

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بلقايد -

تلمس -

Université Aboubakr Belkaïd - Tlemcen -

Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

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

En : Génie mécanique

Spécialité : Energétique

Par : BECHIRI Mohammed

Sujet

Étude et mise en service du banc d'essai."Tutor" de pompe et des turbines au sein de l'université de Tlemcen

Soutenu le 23 / 06 / 2019 , devant le jury composé de :

M GUELLIL Hocine

MAA

Encadreur

M SEBBANE Omar

MCA

Président

M ALIANE Khaled

PR

Examineur 1

M ROSTANE Brahim

MCB

Examineur 2

Année universitaire 2018-2019

Remerciements

Mes remerciements les plus sincères s'adressent à Monsieur GUELLIL Hocine, d'avoir accepté la direction de cette thèse, et pour l'intérêt qu'il a donné pour accomplir ce travail. Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance et ma gratitude pour sa disponibilité, sa patience, ses conseils, sa compréhension, ses qualités pédagogiques et scientifiques. Veuillez trouver ici, Monsieur ma reconnaissance et tout mon respect.

J'adresse mes sincères remerciements à Monsieur SEBBANE Omar , enseignant au département de mécanique, Université Aboubekr Belkaïd Tlemcen, pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant de juger ce travail et de présider le jury de cette thèse.

Une grande part de ma reconnaissance s'adresse à Monsieur ALIANE Khaled, pour avoir accepté d'examiner et de juger ce travail.

J'exprime mes sincères remerciements à Monsieur ROSTANE Brahim, d'avoir accepté d'examiner et discuter ce travail. Qu'il trouve dans cette thèse le témoignage de ma sincère reconnaissance.

Je tiens aussi à mentionner le plaisir que j'ai eu en travaillant au sein du laboratoire des pompes et station de pompage au sein de faculté de technologie. Et j'en remercie l'ensemble des doctorants ainsi que les techniciens du laboratoire pour leur amitié, leur bonne humeur et leur aide. Vous étiez ma deuxième famille.

Je tiens à remercier tout particulièrement les membres de ma famille, pour leur présence constante, leur soutien et leur aide inestimable.

Enfin, mes remerciements s'adressent à tous ceux qui de près ou de loin, ont contribué directement ou indirectement à la réalisation de ce modeste travail.

Dédicaces

*Je dédie spécialement ce mémoire à mes chers parents,
pour leurs encouragements, leur tendresse, leur amour
et leur soutien durant mes études*

À mes sœurs

À mes nièces et mes neveux

À toute ma famille et mes amis

Mohammed

Sommaire

	Introduction générale	
	Synthèse bibliographique	
Chapitre 1.	Rappel sur les pompes	01
	1.1. Généralités	01
	1.2. Classification des pompes	01
	1.2.1. Pompes volumétriques à rotor tournant	01
	a) Pompe à vis	02
	b) Pompes à engrenages	02
	1. Pompes à engrenages extérieurs	02
	2. Pompes à engrenages intérieurs	03
	a) Pompes à aubes	03
	c) Pompes à palettes	04
	1. Pompes à palettes libres	04
	2. Pompes à palettes flexibles	04
	1.2.2. Pompes volumétriques alternatives	05
	a) Pompes à membranes ou à soufflets	05
	b) Pompes à piston	06
	1.2.3. Pompes roto-dynamiques	06
	1.3. Avantages et inconvénients des pompes roto-dynamiques	07
	1.4. pompes centrifuge	07
	1.4.1. Utilisation	08
	1.4.2. Fonctionnement	09
	1.4.3. Composants d'une pompe centrifuge	10
	Roue	10
	a. Distributeur	11
	b. Diffuseur	12
	c. Volute	12
	d. Divergent	12
	1.6. Classification des pompes centrifuges	13
	1.6.1. Forme de la roue	13
	1.6.2. Forme du corps de pompe	13
	1.5.3. Nombre de roues	13
	1.5.4. position de l'axe	14
	1.6. Caractéristiques générales des pompes centrifuges	14
	1.6.1. Débit	14

	1.6.2. Hauteur manométrique	15
	1.6.3. Rendement	15
	1.6.4. Limitation de la hauteur manométrique d'aspiration -	15
	<i>N.P.S.H.</i>	
	1.7. Représentation graphique	16
	1.7.1. Hauteur manométrique totale	16
	1.7.2. Courbes caractéristiques	18
	1.8. Installation d'une pompe centrifuge sur un réseau hydraulique	20
	1.8.1. Calcul des paramètres de la pompe	21
	1.8.2. Calcul des paramètres de la conduite d'aspiration	22
	1.8.3. Calcul des paramètres de la conduite de refoulement	22
	1.8.4. Point de fonctionnement	24
Chapitre 2.	Rognage et cavitation dans les pompes centrifuges	
	2.1. Rognage des pompes centrifuges	25
	2.1.1. Pour le rapport des hauteurs	26
	2.1.2. Pour le rapport des débits	27
	2.1.3. Pour le rapport des puissances	28
	2.3. cavitation dans les pompes	29
	2.3.1. Description du phénomène	29
	2.3.2. Importance du rôle de la cavitation dans l'utilisation des pompes	30
	2.3.3. N. P.S.H :	30
	a). N.P.S.H. disponible	31
	b). N.P.S.H. requis:	33
	2.3.5. Condition de non cavitation :	34
Chapitre 3.	Généralités sur les turbines	35
	3.1. Introduction	35
	3.3. Classification des turbines	36
	3.3.1. Principe de fonctionnement de Turbines à action	36
	3.3.2. Principe de fonctionnement des turbines à réaction :	38
	3.4. Principaux types de turbines	40
	3.4.1 Turbine Pelton	40
	3.4.2. Turbine Francis	43
	3.4.3. Turbine Kaplan	43
Chapitre 4.	Etude expérimentale	
	4. Introduction	45
	4.1. Description du banc d'essai en montage. Pompe à vide	45
	4.1.1. Adaptation des turbines Francis et Pelton sur le banc	45

4.2. Méthodes et moyens de mesure sur les bancs d'essai pompe à vide	46
4.2.1. Grandeurs caractéristiques	46
4.2.2. Mesure de pression	46
4.2.3. Mesure du débit	47
4.2.4. Mesure de la vitesse de rotation	47
4.2.5. Intensité et tension de courant	47
4.3. Mode opératoire. Essai de pompe à vide	48
4.3.1. Mise en fonction de l'appareil	48
4.3.2. Etat des vannes	49
4.3.3. Résultats des mesures effectuées.	49
4.4. Calculs expérimentaux. Essai de pompe à vide	52
4.5. Essai turbine Francis et turbine Pelton	58
4.6. Calculs expérimentaux. Essai turbine Francis et turbine Pelton	60
4.7. Résultats des calculs	62
4.8. Courbes paramétriques	68
Conclusion	81
Bibliographie	97

Liste des figures

Chapitre 1 :

Fig. 1.1	Classification des pompes	1
Fig. 1.2	Pompe à vis	2
Fig. 1.3	Pompe à engrenage extérieur	3
Fig. 1.4	Pompe à engrenage intérieur	3
Fig. 1.5	Pompe à lobes	4
Fig. 1.6	Pompe à palette libre	4
Fig. 1.7	Pompe à palette flexible	5
Fig. 1.8	Pompe à membrane	5
Fig. 1.9	Pompe à piston	6
Fig. 1.10	Représentation des domaines respectifs des trois types de pompes roto-dynamiques	7
Fig. 1.11	Pompe centrifuge	8
Fig. 1.12	Dessin descriptif d'une pompe centrifuge mono étage	9
Fig. 1.13	Types de roue	10
Fig. 1.14	Types des roues des pompes	11
Fig. 1.15	Représentation schématique d'une pompe centrifuge	12
Fig. 1.16	Pompes multicellulaires à arbre horizontal	14
Fig. 1.17	différents branchements possibles d'une pompe	18
Fig. 1.18	Caractéristiques d'une pompe	19
Fig. 1.19	Installation d'une pompe centrifuge sur un réseau hydraulique	20
Fig. 1.20	Courbe caractéristique de la conduite	23
Fig. 1.21	Point de fonctionnement ensemble circuit-pompe	23

Chapitre 2:

Fig. 2.1	Rognage d'une pompe centrifuge	25
Fig. 2.2	Coupe d'une roue : transformation d'un triangle des vitesses	26
Fig. 2.3	Déplacement d'un point de la courbe caractéristique d'une pompe centrifuge par rognage de la roue	27
Fig. 2.4	Influence du rognage de la roue sur la caractéristique de la puissance absorbé par la pompe	29
Fig. 2.5	Caractéristique de cavitation d'une pompe	31
Fig. 2.6	Schémas d'installation d'une pompe centrifuge	32
Fig. 2.7	Cavitation d'une pompe centrifuge	33

Chapitre 3:

Fig. 3.1	Rendements relatifs des turbines hydrauliques pour débits variables	35
Fig. 3.2	Schéma d'une turbine à action avec ses paramètres de fonctionnement	36
Fig. 3.3	Cas de fonctionnement d'une turbine à action	37
Fig. 3.4	Schéma représentatif de la turbine Pelton	38
Fig. 3.5	Image schématique d'une turbine à réaction	39
Fig. 3.6	Schéma représentatif de la turbine Francis	40
Fig. 3.7	Vue schématique d'une roue Pelton à deux jets et paramètres principaux	41

Fig. 3.8	Turbine Pelton à axe horizontal à un jet	42
Fig. 3.9	Turbine Pelton monobloc à axe vertical à 5 jets	42
Fig. 3.10	Composants d'une turbine Francis	43
Fig. 3.11	Turbine Kaplan	44
Chapitre 4 :		
Fig. 4.1	Présentation du banc d'essai	45
Fig. 4.2	Déversoir triangulaire à mince paroi	45
Fig. 4.3	Pompe d'alimentation	45
Fig. 4.4	Turbine Francis	46
Fig. 4.5	Turbine Pelton	46
Fig. 4.6	Manomètres à cadran	46
Fig. 4.7	Contrôle de niveau	47
Fig. 4.8	Afficheurs de courant et tension	47
Fig.4.9	schéma technique du banc d'essai expérimental	48
Fig. 4.10	Position du dynamomètre	54
Fig.4.11	représentation hauteur de chute turbine Pelton	58
Fig.4.12	représentation hauteur de chute turbine Francis	60
Fig. 4.13	Courbes H_{MT} pour différentes vitesses de rotation	68
Fig. 4.14	Courbes de puissances absorbées P_{ab} pour différentes vitesses de rotation	69
Fig. 4.15	Courbes de la puissance hydraulique P_h pour différentes vitesses de rotation	70
Fig. 4.16	Courbes du rendement global η_G pour différentes vitesses de rotation	71
Fig.4.17	Courbe zone optimale du rendement global	72
Fig. 4.18	Courbes $(N.P.S.H)_d$ pour différentes vitesses de rotation	73
Fig. 4.19	Courbes $(N.P.S.H)_r$ pour différentes vitesses de rotation	73
Fig. 4.20	Courbes d'intersection entre $(NPSH)_d$ et $(NPSH)_r$	74
Fig. 4.21	Courbes caractéristiques de la hauteur de chute H_{ch}	75
Fig. 4.22	Courbes caractéristiques de la puissance mécanique P_m	76
Fig. 4.23	Courbes caractéristiques de la puissance hydraulique P_h	76
Fig. 4.24	Courbes du rendement global η_G en fonction du débit	77
Fig. 4.25	Courbe de la chute nette H_n pour des aubages ouverts et fermés	78
Fig. 4.26	Courbes de la puissance mécanique P_m pour les aubages ouverts et fermés	79
Fig. 4.27	Courbe de la puissance hydraulique P_h pour les aubages ouverts et fermés	79
Fig. 4.28	Courbes caractéristiques du rendement global η_G pour les aubages ouverts et fermés	80

Liste des tableaux

Tableau 4.1	Choix des vitesses de rotation durant toutes les expériences	48
Tableau 4.2.	Résultats des mesures pour N=1000 tr/min	49
Tableau 4.3.	Résultats des mesures pour N=1500 tr/min	49
Tableau 4.4.	Résultats des mesures pour N=2000 tr/min	50
Tableau 4.5.	Résultats des mesures pour N=2500 tr/min	50
Tableau 4.6.	Résultats des mesures pour N=3000 tr/min	51
Tableau 4.7.	Résultats pour N=1500 tr/min	54
Tableau 4.8.	Résultats pour N=2000 tr/min	55
Tableau 4.9.	Résultats pour N=2500 tr/min	55
Tableau 4.10.	Résultats pour N=3000 tr/min	56
Tableau 4.11.	Résultats pour les aubages ouverts	56
Tableau 4.12.	Résultats pour les aubages fermés	57
Tableau 4.13.	Résultats pour N=1000 tr/min	58
Tableau 4.14.	Résultats pour N=1500 tr/min	59
Tableau 4.15.	Résultats pour N=2000 tr/min	59
Tableau 4.16.	Résultats pour N=2500 tr/min	60
Tableau 4.17.	Résultats pour N=3000 tr/min	60
Tableau 4.18.	Résultats pour N=1500 tr/min	61
Tableau 4.19.	Résultats pour N=2000 tr/min	61
Tableau 4.20.	Résultats pour N=2500 tr/min	62
Tableau 4.21.	Résultats pour N=3000 tr/min	62
Tableau 4.22.	Résultats pour les aubages ouverts	63
Tableau 4.23.	Résultats pour les aubages fermés	63

Symbole	Unités	Désignations
b	m	Largeur de la roue
D	m	Diamètre de la roue
g	m/s ²	Accélération de la pesanteur
h	m	Hauteur de lame sur la règle graduée,
H ₁	mce	Hauteur de charge de la conduite d'aspiration
H _a	mce	Hauteur géométrique d'aspiration
H _{ch}	mce	Hauteur de Chute n
H _{fasp}	mce	Pertes de charge de la conduite d'aspiration en Pa ;
H _{frefou}	mce	Pertes de charge de la conduite de refoulement en Pa ;
H _g	mce	Hauteur géométrique d'élévation
H _{MT}	mce	Hauteur manométrique
H _P	m	Hauteur de charge créée par la pompe.
H _r	mce	Hauteur géométrique de refoulement
I	A	Intensité d'un courant électrique
l	m	longueur de la conduite ;
N	tr/min	Vitesse de rotation
N.P.S.H	mce	Charge nette à l'aspiration
P _{amont}	mce	Pression relative d'aspiration de la pompe
P _{aval}	mce	Pression relative de refoulement de la pompe
P _{vap}	bar	Pression de vapeur
P _{ab}	w	Puissance absorbée
patm	bar	Pression atmosphérique
P _h	w	Puissance hydraulique
P _m		Pression à la sortie donnée par le manomètre
P _m	w	Puissance mécanique
P _r	mce	Pression résiduelle ou pression de service en Pa (P _r est une pression relative).
P _v	mce	Pression d'aspiration à l'entrée de la pompe mesurée par le vacuomètre
U	v	Tension électrique
V ₁	m/s	Vitesse d'écoulement à l'entrée de la pompe
V ₂	m	Vitesse d'écoulement à la sortie de la pompe
∑ h' ₁	m	Somme des pertes de charge à l'aspiration

$\Sigma h'$	m	Les pertes de charge totale ;
$\Sigma h'$	m	Somme des pertes de charge au refoulement
$\Sigma \xi_i$		Somme des coefficients des pertes de charge singulières des différentes singularités
λ		Coefficient des pertes de charge linéaires dans les conduites
ρ	Kg/m ³	Masse volumique du liquide en kg/m ³ .
η_G	%	Rendement global
ϵ		Position de la vitesse



Introduction

Introduction

Depuis plusieurs siècles, l'homme n'a jamais cessé de voir l'eau comme l'une de ses préoccupations fondamentales. Comme élément de base à toute vie qu'elle soit végétale ou animale, ce liquide reste précieux et d'un intérêt majeur, tel que le développement des techniques de son exploitation et son évolution dans le temps.

Au fur et à mesure que la science évolue, les machines hydrauliques sont devenues une branche si importante de la technique qu'elles n'appartiennent plus guère au domaine de l'hydraulique classique. Pour répondre aux exigences des utilisateurs des pompes, les constructeurs essaient de fabriquer des produits plus performants et rentables en minimisant les nuisances qui peuvent apparaître dans les pompes.

Dans ce présent projet, on s'est intéressé à un banc d'essai hydraulique d'une pompe centrifuge monocellulaire avec laquelle sont adaptées deux autres turbines à savoir, turbine Francis (à réaction) et turbine Pelton (à action). Ce banc qui se trouve au laboratoire pédagogique de la faculté a pour fonction de déterminer les caractéristiques de cette pompe pour différentes vitesses de rotation dans le cas d'un montage à vide. D'autres caractéristiques en plus, ont été étudiées pour un montage de deux autres turbines Pelton et Francis.

Le présent travail est divisé en cinq chapitres :

La première partie traite un rappel de base des mécanismes des pompes.

Dans le chapitre I, nous rappelons les notions fondamentales des pompes. Une présentation des différents éléments constitutifs de la pompe est donnée à savoir, roues mobiles et fixes, volute, divergent et leurs rôles. Finalement, on termine ce chapitre par une analyse de fonctionnement et de l'installation d'une pompe sur un réseau et la détermination des paramètres de la pompe.

Dans le chapitre II nous présentons la similitude dans les pompes qui concernent à faire des essais sur des modèles réduits aux laboratoires et les résultats obtenus seront transposés à la pompe réelle, à l'aide des formules de la similitude. L'opération du rognage d'une pompe qui permet l'ajustement des paramètres demandés de fonctionnement d'une pompe fait l'objet de la deuxième partie de ce chapitre. Enfin, nous terminons par l'étude d'un phénomène d'une grande importance qui est la cavitation de la pompe concernant l'installation .

Dans le chapitre III, nous rappelons les notions fondamentales des turbines ainsi que leurs différents éléments constitutifs.

Le chapitre IV, traite dans un premier temps un rappel de base de méthodes et moyens de mesures sur les bancs d'essai des pompes et des turbines hydrauliques notamment la mesure des pressions, des débits, des vitesses de rotation et des puissances absorbées par les pompes et dans le deuxième temps la description du banc d'essai de la pompe utilisée, l'instrumentation de mesure, le mode opératoire et la présentation des valeurs des différents paramètres mesurés.

Le chapitre V traite l'expérimentation réalisée sur le banc d'essai de la pompe centrifuge et les turbines au laboratoire de pompes et stations de pompage de l'université de TLEMCEM. Nous présentons aussi l'exploitation et l'interprétation des résultats expérimentaux notamment les hauteurs, les puissances et les rendements en fonction des débits. Les allures des graphes des différentes caractéristiques expérimentales sont tracées pour donner plus de clarté.

Enfin le mémoire est clôturé par une conclusion générale.



Synthèse bibliographique



Chapitre. 01. Généralités sur les pompes

Chapitre 1. Généralités sur les pompes

1.1. Généralités

On appelle pompe du nom italien « pompa » toutes machines hydrauliques qui permettent un transfert d'énergie entre le fluide et un dispositif mécanique convenable. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide soit principalement de l'énergie potentielle par accroissement de la pression en aval, soit principalement de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide.

L'énergie requise pour faire fonctionner ces machines dépend donc de nombreux facteurs rencontrés dans l'étude des écoulements dont :

- les propriétés du fluide : masse volumique, viscosité, compressibilité.
- les caractéristiques de l'installation : longueur, diamètre, rugosité, singularités, etc.
- les caractéristiques de l'écoulement : vitesse, débit, hauteur d'élévation, pression, etc.

1.2. Classification des pompes

Les pompes ,en général sont, classées en trois grandes familles

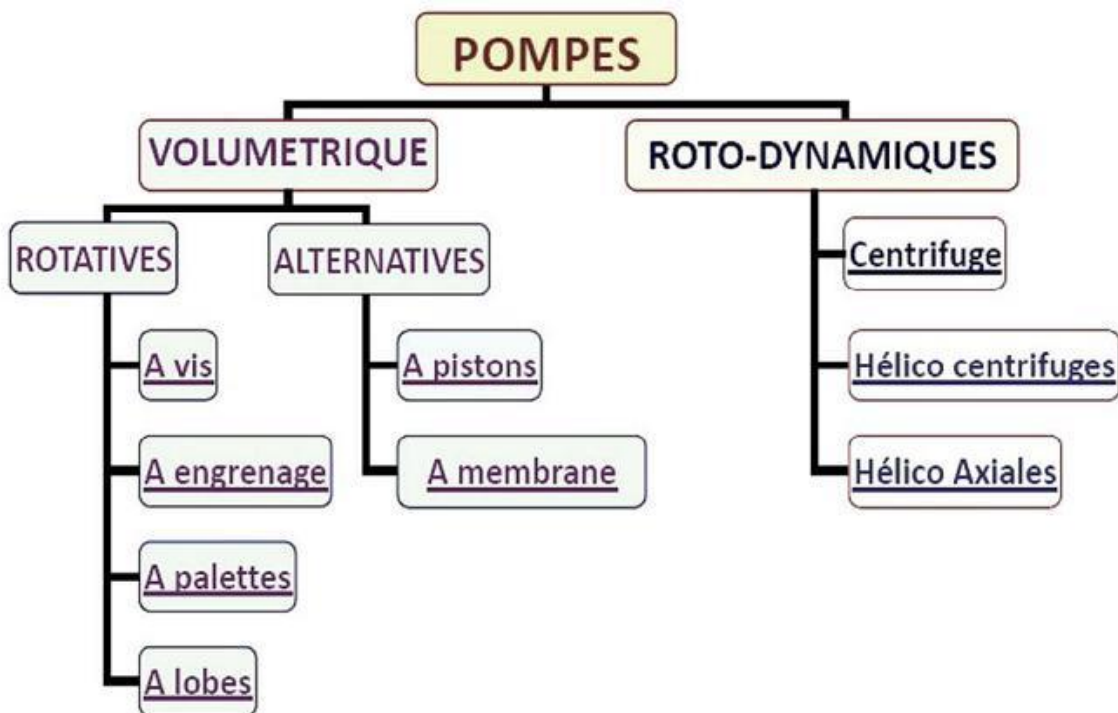


Fig. 1.1. Classification des pompes

1.2.1. Pompes volumétriques à rotor tournant

Le fluide se trouve enfermé dans un volume clos, mais mobile, qui se transfert d'un état de pression 1 à un état de pression 2, avec modification du volume circulant

Chapitre 1. Généralités sur les pompes

entre le circuit d'aller et celui de retour. Les modes de réalisation sont très variés : pompes à engrenages, pompes à engrenages hélicoïdaux intérieurs, pompes à lobes, pompes péristaltiques, pompes à palettes, pompes à vis hélicoïdales,...etc. [1]

a) Pompe à Vis

Une vis centrale motrice entraînant deux vis satellites. Elles ont un fonctionnement silencieux et un écoulement stable et engendrent des pressions élevées (Fig. 1.2).

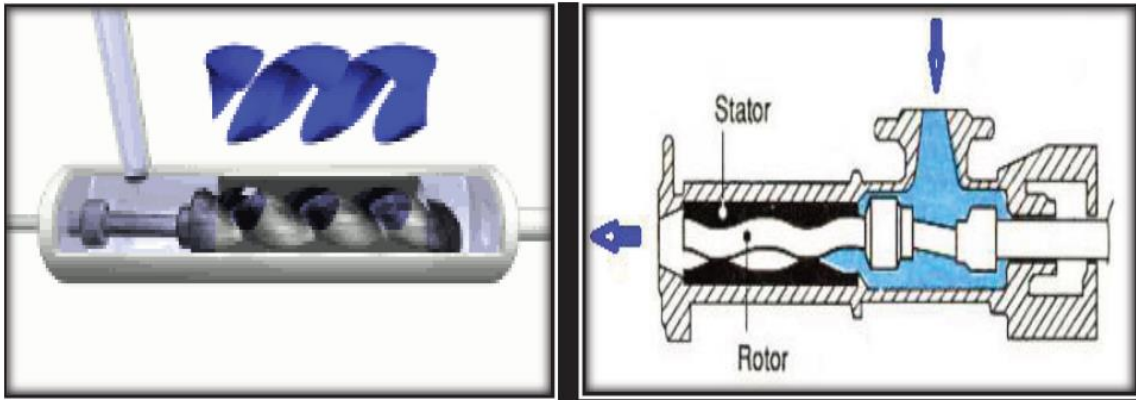


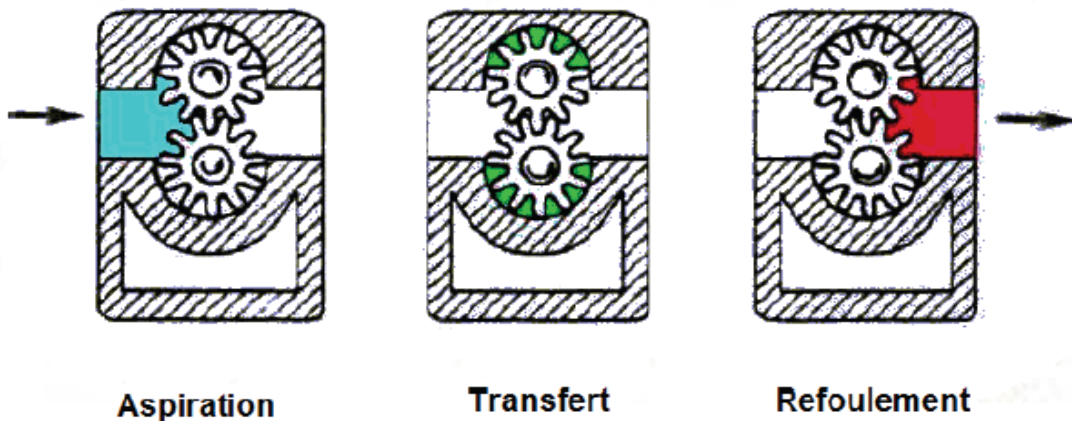
Fig. 1.2. Pompe à vis

b) Pompes à engrenages

1. Pompes à engrenages extérieurs

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 (Fig. 1.3). Cette dernière solution présente l'avantage de rendre le mouvement plus uniforme [2].



Chapitre 1. Généralités sur les pompes

Fig. 1.3. Pompe à engrenage extérieur

2. Pompes à engrenages intérieurs

Le principe général consiste à placer un des engrenages à l'intérieur de l'autre. Cette disposition nécessite l'utilisation d'une pièce supplémentaire en forme de croissant qui permet l'étanchéité entre les deux trains d'engrenages.

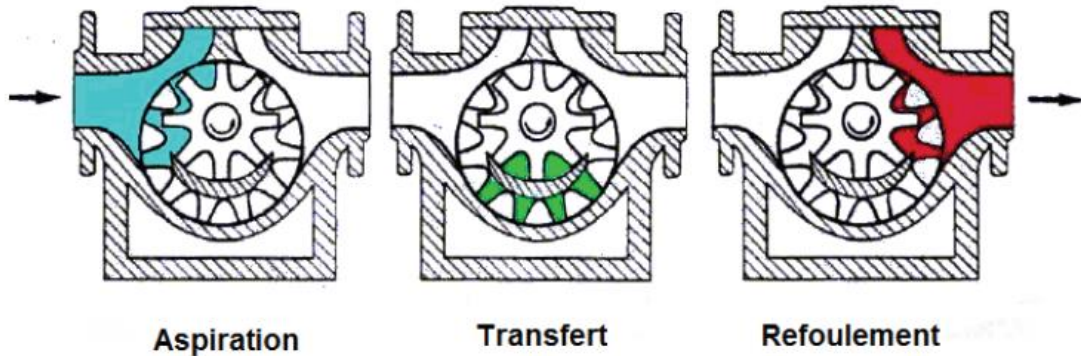


Fig. 1.4. Pompe à engrenages intérieurs

b) Pompes à aubes (appelées communément rotors)

Le principe reste le même que celui d'une pompe à engrenages externes classique, seulement que les dents ont une forme bien spécifique et qu'il n'y a que deux ou trois dents (aubes) par engrenage (Fig. 1.5). Les rotors ne sont jamais en contact et, pour ce faire, sont entraînés par des engrenages externes. Par conséquent, le pouvoir d'aspiration reste faible.

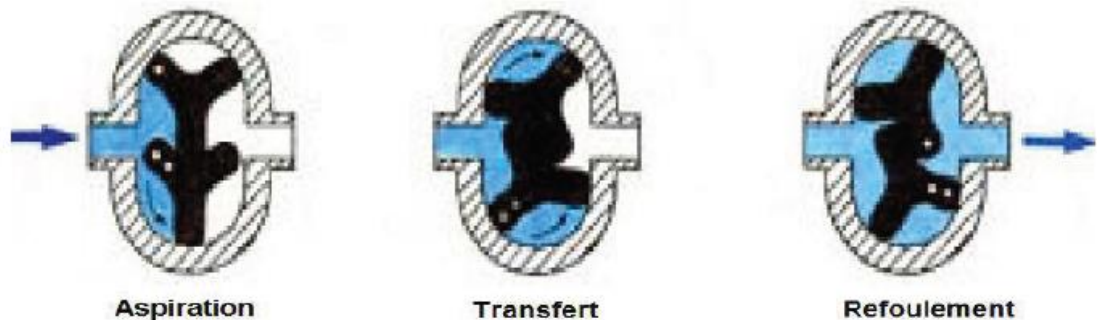


Fig. 1.5. Pompes à lobes

Chapitre 1. Généralités sur les pompes

c) Pompes à palettes

1. Pompes à palettes libres

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

Le rotor est muni de 2 à 8 fentes diamétralement opposées deux à deux, dans lesquelles glissent des palettes que des ressorts appuient sur la paroi capacités comprises entre les cylindres et les palettes en créant ainsi une aspiration du liquide d'un côté et un refoulement de l'autre (Fig. 1.6).

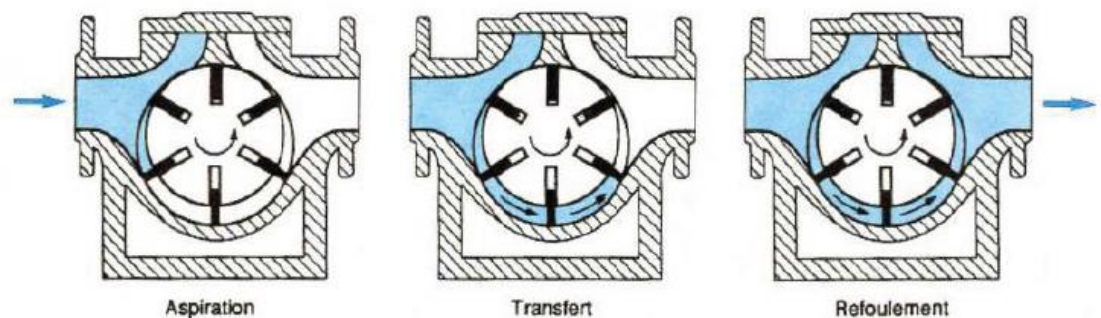


Fig. 1.6. Pompe à palettes libres

2. Pompes à palettes flexibles

La figure. 1.7 montre que l'ensemble rotor-palettes est en élastomère. Il entraîne le liquide jusqu'au refoulement où les palettes sont fléchies par la plaque de compression et permettent l'expulsion du liquide. Comme toutes les pompes à palettes, ces pompes n'entraînent ni brassage, ni laminage, ni émulsion du produit.

Elles peuvent également pomper des particules solides. Les caractéristiques, débit, vitesse, pression sont sensiblement identiques aux précédentes [1].



Fig. 1.7. Pompe à palettes flexibles

Chapitre 1. Généralités sur les pompes

1.2.2. Pompes volumétriques alternatives

Une pompe volumétrique alternative se compose aussi d'un corps de pompe parfaitement clos, à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté ; mais la pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif.

Elles conviennent particulièrement bien pour des pressions élevées, et des débits faibles, généralement inférieurs à 100 m³/h, mais pouvant atteindre 200 m³/h.

a) Pompes à membranes, ou à soufflets (figure 1.8)

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.

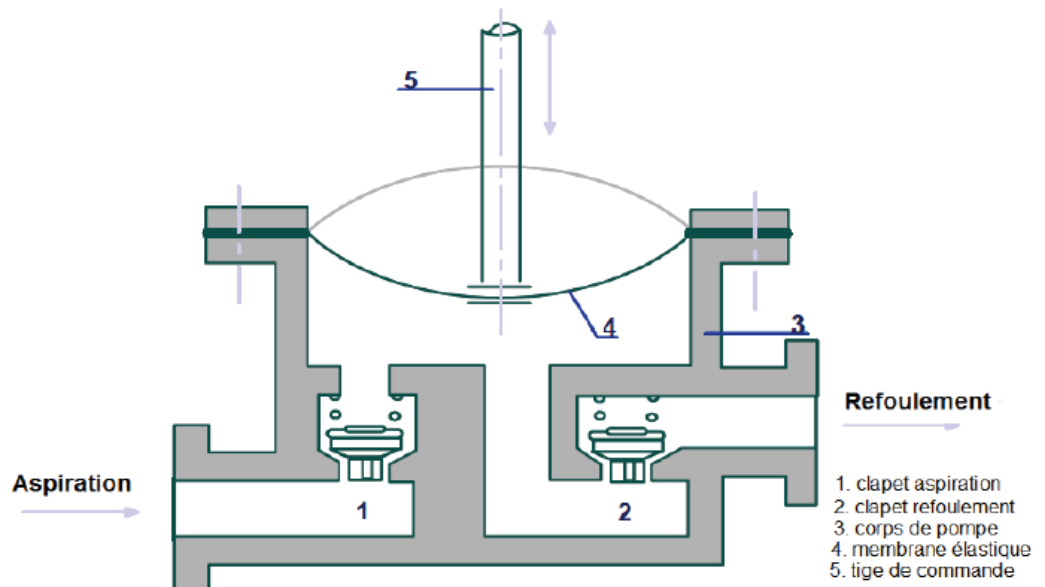


Fig. 1.8. Pompe à membrane

b) Pompes à piston (figure 1.9)

Son principe est d'utiliser les variations de volume occasionnées par le déplacement d'un piston dans un cylindre. Ces déplacements alternativement dans un sens ou dans l'autre produisent des phases d'aspiration et de refoulement.

Quand le piston se déplace dans un sens le liquide est comprimé: il y a fermeture du clapet d'admission et ouverture du clapet de refoulement. Le fonctionnement est inverse lors de l'aspiration du liquide dans la pompe [2].

Chapitre 1. Généralités sur les pompes

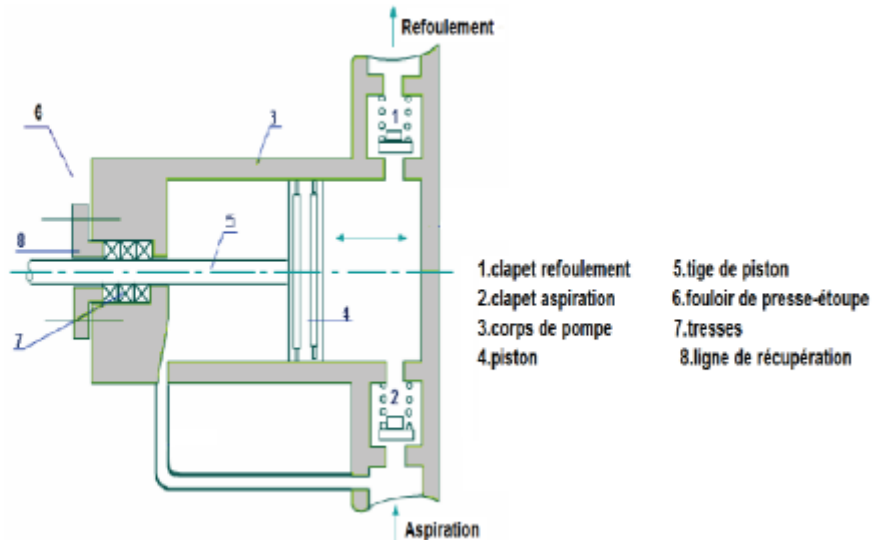


Fig. 1.9. Pompes à piston [1]

1.2.3. Pompes roto-dynamiques (figure 1.10)

Cette famille peut être caractérisée par le fait que la pression y est générée soit par l'action des forces centrifuges, soit par la conversion en pression de l'énergie cinétique communiquée au fluide (en le ralentissant).

Dans la pratique, ces deux modes de génération de pression sont associés, même pour une pompe hélice, lorsque l'on s'écarte du point nominal. Les pompes roto dynamiques constituent un système ouvert et en équilibre, où le fluide n'est jamais enfermé dans un volume totalement clos.

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

Dans la famille roto dynamiques, on classe les pompes selon la trajectoire du fluide (trajectoire de l'écoulement).

- a) **Les pompes centrifuges** (à écoulement radial).
- b) **Les pompes hélico-centrifuges** (à écoulement diagonal)
- c) **Les pompes axiales ou à hélices** (à écoulement axiales).

Chapitre 1. Généralités sur les pompes

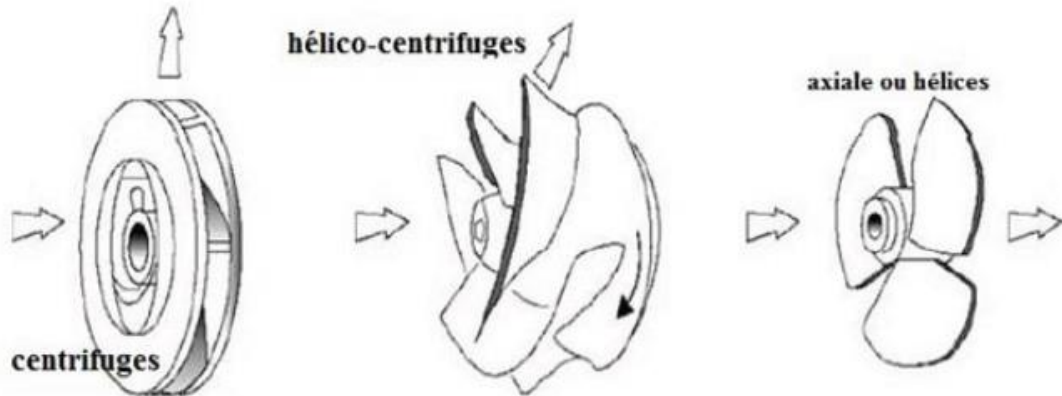


Fig. 1.10. Représentation des domaines respectifs des trois types de pompes roto-dynamiques [1]

1.3. Avantages et inconvénients des pompes roto-dynamiques

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

- Leur rendement est souvent meilleur que celui des « volumétriques ».
- Elles sont adaptées à une très large gamme de liquide.
- Leur débit est régulier et le fonctionnement est silencieux.

Du côté des inconvénients :

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

1.4. Pompes centrifuges

Une pompe centrifuge est un système ouvert, en quelque sorte un conduit, dans lequel est mis en place un champ de forces centrifuges. Elle n'est pas basée sur le transport du fluide dans un godet ou sur la variation dans le temps d'un volume d'emprisonnement, le fluide est mis en mouvement et équilibré par un champ de forces. La pompe centrifuge fonctionne et s'utilise selon d'autres lois, qui sont l'objet de l'ensemble des paragraphes qui vont suivre. Cependant certains domaines restreints ou certains aspects particuliers n'ont pas été abordés [2]. Les pompes centrifuges sont les plus utilisées dans des systèmes de tuyauterie (Fig. 1.11).

Chapitre 1. Généralités sur les pompes

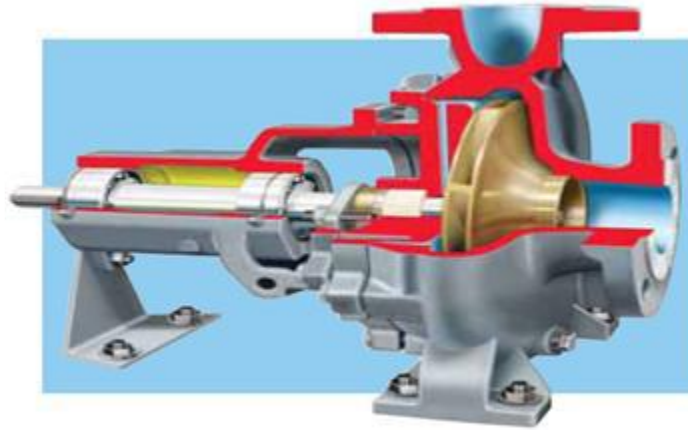


Fig. 1.11. Pompe centrifuge [2]

1.4.1. Utilisation

Les pompes centrifuges sont les plus utilisées dans le domaine industriel à cause de la large gamme d'utilisation qu'elles peuvent couvrir, de leur simplicité et de leur faible coût. Néanmoins, il existe des applications pour lesquelles elles ne conviennent pas, comme :

- Utilisation de liquides visqueux, la pompe centrifuge nécessaire serait énorme par rapport aux débits possibles.
- Utilisation de liquides "susceptibles" c'est-à-dire ne supportant pas la très forte agitation dans la pompe (liquides alimentaires tel que le lait).
- Utilisation comme pompe doseuse ; la nécessité de réaliser des dosages précis instantanés risque d'entraîner la pompe en dehors de ses caractéristiques optimales.

Ces types d'application nécessitent l'utilisation de pompes volumétriques. Par contre à la plupart des pompes volumétriques, les pompes centrifuges admettent les suspensions chargées de solides [3].

1.4.2. Fonctionnement (figure 1.12)

A partir de la bride d'aspiration B1 dont la forme est circulaire, le fluide se répartit régulièrement vers la section d'entrée C des canaux mobiles qu'on appelle l'ouïe d'aspiration de la pompe.

Chapitre 1. Généralités sur les pompes

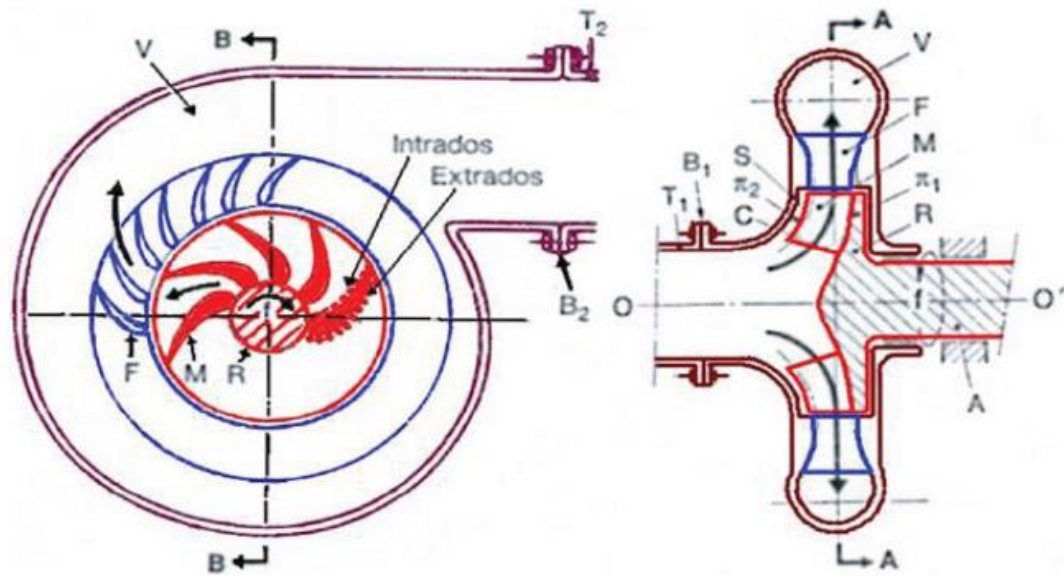


Fig. 1.12. Dessin descriptif d'une pompe centrifuge mono étage [1]

La quantité du fluide comprise entre B1 et C porte le nom de fond d'aspiration, elle représente le siège de l'écoulement permanent du fait du mouvement d'entraînement à vitesse angulaire constante. Les aubes exercent des efforts de pression sur le fluide, qui se traduisent par l'existence d'une surpression le long de leur extrados et d'une dépression sur leur intrados [4].

Le stator S de la pompe, encore appelé corps ou enveloppe, porte une couronne d'aubages fixes F appelée diffuseur à ailettes fixes qui présente aussi une symétrie par rapport à l'axe. L'espace compris entre deux aubages fixes constitue un canal fixe [5,6].

L'énergie reçue par le fluide pendant la traversée des canaux mobiles se manifeste par un accroissement, d'une part de sa pression et d'autre part, de son énergie cinétique.

Une partie de cette énergie cinétique sera convertie en pression dans les aubages fixes à la sortie du diffuseur. le fluide doit être collecté et conduit vers la tuyauterie T2, cette dernière fonction est remplie par une capacité V qui s'enroule autour du diffuseur et qui doit à sa forme géométrique le nom de volute.

Dans une certaine mesure, cet espace est utilisé pour une transformation complémentaire de l'énergie cinétique en énergie de pression. Les roues des pompes centrifuges (figure 1.13) sont très souvent fermées, constituées de deux flasques entretoisées par les aubes ; ces aubes peuvent être semi-ouvertes avec un seul flasque arrière ou encore ouvertes, sans flasque Toutes ces roues centrifuges sont alimentées

Chapitre 1. Généralités sur les pompes

axialement par le liquide, après circulation dans les canaux, le liquide sort radialement par rapport à l'axe de rotation.

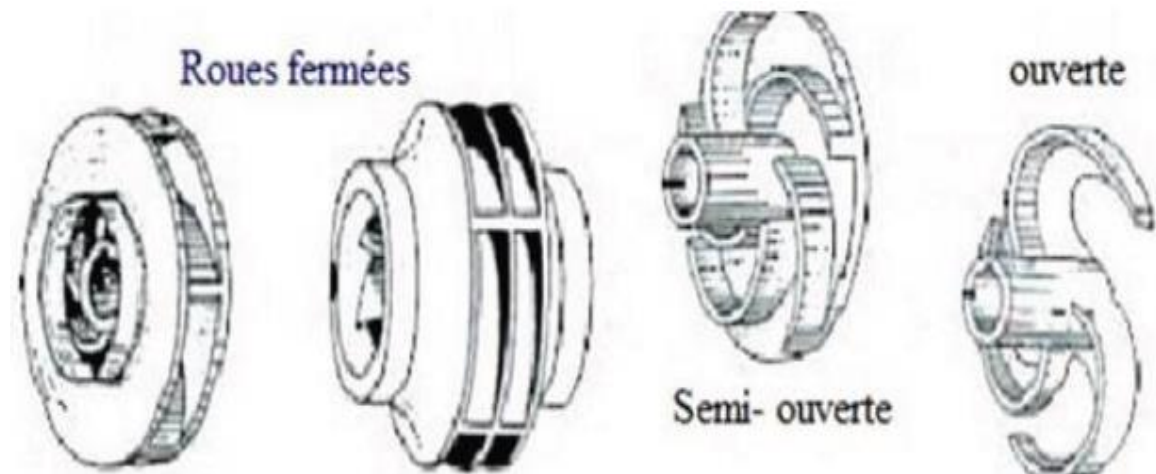


Fig. 1.13. Types de roue

1.4.3. Composants d'une pompe centrifuge

a. Roue (turbine, rotor)

C'est l'âme de la pompe centrifuge, il comporte des aubes ou ailettes, qui grâce à leur interaction avec le liquide véhiculé transforme l'énergie mécanique en énergie de pression dans le récupérateur. L'impulser se compose du moyeu, bagues d'étanchéité (d'usure) et des flasques.

La Fig.1.14 représente plusieurs types de roue. Le rapport de la section de sortie de l'aube à celle de l'entrée joue un rôle décisif sur les caractéristiques des pompes centrifuges.

Chapitre 1. Généralités sur les pompes

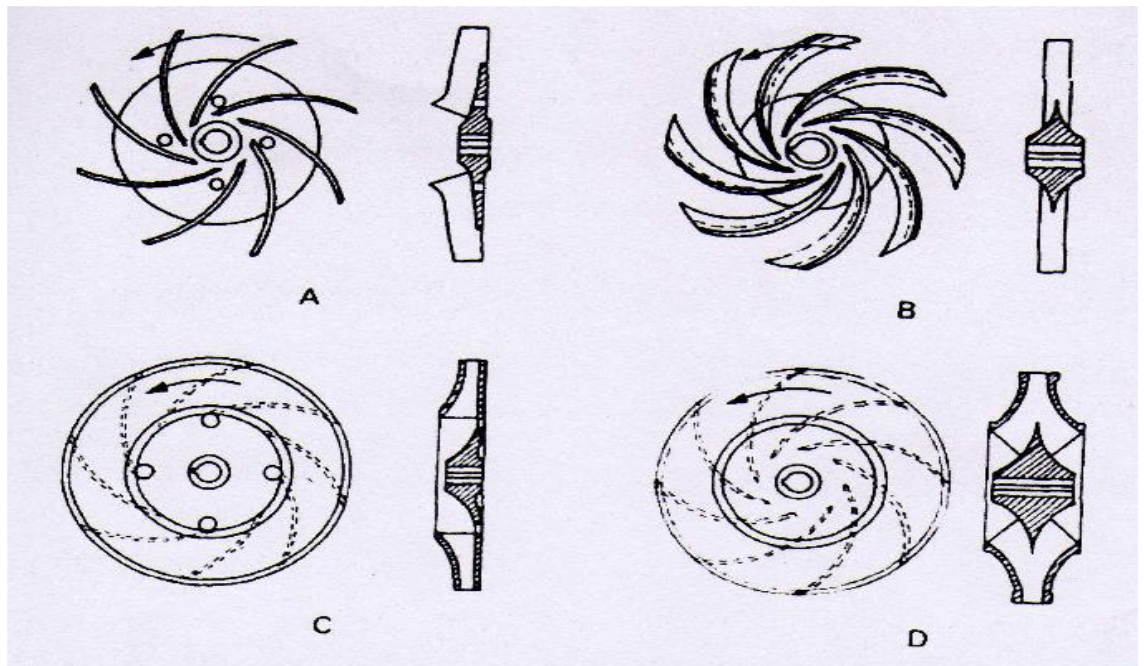


Fig. 1.14. Les types des roues des pompes [3]

Les schémas **A** et **B** de la Fig : 1.14 représentent des rotors ouverts. Tandis que les schémas **C** et **D** représentent des rotors couverts ou fermés. Les premiers ont un rendement inférieur aux seconds puisqu'ils donnent lieu plus facilement à des pertes par retour d'eau.

De plus les schémas **A** et **C** représentent des rotors de pompes à une roue à un simple effet. Tandis que les schémas **B** et **D** sont relatifs à une pompe à double effet à deux roues dans laquelle l'eau est aspirée symétriquement des deux côtés du rotor.

Le principal avantage de la disposition à double effet réside dans l'atténuation ou à la disparition de la poussée axiale qui s'exerce sur l'arbre de la pompe. Par contre, les pompes à doubles effets sont plus complexes et plus coûteuses. Elles sont par suite rarement employées dans les équipements de petite ou moyenne capacité [3].

b. Distributeur

Le rôle du distributeur, situé en amont de la roue, est de permettre une accélération et une meilleure orientation des filets fluide à l'entrée de la roue.

Chapitre 1. Généralités sur les pompes

c. Diffuseur (l'aube)

Avec ou sans aubages, cet organe permet de transformer une partie l'énergie cinétique due à la vitesse et d'orienter correctement le fluide à la sortie de la roue pour son entrée dans la volute ou dans le distributeur de l'étage suivant.

d. Volute

Une volute est un entonnoir incurvé qui augmente dans la taille permet le ramaçage du liquide à la sortie de la roue et orientation vers la sortie. À mesure que sa taille augmente, elle contribue à transformer une partie de l'énergie cinétique en énergie de pression [2].

Lorsque la volute ou colimaçon ne permettrait pas une transformation suffisante de l'énergie cinétique en énergie potentielle. On aura intérêt à prévoir entre la roue et la volute proprement dite un diffuseur à ailettes fixes, dont les espaces entre ailettes constituent des divergents élémentaires [4].

e. Divergent (sortie)

Le diffuseur est un cône divergent, il permet de transformer une fraction de l'énergie cinétique du fluide en énergie potentielle et la liaison de la pompe à la conduite de refoulement.

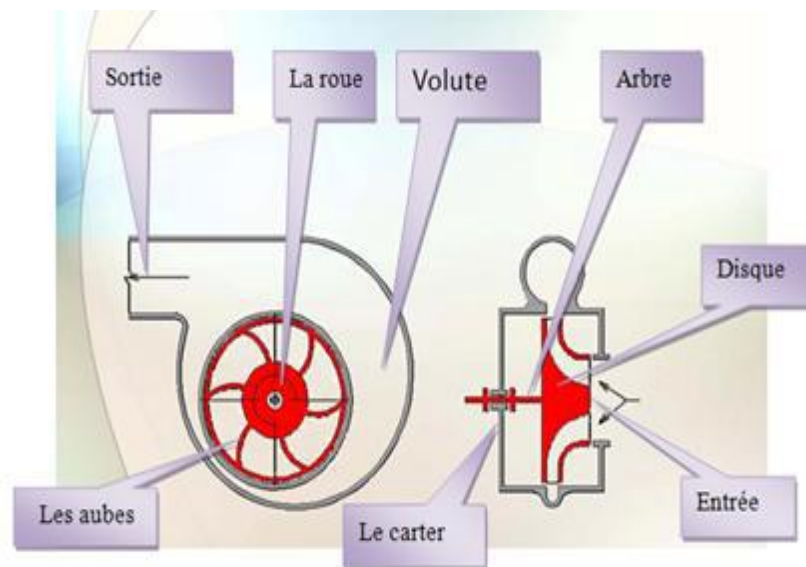


Fig. 1.15. Représentation schématique d'une pompe centrifuge [2]

Chapitre 1. Généralités sur les pompes

1.6. Classification des pompes centrifuges

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

1.6.1. Forme de la roue

Il existe essentiellement trois types de pompes :

- a- Les pompes centrifuges proprement dite, ou à écoulement radial ;
- b - Pompes hélico centrifuges ;
- c - Pompes à écoulement axial.

1.6.2. Forme du corps de pompe

Ils existent essentiellement les types de pompes suivants :

a - Pompes à volute ou colimaçon : Corps de pompe dessiné de façon à maintenir les vitesses égales autour de la roue et à réduire la vitesse de l'eau dans le passage à la section de sortie.

b - Pompes à diffuseur circulaire ou du type turbine : Corps de pompe à section constante et concentrique à la roue, qui dans ce cas est entourée d'aubes fixes qui dirigent l'écoulement et réduisent la vitesse de l'eau, ainsi transformant l'énergie cinétique en énergie de pression.

1.6.3. Nombre de roues

On peut diviser les pompes en deux catégories :

a- Pompes monocellulaires : (pompes à un seul étage) avec une seule roue sur l'arbre (Figure. 1.12) [5].

b - Pompes multicellulaires : avec plusieurs roues sur l'arbre déposées en série (figure 16).

Chapitre 1. Généralités sur les pompes

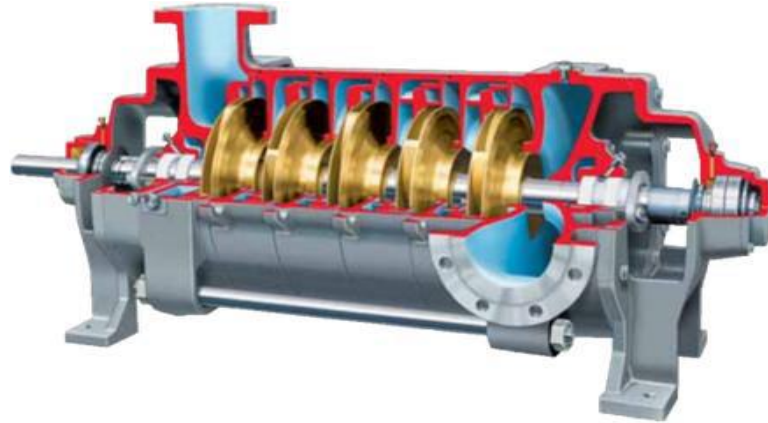


Figure. 1.16. Pompes multicellulaires à arbre horizontal [2]

1.6.4. La position de l'axe

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

a - Pompes à axe horizontal

Cette disposition est la plus classique, elle est adoptée généralement pour les pompes de surface. L'entretien et le démontage de la pompe sont simplifiés (Figure 16)

b - Pompes à axe vertical

Ces pompes verticales sont submergées ou immergées, elles sont spécialement conçues pour l'équipement des puits profonds [7].

1.7. Caractéristiques générales des pompes centrifuges

Une pompe centrifuge est une machine tournante destinée à communiquer au liquide pompé une énergie suffisante pour provoquer son déplacement dans un réseau hydraulique comportant en général une hauteur géométrique d'élévation de niveau (Z), une augmentation de pression (p) et toujours des pertes de charges [8],

Le calcul des pompes centrifuges s'effectue par l'analyse dimensionnelle et par le théorème d'Euler [9].

1.7.1. Débit

Chapitre 1. Généralités sur les pompes

Le débit Q fourni par une pompe centrifuge est le volume refoulé pendant l'unité de temps. Il s'exprime en mètres cubes par seconde (m^3/s) ou plus pratiquement en mètres cubes par heure (m^3/h).

1.7.2. Hauteur manométrique

On appelle Hauteur manométrique (HMT) d'une pompe, l'énergie fournie par la pompe à l'unité de poids du liquide qui la traverse. Si H_{TA} est la charge totale du fluide à l'orifice d'aspiration et H_{TR} la charge totale du fluide à l'orifice de refoulement, la hauteur manométrique de la pompe est :

$$H_{MT} = H_{TR} \pm H_{TA} \quad (1.1)$$

La hauteur varie avec le débit et est représentée par la courbe caractéristique $H=f(Q)$ de la pompe considérée [10].

1.7.3. Le rendement

Le rendement (η) d'une pompe est le rapport de la puissance utile \mathcal{P}_h (puissance hydraulique) communiquée au liquide pompé à la puissance absorbée \mathcal{P}_{ab} par la pompe (en bout d'arbre) ou par le groupe (aux bornes du moteur). Si Q est le débit volume du fluide, ρ sa masse volumique et HMT la hauteur manométrique de la pompe, la puissance \mathcal{P} et le rendement η sont respectivement donnés par les équations (1.2) et (1.3) [10]

$$\mathcal{P}_h = \rho g H Q \quad (1.2)$$

$$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\mathcal{P}_{ab}} \quad (1.3)$$

Le rendement de la pompe varie avec le débit et passe par un maximum pour le débit nominal autour duquel la pompe doit être utilisée [1].

1.7.4. La limitation de la hauteur manométrique d'aspiration -N.P.S.H.

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. Ce phénomène se produit à l'orifice d'aspiration de la pompe, des bulles apparaissent dans les zones où la pression est la plus faible (entrée des aubes de roue des pompes centrifuges).

Chapitre 1. Généralités sur les pompes

Elles sont transportées dans les zones de pressions plus fortes où se produit leur décondensation. Des implosions se produisent alors à des fréquences élevées et créent des surpressions locales très élevées (jusqu'à des centaines de bars) [1], Le N.P.S.H est une caractéristique, donnée par le constructeur est qualifiée de $(NPSH)_{requis}$. Elle tient compte en particulier de la chute de pression que subit le fluide lors de son accélération à l'entrée de la roue.

On appelle, par ailleurs, $(NPSH)_{disponible}$, la différence entre la pression totale à l'entrée de la pompe au niveau de la bride en absolu et la pression de vapeur pour la température du fluide

$$NPSH_{disponible} = \frac{1}{\rho g} (P_{(bride\ abs)} - P_v) \quad (1.4)$$

1.8. Représentation graphique (figure1.17)

1.8.1. Hauteur manométrique totale

La hauteur manométrique totale d'élévation est la somme des termes suivants :

a) **Hauteur géométrique d'élévation H_g** : entre le plan d'eau de pompage et le plan le plus haut à atteindre. Cette hauteur géométrique se décompose en deux [11]:

1) **Hauteur géométrique d'aspiration H_a** : qui, pour une pompe horizontale, est la distance entre le plan de pompage et l'axe de la pompe et, pour une pompe verticale, la distance entre le plan de pompage et le plan médian de la première roue, c'est-à-dire celle située à l'altitude la plus basse.

2) **Hauteur géométrique de refoulement H_r** : qui est la distance séparant le point le plus haut à atteindre, soit de l'axe horizontal, pour un groupe horizontal, soit du plan de la première roue pour un groupe vertical. Ces termes s'ajoutent algébriquement par :

$H_g = H_r + H_a$ pour une élévation avec aspiration et

$$H_g = H_r - H_a \quad (1.5)$$

Pour une élévation avec aspiration sous pression [11].

Chapitre 1. Généralités sur les pompes

b). Pertes de charge totales H_f : tant à l'aspiration qu'au refoulement. Leur calcul ne présente aucune difficulté et les formules suivantes représentent les différents cas qu'on peut rencontrer :

$$1^{\text{er}} \text{ cas : } H_{MT} = H_h + H_f + H_{\text{asp}} + H_{\text{refou}} + P_r = H_{MT} \quad (1.6a)$$

$$2^{\text{ème}} \text{ cas : } H_{MT} = H_h + H_f + H_{\text{asp}} + H_{\text{refou}} \quad (1.6b)$$

$$3^{\text{ème}} \text{ cas : } H_{MT} = H_f + H_{\text{fasp}} + H_{\text{frefou}} + (P_2 - P_1) \quad (1.6c)$$

(A condition que P_1 soit $>$ à la pression atmosphérique)

$$4^{\text{ème}} \text{ cas : } H_{MT} = H_f + H_{\text{fasp}} + H_{\text{frefou}} + P_r + (P_{\text{atm}} - P_1) \quad (1.6d)$$

(A condition que P_1 soit $<$ à la pression atmosphérique).

Avec :

H_h = Charge hydraulique en Pa avec H_h (en P_a) = $9,81.H_g. \rho$

ρ = masse volumique du liquide en kg/m^3 .

9.81 = Intensité moyenne de la pesanteur.

H_g = Hauteur géométrique (d'aspiration ou de refoulement ou les deux) en mce [12].

H_{fasp} = Pertes de charge de la conduite d'aspiration en Pa ;

H_{frefou} = Pertes de charge de la conduite de refoulement en Pa ;

P_r = Pression résiduelle ou pression de service en Pa (P_r est une pression relative).

La densité est un facteur important à considérer lors du dimensionnement d'une pompe. La densité d'un liquide peut affecter la pression de sortie d'une pompe. Sur une hauteur verticale identique, un liquide plus lourd que l'eau exige une plus grande force pour véhiculer le fluide [13].

Chapitre 1. Généralités sur les pompes

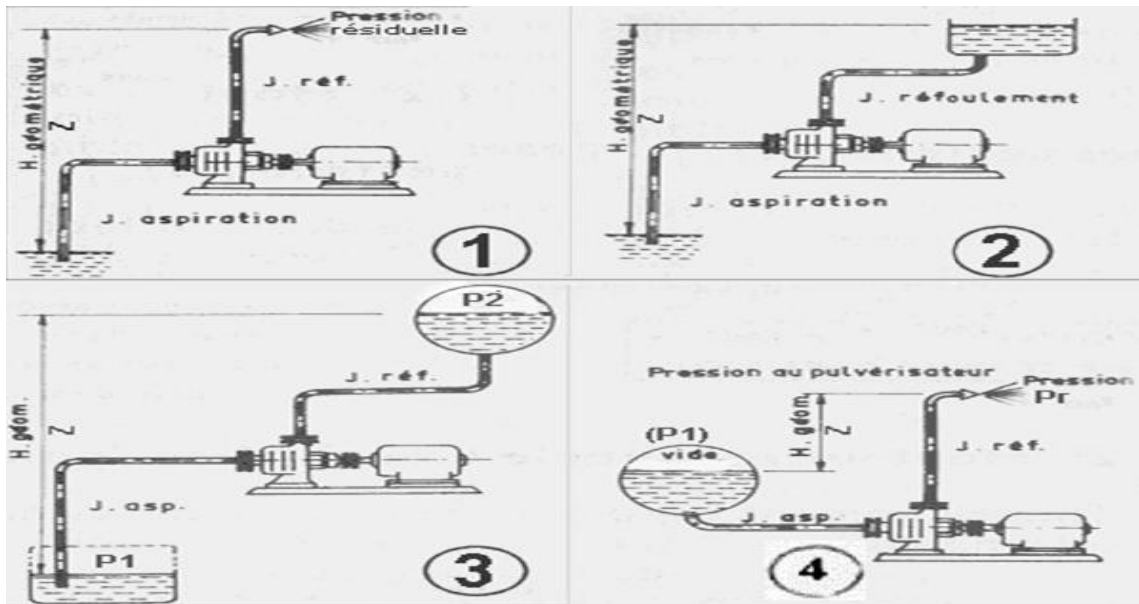


Fig. 1.17. Différents branchements possibles d'une pompe [10]

1.8.2. Courbes caractéristiques

Les courbes principales qui caractérisent une pompe sont au nombre de trois [13],

- La courbe hauteur-débit
- La courbe de puissance absorbée-débit
- La courbe de rendement-débit

Le point de fonctionnement (M) se situe à l'intersection de la caractéristique de la pompe et de celle du réseau (Fig. 1.18) [14] :

$$H_{\text{pompe}} = \Delta H_{\text{réseau}}(Q)$$

Chapitre 1. Généralités sur les pompes

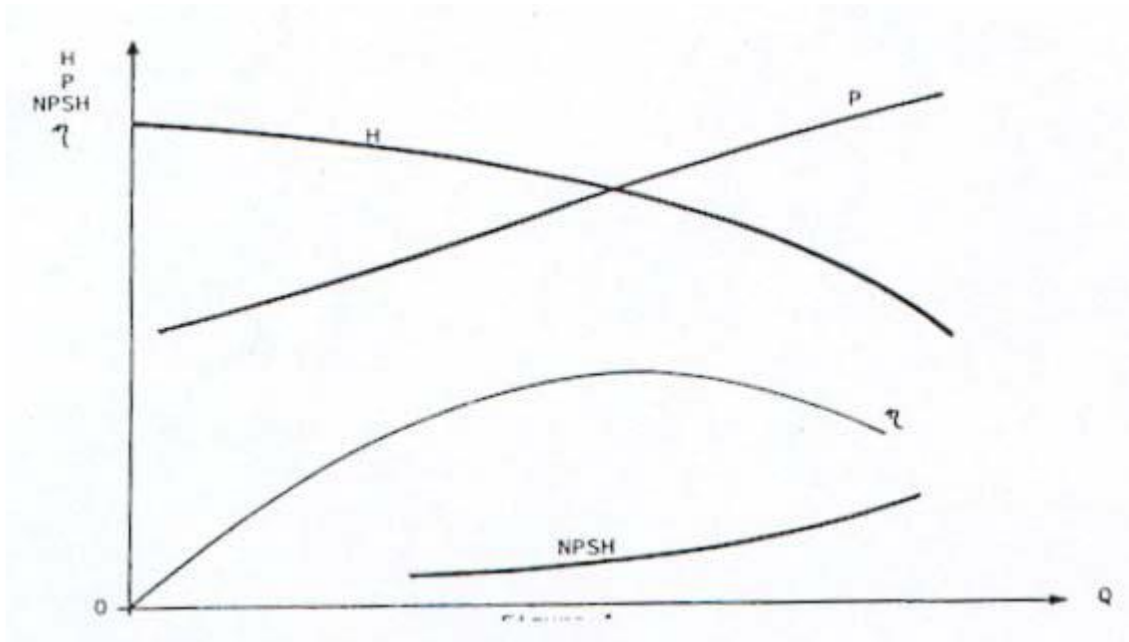


Fig. 1.18. Caractéristiques d'une pompe [14]

Idéalement, la caractéristique du circuit coupe la courbe de la pompe pour un débit qui correspond à son rendement maximal. Une dispersion de 25% autour de ce point est cependant acceptable [1].

Les pertes de charge représentent les pertes de pression dues aux différents obstacles s'opposant au déplacement du fluide pompé. On distingue les pertes de charge linéaires produites par le frottement du fluide sur les parois des conduites et les pertes de charge singulières produites par tout phénomène local tel que le changement de section ou de direction dans la conduite, vanne, etc. [10]

Les pertes de charge linéaires sont données par la formule de Darcy-Weisbach:

$$\Delta H = \lambda \frac{L V^2}{D 2g} \quad (1.7)$$

- λ - coefficient de perte de charge de Darcy
- L - longueur de la conduite [m]
- ρ - masse volumique du fluide [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]
- D - diamètre [m]
- V - vitesse moyenne [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

Chapitre 1. Généralités sur les pompes

Les pertes de charge singulières sont ramenées à une longueur de tuyauterie ayant une perte de charge équivalente. Ces pertes de charges étant de la forme :

$$\Delta H = \frac{KV^2}{2g} \quad (1.8)$$

K :coefficient de perte de charge singulière fonction des caractéristiques géométriques des obstacles (sans unité)

Donc, la caractéristique du réseau est une parabole (Figure. 1.18). [12]

La courbe caractéristique de réseau est la représentation graphique de la hauteur manométrique totale de l'installation, nécessaire à l'installation en fonction du débit.

Elle compose d'une composante statique et d'une composante dynamique.

La composante statique est : H_{geo} (hauteur géométrique)

La composante dynamique est composée de la perte de charge qui augmente de manière proportionnelle avec le débit (αQ_v^2)

$$H_{réseau} = H_{géo} + \alpha Q^2 \quad (1.9)$$

1.9. Installation d'une pompe centrifuge sur un réseau hydraulique

Considérons une pompe aspirant dans un réservoir et refoulant dans un autre réservoir, à un niveau plus élevé que le premier, ainsi que cela est représenté sur la Fig.1.19. La hauteur demandée par le circuit comprend deux termes :

- le premier terme correspond à la hauteur d'élévation géométrique du liquide H_g
- le second terme correspond aux pertes de charge dans les tuyauteries.

Chapitre 1. Généralités sur les pompes

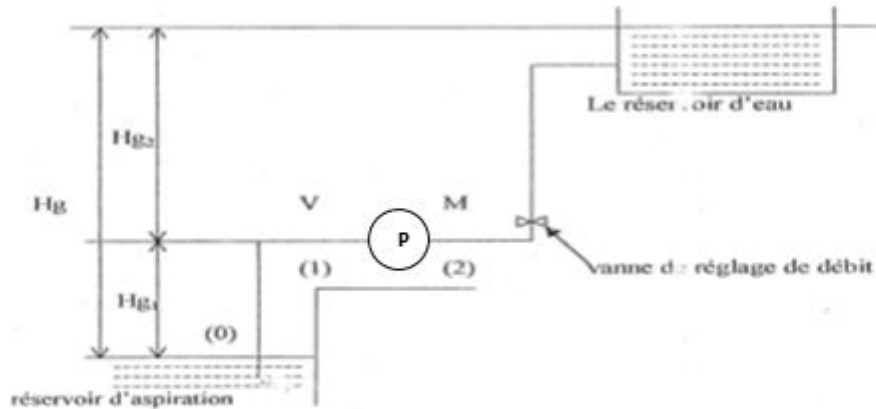


Fig. 1.19. Installation d'une pompe centrifuge sur un réseau hydraulique

H_g : hauteur géométrie d'élévation.

H_{g1} : hauteur géométrie à l'aspiration.

H_{g2} : hauteur géométrie au refoulement.

M : manomètre, sert à mesurer la pression du liquide à la sortie de la pompe.

V : vacuomètre, sert à mesurer la pression du liquide à l'entrée de la pompe.

P : pompe lorsqu'une pompe alimente un réseau hydraulique, le débit qui la traverse est le même que celui qui entre dans le réseau et l'énergie fournie par la pompe (ou hauteur) d'eau est égale à celle consommée par le réseau.

1.9.1. Calcul des paramètres de la pompe

a- débit: d'après les considérations précédentes, nous avons :

$$Q = Q_{\text{cond}} = Q_p \quad (1.10)$$

Q_{cond} ;débit dans les conduites

Q_p :le débit créée par la pompe

b- la hauteur manométrique de la pompe : La hauteur créée par la pompe est obtenue par application de l'équation de Bernoulli entre l'entrée et la sortie, ce qui se traduit par :

$$H_r = \frac{P_m - P_v}{\rho g} \quad (1.11)$$

$$H_r = H_{MT}$$

avec :

P_M : Pression à la sortie donnée par le manomètre

P_v : pression d'aspiration à l'entrée de la pompe mesurée par le vacuomètre.

Chapitre 1. Généralités sur les pompes

1.9.2. Calcul des paramètres de la conduite d'aspiration

L'équation de Bernoulli entre la surface libre du réservoir d'aspiration et l'entrée de la pompe donne :

$$H_1 = \frac{P_v}{\rho \cdot g} = H_{g1} + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} + \sum h'_1 \quad (1.11)$$

Avec

H_{g1} : hauteur géométrie à l'aspiration.

H_1 : hauteur de charge de la conduite d'aspiration

P_v : pression d'aspiration à l'entrée de la pompe mesurée par le vacuomètre ;

V_1 : vitesse d'écoulement à l'entrée de la pompe ;

$\sum h'_1$: Somme des pertes de charge à l'aspiration.

Cette équation permet la détermination des paramètres de la conduite d'aspiration qui sont la hauteur géométrique et la vitesse d'écoulement (H_{g1} et V_1).

1.9.3. Calcul des paramètres de la conduite de refoulement

L'équation de Bernoulli appliquée à la sortie de la pompe et la surface libre du réservoir de refoulement aboutit à :

$$H_2 = \frac{P_M}{\rho \cdot g} = H_{g2} + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + \sum h'_2 \quad (1.13)$$

Avec :

H_{g2} : hauteur géométrie au refoulement.

P_M : Pression à la sortie donnée par le manomètre ;

V_2 : la vitesse d'écoulement à la sortie de la pompe ;

$\sum h'_2$: Somme des pertes de charge au refoulement.

En combinant les expressions précédentes, On obtient :

$$H_P = H_g + \sum h' \quad (1.14)$$

Avec :

H_g : hauteur géométrique totale ;

$\sum h'$: Les pertes de charge totale ;

H_P : la hauteur de charge créée par la pompe.

Chapitre 1. Généralités sur les pompes

$\sum h'$ Sont en fonctions de la vitesse dans la conduite ou du débit

Avec

$$\sum h' = \left(\sum_{i=1}^n \xi_i + \lambda \cdot \frac{l}{D} \right) \frac{V^2}{2 \cdot g} = KQ^2 \quad (1.15)$$

$\sum \xi_i$: Somme des coefficients des pertes de charge singulières de différentes singularités ;

l : longueur de la conduite ;

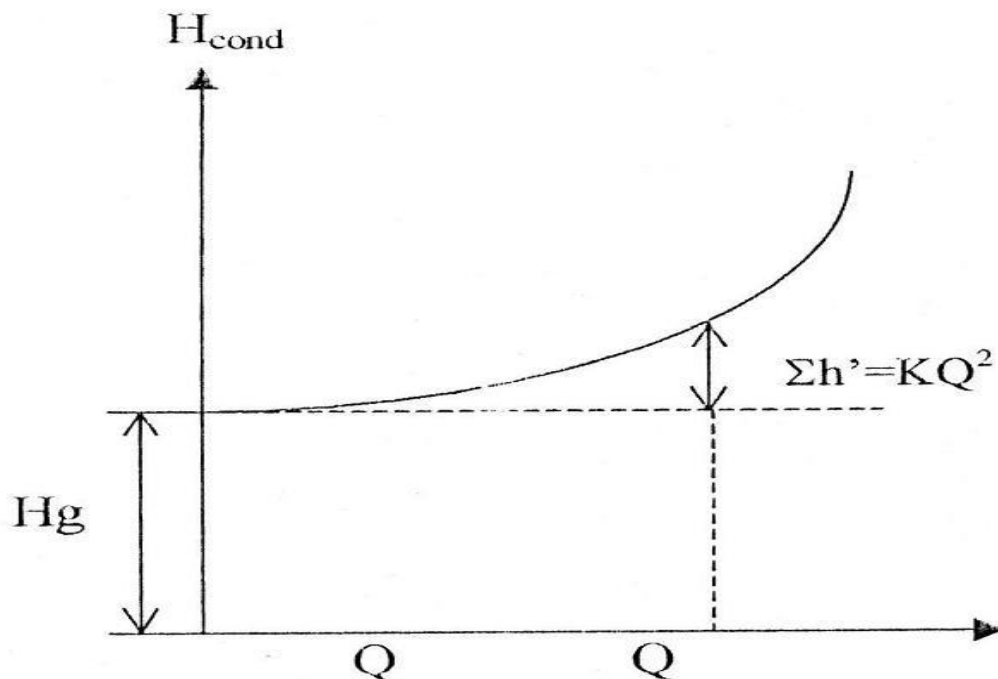
λ : Coefficient des pertes de charge linéaires dans les conduites.

Dans le cas le plus habituel où l'écoulement dans les conduites est turbulent, la caractéristique résistante du circuit est représentée par : [15]

$$H_{cond} = Hg + KQ^2 \quad (1.16)$$

K : coefficient de la parabole caractéristique du circuit. En réalité, il n'est pas constant car en régime laminaire la perte de charge traduite en hauteur est linéaire en fonction de Q .

En régime turbulent, il faudra estimer la rugosité des tubes du circuit et le nombre de Reynolds correspondant [4] (Fig. 1.20).



Chapitre 1. Généralités sur les pompes

Figure 1.20 : Courbe caractéristique de la conduite [4]

1.8.4. Point de fonctionnement

Le point de fonctionnement de l'ensemble circuit-pompe se trouve à l'intersection de la caractéristique de la pompe $H_p = f(Q)$ et de la caractéristique du circuit $H_c = f(Q)$. C'est à dire au point M de la figure. 1.21) [15] :

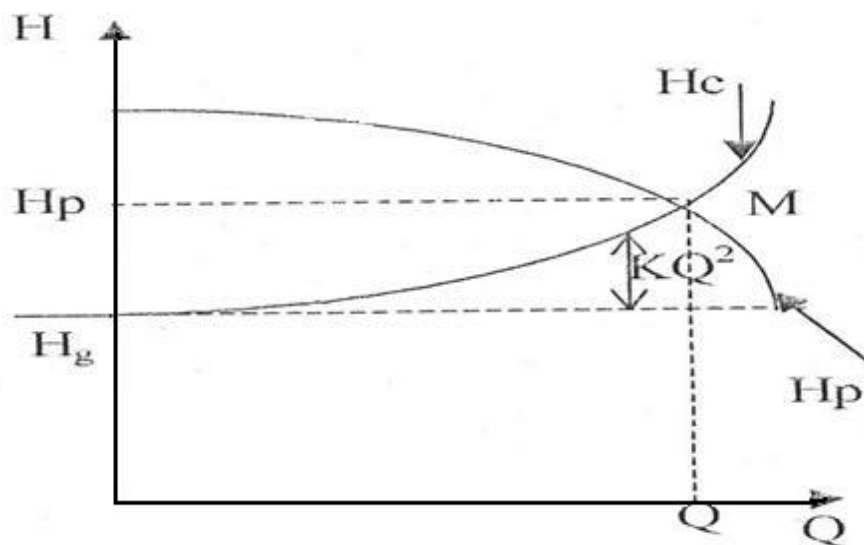


Figure. 1.21. Point de fonctionnement ensemble circuit-pompe [15]

Lorsque la caractéristique de la pompe est toujours descendante, il n'y a qu'un seul point de fonctionnement possible. Ce point d'intersection détermine le point de régime de fonctionnement de la pompe sur la conduite [15].

Pour changer le point de fonctionnement du réseau (pompe-conduite), il faut changer la caractéristique de la conduite en fermant la vanne de refoulement ou de réglage.



Chapitre 02. Rognage et cavitation dans les pompes centrifuges

Chapitre 2. Rognage et cavitation dans les pompes centrifuges

2.1. Rognage des pompes centrifuges

Il peut arriver qu'une pompe centrifuge dont on dispose des caractéristiques un peu supérieures à celles qui sont nécessaires. Si l'on désire réduire ces caractéristiques (hauteur, débit), ne serait-ce que pour diminuer la puissance du moteur d'entraînement, il est possible de rogner la roue de la pompe, c'est à dire de réduire son diamètre.

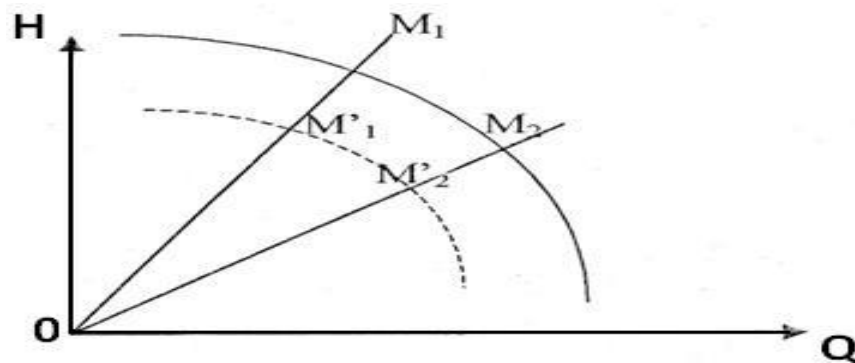


Fig. 2.1. Rognage d'une pompe centrifuge [16]

Cette opération, facile à réaliser en atelier, est couramment effectuée par les constructeurs pour ajuster la pompe au voisinage des valeurs demandées par leurs clients. Il peut donc être bon, à l'opposé, de savoir si une pompe dont on dispose est munie d'une roue rognée, ce que permettrait d'augmenter ses caractéristiques en changeant seulement la roue [16].

Considérons une roue dont la largeur de sortie est constante dans l'intervalle de coupure et dont l'angle de sortie ne change pas ou change peu avec la coupure [15]. Lorsqu'on coupe une roue, on obtient un triangle des vitesses semblables à celui d'origine (fig. 2.1).

$$\alpha_2 = \alpha'_2 \quad \beta_2 = \beta'_2 \quad b_2 = b'_2 \quad (2.1)$$

Chapitre 2. Rognage et cavitation dans les pompes centrifuges

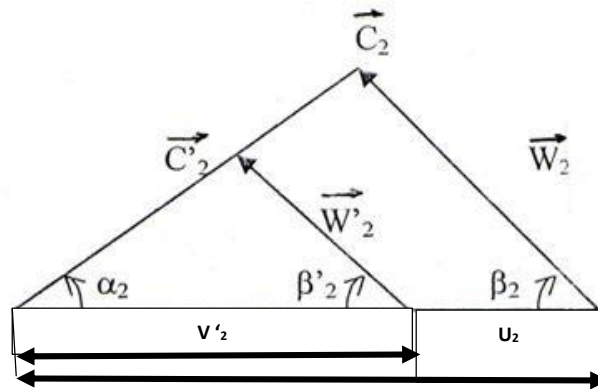


Fig. 2.2. Coupure d'une roue : transformation d'un triangle des vitesses [15]

D'après la condition de rognage précédente, les triangles des vitesses de la roue (fig.2.2) au diamètre D_2 et D'_2 sont semblables. Donc, on peut appliquer les lois de similitude sur les hauteurs et les débits avant et après rognage. Il en résulte :

a- Pour le rapport des hauteurs

$$\frac{H'}{H} = \frac{U'_2 \cdot C'_{U2}}{U_2 \cdot C_{U2}} \quad (2.2)$$

$$\frac{H'}{H} = \left(\frac{n \cdot D'_2}{n \cdot D_2} \right)^2 = \left(\frac{D'_2}{D_2} \right)^2 \quad (2.3)$$

La hauteur varie proportionnellement au carré du rapport des diamètres des roues.

b- Pour le rapport des débits

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{\pi \cdot D'_2 \cdot b'_2 \cdot C'_{r2}}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot C_{r2}} \quad (2.4)$$

$$\frac{C'_{r2}}{C_{r2}} = \frac{n \cdot D'_2}{n \cdot D_2} = \frac{D'_2}{D_2} \quad (2.5)$$

b_2 étant la largeur de la roue à la sortie (comptée parallèlement à l'arbre) ; elle est pratiquement constante pour des rognages de 10 à 12 %.

Chapitre 2. Rognage et cavitation dans les pompes centrifuges

Donc $b'_2/b_2=1$

Par conséquent

$$\frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^2 \quad (2.6)$$

Le débit varie également proportionnellement au carré de ce rapport.

Le diamètre D_2 désigne les conditions d'origine et le diamètre D'_2 , celles après rognage.

En combinant les relations précédentes, nous obtenons :

$$\frac{H'}{H} = \frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^2 \quad (2.7)$$

$$H' = A.H, \quad Q' = A.Q$$

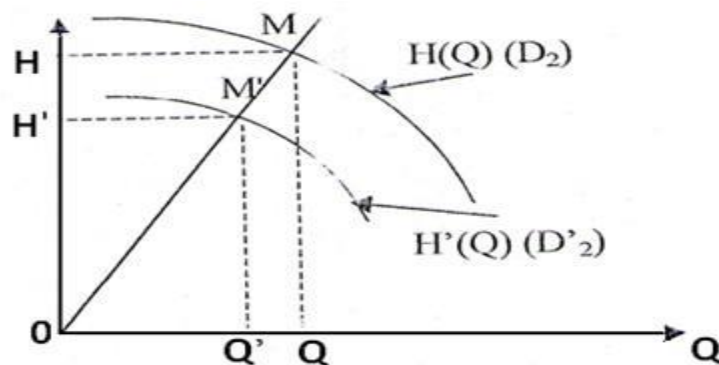


Fig. 2.3. Déplacement d'un point de la courbe caractéristique d'une pompe centrifuge par rognage de la roue [15]

Pour réduire la courbe caractéristique après rognage d'une courbe de référence (fig. 2.3), on procède en multipliant H et Q à chaque point par $(D'_2/D_2)^2$ [15].

Le point d'origine (M) et le point transposé (M') se trouvent sur une même droite passant par l'origine [15].

Chapitre 2. Rognage et cavitation dans les pompes centrifuges

c- Pour le rapport des puissances

En ce qui concerne la caractéristique de la puissance, on peut écrire au voisinage du rendement maximal, c'est-à-dire le fonctionnement de la pompe est considéré bon (rendement pratiquement constant) [15].

$$\frac{P'}{P} = \frac{H'.Q'}{H.Q} = \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^4 \quad (2.8)$$

$$\frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^2 \quad (2.9)$$

Et donc

$$\frac{P'}{P} = \left(\frac{Q'}{Q}\right)^2 \quad (2.10)$$

Ou

$$\frac{P}{Q^2} = \frac{P'}{Q'^2} = a \Rightarrow P = a.Q^2 \text{ et } P' = a.Q'^2$$

La puissance varie suivant la quatrième puissance du rapport des diamètres des roues. Au point M1 de la caractéristique puissance P(Q) de la roue de diamètre D₂ correspond le point M'1 de la caractéristique P'(Q) de la roue de diamètre D'₂, les Points M1 et M'1 étant situés sur la parabole P = a.Q₂ passant par M1 ; l'abscisse Q' du point M'1 est telle que Q'/Q = D'₂₂/D₂₂. De même pour les autres points Mo, M1...de la caractéristique P(Q) (Fig. 2.4) [17].

Chapitre 2. Rognage et cavitation dans les pompes centrifuges

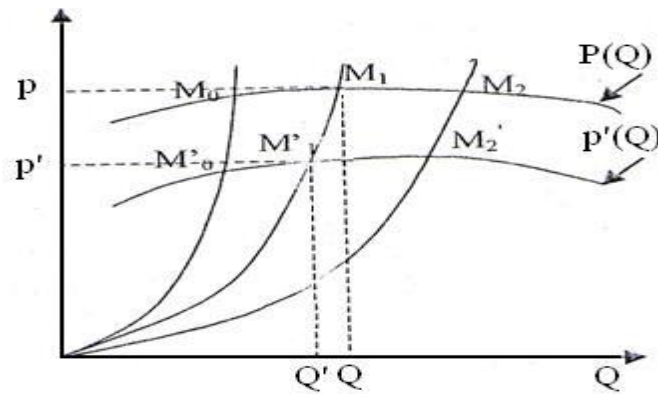


Fig. 2.4. Influence du rognage de la roue sur la caractéristique de la puissance absorbée par la pompe [17].

Par conséquent les points homologues de la courbe caractéristique de la puissance se trouvent sur des paraboles ($P = a \cdot Q^2$) qui passent par l'origine. Ces paraboles sont les courbes des équivalences des divers rognages des roues.

Remarque : En toute rigueur, il conviendrait de tenir compte de la chute de rendement dans la prévision de hauteur d'une roue rognée. Si l'on veut, limiter de rendement à 2% on devra limiter le niveau de coupure à 10 %.

2.3. La cavitation dans les pompes

La cavitation reste, aujourd'hui encore, un sujet de préoccupation majeure pour qui s'intéresse aux pompes roto dynamiques, qu'il soit utilisateur, installateur ou bien entendu constructeur. L'évolution rapide de l'industrie des pompes, les récents progrès réalisés dans l'étude et la compréhension de nombreux mécanismes qui régissent le phénomène de cavitation, rendent nécessaire la mise à jour des connaissances sur le sujet [15].

2.3.1. Description du phénomène

La cavitation est la vaporisation d'un fluide soumis à une pression inférieure à sa pression de vapeur. Ce phénomène se manifeste par la formation, au sein de l'écoulement, de bulles et cavités remplies de vapeur d'eau. Dans les pompes, les structures de vapeur apparaissent dans les zones de faible pression à l'entrée des aubes de roues et sont transportées dans les zones à plus haute pression où se produit leur recondensation [15].

Chapitre 2. Rognage et cavitation dans les pompes centrifuges

Des implosions se produisent alors à des fréquences élevées et créent des surpressions locales très élevées (jusqu'à des centaines de bars).

Le phénomène de cavitation se produit préférentiellement à l'aspiration des pompes. La baisse de pression qui le produit peut être due [16]

- A l'augmentation de la hauteur géométrique d'aspiration de la pompe ;
- Aux pertes de charge dans la tuyauterie d'aspiration ;
- A l'énergie cinétique de l'eau mise en mouvement, particulièrement importante dans la roue de la pompe ;
- A l'augmentation de la température du liquide pompé [16].

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 générés par la pompe;
- chute des performances des pompes avec diminution importante de la hauteur manométrique totale, du débit et du rendement.

2.3.2. Importance du rôle de la cavitation dans l'utilisation des pompes

Le choix du développement de la cavitation acceptable dans les pompes, pour leur assurer une marche fiable sans les inconvénients mentionnés ci-dessus, réside dans l'économie d'un projet d'installation de pompe. Les données de départ à considérer sont :

- La définition des conditions d'exploitation et la plage hauteur / débit dans laquelle la pompe doit fonctionner.
- Les conditions du fluide à véhiculer : température, masse volumique, viscosité, tension de vapeur.

2.3.3. N. P.S.H

Les essais de cavitation effectués par les constructeurs se traduisent par une pression ou charge nette absolue à l'aspiration qu'il faut assurer à l'entrée de la pompe pour éviter la cavitation ; cette quantité varie avec le débit pompé ; elle peut figurer sur la caractéristique débit hauteur de la pompe (Fig. 2.5) [16].

Elle est souvent désignée par l'abréviation anglo-saxonne N.P.S.H. (Net positive section head), c'est à dire la charge totale nette à l'aspiration au-dessus de la tension de

Chapitre 2. Rognage et cavitation dans les pompes centrifuges

vapeur et a les dimensions d'une hauteur. L'abréviation N.P.S.H. étant pratiquement la seule utilisée, nous garderons également cette dénomination universelle.

Par définition, le N.P.S.H. est donc égal à la pression totale régnant à la bride d'aspiration, diminuée de la tension de vapeur dans les conditions correspondantes :

$$N.P.S.H. = \frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} - \frac{P_{vap}}{\rho g} \quad (2.11)$$

$$\frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} : \text{pression totale à l'aspeation}$$

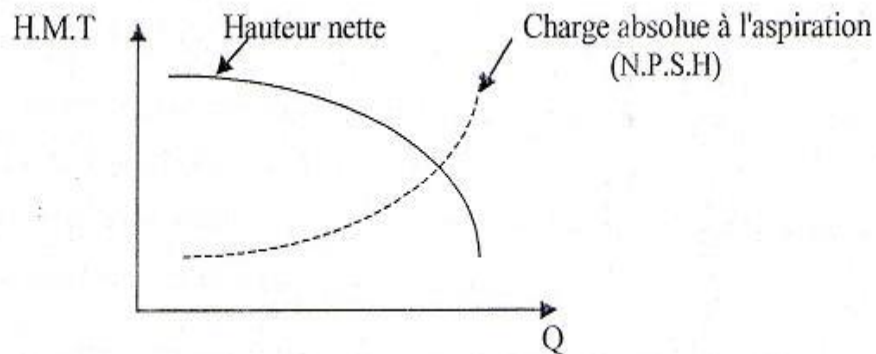


Fig. 2.5. Caractéristique de cavitation d'une pompe [16]

On mettra en évidence deux façons d'exprimer le N.P.S.H : le N.P.S.H disponible et le N.P.S.H.requis [5].

a) N.P.S.H. disponible

Si nous écrivons la relation de Bernoulli entre la surface libre du liquide (M) et l'orifice d'aspiration (A) et en prenant l'origine pour les hauteurs, la surface libre de la nappe liquide et en désignant par h'_{MA} les pertes de charge dans la canalisation d'aspiration, nous avons :

$$\frac{P_M}{\rho g} + \frac{V_M^2}{2g} + h_M = \frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + h_A + h'_{MA} \quad (2.12)$$

Or $V_M = 0$, donc

$$\frac{P_A}{\rho g} = \frac{P_M}{\rho g} - \frac{V_A^2}{2g} + h_M - h_A - h'_{MA} \quad (2.13)$$

Chapitre 2. Rognage et cavitation dans les pompes centrifuges

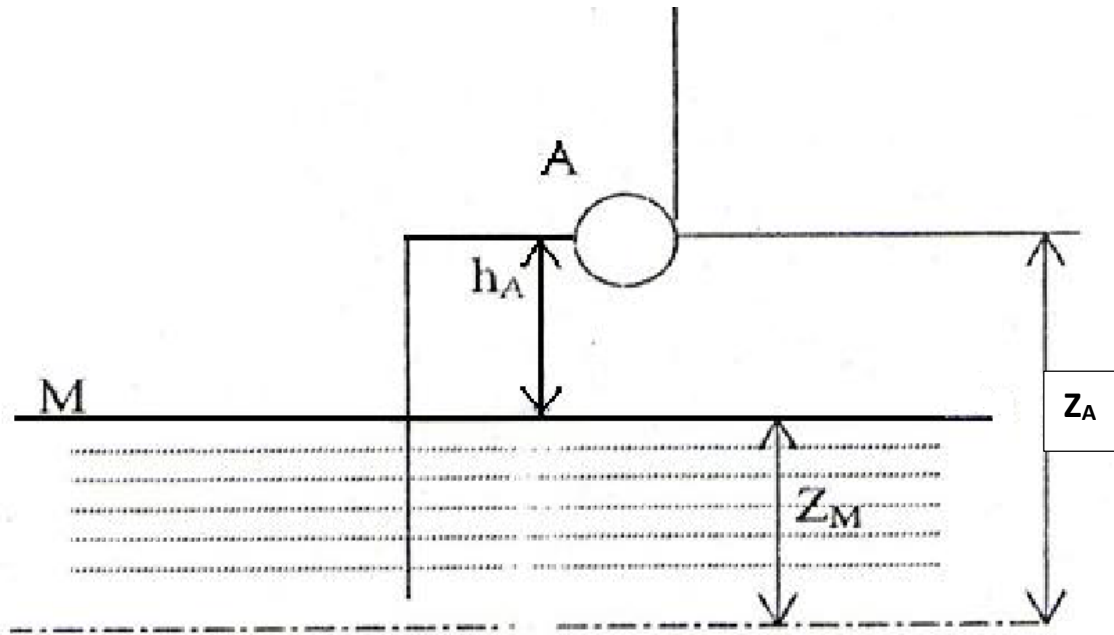


Fig. 2.6. Schémas d'installation d'une pompe centrifuge [16]

Et en considérant que :

$$\text{N. P. S. H.} = \frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} - \frac{P_{vap}}{\rho g} \quad (2.14)$$

P_A : pression absolue à l'entrée de la roue au point A ;

V_A : la vitesse en ce point ;

h'_{MA} : perte de charge entre les points M et A ;

P_M : pression atmosphérique ou pression dans la bache d'aspiration [17] ;

On remplace la valeur de $P_A/\rho g$ dans l'expression précédente, on obtient [14]

$$\text{N. P. S. H.} = \frac{P_M}{\rho g} - h_A - h'_{MA} - \frac{P_{vap}}{\rho g} \quad (2.15)$$

Le N.P.S.H. ainsi défini apparaît donc comme ne dépendant que des conditions géométriques d'installation et du débit. Exprimé sous cette forme, on le désignera sous le nom de N.P.S.H. disponible (sous-entendu sur l'installation).

$$(\text{N. P. S. H.})_{disp} = \frac{P_M}{\rho g} - \frac{P_{vap}}{\rho g} - h_A - h'_{MA} \quad (2.16)$$

Chapitre 2. Rognage et cavitation dans les pompes centrifuges

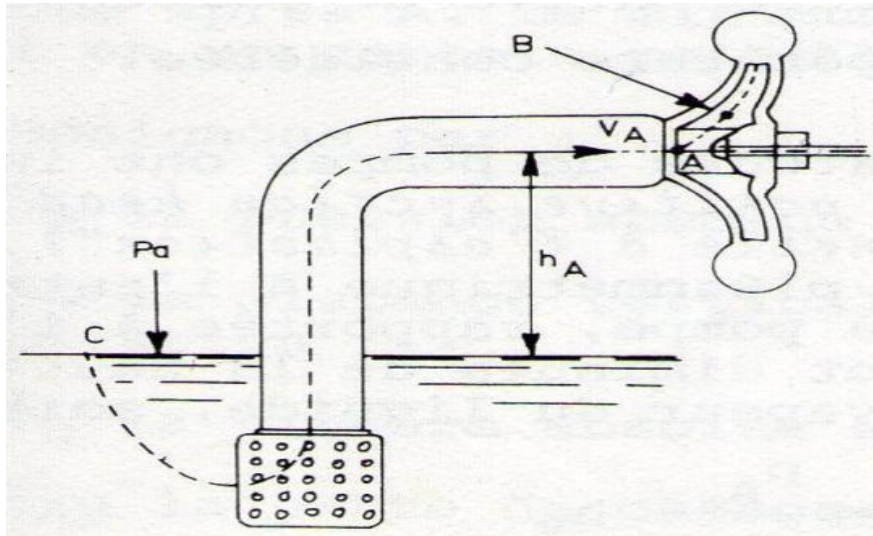


Fig. 2.7. Cavitation d'une pompe centrifuge [17]

b) N.P.S.H. requis

La pression minimale n'est pas atteinte au point A à l'entrée de la pompe mais plus loin à l'intérieur de la pompe, qu'on considère au point B. Equation de Bernoulli entre le point A et B permet d'écrire

$$\frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + Z_A = \frac{P_B}{\rho g} + \frac{V_B^2}{2g} + Z_B + h'_{AB} \quad (2.17)$$

P_B : pression absolue en B.

Z_B : distance verticale de B à la surface libre à l'aspiration ;

V_B : vitesse absolue en B (on a évidemment $V_B > V_A$) ;

H'_{AB} : perte de charge de A en B ;

Faisons l'approximation $Z_A \approx Z_B$ et supposons que la pression en B atteigne la pression de vapeur, c'est à dire $P_v/\rho g$ avec $h_v = P_{vap}/\rho g$ la hauteur représentative de la tension de vapeur du liquide pompé à la température considérée.

La pression en A prend alors la valeur particulière P'_A et l'équation de Bernoulli s'écrit

$$\frac{P'_A}{\rho g} = h_v + \frac{V_B^2 - V_A^2}{2g} + h'_{AB} \quad (2.18)$$

On peut poser :

$$\frac{V_A^2}{2\rho} = A_1 Q^2; \frac{V_B^2}{\rho g} = A_2 Q^2; h'_{AB} = A_3 Q^2 \quad (2.19)$$

Chapitre 2. Rognage et cavitation dans les pompes centrifuges

Donc

$$\frac{P'_A}{\rho g} = h_V + (A_2 - A_1 + A_3)Q^2 \quad (2.20)$$

Le N.P.S.H. requis est indépendant de l'installation de la pompe (hauteur d'aspiration) mais il dépend uniquement de ce qui se passe entre A et B c'est à dire de la pompe elle-même ; c'est donc une donnée fournie par le constructeur de la pompe.

2.3.5. Condition de non cavitation

En définitive, pour éviter le phénomène de cavitation, il faut que le NPSH disponible soit toujours supérieur au NPSH requis [17].

$$(N.P.S.H)_{disp} > (N.P.S.H)_r$$



Chapitre 03. Généralité sur les turbines

3.1. Introduction

Une turbine est un dispositif rotatif destiné à utiliser l'énergie cinétique d'un fluide liquide comme l'eau ou gazeux (vapeur, air, gaz de combustion), pour faire tourner un arbre supportant les aubes de la turbine. L'énergie du fluide, caractérisée par sa vitesse et son enthalpie, est partiellement convertie en énergie mécanique pour entraîner un alternateur, un compresseur, une pompe ou tout autre récepteur mécanique rotatif. L'ensemble est alors respectivement appelé turboalternateur, turbocompresseur, turbopompe, etc.

Le rendement des turbines se situe généralement entre 60 et 80% ; il croît avec la taille des roues.

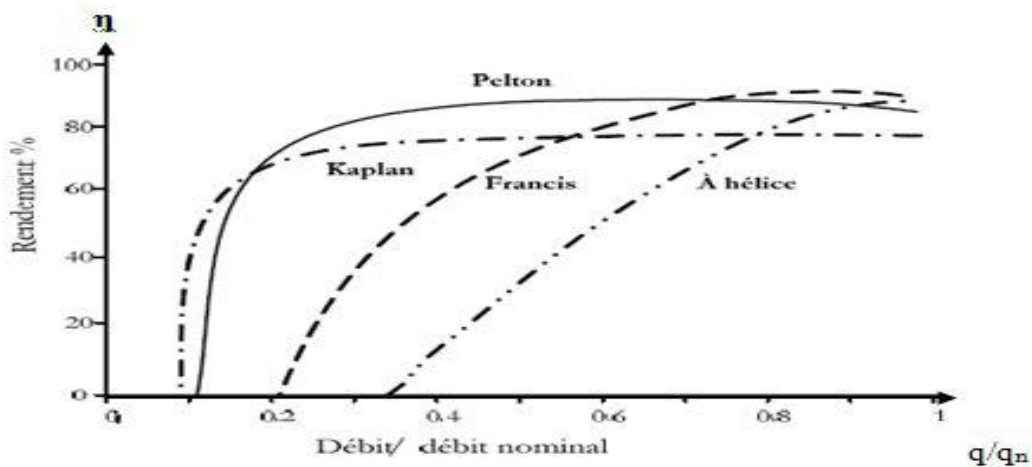


Fig. 3.1. Rendements relatifs des turbines hydrauliques pour débits variables [18]

Dans le cas d'une **turbine à réaction**, $r \neq 0$, l'énergie hydraulique transmise se présente sous forme d'énergie cinétique et d'énergie de pression. Le transfert d'énergie de pression nécessite une grande surface de contact entre le fluide et la roue. C'est pourquoi le rotor et les aubes sont noyés dans le fluide.

En général, on classe les turbines en deux catégories :

La turbine à action ou la diminution de la charge est due exclusivement à la perte d'énergie cinétique :

$$\Delta H = \Delta \left(\frac{v^2}{2g} \right), \text{ or } H \approx \frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} \Rightarrow \Delta p = 0 \quad (3.1)$$

On définit alors le degré de réaction par :

$$r = \frac{P_2 - P_1}{\rho g H} \text{ OU } \frac{P_2 - P_1}{\rho N^2 D^2} \quad (3.2)$$

Chapitre 3. Généralité sur les turbines

Et ici $r = 0$. Toute l'énergie cinétique du fluide est disponible dans un ou plusieurs jets et le passage est tangentiel.

3.2. Classification des turbines

3.2.1. Principe de fonctionnement de Turbines à action

Un jet libre agit sur des augets ou des aubes profilées placées sur la périphérie d'une roue (action). Ce jet exerce une force sur l'auget en mouvement de rotation, qui est transformée en couple et puissance mécanique sur l'arbre de la turbine.

La turbine à action est caractérisée par le fait que l'énergie à disposition de l'auget est entièrement sous forme d'énergie cinétique. L'échange d'énergie entre l'eau et l'auget a lieu à pression constante, généralement la pression atmosphérique. La roue de la turbine est dénoyée et tourne dans l'air. La figure 3.2. présente schématiquement une turbine à action et ses paramètres de fonctionnement.

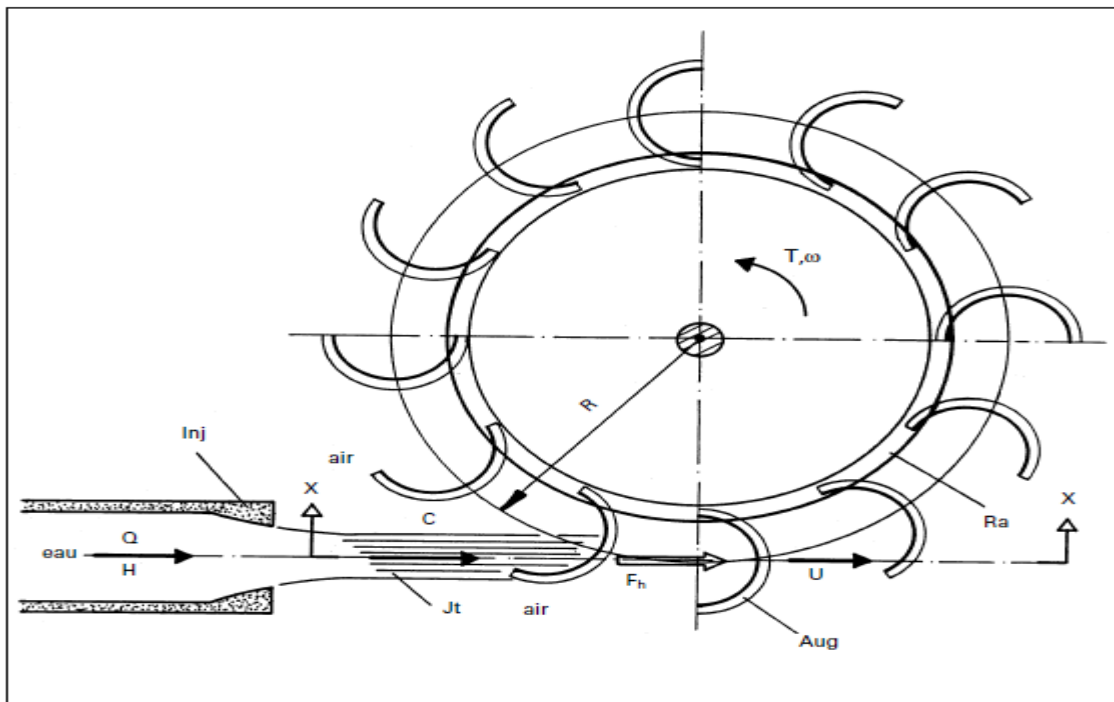


Fig. 3.2. Schéma d'une turbine à action avec ses paramètres de fonctionnement

Composants: Inj: injecteur, Jt : jet d'eau, Ra: roue de la turbine, Aug: auget ou aube profilée
Paramètres : Q: débit (m^3 / s), H: chute nette (m), $E = gH$: énergie massique nette (J / kg), $C \cong (2gH)^{1/2}$
vitesse de l'eau du jet (m / s), R: rayon de la roue tangent au jet (m), $U = \omega R$: vitesse périphérique de la roue à l'auget (m / s), F_h : force hydrodynamique du jet sur l'auget (N)
 $T = R \cdot F_h$ = couple sur l'arbre (Nm), ω : vitesse de rotation (rad / s).

Chapitre 3. Généralité sur les turbines

La figure 3.3. présente les trois cas de fonctionnement principaux de ce type de turbine, soit :

1. **roue bloquée**, couple environ le double du couple nominal ;
2. **roue en régime de fonctionnement normal**, vitesse périphérique de la roue selon la théorie 50 % de la vitesse du jet, en pratique 45 à 48% ;
3. **roue à l'emballlement**, vitesse de rotation selon la théorie 2 fois la vitesse nominale; en pratique 1.8 fois.

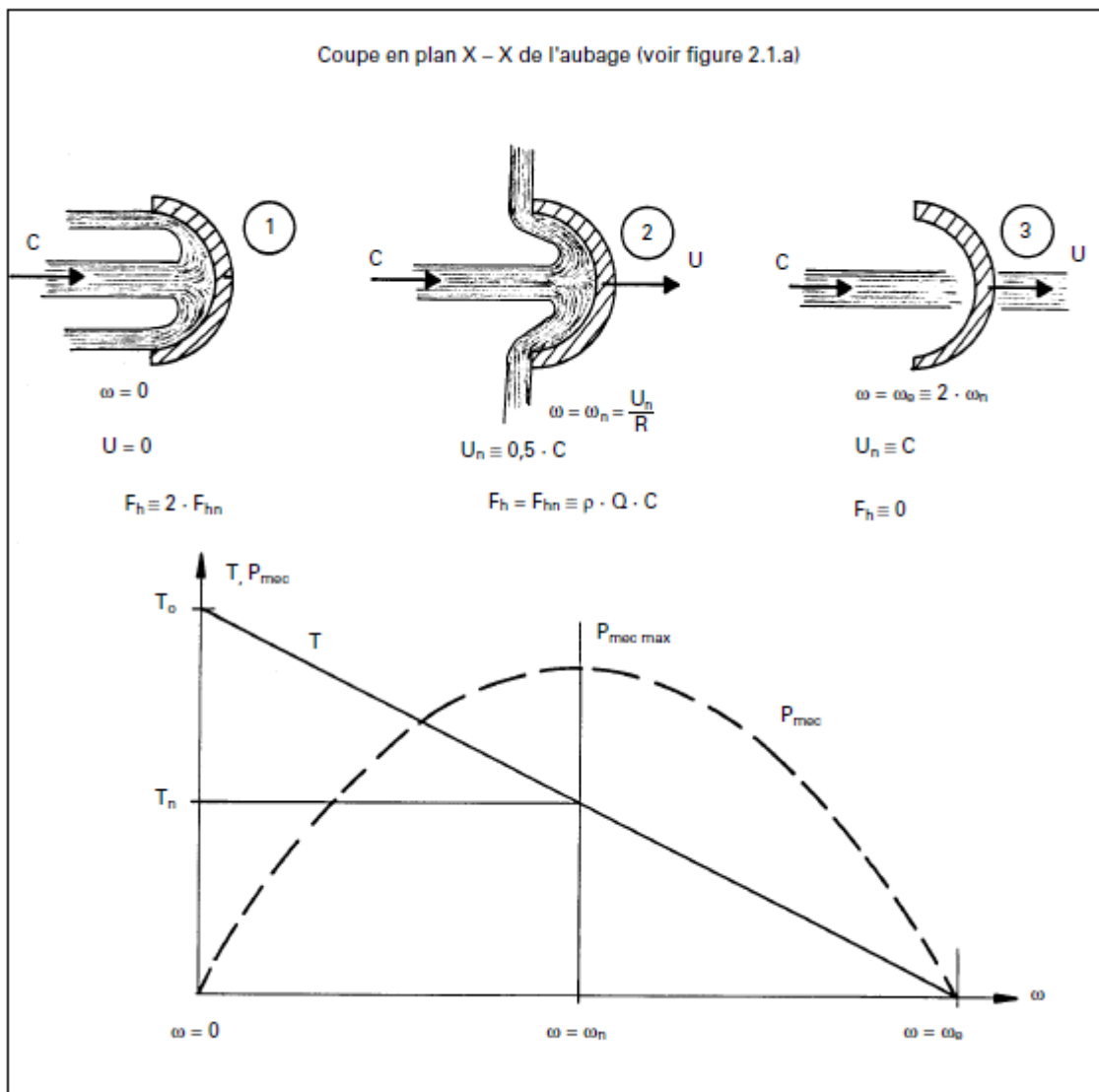


Fig. 3.3. Cas de fonctionnement d'une turbine à action

1 :Roue bloquée, 2 :Roue en fonctionnement nominal, 3 :Roue à l'emballlement

L'écoulement de liquide est uniquement dévié dans le rotor. Il y'a notamment les turbines Pelton adaptées pour les hauteurs de chute de 2 à plus de 400 m et Cross-flow de 2 à 200 m.

Chapitre 3. Généralité sur les turbines

Dans cette catégorie, on trouve la turbine Pelton, la turbine Crossow (Banki-Mitchell), la roulette de dentiste (dental drill), etc ... La plus efficace et la plus utilisée est la turbine (Pelton).

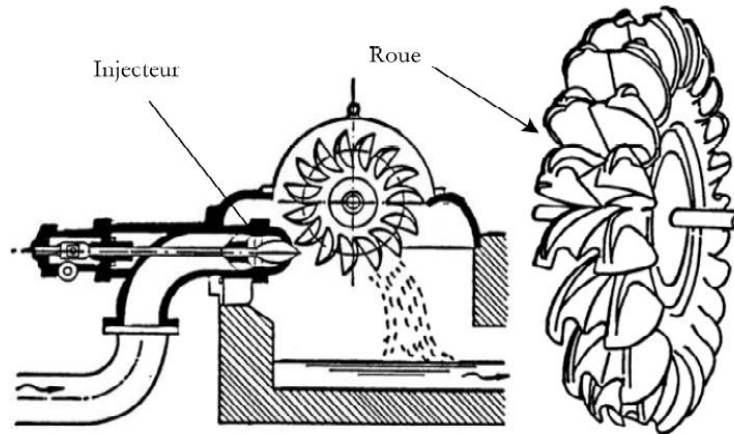


Fig. 3.4. Schéma représentatif de la turbine Pelton [19]

3.2.2. Principe de fonctionnement des turbines à réaction

L'eau sous pression induit une force sur la face des aubes de la roue. Au fur et à mesure que l'eau traverse la turbine, la pression diminue, transformée en énergie mécanique de rotation et transmise au générateur par l'arbre de transmission. La roue de la turbine est complètement immergée et son bâti doit être capable de supporter la pression de service. Une turbine à réaction utilise à la fois la vitesse de l'eau (énergie cinétique) et une différence de pression (énergie de pression).

Deux principes sont à la base de fonctionnement d'une turbine à réaction :

- la création d'un tourbillon au moyen d'une bêche spirale, d'aubages du distributeur ou les deux à la fois (fig. 3.5).
- la récupération du mouvement circulaire du tourbillon par les pales d'une roue en rotation qui devient les filets d'eau pour leur donner une direction parallèle à l'axe de rotation.

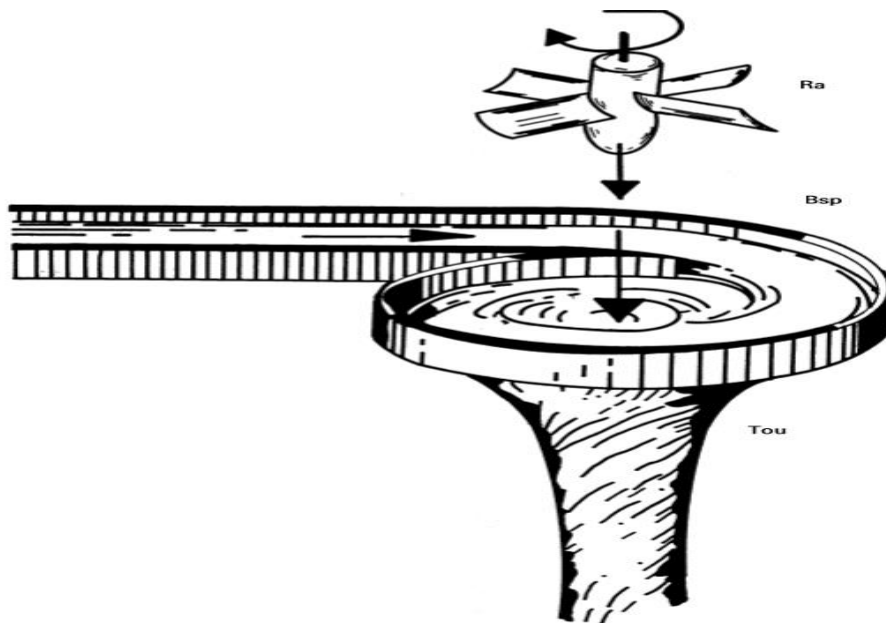


Fig. 3.5. Image schématique d'une turbine à réaction

Bsp: canal à tourbillon figurant la bêche spirale ; Ra: roue à palettes figurant la roue à aubes de la turbine, placée dans le tourbillon d'eau Tou.

Dans cette catégorie de turbines, on distingue :

- * La turbine Francis
- * La turbine Hélice.
- * La turbine Kaplan (hélice a pales orientables même pendant le fonctionnement).

Le système d'alimentation est presque le même pour les trois types de turbines. Il est constitué d'une bêche spirale et d'un distributeur actionné par un cercle de vannage. La bêche spirale est raccordée à la conduite amont et elle est en général sous la forme de colimaçon.

Chapitre 3. Généralité sur les turbines

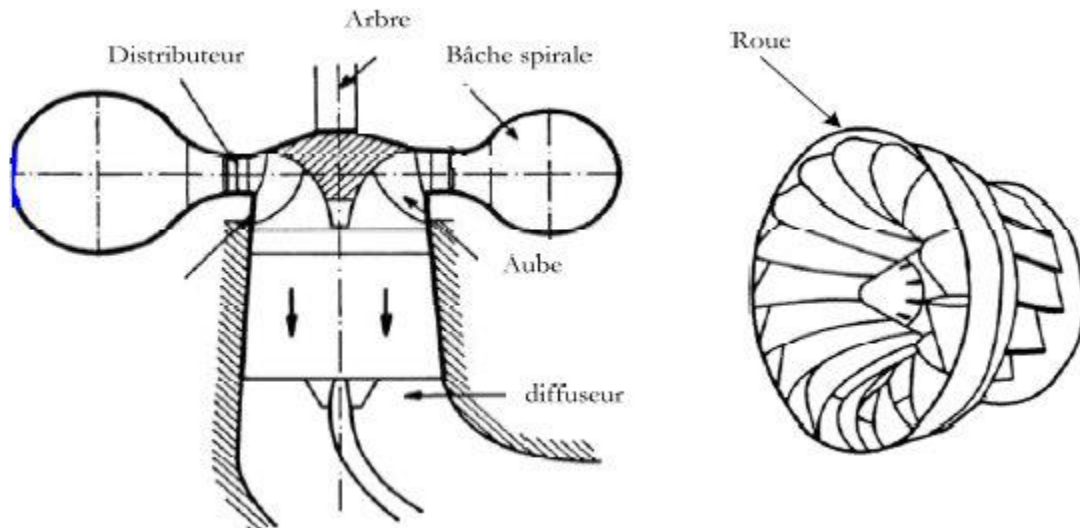


Fig. 3.6. Schéma représentatif de la turbine Francis [19]

3.3. Les Principaux types de turbines

Il existe plusieurs types de turbines dont le choix est de la hauteur de chute et du débit de site sélectionné pour l'installation d'une centrale.

3.3.1 La turbine Pelton

La turbine Pelton est constituée par une roue à augets qui est mise en mouvement par un jet d'eau provenant d'un injecteur. Les augets sont profilés pour obtenir un rendement maximum tout en permettant à l'eau de s'échapper sur les côtés de la roue. Ils comportent une échancrure qui assure une pénétration progressive optimale du jet dans l'auget.

L'injecteur est conçu pour produire un jet cylindrique aussi homogène que possible avec un minimum de dispersion. Une turbine Pelton peut être équipée de plusieurs injecteurs, jusqu'à 6. Le débit est réglable à l'aide d'un pointeau mobile à l'intérieur de l'injecteur, qui est déplacé par un servomoteur hydraulique ou électrique. Ce pointeau est asservi à la régulation de la turbine.

La turbine Pelton comporte aussi dans la majorité des cas un déflecteur qui se place rapidement entre l'injecteur et la roue pour dévier le jet, ceci pour éviter l'emballement de la turbine en cas de déclenchement brusque de la génératrice.

Ce déflecteur est souvent manœuvré par un ressort ou un contrepoids qui permet sa mise en action sans nécessiter de source d'énergie extérieure. Ces différents organes sont placés dans un bâti, ou bêche posée sur le canal de fuite de la turbine.

Chapitre 3. Généralité sur les turbines

Etant donné que la roue de la turbine tourne dans l'air, les joints d'arbre n'ont pas à être étanches à la pression, mais doivent simplement éviter que l'eau ne sorte de la bêche. Ils sont constitués par des disques qui centrifugent les gouttelettes d'eau infiltrées dans un boîtier relié à la sortie de la turbine.

La figure 3.7 donne une vue schématique d'une roue Pelton avec deux injecteurs. Les paramètres principaux, permettant de déterminer le diamètre de la roue et le nombre de jets, y sont indiqués.

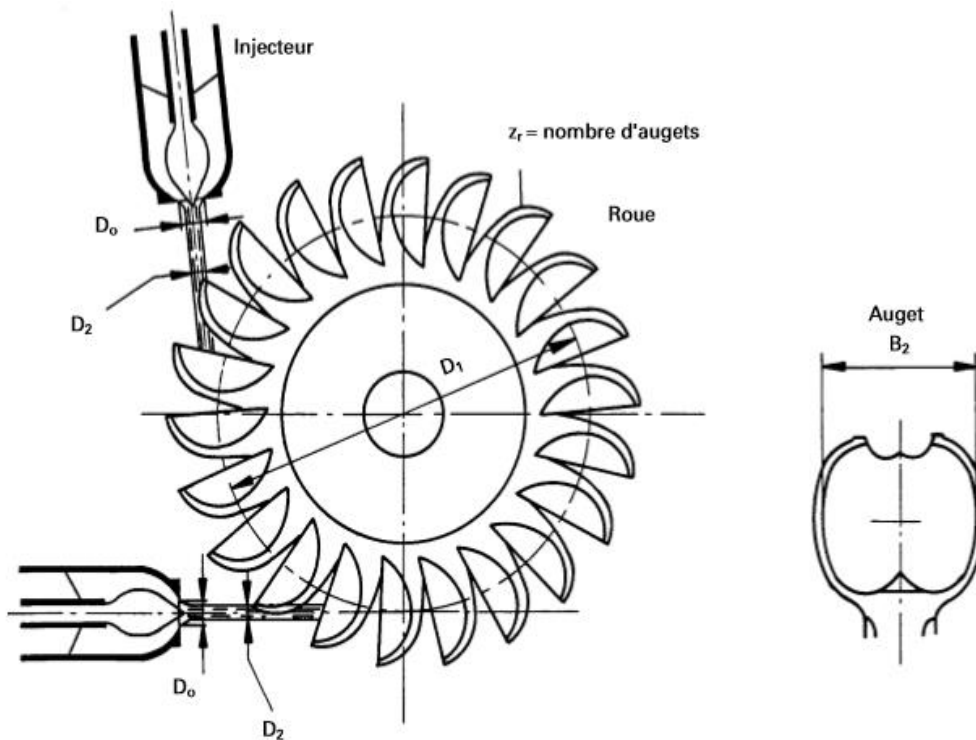


Fig. 3.7. Vue schématique d'une roue Pelton à deux jets et paramètres principaux [20]

La figure 3.7. présente les composants principaux d'une turbine Pelton horizontale à un jet. En vue de diminuer le nombre de pièces mécaniques, la roue Pelton peut être fixée directement en bout d'arbre de la génératrice (turbine monobloc).

Chapitre 3. Généralité sur les turbines

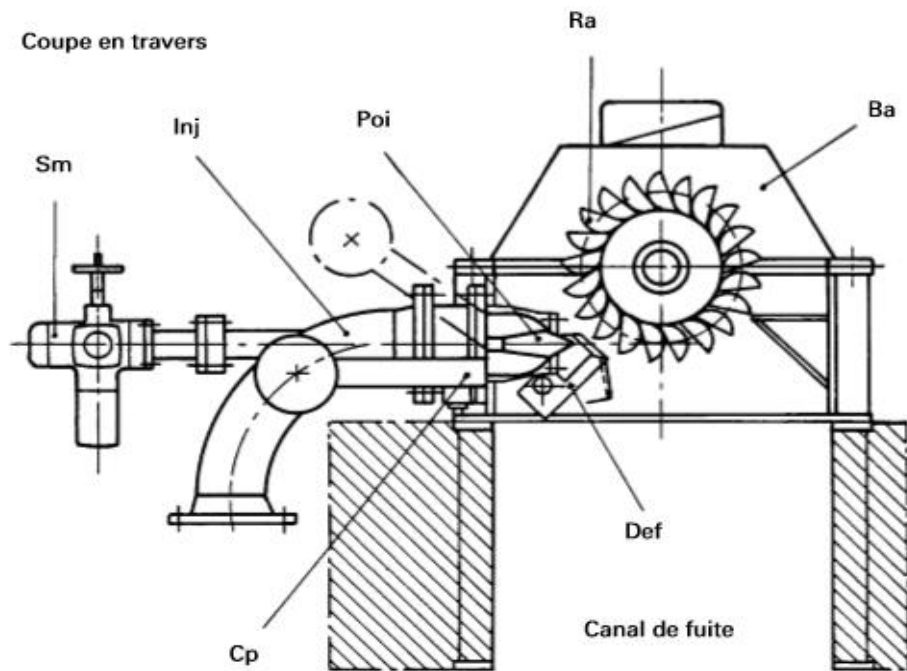


Fig. 3.8. Turbine Pelton à axe horizontal à un jet coupe en travers [20]

Ra: roue à augets, Sm: servomoteur du pointeau, Ba: bête/bâti, Inj: injecteur, Poi: pointeau mobile, Def: déflecteur, Gen: générateur, Cp: contrepoids du déflecteur.

La figure 3.8. montre une turbine de ce type à axe horizontal et dotée d'un jets vue en travers. La turbine Pelton a pour avantages un très bon rendement sur toute la plage des débits, ainsi que sa simplicité mécanique.

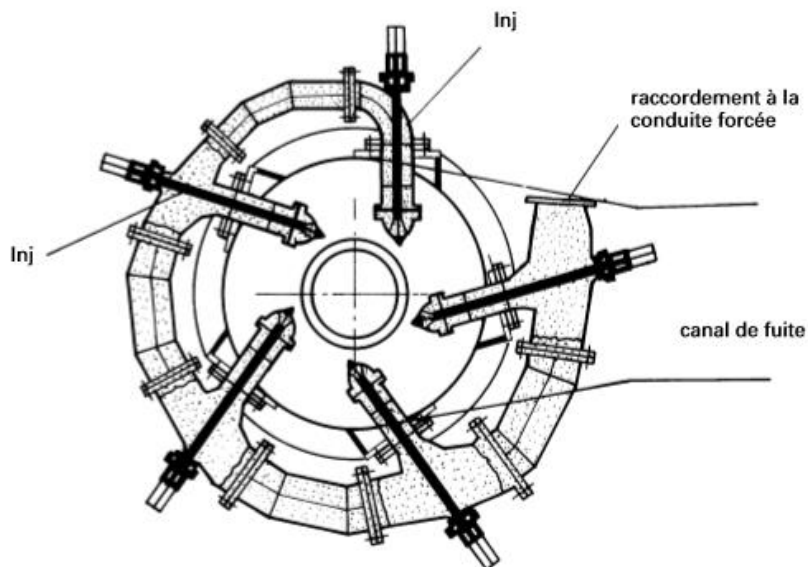


Fig. 3.9. Turbine Pelton monobloc à axe vertical à 5 jets. (Inj: injecteur)

3.3.2. Turbine Francis

La turbine Francis est utilisée pour des faibles variations de débit (débits moyens entre 100 l/s et 6000 l/s). Elle s'adapte bien aux chutes moyennes de 10m à 100m. Elle a un bon rendement et une vitesse de rotation élevée (1000 tr/min).

La turbine Francis est une turbine à réaction de type radial à axe vertical. et est adaptée pour des hauteurs et débits moyens. Son distributeur est enroulé autour de la turbine, l'entrée de l'eau se fait par toute sa périphérie. La sortie de l'eau se fait de manière axiale dans le diffuseur (qui fait office d'aspirateur). La figure 3.10 représente la turbine Francis.

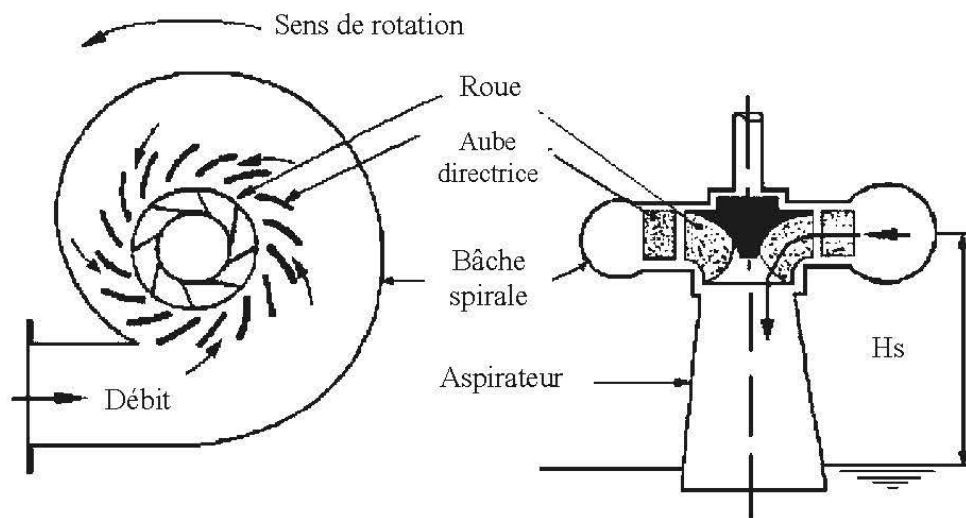


Fig. 3.10. Composants d'une turbine Francis [21]

3.3.3. Les turbines Kaplan

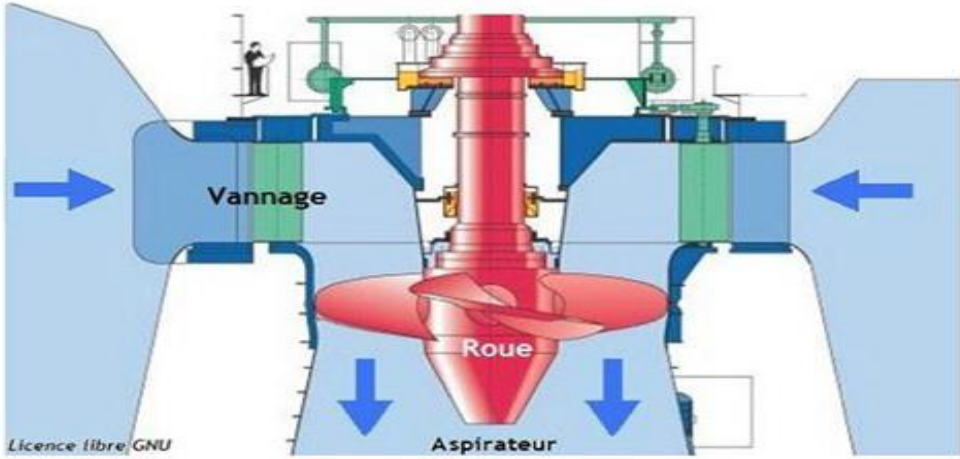
Les turbines Kaplan (ou turbines hélice) sont les turbines les mieux adaptées pour les faibles chutes (environ 2m) et des débits importants. Elles conviennent bien pour des débits variables et leur rendement est bon (84-90% maximum) en dépit d'une vitesse de rotation faible.

La roue de la turbine Kaplan est semblable à une hélice de bateau et les pâles sont orientables pour optimiser le coefficient de rendement h_t de la turbine.

La turbine Kaplan offre une analogie intéressante avec les turbines éoliennes sur l'aspect du réglage de l'orientation des pâles.

La figure 3.11. représente la turbine Kaplan

Chapitre 3. Généralité sur les turbines



/////

Fig. 3.11. Turbine Kaplan [22]



Chapitre 04. Etude expérimentale

Chapitre 4. Etude expérimentale

4. Introduction

Le travail expérimental a été réalisé sur un banc d'essai d'une pompe centrifuge disponible au niveau du laboratoire des pompes et stations de pompage, faculté de technologie de l'université de Tlemcen.

4.1. Description du banc d'essai en montage. Pompe à vide

L'ensemble du banc est monté sur un châssis, support à roulettes permettant de le déplacer facilement (Fig. 4.1). Il comprend deux réservoirs surmontés de telles façons que l'un jet dans l'autre à travers un déversoir triangulaire à mince paroi d'angle d'ouverture $\theta=90^\circ$ (Fig. 4.2). Ce dernier est relié par un siphon alimentant la pompe avec de l'eau (Fig. 4.3). La pompe refoule l'eau au premier réservoir (celui du haut) à travers un tuyau en PVC sur lequel, est placée une vanne pour contrôler le débit circulant.

L'installation est équipée par trois manomètres à cadran permettant de mesurer la pression en amont, en aval de la pompe et à la sortie de la pompe (à l'entrée des turbines).



Fig. 4.1. Présentation du banc d'essai



Fig. 4.2. Déversoir triangulaire à mince paroi



Fig. 4.3. Pompe d'alimentation

4.1.1. Adaptation des turbines Francis et Pelton sur le banc

Le banc précédent possède la possibilité d'adapter en plus, d'autres turbines, à savoir la turbine Francis (Fig. 4.4) et la turbine Pelton (Fig. 4.5).

Chapitre 4. Etude expérimentale



Fig. 4.4. Turbine Francis



Fig. 4.5. Turbine Pelton

4.2. Méthodes et moyens de mesure sur les bancs d'essai pompe à vide

4.2.1. Grandeurs caractéristiques

Parmi les grandeurs caractéristiques relatives à l'écoulement du liquide dans l'installation de la pompe à vide, nous trouvons :

- La pression d'aspiration en amont $P_{\text{amont}} = P_A$: mesurée avant la vanne en (mce)
- La pression de refoulement en aval $P_{\text{aval}} = P_B$: mesurée après la vanne en (mce)
- La pression à l'entrée des turbines utilisée pour restituer les pertes de charge
- Le débit Q_v en (l/min)
- La vitesse de rotation N variable pour chaque expérience, en (tr/min)
- L'intensité du courant électrique I , en (A)
- La tension (ou la différence de potentiel électrique) U , en (V).

La mesure de ces grandeurs permet de calculer à différentes vitesses de rotation : le débit réel Q , la hauteur manométrique totale (H_{MT}) et le rendement global η_G de la pompe.

4.2.2. Mesure des pressions

La mesure des pressions s'effectue au moyen de manomètres à cadran représentés sur la Fig. 4.6



Fig. 4.6. Manomètres à cadran

Chapitre 4. Etude expérimentale

4.2.3. Mesure du débit

La mesure du débit dépend de la position de la vanne du circuit (ouvert ou fermé). Dans les installations à circuit ouvert, la mesure s'effectue indirectement au moyen des méthodes pondérales, volumétriques ou directement à l'aide de débitmètres ouverts (le plus souvent de déversoirs de mesure). Le banc étudié, dispose d'un déversoir triangulaire à mince paroi avec un angle d'ouverture $\theta=90^\circ$ (Fig. 4.2) et le niveau du liquide est contrôlé par un afficheur sous forme d'une règle graduée coulissante (Fig. 4.7).



Fig. 4.7. Contrôle de niveau

4.2.4. Mesure de la vitesse de rotation

La vitesse de rotation est mesurée en moyen d'un tachymètre stroboscopique à lecture directe. Dans les turbomachines hydrauliques, la hauteur d'élévation varie proportionnellement au carré de la vitesse de rotation, tandis que la puissance varie avec son cube. C'est pourquoi, il est important de maintenir constante la vitesse de rotation de l'arbre durant les mesures et de veiller à leur précision (Tableau. 4.1).

4.2.5. Intensité et tension de courant

L'intensité du courant électrique ainsi que la tension sont prélevées directement par un ampèremètre et un voltmètre placés sur l'appareil (Fig. 4.8).



Fig.4.8. Afficheurs de courant et d'intensité

Chapitre 4. Etude expérimentale

5.3. Mode opératoire. Essai de pompe à vide

les différentes manipulations réalisées sur le banc d'essai est d'observer les variations des paramètres suivants:

- La pression dans la conduite d'aspiration désignée par P_1
- La pression dans la conduite de refoulement désignée par P_2
- La hauteur de lame sur la règle graduée, désignée par h en (m)
- La tension électrique désignée par U .
- L'intensité d'un courant électrique désignée par I .

Ces paramètres sont tous en fonction du débit et de la vitesse de rotation du moteur relié directement à la pompe par un arbre. (voir fig 4.9)

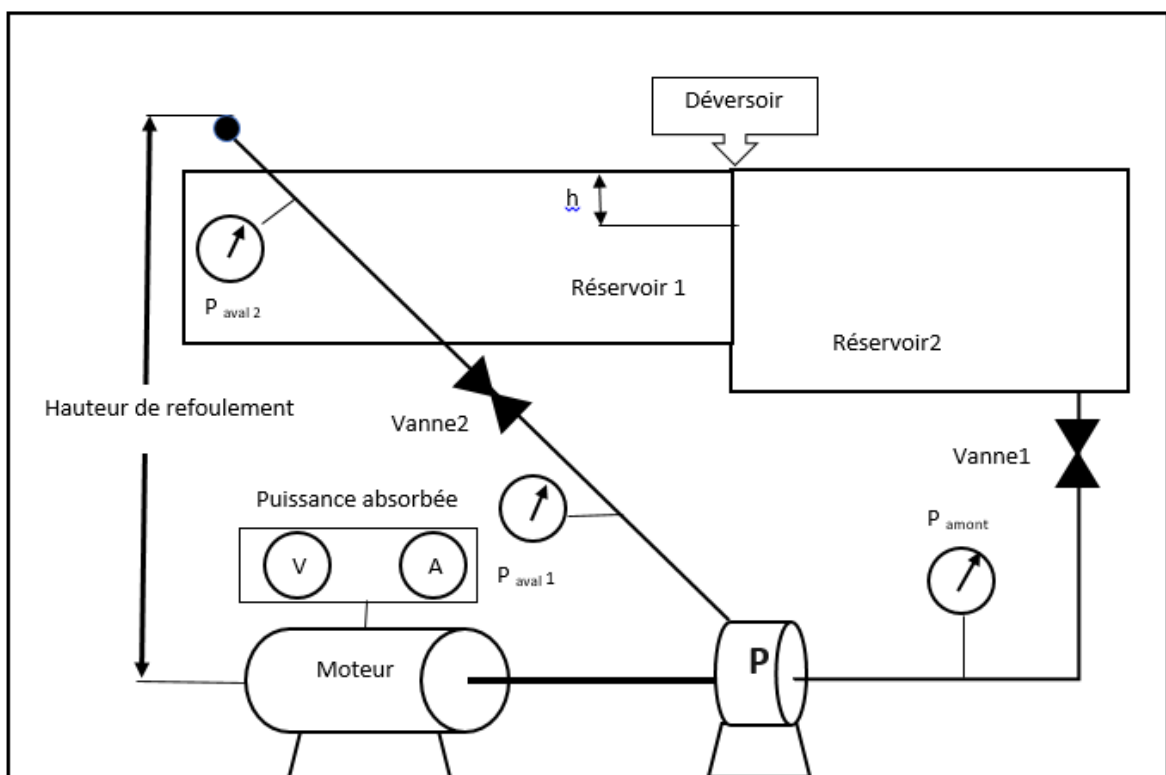


Fig.4.9 . schéma technique du banc d'essai expérimentale

5.3.1. Mise en fonction de l'appareil

Tout d'abord, il faut remplir le bac d'eau. Ensuite, le mettre sous tension par le disjoncteur principal y compris d'autres boutons d'alimentation. La pompe se met en marche grâce au variateur de courant (potentiomètre ϵ) qui commande les vitesses de rotations suivant les différentes positions (Tableau.4.1).



Chapitre 4. Etude expérimentale

Tab.5.1. Choix des vitesses de rotation durant toutes les expériences

ε (position)	30	45	60	75	90
N (tr/min)	1000	1500	2000	2500	3000

5.3.2. Etat des vannes

Avant chaque mise en marche de la pompe, l'état des vannes (ouvert/fermé) doit être obligatoirement vérifié et placé sur la position ouverte.

Type de vanne	Vanne d'aspiration (V1)	Vanne de refoulement (V2)
L'état de vanne		

 : Variable

5.3.3. Résultats des mesures effectuées.

Les différentes mesures effectuées sur le banc d'essai sont résumées dans les tableaux ci-dessous :

Tableau 4.2. Résultats des mesures pour N=1000 tr/min

P_{amont} (mce)	P_{aval} (mce)	h (m)	U (v)	I (A)
-1,1	0	0,06	60	1,8
-0,5	0,8	0,055	60	1,75
-0,3	1,2	0,05	60	1,75
0	2	0,045	60	1,6
0	2,1	0,04	60	1,5
0	2,2	0,035	60	1,5
0,1	2,3	0,03	60	1,5
0,1	2,3	0,025	60	1,4
0,1	2,4	0,02	60	1,4
0,1	2,5	0,015	60	1,25

Chapitre 4. Etude expérimentale

Tableau 4.3. Résultats des mesures pour N=1500 tr/min

P_{amont} (mce)	P_{aval} (mce)	h (m)	U (v)	I (A)
-2,5	0	0,07	90	3
-1,5	3	0,065	90	2,8
-0,9	4	0,06	90	2,6
-0,5	4,2	0,055	90	2,5
-0,3	5	0,05	90	2,4
0	5,8	0,045	90	2,2
0	5,9	0,04	90	2
0	6	0,035	90	2
0	6	0,03	90	2
0,1	6	0,025	90	2

Tableau 4.4. Résultats des mesures pour N=2000 tr/min

P_{amont} (mce)	P_{aval} (mce)	h (m)	U (v)	I (A)
-1,5	0,1	0,075	120	4
-1	7	0,07	120	4
-0,5	8	0,065	120	3,75
-0,4	9	0,06	120	3,5
-0,2	9,5	0,055	120	3,25
0	10	0,05	120	3
0	10,3	0,045	120	2,9
0	10,4	0,04	120	2,75
0,1	10,4	0,035	120	2,6
0,1	10,4	0,03	120	2,5

Chapitre 4. Etude expérimentale

Tableau 4.5. Résultats des mesures pour N=2500 tr/min

P_{amont} (mce)	P_{aval} (mce)	h (m)	U (v)	I (A)
-2,5	1	0,08	145	5,5
-2	7	0,075	145	5,5
-1	12	0,07	145	5
-0,8	13	0,065	145	4,8
-0,5	14	0,06	145	4,5
-0,3	14,8	0,055	145	4,25
-0,1	15	0,05	145	4
0	16	0,045	145	3,8
0	16,5	0,04	145	3,5
0	17	0,035	145	3,4
0	17	0,03	145	3,4

Tableau 4.6. Résultats des mesures pour N=3000 tr/min

P_{amont} (mce)	P_{aval} (mce)	h (m)	U (v)	I (A)
-3,5	2	0,09	170	7,5
-2,5	11	0,085	170	7,5
-2	15	0,08	170	7,25
-1,5	18	0,075	170	7
-1	19	0,07	170	6,5
-0,5	20	0,065	170	6,25
-0,3	20,5	0,06	170	5,75
-0,1	21	0,055	170	5,5
0	23	0,05	170	5
0	24	0,045	170	4,75

Chapitre 4. Etude expérimentale

4.4. Calculs expérimentaux. Essai de pompe à vide

D'après les mesures expérimentales obtenues, nous procédons aux calculs des différents paramètres ci- dessous

4.4.1. Calcul de débit

Le débit d'un déversoir triangulaire en mince paroi peut se déduire par la formule suivante

$$Q_V = \frac{8}{15} \mu \tan \frac{\theta}{2} \sqrt{2g} h^{\frac{5}{2}} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad [23] \quad (4.1)$$

$\mu = 0.61$, désigne le coefficient de débit pour $\theta = 90^\circ$

L'équation (4.1) est la relation de Thomson et le déversoir triangulaire est appelé déversoir de Thomson [23].

4.4.2. Calcul de la hauteur manométrique totale H_{MT}

La hauteur manométrique est obtenue à partir des mesures des pressions amont et aval de la pompe, donnée par la relation suivante :

$$H_{MT} = \frac{(P_{\text{aval}} - P_{\text{amant}}) \cdot 10^4}{\rho \cdot g} \quad (4.2)$$

4.4.3. Calcul de la charge nette à l'aspiration (N.P.S.H)

Le NPSH de la pompe dépend seulement des caractéristiques de la pompe et non de celles de l'installation. Il est variable pour chaque pompe en fonction du débit et de la vitesse de rotation, de plus il est toujours positif. Le NPSH est indépendant de la nature du fluide transféré. Comme il est montré dans la partie théorique, le (N.P.S.H) (en mce) est défini par l'expression suivante :

$$\text{N.P.S.H} = \frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} - \frac{P_V}{\rho g} \quad (4.3)$$

$P_A = P_{\text{amont}}$: pression totale régnant dans la bride d'aspiration.

$P_V = 0,02339 \text{ bar}$ à $T = 25^\circ\text{C}$ (4.4)

Chapitre 4. Etude expérimentale

V_A : la vitesse en ce point.

On met en évidence deux façons d'exprimer le N.P.S.H. disponible et le N.P.S.H.requis.

a- Le (NPSH)_d est donné par la formule

$$(\text{N. P. S. H})_d = \frac{P_A + P_{atm} - P_v}{\rho g} \quad (4.5)$$

b- Le (NPSH)_R est donné par la formule

$$(\text{N. P. S. H})_R = \frac{V_A^2 - V_B^2}{2g} + h'_{AB} \quad (4.6)$$

h'_{AB} : perte de charge de A en B $h'_{AB} \approx 0$

$$(\text{N. P. S. H})_R = \frac{Q_v^2}{2g \cdot \pi^2 \cdot D_B^2 \cdot b_B^2} - \frac{Q_v^2}{2g \cdot \pi^2 \cdot D_A^2 \cdot b_A^2} = 1186690.018Q^2 \quad (4.7)$$

Avec : $D_A=132$ mm $D_B=32$ mm $b_A=b_B=2$ mm

4.4.4. Calcul de la puissance absorbée \mathcal{P}_{ab}

La puissance absorbée sur l'arbre moteur \mathcal{P}_{ab} doit être déduite de la mesure de la vitesse de rotation et du couple $C \cdot \omega$. Elle peut être aussi déterminée directement par la mesure de la puissance électrique du moteur couplé avec la pompe. Dans le cas d'un moteur à courant continu, la puissance est relevée directement du voltmètre et de l'ampèremètre des cadrans de l'appareil [24] et est égale à :

$$\mathcal{P}_{ab} = I \cdot U \quad (4.8)$$

4.4.5. Calcul de la puissance fournie \mathcal{P}_f

La puissance fournie (appelée aussi utile ou hydraulique) par la pompe dépend des caractéristiques de la pompe (H_{MT} , Q) et donnée par :

$$\mathcal{P}_f = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q_v \quad (4.9)$$

H : hauteur manométrique totale notée par H_{MT} en (mce)

Q_v : débit volumique (en L/min dans les calculs qui poursuivent)

4.4.6. Calcul du rendement global η_G

Le rendement global s'exprime par le rapport de la puissance fournie par la pompe et la puissance absorbée, il est donnée par :

Chapitre 4. Etude expérimentale

$$\eta_G = P_f / P_{ab} \quad (4.10)$$

Il s'en suit que la puissance absorbée par la pompe est maximum quand le débit s'approche de la valeur Q_{max} . Elle est minimale quand la vanne de la pompe est fermée ($Q_v = 0$). Ceci s'explique pourquoi il faut démarrer les pompes centrifuges vanne de refoulement fermée.

4.5. Essai turbine Francis et turbine Pelton

4.5.1. Grandeurs caractéristiques

Nous rongeons parmi les grandeurs caractéristiques précédentes (relevées sur la pompe à vide) relatives en plus à l'écoulement d'un liquide dans une turbine, la force du couple $F(N)$. La mesure de ces grandeurs permet de calculer le débit réel Q , la hauteur de chute et le rendement global η_G de la turbine.

4.5.2. Mesure de pression, du débit et de la vitesse de rotation

Les mesures de pression, du débit et de la vitesse de rotation s'effectuent de la même manière que celle dans la partie pompe à vide.

4.5.3. Mesure de la force du couple

La mesure de la force du couple est effectuée par un dynamomètre placé à l'arrière de la turbine (Fig. 4.9). Il est sous forme d'un système de freinage utilisant deux patins qui freinent un disque lié à la turbine par un arbre.

On serre au début les deux patins par une manette jusqu'à ce que le disque freine et la turbine se met en arrêt. On démarre la pompe et une fois l'eau atteint la turbine, on desserre doucement les patins au point où la turbine commence à tourner et au même moment, le disque tire un ressort relié à ces patins qui, à leur tour, tirent le dynamomètre qui nous permet d'afficher la mesure de la force du couple appliqué.

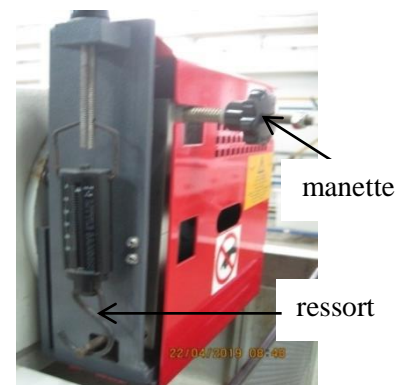


Fig. 4.10. Position du dynamomètre

Chapitre 4. Etude expérimentale

4.5.4. Résultats des mesures effectuées. Essai turbine Pelton

Les différentes mesures effectuées sur le banc d'essai sont résumées dans les tableaux Tableau 4.7 jusqu' au Tableau 4.12 :

Tableau 5.7. Résultats pour N=1500 tr/min

P_{amont} (mce)	h (m)	F (N)	N (tr/min)
5,5	0	2	1026
5	0,042	2	1144
4,9	0,052	2	1131
4,2	0,058	1,5	1107
4	0,062	1,5	1065
3,8	0,064	1,5	1018
3,2	0,065	1	1001
3,1	0,066	1	971
2,9	0,067	1	941
2,8	0,067	1	936

Tableau 4.8. Résultats pour N=2000 tr/min

P_{amont} (mce)	h (m)	F (N)	N (tr/min)
10,1	0	4	1626
9,9	0,048	4	1610
9	0,058	3,5	1601
8	0,065	3,5	1530
7	0,069	3	1406
6	0,071	2,5	1331
6	0,072	2,5	1242
5,8	0,074	2,5	1171
5	0,075	2	1161
4,5	0,075	2	1156

Chapitre 4. Etude expérimentale

Tableau 4.9. Résultats pour N=2500 tr/min

P_{amont} (mce)	h (m)	F (N)	N (tr/min)
16	0	7	2164
15,9	0,052	6,5	2119
14	0,064	6	2054
13	0,072	5,5	1858
11	0,075	4,5	1711
9	0,078	4	1624
8	0,079	3,5	1552
7	0,08	3	1521
7	0,08	3	1500
7	0,081	3	1477

Tableau 4.10. Résultats pour N=3000 tr/min

P_{amont} (mce)	h (m)	F (N)	N (tr/min)
24	0	10	2495
22	0,056	9	2603
20	0,068	8,5	1514
18	0,077	7,5	2258
15	0,08	6	2093
14	0,085	6	1953
13	0,086	5,5	1885
11	0,086	4,5	1836
11	0,087	4,5	1748
11	0,087	4,5	1729

Chapitre 4. Etude expérimentale

4.5.5. Résultats des mesures effectuées. Essai turbine Francis

Tableau 4.11. Résultats pour les aubages ouverts

P_{amont} (mce)	h (m)	F (N)	N (tr/min)
0	0,028	0	350
2	0,033	0,5	1058
4	0,037	1	1592
7	0,04	1.5	2052
10	0,045	2,5	2522
14	0,048	3,5	2976
19	0,053	5	3422
22	0,056	5,5	3706
30	0,061	7,5	4217

Tableau 4.12. Résultats pour les aubages fermés

P_{amont} (mce)	h (m)	F (N)	N (tr/min)
0	0,027	0	673
2	0,049	0,5	1309
4	0,056	1	1830
6	0,061	1,5	2312
9	0,065	2	2861
11	0,068	2,5	3270
15	0,071	4	3761
19	0,075	5	4222
25	0,08	6	4814

Chapitre 4. Etude expérimentale

4.6. Calculs expérimentaux. Essai turbine Pelton

4.6.1. Hauteur de chute H_{ch} (mce)

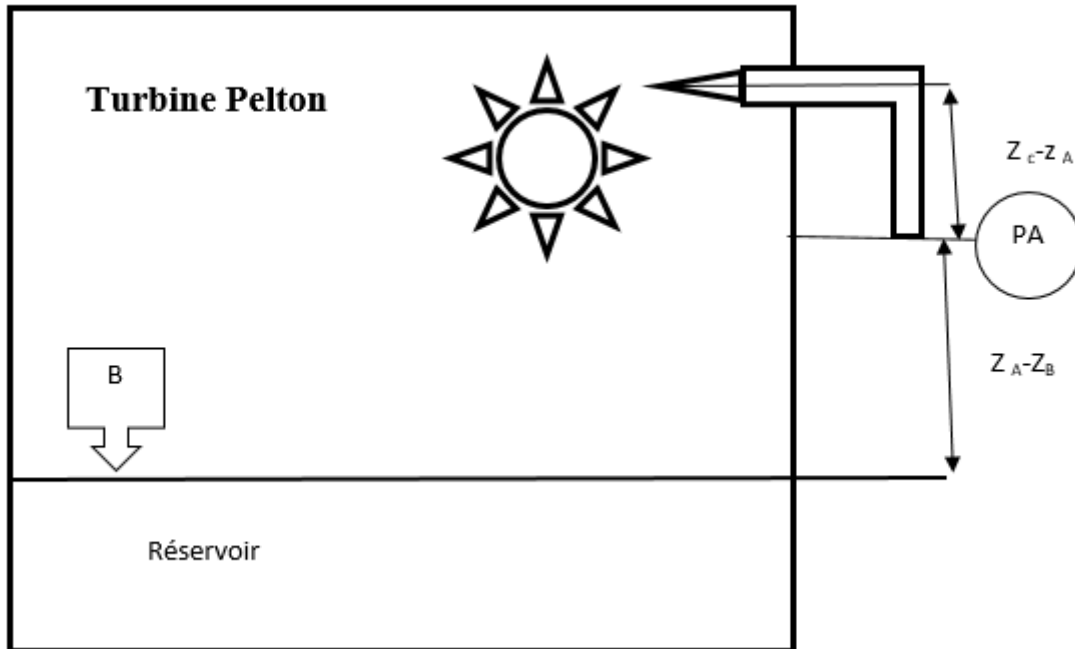


Fig.11. représentation hauteur de chute turbine Pelton

Pour calculer la hauteur de chute, nous appliquons la loi de Bernoulli entre le point A où la pression a été mesurée avant la turbine et le point B de la surface du réservoir.

$$\frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + Z_A = \frac{P_B}{\rho g} + \frac{V_B^2}{2g} + Z_B + H_{CH} \quad (4.11)$$

Donc :

$$H_{ch} = \frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + Z_A \quad (4.12)$$

$$Z_A = 0.083 \text{ m}$$

$$Z_B = 0$$

$$V_A = \frac{Q_V}{S_A} \quad (4.13)$$

$$S_A = \frac{\pi \cdot D_A^2}{4} \quad (4.14)$$

$$D_A = 0.025 \text{ m}$$

Chapitre 4. Etude expérimentale

4.6.2. Puissance mécanique \mathcal{P}_m

$$\mathcal{P}_m = T \cdot \omega \quad (4.15)$$

$$T : \text{couple } T = F \cdot R \text{ (en N.m)} \quad (4.16)$$

F : force de freinage (en N)

R : rayon du disque de freinage. $R = 0.074$ m donné par le constructeur

$$\omega = \frac{\pi \cdot N}{30} : \text{Vitesse de rotation (rad/s) et } N : \text{nombre de tours (t/min)} \quad (4.17)$$

4.6.3. Puissance hydraulique \mathcal{P}_h

La puissance hydraulique de la turbine est donnée par :

$$\mathcal{P}_h = \rho \cdot Q_v \cdot R_\omega (V_{jet} - R_\omega) (1 - \cos \beta_2) \quad (4.18)$$

$$\beta_2 = 30^\circ$$

$$R_\omega = \frac{V_{jet}}{2} \quad (4.19)$$

Calcule V_{jet}

Pour calculer la vitesse à la sortie de jet nous appliquons la loi de Bernoulli entre le point A où la pression a été mesurée avant la turbine et le point C à la sortie de jet d'eau

$$\frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + Z_A = \frac{P_C}{\rho g} + \frac{V_C^2}{2g} + Z_C \quad (4.20)$$

donc :

$$V_{jet} = \sqrt{\left(\frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + Z_A - Z_C\right) \cdot 2g} \quad (4.21)$$

4.6.4. Rendement global η_G

Le rendement global s'exprime par le rapport de la puissance hydraulique et la puissance absorbée. Il est donné par :

$$\eta_G = \mathcal{P}_m / \mathcal{P}_h \quad (4.22)$$

\mathcal{P}_h : La puissance hydraulique

\mathcal{P}_m : Puissance mécanique

Chapitre 4. Etude expérimentale

4.7. Calculs expérimentaux. Essai turbine Francis

4.7.1. Hauteur de chute H_{ch} (mce)

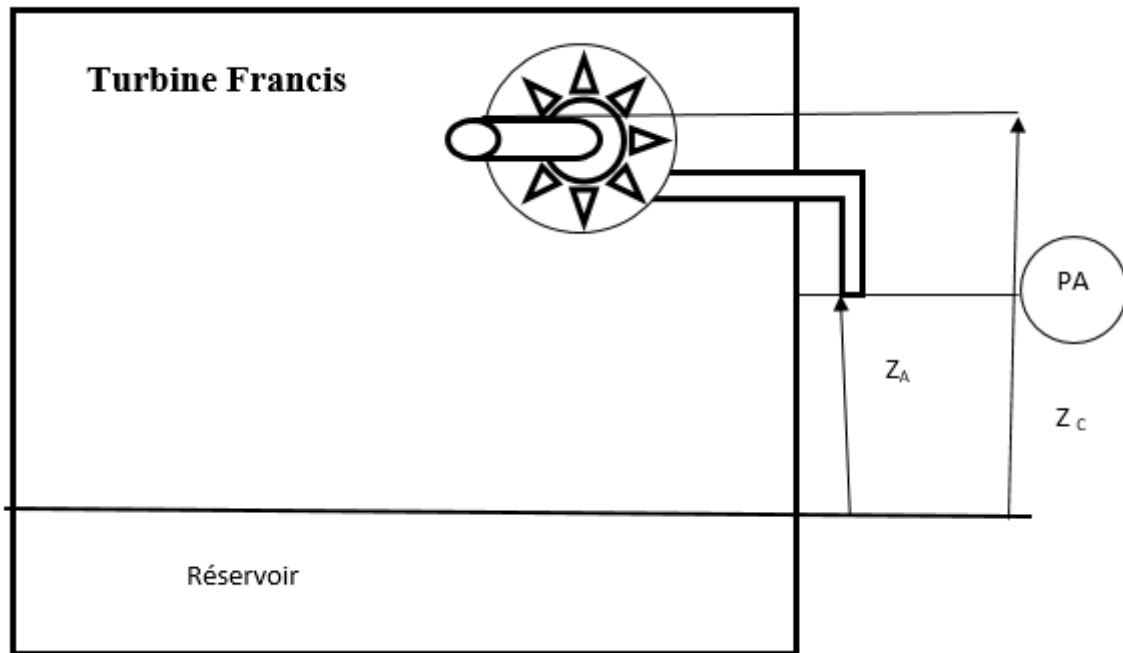


Fig.12. représentation hauteur de chute turbine Francis

Pour calculer la hauteur de chute, nous appliquons la loi de Bernoulli entre le point A où la pression a été mesurée avant la turbine et le point C à la sortie du turbine

$$\frac{P_A}{\rho g} + \frac{v_A^2}{2g} + Z_A = \frac{P_C}{\rho g} + \frac{v_C^2}{2g} + Z_C + H_{ch} \quad (4.23)$$

Donc :

$$H_{ch} = \frac{P_A}{\rho g} - \frac{P_C}{\rho g} + Z_A - Z_C \quad (4.24)$$

P_A : pression amont turbine

$$P_C = P_{atm} = 1.013 \cdot 10^5$$

$$Z_C - Z_A = 0.26 \text{ m}$$

4.7.2. Puissance mécanique \mathcal{P}_m

$$\mathcal{P}_m = T \cdot \omega \quad (4.25)$$

$$T : \text{couple } T = F \cdot R \quad (\text{en N.m}) \quad (4.26)$$

F : force de freinage (en N)

R : rayon du disque de freinage. $R = 0.074 \text{ m}$ donné par le constructeur

Chapitre 4. Etude expérimentale

$$\omega = \frac{\pi.N}{30} : \text{Vitesse de rotation (rad/s) et } N : \text{nombre de tours (t/min)} \quad (4.27)$$

4.7.3. Puissance hydraulique \mathcal{P}_h

La puissance hydraulique de la turbine est donnée par :

$$\mathcal{P}_h = \rho \cdot g \cdot H_{ch} \cdot Q_v \quad (4.28)$$

H_{ch} : hauteur de chute nette (m)

4.7.4. Rendement global η_G

Le rendement global s'exprime par le rapport de la puissance hydraulique et la puissance absorbée. Il est donné par :

$$\eta_G = \mathcal{P}_m / \mathcal{P}_h \quad (4.29)$$

\mathcal{P}_h : La puissance hydraulique

\mathcal{P}_{ab} : Puissance mécanique absorbée

Chapitre 4. Etude expérimentale

4.8. Résultats des calculs

4.8.1. Essai de pompe à vide

Les calculs des différents paramètres sont résumés dans les tableaux 4.13 à 4.23 :

Tableau 4.13. Résultats pour N=1000 tr/min

Q_v (l/min)	HMT (mce)	P_{ab} (W)	P_h (W)	η_G (%)	(N.P.S.H) _d (mce)	(N.P.S.H) _R (mce)
2,34	2,45	75	0,94	1,25	10,19	0,0018
4,81	2,34	84	1,85	2,20	10,19	0,01
8,41	2,24	84	3,09	3,68	10,19	0,02
13,28	2,24	90	4,87	5,41	10,19	0,06
19,52	2,24	90	7,16	7,95	10,09	0,13
27,26	2,14	90	9,54	10,60	10,09	0,25
36,59	2,04	96	12,20	12,71	10,09	0,44
47,62	1,53	105	11,91	11,34	9,78	0,75
60,44	1,33	105	13,10	12,47	9,58	1,20
75,13	1,12	108	13,77	12,75	8,97	1,86

Tableau 4.14. Résultats pour N=1500 tr/min

Q_v (l/min)	HMT (mce)	P_{ab} (W)	P_h (W)	η_G (%)	(N.P.S.H) _d (mce)	(N.P.S.H) _R (mce)
8,41	6,01	180	8,28	4,60	10,19	0,02
13,28	6,12	180	13,28	7,38	10,09	0,06
19,52	6,12	180	19,53	10,85	10,09	0,13
27,26	6,01	180	26,81	14,89	10,09	0,25
36,59	5,91	198	35,38	17,87	10,09	0,44
47,62	5,40	216	42,07	19,48	9,78	0,75
60,44	4,79	225	47,35	21,04	9,58	1,20
75,13	4,99	234	61,36	26,22	9,17	1,86
91,77	4,59	252	68,83	27,31	8,56	2,78
110,45	2,55	270	46,02	17,05	7,54	4,02

Chapitre 4. Etude expérimentale

Tableau 4.15. Résultats pour N=2000 tr/min

Q_v (l/min)	HMT (mce)	P_{ab} (W)	P_h (W)	η_G (%)	(N.P.S.H) _d (mce)	(N.P.S.H) _R (mce)
13,28	10,50	300	22,80	7,60	10,19	0,06
19,52	10,50	312	33,52	10,74	10,19	0,13
27,26	10,60	330	47,26	14,32	10,09	0,25
36,59	10,50	348	62,83	18,05	10,09	0,44
47,62	10,19	360	79,38	22,05	10,09	0,75
60,44	9,89	390	97,72	25,06	9,88	1,20
75,13	9,58	420	117,70	28,02	9,68	1,86
91,77	8,66	450	130,01	28,89	9,58	2,78
110,45	8,15	480	147,27	30,68	9,07	4,02
131,24	1,63	480	35,00	7,29	8,56	5,68

Tableau 4.16. Résultats pour N=2500 tr/min

Q_v (l/min)	HMT (mce)	P_{ab} (W)	P_h (W)	η_G (%)	(N.P.S.H) _d (mce)	(N.P.S.H) _R (mce)
13,28	17,33	493	37,63	7,63	10,09	0,06
19,52	17,33	493	55,32	11,22	10,09	0,13
27,26	16,82	507,5	74,98	14,77	10,09	0,25
36,59	16,31	551	97,60	17,71	10,09	0,44
47,62	15,39	580	119,86	20,67	9,99	0,75
60,44	15,39	616,25	152,11	24,68	9,78	1,20
13,28	14,78	652,5	181,57	27,83	9,58	1,86
19,52	14,07	696	211,08	30,33	9,27	2,78
27,26	13,25	725	239,32	33,01	9,07	4,02
36,59	9,17	797,5	196,87	24,69	8,05	5,68
154,23	3,57	797,5	89,97	11,28	7,54	7,84

Chapitre 4. Etude expérimentale

Tableau 4.17. Résultats pour N=3000 tr/min

Q_v (l/min)	HMT (mce)	P_{ab} (W)	P_h (W)	η_G (%)	(N.P.S.H) _d (mce)	(N.P.S.H) _R (mce)
36,59	24,46	807,50	146,40	18,13	10,09	0,44
47,62	23,45	850	182,57	21,48	10,09	0,75
60,44	21,51	935	212,56	22,73	9,99	1,20
75,13	21,20	977,50	260,45	26,64	9,78	1,86
91,77	20,90	1062,50	313,56	29,51	9,58	2,78
110,45	20,39	1105	368,18	33,32	9,07	4,02
131,24	19,88	1190	426,56	35,85	8,56	5,68
154,22	17,33	1232,50	436,98	35,45	8,05	7,84
179,46	13,76	1275	403,80	31,67	7,54	10,62
207,03	5,61	1275	189,78	14,88	6,52	14,13

4.8.2. Essai turbine Pelton

Tableau 4.18. Résultats pour N=1500 tr/min

H_{ch} (mce)	Q_v (l/min)	P_m (W)	P_h (W)	η_G (%)
5,69	0,00	15,90	0,00	0,00
5,24	30,80	17,73	25,36	69,91
5,25	52,53	17,53	43,33	40,45
4,66	69,03	12,87	50,74	25,36
4,57	81,55	12,38	58,85	21,04
4,44	88,29	11,83	61,92	19,11
3,86	91,77	7,76	56,37	13,76
3,80	95,35	7,52	57,68	13,04
3,64	99,00	7,29	57,48	12,69
3,54	99,00	7,25	55,94	12,97

Chapitre 4. Etude expérimentale

Tableau 4.19. Résultats pour N=2000 tr/min

H_{ch} (mce)	Q_v (l/min)	P_m (W)	P_h (W)	η_G (%)
10,38	0,00	50,40	0,00	0,00
10,29	43,01	49,91	68,44	72,92
9,55	69,03	43,42	102,09	42,53
8,76	91,77	41,50	124,65	33,29
7,92	106,55	32,69	131,12	24,93
7,00	114,44	25,79	124,96	20,64
7,06	118,51	24,06	130,46	18,44
6,99	126,92	22,69	138,22	16,41
6,24	131,25	17,99	128,03	14,05
5,73	131,25	17,92	117,86	15,20

Tableau 4.20. Résultats pour N=2500 tr/min

H_{ch} (mce)	Q_v (l/min)	P_m (W)	P_h (W)	η_G (%)
16,39	0,00	117,39	0,00	0,00
16,46	52,53	106,73	132,90	80,31
14,83	88,29	95,50	201,50	47,40
14,20	118,51	79,19	259,05	30,57
12,35	131,25	59,67	250,09	23,86
10,55	144,77	50,34	236,03	21,33
9,61	149,45	42,09	222,42	18,93
8,68	154,23	35,36	207,71	17,02
8,68	154,23	34,87	207,71	16,79
8,77	159,09	34,34	216,53	15,86

Chapitre 4. Etude expérimentale

Tableau 4.21. Résultats pour N=3000 tr/min

H_{ch} (mce)	Q_v (l/min)	P_m (W)	P_h (W)	η_G (%)
24,55	0,00	193,34	0,00	0,00
22,75	63,23	181,54	220,47	78,86
21,12	102,73	99,73	332,67	44,71
19,64	140,17	131,23	422,36	28,80
16,84	154,23	97,32	398,96	22,76
16,33	179,47	90,81	450,55	19,45
15,43	184,79	80,34	438,63	17,84
13,39	184,79	64,02	381,34	15,98
13,52	190,21	60,96	396,13	15,22
13,52	190,21	60,29	396,13	13,33

5.8.3. Essai turbine Francis

Tableau 4.22. Résultats pour les aubages ouverts

H_{ch} (mce)	Q_v (l/min)	P_m (W)	P_h (W)	η_G (%)
0,26	11,18	0,00	0,17	0,00
2,30	16,85	4,10	5,90	64,71
4,34	22,44	12,34	15,38	77,54
7,40	27,26	23,85	32,38	72,35
10,45	36,60	48,86	61,99	78,11
14,53	43,01	80,72	101,73	79,00
19,63	55,10	132,59	176,90	74,99
22,69	63,23	157,95	235,23	67,35
30,84	78,30	245,09	397,39	62,07

Chapitre 4. Etude expérimentale

Tableau 4.23. Résultats pour les aubages fermés

H_{ch} (mce)	Q_v (l/min)	P_m (W)	P_h (W)	η_G (%)
0,26	10,21	0,00	0,43	0,00
2,30	45,28	5,07	17,02	29,80
4,34	63,23	14,18	44,84	31,63
6,38	78,30	26,87	81,63	32,92
9,43	91,77	44,34	141,56	31,32
11,47	102,73	63,35	192,71	32,87
15,55	114,44	116,58	290,97	40,07
19,63	131,25	163,59	421,20	38,84
25,74	154,23	223,83	649,17	34,48

Chapitre 4. Etude expérimentale

4.9. Courbes paramétriques

A partir des résultats expérimentaux obtenus précédemment, nous avons établi les courbes caractéristiques et les observations suivantes :

4.9.1. Essai de pompe à vide

4.8.1.1. Courbes HMT pour différentes vitesses de rotation

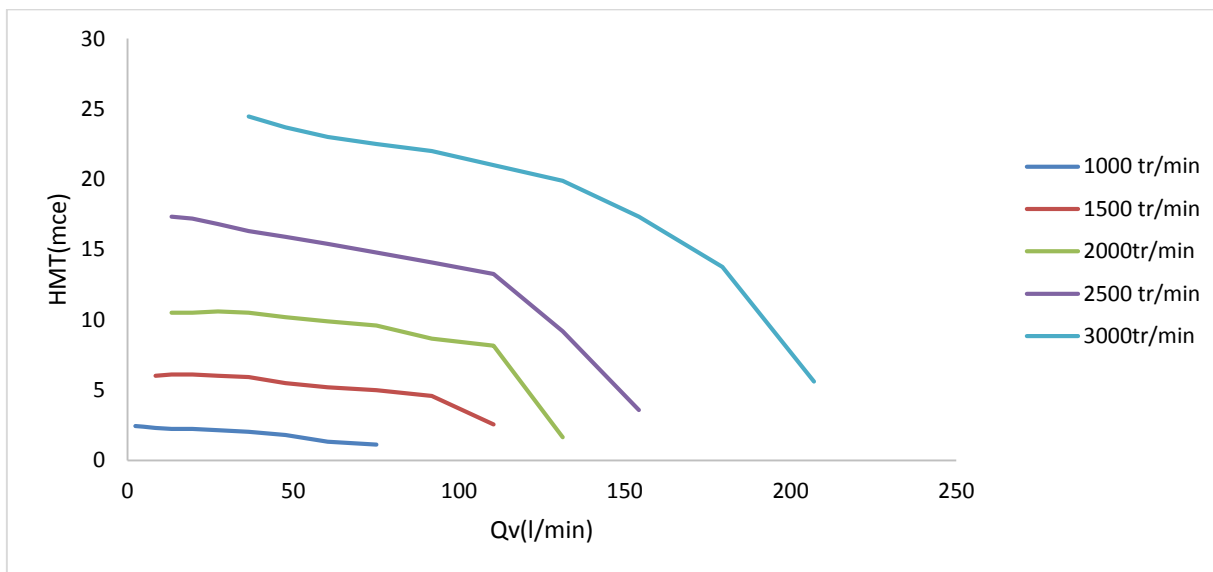


Fig. 4.13. Courbes HMT pour différentes vitesses de rotation

La Fig. 4.13 représente l'évolution de la H.M.T en fonction du débit pour différentes vitesses de rotation de la pompe. Pour une vanne complètement ouverte, la hauteur manométrique totale fournie décroît avec l'augmentation du débit (du fait des pertes par frottement dans la pompe). Cette courbe caractérise la géométrie de la courbe, du fluide et aussi de la vitesse de l'aube à laquelle la roue centrifuge tourne (fréquence du moteur). Si on fait varier cette fréquence, on aura à chaque fois de nouvelles courbes qui sont représentées par les différentes couleurs sur la figure.

Chapitre 4. Etude expérimentale

4.9.1.2. Courbes de la puissance absorbée \mathcal{P}_{ab}

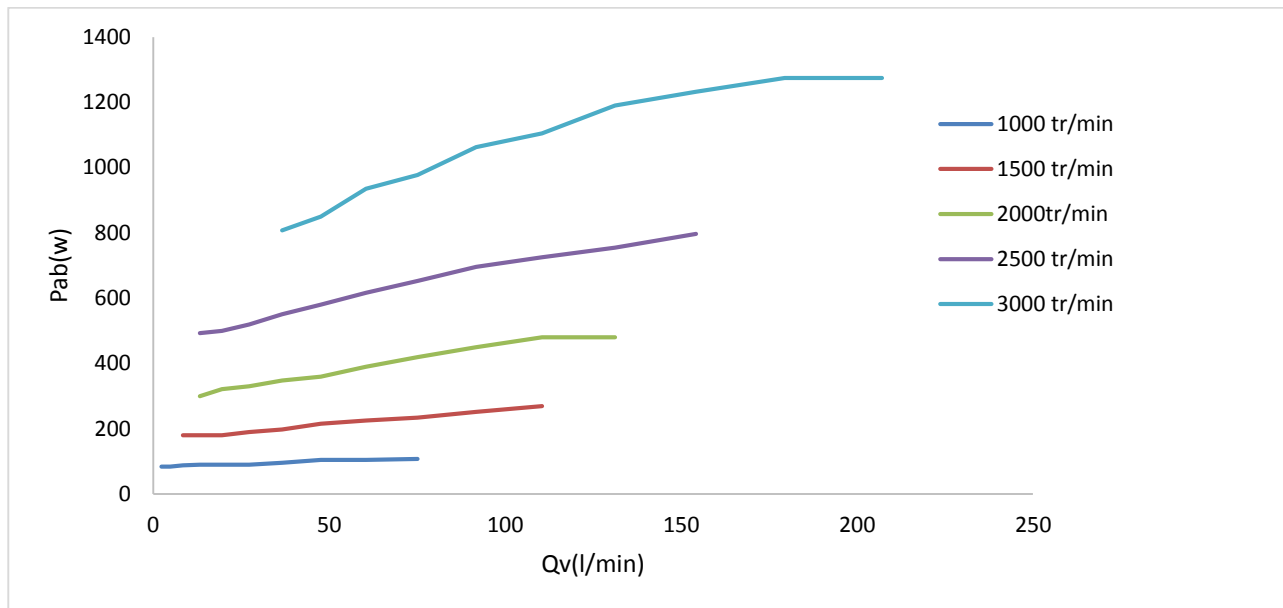


Fig.4.14. Courbes de puissances absorbées \mathcal{P}_{ab} pour différentes vitesses de rotation

La Fig. 4.14 représente l'évolution de la puissance absorbée \mathcal{P}_{ab} par la pompe en fonction du débit pour différentes vitesses de rotation. On constate que pour un débit nul, la puissance absorbée $\mathcal{P}_a(w) \neq 0$ à cause de la faible consommation électrique du moteur alimentant la pompe. En augmentant le débit, la consommation électrique augmente, qui fait aussi augmenter la puissance absorbée jusqu'à une certaine valeur maximale.

4.9.1.3. Courbes de la puissance hydraulique \mathcal{P}_h

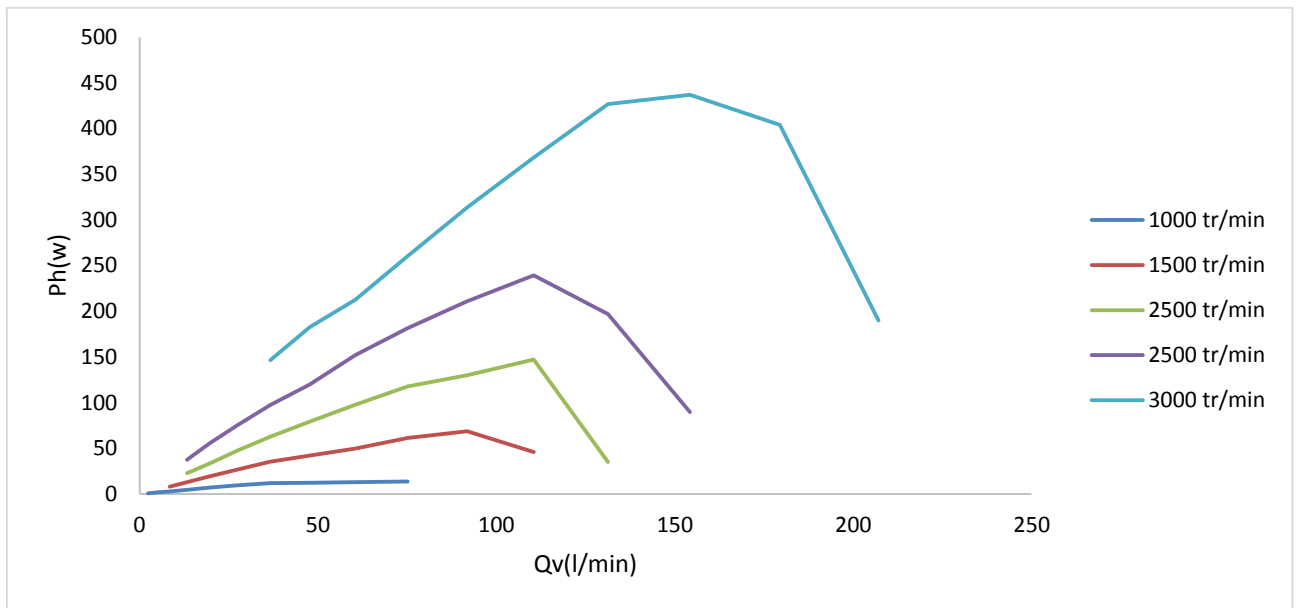


Fig. 4.15. Courbes de la puissance hydraulique \mathcal{P}_h pour différentes vitesses de rotation

La Fig. 4.15 représentent l'évolution de la puissance hydraulique \mathcal{P}_h en fonction du débit pour différentes vitesses de rotation de la pompe. La puissance hydraulique est définie comme étant le produit de la HMT par le débit. On constate au début que la puissance hydraulique augmente avec l'augmentation du débit jusqu'à atteindre une valeur maximum \mathcal{P}_{hmax} , puis elle diminue par la suite. Ceci est dû :

- La pression amont diminue qui fait diminuer la HMT
- La HMT est inversement proportionnelle au débit

4.9.1.4. Courbes du rendement global η_G

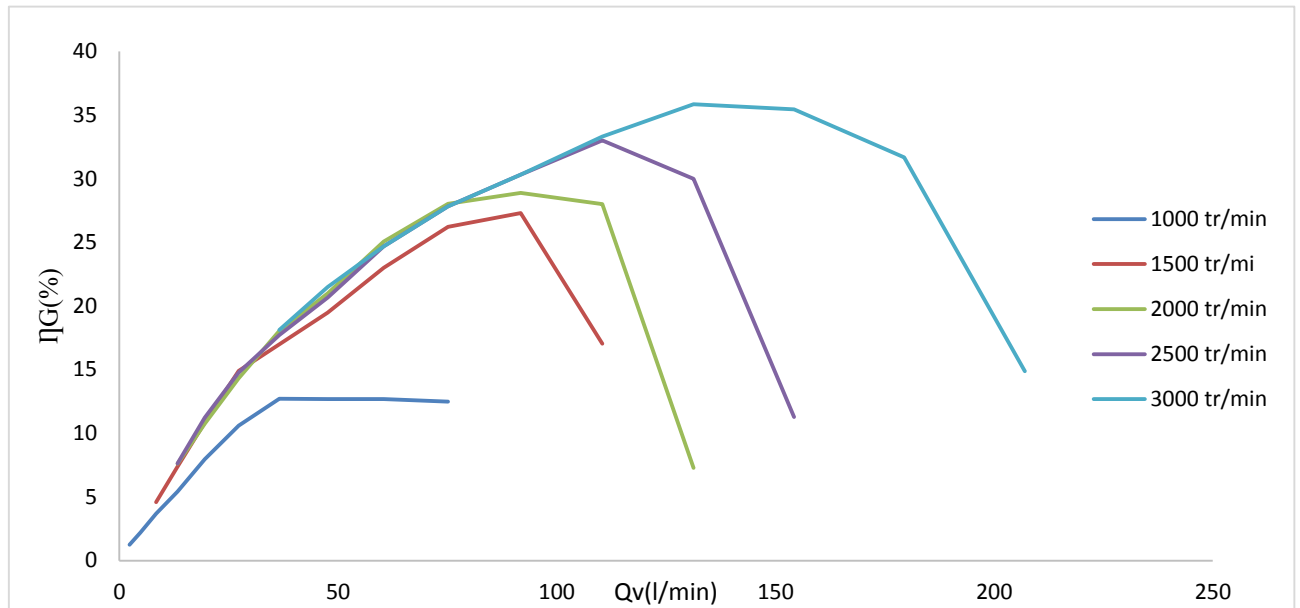


Fig. 4.16. Courbes du rendement global η_G pour différentes vitesses de rotation

La Fig. 4.16 représentent l'évolution du rendement global η_G produit par la pompe pour différentes vitesses de rotation. On constate que pour un débit nul le rendement global η_G est nul aussi car le moteur de la pompe est en arrêt. Au fur et à mesure que la vitesse de la pompe augmente, la puissance hydraulique augmente aussi qui fait augmenter le rendement global pour atteindre une valeur maximale η_{Gmax} pour un débit nominal Q_{nom} , puis elle diminue jusqu'à une valeur η_{Gmin} pour un débit Q_{max} . Un exemple de cette valeur maximale est représenté sur la figure suivante pour une vitesse de rotation de 3000 tr/min

Chapitre 4. Etude expérimentale

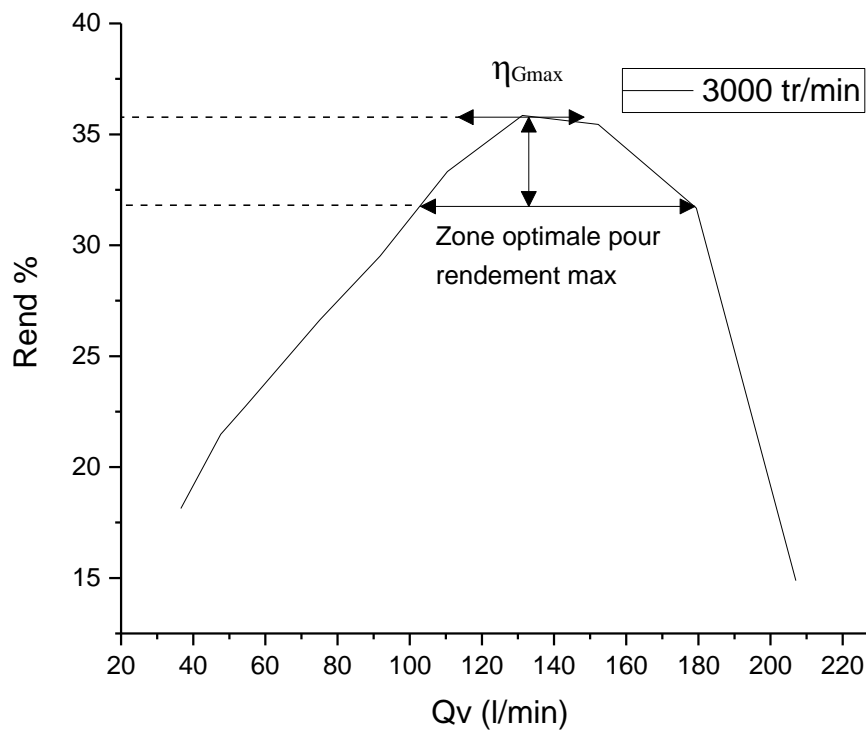


Fig. 4.17. Courbe zone optimale du rendement global η_G

La Fig. 4.17 représente la caractéristique du rendement global pour la vitesse de rotation maximum de 3000 tr/min. D'après la formule du rendement, $\eta_G = \mathcal{P}_h / \mathcal{P}_{ab}$, la puissance fournie au fluide $\mathcal{P}_h = Q_v \cdot \Delta P_{pompe}$, or plus le débit augmente et plus ΔP_{pompe} diminue ce qui présente une zone optimale pour le fonctionnement de la pompe qui se trouve là où le rendement est maximum.

Chapitre 4. Etude expérimentale

4.9.1.5. Courbes de $(N.P.S.H)_d$

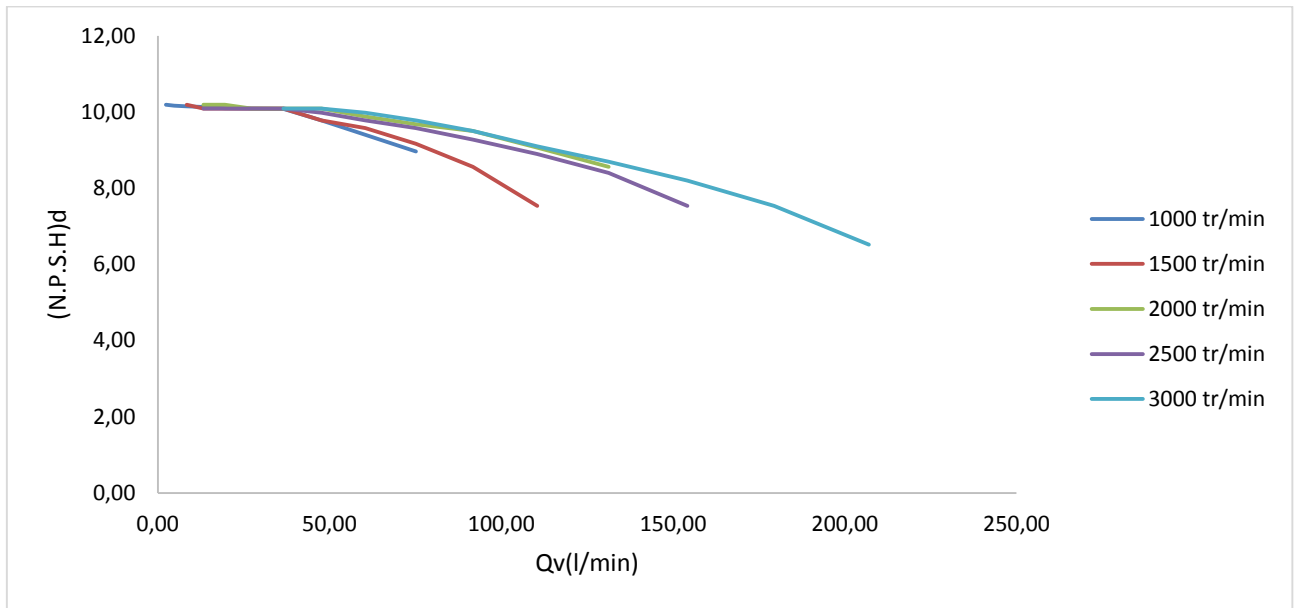


Fig. 4.18. Courbes $(N.P.S.H)_d$ pour différentes vitesses de rotation

4.9.1.6. Courbes de $(N.P.S.H)_R$

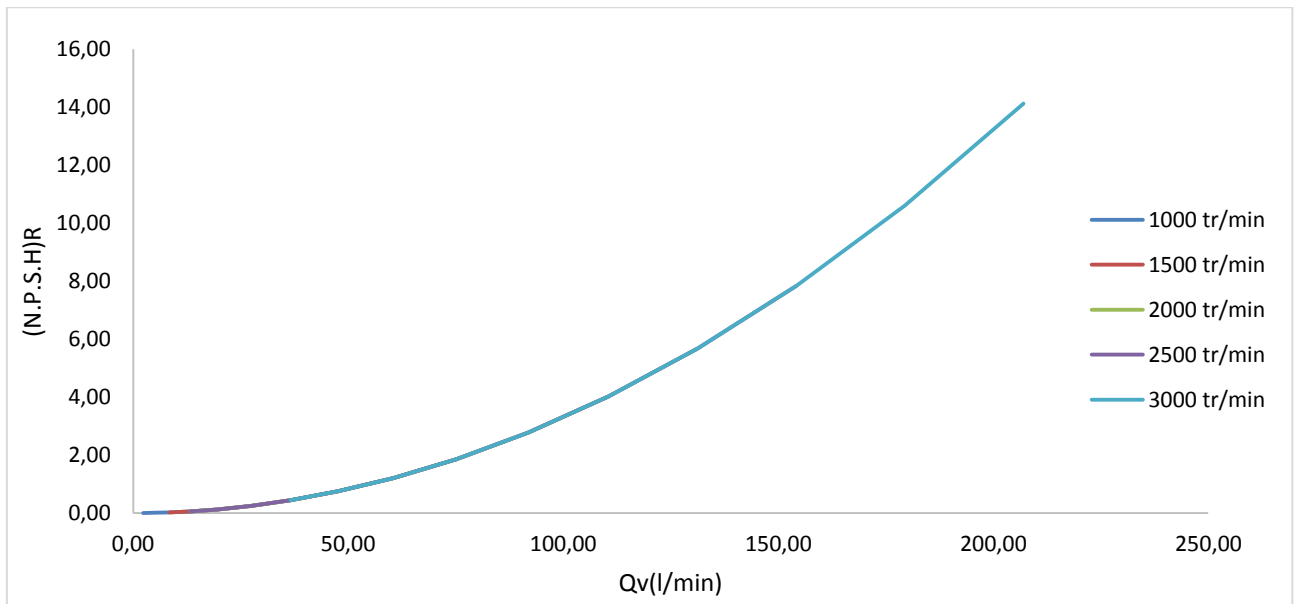


Fig. 4.19. Courbes $(N.P.S.H)_R$ pour différentes vitesses de rotation

Chapitre 4. Etude expérimentale

La Fig. 4.18 et 4.19 représentent successivement l'évolution de la $(N.P.S.H)_d$ et $(N.P.S.H)_R$ pour différentes vitesses de rotation de la pompe. Lorsque la vanne de refoulement est fermée la pression amont est maximale et la charge nette à l'aspiration $(N.P.S.H)_d$ est au minimum. En ouvrant la vanne, la pression amont diminue et la $(N.P.S.H)_d$ augmente jusqu'à une valeur maximum, puis elle change d'allure pour décroître. On constate aussi que la hauteur d'aspiration $(N.P.S.H)_R$ est inversement proportionnelle à la charge nette à l'aspiration $(N.P.S.H)_d$ qui est autant plus importante quand le débit est faible. Pour chaque vitesse de rotation, on observe que $(N.P.S.H)_d > (N.P.S.H)_R$. cette remarque est très importante pour éviter tout problème de cavitation.

4.9.1.7. Courbes d'intersection entre $(NPSH)_d$ et $(NPSH)_R$

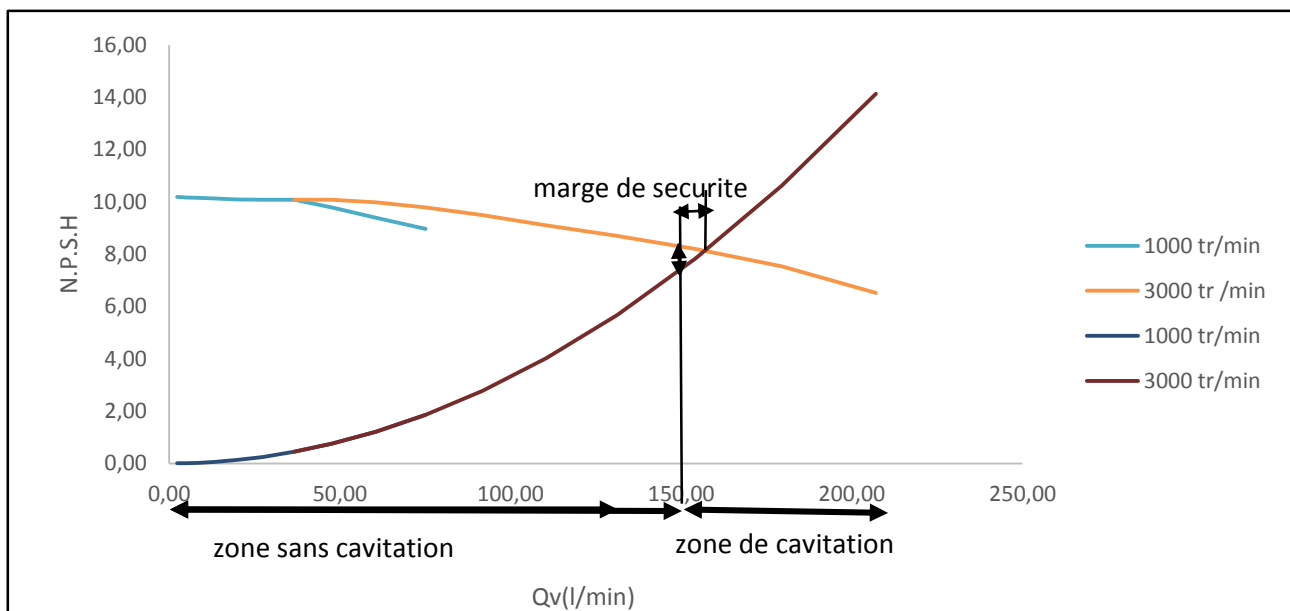


Fig. 4.20. Courbes d'intersection entre $(NPSH)_d$ et $(NPSH)_R$

La Fig. 4.20 représente le $(NPSH)_R$ et le $(NPSH)_d$ minimaux que doit avoir la pompe sous peine de cavitation. Plus le volume d'eau est important plus le $(NPSH)_R$ est important jusqu'au moment où les deux courbes se coupent à un point de coordonnées :

$(Q_{max}, (NPSH)_{Rmax}) = (155,75 \text{ l/min}, 7,98 \text{ mce})$. Du moment où on dépasse ce point d'intersection, on atteint le phénomène de cavitation ($P_{asp} < P_v$). Pour éviter ce problème, une marge de sécurité de 5 % est considérée pour vérifier l'équation $(NPSH)_d > (NPSH)_R + 0,5$, ce qui donne un $(NPSH)_{R\text{sécurité}} = (7,98 - 0,5 = 7,48 \text{ mce})$.

Chapitre 4. Etude expérimentale

4.9.2. Essai turbine Pelton

4.9.2.1. Courbes de la hauteur chute H_{ch}

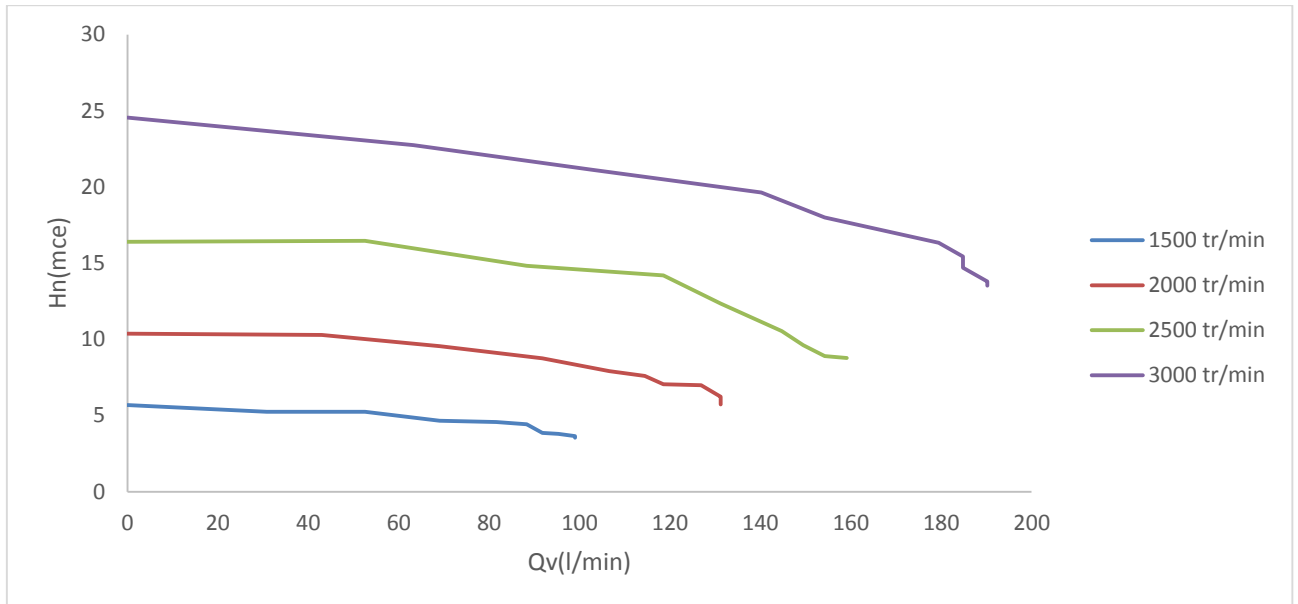


Fig. 4.21. Courbes caractéristiques de la chute nette H_n

La Fig. 4.21 représente l'évolution de la hauteur de chute H_{ch} pour différentes vitesses de rotation de la pompe. Lorsque le régulateur de débit de la turbine Pelton est complètement fermé, la pression avale de la turbine est maximale, ce qui vérifie la valeur de H_{nmax} pour un débit nul. En ouvrant l'aiguille du jet d'eau, la pression avale diminue et la chute nette H_n diminue aussi avec l'augmentation du débit. Cette valeur augmente avec l'augmentation de la puissance tout en gardant la même allure de décroissance pour les différentes vitesses de rotation.

Chapitre 4. Etude expérimentale

4.9.2.2. Courbes de la puissance mécanique \mathcal{P}_m

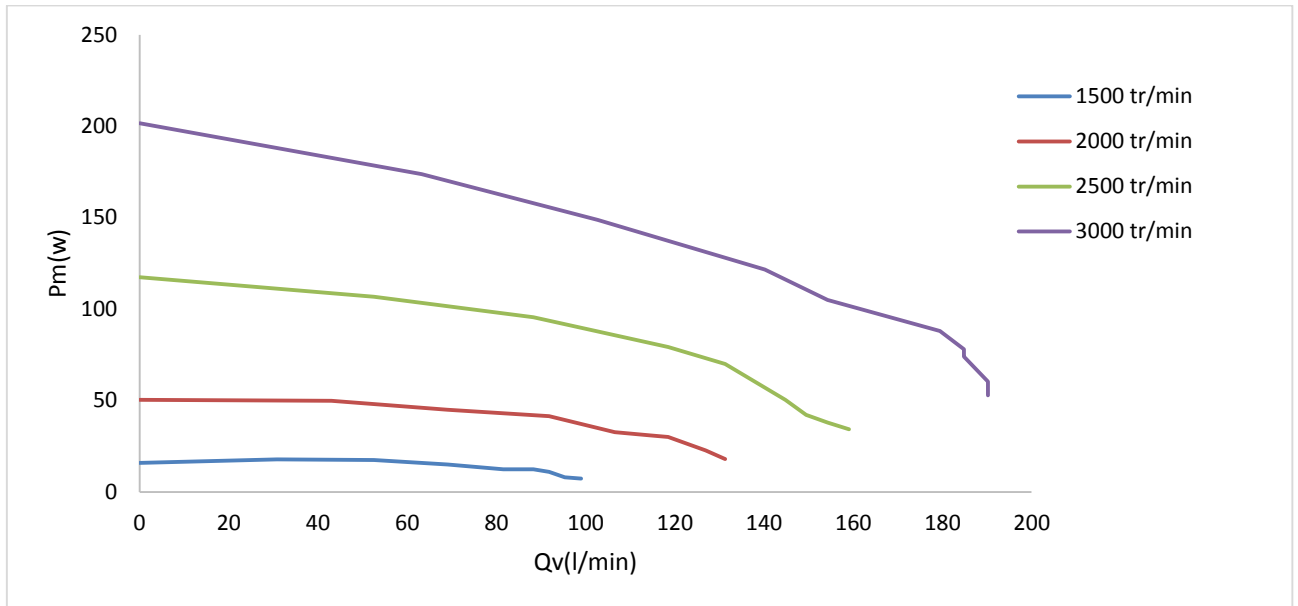


Fig. 4.22. Courbes caractéristiques de la puissance mécanique \mathcal{P}_m

4.9.2.3. Courbes de la puissance hydraulique \mathcal{P}_h

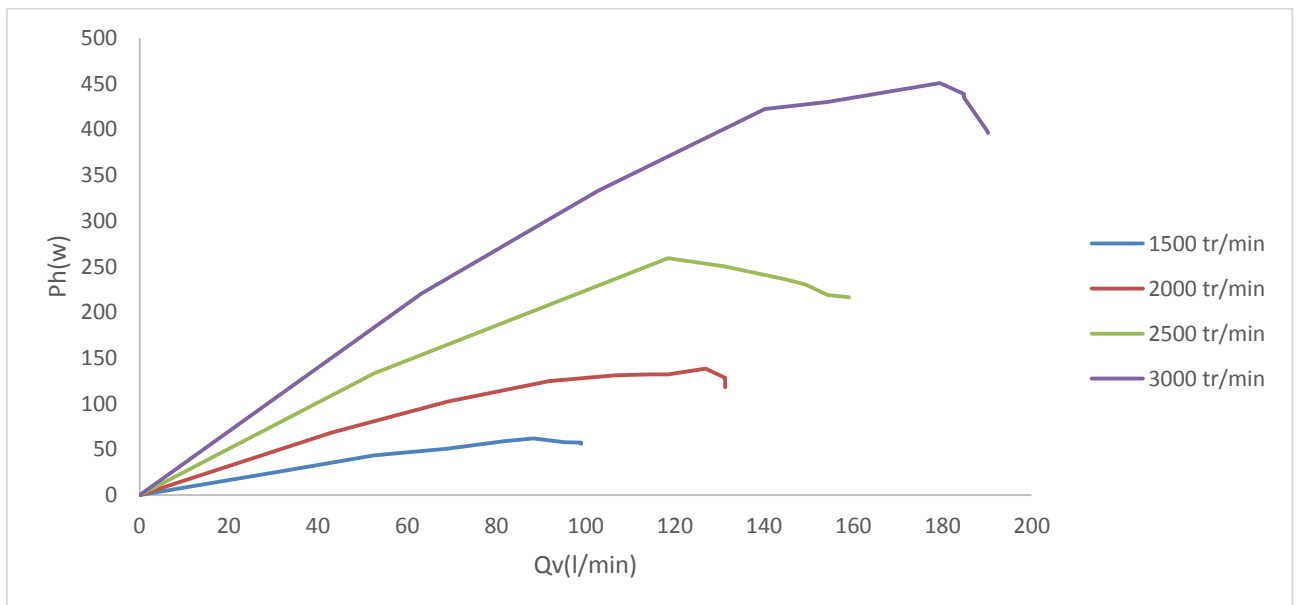


Fig. 4.23. Courbes caractéristiques de la puissance hydraulique \mathcal{P}_h

Chapitre 4. Etude expérimentale

La Fig. 4.22 et la Fig. 4.23 représentent successivement l'évolution de \mathcal{P}_m et \mathcal{P}_h en fonction du débit pour différentes vitesses de rotation de la pompe. On constate que pour les vitesses basses, les courbes \mathcal{P}_m et \mathcal{P}_h gardent une allure presque stable. Au fur et mesure que la vitesse de rotation augmente, la puissance mécanique diminue jusqu'au minimum avec l'augmentation du débit. Inversement, la puissance hydraulique que peut produire la turbine augmente avec l'augmentation du débit jusqu'à une limite maximum, puis elle diminue d'allure à cause de la diminution de H_{ch} .

4.9.2.4. Courbes du rendement global η_G

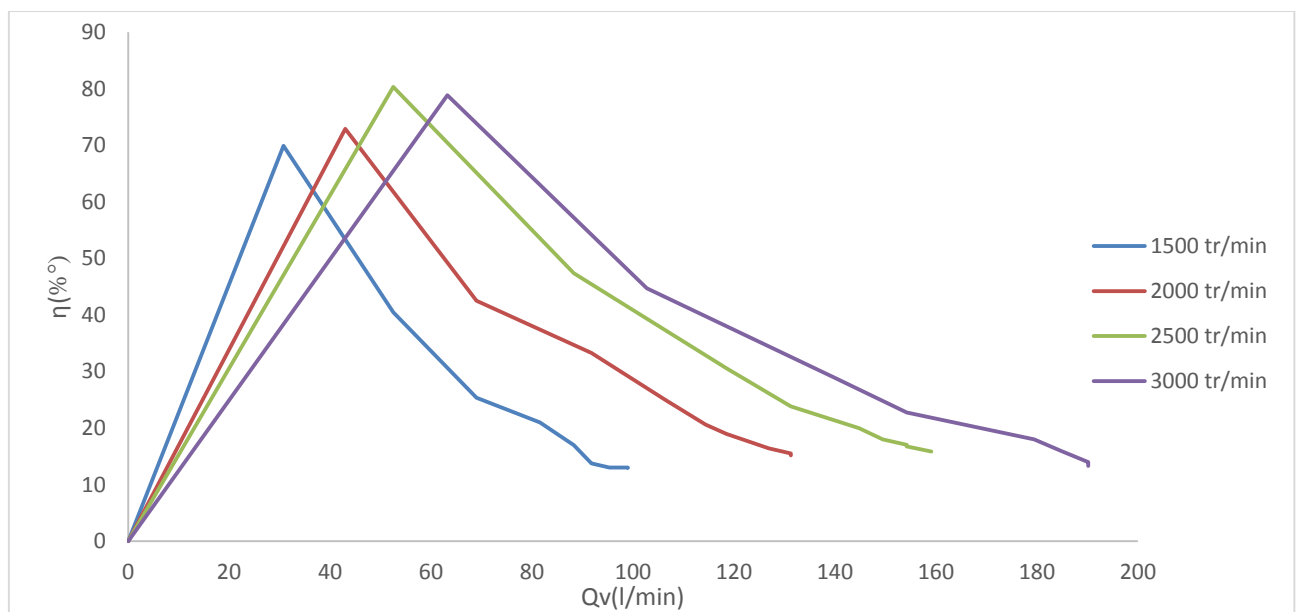


Fig. 4.24. Courbes du rendement global η_G en fonction du débit

La Fig. 4.24 représente l'évolution du rendement global η_G pour différentes vitesses de rotation de la pompe. On constate au début que pour un débit nul le rendement est nul aussi (pas de puissance produite). Au fur et à mesure que le débit augmente, le rendement augmente jusqu'à une certaine limite maximum, cela est dû à l'augmentation de la puissance produite par le fluide, puis la courbe change d'allure et diminue de 50 %. Ceci est constaté pour chaque vitesse de rotation.

4.9.3. Essai turbine Francis

4.8.3.1 Courbes de la hauteur chute H_{ch} pour des aubages ouverts et fermés

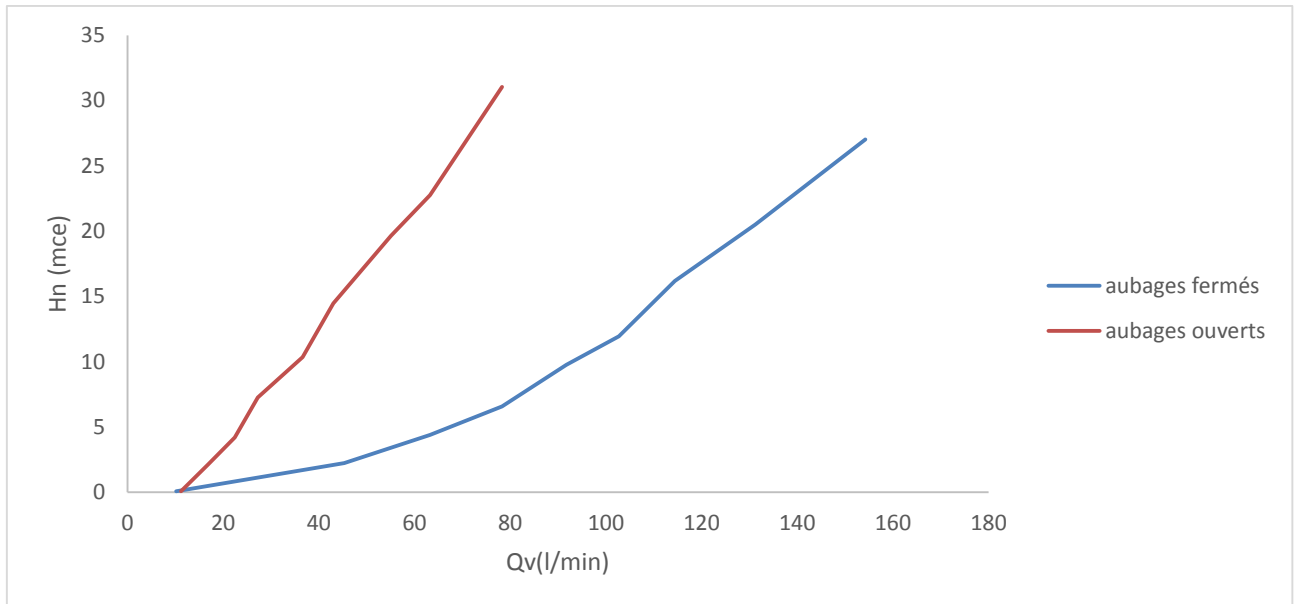


Fig. 4.25. Courbe de la chute nette H_{ch} pour des aubages ouverts et fermés

La Fig. 4.25 représente l'évolution de la hauteur de chute H_{ch} pour les aubages ouverts et fermés de la turbine Francis, pour différentes vitesses de rotation de la pompe. On constate que pour la position d'aubages ouverts, le fluide est rapidement transporté car la chute nette H_{ch} augmente 3 fois plus avec l'augmentation du débit par rapport au cas des aubages fermés. Cette augmentation est limitée pour ($Q_v \approx 75$ l/min), alors qu'avec les aubages fermés, cette valeur de H_{ch} est atteinte pour un débit double.

4.9.3.2. Courbes de la puissance mécanique \mathcal{P}_m pour les aubages ouvert et fermé

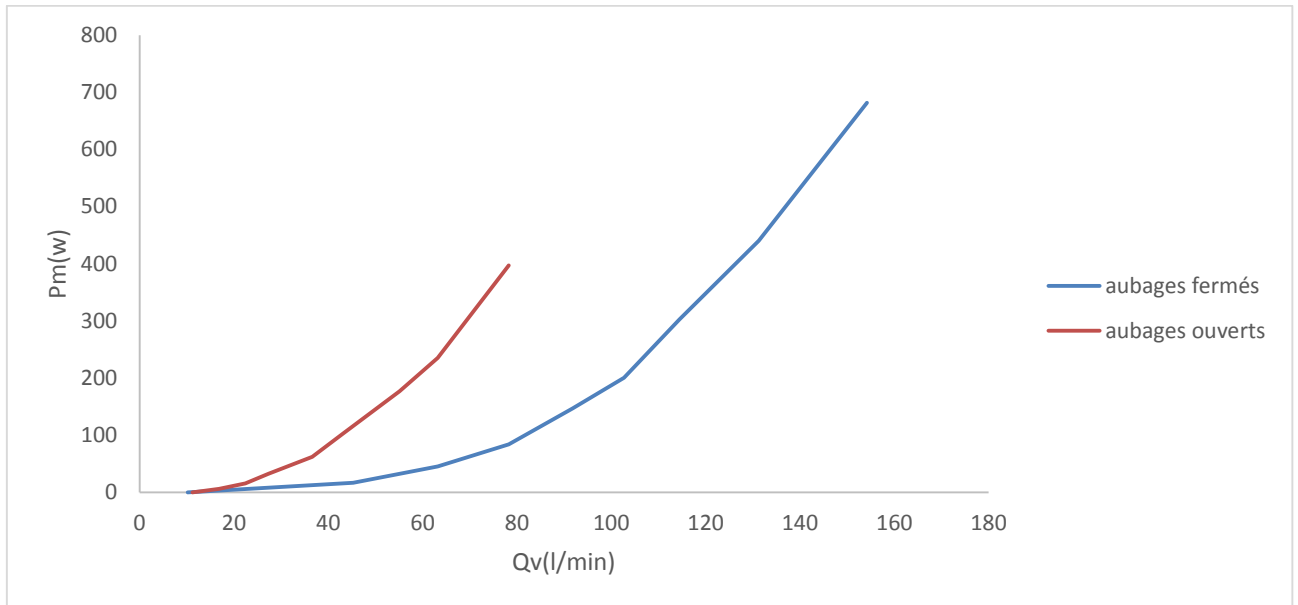


Fig. 4.26. Courbes de la puissance mécanique \mathcal{P}_m pour les aubages ouverts et fermés

4.9.3.3. Courbes de la puissance hydraulique \mathcal{P}_h pour les aubages ouverts et fermés

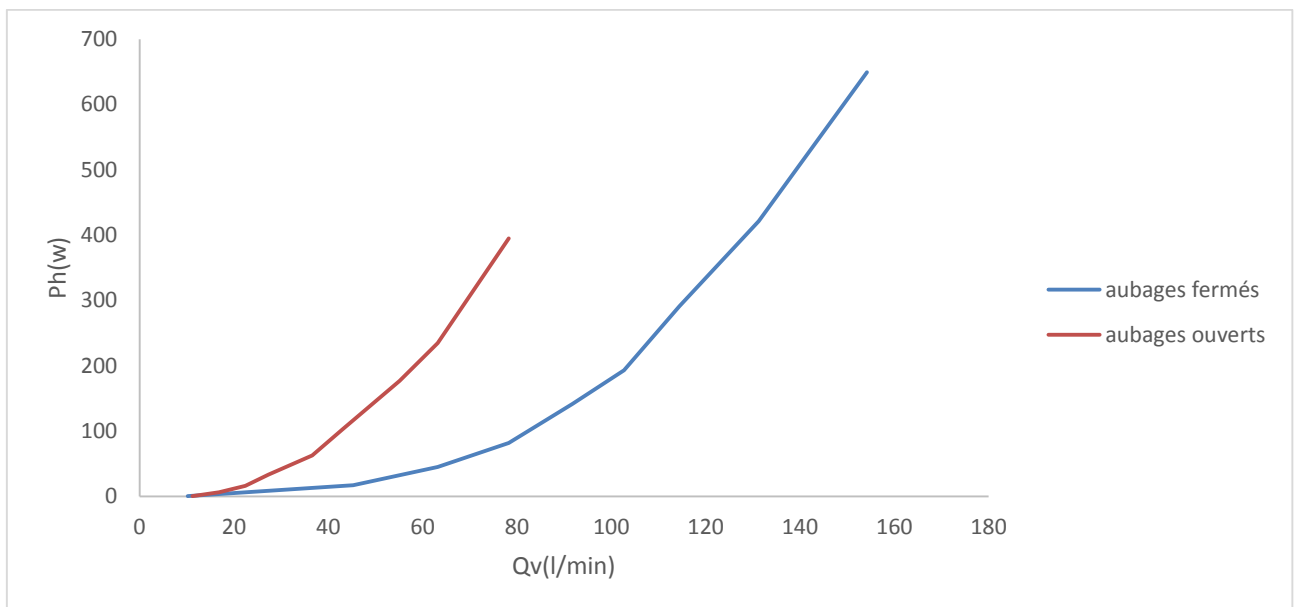


Fig. 4.27. Courbe de la puissance hydraulique \mathcal{P}_h pour les aubages ouverts et fermés

Chapitre 4. Etude expérimentale

La Fig. 4.26 et la Fig. 4.7 représentent successivement l'évolution de \mathcal{P}_m et \mathcal{P}_h en fonction du débit pour des aubages ouverts et fermés. On constate qu'en position d'aubages fermés, la puissance mécanique \mathcal{P}_m enregistre une consommation importante pour de faibles débits. Alors que pour les aubages ouverts, la même puissance mécanique est absorbée pour des débits élevés. Les aubages fermés enregistrent des valeurs plus importantes (environ le double) en débit et en puissance hydraulique \mathcal{P}_h par rapport aux aubages ouverts.

4.9.3.4. Courbes du rendement global η_G pour les aubages ouverts et fermés

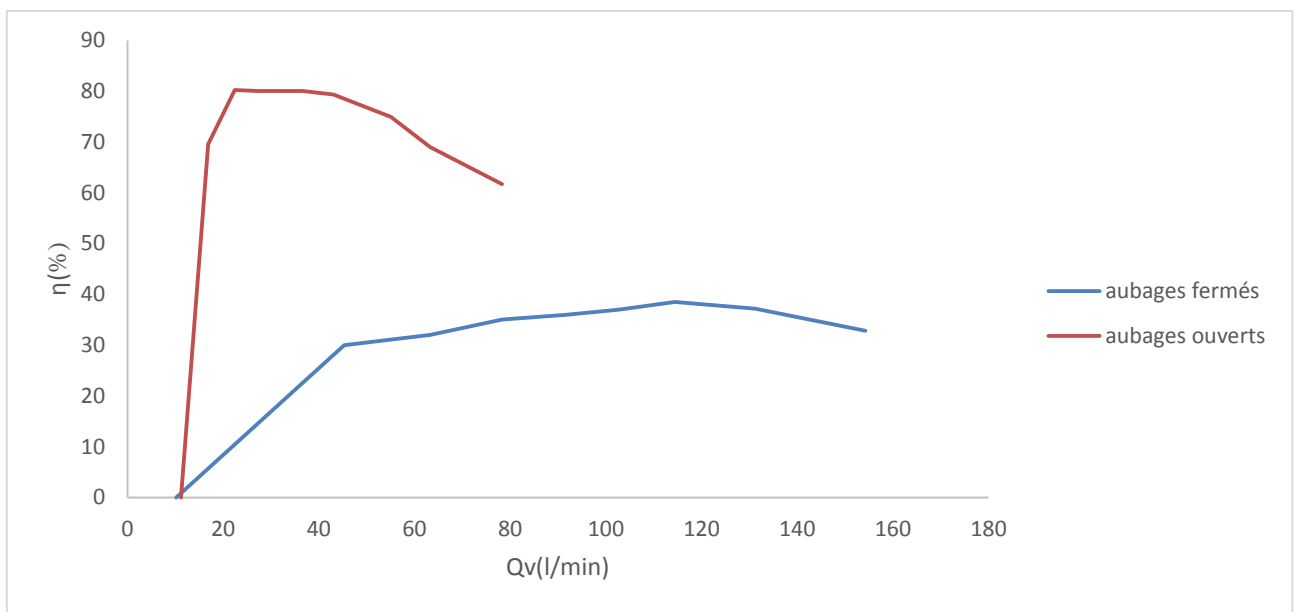


Fig. 4.28. Courbes caractéristiques du rendement global η_G pour les aubages ouverts et fermés

La Fig. 4.28 représente l'évolution du rendement global η_G pour les aubages ouverts et fermés. On constate au début que pour un débit nul le rendement est nul aussi (pas de puissance produite). La position d'aubages ouverts marque un rendement très élevé (le double) pour les débits faibles, mais elle décroît rapidement. Dans le cas des aubages fermés, le rendement augmente de la moitié (par rapport aux aubages fermés) puis décroît légèrement pour les débits élevés.



Conclusion

Conclusion générale, perspectives et travaux pratiques

Conclusion générale

Une étude pratique a été faite sur un banc d'essai pompe centrifuge et turbines hydrauliques au sein du laboratoire des pompes et station de pompage, faculté de technologie de l'université de Tlemcen.

La première partie du travail, présente un rappel de base des mécanismes des pompes et des turbines hydrauliques.

La deuxième partie du travail concerne l'expérimentation. Cette partie nous a permis de retirer les résultats et les remarques suivants :

❖ Pour la pompe à vide

- La hauteur manométrique totale (H_{MT}) est d'autant plus importante que le débit est faible pour différentes vitesses de rotation.
- On constate que malgré pour un débit nul, la puissance absorbée $P_a \neq 0$ à cause de la faible consommation électrique du moteur alimentant la pompe. En augmentant le débit, la consommation électrique augmente, qui fait que la puissance absorbée augmente aussi pour atteindre une valeur maximale.
- La puissance P_h fournie au fluide augmente avec l'augmentation du débit pour atteindre un maximum P_{hmax} . Après que la pression avant diminue, la HMT diminue avec, ce qui a marqué par la suite la diminution de la puissance hydraulique.
- Avec l'augmentation de la puissance, le rendement global η_G augmente pour atteindre une valeur maximale η_{Gmax} pour un débit nominal Q_{nom} , puis cette valeur diminue jusqu'à une valeur η_{Gmin} pour un débit Q_{max} .
- La hauteur d'aspiration $(N.P.S.H)_R$ est inversement proportionnelle à la charge nette d'aspiration $(N.P.S.H)_d$ qui est autant plus importante quand le débit est faible.
- Pour chaque vitesse de rotation, on a observé que $(N.P.S.H)_d > (N.P.S.H)_R$. Cette remarque est très importante pour éviter tout problème de cavitation. Une marge de sécurité de 5 % a été considérée et qui nous a permis de quantifier la valeur de $(NPSH)_{R\text{sécurité}} = (7,98 - 0,5 = 7,48 \text{ mce})$.

Conclusion générale, perspectives et travaux pratiques

❖ Pour la turbine Pelton

- La chute nette H_n est d'autant plus importante que le débit est faible pour différentes vitesses de rotation.
- La puissance mécanique est d'autant plus importante que le débit est faible, à l'inverse de :
- La puissance hydraulique est maximale pour une certaine valeur de débit.
- Le rendement global augmente avec l'augmentation de la puissance jusqu'à une valeur maximale pour une valeur de débit correspondant à la plage de fonctionnement optimal. Puis la courbe change d'allure et diminue de 50 % pour chaque vitesse de rotation et pour un débit maximum.

❖ Pour la turbine Francis

- La chute nette H_n dans le cas d'aubages ouverts, augmente trois fois plus avec l'augmentation de débit, par rapport aux aubages fermés. Cette augmentation est limitée pour ($Q_v \approx 75$ l/min). En aubages fermés, cette valeur de H_n est atteinte pour un débit double.
- On constate qu'en position d'aubages fermés, la puissance mécanique \mathcal{P}_m enregistre une consommation importante pour de faibles débits. Alors que pour les aubages ouverts, la même puissance mécanique est absorbée pour des débits élevés.
- Les aubages fermés enregistrent des valeurs plus importantes (environ le double) en débit et en puissance hydraulique \mathcal{P}_h par rapport aux aubages ouverts. .
- La position d'aubages ouverts marque un rendement très élevé (le double) pour les débits faibles, mais elle décroît rapidement. Dans le cas des aubages fermés, le rendement augmente de la moitié (par rapport aux aubages fermés) puis décroît légèrement pour les débits élevés.

Enfin, nous souhaitons que ce présent travail aide les étudiants à réaliser d'autres études sur ce banc d'essai et nous offre une vision exhaustive sur la recherche expérimentale.

Perspectives

Le travail effectué ne prend pas en considération les pertes de charge à travers les canalisations de l'installation. Ce qui laisse une initiative pointue pour d'autres étudiants à refaire le travail tout en considérant ces pertes.

En fin de ce travail, nous avons suggéré aux futurs étudiants de réaliser des travaux pratiques sur le banc. Ce travail est réparti en trois parties.

Conclusion générale, perspectives et travaux pratiques

TP en Turbomachines proposé aux étudiants

Le banc d'essai TUTOR est conçu pour permettre aux étudiants d'assimiler les caractéristiques de base des pompes centrifuges, des turbines Pelton et Francis.

Description du banc

L'appareil est sous la forme d'un banc d'essai des pompes. Il comprend en outre une turbine Francis et une turbine Pelton.



**Banc d'essai avec
pompe centrifuge**



Turbine Francis



Turbine Pelton

Il comprend deux réservoirs surmontés de telle façon que l'un jet dans l'autre à travers un déversoir triangulaire à mince paroi avec $\theta=90^\circ$. Ce dernier est relié par un siphon alimentant la pompe avec de l'eau. L'installation est équipée de :

- trois manomètres à cadran permettant de mesurer la pression en amont et en aval de la pompe et à la sortie de la vanne.
- une vanne pour varier le débit. La lecture de ce dernier s'effectue grâce à un déversoir triangulaire à mince paroi avec un angle d'ouverture $\theta=90^\circ$ et le niveau du liquide est contrôlé par un afficheur sous forme d'une règle coulissante graduée.
- un potentiomètre permet de varier la vitesse de rotation de la pompe
- deux autres cadrans (un ampèremètre et un voltmètre) permettant d'afficher l'intensité du courant électrique ainsi que la tension électrique.

Le banc possède la possibilité d'adapter en plus, une turbine Francis une et turbine Pelton.

Conclusion générale, perspectives et travaux pratiques

Partie 1 : Essai de pompe à vide

1.1. Mise en service du banc

Tout d'abord, il faut remplir le bac d'eau. Ensuite, le mettre sous tension par le disjoncteur principal y compris d'autres boutons d'alimentation. La pompe se met en marche grâce au variateur de courant (ϵ) qui commande les vitesses de rotations suivant les différentes positions ; Il faut toujours démarrer la pompe à vanne fermée.

1. Mode opératoire

L'objectif des différentes manipulations réalisées sur le banc d'essai est d'observer les variations des paramètres suivants :

- La pression dans la conduite d'aspiration désignée par P_A
- La pression dans la conduite de refoulement désignée par P_B
- La hauteur de lame sur la règle graduée, désignée par h en (m) et commandée par la vanne.
- La tension électrique désignée par U .
- L'intensité d'un courant électrique désignée par I .

Ces paramètres sont tous en fonction du débit et de la vitesse de rotation du moteur relié directement à la pompe par un arbre.

1.2. Remplir les tableaux suivants :

Tab.1.1. Choix des vitesses de rotation durant toutes les expériences

ϵ (position) courant	30	45	60	75	90
N (tr/min)					

La vitesse de rotation est mesurée sur l'arbre du moteur à l'aide d'un tachymètre stroboscopique à lecture directe ; Vous pouvez choisir d'autres positions de ϵ .

Tab. 1.2. Résultats des mesures pour différentes vitesses de rotation choisies du Tab. 1.1

Conclusion générale, perspectives et travaux pratiques

P_{amont} (P_A) (mce)	P_{aval} (P_A) (mce)	h (m)	U (v)	I (A)
		Valeur 1		
		Valeur 2		
		Valeur 3		
		Valeur 4		
		Valeur 5		
		Valeur 6		
		Valeur 7		
		Valeur 8		
		Valeur 9		
		Valeur 10		

1.3. Calculs expérimentaux

D'après les mesures expérimentales obtenues, nous procédons aux calculs des différents paramètres ci- dessous :

1.3.1. Calcul de débit

Le débit d'un déversoir triangulaire en mince paroi peut se déduire par la formule de Thomson

$$Q_V = \frac{8}{15} \mu \tan \frac{\theta}{2} \sqrt{2g} h^{\frac{5}{2}} \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

$\mu = 0.61$, désigne le coefficient de débit pour $\theta = 90^\circ$

1.3.2. Calcul de la hauteur manométrique totale H_{MT}

La hauteur manométrique est obtenue à partir des mesures des pressions amont et aval de la pompe, donnée par la relation suivante :

$$H_{MT} = \frac{(P_{aval} - P_{amont}) \cdot 10^4}{\rho \cdot g}$$

1.3.3. Calcul de la charge nette à l'aspiration (N.P.S.H)

Conclusion générale, perspectives et travaux pratiques

Le NPSH de la pompe dépend des caractéristiques de la pompe et non de celles de l'installation. Il est variable pour chaque pompe en fonction du débit et de la vitesse de rotation. Il est défini par l'expression suivante :

$$\text{N.P.S.H} = \frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} - \frac{P_V}{\rho g}$$

P_V (voir table des vapeurs par différentes températures p95)

On mettra en évidence deux façons d'exprimer le N.P.S.H. disponible et le N.P.S.H.requis.

a- Le (NPSH)_d est donné par la formule

$$(\text{N. P. S. H})_d = \frac{P_A + P_{atm} - P_V}{\rho g}$$

b- Le (NPSH)_R est donné par la formule

$$(\text{N. P. S. H})_R = \frac{V_A^2 - V_B^2}{2g} + h'_{AB}$$

h'_{AB} : perte de charge de A en B $h'_{AB} \approx 0$

$$(\text{N. P. S. H})_R = \frac{Q_v^2}{2g \cdot \pi^2 \cdot D_B^2 \cdot b_B^2} - \frac{Q_v^2}{2g \cdot \pi^2 \cdot D_A^2 \cdot b_A^2} = 1186690.018Q^2$$

1.4. Calcul de la puissance absorbée \mathcal{P}_{ab}

La puissance absorbée sur l'arbre moteur \mathcal{P}_{ab} en (W) doit être déduite de la mesure de la vitesse de rotation et du couple ($C \cdot \omega$). Elle peut être aussi déterminée directement du voltmètre et de l'ampèremètre des cadrans de l'appareil par : $\mathcal{P}_{ab} = I \cdot U$

1.5. Calcul de la puissance fournie \mathcal{P}_f

La puissance fournie au fluide par la pompe est donnée par : $\mathcal{P}_f = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q_V$

H : hauteur manométrique totale notée par H_{MT} en (mce)

Q_V : débit volumique (en m^3/s)

Conclusion générale, perspectives et travaux pratiques

1.6. Calcul du rendement global η_G

Le rendement global s'exprime par le rapport de la puissance fournie par la pompe et la puissance absorbée, il est donnée par : $\eta_G = \mathcal{P}_f / \mathcal{P}_{ab}$

1.7. Résultats des calculs

Les calculs des différents paramètres sont résumés dans les tableaux ci-dessous :

Tab. 1.3. Résultats des mesures pour différentes vitesses de rotation choisies des tableaux précédents (pour les différentes positions de (ε))

Q_v (l/min)	HMT (mce)	P_{ab} (W)	P_h (W)	η_G (%)	(N.P.S.H) _d (mce)	(N.P.S.H) _R (mce)

1.8. Courbes paramétriques

A partir des résultats expérimentaux obtenus précédemment, tracez les courbes caractéristiques suivantes ?

- Courbes HMT pour différentes vitesses de rotation
- Courbes de puissance absorbée \mathcal{P}_{ab}
- Courbes de la puissance hydraulique \mathcal{P}_h
- Courbes du rendement global η_G

Conclusion générale, perspectives et travaux pratiques

- Courbes de $(N.P.S.H)_d$
- Courbes de $(N.P.S.H)_R$
- Courbes d'intersection entre $(NPSH)_d$ et $(NPSH)_R$

Commentez chaque courbe ?

Partie 2 : Essai Turbine Pelton

2.1. Adaptation de la turbine Pelton

Débrancher en dévissant le tuyau de décharge de la pompe, puis monter la turbine Pelton au-dessus du réservoir puis rebrancher le tuyau au raccord de la pompe. Vérifier que l'indicateur de force est bien libre s'assurer que les patins de frein sont bien serrés sur le disque de freinage de la turbine avant de bloquer les vis du support, puis desserrer le frein. S'assurer que la vanne réglable de la turbine fonctionne et s'ouvre entièrement.

2.2. Mise en service

Ouvrir à fond les vannes de refoulement et d'aspiration de la pompe. Mettre la commande de vitesse du moteur à zéro, puis démarrer le banc de la manière précédente. Nous relevons la force du couple $F(N)$ parmi les grandeurs caractéristiques précédentes (relevées sur la pompe à vide).

2.3. Mesure de pression, du débit et de la vitesse de rotation

Les mesures de pression, du débit et de la vitesse de rotation s'effectuent de la même manière que celle dans la partie pompe à vide.

2.4. Mesure de la force du couple

La mesure de la force du couple est effectuée par un dynamomètre placé à l'arrière de la turbine. On serre au début les deux patins jusqu'à ce que le disque freine et la turbine se met en arrêt. On démarre la pompe et une fois l'eau atteint la turbine, on desserre doucement les patins au point où la turbine commence à tourner et au même moment, le disque tire les sabots

Conclusion générale, perspectives et travaux pratiques

reliés à un ressort qui, à leur tour, tirent le dynamomètre qui nous permet d'afficher la mesure de la force du couple appliqué.

2.5. Résultats des mesures effectuées

Les différentes mesures effectuées sur le banc d'essai sont résumées dans les tableaux ci-dessous :

Tab. 2.1. Résultats des mesures pour différentes vitesses de rotation

$P_{\text{amont}} (P_A)$ (mce)	h (m)	F (N)	N (tr/min)
	Valeur 1		
	Valeur 2		
	Valeur 3		
	Valeur 4		
	Valeur 5		
	Valeur 6		
	Valeur 7		
	Valeur 8		
	Valeur 9		
	Valeur 10		

2.6. Relevés expérimentaux

2.6.1. Hauteur de Chute H_{ch} (mce)

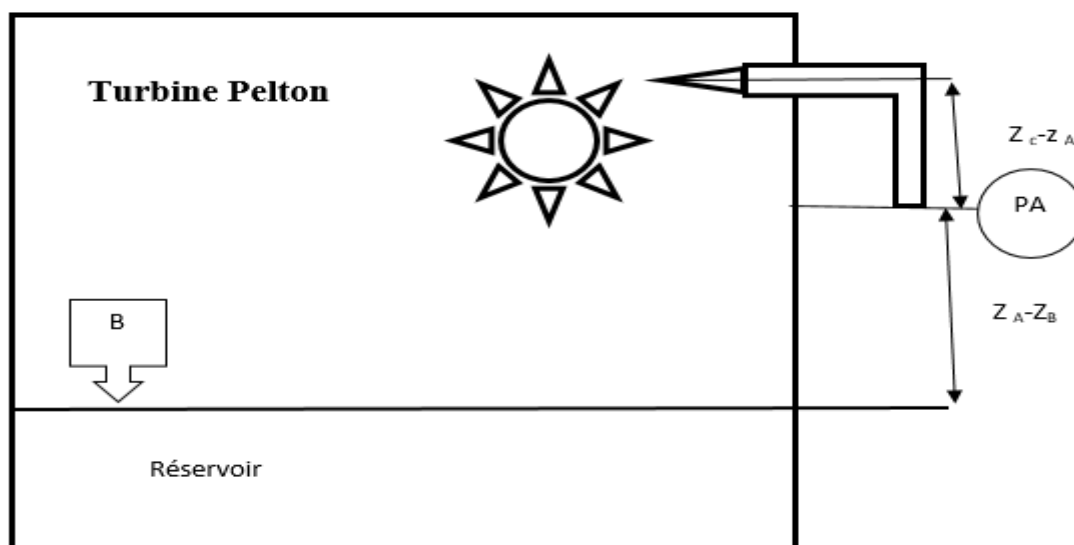


Fig.11. représentation hauteur de chute turbine Pelton

Conclusion générale, perspectives et travaux pratiques

Pour calculer la hauteur de chute, nous appliquons la loi de Bernoulli entre le point A où la pression a été mesurée avant la turbine et le point B de la surface du réservoir.

$$\frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + Z_A = \frac{P_B}{\rho g} + \frac{V_B^2}{2g} + Z_B + H_{CH}$$

Donc :

$$H_{ch} = \frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + Z_A$$

$$Z_A = 0.083 \text{ m}$$

$$Z_B = 0$$

$$V_A = \frac{Q_V}{S_A}$$

$$S_A = \frac{\pi \cdot D_A^2}{4}$$

$$D_A = 0.025 \text{ m}$$

4.6.2. Puissance mécanique \mathcal{P}_m

$$\mathcal{P}_m = T \cdot \omega$$

T : couple T = F.R (en N.m)

F : force de freinage (en N)

R : rayon du disque de freinage. R = 0.074 m donné par le constructeur

$\omega = \frac{\pi \cdot N}{30}$: Vitesse de rotation (rad/s) et N : nombre de tours (t/min)

4.6.3. Puissance hydraulique \mathcal{P}_h

La puissance hydraulique de la turbine est donnée par :

$$\mathcal{P}_h = \rho \cdot Q_v \cdot R_\omega (V_{jet} - R_\omega) (1 - \cos \beta_2)$$

$$\beta_2 = 30^\circ$$

$$R_\omega = \frac{V_{jet}}{2}$$

Calcule V_{jet}

Pour calculer la vitesse à la sortie de jet nous appliquons la loi de Bernoulli entre le point A où la pression a été mesurée avant la turbine et le point C à la sortie de jet d'eau

Conclusion générale, perspectives et travaux pratiques

$$\frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + Z_A = \frac{P_C}{\rho g} + \frac{V_C^2}{2g} + Z_C$$

donc :

$$V_{jet} = \sqrt{\left(\frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + Z_A - Z_C\right) \cdot 2g}$$

2.6.2. Puissance mécanique \mathcal{P}_m

La puissance mécanique est donnée par : $\mathcal{P}_m = T \cdot \omega$ telles que

T : couple T = F.R

F : force de freinage (N)

R : rayon du disque de freinage. R = 0.074 m donné par le constructeur

$\omega = \frac{\pi \cdot N}{30}$: Vitesse de rotation (rad/s) et N : nombre de tours (t/min)

2.6.4. Rendement global η_G

Le rendement global s'exprime par le rapport de la puissance hydraulique et la puissance absorbée. Il est donné par : $\eta_G = \mathcal{P}_h / \mathcal{P}_{ab}$ telles que

\mathcal{P}_h : La puissance hydraulique

\mathcal{P}_{ab} : Puissance mécanique absorbée

Tab. 2.2. Résultats des mesures pour différentes vitesses de rotation

H_{ch} (mce)	Q_v (L/min)	\mathcal{P}_{ab} (W)	\mathcal{P}_h (W)	η_G (%)

Conclusion générale, perspectives et travaux pratiques

2.7. Courbes paramétriques

A partir des résultats expérimentaux obtenus précédemment, tracez les courbes caractéristiques suivantes ?

- Courbes de la hauteur de chute H_{ch}
- Courbes de la puissance mécanique \mathcal{P}_m
- Courbes de la puissance hydraulique \mathcal{P}_h
- Courbes du rendement global η_G
- Courbe zone optimale du rendement global η_G

Commentez chaque courbe ?

Partie 3 : Essai Turbine Francis

3.1. Adaptation de la turbine Francis

Refaire la même démarche que celle suivie dans le branchement de la turbine Pelton.

3.2. Mise en service

Ouvrir à fond les vannes de refoulement et d'aspiration de la pompe. S'assurer que les aubes directrices réglables fonctionnent correctement (sans à-coups). Il est parfois nécessaire de desserrer légèrement les vis de la bague de retenue. Utiliser par la suite la même procédure précédente.

3.3. Mesure de pression, du débit et de la vitesse de rotation

Les mesures de pression, du débit et de la vitesse de rotation s'effectuent de la même manière que celle dans la partie pompe à vide.

Conclusion générale, perspectives et travaux pratiques

3.4. Mesure de la force du couple

Même procédure précédente

3.5. Résultats des mesures effectuées

Les différentes mesures effectuées sur le banc d'essai sont résumées dans les tableaux ci-dessous :

Tab. 3.1. Résultats des mesures pour différentes vitesses de rotation

$P_{\text{amont}} (P_A)$ (mce)	h (m)	F (N)	N (tr/min)
	Valeur 1		
	Valeur 2		
	Valeur 3		
	Valeur 4		
	Valeur 5		
	Valeur 6		
	Valeur 7		
	Valeur 8		
	Valeur 9		

3.6. Relevés expérimentaux

3.6.1. Hauteur de Chute H_{ch} (mce)

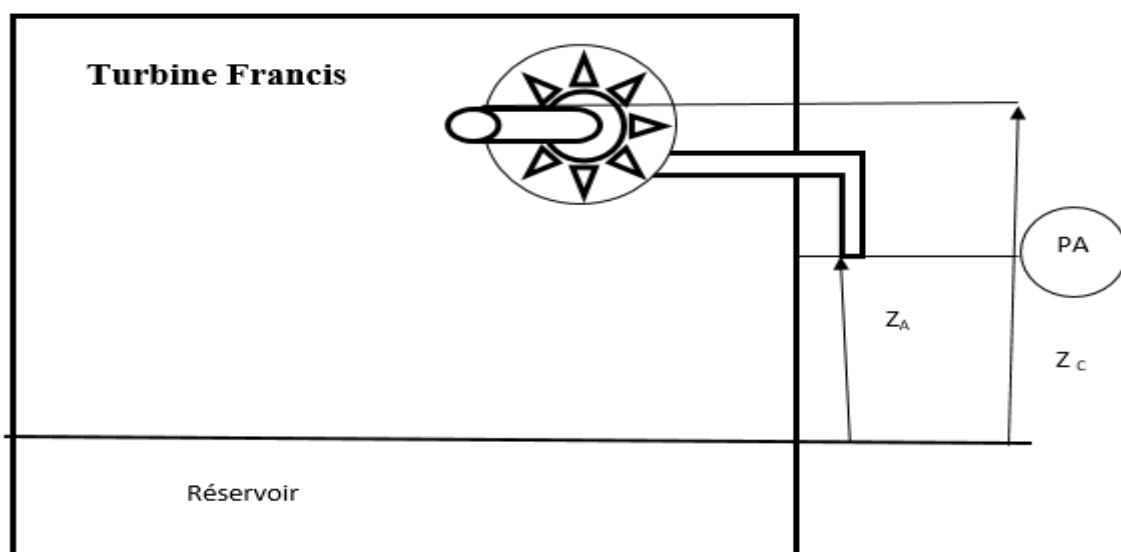


Fig.12. représentation hauteur de chute turbine Francis

Conclusion générale, perspectives et travaux pratiques

Pour calculer la hauteur de chute, nous appliquons la loi de Bernoulli entre le point A où la pression a été mesurée avant la turbine et le point B de la surface du réservoir.

$$\frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + Z_A = \frac{P_C}{\rho g} + \frac{V_C^2}{2g} + Z_C + H_{ch}$$

Donc :

$$H_{ch} = \frac{P_A}{\rho g} - \frac{P_C}{\rho g} + Z_C - Z_A$$

$$Z_C - Z_A = 0.26 \text{ m}$$

3.6.2. Puissance mécanique \mathcal{P}_m

Même procédure précédente

3.6.3. Puissance hydraulique \mathcal{P}_h

La puissance hydraulique de la turbine est donnée par :

$$\mathcal{P}_h = \rho \cdot g \cdot H_{ch} \cdot Q_v$$

H_{ch} : hauteur de chute nette (m)

3.6.4. Rendement global η_G

Même procédure précédente

Tab. 3.2. Résultats pour les aubages ouverts

H_{ch} (mce)	Q_v (L/min)	\mathcal{P}_{ab} (W)	\mathcal{P}_h (W)	η_G (%)

Conclusion générale, perspectives et travaux pratiques

Tab. 3.3. Résultats pour les aubages fermés

H_{ch} (mce)	Q_v (L/min)	\mathcal{P}_{ab} (W)	\mathcal{P}_h (W)	η_G (%)

3.7. Courbes paramétriques

A partir des résultats expérimentaux obtenus précédemment, tracez les courbes caractéristiques suivantes ?

- Courbes de la hauteur de chute H_{ch} pour des aubages ouvert et fermé
- Courbes de la puissance mécanique \mathcal{P}_m pour les aubages ouvert et fermé
- Courbes de la puissance hydraulique \mathcal{P}_h pour les aubages ouvert et fermé
- Courbes du rendement global η_G pour les aubages ouvert et fermé

Commentez chaque courbe ?

Conclusion générale, perspectives et travaux pratiques

TABLES THERMODYNAMIQUES DE LA VAPEUR D'EAU

		Volume massique m ³ /kg		Énergie interne kJ/kg			Enthalpie kJ/kg			Entropie kJ/kg.K		
Temp. °C	Pression. kPa	Liquide saturée	Vapeur saturée	Liquide Saturé	Vaporisation	Vapeur Saturée.	Liquide Saturé.	Vaporisation	Vapeur Saturée	Liquide Saturé	Vaporisation	Vapeur Saturée
θ	p	v_f	v_g	u_f	u_{fg}	u_g	h_f	h_{fg}	h_g	s_f	s_{fg}	s_g
0.01	0.6113	0.001 000	206.14	.00	2375.3	2375.3	.01	2501.3	2501.4	.0000	9.1562	9.1562
5	0.8721	0.001 000	147.12	20.97	2361.3	2382.3	20.98	2489.6	2510.6	.0761	8.9496	9.0257
10	1.2276	0.001000	106.38	42.00	2347.2	2389.2	42.01	2477.7	2519.8	.1510	8.7498	8.9008
15	1.7051	0.001 001	77.93	62.99	2333.1	2396.1	62.99	2465.9	2528.9	.245	8.5569	8.7814
20	2.339	0.001 002	57.79	83.95	2319.0	2402.9	83.96	2454.1	2538.1	.2966	8.3706	8.6672
25	3.169	0.001 003	43.36	104.88	2304.9	2409.8	104.89	2442.3	2547.2	.3674	8.1905	8.5580
30	4.246	0.001 004	32.89	125.78	2290.8	2416.6	125.79	2430.5	2556.3	.4369	8.0164	8.4533
35	5.628	0.001 006	25.22	146.67	2276.7	2423.4	146.68	2418.6	2565.3	.5053	7.8478	8.3531
40	7.384	0.001 008	19.52	167.56	2262.6	2430.9	167.57	2406.7	2574.3	.5725	7.6845	8.2570
45	9.593	0.001 010	15.26	188.44	2248.4	2436.8	188.45	2394.8	2583.2	.6387	7.5261	8.1648
50	12.349	0.001 012	12.03	209.32	2234.2	2443.5	209.33	2382.7	2592.1	.7038	7.3725	8.0763
55	15.758	0.001 015	9.568	230.21	2219.9	2450.1	230.23	2370.7	2600.9	.7679	7.2234	7.9913
60	19.940	0.001 017	7.671	251.11	2205.5	2456.6	251.13	2358.5	2609.6	.8312	7.0784	7.9096
65	25.03	0.001 020	6.197	272.02	2191.1	2463.1	272.06	2346.2	2618.3	.8935	6.9375	7.8310
70	31.19	0.001 023	5.042	292.95	2176.6	2469.6	292.98	2333.8	2626.8	.9549	6.8004	7.7553
75	38.58	0.001 026	4.131	313.90	2162.0	2475.9	313.93	2321.4	2635.3	1.0155	6.6669	7.6824
80	47.39	0.001 029	3.407	334.86	2147.4	2482.2	334.91	2308.8	2643.7	1.0753	6.5369	7.6122
85	57.83	0.001 033	2.828	355.84	2132.6	2488.4	355.90	2296.0	2651.9	1.1343	6.4102	7.5445
90	70.14	0.001 036	2.361	376.85	2117.7	2494.5	376.92	2281.2	2660.1	1.1925	6.2866	7.4791
95	84.55	0.001 040	1.982	397.88	2102.7	2500.6	397.96	2270.2	2668.1	1.2500	6.1659	7.4159
100	101.35	0.001 044	1.6729	418.94	2087.6	2506.5	419.04	2257.0	2676.1	1.3069	6.0480	7.3549
105	120.82	0.001 048	1.4194	440.02	2072.3	2512.4	440.15	2243.7	2683.8	1.3630	5.9328	7.2958
110	147.27	0.001 052	1.2102	461.14	2057.0	2518.1	461.30	2230.2	2691.5	1.4185	5.8202	7.2387
115	169.06	0.001 056	1.0366	482.30	2041.4	2523.7	482.48	2216.5	2699.0	1.4734	5.7100	7.1833
120	198.53	0.001 060	0.8919	501.50	2025.8	2529.3	501.71	2202.6	2706.3	1.5276	5.6020	7.1296
125	232.1	0.001 065	0.7706	524.74	2009.9	2534.6	524.99	2188.5	2713.5	1.5813	5.4962	7.0775
130	270.1	0.001 070	0.6685	546.02	1993.9	2539.9	546.31	2174.2	2720.5	1.6344	5.3925	7.0269
135	313.0	0.001 075	0.5822	567.35	1977.7	2545.0	567.69	2159.6	2727.3	1.6870	5.2907	6.9777
140	361.3	0.001 080	0.5089	588.74	1961.3	2550.0	589.13	2144.7	2733.9	1.7391	5.1908	6.9299
145	415.4	0.001 085	0.4463	610.18	1944.7	2554.9	610.63	2129.6	2740.3	1.7907	5.0926	6.8833
150	475.8	0.001 091	0.3928	631.68	1927.9	2559.5	632.20	2114.3	2746.5	1.8418	4.9960	6.8379



Bibliographie

Bibliographie

Bibliographie

- [1] Yann MARCHESSE «Mécanique des fluides » 40 Montée Saint-Barthélemy 69321 Lyon Cedex 05.
- [2] JEAN LAPRAY .F, 2002 « Technique de l'ingénieur », machine hydraulique et thermique. Edition PYC. France.
- [3] CARLIER.M, GARNIER.B, 1982 « les stations de pompage d'eau » Ed. Eyrolles. Paris.
- [4] LE LEC.P, 1966 « Transport des fluides pompes», Université de Nancy .36p.
- [5] DUPONT, A., 1988 « Hydraulique urbaine ». tome2: Ouvrages de transport - Elévation et distribution des eaux 6°ed. Ed .Eyrolles. Paris 477p.
- [6] Pálffy S.O. et al.: Wasserkraftanlagen, Klein- und Kleinstkraftwerke, Expert-Verlag, Ehningn/Böblingen, 1992, ISBN 3-8169-0651-6.
- [7] LENCASTRE, A, 1996 « hydraulique générale ». Ed. EYROLLES. Paris.
- [8] LEBLOND.A, Décembre 1966 : « Hydraulique Notions simples sur les pertes de charge ». Ecole nationale supérieur du pétrole et des moteurs. Paris.
- [9] Econologie, 2005, « Pompe centrifuge »
»<http://www.econologie.info/share/partager3/1316772563esXgEb.pdf> Consulté le (19/05/2019).
- [10] WARD D. 2002, « Pompes et amorces », Centre de Secours de Divonne-les Bains. Ed.Eyrolles.Paris.
- [11] LAUNAY .J, et PERROTIN .G, « Stations de pompage, Liquides à pression moyenne », Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique. Edition PYC. France.
- [12] Vivier, L.: Turbines hydrauliques et leur régulation, Ed. Albin Michel, Paris, 1966
- [13] THERMEXCEL, 2004, « Dimensionnement pompes », <http://www.thermexcel.com/french/ressourc/mot_pump.htm>. Consulté le (19/11/2012).
- [14] TERRIEZ. JM, « Cours de mécanique de fluide » [en ligne], Grenoble France,2018
http://iut-tice.uif-grenoble.fr/tice-espaces/gmp/fp/Cours/FL_CH6.pdf.

Bibliographie

- [15] POULAIN, J.; LAPRAY, J-F., 2000 « techniques de l'ingénieur », traité génie mécanique. B4 300-1 à 11 ; B4 302 -1 à 24; B4 304-1 à 23; B4 306-1 à 10; B4 308-1 à 16; B4 313-1 à 16. Edition PYC. France.
- [16] BONNIN, J., 1977 « hydrauliques urbaines appliquées aux agglomérations de petite et moyenne importance ». Ed. EYROLLES. Paris 219p.
- [17] AGHTM, 1991 « Les stations de pompes d'eau ». 4^e ed. Ed. LAVOISIER -TEC& DOC. Paris 453p.
- [18] S. Müller, M. Deicke, R.W. De Doncker, (Doubly fed induction generator systems for wind turbines). IEEE. Industry Applications magazine, pp. 26-33, 2002.
- [19] (Petites centrales hydrauliques – les turbines hydrauliques) rapport Programme d'action PACER – Energies renouvelables en suisse ISBN 3-905232-1995
- [20] F. Prasil, 1911, "Results of experiments with Francis turbines and tangential (Pelton) turbines," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, vol. 81, pp. 647-679
- [21] G. HAMBURG. (2017). <http://www.gunt.de/fr/produits/turbinefrancis/070.45002/hm450-02/glct-1:pa-149:pr-890.?googleTranslate=1>. Consulté sur: <http://www.gunt.de/fr/produits/turbinefrancis/070.45002/hm450-02/glct-1:pa-149:pr-890.?googleTranslate=1>.
- [22] Rapport (PACER), en Suisse (Petites centrales hydrauliques –le choix, le Dimensionnement et les essais de réception d'une mini-turbine), ISBN 724.747.f 1995.
- [23] ACHOUR B. (2003). Débitmètre triangulaire à paroi épaisse dans un canal rectangulaire, Larhyss Journal, ISSN 1112-3680, n° 02, Juin 2003, pp. 7-43.
- [24] VALIBOUSE, B. ,1991, Hydrauliques - Conduites et pompes. (Circuits hydrauliques) L'essentiel, Ed EIER,.France. 106p.

Résumé

Les pompes centrifuges et les turbines hydrauliques ont subi une évolution technique considérable et occupent une place très importante parmi les équipements essentiels dans le domaine industriel.

Ce travail comporte une description générale et une étude hydraulique sur un banc d'essai d'une pompe centrifuge avec laquelle sont adaptées deux autres turbines à savoir, turbine Francis (à réaction) et turbine Pelton (à action).

Les différentes expériences sont réalisées au sein du laboratoire des pompes et station de pompages de la faculté de technologie de l'université de Tlemcen. Les mesures permettent d'assimiler les caractéristiques de base des pompes centrifuges et celles des turbines, tout en relevant les différents résultats des hauteurs, des puissances et des rendements, en fonction des différents débits et pour différentes vitesses de rotation.

Mots clés: Pompes centrifuges, cavitation, turbine Pelton, turbine Francis, (NPSH).

ملخص

شهدت مضخات الطرد المركزي والتوربينات الهيدروليكية تطوراً تقنياً كبيراً واحتلت مكانة مهمة للغاية بين المعدات الأساسية في المجال الصناعي. يتضمن هذا العمل وصفاً عاماً ودراسة هيدروليكية على منضدة اختبار لمضخة الطرد المركزي والتي تم تكييفها مع اثنين من التوربينات الأخرى، وهما التوربينات فرانسيس (النفائثة) وتوربينات بيلتون (الحركة). يتم إجراء التجارب المختلفة في مختبر محطة الضخ والضخ في كلية التكنولوجيا بجامعة تلمسان. تتيح القياسات استيعاب الخصائص الأساسية لمضخات الطرد المركزي وخصائص التوربينات، مع ملاحظة النتائج المختلفة للارتفاعات والقوى والكفاءة، وفقاً لمعدلات التدفق المختلفة وللسرعات المختلفة للدوران.

الكلمات المفتاحية: مضخات الطرد المركزي، التجويف، تربيينات بيلتون، توربين فرانسيس، (NPSH).

Abstract

Centrifugal pumps and hydraulic turbines have undergone a considerable technical evolution and occupy a very important place among the essential equipment in the industrial field.

This work includes a general description and a hydraulic study on a test bench of a centrifugal pump with which are adapted two other turbines ie Francis turbine (reaction) and Pelton turbine (action).

The different experiments are carried out in the pump and pumping station laboratory at the Faculty of Technology of the University of Tlemcen. The measurements make it possible to assimilate the basic characteristics of the centrifugal pumps and those of the turbines, while noting the different results of the heights, powers and efficiencies, according to the different flow rates and for different speeds of rotation.

Key words: Centrifugal pumps, cavitation, Pelton turbine, Francis turbine, (NPSH).