

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

**MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE  
SCIENTIFIQUE**

***Ecole Nationale Polytechnique***



***Département d'Hydraulique***

***Projet de fin d'étude***

***Pour l'obtention du Diplôme d'Ingénieur d'Etat***

**Thème :**

**Diagnostic et mise en service du banc  
d'essais des turbines hydrauliques du  
laboratoire d'hydraulique de l'ENP**

**Proposé par:**

***Mr : O.BELHADJ***

***Mr: Y.MOULOUDI***

**Etudié par :**

***Mr: A.BOUACH***

***Mr: A.BENKHAOUA***

***PROMOTION : 2005/2006***

***Ecole Nationale Polytechnique 10, Avenue Hassen Badi BP182 El-Harrach  
16200 Alger (Algérie)***

**Tel : 213 21 52 53 01/03 — Fax : 213 21 52 29 73**

# REMERCIEMENTS

*On remercie Allah, qui nous a permis de réaliser notre travail et grâce à lui que nous sommes arrivés à terminer notre projet en bonne santé et en bonne forme.*

*Dieu merci.*

*Nous remercions beaucoup Monsieur O.Belhadj, notre promoteur, qui, tout au long de ce projet, a su nous faire profiter de ces connaissances dans le domaine des machines hydrauliques.*

*Nous remercions également Monsieur Y.Mouloudi notre co-promoteur, qui nous a offert la possibilité d'effectuer notre projet de fin d'étude dans le domaine complexe mais fascinant des turbo-machines hydrauliques.*

*Nous remercions les enseignants de département d'hydraulique et mécanique de nous avoir mis à notre disposition un certain nombre de données indispensables à notre projet, mais également de leur collaboration et engagement continus dans ce projet.*

*Je remercie beaucoup Monsieur Mohamed KHADROUN, Nihel ZIKARA, mon oncle Mohamed FERRANI qui m'ont aidé beaucoup pour pouvoir réaliser ce projet, BENKHAOUA Abdelkader*

**BOUACHA**  
**BENKHAOUA.A**

# DEDICACES

*Je dédie ce modeste travail en signe de respect de reconnaissance :*

*Mes parents,mes grands parents,mon oncle Mohamed FERRANI ,mon frère Sid Ahmed ,mes sœurs Meriem,Nora, la petite Hanane ,ainsi qu'a Saïd BOUCHEDDA ,Atmane CHERFA,Ali OUIGUINI,Mohamed KHADROUN,Omar KHADROUN,les parents de Ali,ainsi qu'a Faiza et toute ma famille et tout mes amis que je connais.*

**BENKHAOUA.A**

# DEDICACES

*Je dédie ce modeste travail en signe de respect de reconnaissance :*

*Mes parents*

*Mon frère*

*Mes sœurs*

*Mes nièces*

*Mes familles*

*A tous mes amis.*

**BOUACHA**

ملخص: يتمثل هذا المشروع في إعادة العنفة الهيدروليكية الموجودة بمخبر المدرسة الى التشغيل والأطلاع على حالتها و القيام ببعض التجارب لمعرفة مختلف خصائصها الهيدروليكية كما نتطرق الى استعمالها في الميدان الصناعي و اعطاء مختلف الابعاد سواء من الناحية العلمية أو من الناحية البيداغوجية.

**المفاتيح:** العنفة, الري, الضبط, السد

**Résumé :** Notre projet de fin d'étude se résume à la remise en marche des banc d'essais des turbines hydrauliques, pour donner les différentes caractéristiques hydrauliques des turbines ainsi donner les perspectives de ces banc d'essais.

**Mots-clés :** Turbines, hydraulique, régulation, barrage.

**Summary:** Our project of end of study is summarized with the restarting of the test bench of the water turbines, to give the various hydraulic characteristics of the turbines thus to give the prospects for these test bench.

**Key words:** Turbines, hydraulics, regulation, dam.

# SOMMAIRE

Introduction générale

**Chapitre1** : Présentation du laboratoire d'hydraulique de l'ENP.....1

1.Définition.....1

2. Description du laboratoire .....1

**Chapitre2** : Turbines Hydrauliques.....14

Définition de la turbine.....15

Turbines hydrauliques .....15

Historique .....15

Roue a aubes .....15

Premières turbines .....16

Description des Turbines hydrauliques .....17

2.1. Turbine Pelton .....19

2.1.1Distributeur .....20

2.1.2Roue.....20

2.1.3.Turbine a jet unique .....21

2.1.4. Turbine a jets multiples .....22

-Augmentation de la puissance des turbines Pelton .....22

-Turbines à axe horizontal .....23

-Turbine à axe vertical .....23

2.1.5. Fonctionnement a contre pression .....26

2.1.6. Régulation du débit .....26

Organes de garde.....28

Turbines Francis .....29

2.2.1 Conception et études hydrauliques.....30

Calculs théoriques .....30

Études expérimentales.....31

Conception mécanique .....31

Recherche et développement .....	31
Dispositions générales des parties tournantes .....	31
Pivot sur fond turbine .....	32
Organes porteurs .....	33
Paliers .....	33
Pivot .....	33
Distributeur .....	33
Flasque supérieur .....	33
Aspirateur .....	34
2.2.3 Organes de garde .....	34
2.2.4 Technologie de réalisation .....	35
Dveloppement des méthodes de fabrication des roues.....	35
Arbres.....	35
Disposition d'ensemble .....	36
2.2.5 Régulation.....	36
2.2.6 Fonctionnement.....	37
Station d'air comprimé .....	37
Variations de charge .....	37
Emballement .....	37
2.3. Turbines Kaplan et hélice .....	39
2.3.1 Conception mécanique .....	41
Parties fixes .....	41
Flasques .....	41
Distributeur .....	41
Parties tournantes .....	41
Aspirateur .....	42
2.3.2 Organe de garde .....	42
2.3.3 Régulation .....	42
2.3.4 Fonctionnement en déchargeur .....	42
Fonctionnement sans vanne aval .....	43
Fonctionnement avec vanne aval.....	43

<b>Chapitre3</b> : Fonctionnement des turbines hydrauliques.....	44
1. Fonctionnement des turbines hydrauliques .....	45
2. Rappels concernant la similitude .....	45
3. Essais sur modèle réduit .....	47
4. Mesure du rendement et de la puissance .....	50
4.1 Sur modèle réduit .....	50
4.2 Transposition à l'échelle industrielle.....	52
5. Emballement .....	55
6. Cavitation .....	56
6.1. Différents types de cavitation .....	56
6.2. Cavitation de sortie .....	56
6.3 Cavitation d'entrée et vortex de charge partielle .....	57
7. Exemple de problème industriel .....	58
9. Conclusion .....	61
<b>Chapitre 4</b> : Les centrales Hydrauliques.....	62
1-Introduction .....	63
2-Type des centrales hydrauliques .....	63
2-1-Suivant la retenue d'eau .....	63
2-1-1-Centrale à réservoir (de lac) .....	63
2-1-2-Centrale au fil de l'eau .....	64
2-2-Classification suivant la chute .....	66
2-2-1-Centrales de hautes chutes .....	66
2-2-2Centrales moyennes chutes .....	67
2-2-3-Centrales de basses chutes .....	67
2-2-4- Les usines de pompage, turbinage .....	68
3- Les éléments principaux d'une centrale hydraulique .....	69
3-1- le barrage :.....	69
3-2- Les ouvrages d'amenés .....	70
3-3-Les turbines hydrauliques .....	71
3-4-Alternateur .....	71
3-5.Transformateurs .....	74
4- Le principe de fonctionnement d'une centrale hydroélectrique.....	75
4-1- Les étapes de fonctionnement.....	75



4-2- Les sub-stations :.....	77
5-Regulation et surveillance d'une centrale hydraulique .....	78
5-1- Composants et paramètres surveillés de l'aménagement.....	78
5-2-Paramètres de réglage de la turbine.....	80
a- Le débit Q :.....	81
b- La vitesse de rotation $\omega$ où N.....	82
5-3-Les différents modes de régulation des turbines .....	83
– Au moyen du réseau électrique .....	84
– Au moyen d'un régulateur électronique à charge ballast .....	85
– Au moyen d'un régulateur vitesse-débit .....	86
6- Exemples d'une centrale hydraulique.....	88
6. La centrale hydroélectrique de la Plate Taille .....	88
6-1- Introduction :.....	88
Historique :.....	88
6-2-L'objectif de centrale : .....	88
6-3-Les caractéristiques de la centrale .....	89
7-Conclusion .....	92

## **Chapitre5** : Diagnostic de la centrale didactique de l'école.....94

1-Présentation de l'état des lieux .....	95
2-La turbine Francis .....	95
Les procédures effectuer pour la remise en marche de la turbine Francis .....	96
a-Pour le compteur .....	96
b-Graissage et dégrèvement des parties tournantes de la turbine Francis .....	96
c- Réparation des fuites de la conduite du bassin de décharge qui alimente le limnimétrie .....	96
3- Turbine Pelton .....	97
Les problèmes rencontrés .....	97
Problème au démarrage de la pompe centrifuge qui alimente la turbine.....	97
Problème du Frein de prony type FP 58 .....	97
Problème rencontré au niveau de bassin de décharge .....	97
Les procédures effectués.....	98
a- Le problème de démarrage de la pompe .....	98

b-Les procédures au niveau du frein de prony type FP 58 .....	98
c-Les procédures au niveau de bassin de décharge .....	98
Conclusion .....	98

**Chapitre6** : Etudes expérimentales et critiques des résultats.....99

1-Presentation de la turbine Francis du laboratoire d'hydraulique.....	100
2-Emplacement de la turbine dans le laboratoire .....	100
3-Composition de la turbine Francis .....	100
4-Les instruments de mesures pour les manipulations de la turbine Francis .....	101
5-Le but de ces manipulations .....	102
6-Mode opératoire .....	102
Mesures.....	103
Résultats.....	108
Calcul d'incertitude.....	118
Analyse et critique des résultats.....	122
Conclusion .....	123
Conclusion générale.....	124

# Introduction

Le but de notre projet, c'est de faire le diagnostic et la remise en marche du banc d'essais des turbines hydrauliques de l'ENP, ceci afin de permettre aux futurs ingénieurs de faire des manipulations et avoir une vision complète sur le fonctionnement des turbines hydrauliques.

A partir des résultats des manipulations on peut déterminer les différentes caractéristiques des turbines et éviter l'apparition des problèmes transitoires tels que : coup de bélier, cavitation...etc.

Le plan de notre thèse est comme suit :

Dans le chapitre 1, est donnée une présentation du laboratoire.

Le chapitre 2 concerne les différents types des turbines hydrauliques et leurs composants.

Nous présentons également dans ce chapitre le système de régulation pour les différentes turbines hydrauliques ainsi que les organes de garde pour éviter les phénomènes transitoires à l'échelle industrielle.

Nous donnons dans le chapitre 3 le fonctionnement des turbines hydrauliques sur model réduit, et nous expliquons comment obtenir leurs caractéristiques sur model réduit, et nous montrons aussi comment transporter les résultats du model réduit vers l'échelle industrielle.

Dans le chapitre 4 nous présentons les centrales hydrauliques et les rôles des composants avec des exemples pratiques.

Dans le chapitre 5, nous donnons un diagnostic détaillé sur le banc d'essais des turbines hydraulique du laboratoire d'hydraulique de l'ENP, et les réparations que nous nous avons effectué lors de notre projet.

Dans le chapitre 6 ,des expérimentations sur le banc d'essais des turbines hydrauliques Pelton sont présentés,avec l'interprétation des résultats .

Enfin une conclusion.

**Chapitre 1 :**  
**Présentation du laboratoire**  
**d'hydraulique de l'ENP**

## Chapitre1 :

### Présentation de laboratoire

#### 1-Définition

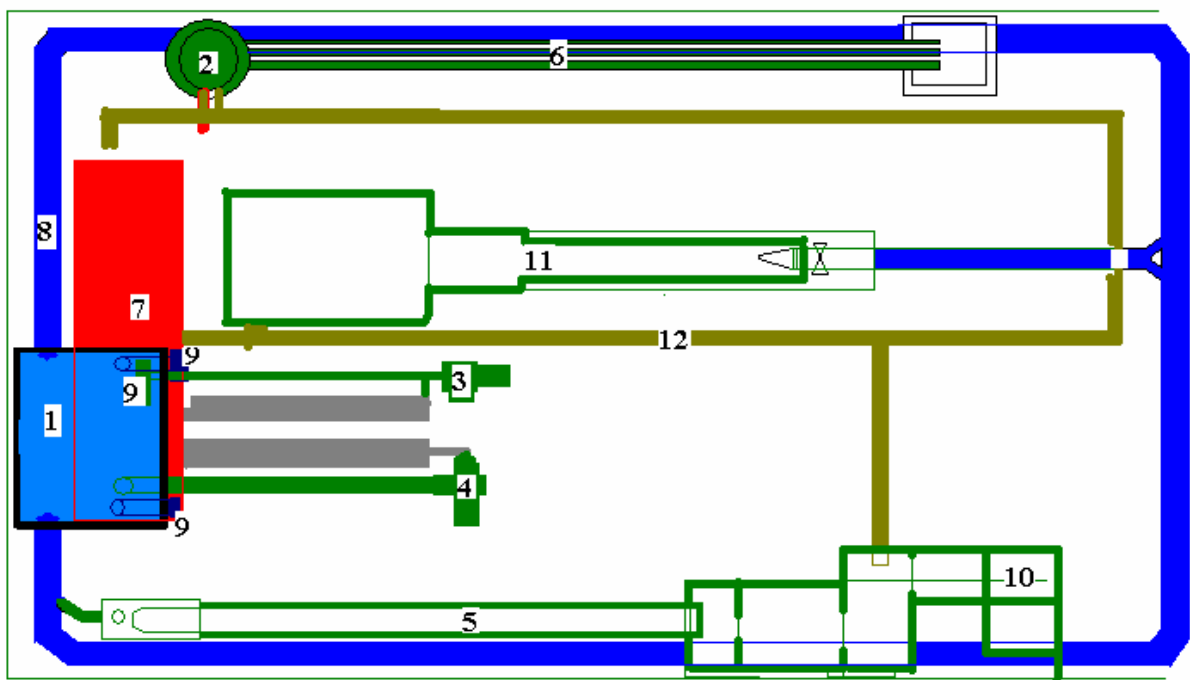
Un laboratoire hydraulique est l'ensemble d'installation, de dispositifs et d'appareils destinés à l'étude des phénomènes du mouvement des liquides, et selon ces domaines de recherches que les laboratoires hydrauliques sont divisés-en :

- Laboratoire des machines hydrauliques
- Laboratoire des ouvrages hydrauliques.

#### 2-Description du laboratoire

Le laboratoire d'hydraulique de ENP a été conçu en vue de la formation d'ingénieurs en hydraulique.

Le laboratoire fonctionne en circuit fermé (fig1.1).



- |  |   |
|--|---|
| (1) : Château d'eau                            | (7) : Bassin de pompage                   |
| (2) : Château d'eau déversant                  | (8) : Conduite d'alimentation principale. |
| (3) : Turbine Pelton                           | (9) : Pompe.                              |
| (4) : Turbine Francis                          | (10) : Bac d'essais des diaphragmes.      |
| (5) : Canal à pente fixe.                      | (11) : canal de mesure                    |
| (6) : Installation d'essai de perte de charge. | (12) : caniveau.                          |

**Fig 1.1** schéma générale de laboratoire d'hydraulique (ENP).

Les installations d'essais de laboratoire sont implantées dans un local de  $170 \text{ m}^2$  ( $17\text{m} \times 10\text{m}$ ) de surface. Il se compose de :

- Le château d'eau deversant.
- L'installation d'alimentation.
- Les différentes installations des TP de laboratoire.

### **a- Le château d'eau deversant**

C'est un réservoir surélevé assurant les conditions constantes d'alimentation des installations, moyennant une charge constante. Il comporte :

- une conduite générale de distribution de 250 mm de diamètre.
- un trop plein qu'il joue le rôle d'un régulateur de niveau, il assure le régime permanent, et évite au château d'eau tout débordement.
- et deux conduites d'alimentation du château d'eau reliées à deux pompes.

### **b- Installation d'alimentation**

Elle comporte :

- Un bassin de pompage de profondeur utile 2 m environ, ces dimensions lui permettent d'alimenter le château d'eau (à l'aide des deux pompes) et les différentes manipulations
- Deux pompes verticales immergées de caractéristiques :

$$Q=100 \text{ l/s.}$$

$$H=7\text{m.}$$

Aspirent dans un puisard en relation avec un bassin général de pompage de volume  $40 \text{ m}^3$  ( $10 \text{ m} \times 2\text{m} \times 2\text{m}$ ) et refoule dans un réservoir métallique à niveau constant par déversement disposé dans le laboratoire même.

### **c- Les différentes installations des TP de laboratoire**

L'aménagement de ce laboratoire est prévu dans le but de pouvoir aborder l'étude des chapitres essentiels de l'hydraulique appliquée, à savoir :

- les turbines hydrauliques.
- les déversoirs.





calées à l'extrémité des tourillons de deux d'entre elles, montrant leur position et donnant l'ouverture du distributeur. Cette ouverture est mesurée par un vernier solidaire du cercle de vannage se déplaçant devant une réglette solidaire de la bêche.

- Un cercle vannage en fonte commandé par un dispositif mécanique à vis avec volant de manœuvre.
- Une roue en bronze.
- Un arbre en acier inoxydable guidé par deux paliers, sur lequel, du côté opposé à la roue est claveté le manchon d'accouplement au frein.
- Un tuyau d'aspiration constitué de 3 éléments :
  - Une manchette conique en plexiglas placée à la sortie de la roue permettant la visualisation de l'écoulement.
  - Un coude à 90° en fonte portant un regard en plexiglas normal à l'axe de la roue.
  - un cône d'aspiration en tôle plongeant dans le canal de fuite.

### **- Une turbine Pelton type TP 58**

A axe horizontal à un injecteur, équipée d'une commande manuelle de l'aiguille et alimentée par une pompe centrifuge indépendante, ses caractéristiques sont :

- Puissance            5.4 Ch.
- débit                15 l/s
- chute                30m
- vitesse              750 t/mn
- diamètre Pelton   300 mm
- sens de rotation : adroite ou a gauche

La turbine est implantée sur un massif en béton d'une hauteur telle que l'axe de roue soit situé à 1200 mm par rapport au sol du laboratoire.

Cette hauteur a été judicieusement choisie, afin de faciliter les observations visuelles, la commande des organes de réglage et l'évacuation de l'eau.

La turbine est constituée par :

- un bâti-capote métallique sur lequel sont disposés du même côté deux regards en plexiglas permettant la visualisation des écoulement autour de la roue et à l'intérieur du bâti.
- Un injecteur, fixé directement sur le bâti équipé d'une aiguille reliée à un dispositif mécanique avec volant de commande manuelle. Le déplacement de l'aiguille est lu à l'aide d'un vernier sur une réglette graduée.
- Une roue à augets rapportés en mégelite.
- L'arbre de la turbine en acier inoxydable sur lequel est monté, du côté opposé à la roue, le plateau d'accouplement au frein de mesure.

### - Les freins de mesure pour les deux turbines type 58

Lors d'un essai de turbine, les mesure effectuées doivent permettre de tracer point par point un graphique représentant les courbes de fonctionnement de la machine, conduisant à la détermination des « courbes en collines » de la turbine, véritable synthèse de ses conditions de fonctionnement.

Pour ce faire, les grandeurs à mesurer sont les suivantes :

- d'une part, la chute nette et le débit qui permettent le calcul de la puissance absorbée par la turbine.
- d'autre part la vitesse de rotation et le couple permettant le calcul de la puissance fournie par la turbine.

### - Frein de prony type FP 58

Ce frein, est à axe horizontal ; il comporte un arbre sur lequel est clavetée une poulie creuse, disposée entre deux paliers montés en balance.

Sur la périphérie de la poulie s'enroule la bande souple du frein de Prony dont la partie active est constituée de sabots.

La face active de ces sabots est revêtue d'une garniture spéciale assurant un freinage très régulier.

Ces sabots sont reliés les uns aux autres et serrés contre la poulie par deux étriers orientables les enveloppant.

L'une des extrémités de chacun de ces étriers est articulée sur le bâti du frein, l'autre extrémité est reliée par un écrou à une vis manœuvrée à la main à l'aide d'un volant, par lequel s'effectue le serrage des patins sur la poulie.

Le refroidissement de la poulie est assuré par une circulation d'eau à l'intérieur de la poulie. La charpente-balance équilibrée porte un bras supportant un plateau où sont disposés les poids de mesure du couple de friction des patins du frein sur la poulie.

Deux index, l'un solidaire de la charpente-balance, l'autre du bâti fixe, permettent le repérage de la position d'équilibre du frein.

Aux extrémités de l'arbre sont montés :

- d'un côté le plateau d'accouplement à la turbine (Pelton).
- De l'autre côté, sur un support en équerre, le tachymètre avec système de débrayage, pour la mesure de la vitesse de rotation de la turbine à l'équilibre du frein.

### **- Dynamo dynamométrique type DD 58**

La dynamo dynamométrique, est une machine électrique destinée à mesurer, comme le frein de Prony, la puissance fournie sur l'arbre de la turbine d'essais.

Cette dynamo-frein, à axe horizontal, est une génératrice à courant continu montée en balance dont le bâti inducteur peut osciller autour de son axe supporté par deux paliers concentriques à ceux qui supportent l'induit.

La partie oscillante équilibrée porte un levier dont l'extrémité est équipée d'un plateau destiné à recevoir les poids d'équilibrage du couple.

Deux index, l'un solidaire du levier l'autre de la partie fixe de la dynamo, indiquent la position d'équilibre.

Lorsque la génératrice est entraînée par la turbine à essayer, et qu'elle débite le courant qu'elle produit sur une résistance d'absorption refroidie à l'air, ou sur un réseau séparé, l'inducteur oscillant tend à tourner sous l'influence du couple électromagnétique qui est précisément égal à celui de l'arbre moteur.

Il suffit alors, pour connaître ce couple, de suspendre des poids marqués au crochet de pesée de façon à rétablir l'équilibre.

Aux extrémités de l'arbre sont montés :

- d'un côté le plateau d'accouplement à la turbine (Francis).
- De l'autre côté, sur support en équerre, le tachymètre avec système de débrayage pour la mesure de la vitesse de rotation de la turbine à l'équilibre du frein.

La dynamo dynamomètre comporte une résistance de charge et un pupitre sur lequel sont rassemblés les appareils de contrôle et de mesure :

- interrupteur général à clé.
- Ampèremètre et voltmètre de charge.
- Ampèremètre et voltmètre d'excitation.
- Deux lampes témoins « marche – arrêt ».
- Volant de manœuvre de l'excitation.

### La pompe centrifuge

L'alimentation en eau de la turbine Pelton NEYRPIC type TP 58 se fait par circuit à haute pression, à partir d'une pompe centrifuge monocellulaire de caractéristiques nominales :

$$H = 32 \text{ m} \quad Q = 25 \text{ l/s} \quad n = 2840 \text{ tr/mn}$$

Le groupe comporte, monté sur un bâti support métallique rigide :

- Un moteur électrique de puissance 25 ch a  $n = 3000 \text{ tr/mn}$ .
- Un variateur de vitesse électrique à courants de Foucault, permettant une variation de vitesse dans le rapport 1 a  $1/3$  environ.
- Un torsiomètre de mesure du couple fourni à la pompe.

- La pompe centrifuge.

Ces différents organes sont reliés par accouplements semi-élastiques, la pompe refoule dans une conduite munie d'une vanne de réglage et d'un venturi de mesure des débits.

### b- Un canal de mesure

De largeur 600 mm permettant l'étalonnage systématique de divers types de déversoir amovibles (Rehbock, à contraction, triangulaire, etc....) à l'aide d'une capacité jaugée de volume  $9 m^3$

### c- Une installation d'essais de pertes de charge en conduites

Composée de trois conduites d'essais montées en parallèle, de diamètre différents, de longueurs rectilignes, munies de prises de pressions, en position, reliée à un manomètre à tubes de verre permettant, La mesure des pertes de charge linéaires et la visualisation de la ligne piézométrique.

La longueur utile des tuyauteries d'essai est de 9 m environ, leurs diamètres intérieurs sont de : 80, 50, 26 mm

Les trois conduites sont en acier inoxydable, équipées d'une vanne de garde, d'un compteur d'eau proportionnel, d'une vanne de réglage des débits, de 4 collecteurs de prise de pression et d'un élément amovible de 1 m de longueur permettant le montage interchangeable des diverses singularités .

Le débit maximum est de l'ordre de 15 l/s dans la conduite de diamètre 80 mm.

-l'installation comporte un réservoir métallique à niveau constant par déversement à sa partie supérieure, de 0.700 m de diamètre et de 3 m de hauteur assurant l'alimentation des conduite sous une charge amont constante.

### d- Un canal vitré à pente fixe

Ce canal vitré permet :

- d'observer, en coupe et en plan, l'écoulement dans le canal pour divers tirants d'eau et divers débits, et de faire des mesures de lignes d'eau et de vitesses à l'aide d'appareils de mesure adéquats.
- D'effectuer les mêmes observations et mesures quand, dans le canal, on dispose un ouvrage tel que pile de pont, disposition de mesure ou de contrôle de débit, etc....

La section du canal est de 10 dm<sup>2</sup> (largeur : 0.25 m, hauteur utile : 0.40 m)

Le débit maximum d'essai est de 60 l/s.

Indépendamment des installations décrites, et utilisés sur nombre d'entre elles, sont prévus des appareils permettant l'exécution de toutes mesures de niveaux, débit et de vitesse t-q :

- Limnimètres.
- Manomètres simples ou différentiels.
- Venturi
- Déversoirs
- Compteurs d'eau
- Moulinet
- Micromoulinet

## **Moyens de mesures**

### **Manomètres**

*But* : Mesure précise de pression, par rapport à l'atmosphère, ou différentielle.

*Principe* : La pression ou la différence de pression entre les pressions transmises au manomètre à tubes est équilibrée par une colonne de liquide de densité connue

*Description* : Socle en tôle d'alliage léger formant la protection des tubes.

*Tubes transparents* droits, raccordés d'une part à des raccords cannelés pour branchement de tuyaux souples. La pièce de liaison comporte une valve à double effet (mise en pression ou en dépression relative) et un bouchon de vidange.

*Règle graduée* en laiton chromé, rigide pour guidage du curseur de lecteur.

2 curseurs à rattrapage de jeu, réticule sur plexiglas et contre trait pour éviter l'erreur de parallaxe.

## **Limnimétries**

Les limnimètres sont utilisés pour mesurer la cote d'un plan d'eau.

*Principe* : L'appareil étant fixé à une cote connue, on amène, au contact de la surface, la pointe de référence. Cette pointe est solidaire d'une règle graduée qui se déplace verticalement devant le vernier de lecteur.

*Description* :

- Bâti en alliage léger fixé à une contre plaque montée à demeure à son support.
- Deux galets presseurs pour assurer le guidage vertical de la règle graduée et de son support.
- Troisième galet moleté commandé par volant pour entraînement par friction.
- Vernier de lecteur à position réglable pour mise à zéro convenable.
- Réglette pour repérage de la position du vernier.
- Palpeur à voyants, amovible.
- Règle, réglette, vernier, pointes : en laiton chromé.

Le laboratoire d'hydraulique type nécessite :

- une alimentation en courant alternatif triphasé 220/380 v – 50 Hz, puissance totale de 30 à 40 kw avec deux tableaux correspondant à chacun des groupes moto-pompes d'alimentation.
- une alimentation en courant alternatif monophasé 220 V – 50 Hz sous forme de 8 à 10 prises de courant à répartir le long des murs du laboratoire (puissance max par prise 0.5 KW)
- une alimentation en courant continu 24 volts (intensité nécessaire 5 A.)
- une alimentation en eau de ville (remplissage du bassin).
- une vidange du bassin général sur un égout, auquel seront également reliées les vidanges des caniveaux dont le fond sera prévu en légère pente pour favoriser l'évacuation des eaux de fuite ou de lavage.

### **3- Conclusion**

Un laboratoire en circuit fermé présente plusieurs avantages, parmi lesquels le fonctionnement continue pendant une longue durée, en restituant l'eau déjà utilisée, ce qui permet une importante économie d'eau.



**Chapitre2 :**

**Turbines Hydrauliques**

## **Définition de la turbine :**

La turbine est une machine réceptrice d'énergie qui a pour but principal de transformer l'énergie potentielle ou énergie cinétique en énergie mécanique qui apparaît sous la forme exclusive de l'entraînement rotatif d'un organe essentiel dénommé rotor ou roue (par opposition avec les machines alternatives a piston).

L'élément de base d'une turbine c'est la roue ou le rotor à ailettes, à hélice, à lames, à aubes ou à augets disposés sur sa circonférence, de façon que le fluide en mouvement exerce une force tangentielle qui fait tourner la roue et lui confère de l'énergie. Cette énergie mécanique est ensuite transmise par un arbre qui fait tourner un moteur, un compresseur, un générateur ou une hélice. On distingue les turbines hydrauliques, ou à eau, les turbines à vapeur et les turbines à gaz. Dans le langage courant, le terme turbine désigne une installation de production d'énergie, la turbine étant parfois constituée de plusieurs étages.

## **Turbines hydrauliques :**

### **Historique :**

Les roues a aubes sont connues depuis l'antiquité ; on en rencontre encore quelques-unes de nos jours qui fournissent simplement une énergie peu coûteuse a de petites industries artisanales : moulins a grains, a papier, scieries, etc....leur puissance est de l'ordre de 5 a 20 chevaux.

Ces machines ayant leur axe de rotation horizontal, la roue a été donné à l'organe tournant. L'orientation de l'axe de rotation caractérise de nos jours les types de turbines qui sont dites horizontales ou verticales suivant que cet axe est horizontal ou vertical.

### **Roue a aubes :**

Ces machines transforment en énergie mécanique, soit l'énergie potentielle de l'eau, soit son énergie cinétique ; dans le premier cas, l'amenée d'eau est dirigée dans les augets fixés a la périphérie d'une couronne tournante (la roue), qui se meut sous l'effet de cette charge dissymétrique ; les auget se vidangent en effet a la partie inférieure par déversement, et remontent vides.

Dans le second cas, l'eau est mise en vitesse sur un plan incliné et vient frapper les pales inférieures de la roue. Elle agit donc par sa vitesse et sa masse.

Le rendement des roues à aubes est assez faible, de l'ordre de 50%, c'est-à-dire qu'on recueille sous forme d'énergie mécanique environ la moitié de l'énergie cinétique ou potentielle théorique de la chute. Ceci s'explique par le fait que la trajectoire de l'eau dans ces machines n'est pas très rationnelle : en effet, l'eau entre et sort par le même orifice après avoir tourbillonné, changé de sens, engendré chocs et frottements divers représentant une perte d'énergie mécanique.

La puissance de ces roues est faible du fait de l'injection partielle : l'introduction de l'eau n'ayant lieu que sur une partie de la périphérie totale engendre un couple limité, correspondant à un débit médiocre.

Nous verrons plus loin que cette disposition n'a été conservée que pour les turbines à haute chute et faible débit (Pelton).

### Premières turbines :

Les modifications qui ont été successivement apportées aux roues à aubes, pour arriver aux turbines modernes, ont principalement eu pour objet la simplification de la trajectoire de l'eau.

Pour mémoire, signalons que la première turbine de caractère industriel a été construite, avec ce souci, en 1827, par M. Fourneyron figure 2.2.1. Elle s'inspirait du tourniquet hydraulique.

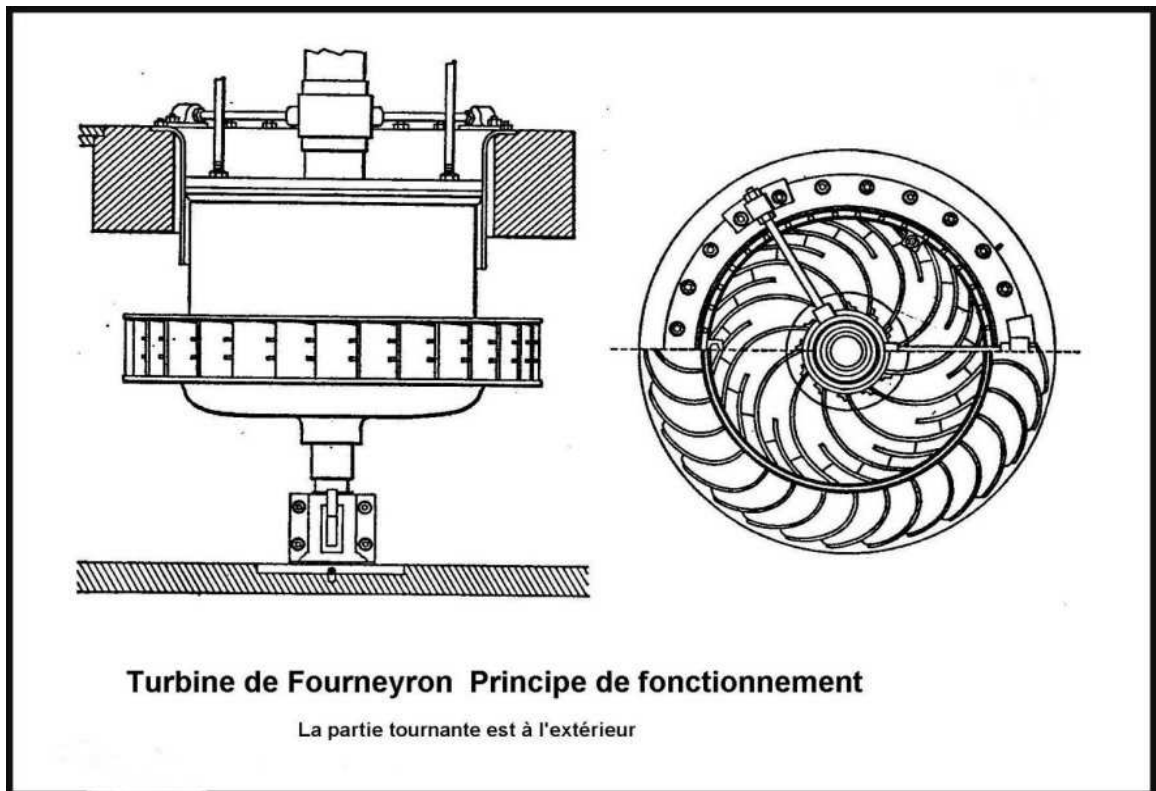


Figure 2.2.1 : Turbine de Fourneyron

Cet appareil, utilisé actuellement pour l'arrosage des jardins, quand on dispose d'eau sous pression, est basé sur le principe de réaction, qui a depuis quelque année de spectaculaires applications en propulsion en aérodynamique.

Le tourniquet d'arrosage par exemple est une application de ce phénomène de la réaction, ainsi dénommé parce que la force résultante est dirigée en sens contraire du jet.

Les tourniquets ordinaires n'ont que deux jets propulseurs. On peut facilement concevoir un rotor muni de plusieurs dizaines de jets : la force développée (ou couple) sera proportionnelle à ce nombre. (La turbine de M.Fourneyron était une application de ce système).

D'autre part, le réglage du débit dans la turbine, c'est à dire de la puissance, a demandé de nombreux perfectionnements qui se sont échelonnés sur un demi-siècle environ.

Vers 1890, les turbines modernes étaient construites sous leur forme actuelle, à quelques détails près. On les utilisait à l'entraînement direct des machines-outils de petites industries. Leur puissance ne dépassait guère un millier de chevaux.

A partir de cette époque, le transport à distance de l'énergie électrique commence à être de pratique courante : on accouple les turbines d'abord aux dynamos, puis aux

alternateurs qui permettent un transport d'énergie beaucoup plus commode, et son utilisation en des points très éloignés des chutes d'eau. Les puissances des turbines s'accroissent de ce moment dans de grandes proportions : des chutes de plus en plus élevées sont alors équipées malgré leur éloignement des agglomérations et des industries utilisatrices.

La puissance unitaire maximale des turbines est de l'ordre de 10 000 chevaux en 1900, de 50 000 ch en 1925, de 100 000 ch en 1940, de 150 000 ch en 1950 et de 710 MW.

Les hauteurs de chutes équipées passent de 100 m en 1850 à 400 m en 1900, à 1400 m en 1940.

Les débits turbinés, de 20 m<sup>3</sup>/s en 1900 s'élèvent à 300 m<sup>3</sup>/s en 1940 (il s'agit de débits unitaires, par turbine).

Les rendements qui étaient de l'ordre de 75 % dans les premières turbines ont été progressivement améliorés, pour atteindre de nos jours, dans les meilleures conditions, 93 %.

Tout ces progrès sont dus grâce au développement des lois de la similitude et à l'efficacité des résultats sur modèle réduit.

## **Description des Turbines hydrauliques :**

Sauf cas particulier, une turbine hydraulique comporte les trois organes caractéristiques des turbomachines, à savoir :

- Un distributeur
- Un rotor
- Un diffuseur.

Signalons cependant ici que les turbines à action ne comportent pas de diffuseur, pour les turbines à réaction, par contre, le diffuseur existe toujours. Il sert à récupérer une fraction de l'énergie cinétique à la sortie de la roue et la hauteur géométrique existant entre cette sortie et le niveau aval de l'aménagement. De par sa fonction il crée une dépression à la sortie de la roue et pour cette raison il est souvent appelé aspirateur ou bien tuyau d'aspiration.

Les différents types de turbines hydrauliques répondent à des fonctions relativement précises qui peuvent servir de base à une classification sommaire. Distinguons ainsi :

- Les turbines Pelton : adaptées aux chutes supérieures à 400m et puissance maximale de possible de 350MW

- Les turbines Francis : adaptés aux chutes moyennes comprise entre 40 et 800m et de puissance maximal possible de 1000MW
- Les turbines Kaplan et hélices : fonctionnant sous des basses chutes normalement inférieurs à 60m,et de puissance maximal de 250MW
- Les groupes bulbes : de type entièrement immergé adapté aux basses chutes également mais en moyenne plus basse que pour les turbine Kaplan (environ 20m maximum)
- Les groupes turbines – pompes : machine réversible, qui équipent les centrales d'accumulation par pompage.

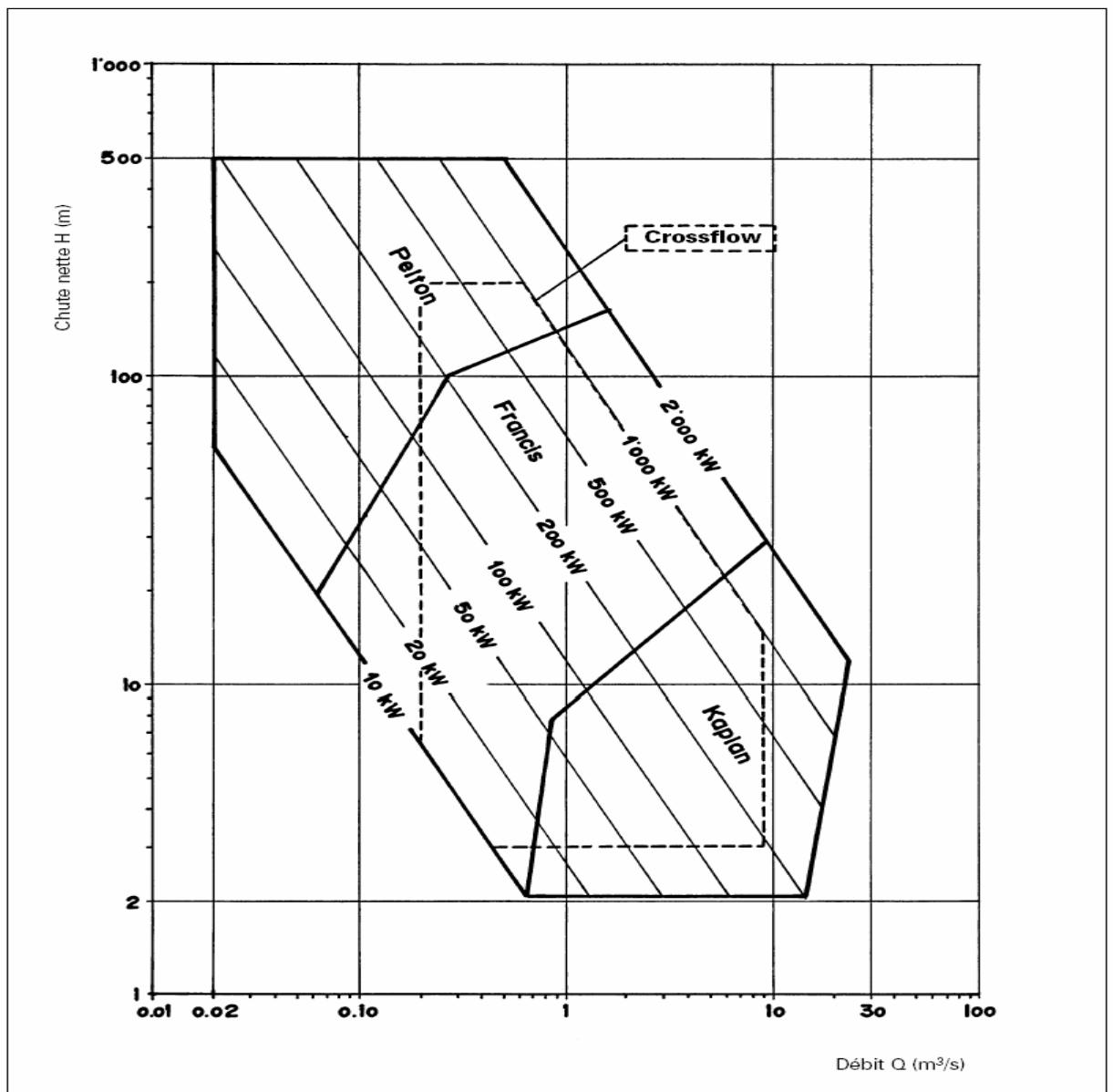


Figure 2.2.2: Domaines d'utilisation des différents types de turbines

## 2.1. Turbine Pelton :

La turbine Pelton ,dont un exemple est donné par la figure 2.1ci contre est une turbine a injection partielle et a veine libre ,sa roue tourne dans l'air .la détente de l'eau jusqu' a la pression atmosphérique est donc effectuée entièrement dans le distributeur de la machine ,l'énergie étant disponible a l'entrée de la roue uniquement sous forme d'énergie cinétique ce qui correspond a la définition d'une machine a action .cette turbine ne comporte pas de diffuseur ; a la sortie de la roue l'eau s'écoule librement .

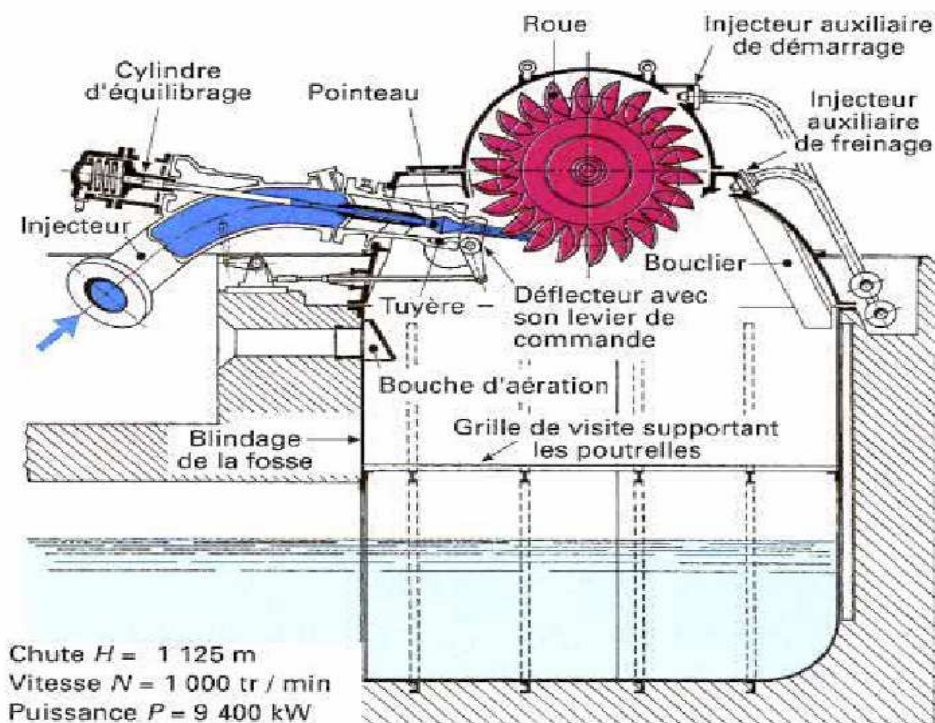


Figure2.1 : Turbine Pelton a jet unique centrale de Lous Molles (Chili).

### 2.1.1. Distributeur :

Selon le cas le distributeur d'une turbine Pelton est formé d'un ou de plusieurs injecteurs ; on distingue ainsi les turbine a un jet et les turbines a jets multiples. L'injecteur est constitué d'une tuyère appelée buse dont la section de passage est réglable par le déplacement d'un pointeau ou aiguille d'injection .Un déflecteur coiffe l'extrémité de la buse d'un nez demi cylindrique qui enveloppe et affleure le jet sortant

de l'injecteur ; ce déflecteur a pour mission de dévier brusquement le jet de la roue en cas de décharge accidentelle de la machine et éviter ainsi l'emballement de celle-ci.

### 2.1.2.Roue :

La roue d'une turbine Pelton est formé d'un disque portant des augets en forme de double cuiller avec arrête médiane et échancrure. Voir figure 2.2

L'axe du jet sortant d'un injecteur est tangent a la circonférence primitive(ou cercle Pelton)de la roue dont le diamètre de est par définition le diamètre nominal de la machine .l'eau frappe les demi augets symétriquement par rapport a l'arrête qui les sépare ;elle sort de l'injecteur à une vitesse à peu pré double de la vitesse tangentielle moyenne des augets :la forme de l'échancrure et le nombre d'augets sont déterminé de telle sorte que la totalité du débit travaille dans les augets sans perte de faufilement .la figure2.2 montre un auget attaqué de plein fouet et le jet se partageant entre deux augets successifs ;elle met ainsi en évidence l'arrête centrale et le rôle de l'échancrure .

Les roues a augets sont généralement coulées d'une seul pièce en acier inoxydable de nuance de 13% Cr et 4% Ni ; elles sont équilibrées statiquement en atelier.

Les augets sont usinés, meulés très soigneusement, polis dans les zones les plus sollicités .De nombreux contrôles en cours de fabrication sont effectués, tant métallurgiques que dimensionnels.

La roue est accouplée au plateau de l'arbre turbine par des boulons précontraints au moyen de vérin hydraulique, assurant ainsi la transmission du couple par adhérence.

### 2.1.3 Turbine a jet unique :

Les turbines Pelton a jet unique sont construites surtout a axe horizontal.

La machine est couverte par un monteau ou capote en acier couplé ou construction mécano soudées, comportant des tampons de regard et des anneaux de levage.

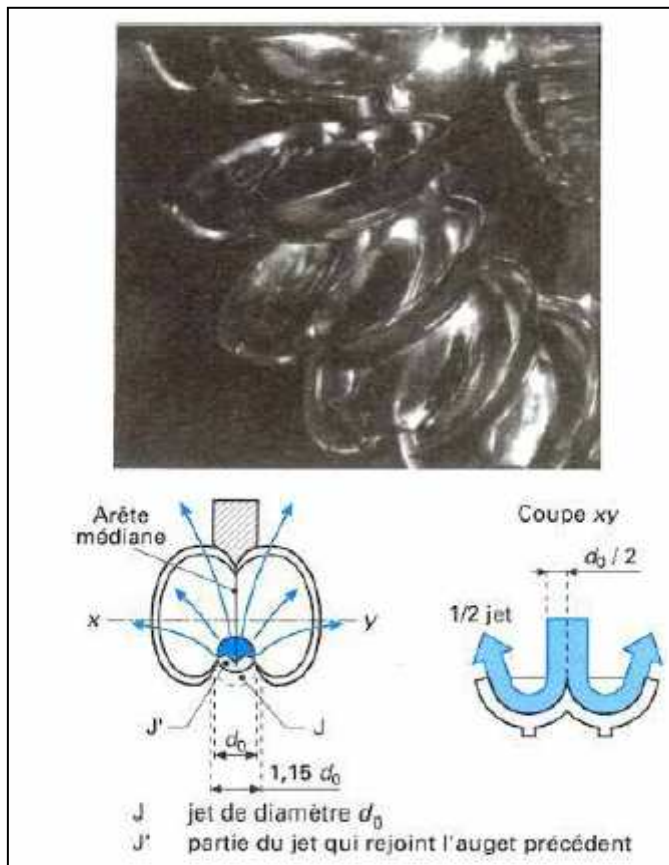
L'échappement vers le canal de fuite s'effectue par une fosse blindée (figure 1)

Autrefois la tubulure de l'injecteur comportait toujours un coude (figure1) afin que le mécanisme de commande de l'aiguille d'injection puisse être placé a l'extérieur de l'écoulement .le coude plus ou moins accentué a pour conséquence une distorsion de l'écoulement qui se propage jusqu'à la tuyère ; ainsi les jets obtenues n'ont pas, avec cette solution, toute le perfection hydraulique souhaitable.

Dans les unités actuelles de grande puissance à axe horizontal, l'injecteur est rectiligne et d'une construction symétrique par rapport a l'axe du jet, ailette de guidage excepté. il



est à remarquer que cette conception ne conduit pas à une diminution des pertes dans l'injecteur lui-même, puisque le diamètre hydraulique de ce dernier est diminué par rapport à la solution ancienne de la tubulure coudée; le gain vient de l'uniformité de structure du jet qui entraîne une meilleure utilisation de celle-ci dans la roue. afin de diminuer le plus possible le diamètre du corps central de l'injecteur, on commande l'aiguille (le pointeau) par un ou des pistons fonctionnant sous une pression d'huile élevée pouvant atteindre 60bar. un ressort d'équilibrage permet une meilleure adaptation du servomoteur à la courbe d'effort.



**Figure 2.2 : Auget de Turbine Pelton**

#### 2.1.4. Turbine à jets multiples :

##### -Augmentation de la puissance des turbines Pelton :

Pour une hauteur de chute donnée, l'augmentation de la puissance d'une turbine nécessite un accroissement correspondant du débit d'eau. Pour une machine Pelton, cela peut se faire soit en accroissant le diamètre du jet et donc aussi les dimensions de la machine puisque le rayon de la roue doit être proportionné au diamètre du jet, soit en

augmentant le nombre de jets ,A puissance et chute égales, la seconde solution offre l'avantage de conduire à des augets plus petits ,des roues de diamètres moindres et donc des vitesses de rotations plus élevées ;le poids de la machine est ainsi diminué ,y compris celui de l'alternateur ;les frais de génie civil en sont réduits d'autant. Il faut cependant veiller à ce que les retombées d'eau après sortie de la roue ne viennent pas interférer avec un des jets d'alimentation ; cette condition de non interférence limite à six le nombre de jets réalisables en pratique.

#### -Turbines à axe horizontal :

Dans ce cas pour limiter l'encombrement de l'amenée le nombre de jets est pratiquement limité à deux, l'angle entre ces deux jets variant entre  $75^\circ$  et  $90^\circ$  sur la figure 2.3 les deux jets font entre eux un angle de  $75^\circ$ .

Le bâti doit résister à la pression de deux jets (partie inférieure renforcée par des nervures, partie supérieure à double fond, partie arrière protégée par un bouclier).Souvent on place deux turbines de ce type de part et d'autre un alternateur unique, soit donc un groupe comportant deux roues et quatre jets.

#### -Turbine à axe vertical :

Dans ce cas le nombre de jets peut être plus élevées (figure 2.4).On construit des machines comportant jusqu'à six injecteurs .C'est la solution retenue pour les grosses machines.

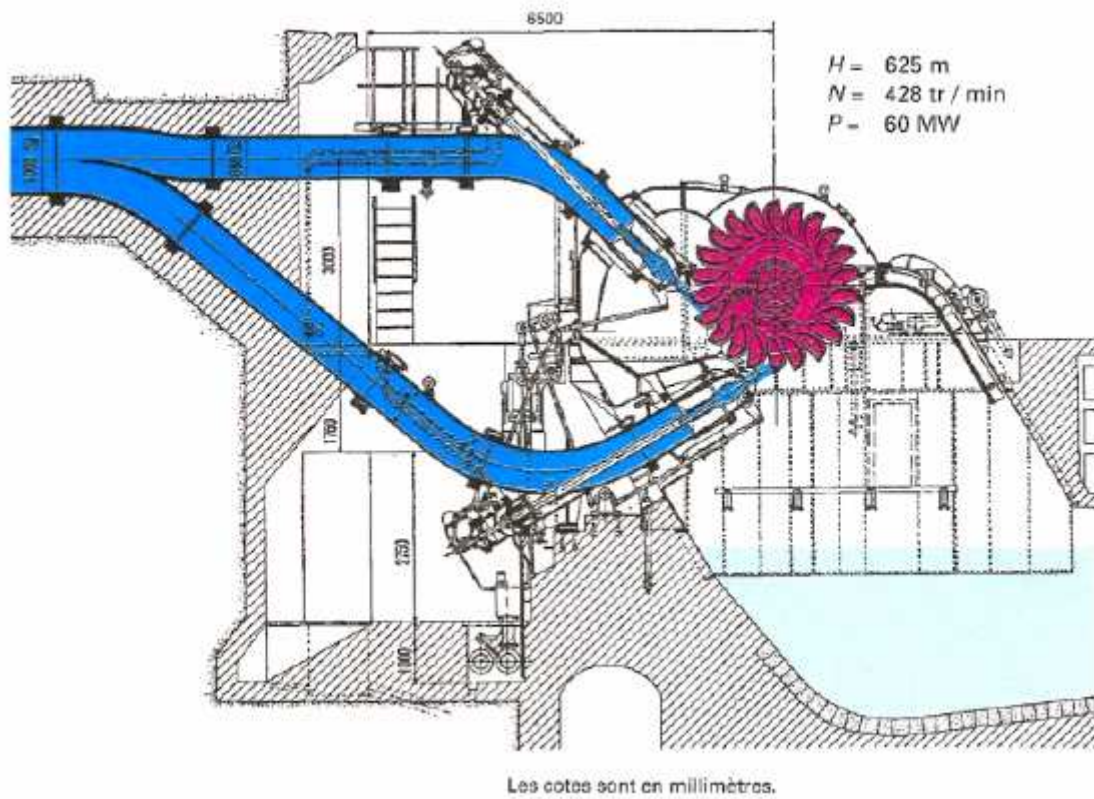
En solution verticale deux types de bâti peuvent être utilisés :

- Soit une structure ne servant que de blindage de la fosse d'évacuation et de support du palier de guidage.
- Soit un bâti capable de supporter, en outre, le stator de l'alternateur (figure 4)

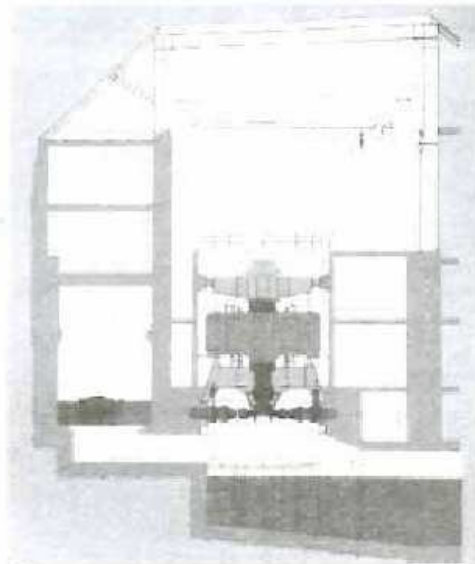
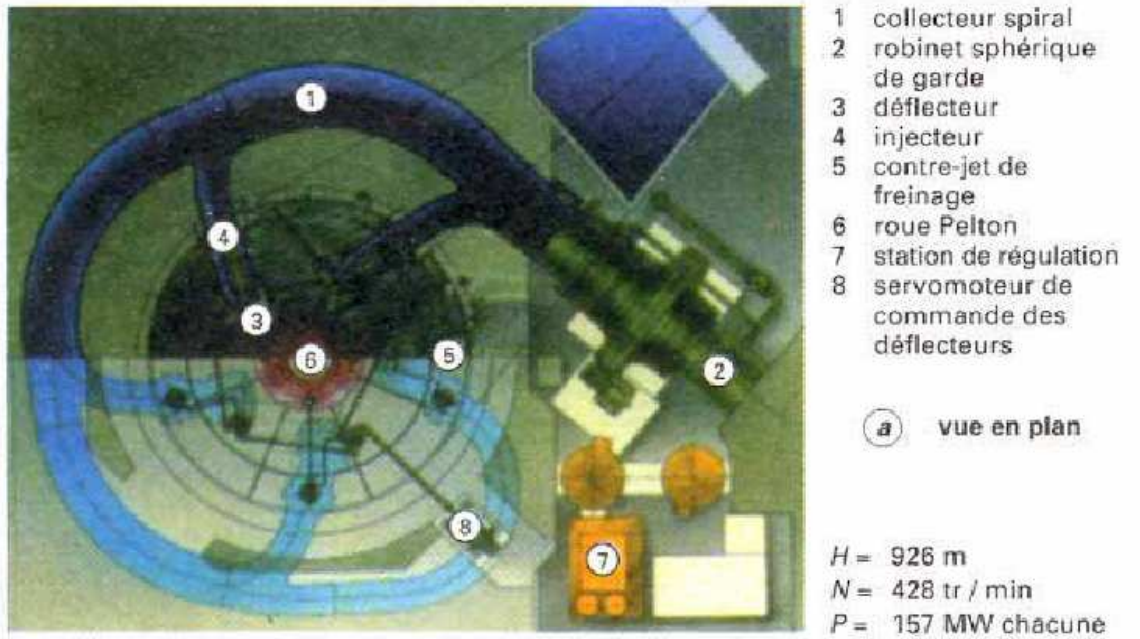
Cette dernière conception conduit à une réduction sensible de la longueur de la ligne d'arbre, et de ce fait, permet la réalisation d'un groupe à deux paliers (au lieu de trois dans la première solution).

Le palier de roue est du type à barbotage ou à patins ;il est boulonné sur le fond central du bâti de turbine et reprend les poussées radiales engendrées par les jets ,même si ceux-ci fonctionnent individuellement .il est fait de deux ou plusieurs éléments

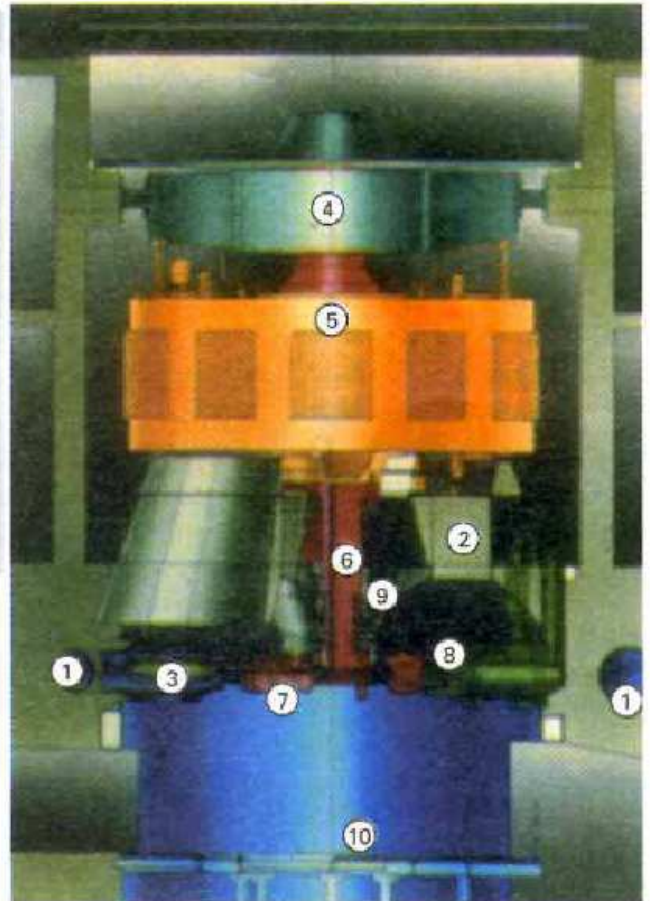
interchangeables dont la surface en contact avec l'arbre est constitué par un revêtement en alliage « antifriction » usiné avec précision et très soigneusement poli.



**Figure2.3** : Turbine Pelton a deux jets et à axe horizontal : centrale de Montpezat (France).



- 1 collecteur
- 2 bâti turbine, support alternateur
- 3 injecteur
- 4 pivot palier combiné
- 5 alternateur
- 6 arbre turbine
- 7 roue Pelton
- 8 déflecteur
- 9 palier turbine
- 10 platelage de visite



**(b) implantation type et coupe dans l'axe du groupe**

**Figure 2.4 :** Turbine Pelton à cinq jets et à axe vertical : centrale de Grand'Maison avec 4 turbine Pelton (France).

### 2.1.5. Fonctionnement a contre pression :

Normalement le plan d'eau aval d'une turbine est sous le niveau de la roue puisque celle-ci doit rester constamment aérée .Cette disposition implique que la roue soit installé au-dessus du niveau aval le plus haut .Or dans certains cas ce niveau peut fluctuer d'une hauteur atteignant une dizaine de mètres .Il en résulte ,lorsque le niveau aval normal ,une perte de chute suffisante pour qu'on tente de la récupérer .Pour effectuer cette récupération ,on place la turbine sous le niveau aval et on abaisse artificiellement le plan d'eau sous la roue de la turbine en comprimant l'air contenue dans la bache de la machine .

### 2.1.6.Régulation du débit :

Deux organes de réglage sont à prévoir : Celui de l'aiguille de l'injecteur et celui du déflecteur .Ces deux organes, dont les fonctions sont différentes, sont couplés de telles façon que, en régime d'équilibre, à chaque position du pointeau corresponde une position précise du déflecteur qui place l'arrête d'attaque de ce dernier à une faible distance du jet, prête à y pénétrer et à le dévier sans retard en cas de nécessité.

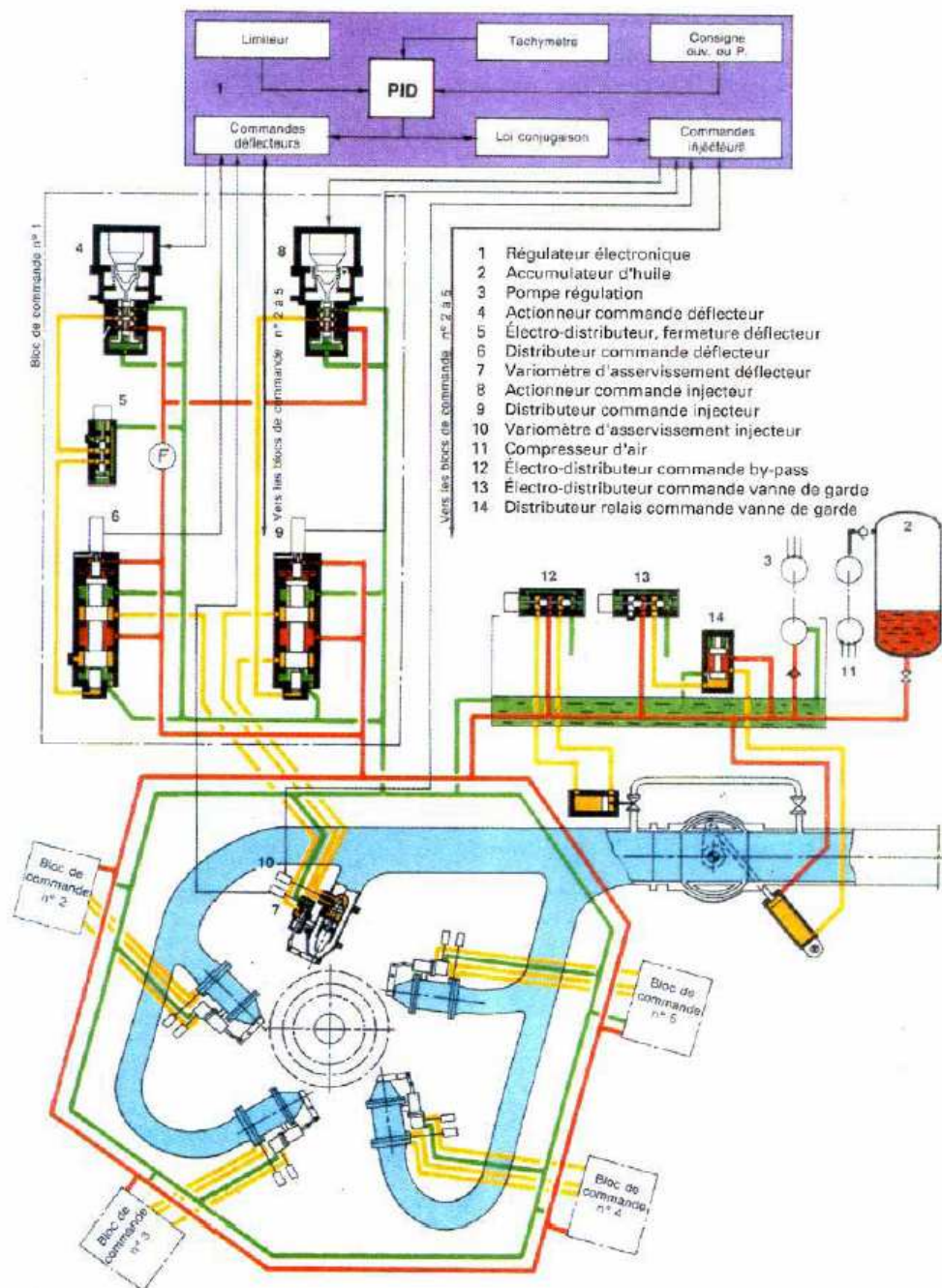
Il est important que le déflecteur ne pénètre dans le jet que si une réduction de puissance ne peut être obtenue assez rapidement par la fermeture du pointeau .En effet, une intervention trop fréquente du déflecteur dans le jet provoque une perte inutile d'énergie et une usure rapide tant de la roue que du déflecteur lui-même.

Le réglage du débit par deux systèmes indépendants (figure 2.5) permet de résoudre le problème des surpressions et des survitesses .Sur déclenchement, les déflecteurs ferment très rapidement pour limiter les survitesses ; de leur côté, les aiguilles (ou pointeaux) ferment lentement pour limiter les surpressions. Dans les modèles actuels, le régulateur électronique commande en parallèle :

- les servomoteurs de déflecteurs par action directe ;
- les servomoteurs d'aiguilles à travers une loi de conjugaison réglable.

Cette loi assure, en marche normale, une position du bec de déflecteur légèrement au-dessus du jet, quel que soit le diamètre du jet.

Par contre, en cas de gros écarts de survitesse (par exemple, à la suite d'une baisse soudaine de la puissance demandée à l'alternateur ou après un déclenchement provoqué par l'action d'une sécurité), le déflecteur s'abaisse très rapidement pour dévier le jet et limiter cette survitesse tandis que les aiguilles ferment lentement.



**Figure 2.5 : Régulation d'une turbine Pelton**

**La régulation remplit plusieurs fonctions :**

- la régulation de vitesse en réseau isolé, ou en réseau interconnecté, suivant le cas ;
- le démarrage rapide du groupe et la stabilité de la vitesse en marche à vide, grâce à un algorithme spécifique utilisant des paramètres de réglage indépendants de ceux de la marche couplée ;

- la synchronisation automatique du groupe sur le réseau ;
- la régulation du débit ou de la puissance dans le cas d'un réseau interconnecté ;
- l'optimisation du rendement de la turbine grâce aux lois de commutation qui permettent de changer automatiquement, et sans perturbations, le nombre d'injecteurs en marche ;
- la répartition de la charge entre plusieurs groupes fonctionnant en parallèle et placés alors sous la dépendance d'un joint control.

Le régulateur numérique autorise plusieurs modes de fonctionnement :

- tout automatique : il contrôle seul la turbine, régulant la vitesse en fonction des variations de charge du réseau. Il s'autoteste en permanence et décide des actions à prendre en cas de problème.
- par commande à distance : il reçoit les diverses consignes de fonctionnement et leurs limitations ;
- en liaison avec un opérateur : le clavier afficheur de la face avant ou bien une liaison avec un ordinateur permet à un opérateur de modifier les consignes d'exploitation, de changer les paramètres de réglage, ou de dérouler des programmes de tests et d'aide à la maintenance. Ce régulateur peut être complété par des systèmes d'automatismes (contrôle et sécurité du groupe) ou par des systèmes de surveillance du bon fonctionnement de la turbine (gestion des températures, des vibrations, enregistrement des incidents, etc.). Il peut également être relié à un réseau informatique par liaison série, pour limiter les liaisons fil à fil entre les différents équipements de la centrale et pour échanger des données et des informations avec les autres équipements (ordinateurs de gestion centralisée, système de surveillance et d'alarme, etc.).

\_ L'énergie nécessaire à la manœuvre des divers organes de contrôle est fournie par une 'station d'huile', associée à un accumulateur pour une plus grande sécurité (figure 2.5). Grâce à un dispositif hydraulique, les pompes refoulent soit sous pression nominale dans l'accumulateur, soit sous pression réduite dans le bac à huile, ce qui apporte une importante économie d'énergie.

À l'arrêt du groupe, l'accumulateur est isolé par un obturateur hydraulique, son autonomie est ainsi préservée et on peut effectuer un redémarrage immédiat.

✚ dans le domaine de la sécurité, on prend en compte tous les besoins particuliers de l'exploitant, par exemple :

- une protection hydromécanique contre la survitesse ;
- des détections d'arrêt et de redémarrage ;

- la commande hydraulique des organes de garde de la turbine ;
- des détections de niveaux vibratoires dans les cas d'usines.

### 2.1.7 Organes de garde :

Dans la gamme de chutes sous lesquelles elles fonctionnent, les turbines Pelton sont alimentées, en général, par des conduites forcées dont la longueur est importante et la pression intérieure élevée.

Il faut donc, plus encore qu'ailleurs, garantir la sécurité des installations.

Aussi, des organes de garde sont disposés au pied des conduites à l'amont des collecteurs, afin d'assurer :

- la coupure du débit en cas de défaillance du système de commande des aiguilles ;
- l'isolement à chaque arrêt ou pour effectuer des travaux d'entretien sur les groupes.

Ils sont essentiellement du type sphérique en raison des très fortes pressions de service.

Afin d'améliorer les conditions de sécurité, leur

Système de commande peut comporter, dans les petites tailles, un contrepoids assurant la fermeture.

**Remarque :** il y a lieu de signaler le peu de sensibilité des turbines Pelton à l'abrasion par les eaux chargées.

## 2.2 Turbines Francis :

La turbine Francis est celle dont le domaine d'utilisation est le plus vaste. Elle peut fonctionner dans des conditions de hauteur de chute très étendues : de quelques dizaines de mètres jusqu'à 800 m.

La puissance unitaire peut atteindre des valeurs considérables, et rien n'interdit d'envisager des groupes de 1 000 MW ou mêmes davantage.

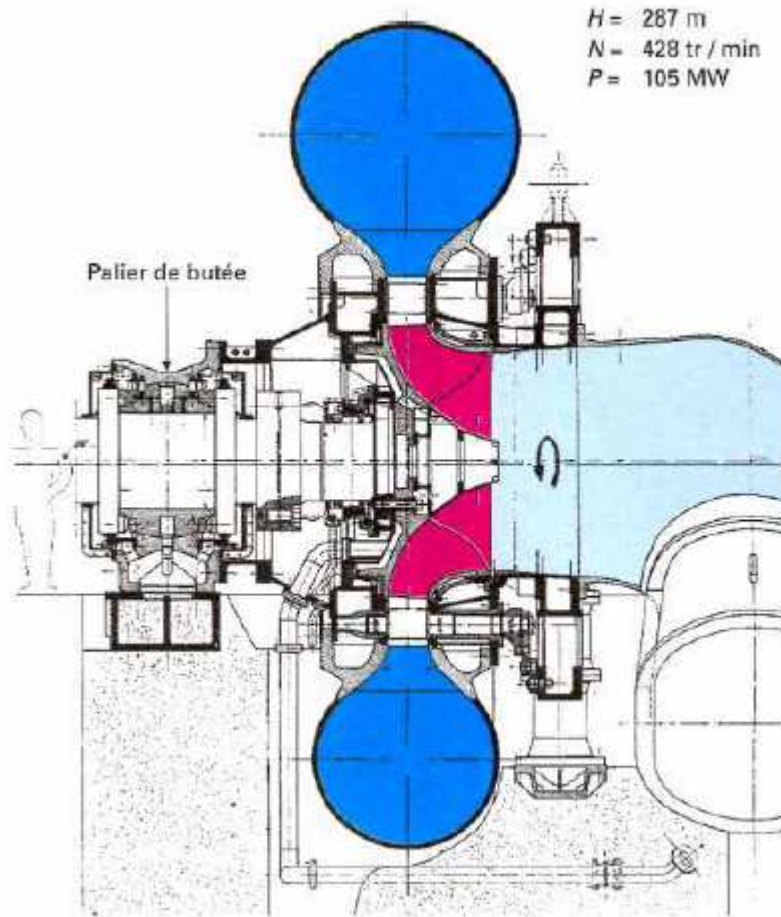
Un exemple de turbine Francis à axe horizontal est donné sur la figure 2.6.

D'une part, des études hydrauliques très poussées ont permis l'augmentation des puissances et débits spécifiques, l'amélioration des rendements et de la tenue à la cavitation des roues et une connaissance approfondie des phénomènes transitoires.

D'autre part, la conception mécanique (alliée à une grande maîtrise dans les calculs de structure) et la connaissance du comportement dynamique des groupes – vibrations – (complétée par une qualité de construction très poussée) garantissent une grande fiabilité de fonctionnement.



Dans le domaine des puissances plus modestes, on trouve les turbines Francis horizontales simples et doubles, de grande vitesse de rotation. En particulier, les turbines doubles permettent de réaliser des installations très économiques et compétitives (de bon rendement aux charges partielles).



**Figure 2.6 :** Turbine Francis à axe horizontal : centrale de Vianden(Luxemburg)

### 2.2.1 Conception et études hydrauliques

L'étude hydraulique des turbines Francis doit être poussée d'autant plus loin que la taille des unités devient gigantesque. C'est pourquoi on a consenti un effort sans précédent dans l'élaboration du tracé de leurs roues, tant en matière de calculs théoriques qu'au plan des études expérimentales.

#### ○ **Calculs théoriques :**

Un programme de conception assistée par ordinateur permet de générer sans difficulté les formes géométriquement complexes des aubes des turbines Francis. Il est associé avec des méthodes de calcul très sophistiquées :

- calcul quasi tridimensionnel permettant un couplage entre la détermination de l'écoulement méridien et celle de l'écoulement établi d'aube à aube ;
- calcul tridimensionnel direct par éléments finis.

On peut ainsi effectuer une analyse hydraulique très fine et prévoir le champ de pression sur la surface des aubes. Le caractère conversationnel des programmes facilite l'optimisation des formes, assurant ainsi le bon comportement en cavitation, des performances élevées et la parfaite tenue mécanique des aubages.

### ○ **Études expérimentales**

Les études sur modèle réduit en similitude non seulement permettent de vérifier les performances prévues par le calcul, mais encore, seules, elles autorisent l'analyse fine des phénomènes complexes liés au fonctionnement hors adaptation. Grâce à des systèmes informatisés de traitement des signaux de mesure, on peut accéder rapidement à la mesure des paramètres de fonctionnement. On peut aussi pousser plus avant :

- l'étude des champs de vitesse ;
- l'étude des forces radiales et axiales d'origine hydraulique ;
- la mesure des efforts statiques et dynamiques sur les directrices;
- l'étude des phénomènes transitoires et de stabilité ;

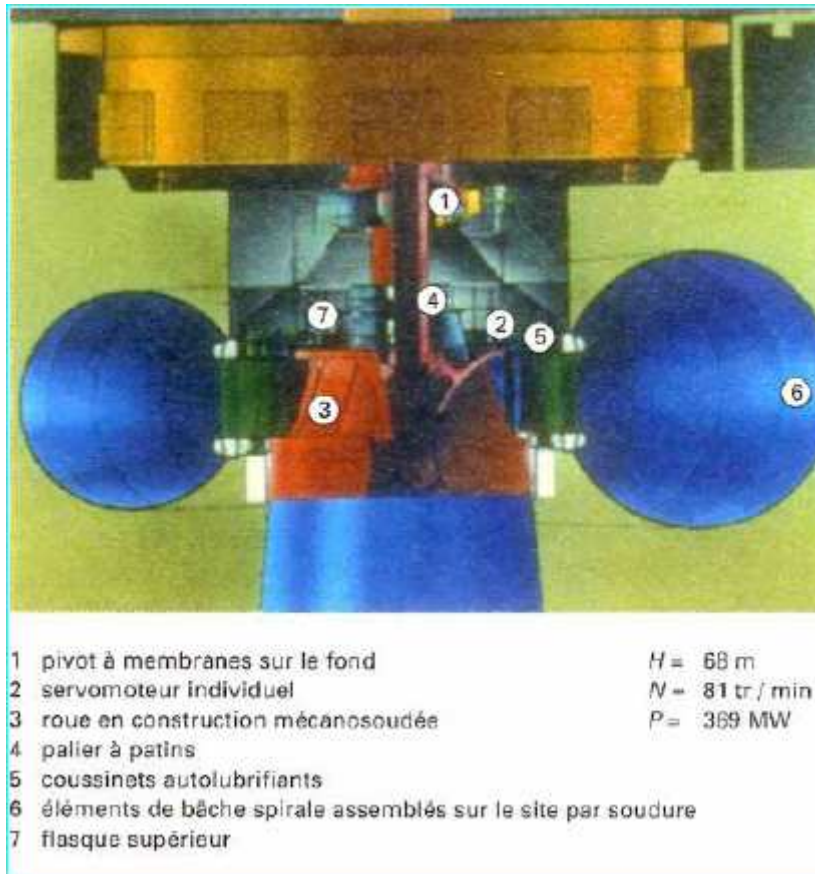
## **2.2.2 Conception mécanique :**

### **\_ Recherche et développement :**

L'accroissement de la puissance unitaire des groupes conduit au gigantisme dans les dimensions et le poids des roues de grosses turbines Francis qui sont pratiquement toutes verticales (figure 2.7).

La conception assistée par ordinateur permet la détermination des contraintes et des déformations statiques et dynamiques dans les différents cas de fonctionnement de la machine. Un effort particulier de développement porte sur l'adaptation de la pivoterie aux charges de plus en plus considérables que constituent les roues géantes.

Des programmes de calcul tridimensionnel servent à déterminer les déformations thermo élastiques des patins. Pour de très fortes charges, ils ont permis de diminuer les déformations d'origine thermique et d'augmenter les pressions spécifiques appliquées au film d'huile.



**Figure 2.7 :** Turbine Francis à axe vertical : centrale de Tucuruí (Brésil).

○ **Dispositions générales des parties tournantes :**

● **Pivot sur fond turbine :**

La conception d'ensemble d'un groupe comporte en général un palier situé au-dessus de l'alternateur, un palier turbine et un pivot reposant sur le fond turbine. Cette disposition est très économique. En effet, le rotor alternateur s'appuie directement sur le grain mobile

du pivot. Les efforts axiaux sont reportés sur le béton par l'intermédiaire du flasque et de l'avant -distributeur, sans augmentation notable de leur coût. De plus, il est fait l'économie du coût du croisillon support de pivot. Avec pivot sur le fond, la roue turbine peut être reliée au moyeu alternateur par un arbre unique, d'où une réduction du nombre des accouplements, ce qui améliore le comportement dynamique de la ligne d'arbre.

Associé à la disposition pivot sur le fond, le démontage par-dessous apporte une solution élégante et rationnelle à tous les problèmes d'entretien des groupes. Toutes les parties vitales sont en effet très facilement accessibles, en particulier la roue et les directrices.

Cependant, si les études montrent la nécessité d'une ligne d'arbre sur trois paliers, le palier intermédiaire peut être combiné au pivot (sans accroissement de la longueur de la ligne d'arbre) ou bien être disposé entre le pivot et l'alternateur.

- **Organes porteurs** :(paliers et pivot) :

- **Paliers** :

- Pour des diamètres allant jusqu'à 1500-1600 mm, il est encore possible d'utiliser des paliers à coussinet lisse.

- Au-delà, on fait appel à des paliers à patins (figure 2.7) qui offrent la possibilité de réduire les jeux relatifs et, par conséquent, de limiter les déplacements de l'arbre par rapport aux pièces fixes.

- **Pivot** : cet organe peut supporter des charges axiales pouvant dépasser 5 000 t grâce à un film d'huile de quelques centièmes de millimètre d'épaisseur s'interposant entre des patins fixes et une glace mobile. L'équipartition des charges entre les patins est assurée par différents dispositifs selon l'expérience des constructeurs.

Un dispositif d'injection d'huile sous haute pression au centre des patins favorise les démarrages et arrêts ainsi que la rotation lente du groupe lors des réglages.

- **Distributeur** :

L'utilisation de coussinets autolubrifiants (figure 2.7) pour les guidages des directrices et des articulations de la commande du vannage supprime la sujétion du graissage centralisé.

Le distributeur peut être manœuvré par un cercle de vannage entraîné par deux ou plusieurs servomoteurs fixés dans le puits turbine ou sur le flasque supérieur. On préfère souvent utiliser des servomoteurs individuels qui ont l'avantage d'assurer la sécurité de fermeture du distributeur même en cas de grippage d'un servomoteur, grâce à un dispositif de synchronisation mécanique de l'ensemble des directrices. De plus, chaque directrice reste toujours liée au servomoteur, même en cas de coincement, et les efforts de manœuvre sont directement retransmis.

- **Flasque supérieur** :

Le flasque supérieur classique avec ou sans support de pivot est de construction mécano soudée. Compte tenu des dimensions et du poids d'une pièce en plusieurs parties assemblées par brides, la fabrication doit prendre en compte les problèmes de déformation et de bridage en cours de soudage.

Certains flasques sont à structure ouverte permettant de loger la commande des directrices par servomoteurs individuels.

La mise au point de structures de cette importance utilise souvent la méthode des éléments finis. L'ensemble de la structure ayant été maillé en éléments de coques chargés tridimensionnellement, on vérifie l'ensemble du dimensionnement tant au niveau des contraintes que des déformations.

#### ○ **Aspirateur :**

La sortie d'une roue Francis est mise en communication avec le canal de fuite de la machine par l'intermédiaire d'un aspirateur diffuseur.

Le rôle de diffusion, c'est-à-dire, rappelons-le, de transformation d'énergie cinétique en énergie de pression, est d'autant plus important que le débit turbiné est élevé. Construit en tôle d'acier ou en béton, l'aspirateur -diffuseur est constitué selon le cas soit par un divergent à axe rectiligne, soit par un divergent comportant une déviation de 90°. Cette seconde solution a l'avantage de diminuer l'encombrement en hauteur de la machine et de permettre ainsi une implantation basse de celle-ci tout en limitant en profondeur les travaux de génie civil.

**Nota :** lorsque des coups de bélier trop forts sont à craindre dans l'alimentation en cas de fermeture rapide du cercle de vannage, la turbine est complétée par un **déchargeur**, obturateur coulissant qui s'ouvre lors de la fermeture rapide du vannage et se ferme ensuite lentement. Suivant les constructeurs, la liaison entre le vannage et l'obturateur est hydraulique.

#### **2.2.3 Organes de garde :**

Les organes de garde de turbines sont destinés à assurer la sécurité de la coupure du débit de la conduite et la protection de la machine lors d'un arrêt. Ils sont situés à l'amont de la bêche.

Les deux types les plus courants sont :

— le **robinet sphérique** réservé pour les hautes chutes ;

— le **robinet papillon** avec lentille pleine ou lentille à treillis pour les moyennes et basses chutes.

On a aussi développé un nouveau type de vanne de garde : la vanne -fourreau. Elle se présente sous la forme d'un cylindre concentrique à l'axe de la roue et situé généralement entre les directrices et les avant -directrices. La coupure du débit est réalisée par une translation verticale de ce cylindre. Cette vanne -fourreau est commandée par des servomoteurs à huile synchronisés mécaniquement.

La vanne -fourreau présente deux avantages considérables en matière de coût :

- une réduction importante du génie civil, notamment pour les centrales souterraines, par la suppression de la galerie des robinets ;
- une diminution du coût de l'organe de garde proprement dit, car le prix de la vanne -fourreau est bien inférieur à celui d'un robinet classique.

## **2.2.4 Technologie de réalisation :**

### **❖ Développement des méthodes de fabrication**

L'introduction des méthodes de fabrication assistée par ordinateur, l'utilisation de machines-outils à commande numérique, l'adaptation des plus récentes méthodes d'assemblage par soudage permettent d'innover dans la fabrication des turbines.

#### **○ Roues :**

Jusqu'à un poids que l'on peut fixer à 100 t environ, l'élaboration des roues en fonderie, assortie de tous les contrôles nécessaires, constitue la meilleure solution et assure toute sécurité. Au-delà de ce tonnage, il vaut mieux procéder à l'assemblage par soudure d'éléments séparés :

- plafond moulé ;
- aubes moulées ou matricées ;
- ceintures moulées ou réalisées à partir de tôles.

La construction mécano soudée à partir d'éléments séparés présente en effet de nombreux avantages:

- les pièces moulées étant plus petites et de forme plus simple, les contrôles sur la qualité du métal sont plus aisés et de ce fait plus sévères ;
- tous les éléments étant usinés séparément, la qualité de la construction est améliorée.

Pour la même raison, la précision dans le respect de la forme des aubes est bien meilleure, ce qui garantit le respect de la similitude hydraulique ;

— on peut utiliser des aciers de nuances différentes pour les diverses parties de la roue, s'adaptant ainsi aux conditions de travail particulières à chaque élément ;

— si les conditions de transport l'imposent, il est possible de réaliser la roue sur le chantier, par soudage puis usinage.

#### ○ **Arbres :**

Selon les puissances et les dimensions des machines, on trouve :

— des arbres forgés monoblocs forés ;

— des arbres creux monoblocs avec leurs plateaux d'accouplement ou réalisés à partir d'éléments forgés

assemblés par soudure ;

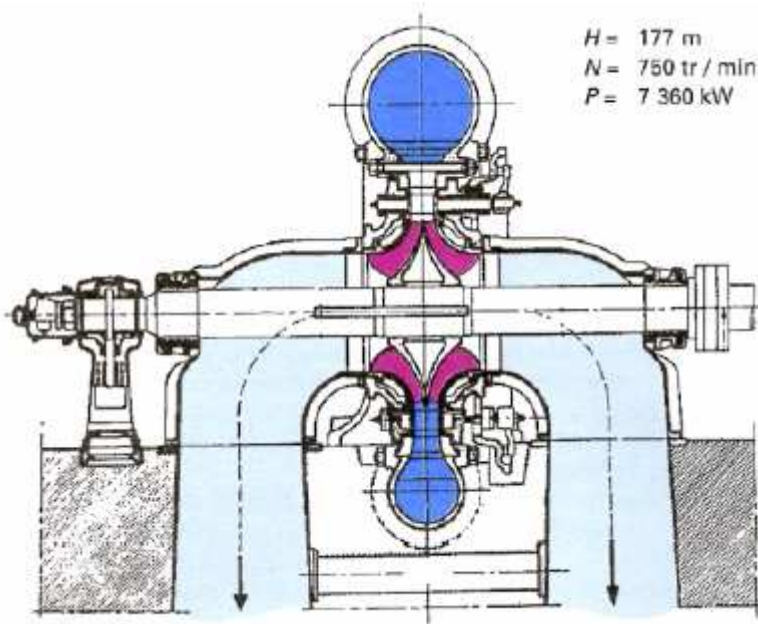
— des arbres creux de grand diamètre réalisés en tôles assemblées par soudure.

#### ❖ **Disposition d'ensemble :**

On construit des turbines Francis à axe horizontal (figure 2.6) et à axe vertical (figure 2.7). La disposition à axe horizontal présente un certain nombre d'avantages qui la font préférer lorsque ni la puissance ni la chute ne sont trop élevées ; en particulier, turbine, alternateur et mécanismes de réglage se trouvent au même niveau, ce qui facilite l'entretien. Cette disposition permet aussi la réalisation des turbines à roue double dont la structure est analogue aux pompes à double ouïe ; ces machines comportent alors une seule bêche spirale et deux échappements raccordés chacun à un aspirateur, les deux aspirateurs étant en outre reliés par un tuyau d'équilibrage (figure 2.8).

La disposition à axe horizontal convient moins aux unités de puissance élevée, notamment en raison du développement de la bêche spirale, et aux unités fonctionnant sous des chutes importantes, notamment en raison des poussées axiales élevées qui leur correspondent

et qui exigent des paliers de butée de grandes dimensions, peu compatibles avec l'horizontalité de l'axe. Aussi les turbines Francis récentes de grande puissance sont-elles en général à axe vertical.



**Figure 2.8 :** Turbine Francis double : centrale de Matigny Bourg (Suisse).

### 2.2.5 Régulation

Les fonctions de la régulation sont plus simples que celles des turbines Pelton du fait qu'il y a une seule chaîne de réglage concernant le distributeur (figure 2.9). Dans ce cas, surpressions et survitesses sont liées comme dans toute turbine à réaction.

### 2.2.6 Fonctionnement :

#### ○ Station d'air comprimé :

Certains cas de fonctionnement nécessitent la rotation dans l'air afin de réduire le couple résistant de la machine hydraulique :

Marche en compensateur synchrone.

Il est alors prévu une station d'air comprimé haute pression avec accumulateur assurant initialement le dénoyage rapide de la roue puis son maintien dans l'air.

#### ○ Variations de charge :

Une machine dont la puissance est importante par rapport à celle qu'appelle le réseau devra faire face à des variations de charge pouvant être relativement importantes tout en maintenant la constance de la fréquence. Celle-ci devra, malgré les variations de la consommation,



être ramenée systématiquement à sa valeur de consigne de façon optimale.

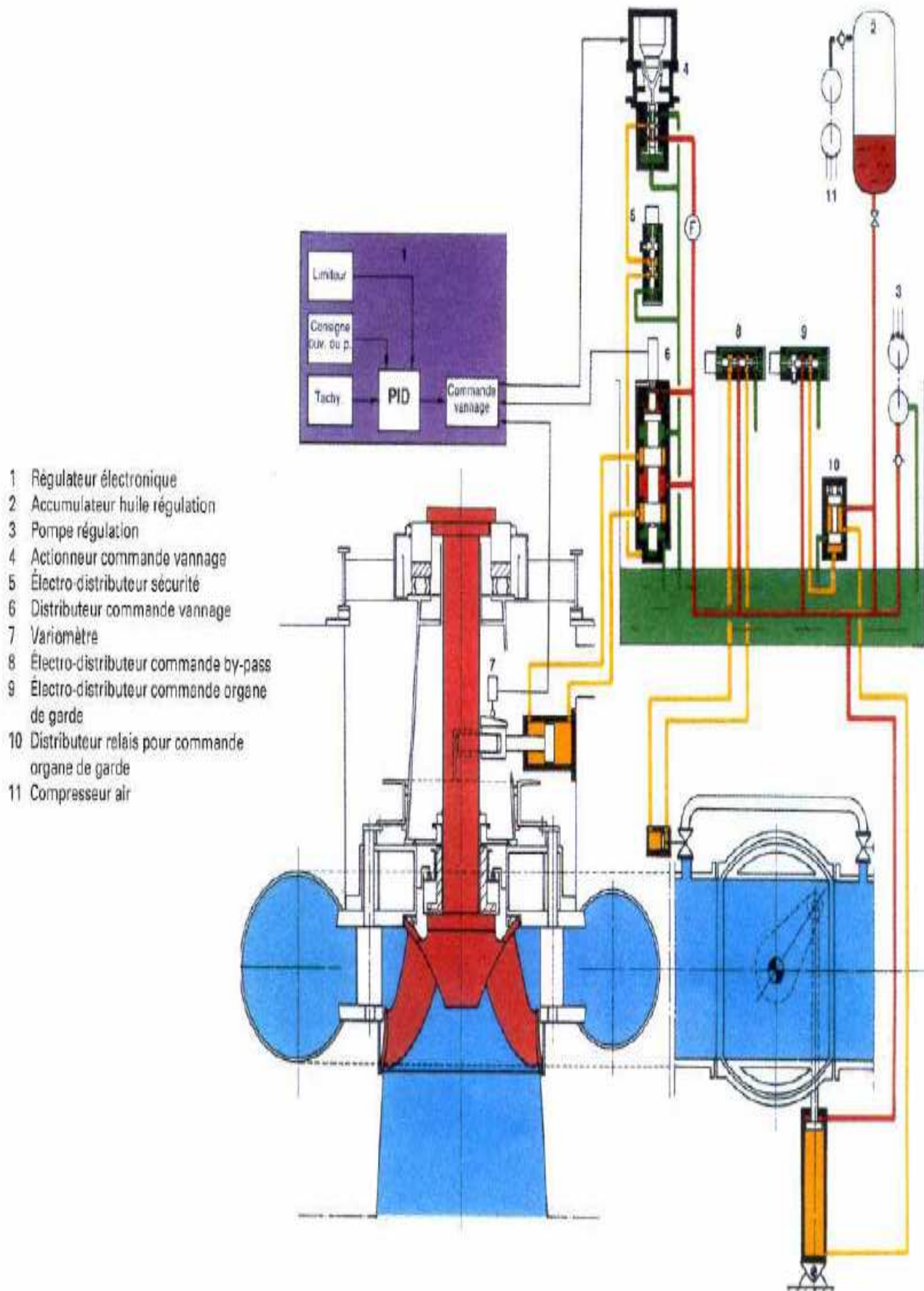
Il est donc indispensable de faire des études de stabilité prenant en compte les paramètres de l'adduction d'eau, de la turbine, de ses caractéristiques et organes de réglage, de son régulateur de vitesse et de l'installation électrique (alternateur, régulateur de tension, lignes du réseau, etc.). De grandes variations de charge induisent des variations importantes de vitesse qu'il faut limiter en modifiant rapidement la position de l'organe de contrôle du débit. Mais si cette modification est trop rapide, il en résulte un coup de bélier qui peut être dangereux pour l'installation.

Des programmes de calcul sur ordinateur prenant en compte les caractéristiques de la turbine, de l'alternateur et de l'adduction d'eau permettent d'aboutir à un compromis entre surpression et survitesse en définissant une loi de vitesse maximale de manœuvre des organes de réglage du débit.

#### ○ **Emballement :**

Les groupes hydrauliques sont calculés pour résister à l'emballement (fonctionnement à couple résistant nul) sous la chute maximale : cela constitue une clause contractuelle de dimensionnement de la turbine et de l'alternateur.

Or, cet emballement dépend de l'ouverture du distributeur, de celle des pales si elles sont mobiles et de la cavitation. Donc, hors influence de la cavitation, il faut connaître la courbe d'emballement pour les machines à un seul organe de réglage et la colline d'emballement pour les machines à double réglage. Le coefficient d'emballement (rapport de la vitesse d'emballement à la vitesse de synchronisme) traduit aussi l'aptitude au marnage de la machine à réaction. Ce coefficient, à peine supérieur à 1 pour la turbine Francis de très haute chute.



**Figure2.9** : Régulation d'une turbine Francis.

### **2.3. Turbines Kaplan et hélice :**

Les turbines Kaplan et hélice sont des machines à réaction et à injection totale adaptée aux faibles chutes et aux débits élevés (la turbine Kaplan est à pales réglables en marche, la turbine hélice est à pales fixes). Leur structure générale (figure 2.10) est la même que celle des turbines Francis à axe vertical. L'écoulement dans le rotor est néanmoins purement axial.

La turbine Kaplan est utilisée dans une gamme de chute comprise environ entre 12 et 60 m. Ses performances sont élevées sur une large variation de chute et de charge, grâce à son double réglage conjuguant les positionnements des pales et du vannage.

L'état actuel de la technologie permet de concevoir des machines de grandes dimensions réalisées en sous-ensembles transportables, jusqu'à des diamètres de roue de l'ordre de 10 m et des puissances pouvant aller jusqu'à 250 MW unitaires.

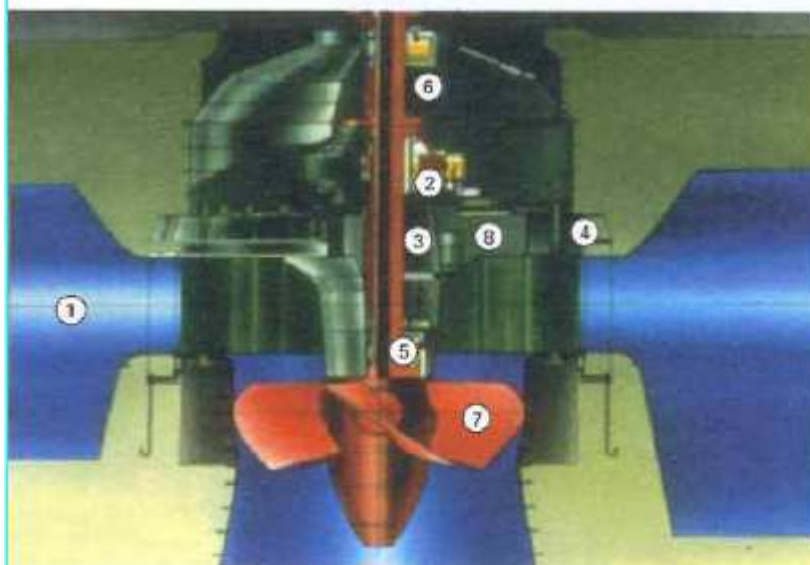
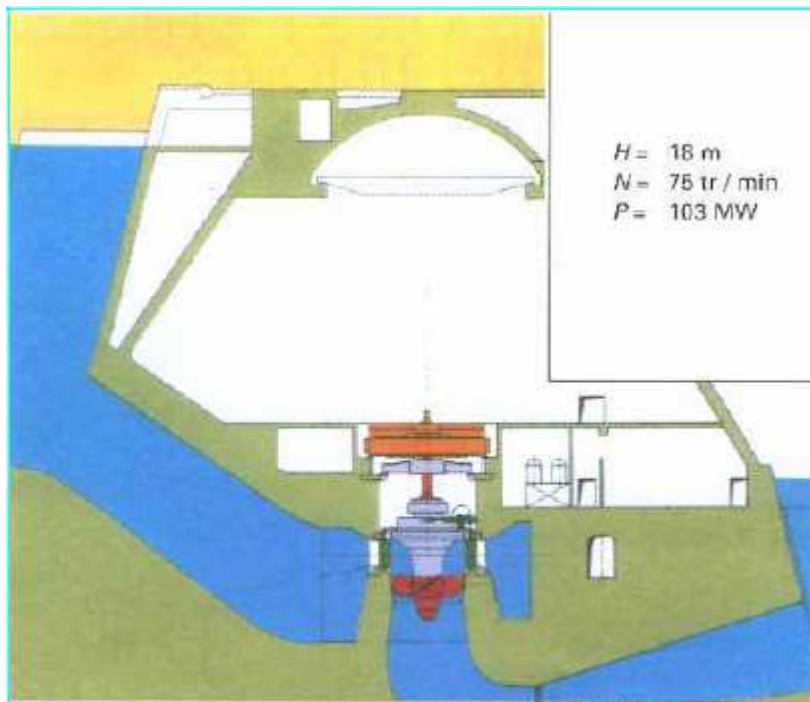
Ainsi, dans le cas d'équipements de grands cours d'eau, ces conceptions et réalisations permettent de réduire notablement le coût de l'investissement.

La turbine Kaplan présente des avantages remarquables par rapport aux autres types de machines qui pourraient lui être substitués 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.

Enfin, la turbine Kaplan est mieux adaptée que la turbine Francis aux variations de charge et de chute, au prix – il est vrai – d'un coefficient d'emballement (rapport de la vitesse d'emballement à la vitesse de synchronisme) plus élevé.

Seules les particularités des turbines Kaplan ou hélice par rapport aux turbines Francis seront détaillées ci-après.



- 1 bache frontospirale en béton
- 2 pivot à membranes
- 3 fond support de pivot démontable
- 4 flasque supérieur scellé (externe)
- 5 palier à cuve tournante
- 6 palier intermédiaire avec croisillon support, type coque
- 7 pale
- 8 flasque interne

**Figure 2.10 :** Turbine Kaplan centrale de Porto Primavera

### **2.3.1 Conception mécanique :**

#### **○ Parties fixes :**

##### **▪ Flasques :**

Pour les turbines de grande dimension, on a développé un flasque supérieur réalisé en deux parties concentriques. Le premier, appelé flasque externe, peut être combiné avec l'avant distributeur et permet une simplification mécanique et une diminution du coût ; le second, appelé flasque interne, est démontable et permet de sortir la roue sans avoir à démonter le distributeur.

Dans ce cas, le démontage des directrices se fait par le bas, après dégagement du flasque inférieur.

##### **▪ Distributeur :**

Du fait des faibles chutes, la bêche d'alimentation d'une turbine Kaplan est le plus souvent du type frontospirale en béton (figure 2.10). Cette construction conduit notamment à des entraxes de machines plus faibles dans le cas des centrales comportant plusieurs groupes en parallèle ; elle est aussi plus favorable du point de vue hydraulique, d'une part parce que les pertes par frottement y sont réduites, d'autre part parce que le moment cinétique qu'elle induit est plus faible.

#### **○ Parties tournantes :**

Lorsque les pales sont fixées sur le moyeu, ces turbines sont appelées hélice : leur courbe de rendement est très pointue, ce qui limite leur utilisation aux cas rares où le débit varie peu.

La très grande majorité est équipée de roues à pales réglables en marche (roue Kaplan). Une loi de conjugaison est obtenue au moyen d'un automate qui, en exploitation, asservit l'angle d'incidence des pales à l'ouverture du distributeur de façon à obtenir le rendement optimum en fonction des variations du débit à absorber (et des variations de la hauteur de chute).

La roue, du type axial, a la forme d'une hélice constituée d'un nombre restreint de pales. Ces pales, généralement construites en acier inoxydable et parfaitement polies, ne sont pas réunies par une couronne extérieure.

Pour les turbines de grandes dimensions, on utilise la technique des pales avec tourillons rapportés au moyeu. Cette conception permet le montage complet du moyeu en usine. Les pales envoyées séparément sur le site sont ensuite fixées aux tourillons par goujons sous tension. Cette méthode résout donc les problèmes de transport des roues de grandes turbines tout en évitant les difficultés d'un montage mécanique du moyeu sur le chantier.

Cette conception peut être également envisagée pour les machines de dimensions plus modestes mais, dans ce cas, lorsque les gabarits de transport permettent un montage complet de la roue en usine, on peut lui préférer des pales avec tourillons monoblocs.

#### ○ **Aspirateur :**

Dans une turbine Kaplan, l'aspirateur joue toujours un rôle important; en effet, en raison des conditions de fonctionnement de ce type de machine (faible chute et vitesse d'écoulement élevée), l'énergie cinétique à la sortie du rotor peut représenter jusqu'à 40 % de l'énergie massique disponible. Il importe donc de récupérer cette énergie dans les meilleures conditions possibles. Il faut remarquer que, du fait même de la récupération de l'énergie cinétique résiduelle, la dépression à la sortie du rotor est importante. Pour en diminuer l'effet (cavitation), on est amené à placer la roue sous le niveau de restitution aval et à réaliser des aspirateurs- diffuseurs coudés.

Cette solution implique des précautions particulières à prendre en cas d'annulation brusque du débit pour cause de rupture de charge. En effet, dans ce cas, le vannage de la machine se ferme rapidement mais la masse d'eau importante qui chemine dans l'aspirateur n'est que progressivement freinée et la dépression à la sortie de la roue augmente ; au bout de quelques secondes, cette masse d'eau s'arrête et revient en arrière, sollicitée à la fois par le vide qui s'est créé à partir du distributeur et par la contre-pression du niveau aval de restitution. Il en résulte un coup de bélier en retour qui peut endommager gravement le rotor de la machine. Le remède consiste :

— soit à placer sur le couvercle de la turbine des soupapes automatiques d'admission d'air qui s'ouvrent lorsque la fermeture du vannage est assez rapide pour provoquer en aval des aubes directrices une dépression suffisante (l'air introduit joue le rôle de matelas élastique vis-à-vis du coup de bélier en retour et protège ainsi la machine).

— soit à utiliser une loi de manœuvre d'urgence du vannage relativement lente pour diminuer les surpressions et les dépressions.

### **2.3.2 Organe de garde :**

L'organe de garde est généralement constitué par une ou plusieurs vannes plates placées, selon la spécificité de l'installation, à l'amont ou à l'aval de la turbine.

### **2.3.3 Régulation :**

Elle est identique à celle d'une turbine Francis (figure 2.9) à laquelle est ajouté un circuit d'asservissement conjuguant la position des pales à celle du vannage.

### **2.3.4 Fonctionnement en déchargeur :**

#### **○ Fonctionnement sans vanne aval :**

Les aménagements de basse chute doivent être protégés en cas d'annulation brusque du débit turbiné résultant d'un déclenchement des groupes. Il faut en effet éviter qu'une onde, positive dans le bief amont ou négative dans le bief aval, se propage, cela pour ne pas gêner la navigation ou encore pour prévenir des débordements.

L'équipement classique de protection comporte des déversoirs de décharge évacuant les débits déviés des turbines. Cet équipement est coûteux. Une solution de remplacement avantageuse est l'utilisation des turbines elles-mêmes pour l'évacuation du débit ; c'est le fonctionnement en déchargeur réalisable avec des turbines Kaplan (ou bulbe). Ce fonctionnement est obtenu en dé conjuguant les commandes du cercle de vannage et des pales du rotor, le distributeur étant partiellement ouvert et le rotor étant au contraire totalement ouvert. On arrive ainsi à dissiper suffisamment de puissance dans la turbine tout en évitant l'emballement de celle-ci.

#### **○ Fonctionnement avec vanne aval :**

Pour des fonctionnements en déchargeur à fort débit (70 % du débit nominal), on incorpore à l'extrémité de l'aspirateur une vanne qui, partiellement fermée, réduit l'énergie disponible à la turbine et dissipe elle-même une certaine puissance ; dans ce cas, le vannage et les pales sont complètement ouverts.

La vanne aval, partiellement baissée, engendre une perte de charge locale dans le conduit d'évacuation, d'où une forte remontée de la pression dans l'aspirateur.

En fait, la turbine fonctionne alors à l'emballement mais sous une hauteur de chute très réduite qui correspond à une vitesse de rotation inférieure au synchronisme et avec une pression élevée dans l'aspirateur, ce qui diminue notablement le risque de cavitation.

La vanne, de son côté, travaille sous une chute relativement proche de la chute totale et l'énergie de l'eau se dissipe à son aval sous forme de remous dans le canal de fuite, donc en dehors de la centrale.

Ce fonctionnement en déchargeur avec vanne aval est celui qui permet le plus grand débit, aussi s'est-il généralisé sur la plupart des turbines Kaplan.



**Chapitre3 :**  
**Fonctionnement des**  
**turbines hydrauliques**

## Fonctionnement des turbines hydrauliques :

La roue d'une machine hydraulique est toujours conçue spécialement pour l'aménagement auquel elle est destinée car c'est l'élément qui le premier transforme l'énergie hydraulique en énergie mécanique sur l'arbre de la turbine.

Chaque site présente des caractéristiques qui lui sont propres en ce qui concerne l'énergie disponible  $E$ , ou chute nette  $H = E / g$ , et le débit exploitable. Cette diversité conduit à développer des tracés de roue différents pour chaque aménagement et c'est en ce sens que l'on parle de roue prototype pour la machine industrielle parce qu'en général cette roue sera le spécimen unique adapté au site considéré.

Le terme de chute est encore très utilisé dans le langage courant. Sur prototype, la chute varie entre une valeur maximale et une valeur minimale en passant par une chute que l'on rencontre le plus fréquemment appelée chute nominale. Sous la chute nominale, on définit la puissance nominale (respectivement le débit nominal) qui est la puissance maximale délivrée par la turbine.

Dans ce cas précis, on parle aussi de puissance dix dixième ou de puissance de pleine charge.

## 2. Rappels concernant la similitude :

Deux turbomachines sont dites du même type lorsqu'elles sont géométriquement semblables, c'est-à-dire que toutes les longueurs sont dans le même rapport de similitude géométrique.

L'écoulement en charge à grand nombre de Reynolds à travers la turbine obéit aux mêmes lois de similitude que l'écoulement en fluide parfait, sauf en ce qui concerne les pertes.

La similitude de Combe-Rateau relie les débits aux chutes et deux turbines géométriquement semblables, indice p pour le prototype, indice m pour le modèle vérifieront :

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \left[ \left( \frac{D_p}{D_m} \right)^2 \left( \frac{H_p}{H_m} \right)^{1/2} \right] \dots\dots\dots(1)$$

Avec :

Q : débit volumique,

D : diamètre de sortie roue,

H : chute nette.

À rendement égal entre modèle et prototype, les puissances  $P$  sont telles que :

$$\frac{P_p}{P_m} = \left[ \left( \frac{D_p}{D_m} \right)^2 \left( \frac{H_p}{H_m} \right)^{3/2} \right] \dots\dots\dots(2)$$

Et les couples  $C$  sont tels que :

$$\frac{C_p}{C_m} = \left[ \left( \frac{D_p}{D_m} \right)^3 \left( \frac{H_p}{H_m} \right) \right] \dots\dots\dots(3)$$

Pour comparer les caractéristiques hydrauliques des turbines semblables, on définit d'autres variables réduites qui correspondent à un fonctionnement en similitude sous une hauteur de chute  $H$  de 1 m avec un diamètre de roue de 1 m. On repère ces variables en les affectant d'un double indice 11 qui rappelle leur origine (lire par exemple  $N_{11}$  un un pour la vitesse réduite et non pas  $N$  onze). On trouve ainsi :

$$n_{11} = \frac{n \cdot D}{H^{1/2}} \dots\dots\dots(4)$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{(D^2 \cdot H^{1/2})} \dots\dots\dots(5)$$

$$P_{11} = \frac{P}{(D^2 \cdot H^{3/2})} \dots\dots\dots(6)$$

$$T_{11} = \frac{T}{(D^3 \cdot H)} \dots\dots\dots(7)$$

**Nota :** la dimension des variables réduites est hybride. Néanmoins par tradition,  $n_{11}$  s'exprime en tr / min (pour  $n$  défini en tr / min),  $Q_{11}$  en L / s (pour  $Q$  défini en L / s), etc.

Pour un modèle réduit, cette représentation facilite la détermination des caractéristiques du prototype.

Pour caractériser le type de roue adaptée au projet, on a introduit la notion de **vitesse spécifique** qui constitue la base du classement des turbomachines. Au fur et à mesure que la vitesse spécifique augmente, la forme des aubes de la roue évolue progressivement de la forme radiale vers une forme plus axiale.

Par définition, le **nombre de tours spécifique d'une pompe**  $n_q$  en un point de fonctionnement est égal à la vitesse de rotation exprimée en tr/min d'une machine de la même famille fonctionnant en similitude avec un débit unitaire de 1 m<sup>3</sup>/s sous une hauteur de 1 m.

Pour un point de fonctionnement caractérisé par un débit  $Q$ , une hauteur  $H$  et une vitesse de rotation  $n$ , on peut montrer que :

$$n_q = \frac{n \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}} \dots\dots\dots(8)$$

Pour une turbine, des raisons historiques font que la définition est différente de celle relative aux pompes.

Par définition le **nombre de tours spécifique d'une turbine**  $n_s$  en un point de fonctionnement est égal à la vitesse de rotation exprimée en tr/min d'une turbine de même type fonctionnant en similitude sous une hauteur de 1 m avec de l'eau de masse volumique égale à 1 000 kg/m<sup>3</sup> en fournissant une puissance à l'arbre de 1 ch.

En un point de fonctionnement particulier (n, H, P), on obtient :

$$n_s = \frac{n \cdot P^{1/2}}{H^{5/4}} \dots\dots\dots(9)$$

Dans la définition de la vitesse spécifique, on peut aussi utiliser la puissance en kW soit 1 ch = 0,736 kW. Signalons ici une forme simplifiée de la vitesse spécifique en utilisant les variables réduites  $n_{11}$  et  $P_{11}$  :

$$n_s = n_{11} \cdot P_{11}^{1/2} \dots\dots\dots(10)$$

Reste à choisir le point (n, H, P) pour calculer le  $n_s$ . Certains constructeurs définissent la vitesse spécifique au point de meilleur rendement de la turbomachine. Chez Alstom power hydro (anciennement société Neyrpic), on a choisi de prendre par convention le point situé sur la chute de meilleur rendement là où le rendement est égal au rendement maximal diminué de 3 %. Dans la pratique, ce point est très proche du point de fonctionnement à pleine puissance d'une machine industrielle.

### 3. Essais sur modèle réduit :

Les calculs d'écoulements tridimensionnels en fluide visqueux dans les turbomachines ont fait de grands progrès ces dernières années. Malgré tout, l'étude des écoulements diphasiques reste encore un problème majeur pour le numéricien. En effet la **cavitation**, c'est-à-dire la formation de bulles ou de poches de vapeur dans l'écoulement, est une spécificité de la turbine hydraulique dès lors que la pression au sein du liquide atteint le niveau de la tension

de vapeur  $P_{va}$ . Il n'est donc pas possible d'établir par le calcul une colline complète de rendement suffisamment précise pour vérifier les garanties de fonctionnement de la turbomachine. Le modèle réduit reste encore le seul moyen utilisé pour la vérification des performances relatives à la **puissance**, le **rendement** ou la **cavitation** de la machine prototype. Le déroulement des essais sur modèle réduit a fait l'objet de normes établies par une commission électrotechnique internationale (CEI) où la plupart des constructeurs, des laboratoires indépendants et des sociétés nationales sont représentés.

Toutes les surfaces mouillées du modèle sont en similitude géométrique avec la machine industrielle depuis l'entrée de la bêche jusqu'à la sortie de l'aspirateur. Par ailleurs, la similitude hydraulique sera satisfaite si les rapports des forces d'inertie, de pression, de viscosité et de gravitation sont identiques entre modèle et prototype.

C'est ainsi que l'on définit :

- **Re le nombre de Reynolds** qui exprime le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité :

$$Re = \frac{D.u}{\nu} \text{ Avec } D \text{ diamètre de sortie roue pris comme longueur de référence,}$$

$$u = \frac{D\omega}{2} \text{ Vitesse d'entraînement ( } \omega \text{ vitesse angulaire de rotation),}$$

$\nu$  : Viscosité cinématique.

- **Fr le nombre de Froude** : qui est la racine carrée du rapport des forces d'inertie aux forces

de gravité :

$$Fr = \left( \frac{E}{g.D} \right)^{1/2} \text{ ou } Fr = \left( \frac{H}{D} \right)^{1/2} \dots\dots\dots(11)$$

- **$\sigma$  (sigma) le nombre de Thoma** :

$$\sigma = \frac{NPSE}{E} = \frac{NPSH}{H} \dots\dots\dots(12)$$

Avec  $NPSE$  énergie spécifique côté basse pression (indice 2)

$$NPSE = \frac{P_{abs2} - P_{va}}{\rho} + \frac{V^2}{2} + g(Z_D - Z_2) \dots\dots\dots(13)$$

Dans cette formule le plan médian du distributeur  $Z_D$  est pris comme niveau de référence pour le calcul du  $NPSE$ .

Si maintenant, on situe le côté basse pression au niveau aval là où la pression est égale à la pression atmosphérique  $p_{atm}$  et où la vitesse  $V_2$  peut être considérée comme nulle, on retrouve la définition habituelle du sigma d'installation de la machine prototype  $\sigma_p$  ramené à l'axe distributeur de la machine :

$$\sigma_p = \frac{\left[ \frac{P_{atm} - P_{va}}{\rho} - g \cdot (Z_D - Z_{aval}) \right]}{E} \dots\dots\dots(14)$$

ou encore :

$$\sigma_p = \frac{\left[ \frac{P_{atm} - P_{va}}{\rho \cdot g} - (Z_D - Z_{aval}) \right]}{H} \dots\dots\dots(15)$$

Dans la pratique, les conditions d'essais ne permettent pas de respecter complètement cette similitude hydrodynamique. C'est en particulier le cas du rendement pour lequel le Reynolds du modèle est nettement inférieur au Reynolds prototype. Il est alors nécessaire d'effectuer des corrections pour transposer les résultats à l'échelle industrielle.

Les conditions d'apparition de la cavitation restent en similitude si le coefficient de cavitation  $\sigma_p$  est identique entre modèle et prototype.

Pour une chute d'essai modèle qui est souvent nettement plus petite que la chute prototype, le  $NPSH$  affiché sur le modèle côté basse pression est inférieur à la pression atmosphérique d'où la nécessité d'utiliser une pompe à vide sur le circuit.

Pour s'en convaincre, il suffit de considérer une machine industrielle fonctionnant sous 100 m de chute avec un enfoncement ( $z_{aval} - z_D$ ) de 4 m, une pression atmosphérique  $P_{atm} / \rho \cdot g$  égale à 10,33 m et une pression de vapeur  $P_{va} / \rho \cdot g$  estimée à 0,33 m. Toutes les grandeurs sont homogènes à une longueur (c'est une vieille habitude d'hydraulicien que de travailler en mètres de colonne d'eau) et on trouve :

$$\sigma_p = ((10,33 - 0,33) + 4) / 100 = 0,14 \dots\dots\dots(16)$$

Si maintenant les essais de cavitation sont conduits sous 20 m de chute l'égalité de  $\sigma_p$  impose sur modèle un  $NPSH$  égal à 0,14 multiplié par 20 soit 2,8 m.

Pour assurer une bonne concordance hydraulique entre modèle et prototype d'une turbine Francis, le code CEI exige de respecter un diamètre de sortie roue modèle minimal de 250

mm, un nombre de Reynolds  $Re$  supérieur à  $4.10^6$  et une énergie hydraulique massique  $E(j/Kg)$  au moins égale à 100 ce qui correspond à une chute de 10m environ .

Ces exigences du code ont pour objet d'une part d'assurer une bonne similitude géométrique entre le modèle et le prototype et d'autre part de réaliser les essais sur modèle avec un nombre de Reynolds suffisamment élevé.

Les pompes installées sur le circuit de la plate-forme d'essais doivent être capables de couvrir toute la zone de fonctionnement de la machine prototype en terme de  $n_{11}, Q_{11}$  et  $P_{11}$ .

En fait, le diamètre de sortie de la roue modèle et la chute d'essai sont généralement fixés par le cahier des charges. Il est parfois nécessaire d'obtenir une dérogation concernant la chute d'essai si les possibilités de la plate-forme sont insuffisantes.

## **4. Mesure du rendement et de la puissance :**

### **4.1 Sur modèle réduit :**

Pour établir une colline de rendement, les essais sont conduits généralement sous chute constante et hors cavitation c'est-à-dire que le  $\sigma$  affiché est nettement supérieur au  $\sigma$  d'installation.

Pour cela, il suffit de maintenir la cuve aval à la pression atmosphérique.

Cette manière de faire facilite grandement l'automatisation de la mesure sinon il faudrait procéder manuellement point par point pour ajuster le  $\sigma$  à l'aide de la pompe à vide.

L'influence du  $\sigma$  est prise en compte uniquement aux points de rendement garantis sous les chutes garanties lors des essais de cavitation.

Comme les pertes mécaniques sont différentes entre modèle et prototype, le rendement hydraulique  $\eta_h$  est calculé à partir de la puissance mécanique  $P_{mec}$  mesurée sur l'arbre de la turbine et de

la puissance hydraulique  $P_{hyd}$  disponible entre l'entrée et la sortie du modèle.

$$\eta_h = \frac{P_{mec}}{P_{hyd}} \dots\dots\dots(17)$$

Toute mesure physique n'a de sens que si elle est associée avec une incertitude de mesure. Sur les plates-formes les plus récentes, le rendement est déterminé à 0,2 % près. L'étalonnage des appareils de mesure constitue donc un préalable indispensable avant toute procédure d'essai.

La **puissance mécanique**  $P_{mec}$  se calcule à partir de la mesure du couple  $T_{mec}$  sur l'arbre de la turbine et de la mesure de la vitesse de rotation  $n$  du modèle :

$$P_{mec} = 2.\pi.n.T_{mec} \dots\dots\dots(18)$$

Ici  $n$  s'exprime en tours par seconde.

Dans son principe la mesure du couple est assurée par un bras de levier monté en balance sur l'arbre de la turbine à l'extrémité duquel des poids étalonnés sont appliqués.

Parmi les mesures possibles de la vitesse de rotation, citons le comptage des impulsions fournies dans un temps donné par une roue dentée montée sur l'arbre de la turbine.

La **puissance hydraulique** se détermine à partir de l'énergie massique  $E$  et du débit  $Q$  qui passe dans la roue.

$$P_{hyd} = E.(\rho.Q) = \rho.g.Q.H \dots\dots\dots(19)$$

Pour des essais réalisés sous des chutes inférieures ou égales à 40 m, la compressibilité de l'eau est négligeable alors on peut montrer que l'énergie disponible est donnée par :

$$E = \frac{\Delta P}{\rho} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} \dots\dots\dots(20)$$

Dans cette formule, le terme  $\Delta P$  est la mesure obtenue par le capteur différentiel branché entre les sections 1 et 2.

$V_1$  et  $V_2$  sont respectivement les vitesses moyennes de l'écoulement calculées dans les sections 1 et 2 qui sont respectivement l'entrée et à la sortie du turbine à partir de la mesure du débit  $Q$ .

La mesure du débit se fait en simultanée sur deux débitmètres (un débitmètre à hélice et un débitmètre électromagnétique, par exemple).

De même, le capteur de pression différentiel est doublé pour pouvoir contrôler à tout instant la concordance des mesures effectuées.

En définitive, le rendement hydraulique est calculé par :

$$\eta_h = \frac{2.\pi.n.T_{mec}}{\rho.g.H.Q} \dots\dots\dots(21)$$

La figure 3.3 présente une colline complète de rendement  $\eta_m = f(Q_{11}, n_{11})$  où onze ouvertures a du distributeur ont été testées dans une gamme de  $n$  11 couvrant toute la plage de fonctionnement pondéré de la machine industrielle.



On peut également tracer une colline de rendement dans le plan ( $P_{11}$ ,  $n_{11}$ ). La variation du  $n_{11}$  est assurée en jouant sur la vitesse de rotation du modèle ainsi le nombre de Reynolds est différent entre deux points de mesure successifs. La figure 4 est une coupe effectuée dans la colline  $\eta_m = f(P_{11}, n_{11})$  à  $n_{11}$  constant. On voit apparaître une décroissance rapide du rendement à partir d'une certaine puissance réduite. La puissance recueillie sur l'arbre turbine dépend du produit  $\eta_m \cdot Q$  qui tend vers une limite lorsque les pertes se mettent à croître plus vite que l'augmentation du débit. On trouve ainsi une puissance de saturation pour la chute considérée. La machine industrielle ne fonctionne jamais à la puissance de saturation car dans cette zone, la transposition du rendement mesuré sur modèle n'est pas fiable pour le prototype. Une marge de quelques pour-cent est assurée entre la puissance dix dixièmes et la puissance de saturation.

Lorsque les garanties sont relatives aux performances du prototype, la puissance et le rendement hydraulique sont calculés à partir des mesures effectuées sur le modèle à l'aide d'une formule de transposition qui prend en compte la différence du nombre de Reynolds entre modèle et prototype.

## 4.2 Transposition à l'échelle industrielle :

Pour les turbines Francis, le rendement du prototype sera calculé à partir du rendement modèle tel que :

$$\eta_p = \eta_m + \Delta\eta$$

avec l'effet d'échelle :

$$\Delta\eta = \delta_{ref} \cdot \left( \left( \frac{Re_{ref}}{Re_m} \right)^{0.16} - \left( \frac{Re_{ref}}{Re_p} \right)^{0.16} \right) \dots\dots\dots(22)$$

Où

$$\delta_{ref} = \frac{1 - \eta_{opt,m}}{\left( \frac{Re_{ref}}{Re_{opt,m}} \right)^{0.16} + \frac{(1 - V_{ref})}{V_{ref}}} \dots\dots\dots(23)$$

La formule de transposition n'est pas simple ! L'exposant 0,16 et le coefficient  $V_{ref}$ , représentant la partie transposable des pertes hydrauliques, ont été déterminés par comparaison entre le rendement d'un modèle essayé sur différentes plates-formes d'essais à des nombres de Reynolds différents et le rendement mesuré sur le prototype. La valeur de  $V_{ref}$  retenu à un Reynolds de référence de  $7 \times 10^6$  est de 0,7 pour les turbines Francis. Le coefficient  $\delta_{ref}$  est calculé au point de meilleur rendement du modèle réduit à partir de la totalité des pertes ( $1 - \eta_{opt,m}$ ) trouvées en ce point.

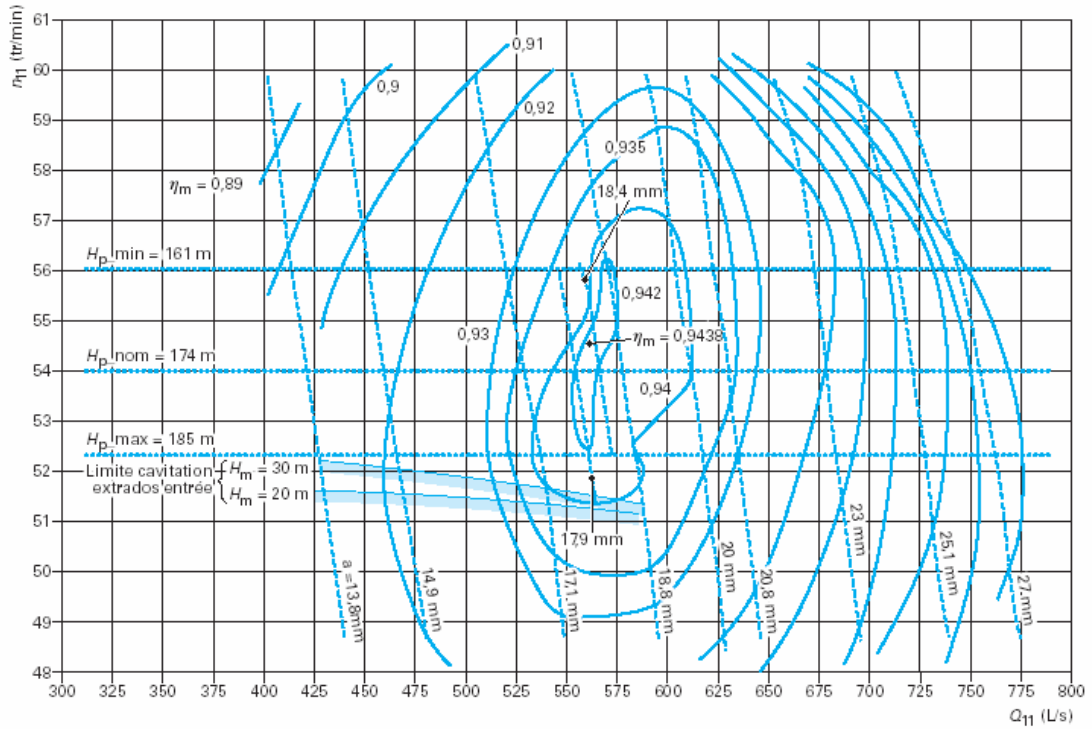


Figure 3.3 : Colline de rendement

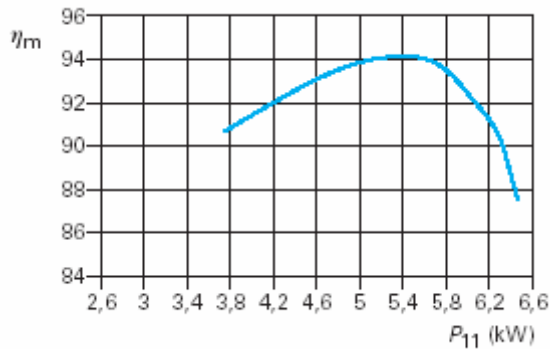


Figure 3.4 : Courbe  $\eta_m = f(P_{11})$

$Re_p$  et  $Re_m$  sont respectivement le Reynolds de la machine prototype et le Reynolds du point considéré sur le modèle réduit.

Les majorations  $\Delta\eta$  habituellement rencontrés se situent au voisinage des 2 % de rendement.

La puissance sur l'arbre turbine sera calculée en tenant compte de la masse volumique de l'eau, la gravité et le rendement hydraulique du prototype :

$$P_p = \eta_p \cdot \rho_p \cdot g_p \cdot Q_p \cdot H_p \dots\dots\dots(24)$$

qui s'écrit aussi en introduisant la valeur de  $Q_{11}$  :

$$P_p = \eta_p \cdot \rho_p \cdot g_p \cdot Q_{11} \cdot D_p^2 \cdot H^{3/2} \dots\dots\dots(25)$$

Comme pour le modèle réduit, on peut tracer une colline débit chute ou une colline puissance-chute et faire des coupes aux chutes qui correspondent à des valeurs de rendement pondéré garanti. Les garanties sur le rendement seront satisfaites si ce rendement pondéré, calculé à partir des rendements obtenus aux puissances ou débits spécifiés dans le contrat, est meilleur que le rendement pondéré garanti compte tenu éventuellement de l'incertitude de mesure.

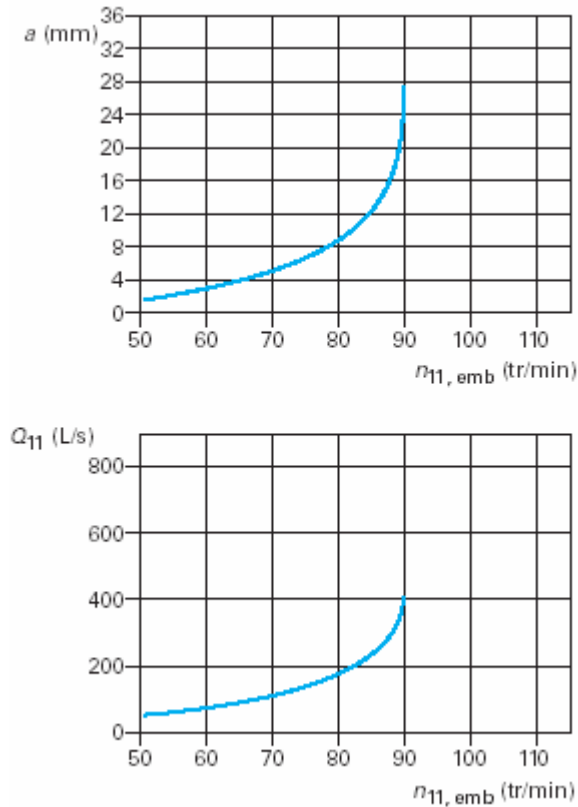
Le rendement au cœur de la colline, soit au point de meilleur rendement, fait parfois l'objet d'une garantie particulière. Il donne déjà au moment de l'avant-projet un bon aperçu sur le niveau global de la colline de rendement proposée.

Pour conclure, il est bon de rappeler que la mesure du rendement est un passage obligé avant de procéder à tout essai complémentaire sur la turbine. Dans l'hypothèse où les garanties de rendement ne sont pas satisfaites, le constructeur a le choix entre deux solutions :

- faire un nouveau tracé de roue.
- s'acquitter de pénalités calculées sur le déficit en rendement.

Le montant des pénalités est souvent très élevé (plusieurs centaines de milliers de dollars par dixième de point manquant) aussi le responsable du projet choisit rarement cette solution.

Signalons aussi que le rendement fait souvent l'objet de mesures industrielles pour confirmer les résultats issus du modèle réduit.



**Figure 3.5 :** Ouverture de distributeur et débits réduits en fonction de la vitesse d'emballement.

## 5. Emballement :

Lors d'un déclenchement du groupe turboalternateur, la turbine s'emballe. L'emballement est un point d'équilibre stable où la puissance délivrée sur l'arbre turbine est égale à zéro et où la vitesse de rotation du groupe, pour une roue Francis, peut atteindre 1,5 à 2 fois la vitesse de rotation de synchronisme de l'alternateur. La vitesse d'emballement constitue une garantie de contrat car elle conditionne le dimensionnement de l'alternateur. L'accroissement de la vitesse d'emballement produit une augmentation des contraintes sur le rotor de l'alternateur, ce qui renchérit le prix de la machine.

La vitesse d'emballement théorique stabilisée mesurée sur modèle dépend de l'ouverture du distributeur. L'ouverture de marche à vide est l'ouverture du distributeur qui correspond à la vitesse d'emballement égale à la vitesse de synchronisme de l'alternateur.

La figure 3.5 montre l'évolution de la valeur du débit réduit  $Q_{11}$  et de l'ouverture  $a$  du distributeur en fonction de la vitesse d'emballement  $n_{11,emb}$ .

Les essais sont conduits hors cavitation et sous chute réduite pour ne pas détériorer le modèle réduit. Une mesure effectuée au sigma d'installation à l'ouverture nominale de la machine

industrielle montre généralement que le  $\sigma_p$  n'a pas d'influence significative sur la vitesse d'emballlement.

La vitesse d'emballlement prototype est calculée par la relation suivante :

$$n_{p,emb} = \frac{n_{11,emb} \cdot H_p^{1/2}}{D_p} \dots\dots\dots(26)$$

Les pertes mécaniques et les pertes de vantellerie font que la vitesse d'emballlement industrielle est légèrement inférieure à la valeur précédente.

Sur la machine industrielle, les survitesses et les surpressions instantanées que l'on rencontre dans un mouvement in stationnaire dépendent de la géométrie de l'installation (conduites forcées, nombre de groupes, organes de garde, forme de l'évacuation, cheminée d'équilibre, etc.), de l'inertie des masses tournantes et de la loi de fermeture du distributeur en cas d'arrêt de la machine. Ces surpressions font l'objet de garanties particulières qui ne peuvent être appréhendées directement sur modèle par des essais en fonctionnement dynamique mais uniquement par le moyen du calcul des transitoires. En effet, le modèle réduit ne représente en rien la configuration générale de l'installation industrielle. Contractuellement, pour la détermination des performances hydrauliques, seule la similitude géométrique depuis l'entrée de la bêche jusqu'à la sortie de l'aspirateur est imposée. Pour cette raison, la colline de rendement est complétée jusqu'à l'emballlement voire le sur emballlement pour suivre par calcul le point de fonctionnement au cours d'un cheminement transitoire.

## **6. Cavitation :**

### **6.1 Différents types de cavitation :**

Les observations de cavitation sur modèle réduit ne sont possibles qu'en eau claire d'où la nécessité de procéder à un dégazage de l'eau du circuit pendant plusieurs heures à faible valeur de sigma. L'arrêt sur image d'une aube particulière est obtenu à l'aide d'un éclairage stroboscopique. Le défilement des aubes permet de relever l'incidence d'un défaut de fabrication sur l'apparition de la cavitation.

Hormis une zone située dans le voisinage du cœur colline, la cavitation est omniprésente dans une roue de turbine hydraulique. À pleine charge, on trouve la cavitation de sortie qui débute généralement sur l'aubage en sortie de roue du côté de la ceinture. À charge partielle, les vortex générés par les incidences très négatives rencontrées aux faibles débits font leur apparition dans les canaux inter aubes de la roue. Sous fortes chutes (respectivement

basses chutes), la cavitation d'entrée extradados ou intrados est provoquée par un excès d'incidence positive ou négative sur l'arête d'entrée de la roue. Au sein de l'écoulement sous la roue, on voit apparaître un phénomène de torche quelle que soit la charge de la machine.

Tous ces différents types de cavitation font l'objet d'observations approfondies sur modèle réduit sans pour autant que l'on puisse juger avec certitude de l'importance de l'usure sur la machine industrielle.

Pour cette raison, le constructeur s'engage par contrat à ne pas dépasser un certain volume de métal arraché sur la roue industrielle après 8 000 heures voire une année de fonctionnement. Si la garantie n'est pas satisfaite, le manufacturier doit procéder à un rechargement de la partie détériorée à l'aide d'un matériau plus résistant à la cavitation.

## **6.2 Cavitation de sortie :**

En toute rigueur, les observations de cavitation doivent être faites sous chute de Froude pour respecter la similitude entre modèle et prototype. Tous les points géométriquement semblables ont le même sigma si on respecte le rapport  $\frac{D}{H}$  entre modèle et prototype.

C'est ainsi qu'une roue de 5 m de diamètre fonctionnant sous 100 m de chute nominale devrait être essayée sous 7 m de chute si le diamètre de la roue modèle est de 0,35 m.

La chute d'essai modèle est différente suivant que l'on se situe sous la basse chute ou la haute chute industrielle. Dans la pratique, si les dimensions de la machine prototype sont nettement inférieures à la chute industrielle, la chute d'essai retenue est la même que la chute utilisée pour la mesure du rendement.

Il est souhaitable néanmoins de respecter la similitude de sigma au point d'observation considéré.

C'est ainsi que les essais de cavitation sont réalisés en similitude de Thomas au point bas de l'aube de telle manière qu'en ce point, on ait une figure de cavitation représentative du phénomène observé sur le prototype.

## **6.3 Cavitation d'entrée et vortex de charge partielle :**

La limite de cavitation d'entrée extradados ou intrados est déterminée au moyen d'observations réalisées à l'endoscope situé entre distributeur et roue et pour un certain nombre d'ouvertures du distributeur.

La cavitation extradados apparaît en premier sur l'arête d'entrée de la roue au voisinage immédiat de la ceinture sous la forme d'un nuage de bulles in stationnaires. La similitude de

sigma entre modèle et prototype est assurée en ce point en utilisant la haute chute comme référence.

La cavitation intrados apparaît en premier sur l'arête d'entrée au voisinage immédiat du plafond sous la forme d'une lame de cavitation accrochée à l'aube de la roue. La similitude de sigma entre modèle et prototype est assurée en ce point en utilisant la basse chute comme référence. La zone cavitante est située dans l'angle mort de l'endoscope mais la limite peut être déterminée à partir du début des lâchés de bulles inter aubes si d'autres phénomènes perturbateurs ne viennent pas gêner les observations. Il est généralement reconnu que la cavitation intrados ne présente pas le même type d'agressivité que la cavitation extradados.

Comme pour la cavitation intrados, les vortex de charge partielle apparaissent sous forme de lâchés inter aubes puis, quand le débit diminue, se matérialisent sous forme de longues mèches qui viennent lécher la paroi du cône de l'aspirateur. Toute l'arête d'entrée est pratiquement concernée par ce phénomène et l'usure ne prend place que si on effectue un fonctionnement prolongé dans cette zone à risque.

## **7. Exemple de problème industriel :**

Dans cet exemple, un problème de fissuration a été rencontré à l'attache des aubes avec le plafond à la sortie de la roue et à l'attache des aubes avec la ceinture à l'entrée sur des roues de grandes vitesses spécifiques (figures 3.6 et 3.7). Ces fissurations ont été découvertes à l'occasion des visites périodiques effectuées sur les groupes. De nos jours, les problèmes de ce type sont peu fréquents depuis que l'ingénieur mécanicien est capable de déterminer par le calcul le champ des contraintes statiques exercées sur l'aube de la roue à partir de la carte des pressions fournie par l'hydraulicien. Les contraintes maximales en sortie d'aube côté plafond conduisent généralement à augmenter l'épaisseur du bord de fuite de l'aube dans cette zone. Le prix à payer se chiffre par un ou deux dixièmes de déficit sur le rendement.

Devant une telle situation, le constructeur se doit de trouver une explication et une solution pour assurer la pérennité de l'installation. Les caractéristiques hydrauliques des centrales concernées étaient les suivantes.

	Centrale 1	Centrale 2
Chute nominal (m)	31	44.5
Diamètre de sortie (mm)	4880	6960

Puissance nominale (MW)	50	165
Vitesse synchrone (tr/min)	112.5	85.7
Vitesse spécifique	344	303
	Réhabilitation	Nouveaux groupes

Pour mémoire, les roues de vitesses spécifiques voisines de 200 sont qualifiées de roue de ns moyen.

Dans les pays émergents, la production d'électricité est issue principalement des centrales électriques qui s'adaptent à la demande d'énergie. C'est ainsi que l'unité 4 de la première centrale a fonctionné 75 % de son temps au-dessous de 60 % de la puissance nominale. De nos jours, les constructeurs ne fixent pas de limitation sur le temps de fonctionnement à charge partielle étant entendu que la machine fonctionne le plus souvent à sa puissance maximale. Sur les roues de grand ns, les vortex de charge partielle apparaissent très vite au-dessous du cœur colline et sont non seulement bruyants mais très fluctuants.

Alstom power hydro décida donc de procéder à des mesures mécaniques et hydrauliques sur les deux roues de chaque centrale tant sur la machine prototype que sur le modèle réduit (le modèle réduit pour sa souplesse de fonctionnement, le prototype pour confirmer les résultats du modèle). Dans les deux cas, les campagnes d'essais réalisées d'une part sur le site et d'autre part conjointement dans les laboratoires de Lausanne et d'Alstom Grenoble ont été longues et coûteuses par les moyens mis en œuvre pour obtenir des résultats. Les roues ont été truffées de jauges de contrainte, d'accéléromètres et de prises de pression embarquées dans les zones sensibles où se sont produites les fissures.

Sur le modèle, les capteurs ont été implantés directement dans les aubes pour ne pas altérer la forme du profil. Les principaux enseignements fournis par ces essais ont été les suivants :

— les mesures d'allongement et de contrainte en statique effectuées sur les roues prototype ont confirmé les résultats des calculs réalisés par la méthode des éléments finis à l'aide du code ANSY .

— les vortex de charge partielle ont bien été identifiés comme source des fluctuations de pression et de contrainte dans une gamme de fréquences non explorées jusqu'alors (8 à 12 fois la vitesse de rotation de la roue) comme le montre les figures 3.6 et 3.7. Ces vortex sont plus marqués à débit réduit et engendrent un niveau de fluctuations de pression très important. On

note également la présence d'une torche de  $\frac{Q}{Q_{opt}} = 0.7$  ;



- les vibrations maximales de la roue ont été localisées à 70 % de la puissance nominale pour chacune des centrales. Des essais de fatigue ont montré que la durée de vie de la liaison aube plafond en sortie roue est 300 fois plus longue à pleine charge qu'à charge partielle.

Devant ce constat, des essais de modification de roue ont été proposés pour résoudre ce problème de fissuration des aubes.

L'adjonction d'une ceinture supplémentaire (figure 15) a eu pour effet non seulement de stabiliser l'écoulement à charge partielle avec une augmentation du rendement mais aussi d'augmenter la rigidité de la roue. Des mesures complémentaires effectuées in situ sur la roue modifiée du premier groupe de la centrale 1 ont mis en évidence une réduction significative des fluctuations d'allongement et de contrainte. On pouvait ainsi espérer une augmentation sensible de la durée de vie de la roue.



Figure 3.6 : Fissure à la jonction aube ceinture



Figure 3.7 : Fissure à la jonction aube plafond



Figure 3.8 : Roue Francis model modifié par Alstom

## 8. Conclusion :

Les essais sur modèle resteront encore pour longtemps le seul moyen d'étude de la turbomachine hydraulique. En hydraulique, comme dans beaucoup d'autres disciplines, la course au gigantisme est toujours d'actualité. Dans les années 70/80, les turbines d'Itaipu

ont été mises en service au Brésil. La centrale d'une puissance installée de 13 500 MW est équipée de 18 roues de 8 m de diamètre d'une puissance unitaire de 750 MW. Plus récemment, le projet pharaonique de Trois Gorges en Chine sur le Yang Tsé est en cours de réalisation. Dans un premier temps, 14 groupes d'une puissance unitaire de 710 MW seront installés sur la rive gauche du barrage.

Dans un deuxième temps, 8 groupes supplémentaires équiperont la rive droite. Le barrage de 2 km de large a une retenue de 600 km de long. C'est une véritable mer intérieure qui a été créée avec le risque de perturber tout l'écosystème de la région.

À l'époque de l'épopée brésilienne, les ingénieurs ont découvert un problème de fissuration de l'avant distributeur dans de nombreuses centrales de ce pays. L'origine de ces fissurations était due au couplage hydro élastique entre la fréquence des tourbillons de Karman et la fréquence propre des avants directrices. Les études qui ont été faites sur modèle réduit ont conduit à modifier le bord de fuite de l'avant directrice. Quel sera dans un futur proche le comportement des turbines de Trois Gorges ?

# Chapitre 4:Centrale Hydraulique

## **1-Introduction :**

En un siècle, l'énergie est devenue le moteur de l'ensemble de notre système de production et par conséquent un enjeu économique de la plus haute importance.

Il ne se passe pas un jour sans que nous utilisions l'énergie électrique, c'est un moyen indispensable pour notre développement présent et futur. Le seul problème, elle s'épuise, les gisements étant peu nombreux, les besoins étant nombreux, nous devons donc recourir à une solution: l'énergie renouvelable. Elle peut être obtenue par une centrale hydroélectrique, avec comme rôle transformer l'énergie potentielle de l'eau en énergie électrique. Ainsi les centrales hydroélectriques auront une place importante dans une nouvelle Ère qui semble être de plus en plus proche.

L'énergie hydraulique transformée par les centrales hydrauliques constitue une source d'énergie électrique gratuite, naturelle, rentable et indéfiniment renouvelable par le cycle de l'eau.

Dès nos jours, la grande hydraulique, puissances supérieures à 10 MW, produit le 5.8 % de la production d'énergie électrique dans le monde. Or on prévoit un progrès dans la production hydraulique de l'énergie électrique pour le futur.

## **2-Types des centrales hydrauliques :**

On peut classer les centrales hydrauliques suivants :

### **2-1-Suivant la retenue d'eau :**

Suivant le réservoir d'eau ou bien la retenue utilisée pour stocker l'eau, on distingue deux types de centrales hydrauliques, les centrales au fil d'eau, et les centrales à réservoir.

#### **2-1-1-Centrale à réservoir (de lac) :**

Centrale alimentée par l'eau accumulée dans un lac artificiel créé au moyen d'un barrage, ces aménagements sont implantés sur les cours d'eau à pente forte, dans les régions de moyenne ou de haute montagne, la chute d'eau va de plusieurs dizaines à plusieurs centaines de mètres le dénivelé est important entre le barrage qui retient l'eau et l'usine hydroélectrique, le lac de

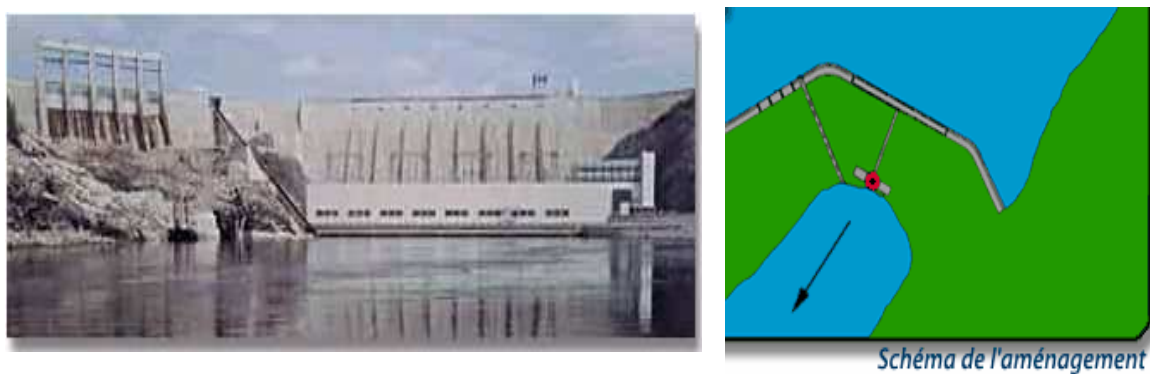
retenue est alimenté par les torrents, la fonte des neiges et des glaciers, les pluies du printemps (fig 4.1)



**Fig 4.1-** centrale Robert-bourassa (canada) type réservoir

### 2-1-2-Centrale au fil de l'eau :

Centrale alimentée directement par un cours d'eau et ne disposant pratiquement d'aucune réserve, sa puissance varie donc suivant le débit du cours d'eau, ces aménagement sont situés sur les grandes fleuves, ou de grand rivières a fort débit, le barrage ne retient pas l'eau qui s'écoule librement, l'électricité est produites en temps réel au fil de l'eau (fig 4.2).



**Fig 4.2** centrale de Manic (canada) type fil de l'eau

Le tableau suivant représente les caractéristiques, les inconvénients et les avantages de chaque type :

	Centrales au fil de l'eau	Centrales a réservoir
Principe de fonctionnement	Les centrales utilisent le fort débit d'eau pour faire tourner la turbine	On utilise un immense réservoir pour créer une chute artificielle dont on contrôle le débit pour produire de l'électricité
Source d'énergie	Le débit d'eau	Le débit de l'eau de la chute artificielle
Avantages	<ul style="list-style-type: none"> <li>-elles présentent un problème écologique minime (déplacement du poisson plus difficile dû au barrage)</li> <li>-elles ne causent pas de pollution atmosphérique</li> <li>-elles ne détruisent pas l'environnement</li> <li>-la source d'énergie est</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-on peut emmagasiner et contrôler le débit de l'eau</li> <li>-l'eau est une source d'énergie renouvelable</li> </ul>

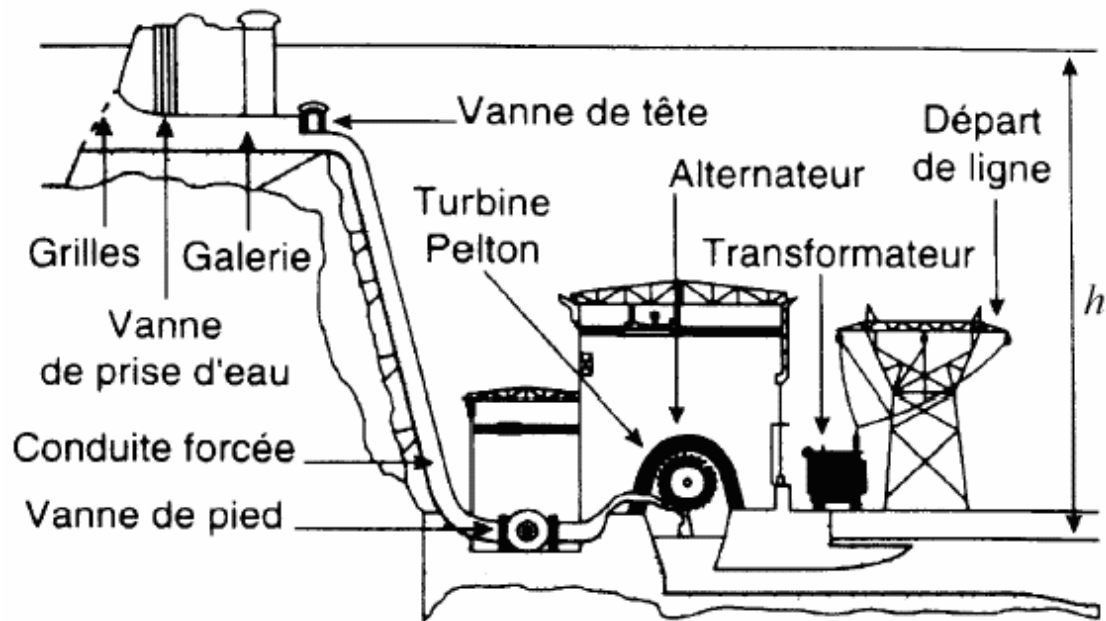
	renouvelable (eau)	
Inconvénients	On ne peut pas emmagasiner de l'eau	<ul style="list-style-type: none"> <li>-la construction du réservoir peut détruit la faune, la flore et le paysage</li> <li>- la centrale est construite loin du des centre urbain</li> <li>-il y a perte d'énergie durant le transport</li> <li>-les frais du transport sont élevés</li> </ul>

## **2-2-Classification suivant la chute :**

### **2-2-1-Centrales de hautes chutes :**

La hauteur de chute est supérieure à 200m. Il s'agit de centrale située en montagne (fort dénivelé sur de courtes distances). L'eau est retenue par des barrages et est évacuée par des conduites forcées vers la turbine. L'unité de production est éloignée du barrage (fig 4.3).





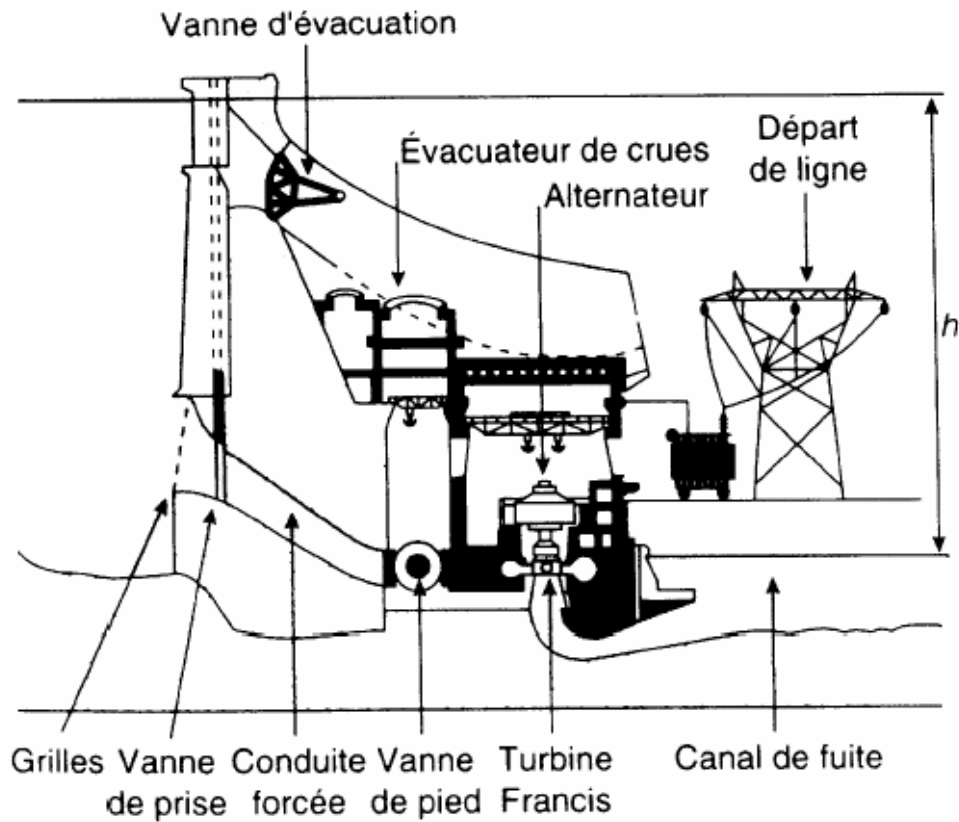
**Fig 4.3.** Centrales de hautes chutes

*Groupe turbine alternateur :*

La turbine est de type PELTON. L'alternateur est en prolongement de la turbine, sa vitesse est donc celle de la turbine (solidarité mécanique). L'alternateur est couplé sur le réseau 50 Hz avec d'autres alternateurs ; il est donc nécessaire d'adapter constamment la vitesse de rotation de telle façon que la fréquence des FEM induites soit 50Hz.

**2-2-2Centrales moyennes chutes :**

La hauteur de chute est comprise entre 30m et 200m. L'unité de production est à proximité de la retenue (fig 4.4) :



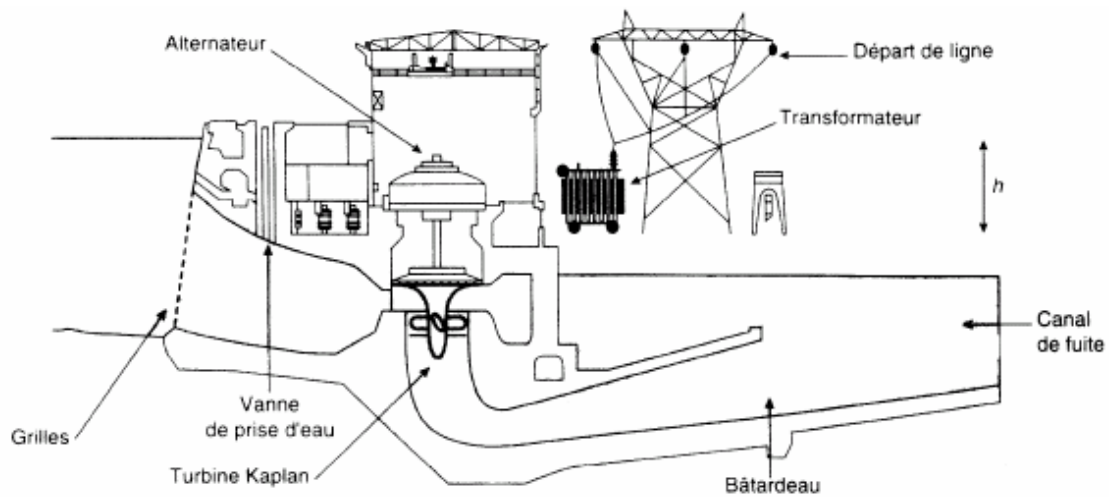
**Fig 4.4.** Centrales moyennes chutes

*Groupe turbine alternateur :*

La turbine est de type FRANCIS. Le groupe turbine-alternateur est disposé sur un axe vertical.

**2-2-3-Centrales de basses chutes :**

La hauteur de chute est inférieure à 30m, elles sont caractérisées par une hauteur très faible et un très fort débit (fig 4.5).



**Fig 4.5.** Centrales de basses chutes.

*Groupe turbine alternateur :*

La turbine est de type KAPLAN. Le groupe turbine-alternateur est disposé sur un axe vertical.

**2-2-4- Les usines de pompage, turbinage :**

Ce genre des centrales assurent deux fonction : le turbinage, et le pompage.

Turbinage : l'alternateur produit de l'énergie électrique.

Pompage : l'alternateur consomme de l'énergie pour remonter l'eau d'un bassin inférieur à un bassin supérieur.

Le système comporte deux bassins, l'un au-dessus de la centrale et l'autre immédiatement en aval. En période de forte consommation (l'énergie est chère), l'eau contenue dans le bassin supérieur produit de l'énergie puis s'accumule dans le bassin inférieur.

En période de basse consommation (l'énergie est bon marché), elle est remontée par pompage vers le bassin supérieur pour être ensuite réutilisée

Les stations de transfert d'énergie par pompage fonctionnent sur le principe du recyclage de l'eau par pompage (fig 4.6).

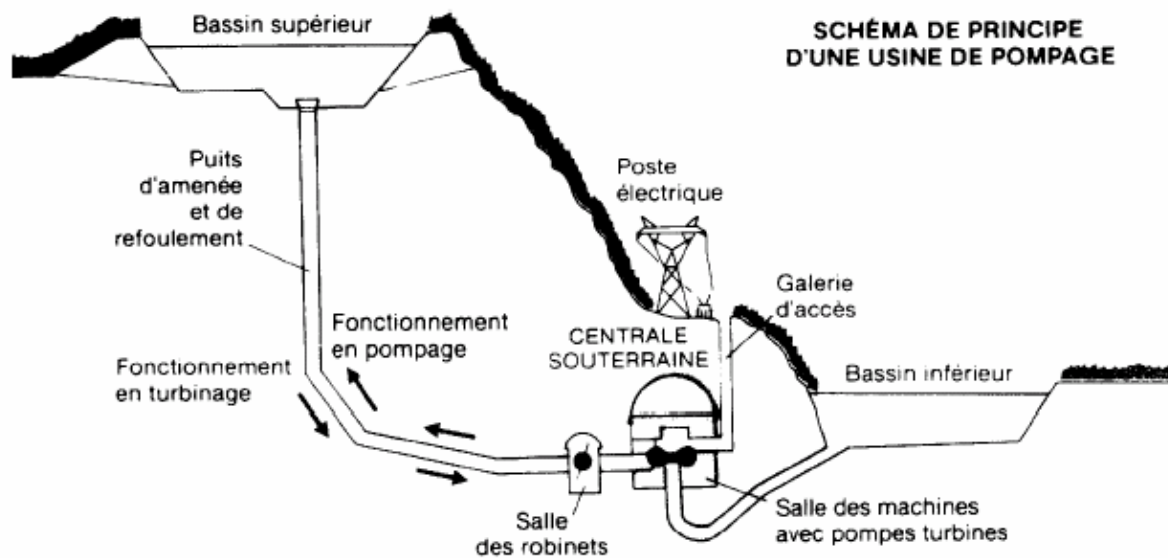


Fig 4.6. Les usines de pompage, turbinage

### 3- Les éléments principaux d'une centrale hydraulique :

Pour créer de l'énergie électrique à partir de l'eau, il est nécessaire de construire un aménagement hydroélectrique comprenant :

- le barrage
- les ouvrages d'amenés
- les turbines.
- les alternateurs.
- les transformateurs.

#### 3-1- le barrage :

Le barrage permet de créer une retenue et de dévier l'eau vers les ouvrages d'amenés. Il Barre la rivière dans toute sa longueur.

Chaque barrage est particulier par ses dimensions, la nature du terrain sur lequel s'appuie, l'importance des débits de la rivière, selon son ingéniosité et leurs matériaux, il existe plusieurs types de barrage tel que :

- *Barrages poids*
- *Barrage en terre*
- *Barrages à terre Homogène*
- *Barrage voûte*
- Barrages a contre fort
- Barrage multi voûte

### **3-2- Les ouvrages d'amenés :**

Les ouvrages d'amenés permettent d'acheminer l'eau du barrage jusqu'à la centrale, il peuvent donc faire parfois plusieurs kilomètres

Les différents types d'ouvrages d'amenés :

Il existe plusieurs type d'ouvrages d'amenés :

- Les galeries souterraines
- Les conduites Forcées (fig 4.7).

Les vannes sur les ouvrages d'amenés :

Ils existent différents types de vannes qui peuvent être manoeuvré hors ou en pression

-Vanne papillon (fig 4.8)

-Vanne sphérique



**Fig 4.8.** Vanne papillon



**Fig 4.7.** Conduite forcée

### **3-3-Les turbines hydrauliques :**

La turbine permet de transformer l'énergie de l'eau en énergie mécanique pour la transmettre ainsi à l'alternateur.

Les différents types utilisés actuellement ainsi leurs mode de conception et régulation est bien détaillé dans le chapitre 2 de notre projet ainsi les conditions d'utilisations des différents turbines sont bien détaillées.

### **3-4-Alternateur :**

Afin de transformer l'énergie mécanique de la turbine en énergie électrique, on utilise des machines tournantes. Un alternateur est une machine rotative qui convertit l'énergie mécanique fournie par une turbine en énergie électrique à courant alternatif.

Il en existe 2 grands types :

- Alternateur : Machine synchrone, la plus utilisée
- Machine asynchrone
- Machine à courant continu

➤ Machine synchrone :

Dans les centrales hydroélectriques, ce sont les alternateurs qui sont utilisés. Ce sont des machines synchrones, fonctionnant en génératrice. Ce mode de fonctionnement est appelé (pour la machine synchrone) Alternateur, ils produisent donc du courant alternatif 50Hz. il transforme l'énergie mécanique de la turbine en énergie électrique (fig 4.9)



Alternateur de PINET

Générateur vue éclatée

**Fig 4.9.** Machine synchrone

L'alternateur est constitué de 2 principales parties :

➤ *Le stator :*

Le stator est l'induit, C'est la partie fixe de l'alternateur. Il récupère l'énergie sous forme d'électricité en triphasé.

➤ *Le rotor :*

Le rotor est l'inducteur, c'est la partie tournante de l'alternateur, elle est couplée à la turbine, le rotor a besoin d'être alimenté en courant continu.

On appelle ce type de machine, machine synchrone, car le ROTOR (partie mobile de l'alternateur) tourne à la même vitesse que le champ électrique STATOR (partie fixe de l'alternateur). Ils sont donc synchrones.

C'est donc la vitesse du rotor donc de la turbine, qui détermine la vitesse du champ électrique tournant dans le stator et donc la fréquence. On peut donc dire :

$$f = k N$$

f: fréquence en sortie de l'alternateur

k : coefficient dépendant de l'alternateur

N : vitesse de rotation du rotor

C'est pour cela que les alternateurs doivent être régulé en vitesse, afin de garder une fréquence fixe qui est de 50 Hz.

### ➤ Machine asynchrone :

Les machines asynchrones ne sont pas utilisées dans les centrales hydrauliques, mais on va donner une petite définition sur les machines asynchrones pour avoir une idée général.

Une machine asynchrone est une machine à induction, c'est-à-dire à courant alternatif et sans connexion entre le stator et le rotor. La dénomination moteur à induction est parfois utilisée mais ce terme est d'origine anglo-saxonne (fig 4.10).



**Fig 4.10.**Machine asynchrone 8 kW

La machine se compose de deux pièces principales :

Le stator est relié au réseau

Le rotor est constitué de conducteurs en court circuit qui sont parcourus par des courants induits par le champ magnétique créé par les courants statoriques.

Cette machine peut, selon sa construction, être reliée à un réseau monophasé ou polyphasé (généralement triphasé car c'est celui de la distribution)

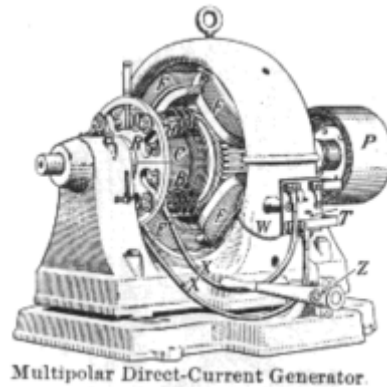
La machine asynchrone est la machine électrique la plus utilisée dans le domaine des puissances supérieures à quelques kilowatts car elle offre alors le meilleur rapport qualité prix. Surtout depuis l'apparition dans les années 1980 de variateurs permettant de faire varier la fréquence de rotation du moteur dans une large gamme.



Bien que réversible, La machine asynchrone est principalement (mais pas exclusivement) utilisée en moteur.

➤ **Machine à courant continu :**

Une génératrice de courant continu appelée populairement dynamo est comme beaucoup de générateurs électriques une machine tournante (fig 4.11). Elle fut inventée par Zénobe Gramme.



**Fig 4.11.** Machine à courant continu

La même machine fonctionne soit en génératrice soit en moteur, ce qui implique que lors de son arrêt la dynamo doit être déconnectée de sa charge si celle-ci peut lui fournir un courant en retour : batterie d'accumulateurs, autre dynamo.

**3-5-Transformateur :**

Le transformateur permet d'élever la tension à la sortie de l'alternateur pour après l'envoyer sur le réseau (fig 4.12).

L'élévation de la tension permet de diminuer les pertes car l'électricité est souvent transportée sur des dizaines, même des centaines de kilomètres.

On élève la tension, pour avoir moins de courant mais avec une même puissance, par exemple on peut transporter 10 MW à 400 000 V donc le courant sera de 14A alors que si on le transporte à 400 V le courant est de 14kA, comme les pertes dans les fils sont proportionnelles au carré du courant (pertes joules dans les fils  $P=RI^2$ ), on élève la tension pour avoir un plus petit courant à même puissance transportée.

Pour notre exemple on aurait 1 000 000 fois plus de pertes si on transporté notre courant à 400V



**fig 4.12** un transformateur (Pouget Suréquipement)

L'énergie est transférée du primaire au secondaire par l'intermédiaire du circuit magnétique que constitue la carcasse du transformateur. Ces deux circuits sont alors magnétiquement couplés). Ceci permet de réaliser un isolement galvanique entre les deux circuits.

Il est constitué de deux parties essentielles, le circuit magnétique et les enroulements (fig.19). Le circuit magnétique d'un transformateur est soumis à un champ magnétique variable au cours du temps. Pour les transformateurs reliés au secteur de distribution, cette fréquence est de 50 ou 60 Hertz. Le circuit magnétique est généralement constitué d'un empilage de tôles permettant d'obtenir une carcasse de la forme désirée. Pour les transformateurs les plus courants, les tôles empilées ont la forme de E et de I, permettant ainsi de glisser une bobine à l'intérieur des fenêtres du circuit magnétique ainsi constitué.

### *Les différents types de transformateurs :*

Ces distinctions sont souvent liées aux très nombreuses applications possibles des transformateurs :

- Autotransformateur :
- Transformateur variable - variac – alternostat :
- Transformateur d'isolement :
- Transformateur d'impédance :
- Transformateur d'intensité :

## **4- Le principe de fonctionnement d'une centrale hydroélectrique**

### **4-1- Les étapes de fonctionnement**

La centrale hydroélectrique utilise un réservoir pour créer une chute artificielle dont on contrôle le débit pour produire de l'électricité. L'énergie de l'eau de la chute artificielle permet de faire tourner une turbine qui elle-même fait tourner un rotor (ensemble d'électroaimants) entouré d'un stator (bobine de fils). Parfois l'usine n'est pas directement située à l'emplacement du barrage, l'eau est alors transportée jusqu'à l'usine par un canal d'amenée. Après passage dans la turbine, l'eau est restituée au cours d'eau par un canal de restitution. Ces lâchers d'eau intermittents sont appelés éclusées hydroélectriques (fig 4.13).

On peut résumer le principe de fonctionnement d'une centrale hydraulique par les six étapes suivantes :

1-le barrage retient l'écoulement naturel de l'eau ; de grandes quantités d'eau s'accumulent et forment un lac de retenue.

2-Lorsque l'eau est stockée, il suffit d'ouvrir des vannes pour amorcer le cycle de production d'électricité.

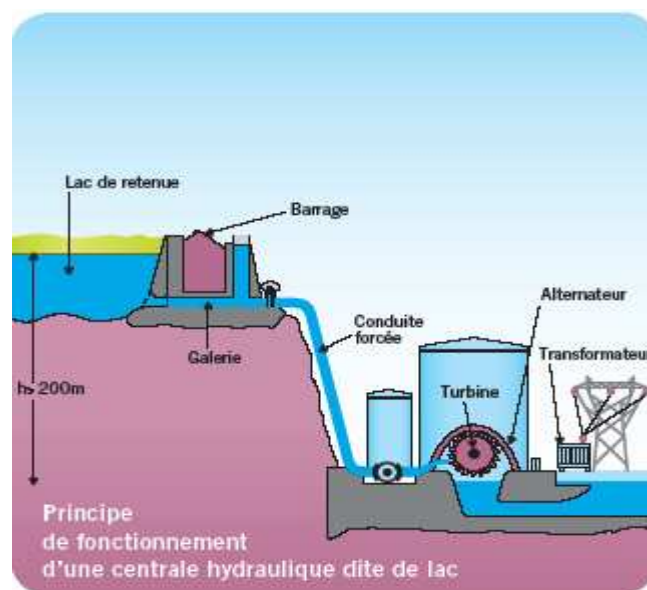
Suivant l'installation, l'eau s'engouffre alors dans une conduite forcée ou dans une galerie creusée dans la roche, et se dirige vers la centrale hydraulique située en contrebas.

3-A la sortie de la conduite, la force de l'eau entraîne la rotation de la turbine.

4-La turbine entraîne l'alternateur, qui produit de l'électricité.

5-Un transformateur élève alors la tension du courant produit par l'alternateur pour qu'elle puisse être plus facilement transportée dans les lignes à haute et très haute tension.

6- L'eau turbinée rejoint la rivière par le canal de fuite.



**Fig 4.13.** Le principe de fonctionnement d'une centrale hydroélectrique

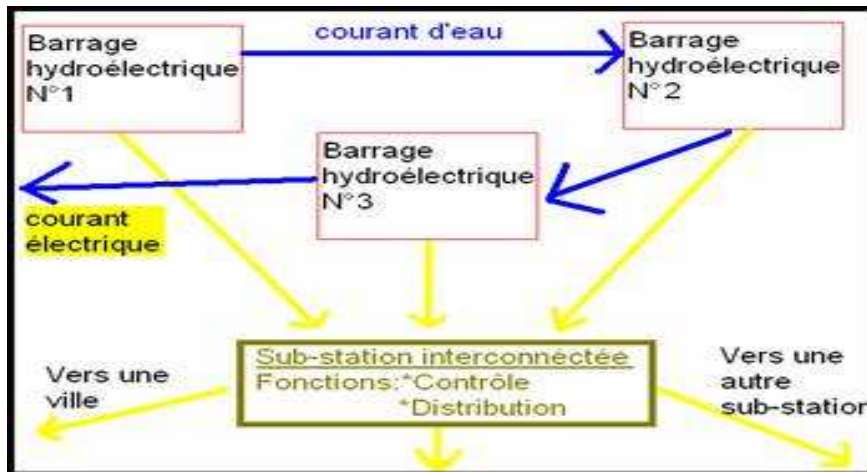
#### **4-2- Les sub-stations :**

La centrale hydroélectrique est l'ensemble d'édifices humains consacrés à produire de l'énergie électrique pour son utilisation dans les villes voisines. Dépendant de la topologie du terrain, les ingénieurs civils détermineront la place idéale et la production d'énergie électrique qui pourra être exploitée dans le terrain. Pour cette raison la taille des différentes centrales varie selon les régions du monde. Plus la centrale sera grande plus le système hydroélectrique aura des sub-stations. Il y a différents types de sub-station comme le centre de commande, le barrage hydraulique, la centrale de transformation d'énergie électrique et une zone résidentielle. Les sub-stations techniques dépendent les unes des autres lors du fonctionnement du système.

Le centre de commande est l'endroit où l'information des barrages et de la centrale de transformation sont réunis pour renvoyer des ordres à celles-ci et elle supervise le bon fonctionnement des liens entre les sub-stations. Le barrage hydroélectrique obtiendra de l'énergie de l'eau et l'enverra vers la centrale de transformation d'énergie qui elle à son tour l'enverra à une ville ou peuplement (fig 4.14).

Une centrale hydroélectrique doit être organisée et donc possède une hiérarchie au niveau du personnel. La coordination du système se fait par des ingénieurs qui dirigent la centrale avec des opérateurs qui actionnent le système. Ces opérateurs donnent des ordres aux différents mécaniciens qui se chargent de la maintenance manuelle des différents appareils. De même chaque ingénieur peut avoir sa spécialité, comme les opérateurs et mécaniciens dépendant du budget le personnel est choisi pour contrôler l'usine électrique.

Le personnel doit être en constante communication car une erreur pourrait signifier une perte de temps qui finirait par se traduire en une perte d'argent.



*Fig 4.14.*Sub station interconnectée

### **5-Regulation et surveillance d'une centrale hydraulique :**

Une centrale hydroélectrique est constituée de différents composants, hydrauliques, mécaniques et électriques, qui sont amenés à fonctionner ensemble.

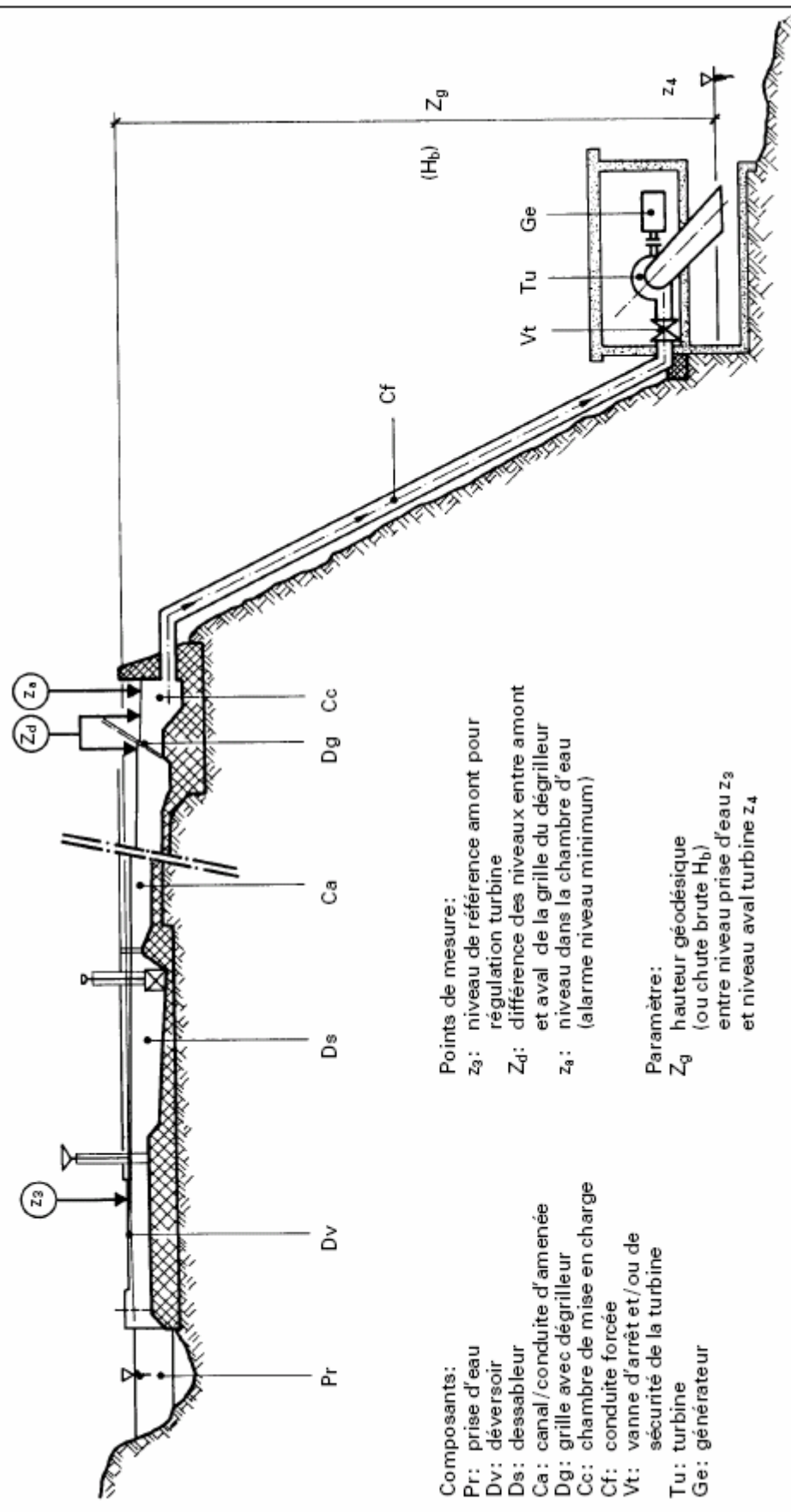
La régulation et les appareils de surveillance coordonnent et contrôlent le fonctionnement des différents organes de la centrale et assurent la sécurité des installations en même temps qu'une production d'énergie fiable.

#### **5-1- Composants et paramètres surveillés de l'aménagement (fig 4.15) :**

Les paramètres importants à surveiller, sans tenir compte de ceux qui concernent spécifiquement la vanne de sécurité, la turbine et le générateur, sont essentiellement des niveaux.

Il est en effet important que les ouvrages mouillés (prise d'eau, canal, conduite, turbines) restent en permanence en eau.

Si le niveau s'abaisse trop dans la chambre de mise en charge, il en résulte une aspiration d'air dans la conduite forcée jusque dans la turbine, avec des perturbations qui peuvent être dommageables pour les installations : chocs, vibrations, coups de bélier, interruption de l'exploitation.



**Fig 4.15.** Composants et paramètres surveillés de l'aménagement

Les niveaux surveillés sont les suivants :

**z3 : niveau amont de l'aménagement**

Mesuré à proximité du déversoir de trop-plein de la prise d'eau, à l'entrée du déssableur ou dans la chambre de mise en charge après la grille selon le type d'amenée d'eau.

Ce niveau est le plus souvent maintenu constant par la régulation automatique de l'ouverture de la turbine.

Deux cas particuliers :

- pour les turbines à débit fixe (pompes inversées), ce niveau peut varier entre deux valeurs limites, la turbine étant arrêtée au niveau inférieur et enclenchée au niveau supérieur ;
- si l'ouverture de la turbine est réglée manuellement, l'exploitant veillera à ce qu'il y ait toujours un certain débordement au déversoir de trop-plein afin d'éviter un abaissement du niveau avec les conséquences mentionnées auparavant.

**La hauteur géodésique Zg (ou chute brute Hb)** est définie par

$Zg = z3 - z4$  où  $z4$  (niveau plan d'eau aval) est imposé par les conditions du site.

**Zd: niveau différentiel à la grille du dégrilleur**

En cas de fonctionnement automatique du dégrilleur, deux sondes mesurent la différence de niveau entre l'amont et l'aval de la grille.

Si la grille est colmatée par des débris, sa section libre diminue, il y a augmentation des pertes de charge et de la différence de niveau Zd.

Lorsque cette différence atteint une certaine valeur, les sondes donnent un signal qui commande la mise en marche du dégrilleur. Ce dernier est arrêté, soit par une minuterie, soit lorsque la différence de niveau est redevenue normale.

**za : niveau bas d'alarme**

En cas de défaillance de la régulation du niveau z3, le plan d'eau peut s'abaisser accidentellement dans la chambre de mise en charge. Pour prévenir l'entrée d'air dans la conduite, une sonde de mesure (niveau stat) est chargée de détecter le niveau dans la chambre de mise en charge. Si ce niveau s'abaisse trop, la turbine est automatiquement mise hors service, avec coupure de l'alimentation en eau par fermeture du distributeur et / ou de la vanne de sécurité.

**5-2-Paramètres de réglage de la turbine**

Deux paramètres doivent être réglés sur la turbine pour qu'une centrale hydraulique fonctionne correctement. Le débit Q et la vitesse de rotation N

### **a-Le débit Q :**

Le niveau amont  $z_3$  doit être maintenu au-dessus d'une cote minimale afin d'éviter l'entrée d'air dans le système.

Ceci signifie que le débit de la turbine ne doit pas dépasser, en moyenne, le débit capté à la prise d'eau.

L'ouverture du distributeur ou du pointeau de la turbine doit donc être réglée en fonction de l'eau à disposition, et ne pas dépasser, en moyenne, celle correspondant au débit disponible.

Le débit capté à la prise d'eau détermine l'ouverture moyenne maximale de l'organe de réglage du débit de la turbine.

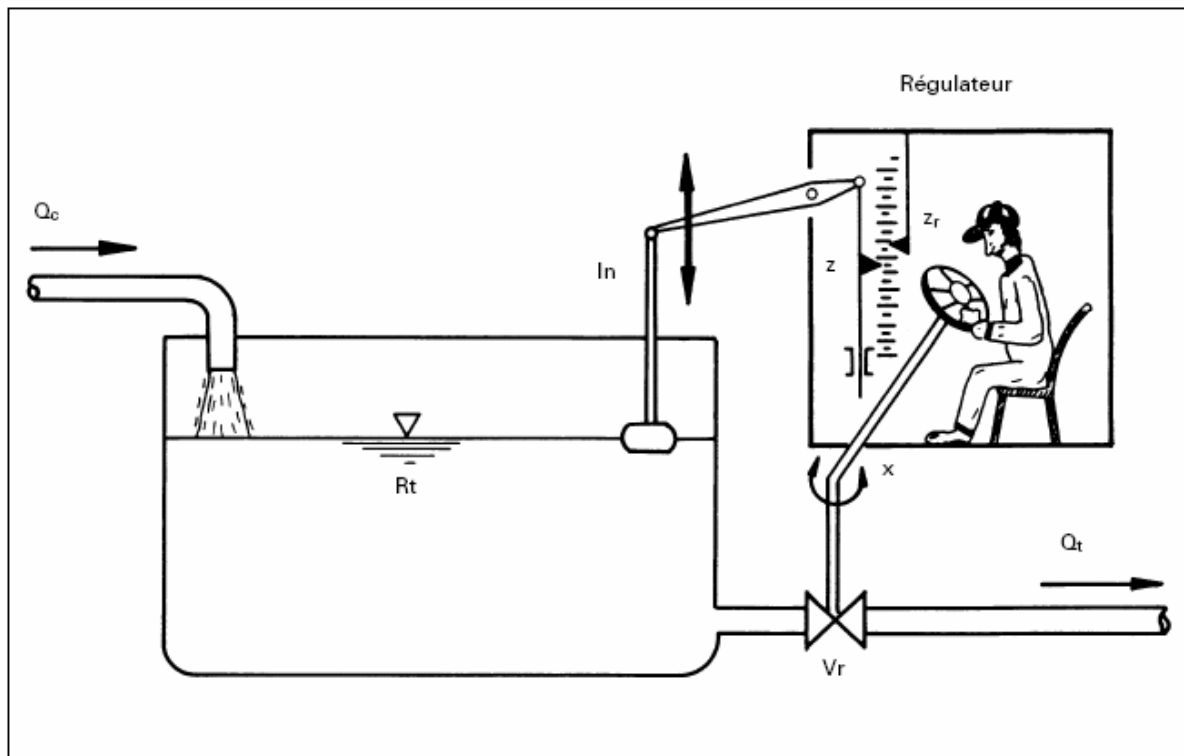
La turbine peut cependant absorber temporairement des débits supérieurs au débit moyen en fonction du volume d'eau tampon (réservoir par exemple) existant entre le captage et la machine.

Toute turbine disposera donc d'un régulateur ou autre dispositif (mécanique, électrique ou... humain) qui limitera son ouverture pour maintenir le niveau amont au-dessus ou à la cote de référence  $z_3$ .

La figure (fig 4.16) présente le principe d'un régulateur niveau d'eau- débit:

- si le niveau d'eau est trop bas, le régulateur diminue le débit (ferme la vanne ou la turbine);
- si le niveau d'eau est plus haut que le niveau de référence, le régulateur augmente le débit (ouvre la vanne ou la turbine).





- Rt: réservoir tampon
- In: indicateur de niveau
- Vr: vanne de réglage (ou distributeur/injecteur de la turbine)
- $Q_c$ : débit capté
- $Q_t$ : débit turbine
- $z$ : niveau réel
- $z_r$ : niveau de référence (consigne) dans le réservoir ou la prise d'eau
- $x$ : course (ouverture) de la vanne ou de la turbine

**Fig 4.16.** le principe d'un régulateur niveau d'eau- débit:

### **b-La vitesse de rotation $\omega$ où N :**

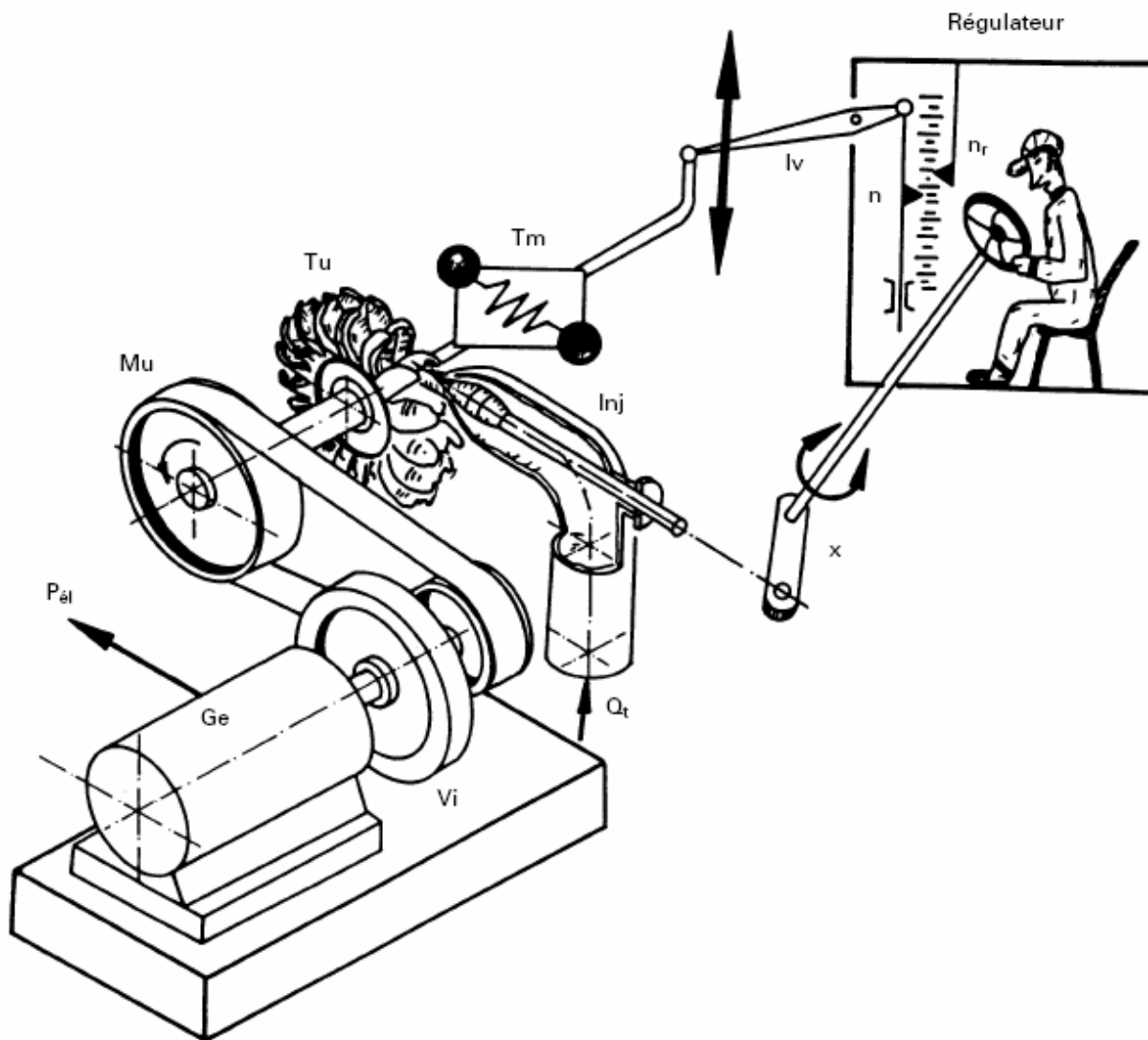
Les machines entraînées par une turbine sont conçues pour fonctionner à vitesse constante

Ceci est particulièrement vrai pour les générateurs d'électricité produisant du courant alternatif : la fréquence, proportionnelle à la vitesse de rotation de la turbine, doit être impérativement maintenue à une valeur fixe de 50 Hz (ou 60 Hz selon les pays) pour répondre aux exigences des appareils consommateurs.

Le réglage de la vitesse du groupe peut être réalisé en agissant sur l'ouverture de la turbine:

- si la puissance consommée baisse, le générateur produit trop et sa vitesse augmente. Le régulateur diminue le débit (ferme la turbine) pour réduire la vitesse.
- si la puissance consommée augmente, le générateur produit trop peu et sa vitesse baisse. Le régulateur augmente le débit (ouvre la turbine) pour ramener la vitesse à sa valeur de consigne.

La figure (fig 4.17) présente le principe d'un régulateur vitesse -débit.



- Inj: injecteur réglable de la turbine
- Tu: turbine
- Ge: générateur
- Mu: multiplicateur de vitesse
- Vi: volant d'inertie
- Tm: tachymètre
- lv: indicateur de vitesse
- Qt: débit turbine
- n: vitesse de rotation réelle
- $n_r$ : vitesse de référence (consigne, par exemple pour fréquence 50 Hz)
- x: course (ouverture) du pointeau de l'injecteur
- $P_{él}$ : puissance électrique

**Fig.17.** le principe d'un régulateur vitesse –débit

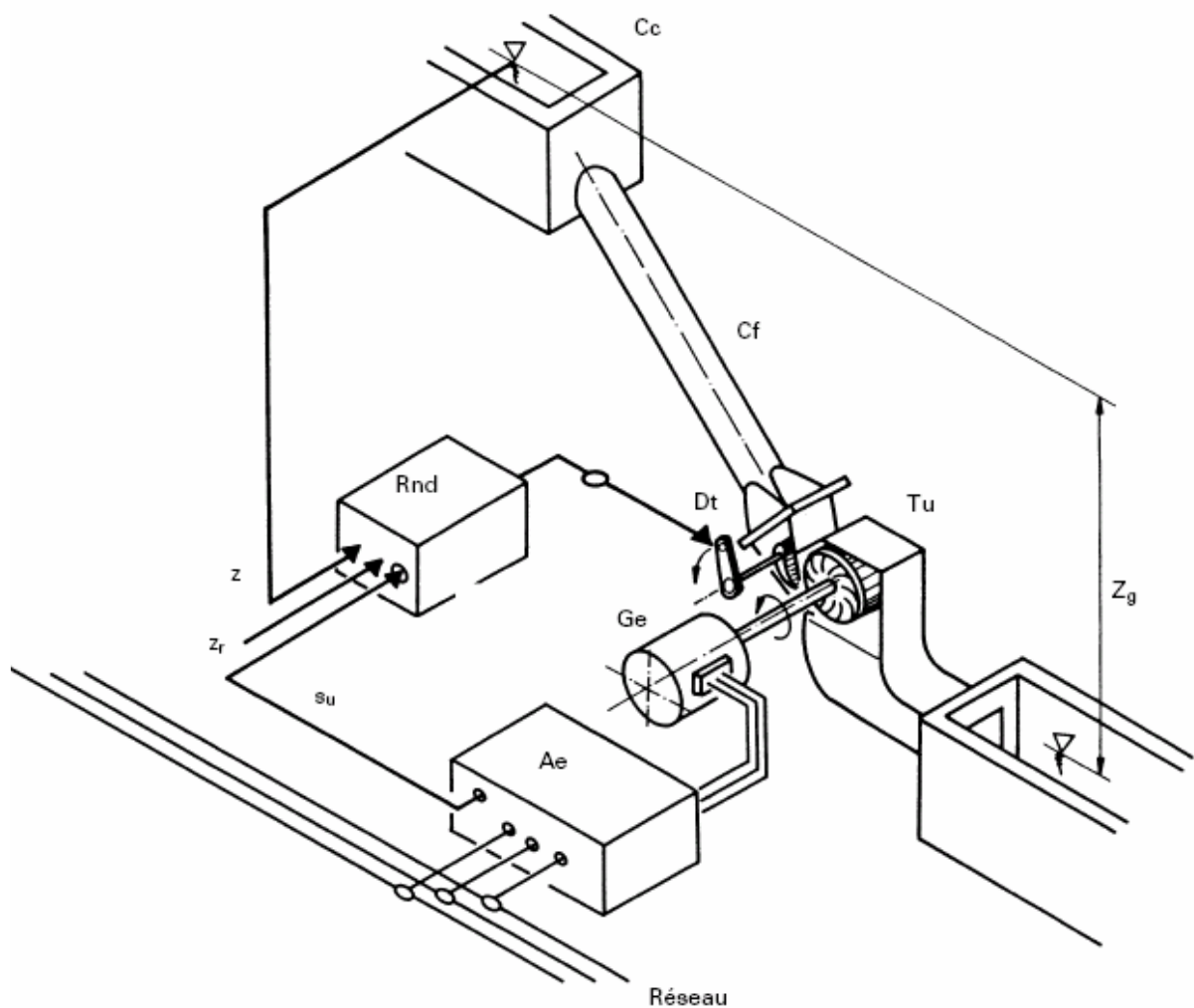
### 5-3-Les différents modes de régulation des turbines :

Il y a trois manières de maintenir constante la vitesse de rotation d'une turbine :

– **Au moyen du réseau électrique** (fig 4.18.)

Lorsqu'une centrale fonctionne en parallèle sur le réseau de distribution électrique, c'est ce dernier qui fixe la fréquence du courant produit par le générateur, et donc la vitesse de rotation de la turbine.

Dans ce cas, le régulateur de niveau adapte l'ouverture de la turbine en vue de maintenir le niveau amont constant. La totalité de l'eau captée passe à travers la turbine et est transformée en électricité, ce qui permet une valorisation optimale du potentiel hydraulique du site.



Cc:	chambre de mise en charge
Cf:	conduite forcée
Tu:	turbine
Dt:	distributeur (ou pointeau) turbine
Ge:	générateur
Ae:	armoires électriques
Rnd:	régulateur niveau débit
z:	niveau mesuré
z <sub>r</sub> :	niveau référence (consigne)
s <sub>u</sub> :	signal arrêt d'urgence
Z <sub>g</sub> :	hauteur géodésique

**Fig 4.18.** Régulation au moyen du réseau électrique

– **Au moyen d'un régulateur électronique à charge ballast** (fig.19)

Dans ce cas de fonctionnement hors réseau (îlotage), la turbine travaille à un débit, donc une puissance fixe, dictée par l'eau disponible.

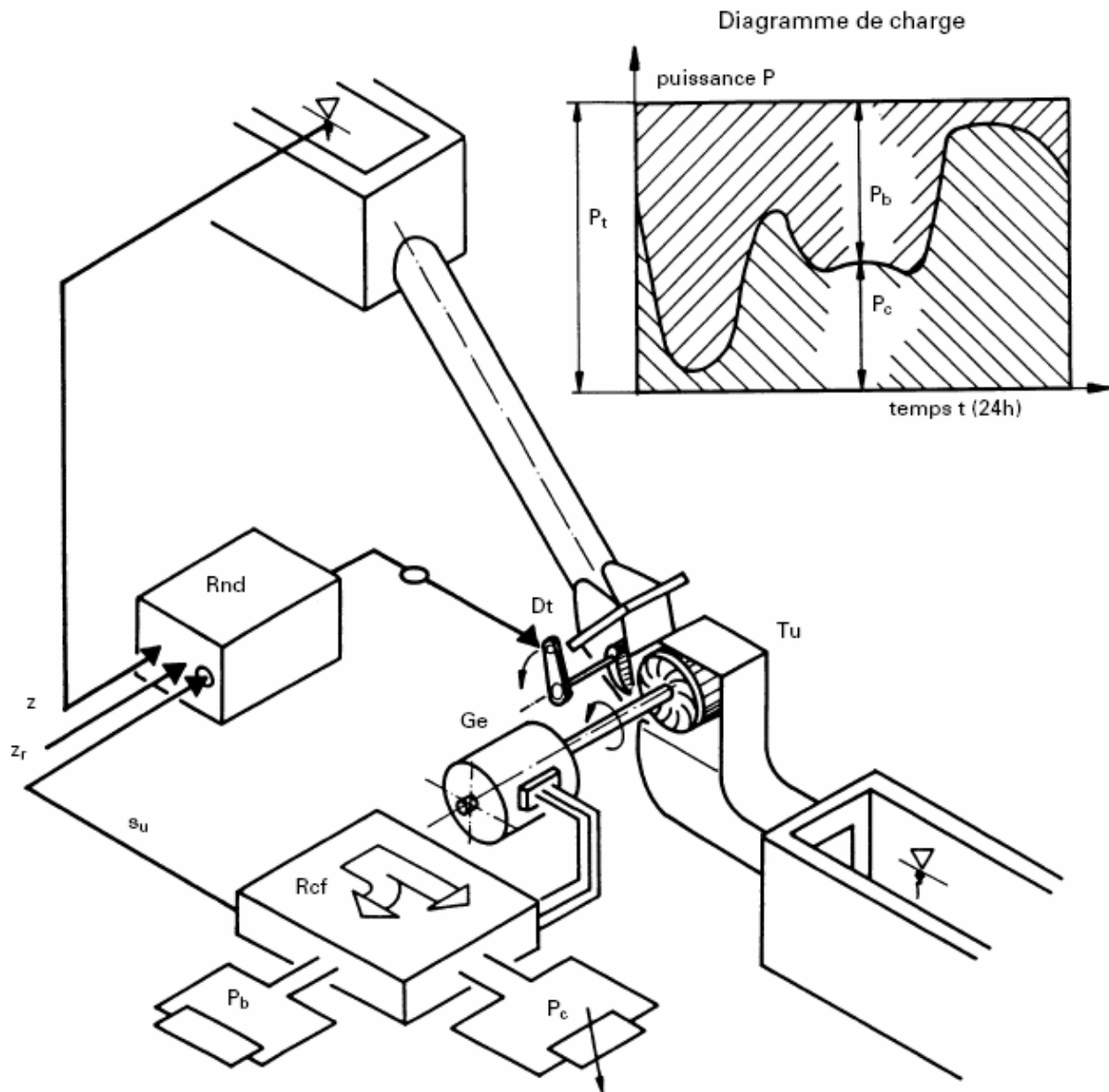
Un régulateur électronique dit « charge-fréquence » règle la fréquence en répartissant l'énergie produite par la turbine entre le consommateur et une résistance ballast qui en détruit l'excédent.

Si la consommation diminue, la turbine produit trop, et sa vitesse augmente. Le régulateur électronique rétablit la fréquence en dérivant un peu plus d'énergie vers la résistance ballast.

Si la consommation augmente, la fréquence baisse et le régulateur va diminuer la charge sur la résistance et libérer le supplément de puissance demandé par le consommateur.

Le régulateur de niveau adapte l'ouverture de la turbine pour maintenir le niveau amont constant. La puissance à disposition du consommateur variera donc en fonction du débit capté par la prise d'eau.

Il a l'avantage de corriger très rapidement la fréquence en cas de fluctuation brusque de consommation, grâce à l'électronique, sans devoir modifier le débit turbiné. Ce dernier, comme dans le cas du fonctionnement en parallèle sur le réseau, ne sera ajusté que pour le maintien du plan d'eau amont et variera donc lentement.



- Rcf: régulateur charge-fréquence
- Rnd: régulateur niveau-débit
- n: vitesse de rotation (ou fréquence) mesurée par le régulateur
- $n_r$ : vitesse de rotation (ou fréquence) de référence intégrée dans le régulateur
- $P_c$ : puissance consommée (variable)
- $P_b$ : puissance excédentaire dissipée dans résistance ballast (variée par régulateur)
- $P_t$ : puissance turbine (fonction du débit, env. constante)
- z: niveau mesuré
- $z_r$ : niveau référence (consigne)
- $s_u$ : signal arrêt d'urgence

**Fig 4.19.**Régulation au moyen d'un régulateur électronique à charge ballast

– **Au moyen d'un régulateur vitesse-débit** (fig.20.)

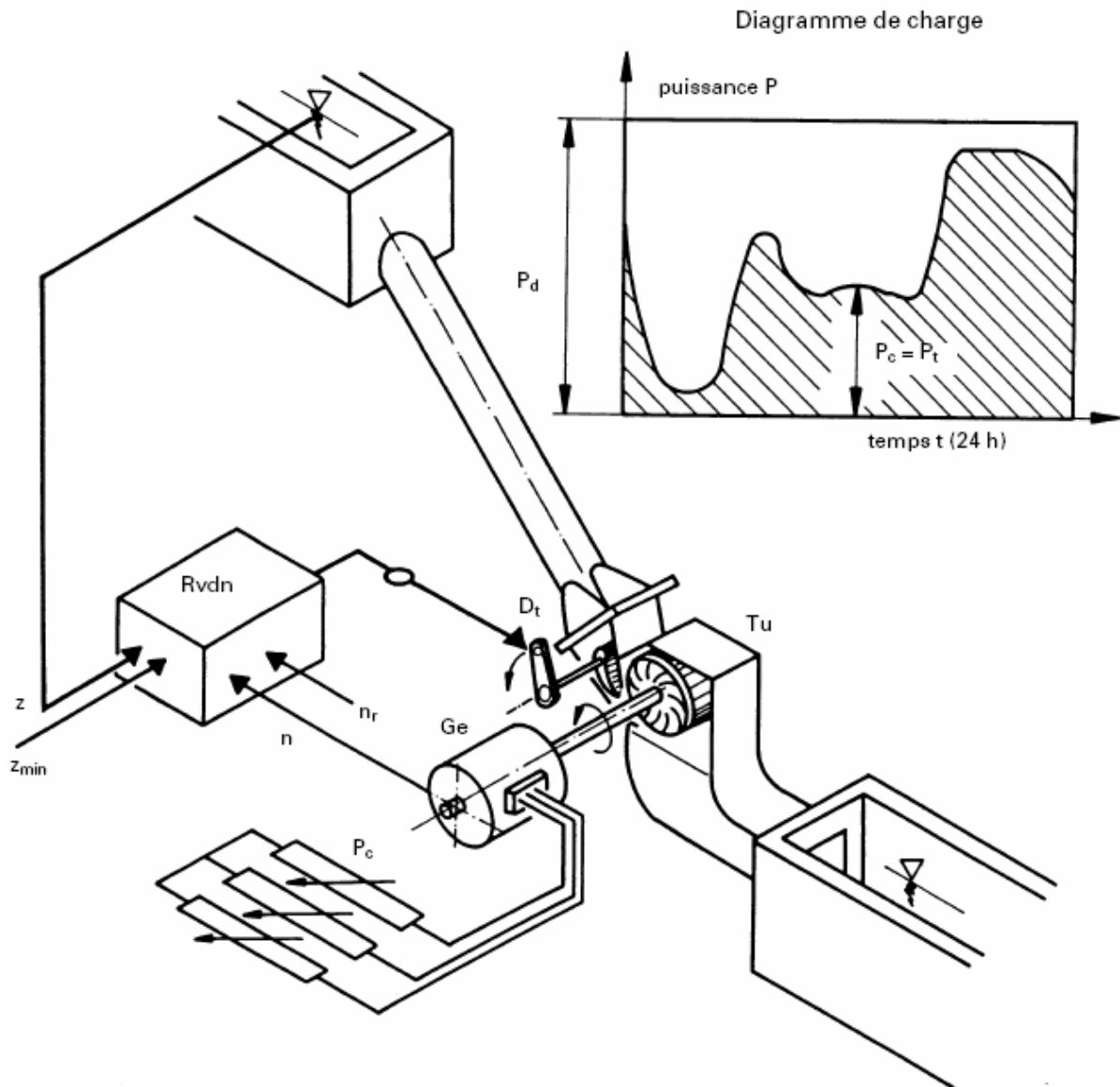
Il s'agit du mode de régulation traditionnel des centrales électriques de moyennes et hautes puissances travaillant en îlot.

La vitesse de rotation de la turbine est maintenue constante en réglant l'arrivée d'eau par le distributeur ou le pointeau ; le débit varie avec la puissance demandée au générateur.

Le régulateur de niveau a pour fonction de limiter l'ouverture de la turbine et, en conséquence, la puissance disponible, en vue de maintenir le niveau amont au-dessus d'une cote minimale.

La régulation vitesse-débit en régime isolé est plus complexe à traiter que la régulation charge-fréquence décrite précédemment.

Du fait que le débit doit être adapté quasi instantanément à la puissance, il pourra varier rapidement selon les fluctuations de la consommation. Ces variations de débit ne manquent pas de poser des problèmes au moment de la conception des installations, car elles induisent des coups de bélier qu'il s'agit de contrôler de diverses manières (volant d'inertie, amortisseur hydropneumatique, chambre d'équilibre, etc.)



Tu: turbine  
 Dt: distributeur (ou pointeau) turbine  
 Ge: générateur  
 Rvdm: régulateur vitesse-débit avec limitation d'ouverture par niveau  
 n: vitesse (fréquence) mesurée  
 $n_r$ : vitesse (fréquence) de référence  
 z: niveau mesuré  
 $z_{min}$ : niveau minimum limite  
 $P_c$ : puissance consommée (= puissance turbine  $P_t$ )  
 $P_d$ : puissance disponible (fonction du débit)

**Fig 4.20.** Régulation au moyen d'un régulateur vitesse-débit

## 6- Exemples d'une centrale hydraulique.

### La centrale hydroélectrique de la Plate Taille

#### 6-1- Introduction :

##### Historique :

Devant les besoins croissants en eau potable et industrielle, l'Administration des Voies hydrauliques proposait dès 1964 un audacieux programme de réalisations. Cinq ans plus tard, un rapport du Commissariat royal au Problème de l'Eau prévoyait notamment la construction de l'ensemble des barrages de l'Eau d'Heure (fig 4.21). Objectifs : maintenir en Sambre, suite à la modernisation du canal Charleroi -Bruxelles, un débit minimum (de 5 m<sup>3</sup>/s), et soutenir indirectement le débit d'étiage de la Meuse. Afin de rentabiliser les équipements, le barrage de la plate Taille, opérationnel depuis 1980, accueille une importante centrale hydroélectrique.

Le remplissage des lacs a commencé en mars 1977, avec la fermeture des vannes de vidange du barrage de l'Eau d'Heure. En septembre 1977, la cote du lac de l'Eau d'Heure était telle que pouvait débiter le remplissage du lac de la Plate Taille, par pompage. La capacité maximale normale du complexe a été atteinte le 4 février 1980 et, depuis, les barrages sont opérationnels.

#### 6-2-L'objectif de centrale :

Bien que les pompages ne soient envisagés que la nuit, au moment où l'énergie électrique est disponible et bon marché, les frais engendrés par le refoulement de plusieurs dizaines de millions de m<sup>3</sup> sur plusieurs dizaines de mètres de hauteur auraient représenté une charge financière considérable. Aussi fut-il imaginé d'équiper le barrage de turbines, de façon à récupérer au moment des lâchages une partie de l'énergie consommée lors des pompages, avec le souci de produire cette énergie le jour, de façon à la valoriser.

C'est pourquoi, afin de rentabiliser les équipements, le barrage de la Plate Taille est flanqué d'une importante centrale hydroélectrique équipée de turbines -pompes réversibles capables

d'un débit total variant entre 360 m<sup>3</sup>/s (début de turbinage) et 400 m<sup>3</sup>/s (fin de turbinage). En période de reconstitution des réserves, le volume pompé journalièrement excède le volume turbiné. En période de soutien d'étiage (basses eaux), l'inverse se produit. Dès la conception, une tranche de 6,5 millions de m<sup>3</sup> a été réservée pour la production de cette électricité. Il en résulte des variations des plans d'eau de fréquences saisonnière et journalière. Pour en limiter les effets, trois pré barrages ont été prévus sur les antennes du lac inférieur, à Silenrieux, Cerfontaine et Boussu-lez-Walcourt.



**Fig 4.21.** Vue aérienne du barrage de la Plate Taille.

Les grosses unités de production, de type thermique classique ou nucléaire, ne permettent pas un réglage rapide et économique de la puissance. Il est donc nécessaire de réaliser des installations complémentaires qui remplissent cette tâche. Les centrales de pompage fonctionnant comme accumulateurs d'énergie répondent à cet objectif. Pendant les heures de pointe (en journée), on produit l'énergie électrique en turbinant l'eau du réservoir supérieur. Pendant les heures creuses (la nuit), on reconstitue la réserve d'énergie en pompant du réservoir inférieur l'eau turbinée le jour. Ces centrales possèdent donc une grande souplesse d'exploitation : il suffit de démarrer une ou plusieurs machines pour s'adapter à la puissance demandée, ce qui se fait en 3 minutes environ.

### **6-3-Les caractéristiques de la centrale :**

La centrale compte 4 groupes (réversibles) à axe vertical (turbine -pompe couplée à un alternateur -moteur 12kV - 43 MVA). Chaque groupe est relié à l'amont par une conduite



forcée de 4,5 m. de diamètre. Une vanne de garde est intercalée entre la conduite et le groupe. A l'aval, l'eau turbinée est évacuée par le chenal d'échange. Lors du lancement en mode « pompe », la machine démarre en moteur asynchrone. Grâce à sa cage amortissante, l'appel de courant est limité à 1,1 fois l'intensité nominale en intercalant une self de démarrage en série avec le stator. La roue est dénoyée par de l'air comprimé pour réduire le couple de démarrage. Les quatre groupes sont connectés à deux transformateurs élévateurs (12/12/150 kV/91 MVA) placés à l'extérieur de la centrale.

Les protections électriques, les pupitres et les synoptiques sont installés en salle de commande. La liaison avec le réseau de distribution se fait via la ligne 150kV Neuville-Monceau et la centrale est télécommandée à partir du siège de l'ancienne Société pour la Coordination de la Production et du Transport de l'Electricité à Linkebeek – dans l'attente de la mise en place de l'ENCO.

Mise en service le 19 janvier 1981, la centrale a donc pour mission le remplissage du lac de la Plate Taille et la mise à disposition des producteurs d'électricité d'une puissance intéressante (136 MW).

*a- Les éléments constitutifs de chaque turbo-pompe (fig 4.22) :*

- une bêche spirale : le rôle de cette conduite, qui s'enroule en colimaçon autour de la roue, est de guider l'eau jusqu'au distributeur ;
- un distributeur : règle le débit, c'est-à-dire la puissance de la turbine, par la rotation simultanée de 20 aubes directrices ;
- un cercle de vannage : cet anneau mobile, disposé contre le couvercle du distributeur, sert à orienter les aubes directrices du distributeur ;
- une roue Francis : d'un diamètre à la ceinture de 4,24 m et d'un poids de 29 t, elle possède 7 pales en acier moulé. Une recharge en acier inoxydable est appliquée sur les pales ;
- un arbre de liaison de 4,88 m de long et de 0,68 m de diamètre, accouplé au croisillon rotor de l'alternateur - moteur ;
- un palier -butée (pivot) et deux paliers guide : le palier -butée, combiné avec un palier guide, reprend le poids du rotor de l'alternateur, de l'arbre, de la roue de la turbine et la poussée hydraulique ;
- une vanne de garde de type papillon (diamètre 3,8 m), équipée d'un vérin de commande oléo -hydraulique et d'un contrepoids agissant dans le sens de la

fermeture ; la pression d'huile est fournie par le système de régulation de la turbopompe.



**Fig 4.22.** Turbine Francis

*b- Les caractéristiques des alternateurs -moteurs :*

<b>Puissance apparente</b>	43 MVA	43,97 MVA
<b>Puissance aux bornes</b>	36,464 MW	-----
<b>Puissance à l'arbre</b>	42,1 MW	-----
<b>Facteur de puissance</b>	0,848	0,98
<b>Rendement au point nominal</b>	97,21 %	97,74 %
<b>Vitesse</b>	166,7 tr/min	166,7 tr/min
<b>Emballement</b>	285 tr/min	285 tr/min
<b>Tension</b>	12 kV +/- 5 %	12 kV +/- 5 %
<b>Fréquence</b>	50 Hz	50 Hz
<b>PD<sup>2</sup></b>	2624 tm <sup>2</sup>	2624 tm <sup>2</sup>
<b>Poids total</b>	196,7 t	196,7 t

D'un poids de 72 tonnes, le stator est formé de la carcasse, du noyau magnétique et du bobinage. La carcasse à 12 pans repose sur 6 socles. Le noyau magnétique est constitué de tôles de 1,35 W/Kg isolées par phosphatage. Le bobinage utilise le procédé d'isolation « Thermalastic ». Pour sa part, le rotor pèse 103 tonnes. De 6,1 m de diamètre, il est composé

d'un croisillon, d'une jante et de 36 pôles. Les deux plateaux de la jante comptent 36 ailettes de ventilation purement radiales (à cause du double sens de rotation).

*c-Des équipements modernisés (fig 4.23) :*

Les infrastructures hydroélectriques en service depuis plus de 18 ans ont vieilli. La modernisation se révèle indispensable en ce qui concerne les équipements électroniques de commande et l'informatisation de l'ensemble. Le M.E.T. a dès lors consacré 115 millions de francs belges à l'automatisation intégrale des centrales de la Plate Taille et de l'Eau d'Heure. Ces travaux améliorent le pilotage du dispositif : en cas de problème lors du démarrage ou en phase de production, le nouveau système de contrôle -commande automatisé permet de repérer immédiatement l'origine de la panne.

La phase d'étude de la modernisation du contrôle -commande était en cours depuis 1997. En août 1999, le premier groupe turbopompe de la Plate Taille a été mis à l'arrêt pour rénovation. Pendant qu'une unité était en phase de modernisation, les 3 autres fournissaient l'énergie demandée par le réseau. Une pause d'un mois a été observée entre chaque nouvelle phase de modernisation, dont l'achèvement complet date de juillet 2000.



**(a)**



**(b)**

**(a)** La nouvelle salle de commande du complexe compte plusieurs PC et moniteurs, installés en quart de cercle, et un synoptique.

**(b)** De nouvelles armoires abritent les automates du nouveau contrôle-commande achevé en 2000.

**Fig 4.23.** Les équipements modernisés

***7-Conclusion :***

L'hydro-électricité est une énergie indigène, renouvelable, propre et modulable. C'est la forme la plus achevée de l'énergie solaire et la seule qui peut être accumulée et s'adapter instantanément aux besoins du consommateur.

En Suisse par exemple, le potentiel hydro-électrique représente plus de 70 % de la consommation actuelle d'électricité du pays.

Ce potentiel ne prendra cependant toute sa signification que s'il est associé à d'importantes mesures d'économie et à la mise en valeur des autres sources d'énergie renouvelable.

Les aménagements hydro-électriques futurs ou modernisés devront tenir compte des impératifs de la protection du paysage et de l'écologie de l'eau. La réhabilitation des sites abandonnés, c'est le cas pour un grand nombre de petits aménagements, doit être l'occasion d'améliorer les situations existantes.

Chapitre5 :  
Diagnostic de la  
Centrale didactique  
de l'école

## 1-Présentation de l'état des lieux :

Notre travail principal est de faire un diagnostic et la mise en marche des deux turbines hydrauliques du laboratoire d'hydraulique de l'ENP.

## 2-La turbine Francis :

Les caractéristiques de la turbine Francis que nous disposons au niveau de notre laboratoire sont :

La turbine est du type TF 58 SOG E H-NEYRPIC

- Puissance 4 Ch
- Débit 90 l/s
- Chute 4 m
- Vitesse 750 tr/min
- Diamètre de la sortie de la roue 205 mm

Quand on a démarré la pompe pour la première fois et on a ouvert la vanne d'alimentation de la turbine nous avons remarqué les points suivants :

- ❖ Le compteur d'eau ne fonctionnait pas, il était bloqué.
- ❖ L'eau passe à travers la turbine sans que la turbine tourne, donc la roue était bloquée cela veut dire qu'elle était grippée.
- ❖ Le bassin de décharge qui permet de mesurer la chute aval à la sortie de la turbine était plein d'eau pollué chargé des particules solides tel que les pierres et les métaux, ...etc.
- ❖ Une fuite assez importante dans la conduite qui relie le déversoir de la turbine avec le bassin de décharge, cette conduite alimente le limnimétrie pour mesurer la charge aval à la sortie de la turbine, ce qui a provoqué le remplissage du bassin de décharge ; le bassin de décharge était rempli à environ  $2\text{m}^3$ .

- ❖ La vanne d'alimentation à un débit de fuite appréciable ce qui provoque aussi des pertes de charges importante.
- ❖ Le bassin de décharge ne dispose pas d'un limnimétrie pour mesurer la charge aval.

## **Les procédures effectuer pour la remise en marche de la turbine Francis**

Pour remettre en marche ou bien la remise en service de cette turbine en model réduit que nous disposons dans le laboratoire nous avons suivi les procédures suivantes :

### **a-Pour le compteur**

Nous avons démonté le compteur d'eau, et nous avons trouvé des particules solides qui empêchaient les hélices du compteur de tourner, après nettoyage on a remis le compteur et après un deuxième essai le compteur fonctionnait bien.

Pour éviter qu'il y aura un autre blocage du compteur on a fait une vidange du laboratoire.

### **b-Graissage et dégrippement des parties tournantes de la turbine Francis**

La roue de la turbine était bloqué car elle n'a pas fonctionnait depuis longtemps, on a graissé les partie tournantes et on a mis du dégrissant dans les parties qui était oxydé, après ouverture de la vanne et démarrage de la pompe on a essayer avec une grande clé a griffe a faire tourner la turbine, la turbine commence a tourner, mais nous avons remarquaient qu'il y a une petite fuite d'eau dans la turbine au niveau du couplage de la turbine avec l'alternateur.

### **c- Réparation des fuites de la conduite du bassin de décharge qui alimente le limnimétrie**

Comme nous l'avons signalé dans le diagnostic de la centrale turbine Francis, la conduite qui accorde le déversoir avec le bassin de décharge pour alimenter le limnimétrie avais beaucoup de fuite, le bassin de décharge étai remplis d'environ presque 2m<sup>3</sup> d'eau, donc la conduite

étais très oxydé donc il y a pas moyen de la souder tel qu'elle est le seul moyen c'est de la couper et souder a sa place une autre conduite puis la relier au limnimétrie mais on pouvait pas la couper avant que le bassin soit totalement vidé.

Donc nous avons :

- vidangé le bassin de décharge et déversoir.
- placé une autre conduite qui accord le déversoir avec le limnimètre.
- placé un autre limnimètre.

### **3- Turbine Pelton**

Les caractéristiques de la turbine Pelton que nous disposons au niveau de notre laboratoire sont :

La turbine est du type TP 58 SOG E H-NEYRPIC

- Puissance 5.4 Ch
- Débit 15 l/s
- Chute 30 m
- Vitesse 750 tr/min
- Diamètre de la sortie de la roue 300 mm.

### **Les problèmes rencontrés**

#### **Problème au démarrage de la pompe centrifuge qui alimente la turbine**

Dés qu'on démarre la pompe le disjoncteur saute.

#### **Problème du Frein de prony type FP 58**

On peut pas freiner la turbine Pelton soit on la stop carrément soit elle tourne au maximum donc pour faire les manipulation de la turbine Pelton

#### **Problème rencontré au niveau de bassin de décharge**

Même problème que la conduite d'alimentation de limnimètre de la turbine Francis (beaucoup de fuite)



## **Les procédures effectués**

### **a- Le problème de démarrage de la pompe**

Après plusieurs essais de démarrage de la pompe ;le disjoncteur saute ,on s'ait di peut être qu'il faut démarrer le moteur a vide puis on lance le couplage avec la pompe ; puisque il y a un système de couplage électrique,effectivement c'est ça qu'il fallait faire.

### **b-Les procédures au niveau du frein de prony type FP 58**

Il faut chercher a ramener le système de freinage d'origine qui étai au par avant comme ils l'ont installer pour la première fois.

### **c-Les procédures au niveau de bassin de décharge**

Nous avons :

- vidangé le bassin de décharge.
- changé la conduite d'alimentation de limnimètre
- changé le limnimètre

## **Conclusion**

Après toutes ces procédures effectuées pour la mise en marche des deux turbines on peut dire :

- la turbine Francis fonctionne normalement.
- la turbine Pelton fonctionne normalement, le seul problème qui se pose c'est de ramener le frein d'origine de la turbine Pelton.

**Chapitre6 :**  
**Etudes expérimentales et**  
**critiques des résultats**

## **1-Presentation de la turbine Francis du laboratoire d'hydraulique :**

La turbine Francis que nous disposons dans notre laboratoire est du type :  
TP 58 SOG E H-NEYRPIC ces caractéristiques nominales sont :

- Puissance 4 Ch
- Débit 90 l/s
- Chute 4 m
- Vitesse 750 tr/min
- Diamètre de la sortie de la roue 205 mm

## **2-Emplacement de la turbine dans le laboratoire :**

La turbine est scellée rigidement sur un massif en béton dont la hauteur par rapport au sol du laboratoire, a été étudiée pour faciliter les observations et la commande des organes de réglage.

## **3-Composition de la turbine Francis :**

Cette turbine comporte :

- Une bêche en fonte portant les avants directrices.
- Un distributeur constitué par deux flasque en fonte fixés sur la bêche, entre les quel sont placés les directrices mobiles en bronze réglant l'admission d'eau .Le tourillon de chaque directrice porte une manivelle reliée au cercle de vannage par biellette. Deux fosses directrices,reproduisant le profil de celle-ci ,sont calées a l'extrémité des tourillons de deux entre elles ,montrant leur position et donnant l'ouverture de distributeur ,mesuré par un vernier solidaire du cercle de vannage se déplaçant devant une réglette solidaire de la bêche.
- Un cercle de vannage en fonte, dont la commande est réalisé manuellement par un système mécanique  
Vis-à-vis avec volant de manœuvre.
- Une roue en bronze.
- Un arbre en acier inoxydable guidé par deux paliers, sur lequel est claveté, du coté opposé a la roue, le manchon d'accouplement au frein de mesure.

- Un tuyau d'aspiration constitué de trois éléments.
- Une manchette conique en plexiglas placée à la sortie de la roue, un coude à 90° en fonte, portant un regard en plexiglas dans l'axe longitudinal de la turbine, et un cône d'aspiration en tôle plongeant dans un canal de fuite.

#### **4-Les instruments de mesures pour les manipulations de la turbine Francis :**

- La dynamométrie : est une machine électrique destinée à mesurer, la puissance fournie sur l'arbre de la turbine d'essai. Cette dynamo frein à axe horizontal est une génératrice à courant continu, montée en balance, dont le bâti inducteur peut osciller autour de son axe supporté par deux paliers concentriques à ceux qui supportent l'induit.

La partie oscillante, équilibrée, porte un levier dont l'extrémité est équipée d'un plateau destiné à recevoir les poids d'équilibrage du couple. Deux index, l'un solidaire du levier, l'autre de la partie fixe de la dynamo, indiquent la position d'équilibre.

Lorsque la génératrice est entraînée par la turbine à essayer, et qu'elle débite le courant qu'elle produit sur une résistance d'absorption refroidie à l'air, ou sur un réseau séparé, l'inducteur oscillant tend à tourner sous l'influence du couple électromagnétique qui est précisément égal à celui de l'arbre moteur. Il suffit alors, pour connaître ce couple de suspendre des poids marqués au crochet de pesée de façon à rétablir l'équilibre.

À l'extrémité de l'arbre sont montés comme pour le frein de Prony :

- D'un côté, le plateau d'accouplement de la turbine.
- De l'autre côté, sur un support en équerre, le tachymètre avec système de débrayage pour la mesure de la vitesse de rotation de la turbine à l'équilibre du frein. mais nous utilisons un tachymètre digital pour avoir une bonne précision ce qui fait que nous démontons le système de débrayage pour le tachymètre.

- Le pupitre de commande :

- Un interrupteur général à clef.
- Un ampèremètre et un voltmètre en charge.
- Un ampèremètre et un voltmètre d'excitation.
- Deux lampes témoins (marche et arrêt).

➤ Un volant de réglage de l'excitation.

- Un manomètre différentiel à mercure : c'est pour mesurer la pression à l'entrée de la turbine c'est un manomètre à mercure la lecture de la pression c'est la différence entre les deux colonnes de mercure (mesure de chute amont)
- Un limnimétrie : c'est pour mesurer le niveau de la surface libre de déversoir (c'est pour mesurer la chute aval)
- Un débitmètre : c'est un compteur qui mesure le volume d'eau passer dans la conduite il suffit juste d'avoir un compteur et mesurer la volume d'eau passer a travers la conduite dans une période donnée et comme sa on peut avoir le débit qui passe dans la conduite (le débit de la turbine) pour nos mesure on a pris comme volume de  $10\text{m}^3$  et a chaque fois on regarde le temps nécessaire pour le passage des  $10\text{m}^3$  comme sa on aura une bonne mesure de débit.

## 5-Le but de ces manipulations :

Ces manipulations ont pour but principal est d'extrapoler les résultats d'un model réduit vers l'échelle industrielle, grâce a les formules de similitude. C'est-à-dire :

Pour six ouvertures des directrices du distributeur, on tracera les courbes de la puissance  $P$ , du couple  $T$ , et du rendement  $\eta$  en fonction de la vitesse de rotation  $N$ .

Du tracé des six courbes de la puissance a différentes ouverture du distributeur, on déduira les courbes d'égal rendement (dites collines d'iso rendement) et cela juste pour quelque valeur de rendement.

A l'aide des formules de la similitude :

$$N_s = \frac{N.D}{H^{1/2}} \quad \text{et} \quad P_s = \frac{P}{D^2.H^{3/2}} \quad \text{on tracera les courbes } P_s = f(N_s) \text{ en faisant figurer}$$

sur le même graphe les courbes d'égal rendement.

## 6-Mode opératoire :

Et le mode opératoire est comme suit :

- Vérifier que le circuit d'alimentation est en eau.

- Mettre a zéro le manomètre a eau donnant la chute aval.
- Ouvrir la vanne de garde de l'installation.
- Ouvrir légèrement le distributeur durant quelque minutes a l'aide du volant de commande, afin d'évacuer l'air éventuellement contenu dans la conduite, et après refermer complètement le distributeur.
- Mettre le frein électrique en ordre de marche.
- Purger le manomètre a mercure donnant la chute amont sur la turbine.
- Démarrer la pompe.

### Mesure :

Pour chaque ouverture du distributeur et pour chaque charge de la turbine, du couple nul (correspondant a l'emballement de la turbine) au couple maximum (correspondant à la vitesse nulle), on effectuera les mesures ci-après :

- Régler l'ouverture du distributeur sur la réglette fixe sur le distributeur à 1/6, 2/6, 3/6, 4/6, 5/6, et 6/6 de l'ouverture total.
- Pour chaque ouverture du distributeur, parcourir toute la gamme de variation de charge et équilibrer a chaque fois le frein en disposant des poids M, dans le plateau jusqu'à réaliser l'équilibre du bras .Le couple T fournie par la turbine est égale a  $T=M.g.R$  (avec  $R=0.716m$  désignant la longueur du bras de levier du frein, mesurer entre son extrémité et l'axe).
- A l'équilibre du frein lire au tachymètre situé en bout d'arbre, la vitesse de rotation de la turbine en tr/min (prendre la moyenne de 4 ou 5 mesures).
- Mesurer le débit Q au compteur.
- Mesurer la chute de la turbine, somme des trois termes fonction de :
  - L'indication de la valeur lue au manomètre a mercure.

➤  $\frac{C^2}{2.g}$  dans la conduite d'amené au droit de la prise du manomètre (diamètre 250mm).

➤ La hauteur chute aval.

Les résultats de l'expérimentation sont représentés ci – dessus :

**Ouverture 1/6 :**

	MESURES				CALCULS	
	H amont cm de Hg	H aval cm d'eau	Volume (m <sup>3</sup> )	Temps (s)	Q (m <sup>3</sup> /s)	H m d'eau
1ère mesure	29.1	131.3	10	279	0.0358	5.29
2ème mesure	29	131.3	10	280	0.0357	5.28
3ème mesure	29	131.2	10	281	0.0355	5.28
moyenne	29.03	131.26			0.0357	5.29

M (g)	N (tr/min)	$\omega$ (s <sup>-1</sup> )	T (N.m)	P (Watt)	$\eta$	Ns	Ps
3520	98	10,26	24,72	253,61	0,14	8,74	496,27
3400	136	14,23	23,88	339,94	0,18	12,12	665,22
3250	207	21,67	22,83	494,59	0,27	18,45	967,83
3000	293	30,67	21,07	646,22	0,35	26,12	1 264,55
2820	336	35,17	19,81	696,59	0,38	29,95	1 363,12
2500	360	41,55	17,56	729,66	0,40	35,39	1 427,83
2515	462	48,36	17,67	854,22	0,46	41,19	1 671,57
2130	523	54,74	14,96	818,98	0,44	46,62	1 602,61
140	1000	104,67	0,98	102,92	0,06	89,15	201,41

**Ouverture 2/6 :**

	MESURES				CALCULS	
	H amont cm de Hg	H aval cm d'eau	Volume (m <sup>3</sup> )	Temps (s)	Q (m <sup>3</sup> /s)	H m d'eau
1ère mesure	28.4	127.3	10	166	0.06	5.22
2ème mesure	28.5	127.3	10	165	0.06	5.22
3ème mesure	28.5	127.4	10	166	0.06	5.24
moyenne					0.06	5.23

M (g)	N (tr/min)	$\omega$ (s <sup>-1</sup> )	T (N.m)	P (Watt)	$\eta$	Ns	Ps
5615	172	18,00	39,44	710,02	0,23	15,41	1 411,35
5465	260	27,21	38,39	1 044,61	0,34	23,30	2 076,44
5165	350	36,63	36,28	1 329,01	0,43	31,37	2 641,77
4605	500	52,33	32,35	1 692,74	0,55	44,81	3 364,78
4325	586	61,33	30,38	1 863,26	0,60	52,51	3 703,74
3875	658	68,87	27,22	1 874,51	0,61	58,97	3 726,10
3455	750	78,50	24,27	1 930,00	0,62	67,21	3 836,40
2995	820	85,83	21,04	1 805,52	0,58	73,48	3 588,95
150	1260	131,88	1,05	138,95	0,04	112,91	276,20

**Ouverture 3/6 :**

	MESURES				CALCULS	
	H amont cm de Hg	H aval cm d'eau	Volume (m <sup>3</sup> )	Temps (s)	Q (m <sup>3</sup> /s)	H m d'eau
1ère mesure	24.5	124.4	10	122	0.08	4.71
2ème mesure	24.9	124.6	10	123	0.08	4.77
3ème mesure	24.9	124.6	10	122	0.08	4.78
moyenne	24.76	124.53			0.08	4.75



M(kg)	N(tr/min)	$\omega(s^{-1})$	T (N.m)	P (Watt)	$\eta$	Ns	Ps
7265	225	23,55	51,03	1 201,73	0,32	21,15	2 756,14
6815	335	35,06	47,87	1 678,42	0,44	31,49	3 849,41
6185	443	46,37	43,44	2 014,34	0,53	41,64	4 619,83
5365	615	64,37	37,68	2 425,69	0,64	57,80	5 563,24
5065	686	71,80	35,58	2 554,43	0,68	64,48	5 858,50
4515	786	82,27	31,71	2 608,98	0,69	73,88	5 983,61
3995	858	89,80	28,06	2 519,96	0,67	80,64	5 779,46
3360	941	98,49	23,60	2 324,45	0,62	88,45	5 331,04
165	1380	144,44	1,16	167,40	0,04	129,71	383,92

#### Ouverture 4/6 :

	MESURES				CALCULS	
	H amont cm de Hg	H aval cm d'eau	Volume (m <sup>3</sup> )	Temps (s)	Q (m <sup>3</sup> /s)	H m d'eau
1ère mesure	23.8	122.8	10	107	0.0926	4.70
2ème mesure	24	122.7	10	109	0.0927	4.71
3ème mesure	23.9	122.9	10	108	0.0925	4.70
moyenne	23.9	122.8			0.0926	4.70

N (tr/min)	M (g)	$\omega(s^{-1})$	T (N.m)	P (Watt)	$\eta$	Ns	Ps
222	6700	23,24	47,06	1 093,50	0,25	20,69	2 443,67
325	6400	34,02	44,95	1 529,16	0,35	30,28	3 417,26
440	5950	46,05	41,79	1 924,69	0,44	41,00	4 301,15
582	5150	60,92	36,17	2 203,54	0,50	54,23	4 924,30
660	4800	69,08	33,72	2 329,03	0,53	61,50	5 204,75
758	4300	79,34	30,20	2 396,23	0,55	70,63	5 354,91
830	4000	86,87	28,10	2 440,78	0,56	77,34	5 454,47
908	3500	95,04	24,58	2 336,38	0,53	84,61	5 221,18
1380	160	144,44	1,12	162,33	0,04	128,59	362,76

**Ouverture 5/6 :**

	MESURES				CALCULS	
	H amont cm de Hg	H aval cm d'eau	Volume (m <sup>3</sup> )	Temps (s)	Q (m <sup>3</sup> /s)	H m d'eau
1ère mesure	22.0	121.5	10	97	0.107	4.65
2ème mesure	21.9	121.4	10	98	0.108	4.64
3ème mesure	22.1	121.6	10	96	0.109	4.66
moyenne	22	121.5			0.108	4.65

N (tr/min)	M (g)	$\omega$ (s <sup>-1</sup> )	T (N.m)	P (Watt)	$\eta$	Ns	Ps
218	6700	22,82	47,06	1 073,80	0,22	20,71	2 542,46
320	6400	33,49	44,95	1 505,64	0,31	30,40	3 564,95
420	5850	43,96	41,09	1 806,32	0,38	39,90	4 276,89
570	5200	59,66	36,52	2 179,06	0,45	54,15	5 159,43
650	4800	68,03	33,72	2 293,74	0,48	61,75	5 430,98
740	4250	77,45	29,85	2 450,00	0,51	70,30	5 474,49
798	3950	83,52	27,74	2 500,00	0,52	75,81	5 486,85
908	3500	95,04	24,58	2 336,38	0,49	86,26	5 531,94
1380	160	144,44	1,12	162,33	0,03	131,09	384,35

**Ouverture 6/6 :**

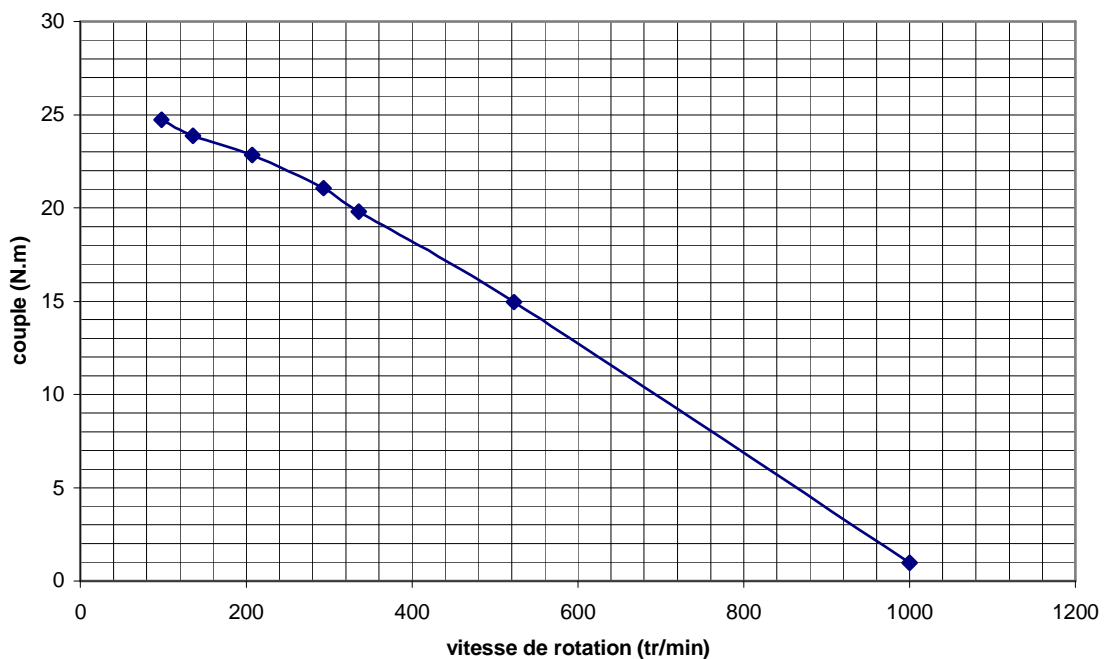
	MESURES				CALCULS	
	H amont cm de Hg	H aval cm d'eau	Volume (m <sup>3</sup> )	Temps (s)	Q (m <sup>3</sup> /s)	H m d'eau
1ère mesure	20.4	120.4	10	89	0.19	4.52
2ème mesure	20.5	120.5	10	88	0.17	4.53
3ème mesure	20.6	120.4	10	90	0.18	4.52
moyenne	20.5	120.4			0.18	4.52

N (tr/min)	M (g)	$\omega$ (s <sup>-1</sup> )	T (N.m)	P (Watt)	$\eta$	Ns	Ps
200	6240	20,93	43,83	917,50	0,18	19,27	2 267,39
266	6050	27,84	42,49	1 183,12	0,24	25,63	2 923,80
400	5520	41,87	38,77	1 623,27	0,33	38,54	4 011,53
544	5120	56,94	35,96	2 047,67	0,41	52,42	5 060,34
624	4750	65,31	33,36	2 179,06	0,44	60,13	5 385,04
710	4250	74,31	29,85	2 218,39	0,45	68,42	5 482,24
766	3850	80,17	27,04	2 250,00	0,45	73,81	5 357,97
870	3350	91,06	23,53	2 142,67	0,43	83,83	5 295,11
1380	160	144,44	1,12	162,33	0,03	132,98	401,15

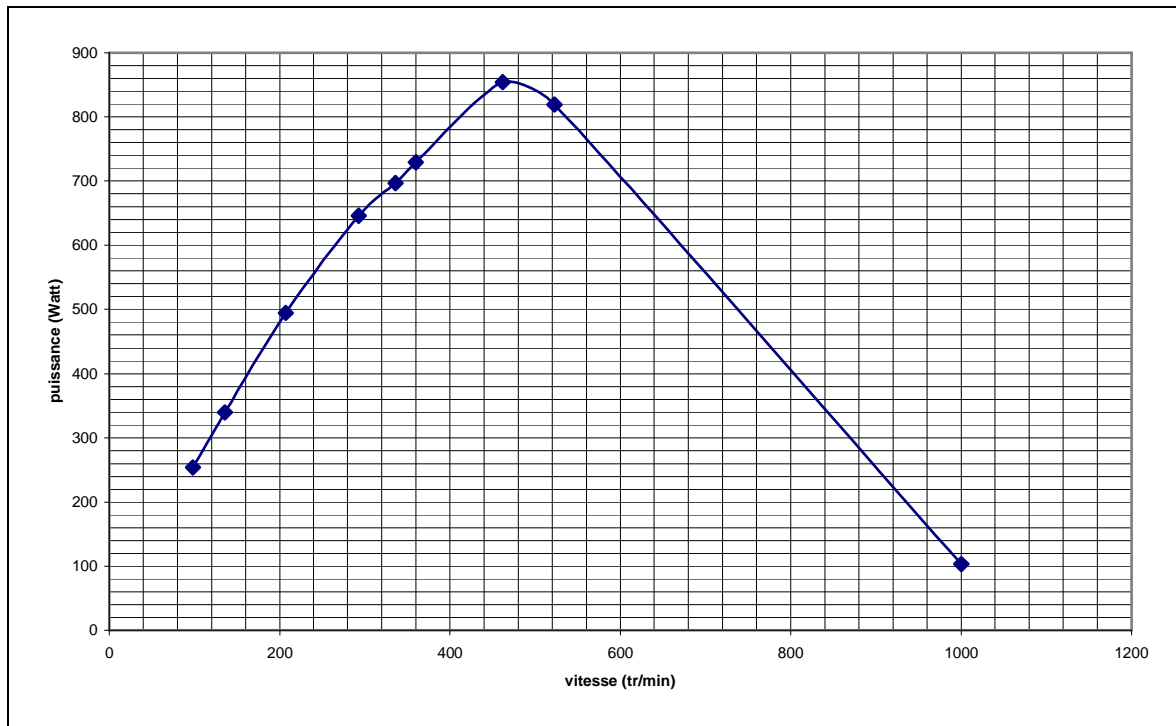
Pour chaque ouverture nous avons tracé 3 courbes :

- Courbes de couple en fonction de la vitesse de rotation
- Puissance en fonction de la vitesse de rotation
- Rendement en fonction de la vitesse de rotation.

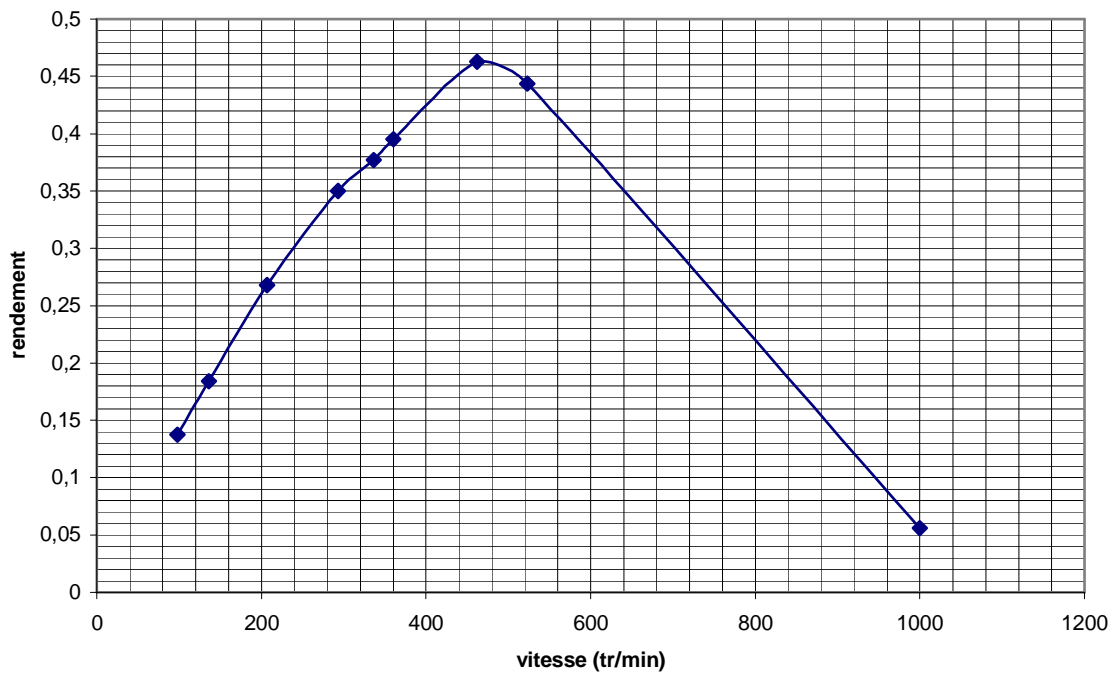
Ouverture 1/6 :



**Fig6.1 :** Courbe du couple de frein en fonction de la vitesse de rotation.

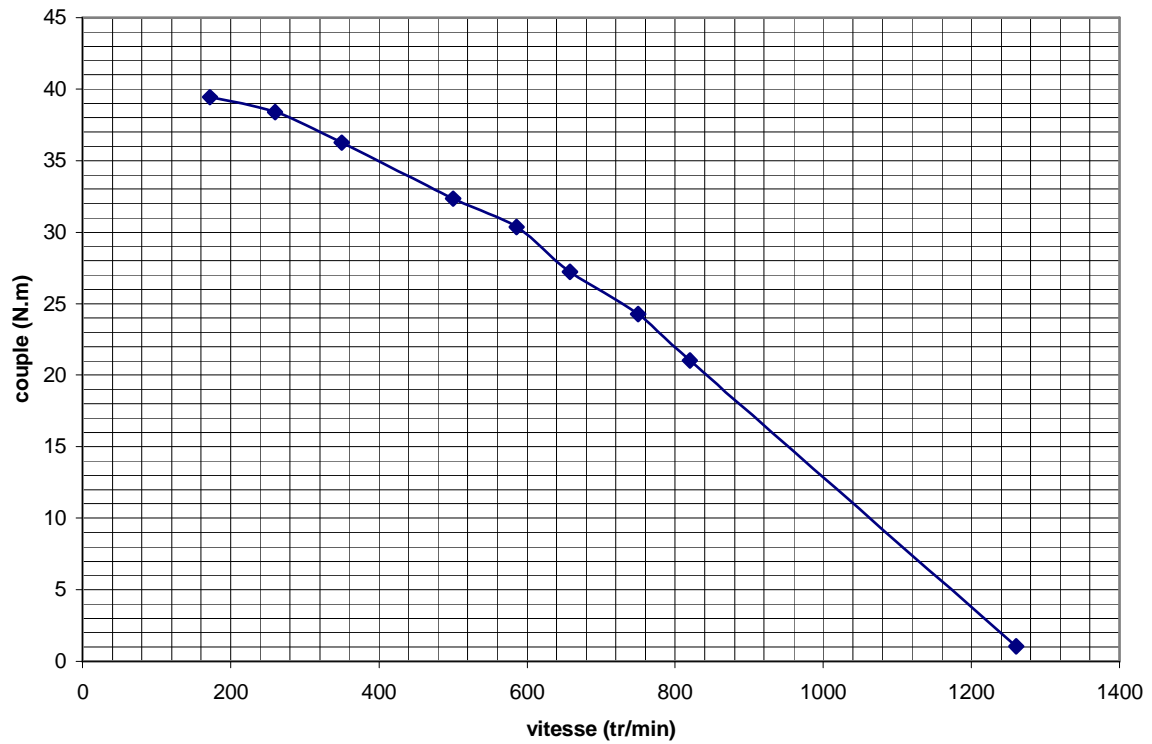


**Fig6.2 :** Courbe de la puissance en fonction de la vitesse de rotation.

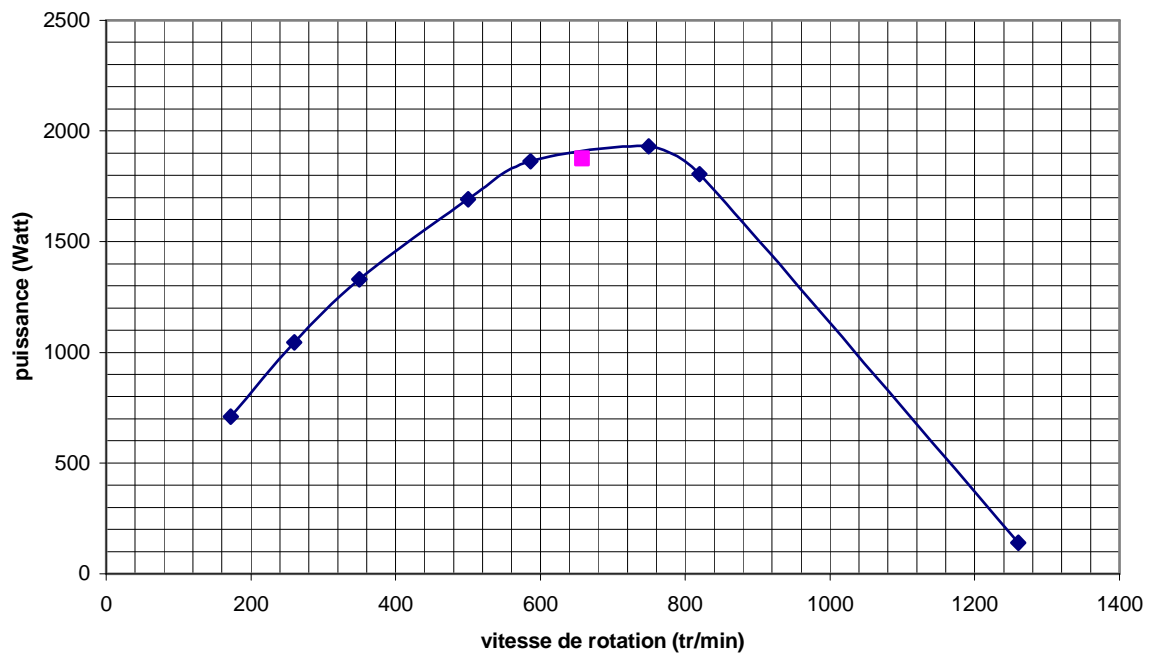


**Fig2.3 :** Courbe du rendement en fonction de la vitesse de rotation.

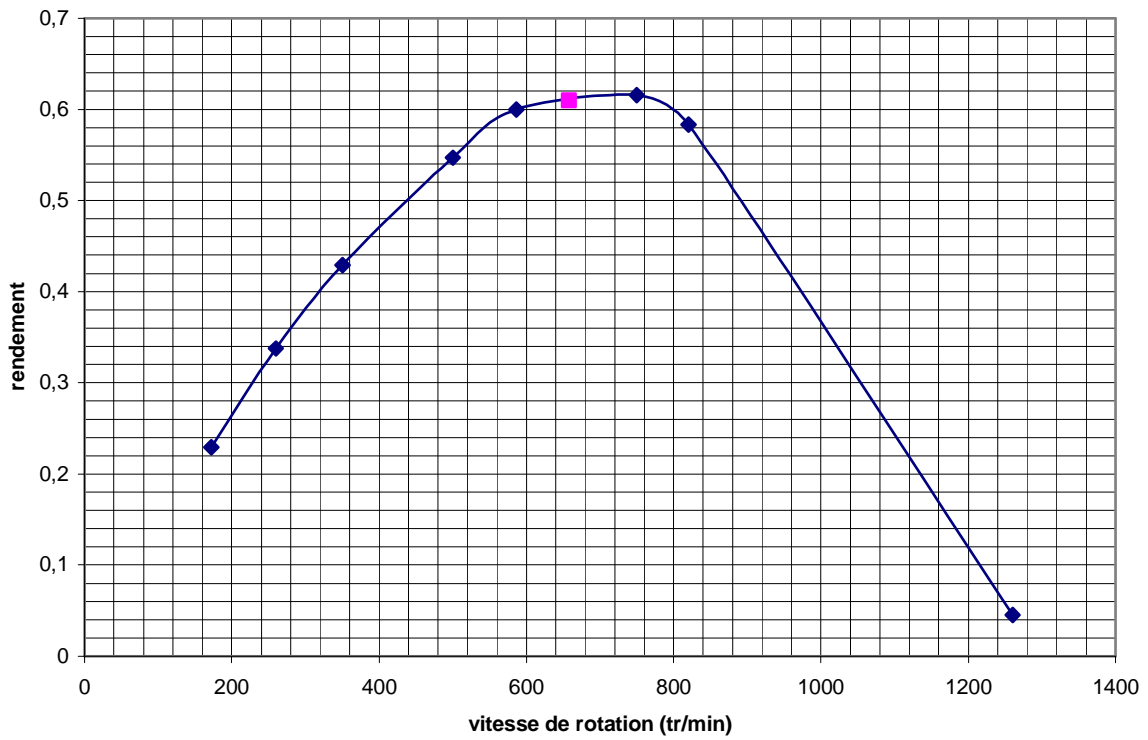
Ouverture 2/6 :



**Fig6.4 :** Courbe du couple de frein en fonction de la vitesse de rotation.

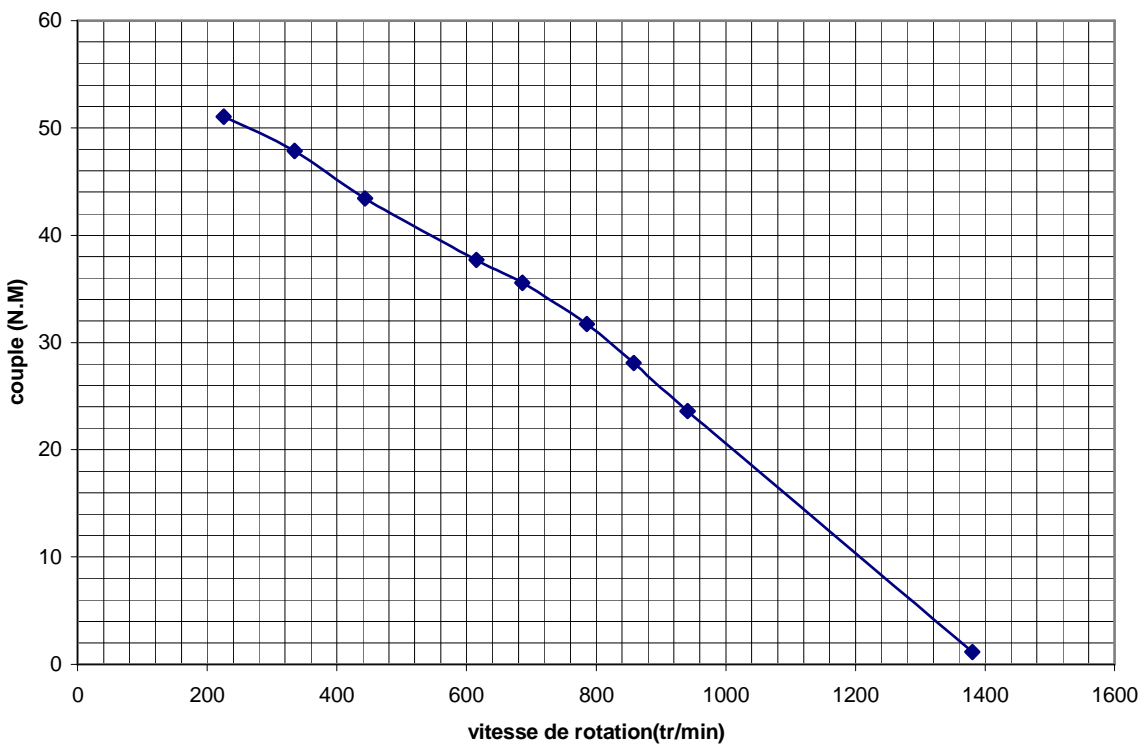


**Fig6.5 :** Courbe de la puissance en fonction de la vitesse de rotation

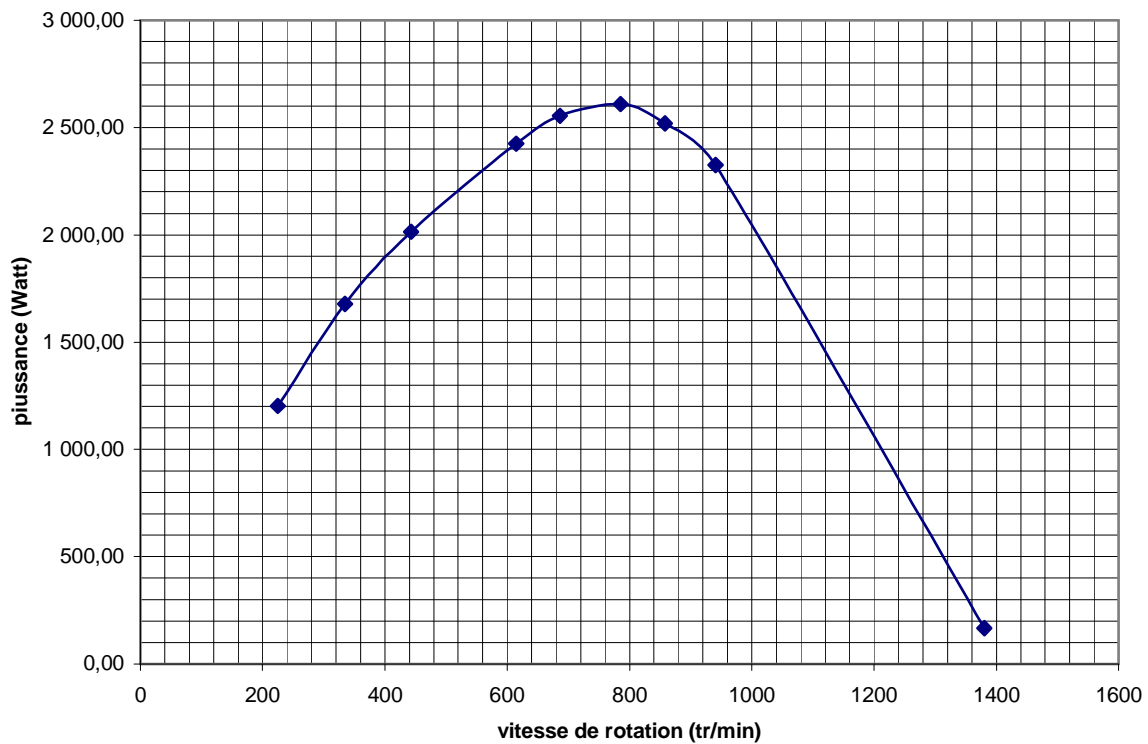


**Fig6.6 :** Courbe du rendement en fonction de la vitesse de rotation

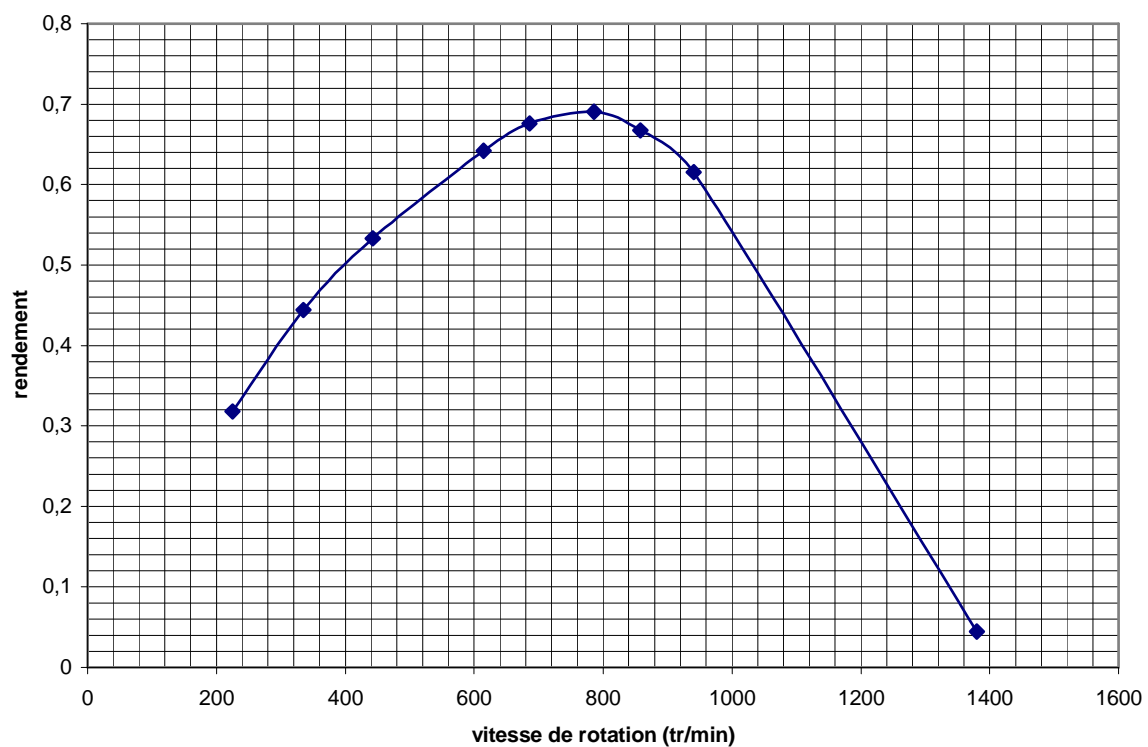
Ouverture 3/6 :



**Fig6.7 :** Courbe du couple de frein en fonction de la vitesse de rotation.

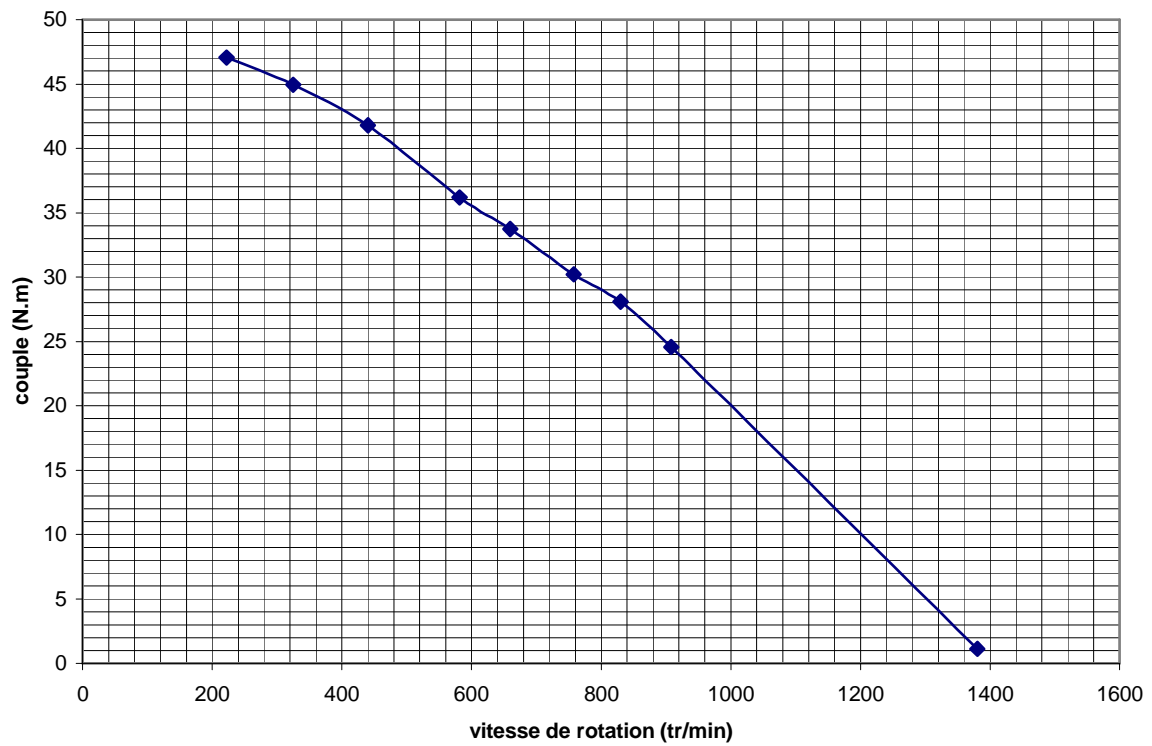


**Fig6.8** : Courbe de la puissance en fonction de la vitesse de rotation

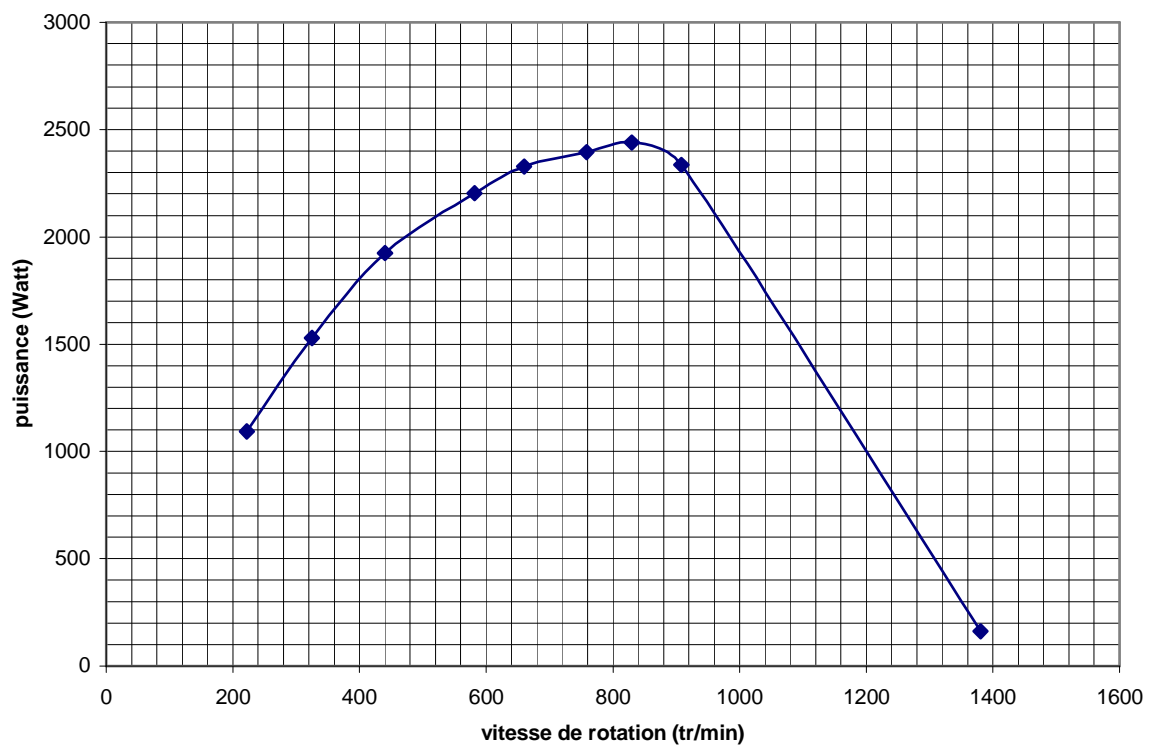


**Fig6.9** : Courbe du rendement en fonction de la vitesse de rotation.

Ouverture 4/6 :

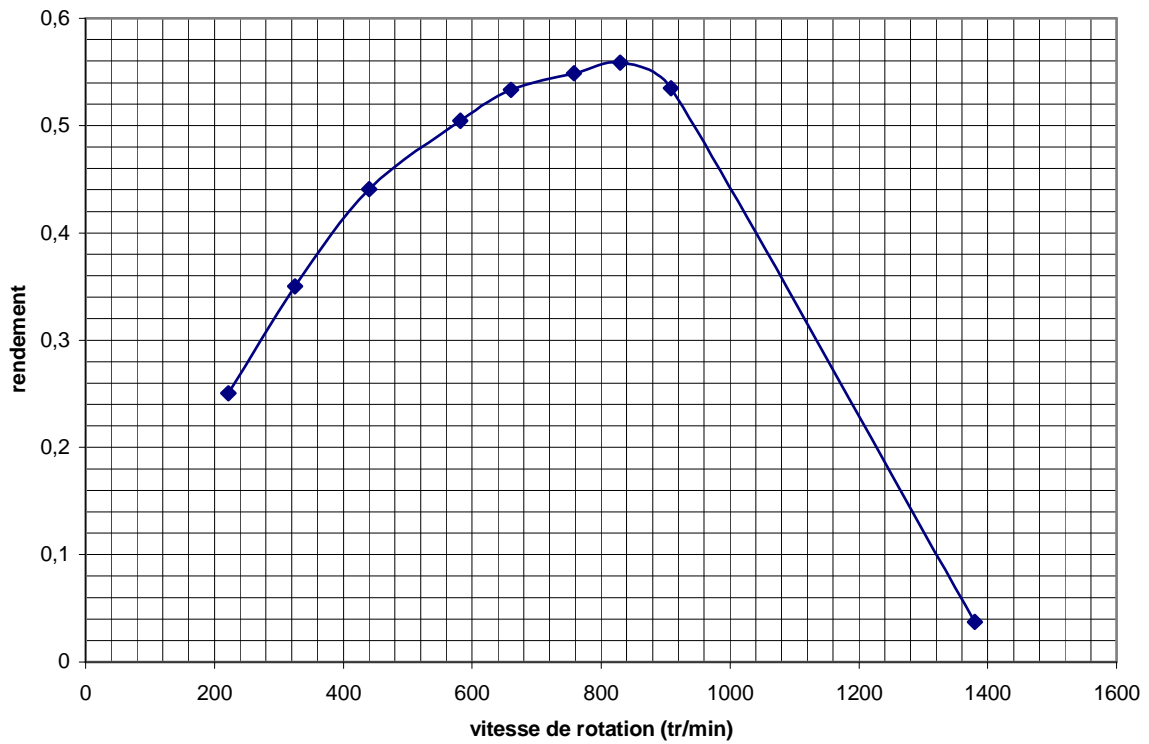


**Fig6.10** : Courbe du couple de frein en fonction de la vitesse de rotation.



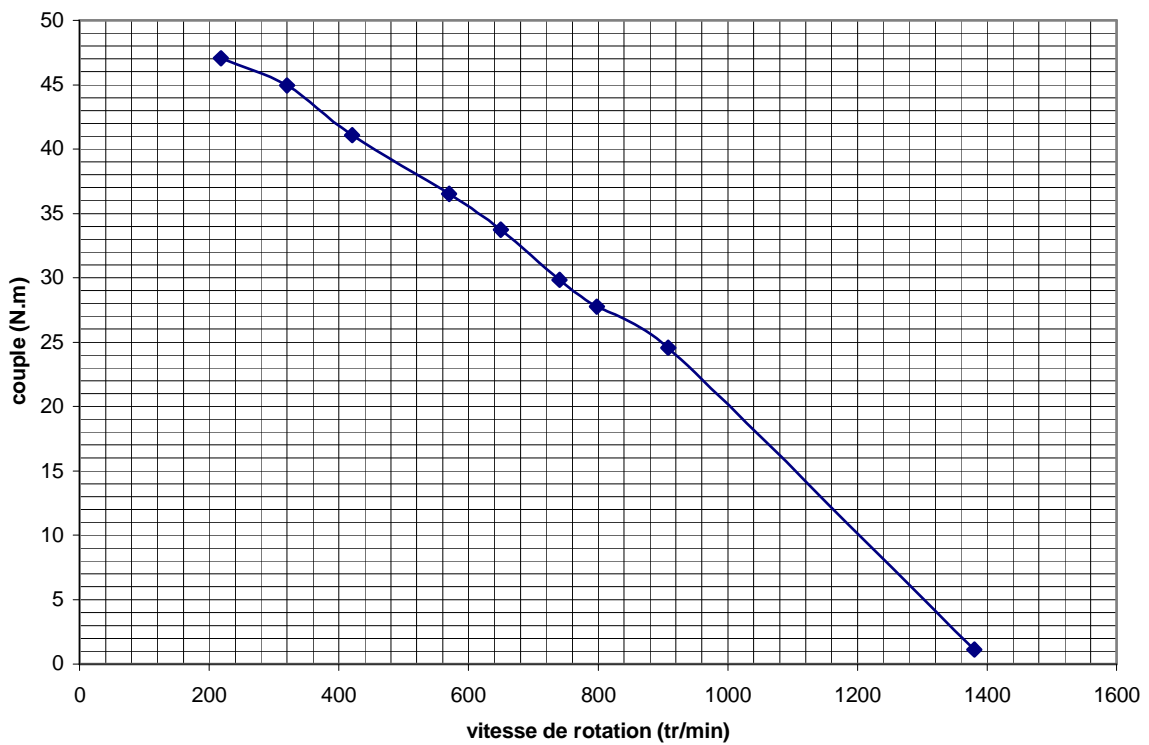
**Fig6.11** : Courbe de la puissance en fonction de la vitesse de rotation.



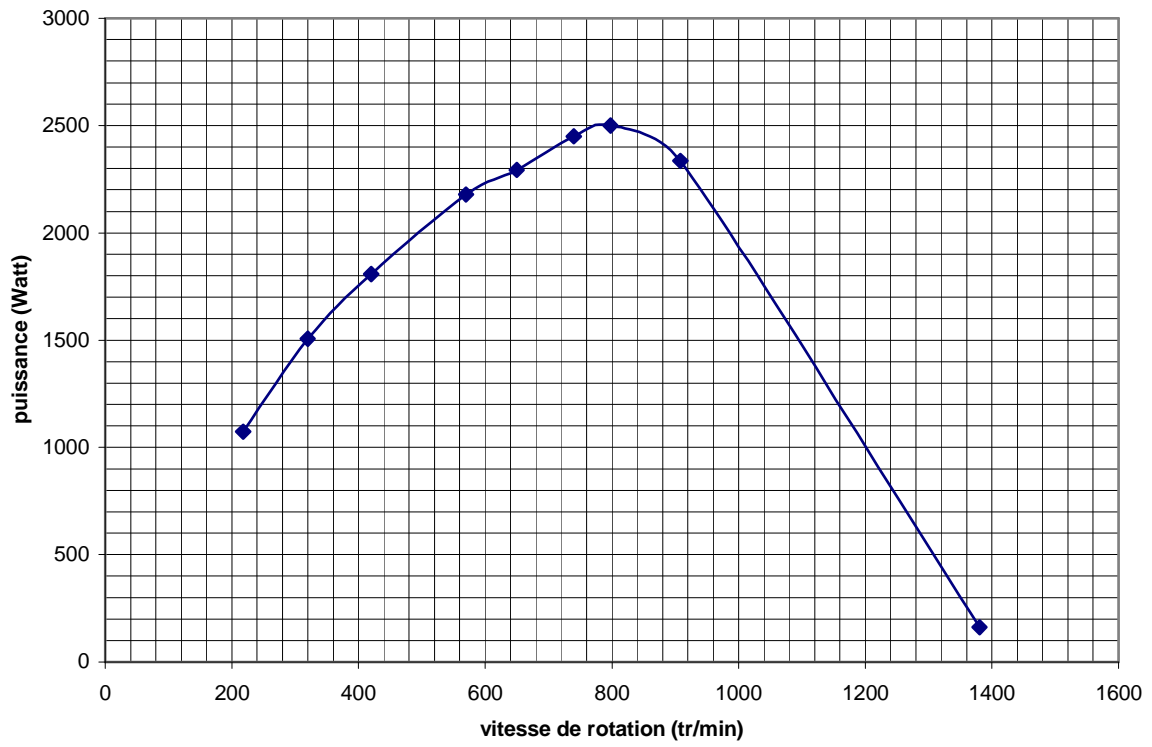


**Fig6.12** : Courbe du rendement en fonction de la vitesse de rotation.

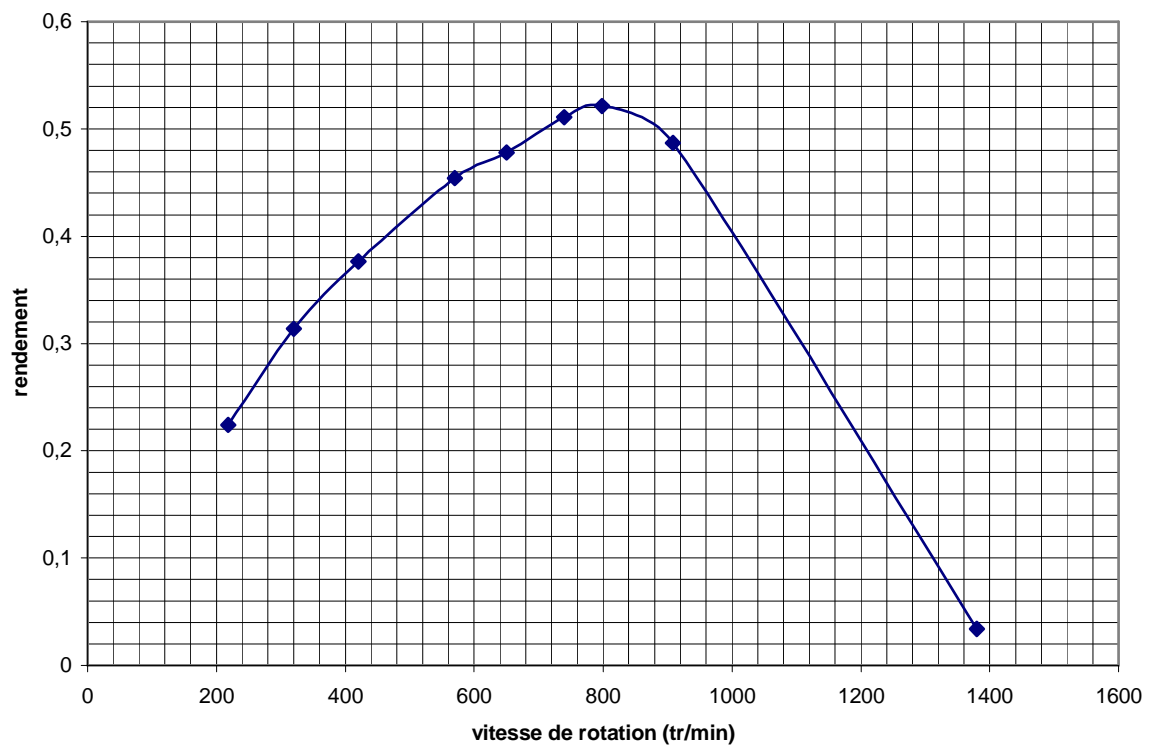
Ouverture 5/6 :



**Fig6.13** : Courbe du couple de frein en fonction de la vitesse de rotation.

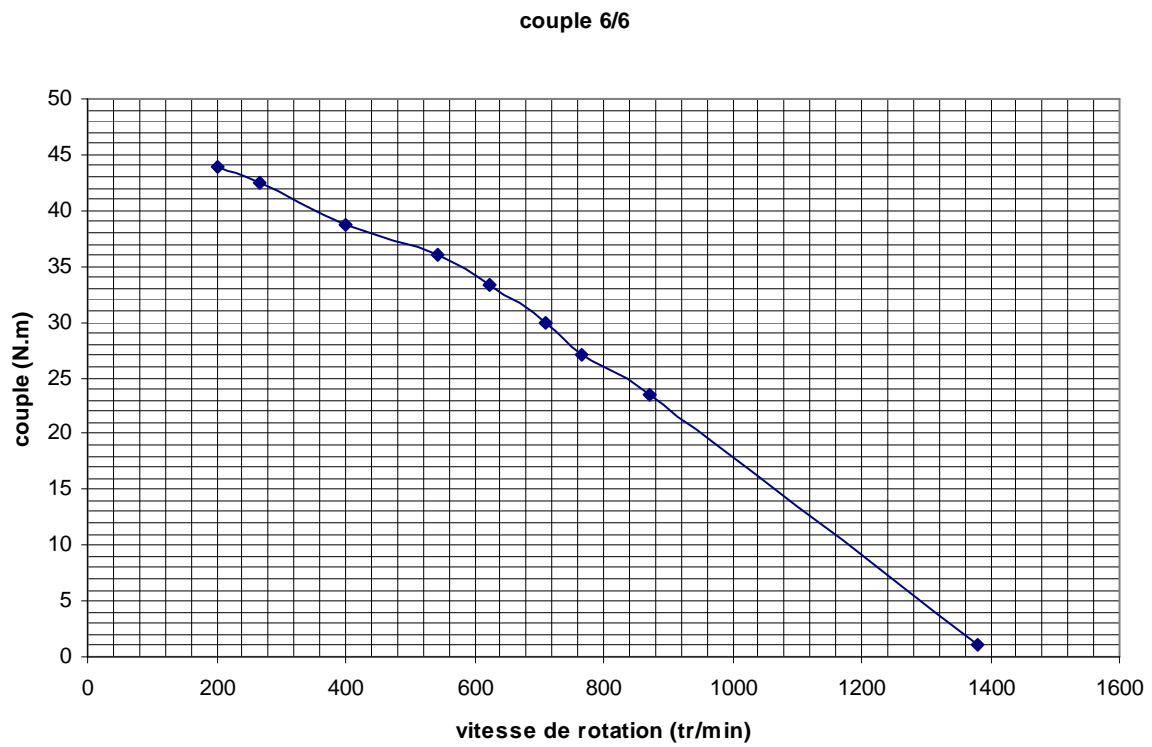


**Fig6.14 :** Courbe de la puissance en fonction de la vitesse de rotation.

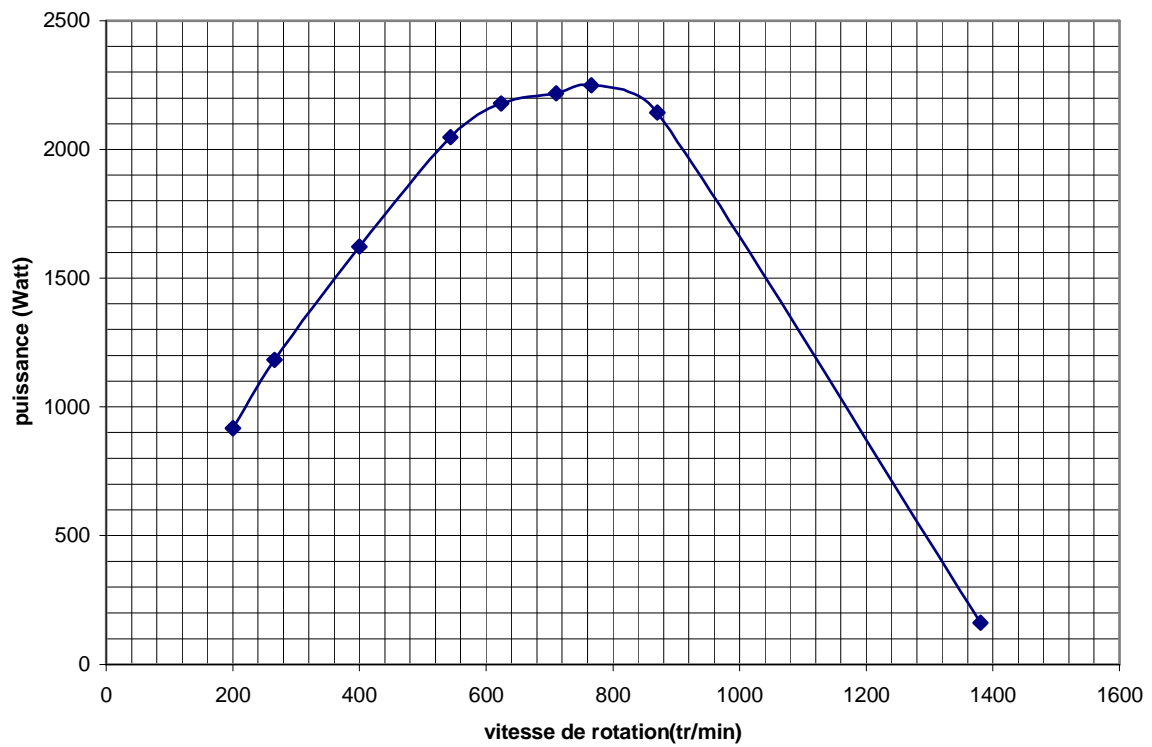


**Fig6.15 :** Courbe du rendement en fonction de la vitesse de rotation.

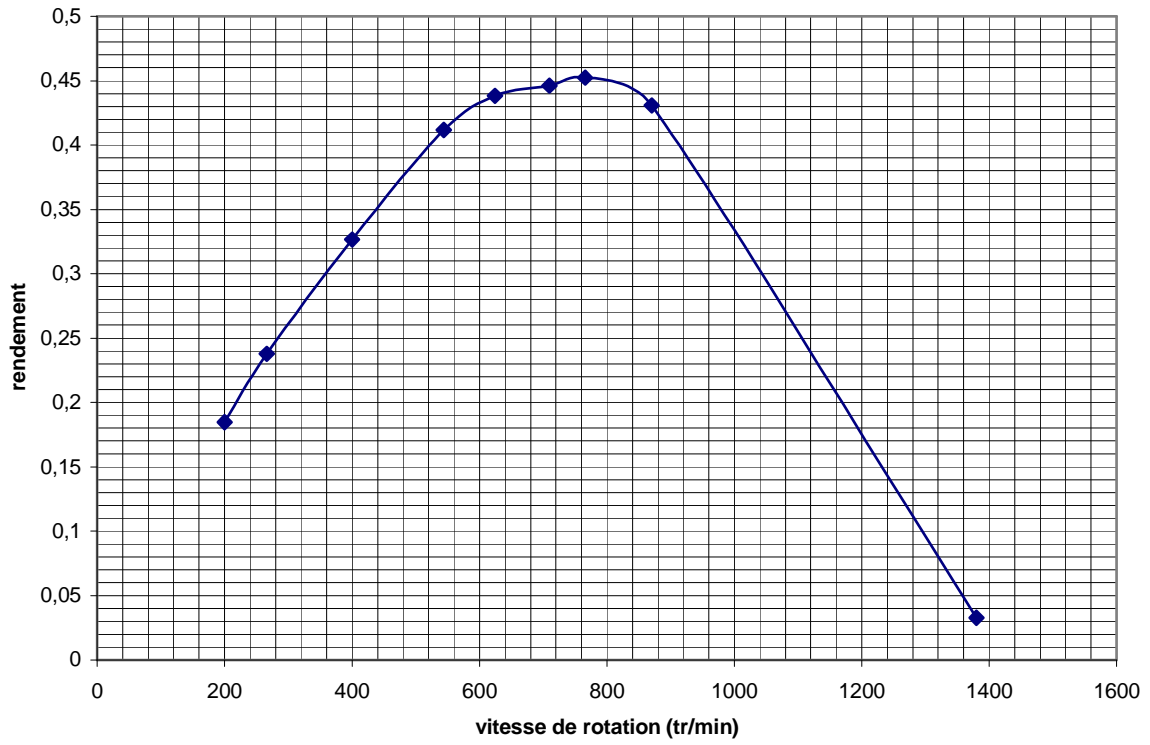
Ouverture 6/6 :



**Fig6.16 :** Courbe du couple de frein en fonction de la vitesse de rotation.

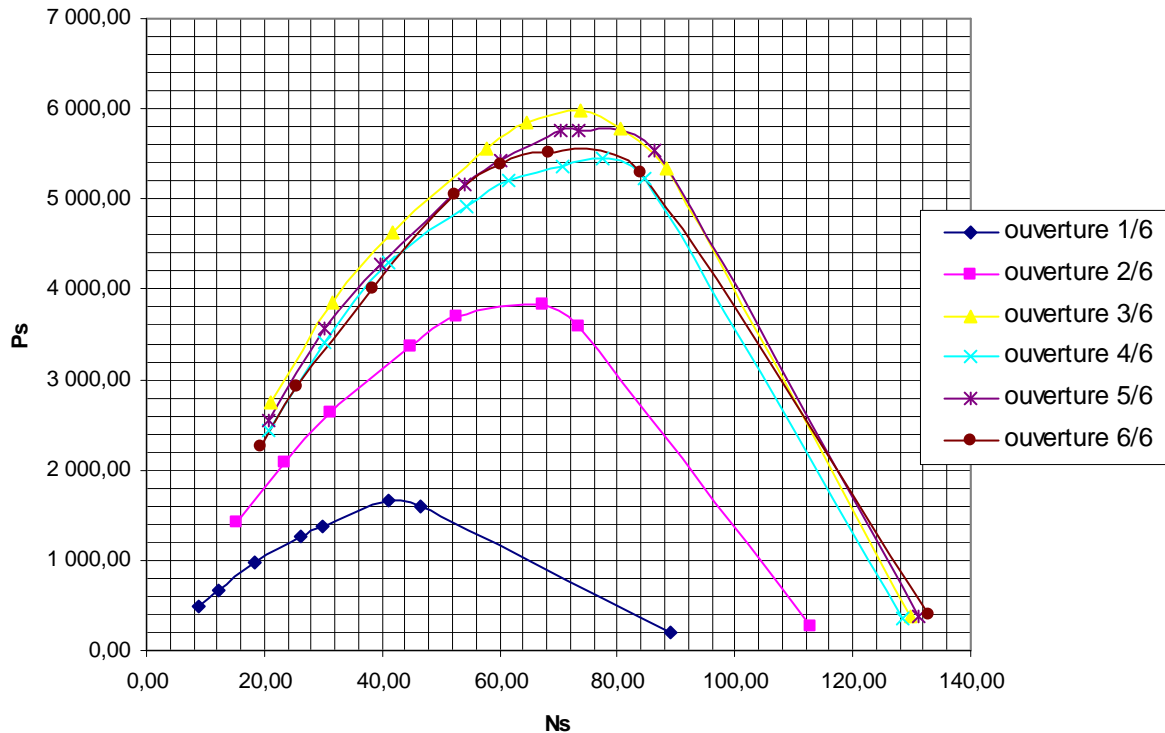


**Fig6.17 :** Courbe de la puissance en fonction de la vitesse de rotation.



**Fig6.18** : Courbe du rendement en fonction de la vitesse de rotation.

Nous traçons sur le même graphe les courbes  $P_s=f(N_s)$  et on tracera les courbes d'égal rendement.



**Figure 6.19 :** Courbe  $P_s=f(N_s)$  pour les différentes ouvertures de la turbine.

### Calcul d'incertitude :

Après avoir fait nos expériences avec des appareils de mesure, il est bien clair qu'il y a des erreurs de mesures ses erreurs sont des erreurs systématiques et accidentelles relié aux instruments de mesure.

Donc pour avoir une précision et un intervalle de tolérance pour les valeurs mesurer, nous avons calculer les incertitudes pour différentes mesures tel que le débit, la charge, la vitesse de rotation, le couple de frein, la puissance, le rendement, ainsi que  $P_s$  et  $N_s$  les valeurs de la puissance et de la vitesse de rotation réduites.

Les équations d'incertitudes pour différentes mesures sont :

$$Q = \frac{V}{T} \Rightarrow \frac{\Delta Q}{Q} = \frac{\Delta V}{V} + \frac{\Delta T}{T}$$

Mais comme sur les appareils de mesures il n'est pas indiquer les valeurs de l'erreur systématique et comme on n'a pas de document technique sur ces appareils de mesure on va considérer que l'erreur accidentelle est prise en compte avec l'erreur accidentelle donc

🧩 Les formules de calculs pour les tableaux des résultats sont :

$$\omega = \frac{\pi.N}{30}$$

$$T = 0.716.M.g$$

$$P = T.\omega$$

$$\eta = \frac{P}{\rho.g.Q.H}$$

Avec :

$$\Delta V = 0.1 m^3$$

$$\Delta T = 1 \text{ sec}$$

$$\Delta P_2 = 1 \text{ mm de Hg} = 0.0136 m \text{ d'eau.}$$

On a pour la mesure de la charge H :

On a utilisé la formule suivante :

$$H = \frac{P_2}{\rho.g} + \frac{C_2^2}{2.g} + (1.4 - h_d)$$

$$\frac{\Delta H}{H} = \frac{\Delta P_2}{P_2} + \frac{\Delta \rho}{\rho} + \frac{\Delta g}{g} + \frac{2.\Delta C_2}{C_2} + \frac{\Delta g}{g} + \frac{\Delta h_d}{h_d}$$

Et comme :

$$\Delta \rho = 0$$

$$\Delta g = 0$$

Il nous reste alors :

$$\frac{\Delta H}{H} = \frac{\Delta P_2}{P_2} + \frac{2.\Delta C_2}{C_2} + \frac{\Delta h_d}{h_d}$$

Et on a aussi :

$$C_2 = \frac{4.Q}{\pi.D^2} \Rightarrow \frac{\Delta C_2}{C_2} = \frac{\Delta Q}{Q}$$

car  $D = \text{cste.}$

D'où :

$$\frac{\Delta H}{H} = \frac{\Delta P_2}{P_2} + \frac{2.\Delta Q}{Q} + \frac{\Delta h_d}{h_d}$$

Avec :

$$\Delta h_d = 1 \text{ mm}$$

$$\Delta m = 10 \text{ g}$$

$$\Delta N = 5 \text{ tr / min}$$

$$\frac{\Delta T}{T} = \frac{\Delta M}{M}$$

$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{\Delta T}{T} + \frac{\Delta \omega}{\omega} = \frac{\Delta M}{M} + \frac{\Delta N}{N}$$

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = \frac{\Delta T}{T} + \frac{\Delta \omega}{\omega} + \frac{\Delta H}{H} + \frac{\Delta Q}{Q} = \frac{\Delta M}{M} + \frac{\Delta N}{N} + \frac{\Delta H}{H} + \frac{\Delta Q}{Q}$$

$$\frac{\Delta N_s}{N_s} = \frac{\Delta N}{N} + 0.5 \cdot \frac{\Delta H}{H}$$

$$\frac{\Delta P_s}{P_s} = \frac{\Delta P}{P} + 1.5 \cdot \frac{\Delta H}{H}$$

On va représenter un tableau ou en fait figurer toutes les erreurs de mesures pour chaque ouverture de distributeurs :

Ouverture 1/6 :

$\Delta N$ (tr / min)	$\Delta T$ (N.m)	$\Delta P$ (Watt)	$\Delta \eta$	$\Delta N_s$	$\Delta P_s$
5	0,070	13,65	0,014	0,62	56,00
5	0,070	13,49	0,017	0,70	68,32
5	0,070	13,46	0,022	0,83	87,32
5	0,070	13,18	0,026	0,99	105,46
5	0,070	12,83	0,027	1,07	110,99
5	0,070	13,05	0,028	1,23	115,49
5	0,070	12,64	0,032	1,31	130,04
5	0,070	11,67	0,030	1,42	123,80
5	0,070	7,86	0,007	2,31	28,08

Ouverture 2/6 :

$\Delta N$ (tr / min)	$\Delta T$ (N.m)	$\Delta P$ (Watt)	$\Delta \eta$	$\Delta N_s$	$\Delta P_s$
5	0,04	21,90	0,019	0,77	132,45
5	0,04	22,00	0,025	0,93	174,54
5	0,04	21,56	0,030	1,10	209,28
5	0,04	20,60	0,036	1,39	252,93
5	0,04	20,20	0,039	1,55	273,50
5	0,04	19,08	0,039	1,68	272,67
5	0,05	18,45	0,039	1,85	278,37
5	0,05	17,03	0,037	1,99	259,90
5	0,06	9,81	0,005	2,81	36,90

Ouverture 3/6 :

$\Delta N$ (tr / min)	$\Delta T$ (N.m)	$\Delta P$ (Watt)	$\Delta \eta$	$\Delta N_s$	$\Delta P_s$
5	0,07	28,36	0,027	0,95	255,21
5	0,07	27,51	0,035	1,19	328,71
5	0,07	25,99	0,040	1,42	378,38
5	0,07	24,24	0,047	1,79	439,46
5	0,07	23,66	0,049	1,95	458,50
5	0,07	22,37	0,050	2,16	464,18
5	0,07	20,99	0,048	2,32	446,92
5	0,07	19,26	0,044	2,50	412,03
5	0,07	10,75	0,005	3,45	51,149



Ouverture 4/6 :

$\Delta N$ (tr / min)	$\Delta T$ (N.m)	$\Delta P$ (Watt)	$\Delta \eta$	$\Delta N_s$	$\Delta P_s$
5	0,07	26,26	0,02	0,96	234,62
5	0,070	25,91	0,03	1,19	303,95
5	0,070	25,10	0,03	1,44	365,78
5	0,07	23,20	0,04	1,76	406,41
5	0,07	22,49	0,04	1,94	425,01
5	0,07	21,37	0,04	2,16	433,32
5	0,07	20,80	0,04	2,32	439,21
5	0,07	19,54	0,04	2,49	419,50
5	0,07	10,73	0,01	3,55	50,10

Ouverture 5/6 :

$\Delta N$ (tr / min)	$\Delta T$ (N.m)	$\Delta P$ (Watt)	$\Delta \eta$	$\Delta N_s$	$\Delta P_s$
5	0,07	26,23	0,02	0,99	252,79
5	0,07	25,87	0,03	1,23	328,64
5	0,07	24,59	0,03	1,47	378,99
5	0,07	23,30	0,03	1,82	442,13
5	0,07	22,42	0,04	2,01	460,41
5	0,07	22,31	0,04	2,23	460,45
5	0,07	21,99	0,04	2,37	459,78
5	0,07	19,54	0,04	2,63	461,16
5	0,070	10,73	0,004	3,75	54,24

Ouverture 6/6 :

$\Delta N$ (tr / min)	$\Delta T$ (N.m)	$\Delta P$ (Watt)	$\Delta \eta$	$\Delta N_s$	$\Delta P_s$
5	0,07	24,40	0,02	0,96	230,37
5	0,07	24,19	0,02	1,12	279,07
5	0,07	23,23	0,03	1,44	358,27
5	0,07	22,81	0,03	1,79	435,91
5	0,07	22,04	0,03	1,98	458,36
5	0,07	20,84	0,03	2,19	462,67
5	0,07	20,53	0,03	2,32	450,73
5	0,07	18,71	0,03	2,57	443,37
5	0,07	10,73	0,004	3,80	56,61

Le tableau suivant nous donne la tolérance des valeurs de la chute nette et du débit :

H (m)	Q (m <sup>3</sup> /s)	$\Delta Q$ (m <sup>3</sup> /s)	$\Delta H$ (m)	$\frac{\Delta Q}{Q}$	$\frac{\Delta H}{H}$
5.28	0.035	0,000455	0,22176	0.013	0.042
5.23	0.06	0,00096	0,22489	0.016	0.043
4.75	0.0817	0,0014706	0,2185	0.018	0.046
4.75	0.0977	0,0018563	0,2256	0.019	0.048
4.70	0.108	0,00216	0,235	0.02	0.050
4.56	0.18	0,00378	0,228	0.021	0.050

### Analyse et critique des résultats :

A partir des résultats obtenue nous remarquons que :

- 🚩 La puissance maximale est atteinte à l'ouverture 3/6 avec un rendement maximal de 69%.
- 🚩 On peut dire que le rendement de la turbine est un bon rendement car malgré que la répartition de l'écoulement dans les hélices n'est pas homogène et cela est due a les

particules qui sont coincé entre les helices, ainsi que la turbine à été deja réparer donc un rendement de 69% pour une turbine didactique est acceptable.

- ✚ On peut dire aussi que à l'ouverture  $3/6$  c'est l'angle optimal de l'aube, c'est-à-dire à l'ouverture  $3/6$  on a le minimum de pertes par choc entre les particules.
- ✚ La puissance maximal qui est de 2600 Watt équivalente a 3.56 Ch correspond à un rendement de 69% pour une vitesse de rotation de 780 tr/min, et d'après les documents des caractéristiques de la turbine fournie par le constructeur qui nous montre que la vitesse nominal est de 750 tr/min et une puissance nominal de 4 Ch, donc on est au voisinage des conditions nominal.
- ✚ Pour améliorer les résultats et avoir un rendement supérieur à 69 % il est nécessaire de démonter la turbine et vérifier l'état de tous les éléments de la turbine ainsi de enlever les particules solides coincées dans la turbine et qui perturbent l'écoulement dans la turbine.

## **Conclusion :**

Après avoir bien examiner l'état de la turbine et à partir des résultats expérimentales nous avons constaté que la turbine Francis fonctionne encore pour longtemps mais dans les conditions optimales.

Le banc d'essais de la turbine nous permet d'avoir beaucoup de connaissance sur le comportement de la turbine en variations de la charge et de débit.

## **Conclusion générale :**

Le domaine des machines hydrauliques est un domaine très complexe, car il englobe deux disciplines différents : la théorie et l'expérimentale.

A partir des manipulations effectuées on constate plusieurs points importants sur les turbines hydrauliques tel que :

-Les principes de fonctionnement pour les différents types des turbines

-Leurs utilisations dans le domaine industriel.

-la remise en marche des deux turbines permet a titre pédagogique aux futur ingénieur d'avoir une vision complète sur le fonctionnement et la régulation de la turbine et transporter les résultats des modèles réduits vers l'échelle industrielle.

Concernant les deux turbines de laboratoire qui représentent une centrale hydraulique didactique aux étudiants de l'école pour savoir bien que représente une turbine hydraulique.

Il faut un entretien permanent et nettoyage régulier des turbines y compris les instruments de mesures, ainsi a chaque fois il faut vidanger le réservoir et mettre une eau propre.

La source d'énergie utilisée en Algérie c'est le gaz, on ne peut pas utiliser les ressources d'eau naturelle pour générer de l'électricité, car on n'a pas suffisamment d'eau pour l'AEP et l'irrigation l'industrie.

## ***Bibliographie :***

- Conception et réalisation d'un  
mini laboratoire hydraulique  
BIDI.N et OUAGUINIA  
P.F.E ENP juin 1998
- Département de mesure et instruments  
NEYRPIC
- Equipement de laboratoires d'hydraulique  
SOGREAH
- Hydraulique appliquée à l'exploitation  
des usines hydroélectriques  
1957  
J.SALZARD  
Edition :Dunod
- Turbomachines hydrauliques et thermiques  
Tome 1 et 2 Edition: MASSON  
1967  
M.SEDILLE
- Techniques de l'ingénieur  
« Traité Génie mécanique »  
2001
- Description des turbomachines  
A.L.JAUMOTTE  
P.DECK  
L.MEGNINT  
G.VERDURAND  
Réf : B4407
- Fonctionnement des turbomachines  
L.R.EREMEEF  
Ref: BM4406
- Théories générales sur les turbomachines  
M.PLUVIOSE  
C.PERILHON  
Réf : BM4280

# Webographie :

Barrages Hydroélectriques	2003	Juan Daniel, Jean-Yves, Luis Rafael (site Internet)
Energie hydraulique <u>Michel Fonfrède</u>		Michel Fonfrède (site internet)
Générateur électrique -	2006	Wikipédia.htm (Cite Internet)
Les groupes bulbes	2000	EDF-SHF Urtin Cyril & Poulain Pierre (site Internet)
Régulation et sécurité d'exploitation des petites centrales hydrauliques.	-1995-	J.-M.Chapallaz,ing EPFL/SIA (site internet)