

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بلقايد - تلمسان -

Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen –

Faculté de Technologie



Mémoire de fin d'études

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

En : Génie Mécanique

Spécialité : Génie Energétique

Présenté par : HAMEL Mustapha

Thème :

**Rénovation de la station de pompage de l'hôtel
Stambouli – Calcul du point de fonctionnement –**

Soutenu, le 24 / 06 / 2018 , devant le jury composé de :

Mr AZZI Ahmed

Président

Mr ALIANE Abdennour

Examineur

Mr BENRAMDANE Mohammed

Examineur

Mr SEBBANE Omar

Encadreur

Année universitaire 2017/2018

Remerciements

Avant tout je tiens à remercier "Allah ", qui m'a permis d'acquérir le savoir.

Au terme de ce travail, je voudrai adresser mes vifs remerciements à mes chers parents pour leurs sacrifices, leurs aides, leurs soutiens et encouragements durant mon cursus d'études.

Je remercie Mr SEBBANE Omar de m'avoir encadré et de me suivre tout le long de ce semestre, mes efforts pour présenter ce travail qui m'apporte beaucoup d'intérêt et où j'ai beaucoup appris.

Mes vifs remerciements vont également à Mr AZZI Ahmed d'avoir bien voulu présider ma soutenance et aussi à Mr ALIANE Abdennour et Mr BENRAMDANE Mohammed d'avoir la gentillesse et l'intérêt qu'ils vont apporter pour examiner mon travail.

Je remercie également, toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail sans oublier Mr OUJDI Fethi Ingénieur et cadre de l'hôtel d'avoir sacrifié son temps pour répondre à tous mes interrogations concernant la station de pompage d'eau potable de l'hôtel Stambouli

« HAMEL Mustapha »

DEDICACES

Je dédie ce travail aux meilleurs des parents qu'ils trouvent en moi la source de leur fierté à qui je dois tout dont le mérite, les sacrifices et les qualités humaines, qui m'ont permis de vivre ce jour.

A ma grande mère « la regrettée » que sa bénédiction m'a toujours accompagnée.

A mon Frère Mohamed et sa femme, mes sœurs et leurs enfants et à tous les gens qui m'aiment.

A tous ceux qui m'ont encouragé de faire ce projet.

A tous mes enseignants qui m'ont aidé afin d'atteindre ce niveau.

« MUSTAPHA »

« MUSTAPHA »

SOMMAIRE

Introduction générale

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes	1
Introduction.....	2
Partie A : réseaux et conduites en mécanique des fluides	3
I. Définitions	3
I.1. Définition d'un fluide	3
I.2. Propriétés et résultats d'une étude sur un fluide	3
I.3. Classification des fluides	3
II. Propriétés du fluide	4
II.1 Masse volumique	4
II.2 Poids volumique	4
II.3 Densité	5
II.4 Pression	5
II.5 Viscosité	6
II.5.1 Viscosité dynamique	6
II.5.2 Viscosité cinématique	6
III. Cinématique des fluides	6
III.1. Définition	6
III.2. Description des écoulements	7
III.3. Description du mouvement d'une particule	7
III.3.1 Description Lagrangienne	7
III.3.2 Description Eulérienne	8
IV. Dynamique des fluides parfaits	9
IV.1 Définition	9
IV.2 Ecoulement permanent ou stationnaire	9
IV.3 Ligne de courant	9
IV.4 Tube de courant	9
IV.5. Débit	10
IV.6. Relation entre débit volumique et débit massique	11
IV.7. Ecoulement permanent	11
IV.8 Conservation du débit	11

IV.9 Equation de continuité (conservation de la masse) :	12
IV.10 Théorème d'Euler	13
V. Dynamique des fluides réels (visqueux)	13
V.1 Définition	13
V.2 Régimes d'écoulement	14
V.3 Nombre de Reynolds	14
VI. Théorème de Bernoulli	16
VI.1 Equation de Bernoulli pour un fluide parfait	16
VI.2 Equation de Bernoulli pour un fluide réel (ou visqueux)	17
VII. Pertes de charges	17
VII.1 Pertes de charge linéaires	17
VII.2 Pertes de charge singulières	17
VII.3 Coefficient de frottement	19
VIII. Le coefficient de frottement à partir de digramme de Moody	21
VIII.1. Diagramme de Moody	21
IX. Types de canalisation	23
IX.1 Calcul des conduites	29
IX.2 Types de réseaux de conduites	29
IX.2.1 Réseau ramifié	29
IX.2.2 Réseau maillé	30
IX.2.3 Réseau étagé	31
IX.2.4 Réseaux à alimentations distinctes	32
IX.3 Choix du diamètre de la section	32
IX.4 Turbulence et pertes de charge	33
X. Calcul des conduites en série et en parallèle	34
X.1 Conduites en série	34
X.2 Conduites en parallèle	35
XI. Conclusion	35
Partie B : réseaux et pompes	36
I. Définitions	36
I.1 Pompe à eau	36
I.2 Système de pompes	36

II. Classification des pompes	37
II.1 Pompes volumétriques	38
II.1.1 Pompes volumétriques rotatives	39
II.1.1.1 Pompes à palettes	39
II.1.1.2 Pompes à engrenages	40
II.1.1.3 Pompes à engrenage interne	41
II.1.1.4 Pompe à engrenage externe	42
II.1.1.5 Pompes à lobes	42
II.1.1.6 Pompes à vis	42
II.1.2 Pompes volumétriques alternatives	43
II.1.2.1 Pompes à membranes, ou à soufflets	43
II.1.2.2 Pompes à piston	44
II.2 Turbopompes	45
II.2.1 Pompe à hélice	45
II.2.2 Pompe hélico-centrifuge (à écoulement mixte)	46
II.2.3 Pompe centrifuge	47
II.3 Roue de pompe	47
II.4 Principe de base de la pompe centrifuge	48
II.4.1 Principe de fonctionnement	48
II.4.2 But d'utiliser une pompe centrifuge	48
II.5 Composition des vitesses	50
II.2 Triangles de vitesses	50
II.6 Equation fondamentale des turbopompes	52
II.7 Travail et Puissance	53
III. Courbe de réseau	56
IV. La Hauteur Manométrique Totale (Hmt)	56
V. Point de fonctionnement	57
VI. Cavitation d'une pompe	58
VI.1 Description du phénomène	58
VI.2 Condition de non cavitation	59
VI.3 Comment éviter La cavitation	59
VII. $NPSH_{disp}$ et $NPSH_{req}$	59
VII.1 $NPSH$ disponible	60

VII.2 NPSH requis	60
VIII. Pompes centrifuges monocellulaires	61
IX. Pompes centrifuges multicellulaires	62
X. Couplage des pompes	65
X.1 Couplage en série.....	65
X.2 Couplage en parallèle	65
X.3 Intérêt des couplages	66
X.4 Choix d'une canalisation et d'une pompe	66
XI. Conclusion	67
Chapitre 2 : Historique de l'hôtel Stambouli	68
Introduction.....	69
I. Présentation de l'hotel Stambouli	70
II. Sous-sol.....	71
III. Station de pompage	72
III.1 Pompe à eau.....	73
III.2 Bâche d'eau	74
III.3 Surpresseur.....	75
III.4 Ballons d'eau chaude	76
IV. Conduites de circuit hydraulique	77
V. Cuisine	78
VI. Lingerie	79
VII. Restaurant	80
VIII. Salle de conférence	81
IX. Terrasse	82
X. Etages d'hôtel	83
XI. Chambres	84
XI.1 Toilettes	85
XI.2 Douches	86
XII. Conclusion	87
Chapitre 3 : Calcul de la station de pompage.....	88
Introduction.....	89
I. Calcul de la station de pompage	90

I.1 Matériel de pompage	90
I.1.1 Pompe à eau	90
I.1.1.1 Caractéristiques de la pompe	90
I.1.1.2 Dimensions	91
I.1.1.3 Composition de la pompe	91
I.1.1.4 Courbes caractéristiques de la pompe mutli35 8 N	92
I.2 Ballon vessie surpresseur	94
I.3 Ballons d'eau chaude.....	95
I.4 Les conduites de circuit del'hôtel	96
II. Calcul des pertes de charge au niveau de sous-sol + réception	96
II.1 Caractéristiques des pertes de charges linéaires et singulières et pertes de charge totales	98
II.2 Calcul de la résultante pour circuit1 (sous-sol + RDC)	102
III. Calcul des pertes de charge de conduites de la distribution dans les chambres...	104
IV. Calcul de la résultante pour le circuit 2	119
V. Détermination de la résultante des pertes de charge de l'hôtel.....	120
VI. Tableau caractéristique de la pompe d'hôtel	121
VII. Détermination du point de fonctionnement	122
VIII. Calcul de la puissance absorbée par la pompe	123
VIII.1 Calcul de la facture énergétique	123
VIII.2 Prévisions	124
IX. Conclusion	125

Conclusion générale

Bibliographie

Webographie

Annexe

LISTE DES FIGURES

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

Figure 1-1 : Résultante des forces pour un fluide parfait	3
Figure 1-2 : Viscosité	5
Figure 1-3 : Description Lagrangienne de la trajectoire.....	8
Figure 1-4 : Description Eulérienne de la trajectoire	8
Figure 1-5 : Ligne de courant	9
Figure 1-6 : Tube de courant.....	10
Figure 1-7 : Conservation du débit.....	11
Figure 1-8 : Conservation de la masse	12
Figure 1-9 : Profil de vitesse moyenne.....	13
Figure 1-10 : Différents régimes d'écoulement.....	14
Figure 1-11 : Régime laminaire	15
Figure 1-12 : Régime turbulent.....	15
Figure 1-13 : Expérience de Bernoulli	16
Figure 1-14 : Pertes de charge linéaires et singulières	18
Figure 1-15 : Pertes de charge linéaires et singulières	18
Figure 1-16 : Pertes de charge totales	18
Figure 1-17 : Diagramme de Moody.....	22
Figure 1-18 : Conduite en cuivre	23
Figure 1-19 : Tuyaux en PVC.....	24
Figure 1-20 : Tuyau multicouche.....	26
Figure 1-21 : Tuyaux en PEHD	27
Figure 1-22 : Tuyau en fonte ductile.....	28
Figure 1-23 : Réseau ramifié	30
Figure 1-24 : Réseau maillé.....	30
Figure 1-25 : Réseaux étagés.....	31
Figure 1-26 : Conduites en série	34
Figure 1-27 : Conduites en parallèle	35
Figure 1-28 : Pompe à eau	36
Figure 1-29 : Système de pompage	37
Figure 1-30 : Classification des pompes	38

Figure 1-31 : Pompe à palettes	40
Figure 1-32 : Pompes à engrenages	40
Figure 1-33 : Pompes à engrenage interne	41
Figure 1-34 : Pompe à engrenage externe	42
Figure 1-35 : Pompes à lobes	43
Figure 1-36 : Pompes à vis	43
Figure 1-37 : Pompes à membranes	44
Figure 1-38 : Pompes à piston	45
Figure 1-39 : Pompe à hélice	46
Figure 1-40 : Pompe hélico-centrifuge	46
Figure 1-41 : Pompe centrifuge	47
Figure 1-42 : Organes de fonctionnement	49
Figure 1-43 : Triangles de vitesse à l'entrée et à la sortie de la roue.....	50
Figure 1-44 : Direction des vitesses dans la pompe.....	51
Figure 1-45 : Masse d'eau contenue entre deux aubages	52
Figure 1-46 : Rendement en fonction de débit	55
Figure 1-47 : Courbe de réseau de conduites.....	56
Figure 1-48 : H_{MT} en fonction de Q_v	57
Figure 1-49 : Courbe de point de fonctionnement	58
Figure 1-50 : Installation de pompage	59
Figure 1-51 : NPSH en fonction de débit	60
Figure 1-52-a- : Pompe centrifuge monocellulaire	61
Figure 1-52-b- : Coupe d'une pompe monocellulaire	62
Figure 1-53-a- : Pompe centrifuge multicellulaire	62
Figure 1-53-b- : Pompe centrifuge multicellulaire modèle ESPA.....	63
Figure 1-53-c- : Coupe d'une pompe multicellulaire	64
Figure 1-54 : Couplage en série	65
Figure 1-55 : Couplage en parallèle	65
Chapitre 2 : Historique de l'hôtel Stambouli	
Figure 2-1-a- : Hôtel Stambouli	70
Figure 2-1-b : Hôtel Stambouli.....	71
Figure 2-2 : Station de pompage.....	72

Figure 2-3 : Deux pompes centrifuges à eau	73
Figure 2-4 : Bâche d'eau	74
Figure 2-5 : Surpresseur	75
Figure 2-6 : Ballons d'eau chaude	76
Figure 2-7 : Conduites de distribution d'eau	77
Figure 2-8 : Cuisine	78
Figure 2-9 : Lingerie	79
Figure 2-10 : Restaurant	80
Figure 2-11 : Salle de conférence	81
Figure 2-12 : Terrasse	82
Figure 2-13 : Etages d'hôtel	83
Figure 2-14 : Chambres	84
Figure 2-15 : Toilettes (WC)	85
Figure 2-16 : Douches	86

Chapitre 3 : Calcul de la station de pompage

Figure 3-1 : Pompe Multi35 8 N.....	90
Figure 3-2 : Dimensions des organes de la pompe Multi35 8 N	91
Figure 3-3 : Courbe de hauteur	92
Figure 3-4 : Courbe de rendement	93
Figure 3-5 : Courbe de puissance	93
Figure 3-6 : Courbe de NPSH	94
Figure 3-7-a- : Ballon vessie Surpresseur	95
Figure 3-7-b- : Ballons d'eau chaude	95
Figure 3-8 : Schéma d'installation des conduites au niveau de sous-sol + réception ..	97
Figure 3-9 : Résultantes pour des conduites en série et en //	102
Figure 3-10 : La résultante des trois réseaux principaux d'alimentation du sous-sol + le RDC.....	103
Figure 3-11 : Schéma d'installation des conduites d'eau dans les chambres	104
Figure 3-12 : Pertes de charge pour C1 et les 4 chambres	106
Figure 3-13 : Résultante pour le tronçon 1 (4 chambres et C1 en série)	107
Figure 3-14 : Résultante pour le tronçon 3 (4 chambres et C3 en série)	108
Figure 3-15 : Résultante pour le tronçon 6 (4 chambres et C6 en série)	109

Figure 3-16 : Résultante pour le tronçon 7 (4 chambres et C7 en série).....	110
Figure 3-17 : Pertes de charge de la conduite principale et (8 chambres en //).....	112
Figure 3-18 : Résultante pour le tronçon 2 (8 chambres et C2 en série)	114
Figure 3-19 : Résultante pour le tronçon 4 (8 chambres et C4 en série)	115
Figure 3-20 : Pertes de charge pour la conduite principale et (8 chambres en //)	117
Figure 3-21 : Résultante pour le tronçon 5 (8 chambres et C5 en série).....	118
Figure 3-22 : Résultante pour les 7 tronçons en parallèles	119
Figure 3-23 : Résultante pour les deux circuits (circuit 1 et circuit 2 en série)	120
Figure 3-24 : Hauteur manométrique de la pompe Multi35 8 N	121
Figure 3-25 : Point de fonctionnement.....	122

LISTE DES EQUATIONS

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

Equation 1-1 : Masse volumique	4
Equation 1-2 : Poids volumique.....	4
Equation 1-3 : Densité.....	5
Equation 1-4 : Pression.....	5
Equation 1-5 : Viscosité dynamique	6
Equation 1-6 : Viscosité cinématique	6
Equation 1-7 : Débit volumique.....	10
Equation 1-8 : Débit massique	10
Equation 1-9 : Relation entre débit volumique et débit massique	11
Equation 1-10 : Débit massique en fonction de V_m et S	11
Equation 1-11 : Théorème d'Euler.....	13
Equation 1-12 : Nombre de Reynolds	14
Equation 1-13 : Equation de Bernoulli pour un fluide parfait	16
Equation 1-14 : Equation de Bernoulli pour un fluide réel	17
Equation 1-15 : Formule de pertes de charge linéaires	19
Equation 1-16 : Coefficient de frottement	19
Equation 1-17 : Equation de Blasius	20
Equation 1-18 : Equation de Karman-prandtl.....	20
Equation 1-19 : Equation de Karman-prandtl.....	20
Equation 1-20 : Equation de Nikuradse	20

Equation 1-21 : Equation de Colebrook et White	20
Equation 1-22 : Equation de de Haaland	20
Equation 1-23 : Formule de pertes de charge singulières.....	20
Equation 1-24 : Composition des vitesses	50
Equation 1-25 : Vitesse angulaire	50
Equation 1-26 : Formule de couple moteur	53
Equation 1-27 : Travail.....	53
Equation 1-28 : Puissance absorbée	53
Equation 1-29 : Hauteur de la pompe.....	54
Equation 1-30 : Puissance utile.....	54
Equation 1-31 : Redement global.....	54
Equation 1-32 : Rendement volumétrique	55
Equation 1-33 : Redement hydraulique.....	55
Equation 1-34 : Redement massique.....	55
Equation 1-35 : Formule de NPSH	59
Equation 1-36 : Formule de NPSH disponible	60

Nomenclature

Grandeurs	Désignation	Unités
p	Pression	N/m ²
M	Masse	kg
d	Densité	
g	Gravité	m/s ²
Q _v	Débit volumique	m ³ /s
Q _m	Débit massique	kg/s
S	Section	m ²
V _m	Vitesse moyenne	m/s
Re	Nombre de Reynolds	
N	Vitesse de rotation	tr/min
C	Couple moteur	Nm
L	Longueur de la conduite	m
H	Charge	m
H _{mt}	Hauteur manométrique totale	m
ΔH_l	Pertes de charge linéaires	m
ΔH_S	Pertes de charge singulières	m
ΔH_{tot}	Pertes de charge totale	m
NPSH	Hauteur d'aspiration nette positive	m
P	Puissance	W
P _u	Puissance utile	W
P _{abs} (P _r)	Puissance absorbée (réel)	W

α	angle des vitesses absolues	Degré
β	angle des vitesses relatives	Degré
λ	Coefficient des pertes de charge linéaire	
ξ	Coefficient des pertes de charge singulières	
ρ	Masse volumique	kg/m ³
η_m	Rendement mécanique	
η_θ	Rendement volumique	
η_h	Rendement hydraulique	
η	Rendement global	
k	Rugosité de paroi	mm
ω	Vitesse angulaire	rd/s
μ	Viscosité dynamique	N. $\frac{s}{m^2}$
ν	Viscosité cinématique	m ² /s

INTRODUCTION GENERALE

Dans la vie des être humains et les anciennes civilisations jusqu'à l'époque moderne l'eau est le moyen de toutes les activités dans la plupart des domaines et parmi les sources d'énergie les plus bénéfiques.

Avec le temps et le développement, les machines hydrauliques sont devenues parmi les techniques les plus importantes qui n'appartiennent plus à son domaine classique qui servent à donner au domaine industriel des pompes plus performantes et rentables qu'on peut utiliser dans diverses stations de pompage d'eau ou d'autres stations.

Dans cet ordre d'idées, cette étude consiste à étudier la station de pompage d'eau de l'hôtel Stambouli, et de faire le constat de la situation concrète de l'installation de ce réseau hydraulique et les besoins dans les divers services.

Mon travail se compose de trois chapitres:

Le premier chapitre donne un rappel des connaissances théoriques sur la mécanique des fluides, les réseaux de conduites et les pompes hydrauliques.

La présentation de l'hôtel et ses services sont donnés dans le deuxième chapitre où on trouve la station de pompage, en question.

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 linéaires et singulières des conduites qui vont servir à la détermination du point de fonctionnement et à la vérification des conditions de bon fonctionnement de cette station de pompage.

Chapitre 1 :
Rappels des notions de
mécanique des fluides et
pompes

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

Introduction

Dans la science la mécanique des fluides est la science des lois de l'écoulement des fluides. Elle est la base du dimensionnement des conduites de fluides et des mécanismes de transfert des fluides. C'est une branche de la physique qui étudie les écoulements de fluides et à partir de développement dans la technologie les inventeurs et les constructeurs mettaient une liaison entre la mécanique des fluides et les machines hydrauliques pour étudier le mouvement des fluides dans les niveaux plus élevés.

Ce chapitre permet d'avoir un aperçu général sur les pompes et les réseaux des conduites plus utiles dans les stations de pompage d'eau.

Partie A : réseaux et conduites en mécanique des fluides

I. Définition [1]

I.1 Définition d'un fluide

Un fluide peut être considéré comme étant une substance formée d'un grand nombre de particules matérielles, très petites et libres de se déplacer les unes par rapport aux autres. On appelle aussi fluide un corps dont les diverses particules peuvent se déformer ou se déplacer sous l'action d'une force très faible.

I.2 Propriétés et résultats d'une étude sur un fluide

Pour appliquer les principes fondamentaux de la mécanique des fluides à l'étude des fluides nous considérons le fluide comme un milieu continu déformable, sans rigidité et qui peut s'écouler.

Les forces de cohésion entre particules élémentaires sont très faibles de sorte que le fluide est un corps sans forme propre qui prend la forme du récipient qui le contient, par exemple: les métaux en fusion sont des fluides qui permettent par moulage d'obtenir des pièces brutes de formes complexes.

I.3 Classification des fluides

❖ Fluide parfait

En mécanique des fluides, un fluide est dit parfait s'il est possible de décrire son mouvement sans prendre en compte les effets de frottement. C'est à dire quand la composante dF est nulle. Autrement dit, la force dF est normale (perpendiculaire) à l'élément de surface dS (voir figure 1-1).

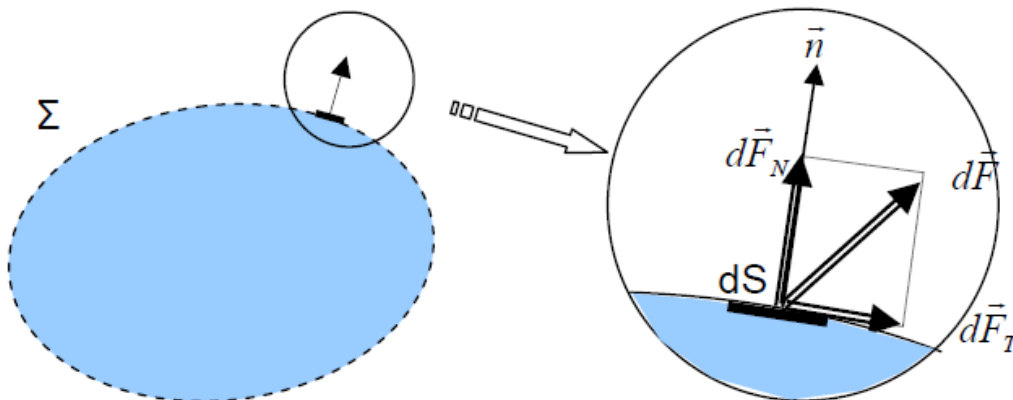


Figure 1-1 : Résultante des forces pour un fluide parfait

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

❖ **Fluide réel :**

Un fluide est dit réel si, pendant son mouvement, les forces de contact ne sont pas perpendiculaires aux éléments de surface sur lesquelles elles s'exercent (elles possèdent donc des composantes tangentielles qui s'opposent au glissement des couches fluides les unes sur les autres). Cette résistance est caractérisée par la viscosité.

❖ **Fluide incompressible**

Un fluide est dit incompressible lorsque le volume occupé par une masse donnée ne varie pas en fonction de la pression extérieure. Les liquides peuvent être considérés comme des fluides incompressibles (eau, huile, etc.)

❖ **Fluide compressible**

Un fluide est dit compressible lorsque le volume occupé par une masse donnée varie en fonction de la pression extérieure. Les gaz sont des fluides compressibles. Par exemple, l'air, l'hydrogène, le méthane à l'état gazeux, sont considérés comme des fluides compressibles

II. Propriétés du fluide [2]

II.1 Masse volumique : c'est le rapport entre la masse de fluide et son volume

$$\rho = \frac{m}{\vartheta} \quad (1-1)$$

Où :

ρ : masse volumique en kg/m^3

m : masse en kg

ϑ : volume en m^3 .

II.2 Poids volumique

$$\varpi = \frac{mg}{\vartheta} = \rho g$$

Où :

ϖ : poids volumique en N/m^3 .

(1-2)

m : masse en kg

g : accélération de la pesanteur en m/s^2

ϑ : volume en m^3

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

II.3 Densité : c'est le rapport entre la masse volumique d'un fluide ρ et la masse volumique d'un fluide de référence ρ_{ref}

$$d = \frac{\rho}{\rho_{ref}} \quad (1-3)$$

Dans le cas des liquides on prendra l'eau comme fluide de référence. Dans le cas des gaz on prendra l'air comme fluide de référence.

II.4 Pression :

C'est la force exercée F par un fluide sur une surface.

$$p = \frac{F}{S} \quad (1-4)$$

On peut aussi exprimer la pression p

Soit en Pascal (Pa), $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$

Soit en bar, $1 \text{ bar} = 10^5 \text{ N/m}^2$

II.5 Viscosité : [1]

La viscosité d'un fluide définit l'état d'un fluide dont les molécules sont freinées dans leur déplacement par des interactions ou des associations moléculaires plus ou moins intenses. Elle dépend de la température, et, en plus, constitue une résistance à la déformation ou bien au glissement relatif de ses couches. Cette propriété se manifeste par le fait que dans un liquide réel toutes les conditions déterminées naissent des contraintes tangentielles ou contraintes de déformation tangentielle τ (voir figure 1-2).

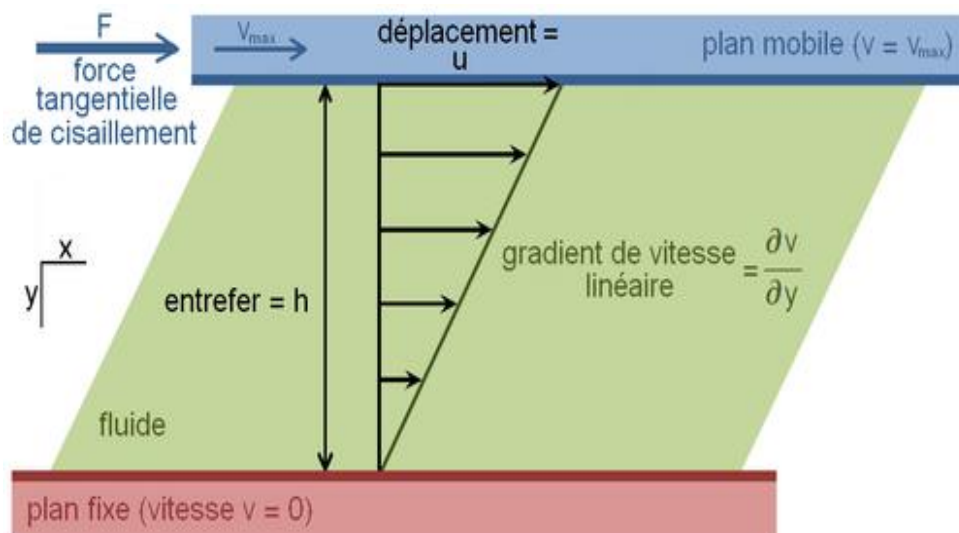


Figure 1-2 : Viscosité

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

$$\tau = \mu \frac{dV}{dy}$$

τ : contrainte de déformation tangentielle en N/m

$\frac{dV}{dy}$: gradient de vitesse d'écoulement

dV : écart de vitesse entre deux couches voisines en (m/s)

dy : distance entre deux couches en m.

μ : viscosité dynamique

Pour un fluide s'écoulant sur une paroi fixe, la viscosité détermine le gradient de vitesse

$\frac{dV}{dy}$ existant dans ce fluide depuis la paroi

Il existe deux séries d'unités selon que l'on parle de viscosité dynamique ou de viscosité cinématique.

II.5.1 Viscosité dynamique

La viscosité dynamique μ est une grandeur physique qui caractérise la résistance à l'écoulement laminaire d'un fluide incompressible (eau, huile ou miel), elle est exprimée en kg/m.s ou en N.s.m⁻² ou en Pa.s

$$\mu = \frac{\tau}{\frac{dV}{dz}} \quad (1-5)$$

II.5.2 Viscosité cinématique

La viscosité cinématique est le quotient de la viscosité dynamique par la masse volumique du fluide. Elle représente la capacité de rétention des particules du fluide et quantifie sa capacité à s'épancher

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1-6)$$

ν est exprimée en m²/s ou en Stokes (St); 1 m²/s = 10⁴ St

III. Cinématique des fluides [3]

III.1 Définition

La cinématique des fluides est l'étude, l'observation et la description d'un écoulement dans un milieu continu fluide à tout point et à chaque instant.

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

La mécanique des milieux continus traite des systèmes qui peuvent au cours du temps changer de forme. C'est un système complexe de même particule qui change de forme dans le temps.

III.2 Description des écoulements

Dans l'étude de mouvement d'un fluide, on définit généralement en chaque point M la vitesse V , la masse volumique ρ et la pression p .

On peut observer différents types de régimes dans l'écoulement d'un fluide

- Régime permanent ou stationnaire : les grandeurs ne dépendent pas du temps
- Régime uniforme : la vitesse ne dépend pas du point considéré $V=V(t)$
- Régime laminaire : les couches de fluide glissent les unes par rapport aux autres, les vitesses sont continues.
- Régime turbulent : les vitesses sont discontinues, les couches de fluide s'interpénètrent de façon aléatoire.

III.3 Description du mouvement d'une particule

A la différence de la mécanique des solides, il est illusoire en mécanique des fluides de vouloir décrire la trajectoire de chaque particule du système considéré.

Il est nécessaire de faire intervenir une description macroscopique du mouvement.

Deux méthodes différentes peuvent être utilisées, qui diffèrent par le choix des variables adoptées.

III.3.1 Description Lagrangienne

Dans la description lagrangienne, on suit une particule fluide donnée, issue d'un point fixé M_0 pour t_0 et $\overrightarrow{OM_0} = \overrightarrow{r_0}$, au cours de son mouvement, en spécifiant à chaque instant sa position, avec ($\overrightarrow{OM} = \overrightarrow{r}$).

On prend (x_0, y_0, z_0) les coordonnées d'une particule M_0 à l'instant t_0 , le mouvement est connu si on connaît les coordonnées (x, y, z) de la particule M à l'instant t en fonction de (x_0, y_0, z_0) et du temps t .

On définit alors la vitesse de particule fluide par : $\vec{V} = \begin{pmatrix} V_x = \frac{\partial x}{\partial t} \\ V_y = \frac{\partial y}{\partial t} \\ V_z = \frac{\partial z}{\partial t} \end{pmatrix} = \vec{V}(r,t)$

Les variables $r_0 = (x_0, y_0, z_0)$ et t sont appelées les variables de Lagrange. (voir figure1-3).

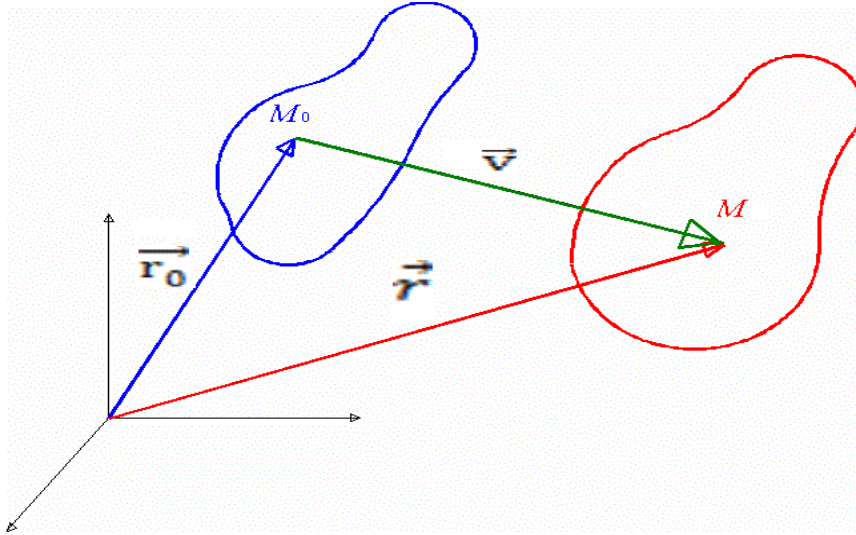


Figure 1-3 : Description Lagrangienne de la trajectoire

III.3.2 Description Eulérienne

En mécanique des fluides, on s'intéresse aussi à la variation de vitesse en tout point de l'écoulement à tout instant. Dans cette méthode il s'agit d'observer la vitesse d'une particule fluide $\vec{V}(r,t)$ à un instant donné pour un point fixe (voir figure 1-4).

$$\vec{V}(M,t) = \vec{V}(x, y, z, t) = \begin{pmatrix} V_x = V_x(x, y, z, t) \\ V_y = V_y(x, y, z, t) \\ V_z = V_z(x, y, z, t) \end{pmatrix}$$

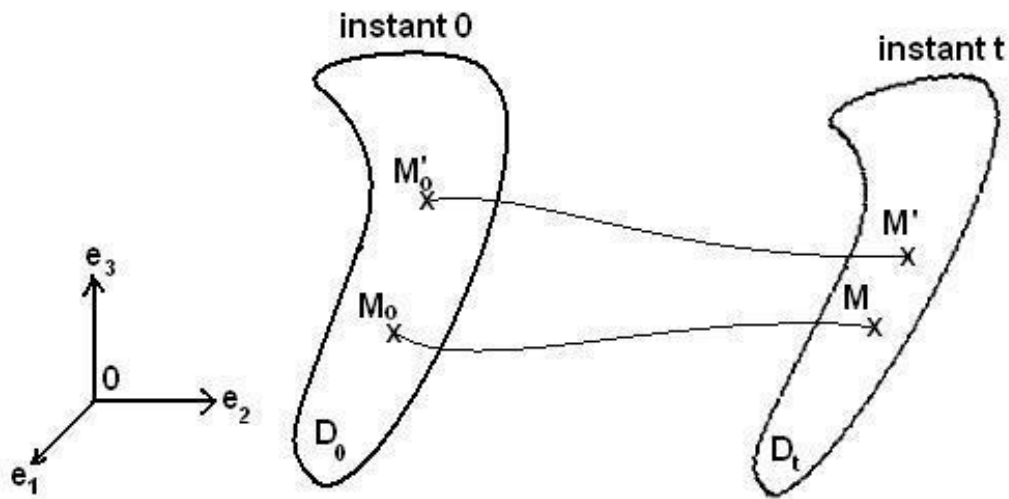


Figure 1-4 : Description Eulérienne de la trajectoire

IV. Dynamique des fluides parfaits [2]

IV.1 Définition

La dynamique des fluides est la science qui s'intéresse au comportement des fluides en mouvement.

On considère que les fluides étudiés sont parfaits et incompressibles avec $\rho = \text{cte}$, et les forces de frottement sont négligeables avec la paroi et à grand nombre de Reynolds et le fluide doit être libre de glisser.

IV.2 Ecoulement permanent ou stationnaire

Un écoulement est dit permanent ou stationnaire, si les paramètres qui caractérisent le fluide (pression, vitesse, température, masse volumique) sont indépendants du temps en chacun des points de l'écoulement.

IV.3 Ligne de courant

Une ligne de courant est une ligne tangente en tous ces points au vecteur vitesse \vec{V} des particules qui se trouvent sur cette ligne au moment donné (voir figure 1-5).

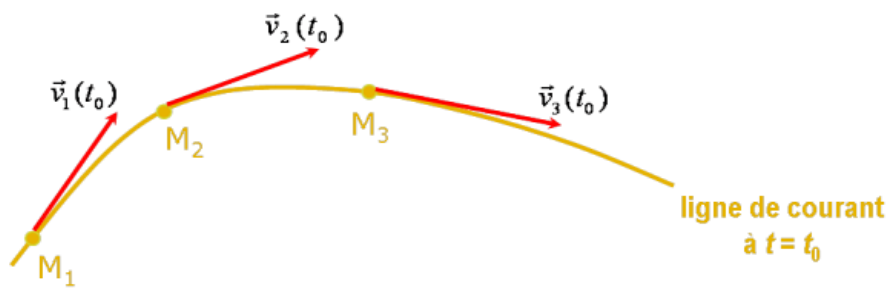


Figure 1-5 : Ligne de courant

L'ensemble des lignes de courant s'appuyant sur un contour fermé forme le tube de courant.

IV.4 Tube de courant :

On appelle tube de courant à l'instant t , la surface constituée par l'ensemble des lignes de courant à l'instant t s'appuyant sur une courbe fermée (voir figure 1-6).

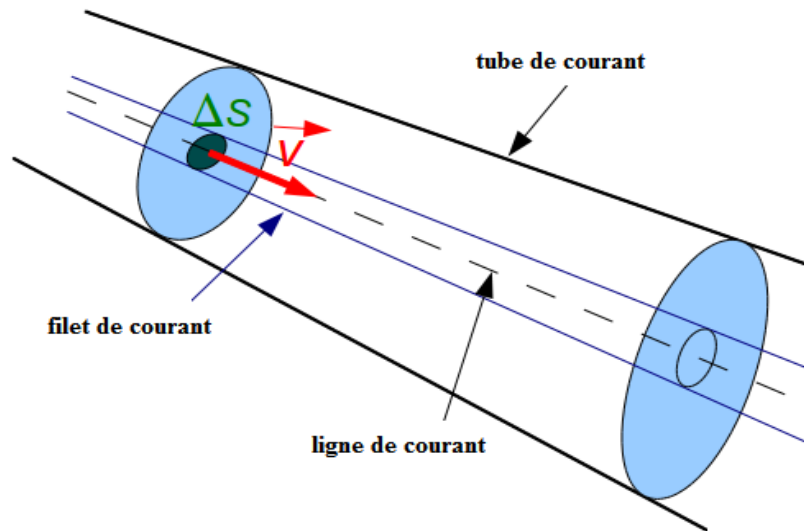


Figure 1-6 : Tube de courant

IV.5 Débit

Le débit est la quantité de fluide écoulee pendant le temps t . La quantité peut-être définie par un volume ou une masse. Par conséquent on définit alors :

- **Débit volumique Q_v**

Le débit Q_v volumique d'une veine fluide est la limite du rapport $\frac{d\vartheta}{dt}$ quand dt tend vers 0.

$$Q_v = \frac{\text{volume}}{\text{temps}} = \frac{d\vartheta}{dt} \quad (1-7)$$

Où:

Q_v : volume de fluide par unité de temps m^3/s .

$d\vartheta$: volume élémentaire, en m^3 , ayant traversé une surface S pendant un intervalle de temps

dt : Intervalle de temps en secondes s .

- **Débit massique Q_m**

Le débit massique Q_m c'est la quantité de masse de fluide dm qui traverse une conduite pendant un intervalle de temps dt .

$$Q_m = \frac{dm}{dt} \quad (1-8)$$

Où:

- Q_m en kg/s

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

- dm : masse élémentaire en kg qui traverse la section
- dt : intervalle de temps en s

IV.6 Relation entre débit volumique et débit massique

$$Q_m = \rho \cdot Q_v \quad (1-9)$$

❖ Débit volumique en fonction de V_m et S

$$Q_v = V_m \cdot S \quad (1-10)$$

Où :

V_m : vitesse moyenne en m/s

S : section en m^2

IV.7 Ecoulement permanent

L'écoulement d'un fluide est dit permanent si le champ des vecteurs vitesse des particules fluides est constant dans le temps. Notons cependant que cela ne veut pas dire que le champ des vecteurs vitesse est uniforme dans l'espace.

L'écoulement permanent d'un fluide parfait incompressible est le seul que nous aurons à considérer dans ce cours. Un écoulement non permanent conduirait à considérer les effets d'inertie des masses fluides.

IV.8 Conservation du débit :

Le long d'un tube de courant, le débit volumique d'un fluide incompressible se conserve (voire figure 1-7).

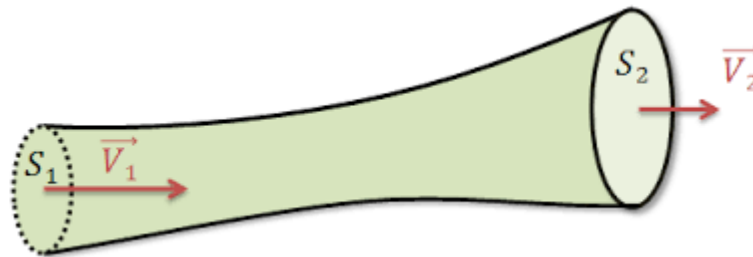


Figure 1-7 : Conservation du débit

$$Q_v = Q_{v1} = Q_{v2} = V_1 \cdot S_1 = V_2 \cdot S_2 = \text{Cte}$$

- Puisque le fluide est incompressible $\rho = \text{Cte}$:

$$Q_m = \rho \cdot Q_v \longrightarrow Q_{m1} = Q_{m2} = \rho \cdot V_1 \cdot S_1 = \rho \cdot V_2 \cdot S_2$$

IV.9 Equation de continuité (conservation de la masse) :

L'équation de continuité est d'un intérêt très général puisqu'elle traduit le principe de conservation de la masse au sein d'un écoulement. L'établissement de cette équation locale repose sur un bilan de masse de fluide au sein d'un élément de volume pendant un temps élémentaire dt (voir figure 1-8).

On considère un élément de volume parallélépipédique $d\vartheta = dx \cdot dy \cdot dz$ dont la masse est proportionnelle à la masse volumique du fluide et vaut donc de manière générique, la variation de masse pendant le temps dt et peut se formuler :

$$dm = \frac{\partial m}{\partial t} dt = \frac{\partial \rho}{\partial t} d\vartheta dt \quad \text{avec } m = \rho \cdot d\vartheta$$
$$dm_1 = dm_2 = dm$$

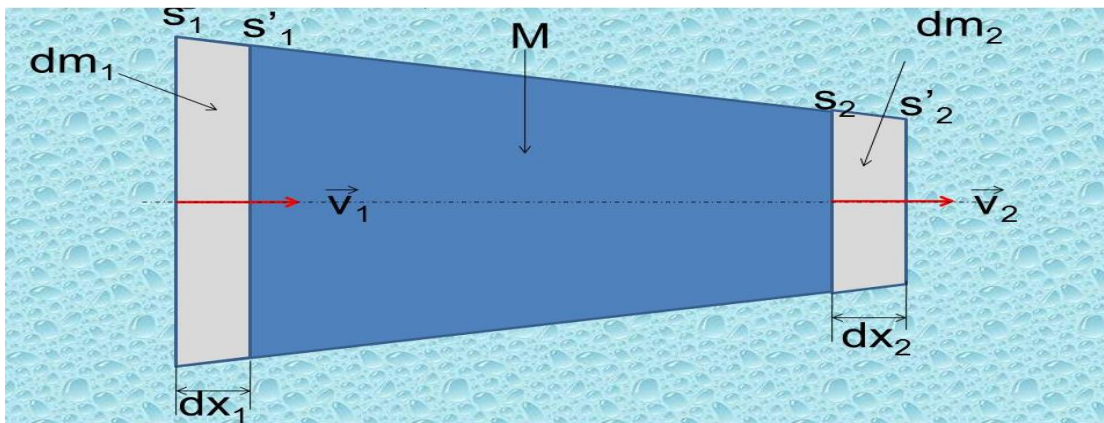


Figure 1-8 : Conservation de la masse

- S_1 et S_2 respectivement la section d'entrée et la section de sortie du fluide à l'instant t .
- S'_1 et S'_2 respectivement les sections d'entrée et de sortie du fluide à l'instant $t' = t + dt$.
- V_1 et V_2 les vecteurs vitesse d'écoulement respectivement à travers les sections S_1 et S_2 de la veine.
- dx_1 et dx_2 respectivement les déplacements des sections S_1 et S_2 pendant l'intervalle de temps dt .
- dm_1 : masse élémentaire entrante comprise entre les sections S_1 et S'_1 .
- dm_2 : masse élémentaire sortante comprise entre les sections S_2 et S'_2 .
- M : masse comprise entre S_1 et S_2 .
- $d\vartheta_1$: volume élémentaire entrant compris entre les sections S_1 et S'_1 .
- $d\vartheta_2$: volume élémentaire sortant compris entre les sections S_2 et S'_2 .

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

A l'instant t : le fluide compris entre S_1 et S_2 a une masse égale à $(M+dm_1)$.

A l'instant $t+dt$: le fluide compris entre S'_1 et S'_2 a une masse égale à $(M+dm_2)$.

IV.10 Théorème d'Euler :

Le théorème d'Euler est l'évaluation des forces exercées par les jets d'eau. Celles-ci sont exploitées dans divers domaines : production de l'énergie électrique à partir de l'énergie hydraulique grâce aux turbines, coupe des matériaux, etc.

Le théorème d'Euler résulte de l'application du théorème de quantité de mouvement à l'écoulement d'un fluide :

$$\Sigma F_{\text{ext}} = \frac{d(mV)}{dt} \quad (1-11)$$

Avec : mV est la quantité de mouvement

La résultante (ΣF_{ext}) des actions mécaniques extérieures exercées sur un fluide contenu dans l'enveloppe limitée par S_1 et S_2 est égale à la variation de la quantité de mouvement du fluide qui entre en S_1 à une vitesse V_1 et sort par S_2 à une vitesse V_2 .

V. Dynamique des fluides réels (visqueux) [4]

V.1 Définition

Un fluide est dit réel si pendant son mouvement, les forces de contact ne sont pas perpendiculaires aux éléments de surface sur lesquelles elles s'exercent elles possèdent donc des composantes tangentielles qui s'opposent au glissement des couches fluides les unes sur les autres. Cette résistance est caractérisée par la viscosité (voir figure 1-9).

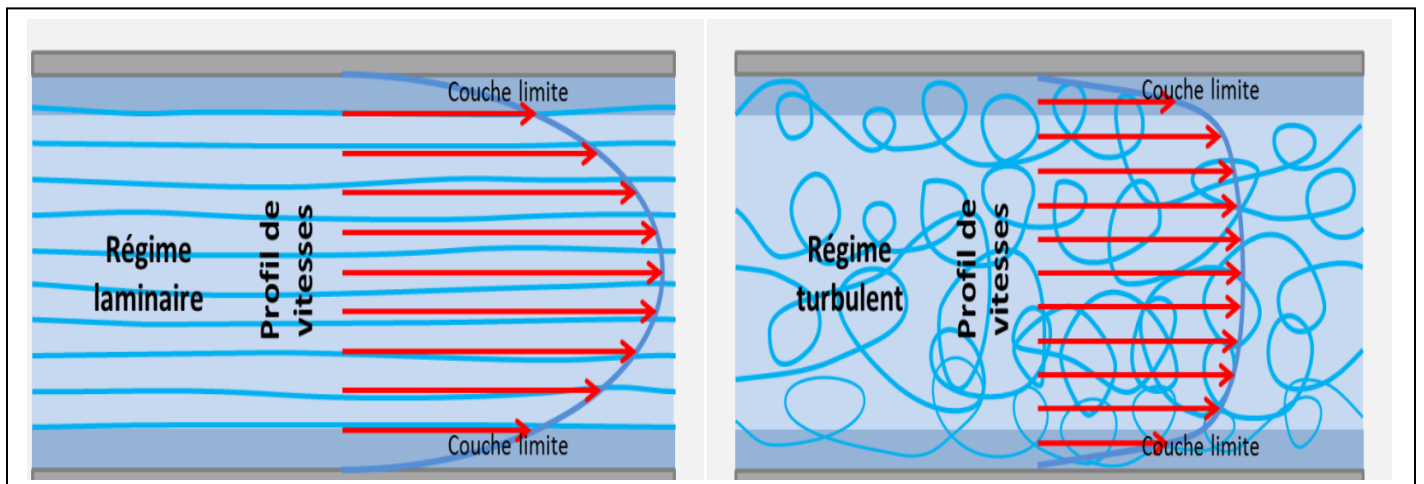


Figure 1-9 : Profil de vitesse moyenne

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

V.2 Régimes d'écoulement

L'écoulement d'un fluide, peut se produire de deux façons différentes, selon les conditions locales de vitesse. En effet, depuis très longtemps, on a observé qu'à faible vitesse.

L'écoulement se faisait de telle façon qu'en régime permanent, les lignes de courant sont stables et ne se mélangent pas. Dans cet écoulement, appelé laminaire, les couches fluides glissent les unes sur les autres et il n'y a pas de transfert de particules d'un filet fluide à un autre. Par ailleurs, lorsque la vitesse croît, les filets fluides paraissent osciller et vibrer, puis ils perdent leur identité propre. Dans ce régime, appelé turbulent, les particules oscillent rapidement autour de leur trajectoire (voir figure 1-10).

Si $Re < 2400$ le régime est laminaire

Si $2400 < Re < 3200$ le régime est transitoire

Si $Re > 3200$ le régime est turbulent

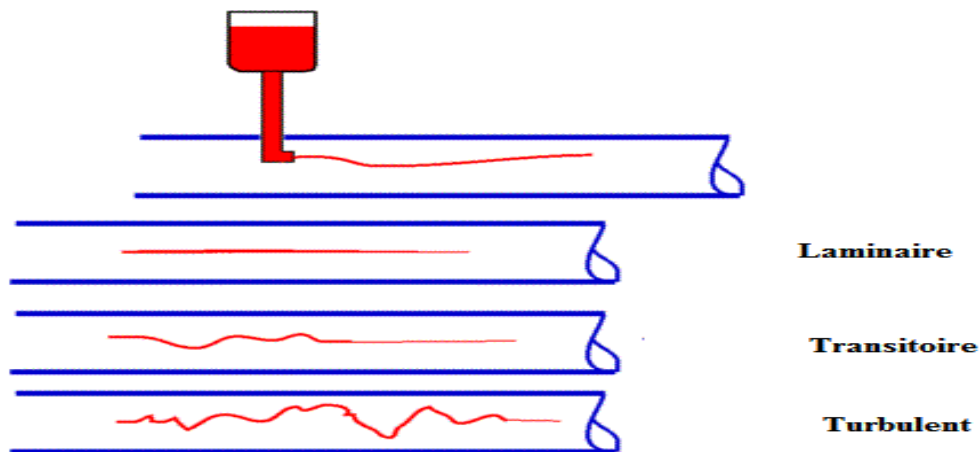


Figure 1-10 : Différents régimes d'écoulement

V.3 Nombre de Reynolds :

L'expérience historique d'Osborne REYNOLDS en 1883 consiste à faire s'écouler dans une conduite cylindrique rectiligne, ont montré l'existence de deux régimes d'écoulement laminaire et turbulent. Du même liquide que celui qui circule dans le tube et à la même vitesse.

$$Re = \frac{\rho \cdot V_m \cdot D}{\mu} \quad (1-12)$$

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

On sait que $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ ce qui donne $Re = \frac{V_m \cdot D}{\nu}$

- V_m : Vitesse moyenne d'écoulement à travers la section considérée en m/s

- D : Diamètre de la conduite en m.

- ν : Viscosité cinématique du fluide en m^2/s .

- ρ = masse volumique du fluide en m^3/s

- μ = viscosité dynamique du fluide en $N \cdot s/m^2$

❖ Pour un écoulement laminaire

Lorsque la vitesse commune du filet coloré et du liquide principal est faible, le liquide coloré suit une trajectoire rectiligne, parallèle à l'axe du tube. En fait chaque élément de fluide se déplace en ligne droite, parallèlement aux parois solides qui le guident, on l'appelle parfois écoulement en filets parallèles. (voir figure 1-11).

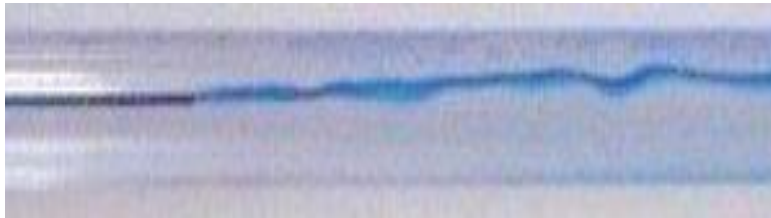


Figure 1-11 : Régime laminaire

❖ Pour un écoulement turbulent

Les phénomènes d'écoulement sont beaucoup plus complexes. Lorsque la vitesse commune du filet coloré et du liquide principal est élevée, le mouvement du liquide coloré devient beaucoup plus complexe, dans toutes les directions et variant dans le temps et dans l'espace, en direction et en intensité. on observe un mouvement global macroscopique dans l'axe du tube et à la vitesse imposée en entrée. De plus le liquide coloré perd son identité : il est dispersé dans le liquide transparent (voir figure 1-12).

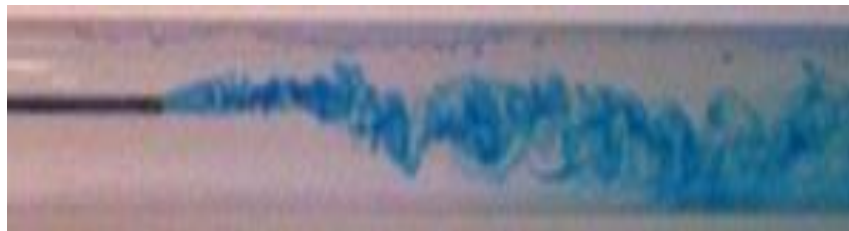


Figure 1-12 : Régime turbulent

VI. Théorème de Bernoulli

Ce théorème, établi en 1738 par Daniel Bernoulli s'applique aux fluides parfaits (effets visqueux négligeables) : la somme de la pression, de l'énergie cinétique et de l'énergie potentielle est constante.

Le principe de Bernoulli relie la vitesse d'un fluide et sa pression en un point donné. Le principe de Bernoulli, qui peut sembler contre-intuitif de prime abord, s'énonce de la manière suivante : dans un fluide s'écoulant horizontalement, la pression du fluide aux points où sa vitesse est élevée, est plus faible que la pression du fluide aux points où sa vitesse est plus faible (voir figure 1-13).

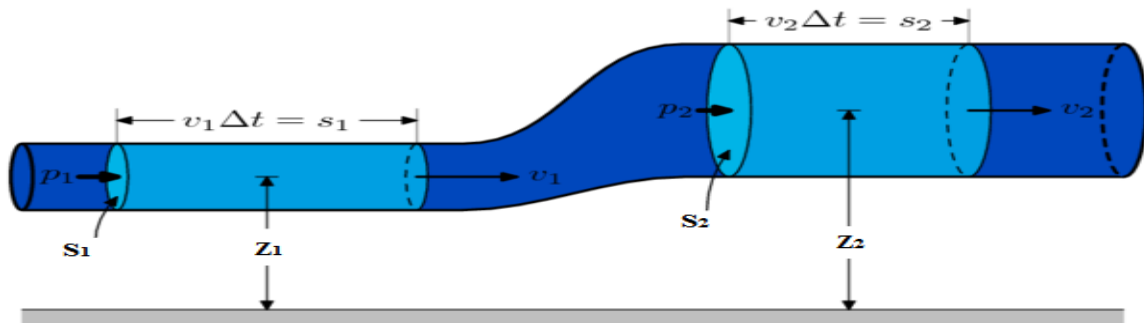


Figure 1-13 : Expérience de Bernoulli

On considère une conduite dans laquelle de l'eau s'écoule de façon laminaire de gauche à droite. Lorsque le volume d'eau, atteint la partie étroite de la conduite, sa vitesse augmente. La force pressante engendrée par la pression P_1 , à gauche du volume d'eau considéré, le pousse vers la droite et lui fournit un travail positif puisqu'elle le pousse dans le sens de son déplacement. La force pressante engendrée par la pression P_2 , à droite du volume d'eau considéré, le pousse vers la gauche et lui fournit un travail négatif puisqu'elle le pousse dans le sens opposé à son déplacement.

VI.1 Equation de Bernoulli pour un fluide parfait

$$\rho \frac{v^2}{2} + \rho g z + p = \text{cste en Pa, soit l'équation fondamentale de Bernoulli} \quad (1-13)$$

ρ : la masse volumique en kg/m³.

v : la vitesse du fluide en m/s.

g : la gravité terrestre 9.81 m/s².

z : le dénivelé vertical du conduit en mètre.

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

p: la pression statique en Pascal

ou pression dynamique ($\rho \frac{V^2}{2}$) + pression de pesanteur ($\rho g z$) + pression locale (p) = Cste

ou

$$H = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 = \text{Cste en m}$$

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + \Delta H_{1,2}$$

VI.2 Equation de Bernoulli pour un fluide réel (ou visqueux)

La différence entre un fluide parfait et un fluide réel, c'est l'existence d'une force de viscosité dans le fluide réel.

Donc entre deux points d'énergie d'un écoulement non parfait et incompressible on a une dissipation d'énergie mécanique, appelée perte de charge. Dans le cas de l'écoulement d'un fluide réel, il y a des pertes de charges entre deux points 1 et 2.

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + \Delta H_{1,2}, \text{ soit l'équation de Bernoulli généralisée} \quad (1-14)$$

$\Delta H_{1,2}$: pertes de charge au niveau de la conduite, entre les sections S_1 et S_2

VII. Pertes de charges [5]

Il existe deux types de pertes de charge (voir figure 1-14).

VII.1 Pertes de charge linéaires (ou régulières)

Sont dues aux frottements des particules entre elles et avec les parois

VII.2 Pertes de charge singulières

Sont dues aux singularités caractérisées par des changements de géométrie se produisant localement. Il s'agit par exemple de modifications du diamètre de la conduite (rétrécissement ou élargissement), de changements de direction (coudes), présence de vannes, clapets, etc (voir figure 1-15).

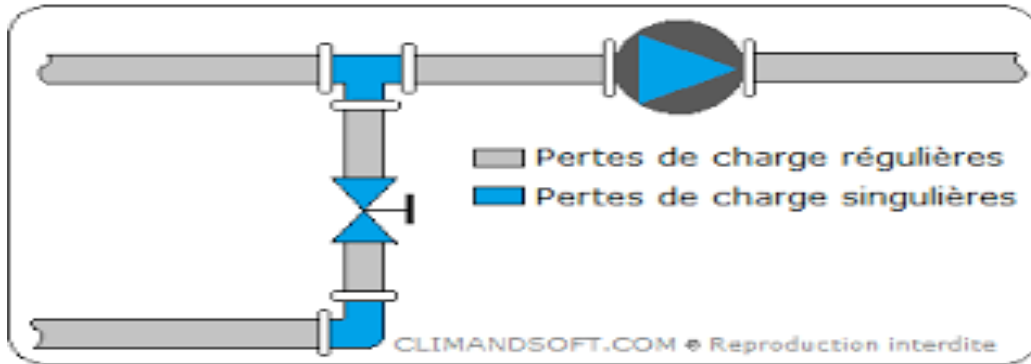


Figure 1-14 : Pertes de charge linéaires et singulières

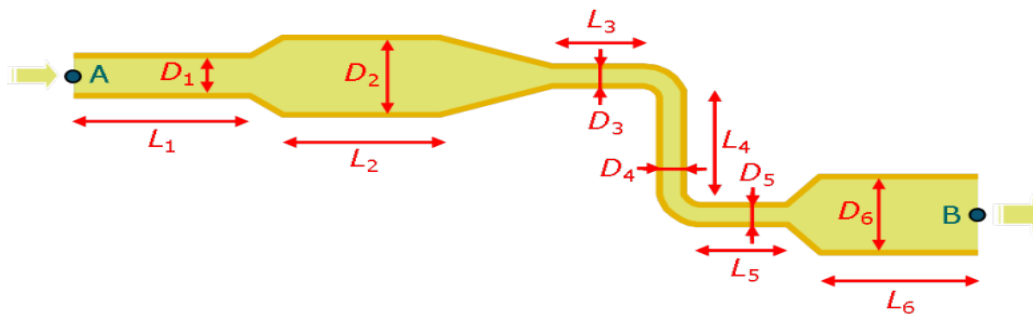


Figure 1-15 : Pertes de charge linéaires et singulières

Les pertes de charge dans les conduits et réseaux aérauliques ou hydrauliques (air gaz eau) désigne les pertes irréversibles d'énergie de pression que subit un liquide ou un gaz lors de son passage dans un conduit, un tuyau ou un autre élément de réseau de fluide.

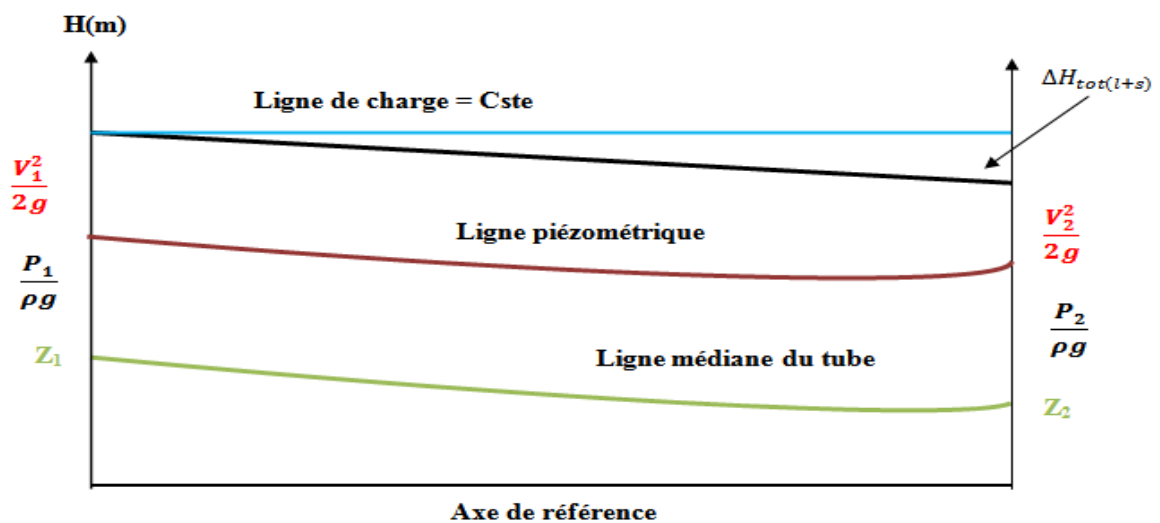


Figure 1-16 : Pertes de charge totales

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

Cette perte d'énergie, liée à la vitesse du fluide (faible vitesse=faible perte de charge), est causée par la transformation en chaleur, des frottements internes provoqués par:

- la viscosité du fluide
- la rugosité des parois
- les variations de vitesses
- les variations de direction du fluide

➤ Les pertes de charge linéaires sont calculées par l'expression suivante :

$$\Delta H_L = \lambda \frac{L}{D} \frac{V_m^2}{2g} \quad (1-15)$$

Où

D : diamètre de la conduite en m

V_m : vitesse de l'écoulement en m/s

L : la longueur de la conduite m

λ : le coefficient de perte de charge régulières

g : l'accélération en ms^{-2}

VII.3 Le coefficient de frottement

Le facteur de frottement λ employé pour le calcul des pertes linéaires dans les conduites, n'est valable que pour un écoulement laminaire et il est donné par :

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (1-16)$$

En régime turbulent l'état de la surface joue un grand rôle et les expériences ont montré l'influence de la rugosité k de paroi

La rugosité de la canalisation correspond à la notion habituelle de présence plus ou moins importante d'aspérités sur une surface et lorsque la rugosité d'une canalisation augmente les frottements seront plus nombreux donc la perte de charge augmentera et l'intérêt des expériences est de chercher la variation de λ en fonction de k et Re

$$\lambda = f(Re, k).$$

Le coefficient de pertes de charge λ est fonction non seulement de Re mais aussi de la rugosité de la paroi k.

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

- Dans le domaine de $4000 < Re < 10^5$: le coefficient de pertes de charge linéaire est donnée par la relation de Blasius pour les parois lisses et la rugosité n'intervient pas, soit :

$$\lambda = 0.316 Re^{-0.25} \quad (1-17)$$

- Dans le domaine de $Re > 10^5$ le coefficient de pertes de charge linéaires est donné par la formule de Karman-prandtl

- parois lisses :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} Re \sqrt{\lambda} - 0,8 \quad (1-18)$$

- parois rugueuses : le coefficient de pertes de charge est indépendant de nombre de Reynolds

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} \frac{2k}{D} + 1,74 \quad (1-19)$$

Expérience de Nikuradse

L'expérience de Nikuradse a pour but de déterminer l'influence de la rugosité des parois sur le coefficient de perte de charge linéaire et pour $Re > 10^5$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log \left(\frac{3,71D}{k} \right) \quad (1-20)$$

La formule de Colebrook et White

La formule de Colebrook et White est reconnue comme étant la plus précise et la plus "universelle" pour décrire tous les types d'écoulement turbulents dans des canalisations en charge.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2. \log \left[\frac{k}{3,7D} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} \right] \quad (1-21)$$

La formule de Haaland

L'équation de Haaland (et celle de Pecornic) est moins précise mais elle donne quand même de très bons résultats.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1.81 \log_{10} \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{k/D}{3.7} \right)^{1.11} \right] \quad (1-22)$$

- Les pertes de charge singulières ΔH_S sont calculées par la formule suivante :

$$\Delta H_S = \xi \frac{V_m^2}{2g} \quad (1-23)$$

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

ξ : est le coefficient de pertes de charge singulière qui dépend des singularités et sont données par des tableaux de valeurs (voir tableau), en fonction de la vitesse d'eau.

Tableau 1 : Pertes de charge en fonction de (vitesse d'eau, angle de coude et vannes)

Vitesse de l'eau m/sec	Courbes à angle vif α					$\alpha = 90^\circ$ courbes à angle arrondi					Vannes standard	Clapets de pied	Clapets de non retour
	$\alpha = 30^\circ$	$\alpha = 40^\circ$	$\alpha = 60^\circ$	$\alpha = 80^\circ$	$\alpha = 90^\circ$	$\frac{d}{R} = 0,4$	$\frac{d}{R} = 0,6$	$\frac{d}{R} = 0,8$	$\frac{d}{R} = 0,1$	$\frac{d}{R} = 1,5$			
0,4	0,43	0,52	0,71	1,0	1,2	0,11	0,13	0,16	0,23	0,43	0,23	32	31
0,5	0,67	0,81	1,1	1,6	1,9	0,18	0,21	0,26	0,37	0,67	0,37	33	32
0,6	0,97	1,2	1,6	2,3	2,8	0,25	0,29	0,36	0,52	0,97	0,52	34	32
0,7	1,35	1,65	2,2	3,2	3,9	0,34	0,40	0,48	0,70	1,35	0,70	35	32
0,8	1,7	2,1	2,8	4,0	4,8	0,45	0,53	0,64	0,93	1,7	0,95	36	33
0,9	2,2	2,7	3,6	5,2	6,2	0,57	0,67	0,82	1,18	2,2	1,20	37	34
1,0	2,7	3,3	4,5	6,4	7,6	0,7	0,82	1,0	1,45	2,7	1,45	38	35
1,5	6,0	7,3	10	14	17	1,6	1,9	2,3	3,2	6	3,3	47	40
2,0	11	14	18	26	31	2,8	3,3	4,0	5,8	11	5,8	61	48
2,5	17	21	28	40	48	4,4	5,2	6,3	9,1	17	9,1	78	58
3,0	25	30	41	60	70	6,3	7,4	9	13	25	13	100	71
3,5	33	40	55	78	93	8,5	10	12	18	33	18	123	85
4,0	43	52	70	100	120	11	13	16	23	42	23	150	100
4,5	55	67	90	130	160	14	21	26	37	55	37	190	120
5,0	67	82	110	160	190	18	29	36	52	67	52	220	140

ΔH_S peut être donné directement par les abaques exprimant la perte de charge singulière en m (voir abaques de annexe II).

Le long d'une conduite les singularités se caractérisent par des changements de géométrie se produisant localement. Il s'agit par exemple de modifications du diamètre de la conduite (rétrécissement ou élargissement), de changements de direction (coudes), présence de vannes, clapets etc.

VIII. Le coefficient de frottement à partir de digramme de Moody [15]

VIII.1 Diagramme de Moody

Le diagramme de Moody permet de déterminer le coefficient de frottement en fonction de l'écoulement moyen et de la rugosité. Son application aux écoulements en charge est abordée (voir figure 1-17).

IX. Types de canalisation

L'eau est distribuée aux consommateurs par des réseaux de conduites. Les principaux éléments d'un réseau de distribution sont: les conduites, les branchements et les pièces telles que les coudes, les raccordements, les vannes, les compteurs, et les bouches d'incendies. Les conduites de distribution doivent suivre le chemin de notre besoin.

La canalisation constitue l'ouvrage principal d'un réseau. Elle peut être cylindrique ou ovoïde, préfabriquée le plus souvent. Les parties de la canalisation exposées aux chocs doivent être protégées ou exécutées en matériaux résistants.

Les tuyaux sont souvent de différentes natures : en cuivre, en PVC, en multicouches, en PER, en flexible, en PEHD, en fonte, en acier, en béton armé, etc.

Toutes les précautions doivent être prises pour que les tubes conservent, après leur mise en œuvre, leur section circulaire.

❖ Conduite en cuivre :

Est utilisée pour la distribution de l'eau froide et chaude mais aussi pour le chauffage. Très résistant, il est possible de le couper, de le cintrer pour l'adapter aux installations. Il a aussi l'avantage d'être assez esthétique et d'être recyclable. Sa manipulation demande un peu d'outils et d'avoir quelques compétences dans le domaine (voir figure 1-18).



Figure 1-18 : Conduite en cuivre

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

❖ Conduite en PVC [7]

Est le tuyau qu'on utilise pour l'évacuation des eaux usées. Il est très léger et très simple à manier puisqu'il se travaille à froid sans soudure. Il suffit de le couper à la dimension choisie et de dépolir avec un peu de toile émeri. Il est aussi très bon marché ce qui est appréciable lorsqu'on a un petit budget (voir figure 1-19).



Figure 1-19 : Tuyaux en PVC

Les tuyauteries en PVC (polychlorure de vinyle) permettent d'alimenter en eau une habitation et servent également à l'évacuation des eaux usées. Léger, résistant, étanche, anti-corrosif et facile à installer, le PVC est une matière qui se substitue efficacement au plomb, zinc ou acier.

Tableau 2 : Différents caractéristique de tuyau PVC

	Pression (bar)	Diamètre ext (mm)	Epaisseur (mm)	Diamètre int (mm)	Débit min (l/h)	Débit max (l/h)
PVC Pression	PN25	16	1,8	12,4	650	1100
	PN25	20	1,5	15,4	1000	1700
	PN25	25	2,8	19,4	1600	2700
	PN16	25	1,9	21,2	1900	3200
	PN16	32	2,4	27,2	3100	5200
PVC Evacuation	PN25	32	3	26	2900	4800
	PN25	40	3	34	6800	11300
	PN25	50	3	44	8200	13700
	PN16	63	3	54	12400	20600
	PN16	80	3	74	23200	38700
	PN16	100	3	94	37500	62400

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

✓ **Les avantages et les inconvénients du PVC**

Le PVC ou du Polychlorure de vinyle offre à l'utilisateur de nombreux avantages et inconvénients :

✓ **Les avantages**

- Résistant aux intempéries, à l'usure du temps, aux flammes et à la plupart des agents agressifs
- Imputrescible
- Insensible aux variations climatiques (contrairement à l'aluminium ou au bois)
- Bon isolant électrique, thermique et phonique
- Etanche aux gaz et aux liquides
- Léger
- Malléable, le PVC se plie à toutes les contraintes
- Choix important de couleurs, motifs et finitions (imitation d'autres matériaux comme le bois, la pierre, le marbre, le béton, etc.)
- Economique (moins cher que l'acier, le bois ou l'aluminium)
- Facile à entretenir
- Difficilement inflammable
- 100% recyclable

✓ **Les inconvénients**

Le PVC jaunit avec le temps (après plusieurs années) contrairement aux tuyaux flexibles utilisés dans un système de tuyauterie inox

- Il devient toxique en cas d'incendie
- Son aspect plastique n'est pas très design
- Aspect plastique des produits d'imitation (bois, marbre, etc.)
- Peu résistant à l'usure en tant que revêtement de sol
- Non biodégradable
- Toxique en cas d'incendie ou de combustion (contient de l'acide chlorhydrique)

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

❖ Canalisations à usage spécifique

• Tuyau multicouche

Possède les mêmes qualités que le tuyau PER. Il est très résistant et possède une longue durée de vie. Pour le raccorder à d'autres tuyaux, il est inutile de souder, il suffit de visser les raccords. Il est aussi possible de le couper et de le cintrer si nécessaire (voir figure 1-20).

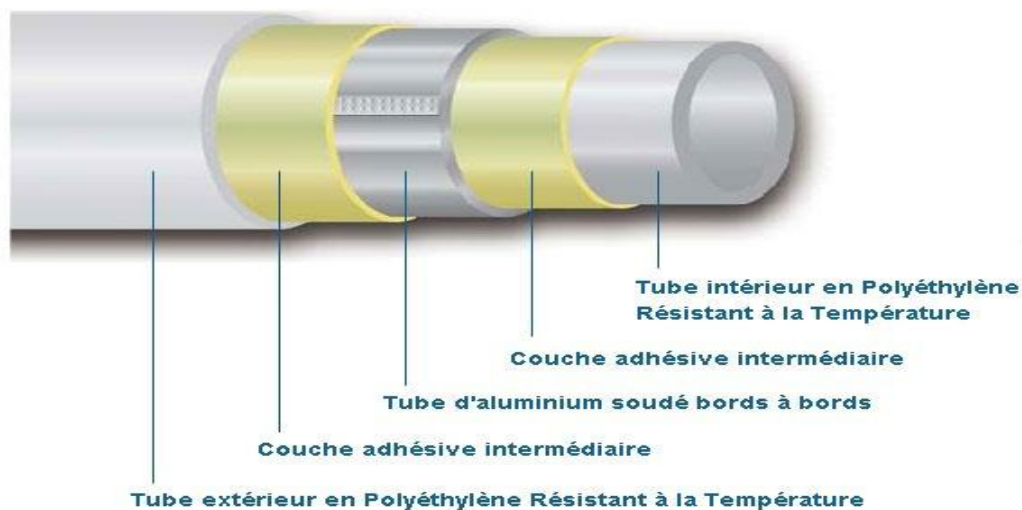


Figure 1-20 : Tuyau multicouche

Tuyaux en PEHD [8]

Le tube PEHD ou tuyau en polyéthylène à haute densité est un tuyau en matériaux de synthèse qui, par ses qualités, assurera l'acheminement de l'eau potable pour tout type d'installation, domestique ou agricole (voir figure 1-21).

Principales Propriétés du PEHD

Il existe trois grandes applications. Celles-ci génèrent trois types de tubes PEHD :

le transport d'eau potable (PEHD traits bleus)

le transport de gaz (PEHD traits Jaunes)

le transport de fluides industriels (PEHD noir)

Ces raccords sont fabriqués à partir de ces trois types de tube.

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

Tubes Traits Bleus (Eau Potable)

Pour fabriquer ces tubes, qui doivent répondre aux exigences spécifiques du transport de l'eau potable, il faut un produit résistant à la pression pendant une longue durée, sans défaillance.

Il lui faut aussi une inertie suffisante pour empêcher toute détérioration de la pureté de l'eau, en particulier sous l'angle du goût et de la pollution.

Les tubes Bandes Bleues correspondent à plusieurs spécifications, notamment grâce à leur propriété organoleptique, (norme de PE 100 NF 114 groupe 2) (voir figure 1-21)

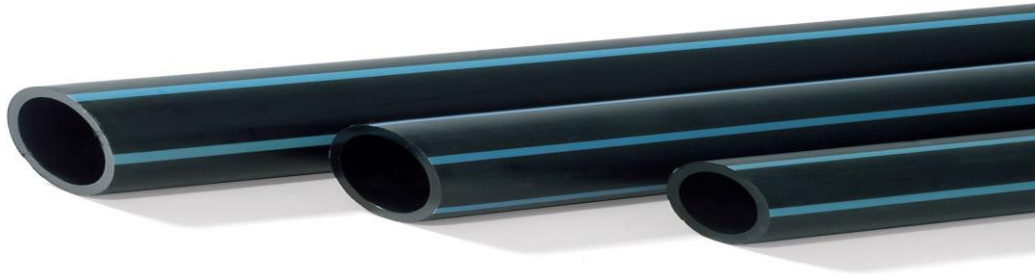


Figure 1-21 : Tuyaux en PEHD (traits bleus pour eau potable)

❖ Propriétés

- Température maximale d'emploi : 105 °C ; température de fragilisation : -50 °C
- Compatible aux micro-ondes
- Bonne flexibilité
- Très bonne résistance aux acides, alcools aliphatiques, aldéhydes, hydrocarbures aliphatiques et aromatiques
- Faible résistance aux agents oxydants, qui peuvent alors faciliter l'installation d'un biofilm indésirable

Tableau 3 : Différents modèles de tube PEHD

Volume (litres)	Diamètre (mm)	Longueur (mm)	Epaisseur (mm)	Poids (kg)
10000	1900	3960	6	1390
15000	1900	5910	6	1960
20000	2500	4680	6	2120
25000	2500	5680	6	2510
30000	2500	6680	6	2910
40000	2500	8830	6	3830
50000	2500	7820	6	4650
60000	3000	9170	6	5460
70000	3000	10695	6	6200
80000	3000	12220	6	7120
90000	3000	13650	6	7900
100000	3000	15080	6	8770
120000	3000	17700	6	10290
150000	3000	22600	6	13155
166000	3000	25030	6	17080

- **Tuyaux en fonte ductile**

Le tuyau en fonte a longtemps été le matériau standard pour le transport de l'eau et des égouts dans les services municipaux, les services d'utilités publiques et les industries. Les tuyaux en fonte ductile, proposés en différents diamètres de DN 60 à DN 600. revêtement extérieur est composé d'un alliage zinc/aluminium et d'une couche de finition constituée d'un bouche-pores époxy. La Protection intérieure est assurée par un mortier de ciment appliqué par centrifugation. Ils sont adaptés aux réseaux d'adduction de l'eau potable et utilisé en pression de 33 à 64bars (voir figure 1-22).



Figure 1-22 : Tuyau en fonte ductile

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

IX.1 Calcul des conduites

Pour dimensionner un tuyau ou un conduit dans un réseau hydraulique ou aéraulique, que l'on fasse de la plomberie artisanale ou l'étude d'un réseau est un problème incontournable. Les réseaux de distribution de fluides, liquides ou gaz, air ou eau, sont étudiés de manière à fournir le débit souhaité avec le minimum de coût de pose, d'entretien et d'exploitation. Le bruit des turbulences du fluide dans les conduits est aussi une nuisance à prendre en compte.

IX.2 Types de réseaux de conduites [6]

Les réseaux de conduites constitue l'ensemble du circuit hydraulique qui permet de véhiculer l'eau potable depuis le réservoir jusqu' à l'endroit de notre besoin

L'eau est généralement fournie aux réseaux par l'intermédiaire d'un réservoir de stockage qui est relié au réseau par une conduite maitresse.

Le réseau se compose de conduites principales, secondaires et tertiaires

Les réseaux de distribution peuvent être classés comme suit :

- Les réseaux ramifiés
- Les réseaux maillés
- Les réseaux étagés
- Les réseaux à alimentation distinctes

IX.2.1 Réseau ramifié

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 de l'exploitation.

Ce type de réseau n'offre ni sécurité d'alimentation, ni flexibilité (en cas de rupture ou de travaux d'entretien : un accident sur la conduite principale prive les abonnés en aval d'eau potable).

Par ailleurs, il peut y avoir des chutes de pression aux heures de pointe dans certains secteurs (voir figure 1-23).

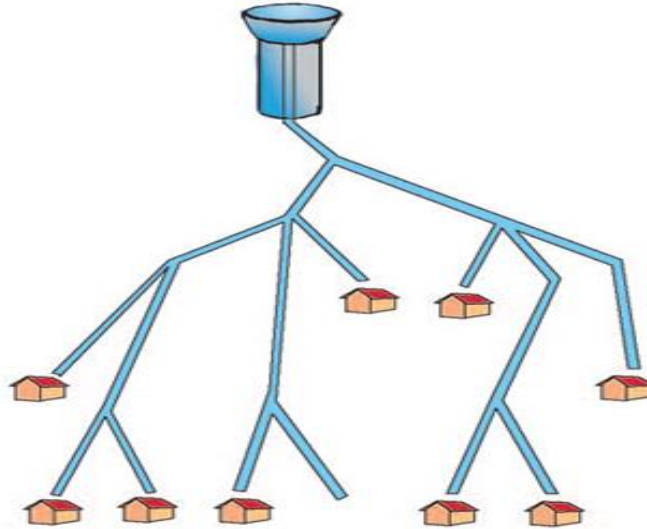


Figure 1-23 : Réseau ramifié

IX.2.2 Réseau maillé

le réseau maillé permet de dériver du réseau ramifié par la connexion des extrémités des conduites permettant une alimentation de retour (voir figure 1-24).

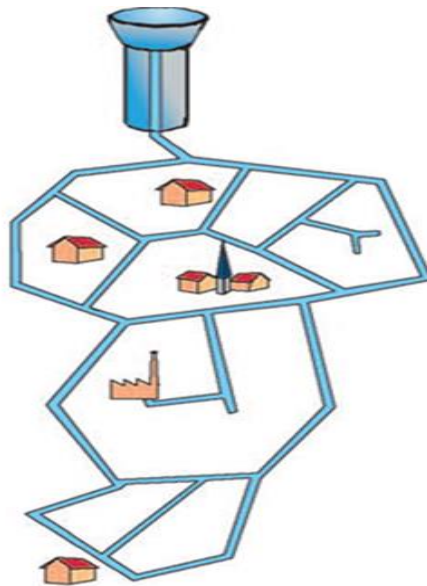


Figure 1-24 : Réseau maillé

✓ Avantages

- alimentation possible d'un tronçon par au moins deux canalisations, d'où une sécurité d'approvisionnement

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

- augmentation des capacités de transfert du réseau (à débit égal les pertes de charges diminuent).

✓ Inconvénients

- connaissance et maîtrise du fonctionnement du réseau plus difficiles
- risque de stagnation de l'eau sur certains tronçons
- inversion possible du sens de circulation de l'eau (cas des compteurs de sectorisation)
- il peut être difficile d'identifier un tronçon causant des désordres (fuites, contamination)

IX.2.3 : Réseau étagé

Avec le réseau étagé, il est possible de constituer des réseaux indépendants avec une pression limitée autour de 40 m d'eau (voir figure 1-25).

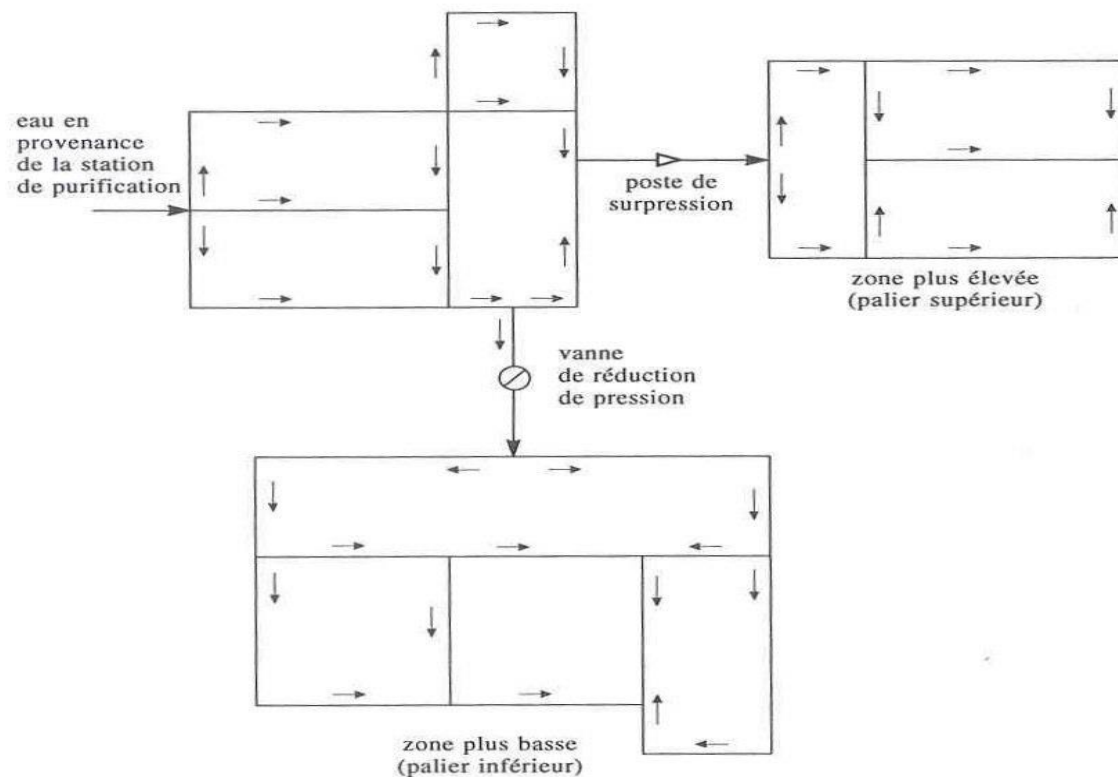


Figure 1-25 : Réseaux étagés

IX.2.4 Réseaux à alimentations distinctes

Les réseaux à alimentations distinctes distribuent d'une part l'eau potable destinée à tous les besoins domestique et d'autre part l'eau non potable réservée aux usages Pour que l'eau soit ditribuée en quantité suffisante et à une pression appropriée conformément aux exigence local, on peut l'acheminer soit par gravité, à l'aid d'un ou plusieurs poste de supression couplés.

IX.3 Le choix du diamètre de la section

Les dimensions des tuyaux ou tubes d'un réseau hydraulique ou aéraulique sont généralement calculées en fonction du débit souhaité de fluide à transporter. Le diamètre des conduits est en général la dimension recherchée. Ceci permet de calculer les pertes de charges, débits, ou vitesses de fluides des conduits aussi le diamètre influence la vitesse dans les conduits et les couts d'exploitation.

❖ Vitesse moyenne dans les conduites

Dans un conduit les frottements le long des parois ralentit le fluide alors qu'au centre du même conduit le fluide est à sa vitesse maximum.

La vitesse maximum est en général évaluée comme le double de la vitesse moyenne

Nous trouvons donc en réalité des vitesses différentes pour la même section de conduit.

La vitesse maximum d'un fluide dans un conduit est donc déterminée par la perte de charge qu'elle provoque. Cette perte de charge "admissible" pour que le conduit ne soit pas bruyant ou ne génère pas de surcoût d'exploitation (énergie et pompage) doit rester inférieure à 20 mm/m de perte de charge linéique

La vitesse minimum d'un fluide dans une conduite est souvent déterminée par la vitesse de sédimentation des particules en suspension dans le fluide. La vitesse minimum est aussi fixée par le prix des conduits et de leur pose. En effet une vitesse lente amène de faibles coûts d'exploitation et de pompage, mais les grands diamètres des conduites, assurant cette faible vitesse, sont coûteux à l'achat et à la pose. On considère en pratique qu'une perte de charge linéique de 15 mm/m est un bon compromis entre diamètre de conduit et dépense énergétique.

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

- Pour réduire la vitesse (consommation d'énergie) sans réduire le débit, il faut donc augmenter le diamètre.

❖ Débit volumique

Les conduites devront pouvoir transiter les plus forts débits instantanés en tenant compte du débit de pointe.

C'est souvent cette donnée qui est imposée et qui détermine les dimensions des conduits.

Pression

Le réseau de conduite doit être calculé pour satisfaire notamment, aux conditions de pression. L'eau, en circulant dans les tuyaux, exerce une force que l'on appelle pression avant d'arriver au compteur, cette force est d'environ 3 bars mais dans certains cas, la pression avant compteur est plus élevée et cela risque d'endommager vos canalisations et vos installations sanitaires. Dans ce cas, il est préférable d'utiliser un réducteur de pression après le compteur d'eau. Préréglé à 3,5 bars ou réglable manuellement (avec ou sans manomètre), il permet de réduire la pression du réseau public. Dans certains cas très rares, la pression est faible et descend en dessous de 3 bars. Il est donc préconisé d'installer un supprimeur afin d'augmenter la pression de l'eau, qui requiert une certaine pression pour un fonctionnement optimal.

IX.4 La turbulence et pertes de charge

Ces turbulences sont la conséquence de frottement sur la surface intérieure du tube. Imaginons (juste un instant) être une particule de fluide faisant du rafting dans un conduit. Au contact direct des bords, le fluide est plus ou moins "coincé, freiné" dans les rugosités du conduit. Plus ce fluide est visqueux plus la particule collée contre la paroi s'accroche aux autres, alors que les particules se trouvent tranquillement au milieu de la conduite. Ces différences de vitesses, et la viscosité du fluide, détournent les particules du chemin le plus court (la ligne droite), et l'énergie qui au départ devait servir à aller d'un point à un autre.

X. Calcul des conduites en série et en parallèle [6]

XI. Conduites en série

Lorsque plusieurs conduites sont placées en série le débit qui le traverse est le même et la perte totale de charge est la somme de toutes les pertes de charge au long de conduite (voir figure1-26).

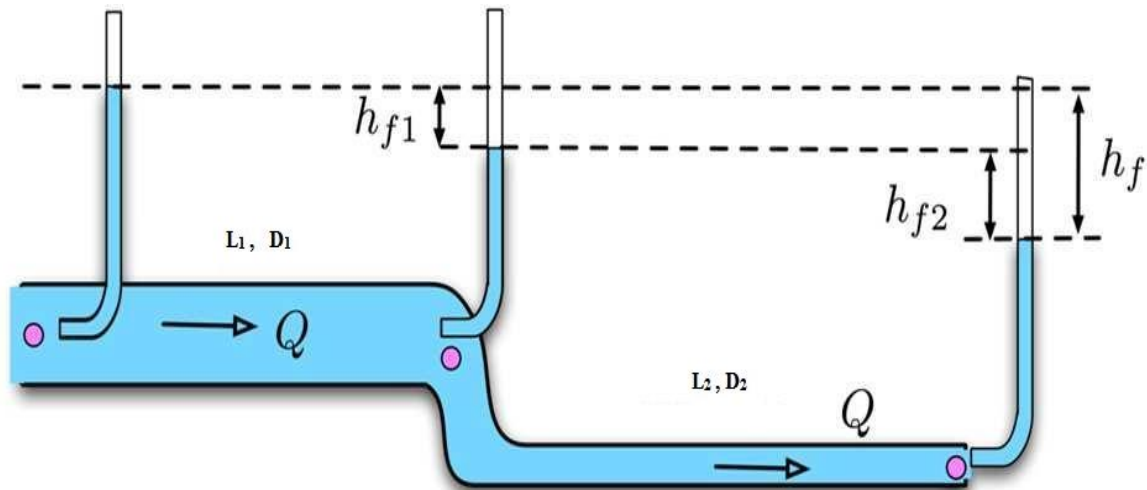


Figure 1-26 : Conduites en série

➤ Le débit ne varie pas le long de la série

$$Q_{tot} = Q_1 = Q_2 = Q_3 = \dots = Q_n$$

Avec :

$$L = L_1 + L_2 + L_3 + \dots + L_n$$

$$\Delta H_{tot} = \Delta H_1 + \Delta H_2 + \Delta H_3 + \dots + \Delta H_n$$

$$\left(\lambda \frac{L V_m^2}{D 2g}\right)_{tot} = \left(\lambda \frac{L V_m^2}{D 2g}\right)_1 + \left(\lambda \frac{L V_m^2}{D 2g}\right)_2 + \left(\lambda \frac{L V_m^2}{D 2g}\right)_3 + \dots + \left(\lambda \frac{L V_m^2}{D 2g}\right)_n$$

$$\Delta H_{tot} = \Delta H_1 + \Delta H_2 + \Delta H_3 + \dots + \Delta H_n$$

$$\left(\lambda \frac{L V_m^2}{D 2g}\right)_{tot} = \left(\lambda \frac{L V_m^2}{D 2g}\right)_1 + \left(\lambda \frac{L V_m^2}{D 2g}\right)_2 + \left(\lambda \frac{L V_m^2}{D 2g}\right)_3 + \dots + \left(\lambda \frac{L V_m^2}{D 2g}\right)_n$$

X.2 Conduites en parallèle

On dit que les conduites sont placées en parallèle lorsque leur point de bifurcation et de confluence sont communs (voir figure1-27).

- Lorsque plusieurs conduites sont en parallèle, la perte de charge est la même pour toutes les conduites et le débit total est égal à la somme des débits.

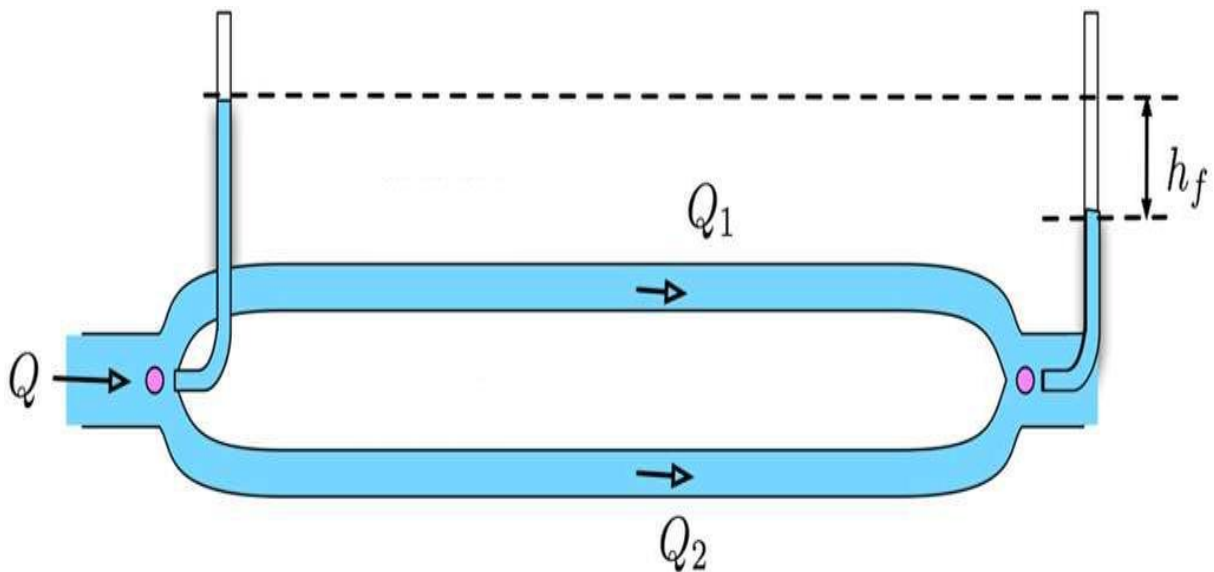


Figure 1-27 : Conduites en parallèle

$$Q_{\text{tot}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + \dots + Q_n$$

$$\Delta H_{\text{tot}} = \Delta H_1 = \Delta H_2 = \Delta H_3 = \dots = \Delta H_n$$

XI. Conclusion

On a cité dans cette partie de ce chapitre que le comportement mécanique et les propriétés physiques des fluides sont différentes. En effet, les lois de la mécanique des fluides ne sont pas universelles, elles sont applicables uniquement pour une classe de fluides donnée. Conformément à la classification qui a été faite, les lois relatives à chaque type de fluides seront exposées dans la suite du cours d'une façon indépendante.

Les notions des mécaniques des fluides ne constituent que des connaissances élémentaires pour un chercheur scientifique.

Partie B : Réseaux et pompes

I. Définitions [10]

I.1 Pompe à eau

La pompe à eau est une machine mécanique ou électromécanique qui permet de transporter le fluide d'un point A pour l'envoyer à un point B. Pour que ce transfert s'effectue, il faudrait que la pompe aspire le fluide pour déclencher le mécanisme de transfert qui provoque une compression mécanique occasionnée par un piston ou encore par un autre mécanisme qui aspire et refoule le fluide. Pour son fonctionnement il a besoin d'être équipé d'un moteur qui a son tour sera alimenté par de l'énergie électrique, thermique ou mécanique. Mais lorsqu'il s'agit d'énergie électrique ou thermique il est transformé de façon automatique en énergie mécanique puisque le moteur fonctionne à partir de ce dernier. Le moteur alimenté par l'énergie mécanique occasionne le déplacement du liquide. Il existe deux types de pompe: rectiligne et rotatif (voir figure 1-28).

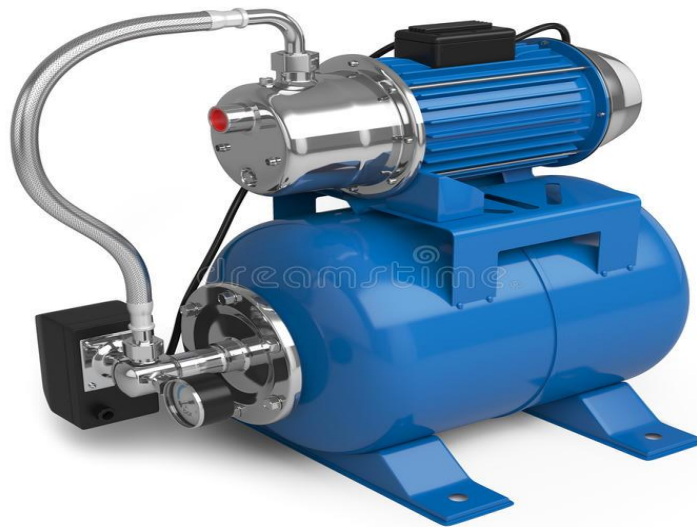


Figure 1-28 : Pompe à eau

I.2 Système de pompages

Une pompe est un dispositif permettant d'aspirer et de refouler un fluide. Les pompes répondent toutes au même besoin, déplacer un liquide d'un point à un autre. Pour déplacer ce liquide il faut lui communiquer de l'énergie. Les pompes remplissent cette fonction. Le moteur qui alimente les pompes transforme l'énergie thermique ou électrique en énergie mécanique pour permettre le mouvement des organes des

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

pompes. Cette énergie mécanique est retransmise au fluide. Cette énergie fluide se traduit sous forme de débit (énergie cinétique) et de pression (énergie potentielle). Ces énergies vont s'échanger et se consommer dans les circuits de l'installation (voir figure 1-29).

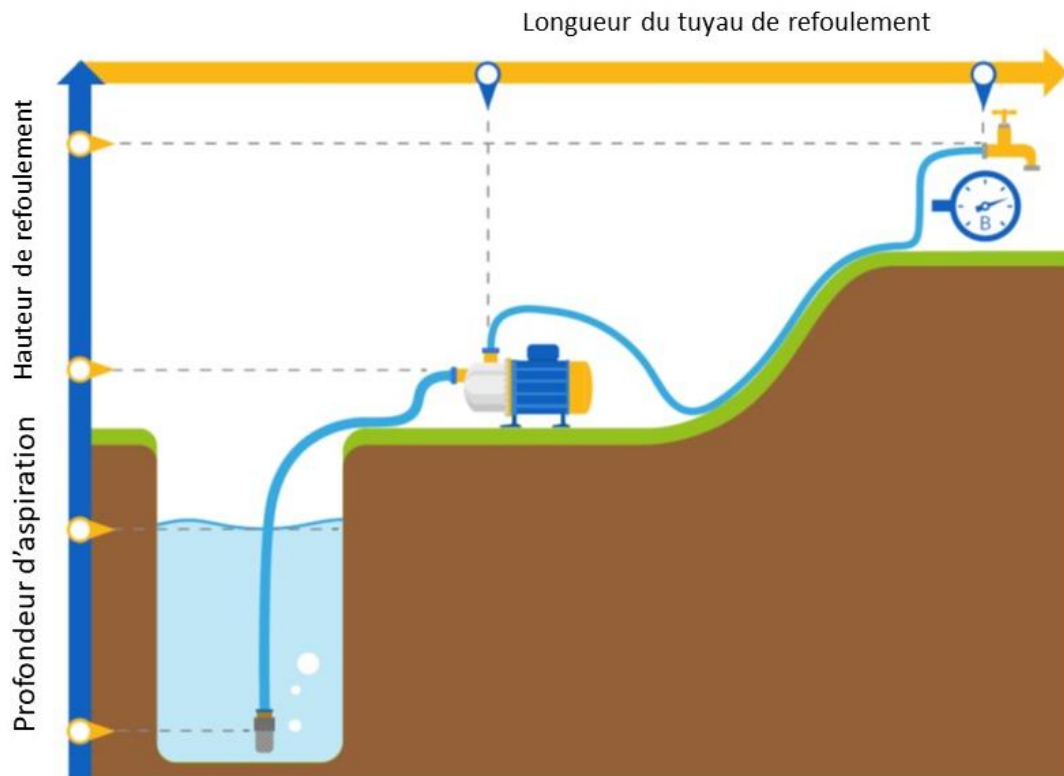


Figure 1-29 : Système de pompage

II. Classification des pompes

Les pompes sont des machines hydrauliques qui servent à déplacer des liquides (ou les pompes 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 (voir figure 1-30).

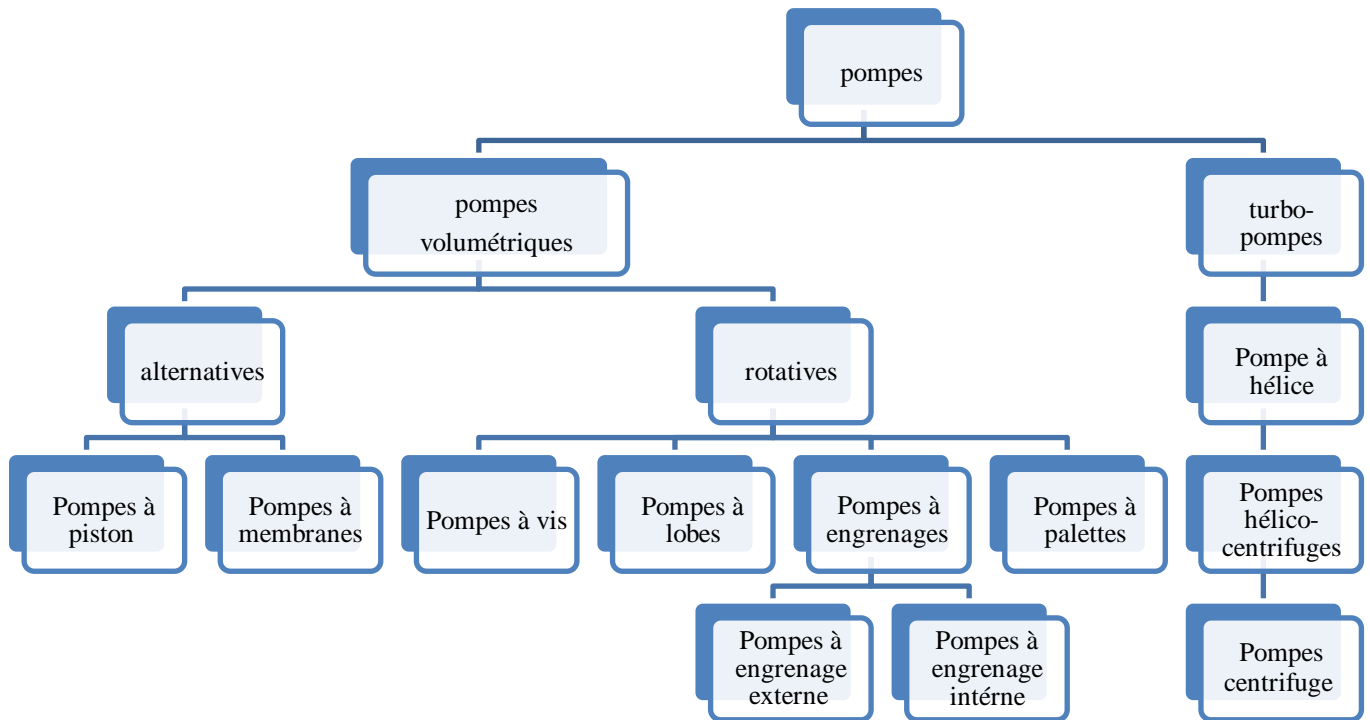


Figure 1-30 : Classification des pompes

II.1 Pompes volumétriques [9]

Une pompe volumétrique, dans son principe général, se compose d'un volume hermétiquement clos (corps de pompe) à l'intérieur du quel se meut un élément mobile

Rigoureusement ajusté, dont le déplacement engendre soit le vide requis à l'aspiration (pompe à pouvoir d'aspiration), soit l'impulsion nécessaire au refoulement, soit enfin l'un et l'autre, permettant le transfert d'un volume donné de liquide de consistance plus ou moins pâteuse, ou de gaz, depuis l'aspiration vers le refoulement.

❖ Avantages des pompes volumétriques

- faible dépendance du débit de refoulement par rapport à la hauteur de refoulement, conviennent donc bien pour les pompes de dosage et pompes à injection.
- adaptées aux pressions élevées à très élevées; seul un étage requis.
- très bonne puissance d'aspiration, même avec une part gazeuse.

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

- adaptées aux fortes viscosités (pâtes)
- débit de refoulement ajustable de manière très exacte et reproductible par le biais de la course et du nombre de courses
- alimentation cyclique possible
- bien adaptées aux faibles vitesses de rotation d'entraînement
- pour les pompes oscillantes, entraînement pneumatique, hydraulique ou électromagnétique direct possible

❖ Inconvénients des pompes volumétriques

- le principe de fonctionnement n'inclut pas de limitation de la pression, c'est pourquoi une soupape de sécurité ou soupape de limitation de la pression est requise.
- sur les pompes volumétriques oscillantes, un fonctionnement sans vibrations n'est possible qu'avec un complexe équilibrage des masses.
- les pompes volumétriques oscillantes ne sont pas bien adaptées aux vitesses de rotation élevées
- sur les pompes volumétriques oscillantes, un débit de refoulement, et donc un amortisseur de pulsations sont requis
- pour certains types, construction avec soupapes compliquée et propice aux pannes
- davantage de pièces d'usure que sur les pompes centrifuges

II.1.1 Pompes volumétriques rotatives

Ces pompes sont constituées par une pièce mobile animée d'un mouvement de rotation circulaire autour d'un axe, qui tourne dans une enveloppe (le corps) et crée le mouvement du fluide pompé par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement.

Les principaux types de pompes sont les suivants : à palettes, à engrenages, à lobes, à vis, etc.

II.1.1.1 Pompes à palettes

Le principe est le suivant : un corps cylindrique dans lequel tourne un tambour excentré par rapport au corps de pompe entraîne des palettes libres (généralement six). Celles-ci sont plaquées contre le corps par la force centrifuge développée par la rotation du tambour ou par des ressorts qui poussent les palettes.

Ces pompes sont caractérisées par des débits de quelques dizaines de m³/h, des vitesses de rotation de quelques dizaines de tours à 1500 tr/min et des pressions au

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

refoulement de quelques bars (sauf pour les pompes hydrauliques pour lesquelles la pression peut atteindre 150 à 200 bars) (voir figure 1-31).

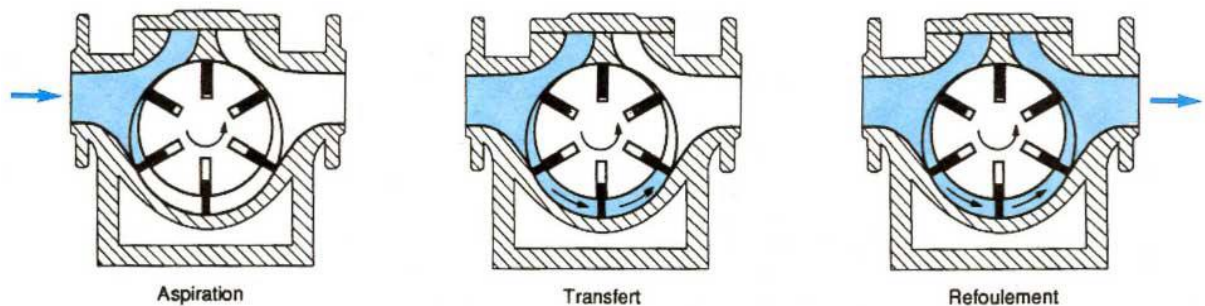


Figure 1-31 : Pompe à palettes

II.1.1.2 Pompes à engrenages

Ce type de pompe comporte un grand nombre de variantes qui diffèrent entre elles soit par la disposition, soit par la forme des engrenages. Dans tous les cas, 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. Les pompes à engrenages peuvent avoir une denture droite, hélicoïdale, ou encore à chevrons (voir figure 1-32).

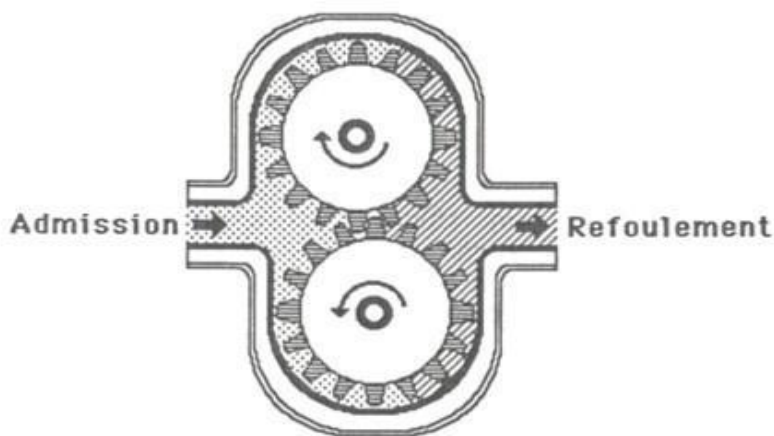


Figure 1-32 : Pompes à engrenages

❖ Fonctionnement

Les pompes à engrenages sont de principe simple. Elles sont compactes, économiques, et donc très répandues pour des applications dont la pression maximale reste inférieure à 200 bars.

Les plus répandues sont les pompes à engrenage extérieur. Les cylindrées courantes pour ce type de pompes vont des 0,25 cm³ à 250 cm³ pour des pressions maximales d'utilisations respectives de 125 et 250 bars.

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

Ces pompes comprennent 2 pignons identiques en rotation à l'intérieur d'un carter muni d'un orifice d'entrée et d'un orifice de sortie.

Le volume de fluide compris entre les dents des pignons et le carter est déplacé lors de la rotation des pignons de l'entrée vers la sortie.

II.1.1.3 Pompes à engrenages internes

Le principe de fonctionnement est le même que précédemment mais présente les avantages suivants :

- le pignon à denture interne ne nécessite pas d'arbre pour son guidage. Le volume ainsi disponible peut être utilisé pour le guide du pignon à dentures externes.
- Le taux d'irrégularité est inférieur. Cela a pour conséquence un bruit plus faible.

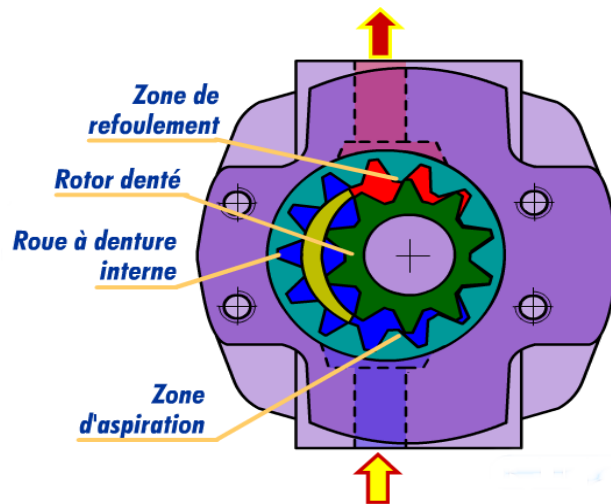


Figure 1-33 : Pompes à engrenage internes

Ce type de construction comprend également une compensation axiale mais aussi une compensation radiale sous la forme d'un élément en forme de croissant intercalé entre le pignon et la couronne dentée. On trouve couramment des pompes de cylindrées de 3 cm^3 à 250 cm^3 pour des pressions maximales de refoulement pouvant atteindre 300 bars (voir figure 1-33).

II.1.1.4 Pompe à engrenages externes (voire figure 1-34)

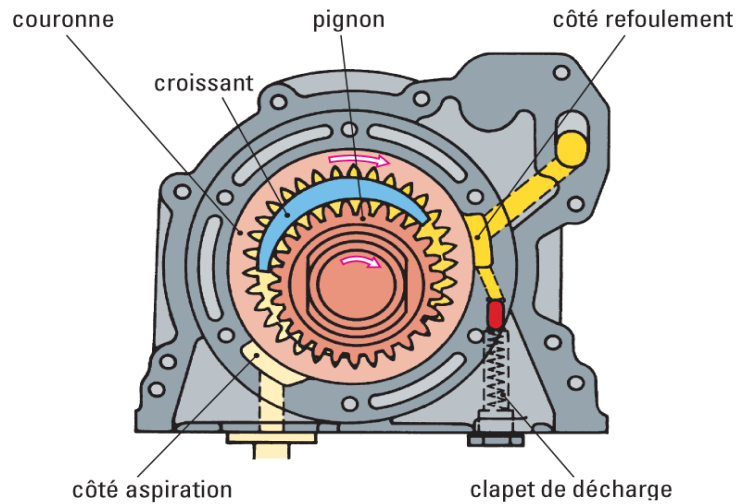


Figure 1-34 : Pompe à engrenages externes

La répartition inégale de la pression autour des pignons crée une charge radiale très importante qui peut atteindre 200 000 daN sur chacun d'eux pour une pression de refoulement de 200 bars. Cela crée un problème sérieux de guidage de ces arbres et contraint à limiter la pression maximale d'utilisation. Cela implique que le guidage des arbres n'est pas réalisé avec des roulements mais avec des paliers lisses.

La pression à l'intérieur du carter a aussi pour effet de le déformer élastiquement, ce qui crée des fuites internes intolérables.

❖ Caractéristique :

- Maintenance simple et économique
- Enveloppe de réchauffage possible
- Pompe réversible
- Montage avec moteur électrique ou thermique
- Débit constant (sans pulsation)
- Raccordements brides ou taraudés

II.1.1.5 Pompes à lobes (voir figure1-35)

Le principe reste le même que celui d'une pompe à engrenages externes classique à ceci près que les dents ont une forme bien spécifique et qu'il n'y a que deux ou trois dents (lobes) par engrenage.

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

Les rotors ne sont jamais en contact et pour ce faire, sont entraînés par des engrenages externes. De ce fait, le pouvoir d'aspiration reste faible.

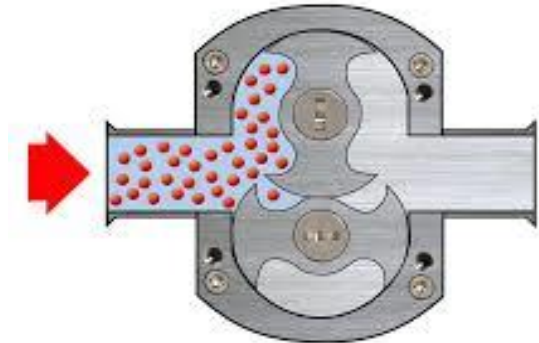


Figure 1-35 : Pompes à lobes

II.1.1.6 Pompes à vis (voir figure 1-36)

Elles sont formées de deux ou trois vis suivant les modèles. Dans le cas d'une pompe à trois vis, la vis centrale seule est motrice, les deux autres sont entraînées par la première. Dans le cas d'une pompe à deux vis, celles-ci sont souvent toutes deux entraînées par un jeu de pignons extérieurs. Ces pompes peuvent tourner vite (3000 tr/min). Elles sont silencieuses et permettent d'atteindre des pressions assez élevées (100 bar). Par contre, elles n'admettent pas de particules solides.

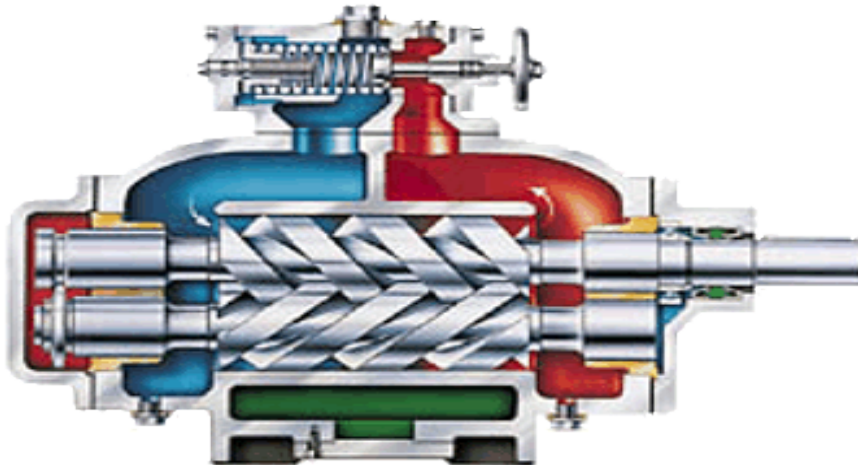


Figure 1-36 : Pompes à vis

II.1.2 Pompes volumétriques alternatives [9]

Ces pompes sont caractérisées par le fait que la pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif. Les principaux types de pompes sont les suivants : à membrane ou à piston.

II.1.2.1 Pompes à membranes, ou à soufflets (voir figure 1-37)

Le déplacement du piston est remplacé par les déformations alternatives d'une membrane en matériau élastique (caoutchouc, élastomère, néoprène, viton, etc.). Ces déformations produisent les phases d'aspiration et de refoulement que l'on retrouve dans toute pompe alternative.

Actuellement, les pompes à membranes sont constituées de deux membranes, ce qui permet d'avoir des pompes à double effet. Elles ont l'avantage de pouvoir pomper à peu près n'importe quel liquide : chargé, abrasif, acide, visqueux ou non. Cependant, elles ne conviennent que pour des débits moyens de l'ordre de $80 \text{ m}^3/\text{h}$, pour des températures inférieures à $150 \text{ }^\circ\text{C}$ et des viscosités faibles.



Figure 1-37 : Pompes à membranes

II.1.2.2 Pompes à piston : (voir figure 1-38)

Elles peuvent être à simple effet et, dans ce cas, le piston n'a qu'une seule phase active (premier temps : aspiration, deuxième temps : refoulement) sur les deux que comporte le cycle.

Elles peuvent être à double effets et, dans ce cas, le piston est actif dans les deux phases, celles-ci étant à la fois phase d'aspiration et phase de refoulement. Cela permet un débit deux fois plus importante et une régularité plus grande dans le débit. On peut également associer plusieurs pompes à simple ou à double effets en les calant de manière à ce que leurs mouvements respectifs s'accordent harmonieusement. On arrive dans ce cas à augmenter nettement le débit et surtout sa régularité. Ces pompes

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

sont généralement un fort pouvoir d'aspiration, et surtout permettent d'obtenir des pressions élevées.

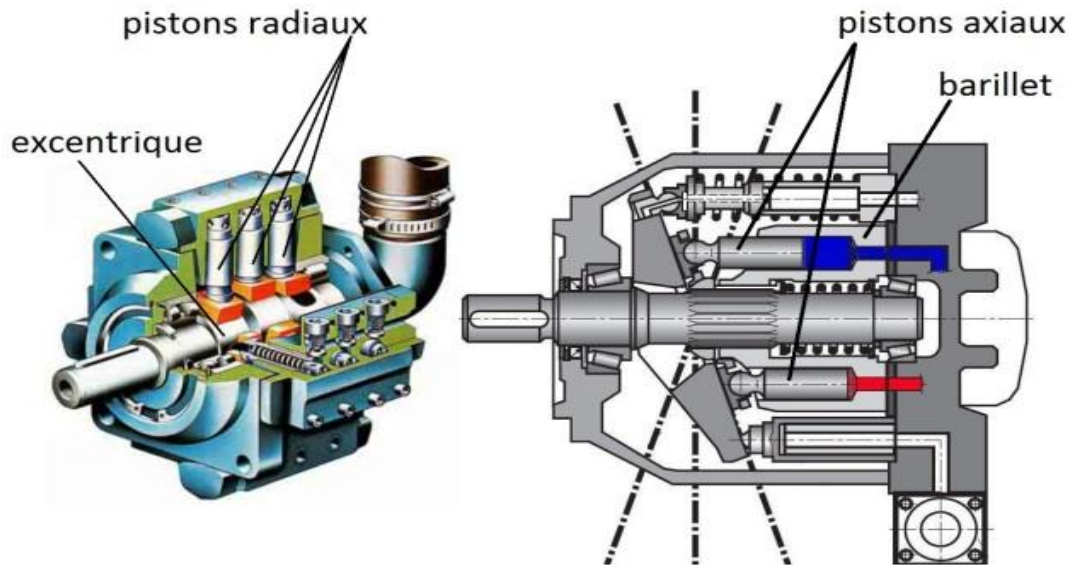


Figure 1-38 : Pompes à piston

II.2 Turbopompes [11]

Elles sont toutes rotatives. Ce sont les pompes centrifuge, à hélice, hélico-centrifuge.

Les turbopompes (hydrodynamiques) sont de construction très simple : en version de base, elles sont essentiellement constituées d'une pièce en rotation, le rotor appelé aussi roue ou hélice qui tourne dans un carter appelé corps de pompe.

La différence entre les pompes centrifuge hélico-centrifuge et à hélice porte essentiellement sur la direction de la vitesse donnée au fluide.

II.2.1 Pompe à hélice (voir figure 1-39) [14]

Les pompes axiales, pompes à hélice ou hélicoïde sont des pompes destinées à générer un fort débit et une faible variation de pression. Elles sont utilisées principalement dans l'irrigation.

L'hélice de pompe axiale est comparable à l'hélice de bateau carénée.

le point de fonctionnement de l'hélice de pompe sera déterminé par le débit souhaité.

Ce n'est plus la poussée qui sera recherchée mais la variation de pression. L'hélice sera réalisée pour qu'au débit souhaité elle réalise la différence de pression égale à la perte de charge du conduit où circule le fluide.



Figure 1-39 : Pompe à hélice

II.2.2 Pompe hélico-centrifuge (à écoulement mixte) [12]

Comme son nom l'indique, la pompe hélico-centrifuge est à la fois en partie pompe axiale et pompe centrifuge. Cette pompe est d'un grand intérêt pour l'irrigation par pompage car elle constitue un bon compromis permettant d'éviter le désavantage de la hauteur de refoulement faible d'une pompe hélice, et en même temps avoir des rendements et de débits supérieurs à ceux d'une pompe centrifuge à volute. De plus, les pompes à débit axial fonctionnent uniquement à aspiration nulle tandis que les pompes hélico-centrifuges peuvent fonctionner à des hauteurs d'aspiration non nulles tout en n'étant pas à auto-amorçage (voir figure 1-40).



Figure 1-40 : Pompe hélico-centrifuge

II.2.3 Pompe centrifuge (voir figure 1-41) [11]

Les pompes centrifuges fonctionnent suivant le principe d'une mise en rotation du fluide à pomper dans une roue tournant à grande vitesse (600 - 3500 tr/min). En sortie de roue, le fluide est canalisé dans un diffuseur, puis ralenti dans une volute, et la pression dynamique acquise au niveau de la roue (énergie de vitesse ou cinétique) est transformée en pression statique (énergie de pression). Le débit pompé est essentiellement fonction:

- la différence de pression entre aspiration et refoulement
- la vitesse de rotation de la roue.
- diamètre de la roue (vitesse périphérique).

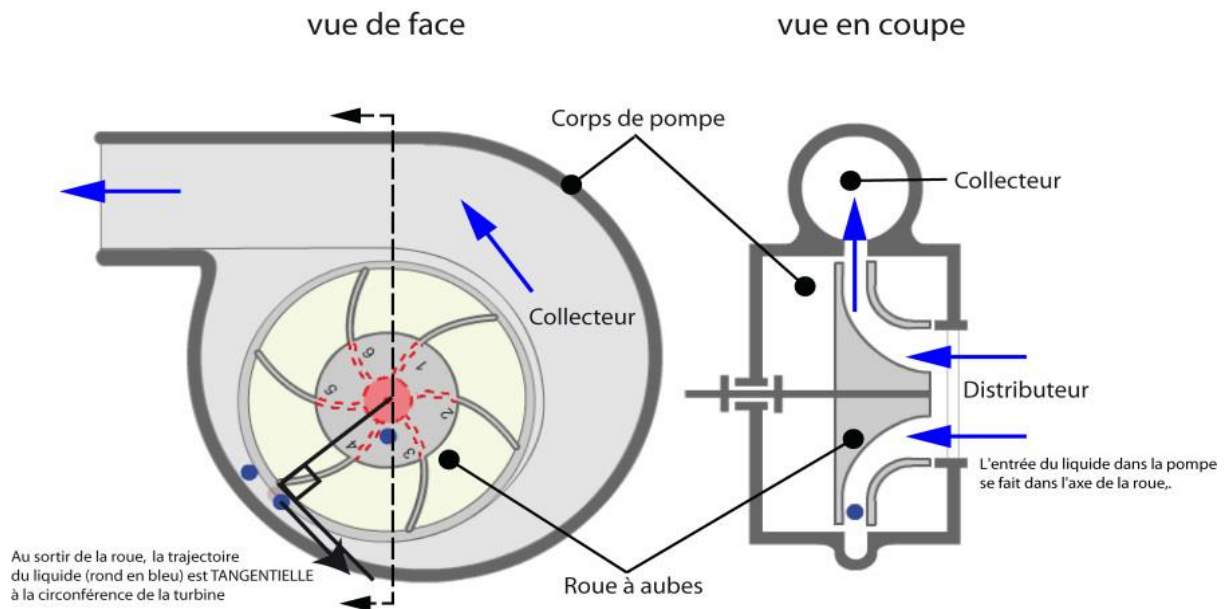


Figure 1-41 : Pompe centrifuge

II.3 Roue de pompe

Les pompes centrifuges comportent les organes essentiels suivants :

- la roue met en vitesse le liquide arrivant par son ouïe centrale (voir schémas ci-dessous)
- la volute transforme l'énergie de vitesse en énergie de pression.

Les formes de roue sont réalisées essentiellement en fonction des caractéristiques hydrauliques à satisfaire. Par ordre décroissant de pression générée à puissance égale, elles peuvent être du type :

- à écoulement radial : roue centrifuge,
- à écoulement semi-axial : hélico-centrifuge,

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

- à écoulement axial : roue hélice.

A noter que les roues centrifuges et hélico-centrifuges peuvent être à simples ou à double ouïes d'aspiration.

Pour les liquides propres, les pompes centrifuges sont équipées de roues, évoluant depuis la roue radiale (pour les petits et moyens débits, et fortes hauteurs de refoulement), puis par la roue semi-axiale (pour les grands débits et moyennes, et fortes hauteurs de refoulement) et enfin par la roue axiale (pour les grands débits et faibles hauteurs de refoulement).

II.4 Principe de base de la pompe centrifuge

Sur la pompe centrifuge, la transmission de l'énergie se fait de manière hydrodynamique.

Au contraire de la transmission hydrostatique de l'énergie avec la pompe volumétrique. Lors de la transmission hydrodynamique de l'énergie, le fluide est accéléré par la roue de la pompe centrifuge.

C'est pourquoi la roue de la pompe centrifuge doit se déplacer rapidement et donc avoir une vitesse de rotation élevée.

II.4.1 Principe de fonctionnement

Une pompe centrifuge est constituée par:

- une roue à aubes tournant autour de son axe
- un distributeur dans l'axe de la roue
- un collecteur de section croissante, en forme de spirale appelée volute.

II.4.2 But d'utiliser une pompe centrifuge

Une pompe centrifuge classique fournit un procédé très efficace pour déplacer des fluides de grand volume, typiquement avec une viscosité faible ou moyenne jusqu'à des petites particules, bien que les modèles soient disponibles pour la manipulation de fluides plus difficiles. Une fois que la pompe est en service et en cours d'opération (meilleur point de rendement), la pompe utilise un faible degré d'énergie pour transférer des débits plus élevés par rapport à une pompe volumétrique. Au cœur de la pompe centrifuge, il y a la roue, le composant qui transfère l'énergie de l'entraînement du moteur dans le fluide. Les roues sont disponibles dans de nombreuses configurations, y compris, ouverte et à vis. La variation de débit permet de traiter différents fluides, des fluides épais, fluides de nettoyage jusqu'à des grandes matières

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

solides telles que les pommes de terre ou des suspensions de boues tels que de la chaux liquide pour le traitement de l'eau.

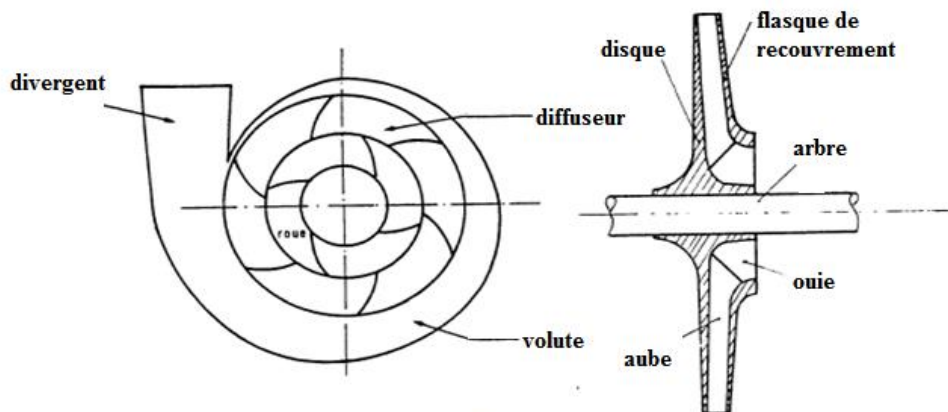


Figure 1-42 : Organes de fonctionnement

Le liquide arrive dans l'axe de l'appareil par le distributeur et la force centrifuge le projette vers l'extérieur de la turbine. Il acquiert une grande énergie cinétique qui se transforme en énergie de pression dans le collecteur où la section est croissante.

L'utilisation d'un diffuseur (roue à aubes fixe) à la périphérie de la roue mobile permet une diminution de la perte d'énergie.

❖ Avantages des pompes centrifuges

- construction simple, peu de composants mobiles, longue durée de service.
- débit de refoulement facile à ajuster par une soupape à la sortie de la pompe ou par la vitesse de rotation
- vitesse de rotation élevée, entraînement direct possible par moteur électrique ou turbine
- limiteur de pression intégré, pas de soupape de sécurité requise
- fonctionnement très silencieux grâce à un bon équilibrage des masses et à l'absence de masses oscillantes
- refoulement continu sans pulsations
- acheminement possible de matières solides
- conviennent à des puissances élevées
- concentration élevée de la puissance et petit espace de construction.

❖ Inconvénients des pompes centrifuges

- risque de cavitation avec de l'eau chaude ou des pressions d'aspiration faibles.
- le débit volumétrique dépend de la pression de refoulement.

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

- plusieurs étages requis pour les pressions de refoulement élevées.

II.5 Composition des vitesses :

Si on considère une particule fluide traversant la roue, on peut définir sa vitesse absolue V par rapport à un référentiel immobile, sa vitesse relative W par rapport à un référentiel tournant avec la roue, sa vitesse d'entraînement U à chaque instant et en chaque point nous avons la relation vectorielle :

$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{U} \quad (1-24)$$

❖ La vitesse angulaire ω :

C'est la vitesse angulaire en rad/s de la roue et elle est exprimée par la relation suivante :

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} \quad (1-25)$$

N : la vitesse de rotation en tr/min

$$U_1 = \omega r_1$$

r_1 : le rayon intérieur

$$U_2 = \omega r_2$$

r_2 : le rayon extérieur

II.2 Triangles de vitesses

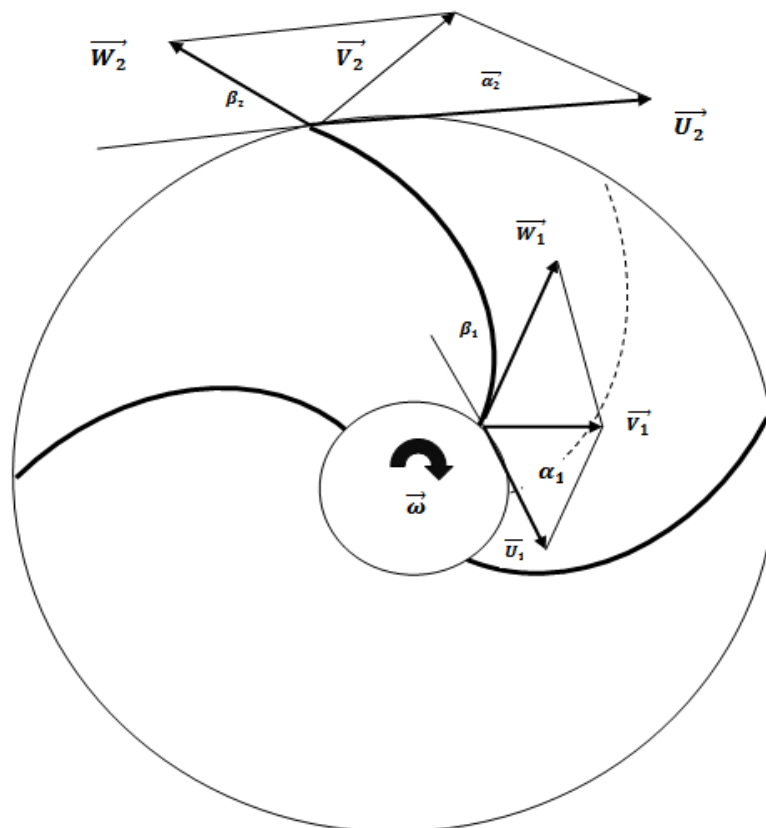


Figure 1-43 : Triangles de vitesse à l'entrée et à la sortie de la roue

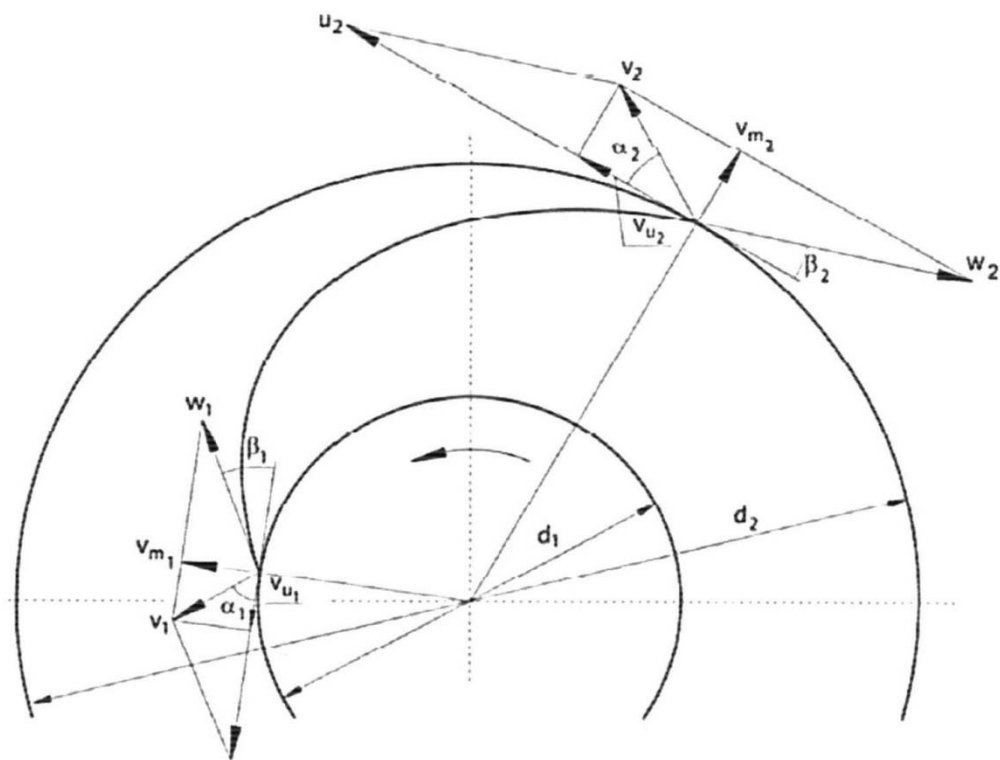
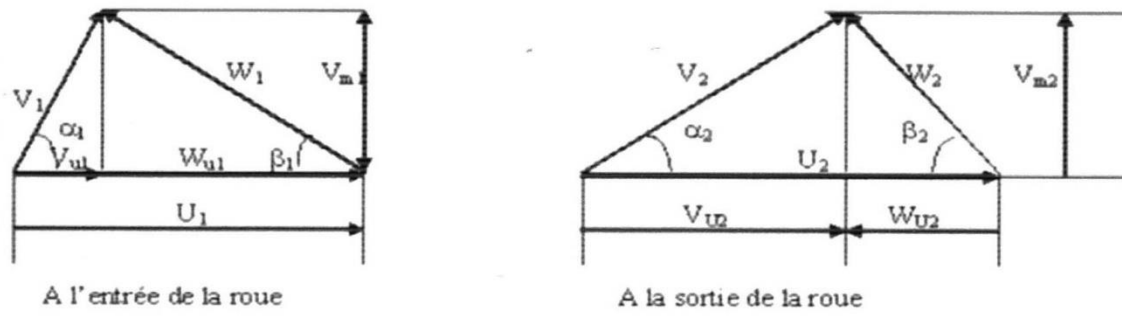


Figure 1- 44 : Direction des vitesses dans la pompe

II.6 Equation fondamentale des turbopompes

Pendant le temps dt la masse d'eau contenue entre 2 aubages occupée par un espace limité par la section $abcd$ prend l'espace $a'b'c'd'$

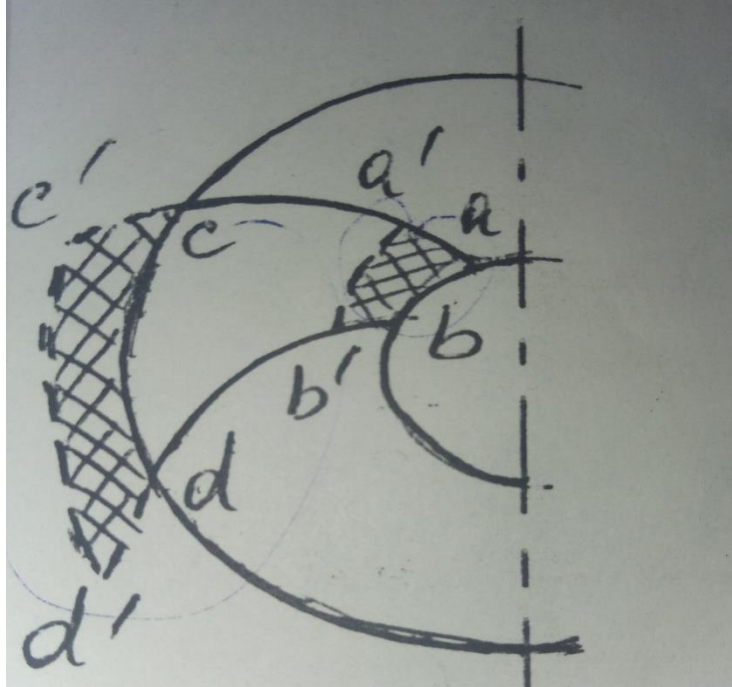


Figure 1-45 : Masse d'eau contenue entre deux aubages

En vertu de l'équation de continuité la section $abcd =$ la section $a'b'c'd'$ avec la masse fluide écoulée est $\rho \cdot Q_9 dt$

La quantité de mouvement contenue dans la portion de fluide comprise entre $a'b'$ et cd étant restée invariable, la variation du moment de la quantité de mouvement entre les instants t et $t + dt$ est alors égale à

$$\rho \cdot Q_9 dt (V_1 \cos \alpha_1 r_1 - V_2 \cos \alpha_2 r_2)$$

La dérivée du moment cinétique est donnée la formule suivante :

$$\rho \cdot Q_9 (V_1 \cos \alpha_1 r_1 - V_2 \cos \alpha_2 r_2) \text{ en mN}$$

Cette quantité est égale au couple de tous les efforts appliqués à la portion du fluide considéré

- Le couple des forces de pression sur $abcd$ qui est nul
- Le couple de forces des sur les surfaces de révolution qui limitent la roue et qui est nul

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

- Le seul couple non nul est celui des actions des aubes sur le fluide . si le couple moteur C, d'après le principe d'action et de réaction, le couple C égale :

$$C = \rho \cdot Q_g (V_2 \cos \alpha_2 r_2 - V_1 \cos \alpha_1 r_1) \text{ en mN} \quad (\text{Théorème d'Euler}) \quad (1-26)$$

II.7 Travail et Puissance :

✓ Travail W

Le travail W transmis au fluide est calculé à partir des vitesses sur la roue.

$$W = (U_2 V_{U2} - U_1 V_{U1}) \quad (1-27)$$

$$V_{U1} = V_1 \cos \alpha_1$$

$$V_{U2} = V_2 \cos \alpha_2$$

Le travail de refoulement spécifique W ne dépend pas des propriétés du fluide (densité, viscosité). Avec le débit de refoulement Q_g et la densité ρ du fluide, on obtient la puissance P_r transmise de la roue au fluide.

✓ Puissance réel (absorbée) P_r

Est la puissance absorbée en kW par l'arbre moteur et elle est exprimée par :

$$P_r = C \cdot \omega \quad (1-28)$$

$$P_r = C \cdot \omega = \rho \cdot Q_g (V_2 \cos \alpha_2 r_2 \omega - V_1 \cos \alpha_1 r_1 \omega)$$

$$P_r = C \cdot \omega = \rho \cdot Q_g (V_2 U_2 \cos \alpha_2 - V_1 U_1 \cos \alpha_1)$$

$$C = \rho \cdot Q_g (U_2 V_{U2} - U_1 V_{U1})$$

$$P_r = C \cdot \omega = \rho \cdot Q_g (U_2 V_{U2} - U_1 V_{U1})$$

Avec :

$$V_{U2} > V_{U1}$$

Où :

C : le couple moteur

V_{U1} : la projection perpendiculaire de V_1 sur U_1

V_{U2} : la projection perpendiculaire de V_2 sur U_2

Alors :

$$P_r = \rho \cdot Q_g \cdot \omega \cdot (r_2 V_{U2} - r_1 V_{U1})$$

Après avoir éliminé de cette équation les fonctions trigonométriques

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

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

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

Alors :

$$P_r = \bar{\omega} Q_9 \left[\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \right]$$

$\bar{\omega} = \rho g$ représenté le poids spécifique du mètre cube de liquide de refoulé.

Dans cette formule, les termes :

$\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$: exprime l'accroissement unitaire de l'énergie cinétique du liquide résultant du changement de vitesse de V_1 en V_2

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

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

Compte tenu des relations de la figure des triangles de vitesses

$$V_1^2 = V_{U1}^2 + V_{n1}^2 W_1^2 = W_{U1}^2 + W_{n1}^2$$

$$V_2^2 = V_{U2}^2 + V_{n2}^2 W_2^2 = W_{U2}^2 + W_{n2}^2$$

L'équation de la puissance peut prendre la forme suivante :

$$P_r = \bar{\omega} Q_9 \left[\frac{V_{U2}^2 - V_{U1}^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_{U1}^2 - W_{U2}^2}{2g} \right]$$

✓ Hauteur de la pompe H

$$H = \frac{1}{g}(U_2 V_{U2} - U_1 V_{U1}) \quad (1-29)$$

✓ Puissance utile P_u

La puissance utile est la puissance appliquée au fluide pour remplir les conditions de débit du réseau et elle est calculer par la relation suivante :

$$P_u = \rho Q_9 g H \quad (1-30)$$

✓ Rendement η : (voir figure 1-46)

Le rapport de la puissance utile P_u par la puissance absorbée P_r

$$\eta = \frac{P_u}{P_r} \quad (1-31)$$

On peut exprimer le rendement aussi avec la formule suivante :

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

$$\eta = \eta_{\vartheta} \cdot \eta_h \cdot \eta_m$$

Où :

η_{ϑ} : rendement volumétrique

η_h : rendement hydraulique

η_m : rendement massique

$$\eta_{\vartheta} = \frac{Q_{\vartheta}}{Q_{\vartheta} + Q_F} \quad (1-32)$$

Où :

Q_F : débit de fuites

$$\eta_h = 1 - \frac{H_r}{H_t} \quad (1-33)$$

Où :

H_r : la hauteur nette

H_t : la hauteur théorique

$$\eta_m = 1 - \frac{P_t}{P_r} \quad (1-34)$$

Où :

P_t : puissance due aux frottements visqueux et des pertes de choc

P_r : puissance réel

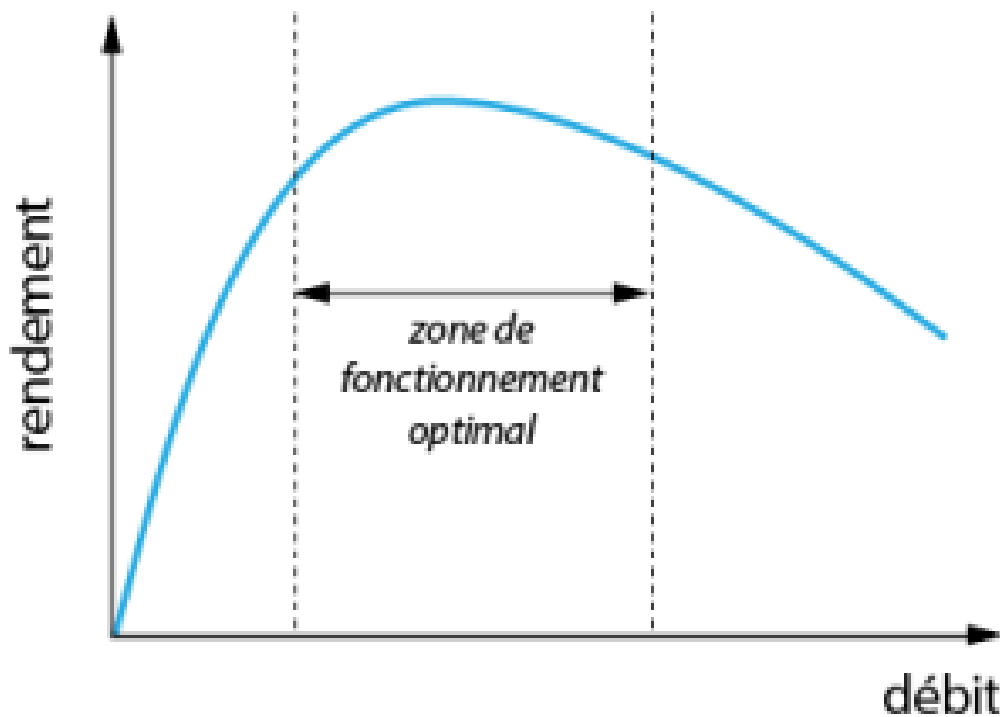


Figure 1-46 : Rendement en fonction de débit

III. Courbe de réseau (voir figure 1-47)

Le circuit proposé nécessite un apport d'énergie constitué par une pompe suivant le débit souhaité la hauteur manométrique totale nécessaire aura une valeur différente, il est évident qu'elle devra augmenter si on décide de fonctionner avec un débit plus important. Cette courbe obtenue est la caractéristique du réseau, elle dépend uniquement du circuit et elle peut être déterminée avec la relation théorique donnée à partir de la relation de Bernoulli.

Le point de fonctionnement de la pompe est l'intersection de la caractéristique de la pompe et de la caractéristique du réseau: fixer un débit impose automatiquement la valeur de la hauteur manométrique totale.

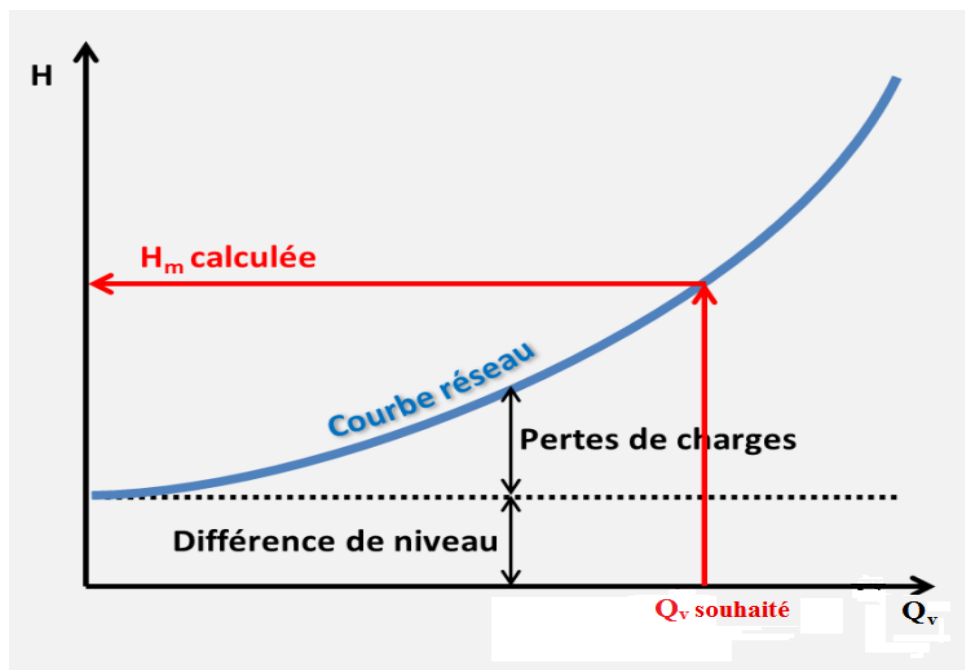


Figure 1-47 : Courbe de réseau de conduites

IV. La Hauteur Manométrique Totale (Hmt)

La hauteur manométrique totale fournie par une pompe est une fonction du débit de liquide circulant: elle diminue toujours quand le débit augmente (figure 1-48)

La Hauteur Manométrique Totale, qui se mesure en mètres de colonne d'eau, dépend du dénivelé, de la pression utile et des pertes de charges.

Le dénivelé correspond à la hauteur entre le niveau de l'eau de la source et le point le plus défavorable de l'installation. La pression utile est de 2 bars pour l'alimentation d'une maison et de 3 bars s'il y a un jardin. Elle doit être convertie en mètres de

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

colonne d'eau (mCE) pour l'intégrer au calcul de la HMT (1 kg de pression = 1 bar = 10 mCE). Les pertes de charge, qui se mesure en mètres de colonne d'eau (mCE) correspondent au niveau de frottement du liquide dans les tuyaux (voir figure 1-48).

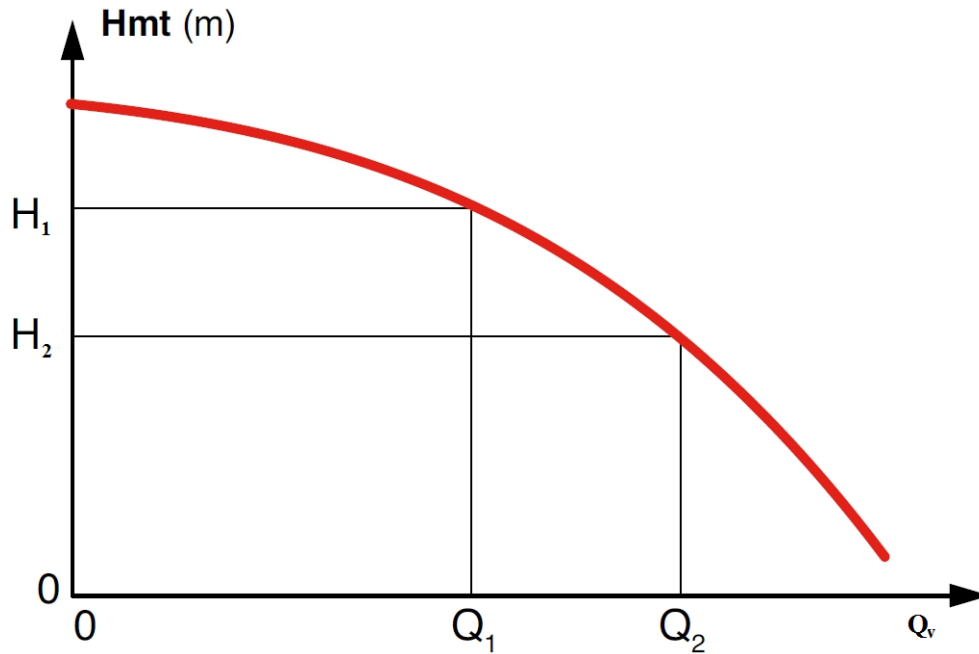


Figure 1-48 : H_{MT} en fonction de Q_v

Avec une pompe centrifuge équipée d'un variateur de vitesse, à chaque vitesse correspond une caractéristique différente. Pour un réseau donné, on peut augmenter le débit en augmentant la vitesse de rotation du moteur: la hauteur nécessaire est alors plus élevée. Par contre si on interpose sur la canalisation un filtre, la perte de charge s'accroît ce qui modifie la courbe de réseau. Le débit fourni par la pompe est alors plus faible.

V. Point de fonctionnement

Ce point de fonctionnement représente l'intersection des courbes du réseau de conduites et courbe de la caractéristique de la pompe (voir figure 1-49).

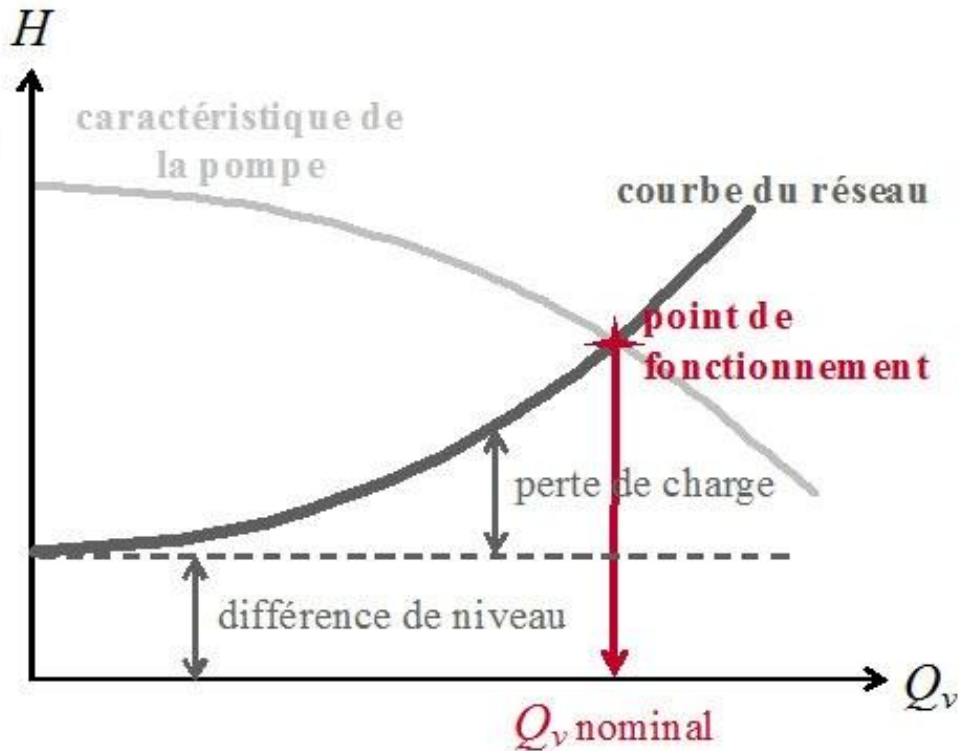


Figure 1-49 : Courbe de Point de fonctionnement

VI. Cavitation d'une pompe [14]

VI.1 Description du phénomène

La cavitation est la vaporisation du liquide contenu dans la pompe quand il est soumis à une pression inférieure à la tension de vapeur correspondant à sa température.

Des bulles apparaissent dans les zones où la pression est la plus faible (entrée des aubes de roue des pompes centrifuges) : elles sont transportées dans les zones de pressions plus fortes où se produit leur condensation. Des implosions se produisent alors à des fréquences élevées et créent des surpressions locales très élevées (jusqu'à des centaines de bars).

La cavitation est un phénomène à éviter absolument, car il entraîne de graves conséquences:

- érosion du matériau pouvant aller jusqu'au perçage des aubes de turbine des pompes centrifuges.
- Augmentation du bruit et des vibrations générées par la pompe chutant des performances des pompes avec diminution importante de la hauteur manométrique totale, du débit et du rendement.

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

VI.2 Condition de non cavitation

Pour qu'il n'y ait pas cavitation, il faut que $P_{asp} > P_{atm}$

En appliquant la relation de Bernoulli entre la surface du réservoir, d'alimentation et le point d'aspiration de la pompe, on parvient à la relation suivante:

$$P_{asp} = P_1 + \rho \cdot g \cdot z_1 - \rho \cdot g \cdot \Delta H_{asp} - \rho \cdot \frac{V_{asp}^2}{2} > P_{atm}$$

VI.3 Comment éviter a cavitation

- préférer si possible les montages de pompes en charge.
- éviter de transporter des liquides à des températures trop élevées.
- éviter une alimentation à partir d'un réservoir sous pression réduite.
- diminuer les pertes de charge du circuit d'aspiration.

VII. NPSH_{disp} et NPSH_{req} : (voire figure 1-50 et figure 1-51) [11]

Le NPSH est un paramètre important à prendre en compte dans la conception d'un circuit lorsque la pression d'un liquide descend sous la valeur de la pression de vapeur, le liquide se vaporise. Ce phénomène est très dangereux à l'intérieur d'une pompe centrifuge car il crée une cavitation (implosion de bulles de vapeur) qui endommage le corps de pompe tout en réduisant le rendement.

$$NPSH = \frac{P_0 - P_v}{\rho g} - \Delta H \quad (1-35)$$

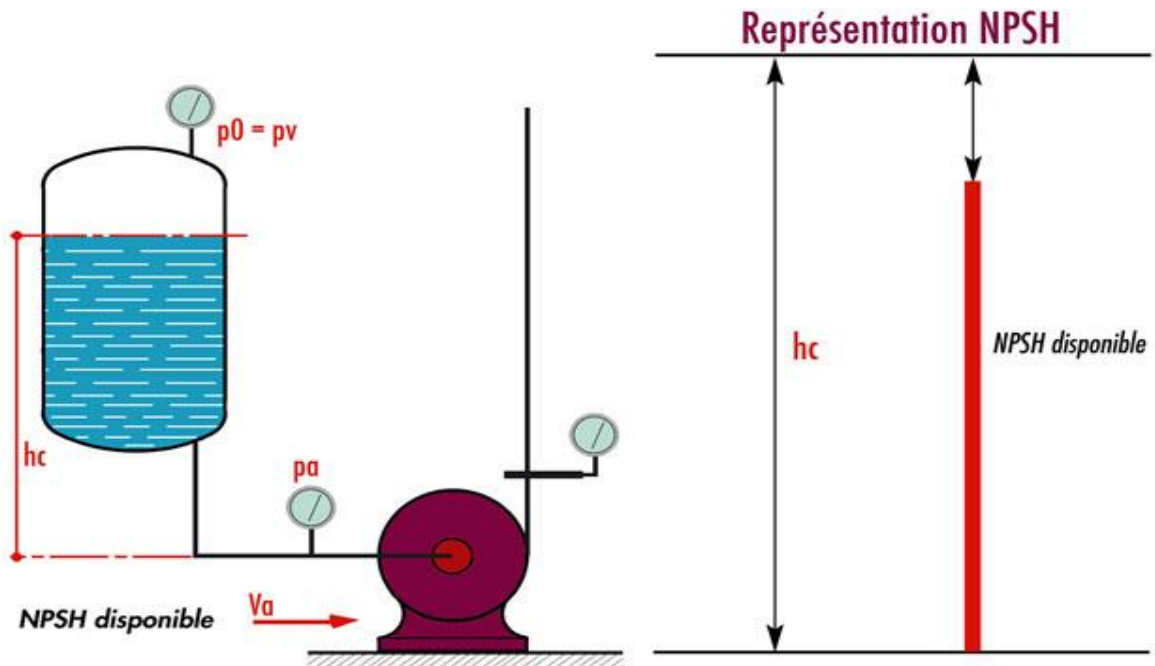


Figure 1-50 : Installation de pompage

VII.1 NPSH disponible

Le NPSH disponible pour un circuit et un débit donné correspond, en mCL, à la marge de pression au dessus de la pression de vapeur saturante du fluide.

En fait la condition écrite plus haut n'est pas assez restrictive; il ne suffit pas d'écrire que la pression à l'orifice d'aspiration de la pompe soit supérieure à la tension de vapeur.

En effet il existe des zones à l'intérieur de la pompe où la pression est encore plus faible. Pour les pompes centrifuges cet endroit se situe dans le prolongement de l'arbre. Cette pression n'est pas calculable par l'utilisateur car elle dépend de la perte de charge entre l'aspiration et ce point, elle dépend donc des caractéristiques de la pompe et augmente avec le débit.

Le problème consiste maintenant à définir un critère permettant de savoir si le risque de cavitation existe dans un circuit donné. On définit donc comme grandeur le N.P.S.H. (Net Positive Suction Head) du circuit ou N.P.S.H._{dispo} (N.P.S.H. disponible) par la relation suivante:

$$NPSH_{dispo} = \frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} - \frac{P^{vap}}{\rho g} \quad (1-36)$$

VII.2 NPSH requis pour une pompe

Le NPSH requis est le NPSH disponible minimal que doit avoir la pompe sous peine de cavitation. En effet, la pression statique en baisse entre l'entrée de la pompe (bride d'aspiration) et l'entrée de la roue, notamment à cause de l'accélération du fluide pompé (une partie de la pression statique en est ainsi transformée en vitesse).

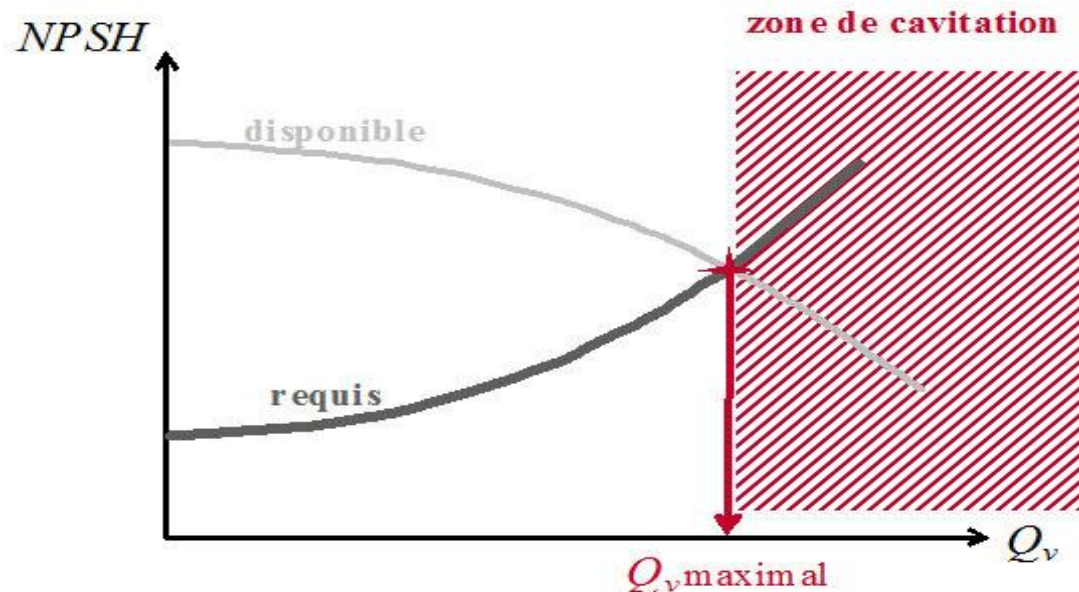


Figure 1-51 : NPSH en fonction de débit

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

De son côté le constructeur fournit une autre courbe caractéristique en fonction du débit: le $N.P.S.H._{req}$ ($N.P.S.H.$ requis) qu'il a déterminé après essais pour prendre en compte les pertes de charge de la pompe. Cette grandeur est celle permettant un fonctionnement sans risque de cavitation.

Il n'y a pas de cavitation si $N.P.S.H._{disp} > N.P.S.H._{req}$.

Il existe des pompes centrifuges monocellulaires et multicellulaires.

VIII. Pompes centrifuges monocellulaires [11]

Une pompe centrifuge monocellulaire est une turbomachine, qu'il y a transfert d'énergie mécanique entre une roue mobile et un fluide. Dans notre cas, la pompe fournit de l'énergie au fluide et augmente ainsi sa pression par l'intermédiaire d'un arbre relié à un moteur électrique entraîne en rotation une roue. La pompe étudiée est une machine à passage radiale : les particules fluides se déplacent dans des plans normaux à l'axe de la roue. L'eau entre de façon axiale puis est déviée radialement et rencontre alors les aubes. La rotation de la roue fournit une énergie cinétique à l'eau. Puis, lors de la sortie de la roue, le diffuseur permet de convertir une partie de l'énergie cinétique en pression, avec diminution de la vitesse d'écoulement. (Augmentation de la section et conservation du débit volumique). Ensuite, le courant d'eau se rassemble dans la volute qui se comporte comme un collecteur puis l'eau sort de la roue à une pression plus élevée qu'en entrée (voire figure 1-52 a et b)



Figure 1-52 -a- : Pompe centrifuge monocellulaire

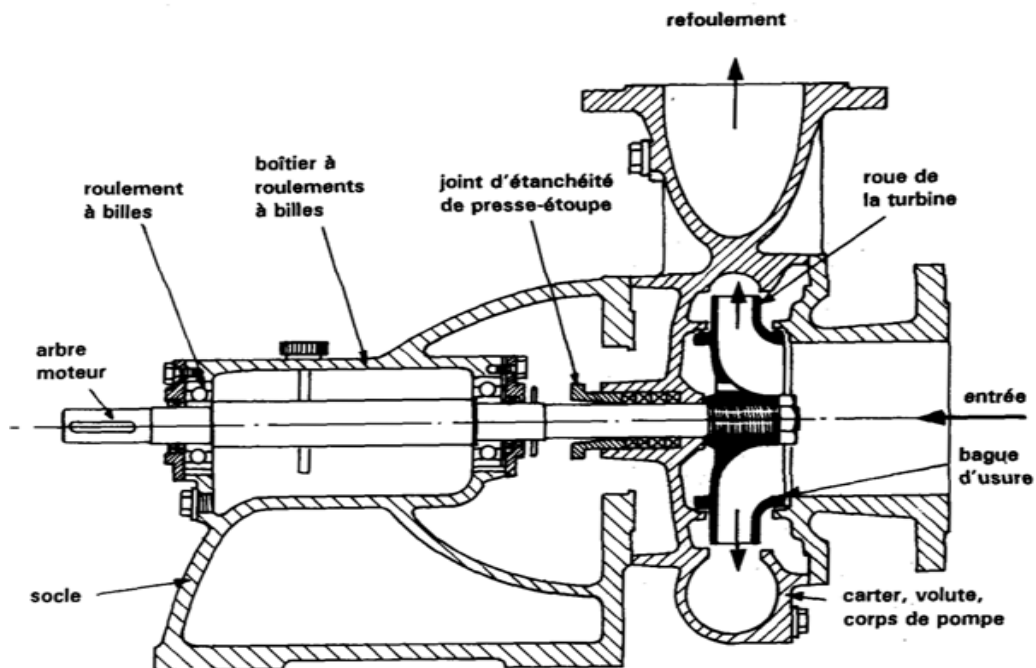


Figure 1-52 -b- : Coupe d'une pompe monocellulaire

IX. Pompes centrifuges multicellulaires :



Figure 1-53 -a- : Pompe centrifuge multicellulaire

La pompe centrifuge multicellulaire est composée de plusieurs étages munis d'une roue centrifuge à aubes et d'un diffuseur. Le nombre d'étages et la vitesse du moteur

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

déterminent le point de fonctionnement de ce type de pompe utilisée dans les applications en haute pression, par exemple en alimentation de chaudière, en osmose inverse, en surpression dans les bâtiments à étages. Leur construction peut être soit horizontale et disponible en fonte ou inoxydable, voire mixte. Elles peuvent être équipées de tresses de bourrage, de garnitures mécaniques voire d'accouplement magnétique.



Figure 1-53 – b - : Pompe centrifuge multicellulaire modèle ESPA

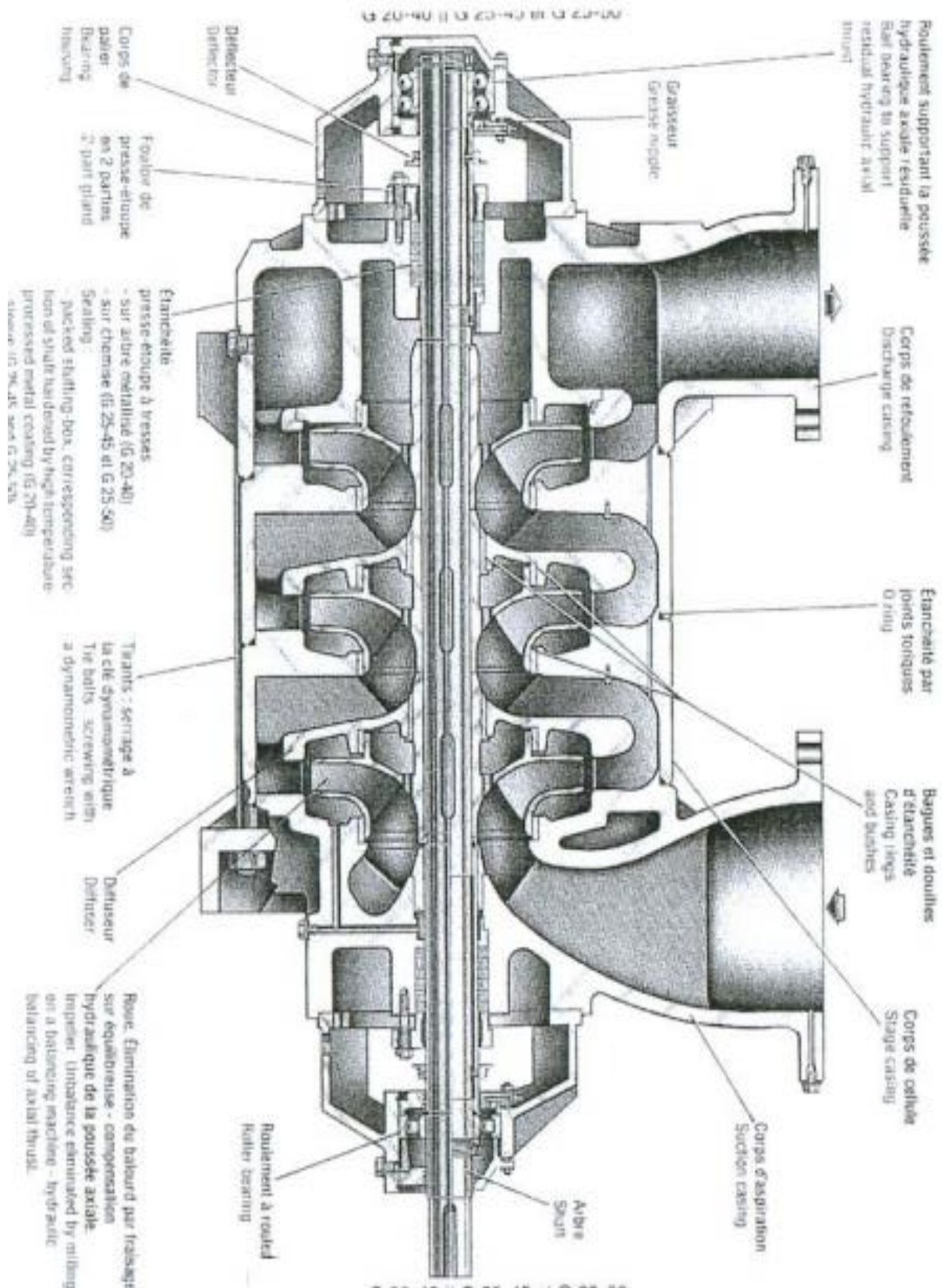


Figure 1-53 –c- : Coupe d'une pompe multicellulaire

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

❖ La différence entre pompe monocellulaire et multicellulaires

A l'intérieur du corps des pompes centrifuges, une ou plusieurs roues (turbines) entraînées à grande vitesse par un moteur électrique (le plus souvent à environ 2900 [tr/min]), assurent la circulation de l'eau de l'aspiration de la pompe vers son refoulement. Lorsque la pompe ne dispose que d'une roue, elle est dite monocellulaire. Il existe des pompes monocellulaires capables de véhiculer des débits de quelques m^3/h à plusieurs centaines de m^3/h . Les Hmt des pompes monocellulaires sont plus ou moins en proportion des débits véhiculés, de quelques mCE à plusieurs dizaines de bar pour des débits très importants. Les débits et donc les Hmt fournies par les petites pompes centrifuges monocellulaires.

X. Couplage des pompes [13]

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 P_1 et P_2 ayant des caractéristiques différentes.

X.1 Couplage en série

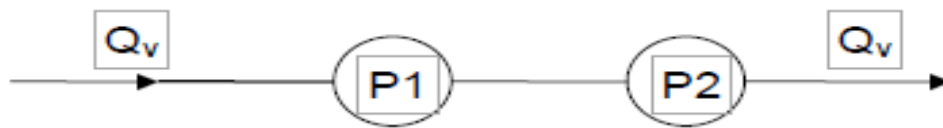


Figure 1-54 : Couplage en série

Les pompes P_1 et P_2 montées en série sont traversées par le même débit de liquide Q_v . a un débit donné, la hauteur manométrique totale de ce couplage H série est la somme des hauteurs manométriques totales H_{mt1} et H_{mt2} des deux pompes fonctionnant séparément à ce même débit.

Le couplage en série permet d'augmenter fortement la hauteur manométrique totale, il convient donc bien pour un réseau présentant des pertes de charge importantes.

X.2 Couplage en parallèle

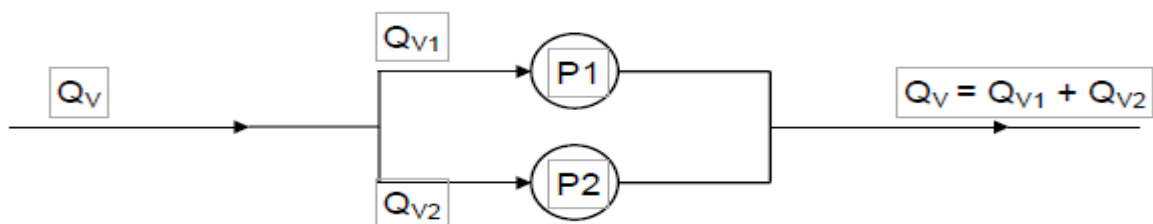


Figure 1-55 : Couplage en parallèle

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

Le couplage en parallèle permet d'augmenter le débit dans le réseau: il convient bien pour un réseau présentant des pertes de charge assez faibles.

Les pompes sont parfois montées en parallèle (by-pass) avec une seule des deux fonctionnant. En cas de panne ou pour une action de maintenance le montage permet alors de continuer à fonctionner en démarrant la deuxième pompe.

X.3 Intérêt des couplages

Le couplage de pompe n'est pas forcément avantageux pour le coût de fonctionnement de l'installation: autrement dit, une "grosse" pompe est souvent plus économique que l'association en série de deux "petites" pompes. Il faut donc examiner chaque cas particulier avant de trancher.

X.4 Choix d'une canalisation et d'une pompe [9]

Le choix du diamètre et du matériau d'une canalisation doit être adapté au liquide ou à la suspension qui doit le parcourir. Un liquide corrosif ne pourra être véhiculé par une canalisation en acier ordinaire. On devra choisir le diamètre pour l'écoulement d'une suspension de telle manière que la vitesse d'écoulement ne soit pas inférieure à 0,3 - 0,6 m.s⁻¹ pour éviter le dépôt de particules. De même la vitesse ne pourra être supérieure à 4 - 5 m.s⁻¹ afin d'éviter une usure trop rapide de la conduite.

Dans l'industrie, la vitesse des liquides dans les canalisations est pratiquement toujours comprise entre 0,5 et 5 m.s⁻¹.

Connaissant le débit qu'on souhaite utiliser, le choix de la vitesse d'écoulement et par suite du diamètre découle de la recherche d'un optimum économique. Un diamètre plus grand entraîne un investissement plus important mais se traduit par une perte de charge plus faible et donc des frais de fonctionnement plus bas.

Le choix d'une pompe va résulter en premier lieu d'une analyse des éléments du circuit (différence d'altitude, pressions des réservoirs, nature et température du liquide, présence d'accidents, matériau et caractéristiques géométriques de la canalisation). Cette analyse va permettre de déterminer la hauteur manométrique total nécessaire pour le débit souhaité ainsi que le N.P.S.H.disp. L'utilisation des caractéristiques des pompes fournies par le constructeur intervient alors pour choisir une pompe remplissant toutes les exigences.

Chapitre 1 : Rappels des notions de mécanique des fluides et pompes

XI. Conclusion

Dans ce chapitre on a étudié les caractéristiques de fluide (eau) qu'on va utiliser dans notre système de pompage et on a prend une vision global sur les différents conduites et les pompes qu'il faut utiliser dans les réseaux hydraulique avec une analyse générale sur les propriétés des pompes pour réaliser un bon pompage au niveau de toutes les conduites d'hôtel afin d'atteindre les besoins des clients.

Chapitre 2 :
Historique de l'hôtel
« Stambouli »

Chapitre 2 : Historique de l'hôtel Stambouli

Introduction

Dans notre parcours de recherche et la connaissance dans la mécanique des fluides, les réseaux des conduites et les pompes hydrauliques on a choisi cet hôtel pour faire une étude et calcul générale sur la station de pompage et le réseau des conduites et pour vérifier si cette station alimente l'hôtel d'une manière suffisante dans le cas ou le nombre des clients est maximum.

Chapitre 2 : Historique de l'hôtel Stambouli

I. Présentation de l'hôtel Stambouli

L'hôtel Stambouli a été construit en 2010 et pris son fondation dans le 11 février 2011, c'est un hôtel de standing international de trois étoiles, Il a une architecture d'un style turc, il possède 40 chambres avec une salle de séminaires.

il est situé à la 4ème rue Khedim Ali et possède une surface de 325 m² bâtie et de 175 m² non bâtie, soit au total de 500 m²(figures 2-1-a et 2-1-b).



Figure 2-1-a : Hôtel Stambouli



Figure 2-1-b : Hôtel Stambouli

II. Sous-sol

Il s'étend sur une surface de 180 m² et comprend:

- Parking (stationnement des véhicules des clients)
- Station de pompage d'eau potable
- La cuisine
- La lingerie

III. Station de pompage



Figure 2-2 : Station de pompage

Chapitre 2 : Historique de l'hôtel Stambouli

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

- La cuisine
- La lingerie
- Les chambres
- Les toilettes

III.1 La pompe à eau

Il existe deux pompes centrifuges de refoulement dans l'hôtel, une pompe active et l'autre est une pompe de secours.



Figure 2-3 : Deux pompes centrifuges à eau

L'eau pompée provient d'une bache d'eau et circule dans les canalisations.

III.2 Bâche d'eau

Il existe une bâche d'eau de volume 70000 litres alimentée par un puits (figure 2-4).



Figure 2-4 : Bâche d'eau

La bâche d'eau déverse l'eau par gravité dans un ballon supprimeur.

III.3 Surpresseur

Pour augmenter la pression on a utilisé un surpresseur de volume de 1000 L et à la sortie de surpresseur il y a un manomètre pour contrôler la pression s'il y a une variation.



Figure 2-5 : Surpresseur

III.4 Ballons d'eau chaude

Sont des ballons de réserve de l'eau chaude et chaque ballon contient un volume de 1500 l



Figure 2-6 : Deux ballons d'eau chaude

IV. Conduites de circuit hydraulique

Les conduites dans l'hôtel sont en acier galvaniser de rugosité $k = 0,1 \text{ mm}$



Figure 2-7 Conduites de distribution d'eau

Chapitre 2 : Historique de l'hôtel Stambouli

V. Cuisine

Elle possède une surface de 49 m² et elle parmi les équipements qu'il a une consommation très importante d'eau.



Figure 2-8 : Cuisine

VI. Lingerie

Dans la lingerie on a deux machines à laver qu'elles peuvent laver 22 kg chacune.



Figure 2-9: Lingerie

Chapitre 2 : Historique de l'hôtel Stambouli

VII. Restaurant

C'est un restaurant du type (4-8)

- 8 tables de 4 places
- 4 tables de 8 places



Figure 2-10 : Restaurant

VIII. Salle de conférence



Figure 2-11: Salle de conférence

IX. Terrasse :



Figure 2-12 : Terrasse (jardin + café)

X. Etages d'hôtel

Il existe dans l'hôtel 4 étages de la même distribution des chambres



Figure 2-13 : le couloire d'un étage

Chapitre 2 : Historique de l'hôtel Stambouli

XI. Chambres

Il existe dans l'hôtel 40 chambres distribuent 10 chambres dans chaque étage et il y a dans chaque chambre une douche et une toilette.

- 28 Chambres pour 2 personnes
- 8 Chambres pour 3 personnes
- 4 Chambres pour 4 personnes



Figure 2-14 : Chambre

XI.1 Toilettes (WC)



Figure 2-15 : une toilette

XI.2 Douches



Figure 2-16 : Douche

Chapitre 2 : Historique de l'hôtel Stambouli

XII. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons pu donner une description générale sur l'hôtel Stambouli et sa station de pompage d'eau et ses équipements afin de comprendre les fonctions et les tâches de cet hôtel, et de faciliter l'étude de circuit hydraulique global d'hôtel.

Chapitre 3 :

Calcul de la station de pompage

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

Introduction

Avant d'aborder les calculs de notre installation nous avons été sur place, à l'hôtel, pour faire un état des lieux et prendre connaissances de tous les équipements utilisés de la station de pompage et la distribution des conduites à tous les services de l'hôtel (cuisine, lingerie, chambres, etc...).

L'intérêt de ce calcul c'est de déterminer le point de fonctionnement de cette station. Pour ce faire, nous avons déterminé toutes les pertes de charges totales (linéaires et singulières) de tous les réseaux de conduites placées en série et en parallèle.

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

I. Calcul de la station de pompage

I.1 Matériel de pompage

I.1.1 Pompe à eau

On utilise dans notre système de pompage une pompe verticale centrifuge multicellulaire à amorçage automatique de type Multi35 8 N de la société espagnole ESPA, cette dernière est parmi les marques les plus utilisées dans la plupart des stations de pompage d'eau dans les 3 ans dernies (voire figure 3-1 et 3-2).



Figure 3-1 : Pompe Multi35 8 N

I.1.1.1 Caractéristiques de la pompe

Puissance : 3.0 KW

Débit maximal: 10.5 m³/h

Pression maximale: 10.8 bars

Ø Refoulement: 1¼"

Ø Aspiration: 1½"

Hmt = 110 m

Vitesse de rotation = 2900 tr/min

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

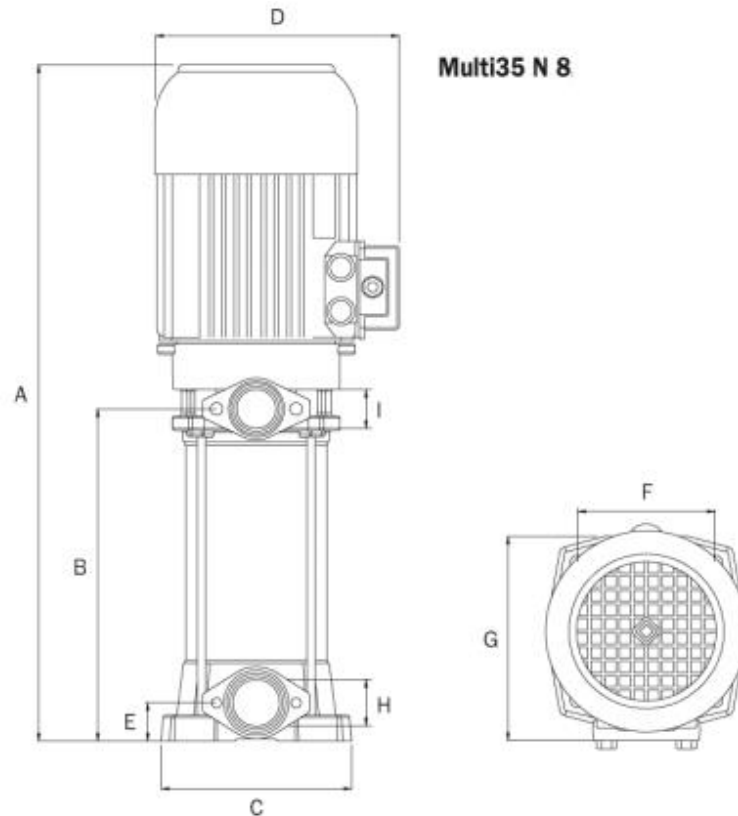


Figure 3-2 : Dimensions des organes de la pompe Multi35 8 N

I.1.1.2 Dimensions

Multi35 8 N	A	B	C	D	E	F	G	H	I	kg
	657,5	323	184	233	37	133	201	1 ^{1/2}	1 ^{1/4}	32,6

I.1.1.3 Composition de la pompe

- Corps de pompe et turbines en acier inox AISI 304
- Diffuseurs techno polymère avec la fibre de verre
- Garniture mécanique en oxyde de graphite / alumine
- Carter moteur en aluminium L-2521
- Brides et corps d'évacuation et aspiration de la fonte grise, acier
- Asynchrone, deux pôles
- IP 44
- Classe d'isolation F
- Service continu

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

- Tension triphasée 230/400V
- Température produit maximale de 35°C
- Est équipée de brides, joints et vis

I.1.1.4 Courbes caractéristiques de la pompe mutli35 8 N

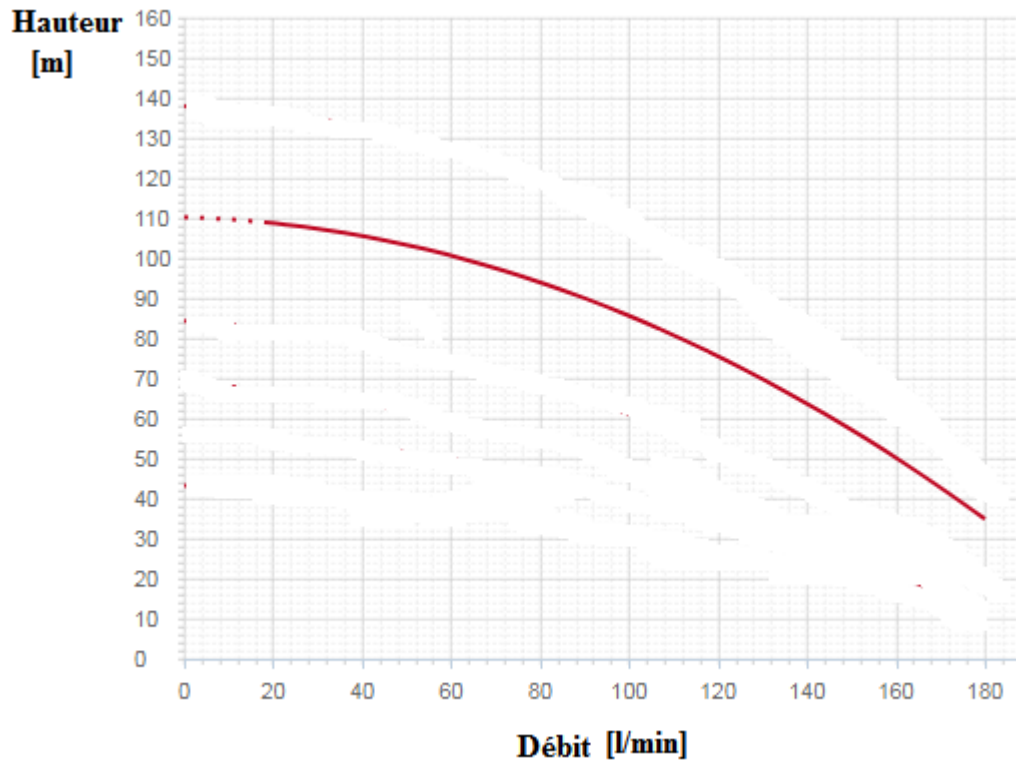


Figure 3-3 : Courbe de hauteur

Tableau : la hauteur manométrique en fonction du débit

Multi35 8 N	Débit (l /min)	0	18	36	54	72	90	108	126	144	162
	Hauteur (m)	110,3	109,0	106,4	102,3	96 ,9	90,1	81,8	72,2	61,2	48,8

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

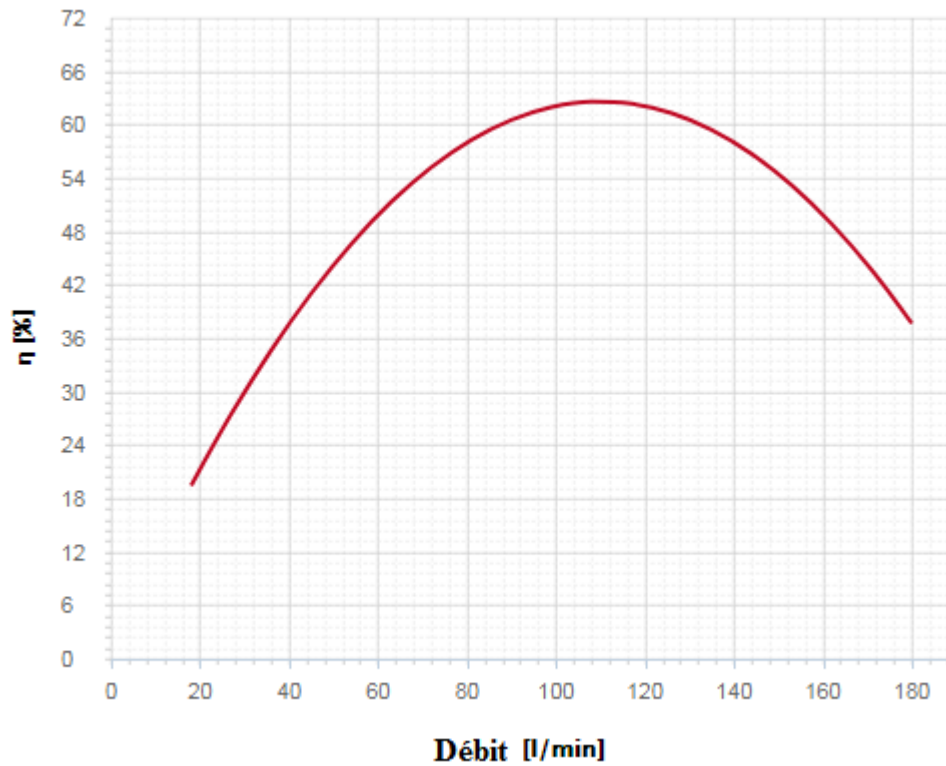


Figure 3-4 : Courbe de rendement

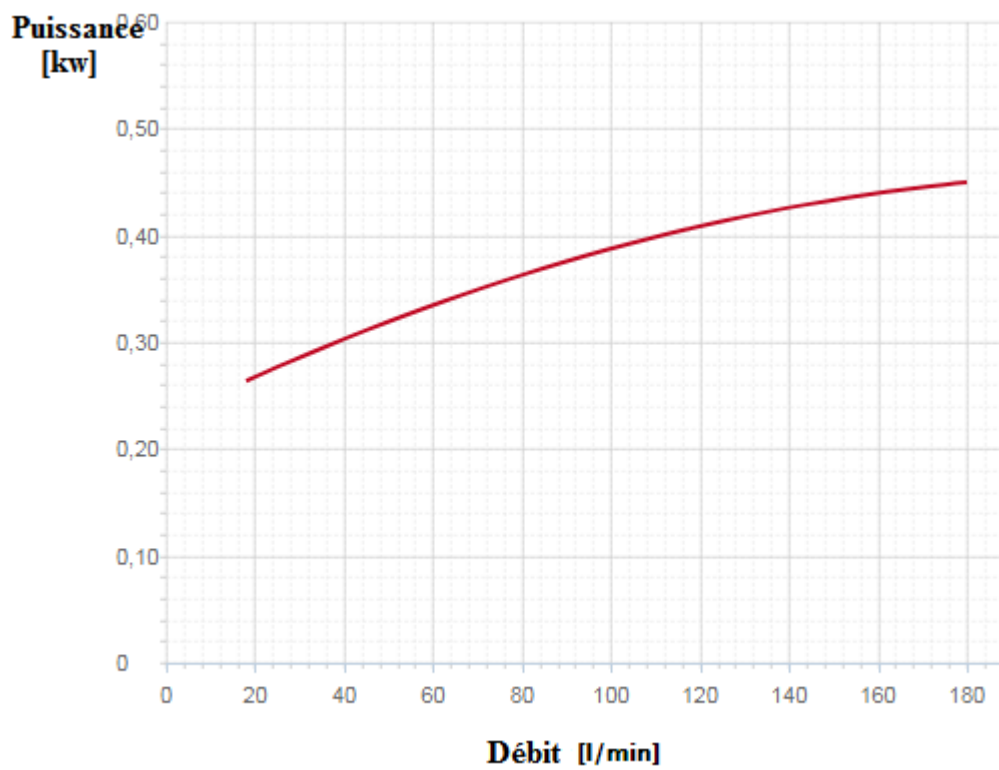


Figure 3-5 : Courbe de puissance

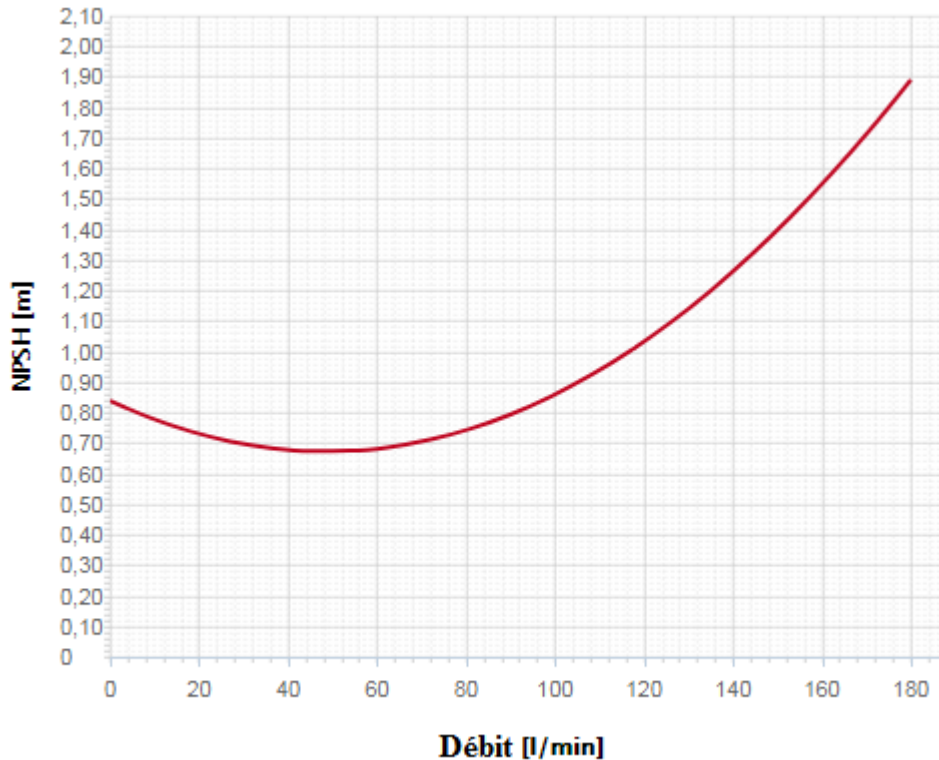


Figure 3-6 : Courbe de NPSH

I.2 Ballon vessie surpresseur

Un ballon vessie permet de comprimer un volume d'eau dans une installation ; ce volume d'eau comprimé génère un volume appelé réserve utile. Une réserve utile est exprimée en litres.

La réserve utile est le volume d'eau que l'on peut soutirer d'une installation sans que la pompe ne redémarre. Le ballon vessie réduit donc le nombre de démarrages d'une pompe, ce qui augmente la durée de vie de celle-ci.

Il génère également une économie d'énergie car, pendant la phase de démarrage d'une pompe, son moteur consomme entre 5 et 7 fois sa puissance nominale (soit 5000 à 7000 watts de consommation pour une pompe ayant une consommation de 1000 watts).

Le calcul de la réserve utile se fait à partir de 3 paramètres ;

- Le volume du ballon.
- La pression d'enclenchement (mise en marche) du contacteur manométrique.
- La pression de déclenchement (arrêt) du contacteur manométrique.



Figure 3-7 – a - : Ballon vessie Surpresseur

I.3 les ballons d'eau chaude



Figure 3-7 – b - : Ballons d'eau chaude

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

I.4 Conduites de circuit de l'hôtel

Les conduites dans l'hôtel sont en acier de rugosité $k = 0,1$ (voir les tables des conduites et annexes) et pour les coudes, les vannes, clapet et les Té on utilise les abaques de perte de charge singulière en fonction de coude et diamètre.

Pour commencer notre calcul on devise le circuit hydraulique en 2 circuits partiels

- Circuit 1 : la distribution d'eau au niveau de sous-sol + réception
- Circuit 2 : la distribution dans les chambres

II. Calcul des pertes de charge au niveau de (sous-sol) + réception (Circuit 1)

Dans ce niveau il y a le pompage source pour les autres niveaux avec des conduites en acier qui se passe par le niveau de réception jusqu'à le niveau N°1 des chambres à l'aide d'un ballon de surpression pour conserver la haute pression et atteint un bon débit dans tout le circuit hydraulique.

$$\Delta H_L = \lambda \frac{L}{D} \frac{V_m^2}{2g}$$

$$\Delta H_S = \xi \frac{V_m^2}{2g}$$

$$\Delta H_{tot} = \Delta H_L + \Delta H_S$$

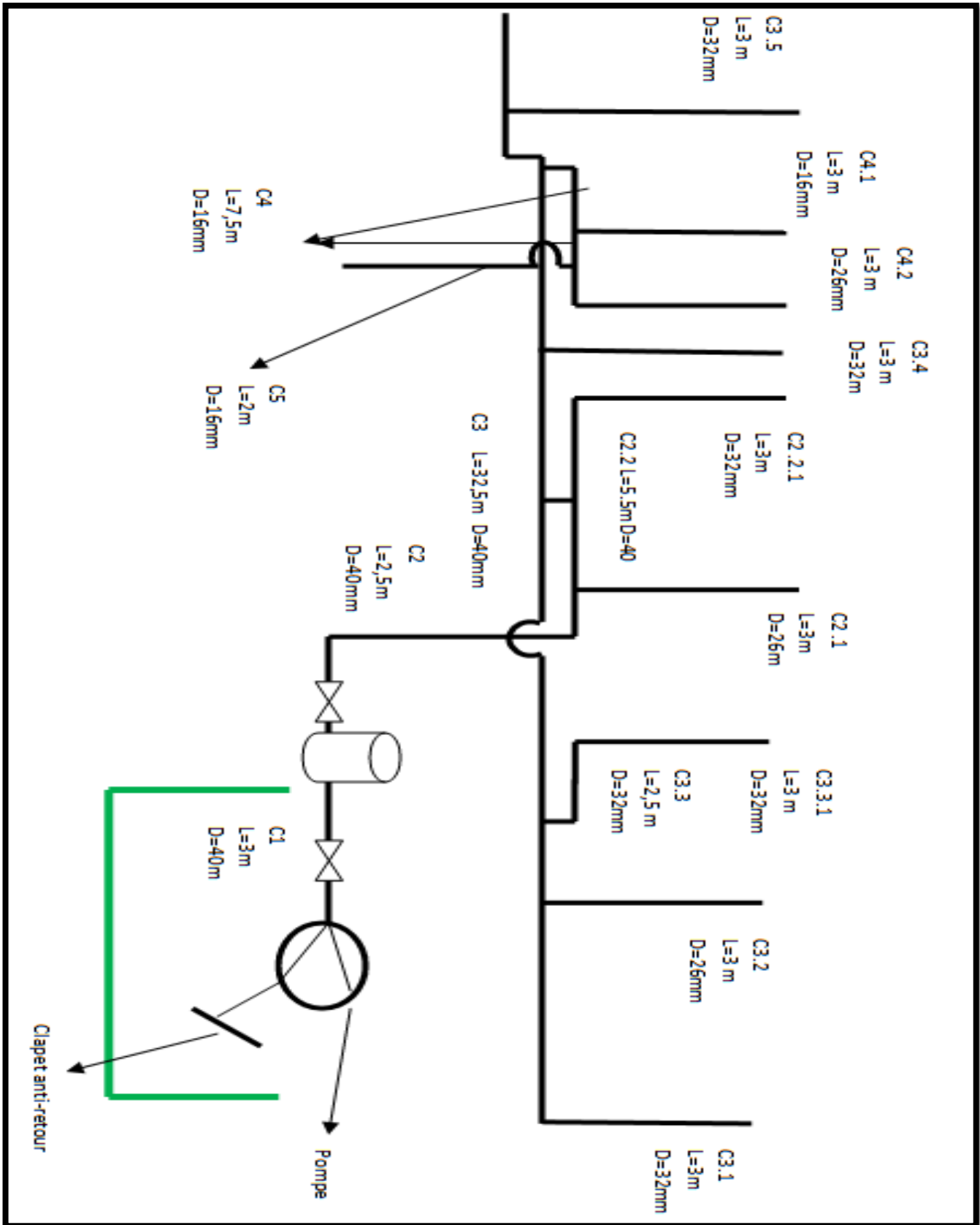


Figure 3-8 : Schéma d'installation des conduites au niveau de sous-sol + réception

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

II.1 Caractéristiques des pertes de charges linéaires et singulières et les pertes de charge totales

Dans cette installation on a la conduite C1 de diamètre de 40mm et de longueur de 3m à la sortie de la pompe qui alimente un ballon de suppression de volume de 1000 l.

La conduite C2 de diamètre de 40 mm et de $L = 2,5m$ sort de ballon avec une vanne et alimente toutes les conduites qui passent par la réception verticalement et par distribution alimente la cuisine et lingerie C5.

On calcul avec les débits des courbes de la pompe Muli35 8 N (les courbes précédentes) en l/s

C1 $\varnothing = 40mm$ L = 3m						
Q_v (l/s)	0,33	0,66	1,32	1,6	2	2,56
ΔH_L	0,0094	0,038	0,126	0,189	0,279	0,447
ΔH_S	0,013	0,015	0,064	0,076	0,101	0,168
ΔH_{tot}	0,0224	0,053	0,190	0,263	0,380	0,615

C2 $\varnothing = 40mm$ L = 2,5m						
Q_v (l/s)	0,33	0,66	1,32	1,6	2	2,56
ΔH_L	0,0078	0,036	0,105	0,1557	0,2325	0,3725
ΔH_S	0,0126	0,013	0,028	0,0503	0,1385	0,2255
ΔH_{tot}	0,0203	0,049	0,133	0,206	0,371	0,598

C2.1 $\varnothing = 26mm$ L = 3m						
Q_v (l/s)	0,165	0,33	0,66	0,8	1	1,28
ΔH_L	0,0202	0,07155	0,26148	0,3747	0,5664	0,9081
ΔH_S	0,0102	0,0134	0,1030	0,1375	0,2431	0,3412
ΔH_{tot}	0,0304	0,08495	0,3644	0,5122	0,8095	1,2493

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

C 2.2 $\varnothing = 40\text{mm}$ L = 5,5m						
Q_v (l/s)	0,33	0,66	1,32	1,6	2	2,56
ΔH_L	0,016	0,066	0,231	0,3465	0,5115	0,8195
ΔH_S	0,011	0,013	0,096	0,182	0,274	0,453
ΔH_{tot}	0,027	0,079	0,327	0,5285	0,7855	1,2725

C2.2.1 $\varnothing = 32\text{mm}$ L = 3m						
Q_v (l/s)	0,165	0,33	0,66	0,8	1	1,28
ΔH_L	0,00732	0,019	0,078	0,113	0,18	0,279
ΔH_S	0,0136	0,0245	0,0343	0,100	0,124	0,316
ΔH_{tot}	0,0143	0,0435	0,1123	0,213	0,1924	0,595

C3 $\varnothing = 40\text{mm}$ L = 32,5m						
Q_v (l/s)	0,33	0,66	1,32	1,6	2	2,56
ΔH_L	0,13	0,39	1,365	2,0475	3,0318	4,8425
ΔH_S	0,062	0,079	0,293	0,312	0,363	0,4655
ΔH_{tot}	0,193	0,469	1,598	2,359	3,394	5,308

C3.1 $\varnothing = 32\text{mm}$ L = 3m						
Q_v (l/s)	0,665	1,153	1,286	1,463	1,729	2,128
ΔH_L	0,080	0,227	0,279	0,3585	0,4938	0,7371
ΔH_S	0,011	0,034	0,053	0,081	0,103	0,187
ΔH_{tot}	0,091	0,261	0,332	0,4395	0,5968	0,9283

C3.2 $\varnothing = 26\text{mm}$ L = 3m						
Q_v (l/s)	0,338	0,536	0,762	1,015	1,326	1,410
ΔH_L	0,071	0,1683	0,327	0,5604	0,9468	1,0671
ΔH_S	0,026	0,646	0,0806	0,100	0,186	0,213
ΔH_{tot}	0,097	0,2329	0,4076	0,660	1,1328	1,2801

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

C3.3 $\varnothing = 32\text{mm}$ $L = 2,5\text{m}$						
Q_v (l/s)	0,080	1,153	1,286	1,463	1,729	2,128
ΔH_L	0,066	0,140	0,2325	0,2987	0,3292	0,6143
ΔH_S	0,016	0,067	0,101	0,126	0,183	0,234
ΔH_{tot}	0,082	0,207	0,3326	0,4247	0,5122	0,6483

C3.3.1 $\varnothing = 32\text{mm}$ $L = 3\text{m}$						
Q_v (l/s)	0,975	1,374	1,862	2,039	2,128	2,172
ΔH_L	0,165	0,318	0,5697	0,6789	0,7371	0,7671
ΔH_S	0,056	0,098	0,132	0,268	0,311	0,437
ΔH_{tot}	0,221	0,416	0,7017	0,9469	1,048	1,204

C3.4 $\varnothing = 32\text{mm}$ $L = 3\text{m}$						
Q_v (l/s)	0,488	0,798	1,153	1,374	1,773	2,217
ΔH_L	0,045	0,113	0,227	0,318	0,5183	0,7977
ΔH_S	0,040	0,083	0,104	0,197	0,224	0,334
ΔH_{tot}	0,085	0,196	0,331	0,515	0,7423	1,131

C3.5 $\varnothing = 32\text{mm}$ $L = 3\text{m}$						
Q_v (l/s)	0,177	0,754	0,931	1,374	1,552	2,084
ΔH_L	0,072	0,102	0,1517	0,318	0,4011	0,7077
ΔH_S	0,018	0,063	0,112	0,213	0,304	0,362
ΔH_{tot}	0,090	0,165	0,263	0,531	0,7051	1,0697

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

C4 $\varnothing = 16\text{mm}$ $L = 7,5\text{m}$						
Q_v (l/s)	0,327	0,335	0,378	0,413	0,421	0,430
ΔH_L	3,268	3,584	4,521	5,34	5,56	5,78
ΔH_S	0,162	0,186	0,224	0,312	0,7563	1,336
ΔH_{tot}	3,430	3,770	4,745	5,837	6,313	7,116

C4.1 $\varnothing = 16\text{mm}$ $L = 3\text{m}$						
Q_v (l/s)	0,327	0,335	0,378	0,413	0,421	0,430
ΔH_L	1,3035	1,433	1,8084	2,1393	2,2263	2,3139
ΔH_S	0,0891	0,115	0,234	0,312	0,556	0,864
ΔH_{tot}	1,3926	1,548	2,0424	2,4513	2,7823	3,1879

C4.2 $\varnothing = 26\text{mm}$ $L = 3\text{m}$						
Q_v (l/s)	0,337	0,649	0,874	0,987	1,185	1,382
ΔH_L	0,07155	0,2412	0,4254	0,5367	0,762	1,0263
ΔH_S	0,0349	0,0613	0,107	0,198	0,331	0,433
ΔH_{tot}	0,10645	0,3026	0,5324	0,7347	1,093	1,4593

C5 $\varnothing = 16\text{mm}$ $L = 2\text{m}$						
Q_v (l/s)	0,172	0,224	0,378	0,404	0,413	0,430
ΔH_L	0,2486	0,4306	1,2056	1,3726	1,4362	1,573
ΔH_S	0,0352	0,0672	0,124	0,337	0,572	0,837
ΔH_{tot}	0,283	0,4978	1,3296	1,7096	2,001	2,410

On devise notre Réseau des conduites en 3 sous-réseaux :(voire figure 3-8)

- Réseau A : contient les conduites C1, C2, C2.1, C2.2 et C2.2.1
La conduite C1 alimente C2 et C2 alimente C2.1, C2.2 et C2.2.1
- Réseau B : contient la conduite C3 et sa conduites partielles
- Réseau C : contient la conduite C4 qui alimente les conduites C4.1, C4.2 et C5

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

II.2 calcul de la résultante pour Circuit1 (sous-sol + RDC)

Q_v (l/s)	2,948	5,768	7,28	9,091	10,64	12,96
C1 et C2 en série	0,0427	0,092	0,323	0,482	0,751	1,213
C3.3 et C3.3.1 en série	0,303	0,623	1,034	1,3716	1,502	1,852
C4 et (C4.1 et C4.2 en //) en série	4,8226	5,1918	6,7874	8,2883	9,0953	10,30
C 3.4 et C3.5 en //	2,948	5,768	7,28	9,091	10,64	12,03
C3.1 et C3.2 en //	0,097	0,2329	0,4076	0,660	1,1328	2,154

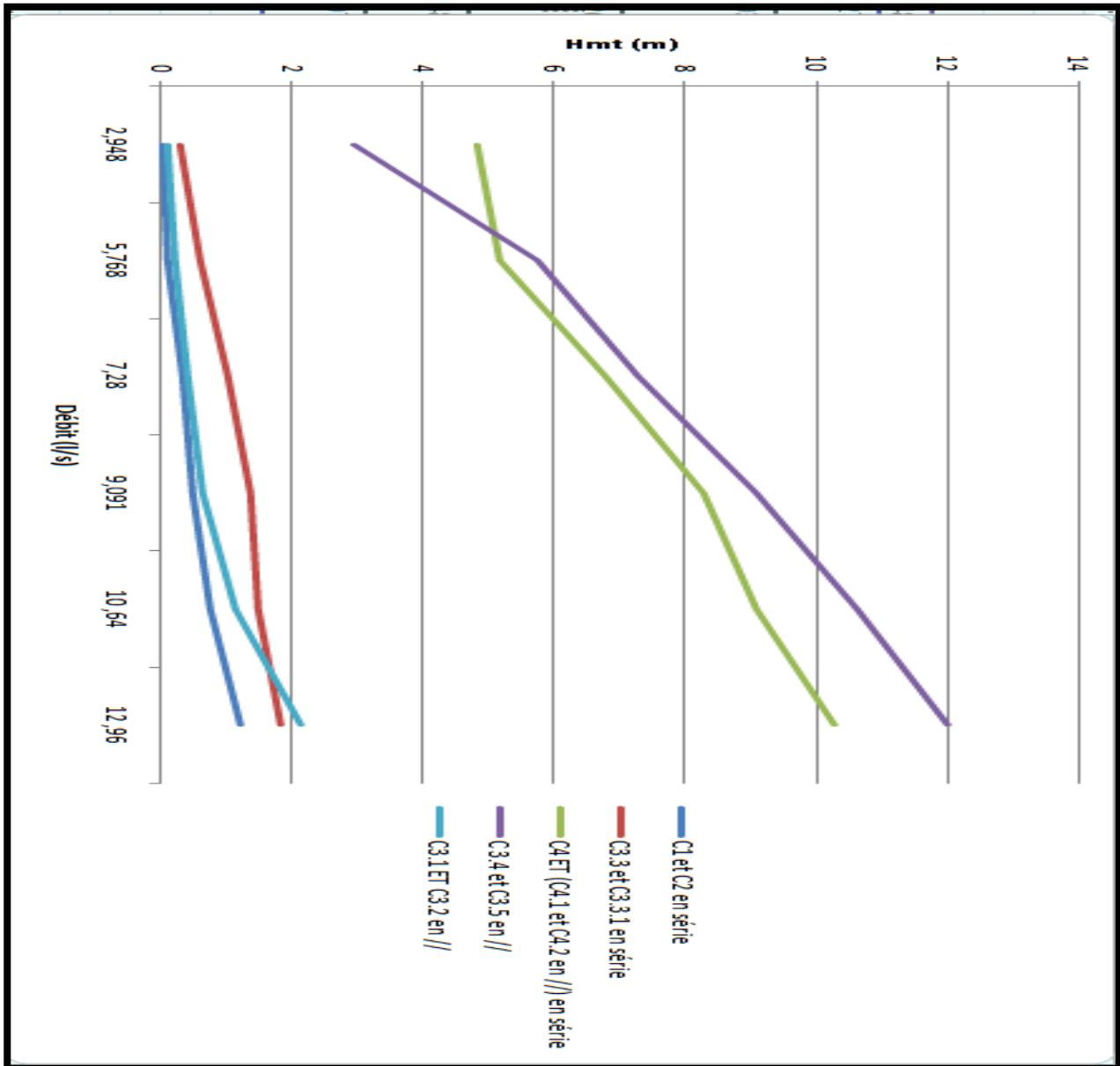


Figure 3-9 : Résultantes pour des conduites en série et en //

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

Q_v (l/s)	3,885	6,376	8,347	12,653	15,306	18,07
Réseau A	0,0667	0,171	0,650	1,0105	1,5365	2,4855
Réseau B	0,596	1,092	2,632	3,7306	4,869	6,463
Réseau C	4,1056	5,6896	6,663	7,1379	8,0963	9,371
résultante	5,3686	6,9526	9,945	11,879	14,502	18,31

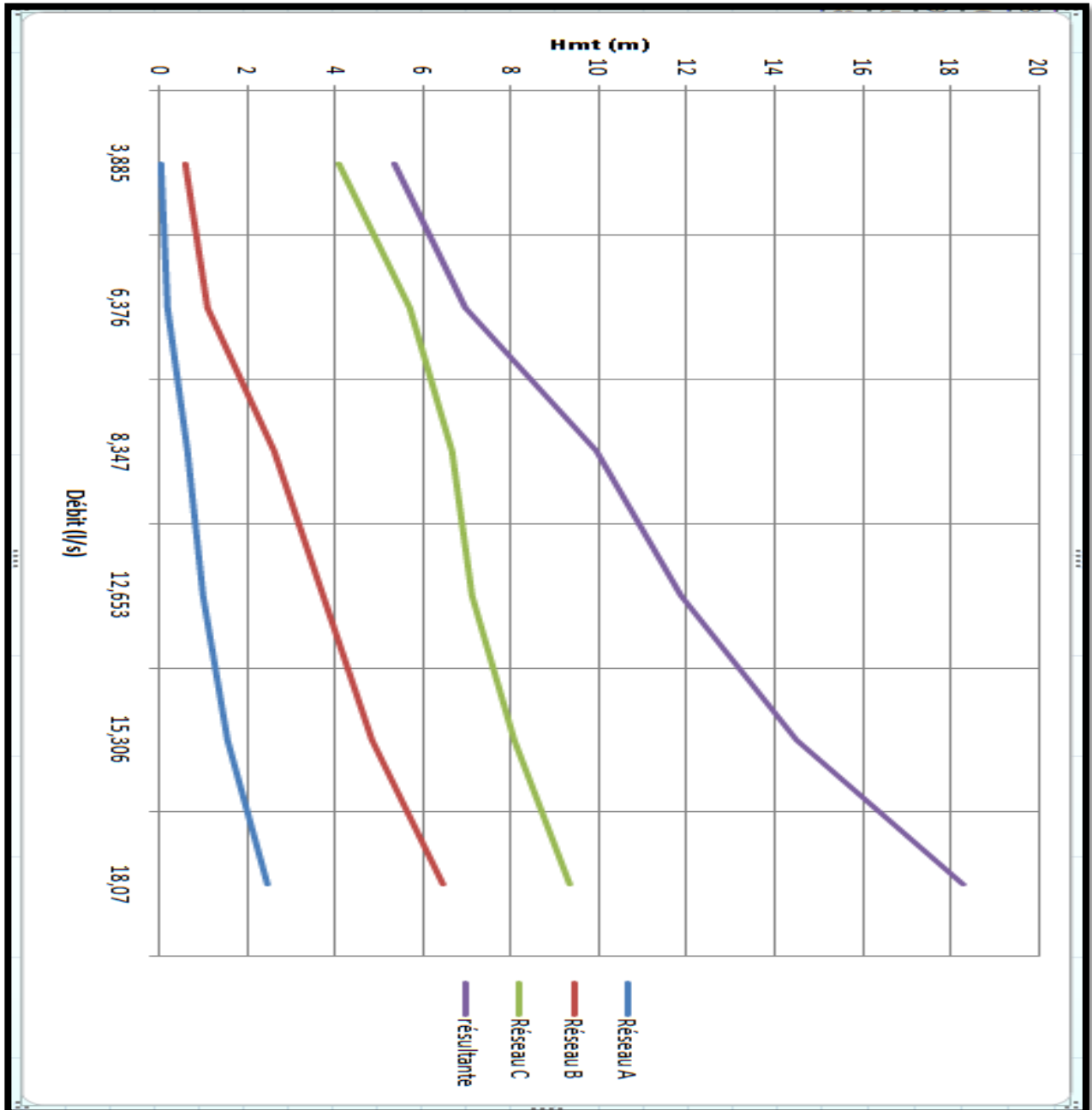


Figure 3-10 : Résultante des trois réseaux principaux d'alimentation du sous-sol + le RDC

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

❖ Caractéristiques des pertes de charges linéaires et singulières et les pertes de charge totales

On a les tronçons 1, 3,6 et 7 qui contiennent les conduites C1, C3, C6 et C7 et ces dernières distribuent aux 4 chambres (1 chambre par étage).

On commence le calcul pour la conduite principale avec un diamètre $D = 32\text{mm}$ et $L=12\text{m}$

- Pour les conduites principales C1, C3, C6 et C7 et leurs chambres on obtient les mêmes pertes de charge pour les mêmes débits pour chaque conduite principale
- Pour une conduite principale

Q_v (l/s)	0,226	0,532	0,798	1,020	1,552	2,128
ΔH_L	0,0603	0,2132	0,4532	0,7203	1,6044	2,9484
ΔH_S	2,015	2,674	3,253	3,987	4,762	6,103
ΔH_{tot}	2,0753	2,8876	3,7073	4,7173	6,3664	9,0514

En suite on établit le calcul pour une chambre avec un diamètre de la conduite à l'intérieur $D = 16\text{mm}$ et pour 4 chambres en parallèles

- Pour une chambre

Q_v (l/s)	0,103	0,138	0,224	0,310	0,353	0,430
ΔH_L	0,326	0,554	1,3790	2,561	3,2933	4,83
ΔH_S	3,043	4,544	6,148	7,804	9,337	10,120
ΔH_{tot}	3,369	5,09801	7,527	10,364	12,6303	14,95

- Pour 4 chambres en parallèles

Pour les conduites en parallèles on applique la somme des débits avec $\Delta H_{tot} = \text{cte}$

Q_v (l/s)	0,412	0,552	0,896	1,24	1,412	1,723
ΔH_{tot}	3,369	5,09801	7,527	10,364	12,6303	14,95

- la conduite principale est en série avec les 4 chambres ce qui donne un débit constant

Et $\sum \Delta H_{tot}$ pour obtenir la résultante du tronçon

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

Q_v (l/s)	0,226	0,532	0,798	1,020	1,552	2,128
Résultante	5,4443	7,9856	11,23	15,07	18,974	24,001

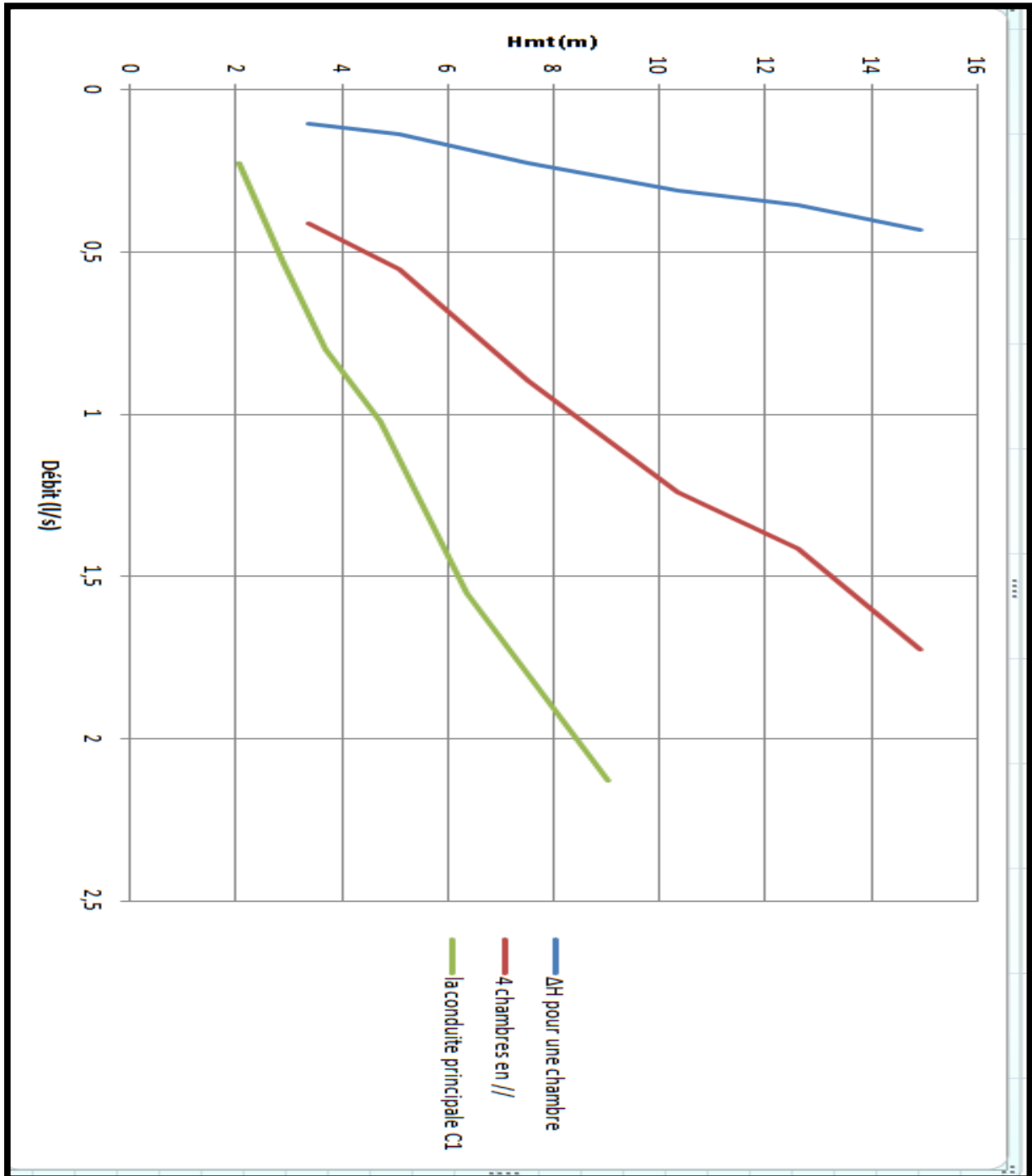


Figure 3-12 : Pertes de charge pour C1 et les 4 chambres

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

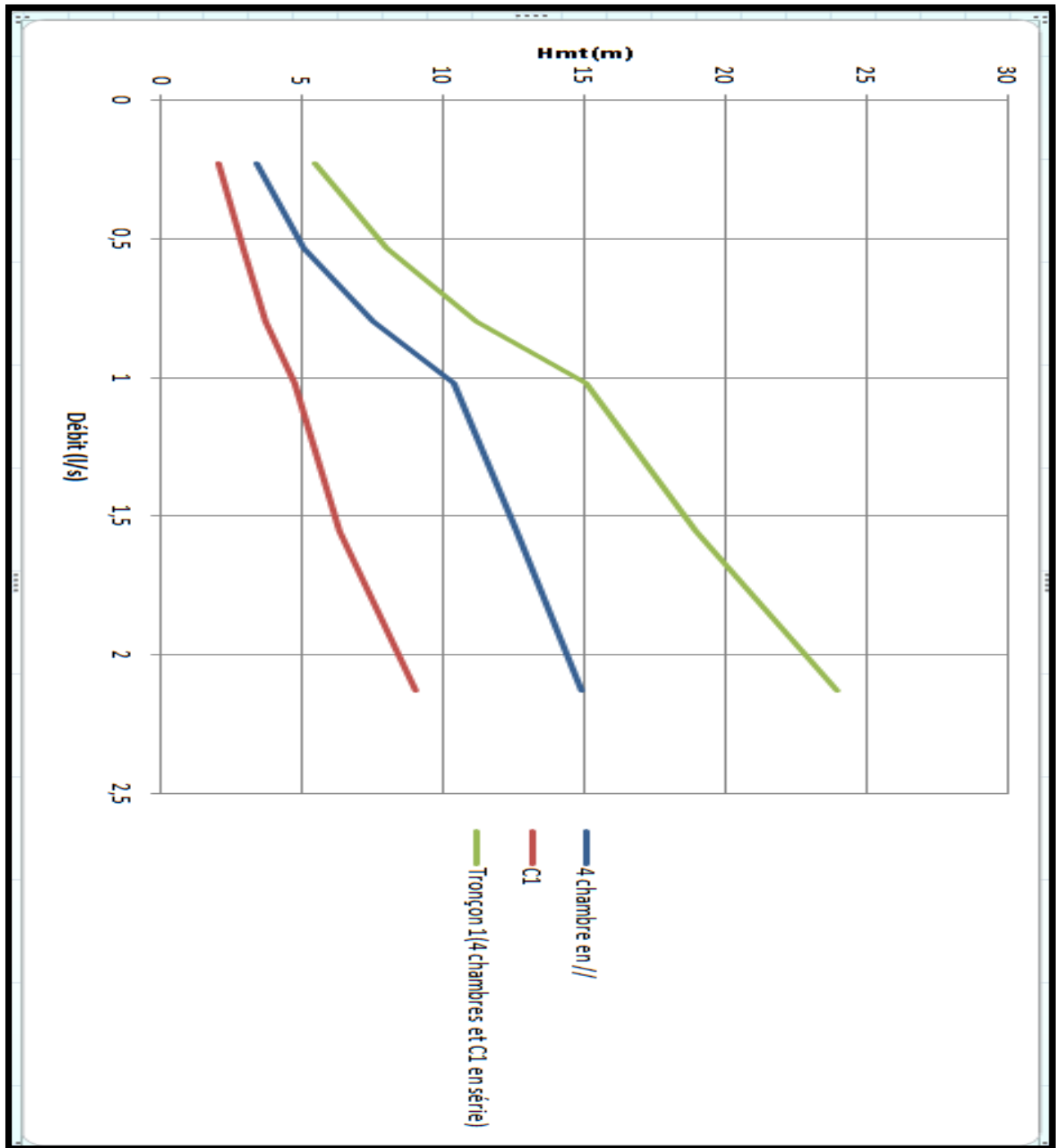


Figure 3-13 : Résultante pour le tronçon 1 (4 chambres et C1 en série)

Remarque : on obtient les mêmes courbes et la même résultante pour les tronçons 1, 3, 6 et 7 (pour les mêmes débits).

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

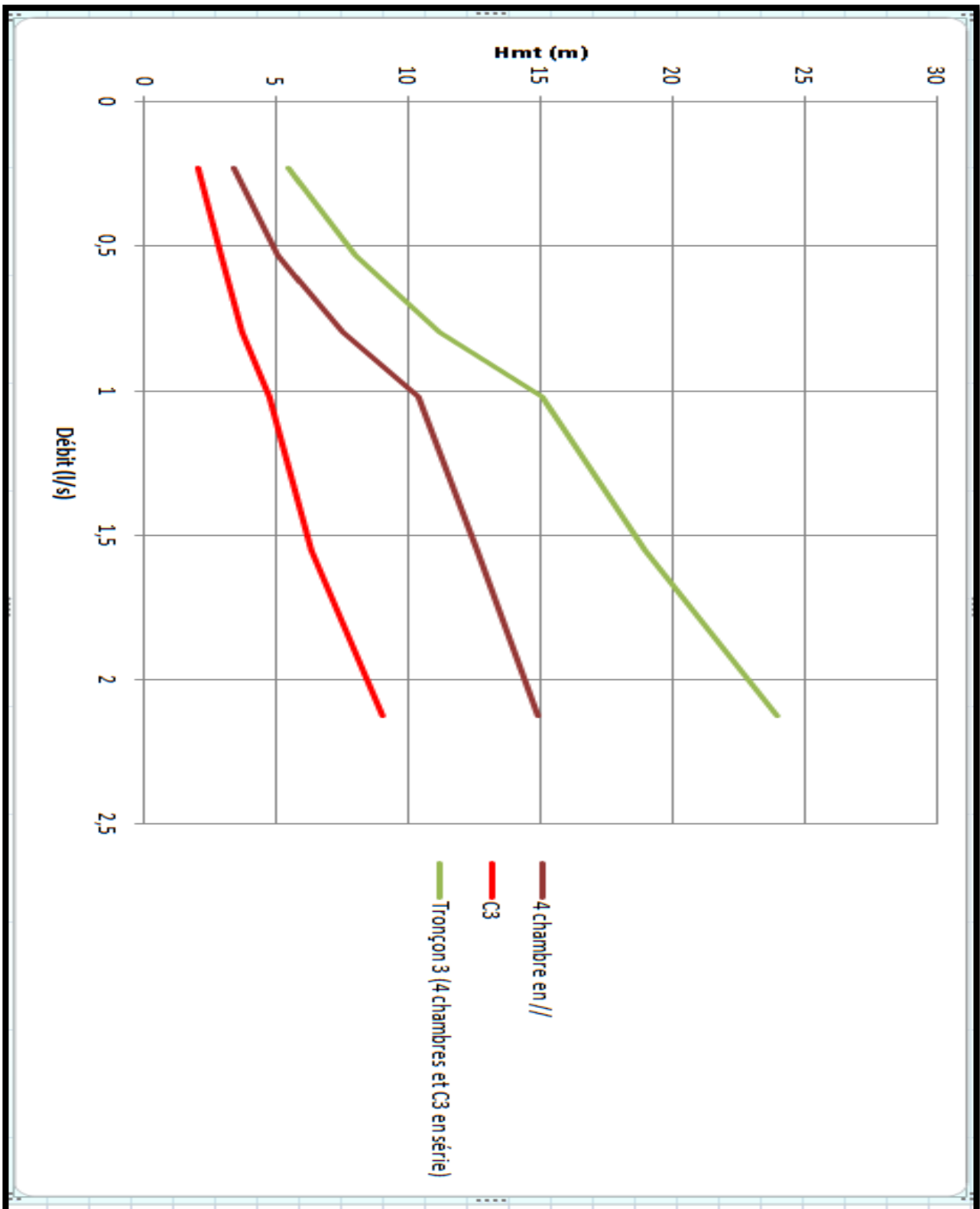


Figure 3-14 : Résultante pour le tronçon 3 (4 chambres et C3 en série)

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

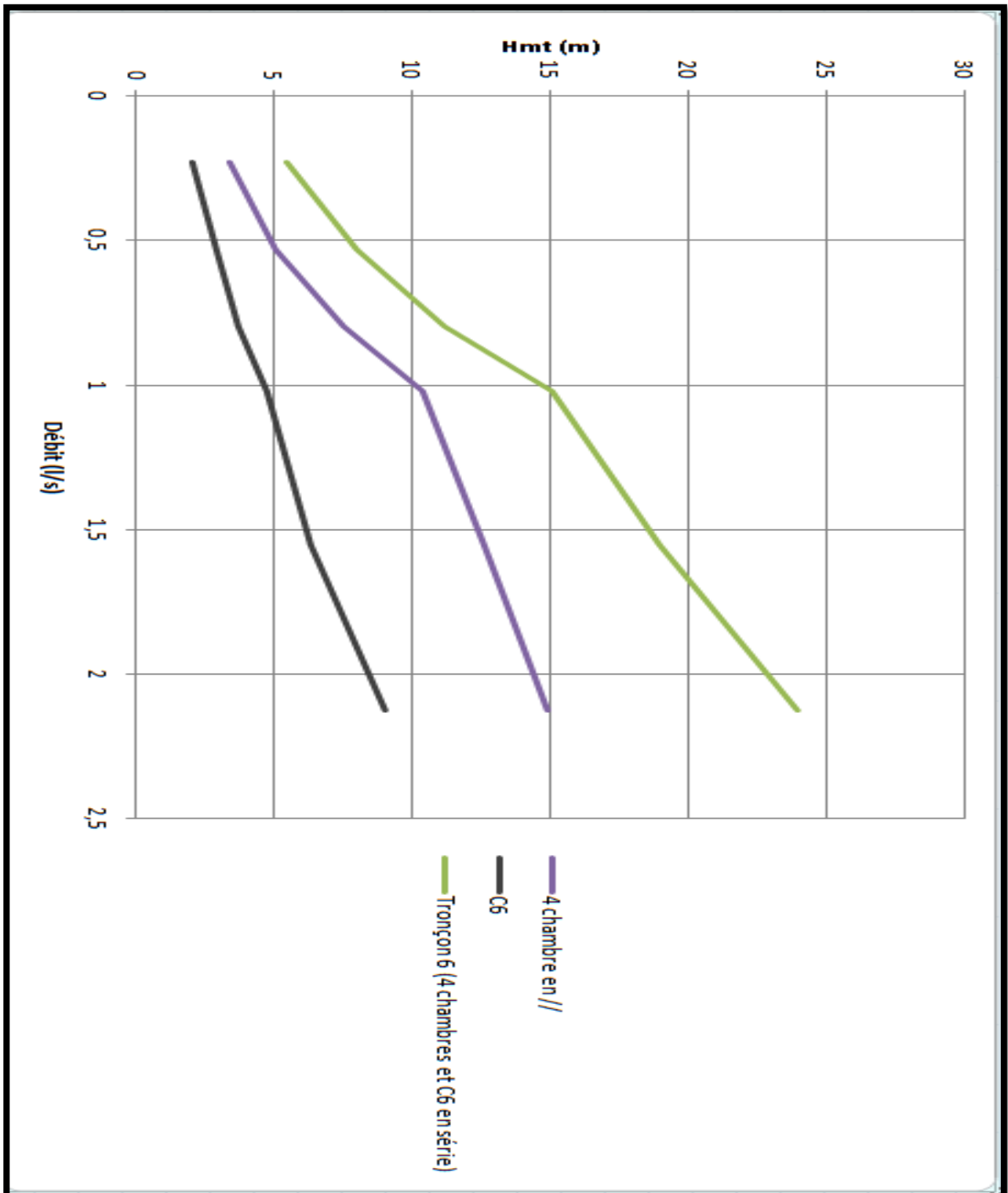


Figure 3-15 : Résultante pour le tronçon 6 (4 chambres et C6 en série)

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

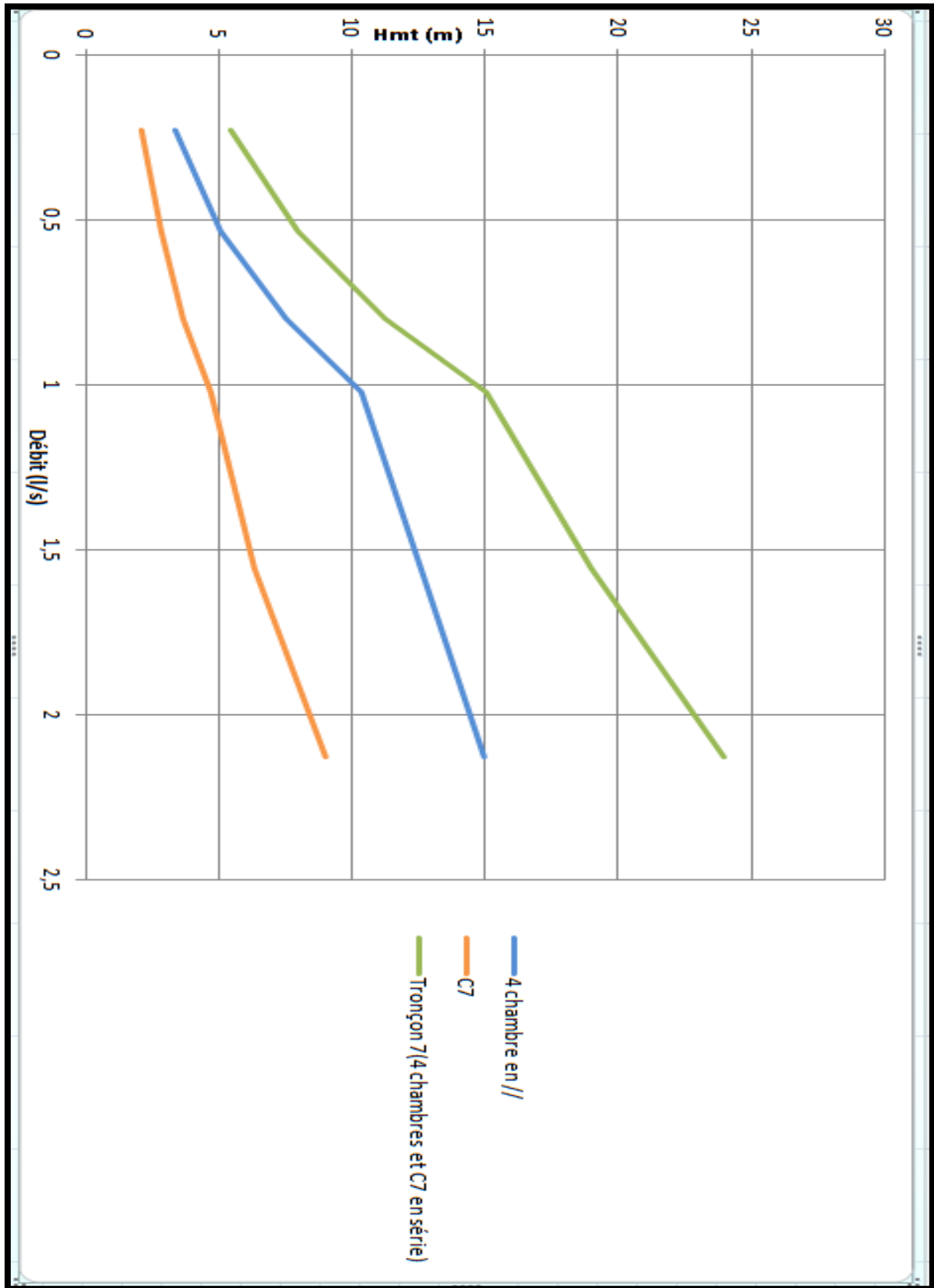


Figure 3-16 : Résultante pour le tronçon 7 (4 chambres et C7 en série)

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

- pour les tronçons 2, 4 et 5 on a deux types :
 - type 1 : tronçons 2 et 4 contiennent les conduites principales C2 et C4 de diamètre $D = 26 \text{ mm}$
 - type 2 : tronçon 5 contient la conduite principale C5 diamètre $D = 32 \text{ mm}$

Dans les tronçons 2, 4 et 5 il y a 8 chambres dans chaque tronçon avec 2 chambres en parallèles dans chaque étage.

- ❖ Calcul pour les tronçons 2 et 4 :
 - Pour les conduites principales C2, C4 et leurs chambres on obtient les mêmes pertes de charge pour les mêmes débits pour chaque conduite principale
 - Pour une conduite principale

$Q_v (l/s)$	0,452	1,064	1,596	2,040	3,104	4,239
ΔH_L	0,0654	0,3265	0,724	1,037	2,016	3,182
ΔH_S	3,118	4,167	5,364	6,531	7,353	8,432
ΔH_{tot}	3,1834	4,4935	6,088	7,568	9,369	11,61

On établit le calcul pour une chambre avec un diamètre de la conduite à l'intérieur $D = 16 \text{ mm}$ et pour 2 chambres en parallèles pour chaque étage

- Pour une chambre

$Q_v (l/s)$	0,103	0,138	0,224	0,310	0,353	0,430
ΔH_L	0,324	0,556	1,381	2,571	3,3026	4,841
ΔH_S	3,043	4,541	6,148	7,804	9,337	10,134
ΔH_{tot}	3,367	5,097	7,529	10,375	12,639	14,975

- Pour 2 chambres en parallèles (chaque étage)

Pour les conduites en parallèles on applique la somme des débits avec $\Delta H_{tot} =$ cte

$Q_v (l/s)$	0,206	0,276	0,448	0,620	0,706	0,860
ΔH_{tot}	3,367	5,097	7,524	10,375	12,639	14,975

- Pour 8 chambres en parallèles (2 chambres en parallèles dans chaque étage)

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

Q_v (l/s)	0,824	1,104	1,792	2,481	2,824	3,440
ΔH_{tot}	3,367	5,097	7,524	10,375	12,639	14,975

- la conduite principale est en série avec les 8 chambres ce qui donne un débit constant

Et $\sum \Delta H_{tot}$ pour obtenir la résultante du tronçon

Q_v (l/s)	0,452	1,064	1,596	2,040	3,104	4,239
Résultante	6,5504	9,5905	13,612	17,943	22,008	26,585

Remarque :

La résultante est la même pour les tronçons 2 et 4 car ils sont de même type.

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

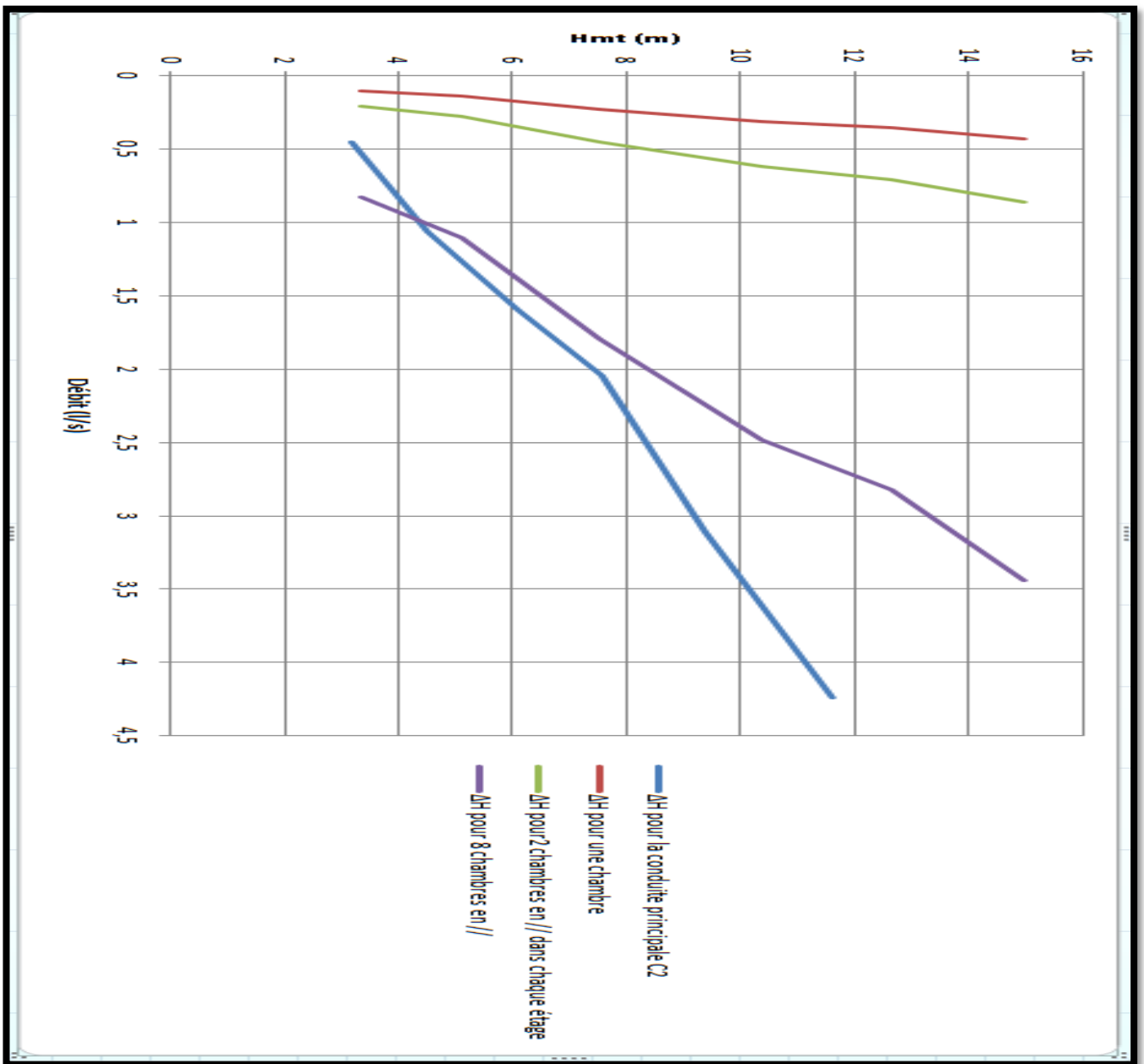


Figure 3-17 : Pertes de charge pour la conduite principale et (8 chambres en //)

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

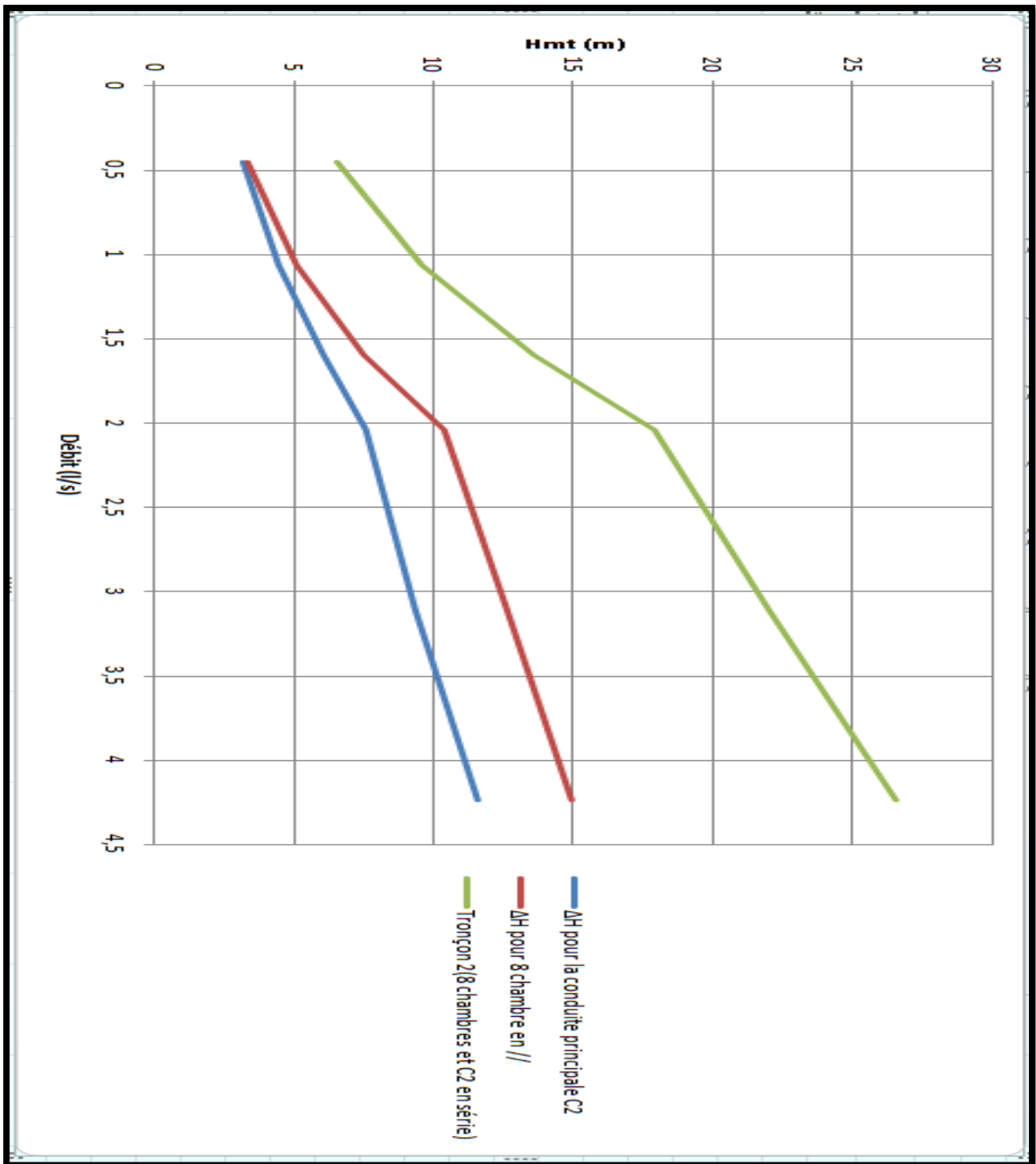


Figure 3-18 : Résultante pour le tronçon 2 (8 chambres et C2 en série)

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

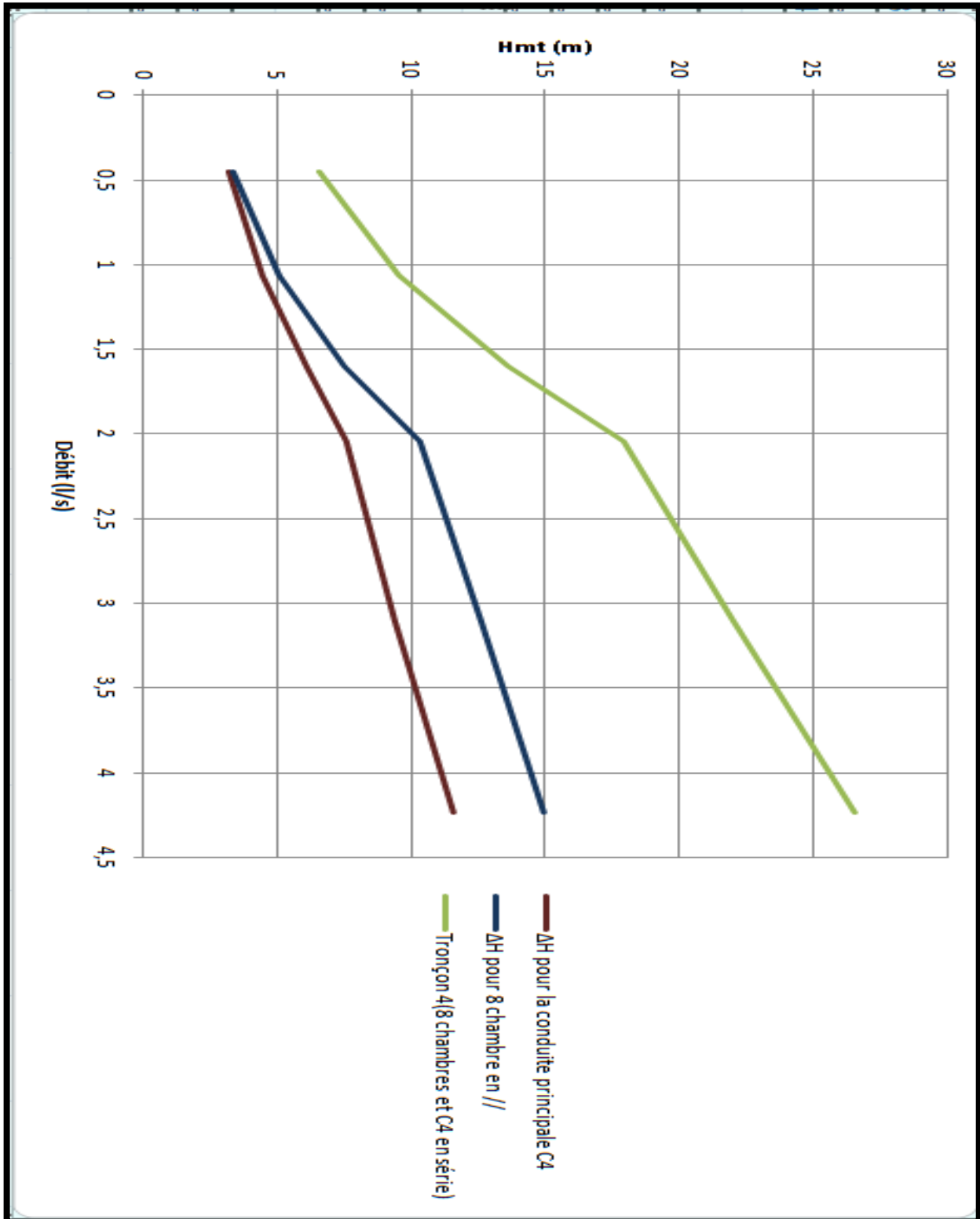


Figure 3-19 : Résultante pour le tronçon 4 (8 chambres et C4 en série)

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

- ❖ calcul pour le tronçon 5 : la conduite principale a un diamètre $D = 32\text{mm}$
On prend les mêmes débits des tronçons 2 et 4 mais il ya une influence du diamètre sur les pertes des charges
- Pour la conduite principale C5

$Q_v (1/s)$	0,452	1,064	1,596	2,040	3,104	4,239
ΔH_L	0,0613	0,3147	0,689	1,003	1,986	3,034
ΔH_S	2,983	4,006	5,132	6,341	7,112	8,123
ΔH_{tot}	3,044	4,3207	5,821	7,365	9,098	11,153

- Pour une chambre

$Q_v (1/s)$	0,103	0,138	0,224	0,310	0,353	0,430
ΔH_L	0,324	0,556	1,381	2,571	3,3026	4,841
ΔH_S	3,043	4,462	6,052	7,577	9,2704	9,837
ΔH_{tot}	2,995	5,018	7,433	10,148	12,573	14,678

- Pour 2 chambres en parallèles (chaque étage)

Pour les conduites en parallèles on applique la somme des débits avec $\Delta H_{tot} =$
cte

$Q_v (1/s)$	0,206	0,276	0,448	0,620	0,706	0,860
ΔH_{tot}	2,995	5,018	7,433	10,148	12,573	14,678

- Pour 8 chambres en parallèles (2 chambres en parallèles dans chaque étage)

$Q_v (1/s)$	0,824	1,104	1,792	2,481	2,824	3,440
ΔH_{tot}	2,995	5,018	7,433	10,148	12,573	14,678

- la conduite principale est en série avec les 8 chambres ce qui donne un débit constant

Et $\sum \Delta H_{tot}$ pour obtenir la résultante du tronçon 5

$Q_v (1/s)$	0,452	1,064	1,596	2,040	3,104	4,239
Résultante	6,039	9,3387	13,254	17,513	21,671	25,835

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

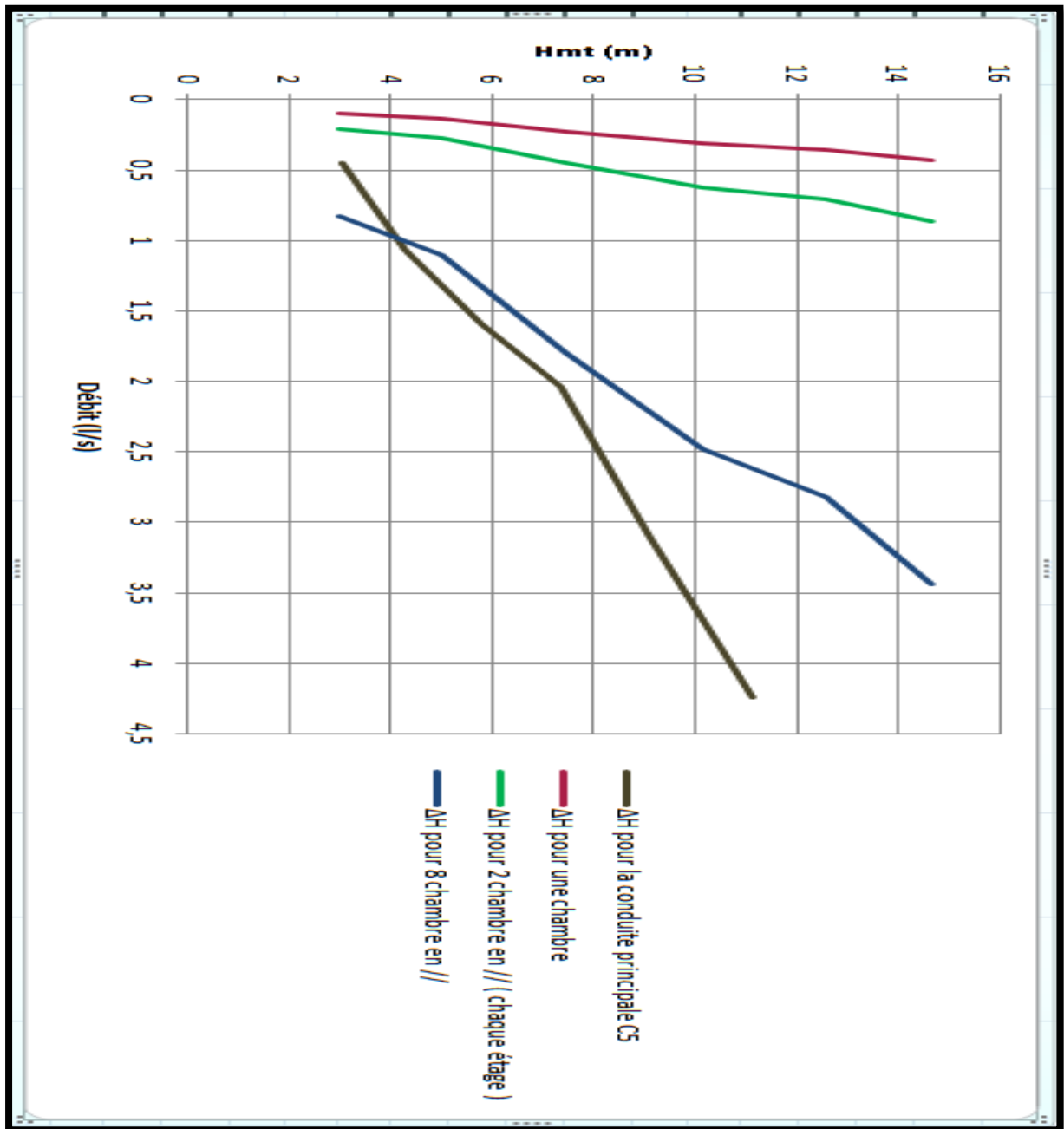


Figure 3-20 : Pertes de charge pour la conduite principale C5 et (8 chambres en //)

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

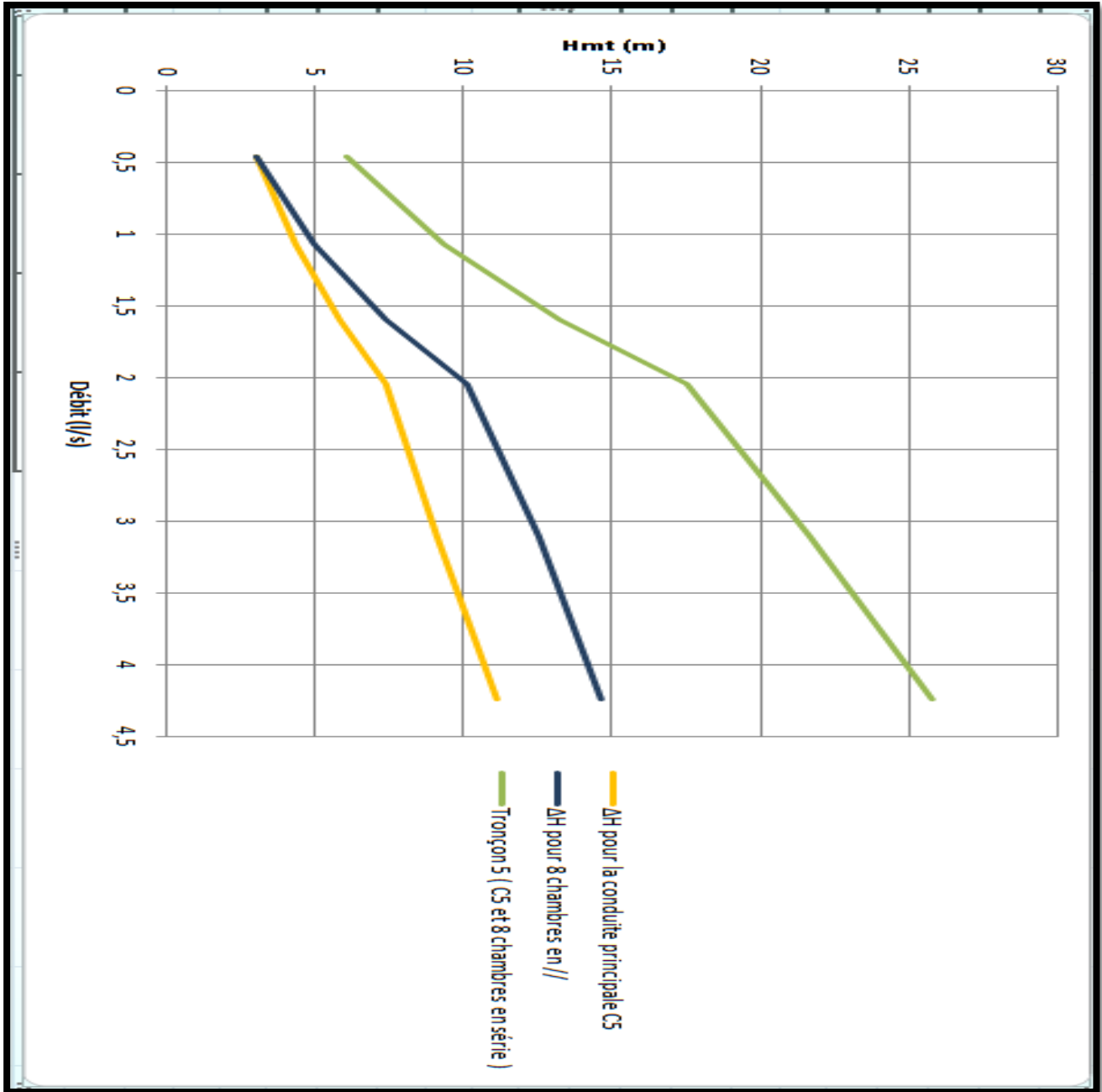


Figure 3-21 : Résultante pour le tronçon 5 (8 chambres et C5 en série)

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

IV. calcul de la résultante pour le circuit 2

Les 7 tronçons sont en parallèles ce qui implique que la résultante dépend de la somme de Q_v .

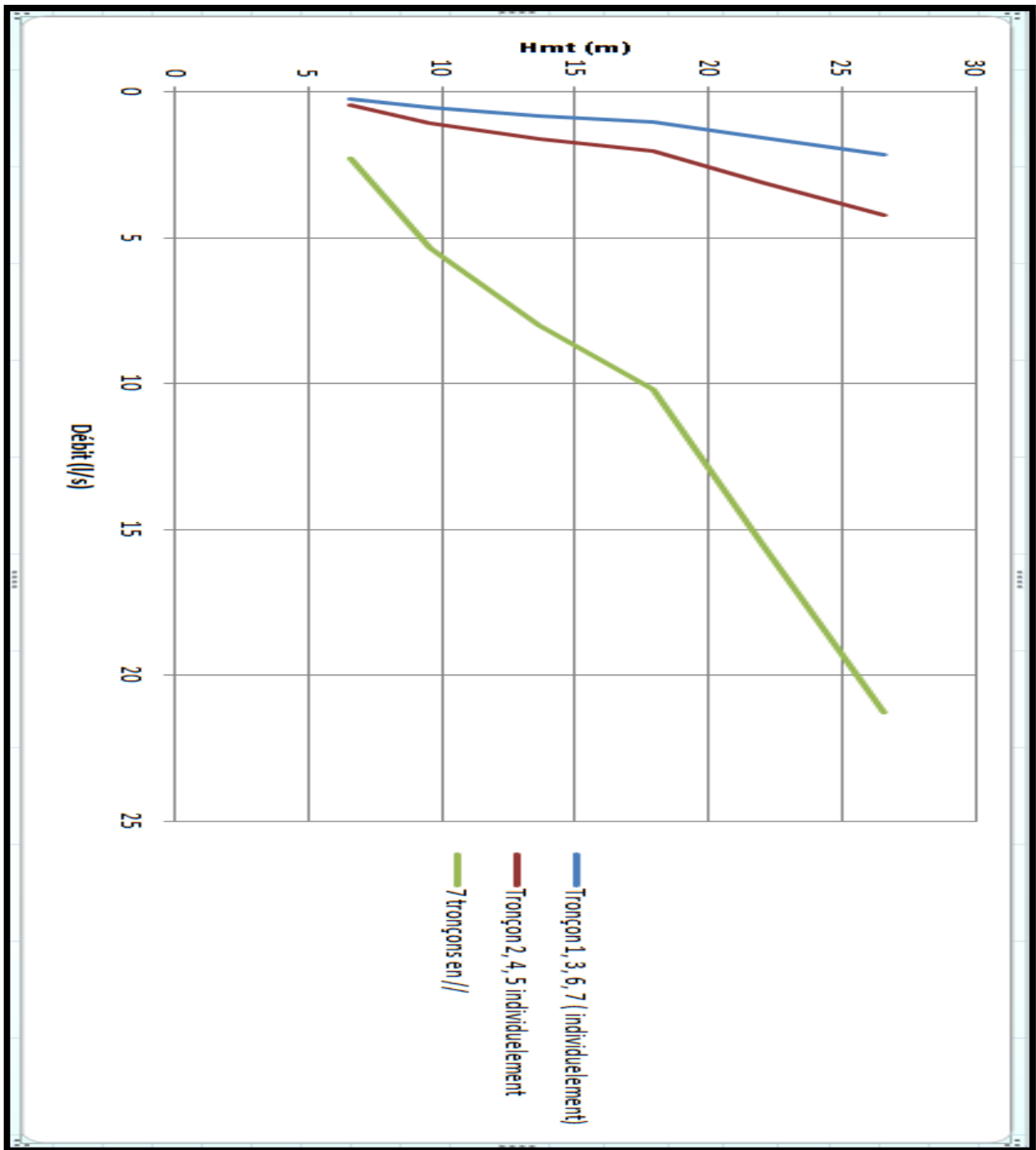


Figure 3-22 : Résultante pour les 7 tronçons en parallèles

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

V. Détermination de la résultante des pertes de charge de l'hôtel (circuit 1 + circuit 2)

Les deux circuits sont en série alors la résultante dépend de la somme des pertes de charge des 2 circuits :

Q_v (l/s)	3,885	6,376	8,347	12,653	15,306	18,07
ΔH (circuit1)	5,3686	6,9526	9,945	11,879	14,502	18,31
ΔH (circuit2)	6,5504	9,5905	13,612	17,943	22,008	26,585
Résultante	11,919	16,5231	23,557	28,822	36,51	44,805

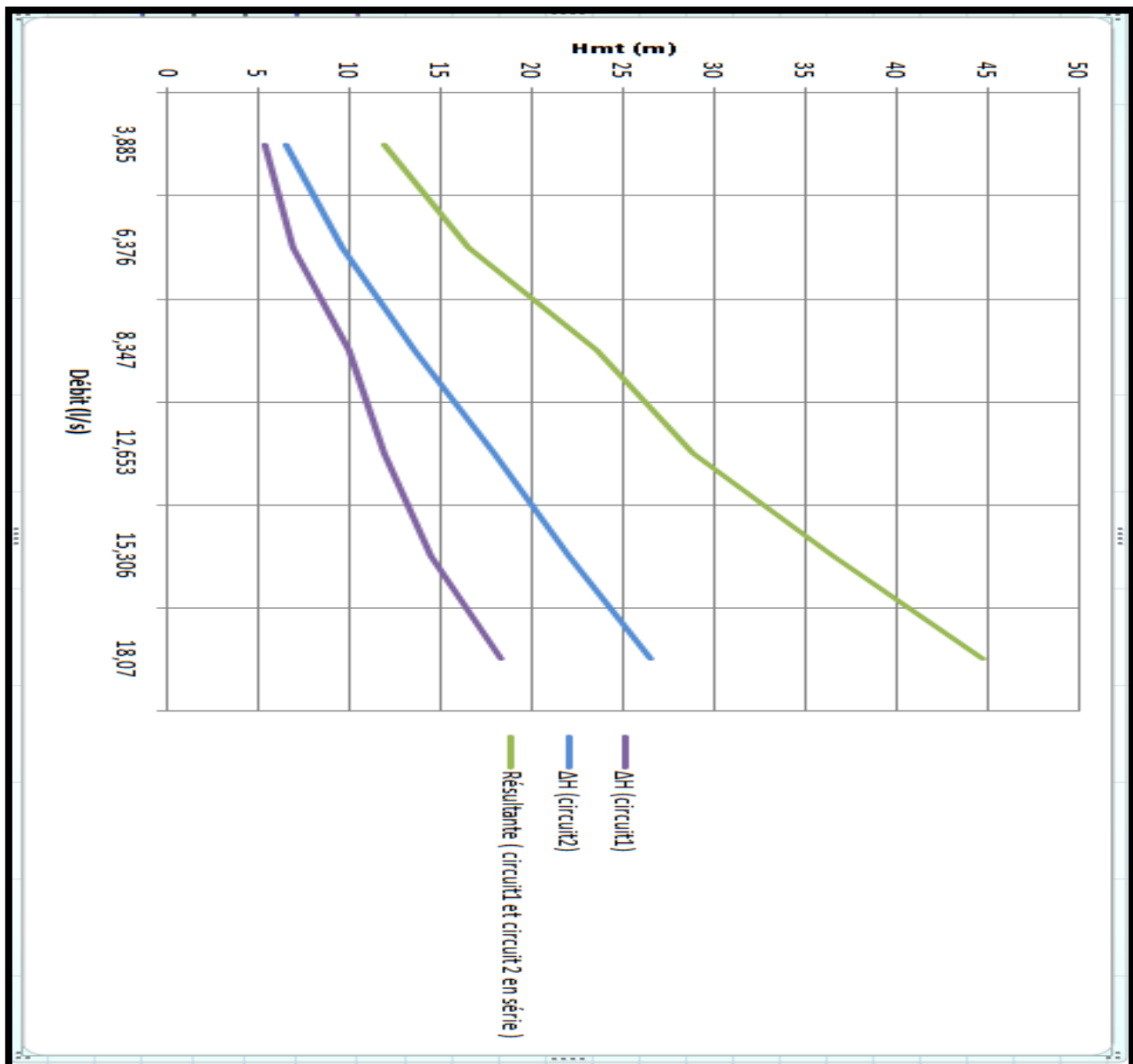


Figure 3-23 : Résultante pour les deux circuits (circuit 1 et circuit 2 en série)

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

VI. Tableau caractéristique de la pompe d'hôtel

Multi35 8 N	Débit (l/min)	0	18	36	54	72	90	108	126	144	162
	Hauteur (m)	110,3	109,0	106,4	102,3	96,9	90,1	81,8	72,2	61,2	48,8

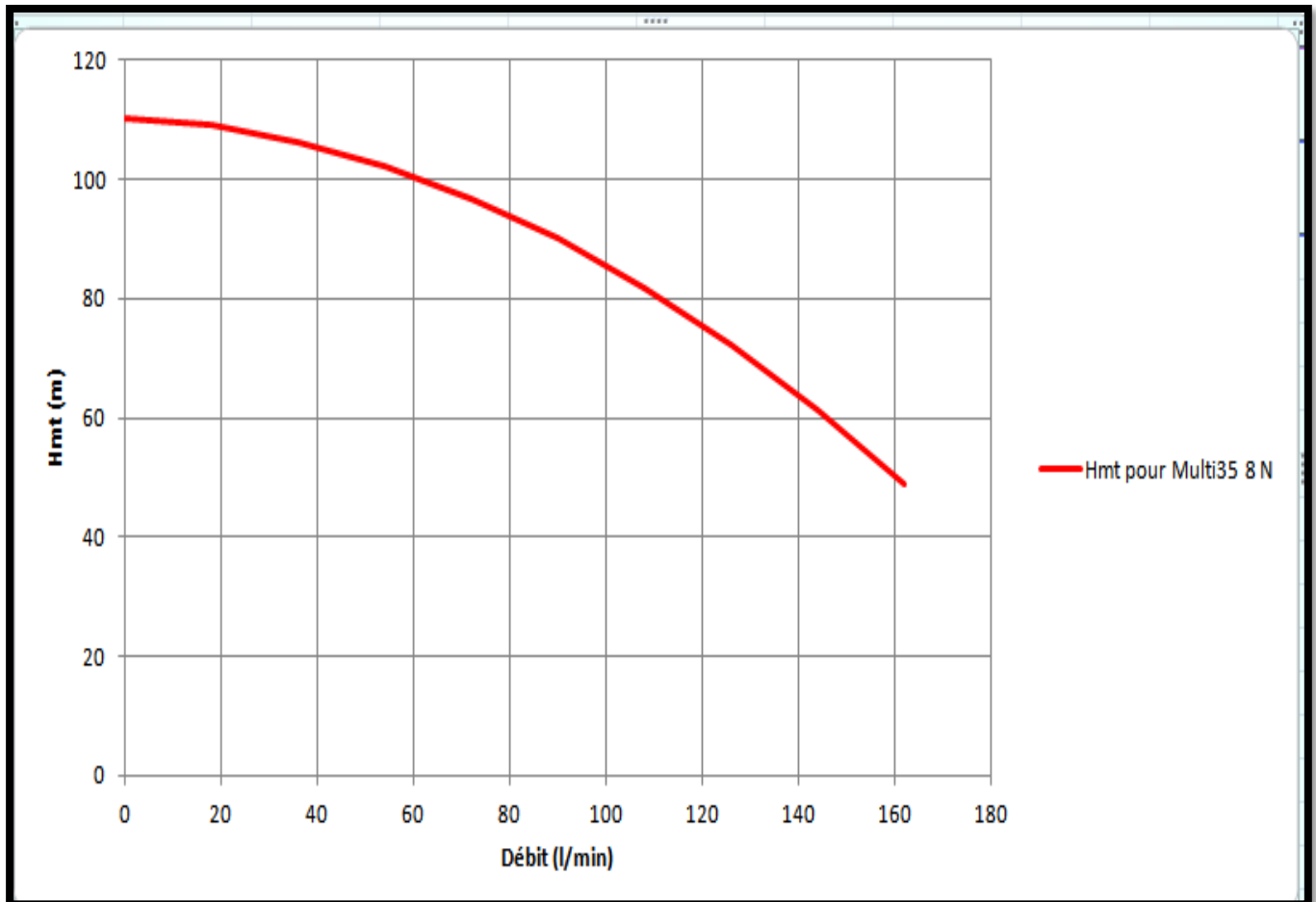


Figure 3-24 : Hauteur manométrique de la pompe Multi35 8 N

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

VII. Détermination du point de fonctionnement

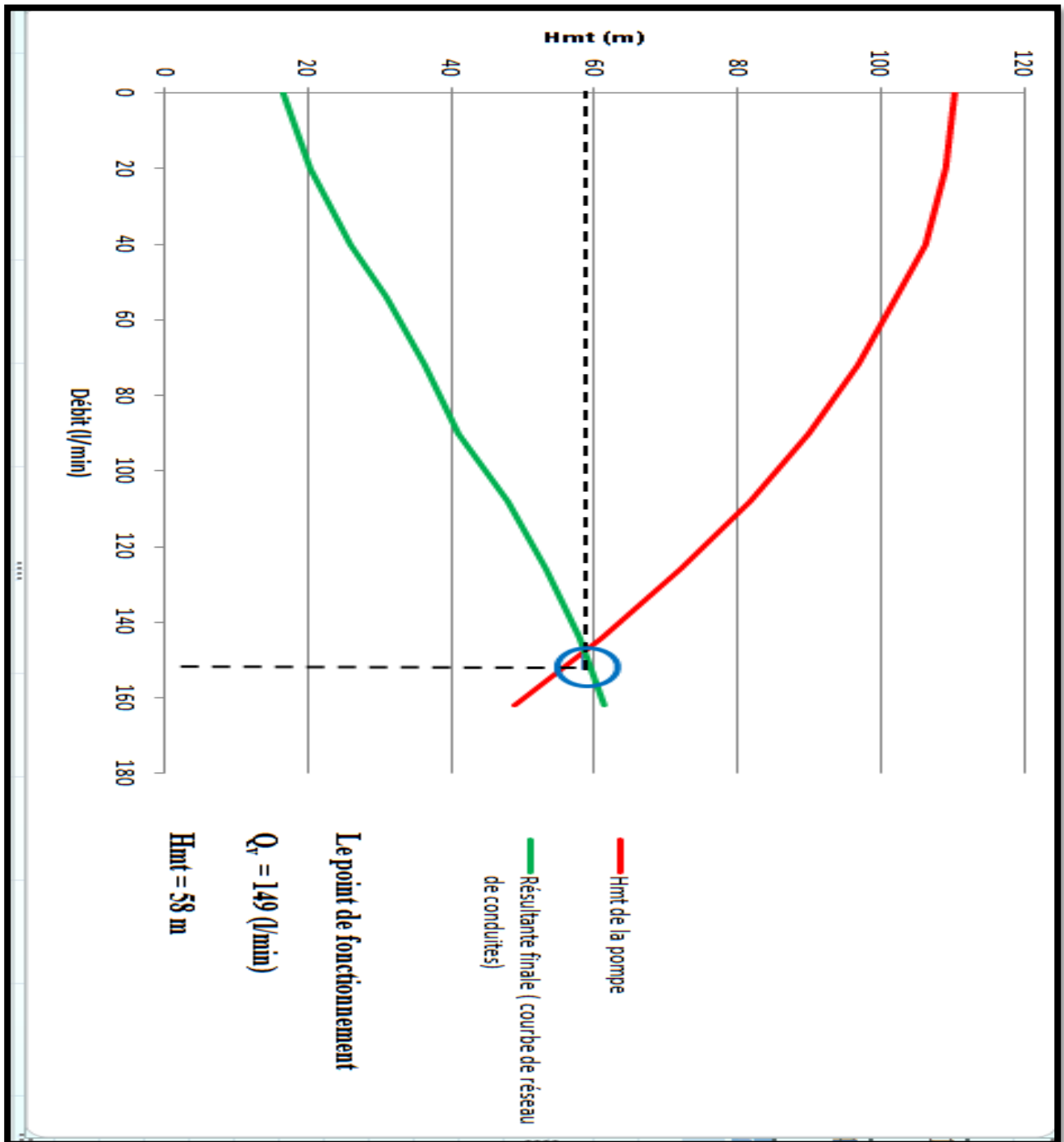


Figure 3 -25 : Point de fonctionnement

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

VIII. Calcul de la puissance absorbée par la pompe

$$P_{\text{abs}} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_v \cdot \text{Hmt}}{\eta}$$

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

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

$$Q_v = 0,00248 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Hmt} = 58 \text{ m}$$

$$\eta = 54\% = 0,54$$

$$P_{\text{abs}} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,00248 \cdot 58}{0,54} = 2613,09 \text{ W}$$

$$P_{\text{abs}} = 2613,09 \text{ W}$$

VIII.1 Calcul de la facture énergétique

$$E = P \cdot t$$

a) pendant un mois

$$E_{\text{mois}} = 2613,09 \cdot 24 \text{ h} \cdot 30 \text{ jrs}$$

$$E_{\text{mois}} = 1881,36 \text{ kWh}$$

b) pendant 3 mois

$$E_{3\text{mois}} = 1881,36 \cdot 3$$

$$E_{3\text{mois}} = 5644,08 \text{ kWh}$$

c) pendant une année

$$E_{\text{année}} = 5644,08 \cdot 4$$

$$E_{\text{année}} = 22576,32 \text{ kWh}$$

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

VIII.2 Prévisions

La pompe alimente le surpresseur et deux ballons de l'eau chaude de 1500 l chacun et quand le niveau d'eau diminue dans les ballons, la pompe récupère le volume consommé.

- le volume total d'eau, sachant que la séance de douche demande 15 min nous estimant le résultat suivant :

$$15 \cdot 15 = 225 \text{ l (pour une personne)}$$

- ✓ Si on suppose que 10 personnes utilisent les douches au même temps, soit un volume total de $225 \text{ l} \cdot 10 = 2250 \text{ l}$
Sachant que l'hôtel dispose de deux ballons de 1500 l chacun soit 3000 l nous pouvons considérer que cette quantité d'eau prendra en charge suffisamment les 2250 l

Pendant la consommation d'eau chaude le surpresseur rappelle la pompe (149 l/min), éventuellement, pour une consommation complémentaire.

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

IX. Conclusion

Le débit déterminé par le point de fonctionnement représente le débit de pointe d'eau supposé utiliser par l'hôtel lorsque sa capacité d'accueil est maximale.

La pompe installée dans notre station de pompage d'eau se trouve capable de fournir ce débit pour toutes les chambres avec une utilisation par intermittence et sa fonctionnement est périodique car à l'aide des ballons de l'eau chaude qu'ils renouvèlent le volume consommé à certain niveau par la pompe.

Chapitre 3 : calcul de la station de pompage

CONCLUSION GENERALE

- Le débit déterminé par le point de fonctionnement représente le débit de pointe d'eau supposé utiliser par l'hôtel lorsque sa capacité d'accueil est maximale.

La pompe installée dans notre station de pompage d'eau est, finalement, capable de fournir ce débit pour toutes les chambres avec une utilisation par intermittence des services et l'utilisation, en continue, des ballons d'eau chaude.

- Ce projet m'a permis de constater toute la panoplie de l'installation des réseaux de conduites de distribution d'eau potable pour alimenter tous les services de l'hôtel.

J'ai schématisé le plan synoptique de la station de pompage d'eau, sur place, à l'hôtel, pour entamer tous les calculs de pertes de charge linéaires et singulières des conduites. Ces résultats de calcul m'ont permis de vérifier les paramètres de la pompe Hmt (hauteur manométrique) et Q_{vp} (débit de pointe) de mise en service de l'hôtel Stambouli.

- Cependant, la pompe utilisée Mutli35 8 N, le ballon d'eau froide de capacité 1000 litres et les deux ballons d'eau chaude de capacité 1500 litres chacun permettent un débit de pointe suffisant de consommation d'eau par rapport à la capacité d'accueil de l'hôtel.

- Cependant, il serait nécessaire d'apporter quelques améliorations sur la station de pompage permettant un meilleur fonctionnement :

- Utilisation générale des conduites en multicouches pour minimiser les pertes de charge car la paroi de conduite en multicouche est de très faible rugosité.
- Modification des diamètres des conduites principales de 26 mm à 32 mm pour les tronçons 2 et 4 à cause des forts débits et pour réduire les pertes de charge.
- Eviter les ponctions répétées des débits pour simplifier les liaisons entre les conduites de distribution (problème de piquage).
- Minimiser l'utilisation des Té et des coudes dans les chambres pour gagner de la pression d'alimentation dans les conduites.
- Placer des débitmètres au niveau de chaque conduite principale (7 colonnes) pour contrôler le débit d'eau et pour garantir une distribution suffisante dans les chambres.
- Placer des réservoirs d'eau en hauteur de l'immeuble d'hôtel, pour une consommation supplémentaire d'eau par gravité, dans le cas où la génératrice de courant tombe en panne.

Références bibliographiques

- [1] BEN HAMOUDA.R, Cours les notions mécaniques des fluides. Centre de Publication Universitaire, Tunis, 2008.
- [2] BEN HAMOUDA.R, Dynamique des fluides parfaits incompressibles, université vertuel de Tunis, 2008.
- [3] L. Menguy, PSI*, Cinématique des fluides, Lycée Montesquieu, Le Mans février 2011.
- [4] LALLEMAND.A, Ecoulement des fluides, Dynamique des réels. Lyon, France, 2005.
- [5] BOUSSICAUD (A.). – Calcul des pertes de charge. Éditions parisiennes, 1990.
- [6] CARLIER (M.). – Hydraulique générale et appliquée. Collection du Centre de Recherches et d'Essais de Chatou, Eyrolles, 1972.
- [7] SOTICI, Documentation technique des tubes PVC assainissement, 2014.
- [8] Groupe CHIALI, Tube en polyéthylène PE, 2012.
- [9] Chargères, Bernard, Pompe volumétrique pour le liquide, Ingénieur de l'Ecole Spéciale de Mécanique et d'électricité ESME-SUDRIA, 2009.
- [10] KAHOUL.F, Pompe et compresseur, Cours, Université KASDI Merbah, Ouragla, 2013.
- [11] SAYAH.A, YAHIAOUI.H, Séminaire Pompes centrifuges 2014 IAP Boumerdes
- [12] BIGOT .P, Les pompes, Cours CIRA 1ère année, 2001.
- [13] MENECEUR.N, Cours sur circuit de transport de liquide, Université Mohamed V Agdal, 2010.
- [14] LAPRAY (J.F.), Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique. - Pompes centrifuges, hélico-centrifuges et axiales : cavitation. B 4 313 11-1994.
- [15] Cahier de cours de mécanique des fluides de Mr Sebbane 2016/2017.

Webographie

http://global.espa.com/en_us/ 18/05/2018.

Annexes

Introduction

Les pertes de charge linéaires et singulières de toutes les conduites du circuit hydraulique de l'hôtel sont données par les tableaux et abaques (voir annexes I, II, III et IV):

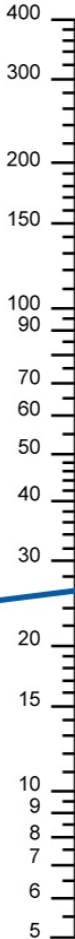
- Annexes I, II, III: les pertes de charge linéaires sont directement données en mètre pour une longueur de un mètre de tuyau, pour les tuyaux considérés en acier dont la rugosité de paroi est supposée $k = 0,1\text{mm}$.
- Annexe IV : les pertes de charge linéaires sont données en fonction du diamètre et du débit.
- Annexe V : les pertes de charge singulières sont données en mètre, en fonction du diamètre de la conduite et du coefficient de perte de charge singulière ξ , ici c' est la position du type de singularité.

Annexe IV

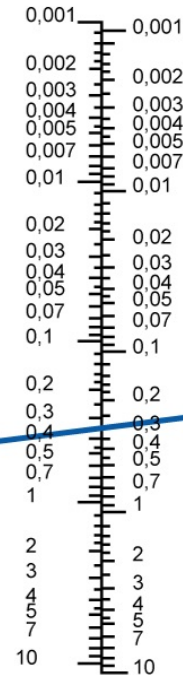
Débit en litres
par seconde



Diamètre
en
millimètres



Pertes de charge
en mètres
de hauteur d'eau
par mètres
de conduite



Vitesse
en mètres
par seconde



EMPLOI DE L'ABAQUE :

Connaissant 2 éléments (généralement le débit et la vitesse, ou le débit et la perte de charge), joindre à l'aide d'une règle les points représentant ces valeurs sur les échelles verticales.

Les deux autres éléments (diamètre et perte de charge, ou diamètre et vitesse) se lisent sur les échelles correspondantes à l'intersection formée par la règle.

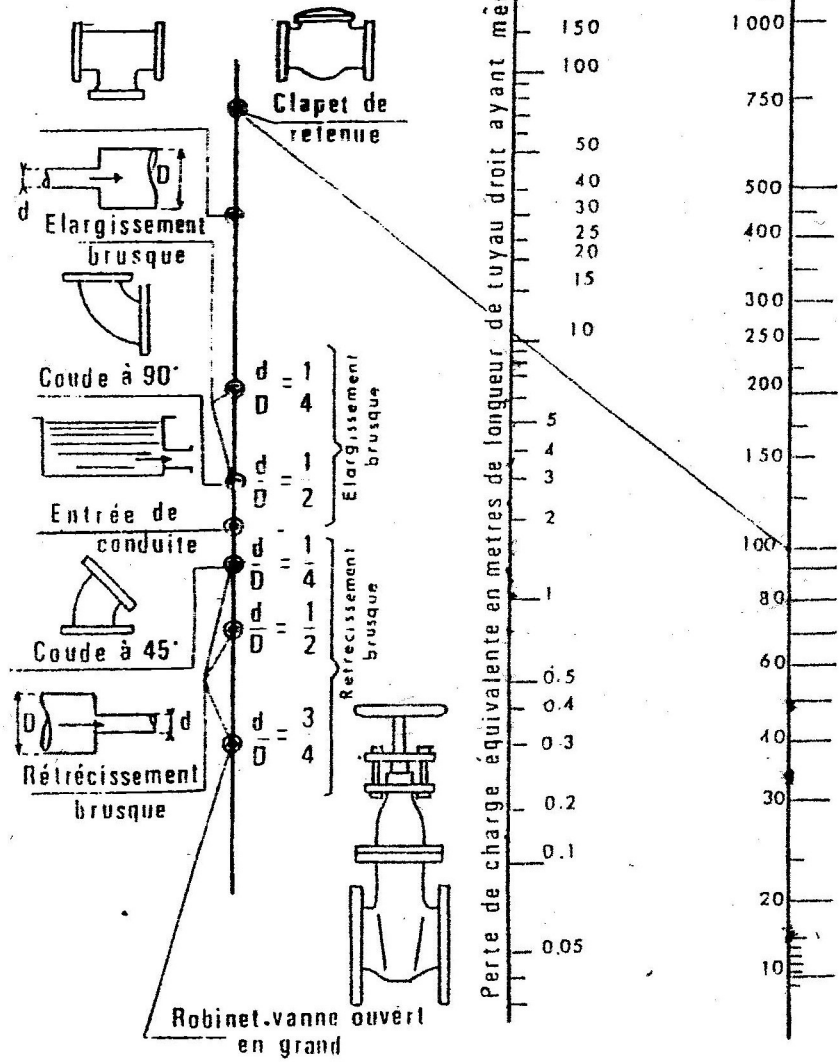
Cette échelle donne des valeurs supérieures de 15% pour tenir compte des pertes de charge locales telles que : coudes, empattements et robinets d'arrêt situés sur la conduite.

Les valeurs de cette échelle ne tiennent pas compte des pertes de charge locales.

ANNEXE V

PERTES DE CHARGE DES ACCESSOIRES DE TUYAUTERIES

NOTA - En ce qui concerne les changements brusques, la longueur équivalente de conduite est donnée d'après le diamètre d .



ANNEXE II

Vitesse moyenne m/s	Diamètre intérieur 24 mm Section 0,000 452 m ²			Diamètre intérieur 26,8 mm Section 0,000 564 m ²			Diamètre intérieur 30 mm Section 0,000 707 m ²		
	Pertes de charge		Débit l/s	Pertes de charge		Débit l/s	Pertes de charge		Débit l/s
	k = 0,03 mm	k = 0,1 mm		k = 0,03 mm	k = 0,1 mm		k = 0,03 mm	k = 0,1 mm	
m/m ²	m/m ²	m/m ²	m/m ²	m/m ²	m/m ²	m/m ²	m/m ²	m/m ²	
0.10	0.00110	0.00114	0.0492	0.00099	0.00099	0.0564	0.00082	0.00085	0.0707
0.15	0.00218	0.00230	0.0679	0.00187	0.00199	0.0844	0.00163	0.00171	0.106
0.20	0.00357	0.00380	0.0903	0.00310	0.00329	0.113	0.00267	0.00283	0.141
0.25	0.00526	0.00564	0.112	0.00455	0.00484	0.141	0.00394	0.00421	0.177
0.30	0.00722	0.00781	0.136	0.00626	0.00676	0.169	0.00541	0.00583	0.212
0.35	0.00945	0.01031	0.158	0.00817	0.00892	0.197	0.00709	0.00770	0.247
0.40	0.01194	0.01312	0.183	0.01034	0.01124	0.226	0.00897	0.00981	0.283
0.45	0.01469	0.01623	0.204	0.01276	0.01407	0.254	0.01106	0.01215	0.318
0.50	0.01770	0.01970	0.226	0.01537	0.01706	0.282	0.01331	0.01473	0.353
0.55	0.02096	0.02345	0.249	0.01821	0.02032	0.310	0.01577	0.01755	0.388
0.60	0.02447	0.02759	0.271	0.02126	0.02385	0.338	0.01842	0.02060	0.424
0.65	0.02823	0.03362	0.294	0.02453	0.02705	0.367	0.02126	0.02387	0.459
0.70	0.03223	0.03967	0.317	0.02801	0.03132	0.395	0.02427	0.02741	0.495
0.75	0.03647	0.04462	0.339	0.03170	0.03606	0.423	0.02748	0.03116	0.530
0.80	0.04095	0.04993	0.362	0.03560	0.04067	0.451	0.03086	0.03514	0.565
0.85	0.04567	0.05525	0.385	0.03971	0.04554	0.479	0.03443	0.03936	0.601
0.90	0.05063	0.06049	0.407	0.04403	0.05069	0.508	0.03818	0.04381	0.636
0.95	0.05583	0.06643	0.430	0.04855	0.05610	0.536	0.04210	0.04849	0.672
1.00	0.06128	0.07128	0.452	0.05329	0.06178	0.564	0.04621	0.05340	0.707
1.05	0.06693	0.07814	0.473	0.05821	0.06772	0.592	0.05059	0.05854	0.752
1.10	0.07283	0.08530	0.494	0.06335	0.07393	0.621	0.05523	0.06491	0.778
1.15	0.07897	0.09279	0.515	0.06869	0.08043	0.649	0.06015	0.06951	0.813
1.20	0.08533	0.1006	0.536	0.07423	0.08716	0.677	0.06526	0.07534	0.848
1.25	0.09193	0.1086	0.555	0.07996	0.09417	0.705	0.06939	0.08141	0.884
1.30	0.09876	0.1170	0.588	0.08592	0.1014	0.733	0.07456	0.08770	0.919
1.35	0.1059	0.1257	0.611	0.09207	0.1090	0.762	0.07987	0.09422	0.954
1.40	0.11331	0.1347	0.633	0.09842	0.1168	0.790	0.08541	0.1010	0.990
1.45	0.1209	0.1441	0.656	0.1050	0.1249	0.818	0.09109	0.1080	1.025
1.50	0.1284	0.1537	0.679	0.1117	0.1332	0.846	0.09695	0.1152	1.060
1.55	0.1364	0.1634	0.701	0.1187	0.1418	0.874	0.1030	0.1224	1.096
1.60	0.1446	0.1733	0.724	0.1258	0.1507	0.903	0.1092	0.1303	1.131
1.65	0.1530	0.1834	0.746	0.1331	0.1598	0.931	0.1156	0.1382	1.166
1.70	0.1616	0.1932	0.767	0.1407	0.1692	0.959	0.1221	0.1463	1.202
1.75	0.1705	0.2044	0.792	0.1484	0.1789	0.987	0.1288	0.1547	1.237
1.80	0.1797	0.2170	0.814	0.1564	0.1888	1.015	0.1357	0.1633	1.272
1.85	0.1890	0.2296	0.837	0.1645	0.1990	1.044	0.1428	0.1721	1.308
1.90	0.1986	0.2416	0.860	0.1728	0.2095	1.072	0.1500	0.1811	1.343
1.95	0.2084	0.2540	0.882	0.1814	0.2202	1.100	0.1575	0.1904	1.378
2.00	0.2184	0.2667	0.905	0.1901	0.2312	1.128	0.1650	0.1999	1.414
2.05	0.2286	0.2797	0.927	0.1990	0.2425	1.156	0.1728	0.2097	1.449
2.10	0.2391	0.2930	0.950	0.2081	0.2540	1.185	0.1807	0.2196	1.484
2.15	0.2498	0.3066	0.973	0.2175	0.2658	1.213	0.1888	0.2298	1.520
2.20	0.2607	0.3205	0.995	0.2270	0.2778	1.241	0.1971	0.2402	1.555
2.25	0.2718	0.3347	1.018	0.2367	0.2902	1.269	0.2055	0.2509	1.590
2.30	0.2832	0.3492	1.040	0.2466	0.3027	1.297	0.2141	0.2618	1.626
2.35	0.2948	0.3640	1.063	0.2567	0.3154	1.326	0.2229	0.2729	1.661
2.40	0.3066	0.3791	1.086	0.2670	0.3287	1.354	0.2318	0.2842	1.696
2.45	0.3187	0.3945	1.108	0.2775	0.3421	1.382	0.2409	0.2958	1.732
2.50	0.3309	0.4103	1.131	0.2881	0.3557	1.410	0.2502	0.3076	1.767

Valeurs directement utilisables pour l'eau à 10 °C

ANNEXE I

Vitesse moyenne m/s	Diamètre intérieur 14,8 mm Section 0,00172 m ²			Diamètre intérieur 18,6 mm Section 0,00272 m ²			Diamètre intérieur 21 mm Section 0,00346 m ²		
	Pertes de charge		Débit	Pertes de charge		Débit	Pertes de charge		Débit
	0,03 mm	0,1 mm		0,03 mm	0,1 mm		0,03 mm	0,1 mm	
m/m ²	m/m ²	m/m ²	l/s	m/m ²	m/m ²	l/s	m/m ²	m/m ²	l/s
0.10	0.00215	0.00220	0.0172	0.00154	0.00161	0.0272	0.00131	0.00137	0.0346
0.15	0.00425	0.00436	0.0258	0.00286	0.00305	0.0408	0.00260	0.00275	0.0520
0.20	0.00678	0.00726	0.0343	0.00499	0.00534	0.0543	0.00425	0.00454	0.0693
0.25	0.00990	0.01074	0.0440	0.00793	0.00791	0.0677	0.00625	0.00673	0.0866
0.30	0.01389	0.01484	0.0511	0.01108	0.01164	0.0815	0.00838	0.00932	0.104
0.35	0.01770	0.01894	0.0602	0.01314	0.01442	0.0951	0.01123	0.01228	0.121
0.40	0.02234	0.02484	0.0688	0.01639	0.01839	0.109	0.01418	0.01543	0.139
0.45	0.02745	0.03075	0.0774	0.02040	0.02271	0.122	0.01745	0.01876	0.156
0.50	0.03303	0.03724	0.0860	0.02457	0.02752	0.134	0.02101	0.02346	0.173
0.55	0.03906	0.04432	0.0946	0.02907	0.03274	0.149	0.02487	0.02793	0.190
0.60	0.04556	0.05197	0.103	0.03392	0.03844	0.163	0.02903	0.03278	0.208
0.65	0.05251	0.06024	0.112	0.03911	0.04455	0.177	0.03348	0.03800	0.225
0.70	0.05990	0.06908	0.120	0.04464	0.05110	0.190	0.03821	0.04338	0.242
0.75	0.06774	0.07850	0.129	0.05050	0.05807	0.204	0.04324	0.04954	0.260
0.80	0.07602	0.08850	0.138	0.05667	0.06548	0.217	0.04854	0.05586	0.277
0.85	0.08474	0.09908	0.146	0.06320	0.07332	0.231	0.05413	0.06255	0.294
0.90	0.09390	0.1102	0.155	0.07005	0.08157	0.245	0.06000	0.06961	0.312
0.95	0.1035	0.1220	0.163	0.07722	0.09027	0.259	0.06615	0.07703	0.329
1.00	0.1135	0.1343	0.172	0.08472	0.09941	0.272	0.07258	0.08482	0.346
1.05	0.1240	0.1472	0.181	0.09253	0.1090	0.285	0.07929	0.09298	0.364
1.10	0.1348	0.1607	0.189	0.1007	0.1189	0.299	0.08627	0.10133	0.381
1.15	0.1461	0.1747	0.198	0.1091	0.1294	0.312	0.09353	0.1104	0.398
1.20	0.1577	0.1894	0.206	0.1179	0.1402	0.326	0.1011	0.1194	0.416
1.25	0.1700	0.2046	0.215	0.1270	0.1515	0.340	0.1089	0.1293	0.433
1.30	0.1824	0.2203	0.224	0.1364	0.1632	0.353	0.1169	0.1397	0.450
1.35	0.1954	0.2367	0.232	0.1462	0.1753	0.367	0.1253	0.1506	0.468
1.40	0.2089	0.2538	0.241	0.1562	0.1878	0.380	0.1339	0.1621	0.485
1.45	0.2229	0.2714	0.249	0.1666	0.2008	0.394	0.1428	0.1744	0.502
1.50	0.2372	0.2892	0.258	0.1773	0.2142	0.408	0.1520	0.1878	0.520
1.55	0.2519	0.3077	0.267	0.1883	0.2280	0.421	0.1614	0.1946	0.537
1.60	0.2670	0.3271	0.275	0.1995	0.2423	0.435	0.1711	0.2068	0.554
1.65	0.2825	0.3469	0.284	0.2112	0.2570	0.449	0.1811	0.2193	0.571
1.70	0.2984	0.3673	0.292	0.2231	0.2721	0.462	0.1913	0.2322	0.589
1.75	0.3148	0.3883	0.301	0.2354	0.2876	0.475	0.2018	0.2453	0.606
1.80	0.3316	0.4098	0.310	0.2479	0.3036	0.489	0.2126	0.2594	0.623
1.85	0.3488	0.4319	0.318	0.2608	0.3199	0.503	0.2237	0.2734	0.641
1.90	0.3664	0.4544	0.327	0.2740	0.3367	0.516	0.2350	0.2874	0.658
1.95	0.3844	0.4779	0.335	0.2875	0.3540	0.530	0.2466	0.3021	0.675
2.00	0.4028	0.5017	0.344	0.3013	0.3718	0.543	0.2584	0.3172	0.693
2.05	0.4217	0.5261	0.353	0.3154	0.3897	0.557	0.2705	0.3327	0.710
2.10	0.4409	0.5511	0.361	0.3298	0.4082	0.571	0.2829	0.3485	0.727
2.15	0.4606	0.5767	0.370	0.3446	0.4272	0.584	0.2955	0.3646	0.745
2.20	0.4807	0.6028	0.378	0.3596	0.4465	0.598	0.3085	0.3812	0.762
2.25	0.5012	0.6295	0.387	0.3750	0.4663	0.611	0.3216	0.3980	0.779
2.30	0.5221	0.6568	0.396	0.3906	0.4865	0.625	0.3351	0.4153	0.797
2.35	0.5434	0.6846	0.404	0.4066	0.5072	0.639	0.3488	0.4329	0.814
2.40	0.5652	0.7131	0.413	0.4229	0.5283	0.652	0.3628	0.4509	0.831
2.45	0.5873	0.7421	0.421	0.4395	0.5497	0.666	0.3770	0.4693	0.849
2.50	0.6097	0.7717	0.430	0.4564	0.5717	0.679	0.3915	0.4880	0.866

Valeurs directement utilisables pour l'eau à 10 °C

DIAMETRE DE LA CONDUITE 0,040 m Section de la conduite 0,0012566 m ²			DIAMETRE DE LA CONDUITE 0,050 m Section de la conduite 0,0019635 m ²			DIAMETRE DE LA CONDUITE 0,060 m Section de la conduite 0,00282744 m ²			DIAMETRE DE LA CONDUITE 0,080 m Section de la conduite 0,0050265 m ²		
Charges par mètre de longueur de conduite		Débit en litres/sec.	Charges par mètre de longueur de conduite		Débit en litres/sec.	Charges par mètre de longueur de conduite		Débit en litres/sec.	Charges par mètre de longueur de conduite		Débit en litres/sec.
k = 10 ⁻⁴	k = 2.10 ⁻³		k = 10 ⁻⁴	k = 2.10 ⁻³		k = 10 ⁻⁴	k = 2.10 ⁻³		k = 10 ⁻⁴	k = 2.10 ⁻³	
		0,012 5			0,019 6			0,028 3			0,050 3
		0,062 8			0,098 2			0,141 4			0,251 3
		0,125 6			0,196 3			0,282 7	0,000 256		0,502 7
		0,188 4			0,294 5			0,424 1	0,000 520		0,754 0
0,002 115		0,251 3	0,001 590		0,392 7	0,001 249		0,565 5	0,000 863	0,001 438	1,005 3
0,003 138		0,314 0	0,002 358		0,490 9	0,001 856		0,706 9	0,001 290	0,002 213	1,256 6
0,004 329		0,376 9	0,003 248		0,589 0	0,002 557	0,004 713	0,848 2	0,001 775	0,003 154	1,508 0
0,005 694		0,439 6	0,004 281	0,008 237	0,687 2	0,003 364	0,006 354	0,989 6	0,002 336	0,004 263	1,759 3
0,007 242		0,502 4	0,005 451	0,010 690	0,785 4	0,004 277	0,008 262	1,131 0	0,002 994	0,005 539	2,010 6
0,008 966	0,018 576	0,565 2	0,006 708	0,013 458	0,883 6	0,005 289	0,010 406	1,272 3	0,003 702	0,006 969	2,262 0
0,010 861	0,022 868	0,628 0	0,008 115	0,016 587	0,981 7	0,006 412	0,012 803	1,413 7	0,004 467	0,008 568	2,513 3
0,012 895	0,027 640	0,690 8	0,009 668	0,020 046	1,079 9	0,007 633	0,015 466	1,555 1	0,005 339	0,010 347	2,764 6
0,015 116	0,032 556	0,753 8	0,011 340	0,023 826	1,178 1	0,008 961	0,018 374	1,696 5	0,006 274	0,010 290	3,015 9
0,017 493	0,038 512	0,816 4	0,013 118	0,027 924	1,276 3	0,010 388	0,021 530	1,837 8	0,007 280	0,014 396	3,267 2
0,020 072	0,044 652	0,879 2	0,015 013	0,032 374	1,374 4	0,011 907	0,024 955	1,979 2	0,008 353	0,016 680	3,518 6
0,022 793	0,051 212	0,942 0	0,017 030	0,037 128	1,472 6	0,013 523	0,028 612	2,120 6	0,009 450	0,019 120	3,769 9
0,025 647	0,058 227	1,004 8	0,019 213	0,042 210	1,570 8	0,015 223	0,032 522	2,261 9	0,010 646	0,021 733	4,021 2
0,028 681	0,065 742	1,067 6	0,021 509	0,047 658	1,669 0	0,017 034	0,036 682	2,403 3	0,011 910	0,024 515	4,272 6
0,031 845	0,073 703	1,130 4	0,023 948	0,053 429	1,767 1	0,018 959	0,041 084	2,544 7	0,013 249	0,027 458	4,523 9
0,035 190	0,082 110	1,193 2	0,026 496	0,059 524	1,865 3	0,020 968	0,045 771	2,686 1	0,014 651	0,030 590	4,775 2
0,038 546	0,090 981	1,256 6	0,029 155	0,065 955	1,963 5	0,023 064	0,050 715	2,827 4	0,016 119	0,033 895	5,026 6
0,042 143	0,100 299	1,319 4	0,031 916	0,072 710	2,061 7	0,025 257	0,055 909	2,968 8	0,017 644	0,037 367	5,277 9
0,046 021	0,110 081	1,382 2	0,034 782	0,079 801	2,159 8	0,027 556	0,061 361	3,110 2	0,019 241	0,041 011	5,529 2
0,050 052	0,120 327	1,445 1	0,037 750	0,087 229	2,258 0	0,029 941	0,067 073	3,251 6	0,020 906	0,044 828	5,780 5
0,054 224	0,131 019	1,507 9	0,040 884	0,094 980	2,356 2	0,032 418	0,073 033	3,392 9	0,022 635	0,048 811	6,031 9
0,058 535	0,142 157	1,570 7	0,044 152	0,103 054	2,454 4	0,034 975	0,079 242	3,534 3	0,024 420	0,052 961	6,283 2
0,063 011	0,153 760	1,633 5	0,047 549	0,111 465	2,552 5	0,037 615	0,085 709	3,675 7	0,026 273	0,057 283	6,534 5
0,067 647	0,165 809	1,696 3	0,051 090	0,120 200	2,650 7	0,040 392	0,092 426	3,817 0	0,028 181	0,061 772	6,785 8
0,072 428	0,178 322	1,759 2	0,054 745	0,129 271	2,748 9	0,043 257	0,099 401	3,958 4	0,030 145	0,066 434	7,037 2
0,077 423	0,191 281	1,822 0	0,058 509	0,138 665	2,847 1	0,046 204	0,106 624	4,099 8	0,032 175	0,071 261	7,288 5
0,082 570	0,204 704	1,884 6	0,062 386	0,148 396	2,945 2	0,049 255	0,114 106	4,241 2	0,034 261	0,076 262	7,539 8
0,087 865	0,218 591	1,947 4	0,066 373	0,158 463	3,043 4	0,052 392	0,121 848	4,382 5	0,036 478	0,081 436	7,791 1
0,093 293	0,232 907	2,010 5	0,070 459	0,168 841	3,141 6	0,055 606	0,129 828	4,523 9	0,038 755	0,086 769	8,042 5
0,098 874	0,247 704	2,073 3	0,074 658	0,179 568	3,239 7	0,058 908	0,138 076	4,665 3	0,041 093	0,092 283	8,293 7
0,104 657	0,262 931	2,136 2	0,078 953	0,190 606	3,337 9	0,062 308	0,146 564	4,806 6	0,043 490	0,097 955	8,545 1
0,110 597	0,278 639	2,199 0	0,083 420	0,201 993	3,436 1	0,065 796	0,155 320	4,948 0	0,045 952	0,103 807	8,796 5
0,116 671	0,294 775	2,260 8	0,088 020	0,213 691	3,534 3	0,069 359	0,164 314	5,089 4	0,048 489	0,109 818	9,047 8
0,122 893	0,311 375	2,323 6	0,092 732	0,225 725	3,632 5	0,073 003	0,173 568	5,230 8	0,051 089	0,116 003	9,299 1
0,129 260	0,328 440	2,386 4	0,097 557	0,238 096	3,730 6	0,076 759	0,183 080	5,372 1	0,053 751	0,122 360	9,550 5
0,135 764	0,345 951	2,449 9	0,102 487	0,250 790	3,828 8	0,080 625	0,192 841	5,513 5	0,056 472	0,128 884	9,801 8
0,142 410	0,363 926	2,513 2	0,107 526	0,263 821	3,927 0	0,084 576	0,202 861	5,654 9	0,059 253	0,135 580	10,053 1
0,149 244	0,382 347	2,576 0	0,112 669	0,277 125	4,025 1	0,088 607	0,213 129	5,796 3	0,062 118	0,142 443	10,304 4
0,156 222	0,401 232	2,638 8	0,117 920	0,290 865	4,123 3	0,092 722	0,223 656	5,937 6	0,065 046	0,149 479	10,555 8
0,163 337	0,420 564	2,701 6	0,123 271	0,304 879	4,221 5	0,096 914	0,234 432	6,079 0	0,068 032	0,156 680	10,807 1
0,170 586	0,440 342	2,764 5	0,128 772	0,319 217	4,319 7	0,101 266	0,245 457	6,220 4	0,071 078	0,164 049	11,058 4
0,178 048	0,460 601	2,827 3	0,134 336	0,333 904	4,417 9	0,105 710	0,256 749	6,361 7	0,074 187	0,171 597	11,309 7
0,185 708	0,481 290	2,888 8	0,140 046	0,348 901	4,516 0	0,110 234	0,268 282	6,503 1	0,077 350	0,179 304	11,561 0
0,193 518	0,502 442	2,951 6	0,145 863	0,364 235	4,614 2	0,114 844	0,280 072	6,644 5	0,080 574	0,187 184	11,812 4
0,201 476	0,524 058	3,015 8	0,151 786	0,379 905	4,712 4	0,119 540	0,292 122	6,785 9	0,083 857	0,195 238	12,063 7
0,209 576	0,546 121	3,078 6	0,157 870	0,395 899	4,810 6	0,124 318	0,304 420	6,927 2	0,087 196	0,203 457	12,315 0
0,217 815	0,568 630	3,141 2	0,164 058	0,412 217	4,908 7	0,129 176	0,316 967	7,068 6	0,090 591	0,211 842	12,566 4
0,207 923	0,818 833	3,769 8	0,233 035	0,593 597	5,890 5	0,183 110	0,456 436	8,482 3	0,128 731	0,305 056	15,079 5
0,414 432	1,114 518	4,358 1	0,312 190	0,807 948	6,872 3	0,246 110	0,621 258	9,896 0	0,172 875	0,415 213	17,592 8
0,536 204	1,455 703	5,026 4	0,404 498	1,055 283	7,854 0	0,318 732	0,811 442	11,309 8	0,224 268	0,542 321	20,106 0

ANNEXE II

Vitesse moyenne m/s	Diamètre intérieur 24 mm Section 0,000 452 m ²			Diamètre intérieur 26,8 mm Section 0,000 564 m ²			Diamètre intérieur 30 mm Section 0,000 707 m ²		
	Pertes de charge		Débit	Pertes de charge		Débit	Pertes de charge		Débit
	k = 0,03 mm	k = 0,1 mm		k = 0,03 mm	k = 0,1 mm		k = 0,03 mm	k = 0,1 mm	
m/m*	m/m*	m/m*	l/s	m/m*	m/m*	l/s	m/m*	m/m*	l/s
0.10	0.00110	0.00114	0.0492	0.00095	0.00099	0.0564	0.00082	0.00085	0.0707
0.15	0.00218	0.00230	0.0679	0.00187	0.00199	0.0844	0.00153	0.00157	0.108
0.20	0.00357	0.00380	0.0903	0.00310	0.00329	0.113	0.00267	0.00283	0.141
0.25	0.00526	0.00564	0.112	0.00455	0.00488	0.141	0.00394	0.00421	0.177
0.30	0.00722	0.00781	0.136	0.00626	0.00676	0.169	0.00541	0.00583	0.212
0.35	0.00945	0.01031	0.158	0.00819	0.00882	0.197	0.00709	0.00770	0.247
0.40	0.01194	0.01312	0.183	0.01034	0.01136	0.226	0.00897	0.00983	0.283
0.45	0.01469	0.01623	0.204	0.01276	0.01407	0.254	0.01100	0.01215	0.318
0.50	0.01770	0.01970	0.226	0.01537	0.01706	0.282	0.01331	0.01473	0.353
0.55	0.02094	0.02346	0.249	0.01821	0.02032	0.310	0.01577	0.01755	0.389
0.60	0.02447	0.02719	0.271	0.02126	0.02385	0.338	0.01842	0.02060	0.424
0.65	0.02823	0.03192	0.294	0.02453	0.02765	0.367	0.02126	0.02389	0.459
0.70	0.03223	0.03661	0.317	0.02801	0.03172	0.395	0.02427	0.02741	0.495
0.75	0.03647	0.04162	0.339	0.03170	0.03606	0.423	0.02744	0.03116	0.530
0.80	0.04095	0.04693	0.362	0.03560	0.04067	0.451	0.03086	0.03514	0.565
0.85	0.04567	0.05256	0.385	0.03971	0.04554	0.479	0.03443	0.03936	0.601
0.90	0.05063	0.05849	0.407	0.04403	0.05069	0.508	0.03818	0.04381	0.636
0.95	0.05583	0.06473	0.430	0.04855	0.05610	0.536	0.04210	0.04849	0.672
1.00	0.06120	0.07128	0.452	0.05329	0.06178	0.564	0.04621	0.05340	0.707
1.05	0.06692	0.07814	0.475	0.05821	0.06772	0.592	0.05049	0.05854	0.742
1.10	0.07283	0.08530	0.498	0.06335	0.07393	0.621	0.05495	0.06391	0.778
1.15	0.07897	0.09279	0.520	0.06869	0.08043	0.649	0.05959	0.06951	0.813
1.20	0.08533	0.1006	0.543	0.07423	0.08716	0.677	0.06440	0.07534	0.848
1.25	0.09193	0.1086	0.565	0.07994	0.09417	0.705	0.06939	0.08141	0.884
1.30	0.09876	0.1170	0.588	0.08592	0.1014	0.733	0.07456	0.08770	0.919
1.35	0.1058	0.1257	0.611	0.09207	0.1090	0.762	0.07987	0.09422	0.954
1.40	0.1131	0.1347	0.633	0.09842	0.1168	0.790	0.08541	0.1010	0.990
1.45	0.1206	0.1441	0.656	0.1050	0.1249	0.818	0.09109	0.1080	1.025
1.50	0.1284	0.1537	0.679	0.1117	0.1332	0.846	0.09695	0.1152	1.060
1.55	0.1364	0.1636	0.701	0.1187	0.1418	0.874	0.1030	0.1226	1.096
1.60	0.1446	0.1738	0.724	0.1258	0.1507	0.903	0.1092	0.1303	1.131
1.65	0.1530	0.1844	0.746	0.1331	0.1598	0.931	0.1156	0.1382	1.166
1.70	0.1616	0.1952	0.769	0.1407	0.1692	0.959	0.1221	0.1463	1.202
1.75	0.1705	0.2064	0.792	0.1484	0.1789	0.987	0.1288	0.1547	1.237
1.80	0.1797	0.2178	0.814	0.1564	0.1889	1.015	0.1357	0.1633	1.272
1.85	0.1890	0.2296	0.837	0.1645	0.1990	1.044	0.1428	0.1721	1.308
1.90	0.1986	0.2416	0.860	0.1728	0.2095	1.072	0.1500	0.1811	1.343
1.95	0.2084	0.2540	0.882	0.1814	0.2202	1.100	0.1575	0.1904	1.378
2.00	0.2184	0.2667	0.905	0.1901	0.2312	1.128	0.1650	0.1999	1.414
2.05	0.2286	0.2797	0.927	0.1990	0.2425	1.156	0.1728	0.2097	1.449
2.10	0.2391	0.2930	0.950	0.2081	0.2540	1.185	0.1807	0.2196	1.484
2.15	0.2498	0.3066	0.973	0.2175	0.2658	1.213	0.1888	0.2298	1.520
2.20	0.2607	0.3205	0.995	0.2270	0.2778	1.241	0.1971	0.2402	1.555
2.25	0.2718	0.3347	1.018	0.2367	0.2902	1.269	0.2055	0.2509	1.590
2.30	0.2832	0.3492	1.040	0.2466	0.3027	1.297	0.2141	0.2618	1.626
2.35	0.2948	0.3640	1.063	0.2567	0.3154	1.326	0.2229	0.2729	1.661
2.40	0.3066	0.3791	1.086	0.2670	0.3287	1.354	0.2318	0.2842	1.696
2.45	0.3187	0.3945	1.108	0.2775	0.3421	1.382	0.2409	0.2958	1.732
2.50	0.3309	0.4103	1.131	0.2881	0.3557	1.410	0.2502	0.3076	1.767









Valeurs directement utilisables pour l'eau à 10 °C

ANNEXE III

Vitesse v/m/s	Diamètre intérieur 33,6 mm Section 0,000 887 m ²			Diamètre intérieur 38,2 mm Section 0,001 146 m ²			Diamètre intérieur 42 mm Section 0,001 385 m ²		
	Pertes de charge		Débit	Pertes de charge		Débit	Pertes de charge		Débit
	k=0,03 mm	k=0,1 mm		k=0,03 mm	k=0,1 mm		k=0,03 mm	k=0,1 mm	
	m/m*	m/m*	l/s	m/m*	m/m*	l/s	m/m*	m/m*	l/s
10	0.00070	0.00073	0.0887	0.00059	0.00061	0.115	0.00052	0.00054	0.139
15	0.00141	0.00147	0.133	0.00119	0.00124	0.172	0.00105	0.00110	0.208
20	0.00231	0.00244	0.177	0.00196	0.00207	0.229	0.00173	0.00183	0.277
25	0.00340	0.00363	0.222	0.00288	0.00307	0.287	0.00255	0.00272	0.346
30	0.00468	0.00503	0.266	0.00397	0.00426	0.344	0.00352	0.00377	0.416
35	0.00613	0.00665	0.310	0.00521	0.00563	0.401	0.00462	0.00498	0.485
40	0.00776	0.00847	0.355	0.00659	0.00717	0.458	0.00585	0.00635	0.554
45	0.00956	0.01049	0.399	0.00812	0.00889	0.516	0.00720	0.00787	0.623
50	0.01153	0.01272	0.443	0.00980	0.01078	0.575	0.00869	0.00955	0.693
55	0.01366	0.01516	0.488	0.01161	0.01285	0.630	0.01030	0.01138	0.762
60	0.01596	0.01780	0.532	0.01357	0.01509	0.688	0.01206	0.01336	0.831
65	0.01841	0.02064	0.576	0.01566	0.01750	0.745	0.01390	0.01549	0.901
70	0.02103	0.02368	0.621	0.01789	0.02008	0.802	0.01588	0.01778	0.970
75	0.02381	0.02692	0.665	0.02026	0.02283	0.860	0.01799	0.02022	1.039
80	0.02675	0.03037	0.709	0.02276	0.02575	0.917	0.02021	0.02281	1.108
85	0.02985	0.03401	0.754	0.02540	0.02885	0.974	0.02255	0.02555	1.178
90	0.03310	0.03786	0.798	0.02817	0.03211	1.031	0.02502	0.02844	1.247
95	0.03651	0.04190	0.842	0.03107	0.03554	1.089	0.02760	0.03148	1.316
100	0.04007	0.04615	0.887	0.03411	0.03914	1.146	0.03029	0.03467	1.385
105	0.04379	0.05059	0.931	0.03728	0.04292	1.203	0.03311	0.03802	1.455
110	0.04766	0.05524	0.975	0.04058	0.04686	1.261	0.03604	0.04151	1.524
115	0.05168	0.06008	1.020	0.04401	0.05097	1.318	0.03909	0.04515	1.593
120	0.05586	0.06512	1.064	0.04757	0.05525	1.375	0.04226	0.04894	1.663
125	0.06019	0.07037	1.108	0.05126	0.05970	1.433	0.04554	0.05289	1.732
130	0.06468	0.07581	1.153	0.05508	0.06431	1.490	0.04894	0.05699	1.801
135	0.06931	0.08145	1.197	0.05904	0.06910	1.547	0.05245	0.06122	1.870
140	0.07410	0.08728	1.241	0.06312	0.07405	1.605	0.05608	0.06561	1.940
145	0.07903	0.09332	1.286	0.06732	0.07918	1.662	0.05982	0.07015	2.009
150	0.08412	0.09958	1.330	0.07166	0.08447	1.719	0.06368	0.07484	2.078
155	0.08936	0.1060	1.374	0.07613	0.08993	1.776	0.06765	0.07966	2.147
160	0.09475	0.1126	1.419	0.08072	0.09556	1.834	0.07173	0.08467	2.217
165	0.1003	0.1195	1.463	0.08545	0.1014	1.891	0.07593	0.08981	2.286
170	0.1060	0.1265	1.507	0.09030	0.1073	1.948	0.08024	0.09509	2.355
175	0.1118	0.1337	1.552	0.09527	0.1135	2.006	0.08467	0.1005	2.425
180	0.1178	0.1411	1.596	0.1004	0.1198	2.063	0.08921	0.1061	2.494
185	0.1239	0.1488	1.640	0.1056	0.1262	2.120	0.09388	0.1119	2.563
190	0.1302	0.1566	1.685	0.1110	0.1329	2.178	0.09863	0.1177	2.632
195	0.1367	0.1646	1.729	0.1165	0.1397	2.235	0.1035	0.1238	2.702
200	0.1432	0.1728	1.773	0.1221	0.1467	2.292	0.1085	0.1300	2.771
205	0.1500	0.1813	1.818	0.1278	0.1538	2.349	0.1136	0.1363	2.840
210	0.1569	0.1899	1.862	0.1337	0.1611	2.407	0.1188	0.1426	2.909
215	0.1639	0.1987	1.906	0.1397	0.1686	2.464	0.1242	0.1491	2.978
220	0.1711	0.2077	1.951	0.1458	0.1763	2.521	0.1296	0.1556	3.048
225	0.1784	0.2169	1.995	0.1520	0.1841	2.578	0.1351	0.1631	3.117
230	0.1859	0.2263	2.039	0.1584	0.1921	2.636	0.1408	0.1702	3.186
235	0.1935	0.2359	2.084	0.1649	0.2002	2.693	0.1466	0.1774	3.256
240	0.2012	0.2457	2.128	0.1715	0.2085	2.751	0.1525	0.1848	3.325
245	0.2092	0.2557	2.172	0.1783	0.2170	2.808	0.1585	0.1923	3.394
250	0.2172	0.2659	2.217	0.1852	0.2257	2.865	0.1646	0.2000	3.464

rs directement utilisables pour l'eau à 10 °C



-  Clapet
-  Vanne fermée
-  Pompe
-  Vanne ouverte
-  Raccord union
-  Coude à 90 degrés
-  Reduction
-  Coude à 120 degrés

ملخص

يتكون عملي من ثلاثة فصول:

في الفصل الأول أشرت للمعرفة النظرية على المضخات و الأنابيب التي تشكل محطة الضخ. و يهدف الفصل الثاني إلى تقديم الفندق، و شرح المبدأ الأساسي في تشغيل محطة ضخ المياه إلى مرافق الفندق. و يتمحور الفصل الثالث حول حسابات محطة ضخ المياه إلى مرافق الفندق. هذه هي حسابات الخسائر ضغط الأنابيب و تحدد في نهاية المطاف نقطة التشغيل و التحقق من شروط تشغيل هذه المحطة.

Résumé

Mon travail se compose de trois chapitres:

Le premier chapitre donne un rappel des connaissances théoriques sur la mécanique des fluides, les réseaux de conduites et les pompes hydrauliques.

La présentation de l'hôtel et ses services sont donnés dans le deuxième chapitre où on trouve la station de pompage, en question.

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 linéaires et singulières des conduites qui vont servir à la détermination du point de fonctionnement et à la vérification des conditions de bon fonctionnement de cette station de pompage.

Abstract

My work consists of three chapters:

In the first chapter i refer to the theoretical knowledge of the pumps and pipes that form the pumping station.

The second chapter aims to provide the hotel and explain the basic principle of operating the water pumping station to the hotel facilities.

The third chapter revolves around the calculations of the water pumping station to the hotel facilities. These calculations are losses of pipe pressure and ultimately determine the operating point and check the operating conditions of this station.