

الشعبية الديمقراطية الجزائرية الجمهورية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE MOHAMED SEDDIK BENYAHIA JIJEL

Faculté des sciences et de la technologie

Département d'Électrotechnique

N° :...../2024

MEMOIRE DE MASTER

DOMAINE: Sciences et Technologies

FILIERE:Électromécanique

SPECIALITE: Électromécanique

Thème

Evaluation et prédiction des pertes de puissance mécanique
et hydraulique d'une pompe centrifuge par la méthode
des plans d'expériences

Présenté Par : KHERCHI Ahmed

Encadré Par : BOUSBA.Issam

ROUIDI Boubekour

Date de soutenance: 29/06/2024

Jury de Soutenance

Président : HADEF Mounir

Grade MCA

Univ MSB jijel

Encadreur : BOUSBA .Issam

Grade MCB

Univ MSB jijel

Examineur: DERAÏ Samir

Grade MCB

Univ MSB jijel

Promotion : 2023 /2024

SOMMAIRE

- Sommaire
- Liste des figures
- Liste des Tableaux
- Notations et symboles

Introduction Générale.....01

Chapitre 1 : Caractéristiques des Pompes Centrifuges

1.1. Introduction	02
1.1.1. Définition sur la pompe centrifuge	02
1.1.2. Rôle de la pompe	03
1.1.3. Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge	03
1.1.4. Utilisation des pompes centrifuges	05
1.1.5. Avantages et inconvénients des pompes centrifuges	05
1.2. Courbes caractéristiques des pompe centrifuge	06
1.2.1. La pression	07
1.2.2. La hauteur manométrique	07
1.2.3. La puissance hydraulique	08
1.2.4. La puissance mécanique.....	09
1.2.5. Le rendement de la pompe	09
1.3. Lois de similitude pour les pompes centrifuges	10
1.4. Caractéristiques de la pompe élaborée	11
1.4.1. Caractéristique Hauteur-Débit	12
1.4.2. Caractéristique Puissance-Débit	13
1.4.3. Caractéristique Rendement-Débit.....	13
1.4.4. Présentation des fluides pompés	14
1.4.5. Description du banc d'essai et de la pompe	14
1.5. Conclusion	15

Chapitre 2 : Les pertes des pompes centrifuges

2.1. Introduction	16
2. 2. Triangles de vitesse et équation d'Euler pour les pompes centrifuges	16
2.2.1. Triangles de vitesse	16
2.2.1.1. Entrée de la roue	18
2.2.1.2. Sortie de la roue	19

2.2.2. Equation d'Euler	20
2.3. Pertes des pompes centrifuges	20
2.3.1. Type de pertes hydrauliques	21
2.3.1.1. Perte par choc	21
2.3.1.2. Perte par frottement de disque	23
2.3.1.3. Pertes à l'aspiration de la pompe	24
2.3.1.4. Pertes de charge dans la volute	25
2.3.2. Type de pertes de puissance	27
2.3.2.1. Les pertes de puissance hydraulique des pompes centrifuges	27
2.3.2.2. les pertes de puissance par frottement de disque des pompes centrifuges	29
2.3.2.3. les pertes de puissance mécanique des pompes centrifuges	29
2.4. Conclusion	31

Chapitre 3 : La méthode des plans d'expériences

3.1. Introduction	32
3.2. Objectifs des plans d'expériences	33
3.3. Démarche méthodologiques	33
3.4. Principaux avantages des plans d'expériences	35
3.5. Conclusion	35

Chapitre 4 : Résultats et discussions

4.1. Introduction	36
4.2. Démarche de prédiction.....	36
4.2.1. Installation expérimentale de la Pompe Centrifuge.....	36
4.2.2. Résultats expérimentaux	36
4.2.3. Formulations théorique	38
4.2.4. Facteurs utilisés	38
4.3. Résultats et discussions	39
4.3.1. Résultats de perte de puissance mécaniques (P'abs-tagu).	39
4.3.1. 1 Calcul de l'erreur relative de (P'abs-tagu)	39
4.3.1.2 Courbes des pertes de puissance absorbée par la pompe	40
4.3.2. Résultats de perte de puissance hydrauliques (P'hyd-tagu).	43
4.3.2.1 Calcul de l'erreur relative de (P'hyd-tagu).	44
4.3.2.2 Modèle de prédiction et courbes des pertes de puissance hydrauliques	45

4.4. Conclusion	47
Conclusion Générale	48
Références Bibliographiques	49
- Dédicace	51
- Remerciement	53
- الملخص	54
- Abstract	55
- Résumé	56

Liste des Figures

N°. Figure	Titre de la Figure	N°. Page
Figure I.1	Pompe centrifuge	02
Figure I.2	Pompes monocellulaires	04
Figure I.3	Pompe multicellulaire	04
Figure I.4	Représentation schématique d'une pompe centrifuge	05
Figure I.5	Différentes Courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge	06
Figure I.6	Hauteur réelle d'une pompe centrifuge	07
Figure I.7	Courbes caractéristiques rendement et puissance en fonction de débit	08
Figure I.8	Rendement des pompes centrifuges	09
Figure I-9	Courbes de performance et plage de bon fonctionnement	10
Figure I.10	Similitude et son rôle	10
Figure I.11	Représentation simple d'une pompe centrifuge	12
Figure I.12	Courbes H-Q sous l'effet de la viscosité et la vitesse de rotation	12
Figure I.13	Courbes Pabs-Q sous l'effet de la viscosité et la vitesse de rotation	13
Figure I.14	Courbes η -Q sous l'effet de la viscosité et la vitesse de rotation	13
Figure I.15	Montage expérimental de la pompe testée	14
Figure II.1	a)Diagramme des vitesses (roue de pompe centrifuge); b)Triangle de vitesse	17
Figure II.2	Triangles des vitesses à l'entrée (a) et à la sortie(b) de la roue	17
Figure II.3	Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue d'une pompe centrifuge	18
Figure II.4	Canal inter-aubage d'une des pompes centrifuges radiale	19
Figure II.5	Elément causants les pertes des pompes centrifuges	20
Figure II.6	La zone des pertes par choc	21
Figure II.7	Pertes par choc à N= 3000tr/min	23
Figure II.8	Pertes par frottement en fonction du nombre d'aubages (z=6,8, 10,12)	24
Figure II.9	Pertes d'aspiration à N= 3000 tr/min	25
Figure II.10	La zone de perte volute	26
Figure II.11	Les pertes à N= 3000tr/min	27
Figure II.12	Zone de l'écoulement	27
Figure II.13	Pertes de puissance hydraulique à N=3000 tr/min	28
Figure II.14	Les pertes de puissance par frottement de disque à N= 3000 tr/min	29
Figure II.15	Zone de frottement mécanique	30
Figure II.16	Les pertes de puissance mécanique à N=3000 tr/min	30
Figure III.1	Représentation graphique d'un système	32
Figure III.2	Optimiser la mise au point d'un produit par plan d'expérience	33
Figure III.3	Organigramme général de traitement des plans d'expériences[26]	34
Figure IV.1	Courbe de ($P_{abs-tagu}$) à N= 2700 tr/min	40

Figure IV.2	Courbe de ($\mathbf{P}_{abs-tagu}$) à N= 3000 tr/min	41
Figure IV.3	Courbe de (\mathbf{P}_{abs}) à N= 3000 tr/min et 2700 tr/min	41
Figure IV.4	Courbe de ($\mathbf{P}'_{abs-tagu}$) à N= 2700 tr/min	42
Figure IV.5	Courbe de ($\mathbf{P}'_{abs-tagu}$) à N= 3000 tr/min	42
Figure IV.6	Courbe de (\mathbf{P}'_{abs}) à N= 3000 tr/min et 2700 tr/min	43
Figure IV.7	Courbe de ($\mathbf{P}'_{hyd-tagu}$) à N= 2700 tr/min	45
Figure IV.8	Courbe de ($\mathbf{P}'_{hyd-tagu}$) à N= 3000 tr/min	46
Figure IV.9	Courbe de (\mathbf{P}'_{hyd}) à N= 3000 tr/min et 2700 tr/min	46

Liste des Tableaux

N°. Tableaux	Titre du tableaux	N°. Page
Tableau IV.1	Résultats pour l'eau à N=2700 tr/min	37
Tableau IV.2	Résultats pour l'eau à N=3000 tr/min	37
Tableau IV.3	Résultats pour Teska a N=2700 tr/min	37
Tableau IV.4	Résultats pour Teska a N=3000 tr/min	38
Tableau IV.5	Valeurs des facteurs	38
Tableau IV.6	L'erreur relative pour ($P'_{\text{abs-tagu}}$)	39
Tableau IV.7	Résultats pour l'eau	43
Tableau IV.8	Résultats pour Teska	44
Tableau IV.9	L'erreurs relatives pour ($P'_{\text{hyd-tagu}}$)	44

Liste des symboles

N.P.S.H	[m]	Hauteur Nette Absolue d'aspiration.
η	[%]	Rendement.
α	[m ²]	Zone de sortie de la roue de la pompe.
P_d	[W]	Puissance de friction du disque.
P_l	[W]	Perte de puissance due à une fuite.
C_w	[%]	Concentration des solides au mélange en poids.
C, C_d	[%]	Concentrations solide-liquide en volume.
d_{50}	[m]	Taille de particule moyenne.
Θ	[deg]	Angle de la volute.
P	[pascal]	La pression.
Φ'	[W]	Terme de dissipation visqueuse.
H	[m]	La hauteur.
h_1	[m]	Les pertes par choc.
h_2	[m]	Les pertes par frottement du disque.
h^3	[m]	Les pertes par frottement de la roue.
h_4	[m]	Les Pertes d'aspiration.
h^5	[m]	Les Pertes volute.
Q	[m ³ /s]	Le débit.
N	[tr/min]	La vitesse de rotation.
N_s ou N_q	[min ⁻¹]	La vitesse spécifique.
P	[W]	La puissance utile.
P_3	[W]	Pertes de puissance mécanique.
P_1	[W]	Les pertes de puissance hydraulique.
P_2, P_d	[W]	Les pertes de puissance par frottement de disque.
G	[m ² /s]	L'accélération de la pesanteur.
D	[m]	Le diamètre de la roue.
B	[m]	La largeur de l'aube.
b	[m]	La hauteur de l'aube.
V	[m/s]	La vitesse d'écoulement
U	[m/s]	La vitesse tangentielle ou La vitesse moyenne de l'écoulement.
C_v	[m/s]	Le coefficient de débit volute.
W	[m/s]	Vitesse relative.
C	[m/s]	Vitesse absolue.
Ω	[rad/s]	Vitesse angulaire de la machine.
R	[m]	Le rayon.
H_r	[m]	Le rayon hydraulique.
B	[deg]	L'angle de l'aube.
N	[cSt]	La viscosité cinématique.
P	[kg/m ³]	La masse volumique du fluide.
X	[%]	L'erreur relative.
Z	[-]	Le nombre d'aube.
Re	[-]	Le nombre de Reynolds.
K	[-]	Le coefficient de perte par choc.
f_1	[-]	Le coefficient de perte par frottement de disque.
f_2	[-]	Le coefficient de frottement de l'écoulement.
Tagu	[-]	Taguchi.
Fact	[-]	Factoriel.
Exp	[-]	Expérimentale.

Abs	[-]	Absorbée.
Vap	[-]	Vapeur.
Dis	[-]	Disponible.
Req	[-]	Requise.
<i>I</i>	[-]	Interne.
<i>S</i>	[-]	Optimal.
<i>Vm</i>	[-]	Circonférentiel.
<i>Re</i>	[-]	Relative.
<i>M</i>	[-]	Moyenne.
<i>Hyd</i>	[-]	Hydraulique.
Tot	[-]	Total.
Dyn	[-]	Dynamique.
Stat	[-]	Statique.
<i>Mec</i>	[-]	Mécanique.
Fuit	[-]	Fuite.
$\Psi_{r,opt}$	[-]	Rapport de la hauteur optimal.
$\eta_{r,opt}$	[-]	Rapport du rendement optimal.
<i>S</i>	[-]	Gravité spécifique du solide.
K_H	[-]	Facteur de réduction de la hauteur.
BEP	[-]	Point du rendement optimal.
R^2	[-]	Coefficient de corrélation.
Ψ	[-]	Coefficient de la hauteur.
Φ	[-]	Coefficient du débit.
Π	[-]	Constante = 3.1416.
S_{Gm}	[-]	Rapport de la gravité spécifique du mélange.
σ_s	[-]	Facteur de glissement.
<i>B ;BHI</i>	[-]	Paramètre de calcul des facteurs de correction.

Introduction Générale

Les pompes sont des appareils permettant un transfert d'énergie entre le fluide et un dispositif mécanique convenable. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide soit principalement de l'énergie potentielle par accroissement de la pression en aval, soit principalement de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide. L'énergie requise pour faire fonctionner ces machines dépend donc des nombreux facteurs rencontrés dans l'étude des écoulements : - Les propriétés du fluide : masse volumique, viscosité, compressibilité. - Les caractéristiques de l'installation : longueur, diamètre, rugosité, singularités. - Les caractéristiques de l'écoulement : vitesse, débit, hauteur d'élévation, pression

Le présent mémoire a pour objectif de déterminer et prédire les pertes de puissance mécanique et hydrauliques d'une pompes centrifuges par la méthode des plans d'expérience (méthode de Taguchi), les travaux expérimentaux ont été réalisés sur une pompe centrifuge afin d'obtenir leurs performances au pompage des différents liquides tels que l'eau et huile Teska (Ladouani .A) [1]. Cette base de données a été utilisée par la méthode des plans d'expériences (plans de Taguchi) afin d'obtenir les équations de prédictions des pertes de puissance mécanique et hydrauliques de la pompe testée.

Les résultats de cette méthode statistique (Taguchi) ont été comparés avec les résultats expérimentaux de la pompe testée. Un logiciel de calcul statistique (Minitab 17) a été utilisé afin d'obtenir les équations de prédiction et leurs courbes de caractéristiques.

Ce travail s'articule autour de quatre chapitres :

Le **premier chapitre** présente les différentes caractéristiques d'une pompe centrifuge telles que la hauteur, la puissance absorbée par la pompe le rendement, etc.

Ainsi que les caractéristiques et les courbes d'une pompe centrifuge testée aux pompages des liquides de différentes viscosités (eau et huile Teska) (Ladouani .A) [1].

Le **deuxième chapitre** examine les divers types de pertes des pompes centrifuges, notamment les pertes hydrauliques et les pertes de puissance

Le **troisième chapitre** se concentrera sur la théorie et la méthodologie des plans d'expériences

Dans le **quatrième chapitre**, présentera les résultats obtenus en appliquant la méthode de Taguchi aux données expérimentales de la pompe étudiée

réalisée à l'aide du logiciel MINITAB 17. En conclusion, une synthèse des principaux résultats sera proposée pour clôturer ce travail.

Chapitre 1

Caractéristiques des pompes centrifuges

1.1. Introduction

Les pompes centrifuges sont les types des pompes les plus utilisées dans le milieu industriel et le domaine domestique à cause de leurs bonnes caractéristiques, Dans la plupart des cas, il s'agit des pompes de construction courante pour lesquelles l'utilisateur peut trouver les informations et les indications concernant cette machine dans les catalogues de constructeurs. Cependant l'utilisation doit avoir une bonne connaissance sur le fonctionnement des pompes afin d'effectuer un bon choix [2].

1.1.1. Définition sur la pompe centrifuge

La pompe centrifuge est la machine qui s'utilise pour transporter des liquides grâce à l'énergie qu'elle génère. Généralement, elles sont utilisées pour provoquer l'écoulement d'un liquide. Beaucoup de secteurs industriels utilisent des pompes centrifuges au sein de son procès. Les secteurs qui les utilisent le plus sont l'industrie chimique, l'industrie cosmétique pour la préparation de crèmes ou l'industrie alimentaire pour l'élaboration de tout type de produits.

La performance de la pompe centrifuge est normalement décrite par un ensemble de courbes de performance. Dans ce chapitre, nous donnerons l'intérêt de ces courbes et leurs interprétations [3].



Figure I.1 : Pompe Centrifuge.

1.1.2. Rôle de la pompe :

La pompe est une machine qui fournit de l'énergie à un liquide pour le déplacer d'un niveau à un autre, on peut l'utiliser pour :

- Transférer le liquide d'un réservoir situé à un certain niveau vers un réservoir situé à un niveau plus élevé.
- Transférer le liquide d'un réservoir à une certaine pression vers un autre réservoir à une pression plus grande.
- Augmenter la quantité de liquide qui traverse une conduite d'une autre manière, et de point de vue physique la pompe transforme l'énergie mécanique de son moteur d'entraînement en énergie hydraulique «de pression, potentiel, cinétique» [5].

1.1.3. Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge :

On peut décomposer le fonctionnement en trois étapes :

a) L'aspiration

Le liquide est aspiré au centre du rotor par une ouverture appelée distributeur dont le rôle est de conduire le fluide depuis la conduite d'aspiration jusqu'à la section d'entrée du rotor.

La pompe étant amorcée, c'est-à-dire pleine de liquide, la vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente et par conséquent la pression dans l'ouïe diminue et engendre ainsi une aspiration et maintient l'amorçage [6].

b) L'accélération

Le rotor transforme l'énergie mécanique appliquée à l'arbre de la machine en énergie cinétique. A la sortie du rotor, le fluide se trouve projeté dans la volute dont le but est de collecter le fluide et de le ramener dans la section de sortie [6].

c) Le refoulement

Dans l'élargissement en sortie, qui se comporte comme un divergent, le liquide perd de la vitesse au profit de l'accroissement de pression : l'énergie cinétique est convertie en énergie de pression au niveau de diffuseur [6].

Les pompes centrifuges peuvent être classées en deux sortes: [19]

Les pompes monocellulaires: donc une seule cellule (une roue à aube + diffuseur)

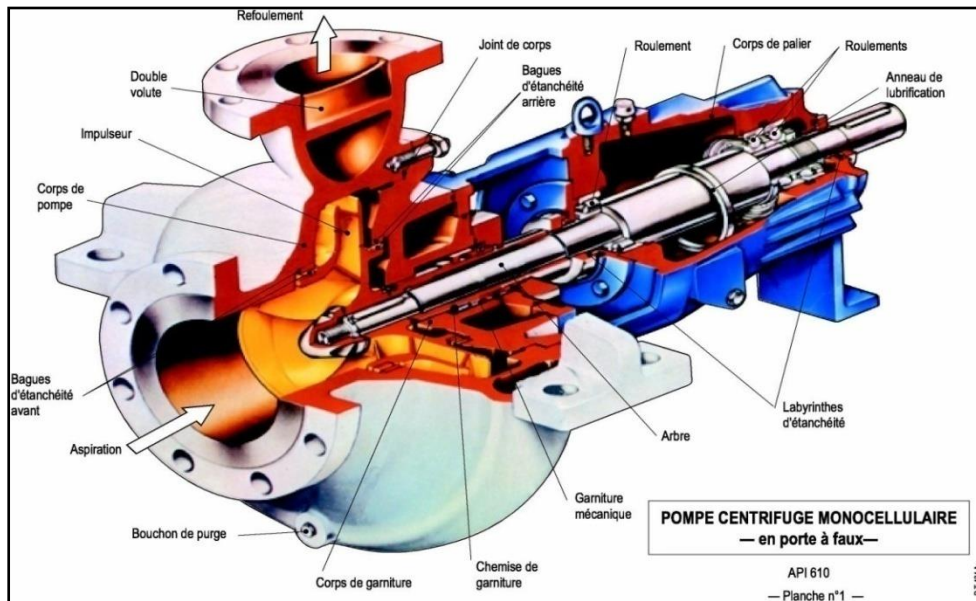


Figure I.2 : Pompes monocellulaires

Les pompes multicellulaires : Le collecteur de la première cellule conduit l'eau dans la roue de la seconde et ainsi de suite. Lors que l'eau arrive dans la seconde roue, elle arrive avec la pression revue de la première, elle reprend en conservant cette pression une nouvelle vitesse, de nouveau transformée en pression au contact des diffuseurs et ainsi de suite [19].

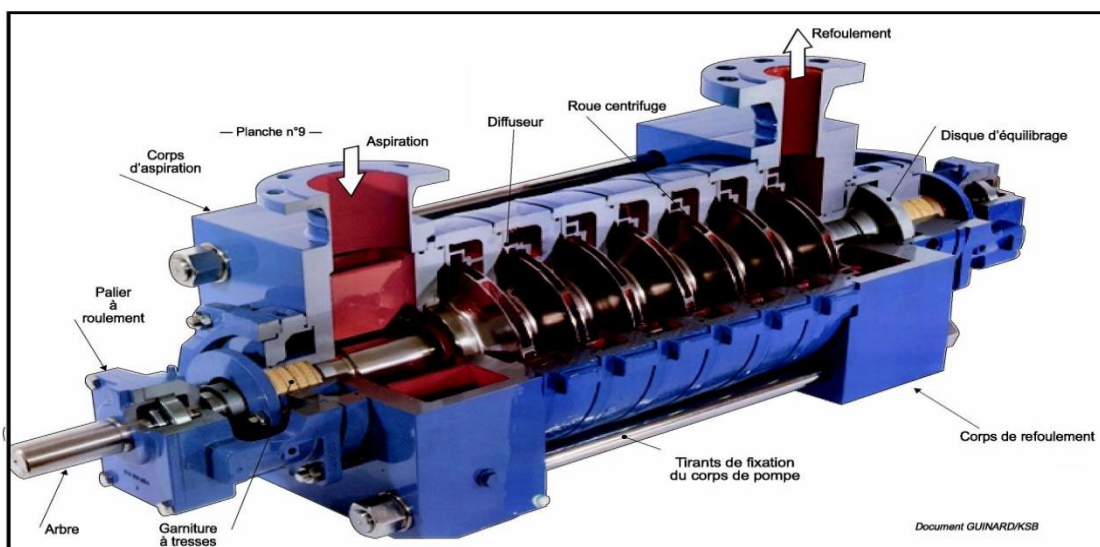


Figure I.3 : Pompe multicellulaire

1.1.4. Utilisation des pompes centrifuges :

Ce sont les pompes les plus utilisées dans le domaine industriel à cause de la large gamme d'utilisation qu'elles peuvent couvrir, de leur simplicité et de leur faible coût.

Pourtant, il existe des applications pour lesquelles elles ne conviennent pas:

- Utilisation des liquides visqueux : La pompe centrifuge nécessaire serait énorme par rapport aux débits possibles.
- Utilisation de liquides "susceptibles" c'est-à-dire ne supportant pas la très forte agitation dans la pompe (liquides alimentaires tel que le lait).
- Utilisation comme pompe doseuse: la nécessité de réaliser des dosages précis instantanérisque d'entraîner la pompe en dehors de ses caractéristiques optimales [5]

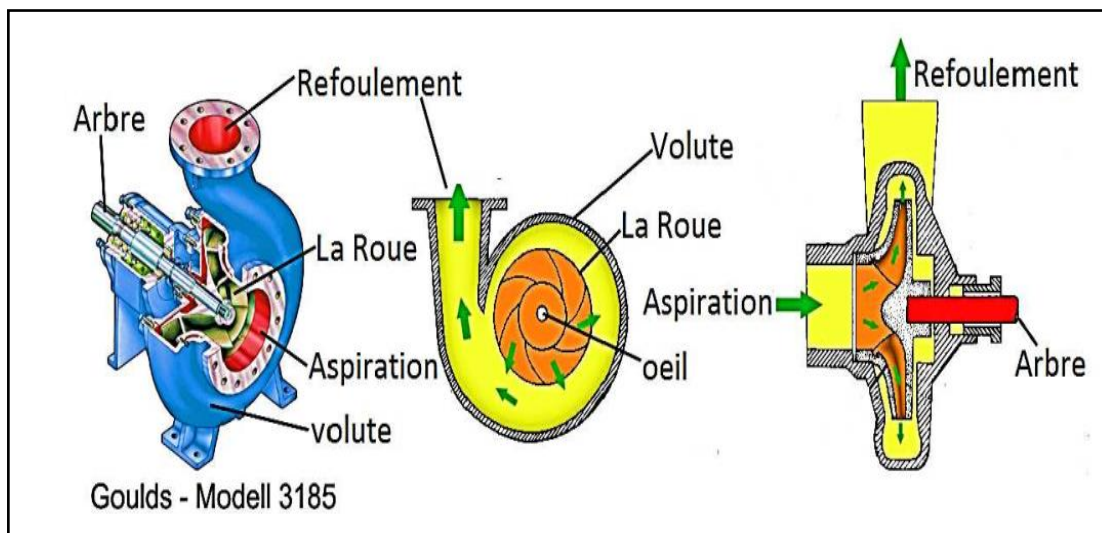


Figure I.4 : Représentation schématique d'une pompe centrifuge [21].

1.1.5 Avantages et inconvénients des pompes centrifuges

a) Avantages des pompes centrifuges

- Construction simple, peu de composants mobiles, longue durée de service.
- Débit de refoulement facile à ajuster par une soupape à la sortie de la pompe ou par la vitesse de rotation.
- Vitesse de rotation élevée, entraînement direct possible par moteur électrique ou turbine.
- Limiteur de pression intégré, pas de soupape de sécurité requise.
- Fonctionnement très silencieux grâce à un bon équilibrage des masses et à l'absence de masses oscillantes.
- Refoulement continu sans pulsations.

- Acheminement possible de matières solides.
- Convient à des puissances élevées.
- Concentration élevée de la puissance et petites pace déconstruction.

b) Inconvénients des pompes centrifuges

- pas auto amorçant (des types spéciaux tels que la pompe à canal latéral peut être auto amorçant).
- Risque de cavitation avec de l'eau chaude ou des pressions d'aspiration faibles.
- Le débit volumétrique dépend de la pression de refoulement.

1.2. Courbes caractéristiques des pompes centrifuges

- La courbe caractéristique des pompes centrifuges permet de sélectionner une pompe adaptée à une application spécifique dans un système hydraulique. La fiche technique fournit des données sur la hauteur (H) pour différents débits (Q), comme indiqué sur la figure II.3.
- Ces informations sont essentielles pour choisir la pompe la plus appropriée et assurer son fonctionnement optimal dans les conditions requises. La courbe caractéristique est donc un outil clé pour les ingénieurs et les techniciens chargés de la sélection et de l'installation de pompes centrifuges dans diverses industries, telles que l'agriculture, l'industrie chimique, le pétrole et le gaz, et bien d'autres encore.
- Les exigences de hauteur et de débit déterminent la taille globale d'une pompe centrifuge [3].

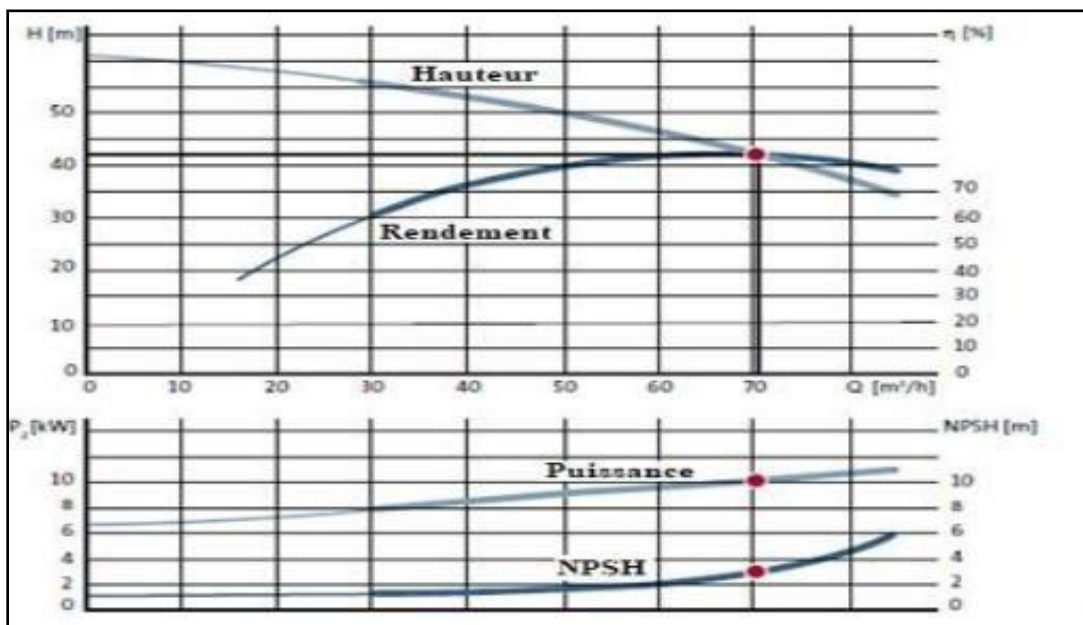


Figure I.5 : Différentes courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge [3]

1.2.1. La Pression

L'unité légale de la pression est le Pascal (Pa). Le Pascal est la pression exercée par une force de 1 N agissant sur une surface de 1 m². Dans la pratique on utilise le bar : 1 bar = 105 Pa

En hydraulique, la pression c'est la force

$$P = F / S \quad (I.1)$$

p = pression en bar ou en kg/cm²

F = force en daN (déca newton) ou kg (kilogramme-force)

S = surface en cm²

1.2.2. La hauteur manométrique

La hauteur manométrique d'une pompe est une quantité physique qui exprime la capacité de la pompe à élever un volume donné de fluide, généralement exprimé en mètres de colonne d'eau, à un niveau supérieur à partir du point où la pompe est positionnée.

$$H_r = H_{thz} - \Delta h_{tot} \quad (I.2)$$

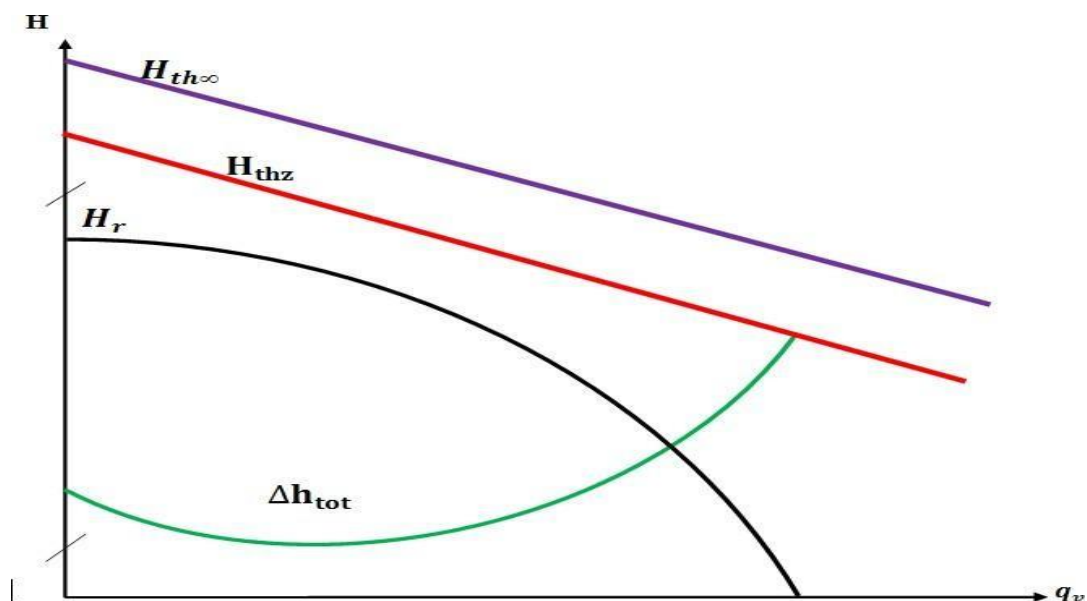


Figure I.6 : Hauteur réelle d'une pompe centrifuge.

1.2.3. La puissance hydraulique

La puissance disponible sur l'arbre d'entraînement de la roue de la pompe est La consommation électrique de la pompe. Ce pouvoir est un pouvoir utile Moteur d'entraînement de la pompe.

Puissance transférée de la pièce au fluide La pompe est appelée :

Puissance hydraulique utile (Pu) [7].

$$Pu = \rho g Q H \quad (I.3)$$

Avec :

ρ : masse volumique du liquide pompé.

g : accélération gravitaire.

Q : débit fourni par la pompe.

H : hauteur produite par la pompe.

La puissance hydraulique d'une pompe, c'est – à – dire la puissance transmise au fluide à la sortie de la pompe, dépend du débit réel et de la pression de refoulement. Elle est donnée par l'expression suivante [5] :

$$P_{hyd} = Pr \times Qr \quad (I.4)$$

P_{hyd} : la puissance hydraulique.

P_r : la pression de refoulement.

Q_r : le débit réel.

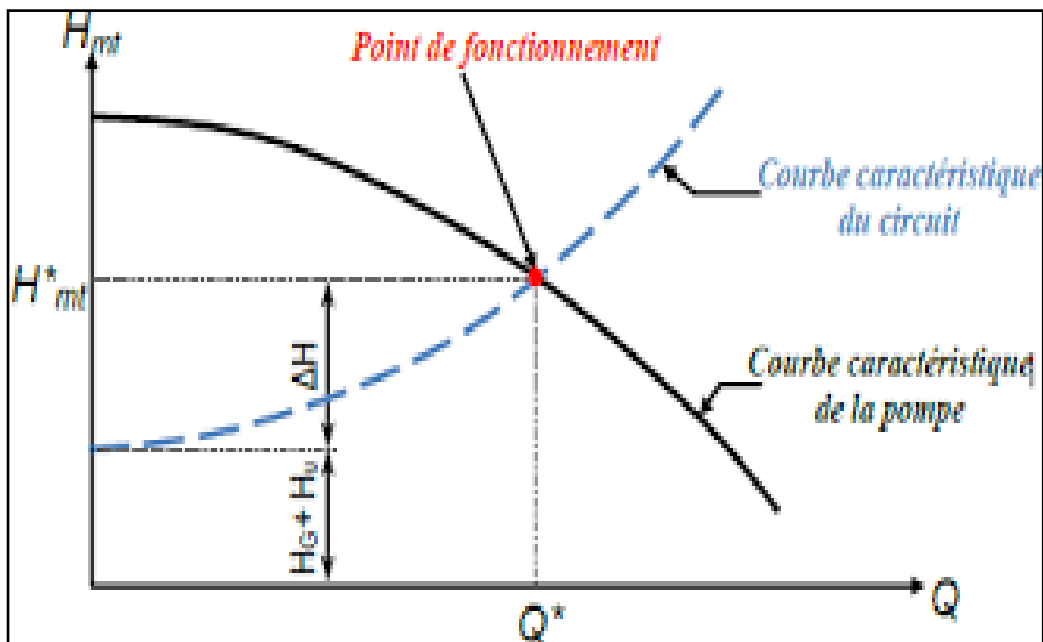


Figure I.7 : Courbes caractéristiques rendement et puissance en fonction de débit[3].

Ou :

$$Pr = Hr \cdot g \cdot \rho \quad (I.5)$$

Une courbe de puissance hydraulique n'est pas généralement incluse dans les fiches techniques des pompes centrifuges, mais elle fait partie du calcul de rendement de la pompe [3].

1.2.4. La puissance mécanique :

La puissance mécanique, indiquée par le constructeur, est la puissance mécanique maximale admissible sur l'arbre d'entrée dans la pompe [5].

1.2.5. Le rendement de la pompe :

Le rendement de la pompe est bas à faible débit, augmente avec le débit, atteint un maximum, puis diminue pour les débits les plus élevés. Les pompes centrifuges sont typiquement conçues pour fonctionner près du point de rendement maximal [9]. La courbe de rendement d'une pompe est généralement représentée comme illustré dans la figure suivante [3].

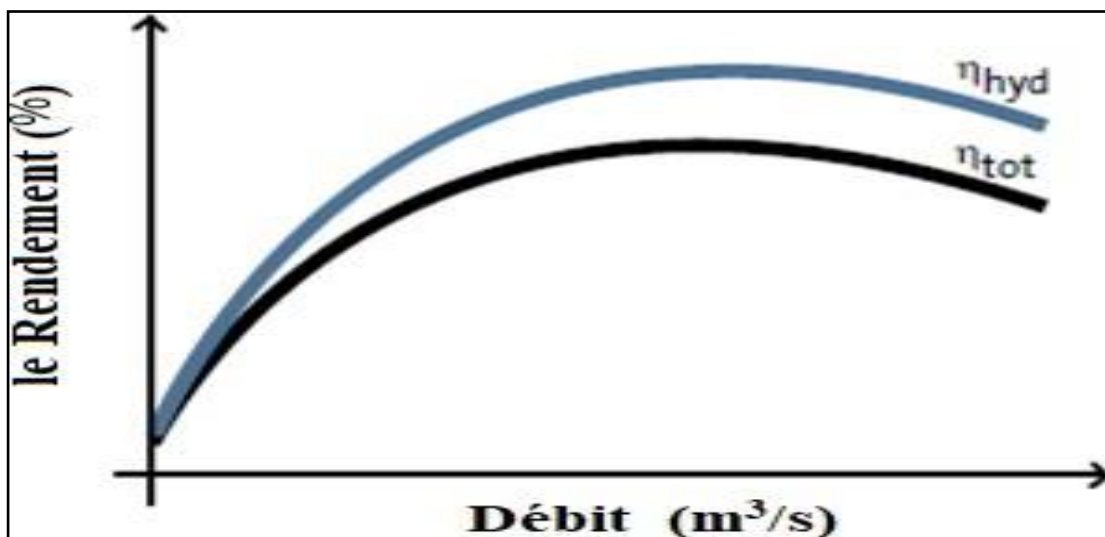


Figure I.8 : rendement des pompes centrifuges [3].

Le rapport entre la puissance hydraulique de la pompe et la puissance absorbée représente le rendement de la pompe.

La courbe de rendement présente une forme parabolique avec un maximum atteint pour le débit nominal de la pompe, comme illustré dans la figure suivante.

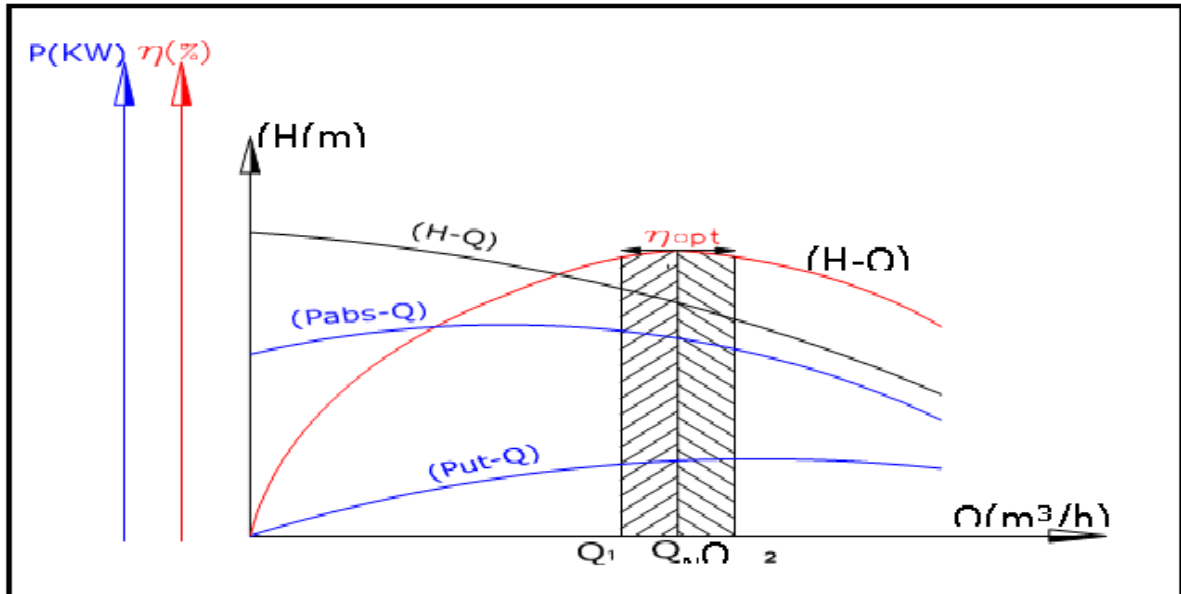


Figure I.9 : Courbes de performances et plage de bon fonctionnement

1.3. Lois de similitude pour les pompes centrifuges

Le constructeur fournit à l'utilisateur $(H-Q)$, $(P-Q)$, $(\eta-Q)$ pour une pompe donnée (D fixé) et pour une vitesse de rotation donnée (N fixée) le problème qui se pose est de déterminer les nouvelles caractéristiques quand :

- On modifie la vitesse de rotation.
- On réduit le diamètre de la roue.

Les lois de similitude sont issues de l'analyse dimensionnelle [11].

On essaye de déterminer des paramètres sans dimension qui caractérisent le fonctionnement d'une pompe, sachant que ces paramètres restent constants lorsqu'on modifie N ou D [11].

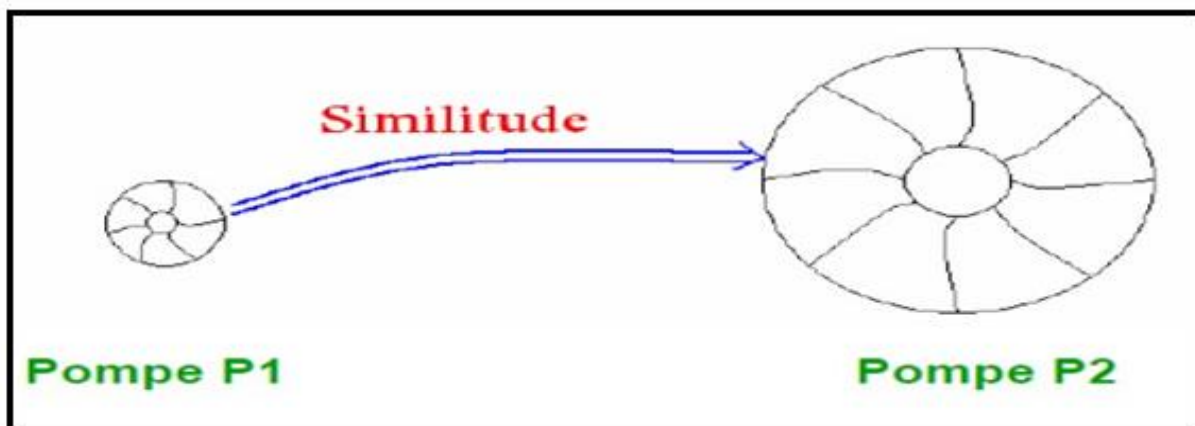


Figure I.10 : Similitude et son rôle [11].

Les lois de similitudes expriment la relation mathématique entre les variables impliquées dans les performances d'une pompe. En appliquant les principes de l'analyse dimensionnelle aux propriétés physiques affectant le fonctionnement d'une variable influent sur les autres telles que le débit, la vitesse, la hauteur et la puissance de la pompe, la relation est la suivante (lois de similitude) [1].

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 \quad (1.7)$$

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (1.8)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^3 \quad (1.9)$$

Dans la plupart des machines hydrauliques, la puissance augmente de façon cubique avec la vitesse de rotation, tandis que le débit suit également une proportionnalité avec cette même vitesse.

A vitesse constante:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \quad (1.10)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \quad (1.11)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \quad (1.12)$$

1.4. Caractéristiques de la pompe élaborée :

Dans ce chapitre, des expériences ont été menées par Ladouani .A [1] sur une pompe centrifuge pour pomper des fluides de diverses viscosités à différentes vitesses de rotation. Les résultats obtenus ont permis d'étudier l'impact du changement de viscosité des liquides testés sur les performances de la pompe centrifuge.

La figures I.11 illustre une représentation simplifiée d'une pompe centrifuge.

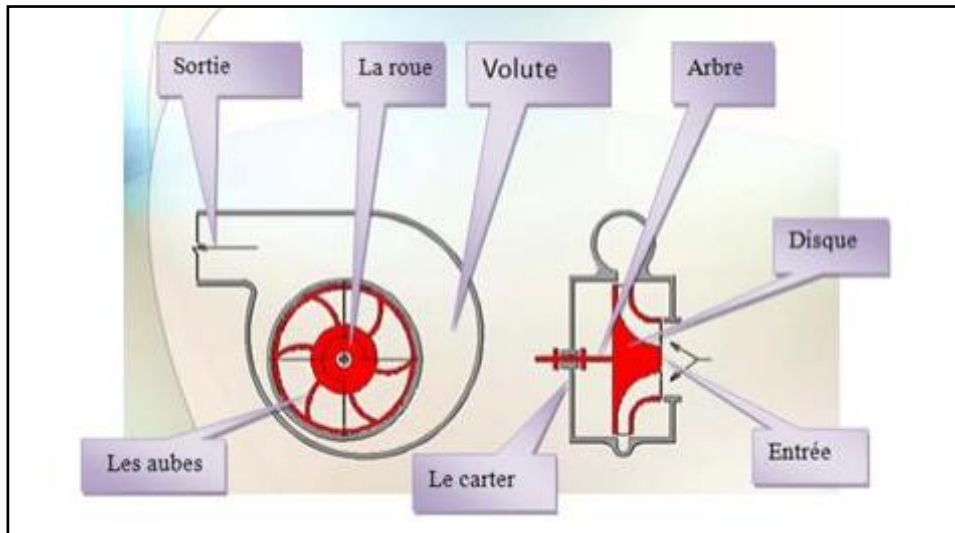


Figure I.11 : Représentation simple d'une pompe centrifuge

1.4.1. Courbe Hauteur - Débit

La Figure I.12 présente l'impact de la viscosité et de la vitesse de rotation sur la caractéristique débit-hauteur (H-Q) lors du pompage d'eau ($\nu = 1 \text{ cSt}$) et d'huile Teska ($\nu = 75 \text{ cSt}$). La hauteur (H) augmente proportionnellement à la vitesse de rotation (N) et diminue avec l'augmentation de la viscosité (ν).

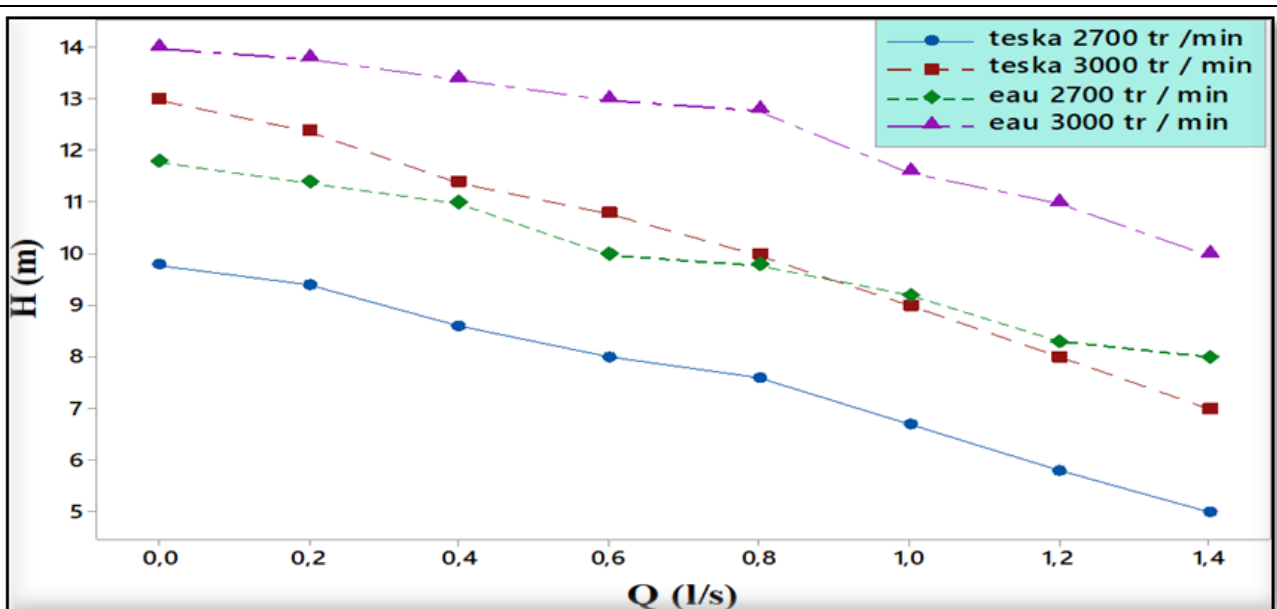


Figure I.12 : Courbes H-Q sous l'effet de la viscosité et la vitesse de rotation [1]

1.4.2. Courbe Puissance – Débit

La figure I.13 illustre comment la viscosité et la vitesse de rotation influencent la relation entre la puissance absorbée (P_{abs}) et le débit (Q) lors du pompage d'eau ($\nu = 1 \text{ cSt}$) et d'huile Teska ($\nu = 75 \text{ cSt}$). On observe que la puissance absorbée augmente proportionnellement à la vitesse de rotation.

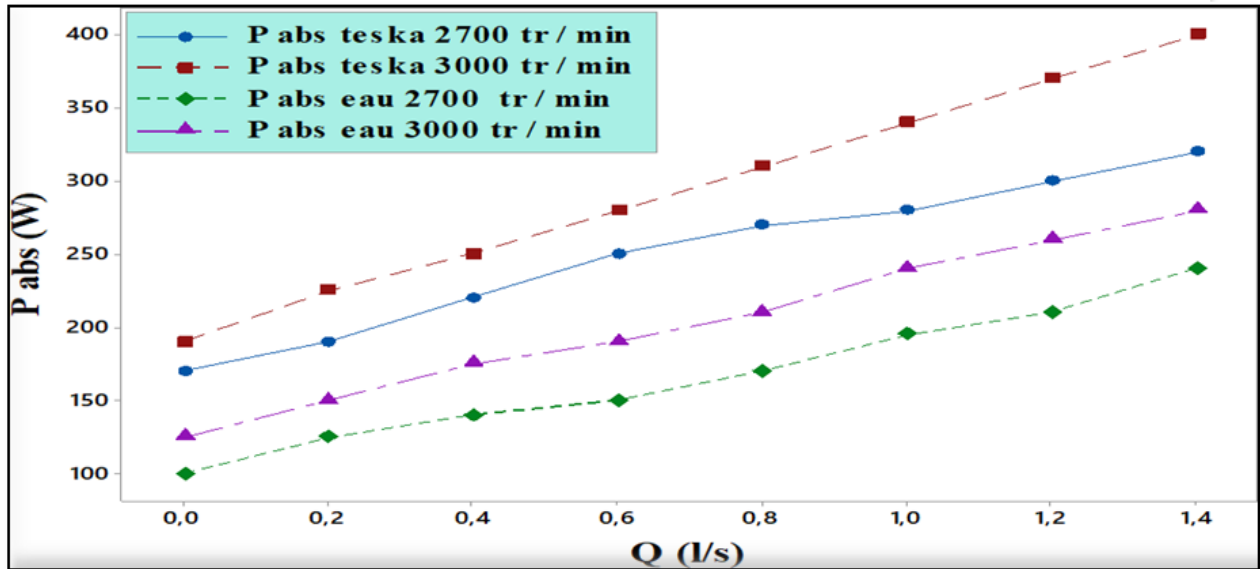


Figure I.13 Courbes P_{abs} - Q sous l'effet de la viscosité et la vitesse de rotation [1]

1.4.3. Courbes Rendement - Débit

La figure I.14 illustre l'impact de la viscosité et de la vitesse de rotation sur la relation entre le rendement de la pompe (η) et le débit (Q) lors du pompage d'eau ($\nu = 1 \text{ cSt}$) et d'huile Teska ($\nu = 75 \text{ cSt}$). Le rendement de la pompe augmente proportionnellement avec la vitesse de rotation (N) mais il diminue quand la viscosité (ν) augmente

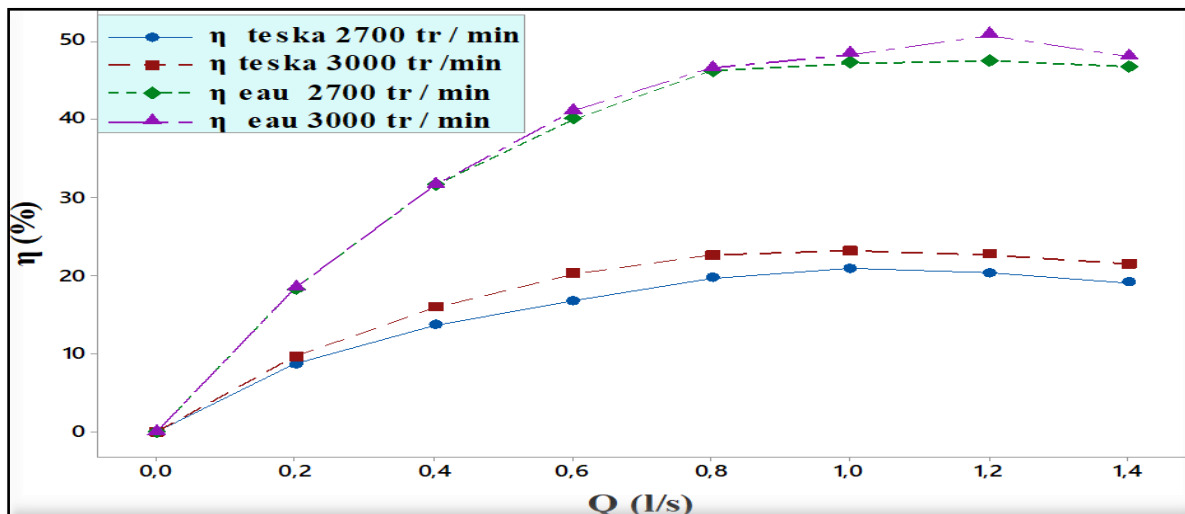


Figure I.14 : Courbes η - Q sous l'effet de la viscosité et la vitesse de rotation [1]

1.4.4. Caractéristiques des fluides pompés

Les deux liquides utilisés dans cette expérience sont l'eau ayant une viscosité de 1 cSt et l'huile Teska ayant une viscosité de 75 cSt

1.4.5. Installation expérimentales de la pompe élaborée

La figure I.15 montre le schéma du banc d'essai utilisé pour la pompe centrifuge.

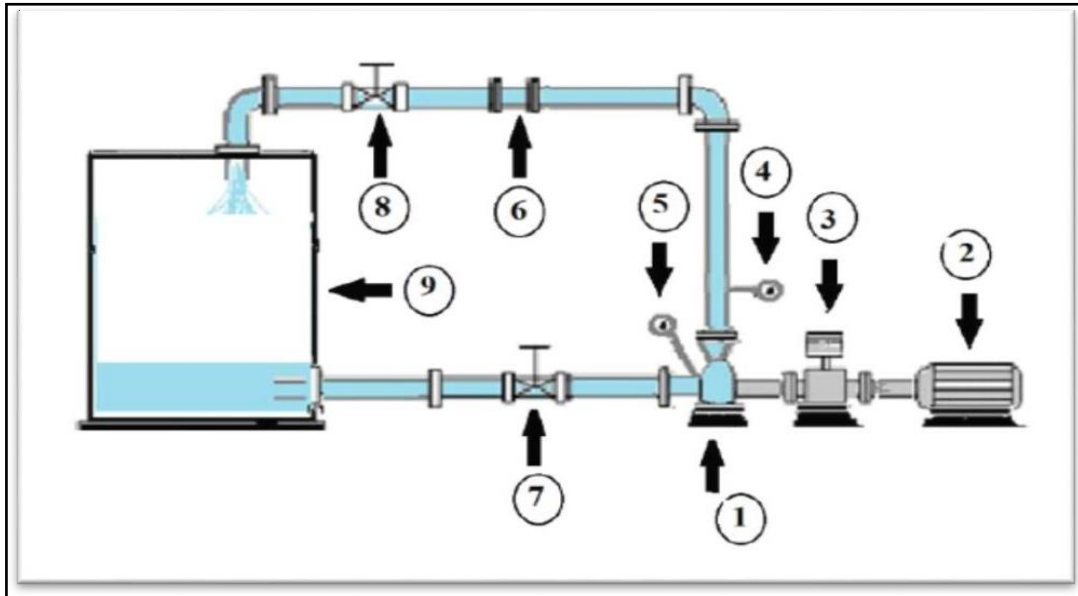


Figure I.15 : Montage expérimental de la pompe testée.

Le banc d'essai constitue par :

- | | |
|--------------------------------------|--------------------------|
| 1- Pompe centrifuge | 6- Débitmètre |
| 2- Moteur | 7- Vanne coté aspiration |
| 3- Couple mètre | 8- Vanne de refoulement |
| 4- Manomètre à la sortie de la pompe | 9- Réservoir |
| 5- Manomètre à l'entrée de la pompe | |

1.5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous examinerons la performance typique des pompes centrifuges ainsi que leurs caractéristiques de performance. Selon les résultats obtenus dans cette section (Ladouani .A), nous pouvons conclure que :

- Lors du pompage de fluides visqueux tels que l'huile Teska de viscosité 75 cSt, on constate une diminution de la hauteur manométrique et du rendement de la pompe.
- L'analyse des courbes révèle que des caractéristiques telles que la hauteur manométrique, la puissance hydraulique et le rendement de la pompe sont inversement proportionnels à la viscosité. De plus, la puissance absorbée augmente proportionnelle
- La vitesse de rotation exerce un effet significatif sur les performances de la pompe.

Les courbes indiquent que l'augmentation de la vitesse de rotation provoque une augmentation des performances de la pompe testée.

Chapitre 2

Pertes des pompes centrifuges

2.1. Introduction

L'équation de pompe d'Euler fournit une description simple et sans perte des performances des pompes centrifuges. En réalité, en raison d'un certain nombre de pertes hydrauliques et mécaniques dans la roue et le corps de la pompe, les performances de la pompe sont inférieures aux prévisions de l'équation d'Euler [5].

L'étude de l'écoulement interne dans les pompes centrifuges revêt un intérêt considérable pour évaluer divers paramètres hydrauliques à l'intérieur de celles-ci, tels que la vitesse d'écoulement et la hauteur interne. La taille de l'écoulement dans la roue à aubes peut être déterminée en utilisant les triangles de vitesses des pompes centrifuges ainsi que l'équation d'Euler [3]. Cette section présente les modèles utilisés pour calculer les différentes pertes de la pompe

2.2. Triangles de vitesse et équation d'Euler pour les pompes centrifuges

2.2.1. Triangles de vitesse

Afin d'analyser l'écoulement dans le rotor d'une pompe centrifuge, il convient d'exprimer les règles classiques de la mécanique de la composition vectorielle des mouvements :

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$$

Où : \vec{U} c'est la vitesse d'entraînement correspondant au mouvement du repère tournant, C'est purement un exercice rotatif, la vitesse d'entraînement vue simplement : $\vec{U} = \vec{\omega} + \vec{r}$

Où : $\vec{\omega}$ c'est la vitesse angulaire de rotation, et \vec{r} c'est la distance de la particule à l'axe de rotation (rayon).

\vec{C} c'est la vitesse absolue liée aux parties fixes de la machine (distributeur, diffuseur, stator), et \vec{W} c'est la vitesse relative liée aux parties tournantes de la machine (axe, roue).

Nous décomposons la vitesse absolue \vec{C} de l'écoulement en composants radiale (méridienne)

\vec{C}_r et périphériques \vec{C}_u

L'écoulement à symétrie de révolution est ainsi décomposé en écoulement radial, dans lequel les particules du liquide se déplacent à des vitesses C_r , et en écoulement circulaire dans lequel les particules du liquide se déplacent à des vitesses C_u , suivant des cercles situés dans des plans perpendiculaires à l'axe de la roue. La composante méridienne est radiale dans une roue radiale et axiale dans une roue axiale. [13]

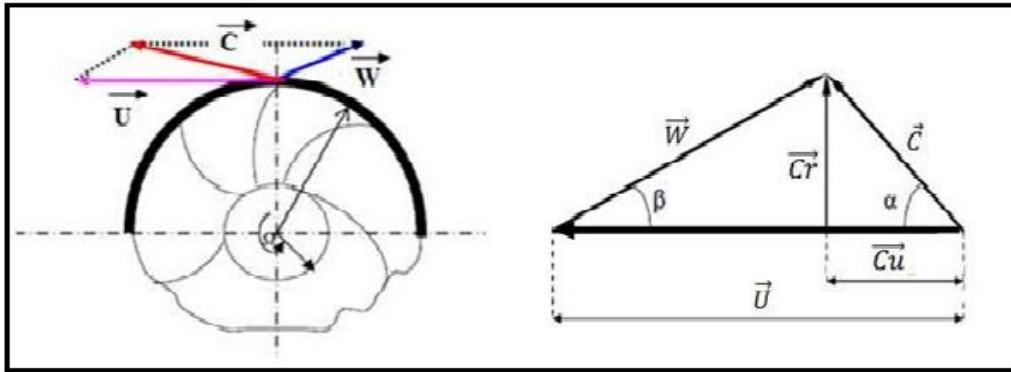
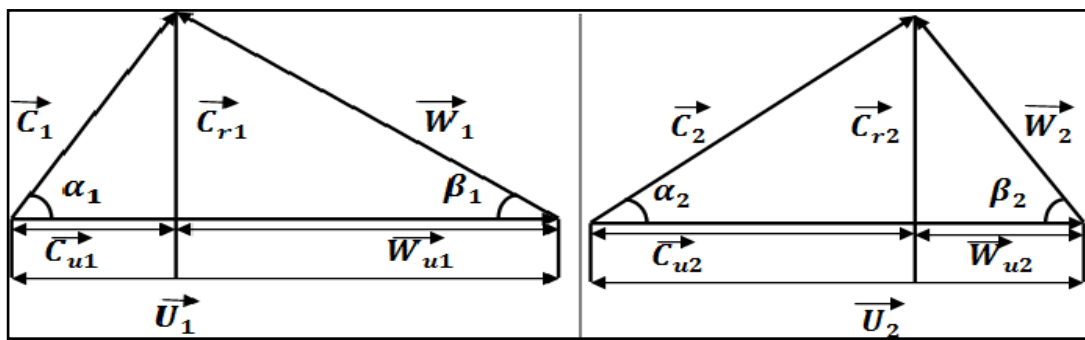


Figure II.1 : a) Diagramme des vitesses (roue de pompe centrifuge) [17]; b) Triangle de vitesse.

Les angles α_1 et α_2 formés respectivement par les vecteurs $\vec{C}_1 \rightarrow$ et \vec{U}_1 , \vec{C}_2 et \vec{U}_2 sont appelés angles des vitesses absolue, tandis que les angles β_1 et β_2 , formés respectivement par les vecteurs \vec{W}_1 et \vec{U}_1 , \vec{W}_2 et \vec{U}_2 sont appelés les angles des vitesses d'entrée et de sortie de la roue.

Pour un écoulement d'un fluide à travers une roue à aubes d'une pompe centrifuge, il est possible de calculer au moyen des triangles des vitesses la vitesse absolue (C) en tant que somme de la vitesse tangentielle de la roue (U) et la vitesse relative (W).

Ces différents vecteurs des vitesses montrant les triangles de vitesse à l'entrée et à la sortie d'une roue à aube (Figure II.2).



a).Entré de la roue.

(b).Sortie de la roue.

Figure II.2.: Triangles des vitesses à l'entrée(a) et à la sortie(b) de la roue [14].

Le triangle de vitesse est illustré à la (Figure II.3). Où :

α : l'angle d'écoulement absolu par rapport à la direction tangentielle d'une particule du fluide.

β : l'angle d'écoulement relatif par rapport à la direction tangentielle d'une particule du fluide [3]. En traçant les triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue,

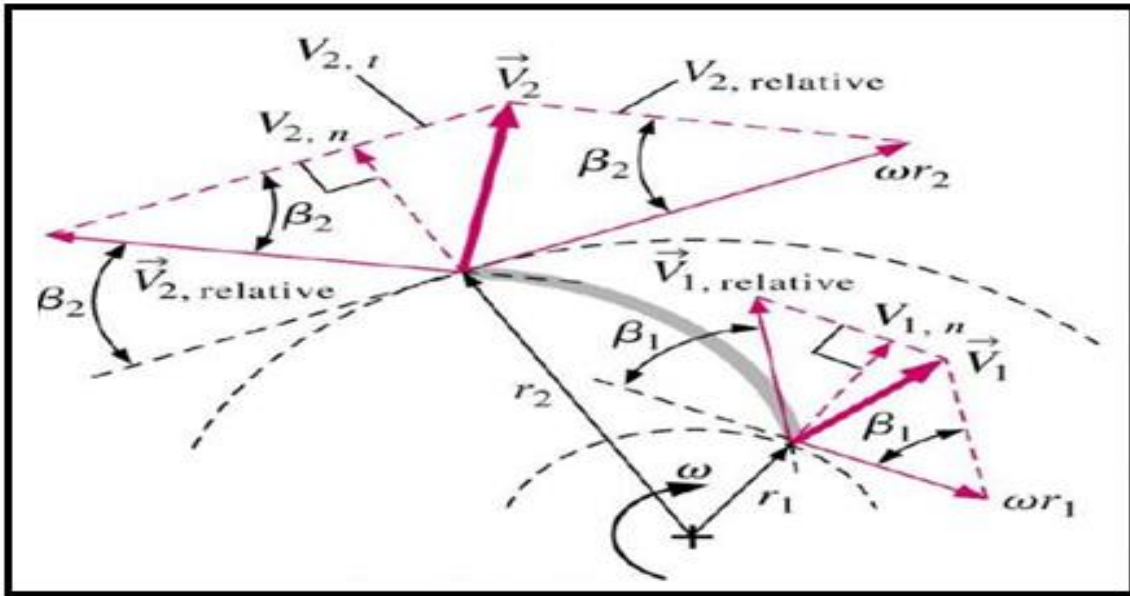


Figure II.3.: Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue d'une pompe centrifuge.

2.2.1.1. Entrée de la roue

En général, on considère que le débit d'écoulement à l'entrée de la roue de la pompe centrifuge est non rotatif, ce qui implique que $\alpha_1=90^\circ$. Le triangle de vitesse est représenté comme illustré à la position 1 sur la Figure II.3 [3].

La zone d'entrée de la roue à aube peut être déterminée en fonction du type de roue (roue radiale ou roue semi-axiale) (Figure II.2). Pour une roue radia

$$A_1=2\pi.r_1.b'_1 \quad [m^2] \quad (II.1)$$

Ou:

r_1 : la position radiale du bord à l'entrée de la roue [m]

b'_1 : La hauteur de l'aube à l'entrée [m]

Tout le débit doit traverser la zone d'entrée de la roue.

Alors C_{1m} est calculé comme suite :

$$C_{1m} = \frac{Q_{roue}}{A} \quad [m/s] \quad (II.2)$$

La vitesse tangentielle d'une particule du fluide (U_1) est définie comme le produit du rayon à l'entrée de la roue et de la fréquence

$$U_1 = 2\pi. r_1. n = r_1. \omega \quad [m/s] \quad (II.3)$$

ω = fréquence angulaire [s⁻¹]

n = vitesse de rotation [min⁻¹]

Sur la base de α_1 , C_{1m} et U_1 , de la position 1 de la figure II.3 l'angle de l'écoulement relatif

β_1 peut être calculé mais sans rotation de la roue ($C_1 = C_{1m}$), donc on peut écrire:

$$\tan\beta_1 = \frac{C_{1m}}{U_1} \quad (\text{II.4})$$

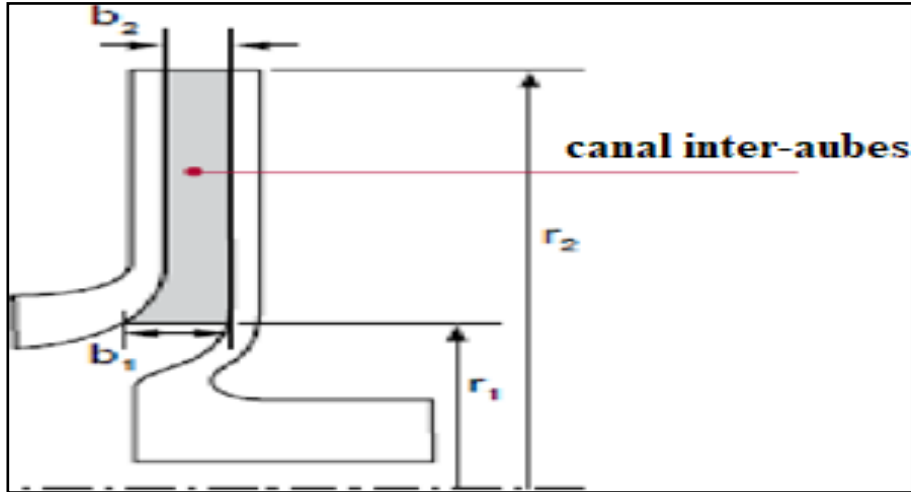


Figure II.4 : canal inter-aubage d'une pompe centrifuge radiale [3].

2.2.1.2. Sortie de la roue

Le triangle de vitesse à la sortie est représenté selon la Figure 3.1, à la position 2. Pour une roue à aubes radiales, la configuration à la sortie de la roue est déterminée de la manière suivante [3]:

$$A_2 = 2\pi \cdot r_2 \cdot b_2 \quad [\text{m}^2] \quad (\text{II.5})$$

C_{2m} est calculé de la même façon que pour l'entrée:

$$C_{2m} = \frac{Q_{\text{roue}}}{A_2} \quad (\text{m/s}) \quad (\text{II.6})$$

La vitesse tangentielle de l'écoulement (U) est calculée à partir de la relation suivante :

$$U_2 = 2\pi \cdot r_2 \cdot \frac{n}{60} = r_2 \cdot \omega \quad (\text{m/s}) \quad (\text{II.7})$$

La vitesse relative à la sortie de la roue à aube (W) est calculée comme suite :

$$W_2 = \frac{C_{2m}}{\sin\beta_2} \quad (\text{m/s}) \quad (\text{II.8})$$

C_{2u} peut être calculée comme suite :

$$C_{2u} = U_2 - \frac{C_{2m}}{\tan\beta_2} \quad (\text{m/s}) \quad (\text{II.9})$$

2.2.2. Relation d'Euler

Dans le domaine de la conception des pompes centrifuges et du calcul des écoulements dans les roues à aubes, l'équation d'Euler occupe une place prépondérante [3]. La hauteur théorique d'une roue à aubes est exprimée par la relation suivante :

$$H_{th} = \frac{1}{g}(C_{2V}.U_2 - C_{1V}.U_1) \quad (2.10)$$

2.3. Types de pertes dans les pompes centrifuges

L'équation d'Euler pour les pompes centrifuges offre une description facile et simple pour les performances des pompes, en réalité, diverses pertes hydrauliques et mécaniques dans la roue et le corps de la pompe réduisent ces performances par rapport aux prévisions de l'équation d'Euler [5].

Les pertes dans les pompes centrifuges se classent en deux catégories principales : les pertes internes et les pertes externes ou mécaniques. Les pertes internes comprennent les pertes hydrauliques telles que le frottement des aubes, les variations de section ou de direction du flux, ainsi que les pertes d'étanchéité au niveau des joints d'arbre entre la roue et le carter. Les pertes externes ou mécaniques concernent le frottement des surfaces glissantes, comme celui des roulements ou des joints [12].

Dans cette section, nous détaillons ces différentes pertes et introduisons des modèles simples permettant de calculer et d'évaluer leur impact sur les performances de la pompe testée. Ces calculs reposent sur des données expérimentales, les paramètres géométriques de la pompe étudiée et les propriétés des fluides testés.

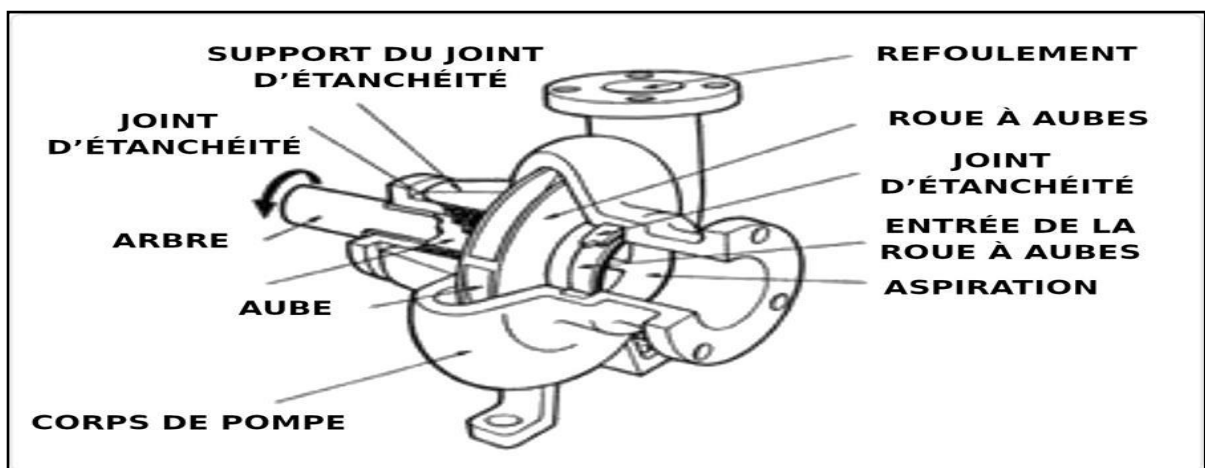


Figure II.5 : Éléments causant les pertes des pompes centrifuges

2.3.1. Types de pertes hydrauliques

2.3.1.1. Perte par choc

Les pertes par choc sont particulièrement significatives, se produisant à l'entrée de la roue de la pompe en raison du contact entre le liquide et le métal. Ce type de perte est présent sur toute la plage de débit de la pompe [12]. À faible débit, lorsque la hauteur augmente, la différence de vitesse d'écoulement entre les deux côtés de l'aube augmente également, entraînant ainsi des pertes par choc, comme illustré dans la Figure II.6 [16].

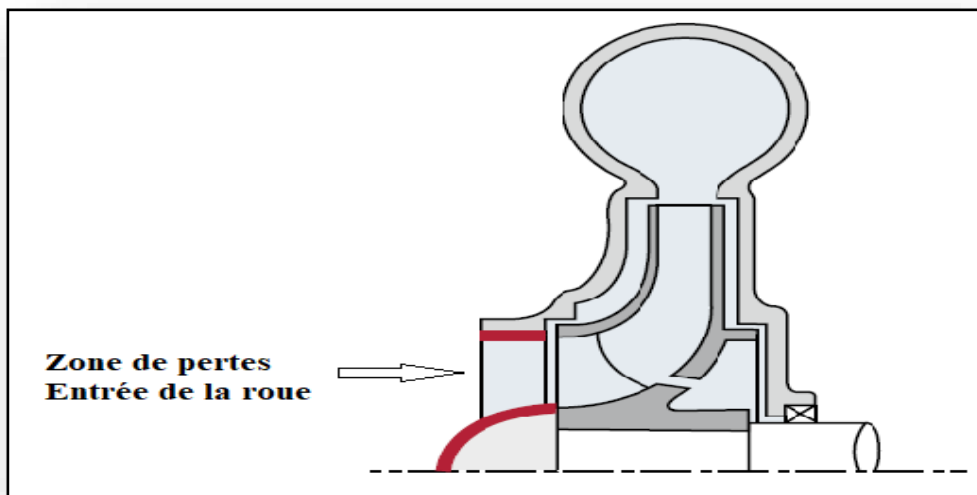


Figure II.6 : la zone des pertes par choc.

Ces pertes sont calculées par l'équation suivante:

$$h_1 = k (Q_i - Q_s)^2 \quad (\text{II.10})$$

Ou:

$$Q_i = Q + Q_{\text{fuit}} \quad (\text{II.11})$$

$$Q_{\text{fuit}} = \frac{4.1 \times Q_s}{n_s^{1.6}} \quad (\text{II.12})$$

$$n_s = \frac{(N \times Q^{0.5})}{H^{0.75}} \quad (\text{II.13})$$

K : le coefficient de perte par choc [12] est égal à 10^6

La vitesse de rotation :

$$N = 3000 \text{ [tr/min]} \quad (\text{II.14})$$

❖ Pour l'eau

Le débit optimal :

$$Q_s = 1.37 \times 10^{-3} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (\text{II.15})$$

La vitesse spécifique :

$$n_s = \frac{(N \times Q_s^{0.5})}{H_{\text{optimale}}^{0.75}} \quad (\text{II.16})$$

$$n_s = \frac{(3000 \times (1.37 \times 10^{-3})^{0.5})}{10.5^{0.75}}$$

$$n_s = 19.0366 \quad [\text{min}^{-1}]$$

Le débit de fuit :

$$Q_{\text{fuit}} = 5.037 \times 10^{-5} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (\text{II.17})$$

❖ Pour Teska

Le débit optimal :

$$Q_s = 1.1 \times 10^{-3} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (\text{II.18})$$

La vitesse spécifique :

$$n_s = \frac{(N \times Q_s^{0.5})}{H_{\text{optimale}}^{0.75}} \quad (\text{II.19})$$

$$n_s = \frac{(3000 \times (1.1 \times 10^{-3})^{0.5})}{8.8^{0.75}}$$

$$n_s = 19.4740 \quad [\text{min}^{-1}] \quad (\text{II.20})$$

Les pertes par choc sont significatives lors du démarrage de la pompe et à faible débit. Elles diminuent aux débits optimaux, mais augmentent à nouveau si les débits s'éloignent des valeurs optimales. Ces pertes varient notablement entre l'eau et l'huile de Teska, comme illustré dans la Figure II.7.

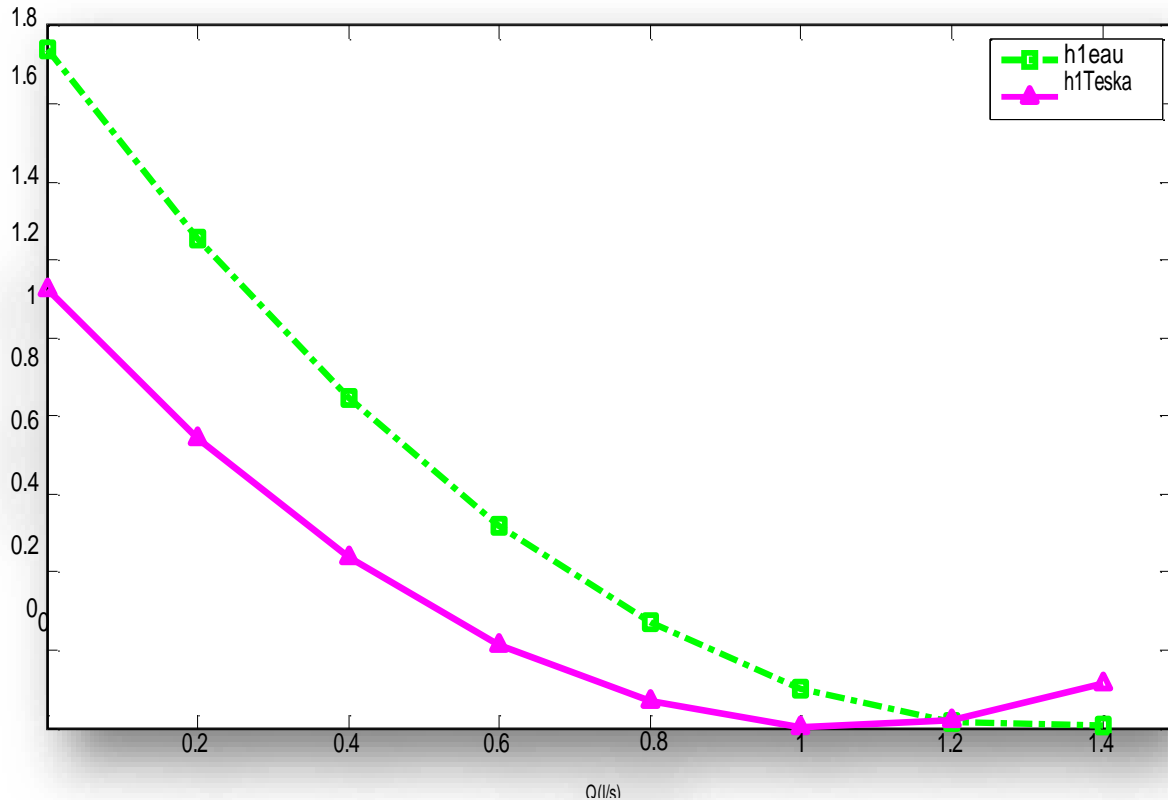


Figure II.7: pertes par choc a N= 3000tr/min.

2.3.1.2. Perte par frottement de disque

Elle présente les mêmes propriétés que la perte de charge linéaire: en effet ,le liquide circulant dans le canal inter-aubage est freiné lorsqu'il entre en contact avec ces aubes Généralement, ces pertes de charge par frottement peuvent se mettre sous la forme suivante :

$$\Delta h_{frott} = K_{frott} q^2_v \tag{II.21}$$

Où : Δh_{frott} dépendant essentiellement du nombre d'aubages (Z).

La figure suivante montre la relation entre la perte par frottement en fonction du débit et le nombre d'aubes:

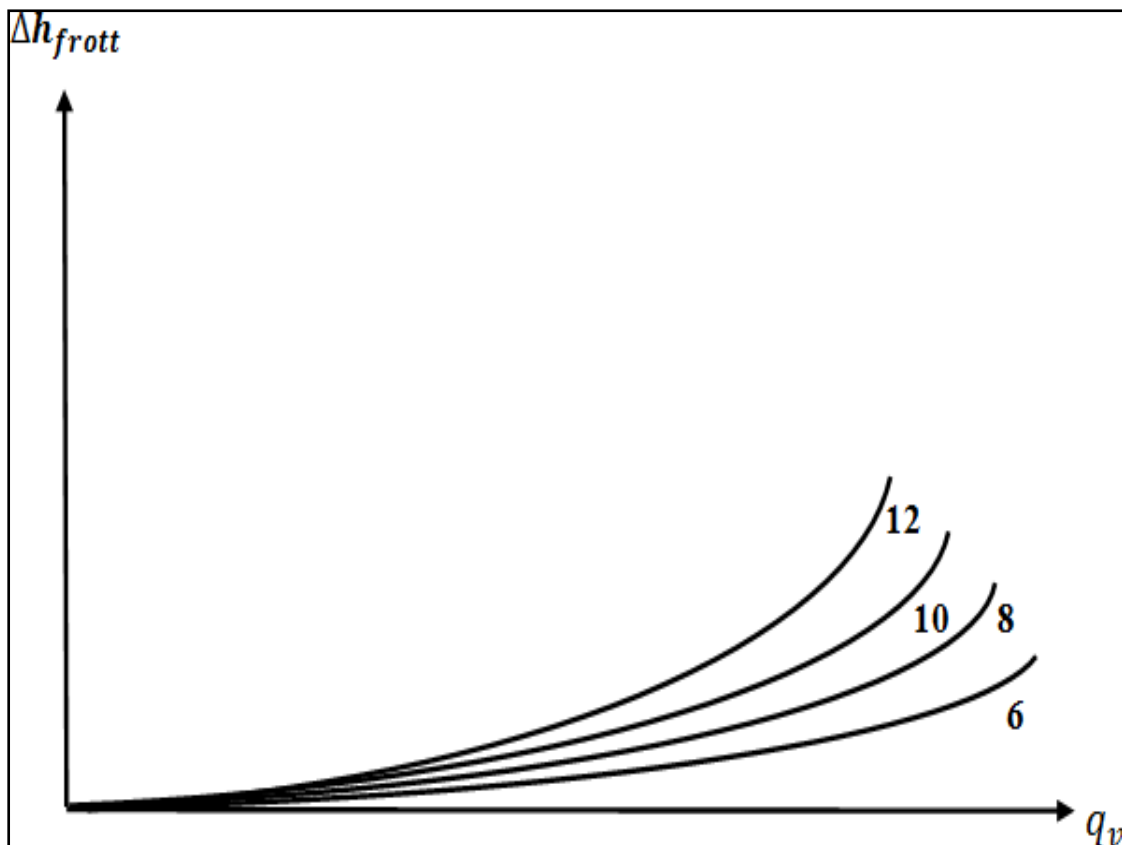


Figure II.8 : Pertes par frottement en fonction du nombre d'aubages ($z=6,8, 10,12$) [14].

2.3.1.3. Pertes à l'aspiration de la pompe

Les pertes d'aspiration sont provoquées par le changement de direction du fluide à l'entrée de la roue, où le liquide est dirigé vers l'aube avec un angle très proche de zéro degré. Ces pertes sont fonction de la vitesse d'écoulement V_1 [18]. Le calcul de ces pertes est décrit comme suit :

$$h'_4 = f_2 \times V^2 \times \frac{1}{2g} \quad (\text{II.22})$$

f_2 : Le coefficient de frottement de l'écoulement est égale à : 0,2 à 0,3.

Ou:
$$V_1 = V_{m1} \quad (\text{II.23})$$

Les graphiques de la Figure II.19 indiquent que les pertes d'aspiration augmentent avec le débit d'écoulement. On observe que, pour des débits identiques, les valeurs des pertes d'aspiration sont quasiment les mêmes pour l'eau et l'huile de teska.

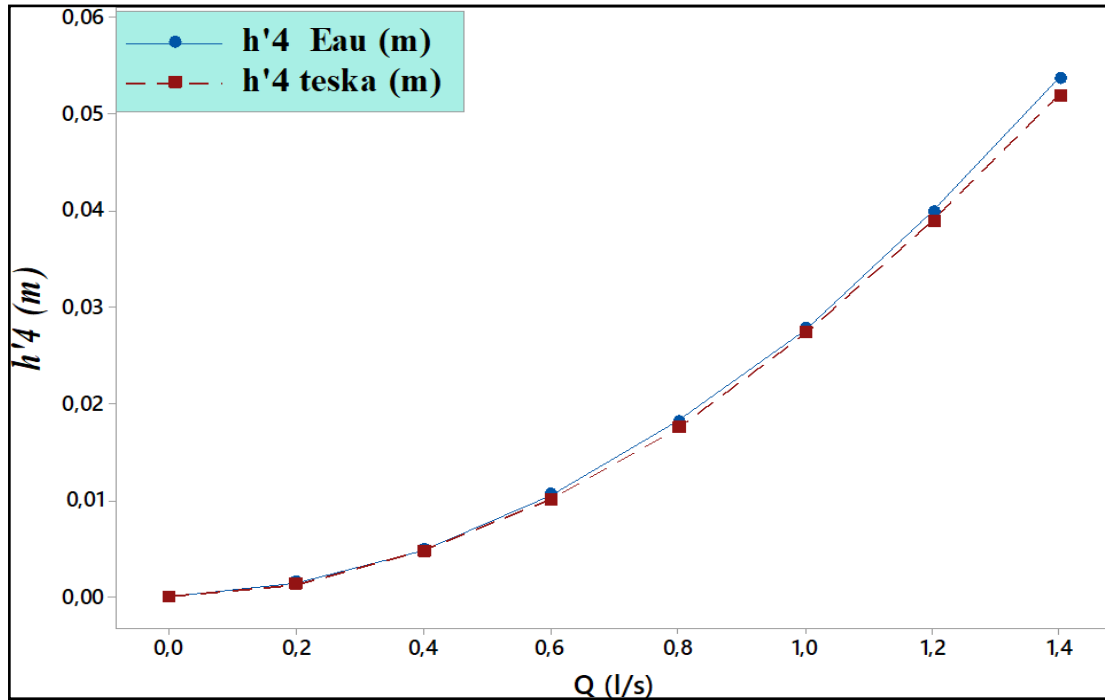


Figure II.9 : Pertes d'aspiration à N = 3000 tr/min.

2.3.1.4. Pertes de la volute :

En général, la fonction de la volute est de collecter le fluide issu de la roue de la pompe centrifuge [25]. Les pertes de charge dans la volute résultent principalement des frottements le long de ses parois ainsi que sur les flasques avant et arrière de la roue. Une étude expérimentale menée par Wroster a montré qu'il existe deux types de pertes de charge [20]. De plus, ces pertes sont dues à une inadéquation entre la vitesse du fluide à la sortie de la roue et la vitesse d'écoulement dans la gorge de la volute [12].

Pour déterminer les pertes dans la volute, on utilise la relation suivante :

$$h'_5 = C_v \times V_3^2 \times \dots \quad (\text{II.24})$$

Ou :

La vitesse à la gorge volute :

$$V_3 = \frac{Q}{A_3} \quad (\text{II.25})$$

Le coefficient de débit volute :

$$C_V = 1 + (0.02 \frac{L_{vm}}{D_{vm}}) \quad (II.26)$$

La longueur circonférentielle volute :

$$L_{vm} = \pi \times \frac{D}{8} \quad (II.27)$$

Le diamètre circonférentiel volute:

$$D_{vm} = \frac{D}{8} \quad (II.28)$$

A₃: est la zone à la gorge volute (Figure II.10) [18].

$$A_3 = 2\pi r_3 b_3 \quad (II.29)$$

$$D_3 = 1.1 \rightarrow 1.2 D_2 \quad (II.30)$$

$$b_3/b_2 = 1.4 \rightarrow 1.8 \text{ pour les hautes ns.} \quad (II.31)$$

$$b_3/b_2 = 2 \text{ pour les faibles ns} \quad (II.32)$$

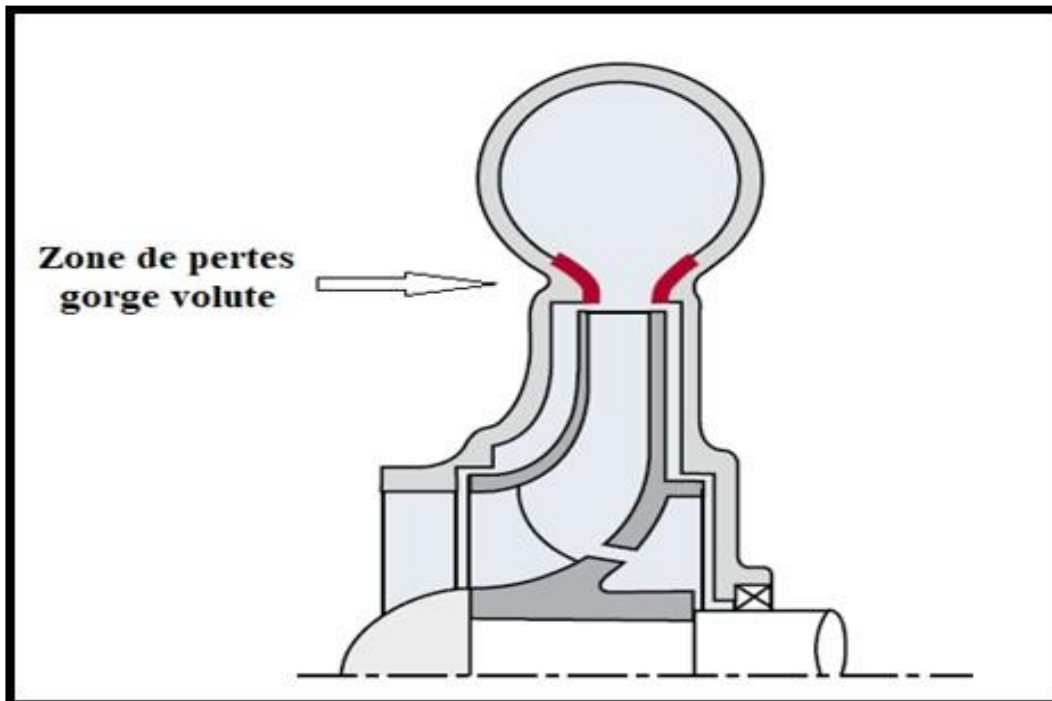


Figure II.10 : la Zone de perte volute [3].

La Figure II.11 montre que les pertes dans la volute augmentent avec l'augmentation du débit. On observe également que, pour des débits équivalents, les pertes sont presque identiques pour l'eau et l'huile de Teska.

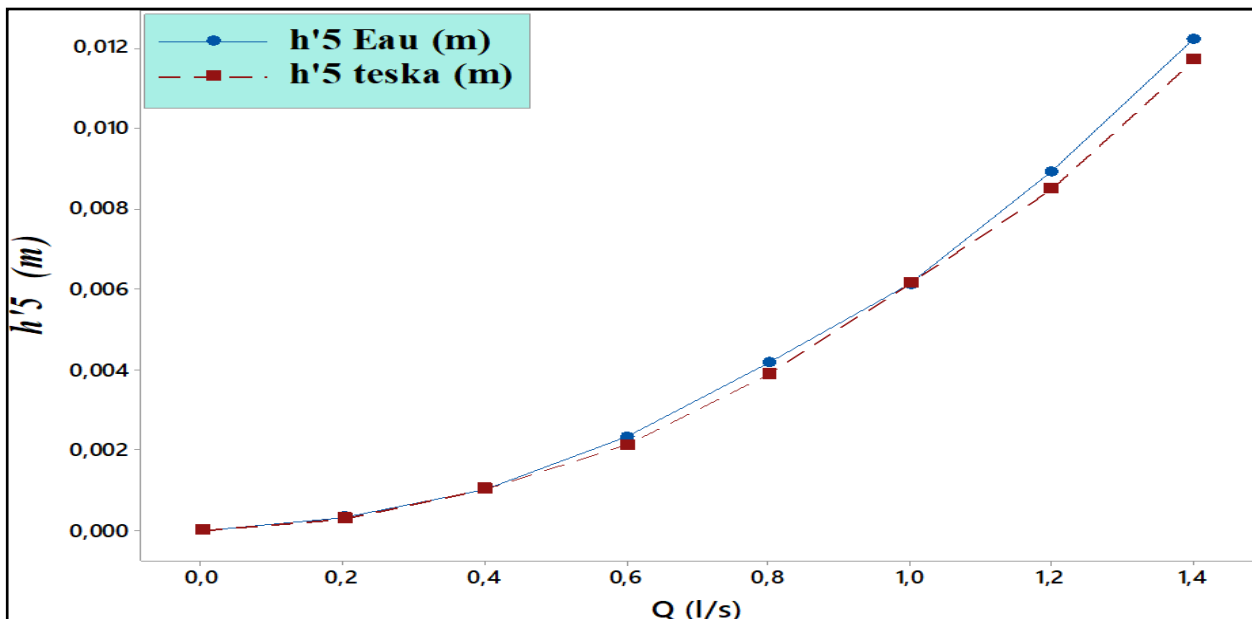


Figure II.11 : les Pertes volute à $N = 3000$ tr/min

2.3.2. Types de pertes de puissance

2.3.2.1. les pertes de puissance hydraulique des pompes centrifuges

Le frottement du fluide à l'intérieur de la pompe centrifuge entraîne une diminution de la hauteur manométrique. Cette diminution de la hauteur se traduit par une perte de puissance hydraulique, dont l'ampleur dépend de la rugosité de la surface interne de la pompe et de la vitesse du fluide par rapport à cette surface (Figure II.12) [3].

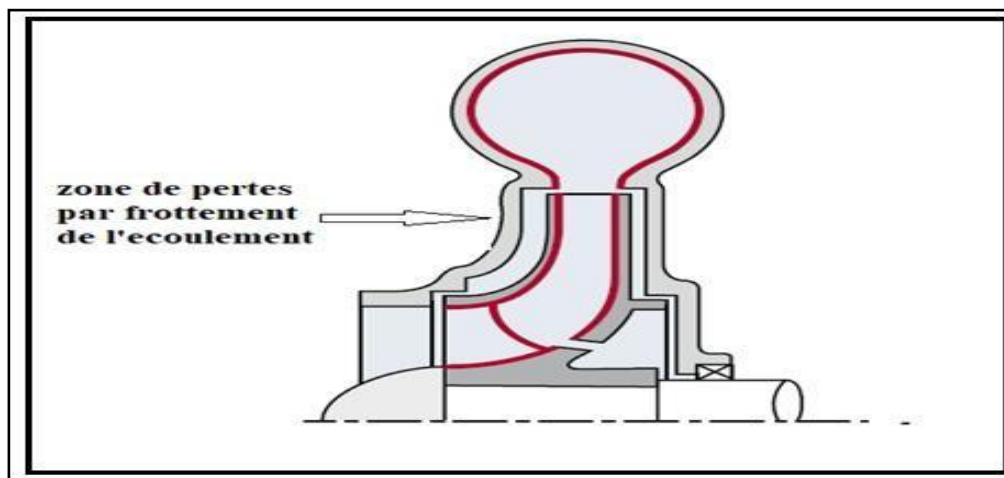


Figure II.12 : zone de frottement de l'écoulement [3].

Pour estimer les pertes de puissance hydraulique, il est nécessaire de déterminer à la fois la puissance interne et la puissance utile [10]. La relation suivante peut être employée pour calculer ces pertes :

$$P_1' = P_i - P \quad (\text{II.33})$$

La puissance utile :

$$P = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H \quad (\text{II.34})$$

La puissance interne :

$$P_i = Q_i \cdot \rho \cdot g \cdot H_i \quad (\text{II.35})$$

La hauteur interne :

$$H_i = H + h_h' + h_2' \quad (\text{II.36})$$

Les pertes hydrauliques :

$$h_h' = h_1' + h_3' + h_4' + h_5' \quad (\text{II.37})$$

la Figure II.13 montre que les pertes de puissance hydraulique sont significatives pour l'eau par rapport à l'huile de Teska. Une augmentation de la viscosité entraîne une réduction des pertes de puissance hydraulique, bien que généralement ces pertes restent presque négligeables.

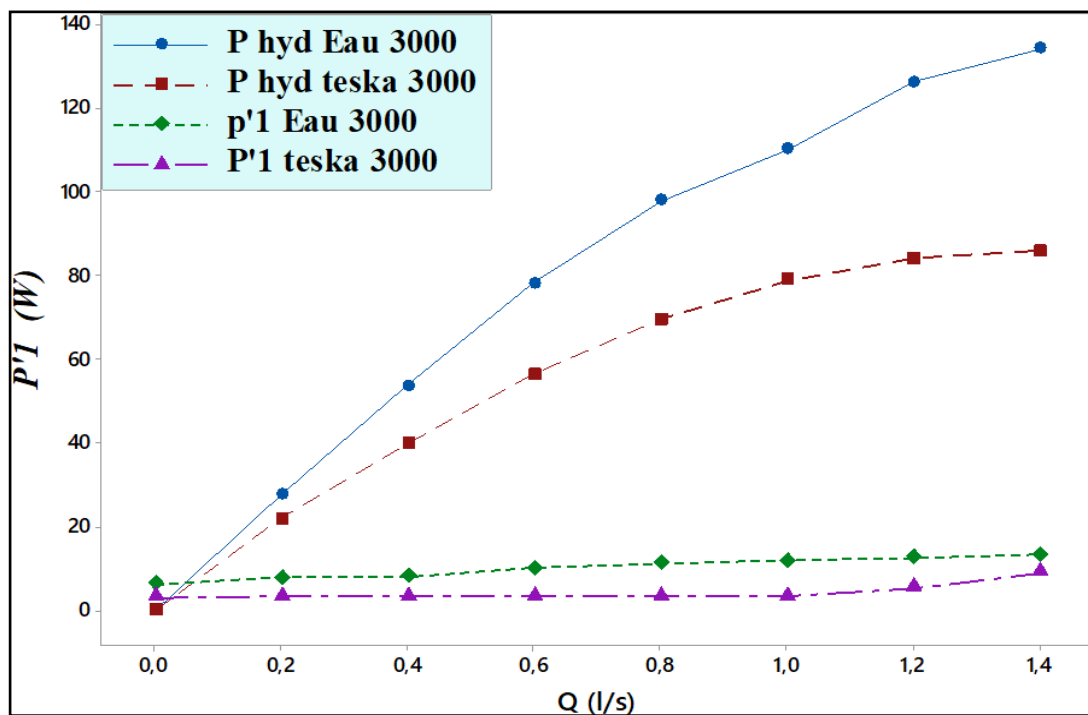


Figure II.13 : Pertes de puissance hydraulique à N= 3000 tr/min.

2.3.2.2. les pertes de puissance par frottement de disque des pompes centrifuges

Les surfaces externes de la roue entrent en friction avec le fluide environnant, absorbant ainsi une certaine puissance connue sous le nom de pertes de puissance par frottement de disque [16]. Ces pertes de puissance par frottement de disque sont calculées à l'aide de la relation suivante [16] :

$$P'_2 = f_1 \times P_1 \quad (II.38)$$

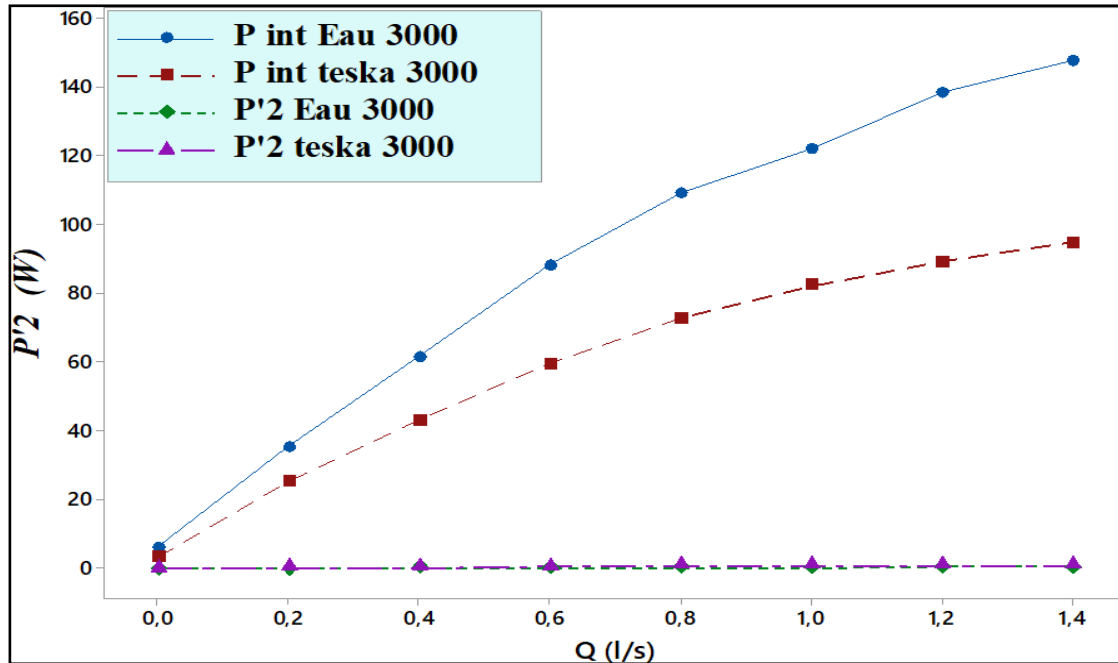


Figure II.14: les pertes de puissance par frottement de disque à N = 3000 tr/min.

La Figure II.14 indique que les pertes de puissance par frottement de disque sont négligeables tant pour l'eau que pour l'huile de Teska.

2.3.2.3. Les pertes de puissance mécanique des pompes centrifuges

L'ensemble de ces pertes dues au frottement entre les composants mécaniques tels que les roulements et les joints d'arbre engendrent des pertes mécaniques. Ces pertes peuvent varier en fonction de la pression et de la vitesse de rotation, comme illustré dans la Figure II.15 [3].

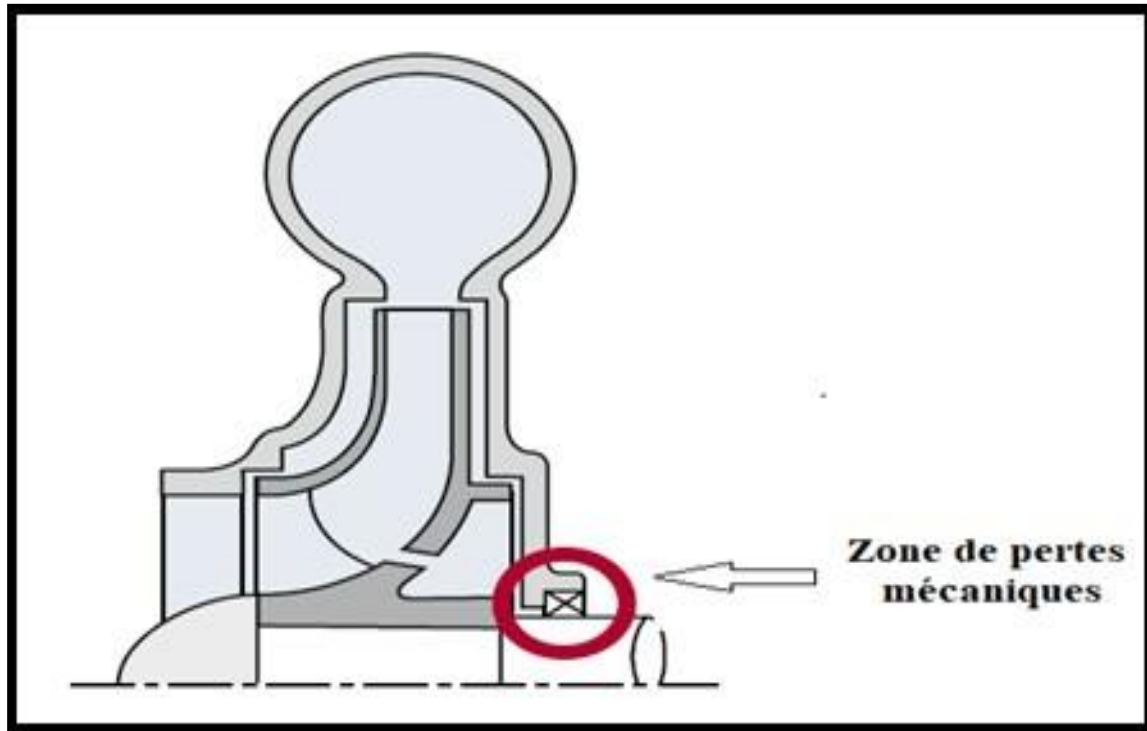


Figure II.15 : zone de frottement mécanique [3].

On peut déterminer ce type des pertes [17] par la relation suivante :

$$P' = P_{mec} - P_i \quad (II.39)$$

La Figure II.16 montre que les pertes de puissance mécanique sont significativement plus élevées pour l'huile de Teska que pour l'eau. Ainsi, une augmentation de la viscosité entraîne une augmentation notable des pertes de puissance mécanique.

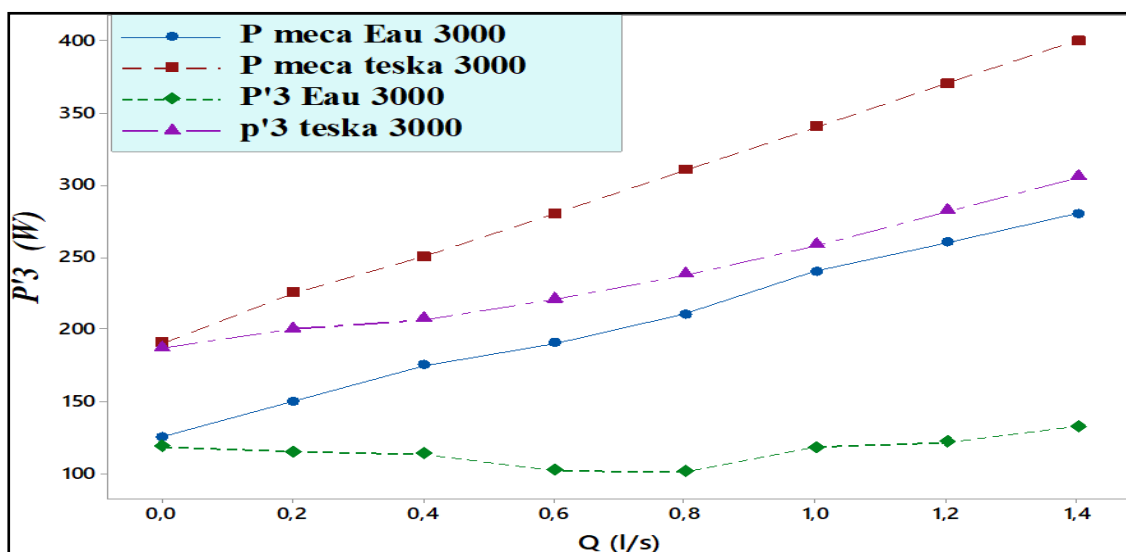


Figure II.16 : les pertes de puissance mécanique à N = 3000 tr/min.

2.4. Conclusion :

Nous pouvons dire dans ce chapitre que :

- Les pertes par choc prédominent par rapport aux autres formes de pertes de charge telles que celles dues au frottement de la roue ou à l'aspiration.
 - Dans certains cas, comme pour les pertes par frottement de la roue, les pertes d'aspiration et les pertes de volute, l'effet de la viscosité est négligeable, ce qui signifie que les variations de viscosité n'affectent pas ces pertes.
- La géométrie de la pompe exerce une influence significative sur la plupart des modèles de pertes de charge.
- La viscosité n'est pas le seul paramètre qui provoque une variation des performances de la pompe, la géométrie de la pompe influe aussi sur ces caractéristiques.

Chapitre 3

Les plans d'expériences

3.1. Introduction

La démarche d'Assurance Qualité fait appel à la prévention et au progrès permanent dans les domaines de l'organisation de la qualité, de l'obtention des performances du produit et de la maîtrise des processus associés aux procédés industriels. Le plan d'expériences peut aider à la conception et à l'industrialisation du produit, ainsi qu'à la résolution de problèmes complexes d'optimisation (réglages) lors de la production du produit. Il s'intègre donc parfaitement dans la démarche qualité. Nous vous incitons vivement à mettre en œuvre le plan d'expériences dans les différentes étapes industrielles de conception et de validation du produit. Les résultats que vous attendez de ces étapes seront obtenus avec un maximum de rigueur et beaucoup plus rapidement qu'avec les méthodes traditionnelles, donc avec une efficacité économique certaine.

Le principe général des Plans d'expérience consiste à n'étudier que certains points du domaine expérimental sous investigation tout en réussissant pourtant à appréhender le phénomène physique étudié sur l'ensemble du domaine considéré. En s'inspirant de la norme ISO 3534-3, un plan d'expérience peut être défini comme une organisation raisonnée d'essais. Une difficulté importante de la méthodologie réside alors dans la manière de choisir les points d'étude de façon optimale.

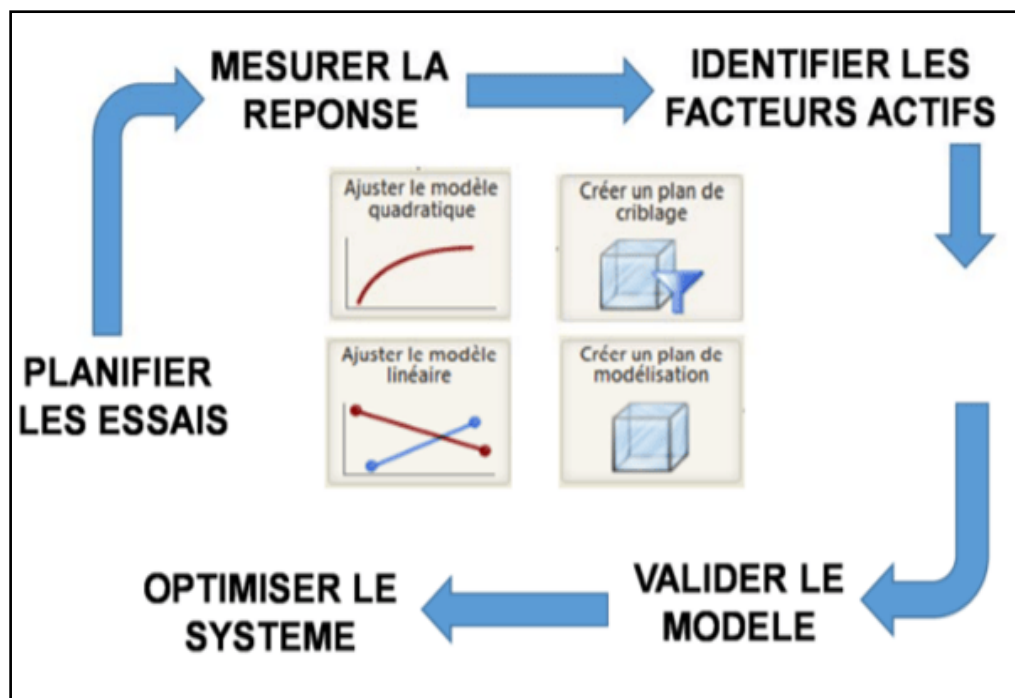


Figure III.1: Représentation graphique d'un système

3.2. Objectifs des plans d'expériences

- Déterminer des valeurs optimales de réglage de différents paramètres, pour obtenir une valeur souhaitée sur un produit ou un service à mettre au point.
- Réduire le nombre d'essais à ce qui est strictement nécessaire, avec comme effet direct de minimiser les dépenses.
- Identifier les facteurs les plus influents, les interactions éventuelles entre les facteurs, et le nombre de points de mesures minimum pour obtenir le maximum d'informations.

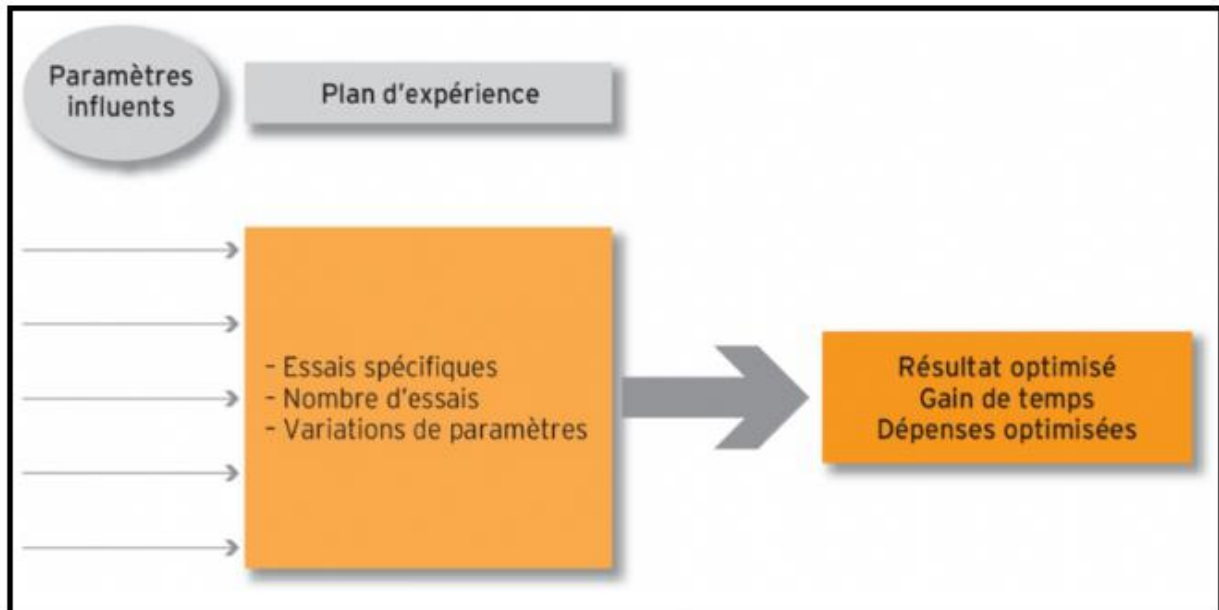


Figure III.2 : optimiser la mise au point d'un produit par plan d'expérience.

3.3. Démarche méthodologique :

Cette démarche compose les étapes suivantes :

1. Formaliser le problème, si possible au moyen d'un modèle graphique.
2. Sélectionner les paramètres, fixer leurs modalités (niveau de variations des paramètres) et sélectionner leurs interactions.
3. Construire le plan en fonction des tables de Taguchi.
4. Réaliser les essais.
5. Analyser les résultats;
6. Conclure après choix du réglage des paramètres qui peuvent être maîtrisés et essai de confirmation.

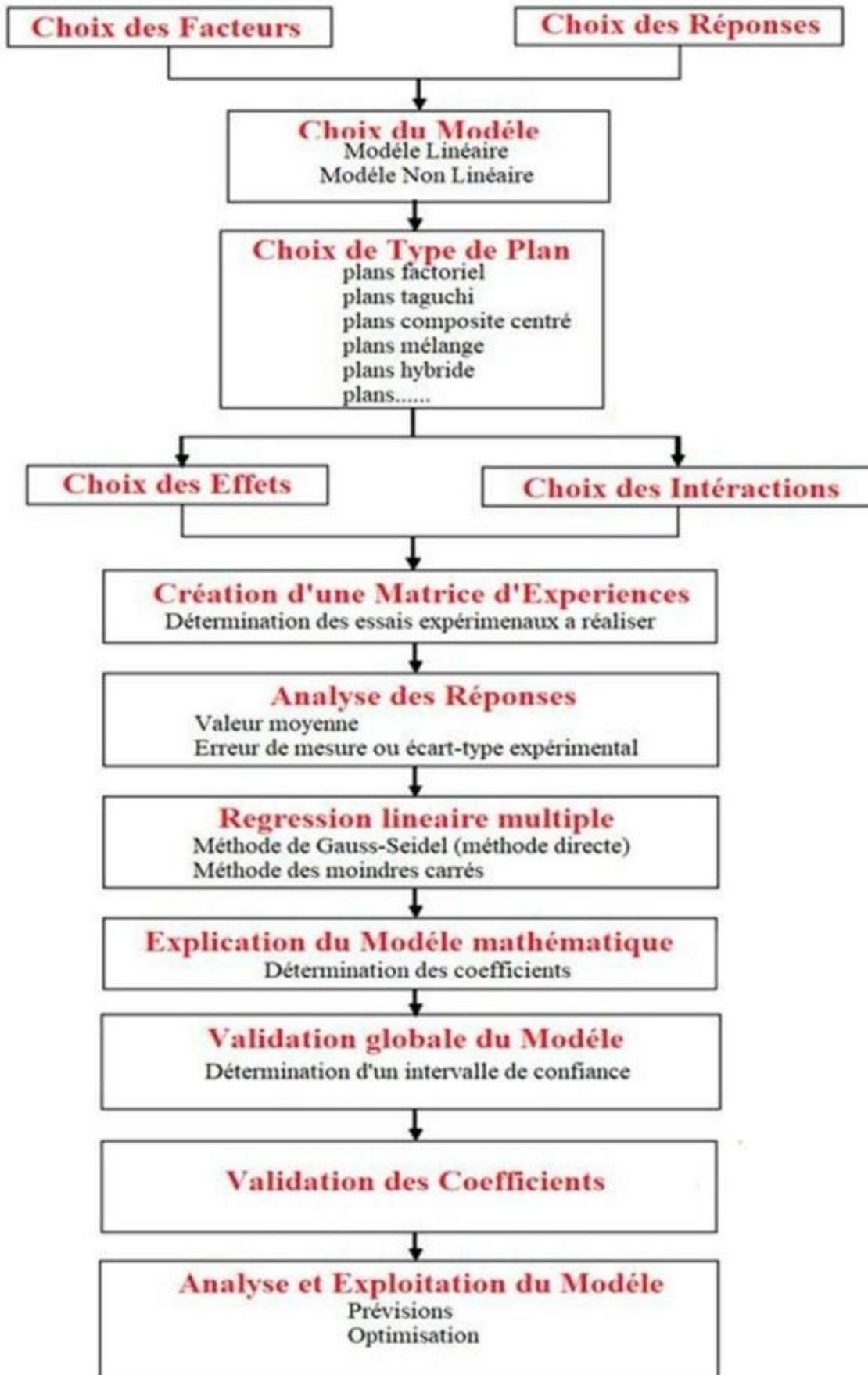


Figure III.3 : Organigramme général de traitement des plans d'expériences [23].

3.4. Principaux avantages des plans d'expérience :

Nous pouvons résumer les principaux avantages de cette méthode par rapport aux méthodes traditionnelles d'expérimentation :

- Diminution du nombre d'essais
- Possibilité d'étudier un très grand nombre de facteurs
- Détection des éventuelles interactions entre facteurs
- Modélisation très aisée des résultats
- Détermination des résultats avec une bonne précision

3.5. Conclusion

Pour utiliser la méthodologie des plans d'expériences, il est essentiel de suivre une approche expérimentale bien structurée qui respecte des règles strictes et efficaces. Cette méthode repose sur l'utilisation mathématique et statistique de matrices détaillant les expériences.

La présentation des plans d'expériences couvre adéquatement leur application pratique dans notre étude.

Chapitre 4

Interprétations des Résultats

4.1. Introduction

Dans cette étude, la méthode des plans d'expériences a été employée pour dériver les équations de régression des pertes de puissance mécanique et hydraulique d'une pompe centrifuge pour différents liquides (eau et huile Teska). Cette démarche s'appuie sur les données expérimentales obtenues lors des tests de la pompe par Ladouani .A [1]. Le paramètre de viscosité des liquides testés a été intégré dans ces modèles statistiques pour prédire les pertes de puissance mécanique et hydraulique de la pompe à deux vitesses de rotation distinctes.

Les résultats de cette approche statistique ont été validés par comparaison avec les résultats expérimentaux de la pompe centrifuge. Cette comparaison a été réalisée en utilisant le coefficient de corrélation (R^2) ainsi que le calcul des erreurs relatives moyennes, permettant ainsi une évaluation approfondie de l'efficacité de la méthode des plans d'expériences.

4.2. Démarche de prédiction

Dans le cadre de cette étude, l'objectif est de mettre en œuvre la méthode des plans d'expériences [24] pour prédire les caractéristiques de la pompe centrifuge en fonction des variations de viscosité et de vitesse de rotation. Nous cherchons ainsi à établir une relation entre deux types de variables :

- **La Réponse** : Il s'agit des pertes de puissance mécanique et des pertes de puissance hydraulique de la pompe, qui sont les grandeurs étudiées dans notre cas.
- **Les Facteurs** : Ce sont les grandeurs variables contrôlées par l'expérimentateur, à savoir le débit, la viscosité et la vitesse de rotation. Ces variables exercent une influence directe sur la réponse observée.

L'approche des plans d'expériences permettra donc de modéliser et de prévoir comment la pompe centrifuge réagit à ces différentes conditions expérimentales, en analysant spécifiquement l'impact de la viscosité et de la vitesse de rotation sur les pertes de puissance mécanique et hydraulique.

4.2.1. Installation expérimentale de la Pompe Centrifuge

L'installation expérimentale de la pompe centrifuge a été présentée dans [1].

Les dimensions géométriques de la roue sont répertoriées dans le Tableau IV.1.

4.2.2. Résultats expérimentaux

Les résultats expérimentaux de l'installation de pompage, pour l'eau et l'huile Teska, sont présentés dans les Tableaux IV.1 à IV.4 [1].

Tableau IV.1: Résultats pour l'eau a N=2700 tr/min.

Eau N=2700 tr/min									
Q(l/s)	H(m)	P_{abs} exp(W)	P_{abs} tagu(W)	Q_i(l/s)	P_i(W)	H_i(m)	Σh'(m)	P'_{abs-expe} (W)	P'_{abs -tagu} (W)
0	11.8	100	98.23	0.04	5.12	12.8	1	94.88	93.11
0.2	11.4	125	123	0.24	29.5	12.1	0.7	95.5	93.5
0.4	11	146	150	0.44	50.06	11.4	0.4	95.84	99.84
0.6	10	160	165.5	0.64	65.28	10.2	0.2	96.5	100.22
0.8	9.8	180	184	0.84	83.58	9.95	0.15	97	100.42
1	9.2	195	198	1.04	97.03	9.33	0.13	97.97	100.97
1.2	8.3	210	213	1.24	104.16	8.4	0.1	105.84	108.84
1.4	8	240	243	1.44	118.08	8.2	0.2	121.92	124.92

Tableau IV.2 : Résultats pour l'eau a N=3000 tr/min.

Eau N=3000 tr/min									
Q(l/s)	H(m)	P_{abs} exp(W)	P_{abs} tagu(W)	Q_i(l/s)	P_i(W)	H_i(m)	Σh'(m)	P'_{abs-expe} (W)	P'_{abs -tagu} (W)
0	14	123	126	0.04	6.14	15.35	1.35	116.86	112
0.2	13.8	153	149	0.24	35.28	14.7	0.9	117.72	113.72
0.4	13.4	180	178	0.44	61.6	14	0.6	118.4	116.4
0.6	13	205	203	0.64	85.76	13.4	0.4	119.24	117.24
0.8	12.8	230	228	0.84	109.2	13	0.2	120.8	118.8
1	11.6	245	243	1.04	122.4	11.77	0.17	122.6	120.6
1.2	11	262	260	1.24	138.75	11.19	0.19	123.25	121.25
1.4	10	280	272	1.44	148.03	10.28	0.28	131.97	123.96

Tableau IV.3: Résultats pour Teska a N=2700 tr/min.

Teska N=2700 tr/min									
Q(l/s)	H(m)	P_{abs} exp(W)	P_{abs} tagu(W)	Q_i(l/s)	P_i(W)	H_i(m)	Σh'(m)	P'_{abs-expe} (W)	P'_{abs -tagu} (W)
0	9.8	170	168	0.03	2.67	10.2	0.4	167.33	165.33
0.2	9.4	190	188	0.23	19.42	9.65	0.25	170.58	168.58
0.4	8.6	220	218	0.43	32.80	8.72	0.12	187.2	185.2
0.6	8	250	242	0.63	44.32	8.04	0.04	205.68	197.68
0.8	7.6	270	261.5	0.83	55.70	7.67	0.07	214.3	205.8
1	6.7	280	279	1.03	61.28	6.8	0.10	218.72	217.72
1.2	5.8	300	303	1.23	65.43	6.08	0.28	234.57	237.57
1.4	5	320	327.5	1.43	67.56	5.4	0.4	252.44	259.94

Tableau IV.4: Résultats pour Teska a N=3000 tr/min.

Teska N=3000 tr/min									
Q(l/s)	H(m)	P_{abs} exp(W)	P_{abs} tagu(W)	Q_i(l/s)	P_i(W)	H_i(m)	Σh'(m)	P'_{abs-expe} (W)	P'_{abs-tagu} (W)
0	13	190	198.5	0.03	3.57	13.6	0.6	186.43	185.93
0.2	12.4	225	223	0.23	25.65	12.75	0.35	199.35	197.35
0.4	11.4	250	242.5	0.43	43.56	11.58	0.18	206.44	198.94
0.6	10.8	280	278	0.63	60.03	10.89	0.09	219.97	217.97
0.8	10	310	308	0.83	73.35	10.1	0.1	236.65	234.65
1	9	340	336	1.03	82.73	9.18	0.18	257.27	253.27
1.2	8	370	364	1.23	89.97	8.36	0.36	280.03	274.03
1.4	7	400	382	1.43	95.09	7.6	0.6	304.91	286.9

4.2.3. Formulations théorique

$$P'_{hyd} = P_i - P_{hyd} \tag{IV.1}$$

La puissance utile :

$$P = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H \tag{IV.2}$$

La puissance interne :

$$P_i = Q_i \cdot \rho \cdot g \cdot H_i \tag{IV.3}$$

La hauteur interne :

$$H_i = H + \Sigma h'_h \tag{IV.4}$$

$$Q_i = Q + Q_{fuit} \tag{IV.5}$$

$$Q_{fuit} = \frac{4.1Q_s}{n_s^{1.6}} \tag{IV.6}$$

$$n_s = \frac{N \times Q^{0.5}}{H^{0.75}} \tag{IV.7}$$

$$P'_{abs} = P_{abs} - P_i \tag{IV.8}$$

4.2.4. Les Facteurs utilisés

Le Tableau IV.5 affiche les valeurs des facteurs utilisées dans la méthode de Taguchi, selon un plan complet à divers niveaux L16. Les facteurs sont variés à différents niveaux à l'intérieur du domaine expérimental.

Tableau IV. 5 : valeurs des facteurs.

Facteurs	Valeurs
Le débit (l/s)	0 - 0.4 - 0.8 -1.4
La viscosité (cSt)	1-75
La vitesse de rotation (tr/min)	2700 – 3000

4.3. Résultats et discussions

4.3.1. Résultats de pertes de puissance mécaniques ($P'_{\text{abs-tagu}}$).

4.3.1.1. Calcul de l'erreur relative de ($P'_{\text{abs-tagu}}$)

Pour évaluer la précision de l'équation de prédiction des pertes de puissance mécanique obtenue par la méthode de Taguchi ($P'_{\text{abs-tagu}}$), il est essentiel de calculer l'erreur relative des pertes de puissance mécanique. Cette mesure d'erreur relative est présentée dans le Tableau 4.8.

$$X = \left| \frac{P'_{\text{abs-exp}} - P'_{\text{abs-tagu}}}{P'_{\text{abs-exp}}} \right| \times 100 \quad (\%) \quad (\text{IV.9})$$

L'utilisation de la méthode des plans d'expériences nous permet de développer un modèle prédictif des pertes de puissance mécanique de la pompe centrifuge testée, en utilisant le logiciel Minitab 17 pour sa détermination.

$$P'_{\text{abs-tagu}} = P_{\text{abs-tagu}} - P_i \quad (\text{IV.10})$$

Par la méthode de Taguchi nous avons obtenir :

$$P_{\text{abs-tagu}} = -127.7 + 110.28Q + 1.0135v + 0.0833N \quad (\text{IV.11})$$

Donc :

$$P'_{\text{abs-tagu}} = -127.7 + 110.28Q + 1.0135v + 0.0833N - P_i \quad (\text{IV.12})$$

Tableau IV. 6 : l'erreur relatives pour ($P'_{\text{abs-tagu}}$)

Num d'expérience	Q (l/s)	v (cSt)	N (tr/min)	$P'_{\text{abs-exp}}$ (W)	$P'_{\text{abs-tagu}}$ (W)	(X)Erreur relative en (%)
1	0,0	1	2700	94.88	93.11	1.86
2	0,0	1	2700	94.88	93.11	1.86
3	0,0	75	3000	186.43	185.93	0.26
4	0,0	75	3000	186.43	185.93	0.26
5	0,4	1	2700	95.84	99.84	4.17
6	0,4	1	2700	95.84	99.84	4.17
7	0,4	75	3000	206.44	198.94	3.63
8	0,4	75	3000	206.44	198.94	3.63
9	0,8	1	3000	120.8	118.8	1.65
10	0,8	1	3000	120.8	118.8	1.65
11	0,8	75	2700	214.3	205.8	3.96
12	0,8	75	2700	214.3	205.8	3.96
13	1,4	1	3000	131.97	123.96	6.06
14	1,4	1	3000	131.97	123.96	6.06
15	1,4	75	2700	252.44	259.94	2.97
16	1,4	75	2700	252.44	259.94	2.97
L'erreur relative moyenne est de l'ordre de 3.06%						

4.3.1.2. Courbes des pertes de puissance absorbée par la pompe (P'_{abs})

Pour évaluer la précision du modèle obtenu par la méthode de Taguchi, une représentation graphique des résultats obtenus est présentée dans les Figures IV.1 à IV.6 :

L'analyse des Figures IV.1 à IV.6 révèle que la puissance absorbée par la pompe et les pertes de puissance mécanique augmentent proportionnellement avec le débit pompé pour les deux liquides (eau et Teska). À vitesse de rotation constante, les pertes de puissance mécanique sont significativement plus élevées pour l'huile Teska par rapport à l'eau. De plus, la vitesse de rotation influence également les pertes de puissance mécanique pour les deux liquides (par exemple, à $Q=0$, $P'_{abs-tagu-,eau}=93.11$ W pour $N=2700$ tr/min et $P'_{abs-tagu-,eau}=112$ W pour $N=3000$ tr/min). Ainsi, l'impact de la viscosité et de la vitesse de rotation sur les pertes de puissance mécanique est notable. Le modèle de Taguchi ($P'_{abs-tagu}$) suit les tendances observées dans les courbes expérimentales ($P'_{abs-exp}$) avec une bonne corrélation pour les deux liquides (eau et huile Teska). Le modèle des pertes de puissance mécanique par Taguchi ($P'_{abs-tagu}$) présente un coefficient de corrélation très élevé ($R^2 = 99,29$ %) et une faible erreur relative moyenne d'environ 3,06 %.

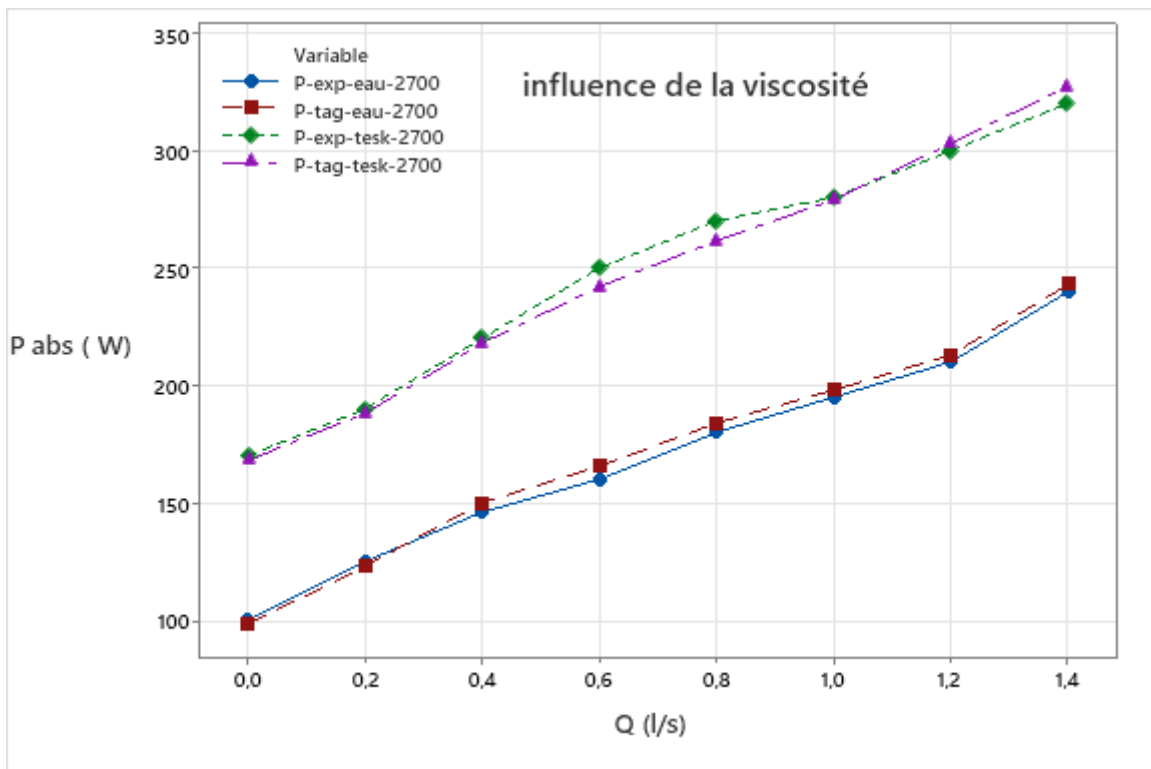


Figure IV.1: Courbe de ($P_{abs-tagu}$) à $N= 2700$ tr/min.

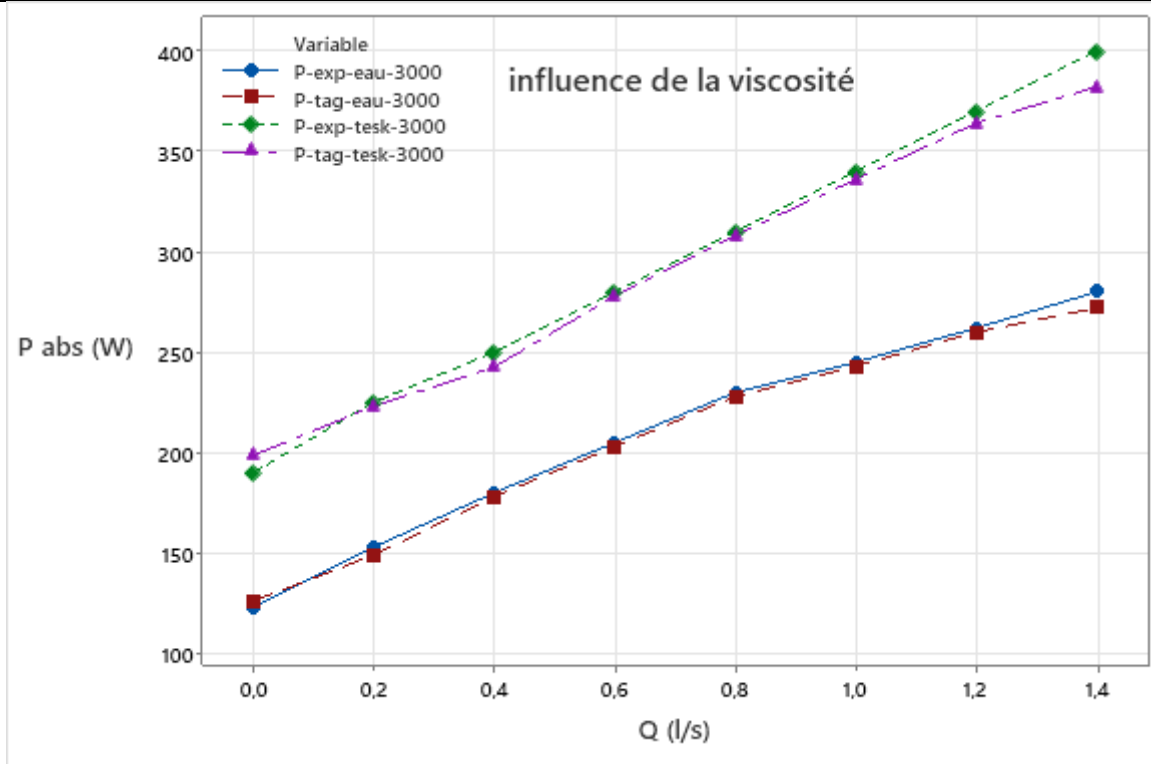


Figure IV.2 : Courbe de ($P_{abs-tag}$) (Q) a $N= 3000$ tr/min.

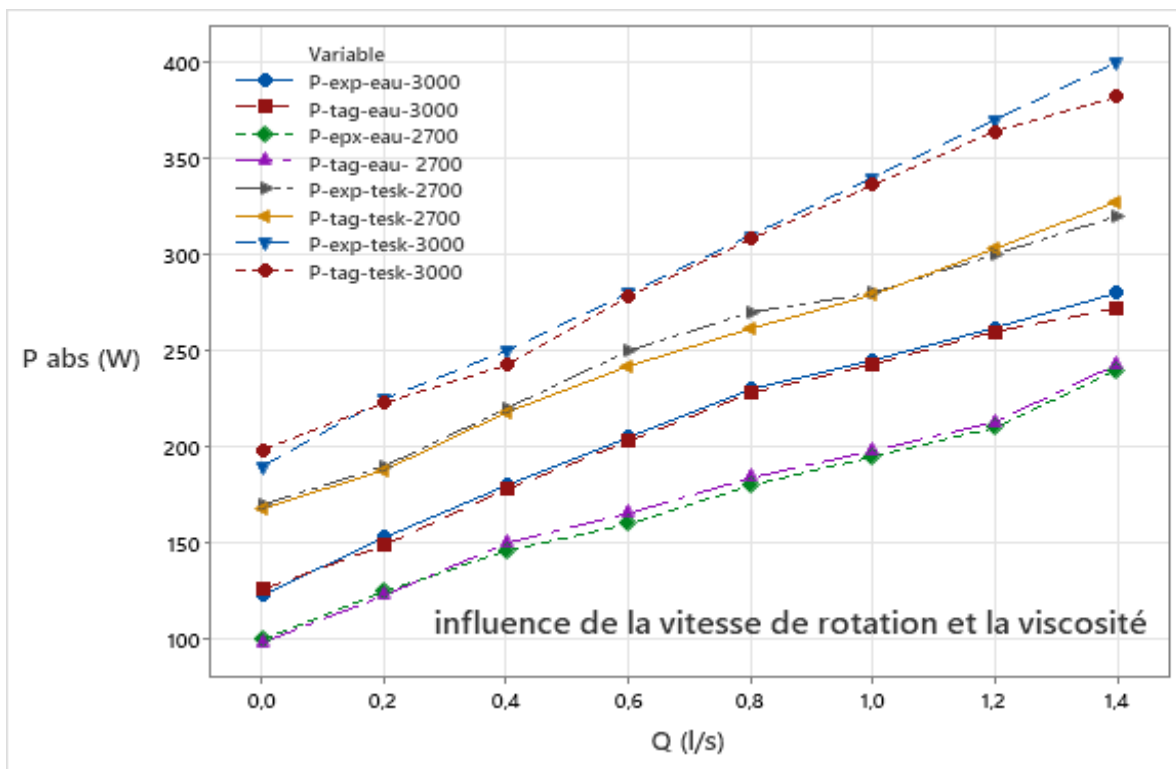


Figure IV.3 : Courbe de (P_{abs}) a $N= 3000$ tr/min et 2700 tr/min.

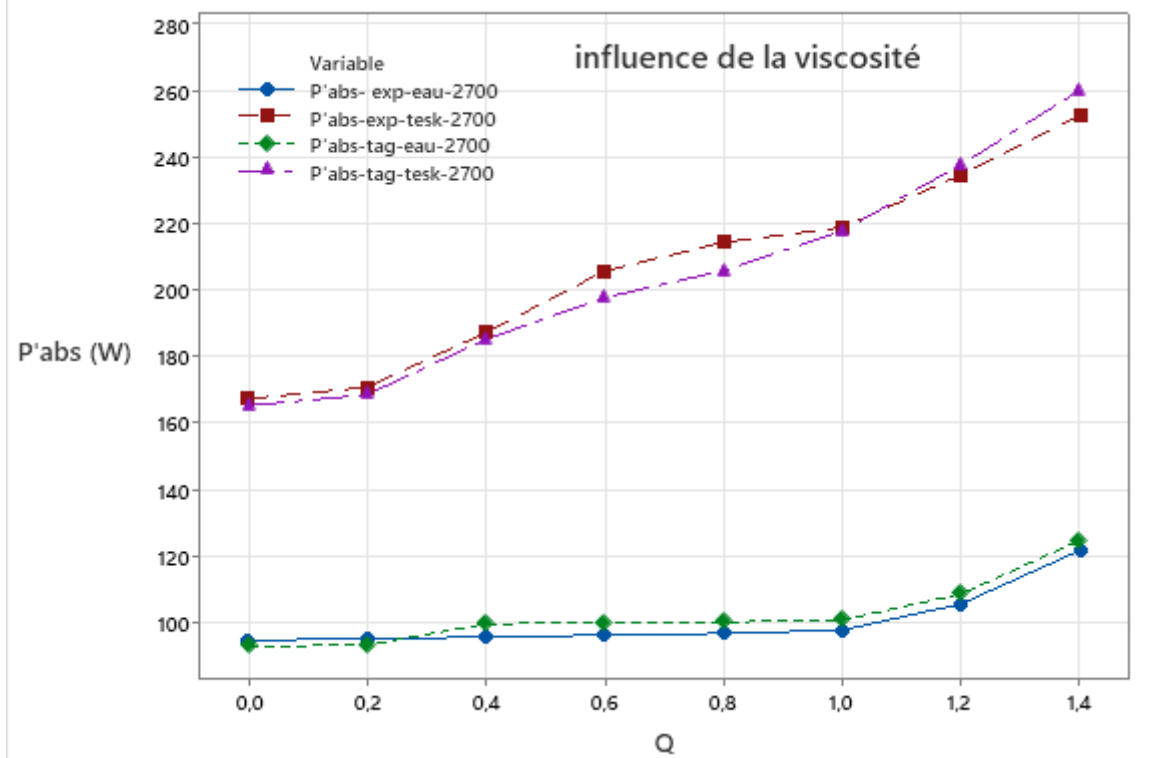


Figure IV.4: Courbe de ($P'_{abs-tagu}$) a $N = 2700$ tr/min.

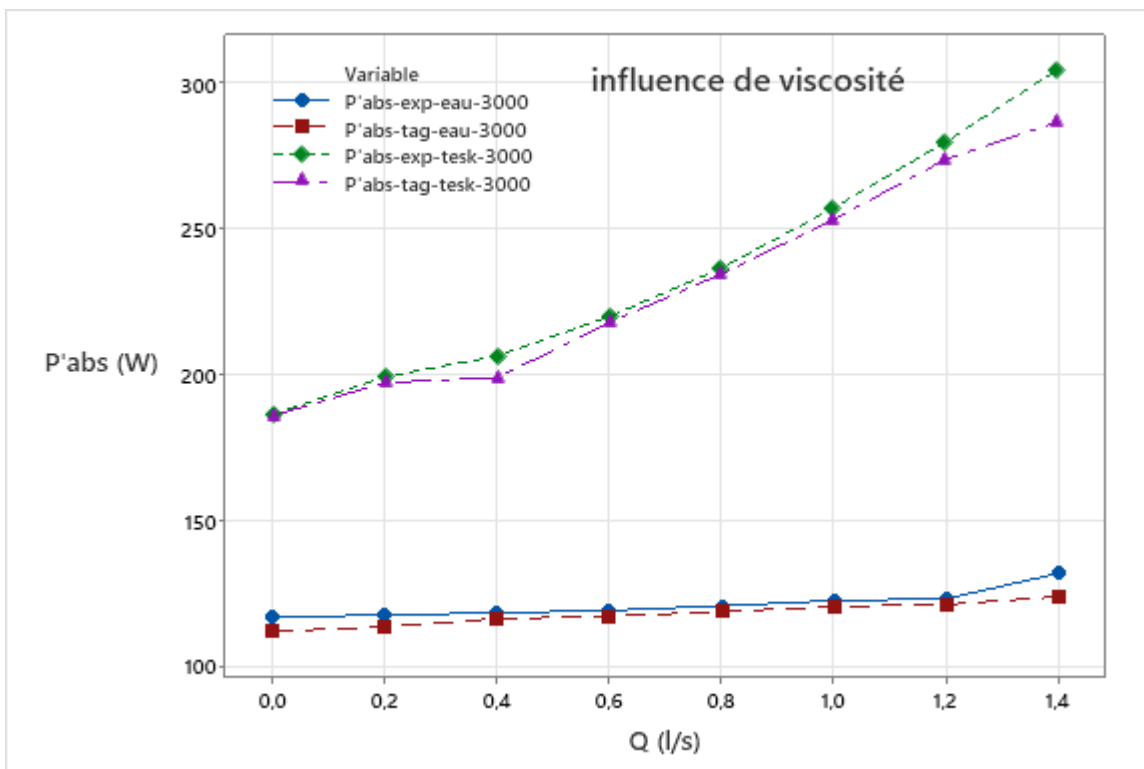


Figure IV.5: Courbe de ($P'_{abs-tagu}$) a $N = 3000$ tr/min.

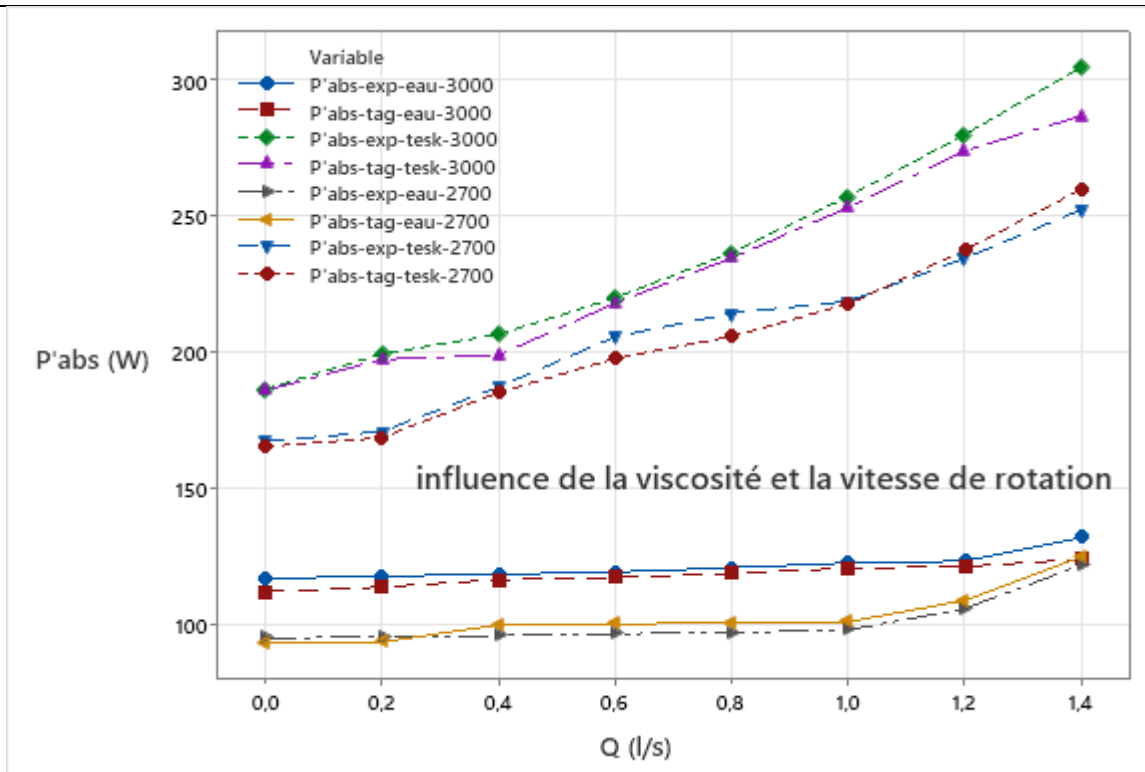


Figure IV.6: Courbe de (P'_{abs}) a $N= 3000$ tr/min et 2700 tr/min

4.3.2. Résultats de pertes de puissance hydrauliques ($P'_{hyd-tagu}$).

Tableau IV.07 : Résultats pour l'eau.

Q(l/s)	Eau N=2700 tr/min		Eau N=3000 tr/min	
	$P'_{hyd-exp}$ (W)	$P'_{hyd-tagu}$ (W)	$P'_{hyd-exp}$ (W)	$P'_{hyd-tagu}$ (W)
0	5	5.19	8	6.34
0.2	5.5	5.53	6.5	6.68
0.4	6	5.88	7	6.91
0.6	6.5	6.22	7.5	7.37
0.8	7	6.57	8	7.72
1	7.2	6.91	8.2	8.06
1.2	7.4	7.26	8.4	8.13
1.4	7.6	7.6	8.6	8.75

Tableau IV.08 : Résultats pour Teska.

Q(l/s)	Teska N=2700 tr/min		Teska N=3000 tr/min	
	P'hyd-exp (W)	P'hyd-tagu (W)	P'hyd-exp (W)	P'hyd-tagu (W)
0	3	2.94	4	4.09
0.2	3.4	3.28	4.4	4.43
0.4	3.8	3.63	4.8	4.78
0.6	4.2	3.97	5.2	5.12
0.8	4.6	4.32	5.6	5.47
1	4.8	4.66	5.8	5.81
1.2	5	5.01	6	6.16
1.4	5.2	5.35	6.2	6.50

4.3.2.1. Calcul de l'erreur relative de (P'hyf-tagu).

Pour évaluer la précision de l'équation de prédiction des pertes de puissance hydraulique obtenue par la méthode de Taguchi (P'hyf-tagu), il est nécessaire de calculer l'erreur relative des pertes de puissance hydraulique. Ce calcul est détaillé dans le Tableau IV.17.

$$X = \left| \frac{P'_{\text{hyd-exp}} - P'_{\text{hyd-tagu}}}{P'_{\text{hyd-exp}}} \right| \times 100 \quad (\%) \quad (\text{IV.13})$$

Tableau IV.09 : l'erreur relatives pour (P'hyf-tagu).

Num d'expérience	Q (l/s)	v (cSt)	N (tr/min)	P'hyd-exp (W)	P'hyd-tagu (W)	(X)Erreur relative en (%)
1	0,0	1	2700	5	5.19	3.8
2	0,0	1	2700	5	5.19	3.8
3	0,0	75	3000	4	4.09	2.25
4	0,0	75	3000	4	4.09	2.25
5	0,4	1	2700	6	5.88	2.0
6	0,4	1	2700	6	5.88	2.0
7	0,4	75	3000	4.8	4.78	0.41
8	0,4	75	3000	4.8	4.78	0.41
9	0,8	1	3000	8	7.72	3.5
10	0,8	1	3000	8	7.72	3.5
11	0,8	75	2700	4.6	4.32	6.08
12	0,8	75	2700	4.6	4.32	6.08
13	1,4	1	3000	8.6	8.75	1.74
14	1,4	1	3000	8.6	8.75	1.74
15	1,4	75	2700	5.2	5.35	2.88
16	1,4	75	2700	5.2	5.35	2.88

L'erreur relative moyenne est de l'ordre de **2.83%**

4.3.2.2. Modèle de prédiction et courbes des pertes de puissance hydrauliques

L'utilisation de la méthode des plans d'expériences, nous a permis de générer un modèle prédictif des pertes de puissance hydraulique de la pompe centrifuge testée, en utilisant le logiciel Minitab 17 pour son développement.

$$P'_{\text{hyd-tagu}} = -5,115 + 1,724 Q + 0,003833 N - 0,03041 V \quad (\text{IV.14})$$

Pour évaluer la précision du modèle obtenu par la méthode de Taguchi, une représentation graphique des résultats est présentée dans les Figures IV.7 à IV.9. Les analyses des Figures IV.7 et IV.9 révèlent que les pertes de puissance hydraulique de la pompe augmentent proportionnellement avec le débit pompé pour les deux liquides (Eau et Teska).

À vitesse de rotation constante, les pertes de puissance hydraulique sont significativement plus élevées pour l'eau par rapport à l'huile Teska. De plus, la vitesse de rotation influence également les pertes de puissance hydraulique pour les deux liquides, par exemple pour un débit de 0, les pertes de puissance hydraulique pour l'eau sont de 5.19 W à 2700 tr/min et de 6.34 W à 3000 tr/min.

Ainsi, l'influence de la viscosité et de la vitesse de rotation sur les pertes de puissance hydraulique est notable. Le modèle de Taguchi ($P'_{\text{hyd-tagu}}$) suit les tendances observées dans les courbes expérimentales ($P'_{\text{hyd-exp}}$) avec une bonne corrélation pour les deux liquides (Eau et huile Teska).

Le modèle des pertes de puissance hydraulique ($P'_{\text{hyd-tagu}}$) présente un coefficient de corrélation très élevé ($R^2 = 98,65 \%$) et une faible erreur relative moyenne d'environ 2,83 %.

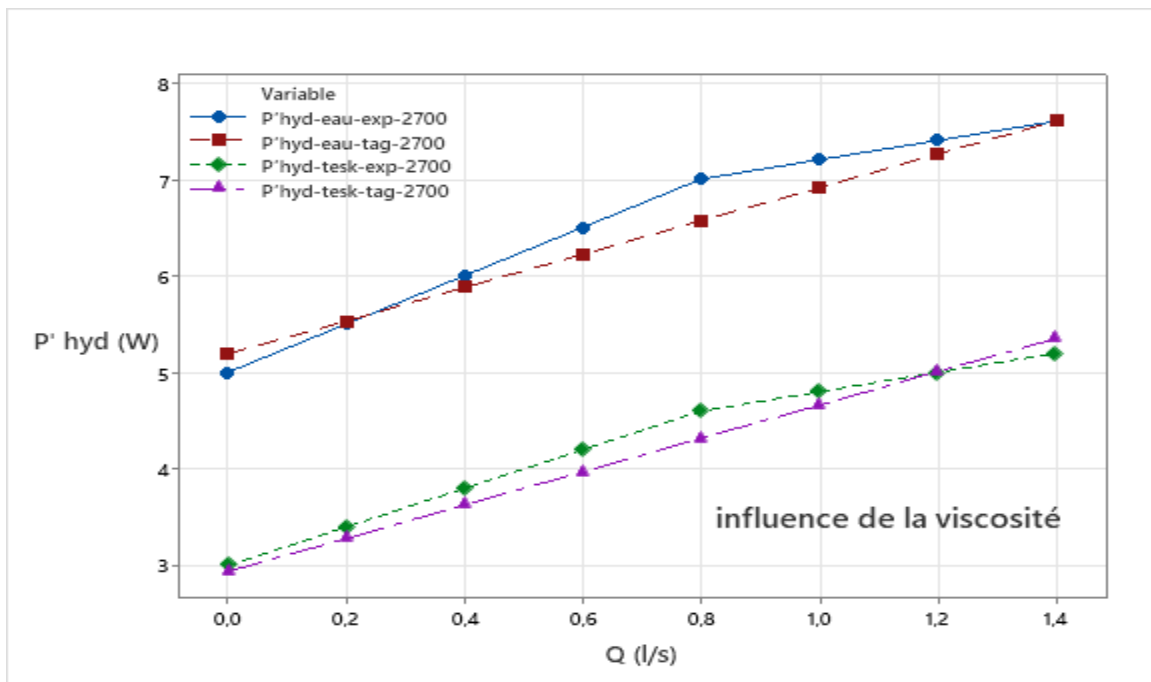


Figure IV.7: Courbe de ($P'_{\text{hyd-tagu}}$) à N= 2700 tr/min.

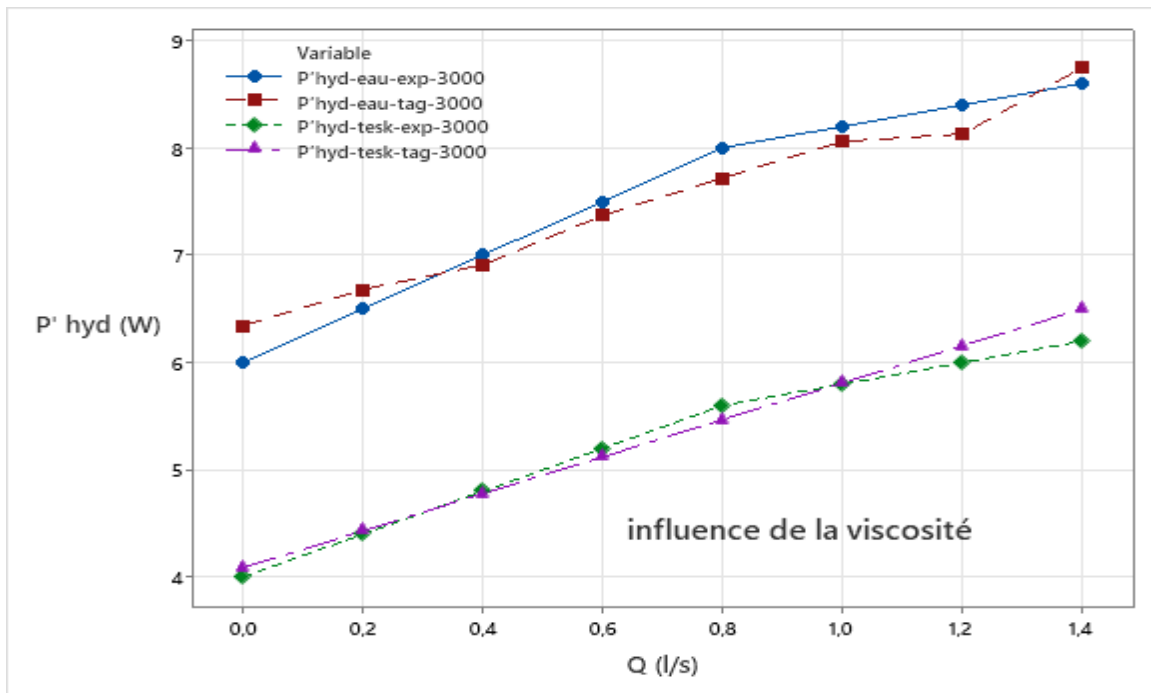


Figure IV.8 : Courbe de ($P'_{hyd-tag}$) a $N = 3000$ tr/min.

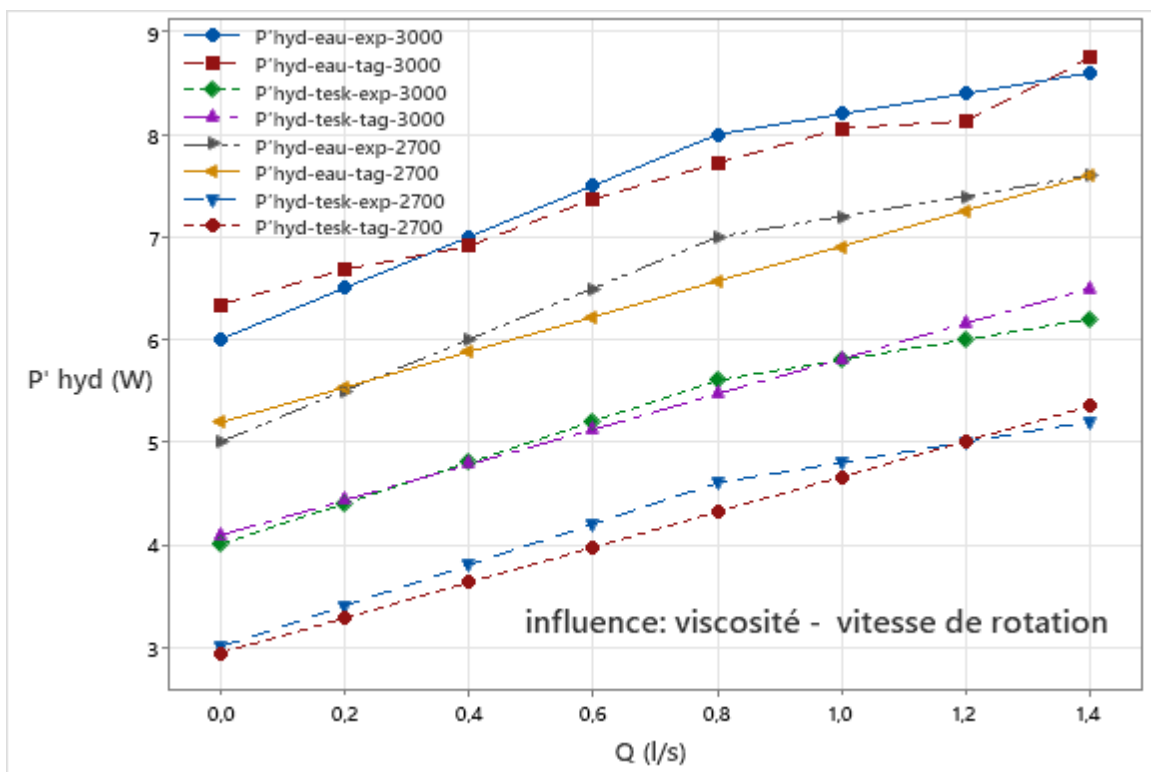


Figure IV.9: Courbe de (P'_{hyd}) a $N = 3000$ tr/min et 2700 tr/min

4.4. Conclusion

Dans Cette partie nous a permet de dire que :

- L'analyse de la variance selon la méthode de Taguchi révèle que des paramètres clés comme le débit, la viscosité et la vitesse de rotation influencent de manière significative sur les pertes de puissance mécanique et hydraulique.
- Les interactions entre ces facteurs sont négligeables dans le cadre de la méthode Taguchi.
- Les pertes de puissance mécanique de la pompe centrifuge sont proportionnelles à la viscosité, tandis que les pertes de puissance hydraulique sont inversement proportionnelles à la viscosité.
- La vitesse de rotation exerce également une influence sur les pertes de puissance mécanique et hydraulique de la pompe analysée.
- Le modèle de Taguchi montre de bons résultats avec des corrélations satisfaisantes par rapport aux résultats expérimentaux.

Conclusion Générale

Conclusion générale

Sur la base de l'étude réalisée, les conclusions suivantes peuvent être établies :

- Les performances de la pompe centrifuge telles que la hauteur, la puissance hydraulique et le rendement sont inversement proportionnelles à la viscosité, tandis que la puissance absorbée présente une proportionnalité avec cette dernière.
- L'application de la méthode des plans d'expériences via le modèle de Taguchi a abouti à des résultats solides et à de bonnes corrélations avec les données expérimentales, indiquant un accord satisfaisant entre les deux approches.
- La viscosité des liquides testés exerce une influence significative sur les pertes de puissance mécanique et hydraulique de la pompe étudiée.
- La vitesse de rotation joue également un rôle important dans les pertes de puissance mécanique et hydraulique de la pompe.
- L'analyse des différentes pertes de charge démontre que les pertes par choc sont prédominantes par rapport aux autres types de pertes telles que celles par frottement de la roue ou d'aspiration.
- L'analyse de la variance selon la méthode de Taguchi indique que des paramètres clés tels que le débit, la viscosité et la vitesse de rotation contribuent significativement aux pertes de puissance mécanique et hydraulique.
- Les résultats des calculs des différentes pertes révèlent que la géométrie de la pompe influence notablement les différents types de pertes dans la pompe centrifuge.
- Les interactions entre ces facteurs sont insignifiantes selon la méthode Taguchi.
- En résumé, le modèle de Taguchi présente des résultats prometteurs avec de solides corrélations avec les résultats expérimentaux.

Références bibliographiques

- [1] A. Ladouani. (2010). Etude des facteurs de correction des performances des pompes centrifuges véhiculant des fluides visqueux. thèse de doctorat en science, faculté d'architecture et de génie civil, université des sciences et de la technologie d'Oran Mohamed Boudiaf (ustomb).
- [2] Benharrat, Khalef « pompe centrifuge », université abdelhamid ibn badis de mostaganem, faculté de science et de la technologie 2016 /2017
- [3] Christian Brix Jacobsen., Nicholas Pedersen.,Svend Rasmussen., Rasmus K. Ursem., Bo Møller Pedersen., Troels Jepsen., Flemming Lykholt., Christian Rasmussen., Kristian SkriveR Dahl and BenedictE Elmer.(2005). The centrifugal pump en (book). dept.of fluid mechanics, grundfos forlag,denmark(105pp).
- [4] Allali Ahmed. (2016), « Contribution à la conception d'une pompe centrifuge ». Thèse de doctorat, Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohamed – Boudiaf
- [5] Temacini Djaber «Etude et dimensionnement d'une pompe à boue» Mémoire de Master Université Mohamed khider– Biskra
- [6] PASCAL BIGOT ,Les pompes , cours CIRA, 2000
- [7] Saadi et Madouni (2014) : « Les stations de pompage dans les réseaux d'assainissement» Mémoire de projet de fin d'étude pour l'obtention du diplôme De License en Hydraulique, Université Aboubekr Belkaid Tlemcen.
- [8] Medjdoub Oussama, Hassab Essaid «Evaluation de différentes pertes des pompes centrifuges sous l'effet du changement de la viscosité des liquides» Mémoire de Master Université MOHAMED SEDDIK BENYAHIA – JIJEL.
- [9] Guide des techniques pour les industries de procédé Merzoug Hocine .(2006). Contribution a l'amélioration de l'efficacité énergétique des pompes centrifuges. mémoire de magister, faculté des sciences de l'ingénieur, département d'électromécanique, université Badji Mokhtar – Annaba. Pompes centrifuges a mélange liquide -solide, thèse de doctorat, université Badji Mokhtar – Annaba.
- Antal Thuma. (1993). Machines hydrauliques. Office des publications universitaires, place
- [10] Merzoug Hocine . (2006). Contribution a l'amélioration de l'efficacité énergétique des pompes centrifuges. Mémoire de magister, faculté des sciences de l'ingénieur, département d'électromécanique, université Badji Mokhtar–Annaba
- [11] <http://elearning.univ-biskra.dz/moodle2019/pluginfile.php/83979>

- [12] Khin Cho Thin., mya myA Khaing., and Khin MaunG Aye.(2008). Design and performance analysis of centrifugal pump, proceeding of world academy of science, engineering and technology volume 36 décembre 2008 issn2070-3740.
- [13] Hamel M., Etude des performances d'une volute de turbine radiale ou semi axiale,2005.
- [14] A.AGURCIF, L.CHEFFAR. Simulation numérique des écoulements internes dans les turbomachines, mémoire master, option énergétique, université A. MIRA, de Bejaia, 2017
- [15] Benretem Abdelouahab . (2005). Influence des particules solides sur les caractéristiques des pompes centrifuges a mélange liquide -solide, these de doctorat, université badji mokhtar – Annaba.
- [16] Antal Thuma. (1993). Machine hydrauliques. Office des publications universitaires, place centrale de ben aknoun (Alger).
- [17] HAMKINS C.P Corrélation of a one dimensionna centrifugal pump performance analysis methods .ASME –paper 84-Wa -/FM-10-1984
- [18] Sushil Mittal., Satish KumaR. (2008). Simulation of optimum loss models for radial centrifugal pump. thesis submitted in partial fulfilment of the requirements for the award of degree of master of engineering, mechanical engineering department thapar universty patiala–147004, june 2008.
- [19] BOUAZIZA,Houd,'une étude et amélioration par la méthode FMD d'un élément clé de l'industrie' 'mémoire de master, université de Skikda, Juin2015.
- [20] STEPANOFF .A Centrifugal and axial flow pumps .john Wiley and Sons I.N.C second édition 1957
- [21]Noguera R., 1987. Contribution à la maîtrise du dimensionnement des turbomachines axiales. Etude des débits partiels et de la cavitation. Th. d'Etat. Paris-VI.
- [22] Yahiaoui Idris. (2015) Les plans d'expériences initiation a la construction et l'analyse des plans factoriels complets a deux niveaux et du plan composite centre, cours, université a. mira Bejaia-faculté de technologie-département de génie des procédés.
- [23] Boukli Hacene S. M. A. (2010). Contribution A l'étude de la résistance caractéristique des bétons de la région de Tlemcen, thèse de doctorat a l'université de Tlemcen, janvier, 193p.
- [24] S.Vivier. (2002). Stratégie d'optimisation par la méthode des plans d'expériences et application aux dispositifs électrotechniques modélises par éléments finis, thèse de doctorat en génie électrique, école centrale de Lille et université des sciences et technologie de Lille.



Dédicace

Je remercier l'aide de bon dieu le tout puissant qui nous a enfin aidés a achevé ce travail, c'est avec un cœur plein de joie que je dédie ce modeste travail :

À la mémoire de ma défunte mère. La plus belle créature que Dieu a créée sur terre, À cette source de tendresse, de patience et de générosité.

À Mon très cherpère qui m'a aidé à devenir ce que je suis aujourd'hui, que dieu le garde et le protège.

À mes frères et sœurs, en témoignage de ma gratitude et mon profond respect.

À ma femme qui a toujours était à mes côtés.

À mes enfants, la grâce que mon dieu a donnée.

À mon très cher ami et binôme Ahmed et à toute sa famille.

ROUNDI Boubekour



Dédicace

Je remercie l'aide de bon dieu le tout puissant qui nous a enfin aidés à achever ce travail, c'est avec un cœur plein de joie que je dédie ce modeste travail :

À la mémoire de ma défunte mère. La plus belle créature que dieu a créée sur terre,

À cette source de tendresse, de patience et de générosité.

À l'âme pure de Mon très cher père qui m'a aidé à devenir ce que je suis aujourd'hui.

À mes frères et sœurs, en témoignage de ma gratitude et mon profond respect.

À mon très cher ami et frère Khaled foughalia

À ma femme qui a toujours été à mes côtés.

À mes enfants, la grâce que mon dieu a donnée.

À tous mes collègues au sein de mon lieu de travail du barrage El Agrem.

À mon très cher ami et binôme Boubekeur et à toute sa famille.

KHERCHI Ahmed

Remerciements

Nous tenons tout d'abord à remercier Dieu le tout puissant et miséricordieux, qui nous a donné la force et la patience d'accomplir ce modeste travail.

J'adresse mes sincères remerciements à Monsieur BOUSBA ISSAM notre encadrant pour l'orientation, la confiance, la patience et ses bonnes explications qui ont constitué un apport considérable sans lequel ce travail n'aurait pas pu être mené au bon port.

Nos vifs remerciements vont également aux membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre recherche en acceptant d'examiner notre travail Et de l'enrichir par leurs propositions.

Nous tenons remercier aussi tous les enseignants du département d'électrotechnique de l'université de Mohamed Seddik Benyahia- Tijel.

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

Merci à vous tous

ملخص

في هذا المشروع، قمنا بدراسة فقدان الطاقة الميكانيكية والهيدروليكية لمضخات الطرد المركزي. باستخدام منصة اختبار تمثل مضخة طرد مركزي، قمنا بجمع البيانات التجريبية [9] لتقييم وقياس هذه الخسائر الخاصة بنموذج المضخة الخاص بنا. تم توليد منحنيات فقدان القدرة الميكانيكية والهيدروليكية من النتائج التجريبية التي تم الحصول عليها عن طريق ضخ السوائل المختلفة (الماء وزيت تيسكا)، وكذلك استخدام الخصائص الهندسية للمضخة المدروسة.

لتطوير معادلات التنبؤ وتصوير خسائر الطاقة هذه بيانياً، استخدمنا برنامج الإحصاء MINITAB 17 وقمنا بمقارنة النتائج التي تم الحصول عليها عن طريق تصميم طريقة التجارب (طريقة تاجوشي) مع البيانات التجريبية. أظهر نموذج تاجوشي ارتباطات قوية مع النتائج التي تم الحصول عليها تجريبياً.

الكلمات المفتاحية: مضخة الطرد المركزي – اللزوجة – فاقد مضخة الطرد المركزي – التدفق الداخلي لمضخات الطرد المركزي - طرق التصميم التجريبية.

Abstract

In this project, we studied the mechanical and hydraulic power losses of centrifugal pumps. Using a test bench representing a centrifugal pump, we collected experimental data [9] to evaluate and quantify these losses specific to our pump model. The mechanical and hydraulic power loss curves were generated from the experimental results obtained by pumping different liquids (water and Teska oil), as well as using the geometric characteristics of the pump studied.

To develop prediction equations and to graphically visualize these power losses, we used the statistical software MINITAB 17. We compared the results obtained by the method of experimental designs (Taguchi method) with the experimental data. The Taguchi model showed strong correlations with the results obtained experimentally

.Key words : centrifugal pump – viscosity – centrifugal pump losses – internal flow of centrifugal pumps – methods of experimental design.

Résumé

Dans ce projet, nous avons étudié les pertes de puissance mécanique et hydraulique des pompes centrifuges. En utilisant un banc d'essai représentant une pompe centrifuge, nous avons recueilli des données expérimentales [9] pour évaluer et quantifier ces pertes spécifiques à notre modèle de pompe. Les courbes des pertes de puissance mécanique et hydraulique ont été générées à partir des résultats expérimentaux obtenus en pompant différents liquides (eau et huile Teska), ainsi qu'en utilisant les caractéristiques géométriques de la pompe étudiée.

Pour développer des équations de prédiction et visualiser graphiquement ces pertes de puissance, nous avons utilisé le logiciel de statistiques MINITAB 17. Nous avons comparé les résultats obtenus par la méthode des plans d'expériences (méthode de Taguchi) avec les données expérimentales. Le modèle de Taguchi a montré des corrélations solides avec les résultats obtenus expérimentalement.

Mot clés : pompe centrifuge –viscosité –pertes de pompe centrifuge – écoulement interne des pompes centrifuges – méthodes plans d'expériences.