الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Centre Universitaire Abdelhafid Boussouf - Mila
Institut des Sciences et de Technologie
Département de Génie Mécanique et Electromécanique

N° Ref : ……

Projet de Fin d'Etude préparé En vue de l'obtention du diplôme de MASTER

Spécialité : Génie Mécanique –Energétique-

Application la méthode de Taguchi pour l'optimisation des paramètres géométrique de l'impulseur d'une pompe dans un circuit hydraulique

Réalisé par :
- Hamimed Walid
- Menfouche Fadi

Soutenu devant le jury :

M.	**DERDOURI Amina**	**Présidente**
M.	**HAMIDANE Abbas**	**Examinateur**
M.	**AZIZI Mohamed Walid**	**Promoteur**

Année universitaire : 2021/2022

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à :

- A mes parents qui m'ont aidé à surmonter plusieurs épreuves.
- A mes sœurs et mes ami(e)s.
- A tous mes collègues de la promotion

REMERCIMENTS

Nous remercions Dieu, le Tout Puissant, le Miséricordieux, qui nous a donné le

courage et la patience de mener à bien ce travail.

Nous remercions vivement et chaleureusement Monsieur ***AZIZI Med Walid*** *qui a accepté de nous diriger durant ce travail, et qui, par ses conseils et orientations, nous a été d'un grand apport dans la finalisation de notre mémoire.*

Je remercie les membres du jury pour l'intérêt porté à mon travail.
Merci de m'avoir honoré de votre présence.

Nous réservons une pensée spéciale à tous les enseignants du Master qui ont su nous donner une formation didactique et appréciable durant tout notre cursus.

Enfin, nous remercions tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin dans l'élaboration de ce travail

Résumé

Ce travail consiste à faire étude hydraulique suivi d'une simulation sur un circuit de pompage d'une installation qui se trouve au niveau haut-fourneau du complexe sidérurgique d'El-Hadjar afin de vérifier le fonctionnement de la pompe centrifuge, tout en effectuant une comparaison entre ces résultats et celles mentionnées sur la fiche caractéristique de cette pompe dans le but de détecter les problèmes à résoudre si nécessaire.

L'objectif de ce travail est d'une part à la modélisation et le développement des équations de prédictions les performances de la pompe centrifuge étudiée (le rendement et la puissance) en fonction les caractéristiques du l'impulseur (angle d'entrée l'aube (β_1), largeur d'entrée de l'aube (b_1), largeur de sortie de l'aube (b_2) et l'angle d'enroulement de l'aube (φ)) on utilisant la Méthodologie des Surfaces de Réponses (MSR). D'autre part, on s'intéresse à l'optimisation multiple réponses afin de trouver les valeurs optimales des caractéristiques du l'impulseur par rapport aux objectifs.

Mots clés : Rendement, pompe verticale, puissance, impulseur, modélisation, optimisation

Abstract

This work consists of a hydraulic study followed by a simulation on a pumping circuit of an installation located at blast furnace in steel complex El-Hadjar to verify the operation of the centrifugal pump, while making a comparison between these results and those mentioned on the characteristic sheet of this pump in order to detect the problems to be solved if necessary.

The objective of this work is on the one hand to the modelling and the development of the prediction equations the performances of the studied centrifugal pump (efficiency and the power) according to the impulser characteristics (fin entry angle (β_1), fin inlet width (b_1), fin exit width (b_2) and fin wrap angle (φ)) using the Response Surface Methodology (MSR). On the other hand, we are interested in the multiple optimization responses in order to find the optimal values of the characteristics of the impulser in relation to the objectives.

Key words: efficiency, centrifugal pump, power, impulser, modelling, optimization

ملخص

في هذا العمل دراسة هيدروليكية متبوعة بمحاكاة على دارة ضخ في منشأة الفرن العالي موجودة في مركب الحديد والصلب بالحجار للتأكد من تشغيل مضخة الطرد المركزي ذات الخلية المفردة في حين إجراء مقارنة بين هذه النتائج وتلك المذكورة على ورقة مميزة لهذه المضخة من أجل الكشف عن المشاكل التي يتعين حلها إذا لزم الأمر

الهدف من هذا العمل هو من ناحية نموذجة وتطوير معادلات التنبؤ بأداء مضخة الطرد المركزي المدروسة (المردود والطاقة) وفقا لخصائص الناشر (زاوية دخول الزعنفة (β_1) عرض مدخل الزعنفة (b_1) عرض مخرج الزعنفة (b_2) وزاوية التفاف الزعنفة (φ))باستخدام منهجية استجابة السطح .(MSR) من ناحية أخرى، نحن مهتمون باستجابات التحسين المتعددة من أجل إيجاد القيم المثلى لخصائص الناشر فيما يتعلق بالأهداف

الكلمات الرئيسية: المردود، مضخة عمودية، الطاقة، الدافع، النموذجة، التحسين.

Sommaire

DEDICACE..... I
REMERCIEMENTS..... II
RESUME III
Abstract..... IV
ملخص..... V
Sommaire VI
NOMENCLATURE..... VII
LISTE DES FIGURES..... VIII
Liste des tableaux IX

Introduction générale.....1

Chapitre I : Généralités sur les pompes centrifuges

I.1 Généralités sur les pompes centrifuges:.....3
I.2 Définition d'une pompe centrifuge :.....4
I.3 Composants d'une Pompe Centrifuge :.....5
I.3.1. Roue (turbine, rotor):.....5
I.3.2. Distributeur :.....6
I.3.3. Diffuseur:.....7
I.3.4. Volute :.....7
I.3.5. Divergent (sortie) :.....7
I.4 principes de fonctionnement d'une pompe centrifuge :.....7
I.5 Classification des pompes centrifuge :.....8
I.6 Caractéristique générales des pompes centrifuges :.....11
I.7 Représentation graphique :.....12
I.8 Installation d'une pompe centrifuge sur un réseau hydraulique :.....16
I.9 Lois de similitude applicable aux pompes centrifuge :.....19
I.10 Prédétermination des courbes caractéristique théoriques :.....22
I.11 Les facteurs de dysfonctionnement des pompes centrifuges :.....25
I.12 Avantages et inconvénients des pompes centrifuges :.....26

Chapitre II : Généralités sur les plans d'expériences et les notions de statistiques

II.1 Introduction :.....27
II.2 Historique :.....27
II.3 Définition et domaine d'application des plans d'expériences :.....28
II.4 Vocabulaire :.....29

II.4.1 Facteur....29
II.4.2 Réponses....29
II.4.3 Domaine expérimental et domaine d'étude....29
II.4.4 Matrice d'expérience....30
II.4.5 Effet d'un facteur....30
II.5. Interaction....30
II.6. Modèle mathématique....32
II.7 Différents types des plans d'expériences....32
II.7 .1 Plans factoriels complets....32
II.7.2 Plans factoriels fractionnaires....33
II.8 Plans de modélisation....34
II.8.1 Les plans de Méthode Taguchi....34

II.9 Technique d'analyse....35
II.9.1. Analyse de la variance (ANOVA)....35
II.9.2. Probabilité P....35
II.9.3 Coefficients de détermination (R^2, R^2ajusté)....35
II.9.4 Validation du modèle....36
II.10 Courbes d'iso réponses et surfaces de réponses....36

Chapitre III : Calculs et simulations

III. Introduction....37
III.1.1 Les données....37
III 1.1.1 Schéma de circuit....37
III 1.1.2courbe caractéristique de la pompe....38
III 1.1.3Tableau représentant les paramètres de circuit....39
III.2 Les calculs à faire....40
III.2.1 Calcul R_e....40
III.2.2 Calcul ε/d....40
III.2.3 Calcul λ....40
III.2.4 Calcul de $\boldsymbol{\Delta H_{aspiration}}$....41
III.2.5 Calcul de $\Delta \boldsymbol{H_{refoulement}}$....42
III.2.6 Calcul de $_{\Delta H_{circuit}}$....42
III.2.7 Détermination de $\boldsymbol{H_{mt}}$....42
III.2.8 Calcul hauteur manométrique (HM) et hauteur pompe....43
III.2.9 Calcul Rendement....45
III.2.10 Calcul $\boldsymbol{NPSH_d}$....45
III .3. Simulations pompage du circuit avec logiciel MECAFLUX....46
III .3.1 Partie aspiration....46
III.3.2 Partie refoulement....49

Chapitre IV : Modélisation et Optimisation par MSR

IV.1 Introduction....61
IV.2 Les données de départ....61
IV.3 Planification la simulation....62

IV.4 Interprétation des résultats....65
IV.4.1 Sensibilité du rendement en fonction de $b1$, b_2, β_1 et φ....65
IV.4.2 Analyse de régression pour le rendement (η) en fonction de $b1$, b_2, β_1 et φ....66
IV.4.3 Évolution de la puissance (Pa) en fonction de $b1$, b_2, β_1 et φ....67
IV.4.4 Analyse de régression pour la puissance (Pa) en fonction de $b1$, b_2, β_1 et φ....69
IV.4.5 3D Surfaces de réponses....70
IV.5 Optimisation des caractéristiques de l'impulseur....74
Conclusion générale....79
Références bibliographiques....81

Nomenclatures

g	La gravité	**[** m/s^2**]**
$\boldsymbol{Q_V}$	Débit volumique de la pompe	**[** m^3/s**]**
$\boldsymbol{H_{MT}}$	Hauteur manométrique totale d'une pompe	[m]
$\boldsymbol{P_r}$	Pression de refoulement	[bar]
$\boldsymbol{P_a}$	Pression d'aspiration	[bar]
$\boldsymbol{V_r}$	Vitesse radiale	[m/s]
$\boldsymbol{V_{asp}}$	Vitesse d'aspiration	[m/s]
Z	La différence de niveau entre le manomètre et le vacuomètre	[m]
$\boldsymbol{P_{ab}}$	Puissance absorbée de la pompe	[w]
n	Vitesse de rotation	[tr/min]
Pu	Puissance utile	[w]
H	Hauteur	[m]
ω	Poids volumique de l'eau	[N/m^3]
$\boldsymbol{h_g}$	La hauteur géométrique d'élévation	[mce]
$\boldsymbol{h_a}$	La hauteur géométrique d'aspiration	[m]
Hr	Hauteur géométrique de refoulement	[m]
Hf	Les Pertes de charge totales	[m]
$\boldsymbol{Hf_{asp}}$	Pertes de charge de la conduite d'aspiration	[m]

Nomenclatures

Hf_{refou}	Pertes de charge de la conduite de refoulement	[m]
P_r	Pression résiduelle ou pression de service	[Pa]
ΔH	Perte de charge linéaire	[m]
ΔH	Perte de charge singulière	[m]
P_M	Pression à la sortie donnée par le manomètre	[Pa]
P_V	Pression d'aspiration à l'entrée de la pompe mesurée par le vacuomètre.	[Pa]
k	Coefficient de la parabole caractéristique du circuit	
D	Le Diamètre	[m]
b	Largeur de la roue	[m]
L	Longueur	[m]
Ns	Vitesse spécifique	[tr/min]
$NPSH_d$	La différence entre la pression totale et la pression de vapeur	[m]
NPSH ***requis***	Charge nette absolue à l'aspiration	[m]
R_e	Nombre de Reynolds	
V	La vitesse moyenne	**[** m/s**]**
V_{asp}	Vitesse d'aspiration	[m/s]
V_{ref}	Vitesse refoulement	[m/s]
ΔH_{asp}	Perte de charge d'aspiration	[m]

Nomenclatures

$\Delta \boldsymbol{H}_{ref}$	Perte de charge refoulement	[m]
$\Delta \boldsymbol{H}_{circuit}$	Perte de charge de circuit	[m]
$\boldsymbol{D}_a$	Diamètre d'aspiration	[m]
$\boldsymbol{D}_r$	Diamètre de refoulement	[m]

Symboles grecs

$\boldsymbol{\rho}$	La masse volumique de fluide	$[Kg/m^3]$
λ	Coefficient de perte de charge linéaire	
ν	Viscosité cinématique	$[\ m^2/s]$
$\boldsymbol{\eta}$	Rendement globale de la pompe	[%]
ε	Coefficient de rugosité	
λ	Coefficient de perte de charge linéaire	
k	Coefficient de la parabole caractéristique du circuit**.**	

Liste des figures

Figure.I.1 Pompe centrifuge
Figure.I.2 Pompe-hélice
Figure.I.3 Pompe hélico-centrifuge
Figure.I.4 Représentation schématique d'une pompe centrifuge
Figure.I.5 Les types des roues des pompes
Figure.I.6 Sens d'écoulement dans une pompe centrifuge
Figure.I.7 Pompes monocellulaires
Figure.I.8 Pompes multicellulaires à arbre horizontal
Figure.I.9 Roue à simple aspiration
Figure.I.10 Roue à double aspiration
Figure.I.11 Les déférents branchements possibles d'une pompe
Figure.I.12 Caractéristiques d'une pompe
Figure.I.13 Installation d'une pompe centrifuge sur un réseau hydraulique
Figure.I.14 Courbe caractéristique de la conduite
Figure.I.15 Point de fonctionnement ensemble circuit-pompe
Figure.I.16 Triangle des vitesses pour deux pompes semblables
Figure.I.17 Courbe représentatif de pression-débit
Figure.I.18 Courbe réelle pression-débit
Figure.II.1 La boîte noire du processus.
Figure.II.2 Exemples de plans d'expériences.
Figure.II.3 Courbes d'iso- réponse et surfaces
Figure.III.1 Circuit de pompage étudié
Figure.III.2 Courbe caractéristique de la pompe GROSCLAUDE ALPHA –M 250
Figure.III.3 Détermination λ selon le diagramme de Moody
Figure.III.4 Résultats de simulation des pertes de charge régulières dans l'aspiration
Figure.III.5 Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans le coude 90°
Figure.III.6 Résultats de simulation des pertes de charge régulières dans le refoulement
Figure.III.7 Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans le 3 coude 90°
Figure.III.8 Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans le 2 coude 45°
Figure.III.9 Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans la vanne pneumatique
Figure.III.10 Résultats de simulation des pertes de charge dans singulières la vanne opercule($N^0$1)
Figure.III.11 Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans la vanne opercule($N^0$2)
Figure.III.12 Résultats de simulation des paramètres pompe / turbine
Figure IV.1 Quatre paramètres l'impulseur à aube étudié de
Figure IV.2 Probabilités normales des résidus du rendement (η)
Figure IV.3 Corrélation des valeurs mesurés et estimés du rendement (η)
Figure IV.4 Probabilités normales des résidus de la puissance (Pa)
Figure IV.5 Corrélation des valeurs mesurés et estimés de la puissance (Pa)
Figure IV.6 Effet Angle d'entrée de l'aube (β_1) et la largeur d'entrée du l'aube (b_1) sur le rendement (η)
Figure IV.7 Effet de la largeur d'entrée (b_1) et l'angle d'enroulement du l'aube (φ) sur le rendement (η)
Figure IV.8 Effet l'angle d'entrée de l'aube (β_1) et Largeur d'entrée de l'aube (b_1) sur la puissance (Pa)
Figure IV.9 Effet de l'angle d'entrée de l'aube (β_1) et le Largeur de sortie de l'aube (b_2) sur la puissance (Pa).
Figure IV.10 Diagramme d'optimisation de réponses multiples de Rendement (ŋ) et de la Puissance (Pa)
Figure IV.11 Diagramme de désirabilité du Rendement (ŋ) et de la Puissance (Pa)

Liste des tableaux

Tableau III .1 Tableau représentant les paramètres de circuit
Tableau III .2 Tableau des résultats Q ;H_P ; H_C
Tableau IV.1 Principaux paramètres de conception et géométriques de la pompe centrifuge
Tableau IV.2 Plan composite centrée avec cinq (05) points centré (9 essais)
Tableau IV.3 Caractéristiques du l'impulseur et leurs niveaux
Tableau IV.4 Les résultats obtenus du rendement et de la puissance
Tableau IV.5 Analyse de la variance ANOVA pour le rendement
Tableau IV.6 Analyse de la variance ANOVA pour la puissance
Tableau IV.7 Les contraintes pour optimisation des paramètres d'usinage
Tableau IV.8 Les conditions optimales
Tableau IV.9 Les intervalles de prévision optimale des réponses (ŋ et Pa)

Introduction générale

Les pompes centrifuges dont le principe de fonctionnement est connu depuis longtemps, ont une place très importante dans le domaine industriel où de plus en plus d'applications voient nécessaire leur utilisation. Puisque les pompes centrifuges ont existé si longtemps et son usage est si étendu, il n'est pas étonné qu'elles se produisent dans une infinité de variétés de tailles et de types et qu'elles s'appliquent aussi à une infinité de services. Chaque fois que nous traitons des sujets comme processus chimiques, et de n'importe quelle circulation de fluides nous sommes, d'une manière, traitant avec des pompes. Actuellement l'apparition de la simulation numérique et la disponibilité d'ordinateurs toujours plus puissants, facilitent grandement le calcul et l'optimisation des conditions idéales de fonctionnement des pompes centrifuges, mais, malgré tout, elles restent aujourd'hui encore un défi pour les chercheurs et ingénieurs dont le but est d'améliorer leur performance, afin de satisfaire les spécifications du marché industriel de plus en plus exigeantes.

Ces constatations nous ont conduits à développer des travaux de recherche ayant pour objectifs :

- L'étude hydraulique suivi d'une simulation sur un circuit de pompage d'une installation qui se trouve au niveau du complexe Imetal-Annaba afin de vérifier le fonctionnement de la pompe centrifuge monocellulaire, dans le but de détecter les problèmes à résoudre si nécessaire.
- La modélisation multiparamétrique pour l'optimisation des performances de la pompe centrifuge étudiée, le rendement et la puissance en fonction les caractéristiques de l'impulseur (angle d'enroulement de l'aube (φ), angle de sortie l'aube (β_1), largeur d'entrée de l'aube (b_1) et largeur de sortie de l'aube (b_2)) on utilisant la Méthodologie des Surfaces de Réponses (MSR).

Ainsi, ce mémoire s'articule autour de quatre chapitres :

Le premier chapitre présente les notions fondamentales des pompes centrifuges. Une présentation des différents éléments constitutif de la pompe centrifuge, roues mobiles et fixes, volute, divergents et leurs rôles, est donnée. Finalement, on termine ce chapitre par les facteurs de dysfonctionnement des pompes centrifuges et avantages et inconvénients des pompes centrifuges.

Le second chapitre s'intéressera à l'aspect Mathématique reste encore notre préoccupation durant ce chapitre. Nous présentons ici la Méthodologie des Plans d'Expériences (MPE) qui est un outil d'analyse privilégié pour les ingénieurs du fait qu'on réalise d'abord un minimum d'expériences afin d'obtenir les facteurs influents des performances de la pompe centrifuge étudiée, le rendement et la puissance en fonction les caractéristiques de l'impulseur et par la suite la modélisation de surface des réponses.

Dans **le troisième chapitre** nous avons présenté les calculs des pertes de charge en utilisant les différentes formules de calcul de pertes de charge dans des conduites sous pression qui reste jusqu'à présent une préoccupation essentielle aussi bien pour le projecteur qu'au niveau de chercheur. Cette étude théorique suivi d'une simulation sur le circuit de pompage d'une installation se trouve au niveau du complexe Imetal-Annaba, afin de déterminer les indicateurs de performances de la pompe centrifuge étudié.

Le quatrième chapitre présente l'étude et l'analyse statistique de la variance (ANOVA) des résultats de simulation afin de développer les modèles mathématiques des facteurs de réponse (le rendement et la puissance) en fonction les caractéristiques de l'impulseur (angle d'enroulement de l'aube (φ), angle de sortie l'aube (β_1),largeur d'entrée de l'aube (b_1) et largeur de sortie de l'aube (b_2)) en utilisant la méthodologie des surfaces de réponse (MSR).

Enfin, nous terminons notre travail par une conclusion générale.

Chapitre I :

Généralités sur les pompes centrifuges

I.1 Généralités sur les pompes centrifuges

On appelle pompe tout appareil qui aspire un fluide d'une région à base pression pour le refouler vers une région à plus grande de pression. Ainsi d'après cette définition on peut dire que le rôle de la pompe consiste à augmenter la pression du fluide liquide.

L'augmentation de la pression du liquide véhiculé par la pompe a lieu à la suite de la transformation de l'énergie mécanique fournie par un moteur entrainant cette pompe en une augmentation de l'énergie hydraulique qui est acquise par le liquide entre l'entrée et la sortie de la pompe.

Le mouvement du liquide est rigoureusement normal à l'axe, car il pénètre au centre de la roue et est projeté vers l'extérieur par l'action combinée de la force centrifuge et des aubes du rotor.

Le but derrière l'utilisation des pompes est la conversion de l'énergie mécanique fournie par un moteur thermique ou électrique, en énergie hydraulique communiquée par la suite au fluide, pour pouvoir circuler le long d'un circuit spécifique. La conversion se fait en deux temps : Aspiration puis Refoulement.

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

a) les propriétés du fluide : masse volumique, viscosité, compressibilité.

b) les caractéristiques de l'installation : longueur, diamètre, rugosité, singularités etc.

c) les caractéristiques de l'écoulement : vitesse, débit, hauteur d'élévation, pression etc.

Devant la grande diversité de situations possibles, on trouve un grand nombre de machines que l'on peut classer en deux grands groupes :

- Les pompes volumétriques comprenant les pompes alternatives (à piston, à diaphragme, ...) et les pompes rotatives (à vis, à engrenage, à palettes, hélicoïdales, péristaltiques ...).

- Les turbopompes sont toutes rotatives ; elles regroupent les pompes centrifuges, à hélice et hélico-centrifuges. (Figure. I.1, I.2, I.3)

Dans le domaine de pompage de l'eau (alimentation en eau potable, traitement et évacuation des eaux usées). Les pompes les plus fréquemment utilisées sont les pompes centrifuges.

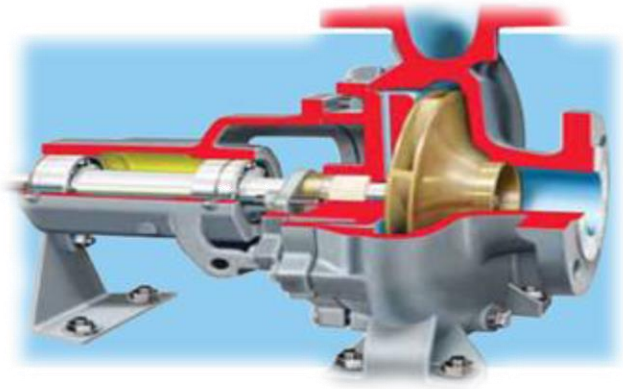


Figure. I.1. Pompe centrifuge [1].

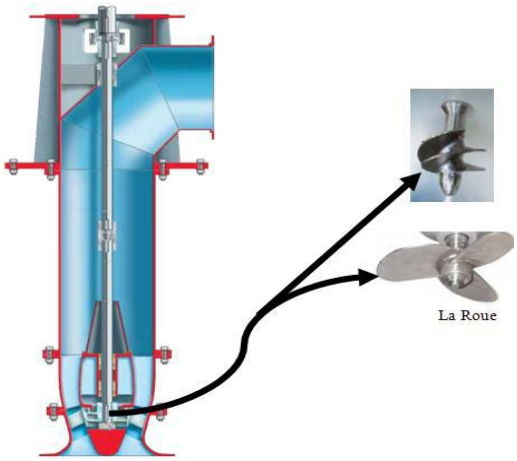


Figure. I.2. Pompe-hélice [1].

Figure. I.3. Pompe hélico-centrifuge [1].

I.2 Définition d'une pompe centrifuge

Les pompes centrifuges sont les plus utilisées dans des systèmes de tuyauterie. Les concepts de construction de base et les principaux fonctionnements de ces pompes sont nombreux. La figure I.4 représente les différents éléments constituant une pompe centrifuge.

Comme toute turbomachine, la pompe centrifuge est constituée de deux parties décrites comme suit :

- Une partie mobile.
- Une partie fixe.

Toute machine qui communique de l'énergie mécanique à un liquide peut être regroupée sous l'appellation de pompe. Cette énergie se manifeste essentiellement sous deux forms :

- ✓ Cinétique pour le débit.
- ✓ Potentielle pour la pression.

Une pompe n'est finalement qu'un ascenseur de l'énergie. Le liquide qui rentre par la bride d'aspiration ou de gavage avec un certain niveau d'énergie en ressort avec un niveau plus élevé [1].

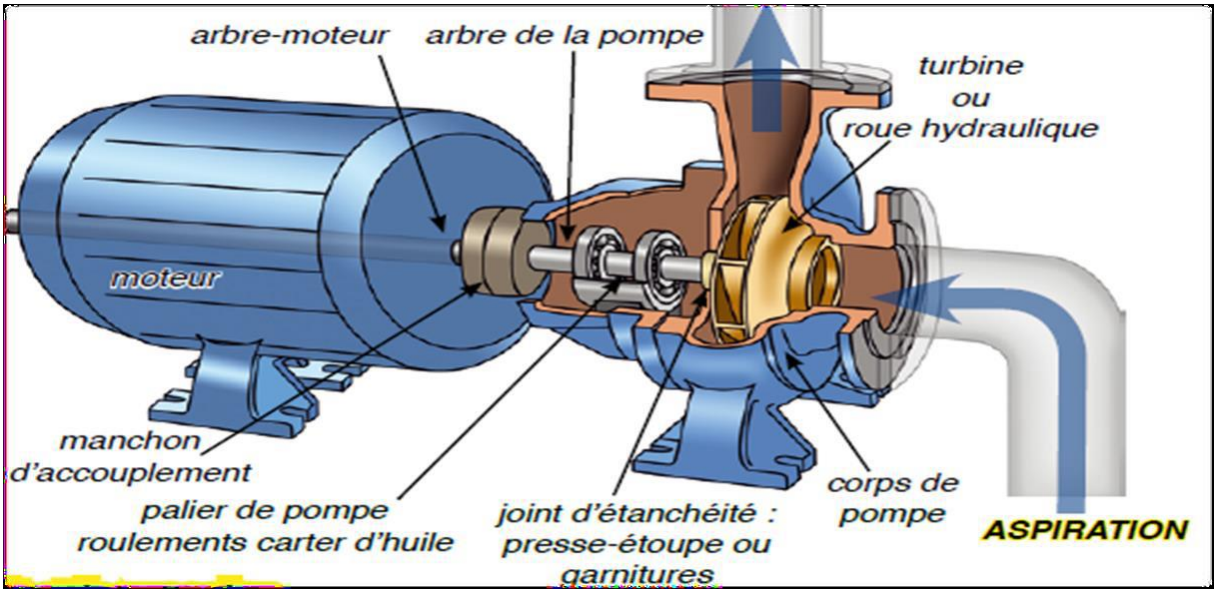


FIG. I.4 : REPRESENTATION SCHEMATIQUE D'UNE POMPE CENTRIFUGE **[1].**

I.3 Composants d'une Pompe Centrifuge

Une pompe centrifuge est composée essentiellement de :

I.3.1. Roue (turbine, rotor)

Les roues des pompes centrifuges sont les pièces maitresses qui déterminent leurs caractéristiques.

A figure 1.5 représente plusieurs types de roue. Le rapport de la section de sortie de l'aube à celle de l'entrée joue un rôle décisif sur les caractéristiques des pompes centrifuges.

Les schémas **A** et **B** de la figure 1.5 représentent des rotors ouverts. Tandis que les schémas **C** et **D** représentent des rotors couverts ou fermés. Les premiers ont un rendement inférieur aux secondes puisqu'ils donnent lieu plus facilement à des pertes par retour d'eau.

Cependant ces rotors sont moins exposés au colmatage par la boue ou par les herbes. En revanche, les rotors fermés sont nettement plus robustes, ils risquent moins l'usure par les matières solides en suspension ou les autres corps étrangers entrainés par l'eau. Les rotors ouverts sont moins couteux, ils sont donc généralement utilisés dans les pompes bon marché et de faible rendement.

De plus les schémas **A** et **C** de la figure 1.5 représentent des rotors de pompes à une roue à un simple effet. Tandis que les schémas **B** et **D** sont relatifs à une pompe à double effet à deux roues dans laquelle l'eau est aspirée symétriquement des deux côtés du rotor.

Le principal avantage de la disposition à double effet réside dans l'atténuation ou à la disparition de la poussée axiale qui s'exerce sur l'arbre de la pompe. Par contre, les pompes à doubles effet sont plus complexes et plus couteuses. Elles sont par suite rarement employées dans les équipements de petite ou moyenne capacité. [2]

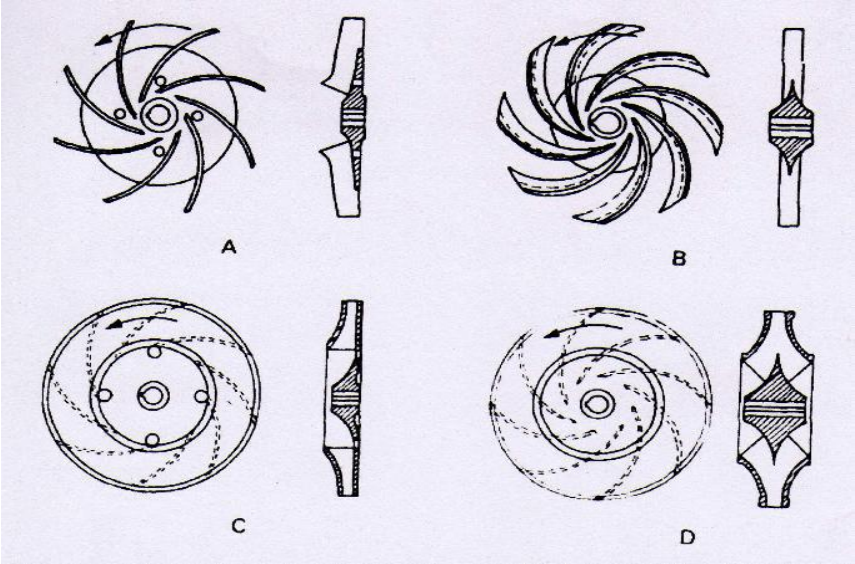


Figure.I.5. Les types des roues des pompes [2]

La forme des aubes de la roue ou du rotor joue également un rôle important. Certains facteurs tendent à adoucir la courbure de la caractéristique hauteur en fonction de débit H(Q) pour une vitesse de rotation donnée. Tandis que d'autres facteurs tendent à augmenter la pente de cette courbure.

Bien que les caractéristiques les plus plates correspondent à des aubes de courbure concave, on constate que les aubes à courbure convexe permettent effectivement d'obtenir une hauteur manométrique maximale dans les conditions de fonctionnement nominales.

D'une manière générale, plus la caractéristique hauteur d'eau-débit est plate, plus le rendement est élevé, d'autre part la vitesse de rotation du rotor doit être d'autant plus importante que la hauteur de refoulement est élevée. Ainsi, pour une vitesse de rotation donnée, on a toujours tendance à utiliser les pompes à caractéristiques H(Q) les moins aplaties pour les hauteurs de refoulement élevé. Ceci est bien entendu au prix d'une légère baisse du rendement de la pompe.

I.3.2. Distributeur

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

I.3.3. Diffuseur (l'aube)

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

I.3.4. Volute

Une volute est un entonnoir incurvé qui augmente dans la taille permet le ramaçage du liquide à la sortie de la roue et orientation vers la sortie. À mesure que sa taille augmente, elle contribue à transformer une partie de l'énergie cinétique en énergie de pression. [1]

Lorsque la volute ou colimaçon ne permettrait pas une transformation suffisante de l'énergie cinétique en énergie potentielle. On aura intérêt à prévoir entre la roue et la volute proprement dite un diffuseur à ailettes fixes, dont les espaces entre ailettes constituent des divergents élémentaires [3].

1.3.5. Divergent (sortie)

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

I.4 principes de fonctionnement d'une pompe centrifuge

Le principe de fonctionnement repose sur la variation de vitesse de l'eau pompée. Pratiquement, leur fonctionnement se résume en trois étapes :

L'aspiration : assurée et facilitée par le distributeur ; la vitesse du fluide entrant augmente alors que la pression diminue.

L'accélération : assurée par le rotor ; la rotation de la roue augmente la vitesse du liquide et les forces centrifuges augmentent la pression.

Le refoulement : assurée par le diffuseur ; la vitesse diminue et la pression augmente. L'énergie cinétique est donc convertie en énergie de pression [2].

NB : les pompes centrifuges font parties des turbopompes. On retrouve également dans cette catégorie de turbopompes, les pompes hélices et les pompes hélico- centrifuges.

Les pompes centrifuges sont utilisées pour des hauteurs d'élévation relativement importantes et les pompes hélices pour les débits importants.

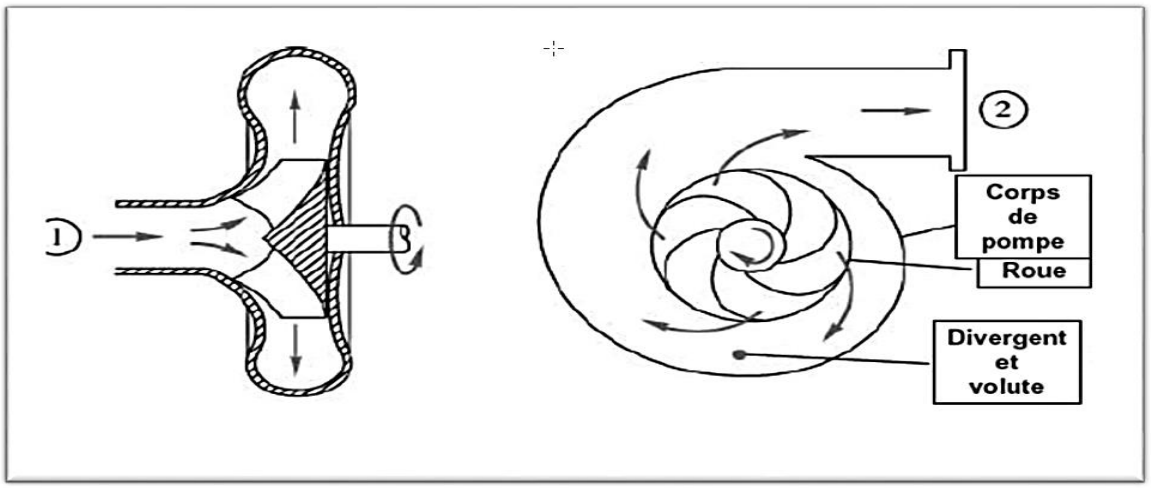


Figure. I. 6 : Sens d'écoulement dans une pompe centrifuge

Selon David Gordon Wilson, la première pompe connue avec diffuseur ayant des aubes a été brevetée par Osborne Reynolds et était connue sous le nom de pompe à turbine. Ces pompes ont été les premières à être utilisées pour élever l'eau des puits de petit diamètre et des bassins d'irrigation [3]. En effet, le concept de base des impulseurs et diffuseurs verticalement empilés a incité au développement des unités de pompage de petit diamètre, d'où le qualificatif « multi-étage ». Les pompes à turbine verticale multi-étages sont capables de fournir de grands débits d'eau à partir de puits profonds. Cette particularité a permis d'élargir le spectre d'utilisation des PTVs dans différents types d'industries. C'est ainsi qu'elles se retrouvent dans les industries minière, pétrochimique, de traitement d'eau, ... etc.

I.5 Classification des pompes centrifuge

On classe les pompes centrifuges d'après le principe de fonctionnement.

a) Disposition de l'axe

- les pompes à axe horizontale

- les pompes à axe vertical (pompes immerges)

b) Nombres des roues

On peut diviser les pompes en deux catégories :

a- Pompes à un seul étage (pompes monocellulaires) : Quand la pompe ne comporte qu'une seule cellule, elle est dite monocellulaire. Elle se compose d'une roue et d'une volute ou corps

de pompe, qui joue le rôle du diffuseur de la pompe. On peut atteindre des pressions de 1,5 à 8 bars (soit 15 à 80 m d'eau).

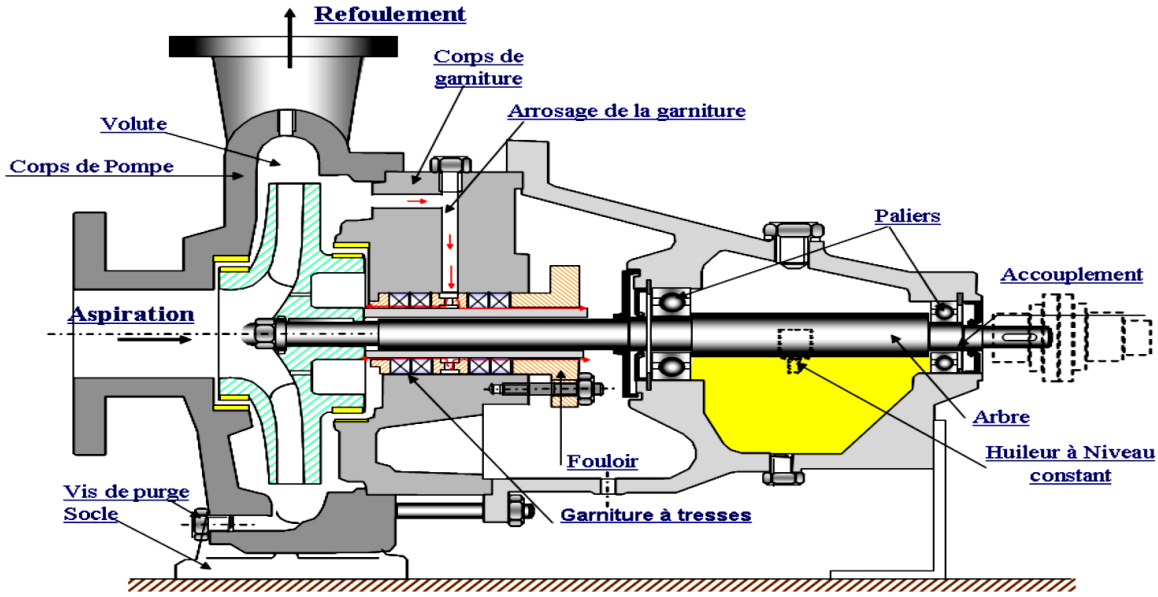


Figure .I. 7: Pompes monocellulaires

b - Pompes multicellulaires : Elles sont utilisées lorsque la pression exigée au refoulement est importante, donc il serait théoriquement possible d'utiliser une pompe équipée d'une roue de grand diamètre, mais il est en général très rentable d'utiliser des pompes multicellulaires (plusieurs étages) constituées de pompes monocellulaires montées en série sur un même arbre de commande. On peut atteindre des pressions très importantes de 8 à 30 bars (soit 80 à 300 m d'eau).

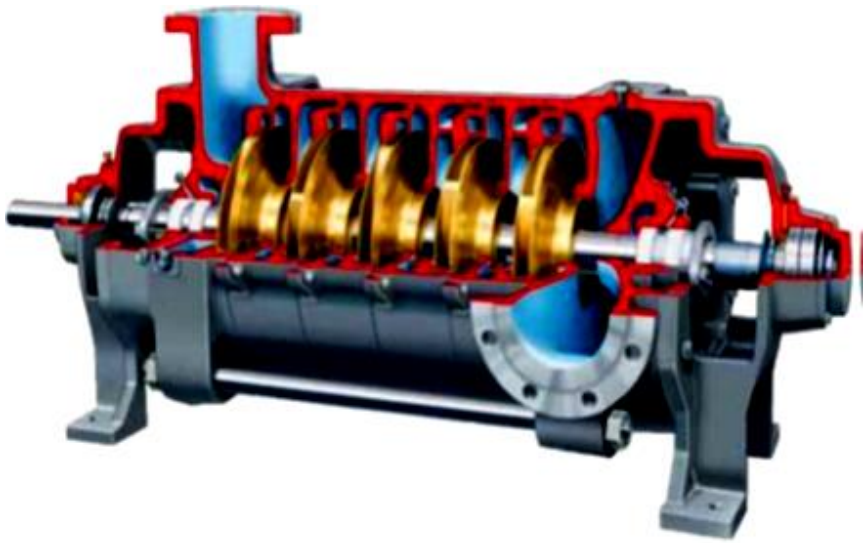


Figure.I.8 : Pompes multicellulaires à arbre horizontal

c)la forme de la roue

Il existe essentiellement trois types de pompes :

a- Les pompes centrifuges proprement dite, ou à écoulement radial .

b- Pompes hélico centrifuges .

c- Pompes à écoulement axial.

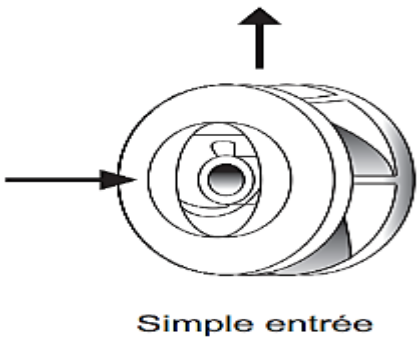


Figure .I. 9: Roue à simple aspiration.

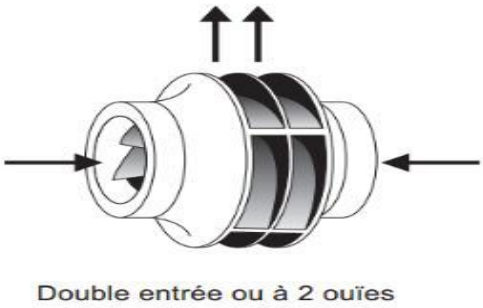


Figure. I. 10 : Roue à double aspiration

d) La pression engendrée

- Faible pression
- Forte pression

e) Moyen d'accouplement

- Par chaine
- Par engrenage
- Par bride
- Par courroie

f) Moyen d'entrainement

- Par moteur électrique
- Par moteur diesel ou essence
- Par turbine à vapeur ou à gaz

g) Type du récupérateur

- Volute
- Diffuseur

h) Usage

- Pompe à usage normale
- Pompe à boue
- Pompe à acide
- Pompe à mazout et essence

I.6 Caractéristique générales des pompes centrifuges

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

Débit :

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

HMT (Hauteur manométrique total)

L'énergie que fournit la pompe au liquide se présente sous deux formes :

- **L'énergie de pression:** Correspond à l'augmentation de la pression dans la pompe.
- **L'énergie cinétique:** Correspond de la vitesse du liquide entre l'aspiration et le refoulement.

La HMT s'exprime en mètre de liquide sous la formule suivante :

$$\mathbf{HMT}= \frac{Pr-Pa}{\gamma} + \frac{V_r^2-V_a^2}{2g} + z \quad (m)$$

Pr : la pression de refoulement mesuré par le manomètre (bar).

Pa : la pression d'aspiration mesurée par le vacuomètre (bar).

V_r= vitesse de l'eau au refoulement (m/s).

V_a = la vitesse de l'eau à l'aspiration (m/s).

Z : la différence de niveau entre le manomètre et le vacuomètre (m).

Dans de nombreux cas la différence d'énergie cinétique est négligeable au regard de l'augmentation de la pression.

Puissance absorbée (Puissance mécanique d'entrée)

$$P_a = \frac{2\pi N}{60} (\mathrm{W})$$

n : vitesse de rotation du moteur (tr/min)

Puissance hydraulique (puissance utile)

La puissance hydraulique est la puissance fournie au fluide par la pompe. Elle s'exprime en W ou le KW.

$$P_U = \varpi * Q * H \ (W)$$

Q : débit (m^3/s).

H : Hauteur (m).

ω : Poids volumique de l'eau (N/m^3).

Rendement global :

Le rendement global permet de quantifier la transformation de l'énergie électrique en énergie hydraulique. Il s'exprime en %.

$$\eta = \frac{P_u}{P_a} = \frac{9{,}81Q.H}{P_a} * 100(\%)$$

P_a: puissance absorbée (w)

P_u : puissance utile (puissance hydraulique) (w)

I.7 Représentation graphique

Hauteur manométrique totale

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

1-La hauteur géométrique d'élévation Hg : entre le plan d'eau de pompage et le plan le plus haut à atteindre. Cette hauteur géométrique se décompose en deux [4]

- **Hauteur géométrique d'aspiration Ha : qui** pour une pompe horizontale, est la distance entre le plan de pompage et l'axe de la pompe et, pour une pompe verticale, la distance entre le plan de pompage et le plan médian de la première roue, c'est-à-dire celle située à l'altitude la plus basse.
- **Hauteur géométrique de refoulement Hr :** qui est la distance séparant le point le plus haut à atteindre, soit de l'axe horizontal, pour un groupe horizontal, soit du plan de la première roue pour un groupe vertical.

Ces termes s'ajoutent algébriquement et on a [4] :

Hg = Hr + Ha pour une élévation avec aspiration.

Hg = Hr – Ha pour une élévation avec aspiration sous pression.

2-Les Pertes de charge totales Hf : tant à l'aspiration qu'au refoulement. Leur calcul ne présente aucune difficulté et les formules suivantes représentent les différents cas qu'on peut rencontrer (voir figure 1-11):

1^{er}cas:

$$\mathbf{HMT} = \boldsymbol{H_h} + \boldsymbol{H_{f\,asp}} + \boldsymbol{H_{f\,refou}} + \boldsymbol{P_r} \qquad (1.6a)$$

2éme cas:

$$\mathbf{HMT} = \boldsymbol{H_h} + \boldsymbol{H_{f\,asp}} + \boldsymbol{H_{f\,refou}} \qquad (1.6b)$$

3éme cas :

$$\mathbf{HMT} = \boldsymbol{H_h} + \boldsymbol{H_{f\,asp}} + \boldsymbol{H_{f\,refou}} + (P_2 - P_1) \qquad (1.6c)$$

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

4éme cas :

$$\boldsymbol{HMT} = \boldsymbol{H_h} + \boldsymbol{H_{f\,asp}} + \boldsymbol{H_{f\,refou}} + \boldsymbol{P_r} + (\boldsymbol{P_{atm}} - \boldsymbol{P_1}) \qquad (1.6d)$$

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

Avec :

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

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

9.81 = Intensité moyenne de la pesanteur.

H_g = Hauteur géométrique (d'aspiration ou de refoulement ou les deux) en mètre d'eau, (mètre de colonne d'eau : mCE). [5].

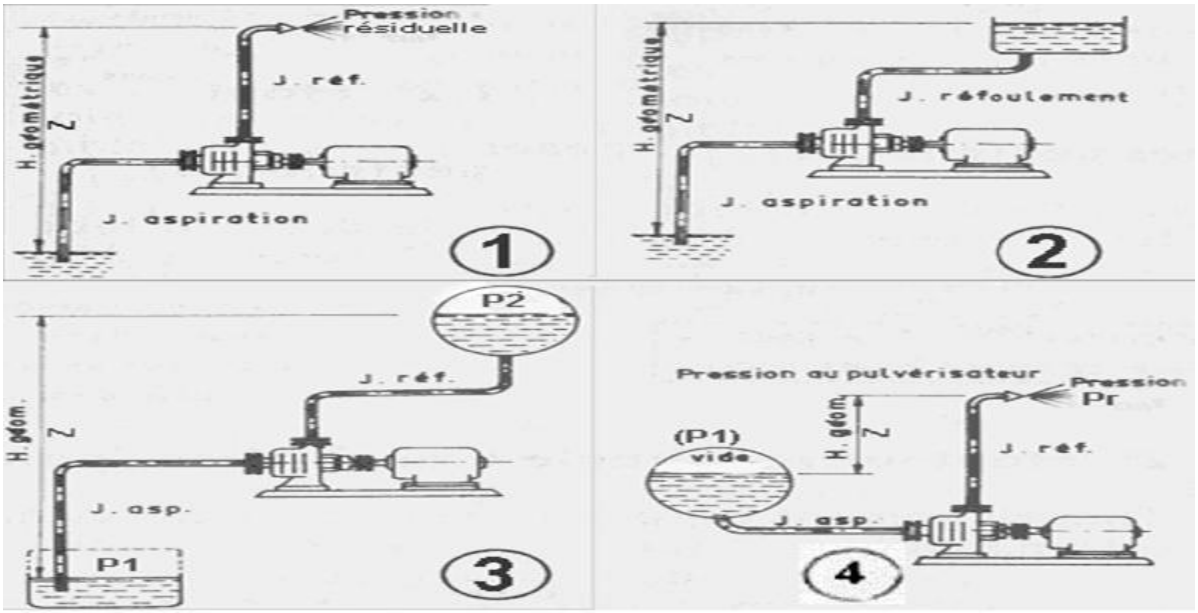


FIGURE. I.11 : LES DEFERENTS BRANCHEMENTS POSSIBLES D'UNE POMPE [6]

Remarque : La densité est un facteur important à considérer lors du dimensionnement d'une pompe. La densité d'un liquide peut affecter la pression de sortie d'une pompe. Sur une hauteur verticale identique, un liquide plus lourd que l'eau exige une plus grande force pour véhiculer le fluide [7].

Hf_{asp} = Pertes de charge de la conduite d'aspiration en Pa.

Hf_{refou} = Pertes de charge de la conduite de refoulement en Pa.

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

Courbes caractéristiques :

Les courbes principales qui caractérisent une pompe sont au nombre de trois [7] :

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

Afin de caractériser une pompe, la hauteur manométrique, la puissance et le rendement sont tracés en fonction du débit.

Le point de fonctionnement (M) se situe à l'intersection de la caractéristique de la pompe et de celle du réseau (figure 1-12) [8] : $H_{pompe} = \Delta H_{Réseau}(Q)$

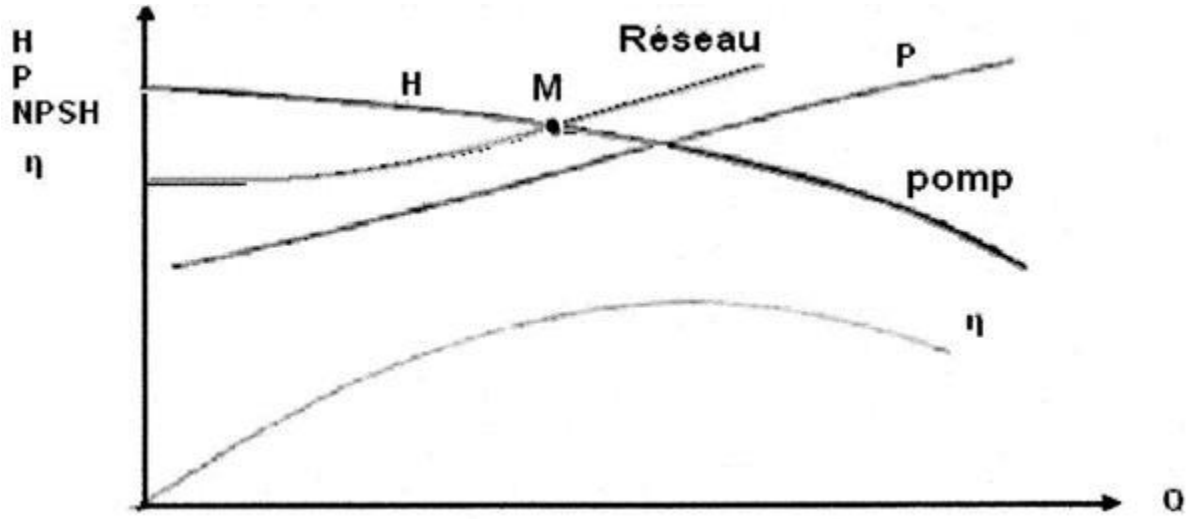


FIG. I.12 : CARACTERISTIQUES D'UNE POMPE [8].

Idéalement, la caractéristique du circuit coupe la courbe de la pompe pour un débit qui correspond à son rendement maximal. Une dispersion de 25% autour de ce point est cependant acceptable [9].

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

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

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

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

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

Donc, la caractéristique du réseau est une parabole (Figure 1-8). [7]

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

I.8 Installation d'une pompe centrifuge sur un réseau hydraulique

Considérons une pompe aspirant dans un réservoir et refoulant dans un autre réservoir, à un niveau plus élevé que le premier, ainsi que cela est représenté sur la figure (1.13). La hauteur demandée par le circuit comprend deux termes :

-le premier terme correspond à la hauteur d'élévation géométrique du liquide Hg (en m).

- le second terme correspond aux pertes de charge dans les tuyauteries.

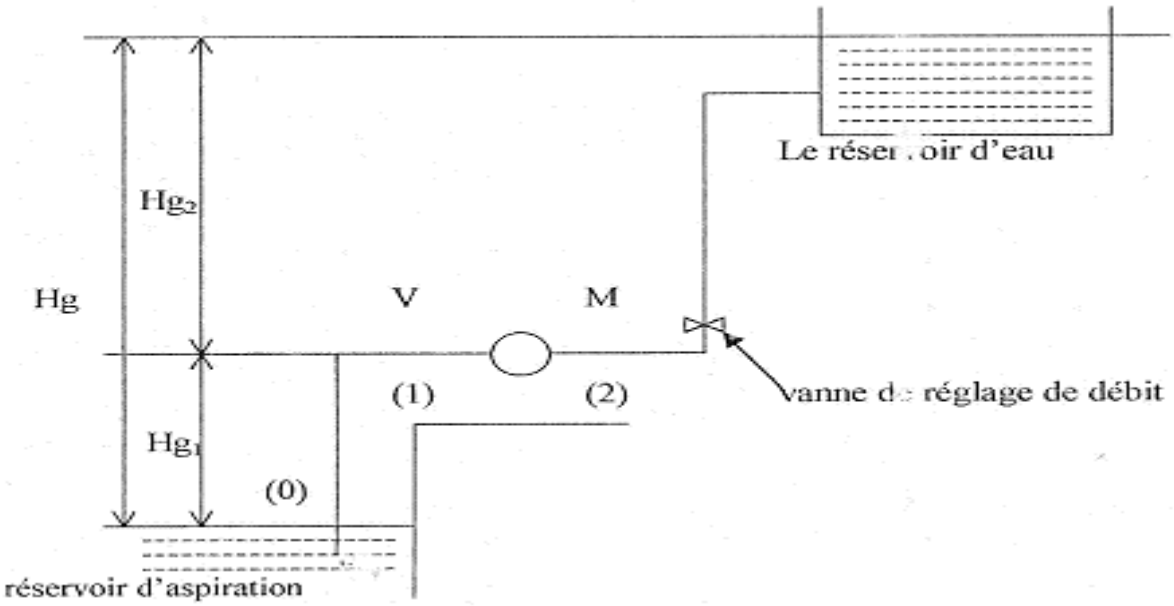


FIG. I.13*:* INSTALLATION D'UNE POMPE CENTRIFUGE SUR UN RESEAU HYDRAULIQUE.

Hg : hauteur géométrie d'élévation.

Hg1 : hauteur géométrie à l'aspiration

Hg2 : hauteur géométrie au refoulement.

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

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

1.8.1. Calcul des paramètres de la pompe :

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

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

b- La hauteur manométrique de la pompe :

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

$$H_p = HMT = \frac{P_M - P_V}{\rho g} \quad (1.11) \qquad \text{avec:}$$

P_M : Pression à la sortie donnée par le manomètre

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

1.8.2. Calcul des paramètres de la conduite d'aspiration

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

$$H_1 = \frac{P_V}{\rho . g} = H_{g1} + \frac{{V_1}^2}{2 . g} + \sum h'_1 \qquad (1.12)$$

H_1 : hauteur de charge de la conduite d'aspiration.

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

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

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

Cette équation permet la détermination des paramètres de la Conduite d'aspiration qui sont la hauteur géométrique et la vitesse d'écoulement (Hg1 et V1).

1.8.3. Calcul des paramètres de la conduite de refoulement

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

$$H_2 = \frac{P_M}{\rho . g} = Hg_2 + \frac{{V_2}^2}{2 . g} + \sum h'_2 \qquad (1.13)$$

Avec PM : Pression à la sortie donnée par le manomètre.

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

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

En combinant les expressions précédentes.

On obtient : $$H_P = Hg + \sum h' \qquad (1.14)$$

Avec :

Hg : hauteur géométrique totale ;

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

H_P : la hauteur de charge créée par la pompe.

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

$$\sum h' = \left(\sum_{n=1}^{n} \xi_i + \lambda . \frac{L}{D} \right) . \frac{V^2}{2 . g} = KQ^2 \qquad (1.15)$$

Avec :

ξ_i : Somme des coefficients des pertes de charge singulières de différentes singularités.

L : longueur de la conduite.

λ : Coefficient des pertes de charge linéaires dans les conduites. Dans le cas le plus habituel où l'écoulement dans les conduites est turbulent, la caractéristique résistante du circuit est représentée par :

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

K : coefficient de la parabole caractéristique du circuit. En réalité, il n'est pas constant car en régime laminaire 1a perte de charge traduite en hauteur est linéaire en fonction de Q. En régime turbulent, il faudra estimer la rugosité des tubes du circuit et le nombre de Reynolds correspondant.

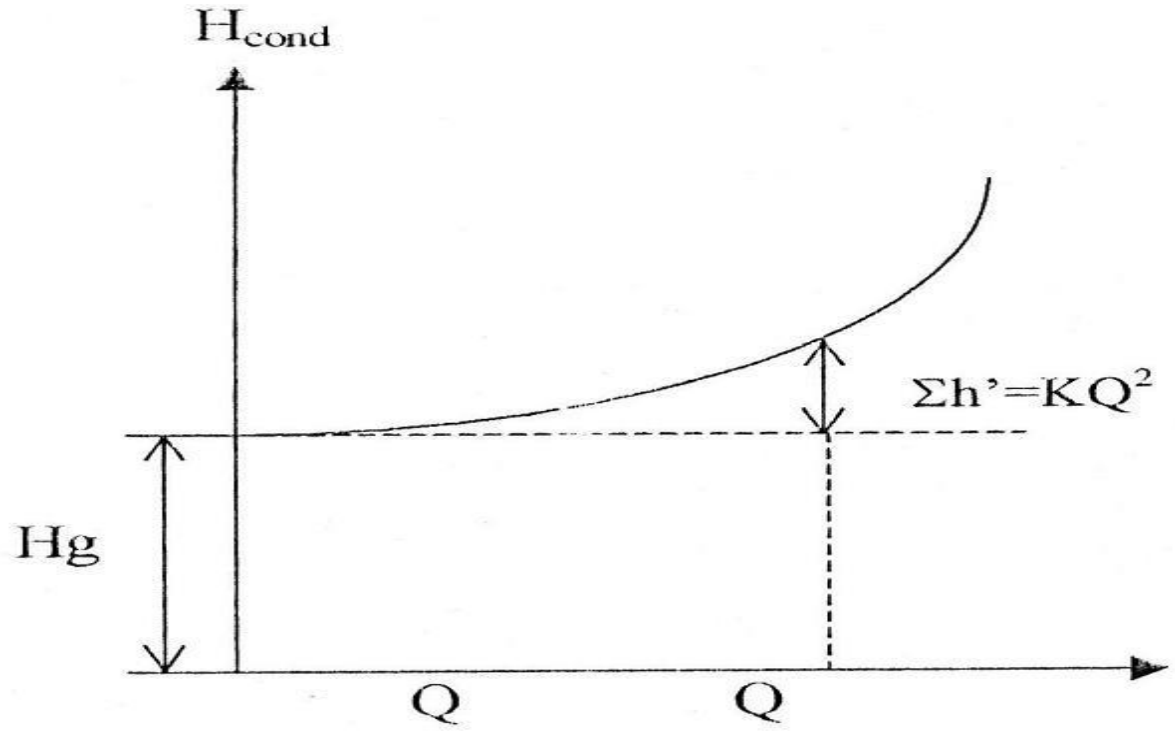


Fig. I.14 : Courbe caractéristique de la conduite [2].

1.8.4. Point de fonctionnement

Le point de fonctionnement de l'ensemble Circuit-pompe se trouve à l'intersection de la caractéristique de la pompe.

Hp = f (Q) et de la caractéristique du circuit.

Hc = f(Q)

C'est à dire au point M de la figure (I.15)

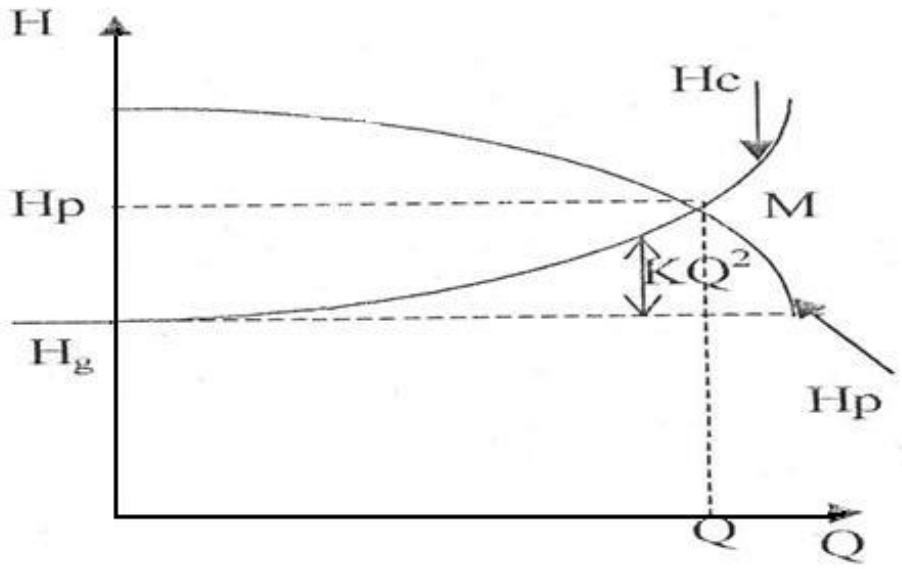


FIG.I.15 : POINT DE FONCTIONNEMENT ENSEMBLE CIRCUIT-POMPE [11]

Remarque

Lorsque la caractéristique de la pompe est toujours descendante, il n'y a qu'un seul point de fonctionnement possible. Ce point d'intersection détermine le point de régime de fonctionnement de la pompe sur la conduite [11].

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

I.9 Lois de similitude applicable aux pompes centrifuge

I.9.1 Introduction

On a recours, dans bien des domaines, aux modèles réduits pour l'étude du comportement des objets réels dans le milieu où ils seront appelés à évoluer.

Pour cela, la maquette d'étude est placée dans le même milieu et, pour que son comportement soit identique à celui, futur, de l'objet réel, il faut que ses dimensions obéissent à certaines règles, établies selon la théorie propre à chaque cas particulier examiné. Pour obtenir les dimensions finales de l'objet, on multiplie les dimensions de la maquette par un facteur K d'homothétie : L'objet est dit semblable à sa maquette.

Ces principes s'appliquent aux pompes centrifuges, dont les dimensions principales :

- Diamètre de la roue.
- Largeur de la roue.
- Diamètres des orifices d'entrée et de sortie de l'eau, présentent entre elles un rapport K constant, les angles α et β étant, par ailleurs, conservés.

Les pompes ainsi obtenues sont dites semblables entre elles [12].

I.9.2. Lois de similitude applicables aux pompes centrifuges

Considérons :

- Une première pompe, dont la roue, de diamètre extérieur D2 et de largeur b2, tourne à une vitesse n2 et présente un débit Q pour une hauteur nette hydraulique H, et une puissance absorbée P.

- Une deuxième pompe, semblable à la première, où les valeurs, correspondantes sont :D'2, b'2, n'2, Q', H', et P' [12]

La similitude géométrique des deux pompes permet d'écrire le rapport suivant :

$$\frac{D_2}{D'_2} = \frac{b_2}{b'_2} \qquad (2.1) \qquad\qquad (\alpha_2 = \alpha'_2;\ \beta^2 = \beta'_2) \quad (2.2)$$

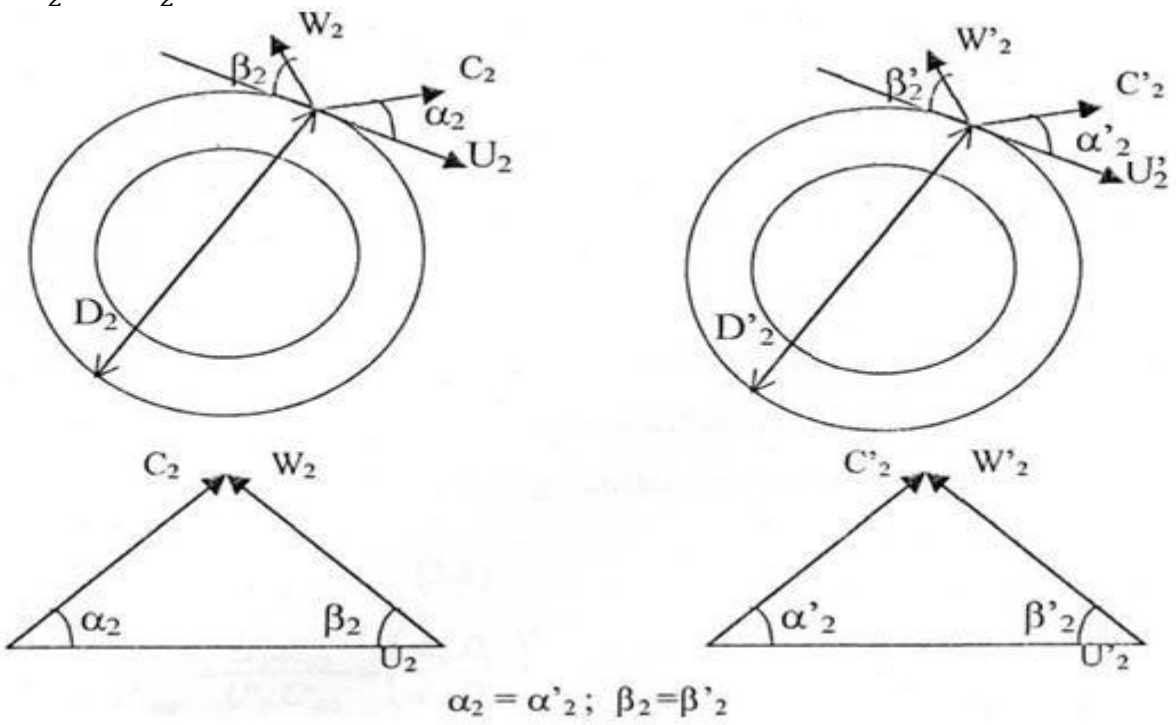


FIG. I.16 : TRIANGLE DES VITESSES POUR DEUX POMPES SEMBLABLES [12].

Les vitesses circonférentielles des roues mobiles sont proportionnelles aux produits des vitesses de rotation n par les diamètres D de ces roues.

La condition de similitude cinématique à la sortie des roues peut être écrite sous la forme de proportions suivantes :

$$\frac{U_2}{U'_2} = \frac{N_2 . D_2}{N'_2 . D'_2} = \frac{C_2}{C'_2} = \frac{C_{U2}}{C'_{U2}} = \frac{C_{r2}}{C'_{r2}} = K \qquad (2.3)$$

a- Le débit :

En effet, le débit qui sort de la roue est égal au produit de la section de sortie π D2 b2 par la vitesse radiale Cr2 :

$$Q = \pi . D_2 . b_2 . C_{r2} \qquad (2.4)\ [12]$$

D'après les considérations ci-dessus, le rapport des débits sera :

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{\pi . D_2 . B_2 . C_{r2}}{\pi . D'_2 . B'_2 . C'_{r2}} = \frac{D_2 . b_2 . C_{r2}}{D'_2 . b'_2 . C'_{r2}} \qquad (2.5)$$

Mais comme $\frac{C_{r2}}{C'_{r2}} = \frac{n_2 . D_2}{n'_2 . D'_2}$ et $\frac{b_2}{b'_2} = \frac{D_2}{D'_2}$ (2.6) . Nous obtenons :

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n_2 D^3{}_2}{n'_2 D'^3_2} \qquad (2.7) \text{ Soit } Q \approx n . D^3$$

Remarque :

On voit que, les débits sont proportionnels aux vitesses de rotation et aux cubes de dimensions.

b-La hauteur

Pour une pompe à nombre d'aubes finis, les hauteurs théoriques sont proportionnels aux produits des vitesses tangentielles et les composantes tangentielles de la vitesse absolue C et le coefficient d'influence, du nombre d'aubes μ. Ce coefficient reste le même pour des roues géométriquement semblables.

$$H_{thz} = \mu \frac{U_2 G_{U2}}{g} \qquad (2.8)$$

$$\frac{H_{thz}}{H'_{thz}} = \frac{U_2 G_{U2}}{U'_2 G'_{U2}} = \left(\frac{n_2 . D_2}{n'_2 . D'_2} \right)^2 \qquad (2.9)$$

$$H = \eta_h . H_{thz} \quad (2.10) \text{ Comme } \eta_h = \eta_{h'}$$

$$\frac{H}{H'} = \frac{H}{H'_{thz}} = \left(\frac{n_2 . D_2}{n'_2 . D'_2} \right)^2 \quad (2.11) \quad donc \ H \approx (n_2 . D_2)^2$$

Les hauteurs engendrées sont proportionnelles, aux carrées des vitesses de rotation et des dimensions.

C- La puissance

La puissance théorique fournie par une pompe assurant un débit Q d'un liquide de masse spécifique ρ sous une hauteur H est [13] :

$$P = \rho . g . Q . H \qquad (2.12)$$

On aura:

$$\frac{P}{P'} = \frac{\rho . g . H . Q}{\rho' . g . H' . Q} = \frac{\rho . g}{\rho' . g} . \frac{n_2 . D^3_2}{n'_2 . D'^3_2} . \frac{(n_2 D_2)^2}{(n'_2 D'_2)^2} \qquad (2.13)$$

$$\frac{P}{P'} = \frac{\rho.g}{\rho'.g}\frac{n^3{}_2.D^5{}_2}{n'^3_2.D'^5_2} \quad (2.14)$$

Donc :$P \approx \rho\left(n^3{}_2.D^5{}_2\right)$

La relation précédente montre que la puissance d'une pompe varie comme la puissance troisième des vitesses de rotation et la puissance cinquième de ses dimensions.

Remarque :

On note que la masse volumique du liquide n'intervient que dans le terme de puissance et ne modifie ni la hauteur ni le débit [11].

I.9.3. Vitesse spécifique Ns

Pour illustrer commodément tout un groupe de pompes semblables entre elles, il est fait appel à la notion de vitesse spécifique, qui découle des considérations ci-dessus, et qui peut être définie comme suit :

La vitesse spécifique est le nombre de tours par minute auquel devrait tourner la roue d'une pompe centrifuge qui débiterait 1 m^3/s à 1 mètre de hauteur [11].

Sa valeur résulte à partir des rapports des hauteurs et des débits, définis précédemment et donnée par :

$$\frac{H^{1/4}.D_2}{Q^{1/2}} = \frac{H'^{1/4}.D'_2}{Q'^{1/2}} = cste \quad (2.17)$$

Cette constante est appelée diamètre spécifique et est représentée par :

$$D_s = D.\frac{H^{1/4}}{Q^{1/2}} \qquad (2.18)$$

D : diamètre de la roue en m ; H en m ; Q en m^3/s

Conclusion

Les expressions précédentes établissent, pour une famille de pompe donnée, caractérisée par des coefficients Ns et Ds, une relation directe entre, d'une part, la hauteur H et le débit Q demandés et, d'autre part, les grandeurs de dimensionnement que sont le diamètre D et la vitesse n.

I.10 Prédétermination des courbes caractéristique théoriques

I.10.1 Courbe théorique pression-débit

Reprenons la relation précédente

$$\Delta P = \frac{\rho}{2}[(U_2^2 - U_1^2) + (W_2^2 - W_1^2) + (V_2^2 - V_1^2)]$$

Si on suppose une entrée radiale dans la roue on remplace *W* par *Q/S*.

On trouve finalement :

$$\Delta P = \rho(u_2^2 - uw_u)$$

$$w_u = \frac{Q}{2 \times \pi \times R_2 \times b_2 \times \sin\alpha} \times \cos(\alpha) = \frac{Q}{2 \times \pi \times R_2 \times b_2} \times \cos(\alpha)$$

D'ou :

$$\Delta P = \left(U^2 - U\frac{Q}{2 \times \pi \times R_2 \times b_2} \times \cos(\alpha)\right)$$

Dans cette expression U, *ρ, R, b* et α sont des constant, tandis que *Q* et Δ*P* sont des variables, est une relation de forme :

$$Y = a - bX$$

Représentons graphiquement les variables de ΔP en fonction de débit (Q).

A débit nul : Q = 0

$$\Delta P = \rho U^2$$

A débit max : $\Delta P = 0$

$$Q = U_2 \pi R_2 b_2 \tan\alpha$$

Le débit augmente avec la diminution de la pression, c'est la caractéristique principale de la pompe centrifuge ayant un bon rendement (Aubes incurvée dans le sens contraire de la rotation de la roue) .

Cas particuliers :

- Aubes radiales : $\alpha = 90°$ et $\Delta P = \rho U^2$

La pression reste constante quand le débit augmente.

- Aube orientées vers l'avant w_u est négatif

La pression augmente avec l'augmentation du débit.

$$\Delta P = \rho(u_2^2 - uw_u)$$

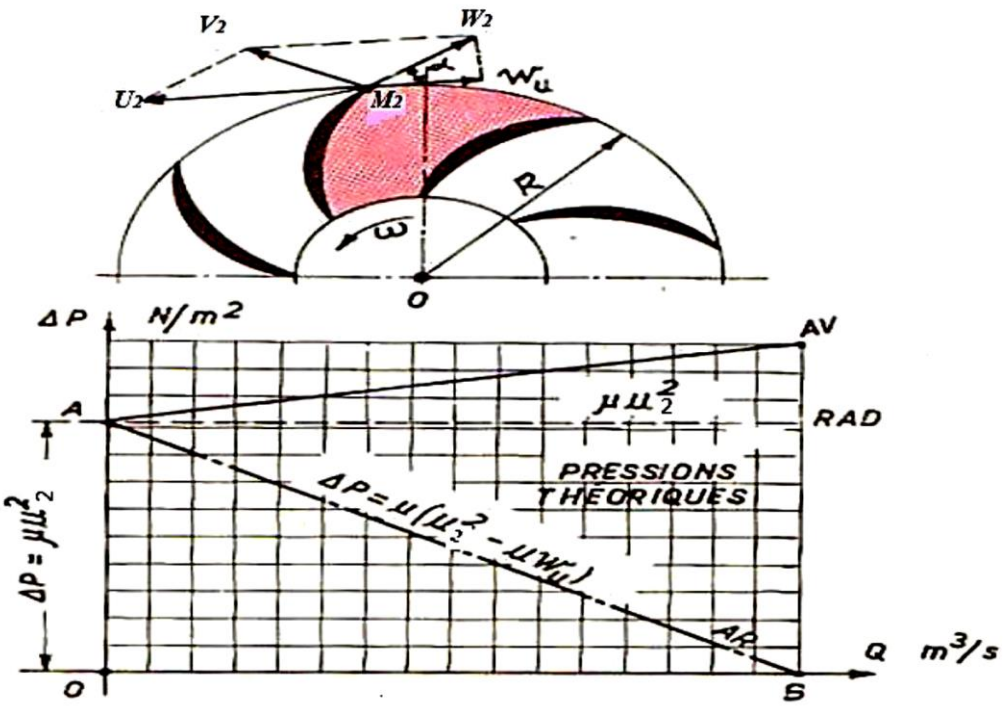


Fig. I.17: Courbe représentatif de pression-débit

I.10.2 Pertes de pression dans la pompe

Les pertes de pression sont dues :

- Au frottement des pièces mécanique autour de l'arbre.
- Aux brassages du liquide à l'intérieure de la roue.
- A la cavitation (vapeurs dues à la dépression).

I.10.3 Courbe réelle pression-débit

Pour un débit donné, la pression effective vaudra la différence entre la pression théorique et la perte correspondante (courbe AB – courbe A'B'). La pression résultante est donnée par la courbe (A''B'') sur la Fig.I.18 [14].

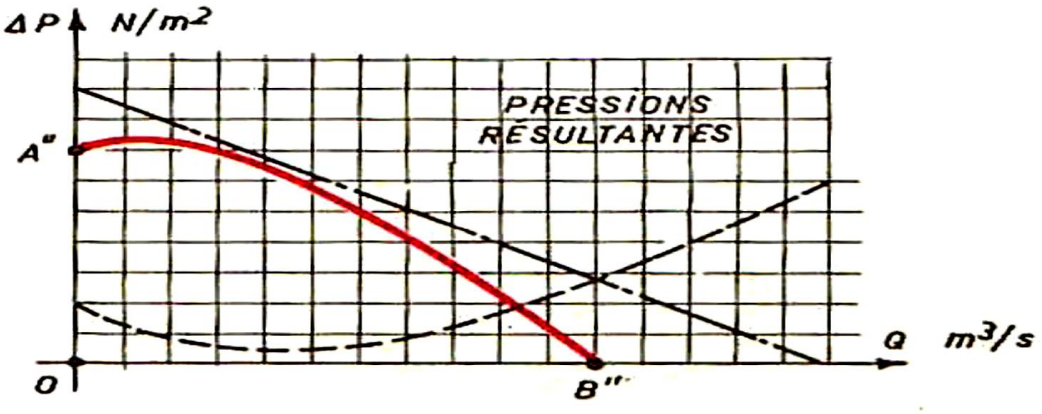


Fig.I.18 : Courbe réelle pression-débit

I.11 Les facteurs de dysfonctionnement des pompes centrifuges

Les ruptures du fonctionnement d'une pompe peuvent être causées par plusieurs facteurs, à savoir :

- Surcharge

Une pompe est choisie d'après certaines conditions spécifiques telles que débits, pression, vitesse… qu'elle peut fonctionner de temps à autre en surcharge. Mais si on oublie que ce service devrait être rendu occasionnellement, et qu'on la fait tourner 24 heures par jour sous ce régime, on obtient une rupture de l'arbre ou des grillés.

- Mauvais graissage

Si on fait tourner une pompe avec des paliers sans graisse, on finit par un arrêt brutal, dans ce cas, on s'aperçoit souvent de l'absence de graisseur sur la pompe ou sur la pompe concernée n'est pas inscrite dans le plan de graissage. Le fiabiliste doit veiller à la présence des graisseurs les cas échéants ou les retirer dans le cas du roulement graissé à vie.

- Fluide inadapté

Si on modifie le critère de pompage en changeant la nature du fluide à véhiculer ou en augmentant la température, les matériaux peuvent ne pas être adaptés, la pompe risque d'être détruite.

- Fonctionnement à vide

En cas d'absence de contrôle de démarrage, la vanne de refoulement étant fermée, ainsi que la vanne de by-pass, la pompe peut fonctionner à vide, le débit est nul, toute la puissance fournie se transforme en chaleur. Et puisque le liquide ne circule pas, la chaleur produite ne peut être évacuée. Dans ce cas la roue et la garniture seront endommagées.

- Mauvais alignement

La pompe et le moteur ne sont pas exactement en face par le défaut de l'accouplement, défaut de fixation ou de fondation. Les paliers et l'arbre seront soumis à des vibrations et finiront par se casser.

- Fuite

Le liquide fuit. Si le liquide est acide, les pièces métalliques extérieures qui sont différentes de la partie hydraulique seront attaquées et rongées. Une fuite abondante provient de l'usure de la garniture ou d'un défaut de tresse.

- Corps étranger

Des particules solides peuvent s'introduire dans le liquide s'il n'y a pas de crépine d'aspiration ou de protection à l'entrée. Elles peuvent détruire les pièces hydrauliques.

- Contraintes des tuyauteries

Si les brides des tuyauteries d'aspiration et de refoulement ne sont pas en face de celles de la pompe et si le montage se fait en forçant sur les tuyauteries, une traction anormale s'exerce sur la pompe. Cette traction peut causer des déformations externe et interne de la pompe et un frottement de la roue sur le corps de la pompe ou la brisure des tubulures d'aspiration et de refoulement.

- Cavitation

Lorsqu'on aspire un liquide dans un conduit on crée une dépression, si cette baisse de pression fait descendre la pression du liquide au-dessous de sa pression de vapeur saturante, le liquide se met en ébullition. (Production de vapeur), on appelle ce phénomène la cavitation. Ce phénomène s'accompagne souvent par de bruits violents et de vibrations importantes. Les effets de la cavitation sont nombreux selon le produit (température, tension de vapeur, densité) et le type de pompe (caractéristiques de fonctionnement et matériaux constitutifs) [15].

I.12 Avantages et inconvénients des pompes centrifuges

I.12.1 Avantages des pompes centrifuges

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

I.12.2 Inconvénients des pompes centrifuges

- Pas auto-amorçâtes (des types spéciaux tels que la pompe à canal latéral peut être auto-amorçâtes).
- Risque de cavitation avec de l'eau chaude ou des pressions d'aspiration faibles.
- Le débit volumétrique dépend de la pression de refoulement.
- Plusieurs étages requis pour les pressions de refoulement élevées.

Chapitre II :

Généralités sur les plans d'expériences et les notions de statistiques

II.1 Introduction

La méthode des plans d'expériences n'est pas une technique nouvelle. Elle date en fait du début du siècle avec les travaux de Fisher (1925). Les premiers utilisateurs de ces méthodes furent des agronomes qui ont vite compris l'intérêt des plans d'expériences et notamment la réduction dénombre d'essais lorsqu'on étudie de nombreux paramètres. En effet, les essais en agronomie sont très consommateurs de paramètres. L'étude du rendement d'un blé nécessite la prise en compte du type de terrain, des différents traitements, de l'ensoleillement, etc. De plus, dans ce type d'expérimentation, il faut attendre un an avant de connaître les résultats. Il était donc indispensable de réduire le nombre d'essais sans perdre en précision et d'être capable de planifier d'une façon formelle la campagne d'essais. Mais cette technique est restée relativement confidentielle et n'a pas réussi à pénétrer de façon significative les industries occidentales avant les années soixante-dix.

Une des raisons de ce manque d'intérêt des industriels pour la méthode était probablement l'aspect trop théorique de l'approche proposée. Il a fallu les travaux du Docteur Taguchi dans les années soixante au Japon pour que les plans d'expériences pénètrent nos usines. Taguchi avec le pragmatisme qui caractérise les Japonais a su simplifier et clarifier l'utilisation des plans d'expériences. Son apport est considérable et la diffusion à grande échelle de ses travaux aux Etats-Unis date de la fin des années soixante-dix. Aujourd'hui, les plans d'expériences représentent un outil indispensable à tout industriel, du plus petit au plus grand, soucieux d'améliorer la qualité de ses produits.

Au cours de ces dernières années, la méthode des plans d'expériences s'est imposée à l'ensemble des industriels. Autrefois confidentielle, elle connaît aujourd'hui un développement spectaculaire. La précision des résultats obtenus, la pertinence des informations apportées par cette méthode contribuent à son développement actuel dans tous les secteurs d'activités. La méthode, une fois comprise, constitue une étape irréversible dans la carrière du technicien qui ne pourra plus envisager de réaliser des essais sans utiliser un plan d'expériences.

II.2 Historique

Les plans d'expériences sont issus de méthodes mathématiques et statistiques appliquées à l'expérimentation. Les premiers scientifiques à s'être posé le problème de l'organisation des essais sont des agronomes. Ils avaient en effet beaucoup de paramètres à étudier et n'avaient pas la possibilité de multiplier le nombre d'expériences. De plus, la durée des expériences constituait une contrainte supplémentaire forte. C'est Fisher qui pour la première fois en 1925,

proposa une méthode avec laquelle on étudiait plusieurs facteurs à la fois. Cette méthode fut reprise puis développé par des statisticiens et des mathématiciens qui définirent des tables d'expériences permettant de réduire considérablement le nombre d'expériences à effectuer sans diminuer la pertinence de la campagne d'essais. Les grandes entreprises se sont ensuite intéressées à cette méthodologie dans le cadre de l'approche qualité à la suite des travaux du Docteur Taguchi, **[18]**. Il a fortement contribué à l'expansion de l'utilisation des plans d'expériences en milieu industriel au Japon dans les années 1960. Au cours de ces dernières années, cette méthodologie, du fait de la pertinence des informations apportées, s'est développée dans la plupart des secteurs d'activités.

La Méthodologie des Plans d'Expériences (MPE) peut s'appliquer à tous les phénomènes type **boîte noire** (Figure II-1) où l'on cherche à optimiser les données de sortie (les réponses) en réglant les données d'entrée (les facteurs). Les données d'entrée sont connues dans la littérature comme étant des facteurs qui peuvent être contrôlés, mais il existe parfois des facteurs qui ne peuvent pas l'être, par conséquent ils ont reçu l'appellation de **facteurs bruits**.

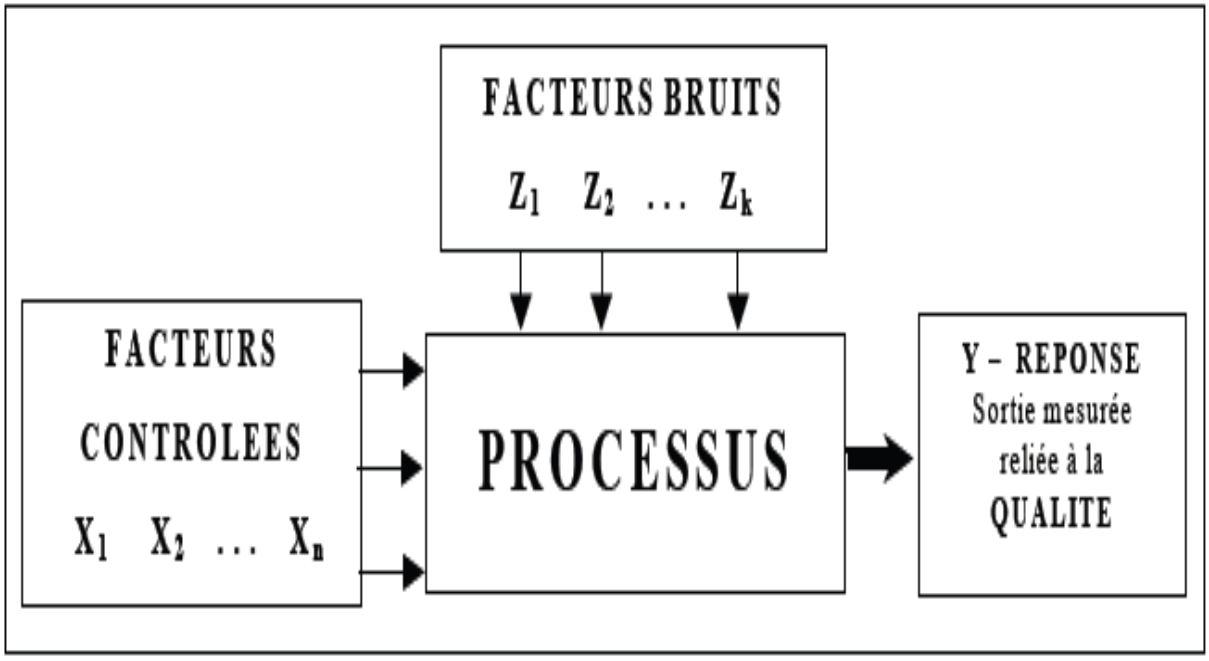


Figure II.1 La boîte noire du processus.

II.3 Définition et domaine d'application des plans d'expériences

Pour résoudre ce problème, il ne faut plus raisonner par tâtonnement. Il faut adopter une démarche rigoureuse dans l'établissement et la conduite des essais. La méthode des plans d'expériences apporte cette démarche. Cette méthode consiste à établir un plan d'expérimentation comportant le minimum d'expériences compte tenu des résultats souhaités

tout en apportant le maximum de précision dans les résultats. La méthode des plans d'expériences nous permettra, par exemple, de connaître l'influence de 7 variables avec 2 points par variable, dans un cas où il n'y a pas d'interaction significative entre les facteurs, à partir de 8 ou 12 essais.

Le principe de la méthode consiste à ne pas étudier tous les points du maillage, mais seulement certains points choisis pour leur particularité d'orthogonalité que nous détaillerons dans cet ouvrage. Ainsi dans le cas de l'exemple de la machine à laver, nous pourrons avoir une bonne connaissance du système avec seulement 16 essais. Ce plan d'expériences nous permettra non seulement de connaître l'influence des facteurs, mais également les interactions éventuelles entre certains facteurs. Il permettra une interprétation rapide et sans équivoque des résultats des essais en fournissant un modèle expérimental du système étudié.

Dans un plan d'expériences, plusieurs facteurs sont modifiés d'une expérience à l'autre selon une règle précise. Aussi, contrairement à ce que l'on pense habituellement, cette particularité permet d'obtenir la meilleure précision possible dans les résultats comme nous le montrerons dans les chapitres suivants.

II.4 Vocabulaire

II.4.1. Facteur

Un facteur est une variable, ou un état, qui agit sur le système étudié. Un facteur peut être de type continu (température, mesure d'une longueur) ou discret (marque de l'outil, robinet ouvert ou fermé).

II.4.2. Réponses

La réponse du système est la grandeur que l'on mesure pour connaître l'effet des facteurs sur le système. La réponse peut être de type quantitatif (poids d'une pièce, dispersion sur 30pièces...) ou qualitatif (impression de chaud et froid, présence ou non de coulure). Les réponses quantitatives sont en général plus faciles à traiter.

Ou c'est la valeur que prend la caractéristique à chaque essai.

II.4.3. Domaine expérimental et domaine d'étude

La méthode d'expérimentation choisie doit faciliter l'interprétation des résultats. Elle doit également minimiser le nombre des essais sans toutefois sacrifier la qualité. La théorie des plans d'expériences assure les conditions pour lesquelles on obtient la meilleure précision possible avec le minimum d'essais. On a donc le maximum d'efficacité avec le minimum d'expériences et par conséquent le coût minimum.

II.4.4 Matrice d'expérience

Elles représentent l'un des points forts de la méthode Taguchi et elles sont destinées à construire des plans d'expériences. Taguchi propose un ensemble de fables orthogonales composées des lignes représentant les différents essais à mener et des colonnes. Ces dernières permettent de représenter les facteurs et les interactions dépendamment du plan étudie. Les cellules contiennent les niveaux des facteurs.

II.4.5. Effet d'un facteur

C'est une variable (continue ou discrète) qui peut influencer le résultat. Deux types de variables ou facteurs se distinguent, à savoir : le facteur contrôle ou contrôlable qu'on peut gérer ou régler et le facteur bit qui influence le processus, mais qui est difficilement contrôlable.

II.5. Interaction

Taguchi a publié 18 tables orthogonales qui permettent de résoudre la plupart des problèmes industriels. Cependant, toutes ces tables n'ont pas les mêmes propriétés et il est important de bien connaître les différences entre ces tables qui peuvent être classées en trois types :

- Étude des interactions impossible.
- Étude des interactions limitée.
- Étude des interactions possible.

En effet, certaines tables ne permettent pas l'étude des interactions. C'est le cas notamment de la table L_{12} (2^{11}) qui ne possède pas de triangle des interactions, alors que d'autres permettent l'étude de multiples interactions comme la table $L_{32}(2^{21})$.

- **Etude des interactions impossibles**

  Les tables pour lesquelles l'étude des interactions est impossible sont des tables qui ne possèdent pas de triangle d'interactions, ni de graphe linéaire. Ces tables sont les suivantes :

  - table L12 $L_{12}(2^{11})$.
  - table L36 L_{36} (2^{11} x 23^{12}).

Lorsqu'on utilise ces tables, il n'est pas possible d'étudier les interactions entre deux colonnes car ces interactions ne sont pas orthogonales aux facteurs principaux. Un rapide calcul sur la condition d'orthogonalité (chapitre 3) permettra au lecteur de constater que la

table L_{12} notamment n'étant pas multiple de 8 ne peut permettre l'étude des interactions entre facteurs à deux niveaux.

Dans ce type de table, les interactions se retrouvent "diluées" sur l'ensemble des colonnes. Ainsi en cas d'interaction non nulle et forcément non présente dans le modèle pour ce type de table, l'erreur d'interprétation ne se fera pas sur une seule action, mais sur l'ensemble des actions du modèle. En compensation de cet inconvénient, l'effet de l'interaction étant dilué, l'erreur commise sur chaque action sera faible par rapport à l'interaction en cause.

Ce type de table convient parfaitement lorsque la stratégie est une recherche d'extremum. Dans ce cas, on cherche principalement le sens de l'effet des facteurs ainsi que son ordre de grandeur. Il n'est pas indispensable d'étudier les interactions, et il est préférable d'étudier un grand nombre de facteurs. On réalise un balayage rapide de l'ensemble des facteurs supposés influents. Si nous regardons la table L_{12}, elle permet d'étudier jusqu'à 11 facteurs à 2 niveaux en 12 essais, ce qui est souvent très utile pour dégrossir un problème.

- **Etude des interactions limitées**

Dans ce type de table, il n'est possible d'étudier qu'une seule interaction entre deux facteurs. Ces tables sont les suivantes :

- table L_{18} (2^1 x 3^7) .
- table L_{32} (2^1x 4^9).
- table L_{50} (2^1 x 5^{11}).

L'utilisation de ces tables est assez proche des cas où l'étude des interactions est impossible. Une seule interaction peut être estimée.

Etude des interactions possibles

C'est le cas le plus classique pour lequel il existe des graphes linéaires, ainsi qu'un triangle des interactions. Dans ce cas, l'étude de l'ensemble des interactions est possible mais chaque interaction "consomme" une (ou plusieurs) colonne(s). En cas d'interaction non nulle, mais non prise en compte dans le modèle, celle-ci sera alias d'une autre action que l'on trouve dans le triangle des interactions. Ces tables sont les suivantes :

- L_4 (2^3), L_8 (2^7), L_{16} (2^{15}),L_{32} (2^{31}),L_{64} (2^{63}).
- L_9 (3^4), L_{27} (3^{13}), L_{81} (3^{40}).
- L_{36} (2^3 x 3^{13}), L_{54} (2^1 x 3^{25}).
- L_{16} (4^5), L_{64} (4^{21}).
- L_{25} (5^6).

II.6. Modèle mathématique

En l'absence de toute information sur la fonction qui lie la réponse aux facteurs, on se donne a priori une loi d'évolution dont la formulation la plus générale est la suivante :

$$Y = f(x_1, x_2, x_3 \dots x_n) \qquad \text{(II.1)}$$

Cette fonction est trop générale et il est d'usage d'en prendre un développement limité de Taylor Mac Laurin, c'est-à-dire une approximation. Si les dérivées peuvent être considérées comme des constantes, le développement précédent prend la forme d'un polynôme de degré plus ou moins élevé :

$$Y = a_0 + \sum a_i x_i + \sum a_{ij} x_i x_j + \sum a_{ii} x_i^2 \qquad \text{(II.2)}$$

Où :

- y est la grandeur à laquelle s'intéresse l'expérimentateur ; c'est la réponse ou la grandeur d'intérêt

- x_i représente un niveau de facteur i.

- x_j représente un niveau de facteur j.

- a_i , a_j , a_{ii} sont les coefficients du polynôme.

Ce modèle est appelé le modèle *a* priori ou le modèle postulé.

Les modèles établis sont des modèles de prévision valables dans le domaine d'étude, domaine que l'on doit toujours préciser. Ce ne sont pas des modèles théoriques

II.7 Différents types des plans d'expériences

II.7 .1 Plans factoriels complets

Un plan factoriel complet est un plan pour lequel toutes les combinaisons possibles aux limites du domaine d'étude auront été réalisées : c'est le nombre maximal d'essais pour un plan d'expériences factoriel. Le nombre d'essais N se calcule d'après la formule suivante : $N = 2^k$ où k est le nombre de facteurs. Le nombre d'essais est exactement égal au nombre de coefficients du modèle à déterminer. On vérifie bien ceci pour les plans $\mathbf{2^2}$ et $\mathbf{2^3}$.

Plan 2^2 : facteurs A et B 4 expérience.

Plan 2^3 : facteurs A, B et C 8 expériences.

Plan 2^4: facteurs A, B, C et D 16 expériences.

Les matrices d'expériences se construisent selon les tableaux suivants pour les cas des plans 2^2et 2^3avec des facteurs A, B et C.

N° essai	A	B	C
1	**-1**	**-1**	**-1**
2	**1**	**-1**	**-1**
3	**-1**	**1**	**-1**
4	**1**	**1**	**-1**
5	**-1**	**-1**	**1**
6	**1**	**-1**	**1**
7	**-1**	**1**	**1**
8	**1**	**1**	**1**

Figure II.2 : Exemples de plans d'expériences.

Plus généralement, la matrice d'expériences comporte k colonnes pour les facteurs principaux et 2^K lignes soit 2^Kessais. Elle se construit selon la règle suivante : colonne du 1^{er} facteur : alternance de -1 et +1.

- colonne du 2^{eme} facteur : alternance de -1 et +1 de 2 en 2.
- colonne du 3^{eme} facteur : alternance de -1 et +1 de 4 en 4.
- colonne du 4^{eme} facteur : alternance de -1 et +1 de 8 en 8.

et ainsi de suite pour un nombre plus élevé de facteurs.

II.7.2 Plans factoriels fractionnaires

Le principal inconvénient des plans factoriels complets est le nombre excessif d'essais à réaliser lorsque le nombre de facteurs devient important. La question est alors de savoir s'il est possible d'estimer les coefficients du modèle avec une précision acceptable sans pour autant réaliser tous les essais du plan factoriel. Les travaux de Box et Hunter (1978) [Box78] d'une part et Taguchi (1987) [Pil97] d'autre part a débouché sur les plans fractionnaires présentés sous forme de tables standards en fonction des éléments que l'on souhaite prendre en compte dans l'expérimentation et qui concernent les facteurs, les valeurs (ou niveaux) de ces facteurs, et les interactions entre facteurs. L'hypothèse faite dans l'élaboration de plans fractionnaires est que certaines interactions sont insignifiantes et qu'elles peuvent donc être

confondues avec des facteurs dont l'influence est significative. L'inconvénient majeur des plans fractionnaires est qu'ils occasionnent par conséquent des risques potentiels d'erreurs.

Les avantages de ces plans résident dans le fait qu'ils sont beaucoup plus économiques, plus rapides et demandent moins d'essais.

II.8 Plans de modélisation

II.8.1 Les plans de Méthode Taguchi

Taguchi partage sa stratégie de contrôle de qualité en deux phases : en production (online) et hors production (off-line).

La phase en production (on-line) concerne les méthodes et les techniques utilisées pour contrôler la qualité lors de la production du produit. Le but est de maitriser les processus de production tout en visant la meilleure qualité avec un cout minimum.

La phase hors production (off-line) a pour objectif d'optimiser la conception du produit pour supporter la qualité en production. Cette phase correspond aux méthodes et techniques à prendre en considération avant que le produit soit manufacture (c'est-à-dire lors des phases de design, de développement, etc.) et soit disponible aux clients.

Taguchi souligne le besoin de prendre en considération le contrôle de la qualité lors de la phase de conception puisque les activités d'inspection et de contrôle de la qualité du produit ne peuvent pas corriger les inconvénients d'une mauvaise conception (Liu, 2004).

Le contrôle de qualité hors production se base sur trois étapes séquentielles, à savoir : le design de système (system design), les paramètres de design (paramètre design) et la tolérance de design (tolérance design).

1. Design de système : représente l'étape de conception du système dans laquelle les ingénieurs et les scientifiques développent de nouveau concepts, idées ou méthodes originales pour la production de nouveaux produits ou l'amélioration. L'objectif est de prendre ces nouvelles idées, lesquelles sont théoriques, et de les convertir en quelques choses pratiques dans la deuxième étape.
2. Paramètres de design : l'objectif dans cette étape est d'utiliser les plans d'expériences pour déterminer les paramètres qui permettent de satisfaire les objectifs de la première étape.
3. Tolérance de design : cette phase a pour objectif de trouver le meilleur arrangement entre le cout du produit et sa fonctionnalité souhaitée afin de réduire la variation de la sortie désirée.

Il est à noter que la plupart des ouvrages adressent L'étape de paramètres de design, connue sous le nom de la méthode Taguchi

II.9 Technique d'analyse

II.9.1. Analyse de la variance (ANOVA)

Au cœur du problème de la vérification d'hypothèses statistiques se trouve le fait qu'il est toujours possible d'attribuer à des variations aléatoires une partie des différences observées entre les moyennes des échantillons. Dans une expérience, toutes les sources incontrôlables de variabilité qui affectent la mesure constituent ce qu'il est convenu d'appeler l'erreur expérimentale L'une des sources les plus importantes de variabilité incontrôlable provient des différences individuelles. Une autre source d'erreur provient de l'erreur de mesure, une mauvaise lecture de l'instrument, une erreur de transcription, un arrondissement, etc. D 'autre part, une situation expérimentale n'est jamais parfaitement identique d'un moment à l'autre, puisque le sujet perçoit les deux événements comme étant successifs (mémoire). Il est impossible de créer des situations expérimentales exactement identiques. De plus, ces sources d'erreurs ne sont pas systématiques, elles sont aléatoires et indépendantes des effets du traitement.

L'analyse de la variance (ANOVA) a pour objectif d'étudier l'influence d'un ou plusieurs facteurs sur une variable quantitative. Nous nous intéresserons ici au cas où les niveaux, ou modalités, des facteurs sont fixés par l'expérimentateur. On parle alors de modèle fixe ; C'est la comparaison de moyennes pour plusieurs groupes (> 2). Il s'agit de comparer la variance intergroupe (entre les différents groupes : écart des moyennes des groupes à la moyenne totale) à la variance intragroupe (somme des fluctuations dans chaque groupe).

S'il n'y a pas de différence entre les groupes, ces deux variances sont à peu près égales. Sinon, la variance intergroupe est nécessairement la plus grande.

L 'ANOVA se résume à une comparaison multiple de moyennes de différents échantillons constitués par les différentes modalités des facteurs. Les conditions d'application du test paramétrique de comparaison de moyennes s'appliquent donc à nouveau.

II.9.2. Probabilité P

II.9.3 Coefficients de détermination (R^2, R^2ajusté)

Par définition, ce coefficient R^2 ajusté - R^2_A est donné par la relation **[GOU 17]** :

$$R_A^2 = 1 - \frac{SCE/(N - p - 1)}{SCT/(N - 1)} \qquad \textbf{(II.15)}$$

Où :

– *p* est le nombre de facteurs

– *N* correspond au nombre total de simulations du plan d'expériences.

II.9.4 Validation du modèle

Il est clair que la configuration optimale proposée est le résultat d'un travail théorique qui s'appuie sur l'hypothèse d'action des effets moyens. Il faut impérativement la valider, avec le même processus qui a été utilisé pour chaque essai durant le plan.

Si l'essai de validation vient confirmer le résultat théorique attendu, alors le plan d'expérience est en succès.

Si cela n'est pas le cas, il faut revoir le choix des facteurs et des niveaux car il est possible que certaines interactions agissent et faussent les résultats prévus. Dans ce cas il est souhaitable de refaire un plan d'expériences qui ne répète pas les erreurs de premier.

II.10 Courbes d'iso réponses et surfaces de réponses

L'exploitation du modèle validé est aussi réalisée graphiquement en traçant en 2D les courbes d'iso-réponses Figure.II.3a Pour ce faire, on choisit, à chaque fois, deux variables à étudier. Les niveaux des autres variables étant fixés (par exemple, à leur valeur moyenne). En ajoutant une troisième dimension au graphe des courbes d'iso-réponses, pour indiquer les valeurs de la réponse, on obtient une surface de réponses Figure.II.3b illustrant l'évolution de la réponse en fonction des niveaux des deux facteurs choisis .

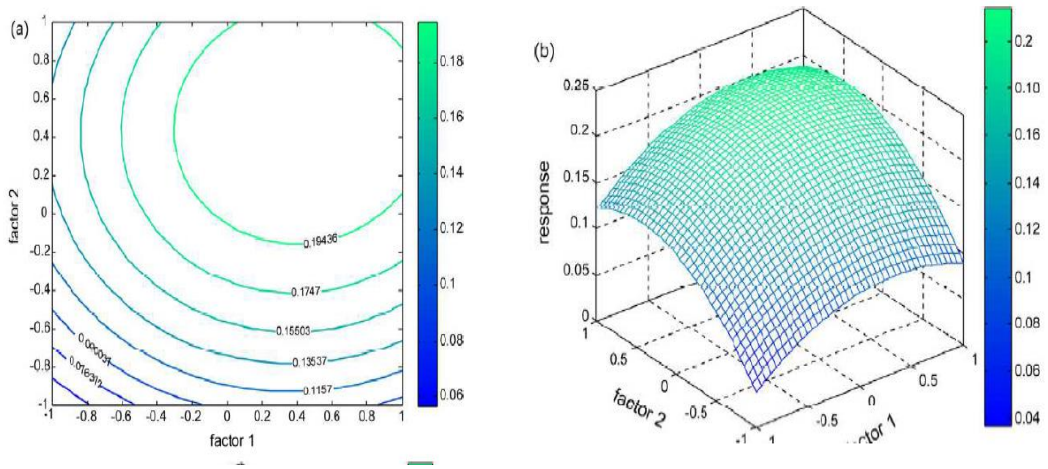


Figure.II.3. Courbes d'iso- réponse et surfaces

Calculs et simulations

III .1. Introduction

La cavitation provoque une altération des caractéristiques, des dégâts mécaniques, du bruit et des vibrations qui peuvent endommager détruire complètement la pompe, alors, il faut trouver des solutions pour éviter ce phénomène. Le but de ce chapitre est de faire une étude théorique suivi d'une simulation sur le circuit de pompage d'une installation se trouve au niveau du complexe sidérurgique d'El-Hadjar, afin de déterminer les indicateurs de performances de la pompe centrifuge étudier.

III.1.1 Les données

III 1.1.1 Schéma de circuit

Le circuit de pompage concernant la pompe GROSCLAUDE DN 250 a été installé afin d'effectuer le transfert d'eau d'un réservoir vers une colonne de stockage. Le circuit de pompage comporte des vannes, coudes, clapet,.., etc .

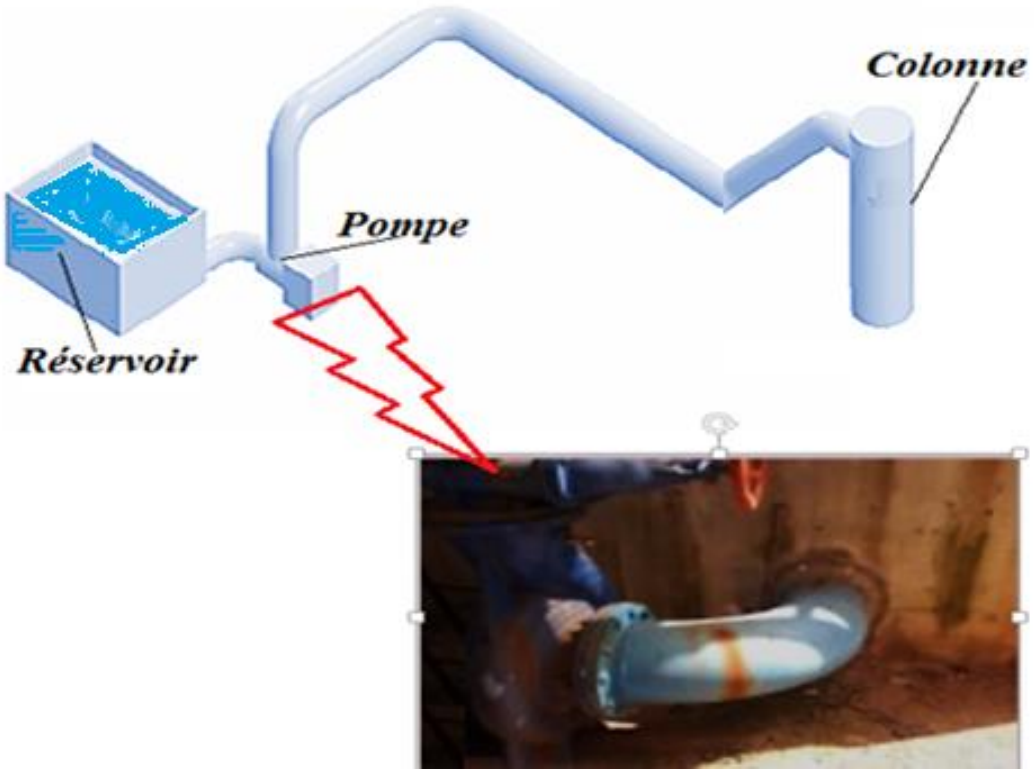


Figure III .1. Circuit de pompage étudié

III 1.1.2courbe caractéristique de la pompe

Les pompes centrifuges en général peu supporter certaine gamme comme le débit de refoulement, la vitesse de rotation et le rendement. Donc l'utilisateur, il faut bien connaître son équipement sous différentes conditions, et c'est ce qui est représenté graphiquement sous forme de courbes nommées (Courbes Caractéristiques).La courbe caractéristique la plus importante est celle en fonction du débit. La figure ci-dessous représente la performance de la pompe pour une vitesse de rotation constante égale 1480 tr/min. (Voir Fig. III.2)

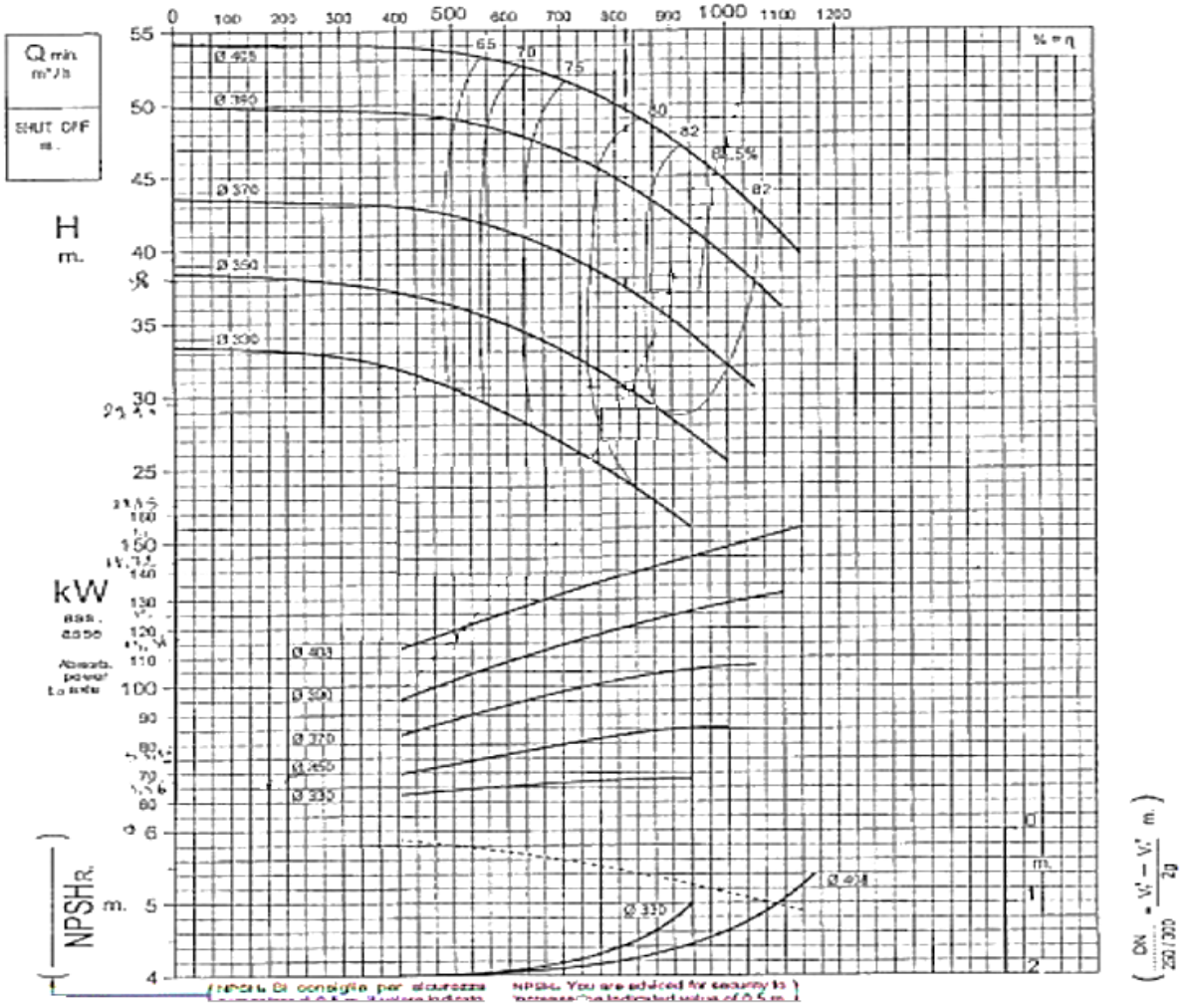


Figure III .2. Courbe caractéristique de la pompe GROSCLAUDE ALPHA –M 250

III 1.1.3.Tableau représentant les paramètres de circuit

Les données de départ d'après la fiche technique de la pompe centrifuge verticale étudié sont indiquées dans le tableau III .1.

Débit	850 (m^3/h)
RPM	$1480 tr/min$
Hauteur manométrique	30m
$NPSH_{requis}$	4,5(+0.5)
Puissance du moteur	90KW
Fréquence	50HZ
P_{asp}	Pression d'aspiration ($P_{asp} = P_{atm}$)
P_V	Pression de vapeur saturante (à 20c°)
Ha	La hauteur d'aspiration (ha=0,22 m)
$Z_{col} - Z_{res}$	2,13m

Tableau III .1 Tableau représentant les paramètres de circuit

1.Partie d'aspiration

- Un coude 90°.
- La longueur de la conduite d'aspiration : La =540mm.
- Diamètre Da=330mm.

2.Partie refoulement

- 3 coudes 90°.(k=0,18)
- 2 coude 45° .(k=0,18)
- Longueur de la conduite de refoulement : L r = 165,5m.
- Diamètre D r = 330 mm
- 1 Vanne pneumatique K_{VP}=32,96
- 1 Clapet anti retour K_{cl}=1.
- 2 Vanne manuelles K1=35 ; K2=0,02.

- La rugosité de la conduite ε = 0,6 mm

III.2 Les calculs à faire

III.2.1 Calcul R_e

$$R_e = \frac{VD}{\nu}$$

$$Q = VS$$

$$V_{asp} = V_{ref} = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{\frac{850}{3600}}{0{,}0854865} = 2{,}761969564$$

$$V = 2{,}76\ m/s$$

$$R_e = \frac{2{,}761969562\ .\ 0{,}33}{1{,}005\ .\ 10^{-6}} = 906915{,}3786$$

$$R_e = 9{,}06915.\ 10^5$$

Avec : R_e: Nombre de Reynolds, V: La vitesse moyenne.
D : Diamètre de la conduite, ν: Viscosité cinématique

III.2.2 Calcul $\frac{\varepsilon}{d}$

Nous avons : ε =0,6mm ; d=330mm

Avec : ε : La rugosité de la conduite, d : Diamètre de la conduite.

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0.6}{330} = 0{,}0018$$

III.2.3 Calcul λ

D'après le diagramme de Moody :

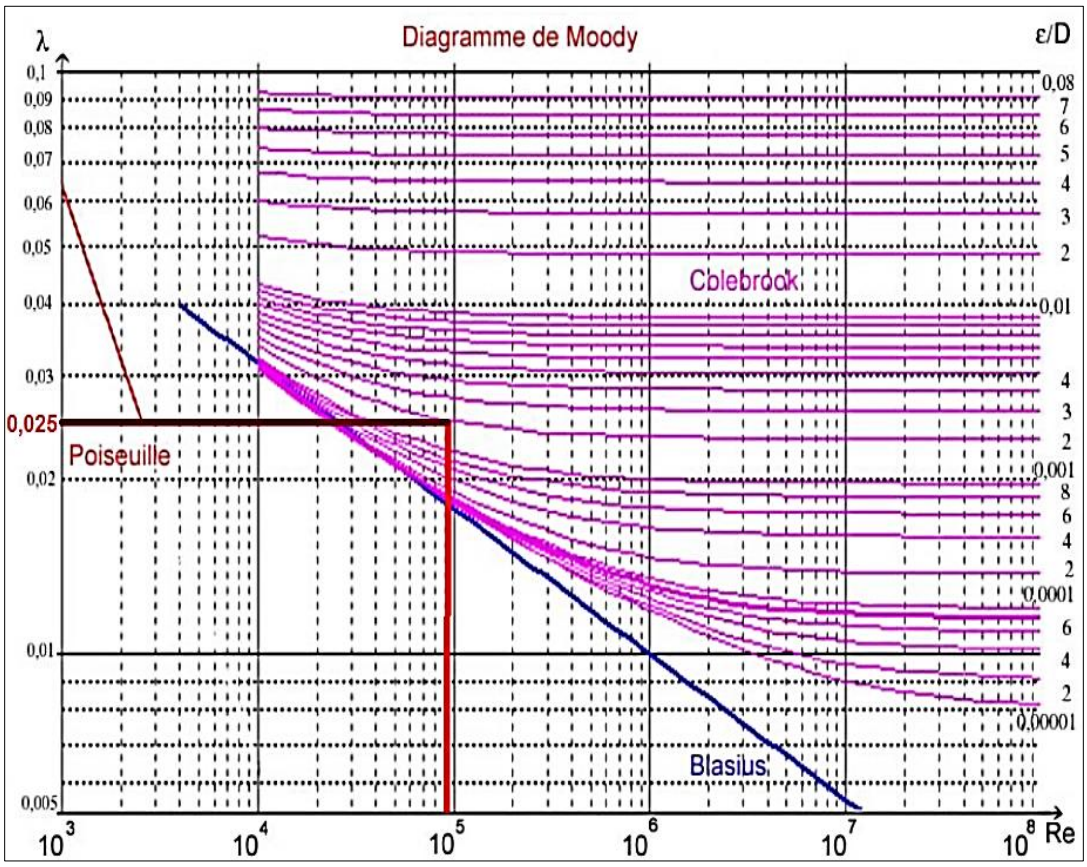


Figure III .3 .Détermination λ selon le diagramme de Moody

III.2.4 Calcul de $\Delta H_{aspiration}$

$$\Delta H_{aspiration} = \frac{1}{2g} V_{asp}^2 \left(\frac{Lasp}{Dasp}\lambda + \alpha_{c90^\circ}\right)$$

$$\Delta H_{aspiration} = \frac{1}{2\,.\,9{,}81} 2{,}761969562^2 \left(\frac{0{,}54}{0{,}33} 0{,}025 + 0{,}18\right)$$

$$\Delta H_{aspiration} = 0.08589193 \ \mathbf{m}$$

Avec :

g : La gravité .

V_{asp} : La vitesse d'aspiration.

L : Longueur de la conduite d'aspiration.

D_{asp} : Diamètre d'aspiration.

λ : Coefficient de la perte de charge linéaire.

$\alpha_{c90°}$: Coefficient de la perte de charge singulière.

III.2.5 Calcul de $\Delta H_{refoulement}$

$$\Delta H_{ref} = \frac{1}{2g} V_{ref}^2 \left(\frac{Lref}{Dref}\lambda + K_{vp} + K_{cl} + K_l + K_2 + 3_{\alpha c90^\circ} + 2_{\alpha c45^\circ}\right)$$

$$\Delta H_{ref} = \frac{1}{2.9{,}81} 2{,}761969562^2 \left(\frac{165{,}5}{0{,}33} 0{,}025 + 32{,}6 + 1 + 35 + 0{,}02 + 3(0{,}18) + 2(0{,}18)\right)$$

$$\Delta H_{ref} = 32{,}04499485\ m$$

Avec :

V_{ref}: La vitesse de refoulement.

L : Longueur de la conduite de refoulement.

D : Diamètre de refoulement.

III.2.6 Calcul de $\Delta H_{circuit}$

$$\Delta H_{circuit} = \Delta H_{asp} + \Delta H_{ref}$$

$$\Delta H\Delta_{circuit} = 0{,}08589193 + 32{,}04499485$$

$$\Delta H_{circuit} = 32{,}13088678 \text{ m}$$

III.2.7 Détermination de H_{mt}

$$H_m = \frac{Pcol - Pres}{\rho g} + (Z_{col} - Z_{res}) + \Delta H_{circuit}$$

Nous avons :

$$\frac{Pcol - Pres}{\rho g} = 0$$

Donc :

$$H_m = (Z_{col} - Z_{res}) + \Delta H_{circuit}$$

$$\Delta H_{circuit} = \Delta H_{aspiration} + \Delta H_{ref}$$

Donc :

$$\Delta H_{circuit} = \frac{1}{2g}.V^2[(\frac{Lasp}{Dasp}\lambda + \alpha_{c90°})+(\frac{Lref}{Dref}\lambda + K_{VP} + K_d + K_1 + K_2 + \ 3\alpha_{c45°})]$$

Et :

$$V = \frac{Q}{S} \quad ; \quad V^2 = \frac{Q^2}{S^2} \quad ; \quad S = \frac{\pi D^2}{4}$$

Donc :

$$\Delta H_{circuit} = \frac{8}{g\pi^2 D^4}[(\frac{Lasp}{Dasp}\lambda + \alpha_{c90°}) + (\frac{Lref}{Dref}\lambda + K_{VP} + K_d + K_1 \ + \ K_2 + \ 4\alpha_{c90°} + 3\alpha_{c45°})]Q^2.$$

$$\Delta H_{circuit}$$

$$= \frac{8}{9{,}81\ .\ 3{,}14^2\ .\ 0{,}33^4}\left[\left(\frac{0{,}54}{0{,}33}\ .0{,}025 + 0{,}18\right)\right.$$

$$\left.+\left(\frac{165{,}5}{0{,}33}\ .0{,}025 + 32{,}6 + 1 + 35 + 0{,}02 + 4(0{,}18) + 3(0{,}18)\right)\right]\left(\frac{850}{3600}\right)^2$$

$$\Delta H_{circuit} = 32{,}13088678 \ \mathbf{m}$$

III.2.8 Calcul hauteur manométrique (HM) et hauteur pompe

$$H_M = a + bQ^2$$

$$H_M = (Z_{col} - Z_{res}) + bQ^2 \quad /$$

Donc:

$$\boldsymbol{H_M = 2{,}13 + 573{,}89Q^2}$$

$$\boldsymbol{H_P = -0{,}000008Q^2 + 38}$$

- **Tableau des résultats Q ;H_P ; H_C**

Q (m^3/h)	$H_P(m)$	$H_C(m)$
0	38	2.13
50	37,98	2,24070409
100	37,92	2,572816358
150	37,82	3 ,126336806
200	37.68	3,901265432
250	37.5	4,897602238
300	37.28	6,115347222
350	37.02	7,554500386
400	36.72	9,215061728
450	36.38	11,09703125
500	36	13,20040895
550	35.58	15,52519483
600	35.12	18,07138889
650	34.62	20,83899113
700	34.02	23,82800154
750	33.5	27,03842014
800	32.88	30,47024691
850	32.22	34,12348187
900	31.52	37,998125
950	30.78	42,09417631
1000	30	46,4116358
1050	29.18	50,95050347
1100	28.32	55,71077932
1150	27.42	60,69246335
1200	26.48	65,89555556
1250	25.5	71,32005594
1300	24.48	76,96596451
1350	23.42	82,83328125
1400	22.32	88,92200617

TableauIII.2 Tableau des résultats Q ;H_P ; H_C

III.2.9 Calcul Rendement

$$\eta = \frac{P_U}{Pabs}$$

$$\eta = \frac{74{,}5944552}{90} = 0{,}82$$

$$\eta = 82\%$$

Avec :P_U : puissance utile.

P_{abs}: Puissance absorbée.

Nous avons :

$$P_{abs} = 90KW$$

$$P_U = \rho g Q H_{MT}$$

$$P_U = 10^3 . 9{,}81 . 0{,}236 . 32{,}22 = 74594{,}4552\ \boldsymbol{w}$$

Nous avons :

$H_M = a + bQ^2$

$H_M = (Z_{col} - Z_{res}) + bQ^2$ /

Donc:

$$\boldsymbol{H_M = 2{,}13 + 573{,}89 Q^2}$$

$$\boldsymbol{H_P = -0{,}000008 Q^2 + 38}$$

III.2.10 Calcul $NPSH_d$

$$NPSH_d = \frac{P_{asp} - P_V}{\rho g} - h_a - \Delta H_{asp}$$

$$NPSH_d = \frac{101300 - 2400}{10^3 . 9{,}81} - 0{,}22 - 0{,}08589193$$

$$NPSH_d = 9{,}775657509 \text{ m}$$

Nous avons : $\boldsymbol{NPSH_{requi} = 4,5(+0,5)}$

Et :$NPSH_d > NPSH_{requis}$ Donc : **pas de cavitation**

III .3. Simulations pompage du circuit avec logiciel MECAFLUX

III .3.1.Partie aspiration

- **Paramètres étude pertes de charge régulières**

- Diamètre de conduite = 330 mm

- Longueur de conduite = 0,540 m

- Débit volumique = 0,2361111 m^3/s

- Gravité = 9,81 m/s²

- Matière de la conduite = nom matière

- Rugosité de la conduite R = 0,6 (profondeur moyenne de rugosité en mm)

- La masse spécifique de l'eau = 998,23 Kg /m^3

- Températures du fluide = 20 °c

- Fluide sélectionné = eau (H2O)

- Viscosité dynamique du fluide= 0,001004544 Poiseuilles ou (Pas .S)

- Viscosité cinématique du fluide= 1,006325.10^{-2} Stokes

- Viscosité cinématique du fluide= 1,006325.10^{-6}m²/s (10 000 stokes= 1 m²/s)

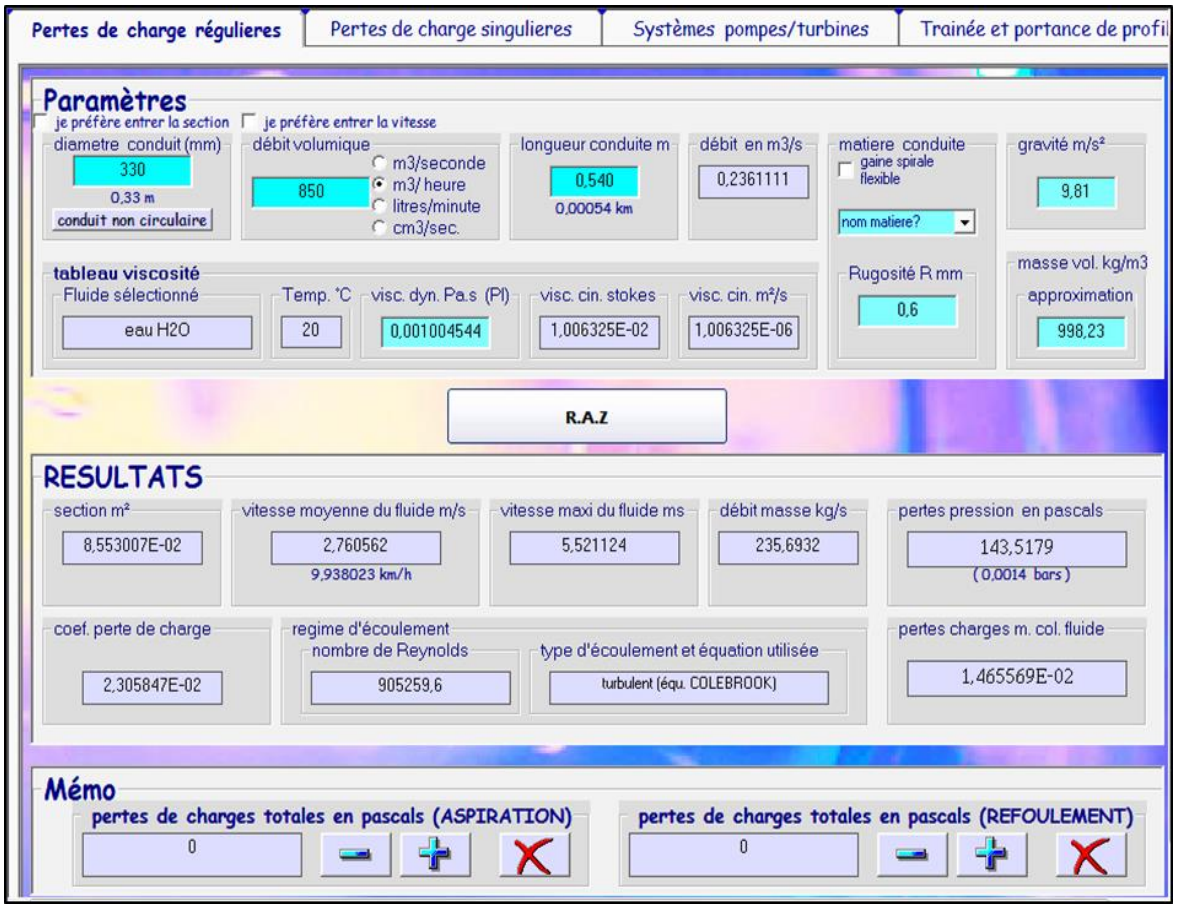


Figure III .4. Résultats de simulation des pertes de charge régulières dans l'aspiration

- **Résultats étude pertes de charges régulières**

- Section de conduite = 8,553007.10^{-2}m²

- Vitesse moyenne du fluide= 2,760562 m/s

- Vitesse maxi du fluide = 5,521124 m/s

- Débit massique = 235,6932 Kg/s

- Coefficient de perte de charge = 2,305847.10^{-2}

- Nombre de Reynolds = 905259,6

- type d'écoulement et équation utilisée = turbulent (Cole brook)

- Perte de charge régulières = 143,5179Pascals

- Perte de charge régulières = 1,465569.10^{-2}Mètres-colonnefluide

-Perte de charge régulières = 0,0014 bars.

- **Cas 01 coude 90°**

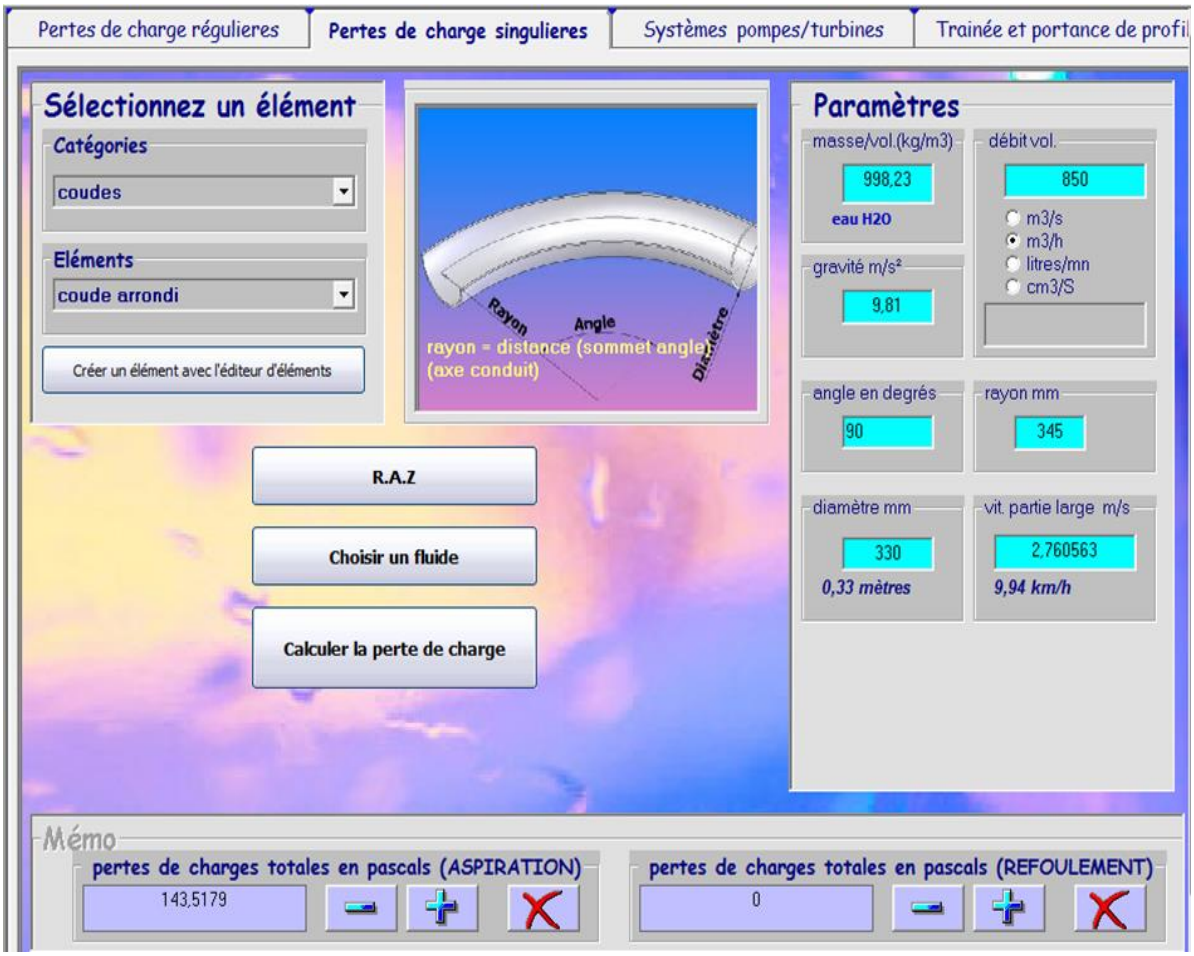


Figure III.5. Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans le coude 90°

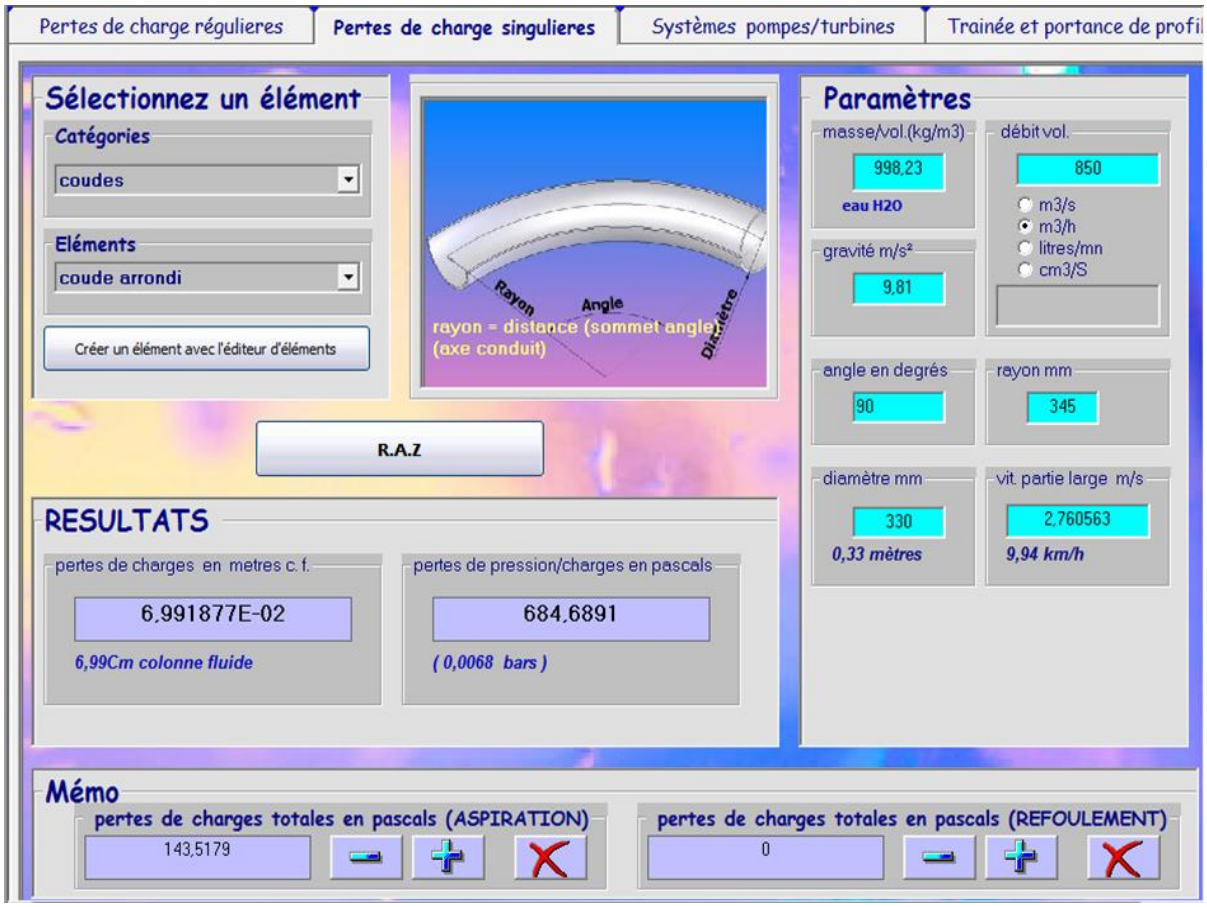


Figure III.5. Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans le coude 90°

III.3.2 Partie refoulement

- **Paramètres étude pertes de charge régulières**

- Diamètre de conduite = 330 mm
- Longueur de conduite = 165,5 m
- Débit volumique = 0,2361111m^3/s
- Gravité = 9,81 m/s²
- Matière de la conduite = nom matière
- Rugosité de la conduite R = 0,6 (profondeur moyenne de rugosité en mm)
- La masse spécifique de l'eau = 998,23 kg/m^3
- Températures du fluide = 20 °c
- Fluide sélectionné = eau H2O

- Viscosité dynamique du fluide= 0,001004544 Poiseuilles ou (Pas .S)

- Viscosité cinématique du fluide= $1{,}006325.10^{-2}$ Stokes (St)

- Viscosité cinématique du fluide= $1{,}006325.10^{-2} m^2/s$ (10 000 Stokes= 1 m²/s)

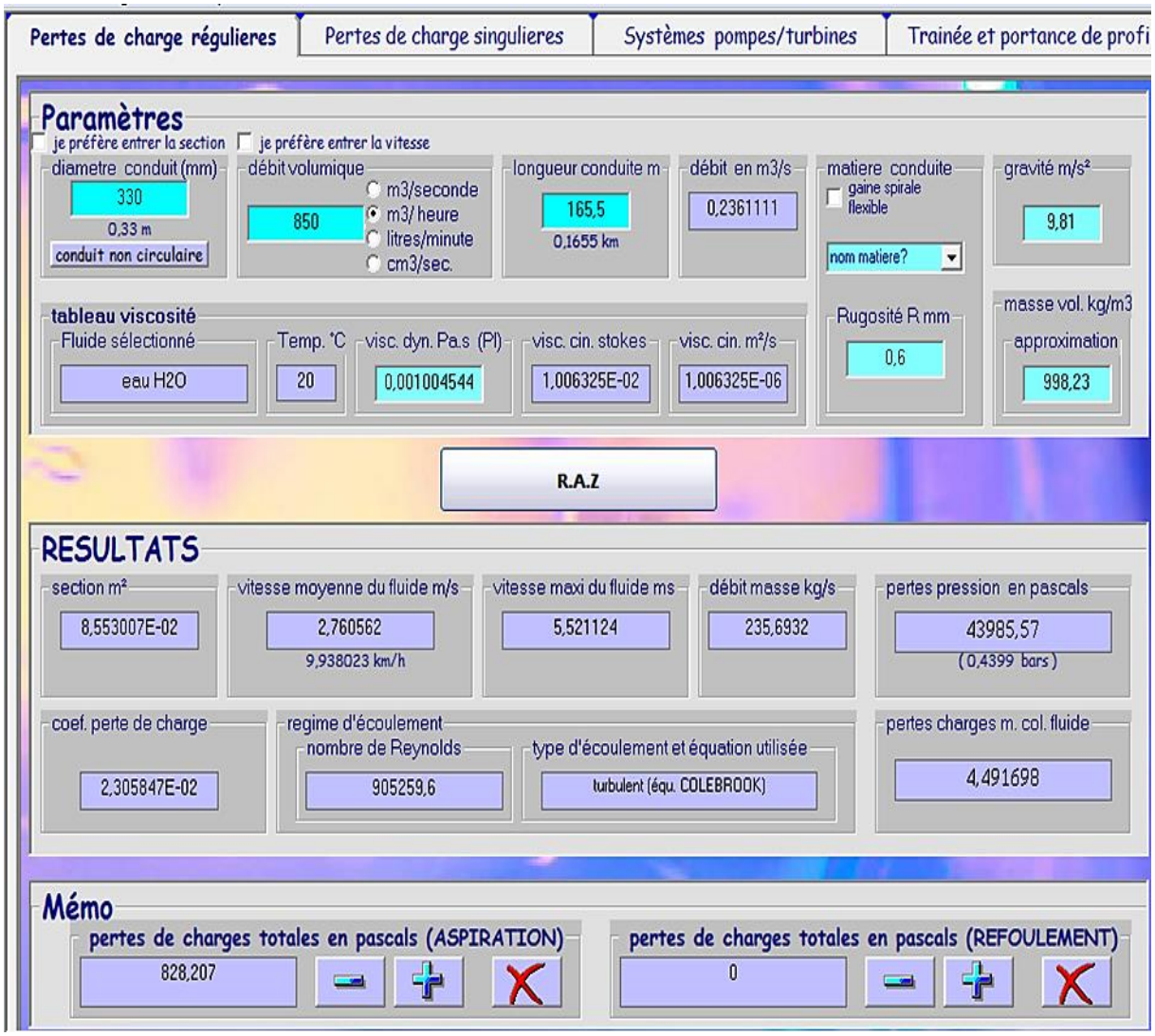


Figure III.6. Résultats de simulation des pertes de charge régulières dans le refoulement

- **Résultats étude pertes de charges régulières**

- Section de conduite = $8{,}553007.10^{-2}$m²

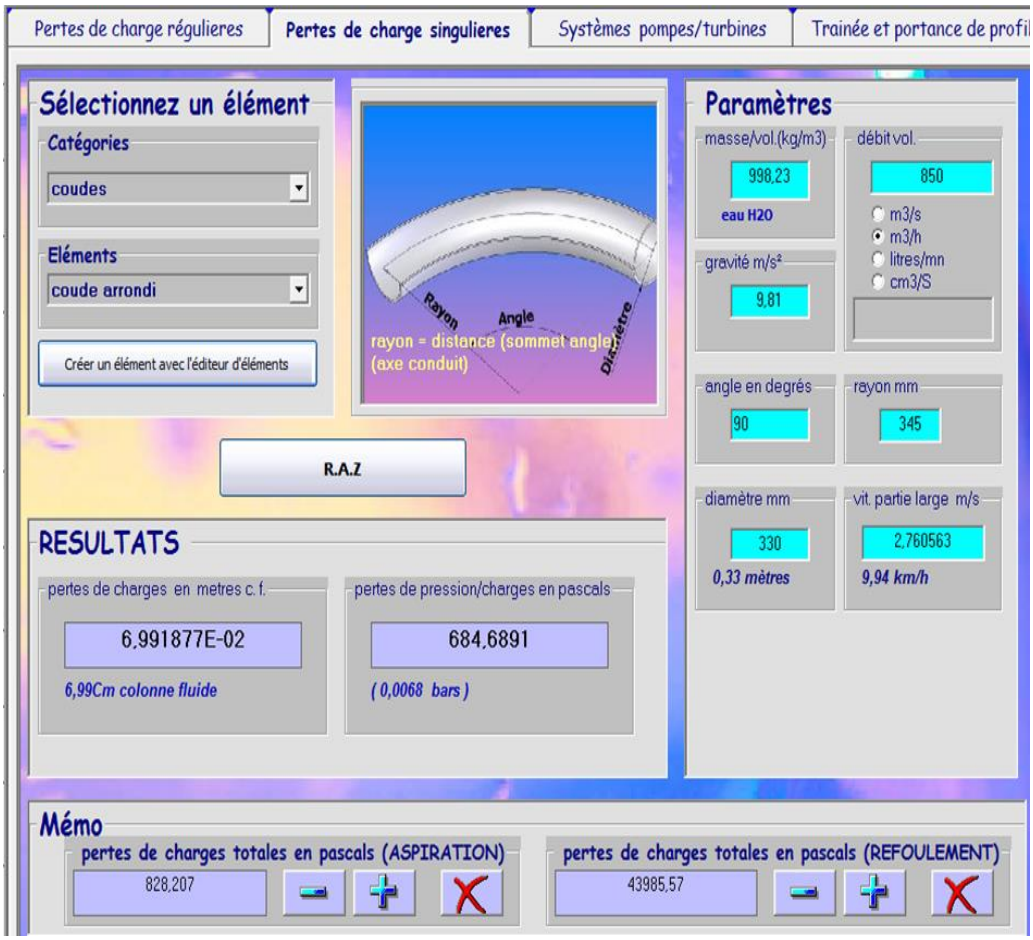
- Vitesse moyenne du fluide = 2,760562 m/s

- Vitesse maxi du fluide = 5,521124 m/s

- Débit massique = 235,6932 Kg/s

- Coefficient de perte de charge = $2{,}305847.10^{-2}$

- Nombre de Reynolds = 905259,6
- type d'écoulement et équation utilisée = turbulent (Cole brook)
-Perte de charge régulières = 43985,57Pascals
-Perte de charge régulières = 4,491698Mètres-colonne-fluide
-Perte de charge régulières = 0,4399 bars



- **Cas 03 coudes 90° :**

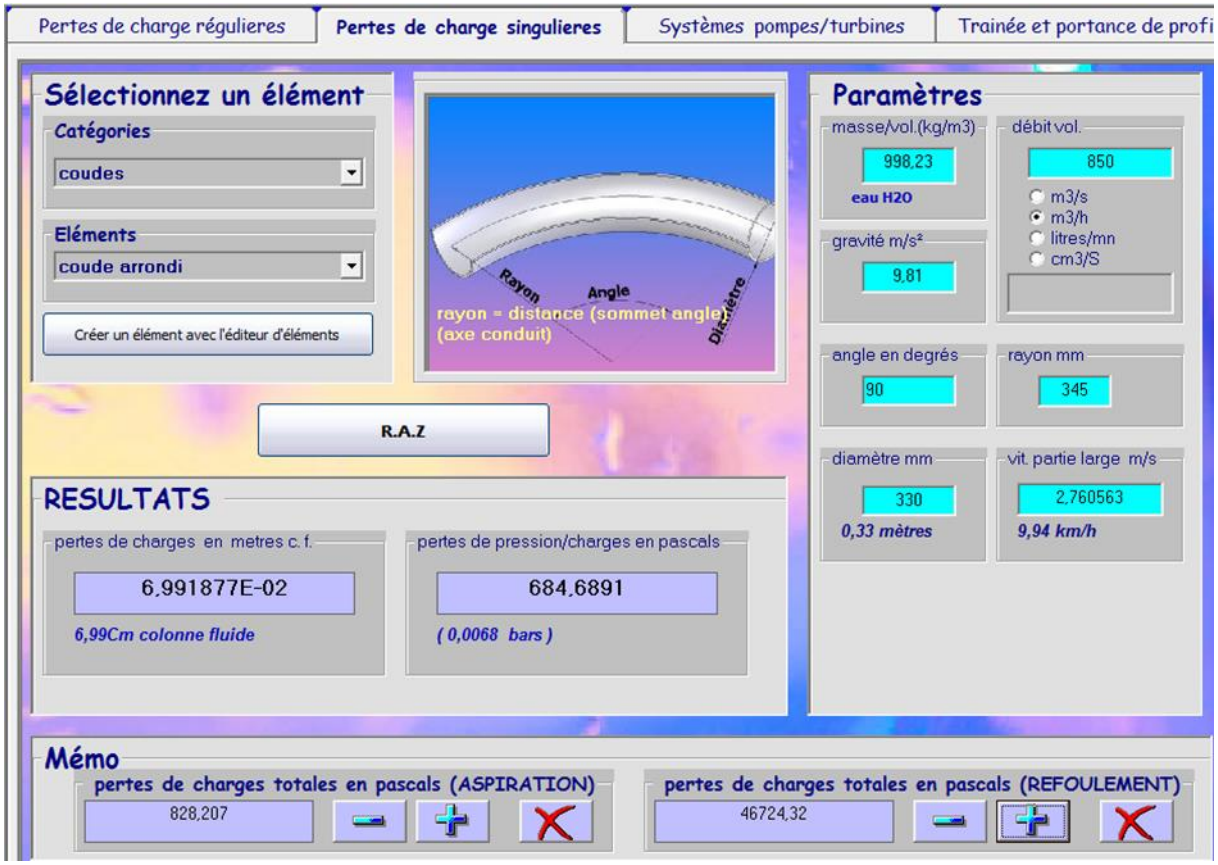


Figure III.7. Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans le 4 coude 90°

- **Cas 01 Coude 45° :**
  - **Paramètres étude pertes de charge singulières**
  - **Cas étudié : coude arrondi**

- Masse volumique = 998,23 kg/m^3

- Débit = 0,2361111m^3/s

- Gravité = 9,81 m/s²

- Diamètre partie large = 330 mm

- Vitesse du fluide partie large = 2,760563 m/s

- Angle du coude arrondi = 45 °

- **pertes de charges calculées**

- Coefficient de pertes de charge déterminé : k =0,1823499
- Pertes de charges singulières en mètres colonne de fluide = $7{,}082747.10^{-2}$
- Pertes de charges singulières en pascals = 693,5877
- Pertes de charges singulière en Bars = 0,0069

➢ **Cas 02 coudes 45° :**

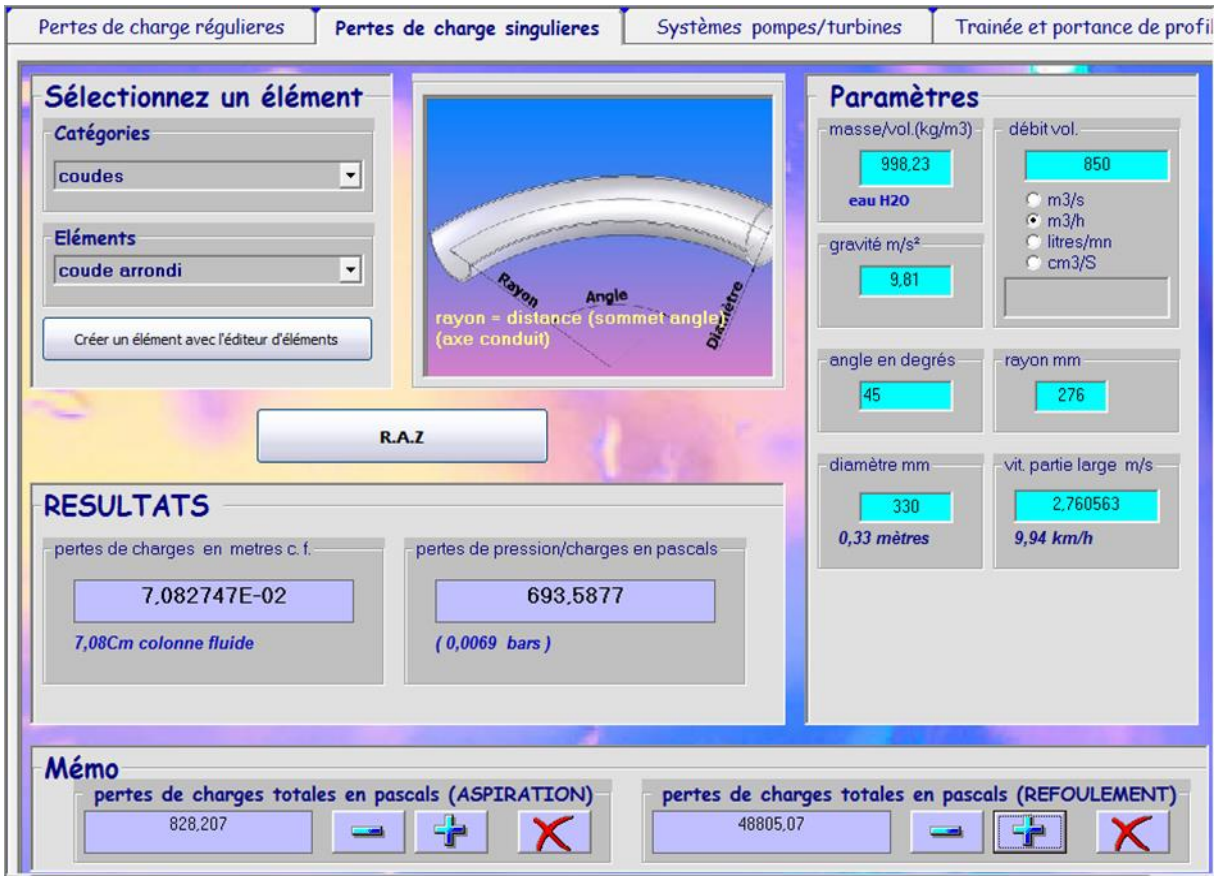


Figure III.8. Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans le 3 coude 45°

➢ **Cas vanne pneumatique**

- **Cas étudié : vanne papillon**

- **Paramètres étude pertes de charge régulières**

- Masse volumique = 998,23 kilogrammes/mètres cubes.

- Débit = 0,2361111mètres cubes/secondes.
- Gravité = 9,81 mètres/s².
- Diamètre partie large = 330 mm
- Vitesse du fluide partie large = 2,760563 mètres/s
- Papillon tourné à 50 degrés de la trajectoire du fluide

- **pertes de charges calculée**

- Coefficient de pertes de charge déterminé : k =33
- Pertes de charges singulières en mètres colonne de fluide = 12,8177
- Pertes de charges singulières en pascals = 125519,1
- Pertes de charges singulières en Bars = 1,2552

Figure III .9. Résultats de simulation des pertes de charge régulières dans la vanne pneumatique

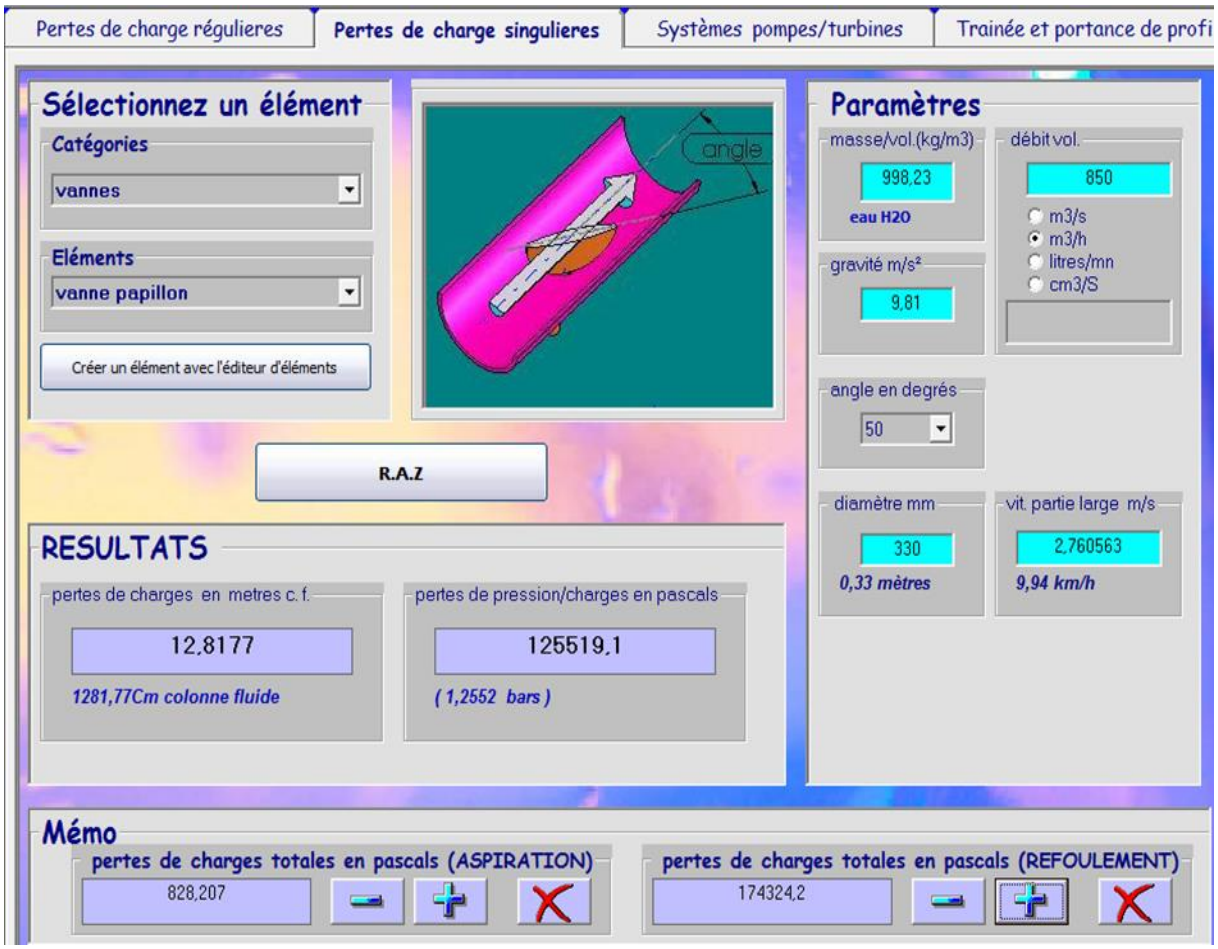


Figure III .9. Résultats de simulation des pertes de charge régulières dans la vanne pneumatique

----- **Cas étudié : vanne opercule(N^0 1)**

- Masse volumique = 998,23 kilogrammes/mètres cubes
- Débit = 0,2361111mètres cubes/secondes
- Gravité = 9,81 mètres/s²
- Diamètre partie large = 330 mm
- Vitesse du fluide partie large = 2,760563 mètres/s
- Opercule fermé sur 1/8 du diamètre

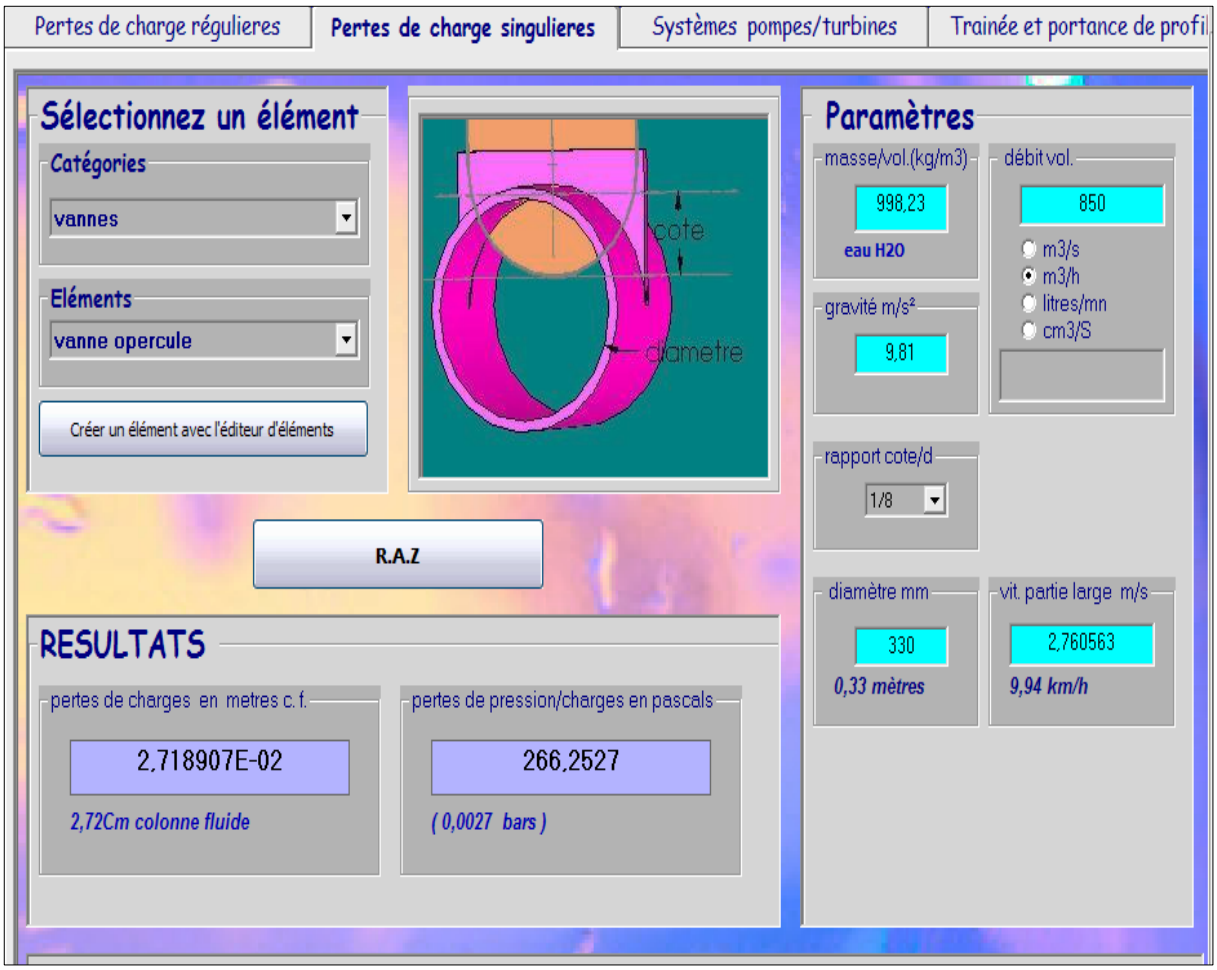


Figure III .10. Résultats de simulation des pertes de charge dans régulières la vanne opercule($N^0$1)

------ PERTES DE CHARGES CALCULEES -----

- Coefficient de pertes de charge déterminé : k =0,07
- Pertes de charges singulières en mètres colonne de fluide = 2,718907E-02 mètres
- Pertes de charges singulière en pascals = 266,2527 Pascals
- Pertes de charges singulière en Bars = 0,0027 bars

----- Cas étudié : vanne opercule (N^0 2)

- Masse volumique = 998,23 kilogrammes/mètres cubes
- Débit = 0,2361111mètres cubes/secondes
- Gravité = 9,81 mètres/s²

- Diamètre partie large = 330 mm

- Vitesse du fluide partie large = 2,760563 mètres/s

- Opercule fermé sur 6/8 du diamètre

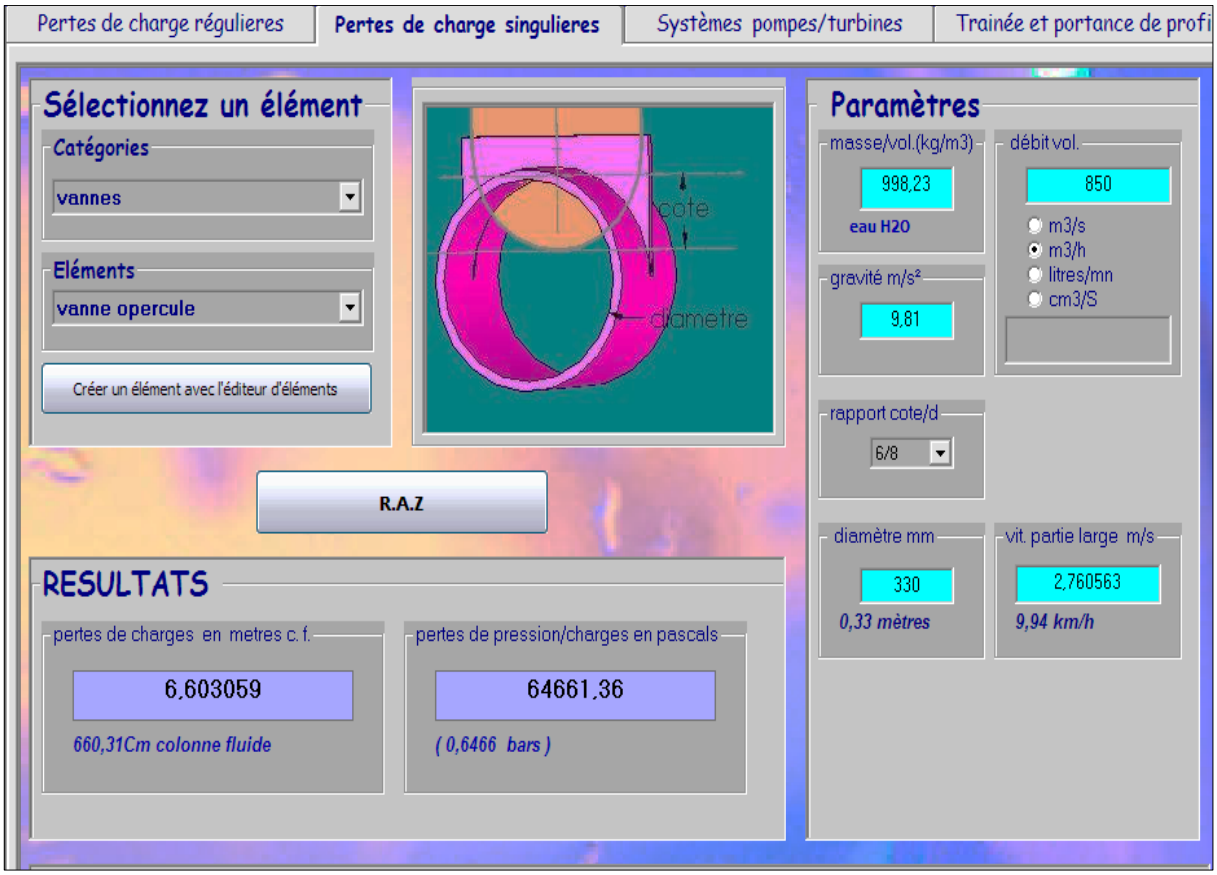


Figure III .11. Résultats de simulation des pertes de charge régulières dans la vanne opercule($N^0 2$)

------ PERTES DE CHARGES CALCULEES -----

- Coefficient de pertes de charge déterminé : k =17

- Pertes de charges singulières en mètres colonne de fluide = 6,603059 mètres

- Pertes de charges singulière en pascals = 64661,36 Pascals

- Pertes de charges singulière en Bars = 0,6466 bars

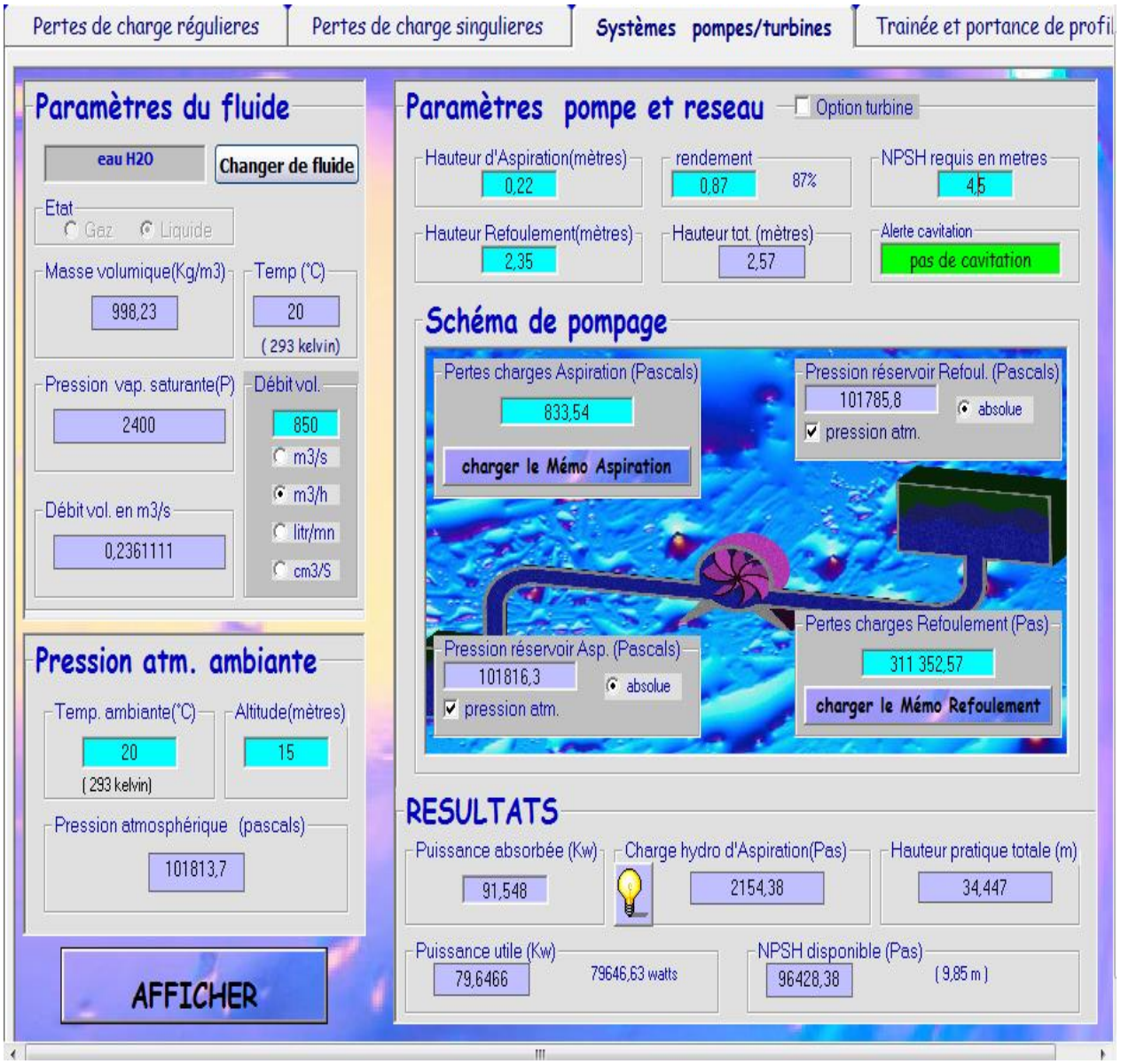


Figure III .12. Résultats de simulation des paramètres pompe / turbine

----- RESULTATS DE SIMULATION DES PARAMETRES POMPE / TURBINE -----

----- PARAMETRES ATMOSPHERIQUES -----

- Température ambiante = **20 °celcius**(293 kelvin)
- Altitude = **15 mètres**
-Pression atmosphérique= **101813,7 Pascals**

----- PARAMETRES DU FLUIDE -----

- Débit = **0,2361111 mètres cubes/secondes**
- Masse volumique = **998,23 kilogrammes/mètres cube**
- Pression vapeur saturante=**2400 Pascals**(pression d'évaporation du fluide à une température donnée)

----- PARAMETRES DU RESEAU -----

- Pression réservoir aspiration = **101816,3 Pascals**
- Pression réservoir refoulement = **101785,8 Pascals**
- Hauteur d'aspiration = **0,22 mètres**

  Cote verticale de l'axe de pompe/turbine à la surface du fluide aspiré

  Valeur négative si l'axe de la pompe/turbine est plus bas que la surface du fluide aspiré

- Hauteur de refoulement = **2,35 mètres**

  C'est la cote verticale de l'axe de pompe/turbine à la surface du fluide refoulé

  Valeur négative si l'axe de la pompe/turbine est plus haut que la surface du fluide refoulé

- Hauteur TOTALE = **2,57 mètres**
- Pertes charges conduit aspiration= **833,54 Pascals**

  Totale des pertes de charges régulières et singulières du conduit d'aspiration

- Pertes charges conduit refoulement = **311352,6 Pascals**

total des pertes de charges régulieres et singulieres du conduit de refoulement

- Charge hydrostatique = **2154,38 Pascals**

pression de résitance à l'aspiration due à la hauteur de colonne de fluide aspiré

- Hauteur pratique totale = 34,447 mètres

Hauteur pratique d'élévation totale=(pertes charges + hauteur d'aspiration +
Hauteur refoulement + pression réservoirs)

----- PARAMETRES DE LA POMPE -----

- NPSH $_{requis}$ de la pompe = **4,5 mètres**

  Le NPSH $_{requis}$ varie suivant les pompes de 0,5 à 3. (Données fournies par le constructeur)

- NPSH disponible de la pompe en pascals = **96428,38 Pascals**
- NPSH disponible de la pompe en m.c.f. = **(9,85 m) m.c.f**

  Le NPSH disponible donne la chute de pression disponible avant cavitation

  Si le NPSH disponible est inférieur au NPSH requis pour la pompe la pompe cavité

  Si le NPSH disponible est inférieur ou égal à zéro c'est le conduite qui cavité

- Rendement de la pompe =**0,87**
- Puissance absorbée = **91,548 kilowatts**
- Puissance utile = **79,64663 kilowatts**

  La puissance utile est la puissance communiquée par la pompe au fluide

D’apres les paramètres de simulation **LA POMPE NE CAVITE PAS**

Chapitre IV :

Modélisation et Optimisation par MSR

IV.1INTRODUCTION

L'impulseur joue un rôle important dans la performance d'une pompe centrifuge, en particulier pour une pompe centrifuge de forte puissance. Par conséquent, pour améliorer le rendement d'une pompe centrifuge, l'optimisation du l'impulseur à ailettes est proposée dans ce chapitre. Ce dernier est consacré à présenter les valeurs des résultats de simulation à l'aide du logiciel *MecaFlux* pour la détermination des modèles mathématiques des différents phénomènes étudiés. Ces modèles permettent d'exprimer la relation entre les caractéristiques du l'impulseur (angle d'entrée d'aube (β_1), largeur d'entrée de l'aube (b_1), largeur de sortie de l'aube (b_2) et l'angle d'enroulement de l'aube (φ)) et les performances de la pompe centrifuge étudiée (le rendement et la puissance) on utilisant le plan de Taguchi (9 essais). Dans cette étude toutes les fonctions de réponse dans le système dépendent du même ensemble des variables contrôlables et qu'elles peuvent être représentées par des modèles polynômiales de régression du même degré dans une certaine région d'intérêt. La prochaine étape est d'obtenir différent optimum des réponses estimées dans la région de simulation par l'entremise de la fonction de désirabilité. En maximisant cette fonction, nous pouvons arriver à un ensemble de conditions de fonctionnement appropriées à un optimum compromis.

IV.2. LES DONNEES DE DEPART

D'après la fiche technique et la documentation du bureau technique en ce qui concerne les principaux paramètres de conception et géométriques de la pompe centrifuge **DEMIGN WDM** (Modèle 15M -277).

TableauIV.1 Principaux paramètres de conception et géométriques de la pompe centrifuge.

Impulseur (Roue)	
Diamètre d'entrée	D_1= 80 (mm)
Diamètre de sortie	D_2= 210 (mm)
Largeur d'entrée de l'aube	b_1 = 34 (mm)
Largeur de sortie de l'aube	b_2= 20 (mm)
Angle d'entrée l'aube	$\beta_{1=}$ 32 (°)
Angle de sortie l'aube	$\beta_{2=}$32(°)
Angle d'enroulement de l'aube	φ = 115 (°)
Nombre d'aube	Z = 6

Données	
Vitesse de rotation	N=1750 (tr/min)
Vitesse spécifique	Ns= 76
Débit	Q= 1000 (m^3/h)
Hauteur manométrique	HM= 20 (m)

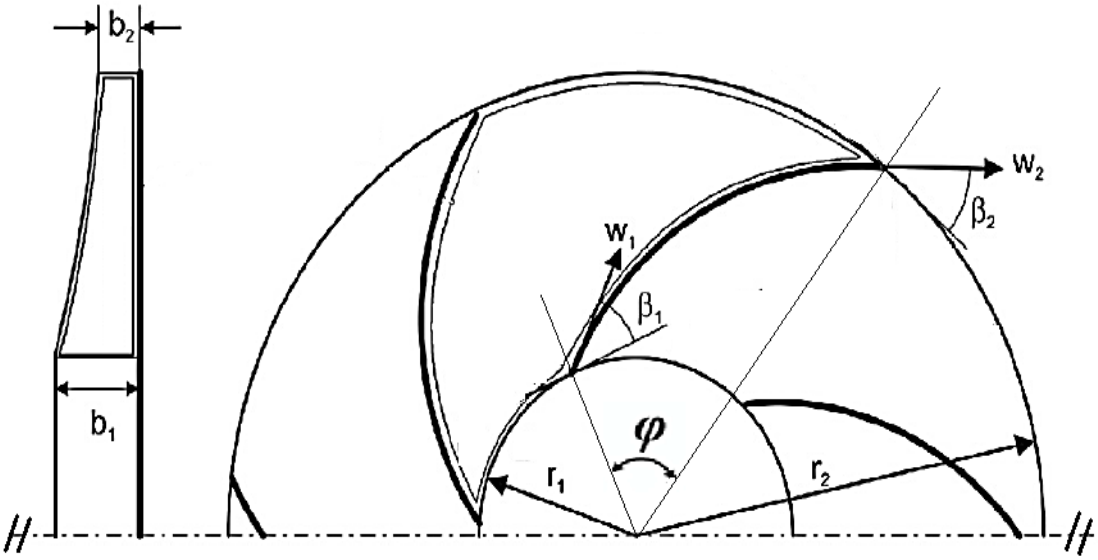


Figure IV.1. Quatre paramètres de l'impulseur à aube étudié

IV.3 Planification la simulation

La planification de l'expérience joue un rôle très important en exécutant les expériences avec la ressource disponible à l'aide du logiciel « **DESIGN-EXPERT 7.0.0**». Nous proposons l'optimisation d'un système de réponses multiples (le rendement et la puissance) en fonction des quatre (04) principales caractéristiques du l'impulseur, Angle d'entrée l'aube (β_1), Largeur d'entrée de l'aube (b_1), Largeur de sortie de l'aube (b_2) et Angle d'enroulement de l'aube (φ). La ***Méthodologie des Surfaces de Réponse*** (**MSR**) a été utilisée pour modéliser et analyser les caractéristiques du l'impulseur afin d'obtenir les performances de la pompe. Dans la MSR, la forme quantitative du rapport d'entrée entre la réponse observée et les variables indépendantes peut être représentée comme suit :

$$Y = F(\beta_1, b_1, b_2, \phi) \quad \text{(IV. 1)}$$

Où Y est la réponse observée et F est la fonction de réponse (ou surface de réponse). Dans procédure de l'analyse, on a proposé l'approximation *de Y* en utilisant le modèle polynomial

de second ordre adapté pour la régression qui s'appelle le modèle quadratique. Le modèle quadratique *de Y* peut être écrit comme suit :

$$Y = a_0 + \sum_{i=1}^{4} a_i X_i + \sum_{i=1}^{4} a_{ii} X_i^2 + \sum_{i<j}^{4} a_{ij} X_i X_j \quad \text{(IV.2)}$$

Où Y est la réponse observée, a_0, a_i, a_{ij}, a_{ii} représentent respectivement le terme constant, les coefficients des termes linéaires, des termes représentant les interactions entre variables et des termes quadratiques. Les X_i représentent les variables indépendantes, ou bien paramètres de coupe étudiés.

$$X_1 = \frac{\beta_1 - \beta_{10}}{\Delta\beta_1} \quad \text{(IV.3)}$$

$$X_2 = \frac{b_1 - b_{10}}{\Delta b_1} \quad \text{(IV.4)}$$

$$X_3 = \frac{D_1 - D_{10}}{\Delta D_1} \quad \text{(IV.5)}$$

$$X_4 = \frac{\varphi - \varphi_0}{\Delta\varphi} \quad \text{(IV.6)}$$

Où X_1, X_2, X_3 et X_4 sont les variables codées des paramètres respectivement de β_1, b_1, b_2 et φ. β_{10}, b_{10}, b_{20} et φ_0 sont les valeurs de β_1, b_1, b_2 et φ au niveau zéro (0). $\Delta\beta_1$, Δb_1 Δb_2 et $\Delta\varphi$ sont les intervalles de la variation respectivement de β_1, b_1, b_2 et φ . Le rendement (η) et la puissance (*pa*) indiquée respectivement comme Y_1, Y_2, Y_3 et Y_4, ont été analysées comme réponse.

Tableau IV.2 Plan composite centrée avec cinq (05) points centré (9 essais).

Plan Composite à face centré				
N°	**Facteurs**			
	β_1 (º)	**b_1 (mm)**	**b_2 (mm)**	**φ (º)**
1	1	3	3	2
2	1	2	2	2
3	2	1	2	3
4	3	3	2	1
5	3	2	1	3
6	3	1	3	2
7	2	2	3	1
8	1	1	1	1
9	2	3	1	2

L'utilisation du modèle quadratique de *F* dans ce chapitre devait non seulement étudier au-dessus de l'espace entier de facteur, mais localiser également la région d'être observée où la réponse s'approche de la valeur optimale. Les données nécessaires pour établir les modèles de réponse sont généralement rassemblées par la planification expérimentale. Dans ce chapitre, la collection des données expérimentales a adopté le plan composite centré (PCC) avec 9 essais et composé de cinq points (05) centraux (niveau codés égale à 0) qui est le point médian entre les niveaux Max et Min (Tableau IV.1).

Tableau IV.3 Caractéristiques du l'impulseur et leurs niveaux.

Symbole	Facteurs	Unité	Niveaux		
			1	2	3
b_1	Largeur d'entrée de l'aube	mm	30	34	38
b_2	Largeur de sortie de l'aube	mm	18	20	24
β_1	Angle d'entrée l'aube	(°)	29	32	35
φ	Angle d'enroulement de l'aube	(°)	110	115	120

Tableau IV.4 Les résultats obtenus du rendement et de la puissance

n°	Facteurs				Rendement(%)	Puissance (KW)
	b_1 (mm)	b_2(mm)	β_1 (°)	φ (°)	η (%)	Pa (Kw)
1	30	24	35	120	75.21	76.34
2	30	20	32	115	77.68	73.24
3	34	18	32	120	78.82	72.70
4	38	24	32	110	80.49	69.07
5	38	20	29	120	81.07	67.33
6	38	18	35	115	82.93	64.01
7	34	20	35	110	77.54	70.75
8	30	18	29	110	76.22	74.97
9	34	24	29	115	78.36	71.01

Le tableau IV.3 montre les niveaux des quatre caractéristiques du l'impulseur de la pompe. Pour déterminer les facteurs qui ont un effet statiquement significatif sur les performances de la pompe étudiés en utilisant le l'analyse de la variance (ANOVA). Cette analyse a été exécutée pour un intervalle de confiance (IC) égale à 95%. Les caractéristiques du l'impulseur (β_1, b_1, b_2 et φ) et les performances de la pompe η (%) et Pa (KW) sont montrés dans le tableau IV.4.

Les valeurs obtenues du rendement et de la puissance ont été utilisées pour déterminer les facteurs et les interactions significatifs. Les modèles empiriques sont développés afin de déterminer la corrélation entre les caractéristiques du l'impulseur et les performances de la pompe centrifuge verticale, le rendement et de la puissance. En plus, les surfaces de réponse des facteurs significatifs correspondant à chaque analyse (ANOVA) ont été présenté. Ces surfaces de réponse fournissent une analyse des facteurs les plus significatifs liés aux rendements et à la puissance sous les conditions étudiées.

IV.4 Interprétation des résultats

IV.4.1 Sensibilité du rendement en fonction de $b1$, b_2,β_1 et φ

Le tableau IV.5 présente une analyse de la variance ANOVA afin de connaitre les facteurs et les interactions qui ont un effet significatif. La méthode des moindres carrés est employée pour l'analyse de la variance (ANOVA) à l'aide du logiciel « **DESIGN-EXPERT 7.0.0**». Les résultats de cette technique statistique sont présentés. Le tableau de l'analyse ANOVA est généralement effectué sur les paramètres mesurés en vue d'évaluer les effets principaux des facteurs ainsi que ceux de leurs interactions sur les réponses étudiées. Le "***F-valeur***" du modèle est calculé à partir la moyenne de la somme des carrés du modèle divisé par la moyenne de la somme des carrés des résidus.

TableauIV.5 Analyse de la variance ANOVA pour le rendement

Source	SCE	Ddl	CM	F-valeur	Prob.	Cont. %
Modèle	44.25	7	6.32	1.91	0.5070	–
b_1	22.42	1	22.42	6.78	0.2335	**47.14**
b_2	0.17	1	0.17	0.050	0.8595	**0.3547**
β_1	*5.315E-003*	1	*5.315E-003*	*1.607E-003*	0.9745	**0.0111**
φ	0.71	1	0.71	0.22	0.7235	**1.492**
$b_1 \times b_2$	0.032	1	0.032	*9.827E-003*	0.9371	**0.0672**
$b_1 \times \beta_1$	0.87	1	0.87	0.26	0.6988	**1.8292**
$b_1 \times \varphi$	0.000	0	-	-	-	**0.000**
$b_2 \times \beta_1$	0.30	1	0.30	0.092	0.8126	**0.630**
$b_2 \times \varphi$	0.000	0	-	-	-	**0.000**
$\beta_1 \times \varphi$	0.000	0	-	-	-	**0.000**
Erreur	0.091	6	0.015	–	–	–
Totale	47.56	8	–	–	–	100 %

En outre, si "***P-valeur***" du modèle est très petit (inférieur à 0.05) alors les limites dans le modèle ont un effet significatif sur la réponse. L'analyse des résultats montre que Angle

d'entrée l'aube (β_1) et l'interaction à deux niveaux de Angle d'entrée l'aube et la Largeur d'entrée de l'aube ($\beta_1 \times b_1$), Largeur d'entrée de l'aube et Largeur de sortie de l'aube ($b_1 \times b_2$), Largeur d'entrée de l'aube et angle d'enroulement de l'aube ($b_1 \times \varphi$), Largeur de sortie de l'aube et l'Angle d'entrée l'aube ($b_2 \times \beta_1$), Largeur de sortie de l'aube et l'Angle d'enroulement de l'aube ($b_2 \times \varphi$), Largeur d'entrée de l'aube et l'Angle d'enroulement de l'aube ($\beta_1 \times \varphi$) ont tous un effet significatif sur le rendement (η). Le pourcentage de la contribution donne une meilleure compréhension pour l'interprétation des résultats,

Le graphique de probabilité normale des résidus du rendement illustré dans la figure (IV.2), et indiqué que les résidus (erreur) se trouvent très proche par rapport la ligne droite de la normalité, prouve que les limites mentionnées dans le modèle du premier degré sont les seuls

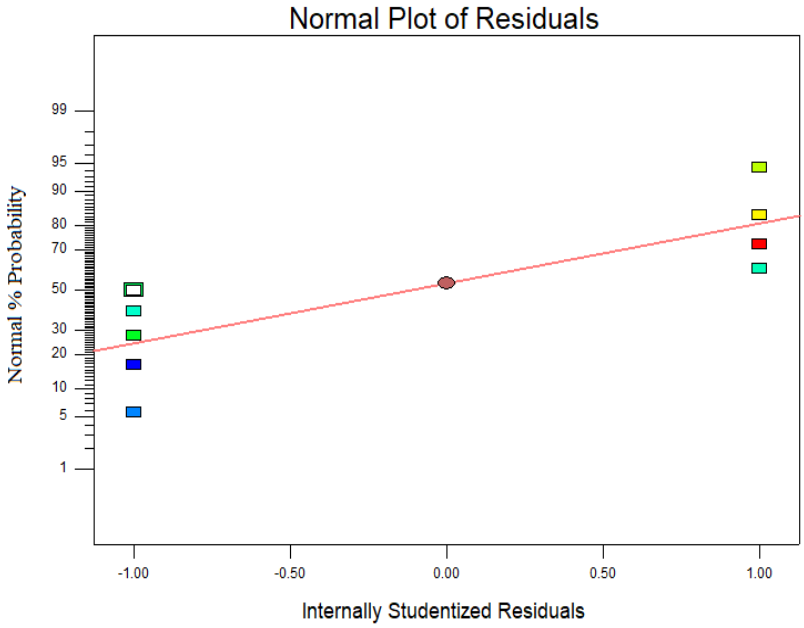


Figure IV.2. Probabilités normales des résidus du rendement(η)

VI.4.2 Analyse de régression pour le rendement (η)en fonction de β_1, b_1, b_2 et φ

L'analyse de régressions linéaires multiples du rendement(η) en fonction des caractéristiques du l'impulseur (β_1, b_1, b_2 et φ)et leurs interactions qui ont un effet significatif donne l'équation du modèle (IV.7) en termes **de facteurs codés** avec un coefficient de détermination (R^2 = 98 %).

$$\boldsymbol{\eta} = 78.68 + 2.41X_1 - 0.24X_2 + 0.044X_3 + 0.75X_4 + 0.19X_1X_2 + 0.93X_1X_3 - 0.39X_2X_3 \quad \text{(IV.7)}$$

Pour déterminer les modèles de prédiction, un décodage est nécessaire. Ce décodage consiste à transformer les variables codées X_i en variables naturelles et il se fait par l'intermédiaire des équations (IV.3), (IV.4), (IV.5) et (IV.6).

Finalement, après décodage, l'équation du modèle de prédiction du rendement(η) en fonction des **facteurs réels** et leurs interactions qui ont un effet significatif, est la suivante :

$$\eta = 57.99881+0.64083b1-0.21274b2+1.66667.10^{-3}\beta_1 +0.028333\ \varphi \qquad \text{(IV.8)}$$

La valeur du coefficient de détermination R^2 pour le modèle du rendement (η) égale à 0.9305 Cela signifie que 98% des variations du niveau du rendement(η) sont expliquées par ce modèle et que 2% restent par conséquent inexpliquées. La valeur du coefficient de détermination ajusté de ce modèle du rendement (η) est R^2ajusté = 95,5%. Il représente une correction du R^2 qui permet de prendre en compte le nombre de variables utilisées dans le modèle. Ces deux coefficients montrent une bonne corrélation entre ce modèle et les données de simulation. La figure IV.3 montre une comparaison entre les valeurs estimées du rendement(η) par les équations du modèle développé et les valeurs observées.

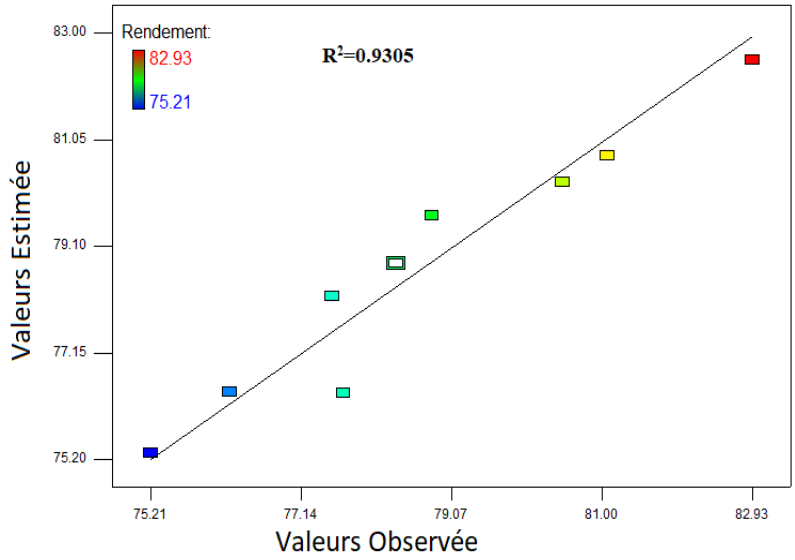


Figure IV.3. Corrélation des valeurs mesurés et estimés du rendement(η)

VI.4.3 Évolution de la puissance (Pa)en fonction de β_1, b_1, $b_2$et φ

Le tableau IV.6 présente une analyse de la variance ANOVA afin de connaitre les facteurs et les interactions qui ont un effet significatif. L'analyse des résultats montre que l'angle d'entrée l'aube (β_1) et l'interaction à deux niveaux la Largeur d'entrée de l'aube et l'angle d'enroulement de l'aube ($b_1 \times \varphi$), ont tous un effet significatif sur la puissance (Pa). Le pourcentage de la contribution donne une meilleure compréhension pour l'interprétation des

résultats, qui prouve que l'Angle d'entrée l'aube (β_1) est le facteur le plus influant avec une contribution de 33.13% suivi par l'interaction à deux niveaux de la largeur d'entrée de l'aube et l'angle d'enroulement de l'aube ($b_1 \times \varphi$) avec une contribution de 16.43%.

TableauIV.6 Analyse de la variance ANOVA pour la puissance

Source	SCE	ddl	CM	F-valeur	Prob.	Cont. %
Modèle	112.46	7	16.07	2.76	0.4338	–
b_1	44.43	1	44.43	7.63	0.2211	**37.478**
b_2	2.11	1	2.11	0.36	0.6549	**1.783**
β_1	1.13	1	1.13	0.19	0.7363	**0.955**
φ	2.07	1	2.07	0.36	0.6576	**1.750**
$b_1 \times b_2$	3.92	1	3.92	*0.67*	0.5624	**3.314**
$b_1 \times \beta_1$	2.250E-004	1	2.250E-004	3.865E-005	0.9960	**0.0000211**
$b_1 \times \varphi$	0.000	0	-	-	-	**0.000**
$b_2 \times \beta_1$	1.64	1	1.64	0.28	0.6895	**1.386**
$b_2 \times \varphi$	0.000	0	-	-	-	**0.000**
$\beta_1 \times \varphi$	0.000	0	-	-	-	**0.000**
Erreur	0.091	6	0.015	–	–	–
Totale	118.28	8	–	–	–	100 %

Le graphique de probabilité normale des résidus de La puissance illustré dans la figure (IV.4), et indiqué que les résidus se trouvent très proche par rapport la ligne droite de la normalité, prouve que les limites mentionnées dans le modèle du premier degré sont les seuls facteurs significatifs. La normalité semble acceptable en plus les coefficients de corrélation très élevés.

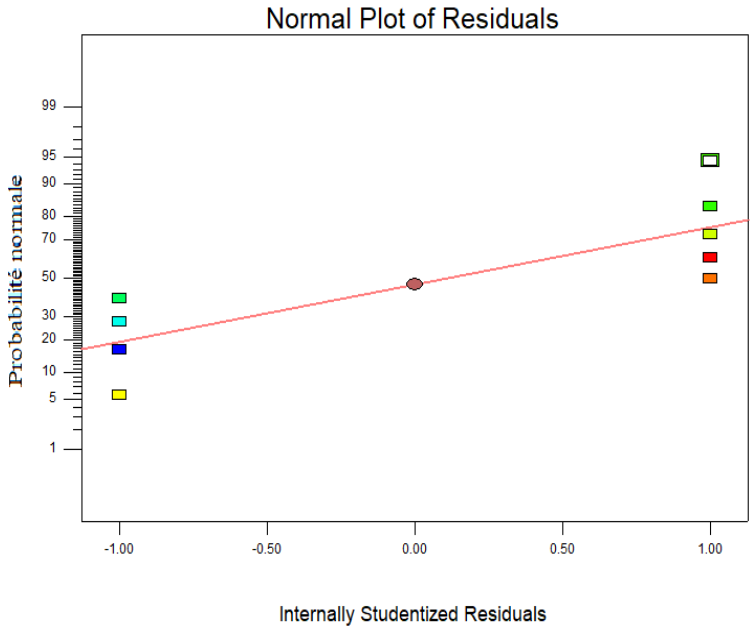


Figure IV.4. Probabilités normales des résidus de la puissance (*Pa*)

VI.4.4 Analyse de régression pour la puissance (*Pa*) en fonction de β_1, b_1, b_2 et φ

L'analyse de régressions multiples de la puissance (*Pa*) en fonction des caractéristiques du l'impulseur (β_1, b_1, b_2 et φ) et leurs interactions qui ont un effet significatif donne l'équation du modèle (IV.9) en termes **de facteurs codés** avec un coefficient de détermination (R^2 = 95.08%).

$$Pa = 71.14 - 3.39X_1 + 0.85X_2 + 0.64X_3 + 1.29X_4 + 2.04X_1X_2 - 0.015X_1X_3 + 0.91X_2X_3 \text{.....(IV. 9)}$$

Pour déterminer les modèles de prédiction, un décodage est nécessaire. Ce décodage consiste à transformer les variables codées X_i en variables naturelles et il se fait par l'intermédiaire des équations (IV.3), (IV.4), (IV.5) et (IV.6).

Finalement, après décodage, l'équation du modèle de prédiction de la puissance (*Pa*) en fonction des **facteurs réels** et leurs interactions qui ont un effet significatif, est la suivante :

$$Pa = 97.19770 - 1.00583.b1 + 0.28643.b2 - 0.12278.\beta_1 + 0.052667.\varphi \quad \text{(IV.10)}$$

La valeur du coefficient de détermination R^2 pour le modèle de la puissance (*Pa*) égale à 0.9508. Cela signifie que 91% des variations du niveau de la puissance (*Pa*) sont expliquées

Par ce modèle et que 9% restent par conséquent inexpliquées (incertain). La valeur du coefficient de détermination ajusté de ce modèle de la puissance (*Pa*) est R^2ajusté=85,6%. Il représente une correction du R^2 qui permet de prendre en compte le nombre de variables utilisées dans le modèle. Ces deux coefficients montrent une bonne corrélation entre ce modèle et les données de simulation.

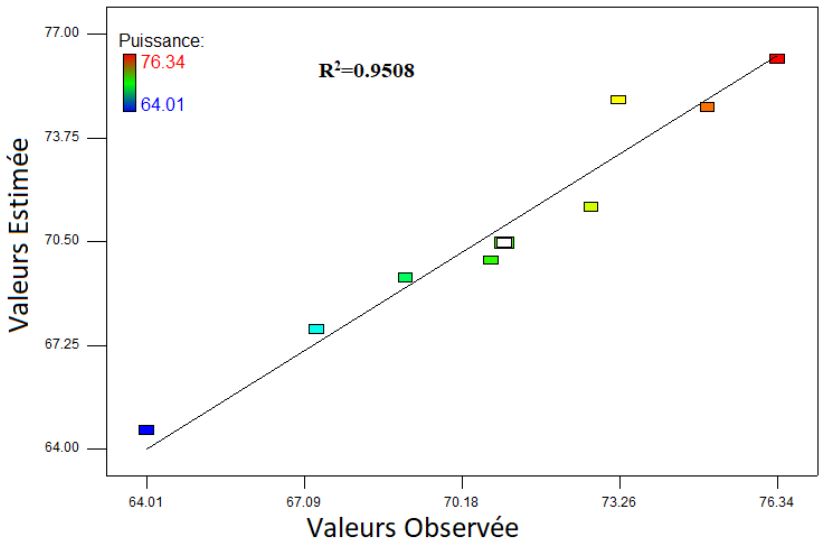


Figure IV.5. Corrélation des valeurs mesurés et estimés de la puissance (*Pa*)

La figure IV.5 montre une comparaison entre les valeurs estimées de la puissance (*Pa*) par les équations du modèle développé et les valeurs observées.

IV.4.5 3D Surfaces de réponses

Les graphiques des surfaces de réponses et ses contours obtenus pour les caractéristiques du l'impulseur significatifs en fonction les performances de la pompe, le rendement et la puissance.

Les figures IV.6 –IV.9 montrent la variation du rendement (η) et la puissance (*Pa*) avec les caractéristiques du l'impulseur notamment l'angle d'entrée l'aube (β_1), Largeur d'entrée de l'aube (b_1), Largeur de sortie de l'aube (b_2) et l'angle d'enroulement de l'aube (φ). Les figures IV.6 présente la variation du rendement (η) avec l'angle d'entrée d'aube (β_1) et la largeur d'entrée d'aube (b_1).

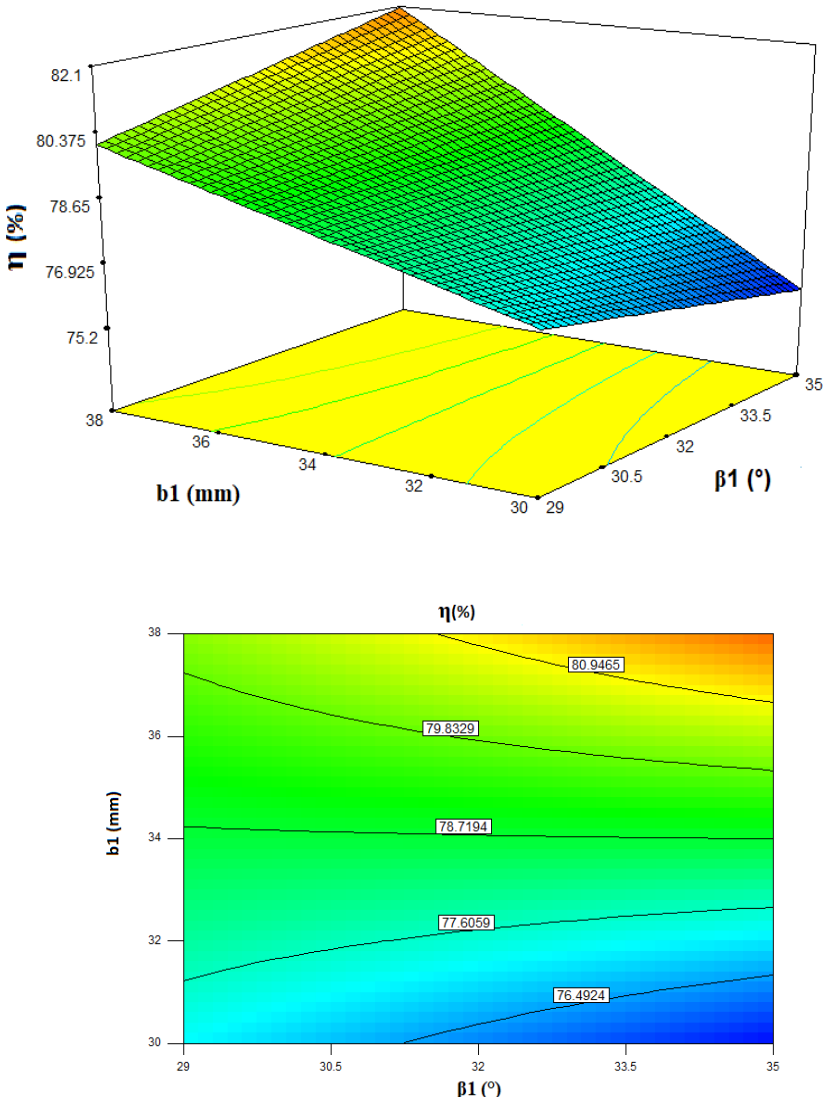


Figure IV.6. Effet angle d'entrée de l'aube ($\boldsymbol{\beta_1}$) et la largeur d'entrée du l'aube ($\boldsymbol{b_1}$) sur le rendement($\boldsymbol{\eta}$)

Dans ces figures, on observe que l'angle d'entrée d'aube (β_1) le plus significatif sur le rendement (η) et sa variation est très élevée une fois comparée avec les autres caractéristiques du l'impulseur l'angle d'entrée d'aube (β_1). La valeur du rendement(η) augmente progressivement avec la diminution de la largeur d'entrée l'aube (b_1) quel que soit les valeurs de l'angle d'entrée l'aube (β_1). La figure IV.7 montre la variation du rendement avec la largeur d'entrée de l'aube (b_1) et, On remarque que la largeur d'entrée de l'aube (b_1) à un impact plus significatif sur rendement. Le rendement ne change pas beaucoup avec la largeur d'entrée de l'aube (b_1) pour la gamme très faible de l'angle d'enroulement de l'aube (φ), mais tend à augmenter presque avec l'augmentation l'angle d'enroulement de l'aube (φ), à des petites valeurs de largeur d'entrée de l'aube (b_1). Cette figure clairement indiqué qu'un meilleur rendement peut être réalisé pour la plus grande valeur d'angle d'enroulement de l'aube (φ)à très petite largeur d'entrée de l'aube (b_1).

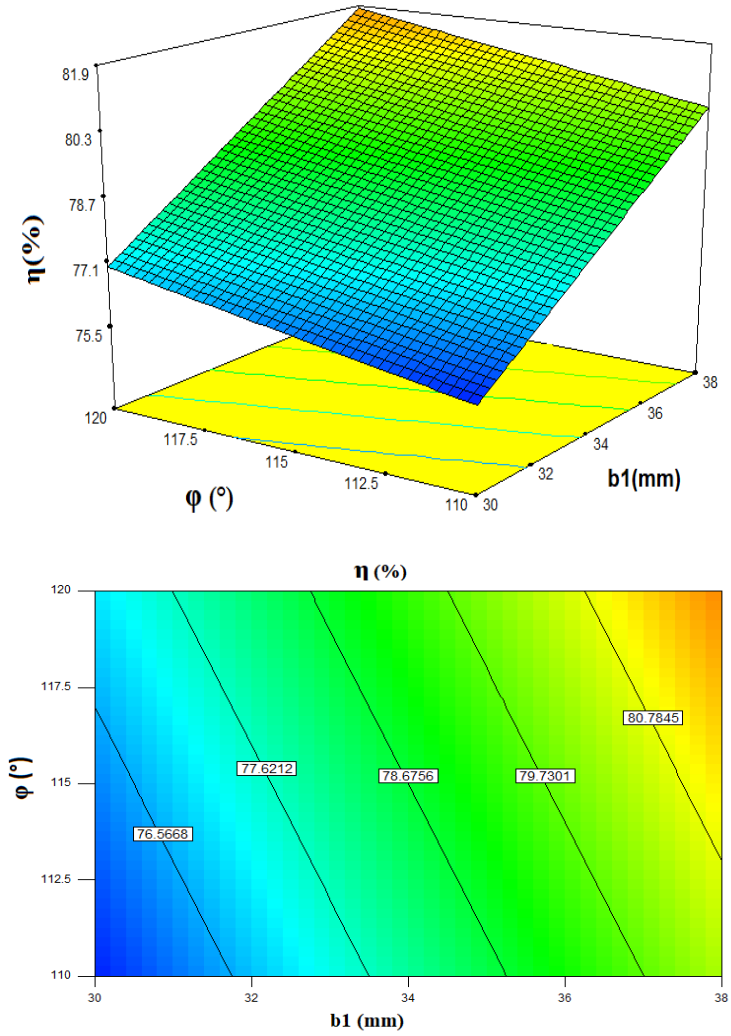


Figure IV.7. Effet de la largeur d'entrée (b_1) et l'angle d'enroulement du l'aube (φ) sur le rendement (η)

La variation de la puissance (*Pa*) avec l'angle d'entrée l'aube (β_1) la largeur d'entrée du l'aube (b_1) est montrée dans la figure IV.8. Dans cette figure, on le confirme que l'angle d'entrée de l'aube (β_1) un effet significatif très important sur la puissance (*Pa*). Cette dernière affichée les valeurs des augmentations de la puissance (*Pa*) avec l'augmentation la largeur d'entrée du l'aube (b_1). Les valeurs de la puissance (Pa) est presque constante au minimum valeur de l'angle d'entrée de l'aube (β_1) pour n'importe quel niveau de largeur d'entrée du l'aube (b_1) mais l'augmentation de la puissance (Pa) est remarquée pour des valeurs élevées.

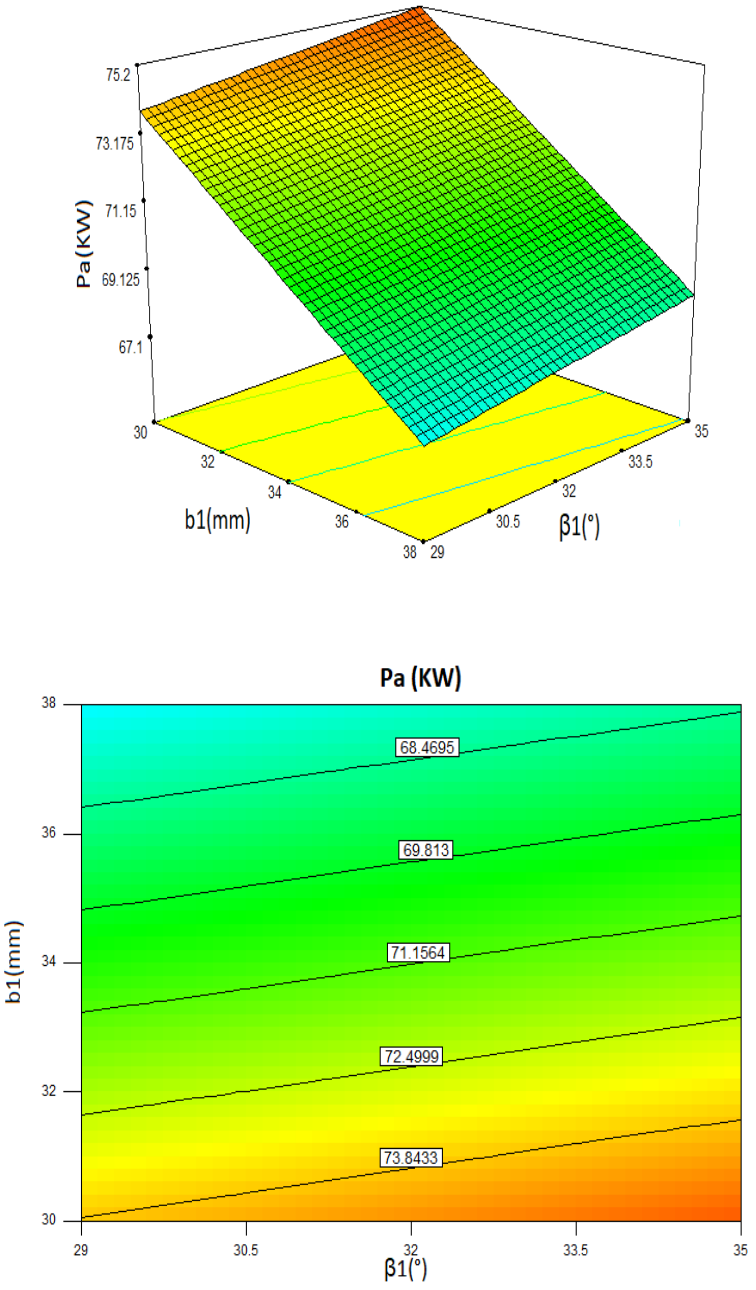


Figure IV.8. Effet l'angle d'entrée de l'aube (β_1) et Largeur d'entrée de l'aube (b_1) sur la puissance (Pa)

La figure IV.9 présente la variation de la puissance (Pa) avec l'angle d'entrée de l'aube (β_1) et le Largeur de sortie de l'aube (b_2). Pour des valeurs très élevées de l'angle d'entrée l'aube (β_1) et le Largeur de sortie de l'aube (b_2), la puissance (Pa) est considérablement élevée. En plus, on observe que l'angle d'entrée l'ailette (β_1) est le facteur le plus significatif sur la puissance (Pa). Les valeurs de la puissance (Pa) est presque constante au minimum valeur l'angle d'entrée l'aube (β_1) pour n'importe quel niveau du Largeur de sortie de l'aube (b_2) mais l'augmentation de la puissance (Pa) est remarquée pour des valeurs élevées.

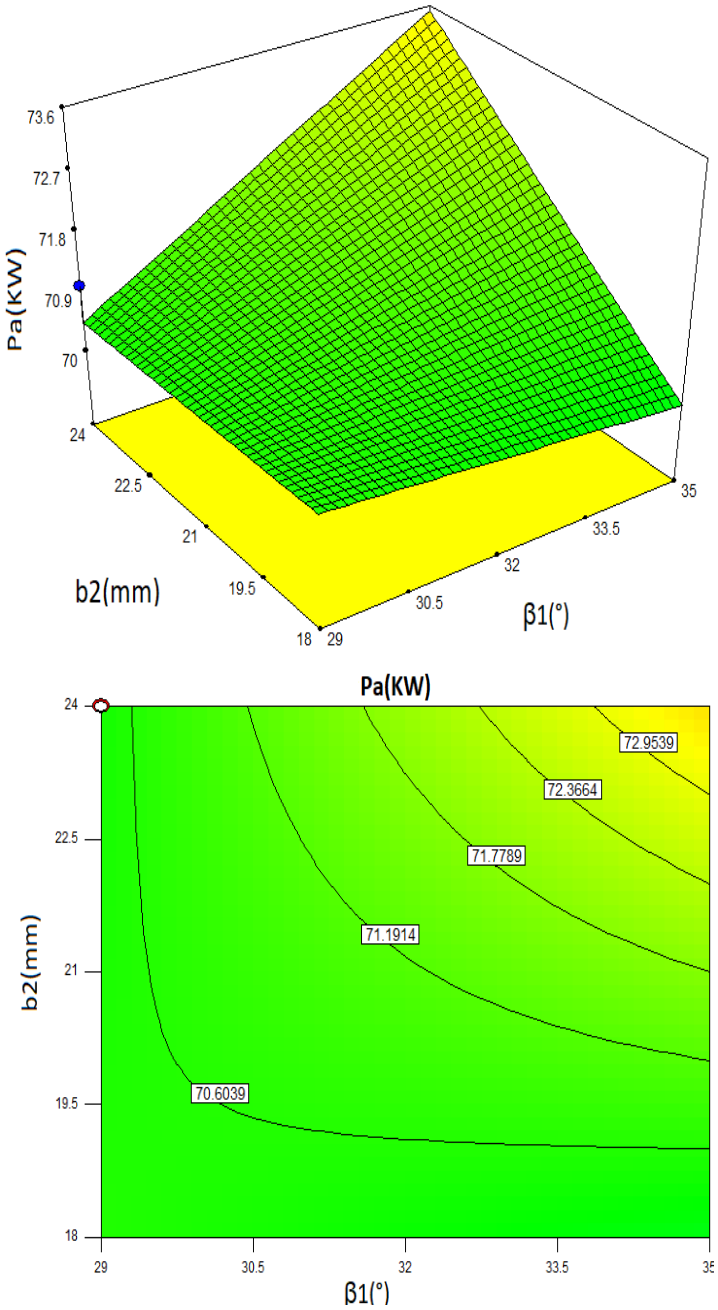


Figure IV.9. Effet de l'angle d'entrée de l'aube (β_1) et le Largeur de sortie de l'aube (b_2) sur la puissance (*Pa*).

IV.5 Optimisation des caractéristiques de l'impulseur

La dernière technique d'optimisation simultanée de plusieurs réponses d'un système est la fonction de désirabilité. Cette fonction permet d'imposer des critères supplémentaires tels que les limites inacceptables et la sévérité avec laquelle la réponse doit rester près de la zone désirée. En partant de plusieurs équations exprimant des réponses différentes et ayant des facteurs communs, il s'agit de synthétiser ces fonctions en une seule, nommée la réponse composite ou désirabilité. Par la suite, il suffit de l'optimiser par les techniques habituelles de surface de réponse. Une telle méthode devient pratiquement nécessaire lorsque l'analyse comporte plus de trois facteurs. Notre objectif est de trouver les valeurs optimales des caractéristiques du l'impulseur (β_1, b_1, b_2 et φ) produire le plus grand rendement (ŋ) avec minimum puissance (Pa) afin d'améliorer les performances de la pompe centrifuge. Compte tenu de la planification du plan d'expérience, nous déterminerons des équations de prédiction à partir des équations générées, qui permettent de prédire les résultats pour un ensemble de réglages choisis. De même, il est possible de trouver les réglages correspondants aux réponses optimales. Dans notre travail, ceci revient à l'optimisation simultanée des réponses (ŋ et Pa) illustré par le système suivant :

$$DF = \left(\prod_{i=1}^{n} d_i^{wi} \right)^{\frac{1}{\sum_{j-1}^{n} wi}} \qquad \textbf{(IV.11)}$$

$$F(x) = -DF$$

Dans l'équation (VI.11) w_i, d_i et i sont des variables ciblées par l'utilisateur en fonction de leur expérience permettant à celui-ci d'indiquer les limites de la fonction de désirabilité autour de la valeur cible (T_i) pour une réponse i.

- Pour atteindre une valeur spécifique de T_i, la fonction élémentaire de désirabilité d_i calculé par les équations suivantes :

$$di = 0 \quad \text{Si} \quad Y_i \le Min_i$$

$$di = \left[\frac{Yi - Min_i}{T_i - Min_i} \right] \quad \text{Si} \quad Min_i \le Y_i \le T_i \qquad \textbf{(IV.12)}$$

$$di = \left[\frac{Yi - Max_i}{T_i - Max_i} \right] \quad \text{Si} \quad T_i \le Y_i \le Max_i$$

$$di = 0 \quad \text{Si} \quad Y_i \ge Max_i$$

Les quantités Min_i et Max_i représentent les limites de désirabilité pour la réponse *i.* L'approche de la fonction de désirabilité repose en effet sur l'utilisation de la méthodologie de la surface de réponse pour la modélisation polynomiale de chaque réponse $Y_i(x)$, par une substitution des polynômes dans les équations (IV.12) et (IV.13), afin de faire encore une substitution par les désirabilités individuelles dans l'équation (IV.11). Finalement, il reste une seule fonction objective pour chercher la solution *x*, tout en maximisant la désirabilité totale $F(x)$.

- Pour une maximisation, la fonction élémentaire de désirabilité pour la réponse Y_i calculé par les équations suivantes :

$$di = 0 \quad \text{Si} \quad Y_i \le Min_i$$

$$di = \left[\frac{Yi - Min_i}{Max_i - Min_i} \right] \quad \text{Si} \quad Min_i \le Y_i \le Max_i \qquad \textbf{(IV.13)}$$

$$di = 1 \text{ Si } Y_i \ge Max_i$$

- Pour une minimisation, la fonction élémentaire de désirabilité pour la réponse Y_i calculé par les équations suivantes :

$$di = 1 \quad \text{Si} \quad Y_i \le Min_i$$

$$di = \left[\frac{Max_i - Y_i}{Max_i - Min_i} \right] \quad \text{Si} \quad Min_i \le Y_i \le Max_i \qquad \textbf{(IV.14)}$$

$$di = 0 \quad \text{Si} \quad Y_i \ge Max_i$$

$$D = \frac{\sum_{i=1}^{p} w_i \cdot \left| d_i(Y_i) - d_i(T_i) \right|}{p} \qquad \textbf{(IV.15)}$$

Avec :

– $d_i(Y_i)$ est la désirabilité individuelle pour la réponse Y_i

– $d_i(T_i)$ est la désirabilité individuelle ciblée T_i pour chaque réponse

Pour refléter la différence possible dans l'importance des différentes réponses, la dernière innovation consiste à peser les réponses, et donc donner les degrés d'importance correspondants à chaque réponse selon l'importance d'une réponse par rapport aux autres. Ainsi, dans notre étude la fonction de désirabilité globale sera évaluée par l'entremise de l'équation (IV.15), où le degré d'importance W_i sont tels que :

$$\sum_{i=1}^{p} w_i = 1 \qquad \textbf{(IV.16)}$$

Où :

W_i est le degré d'importance pour chaque réponse individuelle.

Voici une synthèse de cette technique d'optimisation simultanée de plusieurs réponses employées dans ce chapitre :

– À partir des estimations, Y_i, déterminer les fonctions élémentaires de désirabilité, d_i, en chaque point du plan d'expérimentation pour chaque réponse, selon qu'il s'agira d'un problème de maximisation ou d'une minimisation à l'aide des équations (IV.13) ou (IV.14).

– Évaluer la fonction de désirabilité globale en chaque point du plan de simulation, pour chaque réponse à l'aide de l'équation (IV.15).

Les contraintes utilisées pendant le processus d'optimisation sont illustrées dans le tableau IV.7. Les solutions optimales sont rapportées dans le tableau (IV.8) par ordre de niveau décroissant de désirabilité. La valeur de désirabilité 0.950 correspond à la meilleure valeur du rendement avec minimales puissance dans la gamme des caractéristiques du l'impulseur indiquée.

Tableau IV.7 Les contraintes pour optimisation des paramètres d'usinage

Condition	Objectif	Limite inférieure	Limite supérieure
Largeur d'entrée de l'aube (mm)	Intervalle	30	38
Largeur de sortie de l'aube (mm)	Intervalle	18	24
Angle d'entrée l'aube (°)	Intervalle	29	35
Angle d'enroulement de l'aube (°)	Intervalle	110	120
Rendement (%)	Maximisé	75.21	82.93
Puissance (KW)	Minimisé	64.01	76.34

Le problème revient à maximiser la fonction de désirabilité (D) qui est la fonction objective sous les contraintes des variables. Le tableau suivant illustre les réglages optimums des caractéristiques du l'impulseur.

Tableau IV.8 les conditions optimales

Solution N°	b_1 (mm)	b_2 (mm)	β_1(°)	φ (°)	η (%)	*Pa*(Kw)	Désirabilité
1	38	18	35	113.269	82.2449	64.12	0.950
2	38	18.0031	35	113.717	82.312	64.247	0.950
3	38	18	34.9904	112.808	82.171	64.01	0.950
4	38	18	35	115.279	82.5479	64.64	0.950
5	38	18.0001	34.9905	114.92	82.4895	64.5534	0.949

Le tableau IV.9 montre les intervalles de prévision optimale des réponses correspondant aux conditions optimales des caractéristiques du l'impulseur dans le tableau IV.8. Le graphique de la solution optimal désiré est donné dans la figure V-9. Cette figure montre la valeur maximale de désirabilité et les valeurs des caractéristiques du l'impulseur (β_1, b_1, b_2 etφ) pour obtenir les meilleures valeurs des performances de la pompe centrifuge étudiée (le rendement et la puissance).

Tableau IV.9 Les intervalles de prévision optimale des réponses (ŋ et Pa)

Réponse	Prédiction	95% IC Min	95% IC Max	95% IP Min	95% IP Max
Rendement (ŋ)	82.5479	60.01	105.09	50.27	114.83
Puissance (Pa)	64.6447	34.73	94.55	21.81	107.48

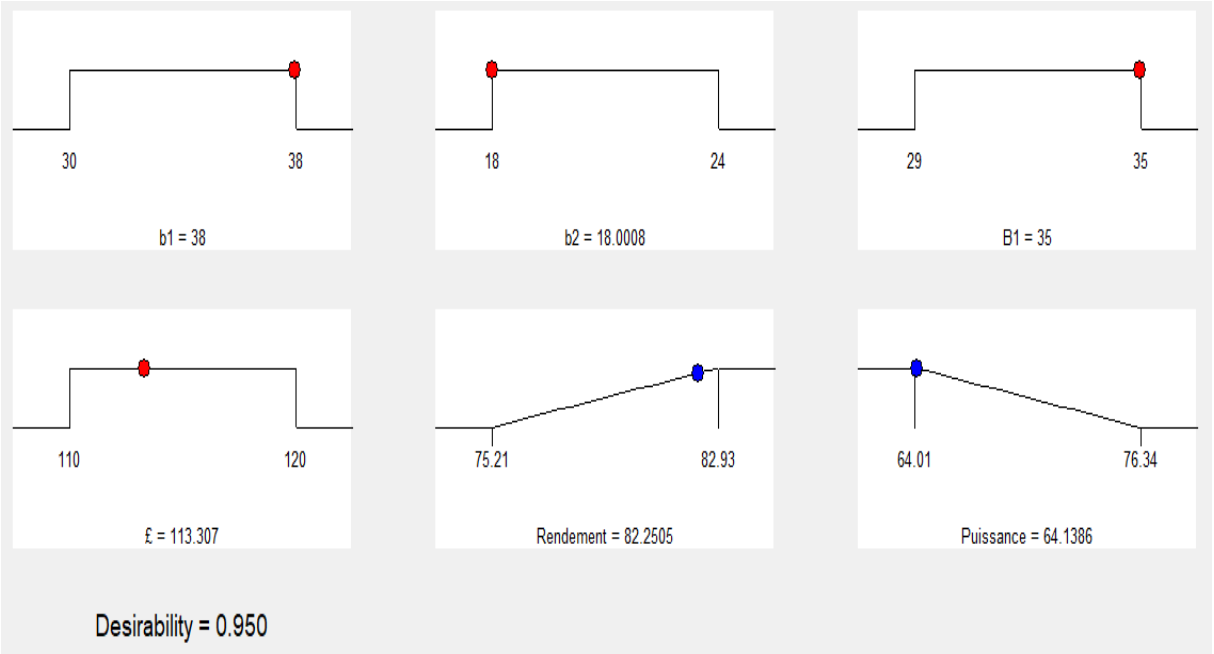


Figure IV.10. Diagramme d'optimisation de réponses multiples de Rendement (ŋ) et de la Puissance (Pa)

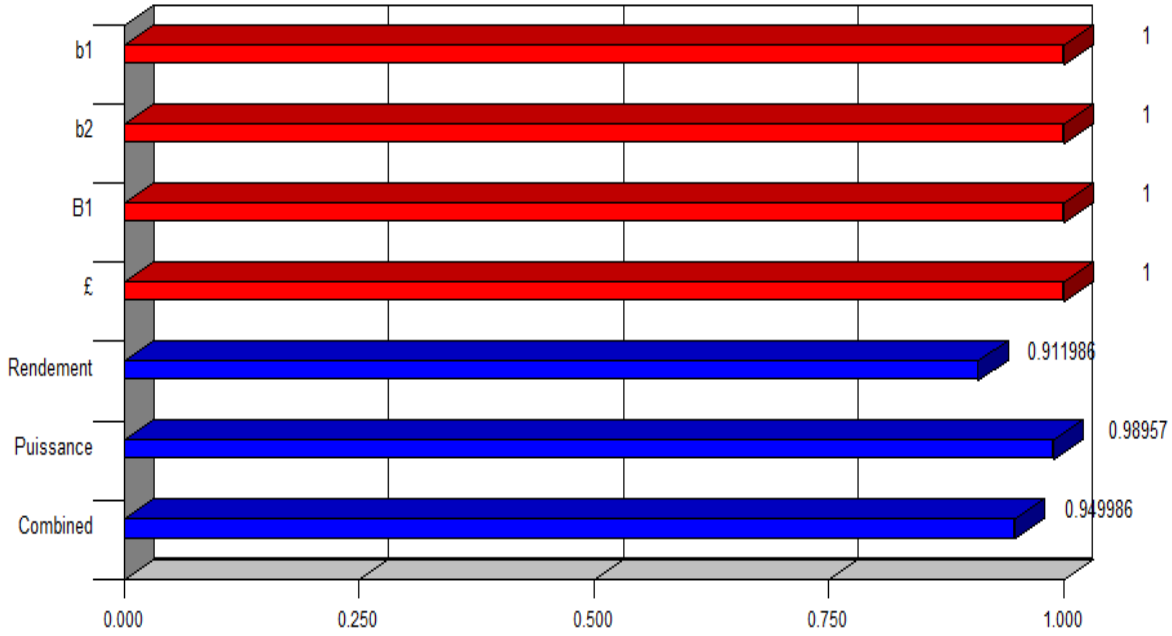


Figure IV.11. Diagramme de désirabilité du Rendement (ŋ) et de la Puissance (Pa)

CONCLUSION GENERALE

Une étude théorique et de simulation ont été élaborées sur une pompe centrifuge à un seul étage. Dans la partie étude théorique, un calcul hydraulique a été effectué pour déterminer les caractéristiques dimensionnelles de l'élément principal de la pompe. Dans la dernière partie de ce mémoire la méthodologie des surfaces de réponse (MSR) a été utilisée pour étudié et analyser les caractéristiques de l'impulseur de la pompe centrifuge étudier et leurs interactions qui ont un effet statiquement significatif lors des essais de simulation, des modèles de régressions multiples sont associé à l'optimisation la fonction désirabilité. L'objectif principal de cette étude est de déterminer les caractéristiques de l'impulseur optimale afin améliorer les performances de la pompe centrifuge étudiée (le rendement et la puissance).

Les conclusions de ce chapitre sont les suivantes :

• Les résultats des calculs hydrauliques ont été comparés avec celles de la simulation. On remarque que les résultats obtenus étaient satisfaisants, puisqu'elles avoisinent ceux fournis par la note de calcul du fournisseur, qui mène au bon fonctionnement de la pompe.

• le rendement augmente avec l'augmentation de l'angle d'enroulement de l'ailette (φ) et de largeur d'entrée de l'ailette (b_1).

• Le pourcentage de la contribution donne une meilleure compréhension pour l'interprétation des résultats, qui prouve que la largeur d'entrée de l'ailette (b_1) est le facteur le plus influant sur le rendement avec une contribution de 47,14%.

• D'une manière générale, l'angle d'entrée l'ailette (β_1) et l'interaction à deux niveaux de la largeur d'entrée de l'ailette et l'angle d'enroulement de l'ailette ($b_1 \times \varphi$) sont les paramètres prépondérants qui affectent la puissance.

• Les essais de normalité sur les résidus des modèles de régression linéaire multiples s'assurent que les modèles ont extrait toute l'information applicable à partir des essais de simulations, et ces derniers valident également l'adéquation des modèles développés.

• En comparant les valeurs de simulation et prédites du rendement et de la puissance, on remarque qu'ils sont en bonne corrélation.

• Les valeurs optimales caractéristiques de l'impulseur pour obtenir meilleur rendement avec minimum puissance sont : angle d'enroulement de l'ailette (φ), 113.26 **º,** angle d'entrée

d'ailette (β_1), 35 **°,** largeur de sortie de l'ailette (b_2), 18 mm et la largeur d'entrée de l'ailette (b_1) , 38 mm; avec le rendement estimée de 82.24 % et pour la puissance de 64.12 kw.

[1] Poulain, Jean. 2001. “Pompes Rotodynamiques. Fonctionnement.” Techniques de L’ingénieur. Génie Mécanique B4302 : B4302. 1–B4302. 24.

[2] BASCAL BIGOT, "Cours : Les Pompes", 2011.

[3] *Séminaire Pompes centrifuges*, Ecole de Boumerdès, *IAP*, 2014.

[4] LAUNAY .J, et PERROTIN .G, « Stations de pompage, Liquides à pression moyenne »,

[5] BONNIN, J., 1977 « hydrauliques urbaines appliquées aux agglomérations de petite et moyenne importance ». Ed. EYROLLES. Paris 219p.

[6] WARD .D, 2002, « Pompes et amorceurs », Centre de Secours de Divonne-les Bains.Ed.Eyrolles.Paris.

[7] THERMEXCEL, 2004, « Dimensionnement pompes », <http://www.thermexcel.com/french/ressourc/mot pump.htm>. Consulté le (19/11/2012).

[8] TERRIEZ. JM, « Cours de mécanique de fluide » [en ligne], Grenoble France, <http://iut-tice.uif-grenoble.fr/tice-espaces/gmp/fp/Cours/FL CH6.pdf> consulté le [19/11/2012).

[9] DUPONT .A, 1969 « Hydraulique urbaine, Ouvrages de transport-élévation et distribution des eaux », tome II, Ed. Eyrolles, Paris.

[10] ALOUI .F, 2001, « Cours & TP en Ligne ». Université de Nantes [en ligne], Nantes France, < http://www.sciences.univ-nantes.fr/sites/fethi aloui/>. Consulté le (19/11/2012).

[11] POULAIN, J.; LAPRAY, J-F., 2000 « techniques de l’ingénieur », traité génie mécanique. B4 300-1 à 11 ; B4 302 -1 à 24; B4 304-1 à 23; B4 306-1 àl0; B4 308-1 à 16; B4 313-1 à 16.Edition PYC. France.

[12] DUPONT, A., 1988 « Hydraulique urbaine ». tome2: Ouvrages de transport - Elévation et distribution des eaux 6°ed. Ed .Eyrolles. Paris 477p.

[13] LE LEC.P, 1966 « Transport des fluides pompes», Université de Nancy .36p.

[14] G.tayeb et D.ferhat, mémoire fin d’étude " les pompes centrifuge ", Faculté de Technologie, Département d’Hydraulique 2013.

[15] Jeau Héng, l'usine nouvelle Série, estion industrielle Pratique de la maintenance préventive. Dunud, Paris, 2002

[16] G. Taguchi and Y. Wu, Introduction to off-line quality control, Central Japan Quality Control Association (1985).

[17] J. Goupy, Plans d'expériences pour surface de réponse (1999).