

## ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
Ecole Nationale Polytechnique

Département de Génie Mécanique

Mémoire de projet de fin d'études pour l'obtention du diplôme  
d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

---

# Conception d'un banc d'essais hydraulique universel

---

Réalisé par :

MANCER Anya Sara

Sous la direction de :

Mr BENNOUR Hocine et Mme IGUERCHA Amina

Composition du Jury :

Président	Mr Yacine BELKACEMI	MC-A	ENP
Promoteurs	Mr Hocine BENNOUR	MA-A	ENP
	Mme Amina IGUERCHA	Doctorante	UMBB
Examineurs	Mr Mohamed BEN BRAIKA	MA-A	ENP
	Mr Abdelhamid BOUHELAL	MA-B	ENP



## ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
Ecole Nationale Polytechnique

Département de Génie Mécanique

Mémoire de projet de fin d'études pour l'obtention du diplôme  
d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

---

# Conception d'un banc d'essais hydraulique universel

---

Réalisé par :

MANCER Anya Sara

Sous la direction de :

Mr BENNOUR Hocine et Mme IGUERCHA Amina

Composition du Jury :

Président	Mr Yacine BELKACEMI	MC-A	ENP
Promoteurs	Mr Hocine BENNOUR	MA-A	ENP
	Mme Amina IGUERCHA	Doctorante	UMBB
Examineurs	Mr Mohamed BEN BRAIKA	MA-A	ENP
	Mr Abdelhamid BOUHELAL	MA-B	ENP

# Dédicace

Je dédie cette modeste contribution,

A mes très chers parents, à qui je dois tout, à qui je voue un amour et un attachement inconditionnels et une admiration sans bornes pour leurs sacrifices continuels.

A mes amis, en souvenir de nos meilleurs et pires moments ensemble et surtout à la sincérité et à la loyauté qui forgent nos liens.

A toute ma famille qui m'a soutenue de près ou de loin tout au long de mon parcours.

Anyà

# Remerciements

J'exprime mon immense gratitude envers les personnes sans qui ce travail n'aurait pas pu voir le jour.

Mes vifs remerciements s'adressent tout naturellement à mes encadreurs académiques **Mr. BENNOUR** et **Mme. IGUERCHA** pour leur soutien, patience, disponibilité et surtout pour leur dévouement. Les conseils avisés et remarques qu'ils m'ont prodigués nous ont été d'une grande aide. J'en sors grandie suite à cette expérience tant sur le plan professionnel que personnel. Celle-ci restera, grâce à eux, à jamais gravée dans ma mémoire. Leurs encouragements m'ont poussée à dépasser mes limites et découvrir d'autres facettes de ma personnalité.

J'adresse mes remerciements tout particulièrement à **Mr. BENNOUR**, qui fut également mon enseignant de thermodynamique, de conversion d'énergie et de turbomachines, pour son temps, ses conseils, notamment durant mon passage au département du génie mécanique. Je le remercie également pour la confiance qu'il m'a accordée en me proposant ce thème.

J'exprime ma profonde reconnaissance au président du jury **Mr. BELKACEMI** ainsi qu'à mon examinateur **Mr. BEN BRAIKA** pour l'honneur qu'ils m'ont accordé en acceptant de lire et d'examiner mon travail. Je les remercie également pour leurs enseignements durant mon passage à l'École.

Je tiens à témoigner ma sincère gratitude envers mes enseignants du département du Génie Mécanique auxquels je dois ma formation d'ingénieur. Je serai éternellement reconnaissante quant à leurs constants efforts durant ces trois années et leur suivi afin de nous assurer une formation pluridisciplinaire.

Enfin, ma gratitude se destine également à la famille polytechnicienne notamment à mes enseignants des classes préparatoires ainsi que tout le personnel de l'École pour tous leurs efforts.

## ملخص

الطاقة الكهرومائية هي عبارة عن طاقة كهربائية متجددة يتم الحصول عليها عن طريق تحويل طاقة مائية، نابعة من مختلف الموارد المائية الطبيعية إلى كهرباء الطاقة الحركية للتيار المائي تتحول أولاً إلى طاقة ميكانيكية بواسطة توربين مائي، ثم إلى طاقة كهربائية بفعل المولد تحتاج هذه العملية التي تتم على مستوى المفاعلات الكهرومائية، إلى دراسة مسبقة على العموم، يتم إجراء اختبارات على نماذج مصغرة من أجل التحقق من فعالية المعدات قبل استعمال ومنه فإن الهدف من هذا المشروع هو تنفيذ تصميم أولي لمنصة اختبار التوربينات العالمية التي يمكن من خلالها إجراء اختبارات على نطاق محدود، وذلك بفضل مبادئ التشابه، يمكن التنبؤ بأداء النماذج الأولية. هذه المنصة، مصممة على مستوى المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات، يشكل إضافة للبرنامج التربوي المقدم حالياً

الكلمات المفتاحية : كهرومائية، منصة اختبار، توربين مائي، مضخة، طاقة متجددة

## Abstract

Hydroelectric energy is a renewable electrical energy obtained by converting hydraulic energy of different natural water flows, into electricity. The kinetic energy of the water current is transformed into mechanical energy by a hydraulic turbine, then into electrical energy by an alternator. This operation, carried out at hydroelectric power stations, requires a preliminary study. It is customary to carry out tests on reduced models in order to test the performances of the equipment upstream of their realization. The goal behind this project is to carry out a first design of a universal turbine test bench on which it will be possible to effectuate tests on a reduced scale which, thanks to the similarity principles, will predict the performance of the prototypes. This bench, designed at the National Polytechnic School, constitutes a contribution to the pedagogical training that is provided there.

**Keywords :** Hydroelectricity, Test bench, Hydraulic turbines, Pumps, Renewable energy.

## Résumé

L'énergie hydroélectrique est une énergie électrique renouvelable obtenue par conversion de l'énergie hydraulique, des différents flux d'eau naturels, en électricité. L'énergie cinétique du courant d'eau est transformée en énergie mécanique par une turbine hydraulique, puis en énergie électrique par un alternateur. Cette opération, effectuée au niveau des centrales hydroélectriques, nécessite une étude au préalable. Il est usuel d'effectuer des tests sur des modèles réduits afin de tester les performances des équipements en amont de leur réalisation. Le but de ce projet est donc d'effectuer une première conception d'un banc d'essais de turbinage universel sur lequel il sera possible d'effectuer des tests à échelle réduite qui, grâce aux principes de similitude, prédiront les performances des prototypes. Ce banc, conçu au niveau de l'École Nationale Polytechnique, constitue un apport à la formation pédagogique qui y est dispensée.

**Mots-clés :** Hydroélectricité, Banc d'essais, Turbines hydrauliques, Pompes, Énergie Renouvelable.

# Table des matières

Liste des figures

Liste des tableaux

Liste des symboles

<b>Introduction générale</b>	<b>12</b>
<b>1 Généralités sur les turbomachines</b>	<b>13</b>
1.1 Introduction . . . . .	14
1.2 Classification des turbomachines . . . . .	14
1.2.1 Mode de transfert d'énergie . . . . .	14
1.2.2 Type de flux . . . . .	14
1.2.3 Sens d'écoulement . . . . .	15
1.3 Fonctionnement des turbomachines . . . . .	15
1.4 Généralités sur les turbines hydrauliques . . . . .	15
1.4.1 Classification des turbines hydrauliques . . . . .	16
1.4.2 Principaux types de turbines hydrauliques . . . . .	17
1.4.3 Dimensionnement des turbines hydrauliques . . . . .	21
1.4.4 Critères de choix des turbines . . . . .	24
1.5 Courbes caractéristiques et similitude . . . . .	26
1.5.1 Courbes caractéristiques d'une turbine . . . . .	26
1.5.2 Lois de similitude . . . . .	31
1.6 Généralités sur les pompes . . . . .	33
1.6.1 Classification des pompes . . . . .	33
1.6.2 Les pompes centrifuges . . . . .	34
1.7 Conclusion . . . . .	41
<b>2 Les centrales hydroélectriques et l'intérêt des essais sur modèles réduits</b>	<b>42</b>
2.1 Introduction . . . . .	43
2.2 L'hydroélectricité et les centrales hydroélectriques . . . . .	43
2.2.1 Les différents types de centrales électriques . . . . .	43
2.2.2 Les centrales hydroélectriques . . . . .	45
2.2.3 Les petites centrales hydroélectriques . . . . .	45
2.2.4 Les composants des petites centrales hydroélectriques . . . . .	46
2.2.5 Avantages et inconvénients de la petite hydroélectricité [14], [21] . . . . .	48
2.3 Les aménagements hydrauliques en Algérie et leur potentiel hydroélectrique . . . . .	50
2.4 Intérêt de la conception d'un banc d'essais . . . . .	50
2.5 Conclusion . . . . .	51

<b>3</b>	<b>Conception du banc d'essais</b>	<b>52</b>
3.1	Introduction . . . . .	53
3.2	Laboratoire de mécanique de l'École Nationale Polytechnique . . . . .	53
3.2.1	Contraintes et limitations . . . . .	53
3.3	Instrumentation du banc d'essais . . . . .	53
3.3.1	Mesure de la pression . . . . .	54
3.3.2	Mesure du débit . . . . .	57
3.3.3	Mesure de la vitesse de rotation . . . . .	61
3.3.4	Mesure du couple . . . . .	64
3.4	Système de dissipation d'énergie . . . . .	65
3.4.1	Systèmes de freinage . . . . .	65
3.4.2	Freins hydrauliques . . . . .	65
3.4.3	Freins électromagnétiques . . . . .	66
3.4.4	Freins mécaniques . . . . .	67
3.4.5	Propriétés et critères de choix des freins . . . . .	69
3.4.6	Choix final du système de freinage . . . . .	70
3.5	Éléments du banc d'essais . . . . .	71
3.5.1	Les canalisations . . . . .	72
3.5.2	Les pompes . . . . .	73
3.5.3	Les configurations des systèmes proposés . . . . .	76
3.6	Description de la configuration retenue pour le banc d'essais . . . . .	79
3.7	Conclusion . . . . .	82
<b>4</b>	<b>Protocoles expérimentaux du banc d'essais</b>	<b>83</b>
4.1	Introduction . . . . .	84
4.2	Manipulations réalisables en mode pompage . . . . .	84
4.2.1	Protocole expérimental . . . . .	84
4.3	Manipulations réalisables en mode turbinage . . . . .	89
4.3.1	Mode d'opération à vitesse (N) de rotation et ouverture (A) constantes	89
4.3.2	Mode d'opération à hauteur (H) et ouverture (A) constantes . . . . .	90
4.4	Conclusion . . . . .	92
	<b>Conclusion générale</b>	<b>93</b>
	<b>Références Bibliographiques</b>	<b>95</b>



# Table des figures

1.1	Schéma d'une turbine à action avec ses paramètres de fonctionnement [4]. . .	16
1.2	Schéma du principe de fonctionnement d'une turbine à réaction [4]. . . . .	17
1.3	Vue schématique d'une roue Pelton à deux jets [5]. . . . .	18
1.4	Turbine Pelton à jet unique : centrale de Los Molles (Chili) [6]. . . . .	19
1.5	Composants d'une turbine Francis [4]. . . . .	20
1.6	Schéma d'une turbine Kaplan [7]. . . . .	20
1.7	Triangle des vitesses sur une roue de pompe centrifuge [6]. . . . .	21
1.8	L'effet de la cavitation sur les roues [7]. . . . .	23
1.9	Choix de la turbine selon le débit, la vitesse spécifique et la hauteur nette. . .	25
1.10	Choix de la turbine selon la vitesse spécifique et la hauteur nette. . . . .	26
1.11	Banc d'essai de turbine hydraulique. . . . .	27
1.12	Courbes caractéristiques d'une turbine à vitesse de rotation N et ouverture A constantes. . . . .	28
1.13	Courbes caractéristiques sous vitesse de rotation variable . . . . .	29
1.14	Courbes caractéristiques d'une turbine sous vitesse de rotation variable. . . .	30
1.15	Courbes en colline d'une turbine hydraulique. . . . .	31
1.16	Classification des pompes [4]. . . . .	33
1.17	Pompe centrifuge monocellulaire [8]. . . . .	35
1.18	Schéma descriptif d'une pompe centrifuge mono-étage [11]. . . . .	36
1.19	Différents types de roues. . . . .	37
1.20	Formes du corps de pompe. . . . .	38
1.21	Courbes caractéristiques d'une pompe. . . . .	40
1.22	Courbe de réseau et caractéristique d'une pompe. . . . .	41
2.1	Barrage des Trois Gorges sur la rivière Yangtze - Province de Hubei - Chine. .	44
2.2	Principaux composants des petites centrales hydroélectriques. . . . .	46
3.1	Manomètre à tube de bourdon et son schéma. . . . .	54
3.2	Manomètre à membrane et son schéma. . . . .	55
3.3	Manomètre à capsule et son schéma. . . . .	56
3.4	Manomètre à soufflet. . . . .	56
3.5	Manomètre à tube manométrique, acier inoxydable. . . . .	57
3.6	Débitmètre à effet Coriolis. . . . .	58
3.7	Débitmètre électromagnétique. . . . .	58
3.8	Débitmètre à ultrasons. . . . .	59
3.9	Débitmètre à pression différentielle. . . . .	59
3.10	Débitmètre à effet vortex. . . . .	60
3.11	Débitmètre à turbine. . . . .	61
3.12	Débitmètre polyphasique. . . . .	61
3.13	Tachymètre mécanique et son schéma. . . . .	62
3.14	Tachymètre magnétique et son schéma. . . . .	62

3.15 Tachymètre électrique. . . . .	63
3.16 Tachymètre électronique et son schéma. . . . .	63
3.17 Couplemètre rotatif et son schéma. . . . .	64
3.18 Couplemètre statique et son schéma. . . . .	64
3.19 Classification des freins. . . . .	65
3.20 Schéma d'un frein hydraulique. . . . .	66
3.21 Schéma d'un frein électromagnétique. . . . .	66
3.22 Frein à disques et son schéma. . . . .	67
3.23 Frein à sabot et son schéma. . . . .	68
3.24 Frein à bande et son schéma. . . . .	68
3.25 Frein à mâchoire et son schéma. . . . .	69
3.26 Apparition de courants de Foucault dans une plaque conductrice oscillant à travers un champ magnétique. . . . .	70
3.27 Courants de Foucault dans un disque tournant dans un champ magnétique [27].	71
3.28 Installation du frein à courants de Foucault et son schéma. . . . .	71
3.29 Installation de la pompe centrifuge sur le banc d'essais. . . . .	75
3.30 Schéma du banc d'essais de la turbine Francis. . . . .	77
3.31 Schéma du banc d'essais de la turbine Kaplan. . . . .	77
3.32 Schéma synoptique du banc d'essais avec support des turbines amovible. . . .	78
3.33 Schéma synoptique du banc d'essais avec support du réservoir trop-plein movable. . . . .	79
3.34 Schéma TI du banc d'essais. . . . .	80
3.35 Schéma synoptique du banc d'essais. . . . .	81
4.1 Schéma TI du banc d'essais en mode pompage (pompe <b>P1</b> en fonctionnement).	85
4.2 Schéma TI du couplage en parallèle. . . . .	87
4.3 Schéma TI du couplage en série. . . . .	89
4.4 Schéma TI du banc d'essais en mode turbinage - turbine Pelton. . . . .	92

# Liste des tableaux

1.1	Caractéristiques des principaux types des turbines hydrauliques. . . . .	18
1.2	Les plages de vitesse spécifique correspondant aux différents types des turbines hydrauliques. . . . .	23
1.3	Le choix des turbines selon la chute. . . . .	24
1.4	Le choix des turbines selon la variation du débit et de chute. . . . .	24
1.5	Le choix des turbines selon la vitesse de rotation. . . . .	25
1.6	Les relations entre les différents paramètres d'une turbine . . . . .	32
1.7	Formules des paramètres adimensionnels . . . . .	33
1.8	Formules des paramètres unitaires . . . . .	33
2.1	Données du débit et de la pression de quelques stations de traitement des eaux en Algérie. . . . .	50
3.1	Tableau comparatif des systèmes de freinage électromagnétiques et mécaniques [23]. . . . .	69
3.2	Tableau récapitulatif des propriétés physico-chimiques de l'eau. . . . .	72
3.3	Vitesses limites à ne pas dépasser pour éviter les nuisances sonores (CCTG). . . . .	73
3.4	Les différents modèles de pompes utilisées dans les bancs d'essais hydrauliques. . . . .	74

# Liste des symboles

Symbole	Signification	Unité
U	Vitesse périphérique de la roue	$m/s$
$V_r$	Vitesse relative	$m/s$
$V_a$	Vitesse absolue	$m/s$
R	Rayon de la roue tangent au jet	$m$
$\omega$	Vitesse angulaire	$rad/s$
N	Vitesse de rotation nominale	$tr/min$
$H_e$	Hauteur centrifuge	$m$
H	Hauteur de chute nette	$m$
g	Constante de gravitation	$m/s^2$
$\dot{m}$	Débit massique	$kg/s$
$\rho$	Masse volumique	$kg/m^3$
T	Couple produit par la turbine	$N.m$
$\dot{W}$	Puissance mécanique	$W$
k	Coefficient de frottement	—
$\xi$	Facteur de capacité	—
$\eta$	Rendement de la turbine	%
$\mu$	Viscosité	$Pa.s$
$\alpha$	Angle	°
$\beta$	Angle	°
$\delta$	Largeur	$m$
Q	Débit volumique	$m^3/s$
$Q_t$	Débit turbiné	$m^3/s$
C	Vitesse de l'eau du jet	$m/s$
$F_h$	Force hydrodynamique du jet sur l'auget	$N$
$P_a$	Puissance mécanique de l'arbre	$W$
Z	Nombre d'aubes de la roue	—
$N_q$	Vitesse spécifique en fonction du débit	—
$N_s$	Vitesse spécifique en fonction de la puissance mécanique de l'arbre	—
$v$	Vitesse spécifique	—
$H_{sth}$	Hauteur d'aspiration théorique	$m$
$H_a$	Pression atmosphérique	$Pa$
$H_v$	Pression de vapeur de l'eau	$Pa$

$\psi$	Coefficient d'énergie	—
$\phi$	Coefficient de débit	—
$H_{MT}$	Hauteur manométrique	$m$
$H_{TR}$	Charge totale du fluide à l'orifice de refoulement	$m$
P	Pompe	
$H_{TA}$	charge totale du fluide à l'orifice d'aspiration	$m$
$\Delta H$	pertes de charge linéaires	$Pa$
$\lambda$	Coefficient de perte de charge de Darcy	—
L	Longueur de la conduite	$m$
D	Diamètre	$m$
K	Coefficient de perte de charge singulière	$Pa$
$H_{rseau}$	Courbe caractéristique du réseau	$m$
$H_{geo}$	Hauteur géométrique	$m$
$\alpha Q^2$	Perte de charge qui augmente de manière proportionnelle avec le débit	$Pa$
E	Puissance dissipée par les courants de Foucault	$W$
B	Champ magnétique	$T$
$H_g$	Hauteur géométrique d'élévation	$m$

# Introduction générale

L'énergie hydroélectrique est l'une des plus anciennes productions électriques développées, et bénéficie de ce fait d'une très grande maturité technologique résultant du développement qu'elle a connu. Elle est aujourd'hui de très loin la première énergie renouvelable électrique, produisant dans le monde près de 80,5% de l'électricité renouvelable.

Les petites centrales hydroélectriques connaissent un intérêt croissant dans le contexte actuel des technologies basées sur les énergies renouvelables. Elles pourraient constituer le moyen le plus économique d'électrification des endroits isolés du réseau, et situées à proximité d'un cours d'eau ou d'un fleuve.

Comme technologie de production d'électricité renouvelable, les petites centrales hydroélectriques peuvent profiter des nouvelles considérations environnementales, particulièrement celles liées à la réduction des émissions de  $CO_2$  dans les activités de production d'énergie. De plus, parmi les moyens de production utilisant les énergies renouvelables, les systèmes hydroélectriques semblent être les plus fiables [1].

En Algérie, au niveau des stations de traitement des eaux, l'eau qui arrive possède une énergie relativement importante. Cette énergie est en général dissipée par des brises charge. Une telle opération est nécessaire car l'eau doit être stagnante afin d'éviter d'altérer le processus de traitement. Ce procédé de dissipation, bien que nécessaire, gagnerait à être remplacé par un autre qui permettrait d'exploiter le potentiel énergétique disponible.

Une évaluation du potentiel hydroélectrique existant au niveau de la station de traitement de Qudiet Acerdun, du matériel approprié pour son exploitation et la proposition d'un prototype de turbine, fut l'objet du projet de fin d'études de mon camarade du département de Génie Mécanique **T. BELADIS**. C'est de là qu'est partie l'idée de concevoir un banc d'essais qui permettrait d'étudier les turbines proposés en effectuant des essais sur des modèles réduits de turbines.

Nous avons à cet effet réparti notre travail en deux grandes parties : une première partie comprenant le chapitre 1 dans lequel nous avons exposé les notions essentielles concernant les turbomachines hydrauliques pour faciliter aux personnes qui voudraient consulter ce mémoire, la compréhension de notre travail, et le chapitre 2 où nous avons abordé la question de la petite hydroélectricité qui connaît ces derniers temps un essor important. Une deuxième partie comprenant le chapitre 3, consacré à la conception de notre banc d'essais et le chapitre 4 où nous avons décrit les manipulations principales que les étudiants pourraient effectuer sur le banc d'essais si sa réalisation venait à être concrétisée.

# **Chapitre 1**

## **Généralités sur les turbomachines**

## 1.1 Introduction

Les turbomachines forment une famille importante d'appareils qui utilisent un fluide pour effectuer une transformation d'énergie. Elles sont au coeur de la production d'énergie en transformant celle-ci d'un état donné vers un autre. Nous nous intéresserons, dans ce chapitre, aux turbines hydrauliques Pelton, Francis et Kaplan ainsi qu'aux pompes centrifuges. Nous allons également présenter les turbomachines de manière générale.

## 1.2 Classification des turbomachines

Une turbomachine est un appareil permettant la conversion de l'énergie stockée dans un fluide (potentielle, cinétique ou intermoléculaire) en énergie mécanique qui sera, à son tour, transmise à travers un rotor tournant à une certaine vitesse autour d'un axe. Si le fluide en question est liquide (généralement de l'eau), on parle de turbomachines hydrauliques [2]. Il existe plusieurs types de turbomachines qui peuvent être classées suivant quatre critères que l'on citera dans ce qui suit.

### 1.2.1 Mode de transfert d'énergie

#### Turbomachines consommatrices d'énergie

Si l'énergie est transférée du rotor au fluide, la turbomachine est consommatrice d'énergie : par conséquent, elle fait accroître l'énergie du fluide qui la traverse sous forme potentielle ou cinétique. Les pompes et les compresseurs sont des turbomachines consommatrices d'énergie.

#### Turbomachines productrices d'énergie

Elles ont pour fonction de recueillir l'énergie qui leur est cédée par le fluide qui les traverse, et de la transformer en énergie mécanique. Exemples : les turbines à vapeur, les turbines à gaz et les turbines hydrauliques.

### 1.2.2 Type de flux

#### Machines à flux compressible

D'après les bases de la mécanique des fluides, l'écoulement est dit compressible si la densité change pendant le processus d'écoulement dans les environs de 5% en terme de pourcentage de changement de densité. Elles peuvent aussi être classées par le nombre de Mach : si le débit est supérieur à 0,3 l'écoulement est compressible. Ce sont donc les machines qui traitent des écoulements à grande vitesse ou qui rencontrent de grandes variations de densité, comme les compresseurs, les turbines à vapeur et les turbines à gaz.

#### Machines à flux incompressible

Elles présentent une variation de densité faible ou négligeable, comme les pompes et les turbines hydrauliques qui traitent le milieu liquide, ou les ventilateurs, les soufflantes basse pression ainsi que les éoliennes qui traitent le gaz.



### 1.2.3 Sens d'écoulement

Indépendamment du fluide qui s'y écoule, les turbomachines sont classées en flux axial, radial, et mixte selon la trajectoire qu'emprunte le fluide.

#### Machines à flux axial

D'après la manière dont le fluide traverse la roue mobile, on dit que, dans la traversée d'une machine, on a un passage axial là où la vitesse du fluide n'a en plus de sa composante circumférentielle, qu'une composante axiale ; chaque ligne de courant se trouve sur la surface d'un cylindre circulaire coaxial à la machine. Une machine est dite axiale si le courant y est sensiblement axial, du moins dans la région où la majeure partie du travail est effectuée. On peut citer les pompes et les ventilateurs hélicoïdes, les turbines à hélices et les turbines Kaplan.

#### Machines à flux radial

On dit que l'on a un passage radial là où la vitesse n'a, en plus de sa composante circumférentielle, qu'une composante radiale ; chaque ligne de courant se trouve dans un plan perpendiculaire à l'axe de la roue (Les particules fluides se déplacent dans des plans normaux à l'axe de la roue). Une machine est dite radiale si le courant y est à peu près radial. Dans ce cas on qualifie de :

- centrifuges, les machines dans lesquelles les particules s'éloignent de l'axe,
- centripètes, les machines dans lesquelles les particules se rapprochent de l'axe.

Les pompes, les ventilateurs centrifuges, et les turbines hydrauliques Francis en font partie.

#### Machines à flux mélangé

On dit qu'une turbomachine est à passage mixte, hélico-centrifuge ou hélico-centripète, quand le courant possède trois composantes : circumférentielle, axiale et radiale à l'une des extrémités. Les particules fluides se déplacent sur des surfaces de révolution coaxiales à l'axe de la roue (des cônes de révolution par exemple).

## 1.3 Fonctionnement des turbomachines

La fonction principale des turbomachines est de faire passer le fluide d'une pression inférieure à une pression supérieure, ou encore de lui assurer un accroissement d'énergie cinétique ; dans ce cas sa rotation absorbe de la puissance et elle constitue la turbomachine réceptrice comme les turbopompes, les ventilateurs, les soufflantes, les compresseurs, etc. D'autre part, le fluide peut s'écouler d'un milieu à haute pression vers un milieu à basse pression. Il peut également voir son énergie cinétique diminuer ; la machine a alors pour fonction de recueillir l'énergie libérée par cette détente ou ce ralentissement. Elle constitue donc une turbomachine motrice comme les turbines hydrauliques, les turbines à vapeur, les moulins à vent, les turbopropulseurs, les turboréacteurs, etc. [3].

## 1.4 Généralités sur les turbines hydrauliques

Une turbine hydraulique est une machine tournante qui produit de l'énergie mécanique à partir d'un fluide en mouvement (cours d'eau ou marée) ou potentiellement en mouvement

(barrage). Elle représente un composant essentiel d'une centrale hydroélectrique conçue pour produire de l'électricité à partir d'un flux d'eau. Les turbines hydrauliques modernes sont le fruit de plusieurs années d'étude et de développement, qui ont conduit à l'élaboration de très grandes unités (plus de 800 MW de capacité) avec des rendements qui peuvent arriver jusqu'à 95%.

Généralement, une turbine hydraulique comporte les trois organes caractéristiques des turbomachines, à savoir : un distributeur, un rotor et éventuellement un diffuseur.

### 1.4.1 Classification des turbines hydrauliques

Les turbines sont classées, selon la forme de l'énergie à l'entrée de la roue, en deux catégories : turbines à action et turbines à réaction.

#### Turbine à action

La turbine à action est caractérisée par le fait que l'énergie de l'aubage est totalement convertie en énergie cinétique. L'échange d'énergie entre l'eau et l'aubage a lieu à pression constante (pression atmosphérique). La roue de la turbine est dénoyée et tourne dans l'air.

Un jet entraîne les augets en appliquant une force pour les mettre en rotation. Ce mouvement est converti en couple et puissance mécanique sur l'arbre de la turbine. Dans le cas d'une turbine à action, la vitesse de l'eau ne dépend que de la chute. La vitesse de rotation de la turbine ne dépend pas du débit. Ce dernier dépend de deux paramètres ; la vitesse de l'eau et la section du jet.

Dans cette catégorie, on trouve la turbine **Pelton**, la turbine **Crossflow (Banki-Mitchell)**, la roulette de dentiste (**dental drill**), etc. La plus efficace et la plus utilisée est la turbine **Pelton**. La figure 1.1 représente le schéma d'une turbine à action et ses paramètres de fonctionnement.

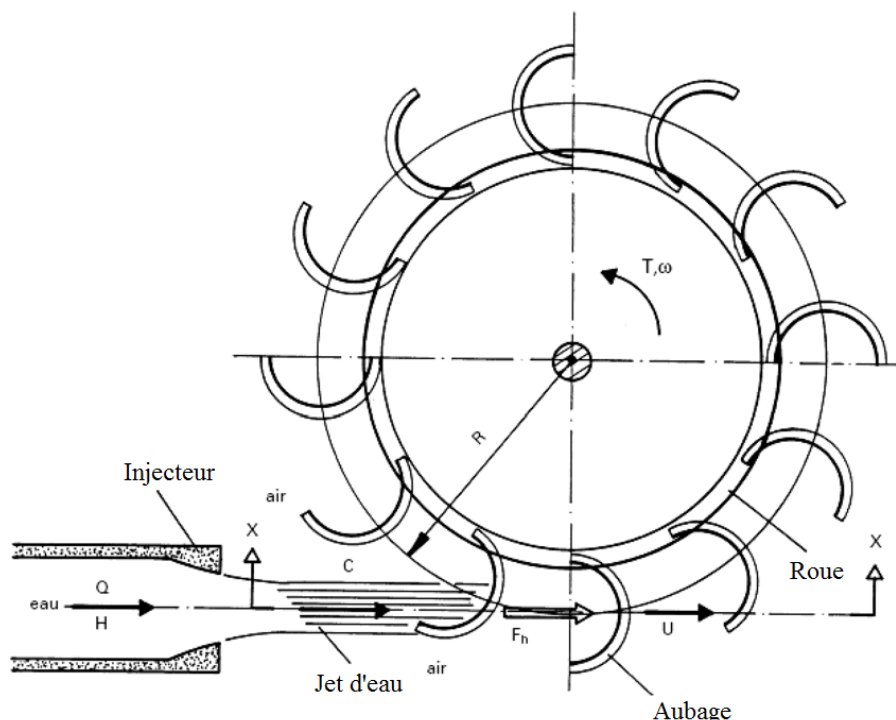


FIGURE 1.1 – Schéma d'une turbine à action avec ses paramètres de fonctionnement [4].

$Q$  : Débit ( $m^3/s$ )  
 $H$  : Chute nette ( $m$ )  
 $C$  : Vitesse de l'eau du jet ( $m/s$ )  
 $R$  : Rayon de la roue tangent au jet ( $m$ )  
 $U$  : Vitesse périphérique de la roue à l'auget ( $m/s$ )  
 $F_h$  : Force hydrodynamique du jet sur l'auget ( $N$ )  
 $T$  : Couple sur l'arbre ( $Nm$ )  
 $\omega$  : Vitesse de rotation ( $rad/s$ )

### Turbine à réaction

La turbine à réaction est une machine fermée qui utilise deux sources d'énergie : une énergie cinétique due à la vitesse de l'eau et une deuxième énergie de pression générée par la différence de pression. Dans ce type de turbines, la surface des aubes est soumise à la pression de l'eau le traversant. La diminution de la pression entraîne la transformation de l'énergie en énergie mécanique de rotation et sera transmise par l'arbre sur lequel la turbine est montée. Le principe de fonctionnement est basé sur :

- La création d'un tourbillon à l'aide d'une bêche, d'aubages directeurs, ou bien les deux à la fois (figure 1.2).
- La récupération du mouvement circulaire du tourbillon par les aubages d'une roue en rotation qui dévient les filets d'eau pour leur donner une direction parallèle à l'axe de rotation.

Parmi les turbines qui appartiennent à cette catégorie, figurent la turbine Francis, la turbine Kaplan, et la turbine à hélice.

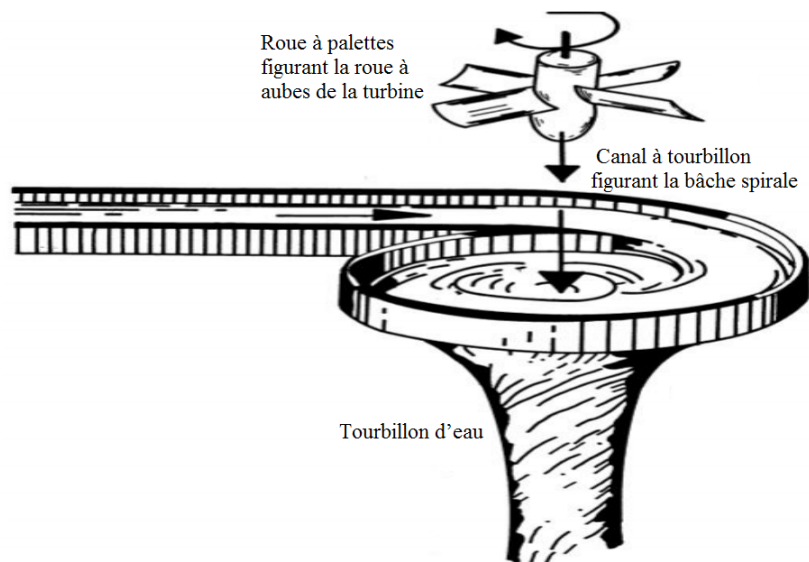


FIGURE 1.2 – Schéma du principe de fonctionnement d'une turbine à réaction [4].

### 1.4.2 Principaux types de turbines hydrauliques

Il existe plusieurs types de turbines hydrauliques. Le choix de la turbine se fait selon le débit et la hauteur de chute. Les principaux types et leurs caractéristiques figurent dans le tableau 1.1.

Tableau 1.1 – Caractéristiques des principaux types des turbines hydrauliques.

Type	Hauteur de chute ( $m$ )	Débit ( $m^3/s$ )
Pelton	Haute chute	Faible débit
Kaplan	Basse chute	Grand débit (jusqu'à 100)
Francis	Entre 40 et 200	30

**Turbine Pelton**

La turbine Pelton est constituée d'une roue à augets en forme de double cuillère qui sont mis en mouvement par un jet d'eau émanant de l'injecteur. Ces derniers comportent des échancrures médianes qui permettent d'avoir une pénétration progressive optimale du jet dans l'auget. Dans ce type de turbine, le nombre d'augets est déterminé en fonction de la hauteur de chute et de la vitesse spécifique.

Le nombre d'injecteurs peut arriver jusqu'à six. Le pointeau mobile, qui est situé à l'intérieur de l'injecteur et déplacé par un servomoteur hydraulique ou électrique, sert à régler le débit. Ce dispositif est asservi à la régulation de la turbine.

Dans la majorité des cas, les turbines Pelton possèdent un déflecteur qui se place rapidement entre l'injecteur et la roue pour dévier le jet. En cas de déclenchement brusque de la génératrice, ceci permettra d'éviter l'emballement de la turbine. Le déflecteur est manoeuvré par un ressort ou un contrepoids, sa mise en action ne nécessite pas une source d'énergie extérieure.

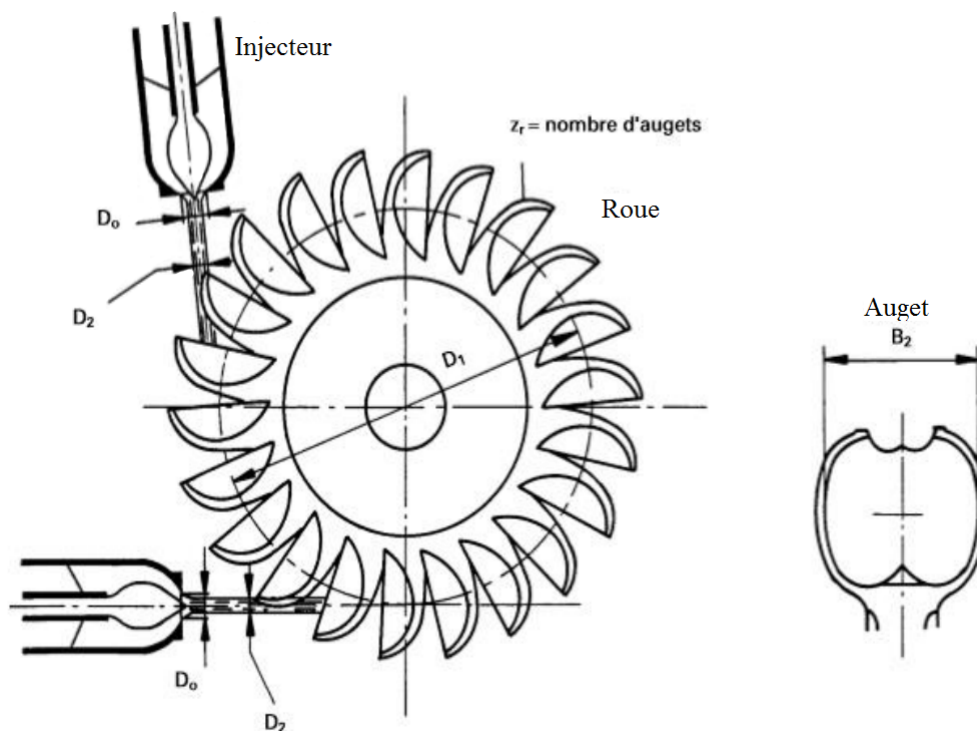


FIGURE 1.3 – Vue schématique d'une roue Pelton à deux jets [5].

Étant donné que la roue tourne dans l'air, les différents composants sont placés dans une bêche posée sur le canal de fuite de la turbine.

L'avantage de la turbine Pelton est la simplicité de sa conception mécanique et un très bon rendement pour toute la plage des débits. La vitesse nominale de la turbine varie entre 500  $tr/min$  et 1500  $tr/min$ , ce qui permet un couplage direct sans multiplicateur à la génératrice électrique.

La figure 1.3 représente 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. Quant à la figure 1.4, c'est la représentation d'une turbine Pelton à axe horizontal à un seul jet.

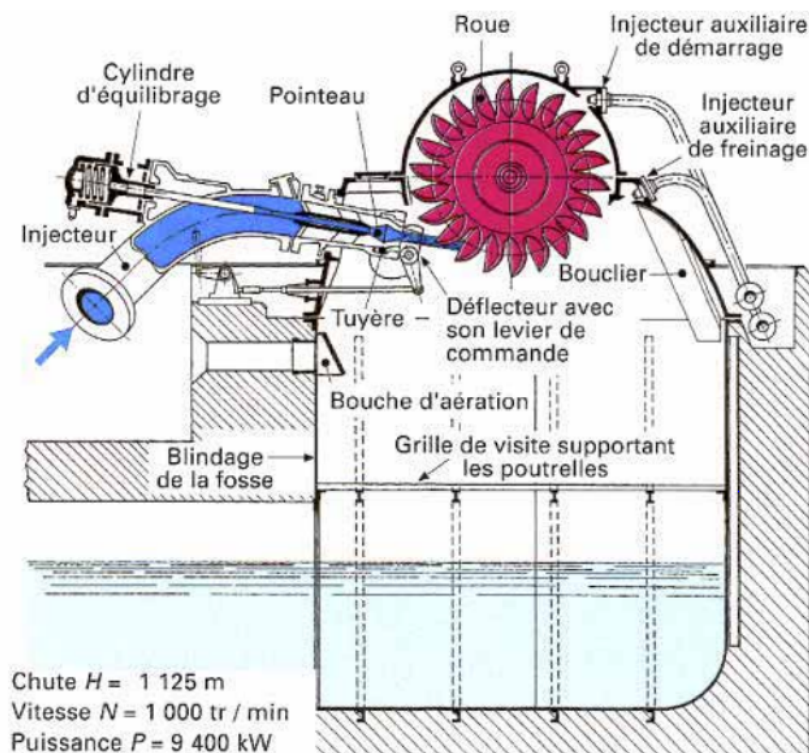


FIGURE 1.4 – Turbine Pelton à jet unique : centrale de Los Molles (Chili) [6].

### Turbine Francis

La turbine Francis se présente fréquemment dans les microcentrales anciennes. Elle est alimentée par une bêche spirale attachée à une conduite forcée. Une série d'aubes directrices se trouve à la fin de la bêche pour guider l'eau vers le distributeur qui sert à régler le débit. Elle est ensuite acheminée vers la roue par toute sa périphérie à un certain débit qui est réglable selon l'angle d'orientation des aubes. Cet angle permet également de diminuer les pertes de charge. La sortie de l'eau se fait de manière axiale dans le diffuseur.

La roue de la turbine est placée à l'intérieur du distributeur, elle est composée d'aubes profilées dont le nombre dépend de la puissance de la turbine (8 à 16 aubes). La roue est attachée à la génératrice par l'intermédiaire d'un arbre. La schématisation de la turbine Francis est donnée dans la figure 1.5.

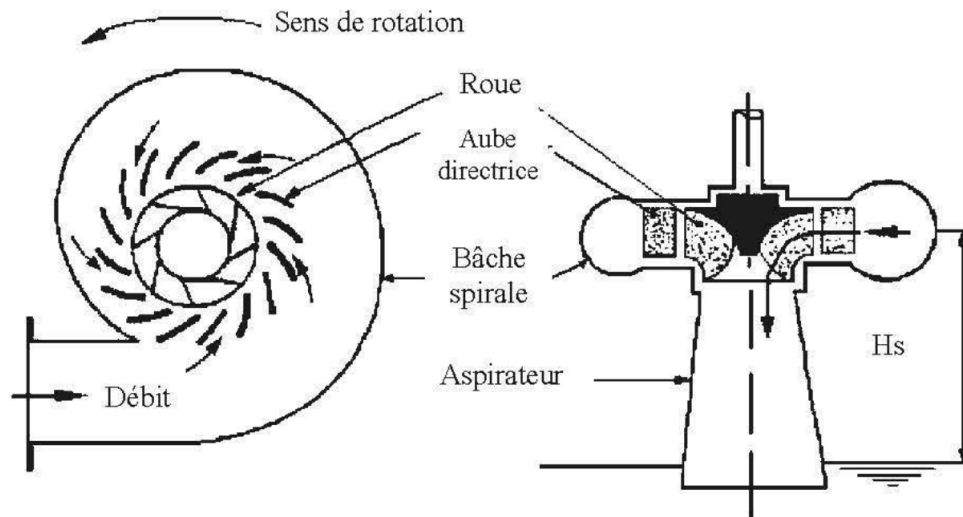


FIGURE 1.5 – Composants d’une turbine Francis [4].

### Turbine Kaplan

La turbine Kaplan est parfaitement adaptée aux basses chutes et aux débits importants, avec une roue de type hélice, comme celle d’un bateau, dont les pales peuvent s’orienter en fonction des débits utilisés.

La turbine Kaplan présente des avantages remarquables par rapport aux autres types de machines auxquelles elle pourrait être substituée pour certaines applications précises. Ainsi, dans la gamme inférieure des chutes, et lorsque l’aménagement participe à la tenue en fréquence du réseau, la turbine Kaplan offre une plus grande stabilité de fonctionnement que le bulbe, du fait de l’inertie importante de ses parties tournantes.

La turbine Kaplan est un développement technique de longue durée de la turbine Francis. Cette évolution permet le fonctionnement de la turbine Kaplan (production de l’énergie) quand la turbine Francis ne pourrait pas être utilisée. Une vue schématique de la turbine Kaplan est donnée dans la figure 1.6.

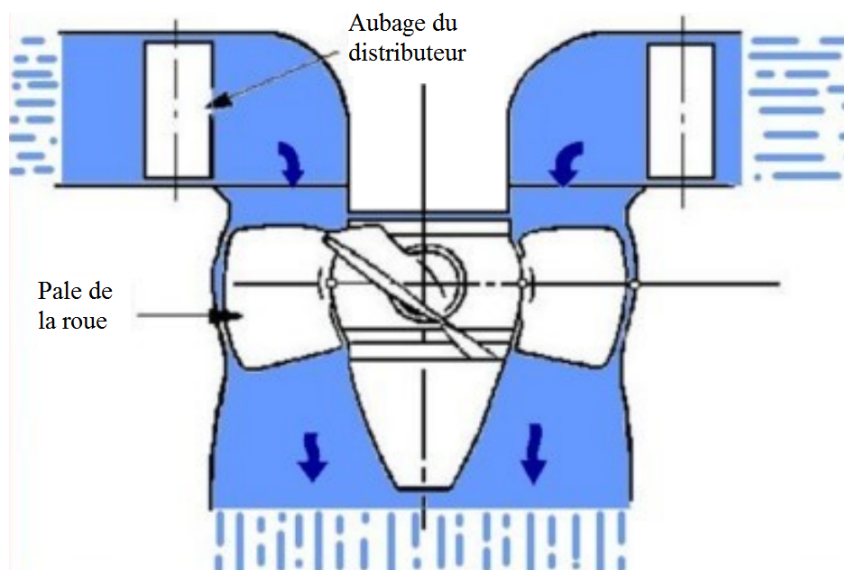


FIGURE 1.6 – Schéma d’une turbine Kaplan [7].

### 1.4.3 Dimensionnement des turbines hydrauliques

Nous avons précédemment défini les différents types de turbines. Toutefois, le dimensionnement d'une turbine hydraulique dépend de paramètres clés que nous allons définir ci-dessous : le triangle des vitesses, les conditions de fonctionnement, la vitesse spécifique ainsi que le coefficient de cavitation.

#### Triangle des vitesses

Le triangle des vitesses est une représentation des vecteurs caractérisant le contact entre le liquide et l'aube à l'aide d'une décomposition des vecteurs des vitesses absolues du liquide à l'entrée et à la sortie de la turbine en deux vecteurs : la vitesse d'entraînement et la vitesse relative.

La vitesse absolue est une somme vectorielle des ces deux vecteurs, selon la relation suivante :

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W} \quad (1.1)$$

Où  $\vec{V}$  est le vecteur vitesse absolue,  $\vec{U}$  le vecteur vitesse d'entraînement et  $\vec{W}$  le vecteur vitesse relative, comme illustré à la figure 1.7.

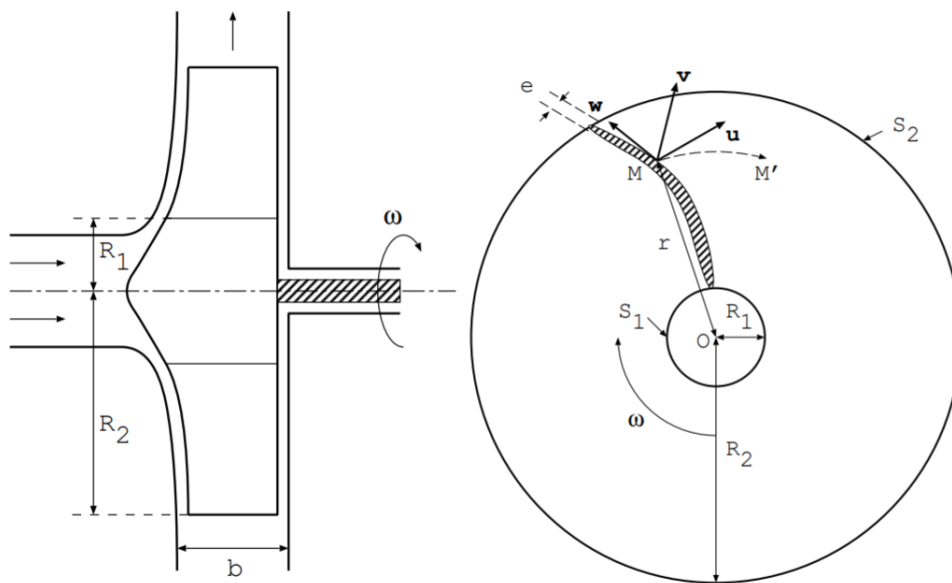


FIGURE 1.7 – Triangle des vitesses sur une roue de pompe centrifuge [6].

#### Paramètres de fonctionnement de la roue

Les paramètres de fonctionnement de la roue correspondent à :

- La vitesse de rotation  $N$  qui est reliée au nombre de paires de pôles et à la fréquence du réseau par la formule suivante :

$$N = \frac{f \cdot 60}{p} \quad (1.2)$$

- La hauteur de chute nette  $H_b$ .

- Le débit  $Q$ .
- La puissance hydraulique  $P_h$ , donnée par :

$$P_h = \rho g H_b Q \quad (1.3)$$

- La puissance mécanique de l'arbre  $P_a$ , donnée par :

$$P_a = \rho g H_b Q \eta \quad (1.4)$$

Avec  $\eta$  le rendement de la turbine.

- Le nombre d'aubes de la roue, obtenu à l'aide de la relation suivante :

$$Z = \frac{250}{N_s^{\frac{1}{3}}} \quad (1.5)$$

Avec  $N_s$  la vitesse spécifique, définie dans ce qui suit.

### Vitesse spécifique

La vitesse spécifique représente l'une des caractéristiques de la turbine hydraulique. Elle peut être déterminée à l'aide de plusieurs méthodes.

- La vitesse spécifique en fonction du débit ( $N_q$ ) :

$$N_q = N \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (1.6)$$

- La vitesse spécifique en fonction de la puissance mécanique de l'arbre ( $N_s$ ) :

$$N_s = N \frac{P_a^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}} \quad (1.7)$$

Avec :  $P_a$  La puissance mécanique de l'arbre.

- La vitesse spécifique  $\nu$  :

$$\nu = \omega \frac{(Q/g)^{1/2}}{(gH)^{3/4}} = 0.00634 N_q \quad (1.8)$$

$\nu$  est un nombre adimensionnel équivalent à  $N_q$ .

H (m), Q (m<sup>3</sup>/s), N (tr/min), P(kW) et  $\omega$  (rad/s).

Le choix de la turbine se fait à partir de la vitesse spécifique. Le tableau 1.2 montre les vitesses spécifiques correspondantes à chaque type de turbine.



Tableau 1.2 – Les plages de vitesse spécifique correspondant aux différents types des turbines hydrauliques.

Type de turbine	Vitesse spécifique ( $N_s$ )
Pelton	1-20 (avec un jet)
Turbine-Pompe	25-120
Francis	20 - 140
Kaplan	100 - 300
Bulb	150 - 400

### Phénomène de cavitation

La cavitation est un phénomène physique qui affecte les liquides. Il s'agit d'un changement de phase liquide-vapeur en raison d'une baisse de la pression statique à température constante. La formation des poches de vapeur dans le liquide de la roue de la turbine est la conséquence d'une augmentation locale de la vitesse d'écoulement quand la pression locale baisse en dessous de la pression de vapeur de l'eau à la température constante. Une fois les cavités de vapeur créées, elles reviennent à l'état liquide dans un temps très court. Ce phénomène dans les turbines hydrauliques provoque des effets nuisibles notamment une chute des performances, des bruits anormaux, des vibrations et une érosion.

La figure 1.8 montre l'endommagement des roues à cause de la cavitation.

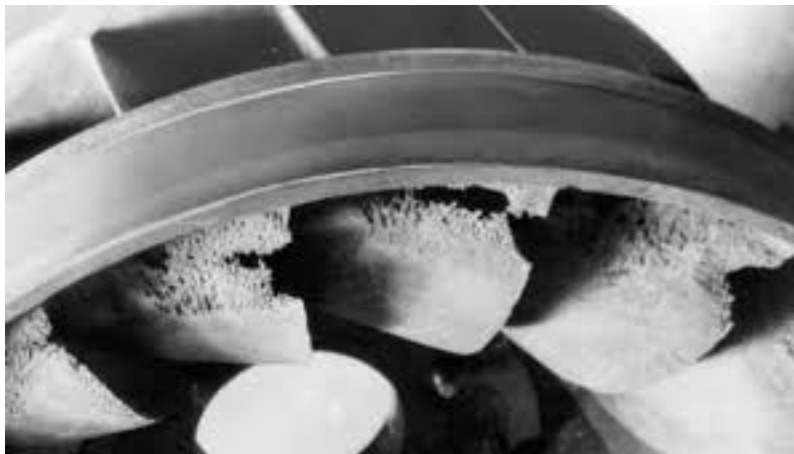


FIGURE 1.8 – L'effet de la cavitation sur les roues [7].

### Hauteur d'aspiration

Dans une turbine hydraulique à réaction à axe horizontale, la hauteur d'aspiration représente la distance entre le plan d'eau aval et l'axe de la roue de la turbine.

Si la turbine se trouve au-dessus du niveau d'eau aval, la hauteur d'aspiration prend une valeur positive, sinon elle sera négative. La hauteur d'aspiration peut être calculée avec la relation suivante :

$$H_{sth} = H_a - H_v \quad (1.9)$$

où :

$H_{sth}$  est la hauteur d'aspiration théorique .

$H_a$  est la hauteur équivalente à la pression atmosphérique.

$H_v$  est la hauteur équivalente à la pression de vapeur de l'eau.

#### 1.4.4 Critères de choix des turbines

Au niveau des petites centrales hydroélectriques, le choix de la turbine peut s'effectuer selon trois critères : débit d'eau, hauteur de chute ou bien la vitesse de rotation.

##### Chute nette

à partir de la valeur de la chute nette on choisit le type de la turbine comme montré dans le tableau 1.3 suivant :

Tableau 1.3 – Le choix des turbines selon la chute.

Type de turbine	La hauteur H (m)
Pelton	50 à 400
Crossflow	10 à 150
Francis	5 à 100
Kaplan	2 à 10

##### Débit

Le tableau 1.4 nous montre le choix de la turbine selon la variation du débit et de la chute :

Tableau 1.4 – Le choix des turbines selon la variation du débit et de chute.

Type de turbine	Capacité de réponse aux variations de débit	Capacité de réponse aux variations de la chute
Pelton	Élevée	Basse
Francis	Moyenne	Basse
Kaplan	Élevée	Moyenne
Hélice	Basse	Basse

##### Vitesse de rotation

Le choix de la turbine s'effectue également selon la vitesse de rotation (tableau 1.5) :

Tableau 1.5 – Le choix des turbines selon la vitesse de rotation.

Type de turbine	Vitesse de rotation (tr/min)
Pelton	500 à 1500
Crossflow	Faible
Francis	Jusqu'à 1000
Kaplan	Faible

Il est usuel de regrouper ces paramètres afin d'effectuer le choix de la turbine à utiliser. L'abaque de la figure 1.9 présente les plages de hauteur et de débit permettant le choix d'une turbine. Ces valeurs correspondent aux données présentées dans le tableau 1.4.

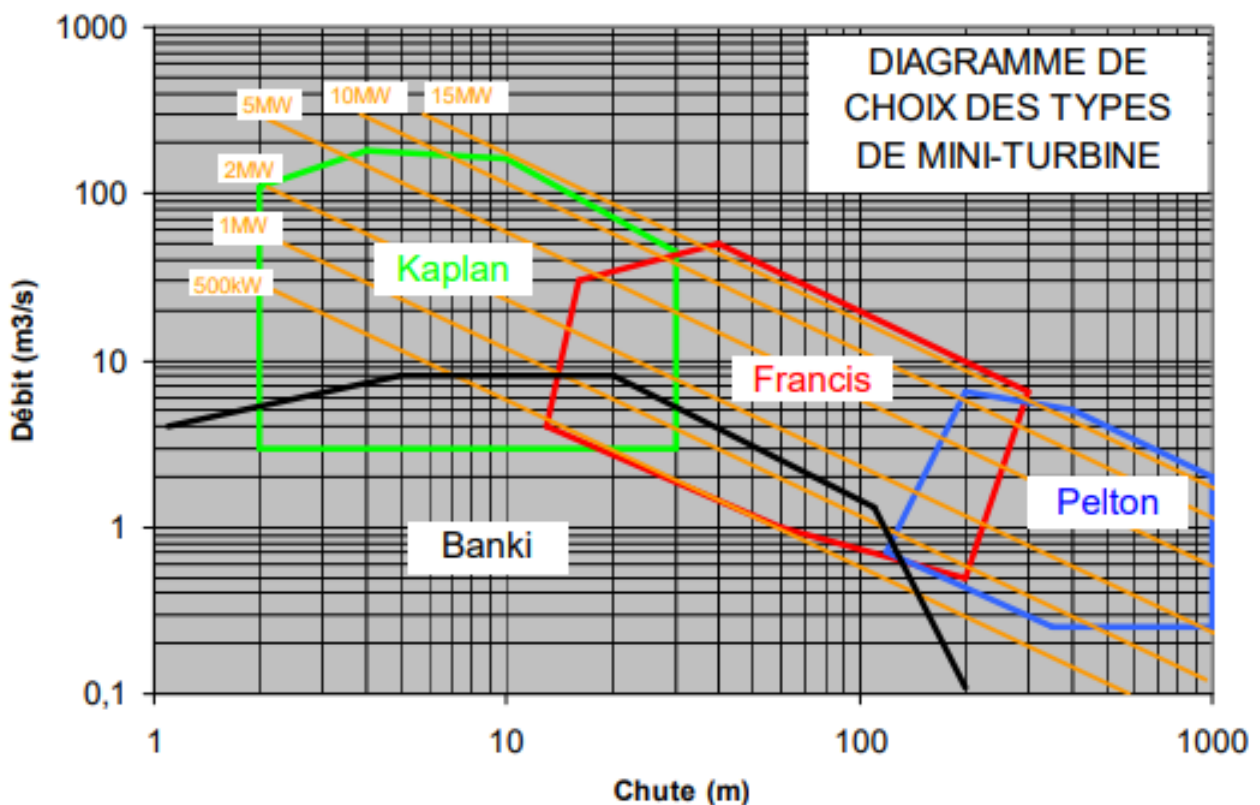


FIGURE 1.9 – Choix de la turbine selon le débit, la vitesse spécifique et la hauteur nette.

A la phase de la conception préliminaire, le choix de la turbine dépend du calcul de la vitesse spécifique qui est fonction du débit, de la chute nette ainsi que de la vitesse de rotation. Ainsi, pour chaque vitesse spécifique, on retrouve un certain type de turbine. Ce rapport est illustré à la figure 1.10.

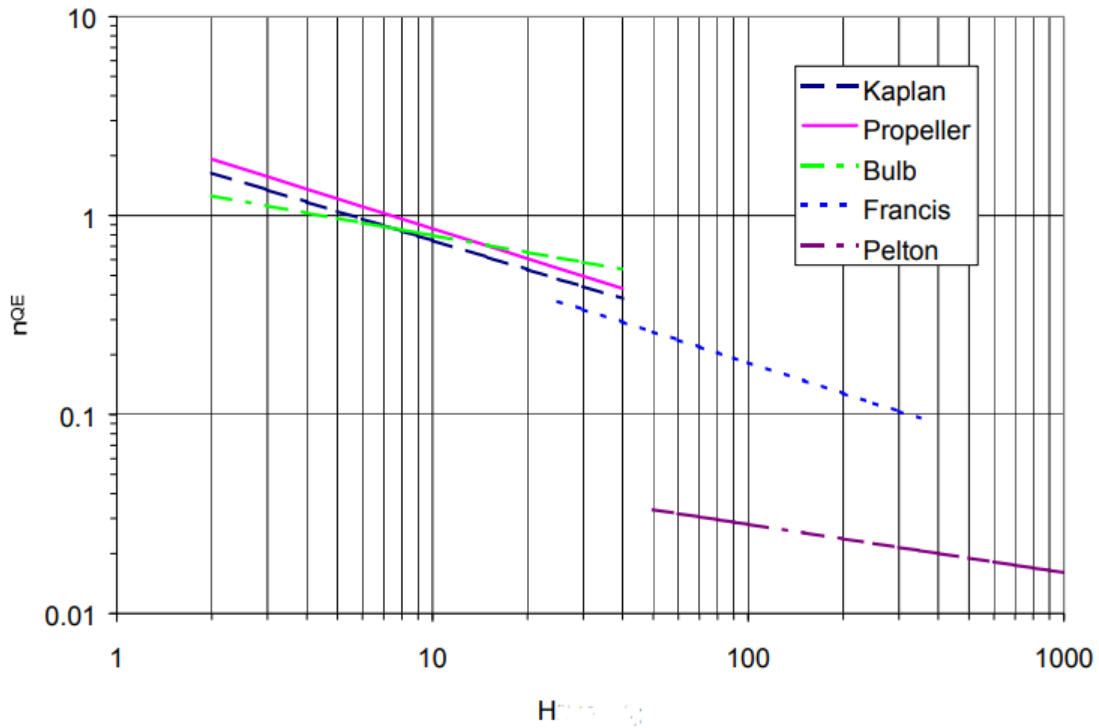


FIGURE 1.10 – Choix de la turbine selon la vitesse spécifique et la hauteur nette.

## 1.5 Courbes caractéristiques et similitude

### 1.5.1 Courbes caractéristiques d'une turbine

#### Essais sur modèles réduits

Les essais sur modèles sont faits dans le but d'établir les courbes caractéristiques d'une turbine de forme donnée et donc prédire son comportement pour les différentes conditions d'exploitation. Ces courbes caractéristiques sont tracées à partir de mesures effectuées sur un banc d'essais, chez un constructeur ou dans un laboratoire.

Après la construction de la machine en taille réelle, les courbes caractéristiques du modèle sont converties pour la turbine fabriquée à l'aide des lois de similitude. La figure 1.11 présente un schéma explicatif du fonctionnement d'un banc d'essais de turbine hydraulique.

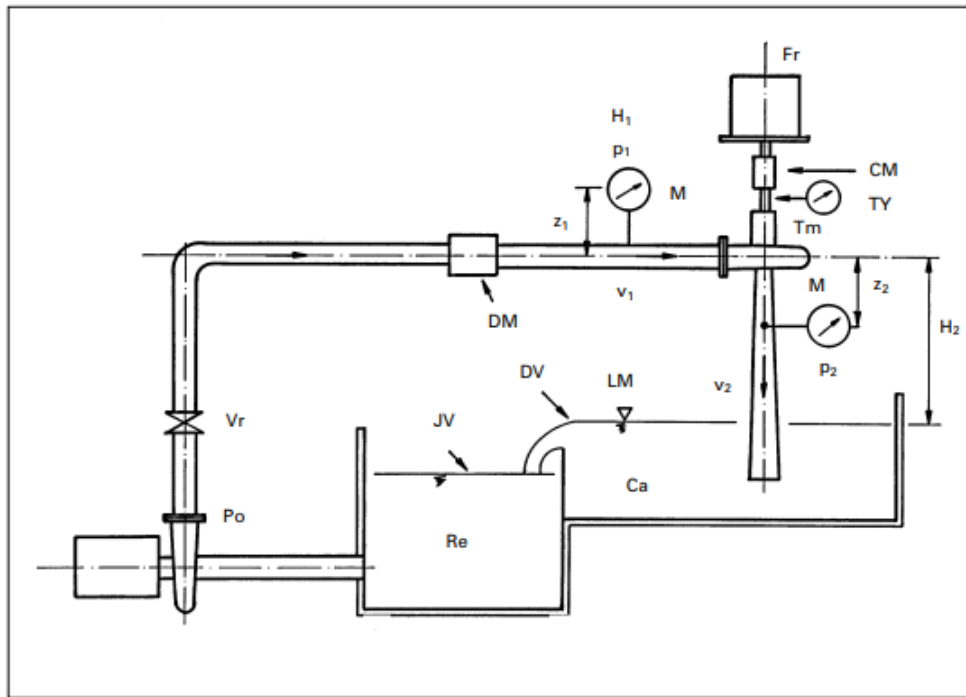


FIGURE 1.11 – Banc d’essai de turbine hydraulique.

### Courbes caractéristiques à vitesses constantes

Une turbine fonctionne normalement à vitesse constante, il existe donc des courbes caractéristiques modélisant ce cas de fonctionnement. Pour effectuer la mesure, la turbine fonctionne à une ouverture (A) fixe du distributeur ou du pointeau de réglage du débit. Le débit de la turbine quant à lui varie, grâce à l’opérateur, par réglage de la pompe d’alimentation ou de la vanne du banc d’essais. Les courbes obtenues (chute-débit, rendement-débit, puissance-débit) sont présentées dans la figure 1.12.

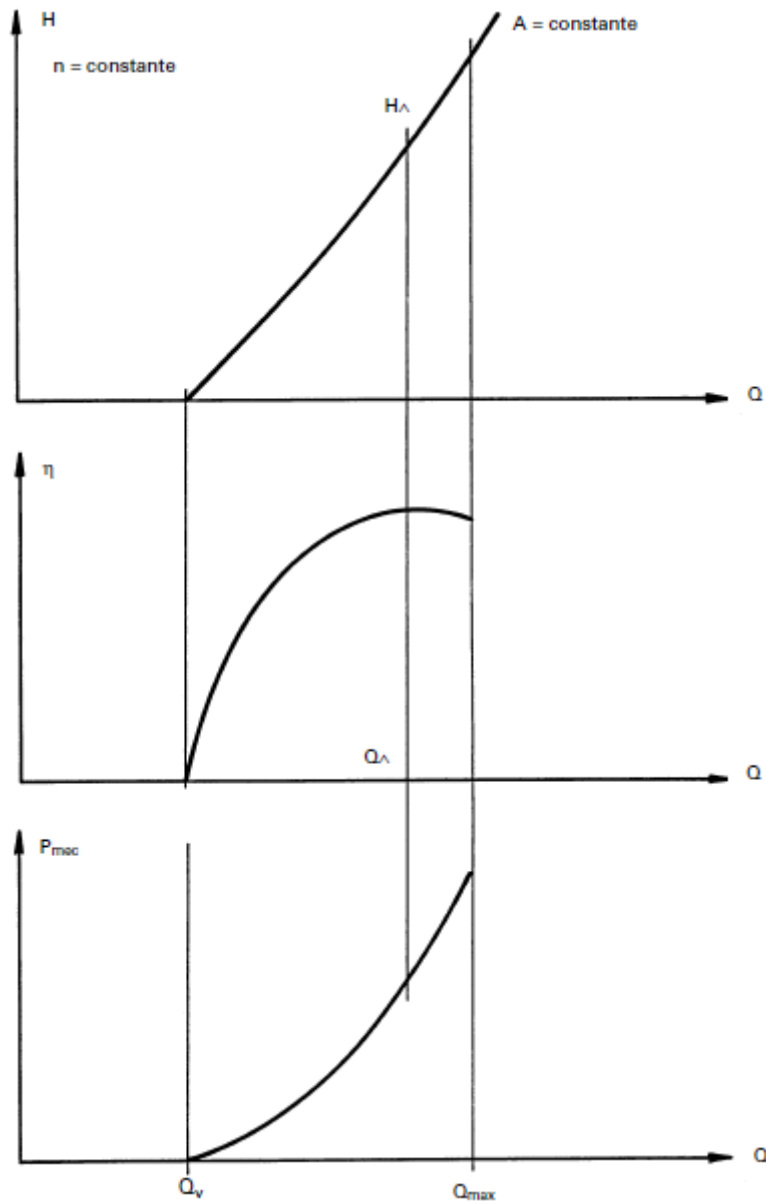
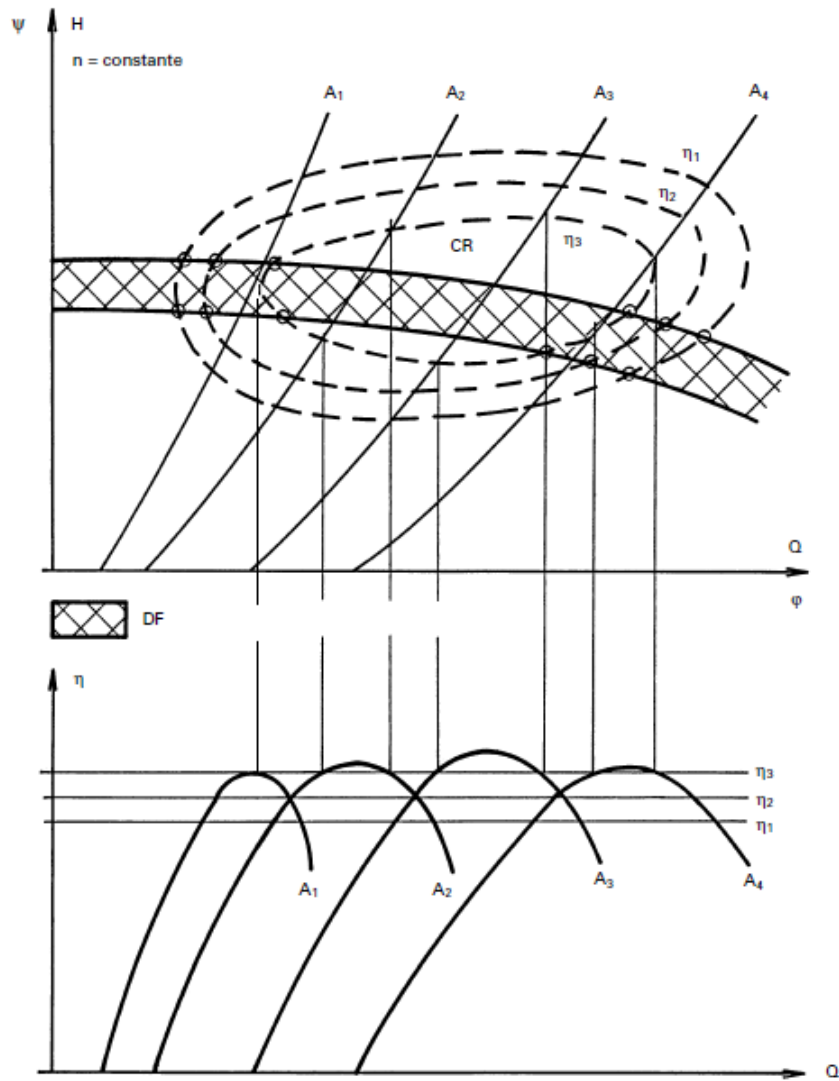


FIGURE 1.12 – Courbes caractéristiques d’une turbine à vitesse de rotation  $N$  et ouverture  $A$  constantes.

La figure 1.13 présente la colline de rendement ( $\eta$ - $Q$ ) obtenue à partir d’une série d’essais avec différentes ouvertures. Ce diagramme topographique contient des lignes dont le niveau de rendement est constant. Les coordonnées ( $H$ ) et ( $Q$ ) (respectivement la chute en  $m$  et le débit en  $m^3/s$ ) deviendront, respectivement suite à une conversion,  $\psi$  et  $\phi$  sans dimensions. Ces coefficients seront définis dans les prochaines sections. À partir des essais sur modèle, l’abaque constitué des paramètres cités précédemment, permet de déterminer les courbes caractéristiques et les rendements de toutes les grandeurs de turbines ayant la même forme géométrique que le modèle.



DF: domaine de fonctionnement de la turbine (caractéristiques de l'aménagement)	$\eta$ : rendements
A: position fixe de l'organe de réglage du débit	CR: colline des rendements
H: chute nette	$\psi$ : coefficient d'énergie
Q: débit	$\varphi$ : coefficient de débit

FIGURE 1.13 – Courbes caractéristiques sous vitesse de rotation variable

### Courbes caractéristiques à vitesse variable

Les courbes caractéristiques à vitesse variable, permettent d'établir le comportement de la turbine en régimes transitoires. L'essai est dans ce cas réalisé sous une chute et une ouverture constantes et une vitesse de rotation variable, permettant ainsi d'obtenir trois paramètres importants en fonction de la vitesse de rotation  $n$  (Figure 1.14) : Le débit  $Q$ , le rendement  $\mu$  et le couple sur arbre turbine  $T$ . Ces courbes sont elles aussi regroupées en sous forme d'abaques (Figure 1.15). Les échelles sont ensuite convertie sous une forme unitaire afin de pouvoir utiliser ces courbes dans n'importe quel cas.

- Le débit  $Q$  devient débit unitaire  $Q_{11}$ .
- La vitesse  $n$  devient vitesse de rotation unitaire  $n_{11}$ .
- le couple  $T$  devient couple unitaire  $T_{11}$ .

Ses paramètres seront aussi abordés dans la section suivante.

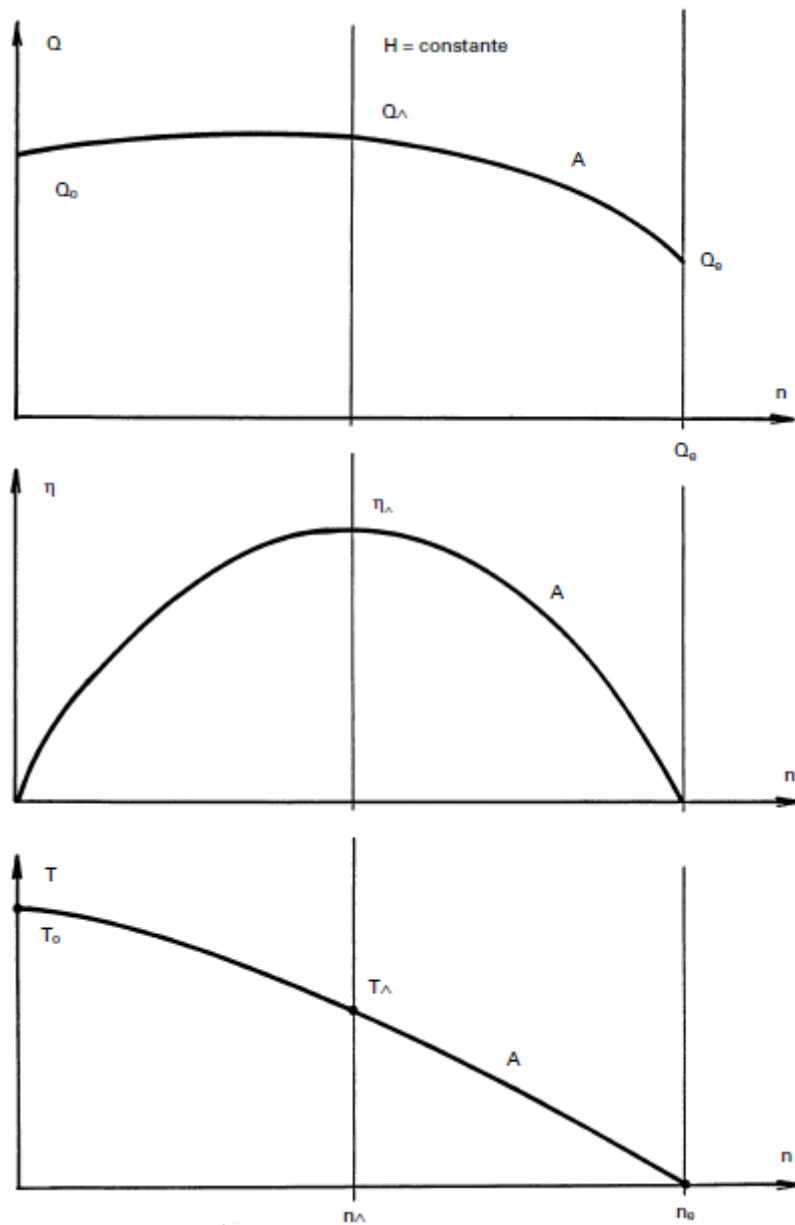


FIGURE 1.14 – Courbes caractéristiques d’une turbine sous vitesse de rotation variable.



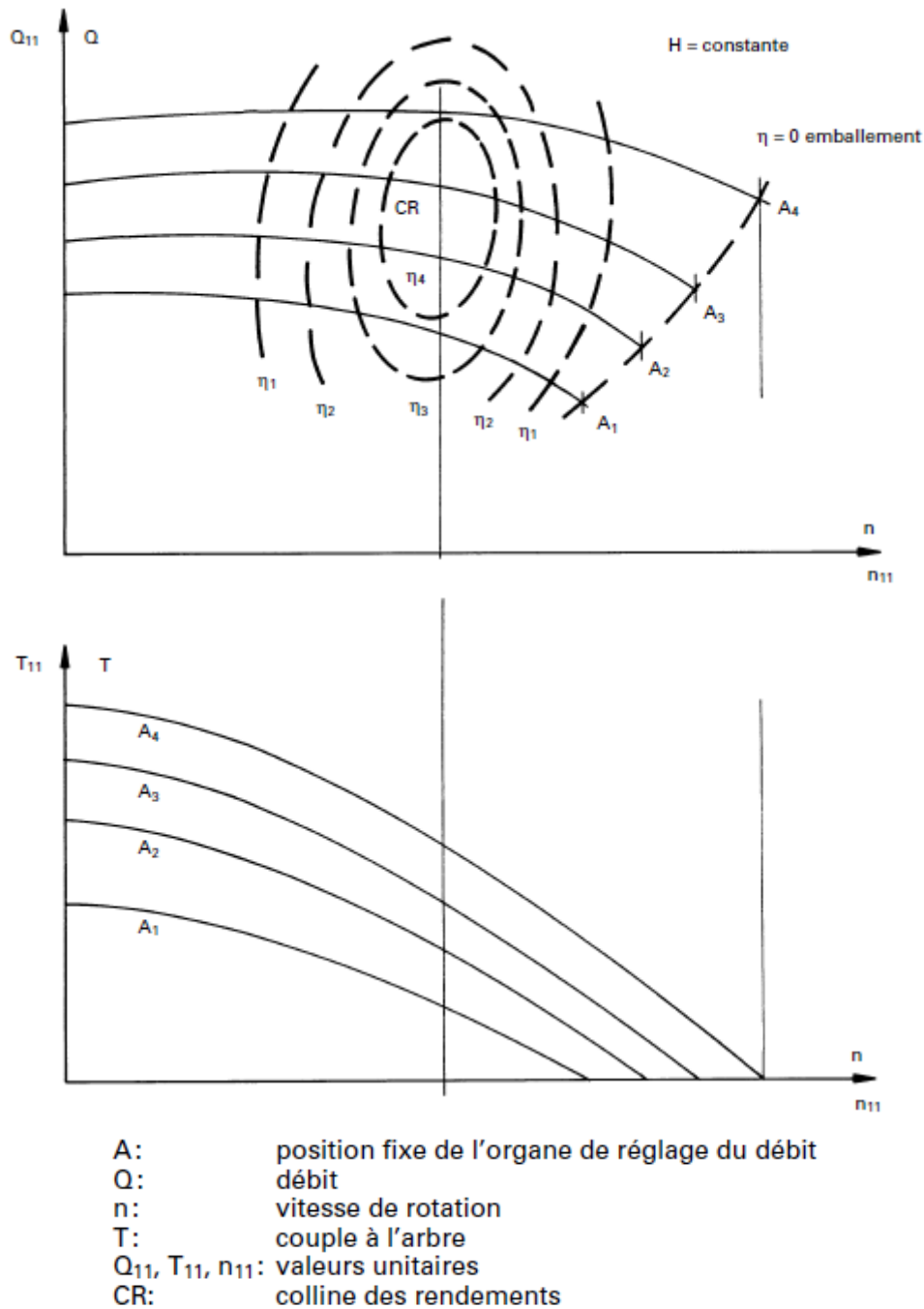


FIGURE 1.15 – Courbes en colline d'une turbine hydraulique.

### 1.5.2 Lois de similitude

#### Changement des caractéristiques de fonctionnement d'une turbine donnée

Les relations entre les différents paramètres d'une turbine de dimensions connues fonctionnant sous une chute variable et une ouverture géométrique donnée sont présentées dans le tableau 1.6 : Ces formules permettent de calculer les nouvelles caractéristiques d'une turbine, de chute différente, et construite pour un site donné et déplacée sur un autre.

Chute ( $m$ )	$H_1$	$H_2$
Débit ( $m^3/s$ )	$Q_1$	$Q_2 = Q_1 \sqrt{\frac{H_2}{H_1}}$
Vitesse de rotation ( $t/min$ )	$n_1$	$n_2 = n_1 \sqrt{\frac{H_2}{H_1}}$
Couple ( $N.m$ )	$T_1$	$T_2 = T_1 \times \frac{H_2}{H_1}$
Puissance ( $W$ ou $KW$ )	$P_1$	$P_2 = P_1 \times \frac{H_2^{1,5}}{H_1^{1,5}}$

Tableau 1.6 – Les relations entre les différents paramètres d’une turbine

### Changement des caractéristiques et de la taille d’une turbine

Grace aux lois de similitude de l’hydraulique, les turbines peuvent être classées en fonction de leur forme géométrique seulement, permettant ainsi de déterminer les performances des turbines de même forme géométrique. Leurs caractéristiques de fonctionnement dépendent d’un paramètre de référence mesuré sur la roue de la turbine.

- Modèle : diamètre de référence  $D_m$
- Exécution : diamètre de référence  $D$
- Rapport des chutes :

$$\frac{H}{H_m} = \left(\frac{n}{n_m}\right)^2 \left(\frac{D}{D_m}\right)^2. \quad (1.10)$$

- Rapport des débits :

$$\frac{Q}{Q_m} = \left(\frac{n}{n_m}\right) \left(\frac{D}{D_m}\right)^3. \quad (1.11)$$

- Rapport des couples :

$$\frac{T}{T_m} = \left(\frac{n}{n_m}\right)^2 \left(\frac{D}{D_m}\right)^5. \quad (1.12)$$

- Rapport des puissances :

$$\frac{P}{P_m} = \left(\frac{n}{n_m}\right)^3 \left(\frac{D}{D_m}\right)^5. \quad (1.13)$$

Des variations de la valeur du rendement de la turbine peuvent être observées entre un modèle et son exécution en grandeur réelle. Ce rendement ne dépend pas d’une loi de similitude bien définie. Néanmoins, il est estimé grâce à des formules empiriques présentées. Ces variations sont influencées par :

- Le rapport des dimensions entre modèle et exécution.
- La qualité de la fabrication.
- Les conditions d’exploitation.

Le rendement est donc un paramètre dépendant entièrement de la responsabilité du constructeur.

### Paramètres unitaires et adimensionnels

Nous avons évoqué précédemment que la chute  $H$  et le débit  $Q$  sont convertis en paramètres indépendants de toute dimension  $\psi$  et  $\phi$  et tenant compte des lois de similitude. Leurs formules sont présentées dans le tableau 1.7 Il en est de même pour les paramètres unitaires dont les formules sont présentées dans le tableau 1.8 :

Coefficient d'énergie	$\psi = \frac{8 \times g \times H}{\omega^2 \times D^2}$
Coefficient de débit	$\phi = \frac{8 \times Q}{\pi \times \omega \times D^3}$

Tableau 1.7 – Formules des paramètres adimensionnels

Débit unitaire ( $m^{1/2}/s$ )	$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \times \sqrt{H}}$
Vitesse de rotation unitaire ( $m^{1/2}.t/min$ )	$n_{11} = \frac{n \times D}{\sqrt{H}}$
Vitesse de rotation unitaire ( $N/m^3$ )	$T_{11} = \frac{T}{D^3 \times H}$

Tableau 1.8 – Formules des paramètres unitaires

## 1.6 Généralités sur les pompes

### 1.6.1 Classification des pompes

Les pompes sont des appareils qui convertissent l'énergie mécanique en énergie hydraulique. Dans le cas de la pompe hydraulique, celle-ci puise généralement le fluide dans un réservoir approprié, par le côté aspiration et elle débite ce fluide par son côté refoulement. À partir de cette définition, on peut classer les pompes en deux grandes catégories (voir Figure 1.16) :

- Les pompes volumétriques.
- Les pompes rotodynamiques.

Dans la première catégorie, on trouve les pompes rotatives et les pompes alternatives. La seconde catégorie regroupe les pompes centrifuges, les pompes hélico-centrifuges et les pompes axiales.

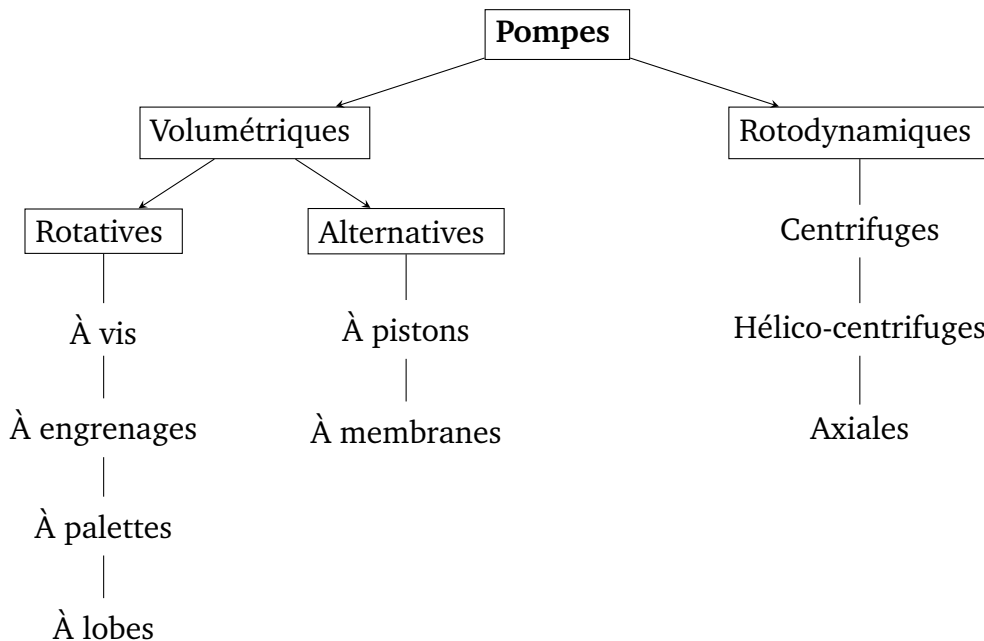


FIGURE 1.16 – Classification des pompes [4].

### Les pompes volumétriques

Le principe de fonctionnement des pompes volumétriques consiste à déplacer un fluide, contenu dans un espace donné, de l'entrée vers la sortie de la pompe en utilisant un système mécanique. Le volume du fluide, prélevé dans la conduite d'aspiration, engendre une dépression qui fait avancer le fluide vers la pompe par aspiration. C'est ce qui permet aux pompes volumétriques d'être auto-amorçantes.

Lorsque le fluide en question est un liquide, la pression d'aspiration est limitée par une pression minimale dite de vapeur saturante, car autrement le liquide entre en phase de vapeur surchauffée et s'évapore. Quant au débit, il est proportionnel à la vitesse de rotation. Une soupape de sûreté est installée à la sortie de la pompe afin d'éviter tout éventuel incident relatif à une pression trop élevée (éclatement de la conduite ou blocage du moteur d'entraînement de la pompe).

Les pompes volumétriques comprennent plusieurs types compris dans les deux grandes familles (volumétriques à mouvement rotatif et volumétriques à mouvement alternatif), notamment la pompe à piston dont le fonctionnement alternatif nécessite un jeu de soupapes ou de clapets qui permettent l'aspiration et le refoulement du fluide. Il s'agit du type le plus souvent utilisé lorsqu'on a recours aux pompes volumétriques pour leur robustesse et leur bon rendement au-dessus d'une certaine taille.

### Les pompes rotodynamiques

Les pompes rotodynamiques sont de construction très simple : en version de base, elles sont essentiellement constituées d'une pièce en rotation, le rotor, appelé aussi roue ou hélice, qui tourne dans un carter appelé corps de pompe. Une certaine vitesse est ainsi communiquée au fluide. La différence entre les pompes centrifuges, hélico-centrifuges, et à hélice porte essentiellement sur la direction de la vitesse donnée au fluide.

Ce sont des appareils qui modifient l'énergie d'un fluide qui les traverse grâce à l'action dynamique d'un rotor (roue à aubes, hélice) tournant autour d'un axe fixe. Les turbopompes provoquent d'abord un accroissement considérable de l'énergie cinétique du liquide pompé à l'aide de rotors ou d'hélices tournant à grande vitesse et ensuite convertissent en grande partie cette énergie cinétique en énergie de pression, ce qui va permettre le refoulement du liquide.

- pompes centrifuges ;
- pompes à hélice (pompes axiales) ;
- pompes à tourbillon.

#### 1.6.2 Les pompes centrifuges

##### Composantes d'une pompe centrifuge

- **Roue :**  
C'est l'âme de la pompe centrifuge, elle comporte des aubes qui, grâce à leur interaction avec le liquide véhiculé, transforment l'énergie mécanique en énergie de pression. La roue (également appelée impulseur) se compose du moyeu, des bagues d'étanchéité (d'usure) et des flasques.
- **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.

— **Diffuseur :**

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.

— **Volute :**

Une volute est un entonnoir incurvé, elle permet le ramassage du liquide à la sortie de la roue et son orientation vers la sortie. À mesure que sa taille augmente, elle contribue à transformer une partie de l'énergie cinétique en énergie de pression [8].

Lorsque la volute (ou colimaçon) ne permet 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 [9].

— **Divergent :**

Le divergent est situé à la sortie de la pompe et permet de transformer une fraction de l'énergie cinétique du fluide en énergie de pression tout en assurant la liaison de la pompe avec la conduite de refoulement.

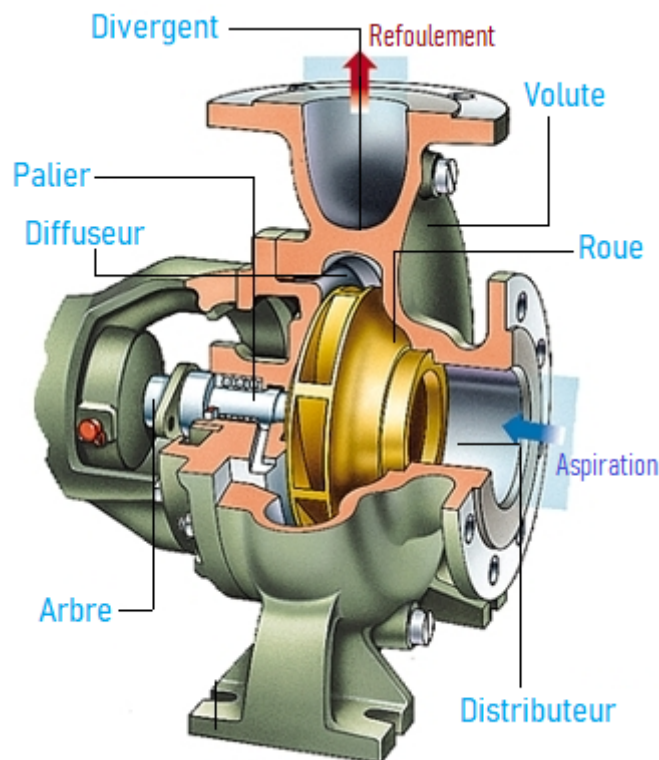


FIGURE 1.17 – Pompe centrifuge monocellulaire [8].

**Utilisation et fonctionnement**

**Utilisation :**

Grâce à leur simplicité, leur faible coût ainsi que leur différents domaines d'application, les pompes centrifuges restent les pompes les plus utilisées en industrie. Il existe quand même certaines applications incompatibles avec ces pompes comme :

- L'utilisation de liquides visqueux qui nécessiterait une pompe beaucoup trop volumineuse par rapport aux débits possibles.
- L'utilisation de liquides ne supportant pas les très fortes agitations dans la pompe comme les liquides alimentaires tel que le lait.

- Son utilisation en tant que pompe doseuse nécessiterait une réalisation de dosages précis instantanément, risquant ainsi l'entraînement de la pompe en dehors de ses caractéristiques optimales.

Ces applications nécessitent l'utilisation de pompes volumétriques. Cependant, les pompes centrifuges possèdent un atout majeur : celui d'admettre les suspensions chargées de solides, contrairement à la majorité des pompes volumétriques [10].

**Fonctionnement :**

Le fluide se répand régulièrement à partir de la bride d'aspiration **B1** de forme circulaire, vers la section d'entrée **C** des canaux mobiles appelée l'ouïe d'aspiration de la pompe. La figure 1.18 est un schéma descriptif d'une pompe centrifuge mono-étage.

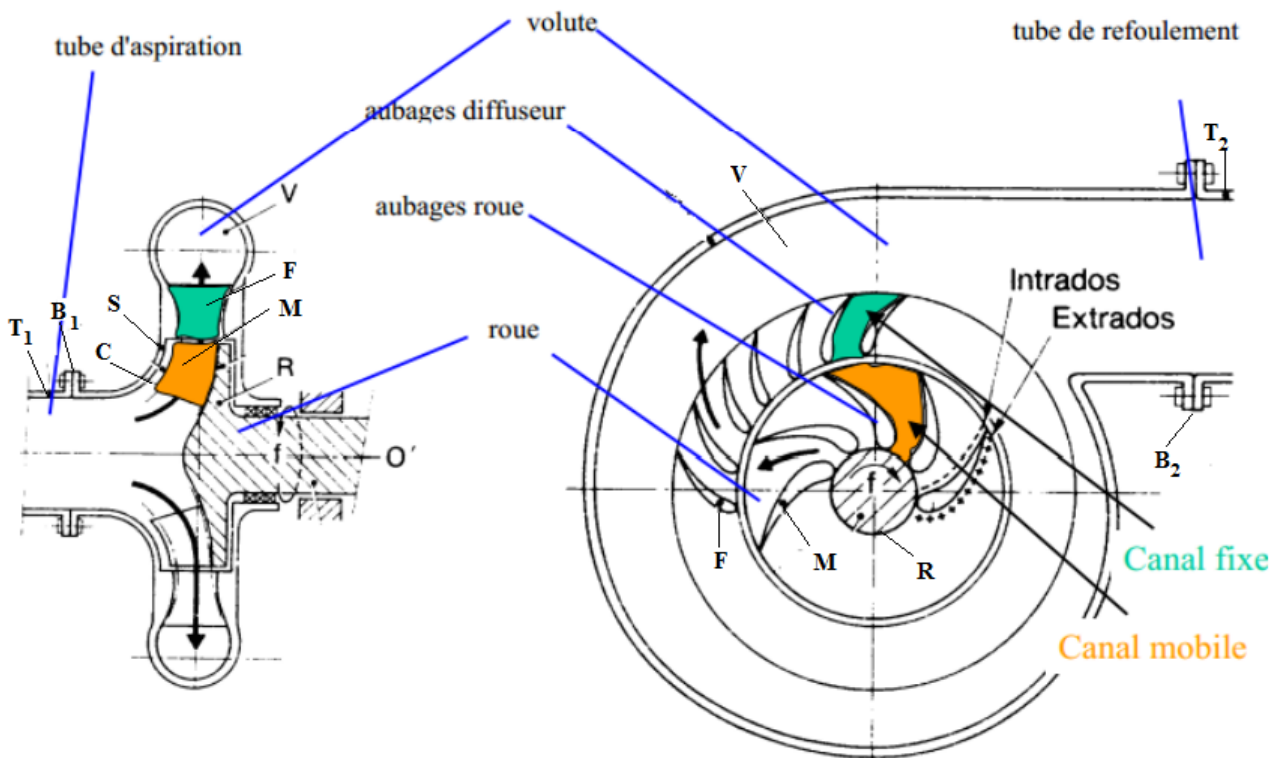


FIGURE 1.18 – Schéma descriptif d'une pompe centrifuge mono-étage [11].

La quantité de fluide comprise entre **B1** et **C** est appelée fond d'aspiration et elle représente le siège de l'écoulement permanent provoqué par le mouvement d'entraînement à vitesse angulaire constante. Les aubes exercent des efforts de pression sur le fluide provoquant la création d'une surpression le long de l'extrados et d'une dépression sur l'intrados. Le stator **S** de la pompe porte une couronne d'aubages fixes **F**, symétrique par rapport à l'axe, appelée diffuseur à ailettes fixes. L'espace compris entre deux aubages fixes constitue un canal fixe.

L'énergie reçue par le fluide pendant l'écoulement se traduit par une augmentation de sa pression ainsi que de son énergie cinétique. Dans le diffuseur, une partie de l'énergie cinétique produite sera convertie en pression dans les aubages fixes. Le fluide doit être collecté et conduit vers la tuyauterie **T2** grâce à une capacité **V** qui s'enroule autour du diffuseur et qui est appelée volute à cause de sa forme géométrique. Cet espace assure une transformation complémentaire de l'énergie cinétique en énergie de pression [4].

Les roues des pompes centrifuges sont souvent fermées, elle se composent alors de deux flasques entretoisées par les aubes (figure 1.19A) ; elles peuvent ne comporter qu'un seul flasque arrière, elles sont alors dites semi-ouvertes (figure 1.19B) ; elles peuvent enfin ne comporter aucun flasque, elles sont alors dites ouvertes (figure 1.19C). Le liquide alimente axialement les roues, circule dans les canaux et finit par sortir radialement par rapport à l'axe de rotation.

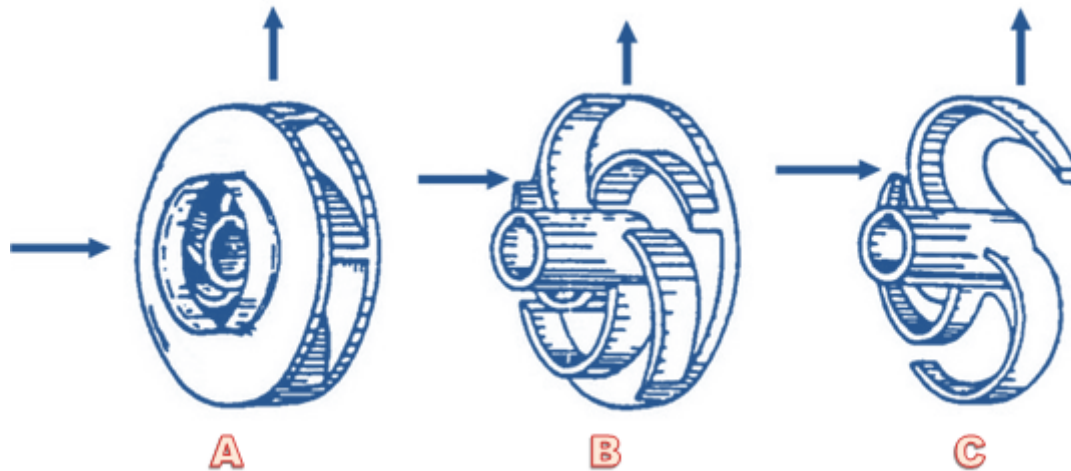


FIGURE 1.19 – Différents types de roues.

### Classification des pompes centrifuges

Les pompes centrifuges sont classées selon plusieurs critères.

#### 1. Forme de la roue :

- Les pompes centrifuges proprement dites, ou à écoulement radial ;
- Les pompes hélico-centrifuges ;
- Les pompes à écoulement axial.

#### 2. Forme du corps de pompe :

- Pompes à volute ou colimaçon ( figure 1.20A) : le corps de pompe sert à maintenir une vitesse d'écoulement uniforme autour de la roue et à réduire la vitesse de l'eau dans le passage à la section de sortie.
- Pompes à diffuseur circulaire ou de type turbine (figure 1.20B) : corps de pompe à section constante et concentrique à la roue. Dans ce cas, la roue est entourée d'aubes fixes qui dirigent l'écoulement et réduisent la vitesse de l'eau, transformant ainsi l'énergie cinétique en énergie de pression.

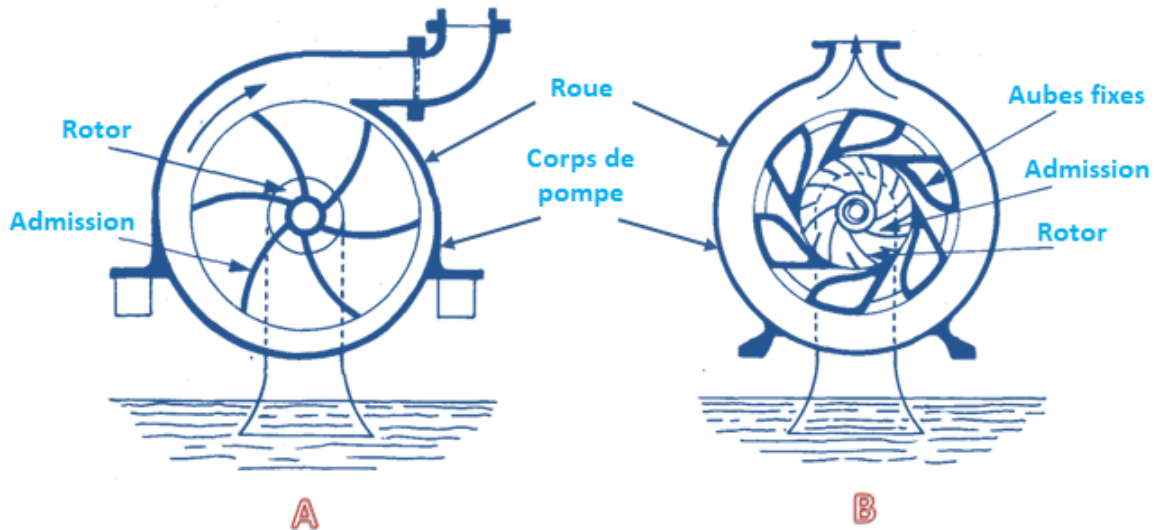


FIGURE 1.20 – Formes du corps de pompe.

**3. Nombre de roues :**

- Pompes monocellulaires : (pompes à un seul étage) avec une seule roue sur l'arbre.
- Pompes multicellulaires : avec plusieurs roues sur l'arbre déposées en série.

**4. La position de l'axe :**

- 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 plus simples pour ce type de pompe.
- Pompes à axe vertical : Les pompes à axe vertical sont submergées ou immergées, elles sont spécialement conçues pour l'équipement des puits profonds.

**Caractéristiques générales des pompes centrifuges**

**1. Débit :**

Le débit  $Q$  fourni par une pompe centrifuge est le volume refoulé pendant l'unité de temps.

**2. Hauteur manométrique :**

On appelle Hauteur manométrique ( $H_{MT}$ ) d'une pompe, l'énergie fournie par la pompe à l'unité de poids du liquide qui la traverse. 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 :

$$H_{MT} = H_{TR} - H_{TA} \tag{1.14}$$

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

**3. Rendement :**

Le rendement ( $\eta$ ) d'une pompe est le rapport de la puissance utile  $P_h$  (puissance hydraulique) communiquée au liquide pompé à la puissance absorbée  $P_{ab}$  par la pompe (en bout d'arbre) ou par le groupe (aux bornes du moteur). Si  $Q$  est le débit volumique du fluide,  $\rho$  sa masse volumique et  $H_{MT}$  la hauteur manométrique de la pompe, la puissance  $P$  et le rendement  $\eta$  sont respectivement donnés par les équations suivantes :

$$P_h = \rho g H Q \eta = \frac{\rho g H Q}{P_{ab}} \tag{1.15}$$



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.

4. **NPSH :**

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.

$$NPSH_{disponible} = \frac{1}{\rho g} (P_{bride\ abs} - P_v) \quad (1.16)$$

**Courbes caractéristiques des pompes centrifuges**

Une pompe est caractérisée par trois courbes principales. Elles sont établies selon une valeur donnée de la vitesse de rotation. [12]

- **La courbe hauteur-débit :** représente les variations de la hauteur manométrique totale  $H_{MT}$  que fournit la pompe, en fonction du débit  $Q$ . Elle a une forme parabolique.
- **La courbe de puissance absorbée-débit :** est également parabolique ; la parabole est orientée vers le bas dans le cas des pompes centrifuges, permettant d'éviter l'emballement du moteur en cas de variation des conditions d'utilisation.
- **La courbe de rendement-débit :** atteint son maximum au niveau du point de fonctionnement au voisinage duquel la pompe doit être utilisée. Au delà de ces limites, la pompe ne correspond pas à l'installation et elle doit être remplacée.

Dans le cas idéal, la caractéristique du réseau coupe la courbe de la pompe pour un débit qui correspond à son rendement maximal.

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 [13]. Les pertes de charge linéaires sont données par la formule de Darcy-Weisbach :

$$\Delta H = \lambda \frac{LV^2}{D 2g} \quad (1.17)$$

Avec :

$\lambda$  : Coefficient de perte de charge de Darcy ;

$L$  : Longueur de la conduite [m] ;

$\rho$  : Masse volumique du fluide [ $\text{kg.m}^{-3}$ ] ;

$D$  : Diamètre [m] ;

$V$  : Vitesse moyenne [ $\text{m.s}^{-1}$ ].

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 :

$$\Delta H = \frac{KV^2}{2g} \quad (1.18)$$

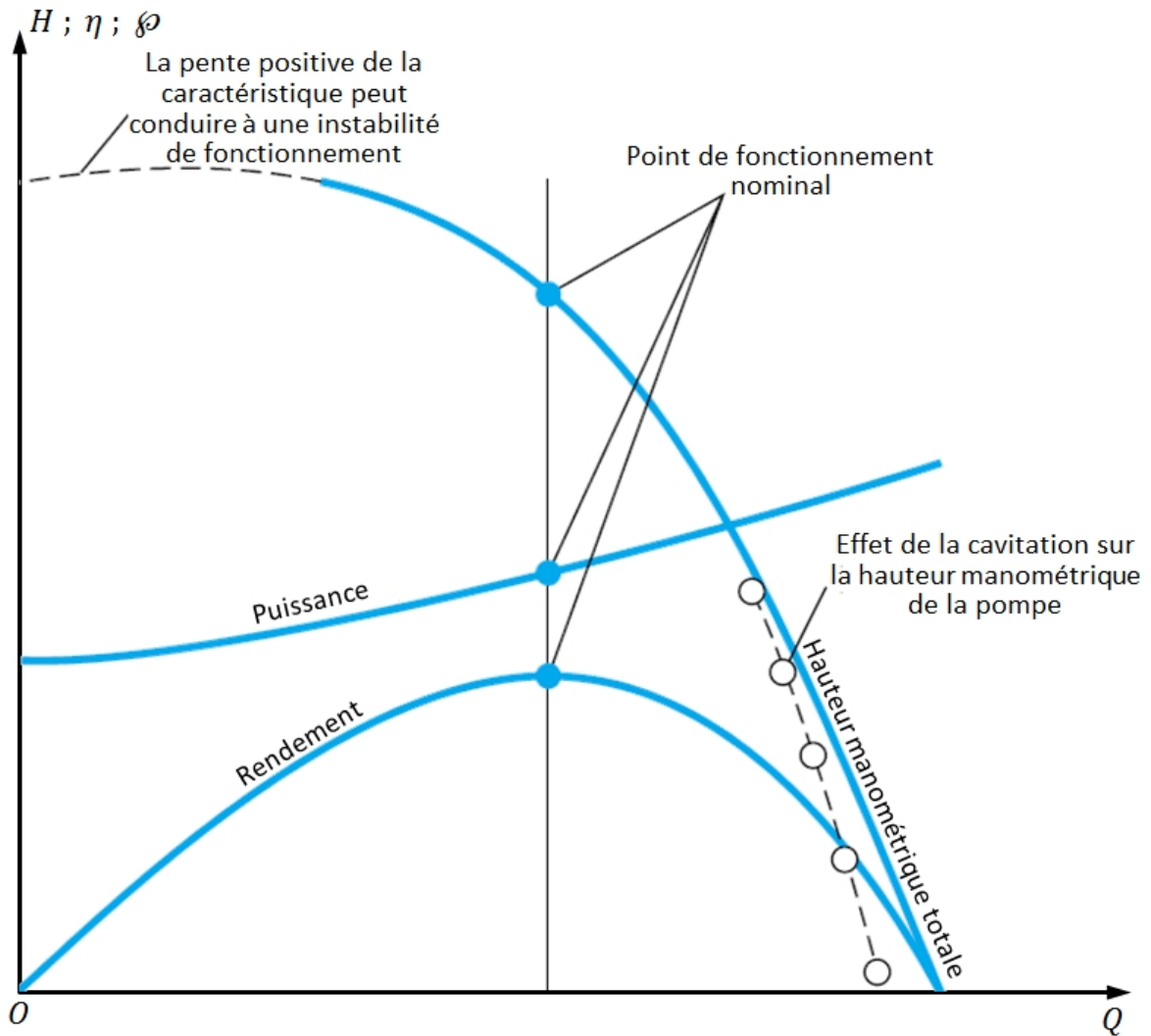


FIGURE 1.21 – Courbes caractéristiques d’une pompe.

$K$  : coefficient de perte de charge singulière (sans unité).

La courbe caractéristique du réseau est la représentation graphique de la hauteur manométrique totale de l’installation, nécessaire à l’installation en fonction du débit. Elle se compose d’une composante statique et d’une composante dynamique.

La composante statique est :  $H_g$  ( hauteur géométrique).

La composante dynamique est composée de la perte de charge qui augmente de manière proportionnelle avec le débit  $\alpha Q_v^2$ .

$$H_{\text{reseau}} = H_g + \alpha Q^2 \tag{1.19}$$

Le point de fonctionnement se situe à l’intersection de la caractéristique de la pompe et de celle du réseau (figure 1.22 ) :

$$H_{\text{pompe}} = \Delta H_{\text{reseau}}(Q) \tag{1.20}$$

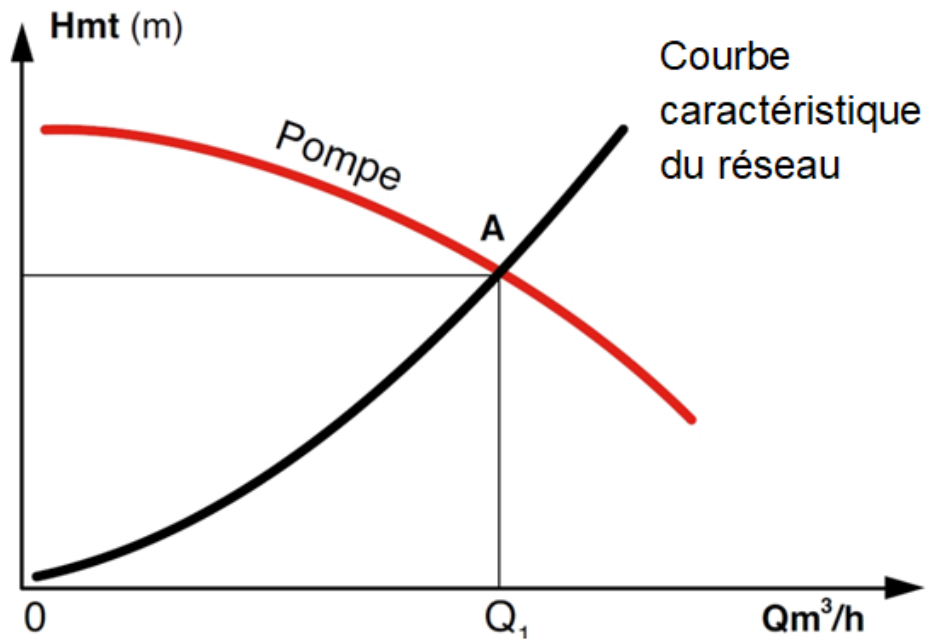


FIGURE 1.22 – Courbe de réseau et caractéristique d'une pompe.

## 1.7 Conclusion

Nous avons présenté les principales notions théoriques qui nous seront nécessaires lors de la conception du banc et de son exploitation. Ce qui introduit justement le banc d'essais dont nous tâcherons de justifier l'intérêt dans le chapitre 2.

## **Chapitre 2**

### **Les centrales hydroélectriques et l'intérêt des essais sur modèles réduits**

## 2.1 Introduction

La production d'énergie passe par les centrales électriques. Il en existe plusieurs types, chacun reposant sur une certaine ressource d'origine naturelle, renouvelable ou non. L'hydroélectricité ou énergie hydroélectrique est justement une énergie renouvelable du fait de son utilisation d'une ressource inépuisable : l'eau. Elle utilise les flux d'eau des fleuves, rivières, chutes d'eau, courants marins,...

Dans ce chapitre, on s'intéresse à la compréhension du fonctionnement des centrales hydroélectriques qui permettent cette obtention de l'énergie électrique.

Nous allons également mettre en avant l'apport de la conception du banc d'essais au sein de l'École.

## 2.2 L'hydroélectricité et les centrales hydroélectriques

### 2.2.1 Les différents types de centrales électriques

Consommateurs, particuliers ou industriels, le besoin en énergie ne saurait être satisfait si ce n'était les centrales électriques produisant et alimentant ses clients au moyen du réseau électrique. Celles-ci ont connu des changements et améliorations notables au fil des années. Des centrales à charbon au passage au renouvelable, leur développement repose essentiellement sur la variété des ressources utilisées. Nous citons les différents types de centrales électriques.

#### Centrales hydroélectriques

Les centrales hydroélectriques ont un rendement des plus élevés du fait que l'électricité produite émane d'une ressource naturelle renouvelable et disponible en quantités conséquentes : l'eau.

L'énergie potentielle de l'eau contenue dans les aménagements hydrauliques est acheminée dans des conduites forcées jusqu'à la turbine hydraulique qui est couplée à une génératrice, c'est à ce niveau que l'énergie mécanique est convertie en énergie électrique.

La plus grande centrale électrique du monde est une centrale hydroélectrique installée sur le barrage des Trois Gorges, situé en Chine. Ce barrage est à l'origine d'une puissance incroyable de 22,5GW. C'est en utilisant pas moins de 34 groupes électrogènes que cet exploit est réalisé [14].

#### Centrales thermiques

Dans une centrale thermique, la combustion de gaz, de charbon ou de fioul produit de la chaleur qui sera transportée à l'aide de la vapeur ou des gaz de combustion pour actionner une turbine qui va entraîner à son tour un alternateur. Ce sera ensuite au tour du transformateur de redistribuer cette énergie sur le réseau électrique [14].

En Algérie, les centrales thermiques sont la source principale de production d'électricité. On distingue les centrales à turbines à gaz, celles à turbines à vapeur et depuis quelques temps, les centrales à cycle combiné qui associent des turbines à gaz et des turbines à vapeur afin de répondre à un besoin toujours croissant tout en mettant en avant l'aspect environnemental.



FIGURE 2.1 – Barrage des Trois Gorges sur la rivière Yangtze - Province de Hubei - Chine.

### Centrales nucléaires

En terme de quantité d'énergie produite, les centrales nucléaires se retrouvent en haut du classement. Le principe de leur fonctionnement repose sur la conversion de l'énergie nucléaire en électricité.

En effet, la chaleur dégagée par le réacteur nucléaire est utilisée afin de convertir l'eau en vapeur. Une fois pressurisée, celle-ci fera fonctionner des turbines connectées au générateur. Contrairement aux centrales thermiques à gaz ou à charbon qui font appel à la combustion, les centrales nucléaires recourent à la fission de l'uranium faiblement enrichi qui libère d'énormes quantités d'énergie [14].

Un avantage important des centrales nucléaires par rapport des centrales thermiques à flammes réside dans le fait qu'elles n'émettent pas de gaz à effets de serre. Toutefois cet avantage est accompagné d'inconvénients tels que le coût élevé de l'installation ou les déchets nucléaires nocifs qui en découlent.

### Centrales à énergie verte

Avec les avancées accrues dans le domaine de la production d'énergie, il n'est plus uniquement question des centrales électriques traditionnelles : thermiques et nucléaires. On parle à présent de centrales électriques non conventionnelles dont la source d'énergie provient de ressources naturelles renouvelables. On retrouve trois types distincts : les centrales solaires, éoliennes et géothermiques [14].

- **Les centrales solaires** utilisent l'énergie émanant du soleil par le biais de panneaux solaires à l'aide de cellules photovoltaïques et la convertissent en énergie électrique.
- **Les parcs éoliens** se composent de turbines éoliennes qui convertissent l'énergie cinétique du vent en énergie électrique.
- **Les centrales géothermiques** ont un principe similaire aux centrales thermiques à flamme. Toutefois, au lieu d'un combustible fossile, la source d'énergie est la chaleur dégagée par le noyau de la Terre.

### 2.2.2 Les centrales hydroélectriques

L'énergie hydroélectrique est de l'électricité produite par un mouvement de l'eau des rivières et lacs. Sur un terrain plus élevé, l'eau stocke de l'énergie gravitationnelle qui peut être extraite par des turbines lorsque cette dernière coule en aval. La gravité fait en sorte que l'eau coule en aval et ce mouvement de l'eau contient de l'énergie cinétique qui peut ensuite être convertie en énergie mécanique de rotation de la turbine et ensuite en énergie électrique grâce à un alternateur [14].

Les centrales hydroélectriques peuvent être classées suivant un certain nombre de critères [15] :

- **La nature de la charge fournie** : on y retrouve les centrales de charge de base qui alimentent constamment le réseau et qui fonctionnent donc de manière continue. Il y a également les centrales de pointe qui, quant à elles, sont un support en cas de demande supérieure à l'habitude.
- **La hauteur de chute disponible** : jusqu'à 15m pour les centrales de basse chute (la puissance dépend d'une façon prédominante du débit turbiné), de 15m à 100m pour les centrales à moyenne chute (la puissance dépend également de la hauteur de chute et du débit turbiné) et enfin, à partir de 100m, on retrouve les centrales de haute chute dans lesquelles la puissance relève principalement du dénivelé important séparant la prise d'eau et le canal de rejet.
- **La puissance électrique produite** : critère selon lequel les centrales sont dites grandes, moyennes, petites, mini ou micro.

Dans ce qui suit, nous considérons le dernier critère de classification cité : la puissance électrique produite par la centrale. Nous nous intéressons à la petite hydroélectricité.

### 2.2.3 Les petites centrales hydroélectriques

Les petites centrales hydroélectriques sont une ressource durable et font partie des systèmes de production d'énergie les plus économiques. Elles répondent aux besoins du présent sans compromettre la capacité des générations futures à répondre aux leurs. C'est une technologie ouverte à de nouveaux développements et à un potentiel inexploité en particulier dans les pays en voie de développement [16].

Les principales caractéristiques des petites centrales hydroélectriques, qui sont en général des centrales au fil de l'eau, sont :

- Leur fiabilité de fonctionnement.
- La rapidité avec laquelle elles répondent au démarrage et à l'arrêt pour faire face à des changements rapides de la demande.
- Leurs schémas d'installation permettent de récupérer les déchets qui s'écoulent dans les rivières contribuant ainsi à l'entretien des bassins fluviaux.
- Un Gigawatt heure (GWh) d'électricité produit par la petite hydroélectricité signifie une réduction de 480 tonnes de dioxyde de carbone émis comparativement aux centrales thermiques à flammes.
- Les petits projets hydroélectriques ont une longue durée de vie avec un entretien très limité.

En 2004, la capacité totale installée de la petite hydroélectricité (<10 MW) dans le monde, était d'environ 48 GW. Le Canada utilise la petite hydroélectricité pour remplacer la production diesel coûteuse dans les régions éloignées hors réseau. De plus, les pays sud-Américains, l'Afrique, la Chine, et les pays de l'ex-Union Soviétique ont également de grands potentiels inexploités [16].

### 2.2.4 Les composants des petites centrales hydroélectriques

Les principaux composants que l'on retrouve dans les centrales hydroélectriques peuvent être classifiés en deux catégories : les ouvrages de génie civil et les équipements de production. Ces composants sont développés dans ce qui suit [16] [17].

1. Ouvrages de génie civil (figure 2.2) :
  - L'ouvrage de prise d'eau.
  - Les ouvrages d'amenée.
  - La chambre de pression (ou de mise en charge).
  - La conduite forcée.
2. Les équipements de production :
  - La turbine.
  - Le générateur.
  - Le système de régulation.
  - Le transformateur électrique.

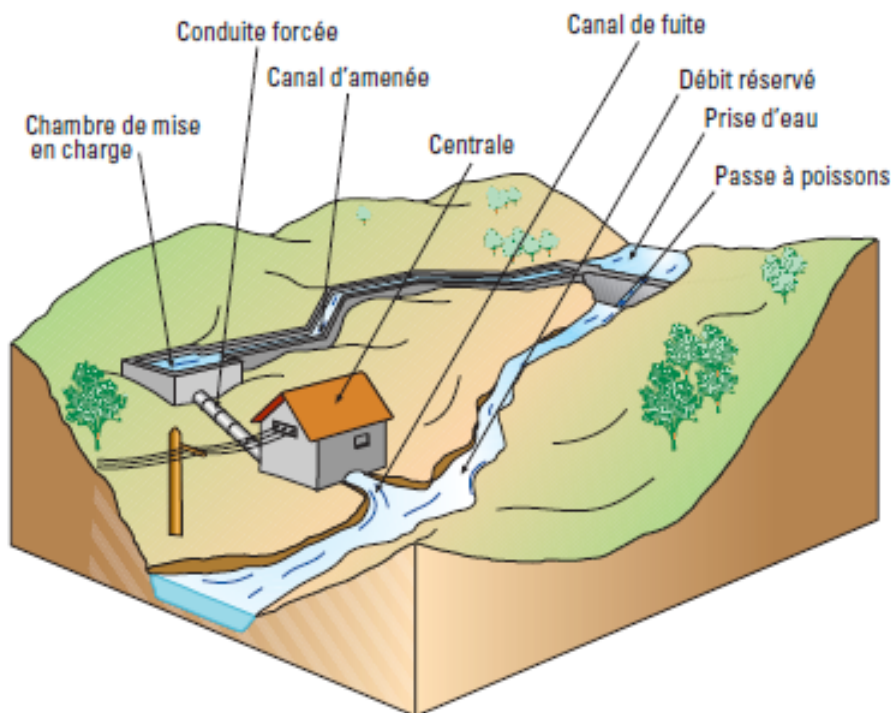


FIGURE 2.2 – Principaux composants des petites centrales hydroélectriques.

#### L'ouvrage de prise d'eau

Dans cet ouvrage, la forme et les dimensions sont adaptées à la nature du terrain ou à la conformation du lit du cours d'eau. Il est construit en enrochements, en gabions, en terre, en maçonnerie ou en béton. La prise d'eau peut être installée sur un canal d'irrigation ou sur une adduction d'eau potable [18].



### **Les ouvrages d'aménée**

Un canal d'aménée dirige l'eau vers la centrale, et est muni d'une grille qui retient les corps solides transportés par le cours d'eau [19]. La mise en place d'un dessableur favorise le dépôt des particules avant l'entrée dans l'installation. Un système de vannes répond à différentes utilisations : protection contre les crues, isolement du canal, isolation de la turbine,...

### **La chambre de pression (mise en charge)**

La chambre de pression est essentiellement une piscine à l'extrémité du canal d'amont à partir duquel la conduite forcée tire l'eau. L'objectif principal est de réduire l'entrée d'air dans la conduite forcée, qui à son tour pourrait provoquer une cavitation dans les conduites forcées et la turbine. Il est également nécessaire de déterminer le niveau d'eau à la chambre de pression, car la hauteur de chute de la petite centrale est déterminée par ce facteur. Comme la vitesse de l'eau est abaissée dans la chambre de pression, cela peut provoquer une sédimentation de particules, ce qui nécessite la construction d'un déversoir. De même, l'installation de casiers à déchets pour filtrer les sédiments fins peut être nécessaire avant que l'eau de la chambre ne pénètre dans les conduites forcées [20].

### **La conduite forcée**

Elle peut prendre la forme d'un tunnel souterrain qui conduit l'eau en écoulement forcé de la chambre de mise en charge à la centrale. Elle est fabriquée pour les faibles chutes en matière synthétique (PVC ou PEHD) et pour les hautes chutes en métal (acier ou fonte). Elle doit faire l'objet d'un dimensionnement particulièrement rigoureux afin d'éviter une perte de charge incompatible avec un turbinage optimal [20] [21].

### **Les turbines**

La turbine hydraulique est le composant principal qui convertit l'énergie de l'eau en énergie mécanique grâce à la rotation de la roue. Le choix d'une turbine particulière dépend des paramètres techniques tels que la hauteur de chute et le débit de fonctionnement de la turbine, et aussi de la disponibilité du personnel de maintenance et des coûts d'exploitation [15].

La turbine doit opérer à son point de rendement maximum à pleine charge. Elle doit garder un bon niveau de rendement dans toutes les conditions de charge [20].

### **Le générateur (alternateur)**

Il transforme l'énergie mécanique en énergie électrique, et est relié à la turbine par un arbre. Le générateur est composée d'une partie mobile qui est le rotor, et d'une partie fixe qui est le stator. Le rotor à une paroi externe composée d'électro-aimants et le stator à une paroi interne qui consiste un enroulement de barres de cuivre. Il peut être synchrone ou asynchrone selon les cas (centrale isolée ou raccordée au réseau) [20].

### **Le système de régulation**

La turbine est régulée en fonction du niveau d'eau dans le réservoir en amont afin d'assurer sa stabilité. La turbine s'ouvre pour augmenter le débit jusqu'au débit nominal, lorsque le niveau en amont augmente. Si le niveau en amont ne cesse d'augmenter, l'excédent d'eau

peut passer à travers le by-pass. Lorsque celui-ci a tendance à baisser, la turbine se ferme pour réduire le débit. Quand le niveau en amont continue à descendre, la turbine s'arrête [20].

### Le transformateur électrique

C'est une machine électrique permettant de modifier les valeurs de tension et d'intensité du courant délivrées par une source d'énergie électrique alternative, en un système de même fréquence et forme mais de tension et de courant de valeur différentes. Il permet d'élever la tension de sortie de l'alternateur pour transporter le courant sur le réseau de transport [22].

## 2.2.5 Avantages et inconvénients de la petite hydroélectricité [14], [21]

### Avantages

#### 1. Economie

- **La suppression du coût des combustibles** : le coût d'exploitation d'une centrale hydroélectrique est pratiquement à l'abri des augmentations du coût des combustibles fossiles tels que le pétrole, le gaz naturel ou le charbon.
- **Durée de vie** : elle est plus longue que celle des centrales thermiques à flamme, certaines centrales hydroélectriques, construites il y a plus de 50 ans et même parfois jusqu'à 100 ans, sont toujours en service. Le coût de la main-d'œuvre d'exploitation est également faible en général, car ces centrales sont automatisées et nécessitent peu de personnel sur place en fonctionnement normal.
- **Coût de construction** : il est relativement faible lorsque la centrale est simplement ajoutée à un barrage qui est destiné à d'autres objectifs. La centrale peut être alors une source de revenus utile pour compenser les coûts d'exploitation du barrage.
- **Temps de retour sur investissement** : les petites centrales hydroélectriques ont une période de retour sur investissement très courte.
- **Contribution au développement économique** : l'hydroélectricité mobilise des ressources et contribue au développement économique des populations isolées en leur garantissant une énergie autonome et fiable sur le long terme.

#### 2. Environnement

- L'hydroélectricité est une énergie propre et renouvelable (le combustible est l'eau, eau qui n'est pas consommée lors du procédé de génération d'électricité).
- L'hydroélectricité n'est sujette à aucune émission de dioxyde de Carbon (gaz à effet de serre) sauf à quantités relativement infimes lors de la construction des barrages.
- Les centrales hydroélectriques contribuent à la maintenance des lits des rivières en permettant de récupérer les déchets qui s'écoulent dans le flot de la rivière.
- Les centrales hydroélectriques, quand elles sont bien équipées, ne sont pas un obstacle pour la migration des poissons. De plus, elles assurent un débit minimum en

aval, appelé débit réservé ou débit résiduel qui garantit la vie piscicole.

### 3. Distribution de l'électricité

- L'introduction de centrales hydroélectriques crée un système électrique plus diversifié.
- Les centrales hydroélectriques étant situées à proximité des consommateurs, les pertes par transmission peuvent être réduites et les lignes de transmission électriques sont allégées.

## Inconvénients

### 1. Environnement

- L'hydroélectricité limite le transport des sédiments vers l'aval et entraîne des modifications des cours d'eau.
- L'hydroélectricité accroît les phénomènes d'érosion et d'enfoncement du lit du cours d'eau, provoque un déficit des plages en sable et fait disparaître certains habitats indispensables à la reproduction des poissons.
- L'hydroélectricité bloque le passage des organismes aquatiques et plus particulièrement des espèces migratoires. Dans le cas de ces dernières, l'impact sur l'état de conservation de l'espèce est très important, d'autant plus qu'il se cumule avec celui de tous les autres barrages de la rivière.
- La régulation du débit, qui est nécessaire dans une centrale hydroélectrique, fait aussi disparaître les variations naturelles de niveau d'eau dont dépendent certains écosystèmes et paysages.
- L'hydroélectricité cause un appauvrissement de la biodiversité et une baisse des effectifs de poissons exploités par la pêche.
- L'hydroélectricité provoque une déformation du biotope.

### 2. Economie et société

- Le développement de l'hydroélectricité en milieu urbain est contraint par des limites techniques et pratiques.
- Les accès pour effectuer les travaux conséquents se heurtent à une logique d'urbanisation limitant le déploiement de tels ouvrages.
- L'hydroélectricité, bien que le progrès permette des ouvrages de moins en moins nuisibles sur le plan sonore, représente une nuisance sonore conséquente en pleine ville.
- La pollution est un facteur important à prendre en compte dans les villes. Les déchets flottants étant fréquents, des grilles ou tout autre système de blocage des dé-

chets devront être déployés en amont pour éviter d'endommager les installations hydrauliques.

## 2.3 Les aménagements hydrauliques en Algérie et leur potentiel hydroélectrique

En Algérie, l'eau potable qui parvient au consommateur provient essentiellement des barrages d'eau et est traitée au niveau des stations de traitement des eaux. Ces centrales peuvent être soit gravitaires ou bien par pompage. L'exploitation du potentiel hydroélectrique se fera dans ce cas à l'arrivée des stations de traitement grâce à l'installation de petites centrales hydroélectriques pour récupérer l'énergie résiduelle de l'eau provenant des barrages au lieu de dissiper cette énergie au moyen de brise-charges avant de lui faire subir le traitement. Le tableau 2.1 ci-après fournit les paramètres de débit et de pression à l'arrivée de quelques stations de traitement des eaux en Algérie.

Tableau 2.1 – Données du débit et de la pression de quelques stations de traitement des eaux en Algérie.

Site	Débit Max ( $m^3/s$ )	Débit Min ( $m^3/s$ )	Pression Max (bar)	Pression Min (bar)
Taksebt	7,0023	2,7778	0,5 en moyenne	
Boudouaou	6,2500	1,6782	4,4	1,0
Mazafran	1,7361	0,9259	1,0 en moyenne	
Tipasa Sidi Ammar	0,6250	0,2000	6,0	1,5
Tipasa Mitidja Ouest	0,0611	0,0278	8,0	1,0

## 2.4 Intérêt de la conception d'un banc d'essais

Nous connaissons actuellement une augmentation du nombre de porteurs de projets, de fabricants et de producteurs d'électricité indépendants de par le monde. De ce fait, il y a une demande croissante pour la qualité, la performance et la fiabilité des systèmes proposés. La satisfaction de ces exigences requiert l'adaptation de la conception aux conditions locales.

Parfois, il y a des différends entre les fabricants, les installateurs et les clients concernant les performances des turbines en termes de durée de vie et d'efficacité. Le manque de données sur les performances des produits locaux, ou l'inexistence pure et simple de ces produits localement, n'inspire pas confiance aux consommateurs qui se rabattent alors sur les produits importés, comme c'est le cas en Algérie.

Ainsi la conception d'un banc d'essais en vue de sa réalisation et son installation au niveau du laboratoire de mécanique est motivée par les raisons suivantes :

- Mettre à la disposition des étudiants de l'École un équipement leur permettant d'effectuer des travaux pratiques afin de mieux assimiler les notions théoriques de mécanique des fluides et de turbomachines.
- Stimuler la recherche avec les universités et instituts de recherche nationaux dans le domaine de l'hydroélectricité, en particulier pour le développement de turbines adap-

tées aux conditions locales.

- Disposer d'un espace de rencontre entre les mondes de l'industrie et de l'enseignement supérieur pour renforcer les compétences et les connaissances dans le secteur hydro-électrique en Algérie.
- Développer une expertise professionnelle permettant de soutenir l'industrie par des tests de performance destinés à la validation de modèles proposés.

## 2.5 Conclusion

A travers ce chapitre, nous avons pu voir le potentiel des installations hydroélectriques afin de faire le lien avec la conception d'un banc d'essais hydraulique nous permettant d'avoir un modèle réduit sur lequel effectuer des tests.

# **Chapitre 3**

## **Conception du banc d'essais**

## 3.1 Introduction

Le banc d'essais comporte des équipements, des instruments de mesure et des systèmes de dissipation d'énergie. Dans ce chapitre, nous présentons la procédure qui nous a mené à la conception du modèle final, en justifiant les choix effectués.

## 3.2 Laboratoire de mécanique de l'École Nationale Polytechnique

### 3.2.1 Contraintes et limitations

#### Disponibilité d'un espace dédié au banc d'essais

Les laboratoires de mécanique de l'École Nationale Polytechnique disposent de l'espace nécessaire à l'aménagement de notre banc d'essais. Il est primordial de disposer d'une hauteur conséquente afin de pouvoir installer les équipements et reconstituer, à l'aide des lois de similitude, les conditions homologues à celles correspondant aux stations de traitement.

#### Contrainte financière

L'achat d'un banc d'essais de turbinage, au niveau de l'École, serait un investissement très coûteux et peu avantageux du point de vue de l'envergure des manipulations pouvant y être effectuées. Ainsi, bien que la réalisation du banc d'essais dépendra du budget disponible, les dépenses seront minimales et le retour sur investissement est intéressant. Il serait également envisageable de solliciter des entreprises dans le domaine de l'installation d'équipements hydrauliques qui pourraient être intéressées par des tests au préalable.

#### Disponibilité de l'instrumentation

Le choix de l'instrumentation sera intrinsèquement lié à la disponibilité et au coût sur le marché local.

#### Entretien des équipements

Les laboratoires de mécanique se situent dans une zone constamment exposée à la poussière. L'eau des bacs de stockage étant exposée à l'air libre, les résidus de poussière s'y mêlent affectant ainsi la densité de l'eau et endommageant équipements et instrumentation, faussant ainsi les résultats. L'eau emmagasinée dans les bacs se doit donc d'être propre. Si les bacs de stockage étaient exposés à l'air libre, les résidus de poussière s'y mêleraient.

## 3.3 Instrumentation du banc d'essais

Dans cette section, nous nous intéressons aux instruments de mesure des grandeurs physiques nécessaires à l'établissement des caractéristiques des turbines. Nous allons donc présenter l'instrumentation indispensable à la réalisation de tests sur le banc d'essais.

A titre d'exemple, lorsqu'on effectue des tests sur un banc d'essai de turbine Francis, les principaux paramètres à mesurer sont les pressions d'entrée et de sortie, le débit, la vitesse de rotation et le couple. Les instruments de mesure de ces grandeurs doivent fournir une lecture

directe. Un système d'acquisition de données est également envisageable, toutefois les deux méthodes doivent demeurer indépendantes.

Pour des raisons pédagogiques, nous envisageons une instrumentation classique qui nous permettra des mesures directes des grandeurs. Ceci permet aux apprenants de découvrir les instruments de base. Toutefois, ceci n'empêche pas de munir le banc d'essais de capteurs qui nous fournit un système d'acquisition de données.

Il existe deux types de méthodes de mesure : primaire et secondaire. Les méthodes primaires sont celles qui permettent uniquement la mesure des grandeurs fondamentales : longueur, masse et temps. D'autres méthodes basées sur d'autres principes sont appelées méthodes secondaires. Les instruments utilisant ces méthodes secondaires doivent être étalonnés par rapport aux méthodes primaires.

### 3.3.1 Mesure de la pression

#### Choix du manomètre

Tout circuit hydraulique est caractérisé par sa pression ; celle-ci est donnée par un manomètre. Les deux propriétés de l'appareil de mesure que nous privilégions dans notre choix de manomètre sont la précision et la fidélité.

Avant de choisir un type de manomètre que l'on utilisera sur notre banc, nous allons décrire ci-dessous les appareils les plus utilisés.

1. Manomètre à tube de bourdon :

Il est utilisé pour la mesure de la pression relative. Ce type de manomètre fonctionne mécaniquement c'est-à-dire sans alimentation électrique. Un tel appareil est montré dans la figure 3.1.

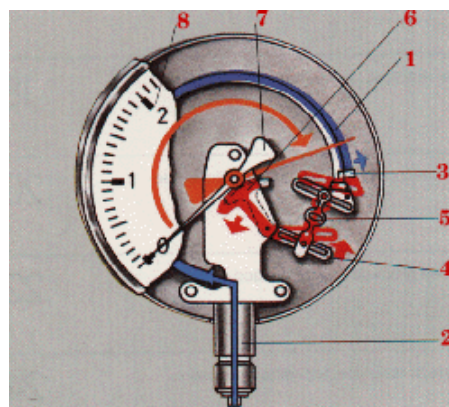


FIGURE 3.1 – Manomètre à tube de bourdon et son schéma.

Le tube de Bourdon (1) étant brasé, soudé ou vissé avec le support de tube (2), forme généralement une pièce complète avec le raccord. Par l'intermédiaire d'un trou dans le raccord, le fluide à mesurer passe à l'intérieur du tube. La partie mobile finale du tube se déplace lors de changement de pression ; c'est ce qui est appelé effet Bourdon. Ce déplacement proportionnel à la pression à mesurer est transmis par l'intermédiaire du



mouvement à l'aiguille (7) et affiché sur le cadran (8) en tant que valeur de pression. Le système de mesure, le cadran (8) et l'aiguille (7) sont montés dans un boîtier.

## 2. Manomètre à membrane :

Moins sensible aux vibrations que les tubes manométriques, ces appareils souffrent cependant d'une potentialité d'erreur d'affichage accrue.

Des membranes minces, circulaires et ondulés sont pincés entre deux brides ou soudées sur le pourtour. La surface accueillant le fluide subit une flexion servant de dimension pour la pression.

Ce type de manomètre, illustré à la figure 3.2 est le plus souvent utilisé pour des étendues de mesure faibles.

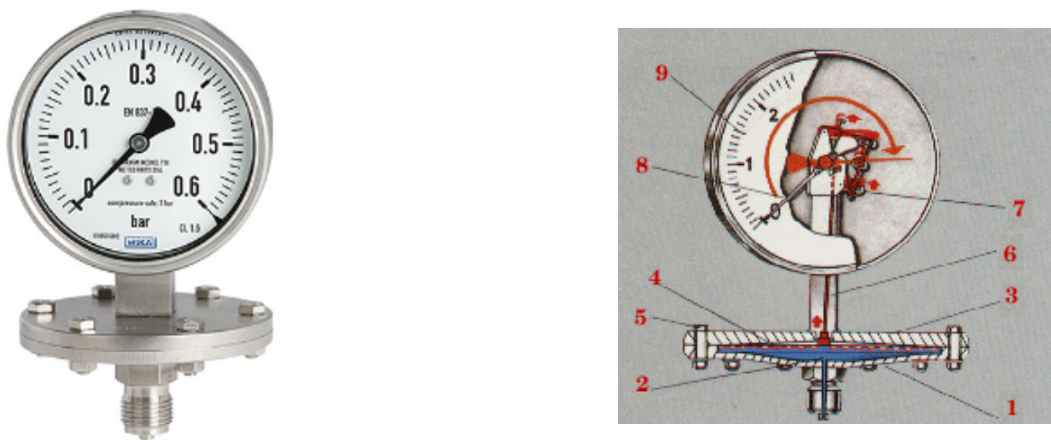


FIGURE 3.2 – Manomètre à membrane et son schéma.

La membrane (4) est tendue entre la bride inférieure (1) et la bride supérieure (3) qui sont maintenues par des vis (5) à leurs extrémités. Par l'intermédiaire d'un trou dans le raccord, le fluide à mesurer traverse le tube pour atterrir dans la chambre de pression (2) en dessous de la membrane (4). La pression du fluide déforme le tube qui engendre le mouvement de l'aiguille (8), reliée à une billette (6) par l'intermédiaire d'un engrenage (7). La valeur de la pression sera alors affichée sur le cadran (9). Afin d'être protégés contre des détériorations, le système de mesure, le cadran (9) et l'aiguille (8) sont montés dans un boîtier. En cas de risque de corrosion due à des fluides agressifs, on peut protéger toutes les parties en contact avec le fluide en mettant un film de protection.

## 3. Manomètre à capsule :

Le fluide mesuré exerce une pression à l'intérieure d'une capsule composée de deux membranes. La course obtenue sert de dimension pour la pression.

Ces instruments sont particulièrement compétents pour la mesure des fluides gazeux. La figure 3.3 montre un modèle de ce manomètre.

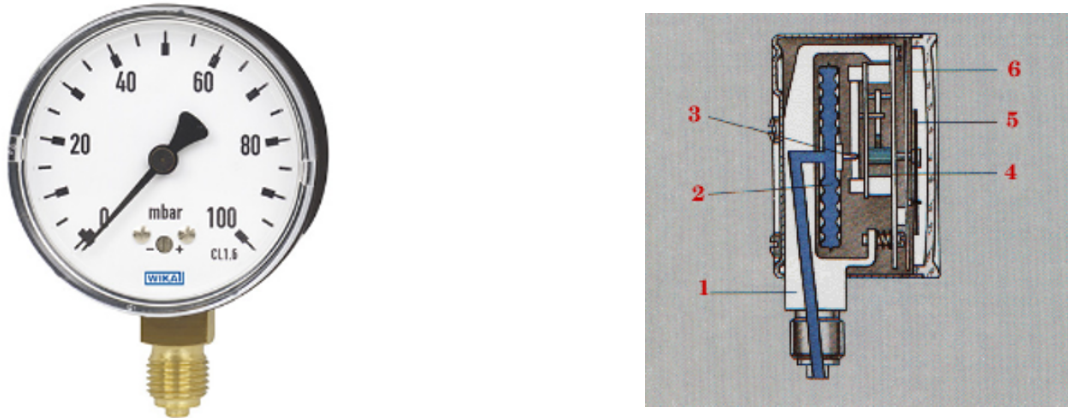


FIGURE 3.3 – Manomètre à capsule et son schéma.

La capsule (2) est montée sur le raccord soit directement soit par l'intermédiaire d'un tube métallique. Par le biais d'un trou dans le raccord, le fluide à mesurer passe à l'intérieur de la capsule (2). Sous l'effet de la pression, les demi-parties de la capsule se bombent. Ce déplacement proportionnel à la pression mesurée est transmis par l'intermédiaire du mouvement (4) à l'aiguille (5) et affiché sur le cadran (6) en tant que valeur de pression. Pour être protégés contre des détériorations, le système de mesure, le cadran (6) et l'aiguille (5) sont montés dans un boîtier.

#### 4. Manomètre à soufflet :

La pression agit à l'intérieur d'un corps cylindrique. Des parois très minces portant des ondes profondes permettent un changement de longueur.

La course obtenue est la dimension pour la pression. Les soufflets ne sont utilisés que pour des cas particuliers de manomètres. Une illustration de ce manomètre est donnée dans la figure 3.4.



FIGURE 3.4 – Manomètre à soufflet.

Ainsi nous avons porté notre choix sur un manomètre à tube de Bourdon qui peut facilement mesurer les pressions comprises dans notre gamme de mesure. Compte tenu de sa simplicité et de sa robustesse, il s'adapte très bien à la mesure de pression dans les systèmes hydrauliques. Sa technologie étant maîtrisée depuis des années et son faible coût en font l'appareil de mesure de pression idéale dans le cas de notre banc d'essais. De plus, bien qu'il s'agisse d'un instrument de mesure mécanique ne nécessitant pas d'alimentation électrique, il peut très bien s'adapter à un système d'acquisition de données car sa sortie peut être liée à un potentiomètre.



FIGURE 3.5 – Manomètre à tube manométrique, acier inoxydable.

### Caractéristiques fonctionnelles du manomètre

**Echelle** : Pour déterminer l'échelle, nous respecterons une règle importante pour garder la fidélité d'un manomètre : "ne jamais utiliser le manomètre en service courant au delà des trois quarts de l'échelle". Ceci pour éviter des contraintes exagérées dans le tube Bourdon et pour un maximum de fidélité et de durée.

**Tube Bourdon** : On aura un tube Bourdon en acier inoxydable et de section elliptique afin de réduire l'hystérésis des mesures.

### 3.3.2 Mesure du débit

#### Choix du débitmètre

Mesurer le débit est essentiel lors de l'étude d'un système hydraulique car il détermine la vitesse d'écoulement du fluide de ce dernier. La précision, la viscosité du fluide, le niveau de pression à mesurer ainsi que le coût de l'investissement sont les critères de choix pris en compte.

Afin de choisir le débitmètre que l'on utilisera sur notre banc d'essais, nous avons décrit les systèmes les plus utilisés.

#### 1. Débitmètres à effet Coriolis :

Ce type de débitmètre, illustré dans la figure 3.6, est incomparable en termes de fonctionnalités, de diamètres de ligne, de précision et d'étendue de mesure. Conçus pour être isolés de toute influence extérieure, ils fournissent des mesures précises, même avec des conditions de fluides exigeantes ou des environnements difficiles.

Ce débitmètre se base sur la force de Coriolis, définie par l'accélération que subit un objet lorsqu'il est soumis à la fois à une rotation et à une translation. Grâce à une bobine mise sous tension, la canalisation est sujet d'une oscillation. Lorsqu'un débit passe dans le conduit, il y a une déformation de l'oscillation due à la force de Coriolis, ce qui crée un déphasage entre ses extrémités. Deux bobines reliées à un transmetteur permettent de mesurer ce déphasage afin d'en déterminer le débit.

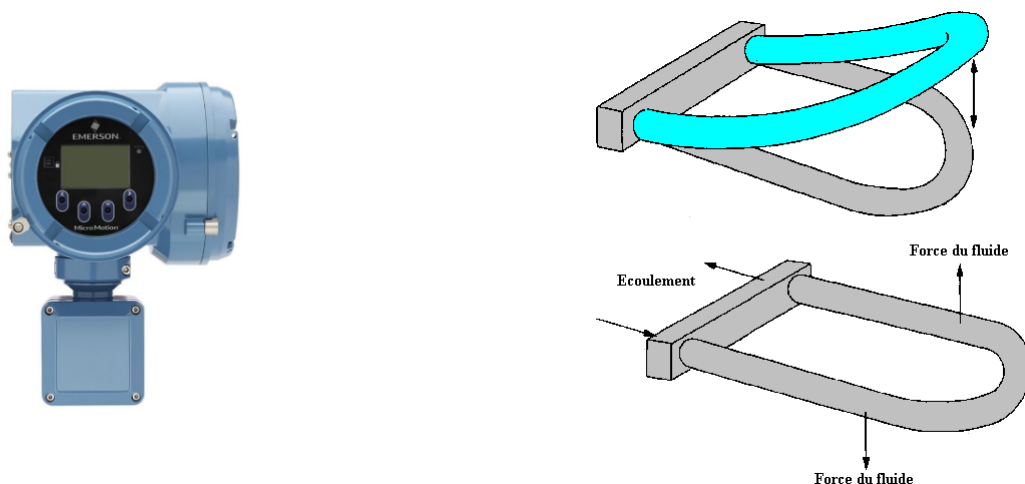


FIGURE 3.6 – Débitmètre à effet Coriolis.

2. Débitmètres électromagnétiques :

Ils offrent une conception sans obstruction, économique pour les produits chimiques agressifs et les boues, et extrêmement précise pour la mesure de débit volumique. En outre, ils peuvent mesurer les liquides dans les deux sens d'écoulement. Ils sont efficaces à la fois pour les très petits et très grands débits volumiques, et ils ne craignent pas les variations des grandeurs mesurées. La figure 3.7 montre une illustration de ce modèle.



FIGURE 3.7 – Débitmètre électromagnétique.

Le fonctionnement du débitmètre électromagnétique se base sur la loi de Faraday. Un champ magnétique est créé par deux enroulements inducteurs placés de part et d'autre d'un même diamètre de la canalisation. Le fluide, étant un conducteur, circule dans une canalisation isolée électriquement à l'intérieur. La force électromotrice est mesurée à l'aide de deux électrodes au contact avec le liquide et placées aux deux extrémités d'un diamètre perpendiculaire aux lignes d'induction. Cette force électromotrice mesurée est proportionnelle à la vitesse moyenne du liquide, et par conséquent au débit volumique de ce dernier. Le signal de sortie indique le sens de l'écoulement et a une amplitude de quelques millivolts.

3. Débitmètres à ultrasons :

C'est un débitmètre volumétrique qui nécessite des particules ou des bulles dans le flux. Il est idéal pour les applications d'eaux usées ou tout autre liquide souillé qui est

conducteur ou à base d'eau. Il ne fonctionne généralement pas avec l'eau distillée ou l'eau potable. Des aérations sont nécessaires dans les applications de liquide propre. Il convient également parfaitement pour les applications où une faible perte de pression, une compatibilité chimique et peu d'entretien sont nécessaires. Un aperçu de ce dispositif est donné dans la figure 3.8.

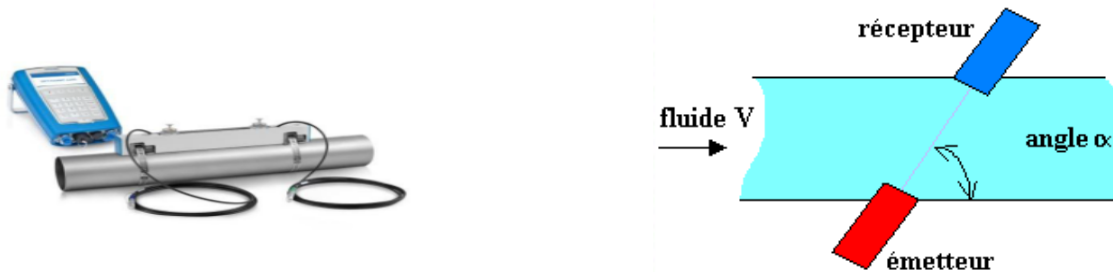


FIGURE 3.8 – Débitmètre à ultrasons.

Le débitmètre à ultrasons est constitué d'un émetteur et d'un récepteur montés en opposition de sorte que les ondes acoustiques allant de l'un à l'autre aient un angle de  $45^\circ$  par rapport au sens d'écoulement dans la conduite. La vitesse du son allant de l'émetteur au récepteur représente la vitesse intrinsèque du son, plus un apport dû à la vitesse du fluide. Le débit est déduit à partir de la vitesse du fluide qui est calculée par la mesure du temps  $t$  mis par le signal pour parcourir la distance  $L$ .

#### 4. Débitmètres à pression différentielle :

Il offre depuis longtemps des garanties de précision et de répétabilité. Le débit du fluide mesuré se calcule à partir du différentiel de pression causé par une restriction disposée dans la conduite. Il permet de mettre au point des solutions intégrées de pression, de débit et de température, assure la fiabilité et augmente la productivité des installations. Une illustration de ce modèle est donnée dans la figure 3.9.



FIGURE 3.9 – Débitmètre à pression différentielle.

Le débitmètre à pression différentielle exploite la loi de BERNOUILLI. Avec un écoulement régulier et uniforme, une réduction de diamètre de la canalisation entraîne une

augmentation de la vitesse du fluide, et donc de l'énergie potentielle ou de la pression de la canalisation. La pression différentielle est par la suite convertie en débit volumique par des coefficients de conversion.

5. Débitmètres à effet vortex :

Ils consomment très peu d'électricité et peuvent ainsi être utilisés sur des sites éloignés. Par ailleurs, ils sont uniques dans le sens où ils peuvent accueillir des liquides, des gaz, de la vapeur et des applications corrosives. Ils peuvent également supporter des températures et des pressions de procédé élevées. La figure 3.10 montre un aperçu de ce modèle.



FIGURE 3.10 – Débitmètre à effet vortex.

Le principe du débitmètre à effet vortex se base sur l'effet Karman (phénomène de génération de tourbillons) : Lorsque le fluide rencontre un corps non profilé, il se divise et engendre des tourbillons, de part et d'autre et en aval du corps non profilé. Le nombre de tourbillons formés en aval par unité de temps est proportionnel au débit moyen. La vitesse précise d'écoulement du fluide est déterminée par le comptage des tourbillons et est mesurée à l'aide d'un capteur sensible aux variations oscillatoires de pression.

6. Débitmètres à turbine :

Facile à exploiter et à maintenir, les débitmètres à turbines sont utilisés dans le monde entier pour leur fiabilité, leur rentabilité et la précision de leurs mesures de débit. Illustrés par la figure 3.11, ils sont conçus pour optimiser la production et minimiser la perte étendue et offrent une sortie impulsion linéaire au débit. Ils réduisent également l'incertitude des mesures de comptage transactionnel grâce à une sortie impulsions haute fréquence.

Ce débitmètre est constitué d'une turbine placée dans la chambre de mesure, où l'écoulement du fluide entraîne sa rotation. La vitesse de rotation du rotor, mesurée en comptant la fréquence de passage des ailettes détectée par le biais d'un bobinage, est proportionnelle à celle du fluide, et donc au débit volumique total. Chaque impulsion représente un volume de liquide distinct.

7. Débitmètres polyphasiques :

Ils sont précis, flexibles et évolutifs qui répondent aux exigences du terrain et demeurent rentables sur les champs les plus difficiles. Grâce à des développements dans

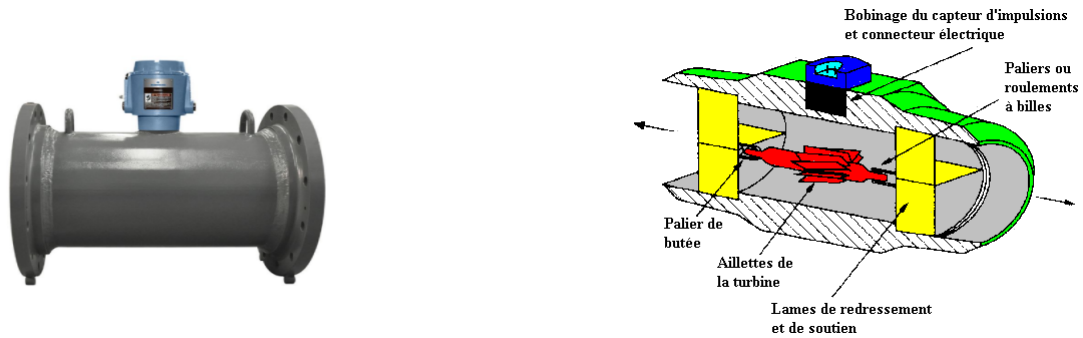


FIGURE 3.11 – Débitmètre à turbine.

le traitement du signal et l'électronique de terrain, ainsi qu'une approche modulaire, les débitmètres polyphasiques permettent d'améliorer le maintien du débit et la production, en respectant tous les besoins du terrain et les exigences du coût. Ils sont illustrés par la figure 3.12.



FIGURE 3.12 – Débitmètre polyphasique.

Le débitmètre à rotor hélicoïdal, en acier inoxydable, avec une précision de moins de 5%, un coût d'investissement acceptable et une bonne résistance aux pressions, répond le mieux à nos exigences.

### 3.3.3 Mesure de la vitesse de rotation

#### Choix du tachymètre

La vitesse de rotation est mesurée car elle influence le débit, et les performances d'une pompe à différentes vitesses doivent être connues. Afin de choisir le tachymètre que l'on utilisera sur notre banc d'essais, nous avons décrit les systèmes les plus utilisés.

— Tachymètre mécanique :

Il est généralement monté sur les avions monomoteurs légers ou le moteur est proche du tableau de bord. Il se compose d'un transmetteur relié au moteur par un arbre d'entraînement flexible, comme le montre la figure 3.13. Le transmetteur contient un ensemble de masselotte couplé à un mécanisme d'engrenage qui entraîne une aiguille.

Quand l'arbre d'entraînement tourne, la force centrifuge agit sur les masselottes et les déplace vers l'extérieur. La position des masselottes varie donc avec la vitesse de rotation du moteur. L'amplitude du mouvement des masselottes est transmise par un mécanisme d'engrenage à une aiguille, qui indique directement sur l'instrument la vitesse de rotation du moteur.

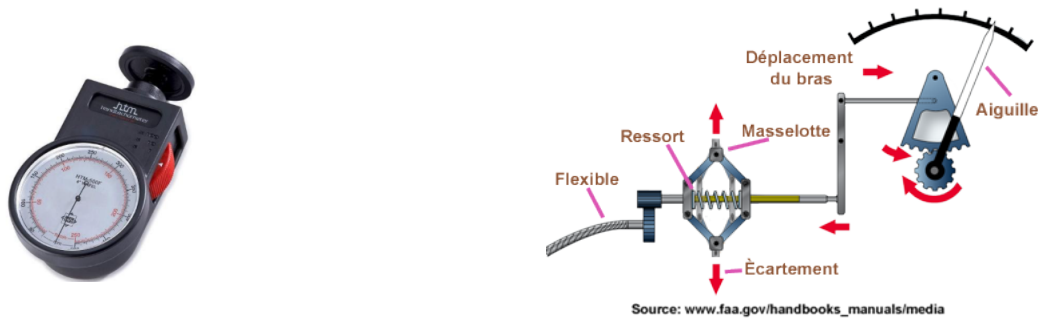


FIGURE 3.13 – Tachymètre mécanique et son schéma.

— Tachymètre magnétique :

Il est constitué d'un aimant à quatre pôles dans l'entrefer auquel vient se longer une cloche en métal conducteur amagnétique solidaire en rotation d'une aiguille indicatrice. Lorsque l'aimant est mis en rotation par le câble flexible le reliant au moteur, des courants de Foucault prennent naissance dans la cloche. Ce flux de courant crée son propre champ magnétique qui interagit avec la rotation du champ de flux de l'aimant. Le résultat est que la cloche a tendance à tourner, et avec elle, l'aiguille indicatrice. Un ressort en spirale calibré fixé sur l'axe de la cloche crée un couple antagoniste pour limiter la rotation de la cloche. L'angle de rotation de la cloche sera en fonction de la vitesse de rotation de l'aimant. La figure 3.14 illustre ce modèle.

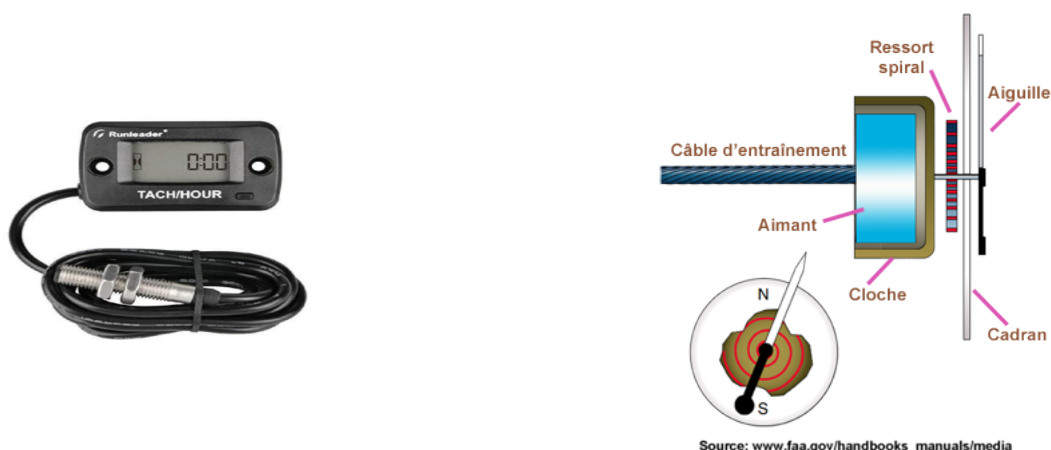


FIGURE 3.14 – Tachymètre magnétique et son schéma.

— Tachymètre électrique :

Il est utilisé pour mesurer la rotation vitesse ou vitesse angulaire de la machine qui lui est couplée. Il fonctionne sur le principe du mouvement relatif entre le champ magnétique et l'arbre du dispositif couplé. Le mouvement relatif induit la FEM dans la



bobine qui est placée entre le champ magnétique constant de l'aimant permanent. La force électromotrice développée est directement proportionnelle à la vitesse de l'arbre. Le tachymètre électrique convertit l'angle vitesse en une tension électrique. Ainsi, il est principalement utilisé pour mesurer la vitesse de rotation de l'arbre. Une illustration de ce modèle est donnée par la figure 3.15.



FIGURE 3.15 – Tachymètre électrique.

— Tachymètre électronique :

Il est basé sur le comptage d'impulsions électriques par unité de temps duquel on déduit la vitesse de rotation. Un capteur du type inductif est installé perpendiculairement à une roue dentée en métal magnétique qui tourne à la même vitesse que l'arbre du compresseur du moteur dont on veut mesurer la vitesse de rotation. Le passage d'une dent suivie d'un creux de denture, génère une variation de flux magnétique qui induit dans la bobine une impulsion dont la fréquence est proportionnelle à la vitesse de rotation. La mesure du nombre d'impulsions permet d'obtenir la fréquence donc la vitesse de rotation. Le signal est ensuite converti en tension par un convertisseur dans un boîtier électronique, et la lecture se fait en pourcentage d'un régime de référence défini par le constructeur. La figure 3.16 montre une illustration de ce modèle.

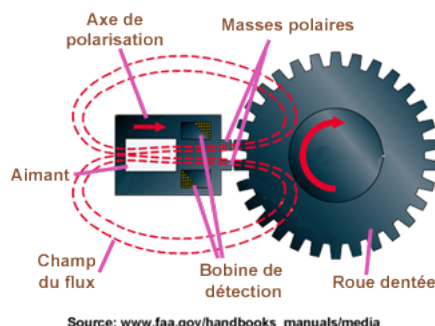


FIGURE 3.16 – Tachymètre électronique et son schéma.

Nous considérons les mêmes critères de choix que pour le débit, c'est pourquoi le tachymètre numérique avec capteur générateur d'impulsions est le choix adéquat. Le capteur est magnétique et comporte une bobine, une roue dentée solidaire à l'arbre moteur tourne devant lui. La vitesse de rotation est proportionnelle à la tension électrique créée par la variation de la réluctance du circuit magnétique.

### 3.3.4 Mesure du couple

#### Choix du couplemètre

- Couplemètre rotatif (dynamique) :

Le couplemètre rotatif est souvent utilisé comme outils de test ou d'audit pour les moteurs, les outils électriques, les turbines et les générateurs afin de mesurer le couple dans les deux sens de rotation en dynamique.

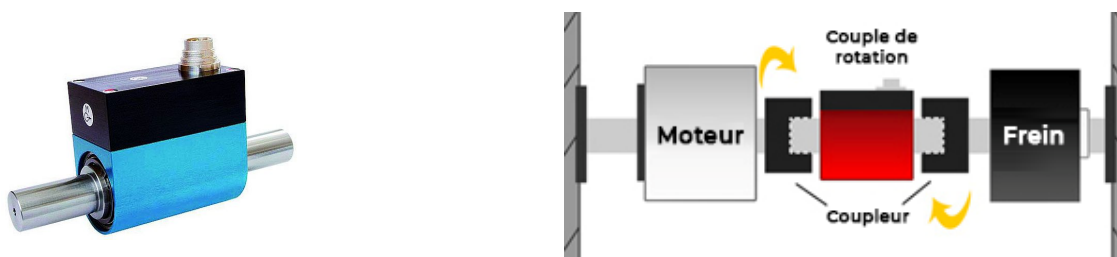


FIGURE 3.17 – Couplemètre rotatif et son schéma.

Dans ces capteurs, des jauges de contrainte sont collées sur l'arbre d'entraînement rotatif qui se déforme légèrement lorsqu'un couple est appliqué. Cette déformation de l'arbre entraîne une contrainte dans la jauge, modifiant ainsi sa résistance. Une combinaison de jauges de contrainte (souvent 4) est disposée dans un circuit électrique (le pont de Wheatstone) pour convertir les variations de résistance en une sortie de tension mesurable.

- Couplemètre statique :

Le couplemètre statique est un capteur à jauge de contraintes fréquemment utilisé pour mesurer le couple de serrage, contrôler et calibrer les visseuses et clefs dynamométriques, ainsi que pour des mesures sur banc moteur.

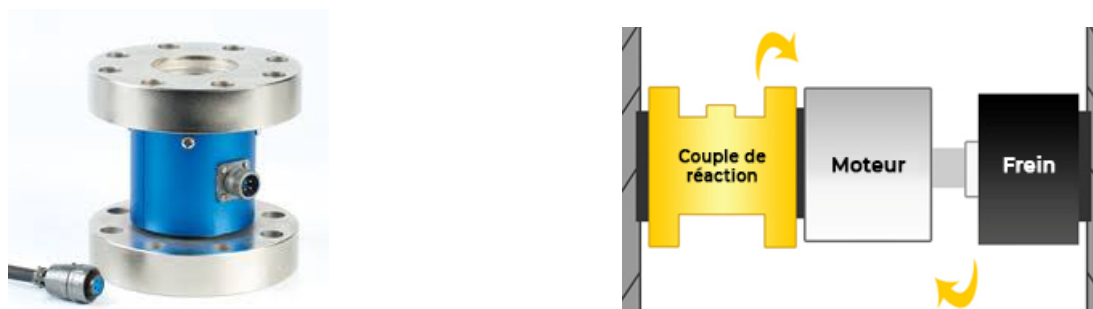


FIGURE 3.18 – Couplemètre statique et son schéma.

Ce capteur est constitué d'un corps métallique où y sont collées des jauges de contraintes. Lorsque ce corps se déforme, la jauge de contrainte change également de forme et donc de résistance électrique, ce qui crée une variation de tension différentielle à travers un circuit de pont de Wheatstone. Ainsi, le couple appliqué au capteur, étant proportionnel à la variation de tension, peut être calculé à travers la sortie de tension du circuits du couplemètre.

### 3.4 Système de dissipation d'énergie

Dans les centrales hydroélectriques, les génératrices utilisées peuvent être de type synchrone ou asynchrone. Or les bancs d'essais ne génèrent pas une quantité importante d'énergie contrairement aux dites centrales, ce qui fait que le recours à une génératrice n'est pas nécessaire. D'autant plus que le but du banc d'essais demeure essentiellement pédagogique, on se focalisera donc sur la manière dont l'énergie générée sera dissipée. On s'intéressera donc aux systèmes de freinage, notamment les plus utilisés dans les bancs d'essais. On fera le tour de ce qui se fait pour enfin choisir les systèmes à adopter à notre installation.

#### 3.4.1 Systèmes de freinage

Un frein est un système permettant de ralentir, voire d'immobiliser, les pièces en mouvement d'un système en cours de déplacement. Il est utilisé afin de garantir que ces pièces suivent le profil de vitesse désiré, de les arrêter en cas d'urgence et de garantir qu'elles restent stationnaires lorsque le frein n'est pas en fonctionnement [23], [24].

#### Classification des freins

Les freins sont classifiés suivant plusieurs critères. La figure 3.19 présente une classification selon la nature des efforts de freinage et une autre selon la nature des surfaces de contact.

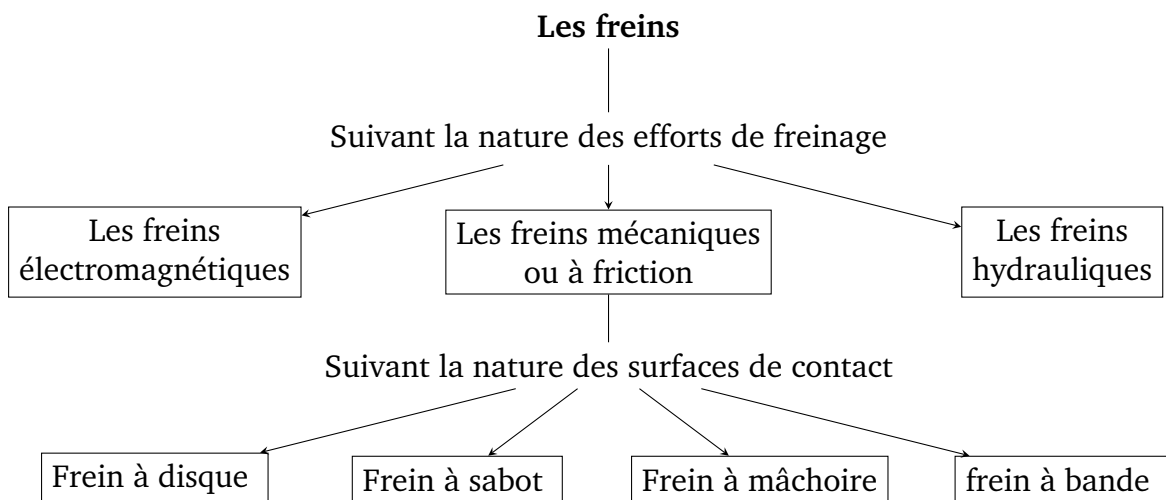


FIGURE 3.19 – Classification des freins.

#### 3.4.2 Freins hydrauliques

Ce type de freins, généralement présent sur les bancs d'essais des moteurs électriques et des moteurs thermiques, a pour fonction de faire varier le couple appliqué sur l'arbre moteur dans le but de mesurer les performances du moteur sous une charge variable.

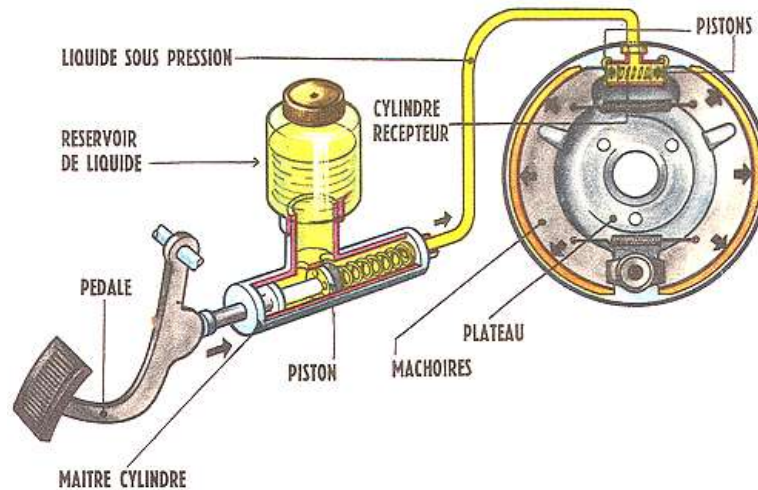


FIGURE 3.20 – Schéma d'un frein hydraulique.

Les freins hydrauliques (Figure 3.20) peuvent utiliser l'eau du réseau ou simplement de l'huile en circuit fermé. Une vanne ou une pédale commande le débit d'eau qui pénètre dans le frein par sa partie supérieure à travers deux pistons. Ce liquide sous pression permet d'écarter les mâchoires venant frotter à l'intérieur d'un tambour relié à la roue. Le développement du couple de freinage dépend du taux de remplissage du frein commandé par le débit d'eau à l'entrée du frein et qui s'oppose à la rotation du moteur.

### 3.4.3 Freins électromagnétiques

Ce type de freins (Figure 3.21) est généralement utilisé sur les autocars et les camions et est notamment appelé ralentisseur.

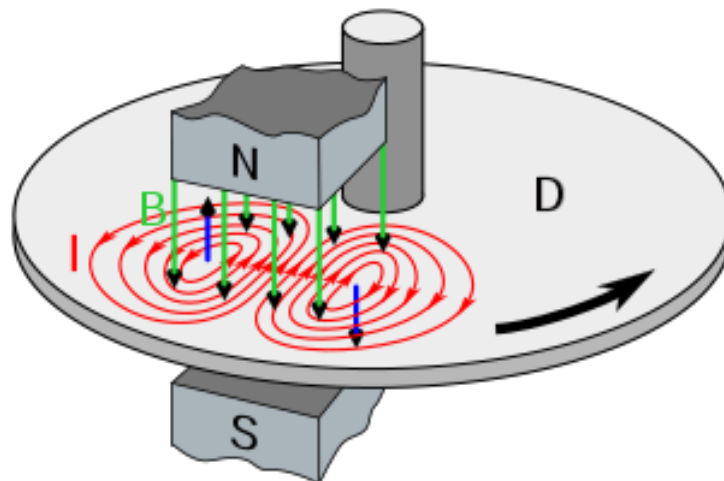


FIGURE 3.21 – Schéma d'un frein électromagnétique.

Le rotor du frein solidaire avec l'arbre à freiner est placé dans le champ magnétique d'un aimant. Quand le rotor est en plein mouvement, le champ crée par induction un courant dans le rotor : courant de Foucault ; c'est pour cela qu'on parle de frein à courant de Foucault. Ce même champ exerce une force qui ralentit l'arbre. Toute l'énergie finit sous forme de courant puis se transforme en chaleur.

### 3.4.4 Freins mécaniques

Les freins mécaniques utilisent le frottement et peuvent être classés suivant plusieurs critères :

**Géométrie de la surface de friction :**

- disques,
- sabot,
- sangle ou à bande,
- mâchoire.

**Nombre de disques (pour les freins à disques) :**

- monodisque,
- bidisque,
- multidisque.

**Type de commande :**

- mécanique,
- pneumatique,
- hydraulique,
- électromagnétique.

Dans ce qui suit, nous nous intéresserons à la classification basée sur la géométrie de la surface de friction.

#### Freins à disques

Les freins à disques (Figure 3.22) sont les plus répandus du fait des nombreux avantages qu'ils présentent [4] :

- le freinage s'effectue de manière progressive,
- le couple de freinage demeure stable à grande vitesse,
- les disques ventilés dont ils sont munis assurent une bonne évacuation de la chaleur,
- leur maintenance est aisée.

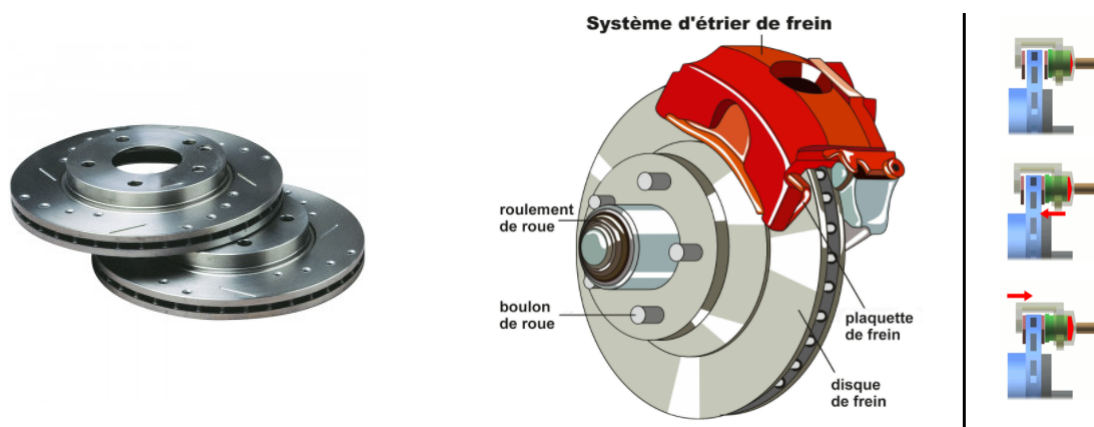


FIGURE 3.22 – Frein à disques et son schéma.

Le système de commande de ce type de frein a toujours été hydraulique. Cependant pour des raisons de sécurité, certains constructeurs développent actuellement des systèmes de freinage à commande électro-mécanique.

### Freins à sabot

Ils sont appelés aussi freins à patins. Ce type de frein (Figure 3.23) peut comporter un seul sabot mais il est plus couramment muni de deux sabots. Les deux sabots, solidaires d'un levier sont appliqués fortement contre l'élément à freiner qui est soumis à un effort normal, provoquant sa flexion, et à un effort tangentiel. Le couple résistant développé par le frottement des sabots est fonction de l'effort presseur, du coefficient de frottement du sabot et du rayon du tambour.

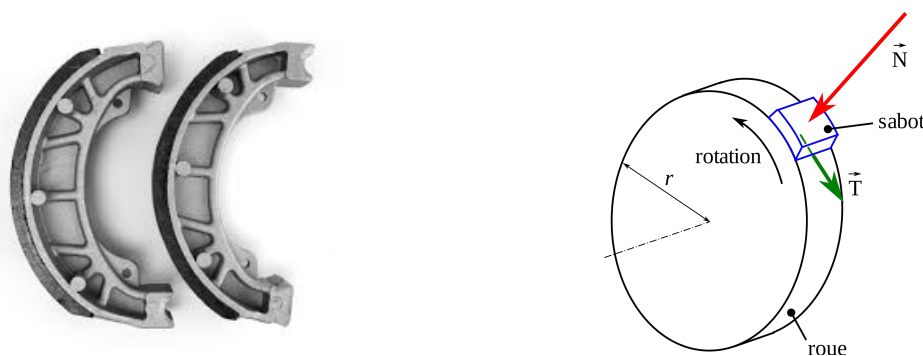


FIGURE 3.23 – Frein à sabot et son schéma.

### Freins à sangle (ou à bande)

Une bande flexible appliquée sur un tambour qui tourne fait apparaître, par frottement, un couple résistant dont la valeur est fonction de l'effort presseur qui s'oppose au déplacement du tambour, du coefficient de frottement du tambour et de son rayon (Figure 3.24).

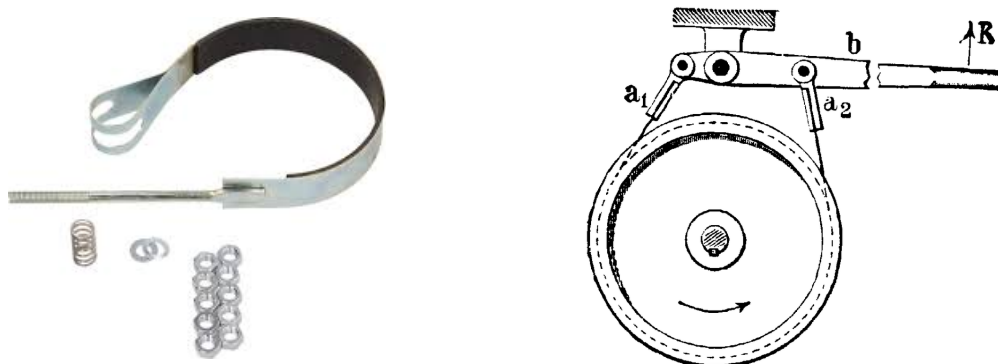


FIGURE 3.24 – Frein à bande et son schéma.

### Freins à mâchoire

Le tambour, généralement en fonte, est porté par le moyeu qui entraîne la roue. A l'intérieur du tambour, retenues contre un plateau fixe boulonné à une partie non tournante de l'essieu, deux mâchoires, garnies d'un matériau de friction, transmettent l'effort de freinage. Deux segments articulés autour de points fixes sont appliqués sur la surface intérieure du tambour. Le frottement fait apparaître un couple résistant dont la valeur dépend de l'intensité des efforts aux extrémités des mâchoires, coefficient de frottement du tambour et du rayon du tambour (Figure 3.25).

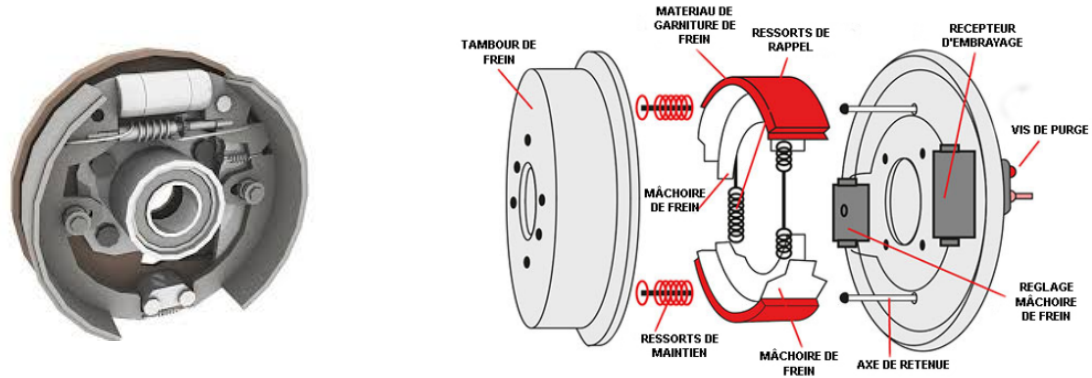


FIGURE 3.25 – Frein à mâchoire et son schéma.

### 3.4.5 Propriétés et critères de choix des freins

Parmi les qualités qui distinguent les freins [25], on retrouve :

- la régularité du couple de freinage,
- le silence lors du fonctionnement,
- un faible indice de commande (produit de l'effort de commande<sup>1</sup> par la course de commande<sup>2</sup>),
- l'efficacité (ou puissance d'un frein) ; si le frein fournit un couple de freinage donné pour un faible indice de commande,
- un entretien facile et un bas prix de revient.

Le tableau ci-dessous fournit une comparaison des systèmes de freinages électromagnétiques et mécaniques.

Tableau 3.1 – Tableau comparatif des systèmes de freinage électromagnétiques et mécaniques [23].

Critères	Systèmes électromagnétiques	Systèmes mécaniques
Domaine d'utilisation	Sont employés afin de contrôler la vitesse.	Sont généralement employés dans des cas d'arrêts d'urgence.
Qualité du freinage	Le freinage est confortable.	Le freinage est souvent brusque.
Usure	Aucune usure ne se fait remarquer.	Requièrent une maintenance régulière à cause de l'usure des composants.
Récupération d'énergie	Dans certains systèmes, il est possible de retourner l'énergie à l'alimentation principale.	L'énergie se dissipe sous forme de chaleur, elle ne peut donc être récupérée qu'en tant que chaleur.
Sécurité	Ne peuvent être utilisés comme dispositifs de sécurité.	Dans la plupart des systèmes, ils interviennent comme dispositifs de sécurité de secours.

1. L'effort de commande est la force maximale exercée sur l'organe de commande du frein.

2. La course de commande est le déplacement de l'organe de commande du frein, de la position de repos à la position de freinage.

### 3.4.6 Choix final du système de freinage

Une revue des systèmes de freinage utilisés dans les bancs d'essais, notamment ceux commercialisés, nous permet d'éliminer le choix d'un système hydraulique. En effet, la plupart des constructeurs ont recours à des systèmes mécaniques ou électromagnétiques : les freins à disque ou bien les freins à courant de Foucault respectivement. Par ailleurs, le tableau comparatif 3.1 nous permet de porter notre choix sur les systèmes de freins électromagnétiques dits à courant de Foucault.

Un examen du tableau comparatif 3.1, ci-dessus, nous amène à porter notre choix sur les freins électromagnétique. En effet, ces derniers permettent un freinage en douceur et offrent la possibilité de mieux contrôler les réglages de vitesse, ce qui est primordial pour la conduite des expériences sur le banc d'essais. Sans oublier qu'ils ne sont pas sujets à l'usure comme les freins mécaniques.

#### Courant de Foucault

Les courants de Foucault sont induits dans des plaques conductrices par un flux magnétique changeant ou en se déplaçant à travers un champ magnétique. La figure 3.26 illustre la formation de courants de Foucault dans une plaque conductrice oscillant à travers un champ magnétique. Le flux magnétique variable à travers la plaque lors de son mouvement entre les deux pôles de l'aimant induit une force électromotrice qui force les électrons libres à se déplacer de manière oscillante, créant des courants de Foucault. Lorsque la plaque pénètre dans le champ magnétique, les courants de Foucault agissent dans le sens antihoraire, et lorsqu'elle le quitte, ces courants agissent dans le sens horaire [26].

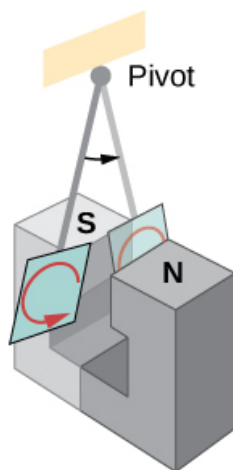


FIGURE 3.26 – Apparition de courants de Foucault dans une plaque conductrice oscillant à travers un champ magnétique.

Lorsqu'on fait tourner un disque métallique dans un champ magnétique, on remarque l'apparition de courants de Foucault qui tendent à freiner sa rotation. La figure 3.27 représente un schéma simplifié du phénomène. On peut aisément retrouver l'expression de la puissance dissipée par les courants de Foucault. Le champ magnétique  $B$  étant stable, le champ électrique induit en chaque point du disque sera donné par :

$$E = v \times B \quad (3.1)$$



où  $v$  est la vitesse du point en question.

Au lieu de mesurer directement le champ magnétique  $B$ , on admet généralement qu'il est proportionnel au courant d'excitation  $I_{ex}$  dans la bobine de l'aimant. Il suffit alors de mesurer ce dernier à l'aide d'un ampèremètre.

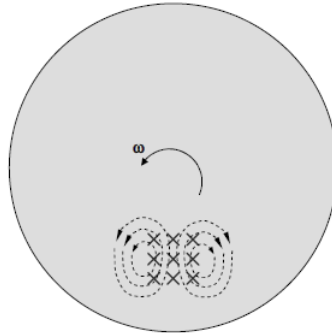


FIGURE 3.27 – Courants de Foucault dans un disque tournant dans un champ magnétique [27].

Le frein à courants de Foucault (figure 3.28) développe un couple de freinage proportionnel à la vitesse de rotation dans sa zone d'action, la valeur maximale de ce dernier étant atteinte à la vitesse nominale. Étant donné la dimension réduite de leur rotor, ces freins se caractérisent par une faible inertie. Ils sont refroidis à l'eau grâce à un circuit intégré au stator. Ils sont capables de dissiper des charges permanentes importantes.

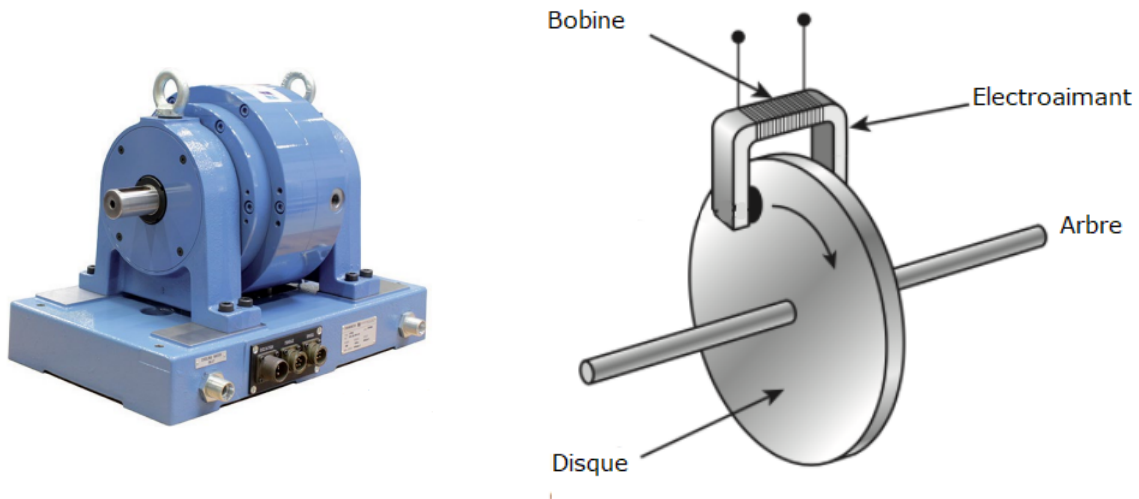


FIGURE 3.28 – Installation du frein à courants de Foucault et son schéma.

### 3.5 Éléments du banc d'essais

Le banc d'essais est composé d'un support sur lequel sont montés le réservoir d'eau, les pompes et les turbines couplées aux freins. On dispose également de vannes et d'instruments de mesure notamment des manomètres, un débitmètre, des tachymètres et des couplemètres ; ces éléments étant tous reliés par des canalisations.

Après avoir passé en revue l'instrumentation à utiliser sur le banc, nous allons à présent procéder à la sélection du type de pompe et à proposer des configurations possibles pour le banc d'essais.

### 3.5.1 Les canalisations

#### Critères de choix des canalisations

Le choix du type de matériau et du diamètre doit être effectué en fonction du domaine d'application et selon un certain nombre de caractéristiques notamment :

**1. Les propriétés physico-chimiques :**

Les propriétés physico-chimiques du fluide sont les premiers éléments à prendre en compte lors du choix, car c'est ce qui va nous orienter quant au choix d'un matériau compatible avec le fluide du circuit hydraulique.

Dans notre cas, l'eau sera utilisée comme fluide, ses propriétés physico-chimiques sont résumées dans le tableau 3.2.

Tableau 3.2 – Tableau récapitulatif des propriétés physico-chimiques de l'eau.

**Propriétés Physiques**

Masse molaire	18,0151 <i>g/mol</i>
Point de fusion	0 °C
Point d'ébullition	100 °C
Masse volumique (à 25 °C)	0,997 <i>g/cm<sup>3</sup></i>
Viscosité	0,89 × 10 <sup>-3</sup> <i>Pa.s</i>

**Propriétés Chimiques**

Forme et structure	La molécule d'eau possède une forme coudée et une structure tétraédrique.
Polarité	La molécule d'eau est polaire et constitue un dipôle électrique permanent.
Solvant	L'eau est un composé amphotère (peut être acide ou basique).

**2. Pressions et températures de service :**

Comme dans toute installation hydraulique, le banc d'essais fonctionnera dans certaines conditions maximales de pression et de température, respectivement nommées pression maximale de service (notée PMS) et température maximale de service (notée TMS). Elles doivent être comprises dans les marges supportées par l'ensemble des matériaux en toute sécurité ; c'est-à-dire à une valeur inférieure à la pression maximale admissible (notée PMA) et dans une plage de températures comprise entre les températures minimale et maximale admissibles (notées TmA et TMA).

**3. Respect du domaine d'application :**

Il est impératif de prendre des précautions lors du choix du matériau et se référer aux normes mises en place à cet effet.

**4. Dimensions :**

La détermination du diamètre consiste à trouver un compromis pour satisfaire plusieurs contraintes :

**Acoustiques :** Un trop faible diamètre induirait une vitesse trop élevée ayant pour conséquences des bruits de circulation.

**Économiques :** Contrairement aux contraintes acoustiques, ici un faible diamètre de canalisation réduit son coût mais augmente les pertes de charge et par conséquent, les coûts de consommation électrique des pompes.

Dans la pratique, il est conseillé de mener le calcul en prenant en compte une perte de charge linéaire de  $10 \text{ mmCE}/m$  et en se fixant  $15 \text{ mmCE}/m$  comme valeur limite. De plus, afin d'éviter les nuisances sonores dues à des vitesses de fluide trop élevées, il convient de se référer au Cahier des Clauses Techniques Générales (CCTG)<sup>3</sup>.

Le tableau 3.3 fournit ces valeurs limites en fonction du matériau, du diamètre et de la localisation (en sous-sol ou en étage).

Tableau 3.3 – Vitesses limites à ne pas dépasser pour éviter les nuisances sonores (CCTG).

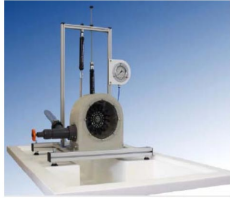





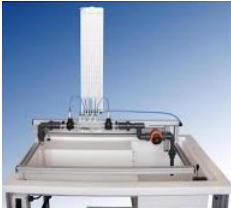

Calibre usuel	Diamètre extérieur (mm)	Vitesse limite (m/s)	
		Canalisation en sous-sol	Canalisation en étage
<b>Tube acier</b>			
12	17.2	0.45	0.45
15	21.3	0.55	0.55
20	26.9	0.70	0.70
25	33.7	0.80	0.80
32	42.4	0.90	0.90
40	48.3	0.95	0.95
50	60.3	1.10	1.00
65	70.0	1.30	1.10
65	76.1	1.30	1.10
80	88.9	1.40	1.20
90	101.6	1.50	1.20
100	108.0	1.50	1.20
100	114.3	1.50	1.20
125	133.0	1.50	1.20
125	139.7	1.50	1.20
150	159.0	1.50	1.20
<b>Tube cuivre</b>			
10/12	12	-	0.45
12/14	14	-	0.50
14/16	16	-	0.55
16/18	18	-	0.60
18/20	20	-	0.65
20/22	22	-	0.70

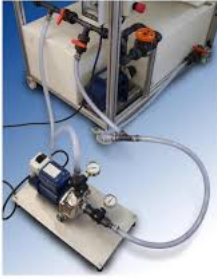

### 3.5.2 Les pompes

Pour les pompes, on a porté notre choix sur le type centrifuge, en s'inspirant de ce qui se fait en général sur les bancs d'essais hydrauliques proposés par divers constructeurs (voir le tableau 3.4 qui comporte les types de pompe utilisées sur un certain nombre de bancs d'essais hydrauliques).

3. Le CCTG (Cahiers des Clauses Techniques Générales), référence technique sur laquelle on peut s'appuyer pour définir au mieux les prestations techniques à réaliser, notamment en hydraulique.

Tableau 3.4 – Les différents modèles de pompes utilisées dans les bancs d'essais hydrauliques.

Modèle	Description	Illustration	Pompe utilisée
Banc de mesure de débit	Il s'agit d'un module simple, mobile et autonome, dont le débit d'eau est contrôlé et mesuré avec précision.		Pompe électrique centrifuge 240V 1,5 Hp Roue en acier 
Banc d'essais didactique pour une variété d'appareils hydrauliques	C'est un équipement hydraulique utilisable comme banc de travail. Une grande variété d'appareils didactiques peut être utilisée en les montant sur la table.		Pompe centrifuge électrique 240V 2 Hp Roue en laiton 
Banc d'étude des pertes de charge	La configuration du banc ne nécessite pas le démantèlement ou l'ajout d'éléments au niveau de la tuyauterie et il comprend plusieurs raccords à double mamelon assurant l'étanchéité lors des opérations de connexion et de déconnexion.		Pompe électrique centrifuge monophasée 
Banc de vérification de l'équation de Bernoulli	Il permet l'étude avec précision de l'équation de Bernoulli. Différentes pressions sont lues simultanément sur des piézomètres reliés à des prises de pression à différents endroits le long du tuyau. Le manomètre est doté de raccords rapides sans fuite afin d'éviter la sortie d'eau lorsque le système est déconnecté du banc hydraulique.		Pompe centrifuge électrique triphasée (400V) 1Hp 

Modèle	Description	Illustration	Pompe utilisée
Banc d'essais d'une installation de pompage	Cet équipement permet d'effectuer de nombreuses opérations telles que : la mise en service, le fonctionnement et les réglages nécessaires dans une installation de pompage. Il permet également d'étudier les caractéristiques d'une pompe ou d'un montage de pompes.		Pompe centrifuge électrique triphasée, à haut débit 1Hp 

### Installation de pompage

Une installation de pompage se présente en général comme sur le schéma de la figure 3.29.

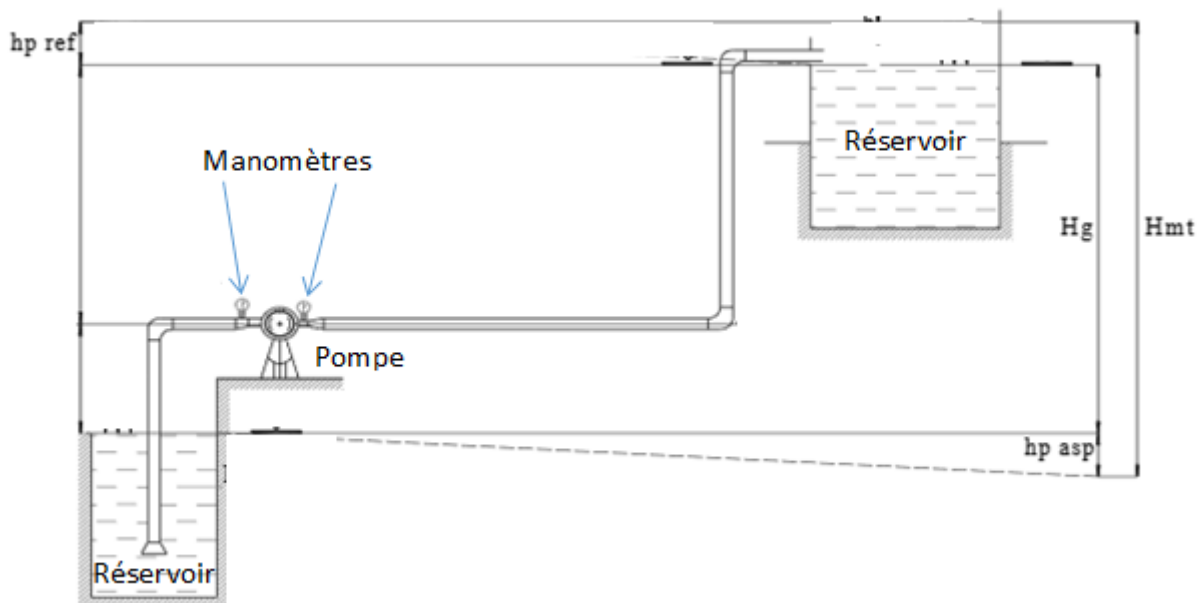


FIGURE 3.29 – Installation de la pompe centrifuge sur le banc d'essais.

Avec :

$H_g$  : hauteur géométrique d'élevation.

$H_{MT}$  : hauteur manométrique totale.

$hp_{asp}$  : pertes de charge à l'aspiration.

$hp_{ref}$  : pertes de charge au refoulement.

La pompe aspire l'eau dans un réservoir et la refoule dans un autre réservoir, à un niveau plus élevé que le premier, ainsi que cela est représenté sur la figure 3.29. La hauteur manométrique de la pompe comprend deux termes :

- le premier terme correspond à la hauteur d'élevation géométrique du liquide  $H_g$ .
- le second terme correspond aux pertes de charge dans les tuyauteries :  $hp_{asp}$  et  $hp_{ref}$ .

Il est à noter qu'au niveau du réseau, le débit qui traverse la pompe est le même que celui qui entre dans le réseau et l'énergie fournie par la pompe (ou hauteur) est égale à celle consommée par le réseau ; il s'agit du point de fonctionnement que l'on retrouve sur les courbes caractéristiques des pompes.

### 3.5.3 Les configurations des systèmes proposés

Notre objectif étant la conception d'un banc d'essais à but pédagogique, nous avons considéré plusieurs configurations possibles avant d'aboutir à notre choix final. Dans ce qui suit, nous allons présenter la démarche suivie en décrivant chaque système, ses avantages et ses points d'amélioration.

Dans un premier temps, nous nous sommes focalisés sur les principaux composants du banc d'essais ; c'est à dire la turbine hydraulique et la pompe centrifuge et sur la configuration la plus adéquate à adopter.

Nous avons d'abord envisagé de n'installer qu'une seule turbine à la fois sur le banc d'essais, de la tester puis de la démonter afin d'en installer une autre.

La figure 3.30 représente le schéma synoptique du banc d'essais préliminaire d'une turbine Francis à axe horizontal. Cette configuration simple nous permet d'opérer en mode turbinage et en mode pompage.

- En mode turbinage, la vanne V2 sera fermée et les vannes V1 et V3 seront ouvertes. L'eau s'écoulera donc depuis le réservoir vers l'entrée de la pompe à travers la vanne V1. Elle sera par la suite acheminée vers la turbine Francis pour être enfin déversée dans le réservoir à travers l'aspirateur de cette dernière.
- En mode pompage, la vanne V3 sera fermée et les vannes V1 et V2 seront ouvertes. La pompe va donc aspirer l'eau à travers la vanne V1 et la refouler à travers la vanne V2 dans le même réservoir.

La figure 3.31 présente la même configuration mais avec une turbine Kaplan à la place de la turbine Francis. Le défi de cette conception est la disposition des conduites qui doivent s'adapter pour être raccordées aux différentes turbines, sachant que ces dernières peuvent être à axe vertical ou à axe horizontal, qu'elles peuvent disposer d'un aspirateur à la sortie (turbines à réaction) ou non (turbines à action) et qu'elles peuvent avoir des dimensions différentes au niveau des brides de raccordement.

Un autre inconvénient de cette configuration tient au fait que le montage et le démontage fréquent des turbines est de nature à provoquer leur endommagement, en particulier pour celles qui ne sont pas montées sur le banc lorsque celui-ci n'est pas en opération. Par conséquent, même si une telle configuration offre l'avantage d'être simple et compacte, on lui préfère une configuration sur laquelle les trois types de turbines qu'on envisage d'étudier sont montées en parallèle tout en disposant chacune d'une vanne qui permettra de l'isoler quand une autre turbine est en opération lorsqu'on procède au test d'une autre turbine.

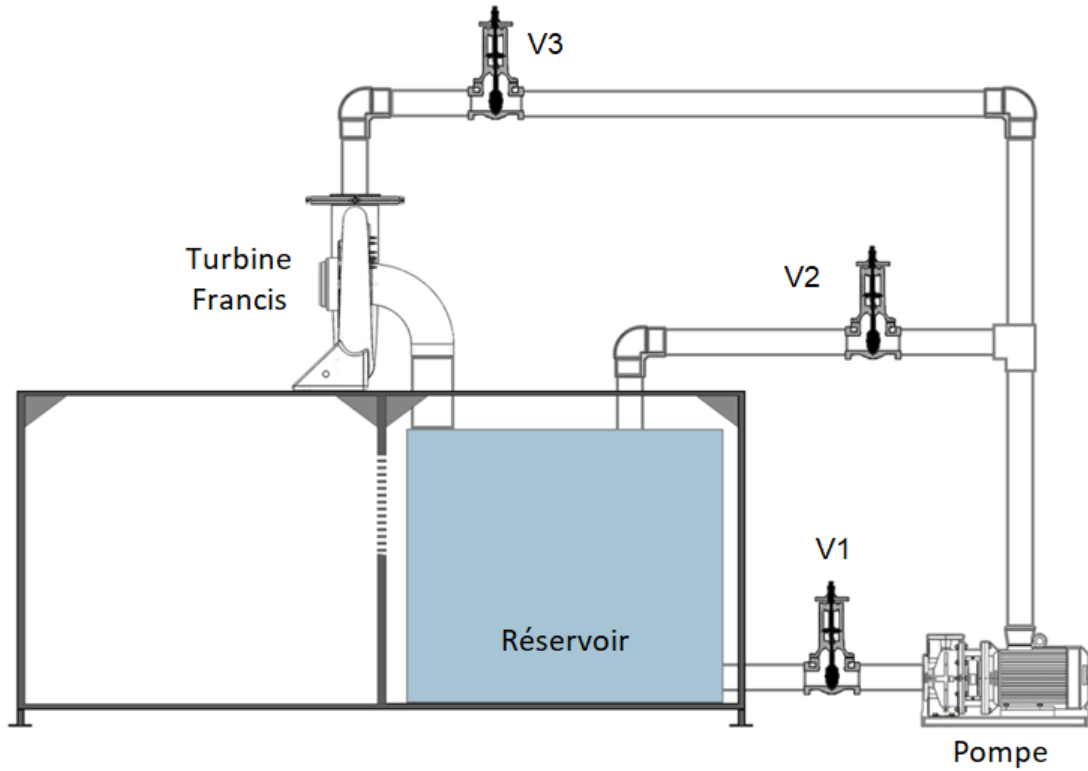


FIGURE 3.30 – Schéma du banc d'essais de la turbine Francis.

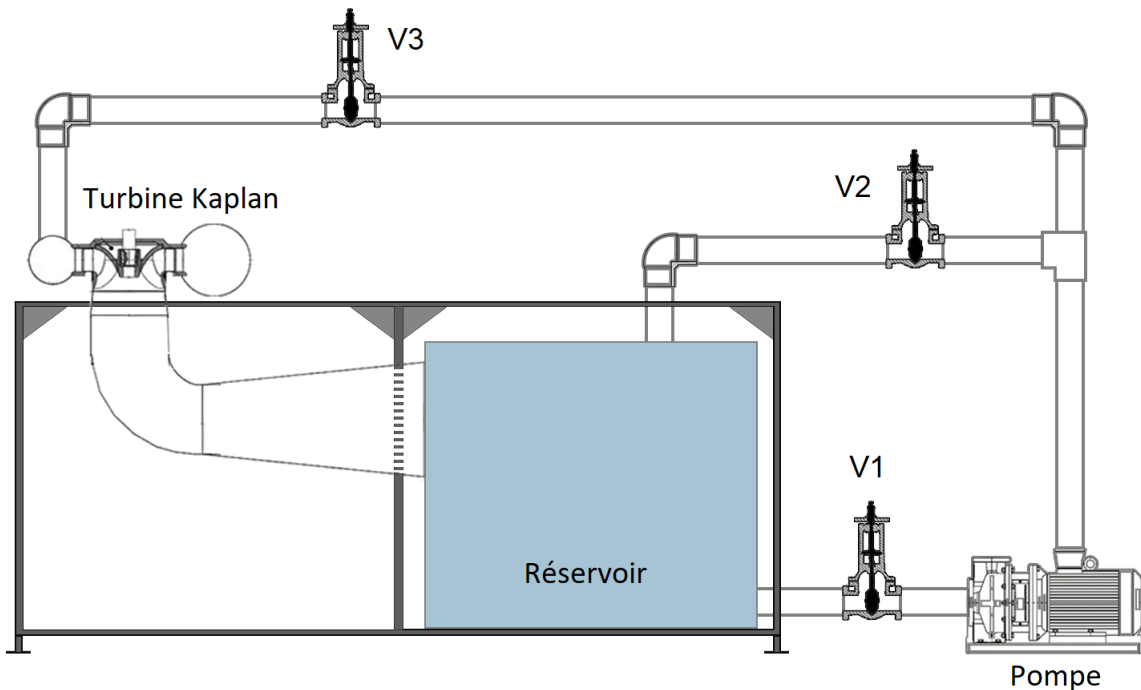


FIGURE 3.31 – Schéma du banc d'essais de la turbine Kaplan.

Afin d'étoffer les possibilités de test sur le banc en mode pompage, nous nous proposons d'utiliser non pas une seule pompe mais deux, ce qui nous permettra d'étudier le montage des pompes en parallèle et leur montage en série. A cet effet, nous installerons donc une pompe centrifuge à vitesse constante et une autre à vitesse variable pour établir un jeu complet des caractéristiques des différents montages des pompes.

Afin de doter le réseau hydraulique du banc d'essais avec une composante statique, on pourrait envisager de le munir d'un réservoir de trop plein et même de doter ce réservoir d'un système qui permettrait de faire varier la hauteur statique du réseau dans une certaine plage. Un tel système pourrait également être associé au réservoir inférieur afin de faire varier le niveau d'eau en aval des turbines. Cette façon de procéder nous donnera éventuellement la possibilité de mettre en évidence le phénomène de cavitation à l'entrée des pompes et à la sortie des turbines.

Une telle solution peut être celle décrite dans la disposition de la figure 3.32 : le support des turbines est amovible. Dans ce cas, les conduites reliant les turbines au réservoir supérieur doivent être ajustées aux différentes hauteurs du support, ce qui nécessite de déplacer constamment les différents équipements et instruments qui y sont montés. Cette solution semble un peu compliquée, c'est pourquoi il serait préférable de faire varier plutôt le niveau d'eau dans le réservoir inférieur en le rapprochant et en l'éloignant plus ou moins de l'axe de l'une des turbines à réaction.

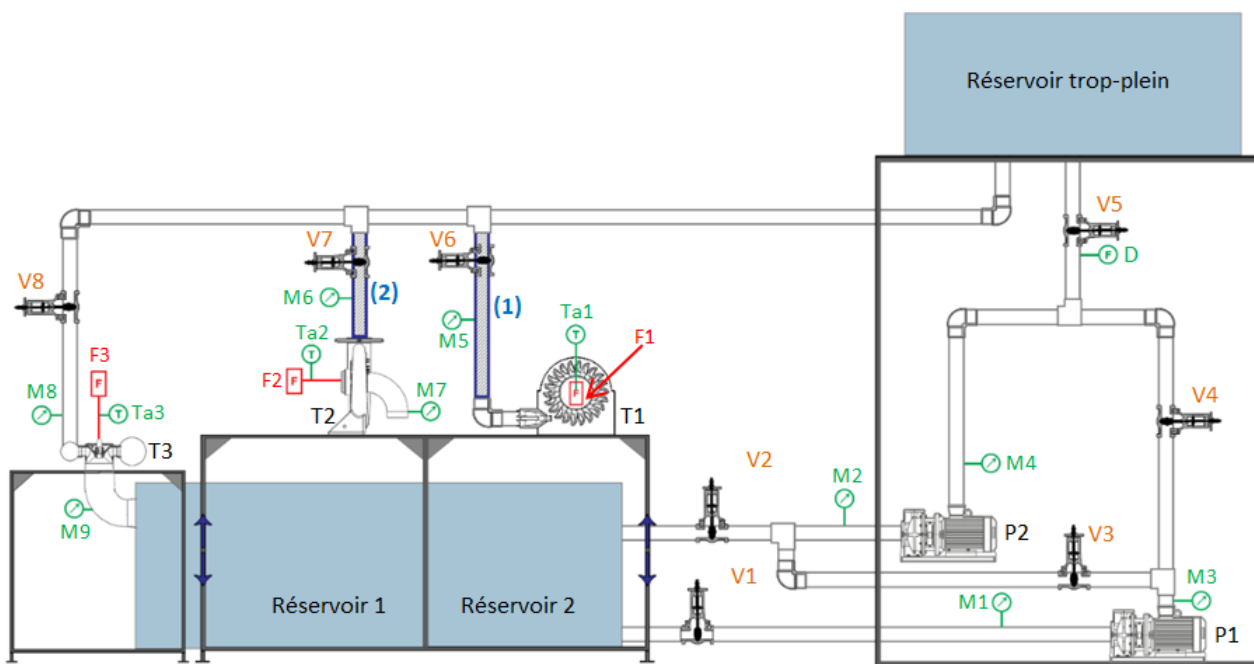


FIGURE 3.32 – Schéma synoptique du banc d'essais avec support des turbines amovible.

- T1 : turbine Pelton
- T2 : turbine Francis
- T3 : turbine Kaplan
- P1 : pompe centrifuge
- P2 : pompe centrifuge à vitesse variable
- D : débitmètre
- $F_i$  ( $i = 1, \dots, 3$ ) : freins
- $Ta_i$  ( $i = 1, \dots, 3$ ) : tachymètres
- $V_i$  ( $i = 1, \dots, 8$ ) : vannes
- $M_i$  ( $i = 1, \dots, 9$ ) : manomètres

Pour modifier le niveau du trop plein, on pourrait envisager de réaliser son support de



telle manière qu'il puisse effectuer une translation verticale (voir figure 3.33).

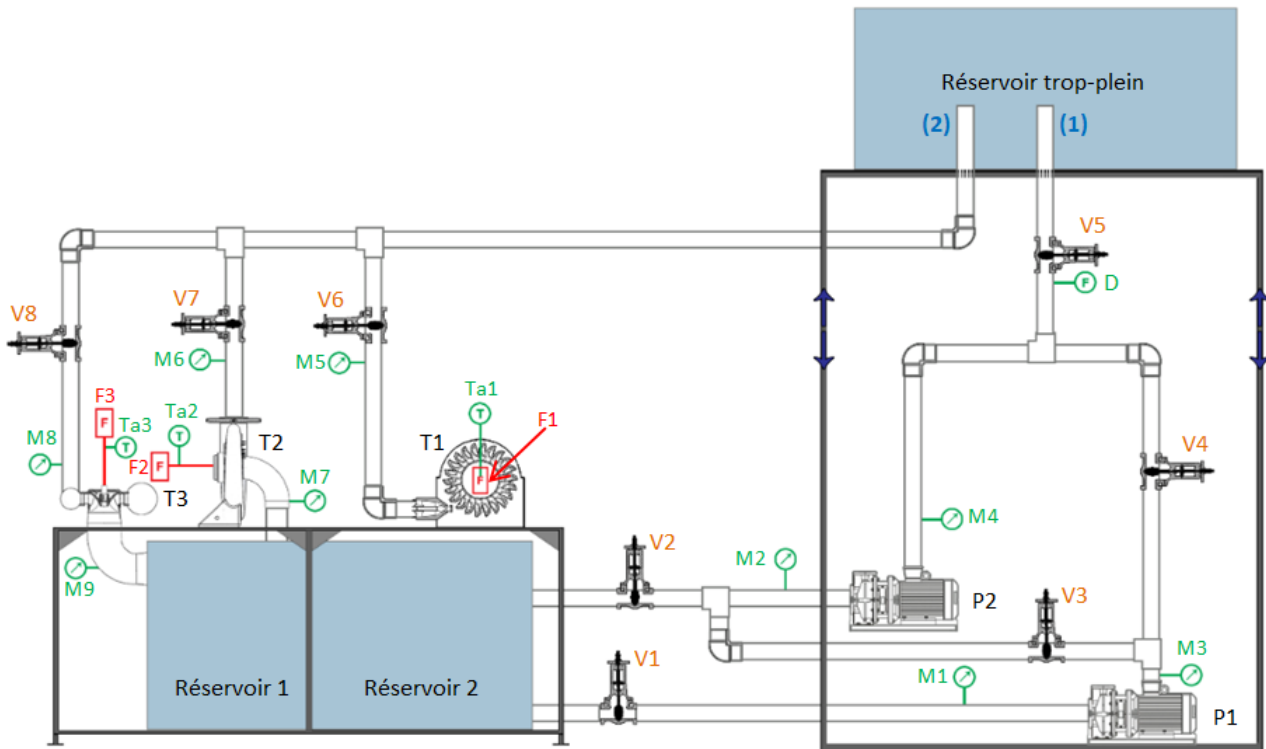


FIGURE 3.33 – Schéma synoptique du banc d'essais avec support du réservoir trop-plein mobile.

### 3.6 Description de la configuration retenue pour le banc d'essais

Les figures 3.34 et 3.35 représentent la configuration adoptée pour notre banc d'essais.

En mode turbinage, une seule pompe sera utilisée : on ouvre la vanne **V1** et on ferme la vanne **V2** si c'est la pompe à vitesse variable (**P1**) qui est utilisée, ou bien on ouvre la vanne **V2** et on ferme la vanne **V1** si c'est la pompe à vitesse constante (**P2**) qui est mise en service. Dans ce dernier cas, il est préférable de fermer la vanne **V4** qui doit rester ouverte dans le premier cas. En mode turbinage, la vanne **V9** doit toujours être fermée. L'une des vannes **V6**, **V7** ou **V8** sera ouverte selon que la turbine testée est la Pelton, la Francis ou la Kaplan respectivement, et les deux autres restent en position de fermeture. La turbine testée pourra être directement alimentée par la pompe (vannes **V5** et **V5''** en position de fermeture et la vanne **V5'** en position d'ouverture), ou bien à partir du réservoir à trop plein (**V5'** fermée et **V5** et **V5''** ouvertes).

Des manomètres **M1** à **M4** permettent de mesurer les pressions statiques aux entrées et aux sorties des pompes, tandis que les manomètres **M6** à **M9** donnent les pressions statiques aux entrées/sorties des turbines Francis et Kaplan. En ce qui concerne la turbine Pelton, la seule pression qu'il est nécessaire de mesurer est celle qui sera fournie par le manomètre **M5** à l'entrée.

Le débit est partout le même dans le circuit en régime stationnaire. Il sera mesuré au

moyen du débitmètre (D) placé au refoulement des pompes.

Le couple exercé par le frein sur l'arbre de la turbine et la vitesse de rotation de cette dernière seront mesurée à l'aide d'un couple-mètre et d'un tachymètre (T) sur l'arbre de la turbine testée.

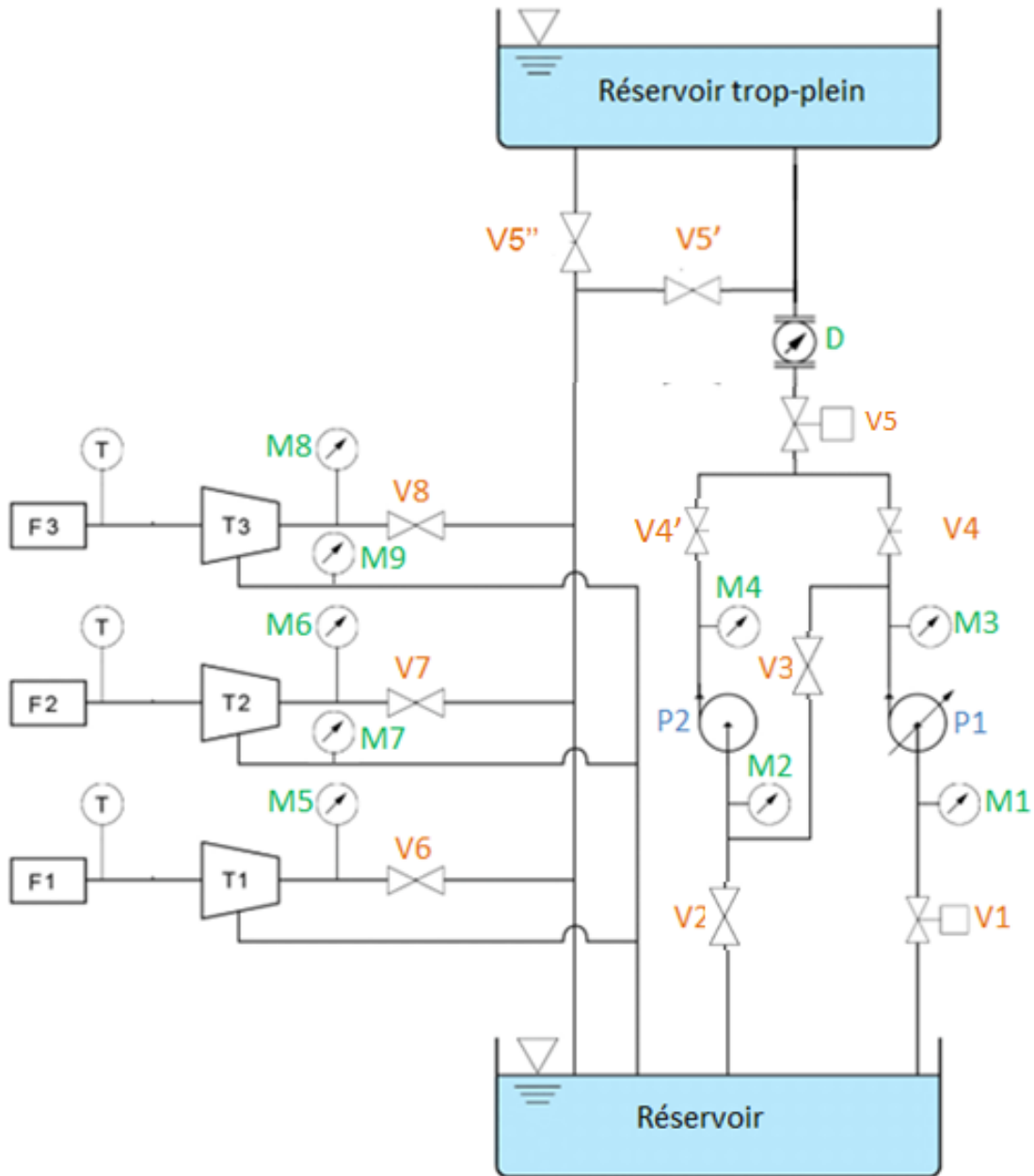


FIGURE 3.34 – Schéma TI du banc d'essais.

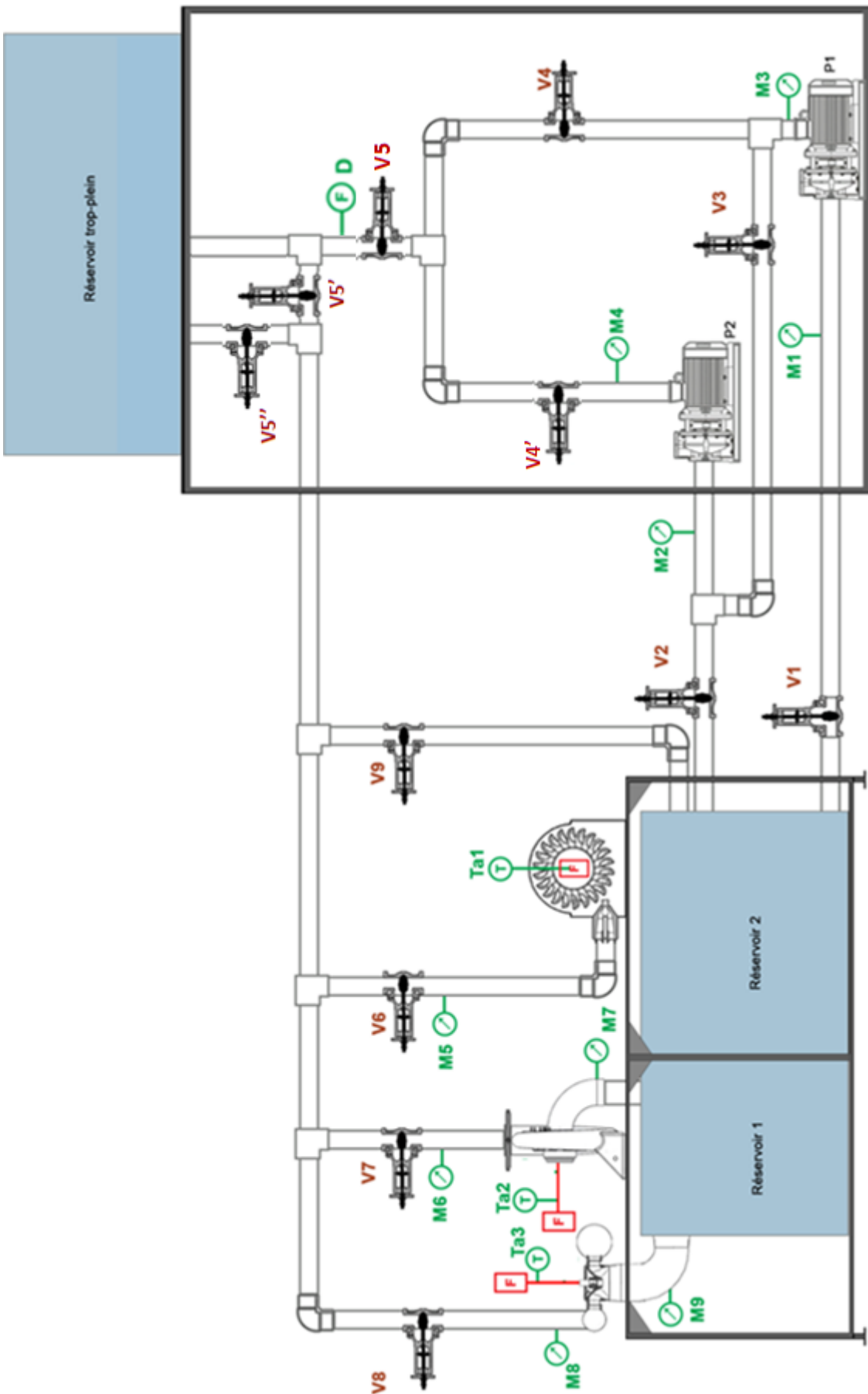


FIGURE 3.35 – Schéma synoptique du banc d'essais.

- T1 : turbine Pelton
- T2 : turbine Francis
- T3 : turbine Kaplan
- P1 : pompe centrifuge
- P2 : pompe centrifuge à vitesse variable
- D : débitmètre
- $F_i$  ( $i = 1, \dots, 3$ ) : freins
- $Ta_i$  ( $i = 1, \dots, 3$ ) : tachymètres et couplemètres
- $V_i$  ( $i = 1, \dots, 9$ ) : vannes
- $M_i$  ( $i = 1, \dots, 9$ ) : manomètres

### 3.7 Conclusion

Lors de ce chapitre, nous avons présenté le banc d'essais avec des schémas détaillés et une justification de des choix opérés et des dispositions adoptées, ainsi que la description des équipements et des instruments de mesure.

## **Chapitre 4**

# **Protocoles expérimentaux du banc d'essais**

## 4.1 Introduction

À présent que nous avons décrit le banc d'essais que nous avons conçu, ce chapitre sera consacré à la présentation des manipulations principales qu'il est possible d'effectuer sur le banc d'essais et aux résultats qu'on pourrait établir à partir des mesures effectuées.

## 4.2 Manipulations réalisables en mode pompage

Comme il a été mentionné au chapitre 3, notre banc comporte deux pompes centrifuges identiques, l'une d'elles sera entraînée par un moteur tournant à vitesse constante, ce sera la pompe **P2** et l'autre sera munie d'un dispositif qui nous permettra de faire varier sa vitesse (la pompe **P1**).

Les expériences pourront être conduites aussi bien dans un circuit fermé, donc sans composante statique, que dans un circuit ouvert dont la hauteur statique sera déterminée par la différence de niveau entre les plans d'eau des réservoirs inférieur et supérieur.

### 4.2.1 Protocole expérimental

En mode pompage, il est possible d'effectuer trois manipulations :

- 1 Une première qui concerne une seule pompe et dont l'objectif sera d'établir les courbes de performance de cette dernière ;
- 2 Une seconde manipulation pour l'étude du couplage des deux pompes en parallèle ;
- 3 Et une troisième pour l'étude de leur montage en série.

### Établissement des performances d'une pompe

#### Étude de la pompe **P1** :

Il s'agit d'étudier l'évolution de la hauteur manométrique totale de la pompe ( $H_{MT}$ ), de son rendement ( $\eta$ ) et de la puissance consommée par la pompe en fonction du débit et de la vitesse de rotation.

Pour mener cette série d'expériences, on choisit d'opérer avec la pompe **P1** vu qu'elle nous permet les changements de régime à la fois par régulation du débit grâce à la vanne **V5** que par variation de la vitesse à l'aide du dispositif prévu à cet effet.

- On ouvre complètement les vannes **V1**, **V4** et **V5** ainsi que toutes les vannes situées en aval sur le circuit qui doit ramener l'eau vers le bassin. On ferme les deux vannes **V3** et **V4'**. Un schéma montrant l'écoulement de l'eau dans cette manipulation est montré à la figure 4.1.

- On met en marche le moteur et on règle sa rotation à une vitesse donnée. Une fois que le régime de fonctionnement devient stationnaire, on relève les pressions des manomètres **M1** et **M3**, le débit en **D**, la vitesse de rotation et le couple exercé sur l'arbre reliant le moteur à la pompe.

La hauteur manométrique totale de la pompe ( $H_{MT}$ ) se calcule alors comme suit :

$$H_{MT} = \frac{P(M3) - P(M1)}{\rho g} \quad (4.1)$$

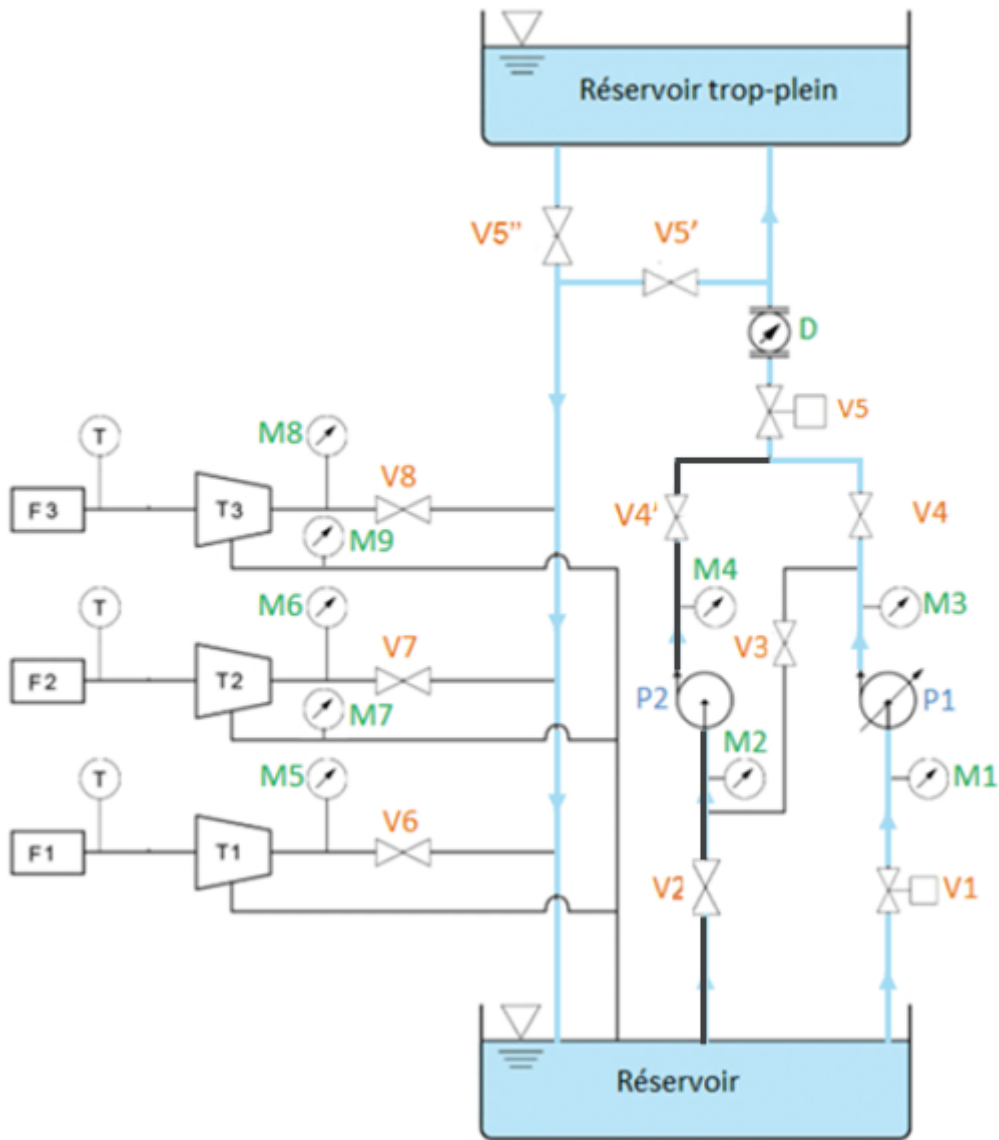


FIGURE 4.1 – Schéma TI du banc d'essais en mode pompage (pompe **P1** en fonctionnement).

La puissance hydraulique sera donnée par :

$$P_h = (P(M3) - P(M1)) Q \quad (4.2)$$

La puissance absorbée par la pompe s'obtient à partir du couple  $\tau$  et de la vitesse de rotation  $N$ , soit :

$$P_a = \tau N \frac{2\pi}{60} \quad (4.3)$$

Et enfin, on déterminera le rendement de la pompe qui est défini comme le rapport de ces deux puissances :

$$\eta = \frac{P_h}{P_a} \quad (4.4)$$

- On garde la vitesse de rotation et on modifie le débit en réduisant progressivement l'ouverture de la vanne **V5**, puis après établissement du nouveau régime, on relève les mêmes mesures et on refait les mêmes calculs.

- Cette procédure sera poursuivie jusqu'à fermeture complète de la vanne **V5**. Les courbes de la hauteur manométrique totale  $H_{MT}$  de la pompe, de la puissance absorbée par elle et de

son rendement peuvent à présent être tracées en fonction du débit pour la vitesse de rotation fixée au départ.

- On rouvre de nouveau complètement la vanne **V5** puis on agit sur le variateur de vitesse pour choisir une autre valeur de la vitesse de rotation et on répète la procédure consistant à faire varier le débit à vitesse constante. On obtient ainsi un autre jeu de courbes de performance de la pompe pour une deuxième vitesse de rotation. On peut procéder ainsi pour 3, 4, 5,... valeurs de la vitesse pour obtenir les performances de la pompe dans tout son domaine d'opération.

### Étude du couplage parallèle des deux pompes

Il s'agira ici d'étudier l'évolution de la hauteur manométrique totale du montage des pompes en parallèle ( $H_{MT}$ ), de son rendement ( $\eta$ ) et de la puissance consommée par ce type de couplage en fonction du débit.

Afin de mener nos expériences, on opère avec les deux pompes **P1** et **P2** et comme la pompe **P1** est à vitesse constante, nous fixerons la vitesse de la pompe **P2** à cette même valeur. Ici, il nous sera uniquement possible d'effectuer des changements de régime en réglant le débit à partir de la vanne **V5**.

- On ouvre complètement la vanne **V1** et on ouvre les vannes TOR **V2**, **V4** et **V4'** ainsi que le reste des vannes qui se trouvent sur le circuit du retour vers le bassin. La vanne **V3** sera fermée. La vanne **V5** sera complètement ouverte et toutes les vannes situées en aval sur le circuit qui ramène l'eau au réservoir inférieur resteront ouvertes durant toute la durée de l'expérience (voir le schéma de la figure 4.2). Les moteurs des deux pompes sont mis en marche, on règle donc la vitesse de rotation de la pompe **P1** à la même vitesse que la pompe **P2**. Lorsque le régime de fonctionnement devient stationnaire, on relève soit les pressions aux manomètres situées aux extrémités de la pompe **P1** (**M1** et **M3**) ou alors les pressions situés aux extrémités de la pompe **P2** (**M2** et **M4**). En théorie, nous sommes supposés avoir un même  $\delta P$ . On relève également le débit en **D** ainsi que les couples exercés sur les arbres des pompes **P1** et **P2**.

La hauteur manométrique totale de la pompe **P1** ( $H_{MT1}$ ) se calcule comme suit :

$$H_{MT1} = \frac{P(M4) - P(M2)}{\rho g} \quad (4.5)$$

Et celle de la pompe **P2** ( $H_{MT2}$ ) comme suit :

$$H_{MT2} = \frac{P(M3) - P(M1)}{\rho g} \quad (4.6)$$

La valeur de hauteur manométrique totale du montage en parallèle ( $H_{MT}$ ) sera alors la même que  $H_{MT1}$  et  $H_{MT2}$  :

$$H_{MT} = H_{MT1} = H_{MT2} \quad (4.7)$$

La puissance hydraulique sera donnée par :

$$P_h = \rho g H_{MT} Q \quad (4.8)$$

La puissance absorbée par l'ensemble des deux pompes sera dans ce cas :



$$P_a = (\tau_1 + \tau_2) * N \frac{2\pi}{60} \quad (4.9)$$

où  $\tau_1$  et  $\tau_2$  sont les couples mesurés sur l'arbre de la pompe **P1** et celui de la pompe **P2** respectivement.

Ce qui permet de calculer le rendement  $\eta$  du montage en parallèle des deux pompes :

$$\eta = \frac{P_h}{P_a} \quad (4.10)$$

- On exécute les mêmes étapes que ci-dessus pour différentes valeurs du débit obtenues par action sur la vanne de réglage **V5** et on trace les performances du couplage parallèle en fonction du débit.

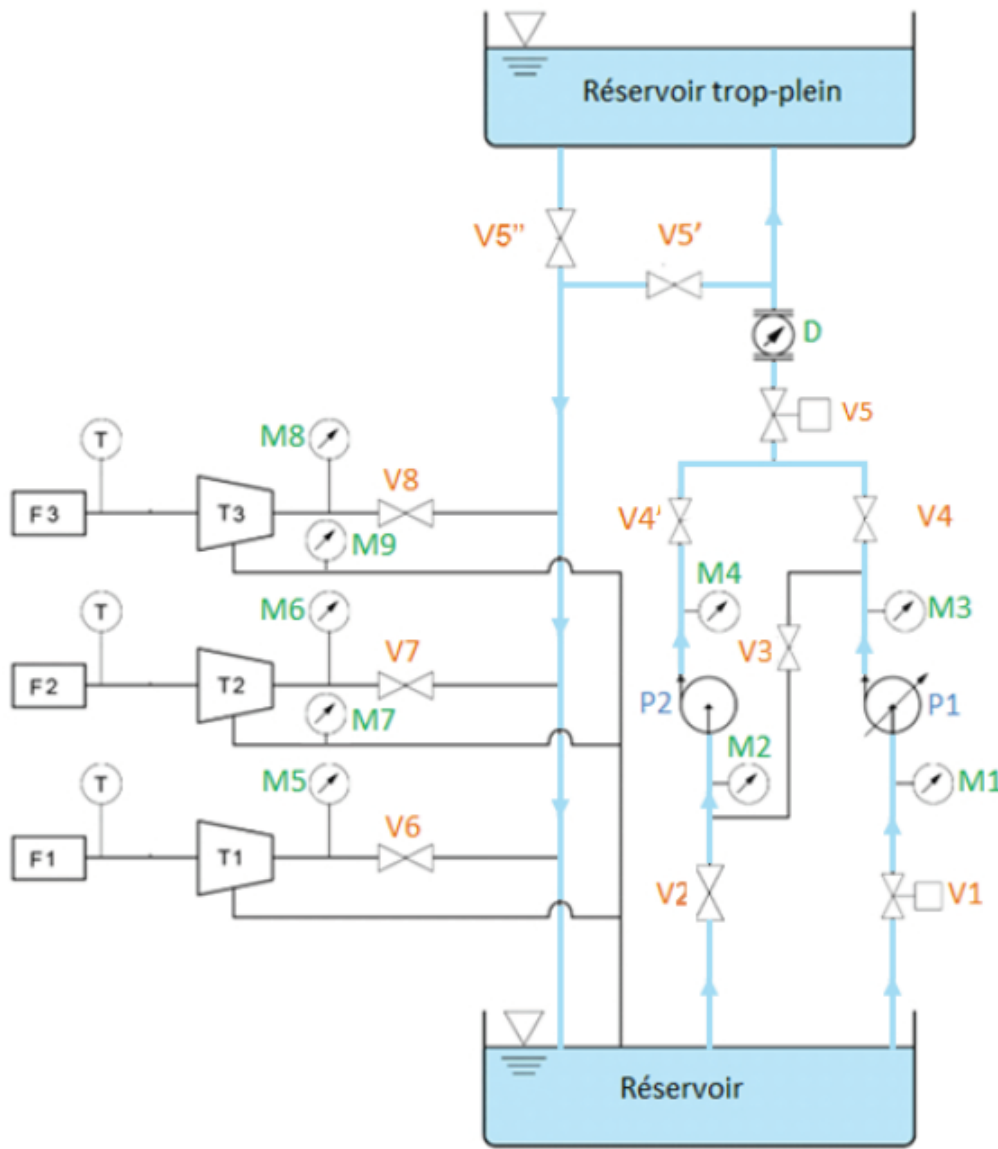


FIGURE 4.2 – Schéma TI du couplage en parallèle.

### Étude du couplage en série des deux pompes

L'objectif dans ce cas reste également comme dans le cas du montage parallèle de déterminer les performances du système de pompage en fonction du débit.

Ici encore, on opère avec les deux pompes **P1** et **P2** et comme dans le cas précédent, on fixe la vitesse de la pompe **P1** à la même valeur que celle de la pompe **P2**. Dans ce cas également, pour opérer les changements de régime, on fera varier le débit par réglage de la vanne **V5**.

- On ouvre complètement les vannes **V1**, **V3**, **V4'**, **V5** et toutes celles qui se trouvent en aval sur le circuit qui ramène l'eau vers le bassin inférieur. Quant aux vannes **V2** et **V4**, elles seront fermées, comme le suggère le schéma de la figure 4.3. On fait tourner les deux pompes **P1** et **P2** à la même vitesse. Lorsque le régime de fonctionnement devient stationnaire, on relève la pression au niveau du manomètre situé en amont de la pompe **P1** (**M1**) ainsi que celle du manomètre situé en aval de la pompe **P2** (**M4**).

La hauteur manométrique totale du montage en série ( $H_{MT}$ ) sera alors donnée par l'expression :

$$H_{MT} = \frac{P(M4) - P(M1)}{\rho g} \quad (4.11)$$

La puissance hydraulique sera donnée par :

$$P_h = \rho g H_{MT} Q \quad (4.12)$$

La puissance absorbée par l'ensemble des deux pompes sera dans ce cas :

$$P_a = (\tau_1 + \tau_2) N \frac{2\pi}{60} \quad (4.13)$$

où  $\tau_1$  et  $\tau_2$  sont les couples mesurés sur l'arbre de la pompe **P1** et celui de la pompe **P2** respectivement.

Ce qui permet de calculer le rendement  $\eta$  du montage en parallèle des deux pompes :

$$\eta = \frac{P_h}{P_a} \quad (4.14)$$

- On répète les mêmes étapes que ci-dessus pour différentes valeurs du débit obtenues par action sur la vanne de réglage **V5** et on trace les performances du couplage en série en fonction du débit.

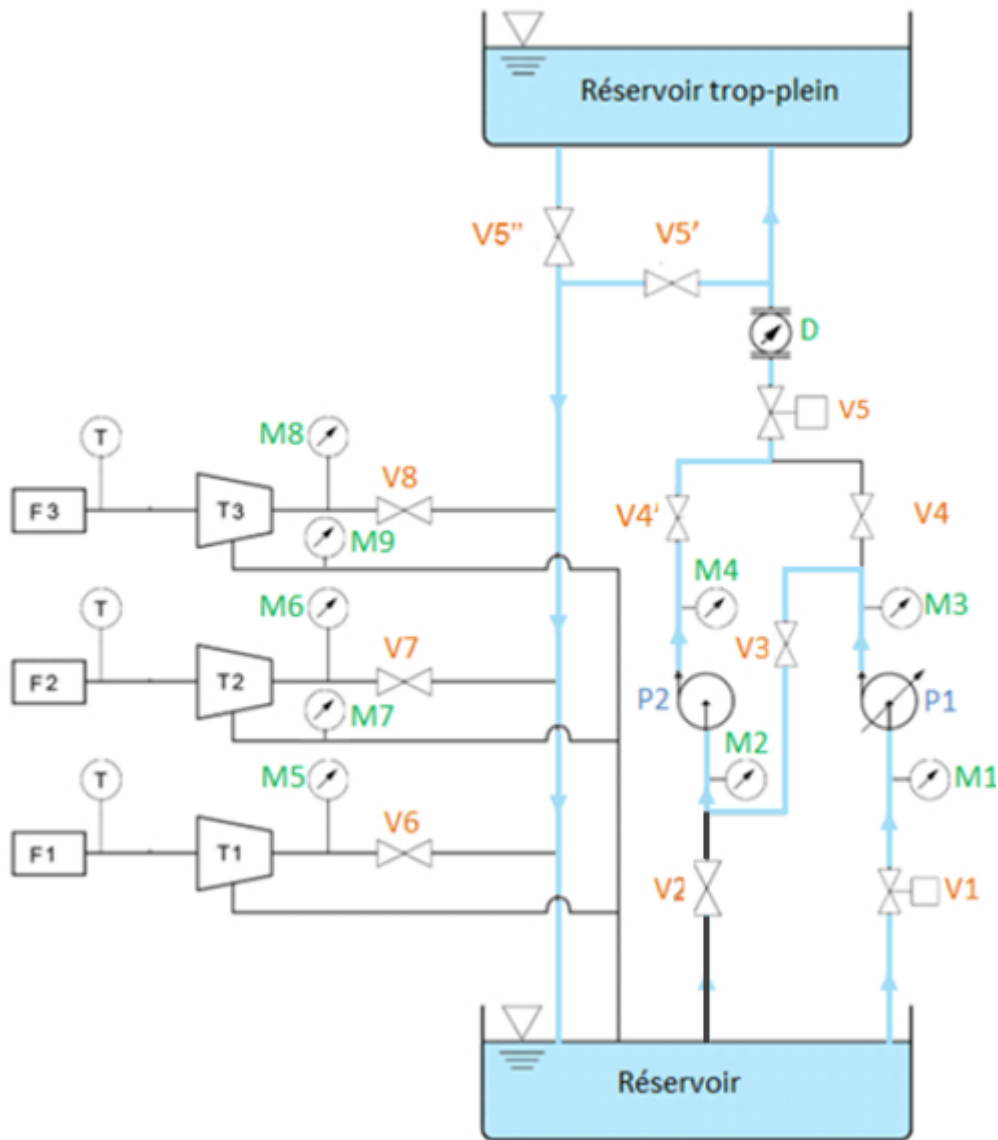


FIGURE 4.3 – Schéma TI du couplage en série.

## 4.3 Manipulations réalisables en mode turbinage

### 4.3.1 Mode d'opération à vitesse (N) de rotation et ouverture (A) constantes

On applique un léger couple résistant à l'aide du frein au départ et on commence à ouvrir progressivement la vanne **V5** jusqu'à ce que la turbine se mette à tourner. On continue d'augmenter doucement le débit tout en mesurant la vitesse de rotation de la turbine jusqu'à ce que cette dernière atteigne la valeur **N** qu'on désire garder constante durant toute la durée de l'expérience.

On procède alors aux relevés de mesures suivantes :

- Le couple  $\tau$  au frein.
- La pression aux manomètres **M6** et **M7** dans le cas de la turbine Francis, **M8** et **M9** dans le cas de la turbine Kaplan et **M5** dans le cas de la turbine Pelton.
- Le débit en **D**.

La hauteur effective se calcule alors comme suit :

$$H = \frac{\Delta P}{\rho g} \quad (4.15)$$

avec :

- $\Delta P = P(M6) - P(M7)$  dans le cas de la turbine Francis.
- $\Delta P = P(M8) - P(M9)$  dans le cas de la turbine Kaplan.
- $\Delta P = P(M5)$  dans le cas de la turbine Pelton.

La puissance hydraulique disponible sera donnée par :

$$P_h = Q\Delta P = \rho g H Q \quad (4.16)$$

La puissance au frein sera quant à elle calculée à partir du couple et de la vitesse de rotation :

$$P_a = \tau N \frac{2\pi}{60} \quad (4.17)$$

Le rendement, défini comme le rapport de ces deux puissances, sera :

$$\eta = \frac{P_a}{P_h} \quad (4.18)$$

- On augmente le débit puis on agit sur le courant d'excitation du frein pour augmenter le couple de freinage de façon à maintenir constante la vitesse de rotation de la turbine.

- On relève les mesures comme précédemment et on calcule les performances correspondantes.

- On procède ainsi jusqu'à ce qu'on ait parcouru tout le domaine des débits permis par la capacité du banc d'essais.

- On procède enfin au tracé des courbes de la hauteur effective  $H$ , de la puissance au frein  $P_a$  et du rendement  $\eta$  en fonction du débit.

- Cette série d'expériences pourrait ensuite être répétée pour d'autres valeurs de l'ouverture **A**.

Nous aboutissons donc aux tracés des courbes des figures 1.12 et 1.13 du chapitre 1.

### 4.3.2 Mode d'opération à hauteur (H) et ouverture (A) constantes

Dans ce mode d'opération, ce n'est plus la vitesse de rotation que l'on garde constante mais la hauteur.

Ici encore, les vannes qui seront ouvertes sont celles permettant le passage par la pompe **P1** ; les vannes **V1**, **V4** et **V5'** et l'une des vannes **V6**, **V7** ou **V8** selon le choix de la turbine Pelton, Francis ou Kaplan respectivement. De même, les vannes **V2**, **V3** et **V4'** seront fermées dans ce cas.

L'ouverture constante sera encore une fois assurée par les vannes de guidage des turbines Francis et Kaplan et l'injecteur de la turbine Pelton.

Pour maintenir la hauteur constante, il suffit de procéder aux réglages en veillant à ce que les manomètres placés à l'entrée et à la sortie de la turbine indiquent des valeurs de pressions qui maintiennent constante la valeur de leur différence  $\Delta P$ .

- On commence donc par appliquer un couple de freinage important au départ, puis on ouvre progressivement la vanne **V5** pour alimenter la turbine jusqu'à ce qu'elle commence à tourner. On notera alors la valeur du débit de démarrage de la turbine ainsi que les pressions indiquées par les manomètres comme dans la série d'expériences précédentes. On notera également la valeur du couple  $\eta$ . On calcule  $\Delta P$ , puis  $H$  comme précédemment. La vitesse de rotation étant nulle dans ce cas, nous aurons une puissance nulle au frein et donc un rendement nul.

- On réduit la valeur du couple appliqué par le frein et la turbine se mettra à tourner plus vite, on règle le débit à une valeur qui ramène  $\Delta P$  à la valeur mesurée pour  $N = 0$  puis on procède aux relevés des mesures comme ci-dessus en ajoutant cette fois-ci la valeur de la vitesse de rotation  $N$  de la turbine.

- On calcule  $P_a$ ,  $P_h$  et  $\eta$  de la même manière que mentionné précédemment.

- On procède ainsi jusqu'à ce que le couple appliqué par le frein atteigne une valeur proche de zéro.

- On trace ensuite les courbes du débit  $Q$ , du couple  $\tau$  et du rendement  $\eta$  en fonction de la vitesse de rotation  $N$ .

L'expérience pourrait être conduite comme précédemment pour d'autres valeurs de l'ouverture **A**.

Nous aboutissons donc aux tracés des courbes des figures 1.14 et 1.15 du chapitre 1.

Un schéma du banc en mode turbinage de la turbine Pelton est montré à la figure 4.4

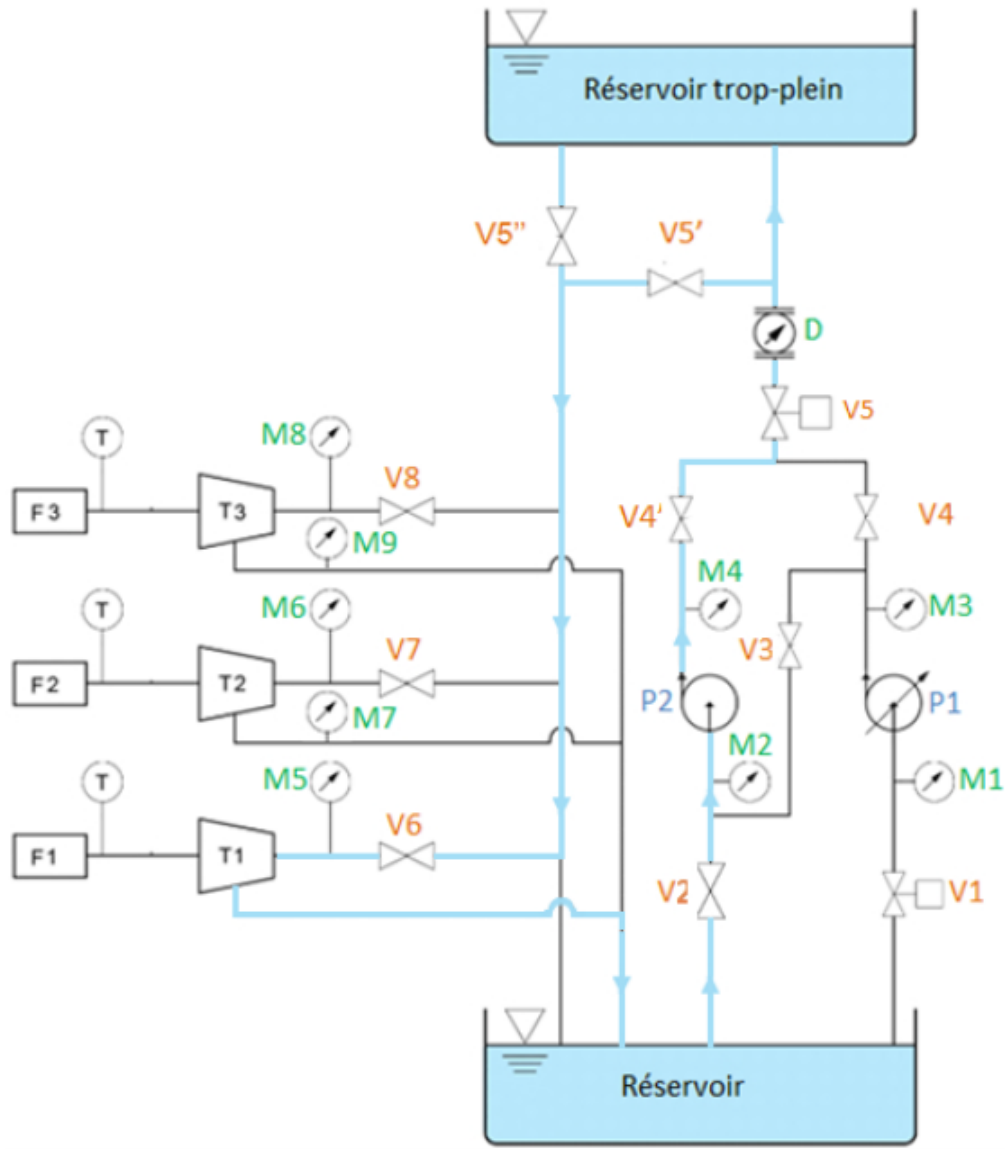


FIGURE 4.4 – Schéma TI du banc d'essais en mode turbinage - turbine Pelton.

## 4.4 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les protocoles expérimentaux ainsi que les résultats attendus des expériences réalisées sur le banc, autant en mode pompage qu'en mode turbinage.

# Conclusion générale

Dans ce projet, nous avons présenté un schéma pour un banc d'essais hydraulique universel conçu pour réaliser des tests sur des pompes et des turbines de types divers en vue d'en étudier les performances.

Nous avons montré que le schéma proposé permet, en mode pompage, d'établir les performances d'une pompe en fonction du débit et de la vitesse de rotation ainsi que les caractéristiques des couplages de pompes en parallèle et en série en fonction du débit.

En mode turbinage, le banc d'essais offre la possibilité d'établir les courbes caractéristiques de trois types de turbines en fonction du débit, de la vitesse de rotation et du degré d'ouverture de l'organe de distribution du débit à l'entrée de la machine. Il s'agit d'une turbine Francis, d'une turbine Kaplan, qui sont des turbines à réaction dotées au niveau du distributeur d'aubes directrices réglables, et d'une turbine Pelton, qui est une turbine à action dotée d'un injecteur à ouverture réglable.

D'autres types de manipulations que celles que nous avons décrites d'une façon sommaire dans ce mémoire, sont possibles à mener sur le banc d'essais proposé. En particulier, nous pouvons citer :

- L'étude des pertes de charge dans le circuit et l'établissement des courbes caractéristiques du circuit en mode turbinage et en mode pompage, avec ou sans composante statique.
- L'étude du phénomène de cavitation à l'entrée des pompes et à la sortie des turbines Francis et Kaplan.

Ce travail pourrait être amélioré par un traitement plus détaillé de l'instrumentation utilisée et des techniques de mesure à mettre en oeuvre lors de l'exécution des tests.

Le dimensionnement des divers éléments du banc doit obéir aux lois de similitude pour permettre de tester des modèles réduits de turbines susceptibles de trouver une application dans de petites centrales hydroélectriques destinées à récupérer l'énergie résiduelle de l'eau brute à l'arrivée des stations de traitement des eaux, ce secteur semble être le gisement le plus intéressant dans notre pays pour produire de l'énergie électrique à partir de l'énergie hydraulique.

Nous espérons, une fois l'étape du dimensionnement accomplie, que le défi de la réalisation du banc d'essais au niveau du laboratoire de Mécanique avec les moyens de l'École, soit relevé.

# Références Bibliographiques

- [1] G. P. SIMS, "Hydroelectric energy", *Energy Policy*, t. 19, n° 8, p. 776 -786, 1991, ISSN : 0301-4215. DOI : [https://doi.org/10.1016/0301-4215\(91\)90047-R](https://doi.org/10.1016/0301-4215(91)90047-R) - R. adresse : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/030142159190047R>.
- [2] G RIOLLET, *Théorie générale des turbomachines.-techniques de l'ingénieur : traité mécaniques et chaleur.-vol BM*.
- [3] E. DICK, *Fundamentals of turbomachines*. Springer, 2015, t. 109.
- [4] M. BECHIRI, *Etude et mise en service du banc d'essai. "Tutor" de pompe et des turbines au sein de l'université de Tlemcen*, 2019.
- [5] F. PRASIL, "Results of experiments with Francis turbines and tangential (Pelton) turbines", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, t. 81, p. 647-679, 1911.
- [6] M JENNY, *Turbomachines : Énergies hydrauliques et Éoliennes*, 2018.
- [7] H. E. BOUKEFFOUS et Z. ABDERREZAK, *Dimensionnement d'une turbine dans une station de transfert d'énergie électrique par pompage*, 2019.
- [8] J. L. .F, "Technique de l'ingénieur", *machine hydraulique et thermique. Edition PYC. France.*, 2002.
- [9] L. LEC.P, "Transport des fluides pompes", *Université de Nancy .36p.*, 1966.
- [10] CARLIER.M, "les stations de pompage d'eau", *Ed. Eyrolles. Paris*, 1982.
- [11] Y. MARCHESSE, "Mécanique des fluides", *40 Montée Saint-Barthélemy 69321 Lyon Cedex 05*,
- [12] THERMEXCEL, *Dimensionnement pompes*, 2004.
- [13] W. D, *Pompes et amorceurs*, 2002.
- [14] F. CARRASCO, *Introduction to hydropower*, 2011.
- [15] B. NASIR, "Suitable Selection Of Components For The Micro-Hydro-Electric Power Plant", t. 2, jan. 2018. DOI : 10.13189/aep.2014.020102.
- [16] C. K. A. BOAHEN, *PREFEASIBILITY STUDIES FOR MINI HYDRO POWER GENERATION ON KINTAMPO FALLS*, 2013.
- [17] *Guide on How to Develop a Small Hydropower Plant*, 2004.
- [18] S. S. RAVI. KUMAR, "Operation and Maintenance problems in hydro turbine material in small hydro power plant", *4th International Conference on Materials Processing and Characterization*, 2015.
- [19] A. KUNWOR, *Technical Specifications of Micro Hydro Systems Design and its Implementation : Feasibility Analysis and Design of Lamaya Khola Micro Hydro Power Plant*, 2012.
- [20] *Guide pratique pour la réalisation de petites centrales hydrauliques*, 1992.
- [21] S. G. STEVE. LESCANO, *Éléments de micro hydraulique*, 2009.



- [22] J. L. P. DARDO OSCAR. GUARAGLIA, *Introduction to Modern Instrumentation*, 2014.
- [23] L. AL SHARIF, *Overview and Comparison of Electrical and Mechanical Braking in Drive Systems*, déc. 2016. DOI : 10.13140/RG.2.2.15476.76163.
- [24] M. BEN JABER, *Mechanical Design Technology*, juin 2008. DOI : 10.13140/RG.2.1.2908.1368.
- [25] J. OUALLA, “Conception et réalisation d’un frein magnéto-rhéologique”, thèse de doct., École de technologie supérieure, 2004.
- [26] J. W. JEWETT et R. A. SERWAY, *Physics for scientists and engineers with modern physics*. Cengage Learning EMEA, 2008.
- [27] M. I. GONZÁLEZ, “Experiments with eddy currents : the eddy current brake”, *European Journal of Physics*, t. 25, n° 4, p. 463-468, 2004. DOI : 10.1088/0143-0807/25/4/001. adresse : <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/0143-0807/25/4/001>.