

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
CENTRE UNIVERSITAIRE « SALHI AHMED » DE NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE TECHNOLOGIE
MEMOIRE DE MASTER

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Energétique

Intitulé de Mémoire

Réalisation d'un programme calculant les dimensions
de la roue d'une pompe centrifuge monocellulaire

Présenté par :

Moussaoui Izzeddine

Benzellat Abdelwahab

Devant le jury composé de :

Mr. Belabed Zakaria	MCB	Ctr Univ Naama	Président
Mr. Medjahed Driss Meddah	MAA	Ctr Univ Naama	Encadreur
Mr. Khatir Toufik	MCA	Ctr Univ Naama	Examineur

Année universitaire 2017-2018

Remerciements

*Je tiens à remercier infiniment notre encadreur Dr. **Medjahed Driss Meddah** pour avoir accepté de diriger cette recherche et de nous avoir accompagnés avec un mot d'encouragement optimiste dans un domaine vaste et difficile mais à la fois passionné et passionnant.*

J'adresse aussi mes plus fervents remerciements Monsieur Le Président de notre jury et aux autres membres du Jury.

- *A tous mes Amis...*
- *A toi aussi Cher Lecteur....*

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail

A mes chers parents.

A tous mes frères et mes sœurs.

A tous mes amis.

A mon coéquipier Abd El Wahab

Azeddine

.....

.....

.....

Abd El Wahab

Résumé :

nous avons consacré cette recherche à l'achèvement d'un programme qui nous permet de calculer la pompe centrifuge monocellulaire.

Cette recherche et concentrera sur une introduction et une conclusion, ainsi que quatre chapitres, la première est une étude théorique de la turbomachine, ensuite le dimensionnement de la pompe centrifuge monoce, puis fournira l'interface du logiciel utilisé par l'étudiant et finalement le détails du programme réalisé.

Mots-clès : turbomachine, pompe centrifuge, Visuel Basic .

Abstract :

we have devoted this research to the completion of a program that allows us to calculate the single-cell centrifugal pump.

This research and will focus on an introduction and a conclusion, as well as four chapters, the first is a theoretical study of the turbomachine, then the sizing of the monoce centrifugal pump, then provide the interface of the software used by the student and finally the details of the program carried out.

Keywords : turbomachine, centrifugal pump, Visual Basic.

ملخص :

لقد خصصنا هذا البحث لإكمال برنامج يسمح لنا بحساب مضخة الطرد المركزي ذات الخلية المفردة.

هذا البحث وسيركز على مقدمة وخاتمة ، بالإضافة إلى أربعة فصول ، الأولى هي دراسة نظرية عن التوربوماشين ، ثم دراسة أحجام مضخة الطرد المركزي أحادية اللون ، ثم توفير واجهة البرنامج المستخدم من قبل الطالب وأخيراً تفاصيل البرنامج جسدت .

Sommaire

<i>Remerciement</i>	<i>I</i>
<i>Sommaire</i>	<i>III</i>
<i>Introduction Générale</i>	<i>01</i>
<i>Chapitre I</i>	
<i>Généralités sur les turbomachines</i>	
i.1) généralité	<i>02</i>
i.2) turbomachines	<i>02</i>
i.2.1) classification des turbomachines	<i>03</i>
i.2.2) type des turbomachines	<i>03</i>
i.2.3) fonction et domaine d'utilisation des turbomachines	<i>03</i>
i.3) classification des pompes	<i>04</i>
a) pompes volumétriques	<i>05</i>
b) pompes centrifuges et axiales	<i>06</i>
i.4) les différents types de pompes centrifuges	<i>07</i>
a) pompes centrifuges multicellulaires	<i>07</i>
b) pompes centrifuges monocellulaires	<i>07</i>
i.5) construction, classification et fonctionnement d'une pompe centrifuge	<i>08</i>
i.5.1) constitution des pompes centrifuges	<i>08</i>
i.5.2) classification pompes centrifuges	<i>09</i>
i.5.3) principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge	<i>10</i>
i.6) théories générales	<i>10</i>
a) hauteur	<i>10</i>
b) rendement	<i>11</i>
c) puissance	
<i>Chapitre II</i>	
<i>Etude théorique de la pompe</i>	
ii.1) triangle des vitesses	<i>13</i>
ii.2) rôle de la roue	<i>15</i>

ii.3) role du diffuseur	17
Chapitre III	
Dimensionnement de la roue d'une pompe	
iii.1) pompes semblables	19
ii.2) lois de similitude	19
iii.3) formules de transposition	21
iii.4) vitesse spécifique	23
iii.5) courbes caractéristiques d'une pompe	24
iii.6) vitesse spécifique	25
iii.7) calcul des rendements	25
a) rendement hydraulique	25
b) rendement volumétrique	25
c) rendement mécanique	26
iii.8) calcul de la puissance	26
a) puissance totale absorbée	26
b) puissance mécanique	26
c) puissance effective	26
iii.9) dimensionnement de la roue	26
a) diamètre de l'arbre	27
b) diamètre de l'ouïe d_0	28
c) section libre de l'ouïe a_0	29
d) section du moyeu A_h	29
e) section total de l'ouïe A'_0	29
iii.9.1) caractéristiques géométriques a l'entrée	30
a) calcul du diamètre d_1	30
b) vitesse périphérique	30
c) angle de l'aube β_1	30
d) calcul du pas d'entrée	31
e) la composante périphérique s_{u1}	31
f) coefficient de rétrécissement φ_1	31
g) section d'entrée a_1	31
h) largeur d'aube b_1	31

<i>iii.9.2) les paramètres de sortie</i>	32
<i>a) composante méridienne de la vitesse à la sortie de la roue</i>	32
<i>b) angle de sortie de l'aube β_2</i>	32
<i>c) vitesse périphérique à la sortie u_2</i>	32
<i>d) calcul du pas sortie</i>	33
<i>e) la composante périphérique s_{u2}</i>	33
<i>f) coefficient de rétrécissement de sortie φ_2</i>	33
<i>g) section de sortie</i>	33
<i>h) largeur d'aube b_2</i>	33
<i>iii.10) tableau des résultats</i>	34
<i>Chapitre IV</i>	
<i>Application Visual Basic</i>	
	36
IV.1) introduction sur les logiciel visual Basic	36
VI.2-Présentation de Visual Basic	36
IV.3) historique	37
I VI.4-Fonctionnalités du langage Visual Basic	38
VI.5-Possibilités de Visual Basic	39
VI.6. Organigramme	40
VI.8.Aperçu général de l'application	43
IV.9) Feuille de menu	43
VI.10.présentation de feuilles de calcul	44
VI.11 : Etude paramétrique	46
<i>Conclusion générale</i>	52
<i>Symboles</i>	53
<i>Références bibliographiques</i>	56
<i>Annexe</i>	57

Introduction générale

Les recherches théoriques et expérimentales sur les turbomachines sont loin d'être achevées, en effet la construction des machines hydrauliques est parvenu à un niveau très élevé, mais elles n'en continuent pas moins à faire l'objet de nombreuses recherches expérimentales et numériques qui tendent à améliorer l'allure de leurs courbes caractéristiques et accroître leur rendement et leur fiabilité.

Dans ce travail le lecteur trouvera les fondements théoriques de dimensionnement de la roue d'une pompe centrifuge qui est l'une des types des machines hydrauliques les plus importantes, une théorie d'Euler qui illustre la théorie des triangles des vitesses, la similitude des pompes et les problèmes d'exploitations connus pour ce type de machine.

Un calcul Matlab détaillé du dimensionnement de la roue d'une pompe centrifuge est également présenté dans ce travail afin de montrer l'intérêt de l'approche numérique dans le domaine de calcul.

Chapitre I

I.1) GENERALITE :

Nous appelons pompes les machines servant à élever les liquides ou les mélanges d'un liquides avec des corps solides d'un niveau inférieur à un niveau supérieur, ou à refouler les liquides d'une région à faible pression vers une région à haute pression ; le fonctionnement d'une pompes consiste à produire une différence de pression entre la région d'aspiration (d'entrée du liquide) et la région de refoulement (de sortie du liquide) de l'organe actif (piston, roue) de la pompe.

La défiance essentielle entre les pompes et les autres élévateurs (véhicules) de liquide (par exemple les appareils à jet) est que les pompes sont pourvues d'un organe actif qui sépare la région d'aspiration de la région de refoulement.

Les pompes transmettant aux liquides qu'elles véhiculent l'énergie mécanique provenant d'une source d'énergie extérieure quelconque ; à l'intérieur de la pompe se produit donc un accroissement d'énergie du liquide. L'énergie du liquide à la sortie de la pompe est utilisée pour élever le liquide et surmonter les pertes hydraulique dans le tuyau de refoulement.

I.2) TURBOMACHINES :

Une turbomachine est une machine dans laquelle a lieu un transfert d'énergie entre une partie solide tournante (un rotor) et un fluide. On distingue généralement les turbomachines suivant que l'énergie est transférée du fluide vers le rotor ou du rotor vers le fluide. Dans le premier cas, ce sont des machines réceptrices comme les turbines à gaz, les turbine hydraulique, les éoliennes, etc. alors que dans le second cas, ce sont des machines génératrices parmi lesquelles on retrouve les pompes, les compresseurs, les ventilateurs.

I.2.1) CLASSIFICATION DES TURBOMACHINES :

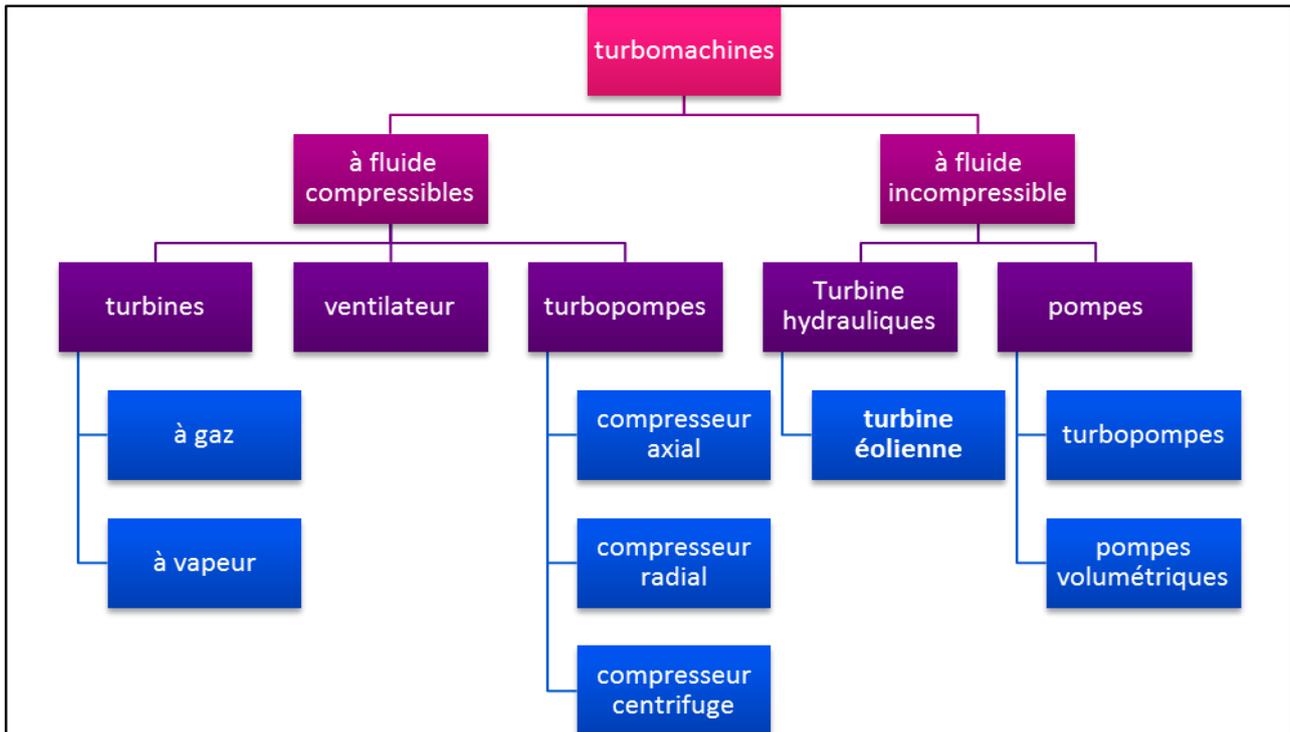


Figure 1.1. Classification des turbomachines

I.2.2) TYPE DES TURBOMACHINES :

Il est à noter qu'un grand nombre de moteurs aéronautiques est constitué de plusieurs turbomachines, tels que les turboréacteurs, turbopropulseurs ou turbomoteurs.

-Les Turboréacteurs :

Équipent les avions de chasse, avec des réacteurs avec ou sans post combustion et des avions de ligne aujourd'hui équipés de réacteurs double-flux.

-Les Turbopropulseurs :

Utilisés pour les avions ne nécessitant pas une grande vitesse (moins de 800km/h), le turbopropulseur est la solution retenue la plupart du temps.

-Les Turbomoteurs :

Sont utilisés pour les moteurs devant avoir un bon rapport poids/puissance comme dans le cas des hélicoptères ou des APU utilisés dans les avions.

I.2.3) FONCTION ET DOMAINE D'UTILISATION DES TURBOMACHINES

-Récupération de l'énergie d'un fluide (turbines) :

Liquide : récupération d'énergie potentielle hydraulique (barrages,...)

Gaz : turbines de dentiste, turbocompresseurs, turbopompes, ... Turbines associées à d'autres éléments (compresseurs, chambres de combustion,...) pour la production d'énergie mécanique, ou pour la propulsion en aéronautique.

-Compression de gaz (compresseurs)

Fonction qui se présente dans des domaines très diversifiés : industrie chimique (pression de réaction), industrie pétrolière (extraction du pétrole), ou simplement création d'air comprimé.

Compresseurs associés à d'autres éléments (turbines, chambres de combustion,...) Pour la production d'énergie mécanique, ou pour la propulsion en aéronautique.

-Transport de fluide

Élévation : fournir une énergie pour vaincre le champ gravitationnel (pompes)

Transport horizontal : apport périodique d'énergie au fluide pour vaincre les pertes de charges (boosters)

Production d'énergie mécanique à partir d'une source de chaleur :

Production réalisée par des turbines à gaz ou des turbines à vapeur. Ces machines associent dans un cycle thermodynamique turbines, compresseurs, sources de chaleur, refroidisseurs,... Puissance variant de quelques kW à plusieurs dizaines de MW.

Production d'énergie électrique (aérospatiale, avions, chars, réseau nationale,...)

Production d'énergie mécanique : entraînement d'hélice de bateau, d'avion (turbopropulseur), de rotor d'hélicoptère ...

Turbines à vapeur essentiellement destinées à la production de forte puissance d'énergie électrique dans les centrales thermiques.

Propulsion par réaction

Ces machines associent dans un cycle thermodynamique turbines, compresseurs, chambres de combustions, tuyères...

Turboréacteurs

Turbofans (multiflux)

I.3) CLASSIFICATION DES POMPES:

Toutes les pompes sont divisées en deux classes principales selon le mode de fonctionnement:

- Pompes volumétriques.
- Turbopompes.

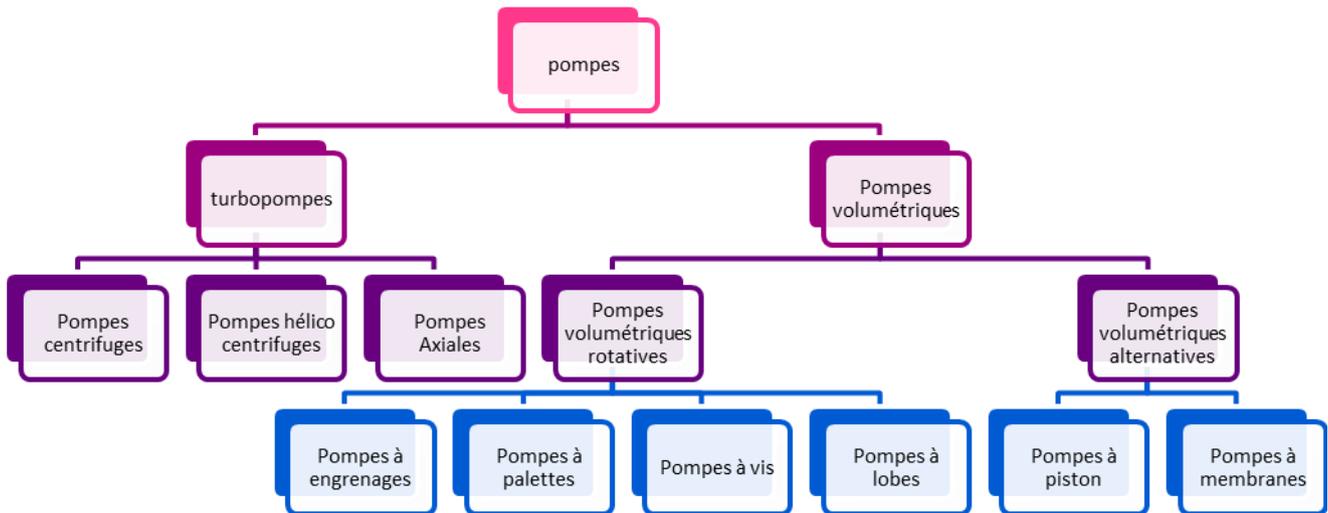


Figure 1.2. Classification des pompes

a) Pompes Volumétriques :

Le principal intérêt des pompes volumétriques est de véhiculer un fluide avec de très hautes pressions, mais elles ne fonctionnent que pour des débits faibles.

Les pompes volumétriques sont très coûteuses et plus fragiles ; on distingue dans ce type de pompes :

- **pompes alternatives :**

Avec piston, soupape, animé de faibles vitesses.

Le fluide déplacé est pratiquement incompressible aux pressions moyennes, ces pompes conviennent pour les faibles débits, fortes et moyennes pressions (2 à 1000 bars)

- **pompes rotatives :**

Ces pompes sont animées d'un mouvement de rotation plus ou moins rapide, elles peuvent être commandées directement par moteurs (électrique, essence....etc) par simple accouplement ; elles ne comportent aucun clapet ni ressort ; causent des accidents par manque d'étanchéité, rupture.

Le fluide est animé d'un mouvement régulier, toujours dans le même sens par suite ; avec brassage minimal, le débit et le couple sont constants, ce qui élimine les poches d'air.

Mais elles ne peuvent en général, s'amorcer d'elles même à moins qu'elles soient sous charge.

Les frottements du mécanisme quoi que atténués par la présence du fluide, sont importants.

En général elles ne conviennent que pour les débits moyens, pressions moyennes (2 à 10 daN/m²)

Ces pompes peuvent aisément devenir des moteurs rotatifs, c'est-à-dire que si on leur fournit un liquide sous pression, on peut recueillir sur l'arbre de l'énergie mécanique.

On distingue plusieurs types :

- pompes à engrenages.

- pompes à palettes.
- pompes à piston rotatif.
- pompes à vis.

b) Pompes Centrifuges Et Axiales :

La transformation de la vitesse en pression se fait dans un diffuseur suivant la loi de Bernoulli., ils sont sans clapet sans piston et à mouvement continu. Elles sont constituées d'une ou plusieurs cellules.

Chaque cellule comporte les éléments suivants :

- ✓ Un distributeur fixe donne au fluide une vitesse de grandeur et de direction convenable pour entrer dans la roue.
- ✓ Une roue mobile ou impulseur qui transforme l'énergie mécanique appliquée à l'arbre en énergie de pression et énergie cinétique.
- ✓ Un diffuseur fixe qui transforme l'énergie cinématique continue dans le fluide à la sortie de la roue en énergie de pression.

Ces machines sont simples et robustes, le couple est constant ; la vitesse de rotation élevée permet un accouplement direct avec un moteur de grande vitesse (électrique, turbine).

Elles ne s'amorcent pas seules à moins d'être dotées d'un dispositif spécial d'amorçage automatique.

Le débit réglable par manœuvre d'une vanne placée sur le refoulement, le fonctionnement est encore possible à vanne fermée. Suivant la direction de l'écoulement dans la roue, on distingue :

- ✓ les machines radiales ou centrifuges pour lesquelles les filets de courant sont continus dans les plans perpendiculaires à l'axe sauf au voisinage immédiat de celui-ci.
- ✓ Les machines axiales pour lesquelles les filets de courant s'inscrivent sur des cylindres coaxiaux.
- ✓ Les machines intermédiaires ou hélico-centrifuges ou semi axiales, dont les filets sont inscrits sur les surfaces de révolution dont la méridienne est inclinée sur rapport à l'axe.

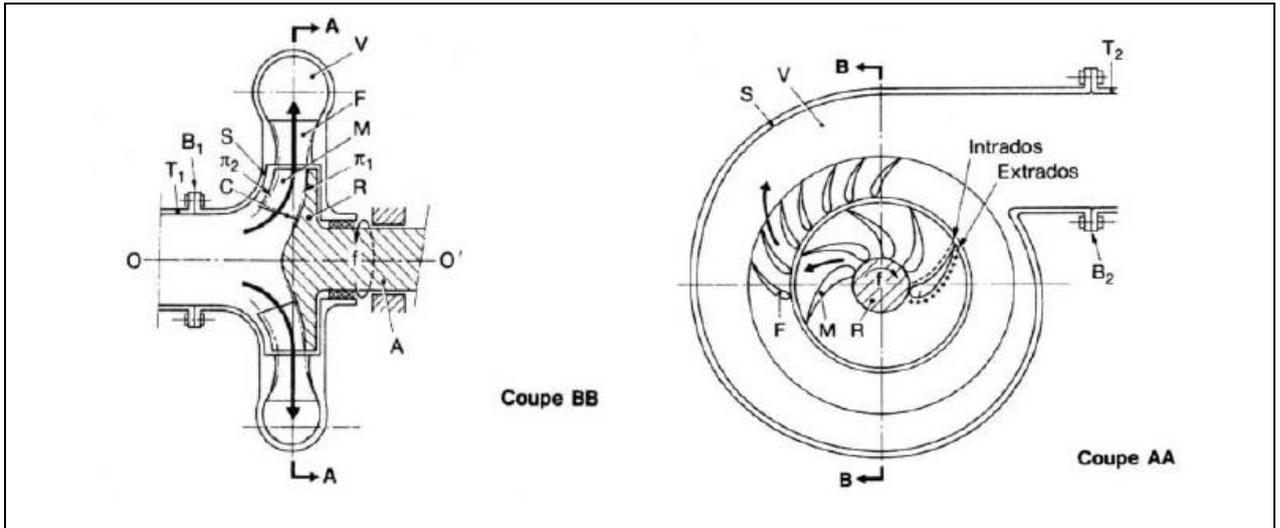


Figure 1.3. Coupes d'une pompe centrifuge

I.4) LES DIFFERENTS TYPES DE POMPES CENTRIFUGES :

On classe les pompes centrifuges en deux types essentiels, suivant leurs nombres de roues et leurs types de roues, elles peuvent être de types ouvert ou fermé ce dernier est adapté suivant la nature des produits pompés :

a) Pompes centrifuges multicellulaires :

Son utilisation est destinée pour obtenir une forte pression de refoulement ou on peut utiliser une pompe équipée d'une roue de grand diamètre mais il est plus facile et plus rentable d'utiliser une pompe multicellulaire, une telle pompe rassemble plusieurs cellules de pompe monocellulaire montées en série sur le même arbre de commande.

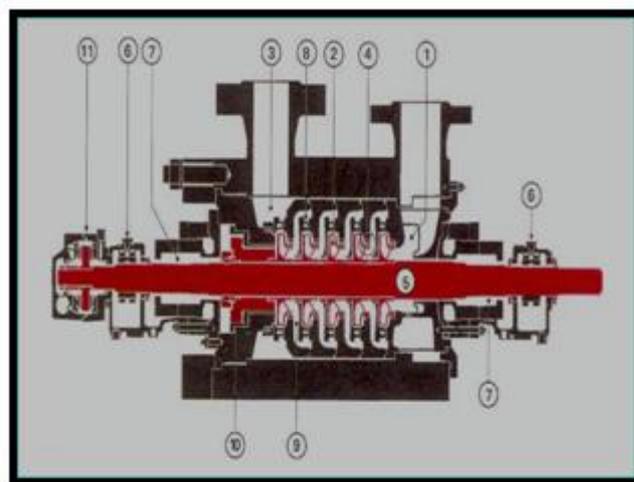


Figure 1.4. Pompe centrifuge multicellulaire.

b) pompes centrifuges monocellulaires :

La pompe monocellulaire compte une seule cellule qui permet d'obtenir une moyenne pression (hauteur manométrique).

Cette dernière se compose essentiellement d'une roue d'arbre tournant à l'intérieur d'un corps de pompe, cette roue est clavetée et vissée à un arbre de commande relié lui même au moteur, cet arbre est guidé par deux paliers à roulements, l'étanchéité entre pièces mobiles et pièces fixes est assurée par un presse-étoupe qui appui sur une garniture en coton presse.

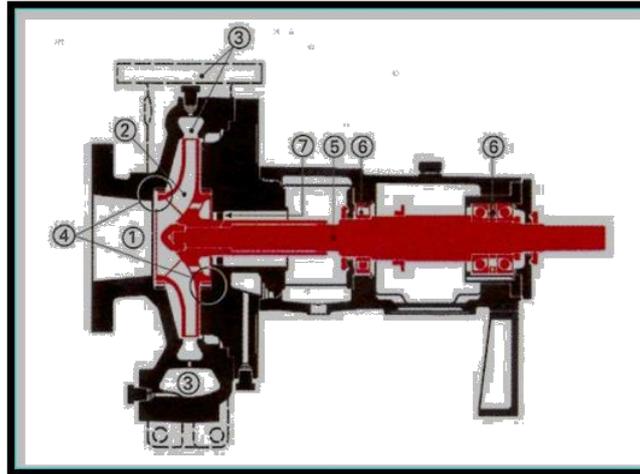


Figure 1.5.Pompe centrifuge monocellulaire

I.5) Construction, Classification Et Fonctionnement D'une Pompe Centrifuge :

I.5.1) Constitution des pompes centrifuges :

D'une façon générale chaque pompe centrifuge se compose de deux éléments principaux :

Elément actif :

Un organe mobile ou bien le rotor, c'est une roue à aubes qui est placée sur un arbre entraîné par le moteur, ce rotor a pour fonction de fournir de l'énergie au liquide qui le traverse grâce aux aubages dont il est muni et qu'en régime permanent, tourne à une vitesse angulaire uniforme.

• **Elément fixe :**

Il comprend plusieurs parties :

- Distributeur : Cet élément a pour fonction de conduire le liquide depuis la section d'entrée jusqu'à l'entrée du rotor.
- Diffuseur : Il a pour rôle de collecter le liquide à la sortie de la roue, et transformer l'énergie cinétique en énergie de pression, il peut être, ou non, muni d'ailettes.
- Volute : Il collecte le liquide à la sortie du diffuseur pour l'amener à la sortie de la pompe en poursuivant l'action de diffusion.

- **Le corps de la pompe :**

Il comprend une tubulure d'aspiration et une tubulure de refoulement, il supporte les paliers qui contiennent l'ensemble du rotor :

La roue à aubes et l'arbre,

le corps de pompe doit comporter des garnitures et des presses étoupes au passage de l'arbre pour éviter les fuites vers l'extérieur. Pour diminuer les fuites du liquide à haute pression (P_r) vers l'aspiration de la pompe (P_{asp}), les bagues d'étanchéité sont montées sur la roue.

Les aubes de la roue et les parois latérales : flasque avant et flasque arrière forment les canaux de la roue.

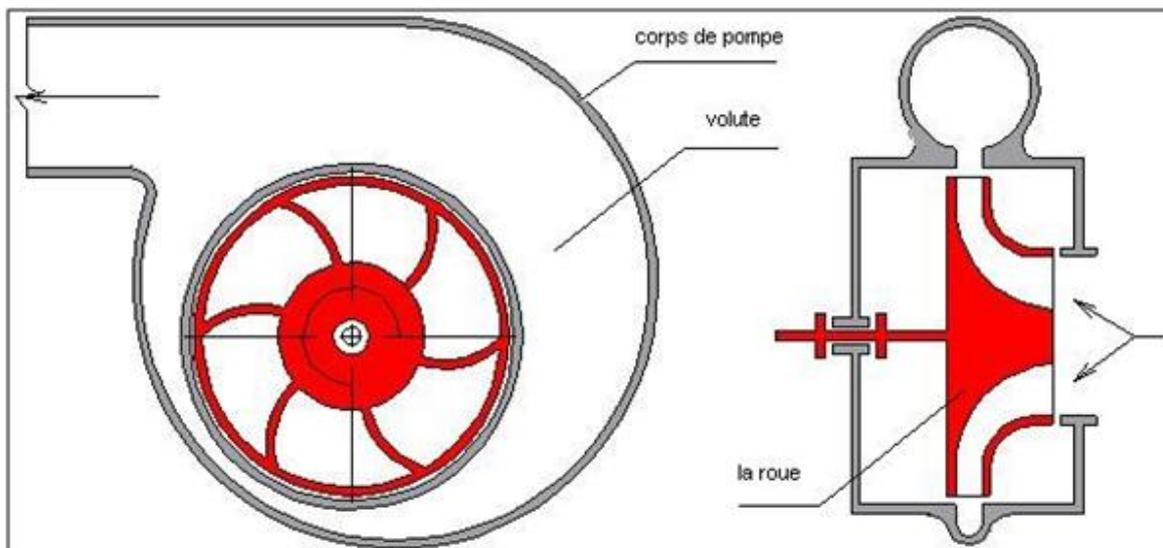


Figure 1.6. Constitution d'une pompe centrifuge

I.5.2) Classification des pompes centrifuges :

Les pompes centrifuges sont classées en fonction de :

a) La destination :

Les pompes énergétiques.

Les pompes d'alimentation d'eau.

Les pompes chimiques.

b) Le type de fluide véhiculé :

Les pompes à eau.

Les pompes à pétrole.

Les pompes à combustible.

c) Le type du moteur d'entraînement :

Moteur électrique.

Moteur à turbine.

Moteur à combustion interne.

I.5.3) Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge :

La pompe étant pleine de fluide, sous l'effet de la rotation de la roue entraînée par un moteur électrique ou une turbine, le fluide est projeté de la région axiale vers la région périphérique. A cause de la force centrifuge, une dépression est créée à l'entrée de la pompe et en même temps une compression à la sortie de la roue ; cela suffit pour établir l'écoulement continu de la veine fluide dans les lignes de refoulement et d'aspiration.

La force d'inertie centrifuge créée dans la roue causée par la rotation rejette le fluide dans les canaux du diffuseur (bâche spirale) et puis dans la ligne de refoulement avec une vitesse d'écoulement beaucoup plus supérieure à sa vitesse initiale. Alors une interaction mécanique entre les aubes de la roue et le fluide provoque la transformation de l'énergie mécanique en énergie hydraulique. Le liquide arrive à la roue parallèlement à son axe de rotation. Ensuite il se dirige vers les canaux formés par les aubes et les flasques, après avoir parcouru ces canaux le liquide sort de la roue et coule dans le canal formé par le corps de pompe et la roue et la section qui graduellement s'élargit comme le diffuseur curviligne, vers le tubulure de refoulement.

L'écoulement du liquide dans le diffuseur s'accompagne d'une diminution de la vitesse est d'une augmentation de la pression.

Donc, la bâche spirale est destinée à transformer en partie l'énergie cinématique du courant liquide en énergie de pression.

Il est à noter que parfois pour le même but on utilise un diffuseur à ailettes qui est placé entre le corps et la roue à aubes est un organe immobile et rend un ensemble plus compact est utilisé dans les pompes verticales peu encombrantes.

L'inconvénient principal d'une pompe centrifuge est qu'elle ne fonctionne pas à vide, elle ne fonctionne qu'après amorçage, c'est-à-dire lorsque la canalisation d'alimentation et le corps de la pompe ont été remplis de fluide et qu'il n'y a plus d'air. Dans le cas d'une pompe centrifuge totalement immergée dans le fluide à pomper, le problème de l'amorçage de la pompe ne se pose pas.

I.6) THEORIES GENERALES :**a) Hauteur :**

La hauteur théorique (H) est une droite qui ne passe pas par l'origine et de pente fonction de l'angle d'inclinaison des aubes à la sortie de la roue.

On peut constater que cette hauteur théorique est indépendante du liquide pompé. Elle représente l'énergie fournie par la roue qui sera totalement récupérée dans la volute. C'est le cas d'une pompe idéale qui dispose d'une roue à nombre infinie d'aubes d'épaisseur nulle (Théorie d'Euler sur les Turbomachines).

Dans une pompe réelle, à cause des pertes d'énergie internes, la hauteur réelle est plus faible que la hauteur théorique.

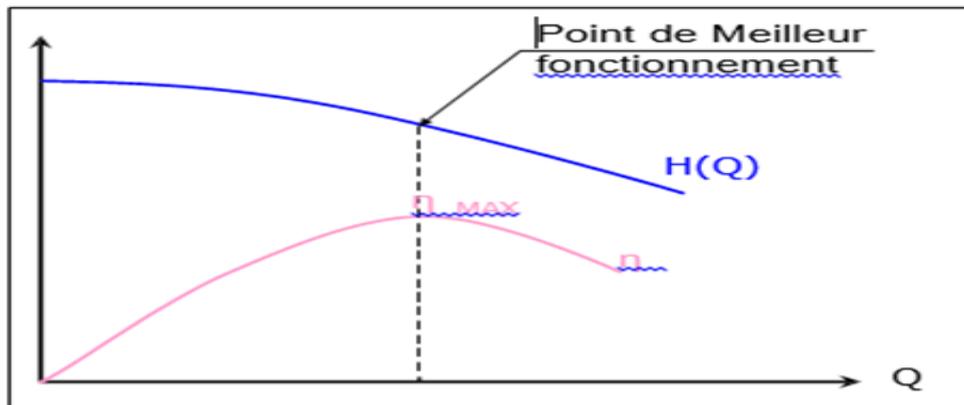
b) Rendement :

Le rendement de la pompe est le rapport entre la puissance hydraulique (reçue par le liquide) et la puissance mécanique fournie à la pompe. Ce rendement varie en fonction du débit. Il est représenté par une courbe fournie par le constructeur de la pompe. Le rendement permet de déterminer la puissance sur l'arbre connaissant la puissance hydraulique.

Le meilleur rendement de la pompe détermine le débit nominal pour lequel correspond la hauteur nominale et la puissance nominale.

Les rendements maxi sont de l'ordre de :

- 70 % pour les pompes procédées à 3000 tr/min
- 80 % pour les pompes procédées à 1500 tr/min
- 80 % pour les pompes de forte puissance
- 50 à 60 % pour les petites pompes



c) Puissance :

La puissance sur l'arbre est une caractéristique de la pompe permettant de déterminer le moteur d'entraînement. Cette puissance se calcule à partir de la connaissance pour un débit donné de la hauteur, du rendement et de la densité.

$$P_a = \frac{P_H}{\eta} = \frac{H \times Q \times d}{367 \times \eta} \quad (1.1)$$

P en KW

H en Mètre

Q en m³/h

d : densité

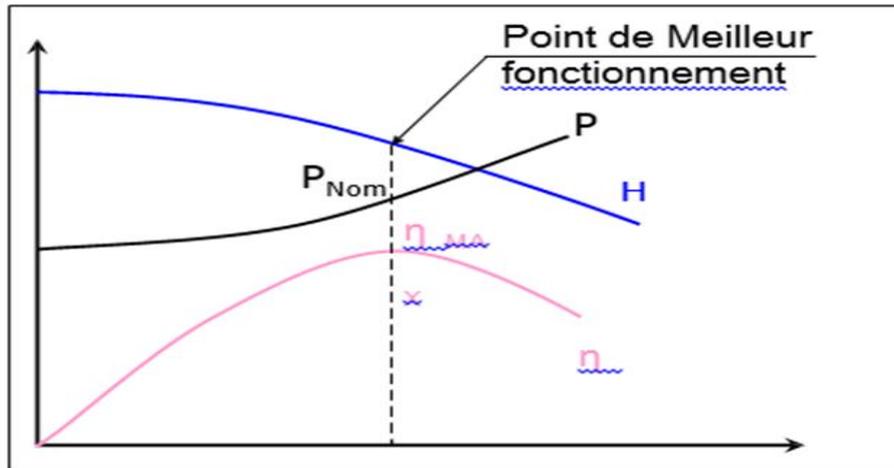
η : rendement de la pompe

La puissance est proportionnelle à la densité du liquide véhiculé. Le constructeur trace éventuellement

la courbe de puissance pour de l'eau ($d=1$) et le calcul pour une autre valeur.

La puissance sur l'arbre est pour les pompes centrifuges pratiquement toujours croissantes avec le débit. Lorsque le débit est nul c'est-à-dire lorsque la vanne de refoulement est fermée par exemple, la puissance est comprise entre 40 et 60% de la puissance nominale.

$$P_{a Q=0} = 0.4 \text{ à } 0.6 P_{\text{ nominale}} \quad (1.2)$$



Dans ce cas toute la puissance est dissipée sous forme de chaleur dans le liquide avec le risque de vaporisation du liquide si celui-ci se trouve dans des conditions proches de sa température d'ébullition.

Chapitre II

II.1) TRIANGLE DES VITESSES :

Le mouvement du liquide à l'intérieur des canaux d'une roue d'aubes tournant peut être considéré comme le résultat de l'addition de deux mouvements distincts : la rotation avec la roue et le déplacement par rapport à l'aube (fig.2.1).

Autrement dit, les particules liquides effectuent un mouvement compliqué entre les aubes de la roue, d'une part ils participent à la rotation avec la vitesse d'entraînement \vec{U} et d'autre part ils se déplacent le long des aubes avec la vitesse \vec{W} .

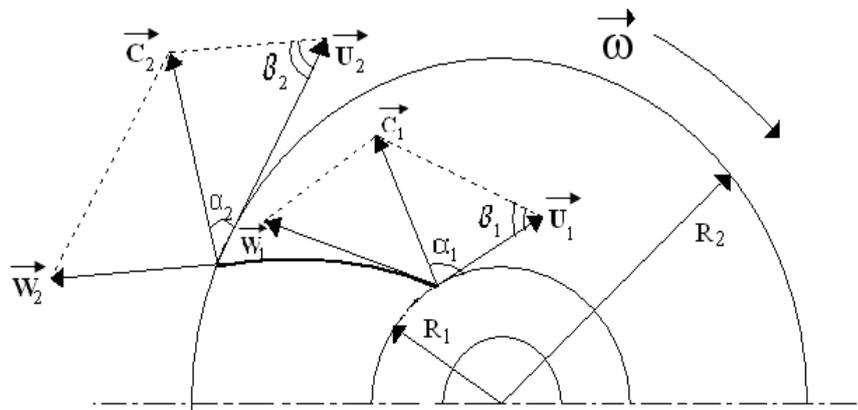


Figure (2.1). Ecoulement du liquide à l'intérieur d'une roue à aubes.

De ce fait le vecteur de vitesse absolue du liquide \vec{C} peut être trouvé par addition de vectrices vitesses \vec{U} et \vec{W} , c'est-à-dire :

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W} \quad (2.1)$$

En considérant une particule liquide glissant le long de la surface d'une aube on peut construire le parallélogramme des vitesses, de cette particule à l'entrée et à la sortie de la roue.

Dans ce cas la vitesse relative \vec{W} est tangente à l'aube alors que la vitesse d'entraînement \vec{U} est tangente à la circonférence correspondante.

Convenons de marquer par l'indice « 1 » toutes les grandeurs qui se rapportent à l'entrée et par l'indice « 2 » toutes les grandeurs qui se rapportent à la sortie de la roue à aubes.

Désignons l'angle formé par les vectrices vitesses d'entraînement et absolue par « α » et l'angle constitué par les tangentes à l'aube et à la circonférence correspondante de la roue par « β ». Ce dernier est déterminé par l'inclinaison des aubes et par conséquent ne dépend pas du régime de fonctionnement parce qu'il dépend de la vitesse U ou du nombre de tours de la roue.

Dans ce qui suit il faut intervenir encore deux composantes de la vitesse absolue :

❖ Une composante radiale :

$$C_r = C \cdot \sin \alpha \quad (2.2)$$

Une composante circonférentielle :

$$C_u = C \cdot \cos \alpha \quad (2.3)$$

La composante C_r peut être déterminé à l'aide de l'équation de continuité (Q_{th} débit théorique).

$$C_r = \frac{Q_{th}}{S_{sortie}} = \frac{Q_{th}}{\pi D_2 b_2} \quad (2.4)$$

La vitesse d'entraînement est donc :

$$U = \frac{\pi D N}{60} = \frac{\pi R N}{30} \quad (2.5)$$

L'étude plus commandée des diverses composantes de vitesse de l'écoulement dans une roue s'effectue graphiquement à l'aide des diagrammes de vitesse dont la forme est triangulaire, ils s'appellent triangles des vitesses. Ils peuvent être tracés pour

N'importe quel point du filet liquide à travers la roue, mais d'habitude on porte l'attention sur l'entrée et la sortie de la roue.

De ce fait, les triangles des vitesses sont appelés triangle d'entrée ou triangle de sortie.

Ils sont présentés sur la (fig.2.2)-

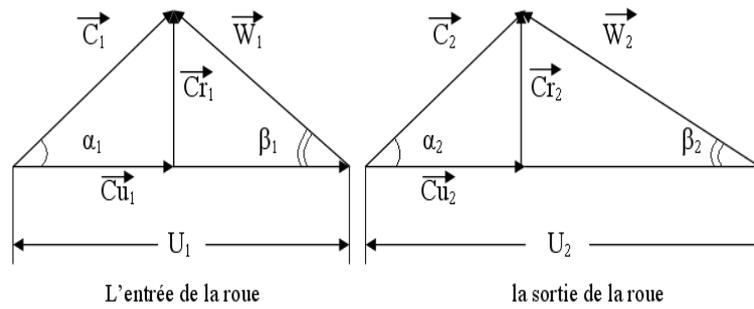


Fig. (2.2) Triangle des vitesses.

II.2) ROLE DE LA ROUE :

L'énergie transmise à l'eau, grâce à la rotation de la roue, a pour effet d'augmenter, à la fois, la pression et la vitesse absolue C de l'eau.

En reprenant la démonstration donnée dans la littérature par l'application au mouvement par rapport à l'axe de la pompe.

A l'instant (t) la masse d'eau contenue entre deux aubages occupe limite par la section (abcd) et a l'instant (t+dt) un espace limite par la section (a'b'c'd') (Fig 2.3).

Exprimons entre ces deux temps, ce qui revient à considérer la différence des moments des zones hachurées extrêmes de la (Fig 2.3) représentant, chacune, une même masse (dm) écoulee pendant le temps (dt) cette différence vaut :

$$Différence = dm (C_2 \cdot r_2 \cdot \cos \alpha_2 - C_1 \cdot r_1 \cdot \cos \alpha_1) \tag{2.6}$$

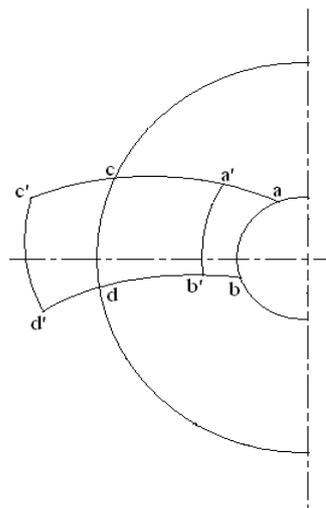


Figure (2.3). Schéma d'une masse d'eau entre deux aubages d'une pompe centrifuge

Le moment des forces extérieures par rapport à l'axe de la pompe n'est autre que le couple moteur C . On peut alors écrire, selon la théorie ci-dessus, le couple étant exprimé en Nm.

$$\frac{dm}{dt} (C_2 \cdot r_2 \cdot \cos \alpha_2 - C_1 \cdot r_1 \cdot \cos \alpha_1) = C \quad (2.7)$$

En considérant la totalité des aubages dans lesquels circule un débit « Q ».

$$dm = \rho_f \cdot Q dt \quad (2.8)$$

En conséquence la variation des moments de quantité de mouvement

$$\rho_f \cdot Q (C_2 \cdot r_2 \cdot \cos \alpha_2 - C_1 \cdot r_1 \cdot \cos \alpha_1) = C \quad (2.9)$$

Si P est la puissance, en J/s, absorbée par une pompe refoulant un débit « Q » à une hauteur « H_{th} » (théorique ou effective), sans aucune sorte de pertes :

$$P = C \omega = \rho_f \cdot Q \cdot H_{th} \cdot g \quad (2.10)$$

D'où C égal à :

$$C = \frac{\rho_f \cdot H_{th} \cdot g \cdot Q}{\omega} \quad (2.11)$$

Remplaçons l'expression du couple C dans l'équation (2.9) on obtient :

$$\rho_f \cdot Q (C_2 \cdot r_2 \omega \cos \alpha_2 - C_1 \cdot r_1 \omega \cos \alpha_1) = \rho_f \cdot Q \cdot H_{th} \cdot g \quad (2.12)$$

Notons les expressions des vitesses angulaires :

$$\omega \cdot r_1 = U_1 ; \quad \omega \cdot r_2 = U_2 \quad (2.13)$$

Après simplification entre les équations (2.12) et (2.13) on obtient la valeur de « H_{th} » appelée équation d'Euler, comme suit :

$$H_{th} = \frac{C_2 \cdot U_2 \cdot \cos \alpha_2 - C_1 \cdot U_1 \cdot \cos \alpha_1}{g} \quad (2.14)$$

Pour $\alpha_1 = 90^\circ$, l'expression (2.14) se simplifie à :

$$H_{th} = \frac{C_2 \cdot U_2 \cdot \cos \alpha_2}{g} \quad (2.15)$$

Or, dans le triangle des vitesses à la sortie, on a :

$$W_2^2 = U_2^2 + C_2^2 - 2U_2 C_2 \cos \alpha_2 \quad (2.16)$$

Donc :

$$H_{th} = \frac{C_2^2 + U_2^2 - W_2^2}{2g} \quad (2.17)$$

Séparons l'expression (2.17) en deux parties et ajoutons C_1^2 à l'une et la retranchons de l'autre, on trouve :

$$H_{th} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{C_1^2 + U_2^2 - W_2^2}{2g} \quad (2.18)$$

Le premier terme de cette somme caractérise une augmentation de l'énergie cinétique par suite d'une augmentation de la vitesse, le deuxième caractérise un accroissement de pression.

En appliquant le théorème de **Bernoulli** au mouvement relatif de l'eau dans la roue, alors animée d'un mouvement de rotation, il suffit de remplacer, dans l'expression de **Bernoulli** les termes en C par W de la vitesse relative et d'ajouter le travail des forces d'entraînement qui se réduisent à une force centrifuge, en supposant la vitesse de rotation « ω » constante de travail de la force centrifuge étant exprimée :

$$\int_{r_1}^{r_2} m\omega^2 r dr = \frac{m\omega^2}{2} (r_2^2 - r_1^2) = \frac{m}{2} (U_2^2 - U_1^2) \quad (2.19)$$

Le théorème de **Bernoulli**, appliqué au mouvement relatif de l'eau dans la pompe, devient :

$$\frac{P_1}{\omega} + \frac{(W_1^2 - U_1^2)}{2g} = \frac{P_2}{\omega} + \frac{(W_2^2 - U_2^2)}{2g} \quad (2.20)$$

Avec : $\omega = \rho_f \cdot g$

On tire:

$$\frac{P_2 - P_1}{\omega} = \frac{W_1^2 - U_1^2 - W_2^2 + U_2^2}{2g} = \frac{(U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2)}{2g} \quad (2.21)$$

Comme à l'entrée de la roue,

$$W_1^2 = U_1^2 + C_1^2$$

$$\frac{P_2 - P_1}{\omega} = \frac{C_1^2 + U_2^2 - W_2^2}{2g} \quad (2.22)$$

Remarque :

Le deuxième terme de la somme de l'expression (1.18) représente accroissement de pression.

II.3) ROLE DU DIFFUSEUR :

Le diffuseur a pour rôle de transformer en pression une partie de la grande vitesse C_2 de l'eau à sa sortie de la pompe. Pour que l'eau parvienne à l'entrée de la cellule précédente, il suffit de diminuer progressivement C_2 à l'intérieur du diffuseur jusqu'à obtenir la vitesse C_1 .

Si C_2 , P_2 et C_3 et P_3 représentent les vitesses et les pressions respectivement à l'entrée et à la sortie du diffuseur on obtient après l'équilibre :

$$\frac{P_2}{\omega} + \frac{C_2^2}{2g} = \frac{P_3}{\omega} + \frac{C_3^2}{2g} \quad (2.23)$$

Si $C_3 = C_1$, on trouve :

$$\frac{P_3 - P_2}{\omega} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \quad (2.24)$$

L'ensemble des organes d'une pompe centrifuge a donc, pour objet de conserver, dans toute la pompe, la même vitesse C_1 et d'augmenter la pression, dans chaque cellule ;

Pression dans la roue :

$$\frac{C_1^2 + U_2^2 - W_2^2}{2g} \quad (2.25)$$

Pression dans le diffuseur :

$$\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \quad (2.26)$$

Pression totale :

$$\frac{U_2^2 + C_2^2 - W_2^2}{2g} \quad (2.27)$$

Chapitre III

III.1) POMPES SEMBLABLES:

On a reconnu, dans bien des domaines, aux modèles réduits pour l'étude du comportement des objets dans le milieu où ils seront appelés à évoluer. Pour obtenir les dimensions de la maquette on multiplie 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 sont:

- Diamètre de la roue.
- Largeur de la roue.
- Diamètres des orifices d'entrée et de sortie de l'eau.

Ces dimensions 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.

III.2) LOIS DE SIMILITUDE :

Parmi tous les problèmes pratiques concernant les pompes il faut mettre en relief celui d'une grande importance pour les engins de pompes.

Considérons deux pompes géométriquement semblables (**Fig 3.1**) c'est-à-dire celles possédant la roue à aube et les corps de pompe aux dimensions principales (D_1 , D_2 , b_2 , etc.) géométriquement semblables.

Autrement dit les relations suivantes auront lieu :

$$\frac{D_0'}{D_0''} = \frac{D_1'}{D_1''} = \frac{D_2'}{D_2''} = \frac{b_2'}{b_2''} = A \frac{L_1'}{L_2''} = K \quad (3.1)$$

Ici : « L » est n'importe quelle dimension géométrique (largeur, diamètre, rayon, etc.)
K s'appelle constante de similitude géométrique ou facteur d'homothétie.

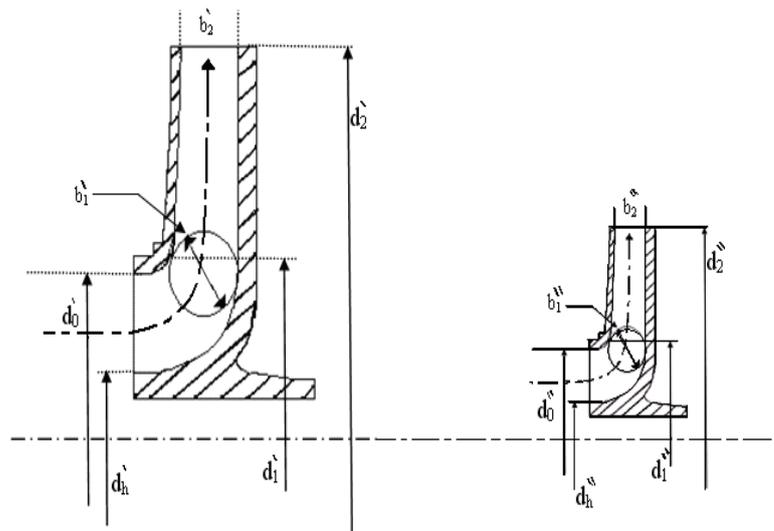


Figure (3.1) Pompes semblables

Comme on a dit dans ce cas, nous avons les pompes d'un même groupe (d'une même série).

Supposons que les paramètres essentiels H , Q , n et η de la première pompe sont connus. Une question se pose ; comment pouvons nous calculer les paramètres analogues d'une autre pompe de cette série ?

Pour répondre à cette question considérons deux pompes centrifuges géométriquement semblables (Figure 3.2).

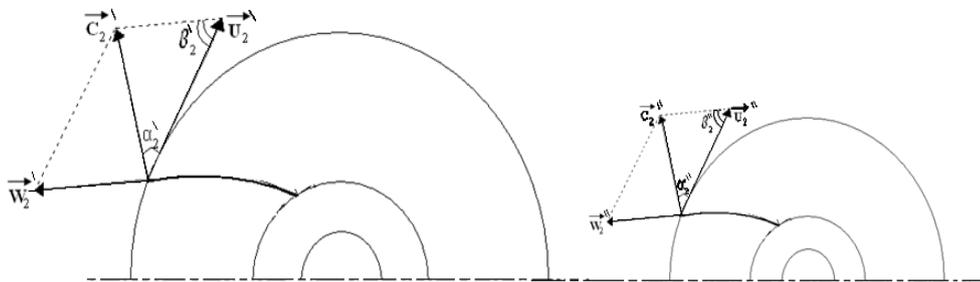


Figure (3.2) Etablissements des lois de similitude

Désignons les grandeurs qui se rapportent à la première pompe par l'indice « ' » (prime) et celle à la seconde pompe par l'indice « '' » (seconde).

La condition de similitude cinématique pour toutes les vitesses (u , v , w , v_u , v_r) à la sortie de la roue peut être écrite sous la forme suivante :

$$\frac{U_2'}{U_2''} = \frac{C_2'}{C_2''} = \frac{W_2'}{W_2''} = \frac{C_{r2}'}{C_{r2}''} = C_v \quad (3.2)$$

Si : C_v est la formule connue $U = \pi Dn / 60$, on peut écrire donc :

$$C_v = \frac{n' D'}{n'' D''} = C_n C_L \quad (3.3)$$

Or:

$$C_v = C_n C_L$$

De ces deux rapports (3.2) et (3.3) on déduit les formules de similitude des pompes centrifuges.

1°) Le débit lorsque $Q = \pi D_2 b_2 C_{R2}$, le rapport entre Q' et Q'' sera :

$$\frac{Q'}{Q''} = \frac{\pi D_2' b_2' C_{R2}'}{\pi D_2'' b_2'' C_{R2}''} = C_L^2 \cdot C_V$$

Mais $C_V = C_n C_L$ soit que : $\eta_v' = \eta_v''$, il en résulte :

$$\frac{Q'}{Q''} = C_L^3 \cdot C_n = \frac{n'}{n''} \left(\frac{D_2'}{D_2''} \right)^3 \quad (3.4)$$

2°) La hauteur créée en exprimant $H = U_2 C_{u2} / g$, posons le rapport suivant :

$$\frac{H'}{H''} = \frac{U_2' C_{u2}'}{U_2'' C_{u2}''} = C_V^2 = C_L^2 C_u^2$$

Parce que d'après l'expression, (3.2) ;

$$\frac{C_{u2}'}{C_{u2}''} = \frac{U_2'}{U_2''}$$

on suppose Alors que $\eta'_b = \eta''_b$ ou a :

$$\frac{H'}{H''} = C_L^2 C_n^2 = \left(\frac{n'}{n''} \right)^2 \left(\frac{D_2'}{D_2''} \right)^2 \quad (3.5)$$

3°) La puissance hydraulique (fournie)

Elle est égale à : $P = \bar{\omega} Q H / \eta_h$

D'où:

$$\frac{P'}{P''} = \frac{\bar{\omega}' Q' H'}{\bar{\omega}'' Q'' H''} = \left(\frac{Q'}{Q''} \right) \left(\frac{H'}{H_2''} \right) \left(\frac{\bar{\omega}'}{\bar{\omega}''} \right) = C_L^5 C_u^3 C_\gamma$$

On utilisant

les expressions (3.4) et (3.5) :

$$\frac{P'}{P''} = \left(\frac{n'}{n''} \right)^3 \left(\frac{D_2'}{D_2''} \right)^5 \frac{\bar{\omega}'}{\bar{\omega}''} \quad (3.6)$$

Les expressions (3.5) et (3.6) représentent les lois de similitude des pompes centrifuges qui possèdent les rendements égaux : $\eta_h = \eta_v$

III.3) FORMULES DE TRANSPOSITION :

Le problème de similitude dont nous avons parlé peut être formulé de la manière suivante :

Soit une pompe centrifuge ayant les vitesses de rotation différentes :

$N = N_1, N_2, N_3, N_4, \dots$

Comment peut-on déterminer les caractéristiques de la même pompe si les nombres de tours varient ?

Proportionnalité) de pompes centrifuges, qui sont d'une importance primordiale à la pratique.

Pour une même pompe à des vitesses différentes de rotation ($n_1 \neq n_2$) les formules exposées se simplifient : les grandeurs D_2 et δ étant les mêmes et les formules prennent l'allure suivante :

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right); \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 = \frac{P_1}{P_2} \tag{3.7}$$

Ici les indices « 1 » et « 2 » correspondent à des vitesses de rotation différentes.

Les expressions (3.7) s'appellent les formules de transposition (ou bien de proportionnalité) des pompes centrifuges.

Où se sert des formules exposées pour tracer les caractéristiques d'une pompe à une vitesse de rotation désirée à partir d'une caractéristique correspondance à une autre vitesse de rotation. Au cas où nous disposons de la courbe « H-Q »

$n_0 =$ constante la courbe correspondante pour $n_1 =$ constante peut être tracée par variation de l'abscisse des points de la courbe initiale, proportionnellement au rapport (pour les hauteurs créées).

De cette façon on peut obtenir une série des caractéristiques d'une même pompe correspondant aux vitesses, N_1, N_2, N_3, \dots Fig (3.3)

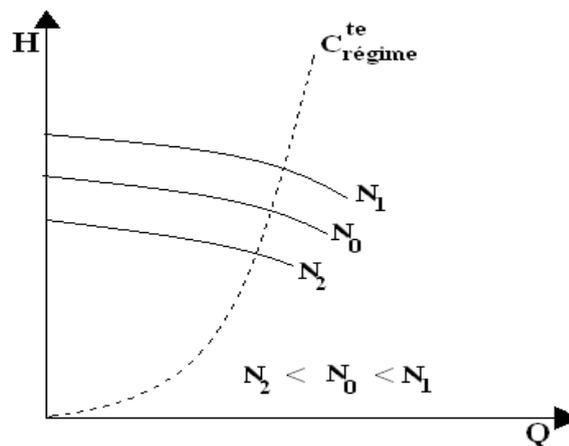


Figure. (3.3) variation des vitesses en fonction de H-Q

Il est facile d'exposer l'équation des courbes correspondantes aux régimes de fonctionnement semblable d'après les formules (3.7) on peut écrire :

$$C_{\text{régime}} = \frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2} \quad (3.8)$$

Ici : $C_{\text{régime}}$ est la constante de régime de fonctionnement qui correspond aux conditions concrètes la dernière formule peut être présentée sous la forme générale :

$$H = C_{\text{régime}} Q^2$$

C'est-à-dire les points correspondants au régime donné se disposent sur une parabole du second degré sur (fig.6) elle est représentée en pointillé : constante de régime $C_{\text{régime}}^{\text{te}}$.

III.4) VITESSE SPECIFIQUE :

Servons nous des formules de similitude pour établir l'expression d'un critère qui s'appelle vitesse spécifique.

Elle est utilisable dans les études et les calculs des pompes de tous les types selon les formules (3.4, 3.5) on a :

$$\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^{\frac{2}{3}} ; \left(\frac{H_1}{H_2}\right)^2 = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^{\frac{2}{3}} \quad (3.9)$$

Après avoir groupé les termes et l'élevation à la puissance nous avons :

$$n_s = \frac{n_1 \sqrt{Q_1}}{H_1^{3/4}} = \frac{n_2 \sqrt{Q_2}}{H_2^{3/4}} = A = Cte \quad (3.10)$$

Il est évident que ce rapport reste le même pour toute une série des pompes semblables et qui fonctionnent aux régimes aussi semblables, choisissons parmi les pompes semblables une pompe, étalon qui crée une hauteur $H_e=1\text{m}$ et fournir une puissance $P_e=1\text{cv}$ pour $\bar{W}=1000 \text{ Kg/m}^3$.

En se servant de la formule de la puissance :

$$P_e = \frac{\bar{\omega} \cdot Q_e \cdot H_e}{75} [CV]$$

Il est facile de trouver le débit fourni par la pompe étalon :

$$Q_e = \frac{75 \cdot P_e}{\bar{\omega} \cdot H_e} = 0.075 \text{ m}^3 / \text{s} = 75 \text{ L/s}$$

Compte tenu de la relation (3.10), on obtient :

$$\frac{N_e \cdot \sqrt{Q_e}}{H_e^{3/4}} = \frac{N \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Ou dans ce cas Q, H, N sont les paramètres de n'importe quelle pompe appartenant à la série considérée.

Après avoir introduit dans cette relation la valeur Q=75 l/s déterminons la vitesse de rotation de la pompe étalon.

$$n_e = \frac{1}{\sqrt{0.075}} \frac{N \cdot \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} = 3.65 \cdot \frac{N \cdot \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}$$

On a adopté dans la théorie des pompes de designer cette grandeu

$$n_s = 3.65 \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} N \tag{3.11}$$

Suivant la valeur de la vitesse spécifique, toutes les pompes à aubes peuvent être classées aux groupes suivants « tableau 1 » :

III.5) COURBES CARACTERISTIQUES D'UN POMPE:

Les courbes principales qui caractérisent une pompe centrifuge et expriment ses performances, sont pour une vitesse de rotation donnée, sont les courbes exprimant la hauteur d'élévation le rendement et la puissance absorbée en fonction du débit fourni par la pompe comme c'est illustré sur la figure 3.

Type de pompe	n _s	D ₂ /D ₁
*Pompe centrifuge :		
• A faible vitesse	40-80	3,5-2,2
• Normale	80-150	2,2-1,8
• A vitesse rapide	150-300	1,8-1,3
* Pompe semi-hélicoïdale	300-600	1,3-1,5
* Pompe axiale (hélice)	600-1200	1

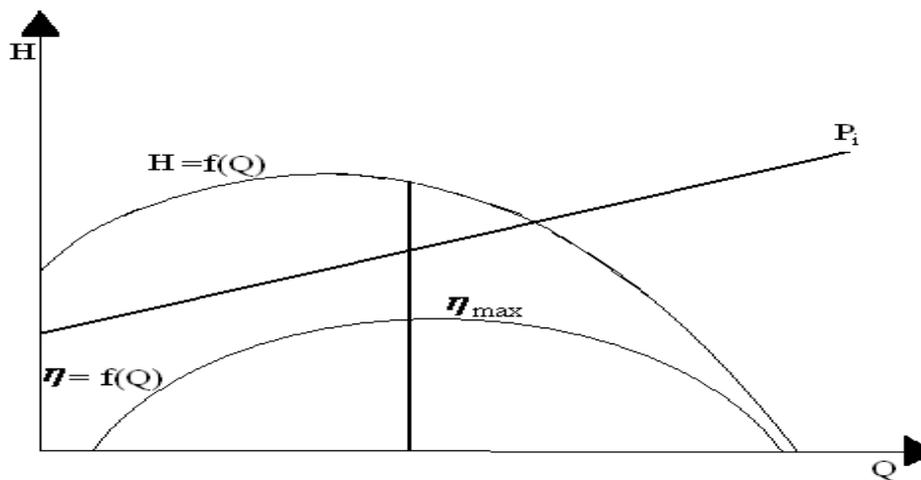


Figure (3.4) Caractéristiques hydrauliques d'une pompe centrifuge

Dans ce chapitre nous allons dimensionner la roue d'une pompe centrifuge.

CARACTERISTIQUES DE LA POMPE :

En se basant sur les données expérimentales :

Soient :

-- Le débit volumique : Q_v

-- La vitesse de rotation : N .

-- La hauteur qui correspond à ces deux caractéristiques est H

Nous pouvons calculer la vitesse spécifique n_s

III.6) VITESSE SPECIFIQUE :

D'après la formule (3.11)

$$n_s = 3.65 \cdot N \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}$$

III.7) CALCUL DES RENDEMENTS :

Rendement global :

Pour estimer le rendement global de la pompe ; on utilise la formule générale :

$$\eta = \eta_h \times \eta_v \times \eta_m \quad (3.12)$$

a) Rendement hydraulique :

C'est le rapport entre les hauteurs d'élévation effective et théorique d'après la formule d'A.LOMAKINE :

$$\eta_h = 1 - \frac{0.42}{(\log d_{red} - 0.172)^2} \quad (3.13)$$

d_{red} : diamètre réduit par la formule D.J SON KANOV

$$d_{red} = K \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_v}{N}} \quad (3.14)$$

Remarque :

$$K = (4 \div 4.5)$$

b) Rendement volumétrique :

Le rendement volumétrique est le rapport entre le débit effectif et le débit de la roue ; Il peut être déterminé par la formule empirique:

$$\eta_v = \frac{1}{1 + 0.68(n_s)^{-2/3}} \quad (3.15)$$

Ou par la formule générale :

$$\eta_v = \sqrt[3]{\eta_h} \quad (3.16)$$

c) Rendement mécanique :

En prenant en considération qu'il existe de pertes mécaniques qui comprennent les pertes dues aux frottements de l'arbre, les disques de la roue dans le liquide dans la presse étoupe et les paliers.

$$\eta_m = \left(\frac{P_s}{P_s + P_f^r + P_m} \right) \quad (3.17)$$

Mais cette formule exige la connaissance de certains paramètres tels que la vitesse périphérique de la sortie et le diamètre de la roue.

Dans ce cas, on admet la valeur de $\eta_{m\text{esc}}$ ou nous utiliserons la formule empirique qui suit :

$$\eta_m = \frac{1}{1 + 820(n_s)^{-2}} \quad (3.18)$$

III.8) CALCUL DE LA PUISSANCE :**a) Puissance totale absorbée :**

$$P_a = \frac{1}{\eta} \times \rho \times g \times Q_v \times H \quad (3.19)$$

b) Puissance mécanique :

$$P_m = 1.15 \times P_a \quad (3.20)$$

c) Puissance effective :

$$P_s = \rho \times g \times Q_v \times H \quad (3.21)$$

III.9) DIMENSIONNEMENT DE LA ROUE :

Dans notre exemple de calcul nous avons pris une roue à entrée fermée se qui signifie que le diamètre du moyeu est nul ($d_h = 0$)

La roue est caractérisée par plusieurs diamètres d'après la figure (3.1) :

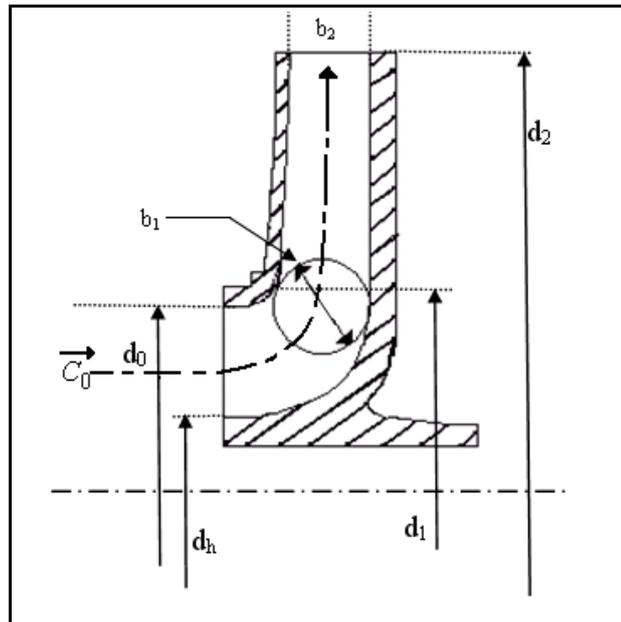


Figure (3.5) Les différents diamètres de la roue

a) Diamètre de l'arbre :

L'arbre d'une pompe en fonctionnement est soumis à l'action de toute une série de forces extenseurs dont la principale qui permet de dimensionner cet arbre est due au couple de torsion agissant sur l'arbre à section circulaire est donnée par :

$$M_t = \tau \cdot W_t \quad (a)$$

τ : contrainte locale de torsion Dans le matériau de l'arbre.

W_t : module de torsion .

$$W_t = \frac{\pi d_{ar}^3}{16} \quad (b)$$

Donc d'après la formule (a) & (b) :

$$W_t = \frac{\pi d_{ar}^3 \tau}{16}$$

D'après la relation entre la puissance P fournie par le moteur d'entraînement et le moment M_t qui s'écrit :

$$P = W_t \cdot \omega$$

ω : vitesse angulaire de l'arbre de la pompe.

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60}$$

$$W_t = \frac{P}{\omega}$$

On remplaçant dans la formule devient :

$$d_{ar} = \sqrt[3]{\frac{P_m}{\pi^2 \cdot \tau \cdot N}} \cdot 480 \quad (3.22)$$

b) Diamètre de l'ouïe d_0 :

D'abord calculons le débit interne Q_i :

$$Q_i = \frac{Q_v}{\eta_v} \quad (3.23)$$

Le diamètre de l'ouïe est donné par la relation :

$$d_0 = \sqrt{\frac{4Q_i}{\pi C_0} + d_h^2} \quad (3.24)$$

d_h Diamètre du moyeu Puisque dans notre cas traiter on la fixation en porte-à-faux la roue est fixé sur l'extrémité de l'arbre d'après la figure (3.6) :

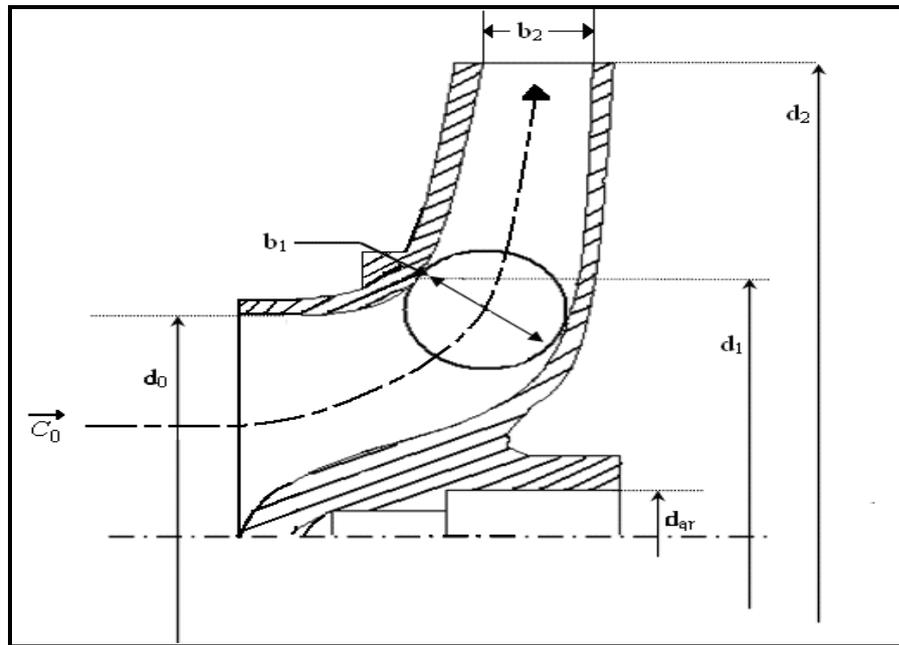


Figure (3.6) Roue en porte-à-faux

Le diamètre de moyeu $d_h = 0$ au point de vue hydraulique et puisque le coefficient de rétrécissement du moyeu :

$$K_0 = 1 - \left(\frac{d_h}{d_s}\right)^2 = \frac{C_s}{C_0} \quad (3.25)$$

$$\Rightarrow K_0 = 1 = \frac{C_s}{C_0}$$

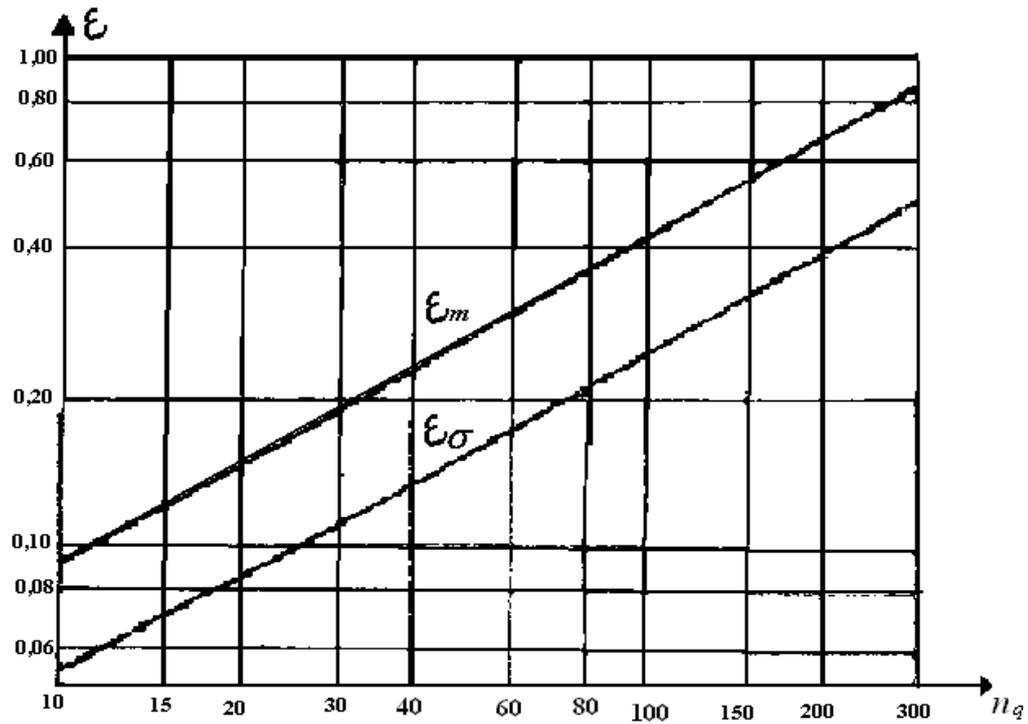
$$C_s = \overline{C_0}$$

Avec la formule la vitesse d'entrée est la suivante :

$$C_s = \varepsilon \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (3.26)$$

ε : Coefficient de vitesse d'entrée :

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_\theta + \varepsilon_m}{2} \quad (3.27)$$

Figure.(3.7) Diagramme de : $\varepsilon = f(n_q)$

On sait que :

$$n_s = 3.65 \cdot n_q$$

$$\Rightarrow n_q = n_s / 3.65 \quad (3.28)$$

c) Section libre de l'ouïe A_0 :

$$A_0 = \frac{Q_i}{C_0} \quad (3.29)$$

d) Section du moyeu A_h :

Tandis que $d_h = 0$: on a :
$$A_h = \frac{\pi \cdot d_h^2}{4} = 0$$

e) Section total de l'ouïe A'_0 :

$$A'_0 = A_0 + A_h \quad (3.30)$$

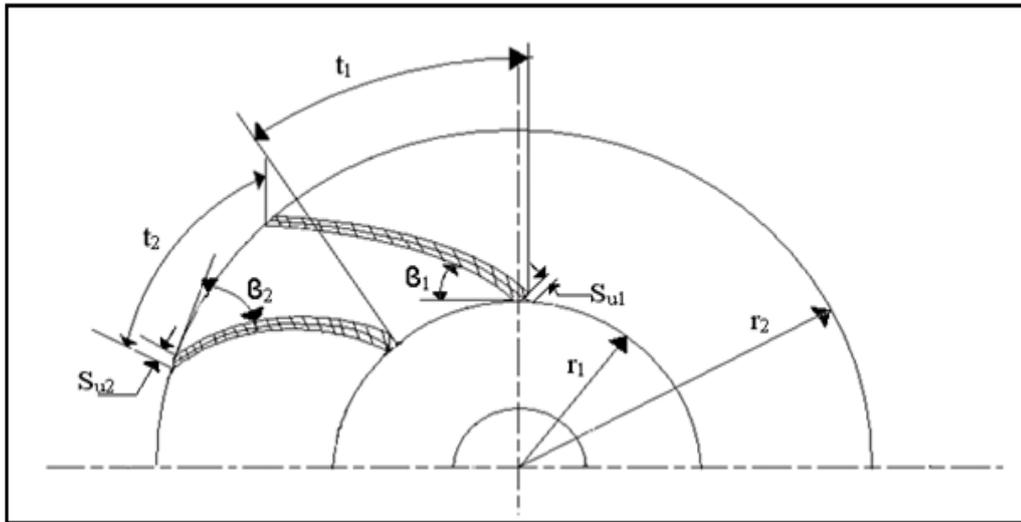


Figure.(3.8) Les différents paramètres de la roue

III.9.1) CARACTERISTIQUES GEOMETRIQUES A L'ENTREE :

4 paramètres essentiels :

- le diamètre d_1 .
- l'angle de couplage β_1
- largeur d'aube b_1
- le pas de l'aube t_1

a) Calcul du diamètre d_1 :

Le calcul du diamètre d_1 se fait de la manière suivante :

$$d_1^2 = d_{red}^2 - d_h^2 \tag{3.31}$$

d_{red} : Diamètre réduit

b) Vitesse périphérique :

$$U_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot N}{60} \tag{3.32}$$

c) Angle de l'aube β_1 :

Le fluide influencera sans pré rotation ; donc : $\alpha_1 = 90^\circ$ et $C_{m1} = C_1$

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{m1}}{U_1} \tag{3.33}$$

$$\beta_1 = \arctg \frac{C_{m1}}{U_1} \tag{3.34}$$

La vitesse méridienne à l'entrée de l'aubage C_{m1} peut être déterminée à l'aide de la proposition de STEPANOFF :

$$C_{m1} = K C_{m1} \cdot \sqrt{2 \cdot H_g} \tag{3.35}$$

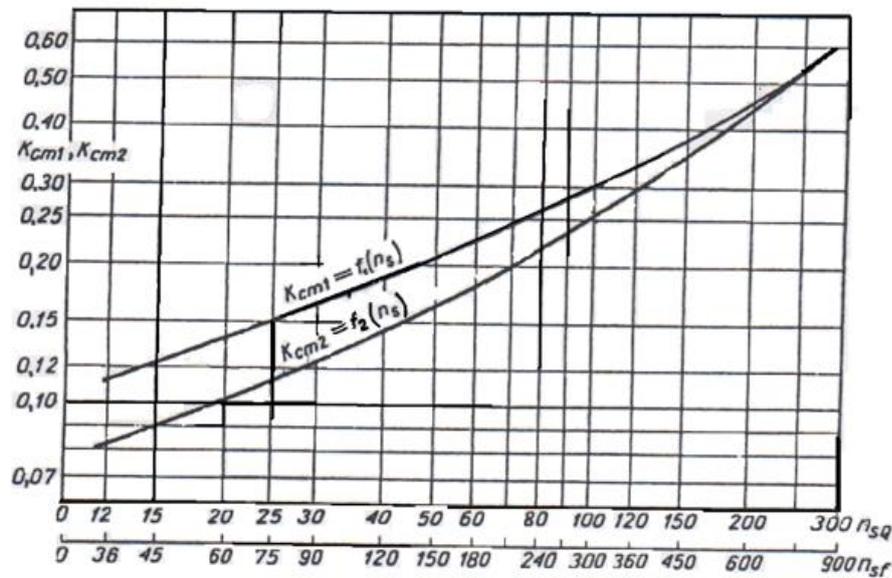


Figure. (3.9) : Diagramme $K_{cm1} = f(n_s)$

On sait que l'angle d'attaque $\delta = (1 \div 4)^\circ$ on admet que $\delta = 2^\circ$; l'angle d'entrée de l'aube sera :

$$\beta'_1 = \beta_1 + \delta \quad (3.36)$$

Remarque :

- Pour le nombre d'aube Z dans un dimensionnement d'une pompe centrifuge prend une valeur comprise entre 6 et 8.

a) Calcul du pas d'entrée :

$$t_1 = \frac{\pi d_1}{z} \quad (3.37)$$

b) La composante périphérique S_{u1} :

$$S_{u1} = \frac{S}{\sin \beta'_1} \quad (3.38)$$

c) Coefficient de rétrécissement φ_1 :

$$\varphi_1 = \frac{t_1}{t_1 - S_{u1}} \quad (3.39)$$

d) Section d'entrée A_1 :

$$A_1 = \frac{Q_i}{C_{m1}} \cdot \varphi_1 \quad (3.40)$$

e) Largeur d'aube b_1 :

$$b_1 = \frac{A_1}{\pi d_1} \quad (3.41)$$

III.9-2) LES PARAMETRES DE SORTIE :

a) Composante méridienne de la vitesse à la sortie de la roue :

D'après la formule de STEPANOFF :

$$Cm_2 = K C m_2 \sqrt{2H\varphi} \quad (3.42)$$

b) Angle de sortie de l'aube β_2 :

Nous savons que l'angle de sortie β_2 est compris entre 15 et 45 et le plus souvent entre 25 et 30. Alors on va admettre $\beta_2 = 27$, c'est l'angle que généralement le constructeur l'utilise.

c) Vitesse périphérique à la sortie U_2 :

Elle sera déterminée au moyen de l'équation fondamentale des turbopompes {Euler} sous la forme :

$$H_{th\infty} = \frac{1}{\varphi} (U_2 C u_2 - U_1 C u_1) \quad (3.43)$$

Le triangle de vitesse nous permet de déduire le rapport :

$$C u_2 = U_2 - \frac{C m_2}{\tan \beta_2}$$

En introduisant cette égalité dans l'équation de Euler ; on obtient :

$$\varphi H_{th\infty} = U_2 \left(U_2 - \frac{C m_2}{\tan \beta_2} \right) - U_1 C u_1$$

Où

$$U_2^2 - U_2 \frac{C m_2}{\tan \beta_2} = \varphi H_{th\infty} + U_1 C m_1$$

On a équation de 2^{ème} degré de la forme :

$$ax^2 + bx = c$$

X : représente l'inconnue U_2

A : constante égale à 1

B : représente la quantité $\left(\frac{C m_2}{\tan \beta_2} \right)$

C : représente la quantité $\varphi H_{th\infty} + U_1 C m_1$

Après résolution de l'équation on trouve :

$$U_2 = \frac{C m_2}{2 \tan \beta_2} \pm \sqrt{\left(\frac{C m_2}{2 \tan \beta_2} \right)^2 + \varphi H_{th\infty} + U_1 C u_1}$$

On a une entrée purement radial $\alpha_1 = 90^\circ$, $C_{m1} = C_1$ et $C_{U1} = 0$

$$U_2 = \frac{C m_2}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C m_2}{2 \tan \beta_2} \right)^2 + \varphi H_{th\infty}}$$

L'autre valeur ne convient pas car elle est toujours négative

Compte tenue de la relation :

$$H_{t_{hoo}} = H_{th}(1 + p)$$

On aura :

$$U_2 = \frac{Cm_2}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{Cm_2}{2 \tan \beta_2}\right)^2 + \varphi H_{th}(1 + p)}$$

Sachant que : $H_{th} = H/\eta_h$

La formule devient :

$$U_2 = \frac{Cm_2}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{Cm_2}{2 \tan \beta_2}\right)^2 + \varphi \frac{H}{\eta_h}(1 + p)} \quad (3.44)$$

Où p : est le coefficient de défaut de puissance ; c 'est la correction de Pfleiderer pour un nombre d'aube fini .Ce coefficient est calculé a l'aide de la formule suivante :

$$P = 2 \frac{x}{z} \frac{1}{1 - (d_1/d_2)^2} \quad (3.45)$$

Où :

$$x = 0.6 \left(1 + \frac{\beta_2}{60}\right) \quad (3.46)$$

Donc le diamètre de la roue d_2 sera :

$$U_2 = \frac{\pi d_2 N}{60} \text{ D'où } d_2 = \frac{U_2 60}{\pi N} \quad (3.47)$$

d) Calcul du pas de sortie :

$$t_2 = \frac{\pi d_2}{z} \quad (3.48)$$

e) Composante périphérique S_{U2} :

$$Su_2 = \frac{S}{\sin \beta_2} \quad (3.49)$$

f) Coefficient de rétrécissement de sortie φ_2 :

$$\varphi_2 = \frac{t_2}{t_2 - Su_2} \quad (3.50)$$

g) Section de sortie A_2 :

$$A_2 = \frac{Q_i}{Cm_2} \varphi_2 \quad (3.51)$$

h) Largeur d'aube b_2 :

$$b_2 = \frac{A_2}{\pi d_2} \quad (3.52)$$

Nous vérifions si le nombre d'aubes admis était correct au moyen de la formule

$$Z = 6.5 \frac{d_2 + d_1}{d_2 - d_1} \sin\left(\frac{\beta_1' + \beta_2}{2}\right) \quad (3.53)$$

III.7) TABLEAU DES RESULTATS :

Les paramètres	Les valeurs après l'exécution	Unité
Q_v	0.4	m ³ /s
H	100	m
N	1500	tr/min
ρ	1000	Kg/m ³
g	9.81	m/s ²
N_s	109.5	m/s ²
N_q	30	m/s ²
D_{red}	0.270	m
η_h	0.92	/
η_v	0.96	/
η_m	0.94	/
η	0.83	/
P_e	392400	W
P_a	472771.08	W
P_m	543686.75	W
τ	44145000	N/m ²
d_{ar}	0.098	m
Q_i	0.416	m ³ /s
d_h	0	m
ε_θ	0.12	/
ε_m	0.19	/
ε	0.155	/
C_e	6.86	m/s
d_0	0.277	m
A_0	0.06	m ²
A_0'	0.06	m ²
d_1	0.270	m
U_1	21.21	m/s
K_{cm1}	0.18	/
K_{cm2}	0.13	/
C_{m1}	7.97	m/s
β_1	21	degré

β'_1	23	degré
S	5	mm
Z	7	/
t_1	0.1212	mm
S_{u1}	12.80	mm
φ_1	1.12	/
A_1	0.058	m ²
b_1	0.068	m
β_2	27	degré
d_2/d_1	0.45	/
x	0.87	/
p	0.3	/
U_2	38.66	m/s
d_2	0.492	m
t_2	0.212	/
S_{u2}	11.01	mm
φ_2	1.05	/
A_2	0.0758	m ²
b_2	0.04	m
Z	9	/

Chapitre VI

VI.1-Introduction :

Dans des études précédentes, les chercheurs ont créé un programme de calcul de la roue du compresseur monocellulaire, mais ce programme n'est pas clair. "Il est difficile de voir clairement les différents contenus du programme, et il est difficile d'obtenir des résultats multiples, nous avons donc développé ce programme par un programme réalisé avec Visual Basic.

Ce programme que nous avons fait est devenu clair et les facteurs peuvent être facilement modifiés afin d'étudier l'influence de certains facteurs sur d'autres.

VI.2-Présentation de Visual Basic :

Visual Basic est un outil développé par Microsoft pour développer facilement des applications fonctionnant sous Microsoft Windows ©.

Visual Basic est un outil Visual permettant de créer sans notion de programmation l'interface graphique (GUI-Graphical User Interface) en disposant à l'aide de la souris des éléments graphiques (boutons, images, champs de texte, menus déroulants...).

L'intérêt de ce langage est de pouvoir associer aux éléments de l'interface des portions de code associées à des événements (clic de souris, appui sur une touche,...). Pour cela, Visual Basic utilise un petit langage de programmation dérivé du BASIC (signifiant Beginners All-Purpose Symbolic Instruction Code, soit code d'instruction symboliques multi-usage pour les débutants). Le langage de script utilisé par Visual Basic est nommé à juste titre VBScript, il s'agit ainsi d'un sous-ensemble de Visual Basic, de plus, ce langage est utilisé pour de nombreuses autres applications Microsoft© que Visual Basic :

-Microsoft Access.

-Microsoft Active Server Pages.

-Microsoft Excel.

-Microsoft Internet Explorer.

Microsoft Word.

Ainsi, pour créer un utilitaire, il suffit de créer son interface graphique à l'aide de la bibliothèque d'éléments en les assemblant tels un puzzle, puis de programmer à l'aide de VBScript les événements associés aux éléments de l'interface.



Figure 4.1 : Interface de Visuel Basic

VI.3-Historique :

Le Visual Basic est un langage de programmation développé au début des années 1960 au « Dartmouth collège » au Etats-Unis.

Il a été pour remplacer les langages de programmation complexes existants à cette époque (FORTRAN, Algol, Cobol...). C'était le premier langage utilisant le temps de partage (Timeshare). Au milieu des années 1970, deux étudiants ont développé le premier langage Basic pour un micro-ordinateur de type Altair. Ces deux étudiants étaient : Bill Gates et Paul Allen.

Depuis, plusieurs langages se basant sur cette première version de Basic ont été développés comme par exemple :

GW Basic, Q Basic, Quick Basic. Les premières versions de Visual Basic pour DOS et pour Windows sont apparues en 1991.

La version 6 de Visual Basic a introduit :

- un compilateur plus rapide.
- De nouveaux objets de contrôles de données ActiveX.
- L'intégration de bases de données avec une grande variété d'applications.
- Un nouveau générateur de rapports de données.
- Un nouvel assistant d'emballage et de déploiement d'applications.

VI.4-Fonctionnalités du langage Visual Basic :

Visual Basic a été conçu pour être facile à apprendre et à utiliser. Le langage permet de créer des applications graphiques de façon simple, mais également de créer des applications véritablement complexes. Programmer en VB est un mélange de plusieurs tâches, comme disposer visuellement les composants et contrôles sur les formulaires, définir les propriétés et les actions associées à ces composants, et en fin ajouter du code pour ajouter des fonctionnalités. Comme les attributs et les actions reçoivent des valeurs par défaut, il est possible de créer un programme simple sans que le programmeur ait à écrire de nombreuses lignes de code. Les premières versions ont souffert de problèmes de performance. Mais avec l'apparition d'ordinateurs plus rapides et grâce à la compilation en code natif, ces problèmes de performance est estompé.

Bien que les programmes puissent être compilés en code natif depuis la version 5, ils requièrent toujours pour fonctionner la présence du moteur d'exécution ou runtime, pour une taille d'environ 2 MB. Ce moteur d'exécution est inclus par défaut dans Windows 2000 et versions supérieures, sous formes de bibliothèques dynamiques. Pour les versions précédentes de Windows, le moteur d'exécution doit être distribué avec l'exécutable lui-même.

Dans l'IDE, les formulaires sont créés en utilisant la technique de glisser-déposer, permettant de disposer des contrôles (boîte de saisie, case à cocher, bouton...) sur le formulaire. Les contrôles possèdent tous des attributs et des gestionnaires d'événements associés. Des valeurs par défaut sont attribuées, qui peuvent être modifiées par le programmeur. De nombreux attributs peuvent être modifiés dynamiquement lors de l'exécution, en réponse à des actions de l'utilisateur ou à des changements dans l'environnement. Par exemple, il est possible d'ajouter du code dans le gestionnaire de l'événement redimensionnement du formulaire afin qu'il occupe toute la surface de l'écran. En ajoutant du code dans le gestionnaire de l'événement « keyPress » (touche enfoncée) d'une boîte de saisie, le programme pourrait automatiquement convertir les minuscules en majuscules ou inversement, ou encore interdire l'insertion de certains caractères.

Visual Basic permet de créer des exécutables (fichiers .EXE), des contrôles ActiveX ou des DLL, mais son usage premier est la réalisation d'applications Windows et l'interfaçage Web avec des bases de données. On peut utiliser des boîtes de dialogue simplifiées (par exemple pas de Maximize/Minimize) pour fournir des fonctionnalités de type pop-up. Les contrôles fournissent les fonctionnalités de base de l'application, les programmeurs ajoutant simplement le fonctionnel supplémentaire en insérant du code dans les gestionnaires d'événements appropriés. Par exemple, une boîte de sélection déroulante est directement capable d'afficher sa liste et de permettre à

l'utilisateur de choisir l'un de ses éléments .un gestionnaire d'événement est appelé lorsqu'un élément est sélectionné , par exemple pour remplir une liste associée.

Un composant Visual Basic peut aussi ne pas avoir d'interface utilisateur et fournir à la place des objets ActiveX aux autres programmes, au travers du component objet model(COM).le langage dispose d'un mécanisme de récupération de mémoire(Ramasse-miettes),utilisant le mécanisme de « comptage de référence ». il dispose également d'une grande bibliothèque d'utilitaires et offre les bases du support de la Programmation Orientée Objet. Dans la mesure ou les composants les plus communs sont inclus par défaut dans le modèle de projet standard, il est rarement nécessaire pour le programmeur d'utiliser des bibliothèques additionnelles. A la différence de beaucoup d'autres langages de programmation, Visual Basic n'est en général pas sensible à la casse (l'usage des majuscules ou des minuscules est indifférent), bien qu'il transforme automatiquement l'écriture des mots-clés selon une convention standard et qu'il force l'écriture des variables dans le code à être identique à l'écriture employée lors de la déclaration. En revanche, les comparaisons de chaînes de caractères sont-elles sensibles à la casse par défaut mais ce comportement est modifiable à volonté.

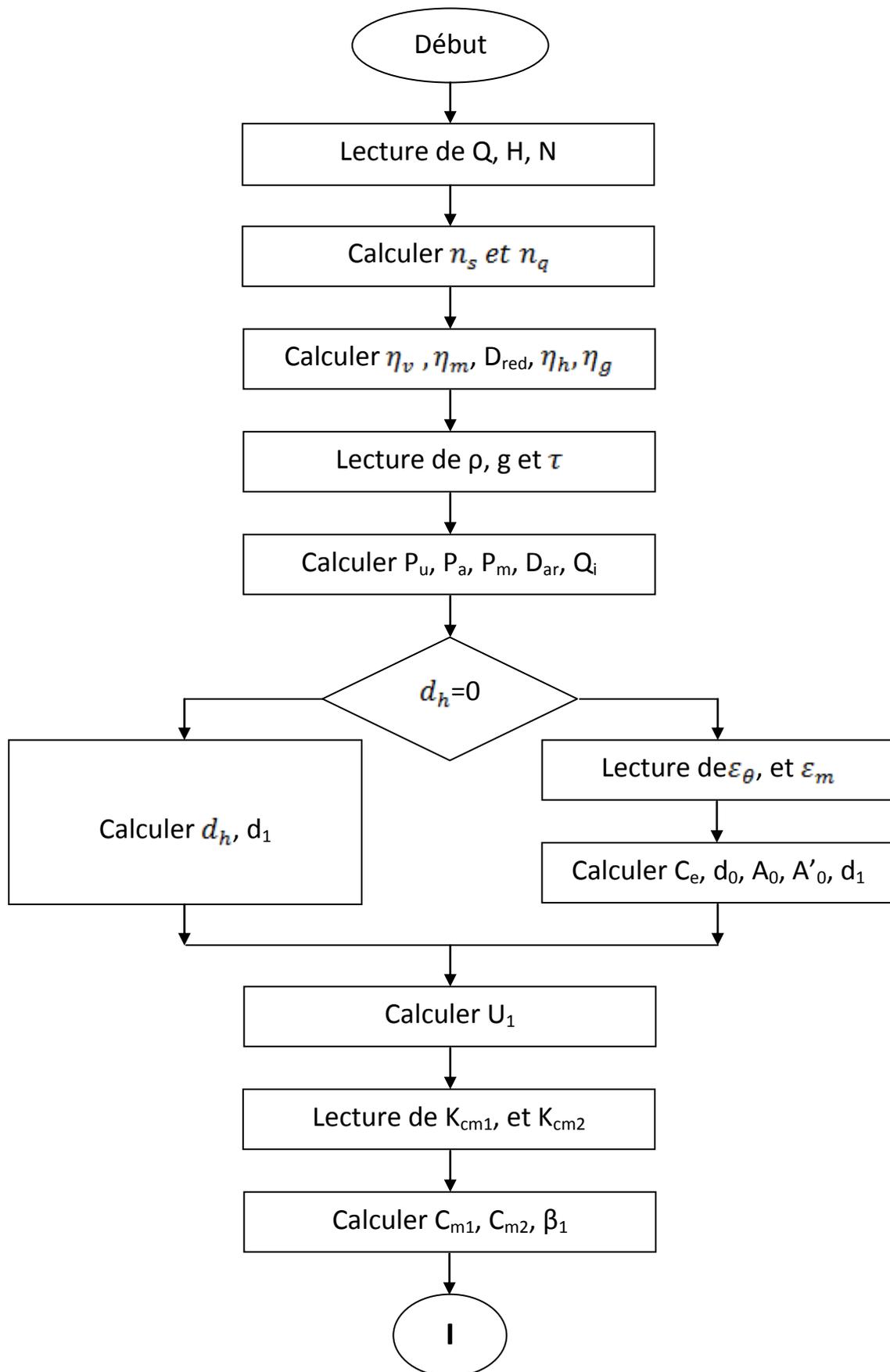
Le compilateur employé par Visual Basic est le même que celui d'autre langages fournis avec Visual studio 6(C, C++), mais des restrictions placées au niveau de l'environnement de développement intégré empêchent la génération de code particulier (DLL Windows ou Threads).

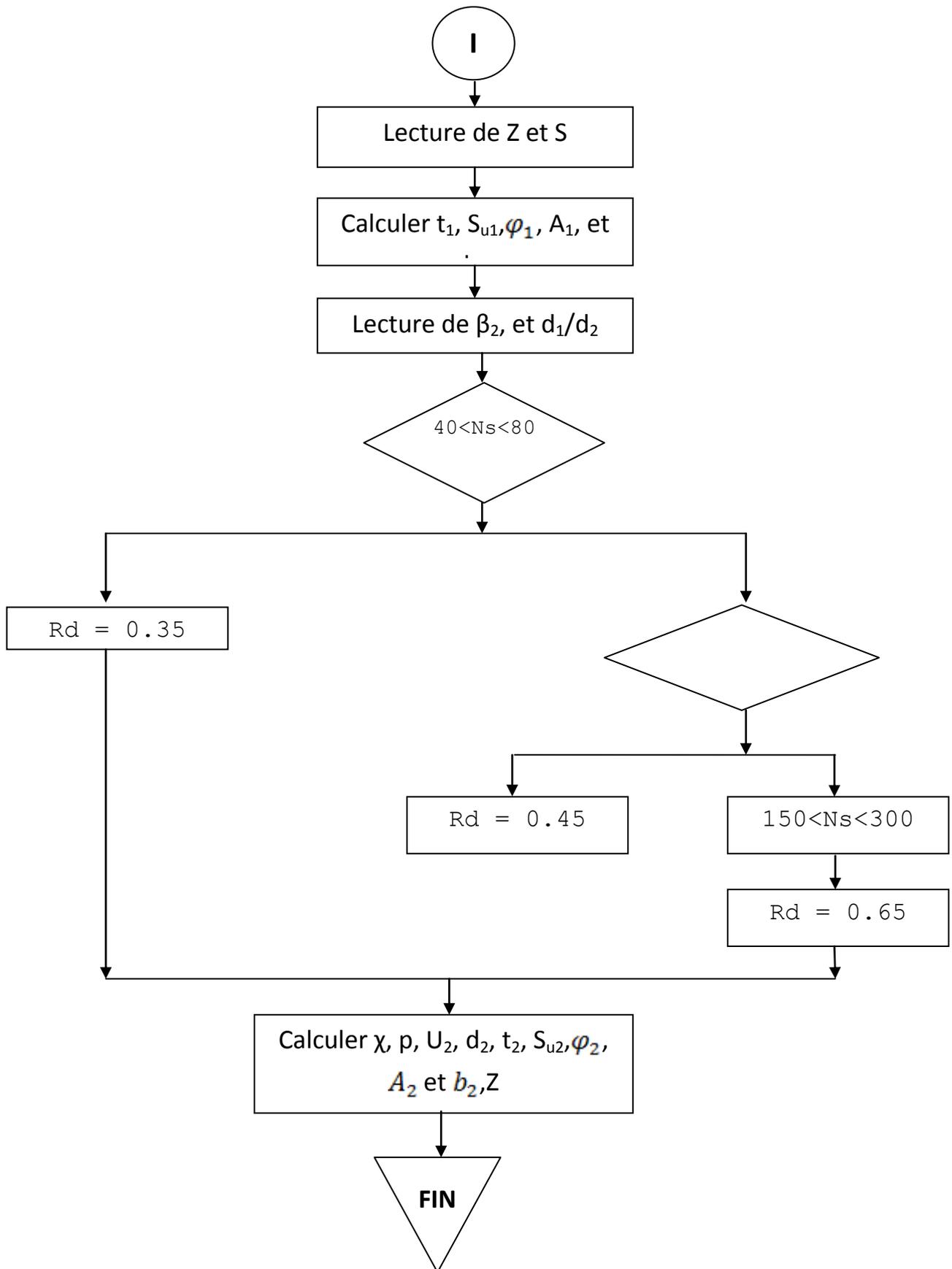
VI.5-Possibilités de Visual Basic :

De par le nombre de composants fournis avec Visual Basic, les possibilités en terme d'interface graphique sont très grandes. D'autre part les contrôles ActiveX, des composants actifs utilisables dans vos applications, permettent d'avoir accès à des fonctions avancées :

- accès à des bases de données.
- accès à des fonctionnalités réseau.
- accès à des fonctions d'entrée-sortie.

VI.6. Organigramme





7. Résultats obtenus :

Tableau 4.1 : Les données initiales

Les paramètres	Les valeurs	Unité
Q_v	0.4	m^3/s
H	100	m
N	1500	tr/min
d_h	0	m
ε_1	0.12	/
ε_2	0.19	/
K_{cm1}	0.18	/
K_{cm2}	0.13	/

Tableau 4.2 : Les résultats obtenus analytiquement (Chapitre3)

Les paramètres	Les valeurs après l'exécution	Unité
N_s	109.50	m/s^2
N_q	30	m/s^2
D_{red}	0.2736	m
η_h	0.9699	/
η_v	0.9711	/
η_m	0.9360	/
η	0.8816	/
P_e	392400	W
P_a	445090	W
P_m	511860	W
d_{ar}	0.0963	m
Q_i	0.4119	m^3/s
ε	0.155	/
C_e	6.8656	m/s
d_0	0.2764	m
A_0	0.06	m^2
A'_0	0.06	m^2
d_1	0.2736	m
U_1	21.485	m/s
C_{m1}	7.9730	m/s

C_{m2}	5.7583	m/s
β_1	20.3597	degré
β_1'	22.3597	degré
t_1	0.1228	mm
S_{u1}	13.1434	/
φ_1	1.1199	/
A_1	0.0579	m ²
b_1	0.0674	m
x	0.87	/
p	0.3117	/
U_2	42.5104	m/s
d_2	0.5413	m
Rd	0.5054	m
t_2	0.2429	/
S_{u2}	11.0134	mm
φ_2	1.0475	/
A_2	0.0749	m ²
b_2	0.0441	m
Z	7	

VI.8. Aperçu général de l'application :

Dans cette partie nous allons présenter les différentes feuilles de l'application, la première feuille qui présente la feuille de démarrage (l'interface) qui donne les feuilles des choix contient des informations et des calculs avec un chemin précisée.

9. Feuille de menu :

Cette feuille (figure 2) contient les différents données et avec un bouton de fermeture de l'application, un bouton d'aide et un bouton de l'a propos.

Figure 4.2. feuille de menu

VI.10.présentation de feuilles de calcul :

Les feuilles de choix compose des cases saisies et des cases qui donnée les résultats,il suivant l'ordre suivant :

VI.10.1.Mesure des diffirents parametres:

Cette feuille (Figure3) nout permet d'obtenir les diffirents parametres de notre roue de la pompe monocellilaire avec les caractéristique saisirées dans la page précédente (figure2) avec la possibilité d'effacer , de changer le type de moyeu et retour à la feuille des données pour changer les parametres.

Figure 4.3. feuille des parametres

➤ **Remarque:**

D'après les résultats trouvés à partir de l'exécution du programme et des résultats calculés on remarque qu'on a une bonne concordance des résultats, ce qui montre que l'outil d'aide à la décision nous permet de bénéficier d'un gain de temps considérable tout en gardant la même fiabilité et précision dans ces résultats.

VI.10.2.Choix des valeurs de Epsilon:

Cette fenetre nous permet de remplir les valeurs de Epsilon a partir du diagramme on fonction de la valeur « n_q » (figure 4).

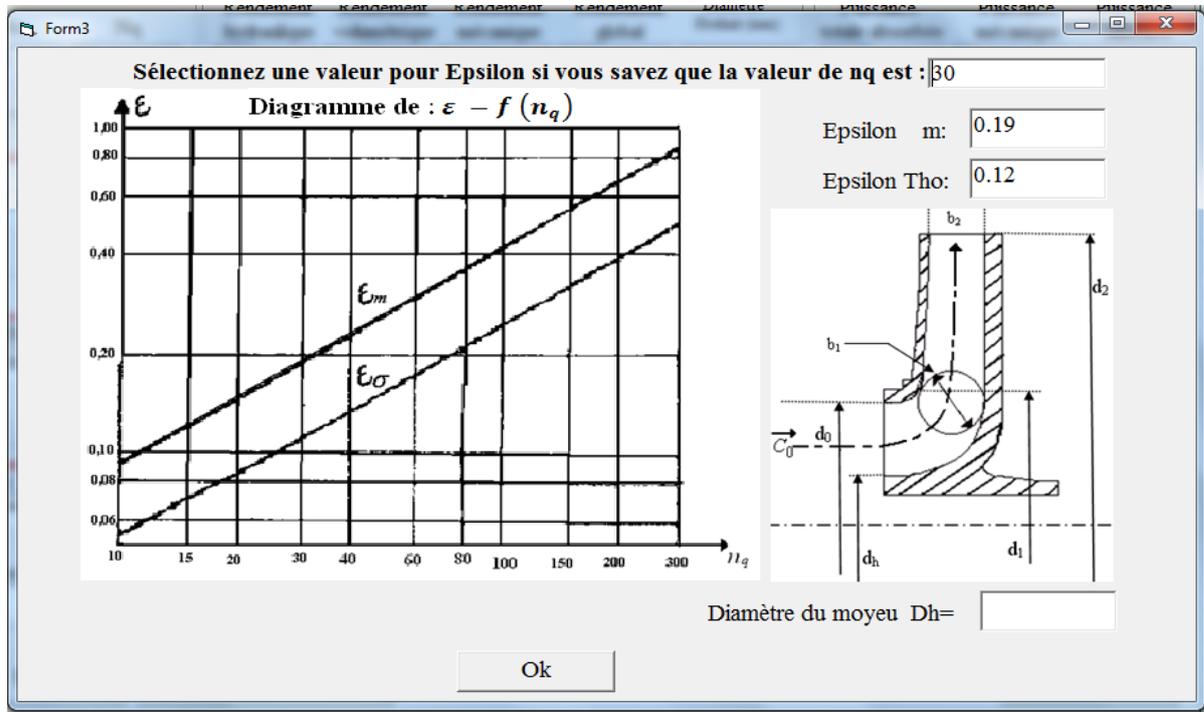


Figure 4.4. feuille des valeurs de Epsilon

VI.10.3.Choix des valeurs de Epsilon:

Cette fenetre nous permet de remplir les valeurs de Kcm1 et Kcm2 a partir du diagramme on fonction de la valeur « n_s » (figure 5).

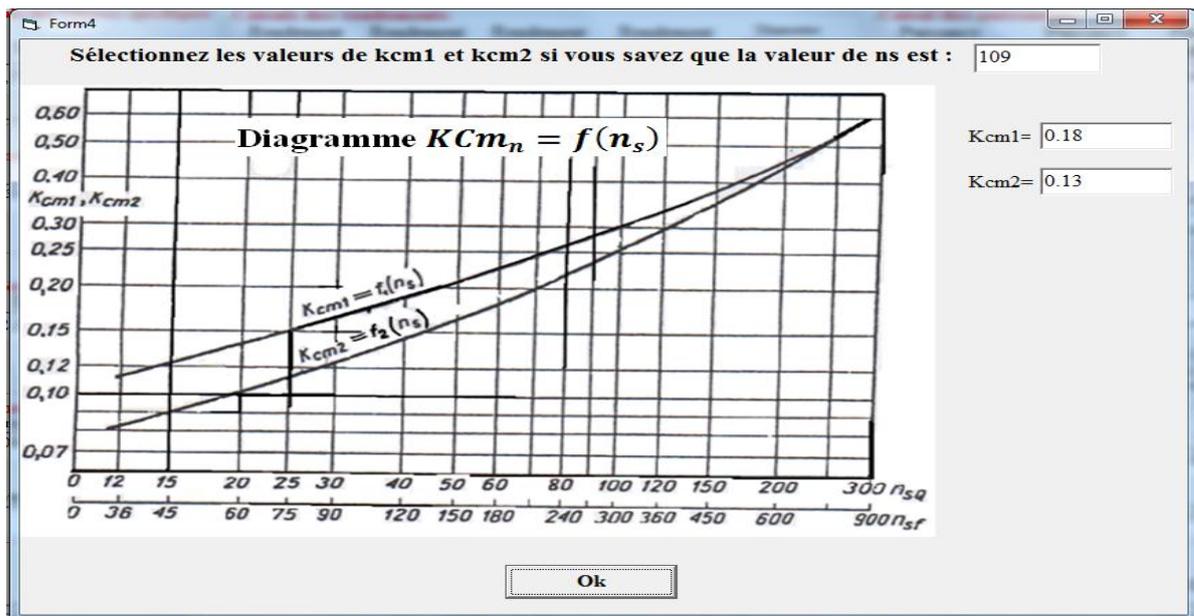


Figure 4.5. feuille des valeurs de Kcm

VI.10.4. A propos :

Cette feuille permet de donner le lieu et les noms des étudiants qui réalisent cette application et leur superviseur.

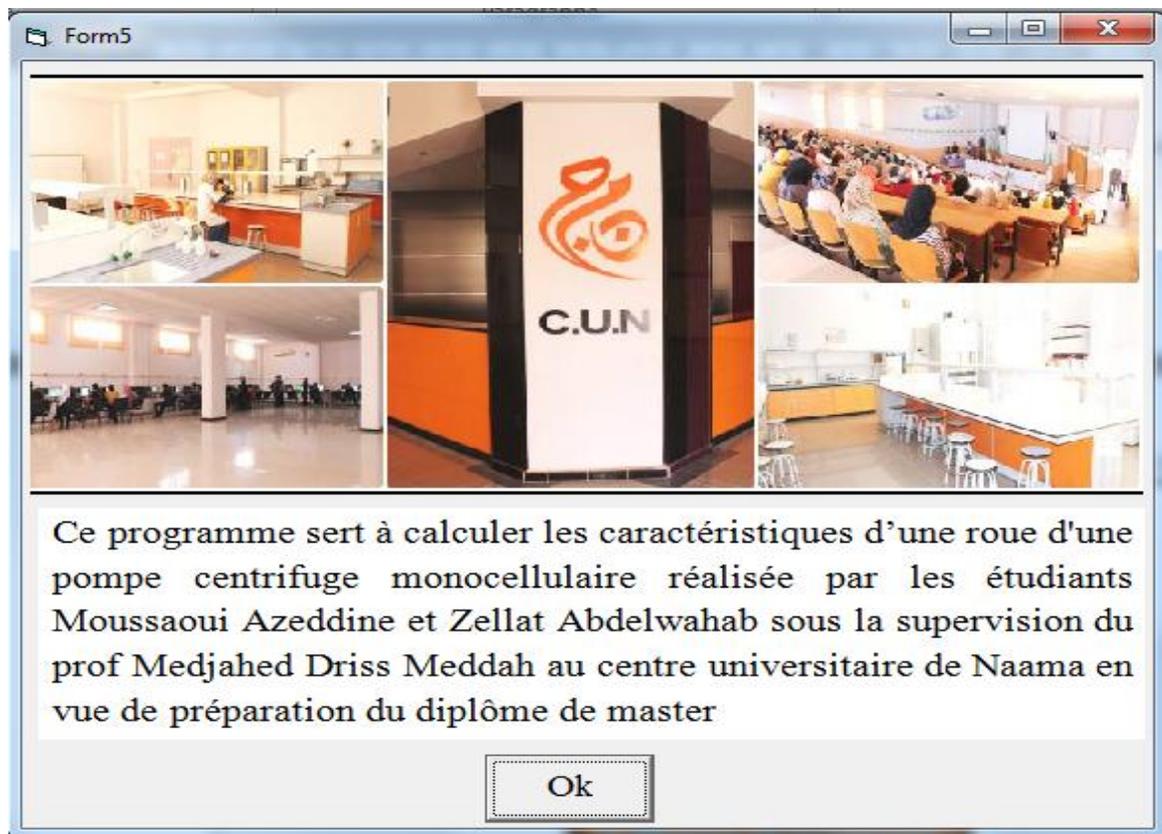


Figure 4.6. La feuille A propos

VI.11 : Etude paramétrique :

Dans cette partie on fera des exploitations du programme mentionné dans les parties précédentes pour l'étude de l'effet de certains facteurs sur la performance de la roue d'une pompe monocellulaire.

On a utilisé les paramètres suivants :

VI.11.1 L'influence du débit volumique :**VI.11.1.1. L'influence du débit volumique sur le rendement globale :**

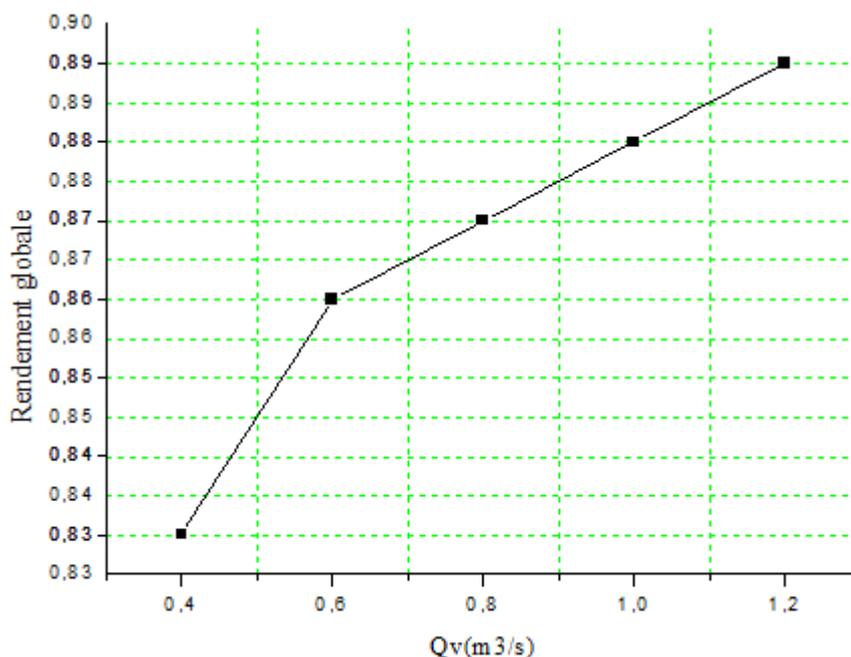


Figure 4.7. L'influence de η_g en fonction de Qv

Le graphe représenté dans la Figure 7 montre qu'il y a un effet clair du débit volumique sur le rendement global, alors, avec l'augmentation du débit volumique, le rendement global est augmenté.

VI.11.1.2. L'influence du débit volumique sur les puissances :

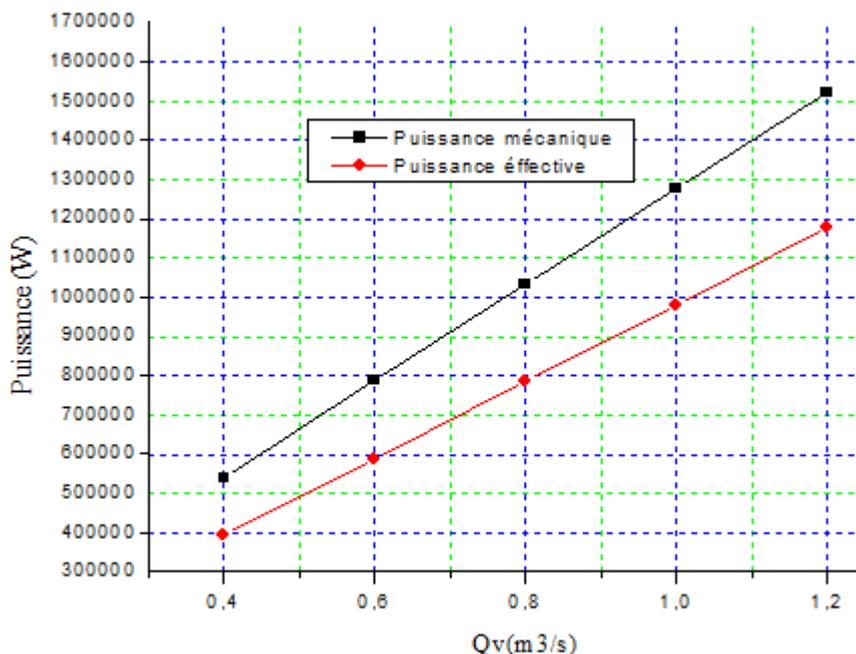


Figure 4.8. L'influence de P_{mec} et P_{eff} en fonction de Qv

Dans ces courbes, nous constatons qu'il y a un effet considérable du débit volumique sur les puissances, alors, avec l'augmentation du débit volumique, les puissances sont augmentées.

VI.11.1.3. L'influence du débit volumique sur les diamètres :

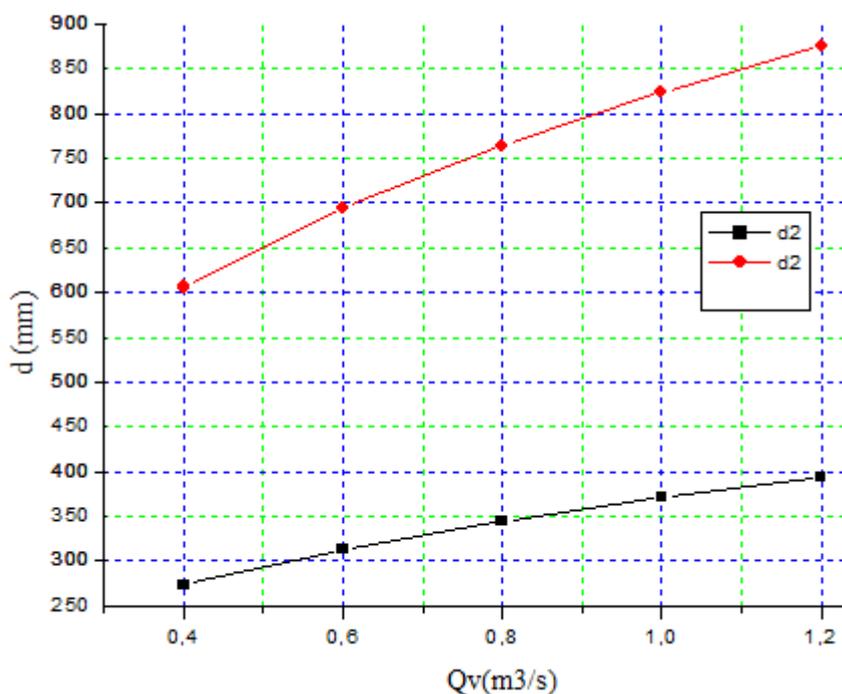


Figure 4.9. L'influence de de d1 et d2 en fonction de Qv

La figure au-dessus, montre qu'il y a une proportion directe entre le débit volumique et les diamètres de la roue, les débits volumiques élevés nécessitent des diamètres élevés.

VI.11.2. L'influence de la vitesse de rotation :

VI.11.2.1. L'influence de la vitesse de rotation sur le rendement globale :

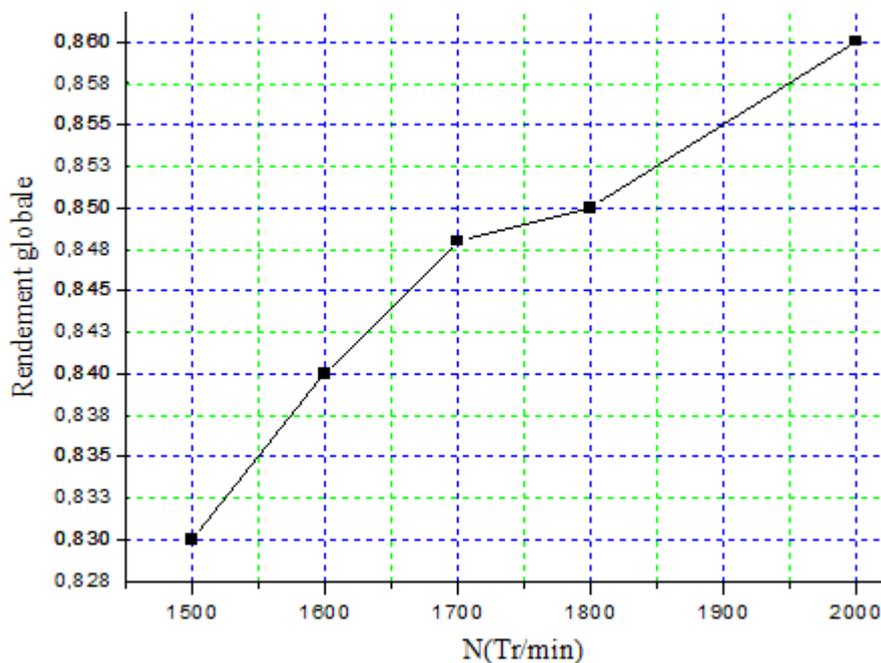


Figure 4.10. L'influence de de η_g en fonction de N

Le graphe représenté dans la Figure 10 montre qu'il y a un effet clair de la vitesse de rotation sur le rendement global, alors, avec l'augmentation de la vitesse de rotation, le rendement global est augmenté.

VI.11.2.2. L'influence du débit volumique sur les puissances :

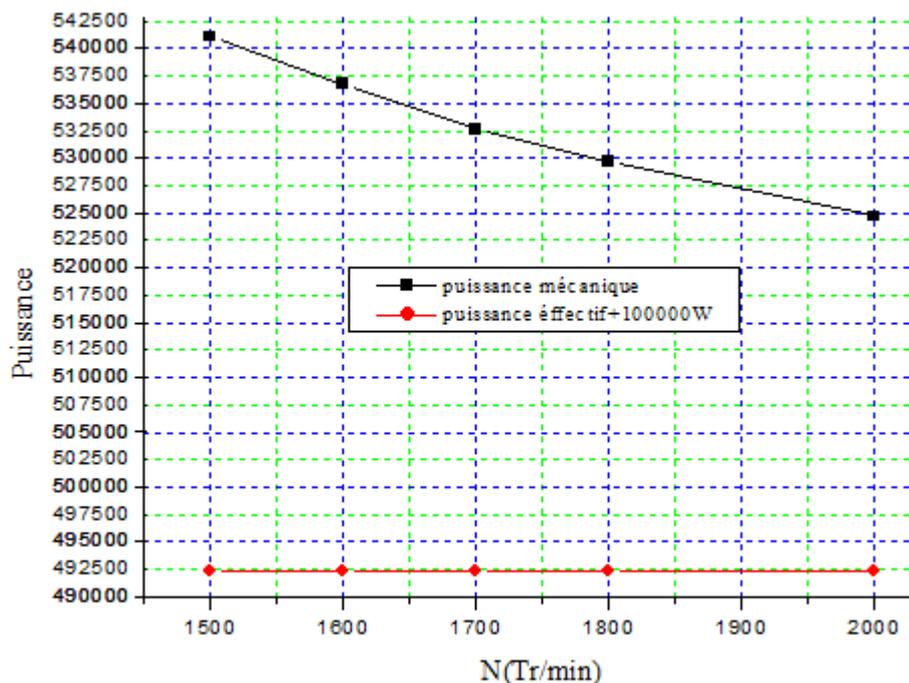


Figure 4.11. L'influence de de P_{mec} et P_{eff} en fonction de N

En remarque qu'il y a une claire décroissance de la puissance mécanique P_{mec} avec le croisement de la vitesse de rotation, en remarque aussi qu'il n'y a pas d'effet de la vitesse de rotation sur la puissance effectif P_{eff} .

VI.11.2.3. L'influence de la vitesse de rotation sur les diamètres :

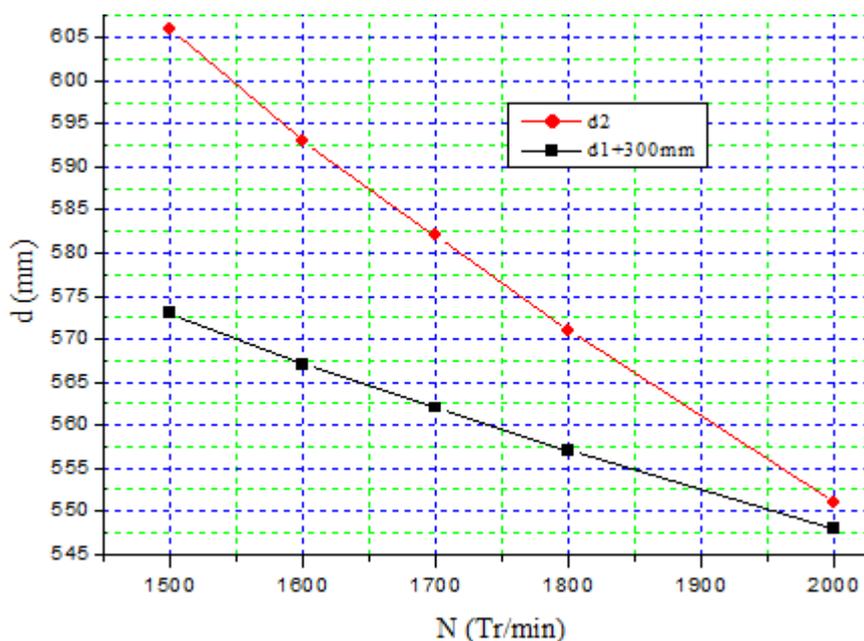


Figure 4.12. L'influence de de d1 et d2 en fonction de N

Il a un décroissement logique des diamètres de la roue avec le croisement de la vitesse de rotation.

VI.11.3. L'influence de la vitesse de rotation :

VI.11.3.1. L'influence de la Hauteur hydraulique sur le rendement global :

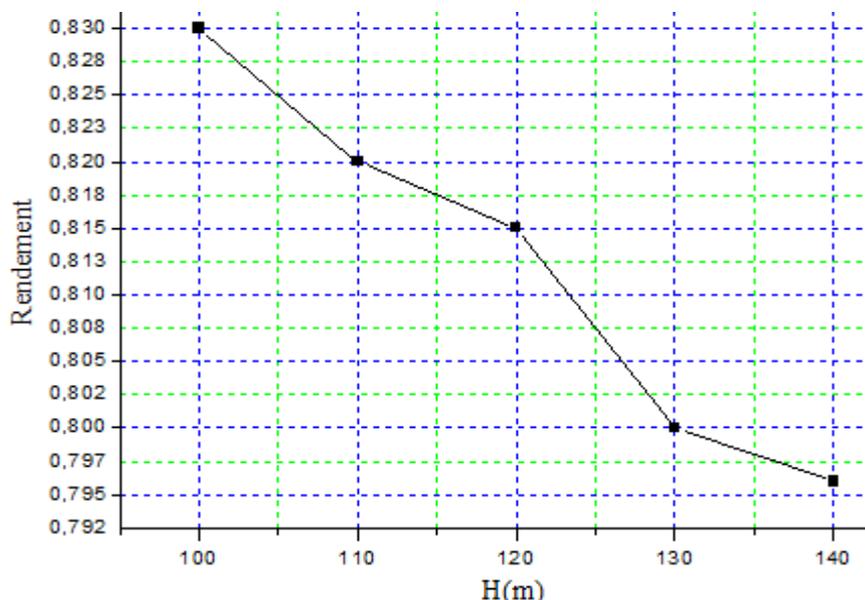


Figure 4.13. L'influence de de η_g en fonction de H

Le graphe représenté dans la Figure 13 montre qu'il y a un effet clair de la Hauteur hydraulique sur le rendement global, alors, avec l'augmentation de la Hauteur hydraulique, le rendement global est diminué parce que les hauteur élevés nécessitent beaucoup de puissance.

VI.11.3.2. L'influence de la Hauteur hydraulique sur les puissances :

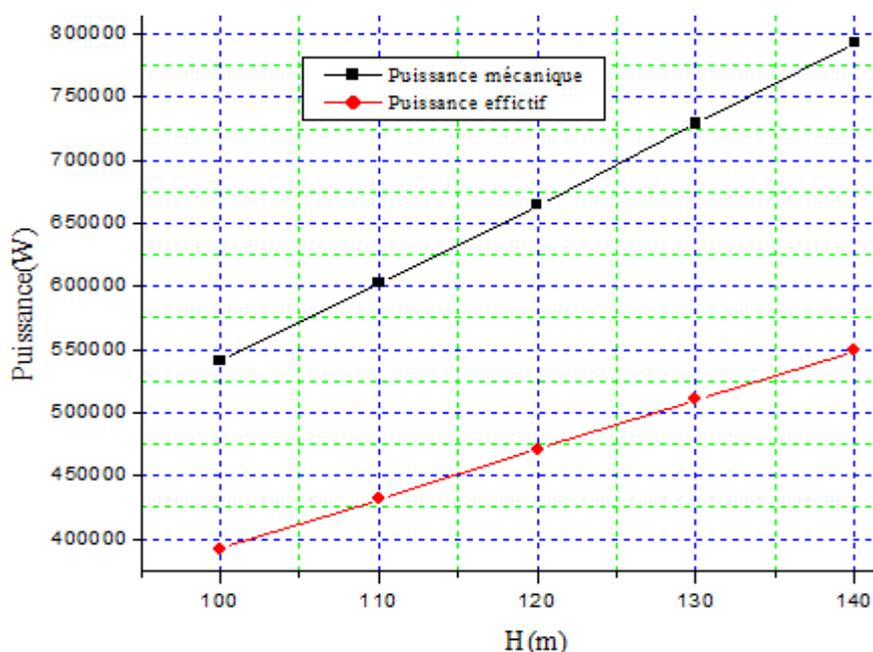


Figure 4.14. L'influence de de P_{mec} et P_{eff} en fonction de H

En remarque qu'il y a une logique croissance de la puissance mécanique P_{mec} avec le croisement de la Hauteur hydraulique, parce que on a dit dans la section précédente les hauteur élevés nécessitent beaucoup de puissance.

VI.11.3.3. L'influence de la Hauteur hydraulique sur les diamètres :

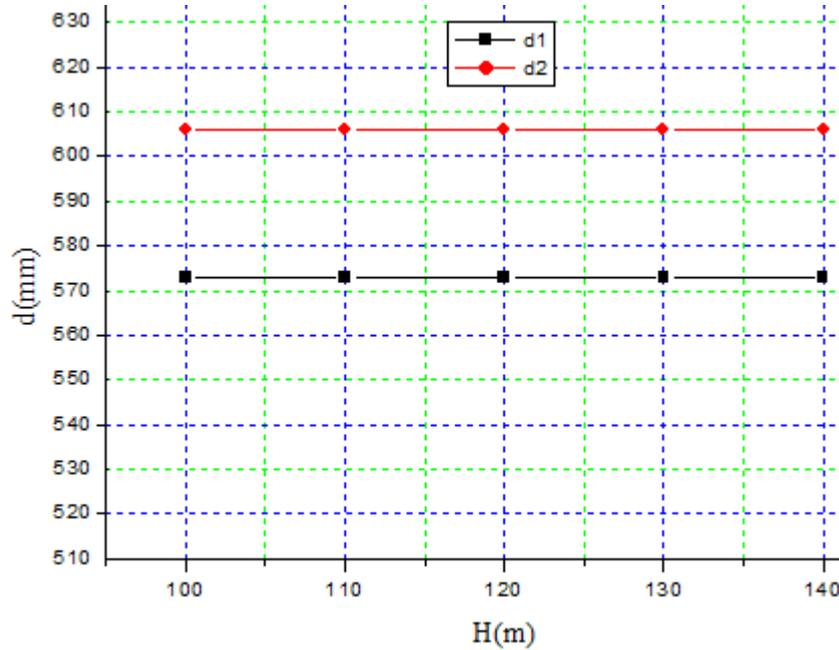


Figure 4.15. L'influence de de d1 et d2 en fonction de H

Il est clair qu'il n'y a pas d'effet de la Hauteur hydraulique sur les diamètres de la roue

VI.12. Conclusions :

L'importance du programme de calcul de la roue d'une pompe centrifuge monocellulaire réalisé par le logiciel Visual Basic est très important, il nous permet de voir les résultats et les hypothèses avec une manière claire, et aussi nous permet comme nous l'avons vu étudier l'effet de certains facteurs thermodynamique et hydrauliques sur d'autres, à travers des courbes obtenues nous avons remarqué l'importance du débit volumique et la vitesse de rotation ainsi que la hauteur hydraulique et leurs influences sur les performances de la roue d'une pompe centrifuge, les rendements, les puissances et d'autres facteurs sont d'une certaine importance sur le fonctionnement de la roue d'une pompe centrifuge.

Conclusion Générale

La technologie des pompes centrifuges est d'autant plus vaste que toutes les autres techniques des équipements industriels, à cause de leur rôle vital dans le transport, le procès et plusieurs autres applications, elles représentent les machines auquel est consacré un nombre très important d'opérations de révisions et de maintenances.

L'étude que nous avons faite a touché le calcul des différents paramètres d'un impulser d'une pompe centrifuge on utilisant des formules théoriques d'une part et d'une autre part des formules empiriques, en cas où la théorie ne donne aucun résultat.

Ce travail permet de donner aux futurs étudiants une idée sur l'utilisation du programme langage MATLAB et ses applications dans le domaine des pompes.

Nous souhaitons que ce projet soit comme une base pour les futurs étudiants en génie mécanique, pour continuer d'autres études complémentaires dans le domaine des pompes centrifuges.

Références bibliographiques

[1] Turbomachines description. Principes de base © techniques de l'ingénieur, traité génie mécanique

[2] Théorie des turbomachines . M.reggio et j-y. Trépanier

[3] Scilab textbook companion for turbomachines

By a. V. Arasu1 created by athota raja b.tech may 25, 2016

[4] Fluid mechanics, thermodynamics of turbomachinery s.l. Dixon, b.eng., ph.d.

Senior fellow at the university of liverpool fourth edition in si/metric units

[5] Principles of turbomachinery second edition

R.k. Turton senior lecturer in mechanical engineering

[6] Aspects mécaniques des turbomachines chapitre 2

Dynamique des aubes et des disques

[6] Thermal turbomachinery theoretical practice program: Erasmus authors: Mitja Mori

Boštjan drobnič , boštjan jurjevčič ,

[7] Principles of turbomachinery by seppo a.korpela

[8] Adam t. Troskolanski le turbo pompe « théorie, tracé et construction »

[9]Mémoire de fin d'étude «étude de dimensionnement de la roue d'une pompe centrifuge monocellulaire application MATLAB présenté par : hadj Tayeb Samiha et Belfodil Amel année 20016/2017.

Symboles

Désignation		Unités
Q_v	Débit volumétrique	m^3/s
H	Hauteur géométrique	
N	Vitesse de rotation	tr/min
ρ	La masse volumique	Kg/m^3
g	Accélération de la pesanteur	m/s^2
$n_s ; n_q$	Vitesse spécifique	
d_{red}	Diamètre réduit	m
η	Rendement global	
η_v	Rendement volumétrique	
η_h	Rendement hydraulique	
η_m	Rendement mécanique	
P_a	Puissance totale absorbée	W
P_m	Puissance mécanique	W
P_e	Puissance effective	W

d_{ar}	Diamètre de l'arbre	m
Q_i	Débit interne	m ³ /s
d_h	Diamètre du moyeu	m
ε	Coefficient de vitesse d'entrée	
C_e	Vitesse d'entrée	m/s
d_0	Diamètre de l'ouïe	m
A_0	Section libre de l'ouïe	m ²
A_h	Section du moyeu	m ²
A_0'	Section totale de l'ouïe	m ²
A_1	Section d'entrée	m ²
A_2	Section de sortie	m ²
b	Largeur d'aube	m
C	Vitesse absolue	m/s
C_u	Vitesse tangentielle	m/s
$C_m; C_r$	Vitesse méridienne ou radiale	m/s
D_1	Diamètre à l'entrée de la roue	m
D_2	Diamètre à la sortie de la roue	
$H_{th\infty}$	Hauteur théorique à nombre d'aubes infini	m
H_{th}	Hauteur théorique	m
K_{cm}	Constante de la vitesse méridienne	

K_0	Coefficient de rétrécissement du moyeu	
M_t	Moment de torsion	N.m
p	Coefficient de défaut de puissance	
t	Pas de l'aube	mm
t_1	pas de l'entrée	
t_2	pas de sortie	
S_{U1}	Composante périphérique à l'entrée	mm
S_{U2}	Composante périphérique à la sortie	mm
U	Vitesse périphérique (vitesse d'entraînement)	m/s
W_t	Module de torsion	N/m ²
W	Vitesse relative	m/s
$\alpha ; \beta$		degré
ϕ	Coefficient de rétrécissement	
τ	Contrainte locale de torsion dans le matériau de l'arbre.	N/m ²
ω	Vitesse angulaire de l'arbre de la pompe	rad/s
S	épaisseur de l'aube	mm
Z	nombre de l'aube	
A_h	section du moyeu	
b	largeur d'aube	

Annexe

A1.Les codes de programmation dans Visual Basic

```
Private Sub Command1_Click()  
Form2.Show  
Form1.Hide  
Form2.Frame2.Visible = False  
Form2.Frame3.Visible = False  
Form2.Frame4.Visible = False  
Form2.Frame5.Visible = False  
Form2.Frame6.Visible = False  
Form2.Frame7.Visible = False  
Form2.Frame8.Visible = False  
Form2.Frame9.Visible = False  
Form2.Frame10.Visible = False  
Form2.Frame11.Visible = False  
Form2.Frame12.Visible = False  
Form2.Frame13.Visible = False  
Form2.Text1.Text = ""  
Form2.Text2.Text = ""  
Form2.Text3.Text = ""  
Form2.Text4.Text = ""  
Form2.Text5.Text = ""  
Form2.Text6.Text = ""  
Form2.Text7.Text = ""  
Form2.Text8.Text = ""  
Form2.Text9.Text = ""  
Form2.Text10.Text = ""  
Form2.Text11.Text = ""  
Form2.Text12.Text = ""  
Form2.Text13.Text = ""  
Form2.Text14.Text = ""  
Form2.Text15.Text = ""  
Form2.Text16.Text = ""  
Form2.Text17.Text = ""  
Form2.Text18.Text = ""  
Form2.Text19.Text = ""  
Form2.Text20.Text = ""  
Form2.Text21.Text = ""  
Form2.Text22.Text = ""  
Form2.Text23.Text = ""  
Form2.Text24.Text = ""  
Form2.Text25.Text = ""  
Form2.Text26.Text = ""  
Form2.Text27.Text = ""  
Form2.Text28.Text = ""
```

```
Form2.Text29.Text = ""
Form2.Text30.Text = ""
Form2.Text31.Text = ""
Form2.Text32.Text = ""
Form2.Text33.Text = ""
Form2.Text34.Text = ""
Form2.Text35.Text = ""
Form2.Text36.Text = ""
Form2.Text37.Text = ""
Form2.Text38.Text = ""
Form2.Text39.Text = ""
Form2.Text40.Text = ""
Form2.Text41.Text = ""
Form2.Text42.Text = ""
Form2.Text43.Text = ""
Form2.Text44.Text = ""
Form2.Text45.Text = ""
Form2.Text46.Text = ""
Form2.Text47.Text = ""
Form2.Text48.Text = ""
End Sub
```

```
Private Sub Command2_Click()
End
End Sub
```

```
Private Sub Command3_Click()
Form5.Show
Form1.Hide
End Sub
```

```
Private Sub Command1_Click()
End
End Sub
```

```
Private Sub Command11_Click()
Form4.Show
Form4.Text1.Text = Val(Form2.Text1.Text)
End Sub
```

```
Private Sub Command10_Click()
Dim t19 As Double
Dim t12 As Double
Dim t13 As Double
Dim t17 As Double
Dim t20 As Double
Dim t21 As Double
Dim t22 As Double
Dim t15 As Double
t19 = Val(Text19.Text)
t12 = Val(Text12.Text)
```

```

t13 = Val(Text13.Text)
t17 = Val(Text17.Text)
t20 = Val(Text20.Text)
t21 = Val(Text21.Text)
t22 = Val(Text22.Text)
t15 = Val(Text15.Text)
t19 = t12 / (10 * t17)
t20 = (3.14 * t22 ^ 2) / 4
t21 = t20 + t19
t15 = 1000 * ((t13 / 1000) ^ 2 - t22 ^ 2) ^ 0.5
Text15.Text = t15
Text21.Text = t21
Text20.Text = t20
Text19.Text = t19
Text23.Text = 3.14 * t15 * Form1.Text2.Text / 60000
Frame11.Visible = True
Frame10.Visible = True
Frame7.Visible = True
Text50.Text = Text19.Text * 10000
Text51.Text = Text20.Text * 10000
Text52.Text = Text21.Text * 10000
End Sub

```

```

Private Sub Command12_Click()
Text24.Text = ((2 * Val(Form1.Text6.Text) * Val(Form1.Text3.Text)) ^ 0.5) *
Val(Form4.Text2.Text)
Text26.Text = (180 / 3.14) * Atn((((2 * Val(Form1.Text6.Text) *
Val(Form1.Text3.Text)) ^ 0.5) * Val(Text34.Text)) / Val(Text23.Text))
Text25.Text = 100 * Text26.Text
Text27.Text = Val(Text25.Text) / 100 + Val(Form1.Text10.Text)
Text28.Text = 3.14 * Val(Text15.Text) / (Val(Form1.Text8.Text) * 1000)
Text29.Text = Val(Form1.Text9.Text) / Sin(Text27.Text * 3.14 / 180)
Text30.Text = (3.14 * Val(Text15.Text) / (Val(Form1.Text8.Text) * 1000)) / (((3.14 *
Val(Text15.Text) / (Val(Form1.Text8.Text) * 0.1)) / 10000) - (0.0001 *
Val(Text29.Text)))
Text31.Text = Val(Text30.Text) * Val(Text12.Text) / (Val(Text24.Text) * 10)
Text32.Text = (Val(Text30.Text) * Val(Text12.Text) / (Val(Text24.Text) * 10) *
1000000) / (Val(Text15.Text) * 3.14) / 1000
Text33.Text = (1 + (Val(Form1.Text11.Text) / 60)) * 0.6
Text49.Text = Text33.Text * 1000
Frame13.Visible = True
End Sub

```

```

Private Sub Command13_Click()
If Val(3.65 * Val(Form1.Text2.Text) * ((Val(Form1.Text1.Text)) ^ 0.5 /
(Val(Form1.Text3.Text)) ^ 0.75)) < 80 Then
Text46.Text = 35
Else
Text46.Text = 45
End If
Text47.Text = Text46.Text / 100

```

```

Text36.Text = ((2 * Val(Form1.Text6.Text) * Val(Form1.Text3.Text)) ^ 0.5) *
Val(Form4.Text3.Text)
Text37.Text = (0.002 * Val(Text49.Text) / (1 - ((Val(Text46.Text) / 100)) ^ 2)) /
Form1.Text8.Text
Text38.Text = 100 * Val(Text23.Text) / Val(Text46.Text)
Text39.Text = 100 * Val(Text15.Text) / Val(Text46.Text)
Text40.Text = 3.1415 * 0.001 * Val(Text39.Text) / Val(Form1.Text8.Text)
Text41.Text = Val(Form1.Text9.Text) / Sin((3.14 / 180) * Val(Form1.Text11.Text))
Text42.Text = 1000 * (Val(Text39.Text) / Val(Form1.Text8.Text)) / (1000 *
(Val(Text39.Text) / Val(Form1.Text8.Text)) - Text41.Text)
Text43.Text = 0.1 * (1000 * (Val(Text39.Text) / Val(Form1.Text8.Text)) / (1000 *
(Val(Text39.Text) / Val(Form1.Text8.Text)) - Text41.Text)) * Val(Text12.Text) /
Val(Text36.Text)
Text48.Text = 100 * (1000 * (Val(Text39.Text) / Val(Form1.Text8.Text)) / (1000 *
(Val(Text39.Text) / Val(Form1.Text8.Text)) - Text41.Text)) * Val(Text12.Text) /
Val(Text36.Text)
Text44.Text = 10000 * Val(Text48.Text) / (3.14 * Val(Text39.Text))
Text45.Text = Sin((Val(Text27.Text) + Form1.Text11.Text) * 3.14 / 180) * 3.25 *
((Val(Text39.Text) + Val(Text15.Text)) / (Val(Text39.Text) - Val(Text15.Text)))
End Sub

```

```

Private Sub Command14_Click()
Form2.Frame2.Visible = False
Form2.Frame3.Visible = False
Form2.Frame4.Visible = False
Form2.Frame5.Visible = False
Form2.Frame6.Visible = False
Form2.Frame7.Visible = False
Form2.Frame8.Visible = False
Form2.Frame9.Visible = False
Form2.Frame10.Visible = False
Form2.Frame11.Visible = False
Form2.Frame12.Visible = False
Form2.Frame13.Visible = False
Text1.Text = ""
Text2.Text = ""
Text3.Text = ""
Text4.Text = ""
Text5.Text = ""
Text6.Text = ""
Text7.Text = ""
Text8.Text = ""
Text9.Text = ""
Text10.Text = ""
Text11.Text = ""
Text12.Text = ""
Text13.Text = ""
Text14.Text = ""
Text15.Text = ""
Text16.Text = ""
Text17.Text = ""

```

```
Text18.Text = ""
Text19.Text = ""
Text20.Text = ""
Text21.Text = ""
Text22.Text = ""
Text23.Text = ""
Text24.Text = ""
Text25.Text = ""
Text26.Text = ""
Text27.Text = ""
Text28.Text = ""
Text29.Text = ""
Text30.Text = ""
Text31.Text = ""
Text32.Text = ""
Text33.Text = ""
Text34.Text = ""
Text35.Text = ""
Text36.Text = ""
Text37.Text = ""
Text38.Text = ""
Text39.Text = ""
Text40.Text = ""
Text41.Text = ""
Text42.Text = ""
Text43.Text = ""
Text44.Text = ""
Text45.Text = ""
Text46.Text = ""
Text47.Text = ""
Text48.Text = ""
End Sub
```

```
Private Sub Command15_Click()
Clipboard.SetText (Text1.Text)
Clipboard.SetText (Label1.Caption)
End Sub
```

```
Private Sub Command2_Click()
Form1.Show
Form2.Hide
End Sub
```

```
Private Sub Command3_Click()
Frame2.Visible = True
Text1.Text = 3.65 * Val(Form1.Text2.Text) * ((Val(Form1.Text1.Text)) ^ 0.5 /
(Val(Form1.Text3.Text)) ^ 0.75)
Text2.Text = Val(Form1.Text2.Text) * ((Val(Form1.Text1.Text)) ^ 0.5 /
(Val(Form1.Text3.Text)) ^ 0.75)
End Sub
```

```

Private Sub Command4_Click()
Frame3.Visible = True
Text13.Text = 1000 * Val(Form1.Text5.Text) * ((Val(Form1.Text1.Text) /
Val(Form1.Text2.Text)) ^ (1 / 3))
Text3.Text = 1 - (0.42 / ((Log((Text13.Text)) / Log(10) - 0.172) ^ 2))
Text4.Text = 1 / (1 + (0.68 * Val(Text1.Text) ^ (-2 / 3)))
Text5.Text = 1 / (1 + (820 * Val(Text1.Text) ^ (-2)))
Text6.Text = (Text3.Text) * (Text4.Text) * (Text5.Text)
End Sub

Private Sub Command5_Click()
Frame4.Visible = True
Text7.Text = (1 / Text6.Text) * Val(Form1.Text6.Text) * Val(Form1.Text4.Text) *
Val(Form1.Text1.Text) * Val(Form1.Text3.Text)
Text8.Text = 1.15 * Text7.Text
Text9.Text = Val(Form1.Text6.Text) * Val(Form1.Text4.Text) * Val(Form1.Text1.Text)
* Val(Form1.Text3.Text)
End Sub

Private Sub Command6_Click()
Frame5.Visible = True
Text10.Text = ((480 * Text8.Text) / 9.859604401 / Val(Form1.Text7.Text) /
Val(Form1.Text2.Text)) ^ (1 / 3)
Text11.Text = 1.3 * Text10.Text + 0.0025
End Sub

Private Sub Command7_Click()
Text12.Text = 10 * Val(Form1.Text1.Text) / Text4.Text
Frame6.Visible = True
End Sub

Private Sub Command8_Click()
Text16.Text = (Val(Form3.Text2.Text) + Val(Form3.Text3.Text)) / 2
Text17.Text = Text16.Text * ((2 * Val(Form1.Text6.Text) * Val(Form1.Text3.Text)) ^
0.5)
Text18.Text = (((4 / 10) * Val(Text12.Text)) / (3.14 * Text1.Text)) + (Text4.Text) ^ 2) ^
0.5
Frame9.Visible = True
End Sub

Private Sub Command9_Click()
If Option1.Value = False And Option2.Value = False Then
MsgBox "il faut choisir le type de moyeu"
ElseIf Option1.Value = True Then
Frame7.Visible = True
Text14.Text = 1.3 * Text11.Text
Text15.Text = 1000 * (((Text13.Text) / 1000) ^ 2 - (Text14.Text) ^ 2) ^ 0.5
Text22.Text = 0
Text22.Visible = True
ElseIf Option2.Value = True Then
Form3.Show

```

```
Form3.Text1.Text = Val(Form2.Text2.Text)
End If
Frame8.Visible = True
End Sub
```

```
Private Sub Command1_Click()
If Text4.Text = "" Or Text2.Text = "" Or Text3.Text = "" Then
MsgBox "il faut saisir les valeurs: Dh,Epsilon m ou Epsilon Tho"
Else
Form2.Show
Form3.Hide
Form2.Text22.Visible = True
Form2.Text22.Text = Text4.Text
End If
End Sub
```

```
Private Sub Command1_Click()
If Text3.Text = "" Or Text2.Text = "" Then
MsgBox "saisir les valeurs Kcm1 et Kcm2"
Else
Form2.Show
Form4.Hide
Form2.Text34.Visible = True
Form2.Text35.Visible = True
Form2.Label31.Visible = True
Form2.Label32.Visible = True
Form2.Text34.Text = Text2.Text
Form2.Text35.Text = Text3.Text
End If
Form2.Frame12.Visible = True
End Sub
```

```
Private Sub Command1_Click()
Form1.Show
Form5.Hide
End Sub
```