froide et chaude

II. Présentation de la station de pompage2 SP2 des chasses d'eau

❖ Installation de la chasse d'eau+ incendie

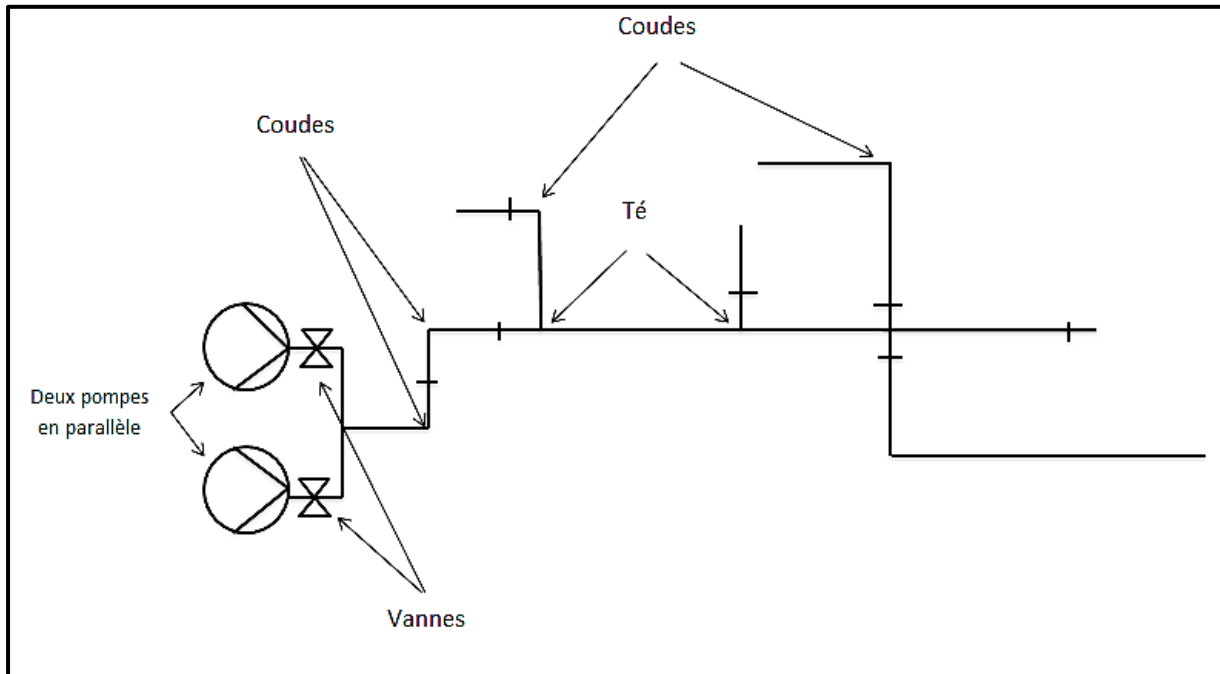


Figure 3-12 : Installation hydraulique concernant les chasses d'eau

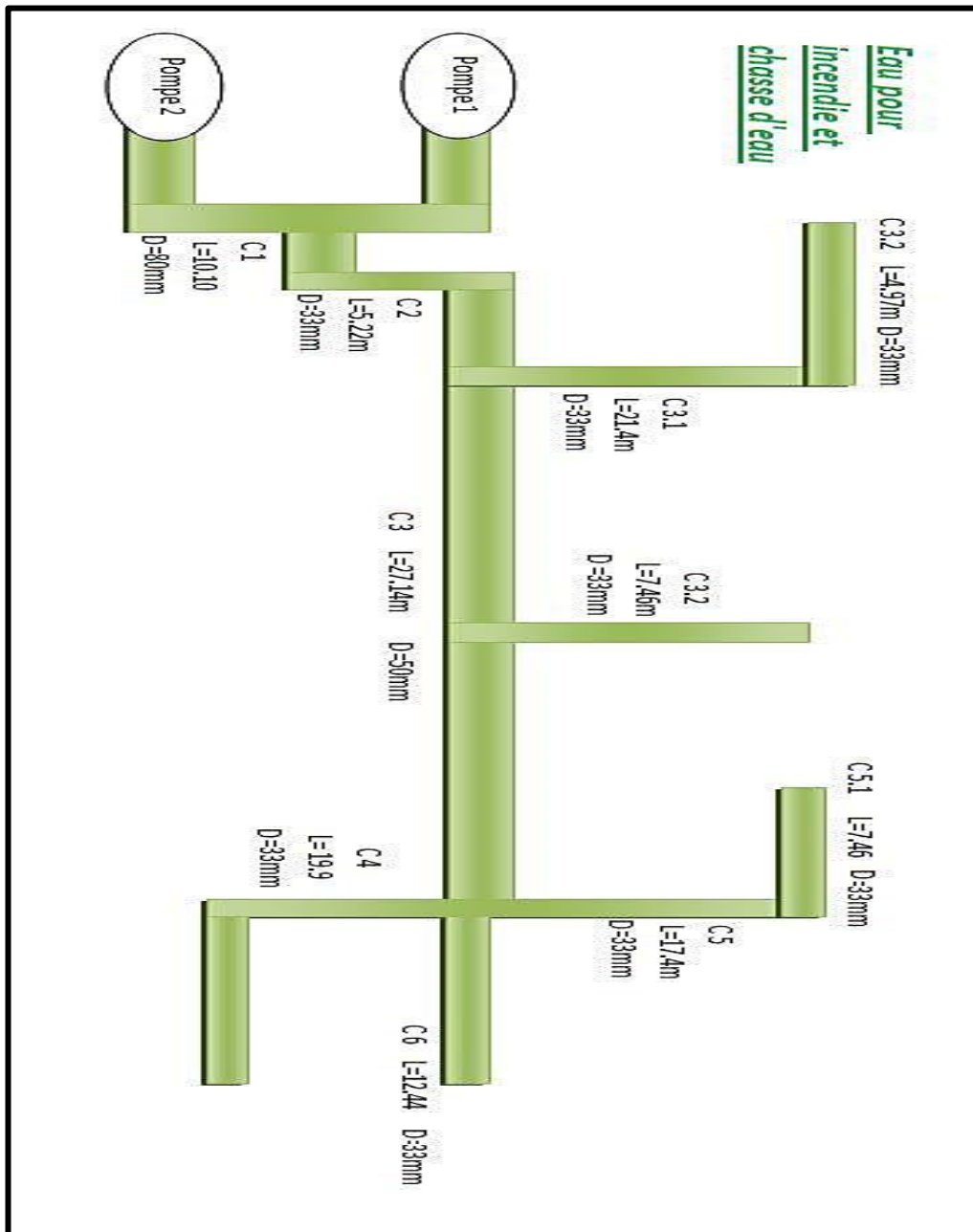


Figure 3-13 : Schéma de l'installation de l'eau pour l'incendie et chasse d'eau

Chapitre 3 : Calcul de la station de pompage

A la sortie des deux pompes on a la conduite C1 de longueur 10,10 m et de diamètre 80 mm, la conduite C2 de longueur 5,22 m et de diamètre 50 mm va nous permettre de changé de direction, la conduite C3 de longueur 27.14 m de diamètre 50 mm va permettre la distribution pour le bar les conduite C3.1 et C3.2 puis la conduite C3.3 va permettre la distribution pour le salon ,la conduite C5 va permettre la distribution en eau pour le service de restauration , la conduite C4 la distribution pour les locaux lingerie bagagerie et sanitaires .

II.1 Caractéristiques des pertes de charge linéaires et singulières

$\varnothing = 80\text{mm} ; L=10,10\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	3,51	5,02	7,53	9,29	10,80
J (m)	0,0843	0,1628	0,3460	0,5159	0,6868
ΣJ (m)	0,096	0,220	0,4033	0,6031	0,8046
Hc (m)	0,096	0,220	0,4033	0,6031	0,8046

$\varnothing = 15\text{mm} ; L=5,22\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,086	0,163	0,258	0,344	0,430
J (m)	0,1943	0,636	1,5096	2,6188	4,028
ΣJ (m)	0,2134	0,704	1,6816	2,924	4,505
Hc (m)	0,2134	0,704	1,6816	2,924	4,505

$\varnothing = 50\text{mm} ; L=27,14\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,785	1,374	1,963	2,945	3,632
J (m)	0,147	0,407	0,789	1,690	2,515
ΣJ (m)	0,159	0,44	0,865	1,862	2,77
Hc (m)	0,159	0,44	0,865	1,862	2,77

Chapitre 3 : Calcul de la station de pompage

$\varnothing = 50\text{mm} ; L=21,4\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,785	1,374	1,963	2,945	3,632
J (m)	0,115	0,321	0,620	1,33	1,98
ΣJ (m)	0,143	0,408	0,798	1,73	2,59
Hc (m)	0,143	0,408	0,798	1,73	2,59

$\varnothing = 33\text{mm} ; L=4,97\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,443	0,621	0,887	1,552	2,217
J (m)	0,0631	0,117	0,229	0,664	1,317
ΣJ (m)	0,072	0,1357	0,267	0,781	1,555
Hc (m)	0,072	0,1357	0,267	0,781	1,555

$\varnothing = 33\text{mm} ; L=7,46\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,443	0,621	0,887	1,552	2,217
J (m)	0,094	0,176	0,343	0,997	1,983
ΣJ (m)	0,125	0,238	0,470	1,387	2,779
Hc (m)	0,125	0,238	0,470	1,387	2,779

$\varnothing = 33\text{mm} ; L=19,9\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,443	0,621	0,887	1,552	2,217
J (m)	0,253	0,469	0,918	2,660	5,291
ΣJ (m)	0,291	0,531	1,045	3,05	6,08
Hc (m)	0,291	0,531	1,045	3,05	6,08

$\varnothing = 33\text{mm} ; L=17,41\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,443	0,621	0,887	1,552	2,217
J (m)	0,221	0,412	0,803	2,327	4,629
ΣJ (m)	0,252	0,453	0,930	2,717	5,425
Hc (m)	0,252	0,453	0,930	2,717	5,425

Chapitre 3 : Calcul de la station de pompage

$\varnothing = 15\text{mm} ; L=4,97\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,086	0,163	0,258	0,344	0,430
J (m)	0,183	0,606	0,258	0,344	0,430
$\sum J$ (m)	0,188	0,624	1,482	2,574	3,95
Hc (m)	0,188	0,624	1,482	2,574	3,95

$\varnothing = 15\text{mm} ; L=7,6\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,0516	0,129	0,172	0,258	0,413
J (m)	0,112	0,59	1,020	2,19	5,419
$\sum J$ (m)	0,123	0,661	1,147	2,986	6,152
Hc (m)	0,123	0,661	1,147	2,986	6,152
$\varnothing = 33\text{mm} ; L=12,44\text{m} ; H_g=0\text{m}$					
q_v (l/s)	0,443	0,621	0,887	1,552	2,217
J (m)	0,158	0,293	0,573	1,663	3,30
$\sum J$ (m)	0,183	0,355	0,700	2,053	4,09
Hc (m)	0,183	0,355	0,700	2,053	4,09

II.2 Caractéristiques des pompes placées en parallèle

Tableau caractéristique d'une pompe utilisée dans l'installation :

$H_{MT}(m)$	103	100	98	92	86	80	65	40
q_v (l/min)	50	100	150	200	250	300	400	500

Tableau caractéristique des deux pompes en parallèle utilisées dans l'installation :

$H_{MT}(m)$	103	100	98	92	86	80	65	40
q_v (l/min)	100	200	300	400	500	600	800	1000

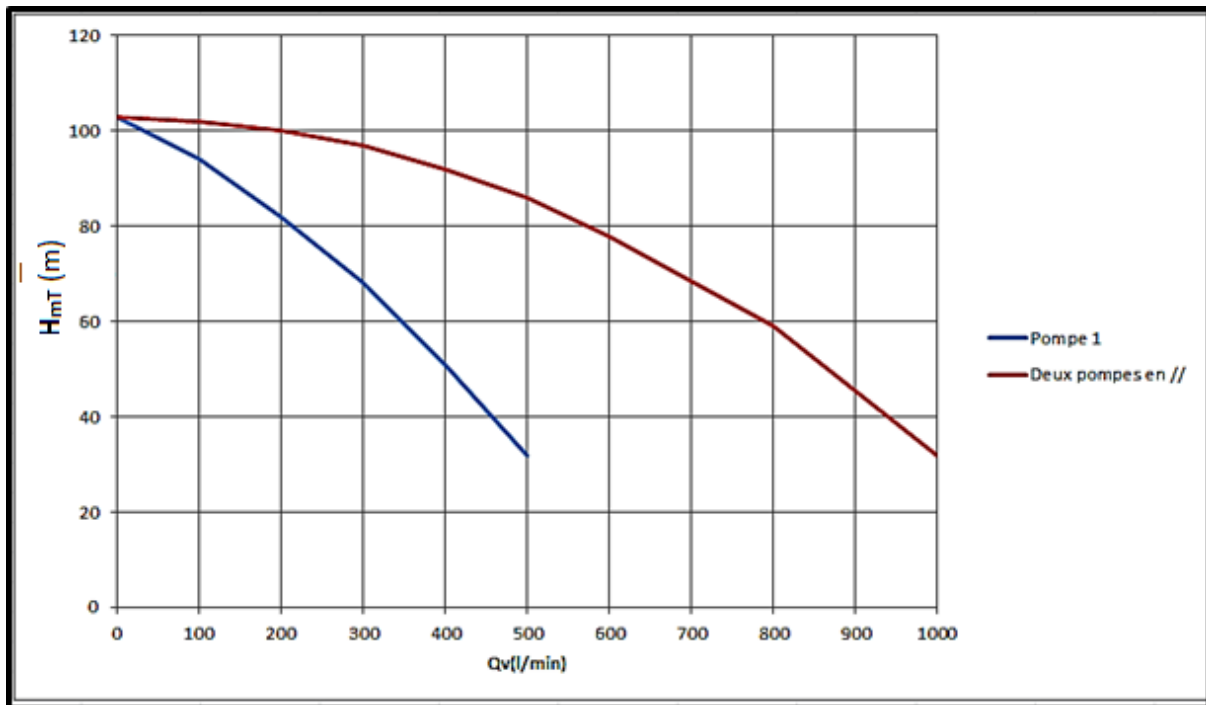


Figure 3-14 : Courbe caractéristique des deux pompes en parallèle

II.3 Calcul du point de fonctionnement P_{F2} de la station de pompage PS2

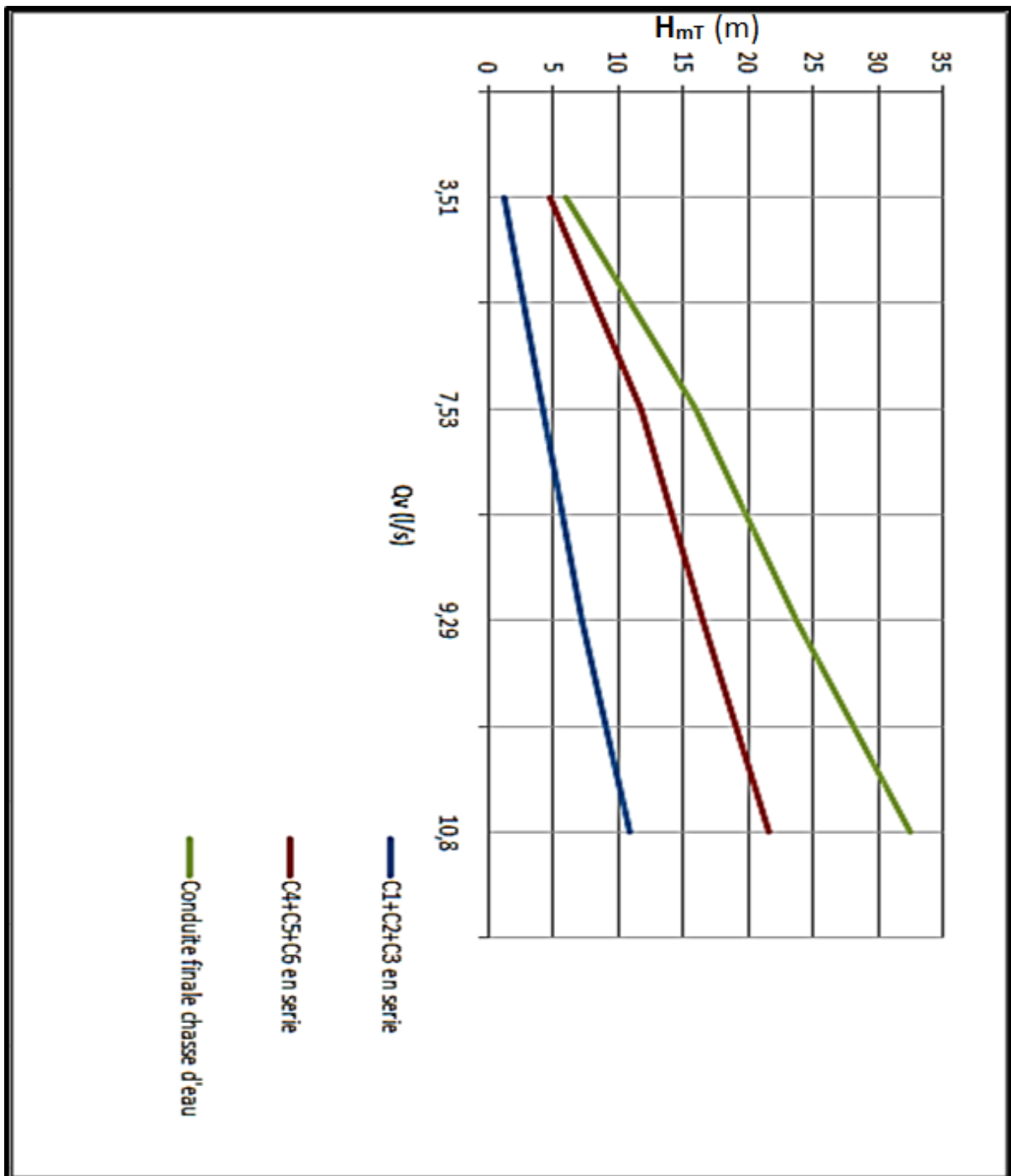


Figure 3-15 : Résultante de la conduite finale de l'installation de la chasse d'eau et l'incendie

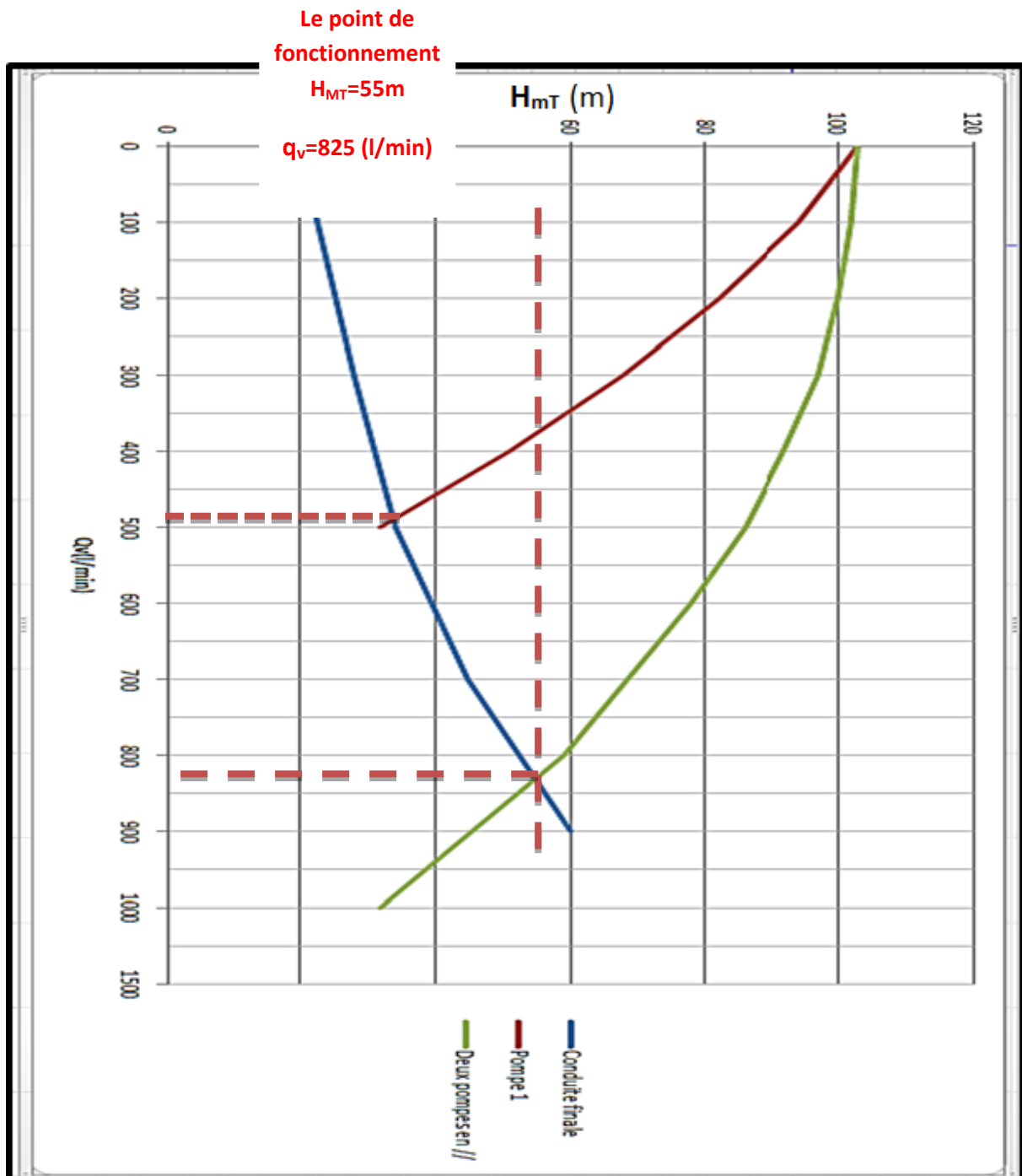


Figure 3-16 : Résultante de deux pompes en parallèle avec la conduite finale de la chasse d'eau et l'incendie

III. Le bâtiment

III.1 Présentation de l'Installation hydraulique concernant le bâtiment

Il existe 9 gaines de longueur de 15 m et de diamètre de 33 mm pour la distribution de l'eau dans le bâtiment. La de distribution de l'eau dans les chambres est de 15 mm de diamètre.

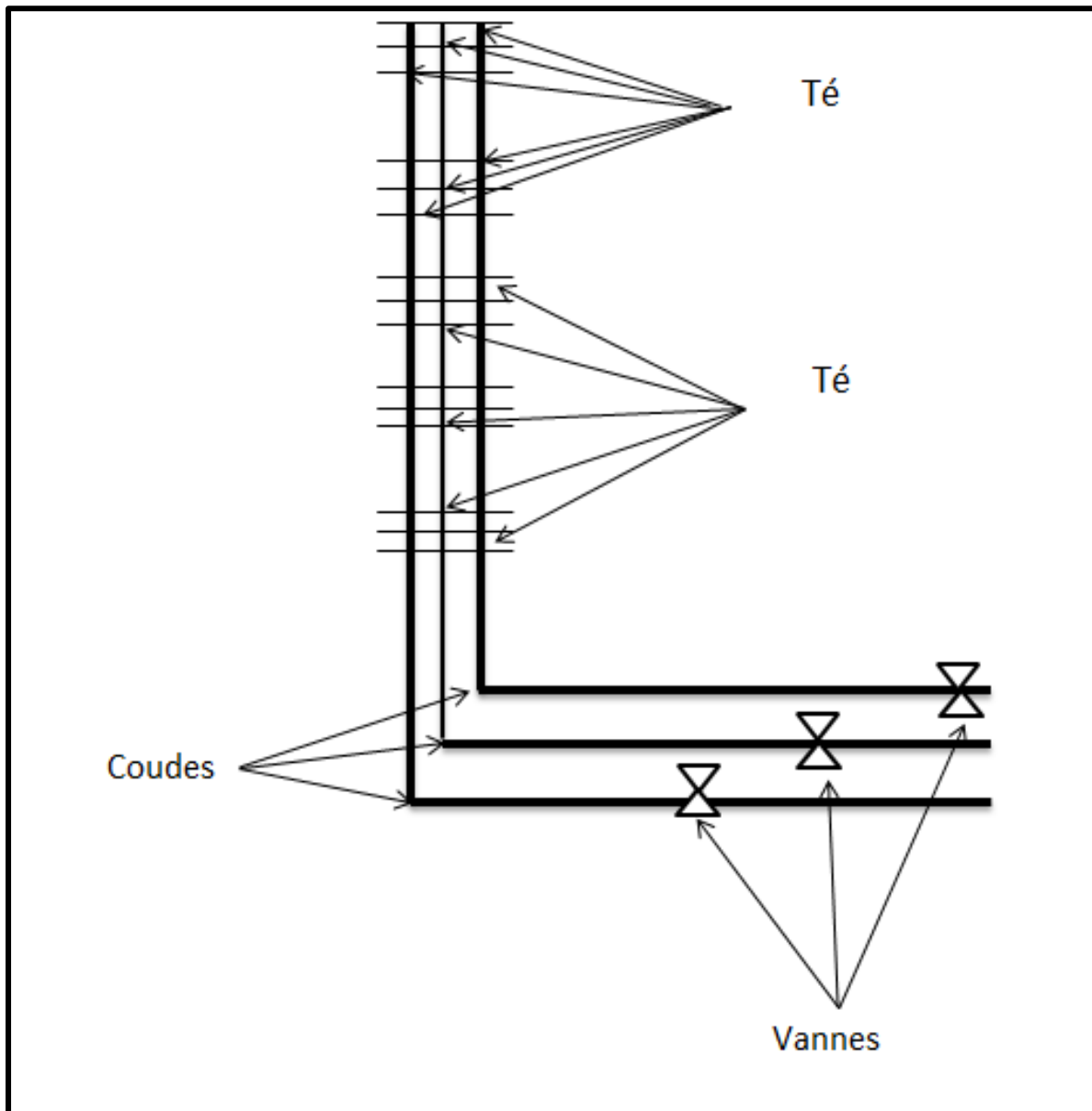


Figure3-17: Installation hydraulique concernant le bâtiment

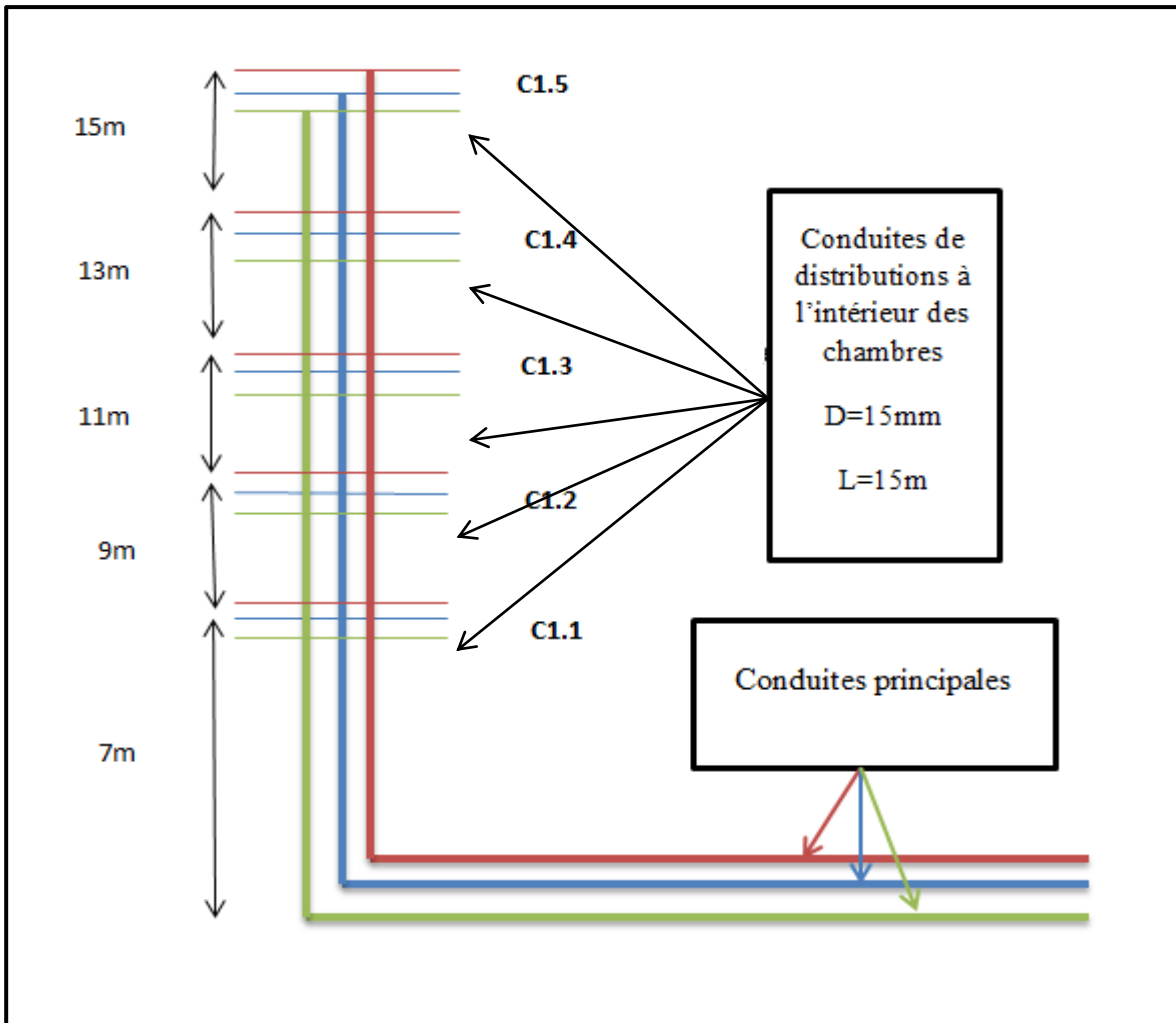


Figure 3-18 : Schéma de distribution à l'intérieur des chambres

III.2 Caractéristiques des pertes de charge linéaires et singulières

$\emptyset = 15\text{mm} ; L=15\text{m} ; H_g=7\text{m}$					
q_v (l/s)	0.086	0.163	0.258	0.344	0.430
J (m)	0.558	1.83	4.338	7.525	11.575
$\sum J$ (m)	0.557	1.898	4.510	7.83	12.05
Hc (m)	0.557	1.898	4.510	7.83	12.05

$\emptyset = 15\text{mm} ; L=15\text{m} ; H_g=9\text{m}$					
q_v (l/s)	0.086	0.163	0.258	0.344	0.430
J (m)	0.558	1.83	4.338	7.525	11.575
$\sum J$ (m)	1.87	2.96	5.10	8.28	13.83
Hc (m)	1.87	2.96	5.10	8.28	13.83

$\emptyset = 15\text{mm} ; L=15\text{m} ; H_g=11\text{m}$					
q_v (l/s)	0.086	0.163	0.258	0.344	0.430
J (m)	0.558	1.83	4.338	7.525	11.575
$\sum J$ (m)	3.36	5.96	9.88	12.53	14.67
Hc (m)	3.36	5.96	9.88	12.53	14.67

$\emptyset = 15\text{mm} ; L=15\text{m} ; H_g=13\text{m}$					
q_v (l/s)	0.086	0.163	0.258	0.344	0.430
J (m)	0.558	1.83	4.338	7.525	11.575
$\sum J$ (m)	5.33	8.47	12.52	14.89	16.25
Hc (m)	5.33	8.47	12.52	14.89	16.25

$\emptyset = 15\text{mm} ; L=15\text{m} ; H_g=15\text{m}$					
q_v (l/s)	0.086	0.163	0.258	0.344	0.430
J (m)	0.558	1.83	4.338	7.525	11.575
$\sum J$ (m)	7.89	10.35	15.12	16.54	18.8
Hc (m)	7.89	10.35	15.12	16.54	18.8

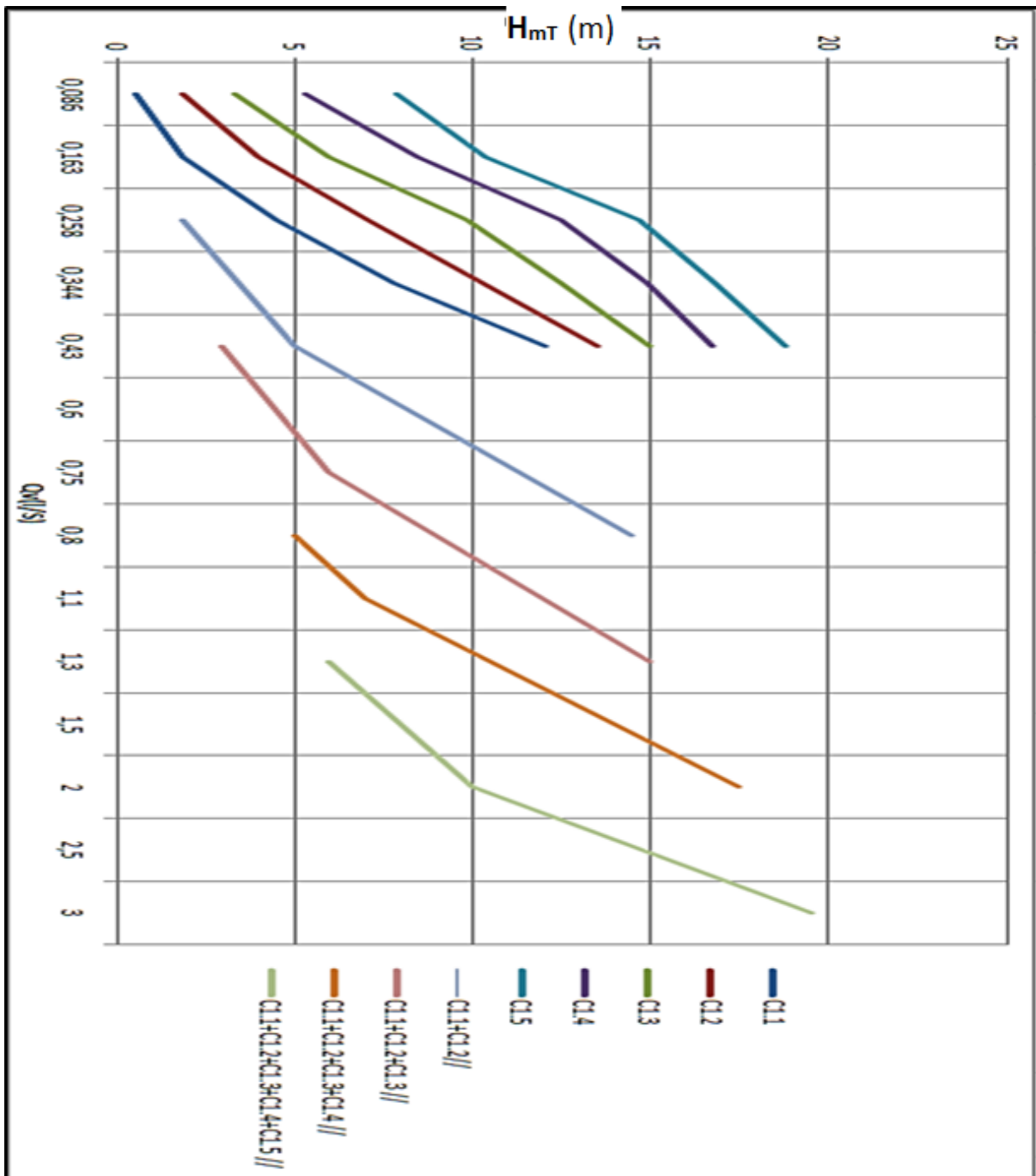


Figure 3-19 : Résultante des cinq canalisations de distributions dans le bâtiment

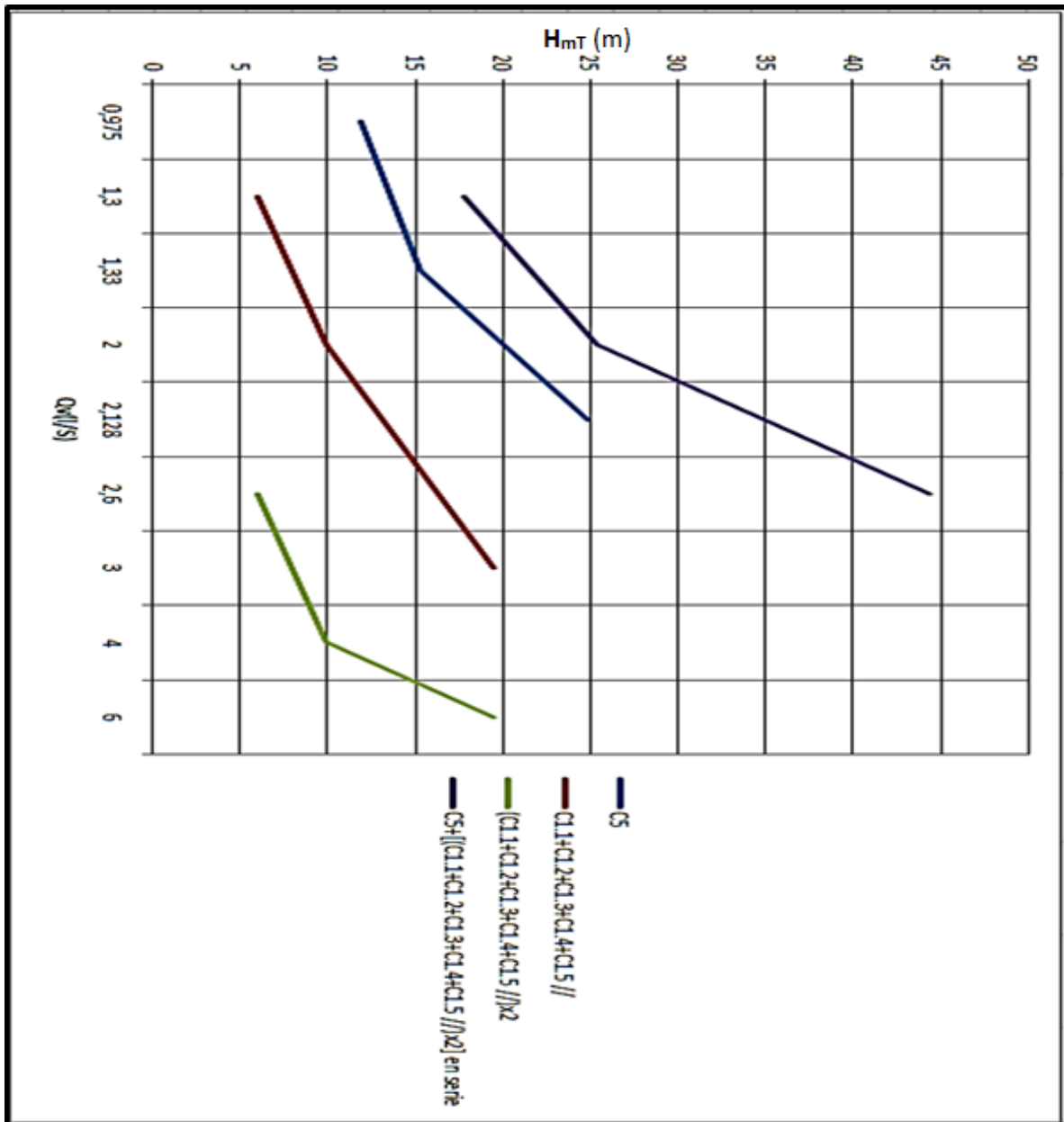


Figure 3-20: Résultante de cinq canalisations avec la conduite principale C5 (Gaine)

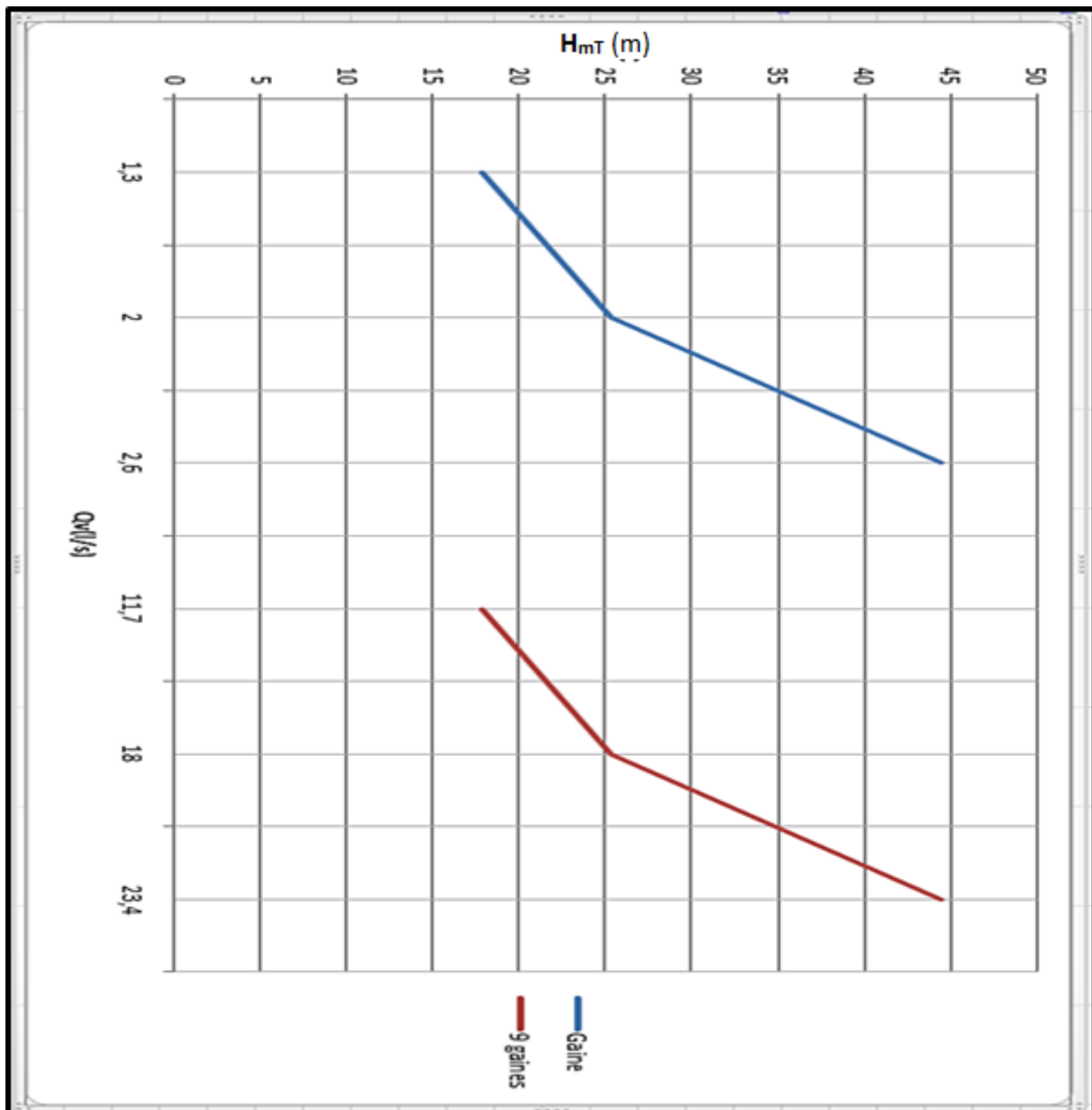


Figure 3-21 : Résultante des neuf gaines

Remarques

D'après l'étude du réseau de distribution de l'eau pour l'hôtel les Zianides nous avons pu remarquer que :

La capacité des pompes utilisées sont largement supérieures aux besoins de l'hôtel et de cette installation plus précisément c'est pourquoi le personnel technique doit intervenir au niveau des vannes pour optimiser les couts.

Suivant les besoins de l'hôtel qui dépendent du nombre de clients et aussi de la saison, si on a besoin de l'eau pour l'arrosage et aussi pour remplir la piscine ... nous avons pu constater que l'alimentation en eau pour la piscine était limité par une seule conduite, alors que la piscine a une capacité de 500 m³ en cas de besoin urgent de remplissage. Avoir une seule conduite pourrait causer des problèmes à l'hôtel.

Par ailleurs nous avons pu voir que l'alimentation en eau pour les chambres même pour les étages les plus supérieurs reste correcte même si l'hôtel est au maximum de sa capacité d'accueil. Dans le cas étudié avoir une pompe de secours est bénéfique pour l'hôtel, au cas où une autre pompe tombe en panne le réseau ne sera pas condamné et assurera toujours sa fonction le temps de réparer les éventuelles pannes.

Il faut ajouter un débitmètre dans l'installation afin de contrôler le débit circulant dans les conduites et aussi des vannes pour gérer la quantité d'eau selon les besoins de l'hôtel.

Nous recommandons une autre conduite en parallèle pour l'alimentation de la piscine pour gagner le temps de remplissage en cas de nécessité.

Nous avons pensé à installer, pour la vidange de la piscine une pompe aspirante-foulante, en vas où les systèmes d'évacuation déjà prévues ne permettent pas l'opération rapide (sédiments dans les conduits d'évacuations).

Chapitre 3 : Calcul de la station de pompage

Il est conseillé d'effectuer la maintenance préventive dont l'objectif est de réduire la probabilité de défaillance ou la dégradation d'un service rendu. Elle doit permettre d'éviter les défaillances des matériels en cours d'utilisation.

L'analyse du cout doit mettre en évidence un gain par rapport aux défaillances qu'elle permet d'éviter.

IV. Calcul des puissances

A) La puissance absorbée de la pompe1 SP1 :

$$P_{abs1} = \rho \cdot g \cdot Q_{v1} \cdot H_{MT1} / \eta_1$$

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Q_{v1} = 0,0154 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H_{MT1} = 42 \text{ m}$$

$$\eta_1 = 89,1\%$$

$$P_{abs1} = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,0154 \cdot 42 / 0,891$$

$P_{abs1} = 7121,33 \text{ W}$

B) La puissance absorbée de la pompe2 SP2 :

$$P_{abs2} = \rho \cdot g \cdot Q_{v2} \cdot H_{MT2} / \eta_2$$

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Q_{v2} = 0,01375 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H_{MT2} = 55 \text{ m}$$

$$\eta_2 = 89,1\%$$

$$P_{abs2}=1000. 9,81 . 0,01375 . 55 /0.891$$

$$P_{abs2}= 8326,38W$$

C) La facture énergétique des deux pompes

1) Pendant un mois

La puissance totale :

$$P_{totale}= P_{abs1}+P_{abs2}$$

$$P_{totale}=7121,33+8326,38$$

$$P_{totale}= 15447,71 W$$

$$P_{totale}=15,447 kW$$

$$W_{1mois}= P_{totale} .24h.30jrs$$

$$W_{1mois}=15,447.24.30$$

$$W_{1mois}=11121,84 kWh$$

2) Pendant une année

$$W= W_{1mois} .12mois$$

$$W=11121,84.12$$

$$W=133462.08 kWh$$

D) La facture de consommation d'eau de l'hôtel d'après l'agence commerciale de l'Algérienne Des Eaux(ADE)

- selon la facture de consommation d'eau du mois d'avril, l'hôtel consomme 1222 m³ dans ce mois, en moyenne

Nous pouvons donc estimer sa consommation par jour et par heure, en moyenne:

- Consommation par jour : $\frac{1222}{30} = 40,73 \text{ m}^3/\text{j}$
- Consommation par heure : $\frac{40.73}{24} = 1,69 \text{ m}^3/\text{h}$
- Estimations des factures / saisons :
 - ❖ Facture pendant 3 mois : $1222.3 = 3666 \text{ m}^3$
 - ❖ Facture pendant 12 mois : $1222.12 = 14664 \text{ m}^3$

V. Conclusion

Nous avons fait le calcul de la station de pompage quand elle fonctionne au maximum de sa capacité à l'aide des tables des pertes de charges dans les conduites et les tables des pertes de charges singulières.

Le point de fonctionnement que nous avons déterminé est un facteur important dans les calculs des réseaux pompes et conduites de point de vue économique.

Nous avons pu donner quelques remarques pour l'amélioration de la station de pompage afin de diminuer la facture énergétique et d'optimiser le cout économique.

CONCLUSION GENERALE

Le travail que nous venons d'élaborer a été effectué dans le but d'étudier la station de pompage de l'hôtel «Les Zianides».

Nous avons mené en premier lieu une présentation du site d'étude, avec un aperçu global sur la station et des schématisations de l'installation du système pour faciliter notre étude.

En second lieu, nous avons traité une synthèse bibliographique très utile à la compréhension du réseau de pompes et réseau de conduites et le principe de fonctionnement de chaque réseau.

En troisième lieu, on a fait un calcul général de toute l'installation afin de déterminer le point de fonctionnement, au même temps on a pu donner quelques recommandations pour le bon fonctionnement de la station de pompage afin de minimiser la consommation d'eau dans l'hôtel.

Ces calculs permettront dans l'avenir de traiter des stations de pompage prévus dans des établissements plus importants demandant les installations des réseaux et des pompes beaucoup plus développées.

Résumé

Notre travail se compose de trois chapitres:

Le premier chapitre a pour but de présenter l'hôtel et d'expliquer le principe de fonctionnement de la station de pompage d'eau de l'hôtel.

Dans le deuxième chapitre, nous avons rappelé les connaissances théoriques sur les pompes et les conduites qui composent la station de pompage.

Le troisième chapitre est réservé aux calculs de la station de pompage d'eau de l'hôtel. Il s'agit des calculs de pertes de charge des conduites et finalement déterminer le point de fonctionnement et vérifier les conditions de bon fonctionnement de cette station de pompage.

Abstract

Our work consists of three chapters:

The first chapter aims to present hotel and explain the operating principle of the water pumping station to the hotel.

In chapter two, we recalled the theoretical knowledge on pumps and pipes that make up the pumping station.

The third chapter is dedicated to calculations of the water pumping station to the hotel. These are calculations of pressure losses of pipes and ultimately determine the operating point and check the conditions of operation of this pumping station.

ملخص

يتكون عملنا من ثلاثة فصول

ويهدف الفصل الأول إلى تقديم الفندق، وشرح المبدأ الأساسي في تشغيل محطة ضخ المياه إلى الفندق

في الفصل الثاني، أشرنا المعرفة النظرية على المضخات والأنابيب التي تشكل محطة الضخ

ويكرس الفصل الثالث إلى حسابات محطة ضخ المياه إلى الفندق. هذه هي حسابات الخسائر ضغط الأنابيب وتحدد في نهاية المطاف نقطة التشغيل والتحقق من شروط تشغيل هذه المحطة