

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

Introduction :

Les pompes sont des éléments essentiels dans la vie et le confort des êtres humains .On appelle pompe du nom italien « pompa » toutes machines hydrauliques qui servent à déplacer les liquides d'une région de basse pression vers une région à grande pression. Son fonctionnement consiste à produire une différence de pression entre la région d'aspiration et la région de refoulement au moyen de l'organe actif (piston, roue,...etc.) de la pompe.

La première pompe a été inventée, il y a longtemps, pour l'équipement cardiaque des êtres vivants. Elle est toujours en opération.

Dans un passé plus récent à l'antiquité, le pompage des liquides est apparu comme un besoin, qui a conduit l'homme à développer une technologie que l'on peut qualifier d'avancée. Il est intéressant de constater que certains types de pompes, vieux de 2 000 ans, telle que la pompe à vis ou d'Archimède sont encore produites et commercialisées à nos jours, avec succès.

La technologie des pompes a évolué lentement, et même très lentement pendant deux millénaires, pour finalement exploser à la fin du siècle passé et se placer sur une autre trajectoire, à pente fortement positive pour participer au développement technique.

Le principe de la pompe est apparu lorsque le besoin en eau nécessaire à la survie de l'homme l'obligea à trouver un système de transport de cette eau, du puits ou de la rivière à son habitat. L'homme utilisa d'abord l'énergie musculaire pour le transport de cette eau. Plus la distance et la quantité en eau augmentaient, il avait besoin de beaucoup d'énergie. Les techniques de pompage ont dépassé les limites initiales de leur domaine d'application. Les pompes sont passées du simple transport de l'eau et des divers fluides liquides à la transmission de la puissance mécanique. Leurs caractéristiques principales sont entre autres le débit et la pression.

Nous procédons premièrement à une étude bibliographique. Nous présentons la théorie sur les pompes, leurs caractéristiques, leur structure, leur principe de fonctionnement et les différents montages et leurs conséquences.

Le présent travail comprend quatre chapitres en dehors de l'introduction et la conclusion générales. Les deux premiers constituent ce que nous venons d'appeler l'étude bibliographique. Le premier chapitre donne les généralités sur les pompes. Le deuxième fait l'étude sur le montage série et parallèle des pompes, leurs installations et leurs choix. Le

INTRODUCTION GENERALE

troisième chapitre, quant à lui, présente les problèmes des pompes. En dernier on présente l'étude de conception pour des données .et on achève par une conclusion générale.

Chapitre I :

Généralité et classification

Des pompes

Introduction :

Dans ce premier chapitre nous aurons à répondre à plusieurs questions du point de vue structurel et fonctionnel d'une pompe hydraulique. A définir les caractéristiques d'une pompe hydraulique, avant de présenter les différents types de pompes que nous pouvons rencontrer dans la pratique de l'hydraulique.

I-1-Définitions de quelques concepts :

- **Fluide :**

Comparé au solide, le fluide est une substance qui peut s'écouler. Ainsi il oppose peu de résistance à la déformation, il n'a pas de forme propre. Le fluide se présente sous la forme d'un liquide ou d'un gaz.

- **Turbine :**

C'est un dispositif technique ayant un moteur qui convertit l'énergie d'un fluide en énergie mécanique par sa rotation. Contrairement à une pompe qui est une machine motrice, la Turbine est réceptrice. Au lieu de communiquer de l'énergie, la turbine reçoit de l'énergie du fluide. A titre d'exemple, nous pouvons citer la turbine hydraulique, la turbine à air comprimé et celle à vapeur.

- **Pompe hydraulique :**

C'est un élément indispensable dans un circuit hydraulique. Elle permet de faire circuler le fluide à travers le circuit hydraulique. En effet, elle aspire en premier le fluide dans un réservoir (bassin d'eau, lac, rivière, puits, etc.) puis va le transmettre aux autres composants du circuit hydraulique afin de transformer l'énergie mécanique communiquée par le moteur en énergie hydraulique. Du point de vue électrique, la pompe est une machine réceptrice.

La pompe est destinée à élever la charge du liquide pompé, cette charge ou énergie qui est la somme de trois catégories d'énergie à savoir :

- énergie cinétique donnée par l'expression mathématique : $V^2/2g$
- énergie potentielle donnée par le paramètre H ou Z
- énergie de pression donnée par l'expression mathématique : $P/\rho g$

GENERALITES ET CLASSIFICATION DES POMPES

Avec v la vitesse en m^3/s , g accélérations en m/s^2 , H hauteur en m , P pression en Pascal, ρ masse volumique en kg/m^3 .

I-2-Rôle des pompes :

Les pompes sont utilisées dans les domaines de la distribution d'eau et de l'évacuation des eaux usées :

- Suppresseurs installés lorsque la pression de l'eau de ville est insuffisante pour alimenter un bâtiment
- Pompes de circulation d'eau chaude sanitaire qui permettent que l'eau chaude soit disponible à chaque robinet
- Pompes de relevage des eaux usées qui sont nécessaires lorsque les eaux usées se trouvent à un niveau inférieur au niveau d'évacuation (égouts)
- Pompe de fontaines ou d'aquariums
- Pompes pour les applications de lutte contre les incendies
- Pompes pour eau froide et eau de refroidissement
- Systèmes d'utilisation de l'eau de pluie pour les chasses d'eau, pour les lave-linges, le nettoyage et l'irrigation.

Et bien d'autres applications encore.

I-3-Fondement de classification des pompes :

I-3-1-Le mode de déplacement du liquide :

Suivant le mode de déplacement du liquide entre les régions d'aspiration et de refoulement, on divise les pompes en :

- **Pompes à déplacement (volumétriques) :**

Le principe de fonctionnement d'une pompe volumétrique consiste dans le déplacement d'une portion déterminée de liquide de la région d'aspiration vers la région de refoulement au moyen d'un mouvement approprié (translation, rotation ou

GENERALITES ET CLASSIFICATION DES POMPES

mouvement composé d'une translation et d'une rotation) de l'organe actif (piston, piston-plongeur, piston à ailettes, rotor).

- **Les turbopompes :**

Les turbopompes sont des turbomachines réceptrices dont la rotation de la roue, ou rotor, produit un régime de pression et de vitesse qui détermine la circulation d'un liquide dans un circuit, la grandeur du débit circulant résultant de l'équilibre entre l'énergie massique utile délivrée par la pompe et l'énergie massique résistante du circuit.

Le principe de fonctionnement d'une turbopompe consiste dans l'augmentation du moment cinétique ou de la circulation du liquide au moyen d'une roue fixée sur un arbre tournant.

I-3-2-Le mode de commande :

Suivant le mode commande, on divise les pompes en :

- **Pompes à commande mécanique :** Entraînée au moyen de moteur hydraulique, à vapeur ou à combustion interne.
- **Pompes à commande électrique :** Entraînée au moyen de moteur électrique

I-4-Classification des turbopompes :

Suivant que la roue produit une augmentation du moment cinétique ou de circulation du liquide, on divise les turbopompes en :

- **Pompes centrifuges :**

Sont des pompes à écoulement radial par la roue composée d'une série d'aubes, l'écoulement du liquide est produit par l'action de la force centrifuge sur les particules liquides. Les pompes centrifuges peuvent être en différents groupes tels que :

GENERALITES ET CLASSIFICATION DES POMPES

- Horizontales ou verticales.
- A simple étages ou multi-étages.
- A simple ou double courbure (impulseur à simple ou double aspiration).
- Le corps peut être à volute ou à diffuseurs.
- Les impulseurs peuvent être à accouplement radial pi axial.

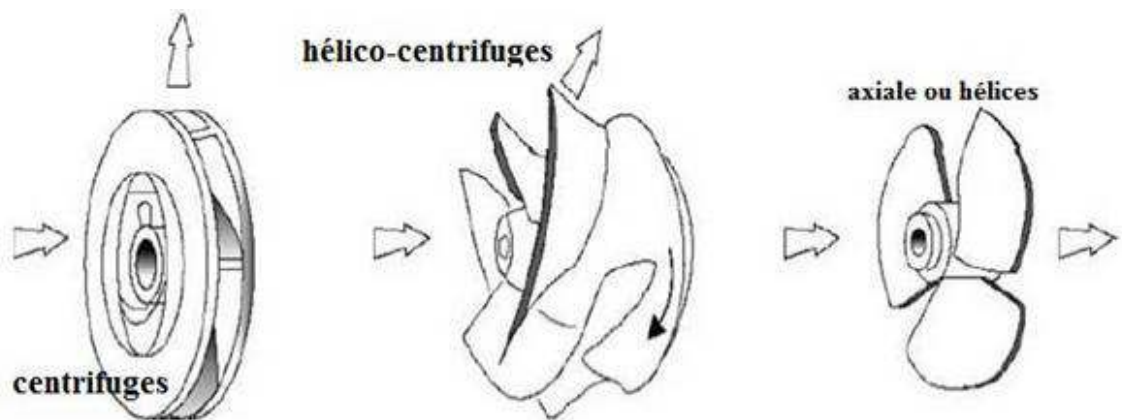


Figure 1.1: Types des roues

- **Pompes hélicoïdales :**

Sont des pompes à écoulement oblique par la roue composée de plusieurs aubes à doubles courbures, dont les arrêtes d'entrée et de sortie sont obliques par rapport à l'axe ; les pompes de ce genre sont pourvues d'un récupérateur à volute, ou d'une directrice sans ailettes et d'un corps torique de section constante.

- **Pompes diagonales :**

Sont des pompes à écoulement oblique par la roue ouverte ou fermée, composée de plusieurs aubes à doubles courbures dont les deux arrêtes sont inclinées par rapport à l'axe ; les pompes de ce genre sont pourvues d'une directrice à ailette axisymétrique.

- **Pompes hélices :**

GENERALITES ET CLASSIFICATION DES POMPES

Sont des pompes à écoulement axial par la roue composée d'une grille circulaire d'aubes en forme d'ailes portantes ; la direction à ailettes se trouve en dehors de la roue, dans la partie évasée du corps de la pompe.

- **Pompes à circulation de vitesses :**

Les pompes à circulation de vitesses les plus répandues sont :

- **Pompes à canaux latéraux annulaires :**

Dans une pompe à canaux latéraux annulaires, la circulation du liquide dans la roue et dans les canaux est proportionnelle au couple transmis à la roue par l'arbre.

- **Pompes périphériques :**

La circulation du liquide autour des aubes est proportionnelle au couple transmis à la roue par l'arbre.

- **Pompes à anneau liquide :**

Le fonctionnement d'une pompe à anneau consiste à conférer au liquide un mouvement circulaire au moyen de l'aubage d'une roue excentrique logée dans le corps de la pompe.

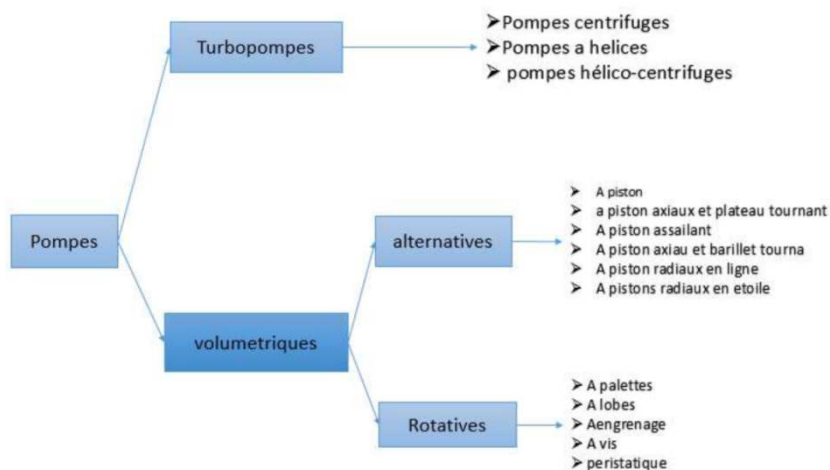


Figure 1.2 Schéma descriptif de classement des Pompes hydrauliques

I-5-Comparaison entre les turbopompes et les pompes volumétriques :

Les turbopompes ont pour caractéristiques :

- La fiabilité poussée (absence de soupapes de commande) ;
- La régularité de fonctionnement (sans la variation périodique de débit et de pression qui se produisent dans les pompes volumétriques à mouvement alternatif et semi rotatif de l'organe actif).
- L'aptitude de fonctionnement à grande vitesse de rotation d'où la possibilité d'accouplement direct à des moteurs électriques ;
- L'encombrement déduit (grâce à la grande vitesse de rotation), d'où une demande de place et de poids moindre, un prix et des frais d'installation inférieurs ;
- L'aptitude d'adaptation automatique aux conditions de travail modifié (dans des limites déterminées) ;

I-6-Les turbopompes ont les défauts suivants :

- Rendement inférieur à faible débit grade hauteur d'élévation ;
- Dans le cas d'un faible débit, possibilité d'élever uniquement des liquides sans corps solides en suspension, ceci en raison de la section réduite des canaux mobiles entre les aubes consécutives ;
- Nécessité d'amorçage (remplissage en liquide) avant la mise en marche ;

I-7-Construction d'une pompe centrifuge :

Elle comprend une tubulure d'aspiration, un diffuseur d'une volute contenant un impulseur et d'une tubulure de refoulement.

-La volute :sert à guider le liquide jusqu'à la roue et d'évacuer le liquide.

GENERALITES ET CLASSIFICATION DES POMPES

-L'impulseur ou roue : Assure la mise en vitesse du liquide, constitué de deux flasques, l'un des flasques porte le moyen .Les aubes sont disposées entre deux flasques en délimitant des canaux ; la zone d'aspiration de l'impulseur s'appelle ouïe.

-l'arbre : L'arbre transmet l'énergie aux impulseurs et leur donne un mouvement de rotation.

-Les pièces d'usure : Pour protéger les pièces couteuses, comme le corps de la pompe, l'impulseur et l'arbre sont équipés de pièces remplaçables, là où l'usure est susceptible de se produire.

Les endroits où les pièces d'usure sont montées, sont ceux qui permettent de réduire la fuite entre les volumes haute pression et basse pression

-Corps de palier et de roulement :Ceux-ci servent à supporter l'arbre et à la poussée axiale et radiale de l'élément rotatif.

-Etanchéité de l'arbre : L'étanchéité de l'arbre évite que le liquide s'écoule en dehors de la pompe à l'endroit où il sort de la pompe. L'étanchéité est assurée par les garnitures mécaniques.

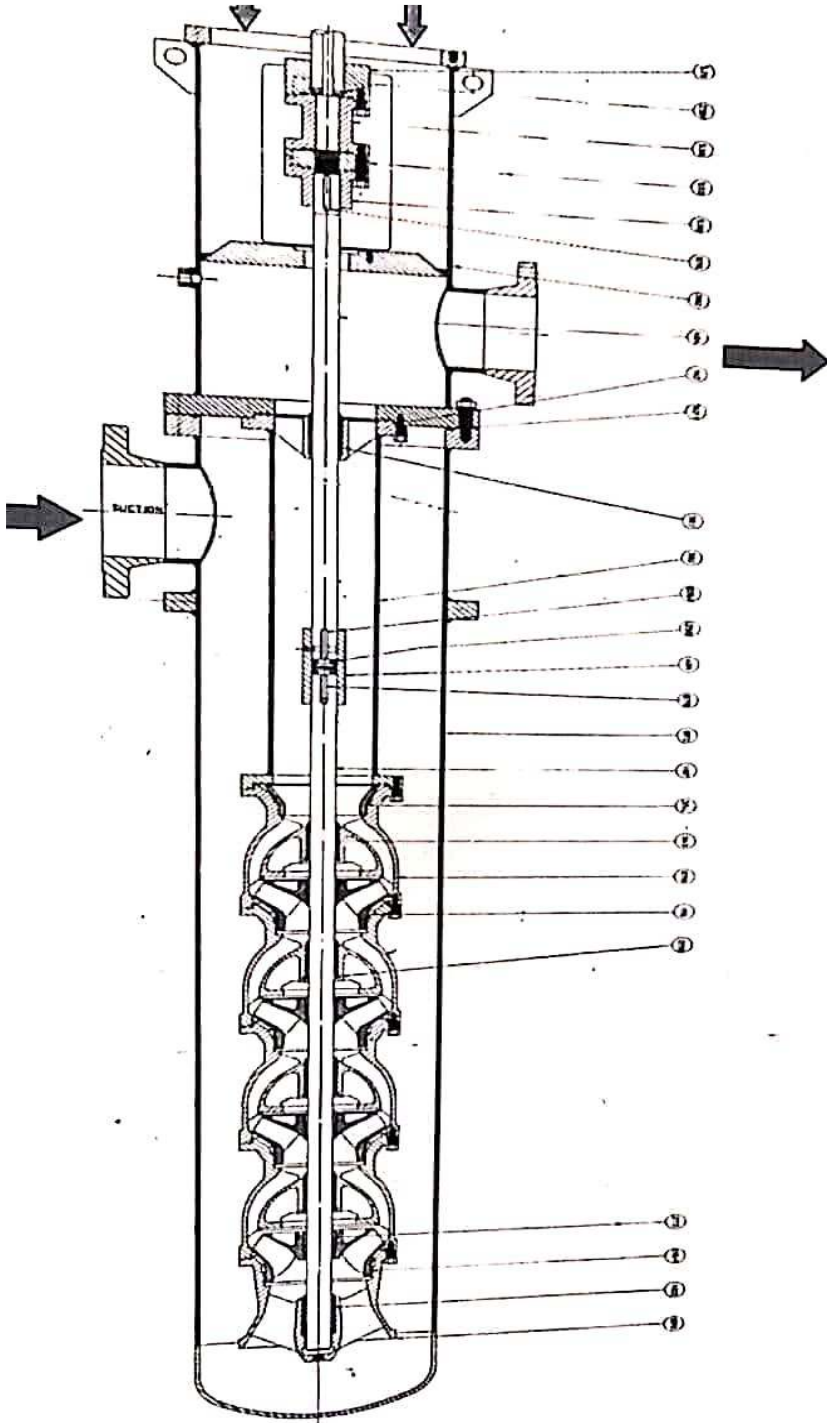


Figure 1.3 : pompe verticale multi-étages

GENERALITES ET CLASSIFICATION DES POMPES

-Présentation technique d'une pompe verticale multi-étages :

repère	désignation	repère	désignation
56	Cerclips	382	Pièce d'espacement
72	Barrel	383	Palier de pièce d'espacement
78	Diffuseur supérieur	401	Accouplement d'arbre
79	Diffuseur inférieur	404	Arbre de commande
82	Tête de la pompe	529	Accouplement de moteur
103	Palier de diffuseur	530	Accouplement pompe
167	Arbre	532	Pièce intermédiaire
176	Impulseur série	538	Pièce d'espacement d'accouplement
176-1	Impulseur 1 étage	676	Clavette
243	Palier de diffuseur	676-1	Rainure supérieur
256	Bague d'arrêt	678	Rainure inférieur
256-1	Goupille	747	Joint de diffuseur et de pièce d'espacement
264	Canal d'assemblage	747-1	Joint de barrel
272	Cone de blocage impulseur		

I-8-Accouplement de deux Pompes :

I-8-1-Montage des pompes en Parallèle :

$$Q = Q_1 + Q_2$$

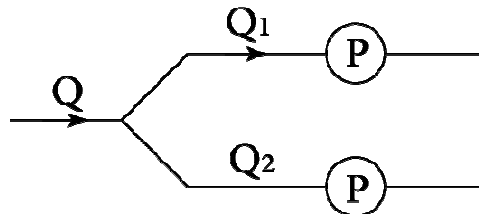


Figure 1.4 : montages parallèles des deux pompes centrifuges

Le couplage de deux pompes en parallèle se réalise de telle sorte que chaque pompe possède sa propre alimentation et son propre refoulement. Les deux tuyaux d'aspiration et de refoulement sont alors raccordés à une entrée et une sortie principale telles que schématisées sur la figure ci-dessous.

- Courbe caractéristique et point de fonctionnement du montage :

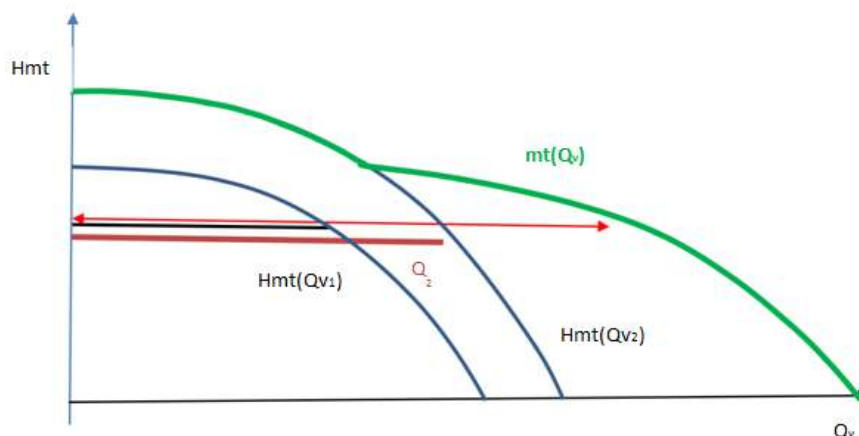


Figure 1.5 : montage parallèle des deux pompes centrifuges

- **Avantage :**

Deux pompes hydrauliques sont mises en parallèles afin de modifier le débit. Ce dernier est en effet augmenté sans être doublé suite aux pertes linéaires et singulières. Ceci est possible à condition d'adapter la tuyauterie d'aspiration et de refoulement. Ce couplage permet de gagner en temps dans le cas d'un vidange ou d'un remplissage. Le montage

GENERALITES ET CLASSIFICATION DES POMPES

en parallèle de deux pompes centrifuges est indiqué par des circuits ayant des faibles pertes de charge. Le débit se trouve sensiblement augmenté avec une pression proche de celle d'une pompe.

- **Inconvénients :**

- La hauteur manométrique d'un couplage parallèle tend à baisser.
- Ce couplage nécessite une modification de la tuyauterie tant à l'aspiration qu'au refoulement. Le débit ayant augmenté, les deux pompes doivent aspirer et refouler une plus grande quantité d'eau pour un même intervalle de temps. Il faut nécessairement que l'on augmente la section des tuyaux.
- La panne d'une des deux pompes provoque rapidement des dommages sur l'autre suite à la surpression au refoulement et la sous-pression à l'admission.
- Un mauvais vannage peut diminuer le rendement.
- La surconsommation d'énergie due à la multiplication des moteurs devant entraîner les deux pompes.

I-8-2-Montage en Série :

Deux pompes sont mises en série en connectant le refoulement de la première à l'aspiration de la seconde. Le schéma ci-dessous présente un montage en série de deux pompes avec l'aspiration et le refoulement connectés respectivement au réservoir A et au réservoir B.

$$H = H_1 + H_2$$

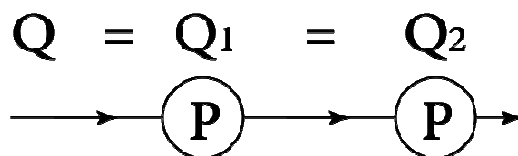


Figure 1.6 : montage en série des deux pompes centrifuges

- **Courbe caractéristique et point de fonctionnement du montage :**

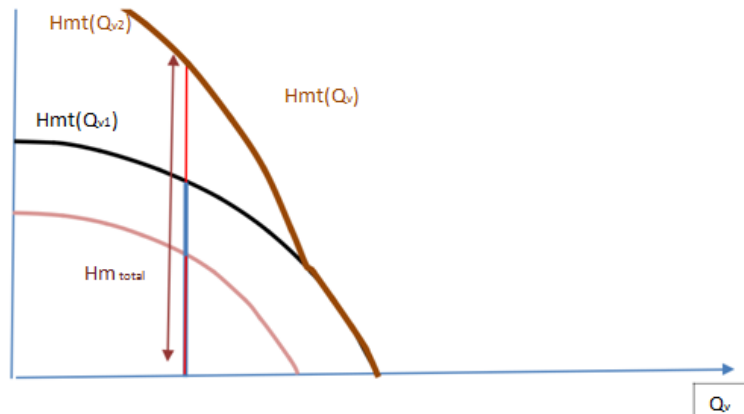


Figure 1.7 : Courbe caractéristique d'un montage en série

- **Avantages:**

- Le couplage série de deux pompes permet d'augmenter ou mieux de doubler la hauteur manométrique totale. Ceci veut dire que deux pompes placées en série sont capables d'aspirer l'eau d'un point plus bas ou d'emmener l'eau vers un point plus élevé.
- Ce couplage n'a pas besoin d'une augmentation de la section de tuyauterie.
- Deux pompes en série font naturellement varier à la fois la Hauteur manométrique totale et le débit. La seconde pompe étant alimentée sous pression présente un meilleur rendement. Ceci peut relativement influencer la vitesse de rotation de la roue et, par conséquent, la vitesse du fluide. Afin de ne faire varier que la HMT en la doublant, il faut garder constant le débit d'une seule pompe à l'aide d'une vanne.

- **Inconvénients :**

- Un mauvais vannage peut endommager précocement la pompe.
- Un allongement conséquent de la tuyauterie est éventuellement nécessaire dans un couplage série. Le non-respect de la distance entre les pompes peut avoir des conséquences néfastes sur le fonctionnement du montage. Autrement dit, pour deux pompes identiques montées en série, il faut s'assurer que la pression résultante est admissible par la dernière pompe. Si cela n'est pas le cas on peut toutefois la réduire à une valeur acceptable en augmentant les pertes de charges.
- La surconsommation d'énergie due à la multiplication des moteurs devant entraîner les deux pompes.

I-9-Conditions de couplage Série ou/et parallèle des deux pompes centrifuges différentes :

Le principe reste le même pour chaque type de couplage. Quand deux pompes différentes sont placées en parallèle ou en série la modification sensible ne concerne que le débit ou la Hauteur manométrique totale. Cependant, il est nécessaire de veiller aux aspects suivants :

- S'assurer que les deux pompes ont des caractéristiques dont les valeurs sont repérables sur la plage des associations possibles et sans dommages.
- Adapter la tuyauterie d'alimentation et la hauteur d'aspiration afin d'éviter la surcharge sur la pompe de faible hauteur manométrique et l'insuffisance de débit sur la pompe de grande puissance.
- S'assurer de la correspondance des débits entre les deux pompes en série. On peut y parvenir par un système de vannage avec des tuyauteries dotées des débitmètres. Dans ce cas il faut absolument placer en dernière position la pompe ayant une plus grande hauteur manométrique. Dans le cas contraire la surpression peut être dommageable sur la pompe de faible pression.
- Veiller à avoir la même pression pour les deux pompes montées en parallèle.

Chapitre II :

PROBLEMES DES POMPES

Introduction :

Dans la plupart des systèmes de pompage, la pompe est probablement l'un des composants et des systèmes le plus vulnérables.

II-1-Le phénomène d'usure:

L'usure ne varie généralement pas de manière progressive en fonction de paramètres comme la vitesse, la température ou le temps. Si certaines formes d'usure sont relativement régulières, d'autres au contraire connaissent des sauts très brutaux, dans des rapports pouvant aller parfois de 1 à 100 000 ou plus, lorsque certaines valeurs critiques sont franchies.

L'usure est généralement combattue à cause de ses effets négatifs mais elle présente aussi des aspects favorables. L'affûtage d'un outil, la finition d'une surface par rectification, l'écriture de la craie sur le tableau ou du crayon sur le papier sont des exemples d'usures abrasives utiles.

II-2-Types d'usure :

Distingue 5 types d'usure :

- **Ladéformation élastique** du matériau par les saillies du corps antagoniste a lieu si les contraintes ne dépassent pas la limite d'écoulement dans la zone de contact. L'usure n'est alors possible que par fatigue, le passage répété du corps frottant produisant des microfissures de traction perpendiculaires à la surface.
- **Unrepoussage plastique** se produit si les contraintes de contact atteignent la limite d'écoulement et si le matériau contourne les saillies du corps antagoniste. L'usure résulte dans ce cas, après un petit nombre de cycles, de la fatigue provoquée par le contact frottant.
- **Lamicrocopie** survient si les contraintes dans la zone de contact atteignent la limite de rupture ou si le contournement des saillies par le matériau déformé s'interrompt. La détérioration a lieu alors au début de l'interaction. La coupe est due aux aspérités, aux particules détachées et aux arêtes des cavités déjà formées.

• **Larupture par cisaillement** de l'interface de friction ne provoque pas de détériorations immédiates mais s'ajoute aux contraintes et aux déformations agissant au contact, favorisant les processus de fatigue.

• **Larupture par arrachement** a lieu quand la résistance de l'interface dépasse celle du matériau sous-jacent, ce qui peut conduire au grippage. Comme dans le troisième cas, l'usure intervient dès les premières étapes de l'interaction. L'adhésion favorisée par les déformations plastiques et le raclage des couches oxydées et contaminées.

II-3-Sources des usures :

- **Usure par abrasion :**

Cette forme de dégradation est généralement combattue, mais aussi utilisée pour l'usinage

des taux d'usure importants sont recherchés et obtenus avec des outils abrasifs en rectification affûtage, etc. L'abrasion coûte très cher, on lui attribue à peu près le tiers du total des pertes économiques dues à l'usure. Elle concerne de nombreux mécanismes fonctionnant dans des conditions sévères : machines agricoles, matériels de travaux publics, matériel minier ...



Figure 2.1: Pièce usée par abrasion

L'allure typique des stries d'abrasion peut être constatée sur ce tourillon. Il s'agit ici d'une usure abrasive à trois corps, car l'arbre tournait dans un coussinet moins dur que lui.



Figure 2.2 Usée par abrasion

Voici une usure abrasive à trois corps nettement plus sévère. Elle s'est produite au niveau d'un joint d'étanchéité qui a provoqué un point d'accumulation de débris abrasifs.



Figure 2.3 : Usure adhésive

Le roulement ci-contre, qui provient d'une turbine d'hélicoptère, a été éliminé à cause des traces brunes suspectes bien visibles sur la bague intérieure. Il vaut mieux, évidemment, que l'on ne sache pas ce qui se serait passé si la dégradation s'était poursuivie en vol ... car il s'agit vraisemblablement d'un début de grippage



Figure 2.4: Usure adhésive

Ce tourillon porte diverses traces d'usure. À gauche, on trouve des stries continues probablement dues à un phénomène d'abrasion. À droite, les stries sont beaucoup plus

chaotiques, avec des traces d'arrachements caractéristiques de l'usure adhésive. Le stade suivant aurait été le grippage, avec immobilisation de l'arbre dans son guidage.



Figure 2.5: Usure par corrosion, usure chimique

La poulie que portait ce bout d'arbre en acier inoxydable n'était pas suffisamment bien immobilisée ; les vibrations ont provoqué l'attaque de la portée cylindrique et de la rainure de clavette, dont la face d'appui a fini par se rompre. L'acier inoxydable ... s'est oxydé.

II-4-Les facteurs de dysfonctionnement des pompes centrifuge :

La rupture du fonctionnement d'une pompe peut être causée 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 paliers 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 le cas échéant ou les retirer dans le cas des roulements graissés 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. Cela entrainera le blocage de la pompe, l'usinage du corps de la pompe ou la brisure des tubulures d'aspiration et de refoulement.

II-5-Le phénomène de cavitation et Le NPSH et dans les pompes :

II-5-1 La cavitation :

La cavitation est la vaporisation d'un fluide soumis à une pression inférieure à sa pression de vapeur. Physiquement, Ce phénomène se manifeste par la formation au sein de l'écoulement, des bulles, de poches, de tourbillons ou de torches de vapeur. C'est une rupture du milieu continu de liquide sous l'effet de contraintes excessives.

Dans les pompes, ces structures de vapeur apparaissent dans les zones de faible pression à l'entrée des aubes de roue, et sont transportées dans les zones à plus haute pression. Sous l'action du gradient de pression, Elles implosent dès que la pression locale dans l'écoulement redevient supérieure à la pression de vapeur. Ces implosions produisent des micro-jets et des surpressions (onde de choc).

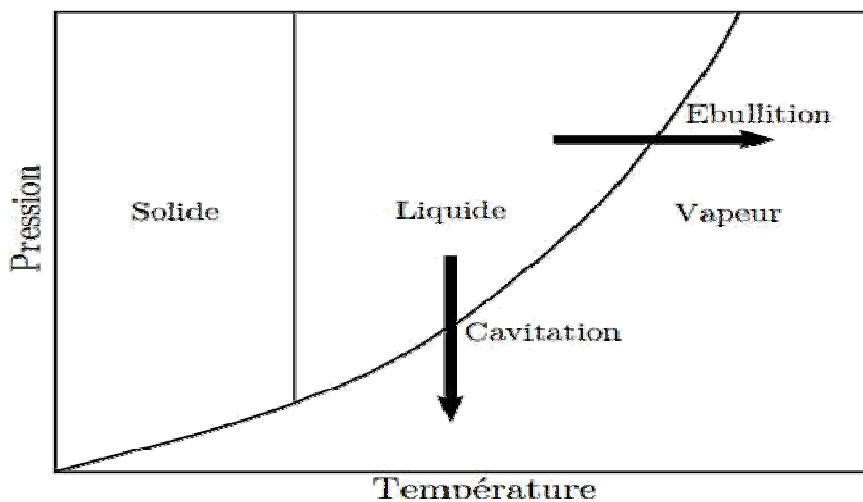


Figure 2.6 : Diagramme de changement de phase

II-5-2-Types de cavitation:

- Des bulles ou des poches de cavitation en déplacement stationnaire dans le liquide en mouvement.
- Des bulles de vapeur formant un nuage et entourées par une enveloppe extérieure. Elles sont produites par une verticité au sein de l'écoulement. Elles causent de fortes vibrations, une importante érosion et un bruit.
- Des poches de cavitation fixes, attachées aux pales. Ce type de poches est stable et quasi-stationnaire. L'interface entre le liquide et la vapeur peut être lisse et transparente, comme elle peut ressembler à la surface libre d'une eau en ébullition.

- c) super-cavitation : Ce phénomène a lieu lorsque les poches de cavitation du type précédent s'agrandissent au point d'envelopper entièrement le solide et de le dépasser.
- d) cavitation due au vortex localisé à la périphérie de pales tournantes.

II-5-3-Effets de la cavitation :

La cavitation peut avoir à la fois des aspects désirés et non désirés. Elle peut être utile via la génération de microbulles par exemple pour le nettoyage d'objets, en tant que catalyseur de certaines réactions chimiques, ou pour réduire la force de traînée. On peut dans ce contexte-là évoquer la cavitation acoustique qui est caractérisée par l'apparition d'une population de bulles de gaz, sous l'influence d'une onde acoustique et dont les conséquences physico-chimiques sont recherchées dans certains milieux réactionnels.

Dans les pompes, elle engendre une baisse des performances et l'apparition de forces stationnaires qui peuvent avoir plusieurs effets néfastes sur leurs composantes : l'érosion, le bruit et les vibrations.

II-5-4-L'érosion des surfaces :

L'implosion des bulles est un phénomène violent qui induit une érosion des surfaces à proximité et une génération de bruit très caractéristique. Sous certaines conditions, les bulles de vapeur implosent, engendrant des températures et des pressions localement très élevées ainsi que des chocs et des jets liquides violents au voisinage des parois solides. Des ondes de pression accompagnées d'émission d'électrons, viennent frapper les surfaces et provoquent des fusions locales et des microfissures de fatigue. Ces conditions extrêmes sont responsables d'un grand nombre d'effets physico-chimiques : réactions chimiques accélérées ou inusuelles dans certains milieux réactifs, émulsification cristallisation/précipitation, désagglomération, risque d'oxydation du fluide et descelllement des cristaux de métal. Ce dernier phénomène est aggravé par une nature corrosive du fluide, par échauffement excessif du fluide, par vibrations mécaniques ou par présence de particules solides dans l'écoulement.

II-5-5-Le bruit de cavitation :

Dans les roues, les sources de bruit sont de natures diverses. Elles sont d'origine hydraulique ou mécanique. Ces dernières peuvent être occasionnées par des balourds,

des dissymétries des coussinets, les roulements... Quant au bruit hydraulique, il peut être dû au défilement des pales, à la présence d'un diffuseur, aux imperfections de réalisation de la roue, à une non-uniformité du champ de vitesse à l'entrée.

II-6-La cavitation dans une pompe centrifuge :

Quand un liquide coule dans un tuyau d'aspiration et qu'il pénètre dans l'œil de l'impulseur, sa vitesse augmente ; ce qui amène une réduction de pression. Si cette pression descend en dessous de la tension de vapeur (T_v) correspondant à la température du liquide, celui-ci va se vaporiser et le courant qui s'écoule consistera à la fois de liquides et de poches de vapeur. Continuant son mouvement dans l'impulseur, le liquide arrive à une zone de pression plus élevée et les cavités de vapeur disparaissent. C'est cette disparition de poches de vapeur qui cause le bruit relié à la cavitation. La cavitation peut varier de très légère à très forte :

- ✓ Dans le premier cas, le seul effet est une baisse d'efficacité.
- ✓ Dans le deuxième cas, une forte cavitation est très bruyante et peut briser l'impulseur de la pompe ou d'autres parties.
- ✓ Aide forage pétrolier
- ✓ Générateur de microbulles
- ✓ Catalyseur de réaction chimique
- ✓ Le nettoyage des surfaces par ultrasons ou par jets cavitant
- ✓ La production d'émulsion
- ✓ Le massage thérapeutique
- ✓ Le dégazage des liquides

II-7-LE NPSH (Net Positive Section Head) :

NPSH exprime la capacité d'aspiration de la pompe associée à la pression de vapeur. On l'utilise pour calculer la pression d'aspiration nécessaire à une pompe pour éviter la cavitation.

Le coût d'une station de pompage est directement lié à la hauteur de charge nette à l'aspiration (**Net Positive Section Head**) connue sous le nom de **NPSH**:

- ✓ de la pompe : NPSH requis ;
- ✓ de l'installation : NPSH disponible

Le problème réside dans la marge de sécurité qu'il faut prendre entre le **NPSH requis** et le **NPSH disponible pour** assurer le bon fonctionnement vis-à-vis la cavitation.

Le NPSH disponible dépend uniquement de l'installation, pour sa partie située en amont de la pompe et des conditions opératoires ; c'est le NPSH disponible (désigné NPSH valable par les Anglo- saxons) qui peut se déterminer par le calcul dans le cas de conception d'installation.

Le NPSH requis est exprimé en mètre, il dépend du débit de la pompe, car la chute de pression est notamment liée aux chocs et aux turbulences à l'entrée de la roue.

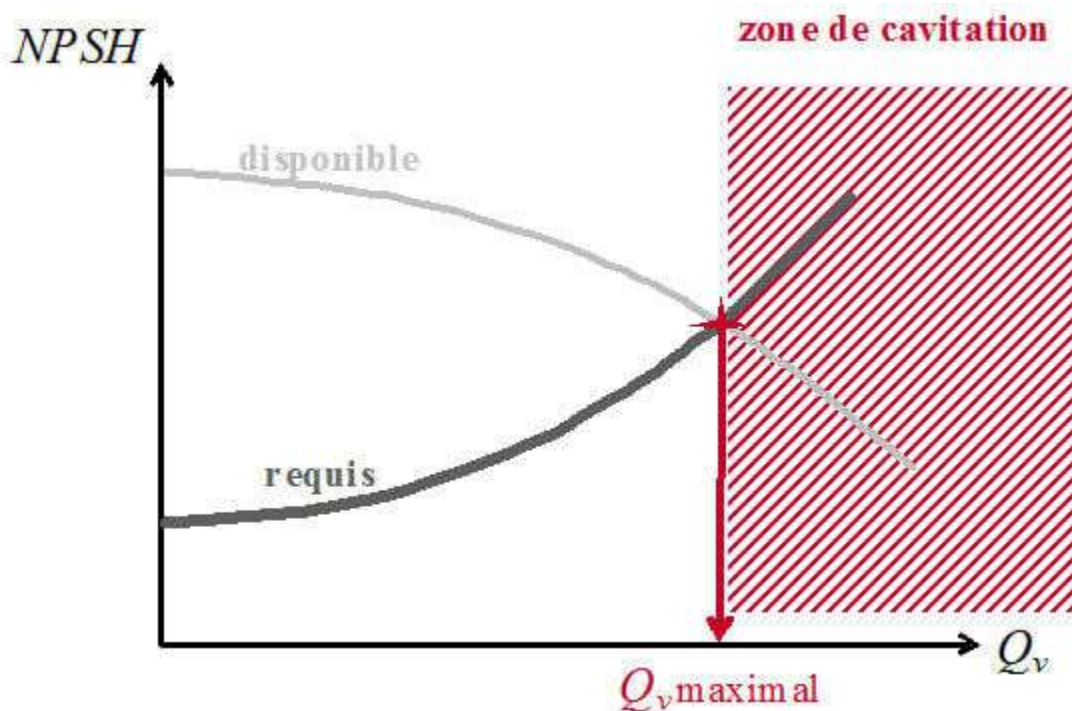


Figure 2-7 : diagrammes de NSPH

II-9-Conditions de bon fonctionnement :

Suite à toutes les incertitudes énoncées précédemment, le problème se pose dans le choix de la marge de sécurité qui doit être entre le NPSH disponible et le NPSH essai requis par la Pompe pour garantir un fonctionnement sans vibrations et sans dégradation. Cette sécurité est de la responsabilité du constructeur. Elle est exprimée par la condition :

$$\text{NPSH disponible} - \text{NPSH essai} > 0,5 \text{ mètre}$$

Cette marge peut se révéler insuffisante pour certains liquides et matériaux ainsi que dans le cas de puissances importantes.

II-10-Conditions de cavitation :

La vaporisation se produit si la pression dans le liquide est inférieure à sa tension de vapeur. L'entrée de l'impulseur est l'endroit où la pression est la plus faible donc où le risque de vaporisation est le plus grand. Pour éviter la vaporisation du liquide il faut que :

$$P_{\text{aspiration}} - \rho g \text{NPSH} > P_{\text{sat}}$$

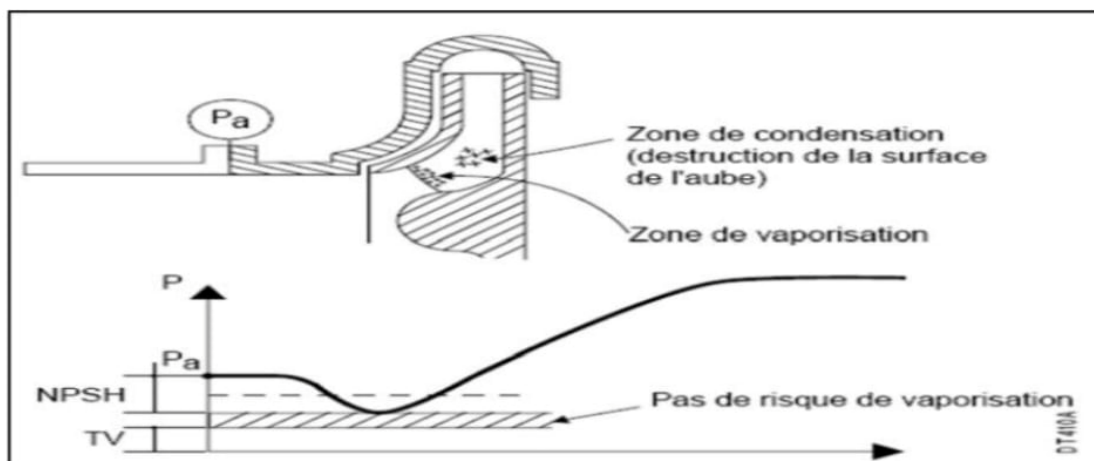


Figure 2.8: Schéma représentant la chute de pression au premier contact du fluide avec l'impulseur.

Tout ce qui tend à diminuer la pression d'aspiration ou à augmenter la température rapproche le liquide de ses conditions de vaporisation. C'est le cas d'une baisse de

niveau dans le ballon d'aspiration ou de l'augmentation de pertes de charge dans la ligne d'aspiration (vanne partiellement fermée, filtre encrassé). C'est aussi le cas d'un réchauffement (par le soleil généralement) de la ligne d'aspiration. L'augmentation du NPSH rapproche également la pompe de la cavitation ce qui arrive en augmentant le débit de la pompe ou en augmentant le jeu aux bagues d'usure.

II-11-Solutions apportées aux problèmes posés :

➤ Equilibrage de la poussée axiale :

Pour équilibrer la poussée axiale, il existe plusieurs dispositifs. Pour une pompe multicellulaire, on procède généralement à un équilibrage hydraulique de la poussée soit roue par roue, soit par un piston d'équilibrage global situé en aval du dernier étage de la pompe.

Pour notre pompe le constructeur à utiliser l'équilibrage hydraulique roue par roue. Les roues sont placées de manière symétrique opposée.

Le fluide se déplace d'un étage à un autre dans un passage connu sous le nom de « croisement » passant par la volute, le fluide pénètre l'étage qui suit « croisement court ». Le croisement qui ramène le fluide du centre de la pompe à son extrémité est nommé « croisement long ».

II-12-Solutions apportées aux problèmes de cavitation :

On cite quelques mesures que doit observer un utilisateur pour éviter la cavitation dans la pompe :

- On augmente la pression à l'entrée de l'aspiration, avec l'installation des pompes de gavage (qu'on appelle pompe booster).
- Choisir un matériel qui requit mieux aux effets de la cavitation, dans l'ordre croissant de résistance nous citons : la fonte, le bronze, bronze aluminium, acier a 13% de chrome, acier inoxydable...etc. A l'unité de stockage, on adapte la solution de démarrer la pompe à vanne de refoulement fermée, avec l'utilisation d'un compresseur d'air y compris une vanne pneumatique. Cette dernière est reliée à la pompe par une conduite. L'air comprimé prévenant du compresseur, exerce une force sur le clapet de la vanne pneumatique. A cet effet, la pompe

doit atteindre une pression supérieure à celle du compresseur pour ouvrir la vanne et dégager tout l'air emprisonné dans la pompe.

- Limiter les conséquences de la cavitation (bruit, érosion, vibrations) par une conception mécanique et un choix de matériaux adéquats.
- Dans certains cas, utiliser un inducteur ou hélice de gavage installé à l'amont de la roue, principalement dans les pompes centrifuges.
- Il faut satisfaire la condition de NPSH disponible •> NPSH requis.

II-13-Amélioration du NPSH des pompes :

En jouant sur les principaux paramètres géométriques des aubes à l'entrée de la roue, on peut concevoir des pompes dont les performances en cavitation peuvent varier dans une très large gamme. Les principaux paramètres géométriques à faire varier sont les suivants :

- ✓ D1 diamètre de roue.
- ✓ B1 angle d'entrée de l'aube.
- ✓ Z nombre d'aubes.
- ✓ e1 épaisseur de l'aube.
- ✓ Forme de l'aube à l'entrée de la roue.

II-14-Réduction du bruit et des vibrations :

Lors de la conception de la pompe, il est possible de réduire les effets de la cavitation en agissant sur la conception mécanique pour minimiser les risques de vibration et réduire le bruit généré par la cavitation :

- ✓ Dimensionnement de l'arbre et des organes mécaniques.
- ✓ Choix des matériaux (épaisseur, nature).
- ✓ Capotage antibruit.
- ✓ Liaison avec les tuyauteries de raccordement.

Chapitre III :
THEORIE DE LA POMPE

Introduction :

Les équations de bases utilisées en mécanique des fluides sont :

III-1-L'équation de la conservation de l'énergie (l'équation de Bernoulli) :

III-2-Théorème de Bernoulli :

L'énergie d'un courant liquide rapporte à l'unité de masse est définie par l'équation :

$$E = gz + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (\text{III-1})$$

En divisant l'équation (III-1) par l'accélération normale de la pesanteur $g = 9.81 \text{ m/s}^2$

$$\frac{g}{g_n} z + \frac{p}{\gamma_n} + \frac{v^2}{2g_n} = \text{Const} \quad (\text{III-2})$$

p/γ_n : Appelée hauteur normale de pression .

$v^2/2g_n$: Hauteur normale due à la vitesse.

La somme donne la hauteur normale disponible du point considéré du liquide :

$$H_n = \frac{g}{g_n} z + \frac{p}{\gamma_n} + \frac{v^2}{2g_n} \quad (\text{III-3})$$

Dans le champ de la pesanteur terrestre homogène ($g_n = g$) l'équation (III-3) prend la forme :

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = \text{Const} \quad (\text{III-4})$$

p/γ : La hauteur de pression.

$v^2/2g$: La hauteur due à la pression.

Donc nous avons la hauteur hydraulique (disponible) d'une particule liquide en un point donné de la terre :

$$H = z + \frac{P}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} \quad \text{(III-5)}$$

Nous pouvons écrire l'équation de Bernoulli entre deux sections quelconques 1 et 2 sous la forme :

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \quad \text{(III-6)}$$

III-3-L'équation de la conservation de la matière d'un liquide :

Le débit d'un liquide est le volume (débit volumique) de liquide traversant une section donnée d'une canalisation pendant une unité de temps. Le débit Q , la vitesse moyenne du liquide V_m et la section S de la canalisation sont reliés par la relation :

$$Q_v = V_m S = \text{Const} \quad \text{(III-7)}$$

III-4-Energie absorbée par le frottement des disques tournants :

Un disque giratoire plat, de diamètre extérieur d_2 , tournant à une vitesse angulaire constante ω dans un tambour cylindrique, engendre une circulation du liquide le long de contour fermé à ses deux extrémités. Un pareil phénomène se manifeste à l'intérieur d'une turbopompe lors de la rotation de la roue et de disque d'équilibrage de la pousse axial. La puissance absorbée pour surmonter la résistance opposée par le frottement des surfaces des disques de la roue est de plusieurs fois supérieures à la puissance absorbée dans les paliers et les presse-étoupes.

La puissance absorbée dans les pompes centrifuge peut être calculée au moyen d'une formule d'approximation :

$$P_{fr} = 8,8.10^{-4} \frac{\gamma}{g} u_2^3 d_2^2 \quad \text{(III-8)}$$

Où la vitesse périphérique $u_2 = \frac{d_2}{2} \omega$

III-5-Etablissement des caractéristiques :

III-5-1-Hauteur d'élévation effective d'une pompe :

La hauteur d'élévation d'une pompe est égale à l'accroissement d'énergie du liquide entre l'entrée et la sortie de la pompe, rapporté à l'unité de poids normal du liquide :

$$H_e = \frac{P_s - P_e}{\gamma} + z_s - z_e + \frac{C_s^2 - C_e^2}{2g} \quad (\text{III-9})$$

III-5-2-Débits de la pompe :

C'est la quantité de fluide véhiculé par la pompe par unité de temps dans la conduite de refoulement, on distingue :

❖ Le débit théorique :

Le débit théorique est celui qu'assure une pompe parfaitement étanché intérieurement et extérieurement pour sa hauteur d'élévation théorique.

❖ Le débit réel (effectif) :

Le débit réel Q_r est celui disponible à l'orifice de refoulement d'une turbopompe, augmenté de débit indispensable au refroidissement des paliers et presse-étoupe, si le prélèvement du liquide a lieu avant l'orifice de refoulement.

❖ Le débit interne :

Le débit interne Q_i d'une turbopompe est égal à l'intensité du courant dans la section de sortie de la roue, ce qui le fait aussi appeler débit de la roue. Il est pris comme base de calcul des turbopompes.

III-5-3-Puissances de la pompe :

❖ La puissance absorbée :

Par puissance absorbée P_{ar} , on entend la puissance mécanique absorbée sur l'arbre ou l'accouplement de la pompe.

Elle est définie par la formule :

$$P = P_{ar} = \frac{\gamma Q_r H_e}{\eta} \quad (\text{III-10})$$

❖ La puissance effective :

$$P_e = \gamma Q_e H_e \quad (\text{III-11})$$

III-5-4 Les rendements :

❖ Rendement hydraulique :

$$\eta_h = \frac{H_e}{H_{th}} (\text{III-12})$$

❖ Rendement volumétrique :

$$\eta_v = \frac{Q_r}{Q_i} \quad (\text{III-13})$$

❖ Rendement interne :

$$\eta_i = \eta_v \eta_h \quad (\text{III-14})$$

❖ Rendement mécanique :

le rendement mécanique d'une pompe est le rapport de la puissance absorbée par la roue P_i à la puissance sur l'arbre.

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_{ar}} = \frac{P_{ar} P_m}{P_r} (\text{III-15})$$

Avec : P_m est la puissance perdue par les pertes mécaniques.

❖ Rendement global :

$$\eta = \frac{P_e}{P_{ar}} (\text{III-16})$$

III-5-5-Pertes énergétique dans une turbopompe :

❖ Les pertes hydrauliques :

THEORIE DE LA POMPE

Les pertes hydrauliques dans une pompe dépendent surtout des pertes dans la roue et dans les éléments d'adduction du liquide à la roue et de décharge .les principales sont :

- Les pertes de sortie de la roue.
- Les pertes à l'intérieur de la roue.
- Les pertes résultant de la vitesse relative au passage de la roue.
- Les pertes dues au frottement des disques tournants.

Les pertes hydrauliques dépendent de la configuration des surfaces limitant le liquide en mouvement et de la rugosité de ces surfaces.

Le rendement hydraulique diminue avec la réduction des dimensions de la pompe.

Le rendement hydraulique en générale déterminé expérimentalement.

Le rendement hydraulique des pompes centrifuges, en premier approximation calcule au moyen de la formule expérimentale d'A.A. LOMAKINE

$$\eta_h = 1 - \frac{0,42}{(1gd_1 - 0,172)^2} \quad (\text{III-17})$$

Ou d_{Ired} est le diamètre réduit, donnée par la formule de D.J.Soukhanov :

$$d_{Ired} = (4,0 - 4,5)10^3 \sqrt[3]{Q/n} \quad (\text{III-18})$$

Avec :

Q : débit de la pompe.

n : vitesse de rotation.

❖ Les pertes volumétriques :

Les pertes volumétriques comprenant :

- Les écoulements de retour entre les bagues d'étanchéité.
- Les écoulements par les orifices du flasque arrière de la roue, qui équilibrent la poussée axial.
- L'écoulement en dessous du disque d'équilibrage de la poussée axial.
- Les fuites par les joints d'étanchéité de l'arbre dans les turbopompes à plusieurs étages.

THEORIE DE LA POMPE

- Les fuites par les presse-étoupe.
- Les fuites par les aubes dans roues ouvertes.
- Le prélèvement du liquide pour le refroidissement des paliers et des presse-étoupe.

❖ les pertes mécaniques :

Les pertes mécaniques comprennent les pertes dues au frottement de l'arbre dans les presse-étoupes et les paliers.

Les pertes dues au frottement de l'arbre dans les presse-étoupe ont généralement peut importantes ; elles varient entre 0.2 et 0.5% de la puissance fournie au pompe.

Les pertes dues au frottement de l'arbre dans les paliers ne dépassent pas 1% de la puissance fournie à la pompe.

III-6-Ecoulement du liquide dans la roue :

III-6-1 Géométrie de l'écoulement du liquide dans la roue :

Les états du mouvement d'entrée et de sortie de la roue tournant à la vitesse angulaire constante ω , sont représentés par les triangles des vitesses construits de la manière suivante :

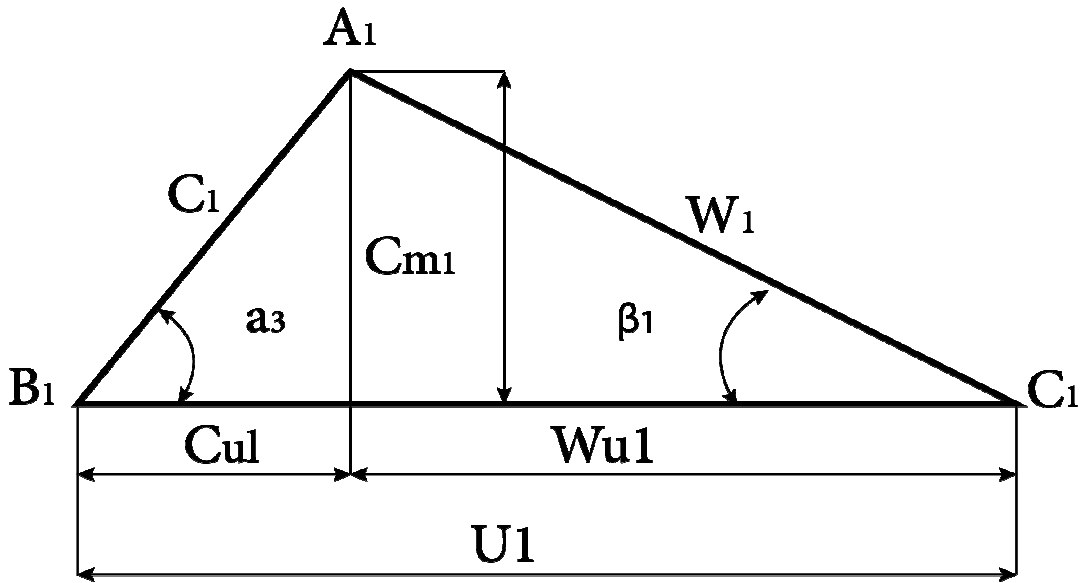


Figure 3.1: triangles des vitesses à l'entrée de la roue

$$C = U + W \text{ (III-19)}$$

→

C : vitesse absolue

→→

$U = r \omega$: vitesse périphérique.

→

W : vitesse relative.

C_m : Composante méridienne de la vitesse absolue.

C_U : Composante périphérique de la vitesse absolue.

α : Angles des vitesses absolues.

β : Angles des vitesses relatives, constitue en même temps les angles de l'aube

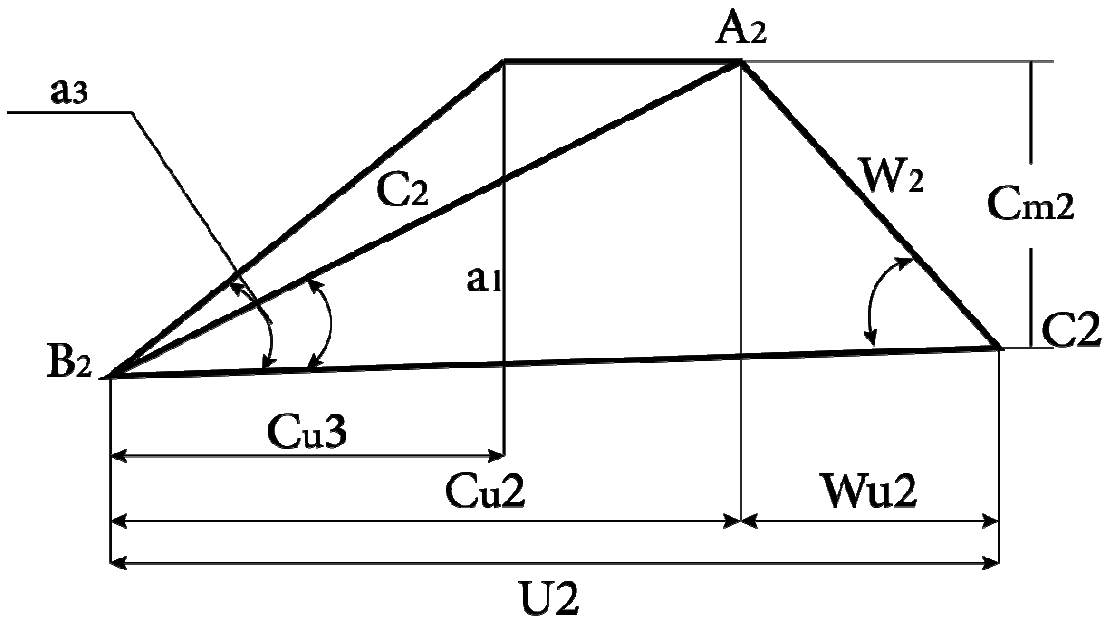


Figure 3-2 : triangle des vitesses à la sortie de la roue

III-6-2 Equation fondamentale des turbopompes :

Nous divisons la roue de la pompe en une série de roues élémentaires. Lors de l'écoulement dans chaque roue élémentaire ont lieu : le changement géométrique de la vitesse absolue de C_1 en C_2 , et le changement du moment des vitesses dans le sens périphérique de $r_1 c_1 \cos \alpha_1$ en $r_2 c_2 \cos \alpha_2$. En multipliant ces produits par les masses élémentaires qui en un temps dt se sont écoulés par les sections de la roue élémentaire à l'entrée $dQ_{m1} dt$, et à la sortie $dQ_{m2} dt$, nous obtenons l'accroissement de la composante périphérique du moment cinétique dans l'enceinte de la roue élémentaire :

$$dK_u = r_2 c_2 \cos \alpha_2 \cdot dQ_{m2} dt - r_1 c_1 \cos \alpha_1 \cdot dQ_{m1} dt \quad \text{(III-20)}$$

Compte tenu de la condition de continuité de mouvement :

$$dQ_{m1} = dQ_{m2} = dQ_m \quad \text{(III-21)}$$

Nous obtenons :

$$dK_u = (r_2 c_2 \cos a_2 - r_1 c_1 \cos a_1) dQ_m dt \quad (\text{III-22})$$

Conformément au théorème de moment cinétique, la dérivée du moment cinétique par rapport au temps est égale au couple agissant sur le système matériel :

$$dM = \frac{dK_u}{dt} = (r_2 c_2 \cos a_2 - r_1 c_1 \cos a_1) dQ_m \quad (\text{III-23})$$

En étendant l'intégration à toute la section d'entrée et de sortie de la roue nous obtenons le couple total:

$$M = \int (r_2 c_2 \cos a_2 - r_1 c_1 \cos a_1) dQ_m \quad (\text{III-24})$$

Ou encore :

$$M = pQ(r_2 c_2 \cos a_2 - r_1 c_1 \cos a_1) \quad (\text{III-25})$$

L'équation (III-37) est appelée équation fondamentale des turbopompes.

En substituant aux termes appropriés les relations :

$$C_1 \cos \alpha_1 = C_{u1} C_2 \cos \alpha_2 = C_{u2}$$

Nous obtenons :

$$M = pQ(r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}) \quad (\text{III-26})$$

III-6-3-La puissance fournie au liquide par la roue :

$$P = M\omega = pQ(c_{u2}r_2\omega - C_{u1}r_1\omega) \quad \text{(III-27)}$$

$$P = pQ(c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1) \quad \text{(III-28)}$$

$$P = pQ(c_2u_2\cos a_2 - r_1u_1\cos a_1) \quad \text{(III-29)}$$

Après avoir éliminé de l'équation (III-28) les fonctions trigonométriques :

$$c_1u_1 \cos a_1 = \frac{1}{2}(c_1^2 + u_1^2 - w_1^2)$$

$$-c_2u_2 \cos a_2 = \frac{1}{2}(c_2^2 + u_2^2 - w_2^2)$$

On obtient :

$$P = \gamma Q \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \right) \quad \text{(III-30)}$$

Compte tenu des relations (**Figure 3-1 et 3-2**)

$$C_1^2 = C_{U1}^2 + C_{m1}^2 \quad C_2^2 = C_{U2}^2 + C_{m2}^2$$

$$W_1^2 = W_{u1}^2 + C_{m1}^2 \quad W_2^2 = W_{u2}^2 + C_{m2}^2$$

L'équation (III-30) peut prendre la forme :

$$P = \gamma Q \left(\frac{c_{u2}^2 - c_{u1}^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_{u1}^2 - w_{u2}^2}{2g} \right) \quad (\text{III-31})$$

III-6-4-Les hauteurs d'élévation théoriques pour un nombre d'aubes infiniment grandes et finies :

La hauteur d'élévation théorique (ou hauteur d'Euler) d'une pompe centrifuge avec roue à nombre d'aubes infiniment grand nous sera fournie par l'équation :

$$M\omega = \gamma Q H_{th\infty} \quad (\text{III-32})$$

Après substitution aux termes correspondants des valeurs données par les équations (III-29) et (III-30) :

$$H_{th\infty} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (\text{III-33})$$

Avec :

$$H_{dyn\infty} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (\text{III-34})$$

$H_{dyn\infty}$: La hauteur dynamique d'élévation, effet du changement des vitesses absolues.

Tandis que la somme des deux autres termes indique la hauteur potentielle d'élévation, effet de l'action des forces centrifuges et de la réduction des vitesses relatives de w_1 et w_2 :

$$H_{P\infty} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (\text{III-35})$$

Tenant compte des équations (III-27) et (III-28) et (III-29), nous pouvons exprimer la hauteur d'élévation théorique au moyen des formules :

$$H_{th\infty} = \frac{\omega}{g} (c_{u2} r_2 - c_{u1} r_1) \quad (\text{III-36})$$

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g} (c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1) \quad (\text{III-37})$$

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g} (c_2r_2 \cos a_2 - c_1r_1 \cos a_1) \quad (\text{III-38})$$

Dans le cas d'une roue à nombre d'aubes finies, la hauteur d'élévation prend la forme suivante :

$$H_{th} = \frac{1}{g} (u_2c_{u3} - u_1c_{u1}) \quad (\text{III-39})$$

On peut exprimer une relation approximative entre les hauteurs d'élévation théorique pour un nombre d'aubes infiniment grand et fini, en retranchant l'équation (39) de l'équation (37), on obtient :

$$\frac{u_2}{g} (c_{u2} - c_{u3}) = PH_{th} \quad (\text{III-40})$$

$$H_{th\infty} = (1 + P)H_{th} \quad (\text{III-41})$$

Ou P : le coefficient de défaut de puissance.

III-7-La vitesse spécifique (nombre de tour spécifique) :

C'est un élément important par le calcul des pompes, il permet de choisir le type de pompe (centrifuge, hélicoïdale, diagonal ou hélice).

Cette expression indique les relations géométriques entre l'impulseur et le corps. Elle est utile pour la détermination de type de pompe pour le point de meilleur rendement de la pompe et s'exprime comme suit :

$$N_{sQ} = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (\text{III-42})$$

THEORIE DE LA POMPE

N_{sQ} : La vitesse spécifique (caractéristique de la pompe à échelle réduit)

$H_s = 1\text{m}$, $Q_s = 1\text{m}^3/\text{s}$ et $P_s = 1\text{ch}$

(n,Q,H) : les caractéristiques de la pompe à grandeur naturelle.

Avec :

n : La vitesse de rotation (tr/min)

Q : débit (m^3/s)

H : la hauteur (m)

On peut définir aussi la vitesse spécifique sans dimension, ou facteur de forme, dont la valeur est donnée par la formule :

$$N_{sf} = \frac{n\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} \quad \text{(III-43)}$$

Pour éviter les très faible valeurs de N_{sf} en emploie la formule numérique :

$$N_{sf} = \frac{1000}{60} \frac{n\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} \quad \text{(III-44)}$$

On remplace par la valeur de la pesanteur normale ($g= 9.81 \text{ m/s}^2$) on obtient :

$$N_{sf} = 3 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 3N_{sQ} \quad \text{(III-45)}$$

THEORIE DE LA POMPE

Les vitesses spécifiques N_{sf} et N_{sQ} caractérisent d'une manière simple et univoque le type de roue.

Ce chapitre fait matière au chapitre VI. Donc les termes définis et utilisés dans ce chapitre seront les mêmes pour tous les chapitres qui suivent.

Chapitre IV :
Dimensionnement et performance de
la pompe

Introduction :

La pompe qui fait notre étude est destinée pour le pompage du Gas-oil d'un champ pétrolier, à nombre d'étages imposé à cause de la charge qui est élevée et dont les caractéristiques sont :

- le débit volumique $Q_v=0.083 \text{ m}^3/\text{s}$
- la hauteur d'élévation total $H= 58.39\text{m}$
- nous avons 4 étages ; donc la hauteur de chaque étage $H_i=14.597\text{m}$
- la vitesse de rotation $n= 1475\text{tr}/\text{min}$
- la densité du liquide pompé $\rho=840 \text{ kg}/\text{m}^3$
- le poids spécifique du gasoil $\gamma = \rho g = 840 * 9.81 = 8240.4\text{N}/\text{m}^3$

IV-1-Calcul de l'impulseur :

IV-1-1-Nombre de tour spécifique :

Il permet de classer le type de roue de la pompe (voir chapitre III)

$$N_{sf} = 3 \frac{n\sqrt{Q_v}}{H_i^{3/4}} = 3N_{sQ} \text{ (IV-1)}$$

$$N_{sf} = 3 \frac{1475\sqrt{0,083}}{14.597^{3/4}}$$

$$N_{sf} = 170.7\text{tr}/\text{min}$$

Pour les pompes radiales le N_{sf} recommandé étant () :

$$N_{sf} \geq 90\text{tr}/\text{min}$$

Et par suite la pompe sera du type radial centrifuge à vitesse spécifique moyenne et aube à double courbure.

IV-1-2-La puissance absorbée :

On admet que la pompe à un rendement global $\eta = 0.85$. la marge étant 0.70
0.90

$$P_{ar} = \frac{\gamma Q_v}{\eta} H \quad (\text{IV-2})$$

$$P_{ar} = \frac{8240.4 \times 0.083 \times 58.39}{0.85}$$

$$P_{ar} = 46983 \text{ w} = 46.98 \text{ kw}$$

IV-1-3-La puissance du moteur électrique :

$$P_M = C_r \cdot P_{ar} \quad C_r = 1.5 \quad P_M = 1.5 \times 46.98 \text{ kw} = 54.02 \text{ kw}$$

IV-1-4-Diamètre de l'arbre (d_{ar}) :

Le diamètre minimum de l'arbre est calculé suivant la forme suivante :

$$d_{ar} = \sqrt[3]{\frac{8P_M}{K_T n \pi^2}} \quad (\text{IV-4})$$

K_T : Contrainte admissible à la torsion.

L'acier utilisé pour la fabrication de l'arbre est le cc35, donc nous avons $K_T = 393.85$
 kgf/cm^2

DIMENSIONNEMENT ET PERFORMANCE DE LA POMPE

$$P_M = 54.02 \text{ kW} = 5402 \text{ W} = 551224.48 \text{ kgfcm/s}$$

$$n = 1475 \text{ tr/min} = 24.6 \text{ tr/s}$$

$$d_{ar} = \sqrt[3]{\frac{8 \times 551224.48}{\pi^2 \times 393.85 \times 24.6}}$$

$$d_{ar} = 3.586 \text{ cm} = 35.86 \text{ mm}$$

Pour compenser l'affaiblissement de l'arbre, la valeur trouvée doit être majorée de 5% donc

$$d_{ar} = 37.65 \text{ mm}$$

On prend la valeur normalisée :

$$d_{ar} = 40 \text{ mm}$$

IV-1.5-Diamètre de l'ouie (d_0) :

❖ Diamètre hydraulique :

C'est le diamètre de l'arbre dans la roue, est donnée par la formule :

$$d_h = (1.3 \div 1.4) d_{ar} \text{ (IV-5)}$$

$$d_h = 1.4 \times 40$$

$$d_h = 56 \text{ mm}$$

❖ Le débit dans la roue :

$$Q_i = \frac{Q_v}{\eta_v} \text{ (IV-6)}$$

Pour $N_{sf} = 170.7 \text{ tr/min}$ on a $\eta_v = 0.98$,

Donc :

$$Q_i = \frac{0.083}{0.98}$$

$$Q_i = 0.085 \text{ m}^3/\text{s}$$

❖ La composante méridienne de la vitesse absolue :

$$C_{m1} = k_{cm1} \sqrt{2gH_i} \text{ (IV-7)}$$

k_{cm1} : Coefficient des vitesses,

Donc nous avons $k_{cm1} = 0.22$, alors :

$$C_{m1} = 0.22 \sqrt{2 \times 9.81 \times 14.597}$$

$$C_{m1} = 3.723 \text{ m/s}$$

❖ La vitesse dans la section axiale de l'ouïe :

$$C_0 = \frac{C_{m1}}{\varphi_1} \text{ (IV-8)}$$

φ_1 : Coefficient de rétrécissement de l'entrée de la roue.

DIMENSIONNEMENT ET PERFORMANCE DE LA POMPE

Nous choisissons la valeur du coefficient de rétrécissement de l'entrée, et ensuite après avoir calculé β_1 et Z nous vérifions la valeur de φ_1 .

On a:

$$\varphi_1 \in [1.1-1.5]$$

$$\text{On admit } \varphi_1 = 1.16$$

donc:

$$C_0 = \frac{3.723}{1.16}$$

$$C_0 = 3.20 \text{ m/s}$$

❖ **La section libre de l'ouie :**

$$A_0 = \frac{Q_i}{C_0} \text{ (IV-9)}$$

$$A_0 = \frac{0.084}{3.20}$$

$$A_0 = 0.026 \text{ m}^2$$

❖ **La section du moyeu :**

$$A_h = \frac{\pi d_h^2}{4} \text{ (IV-10)}$$

$$A_h = \frac{\pi (0.056)^2}{4}$$

$$A_h = 0.0024 \text{ m}^2$$

❖ La section totale de l'ouïe :

$$A'_0 = A_0 + A_h \quad (\text{IV-11})$$

$$A'_0 = 0.026 + 0.0024$$

$$A'_0 = 0.0284 \text{ m}^2$$

D'où l'on tire :

$$d_0 = \sqrt{\frac{4A'_0}{\pi}} \quad (\text{IV-12})$$

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \times 0.0284}{\pi}}$$

$$d_0 = 0.190 \text{ m} = 190 \text{ mm}$$

IV-1-6-Calcul de la ligne moyenne du courant A_1A_2 à l'entrée :

❖ Le diamètre :

$$d_{1A} = \sqrt{\frac{d_0^2 + d_h^2}{2}} \quad (\text{IV-13})$$

$$d_{1A} = \sqrt{\frac{(0.190)^2 + (0.056)^2}{2}}$$

$$d_{1A} = 0.140 \text{ m} = 140 \text{ mm}$$

❖ La vitesse périphérique :

$$U_{1A} = \frac{\pi n d_{1A}}{60} \text{(IV-14)}$$

$$U_{1A} = \frac{\pi \times 0.140 \times 1475}{60}$$

$$U_{1A} = 10.8 \text{ m/s}$$

❖ L'angle de l'aube au point A_1 :

$$\tan \beta_{1A} = \frac{C_{m1}}{U_{1A}} \text{(IV-15)}$$

$$\tan \beta_{1A} = \frac{3.72}{10.8}$$

$$\tan \beta_{1A} = 0.344$$

$$\beta_{1A} = 19^\circ$$

On ajoute l'angle d'attaque δ_1 .

Avec :

$$\delta_1 \in [2 - 6]$$

DIMENSIONNEMENT ET PERFORMANCE DE LA POMPE

On prend $\delta_1=2$

Donc l'angle constrictif de l'aube β_{1A} est :

$$\beta'_{1A} = \beta_{1A} + \delta_1 \quad (\text{IV-16})$$

$$\beta'_{1A} = 19 + 2$$

$$\beta'_{1A} = 21^\circ$$

Nous vérifions la justesse du coefficient de recouvrement de l'ouïe par les aubes admis préalablement :

Le nombre d'aubes Z est :

$$Z \in [5-8]$$

Nous admettons un nombre d'aubes $Z=6$ et une épaisseur de l'aube sur l'arête d'entrée $S_1=5.5\text{mm}$

Le coefficient de rétrécissement nous sera fourni par la formule :

$$\frac{1}{\varphi'_1} = 1 - \frac{S_1}{t_1} \sqrt{\left(\frac{\text{ctg} \beta'_{1A}}{\sin \lambda_1}\right)^2 + 1} \quad (\text{IV-17})$$

Avec :

t_1 : le pas

$$t_1 = \frac{\pi d_{1A}}{Z} \quad (\text{IV-18})$$

$$t_1 = \frac{\pi 140}{6}$$

$$t_1 = 73.30 \text{ mm}$$

Le tracé préliminaire de l'ouïe nous donne $\lambda_1 = 75^\circ$

Donc :

$$\frac{1}{Q'_1} = 1 - \frac{5.5}{73.3} \sqrt{1 + \left(\frac{\text{ctg} 21}{\sin 75}\right)}$$

$$Q'_1 = 1.16$$

La valeur du coefficient est égale à celle admise au départ, donc le calcul est correct.

IV-1-7-Calcul de ligne de courant $B_1 B_2$ à l'entrée :

❖ La vitesse périphérique :

$$U_{1B} = \frac{\pi n d_0}{60} \text{ (IV-19)}$$

$$U_{1B} = \frac{\pi \times 0.190 \times 1475}{60}$$

$$U_{1B} = 14.67 \text{ m/s}$$

❖ L'angle d'aube au point B_1 :

$$\tan \beta'_{1B} = \frac{U_{1A}}{U_{1B}} \tan \beta'_{1A} \text{ (IV-20)}$$

$$\tan \beta'_{1B} = \frac{10.8}{14.67} \tan 21$$

$$\tan \beta'_{1B} = 0.282$$

$$\beta'_{1B}=15.78^\circ$$

IV-1-8-Calcul de la ligne de courant C_1C_2 à l'entrée :

❖ La vitesse périphérique :

$$U_{1C}=\frac{\pi n d_h}{60} \text{(IV-21)}$$

$$U_{1C}=\frac{\pi \times 0.056 \times 1475}{60}$$

$$U_{1C}=4.32 \text{m/s}$$

❖ La vitesse de l'aube au point C_1 :

$$\tan \beta'_{1c}=\frac{U_{1A}}{U_{1C}} \tan \beta'_{1A} \text{(IV-22)}$$

$$\tan \beta'_{1c}=\frac{10.8}{4.32} \tan 21$$

$$\tan \beta'_{1c}=0.959$$

$$\beta'_{1c}=43.82^\circ$$

IV-1-9-Le triangle des vitesses à l'entrée de la roue :

Pour tracer les triangles des vitesses, il nous faut connaître la vitesse c_{m1} qui sera calculée au moyen de la formule suivante :

$$C'_{m1}=U_{1A} \tan \beta'_{1A}$$

(IV-23)

$$C'_{m1}=10.8 \times \tan 21$$

$$C'_{m1} = 4.14 \text{ m/s}$$

Avant l'entrée de la roue de notre pompe, il n'y a pas de roue directrice modifiant la direction d'amenée du liquide, donc on peut admettre que $c_1 = c_{m1}$, étant donné que $\alpha_1 = 90^\circ$.

Les triangles des vitesses d'entrée, commun à toutes les lignes de courant, est représenté par la figure (4-2).

IV-1-10 Calcul de diamètre extérieur de la roue pour la ligne moyenne de courant A_1A_2 (d_{2A}) :

Dans les roues à vitesse spécifique $N_{sf} < 200 \text{ tr/min}$, l'arrêt de sortie de l'aube est le plus souvent parallèle à l'axe de rotation. Par contre, dans les pompes centrifuges à vitesse spécifique plus élevée ; ainsi que dans les roues des pompes hélicoïdales et diagonales, l'arrêt de sortie est oblique par rapport à l'axe de la roue.

Pour notre pompe, nous avons une roue à arrêtes de sortie oblique par rapport à l'axe de rotation, donc les différences entre les longueurs des lignes de courant situées sur les surfaces des flasques avant et arrière de l'aube sont grandes.

❖ Le rendement hydraulique η_h :

Le coefficient de rendement hydraulique η_h nous sera fourni par la formule (III-29) ; calculons d'abord le diamètre réduit au moyen de la formule (III-30) :

$$d_{1red} = 4 \times 10^3 \sqrt[3]{\frac{0.083}{1475}}$$

$$d_{1red} = 153.28 \text{ mm}$$

$$\eta_h = 1 - \frac{0.42}{(1g \ 153.28 - 0.172)^2}$$

$$\eta_h = 0.89$$

❖ La hauteur d'élévation théorique :

$$H_{th} = \frac{H_i}{\eta_h} \quad (\text{IV-24})$$

$$H_{th} = \frac{14.597}{0.89}$$

$$H_{th} = 16.4\text{m}$$

❖ la composante méridienne de la vitesse absolue de sortie :

$$C_{m2} = K_{cm2} \sqrt{2gH_i} \quad (\text{IV-25})$$

Pour $N_{sf} = 170\text{tr/min}$ un coefficient de vitesse $K_{cm2} = 0.175$,

Donc :

$$C_{m2} = 0.175 \sqrt{2 \times 9.81 \times 14.597}$$

$$C_{m2} = 2.96\text{m/s}$$

❖ la vitesse périphérique de sortie U_{2A} :

la vitesse périphérique U_2 est donnée par la formule suivante :

$$U_2 = \frac{C_{m2}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_{m2}}{2 \tan \beta_2}\right)^2 + (1 + p)gH_{th} + U_1 C_{u1}} \quad (\text{IV-26})$$

On a : $\alpha_1 = 90^\circ$ donc $U_1 C_{u1} = 0$

DIMENSIONNEMENT ET PERFORMANCE DE LA POMPE

Nous choisissons la valeur de l'angle β_2 inférieur à 35° (on admet généralement une valeur comprise entre 22° et 32°).

Nous admettons la valeur de la correction de P.FIIDERER (P) entre 0.3 et 0.4 (numéro de la référence)

On prend pour la ligne moyenne du courant A_1A_2 :

$$\beta_{2A}=27^\circ \quad \text{et } P=0.4$$

$$U_{2A}=18.19\text{m/s}$$

D'où l'on tire :

$$d_{2A}=\frac{60U_{2A}}{\pi n} \text{(IV-27)}$$

$$d_{2A}=\frac{60 \times 18.19}{\pi \times 1475}$$

$$d_{2A}=0.235\text{m}=235\text{mm}$$

Nous vérifions la justesse de la valeur admise pour la correction de Pfliedere $P=0.4$ par la formule suivante :

$$P=2 \frac{X}{Z} \frac{1}{1-\frac{r_1^2}{r_2^2}} \quad \text{(IV-28)}$$

Avec :

$$X=0.6 \left(1+\frac{\beta_2}{60}\right) \quad \text{(IV-29)}$$

$$\beta_2=27^\circ$$

Alors :

$$X=0.87$$

$$P=0.44 \approx 0.40$$

DIMENSIONNEMENT ET PERFORMANCE DE LA POMPE

Cette valeur est de celle admise, de sorte qu'il ne faut pas corriger les valeurs calculées pour β_{2A} et d_{2A} .

IV-1-11-Largeur de la roue à la sortie b_2 :

On calcule d'abord le pas t_2 :

$$t_2 = \frac{\pi d_{2A}}{Z} = \frac{\pi \times 235}{6}$$

$$t_2 = 123 \text{ mm}$$

❖ **la composante périphérique de la largeur de l'aube :**

$$S_{U2} = \frac{S}{\sin \beta_2} \quad \text{(IV-30)}$$

$$S_{U2} = \frac{5.5}{\sin 27}$$

$$S_{U2} = 12.11 \text{ mm}$$

❖ **le coefficient de rétrécissement à la sortie :**

$$\varphi_2 = \frac{t_2}{t_2 - S_{U2}} \quad \text{(IV-31)}$$

$$\varphi_2 = \frac{123}{123 - 12.11}$$

$$\varphi_2 = 1.1$$

❖ **la section de sortie :**

$$A_2 = \frac{\varphi_2 Q_i}{C_{m2}} \quad \text{(IV-32)}$$

$$A_2 = \frac{1.1 \times 0.084}{2.96}$$

$$A_2 = 0.0312 \text{ m}^2$$

D'où l'on tire :

$$b_2 = \frac{A_2}{\pi d_2} \quad (\text{IV-33})$$

$$b_2 = \frac{0.0312}{\pi \times 0.235}$$

$$b_2 = 0.042 \text{ m} = 42 \text{ mm}$$

IV-1-12 Le triangle des vitesses de sortie pour la ligne moyenne de courant A_1A_2 :

❖ la composante périphérique de la vitesse relative :

$$W_{U2} = \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2} \quad (\text{IV-34})$$

$$W_{U2} = \frac{2.96}{\tan 27}$$

$$W_{U2} = 5.8 \text{ m/s}$$

❖ la composante périphérique de la vitesse de sortie réelle :

$$C_{U2} = U_2 - W_{U2} \quad (\text{IV-35})$$

$$C_{U2} = 18.19 - 5.8$$

$$C_{U2} = 12.39 \text{ m/s}$$

❖ l'angle de la vitesse absolu de sortie :

$$\tan \alpha_2 = \frac{C_{m2}}{C_{U2}} \quad (\text{IV-36})$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{2.96}{12.39}$$

$$\alpha_2 = 13.43^\circ$$

❖ la composante périphérique de la vitesse absolue à la sortie (directement en dehors de l'enceinte de la roue) :

$$C_{U3} = \frac{C_{U2}}{1+P} \quad (\text{IV-37})$$

$$C_{U3} = \frac{12.39}{1 + 0.4}$$

$$C_{U3} = 8.85 \text{ m/s}$$

❖ l'angle d'inclinaison du filet de liquide à la sortie :

$$\tan \alpha_3 = \frac{C_{m2}}{C_{U3}} \quad (\text{IV-38})$$

$$\tan \alpha_3 = \frac{2.96}{8.85}$$

$$\alpha_3 = 18.49^\circ$$

Le triangle des vitesses à la sortie de la roue pour la ligne moyenne de courant A_1A_2 est représenté sur la figure (4-3).

IV-1-13-Le triangle des vitesses de sortie pour la ligne B_1B_2 :

❖ la vitesse périphérique U_{2B} :

DIMENSIONNEMENT ET PERFORMANCE DE LA POMPE

on admet pour la ligne B_1B_2 une angle de sortie $\beta_{2B}=24^\circ$ et $P=0.61$ et on utilise la (IV-26) :

$$U_{2B} = \frac{2.96}{2 \tan 24} + \sqrt{\frac{2.96^2}{2 \tan 24} + 9.81 \times 16.4 \times (1 + 0.61)}$$

$$U_{2B} = 19.75 \text{ m/s}$$

❖ le diamètre extérieur d_{2B} :

on utilise la formule (IV-27) :

$$d_{2B} = \frac{60 U_{2B}}{\pi n} = \frac{60 \times 19.75}{\pi \times 1475}$$

$$d_{2B} = 0.255 \text{ m} = 255 \text{ mm}$$

Nous vérifions la justesse de la valeur admise pour la correction de Pfeleiderer $P=0.61$ par la formule (IV-28).

On calcule d'abord le coefficient X par la formule (IV-29) :

$$X = 0.6 \left(1 + \frac{\beta_2}{60} \right) = 0.6 \left(1 + \frac{24}{60} \right)$$

$$X = 0.84$$

DIMENSIONNEMENT ET PERFORMANCE DE LA POMPE

$$P=0.62 \approx 0.61$$

Cette valeur est proche de celle admise, de sorte qu'il ne faut pas corriger les valeurs calculées pour β_{2B} et d_{2B} .

❖ la composante périphérique de la vitesse relative :

$$W_{U2} = \frac{C_{m2}}{\tan \beta_{2B}} = \frac{2.96}{\tan 24}$$

$$W_{U2}=6.64\text{m/s}$$

❖ la composante périphérique de la vitesse de sortie réelle :

$$C_{U2} = U_{2B} - W_{U2} = 19.75 - 6.64$$

$$C_{U2}=13.11\text{m/s}$$

❖ l'angle de vitesse absolue de sortie :

$$\tan \alpha_2 = \frac{C_{m2}}{C_{U2}} = \frac{2.96}{13.11} = 0.255$$

$$\alpha_2=12.72^\circ$$

❖ la composante périphérique de la vitesse absolue à la sortie (directement en dehors de l'enceinte de la roue) :

$$C_{U3} = \frac{C_{U2}}{1 + P} = \frac{13.11}{1 + 0.61}$$

$$C_{U3} = 8.14 \text{ m/s}$$

❖ l'angle d'inclinaison du filet de liquide à la sortie :

$$\tan \alpha_3 = \frac{C_{m2}}{C_{U3}} = \frac{2.96}{8.14} = 0.363$$

$$\alpha_3 = 19.98^\circ$$

Le triangle des vitesses à la sortie de la roue pour la ligne de courant B_1B_2 est représenté sur la figure (4-4).

IV-1-14-Le triangle des vitesses de sortie pour la ligne C_1C_2 :

❖ la vitesse périphérique U_{2C} :

On admet pour la ligne C_1C_2 un angle de sortie $\beta_{2c} = 32^\circ$ et $P = 0.32$ et on utilise la formule (IV-26) :

$$U_{2C} = 17.13 \text{ m/s}$$

❖ le diamètre extérieur d_{2C} :

on utilise la formule (IV-27) :

$$d_{2C} = \frac{60U_{2C}}{\pi n} = \frac{60 \times 17.13}{\pi \times 1475}$$

$$d_{2C} = 0.221 \text{ m} = 22 \text{ mm}$$

DIMENSIONNEMENT ET PERFORMANCE DE LA POMPE

Nous vérifions la justesse de la valeur admise pour la correction de Pfleiderer $P= 0.32$ par la formule (IV-28).

On calcule d'abord le coefficient X par la formule (IV-29) :

$$X=0.6 \left(1+\frac{\beta_{2c}}{60}\right)=0.6\left(1 + \frac{32}{60}\right)$$

$$X=0.92$$

Alors :

$$P=0.32$$

Cette valeur est égale de celle admise, de sorte qu'il ne faut pas corriger les valeurs calculées pour β_{2c} et d_{2c} .

❖ **la composante périphérique de la vitesse relative :**

$$W_{U2} = \frac{C_{m2}}{\tan \beta_{2c}} = \frac{2.96}{\tan 32}$$

$$W_{U2} = 4.73\text{m/s}$$

❖ **la composante périphérique de la vitesse de sortie réelle :**

$$C_{U2} = U_{2c} - W_{U2} = 17.13 - 4.73$$

$$C_{U2} = 12.41\text{m/s}$$

❖ **l'angle de vitesse absolue de sortie :**

$$\tan \alpha_2 = \frac{C_{m2}}{C_{U2}} = \frac{2.96}{12.41} = 0.238$$

$$\alpha_2 = 13.42^\circ$$

- ❖ La composante périphérique de la vitesse absolue à la sortie (directement en dehors de l'enceint de la roue) :

$$C_{U3} = \frac{C_{U2}}{1 + P} = \frac{12.41}{1 + 0.32}$$

$$C_{U3} = 9.40 \text{ m/s}$$

- ❖ L'angle d'inclinaison du filet de liquide à la sortie :

$$\tan \alpha_3 = \frac{C_{m2}}{C_{U3}} = \frac{2.96}{9.40} = 0.314$$

$$\alpha_3 = 17.47^\circ$$

Le triangle des vitesses à la sortie de la roue pour la ligne de courant C_1C_2 est représenté sur la figure (4-4).

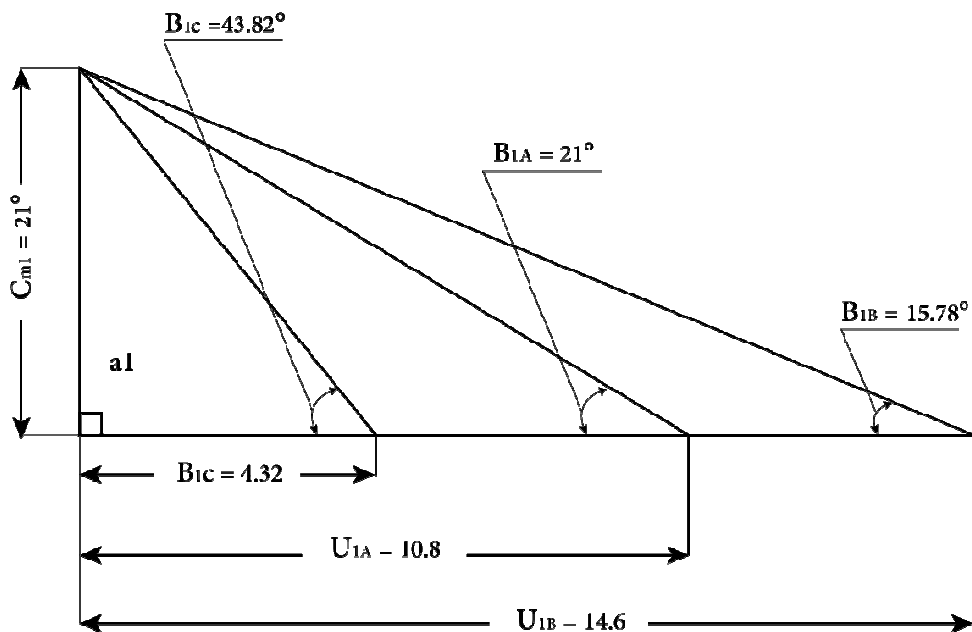


Figure 4.1: Triangle des vitesses d'entrée

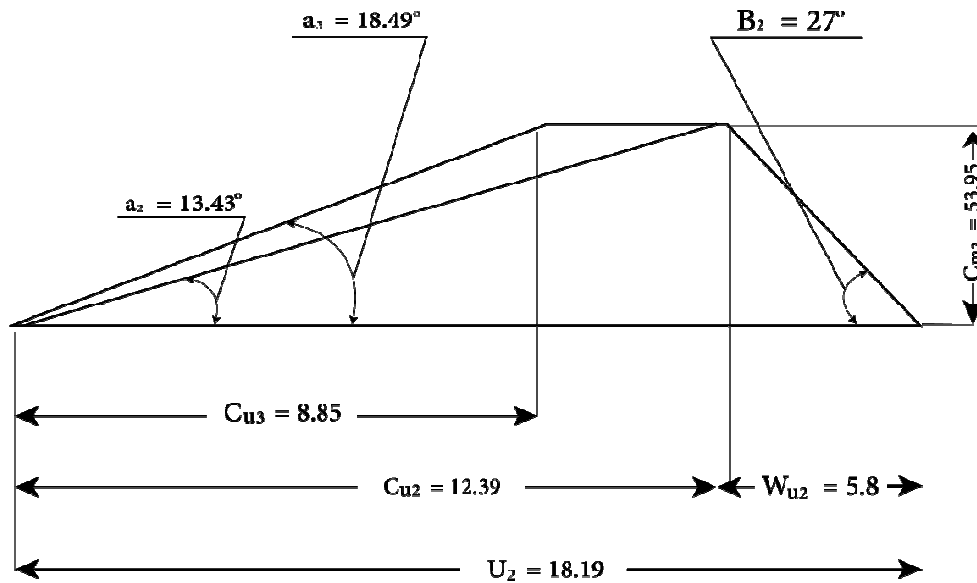


Figure 4-2 : Triangle des vitesses de sortie pour la ligne moyenne de courant A₁ A₂

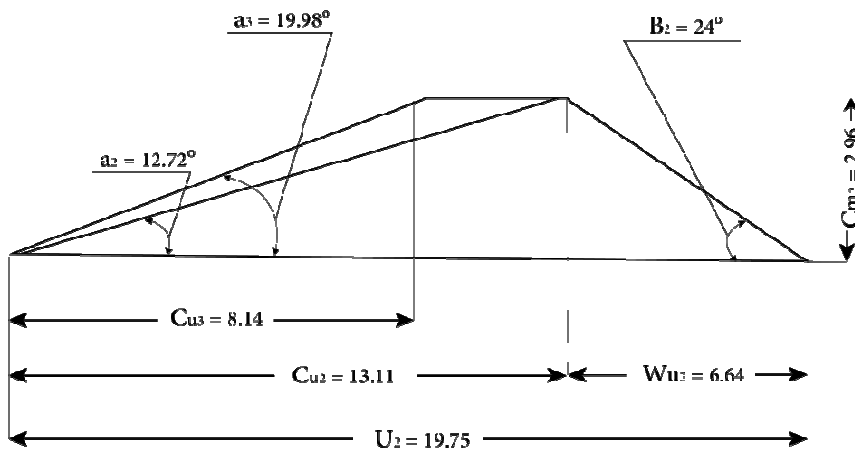


Figure 4-3 : Triangle des vitesses de sortie pour la ligne de courant B₁ B₂

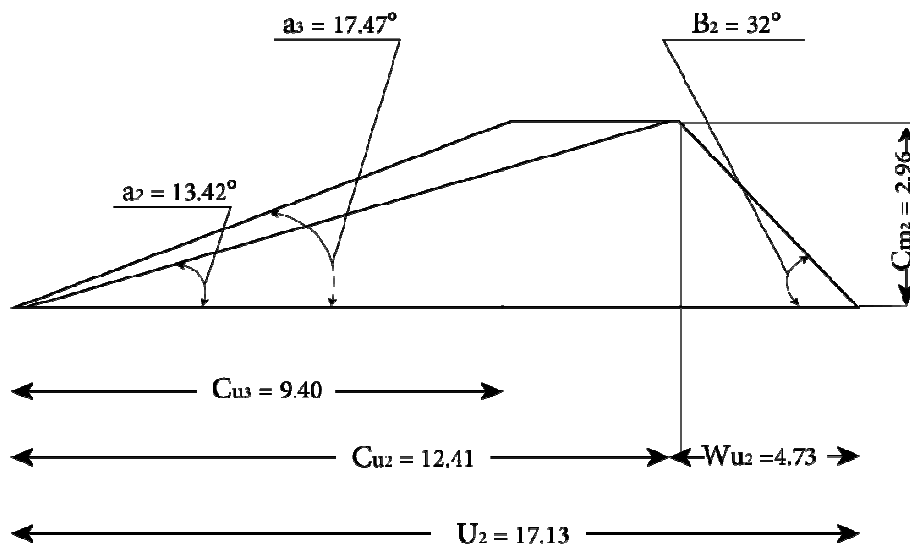


Figure 4-4: triangle des vitesses de sortie pour la ligne de courant $C_1 C_2$

IV-2-Calcul de diffuseur (la directrice à ailette) :

La pompe a un diffuseur centripète qui ramène l'écoulement vers l'axe de la pompe. En prenant comme point de départ le profil de la roue :

le diamètre extérieur maximal de la roue est le diamètre de la ligne de courant $B_1 B_2$, $d_{2B} = 255mm$ le diamètre d'entrée de la roue $d_0 = 190mm$, le nombre d'aubes $Z=6$, l'angle d'inclinaison du filet de liquide à la sortie $\alpha_3 = 19.98^\circ$.

Nous choisissons pour la directrice :

- Un nombre d'ailettes $Z_a = 7$.
- L'épaisseur de l'ailette $S_4 = 4mm$.
- Un diamètre d'entrée plus proche au diamètre extérieur de la roue $d_4 = 260mm$.
- Un diamètre de sortie plus proche au diamètre d'entrée de la roue $d_5 = 195mm$.
- On prend l'épaisseur des parois extérieur de diffuseur $S = 11mm$, donc le diamètre extérieur du diffuseur et de la pompe

$$d_{ex} = d_4 + 2S,$$

Alors $d_{ex}=282\text{mm}$.

❖ L'angle d'entrée de l'ailette (α_4) :

Nous calculons l'angle d'entrée de l'ailette de la directrice au moyen de la formule suivante :

$$\tan \alpha_4 = x_4 \varphi_4 \tan \alpha_3 \quad (\text{IV-39})$$

Avec :

x_4 : Le coefficient tenant compte des pertes dues au frottement et de la répartition non uniforme des vitesses $x_4 = (1.2 - 1.3)$. on prend $x_4 = 1.3$.

φ_4 Est le coefficient de rétrécissement de l'entrée de diffuseur.

$$\varphi_4 = \frac{t_4}{t_4 - S_{u4}} \quad (\text{IV-40})$$

t_4 : le pas entre les ailettes de la directrice.

$$t_4 = \frac{\pi d_4}{Z} = \frac{\pi 260}{7}$$

$$t_4 = 116.68$$

S_{u4} : la composante périphérique de la largeur de l'ailette.

$$S_{u4} = \frac{S_4}{\sin \alpha_4} \quad (\text{IV} - 41)$$

DIMENSIONNEMENT ET PERFORMANCE DE LA POMPE

Admettant $\alpha_4=27^\circ$ on a :

$$S_{U4} = \frac{4}{\sin 27}$$

$$S_{U4} = 8.81mm$$

Donc :

$$\varphi_4 = \frac{116.68}{116.68 - 8.81}$$

$$\varphi_4 = 1.08$$

D'où l'on tire :

$$\tan \alpha_4 = 1.3 \times 1.03 \times \tan 19.98$$

$$\tan \alpha_4 = 0.510$$

$$\alpha_4 = 27.04^\circ \approx 27^\circ$$

La valeur de l'angle α_4 est proche de celle admise à l'origine.

L'élément terminal de l'ailette sera exécuté radialement (sans inflexion) c'est-à-dire $\alpha_5=90^\circ$.

IV-3-Rendement de la pompe :

❖ La puissance utile de la pompe :

$$P_e = \gamma QH \text{ (IV-42)}$$

$$P_e = 840 \times 0.083 \times 58.39$$

$$P_e = 4070.95 \text{ kgfm/s}$$

On a :

$$1 \text{ kgfm} = 9.8 \text{ N}$$

$$1 \text{ kgfm/s} = 9.8 \times 10^{-3} \text{ kw}$$

Donc :

$$P_e = 39.89 \text{ kw}$$

❖ La puissance perdue par frottement des disques de la roue dans le liquide :

On utilise la formule (III-21) :

$$P_{fr} = 8,8 \cdot 10^{-4} \frac{840}{9.81} (18.19^3) (0.235^2)$$

$$P_{fr} = 25 \text{ kgfm/s} = 0.245 \text{ kw}$$

❖ La puissance dissipée par pertes mécaniques (frottement de l'arbre dans les paliers) :

$$P_m = 0.01 P_e \quad (\text{IV-43})$$

$$P_m = 0.01 \times 4070.95$$

$$P_m = 40.7 \frac{\text{kgfm}}{\text{s}} = 0.398 \text{ kw}$$

❖ Le rendement mécanique de la pompe :

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_e + P_{fr} + P_m} \quad (\text{IV-44})$$

$$\eta_m = \frac{4070.95}{4070.95 + 25 + 40.7}$$

$$\eta_m = 0.98$$

❖ Le rendement global de la pompe :

$$\eta = \eta_h \eta_v \eta_m \quad (\text{IV-45})$$

$$\eta = 0.89 \times 0.98 \times 0.98$$

$$\eta = 0.85$$

Cette valeur est égale à celle que nous avons admise.

IV-4-L'accroissement de la pression et la hauteur de pression dans la roue :

❖ L'accroissement de la pression :

$$P_2 - P_1 = \frac{\gamma}{g} \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} \quad (\text{IV-46})$$

$$P_2 - P_1 = \frac{8240.4}{9.81} \frac{(18.19)^2 - (10.8)^2}{2}$$

$$P_2 - P_1 = 89979 \text{ Pa} = 89.97 \text{ kPa}$$

❖ L'accroissement de la hauteur de pression par étage:

$$\frac{P_2 - P_1}{\gamma} = \frac{89979}{8240.4}$$

DIMENSIONNEMENT ET PERFORMANCE DE LA POMPE

$$\frac{P_2 - P_1}{\gamma} = 10.9m$$

IV-5-Comparaison des résultats :

	Dimensions obtenues	Dimensions réelles
La puissance de moteur P_m (KW)	54.02	55
Le nombre de d'aubes de la roue Z	6	6
Le diamètre de l'arbre d_{ar} (mm)	40	50
Le diamètre du moyeu d_h (mm)	56	65
Le diamètre de l'ouïe (mm)	190	182
Le diamètre de la roue à la sortie au point C2D2C(mm)	221	222
Le diamètre de la sortie au point B2d2m (mm)	255	255
La largeur de la roue à la sortie b2 (mm)	42	41
Le nombre d'ailettes du diffuseur Z₄	7	7
Le diamètre d'entrée du diffuseur d₄ (mm)	260	260
Le diamètre de sortie du diffuseur d₅ (mm)	195	187
Le diamètre extérieur de la pompe d_{ex} (mm)	282	295

DIMENSIONNEMENT ET PERFORMANCE DE LA POMPE

Les résultats obtenus sont plus proches aux dimensions réelles de la pompe et les écarts entre les différentes sont au choix des coefficients des plages recommandées.

Résultat de calcul avec C++

Le calcul a été fait pas à pas en utilisant les expressions de dimensionnement ci-dessus et un logiciel en C++ nous a confirmé les mêmes résultats voir annexe.

IV-6-Exemple de calcul :

$$N = 1475 \text{ tr / min}$$

	Nsf	Par	Prn	Dar	Dh	qi	Cm1	C0	A0	Ah	Ap0
H=14.59 QV=0.083 (m ³ /s)	170.7	46.98	54.03	40	56	0.084	3.72	3.2	0.026	0.0024	0.028
H=12 QV=0.02 (m ³ /s)	97.06	11.63	13.37	16	23	0.024	3.37	2.91	0.007	0.0004	0.007
H=16 QV=0.02 (m ³ /s)	nsf ne correspond pas une roue à double courbure										

Tab1

DIMENSIONNEMENT ET PERFORMANCE DE LA POMPE

❖ Calcule les lignes moyennes de courant d'entrée A1A2, B1B2 et C1C2 :

	d0	dla	ula	tgβla	t	ulb	tgβlb	ulc	tgβlc	cpml
H=14.59 QV=0.083	0.19	0.14	10.73	0.34	0.07	14.67	0.27	3.87	1.05	4.07
H=12 QV=0.02	0.109	0.087	6.73	0.501	0.045	8.480	0.301	4.322	0.591	2.55
H=16 QV=0.02	nsf ne correspond pas une roue à doubles courbure									

Tab2

❖ Le triangle de vitesses de sortie pour les lignes de courant A1A2 et B1B2 :

	Wu2a	Cu2a	Tga2a	Cu3a	Tga3a	U2a	D2b	Wu2b	Cu2b	Tgu2b	Cu3b
H=14.59 QV=0.083 (m ³ /s)	5.81	12.06	0.24	8.61	0.34	17.88	0.25	6.65	12.72	0.23	9.08
H= 12 QV=0.02 (m ³ /s)	5.27	11.12	0.24	7.94	0.33	16.4	0.23	6.03	11.73	0.22	8.38
H= 16 QV=0.02 (m ³ /s)	nsf ne correspond pas une roue à doubles courbure										

Tab3

❖ Le triangle de vitesses de sortie pour les lignes de courant C1C2 :

DIMENSIONNEMENT ET PERFORMANCE DE LA POMPE

	Tga3b	U2c	D2c	Wu2c	Cu2c	Tga2c	Cu3c	Tga3c
H=14.59 QV=0.83 (m ³ /s)	0.32	16.92	0.20	4.74	12.17	0.24	9.22	0.32
H=12 Qv= 0.02 (m ³ /s)	0.32	15.5	0.18	4.28	11.18	0.21	8.4	0.28
H=16 QV =0.02 (m ³ /s)	nsf ne correspond pas une roue à doubles courbure							

Tab4

❖ Performance de la pompe :

P_e (kW)	P_{fr} (kW)	P_m (kW)	η_m	η	ΔP (kpa)
39.89	0.245	0.398	0.98	0.85	89.97

Tab5

CONCLUSION

Conclusion :

L'étude de la pompe dans sa première partie est le dimensionnement de tous les éléments de la pompe à savoir la roue, l'arbre et les autres différents éléments. Un programme de calcul le C++ à été utilisé confirmant notre calcul des expressions explicite dans l'étude.

Il est recommandé de poursuivre l'étude de la roue en traçant point par point le profile à double courbure de l'aube. Généralement, la méthode utilisée est cette de P FLEIDER.

Le calcul de construction de la pompe sera par suit fait

ANNEX

Introduction :

Après avoir les données de base la hauteur H le débit volumique et la vitesse de rotation N ce programme nous permettons de calculé tous les paramètres de la pompe :les démentions d'entrée et de sortie de la pompe .On utilisant le C++.

Le programme :

/*ce programme permet de*/

/*calculer les paramètres de la pompe*/

```
#include<stdio.h>
#include<conio.h>
#include<math.h>
#include<iostream>
#include<stdlib.h>
#include<iomanip>
#include<cstring>

int main()
{
float qv,hi,h,nsf,par,pm,dar, dh,qi,cm1,c0,a0,ah,ap0,d0,d1a,ula,tgbtla;
float u2c,tgbt2c,sinbt2,su2,f2,d2c,cu3a,cu3b,cu3c,u2b,tgbt2b,d2b;
float a2,b2,wu2a,wu2b, wu2c,cu2a,cu2b,cu2c,tgalfa2a,tgalfa2b,tgalfa2c;
float tgbtplb,tgbtpla,ulc,tgbtplc,cpml,dlred,renh,hth,cm2,u2a, tgbt2;
float t, ulb, tgalfa3a, tgalfa3b,tgalfa3c, d2a, t2;
const float g=9.81, ro=8240.4, reng=0.85, renv=0.98, cr=1.15, ktl=393.85;
const float fl=1.16, kem2=0.175,p=0.4,v=0.61, vp=0.32,kem1=0.22;
int nt=1475, z=6, s=5.5;
puts ("*ce programme permet de calculer les paramètres de la pompe*");
puts ("-----");
```


ANNEX

```
puts ("donnée le débit volumique qv: ");
scanf("%f",&qv);
puts ("-----");
puts ("donnée la hauteur d'élévation total h: ");
scanf("%f", &h);
puts ("-----");
puts ("donnée la hauteur d'élévation de chaque etagehi: ");
scanf("%f", &hi);
puts ("-----");

puts ("donnée la vitesse de rotation nt:");
scanf("%d", &nt);
puts ("-----");

nsf=3*nt*pow (qv, 0.5)/pow (hi, 0.75);
printf("\n nsf%f", nsf);
if(nsf>-90)
{
printf("\n nsf correspond une roue a double courbure");
par=ro*qv*h/reng;
pm=cr*par;
dar=10*pow ((8*pm*100*60)/(pow (3.14, 2)*ktl*nt*9.8),0.333);

dh=1.4*dar;
qi=qv/reng;
cm1=kem1*sqrt(2*g*hi);
c0=cm1/fl;
a0=qi/c0;
```

ANNEX

```
ah=3.14*pow (dh/1000,2)/4;
ap0=a0+ah;
d0=pow ((4* ap0/3.14), 0.5);
puts("");
puts ("-----");
d1a=pow((pow(d0,2)+pow(dh/1000,2))/2,0.5);
ula=3.14*d1a*nt/60;
tgbtla=cm1/ula;
t=3.14*d1a/z;
tgbtpla=0.38;
ulb=3.14*d0*nt/60;
tgbtplb=(ula/ulb)*tgbtpla;
ulc=3.14*(dh/1000)* nt/60;
tgbtplc=(ula/ulc)*tgbtpla;
cpml=ula*tgbtpla;
dlred=4*pow (10,3)*pow (qv/nt, 0.3333);

renh=1-(0.42/pow(log(dlred)/2.3-0.172 ,2));
hth=hi/renh;
cm2=kem2* sqrt (2*g*hi);
tgbt2=0.509;
u2a=(cm2/(2*tgbt2))+sqrt((pow((cm2/2*tgbt2),2)+g*hth*(1+p)));
d2a=60*u2a/(3.14*nt);
t2=3.14*(d2a*1000)/z;
sinbt2=0.453;
su2=s/sinbt2;
f2=t2/ (t2-su2);
```

ANNEX

```
a2=f2*qv/cm2;
b2=a2/(3.14*d2a);
wu2a=cm2/tgbt2;
cu2a=u2a-wu2a;
tgalfa2a=cm2/cu2a;
cu3a=cu2a/(1+p);
tgalfa3a=cm2/cu3a;
tgbt2b=0.445;
u2b=(cm2/(2*tgbt2b))+sqrt((pow((cm2/2*tgbt2b),2)+g*hth*(1+v)));
d2b=(60*u2b)/(3.14*nt);
wu2b=cm2/tgbt2b;
/*****/
cu2b=u2b-wu2b;
tgalfa2b=cm2/cu2b;
cu3b=cu2b/(1+p);
tgalfa3b=cm2/cu3b;
tgbt2c=0.624;
u2c=(cm2/(2*tgbt2c))+sqrt((pow((cm2/2*tgbt2c),2)+g*hth*(1+vp)));
d2c=60*u2c/(3.14*nt);
wu2c=cm2/tgbt2c;
cu2c=u2c-wu2c;
tgalfa2c=cm2/cu2c;
cu3c=cu2c/(1+vp);
tgalfa3c=cm2/cu3c;
puts ("");
puts ("-----");
puts ("calcule les paramètres de la roue:");
printf("\n par=%f", par);
```

ANNEX

```
printf("\n pm=%f",pm);
printf("\n dar=%f", dar);
puts ("");
puts ("-----");
puts ("Diamètre de l'ouie (do) :");

/*****/

printf("\n dh=%f", dh);
printf("\n qi=%f", qi);
printf("\n cm1=%f", cm1);
printf("\n c0 %f", c0);
printf("\n a0=%f", a0);
printf("\n ah%f", ah);
printf("\n ap0=%f", ap0);
printf("\n d0=%f", d0);
puts ("");
puts ("-----");

puts ("Calcul de la ligne moyenne du courant A1 A2 à l'entrée: ");
printf("\n d1a=%f", d1a);
printf("\n ula=%f", ula);
printf("\n tgbtla=%f", tgbtla);
printf("\n t=%f", t);
puts("");
puts ("");
puts ("-----");
puts ("Calcul de la ligne moyenne du courant BIB2 à l'entrée: ");
printf("\n ulb=%f", ulb);
```

ANNEX

```
printf("\n tgbtplb=%f", tgbtplb);
puts ("");
puts ("-----");
puts ("Calcul de la ligne moyenne du courant CIC2 a l'entrée: ");
printf("\n ulc=%f", ulc);
printf("\n tgbtplc=%f", tgbtplc);
printf("\n cpml=%f", cpml);
puts ("");
puts ("-----");
puts ("Calcule de diamètre extérieur de la roue d2a pour la ligne moyenne A1 A2:");
printf("\n dlred=%f", dlred);
printf("\n renh=%f", renh);
printf("\n hth=%f", hth);
printf("\n cm2=%f", cm2);
printf("\n u2a=%f", u2a);
printf("\n d2a=%f", d2a);
puts ("");
puts ("-----");
puts ("L'argeur de la roue à la sortie (b) :");
printf("\n t2=%f", t2);
/*****/
printf("\n su2=%f", su2);
printf("\n f2=%f", f2);
printf("\n a2=%f", a2);
printf("\n b2=%f", b2);
puts ("");
```

ANNEX

```
puts("-----");
puts ("Le triangle des vitesses de sortie pour la ligne moyenne de courantA1 A2:");
printf("\n wu2a=%f", wu2a);
printf("\n cu2a=%f", cu2a);
printf("\n tgalfa2a=%f", tgalfa2a);
printf ("\n cu3a=%f", cu3a);
printf ("\n tgalfa3a=%f", tgalfa3a);
puts ("");
puts ("-----");
puts ("Le triangle des vitesses de sortie pour la ligne moyenne courantB1B2:");
printf("\n u2a=%f", u2a);
printf("\n d2b=%f", d2b);
printf("\n wu2b=%f", wu2b);
printf ("in cu2b=%f", cu2b);
/*****/
printf("\n tgalfa2b=%f", tgalfa2b);
printf("\n cu3b=%f", cu3b);
printf("\n tgalfa3b=%f", tgalfa3b);
puts ("");
puts ("-----");
puts ("Le triangle de vitesses de sortie pour la ligne moyenne d courantC1C2:");
printf("in u2c=%f", u2c);
printf("\n d2c%f", d2c);
printf("\n wu2c=%f", wu2c);
printf("\n cu2c=%f", cu2c);
printf("\n tgalfa2c=%f", tgalfa2c);
printf("\n cu3c=%f", cu3c);
printf("\n tgalfa3e=%f", tgalfa3c);
```

ANNEX

```
}  
if(nsf<=90){  
printf("\n nsf ne correspond pas une roue à doubles courbure");  
}  
return(0);  
}
```

ANNEX
