

N° d'ordre:

N° de série :

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET

DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE D'EL-OUED

FACULTE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présent En vu de l'obtention du Diplôme licence LMD en biologie

Option: Génie mécanique énergétique

THEME

***Etude de la performance thermique
d'une pompe centrifuge***

La promoteur :

➤ Meneceur Noureddine

Présenter par :

- Zaabat Soumia
- khelil Abdelmounaim

Promotion :Juin 2014



Remerciements

Tout d'abord, je remercie Dieu qui m'a donné la patience, la foi et la force pour atteindre mon but.

Au terme du présent travail, nous tenons tout d'abord à exprimer nos

Sincères remerciements à l'égard de :

L'encadreur : Mr. MENECEUR NOUREDDINE Pour l'aide très précieuse qu'il nous a apporté.

M. BOUKHARI ALI et KHACHEKHOUCHE A

En fin, nos remerciements vont :

A tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce mémoire notamment :

Nous souhaitons aussi remerciements à toute l'équipe de génie mécanique

Merci à tous

SOUMIA ET ABDELMOUNAIM



Table de matière

Remerciement

Table des matières

Liste des figures

Lettres latines

Résumé

Introduction générale.....	01
Chapitre I : Théorie des pompes centrifuges.....	02
I.1 Généralités.....	02
I.1.1 Définition et principe.....	02
I.1.2 Historique de la pompe centrifuge.....	02
I.2 Le principe de fonctionnement.....	03
I.3 Domaines d'utilisation.....	03
I.4 Constitution d'une pompe centrifuge.....	04
I.5 Construction d'une pompe centrifuge.....	05
I.6 différents types de pompes centrifuges.....	05
I.7 Modèle thermique d'une pompe centrifuge.....	13
I.7.1 L'évolution des vitesses du liquide dans la roue.....	13
I.8 Les avantages et les inconvénients des pompes centrifuges.....	13
I.9 Caractéristiques d'une pompe centrifuge.....	14
I.9.1 La hauteur manométrique totale H_{mt}	14
I.9.2 La puissance consommée par le moteur [kW].....	15
I.9.3 Le rendement de la pompe.....	15
I.9.4 Le N.P.S.H.: hauteur de charge nette d'aspiration (Net Positive Section Head).....	15
I.9.5 Problèmes d'installation et de fonctionnement d'une pompe centrifuge.....	15
I.9.6 Point de fonctionnement d'une pompe centrifuge.....	17

I.9.7 Couplage des pompes.....	18
I.10 Critères de choix des pompes centrifuges.....	19
I.11 Conclusion.....	19
CHAPITRE II: ETUDE EXPERIMENTALE SUR LA POMPE	
CENTRIFUGE.....	20
II.1 Introduction.....	20
II.2 L'objectif de cette étude.....	21
II.3 Description d'essai.....	21
II.4 Principe de fonctionnement.....	22
II.5 Procédure de l'expérimentation.....	23
II.6 Résultats de l'essai.....	24
II.7 Résultats et discussions.....	24
II.7.1 Influence de débit massique sur la hauteur manométrique H.....	24
II.7.2 Influence de débit massique sur le rendement volumétrique de la pompe.....	25
II.7.3 Influence de débit massique sur la puissance hydraulique.....	26
II.7.4 Effet de la puissance du moteur sur le débit massique.....	26
II.8 Conclusion.....	26
Conclusion générale.....	27

Liste des figures

Figure	Titre de figure
Figure I.1	Schéma illustré le principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge
Figure I.2	Schéma illustré les différentes constitutions d'une pompe centrifuge.
Figure I.3	différentes formes de roue d'une pompe centrifuge
Figure I.4	Schéma détaillé d'une pompe centrifuge
Figure I.5	Schéma d'une pompe monocellulaire à roue en porte à faux.
Figure I.6	dessin d'ensembles d'une pompe monocellulaire à roue en porte à faux.
Figure I.7	dessin d'ensembles d'une pompe centrifuge à plan de joint radial à roue en deux ouïes
Figure I.8	dessin d'ensembles d'une pompe centrifuge IN LINE à joint radial, utilisé dans le cas de la haute vitesse.
Figure I.9	Schéma d'une pompe centrifuge IN LINE à joint axial d'une roue à deux ouïes.
Figure I. 10	Schéma d'une pompe centrifuge multicellulaire à joint radial et disque d'équilibrage.
Figure I.11	Schéma d'une pompe centrifuge vertical de pied.
Figure I.12	Représentation des actions d'aube et de la force centrifuge d'une roue.
Figure I.13	Représentation de la hauteur manométrique d'une pompe centrifuge.
Figure I.14	Problèmes d'installation et de fonctionnement d'une pompe centrifuge.
Figure I.15	Courbe représenté les caractéristiques de la pompe centrifuge.
Figure I.16	Variation de rendement en fonction de débit souhaité d'une pompe centrifuge.
Figure I.17	Couplage de la pompe centrifuge.
Figure II.1	La pompe centrifuge H47
Figure II.2	Principe de fonctionnement de pompe centrifuge
Figure II.3	Phénomène de cavitation
Figure II.4	La variation de différence de pression DP en(bar) en fonction débit massique
Figure II.5	Influence de débit massique sur rendement volumétrique de la pompe

Figure II.6	Augmentation de puissance hydraulique de la pompe en fonction de débit massique
Figure II.7	Influence de débit massique sur la puissance de moteur

Lettres latines

Symboles	Désignation
A_1	Section d'entrée.
A_2	Section de cou.
C	vitesse absolue.
C_d	Coefficient de chargement =0.97.
GPL	gaz de pétrole liquide.
H_{asp}	la hauteur d'aspiration.
H_G	La hauteur géométrique.
H_{m0}	la hauteur manométrique de la pompe correspondant à un débit nul.
H_{ml}	rendement la hauteur manométrique la pompe correspondant rendement maximal.
H_{mt}	La hauteur manométrique totale.
H_u	La hauteur utile.
[m C E]	mètres colonne d'eau
NPSH	Neat Positive Suction Head.
P_{hyd}	la puissance hydraulique.
P_c	La pression de charge.
P_m	la puissance consommée par le moteur.
P_u	La pression utile exprimée.
U	vitesse tangentielle de rotation.
W	vitesse tangentielle à l'aube.
η_g	le rendement globale.

Résumé:

L'utilisation des turbomachines dans divers champs technologiques prouve que ces machines puissent fonctionner sur des plages de plus en plus étendues, alors il est indispensable savoir prédire, en dehors de l'expérience les performances hydrauliques de la machine.

Pour déterminer les performances d'une pompe centrifuge, nous présentons dans ce travail une analyse des pertes hydrodynamiques dans les organes principaux dans cette pompe :Roue, Diffuseur et la Volute.

Ce travail est subdivisé en deux parties .dans la première partie nous présenterons une synthèse bibliographique sur les différents types des pompes , ensuite présentation d'un modèle thermique d'une pompe centrifuge. La deuxième partie une série d'expérimentations sera menée sur une pompe centrifuge . le but de ces expérimentations est de montrer l'influence des paramètres de fonctionnement(comme: le débit massique ,la puissance hydraulique, la pression d'entre, la vitesse d'écoulement...) sur les performances de la pompe . De l'autre part c'est pouvoir déterminer les valeurs optimales de ces paramètres qui donnent les meilleures performances.

Mots clés:

Pompe centrifuge, rendement volumique, pertes, frottement, découlement, roue, aube.

ملخص:

استخدام الآلات التوربينية في المجالات التكنولوجية المختلفة تبين أن هذه الأجهزة يمكن أن تعمل على نطاق واسع على نحو متزايد على الشواطئ، ولذلك فمن الضروري أن نعرف التنبؤ التجربة خارج الأداء الهيدروليكي للآلة لتحديد أداء مضخة الطرد المركزي، في هذا العمل نقدم تحليلاً للخسائر الهيدروديناميكية في الأجهزة الرئيسية في مضخة : اطارات، الناشر ولفيف حلزوني الشكل.

وينقسم هذا العمل إلى قسمين: في الجزء الأول سوف نقدم استعراض الأدب على أنواع مختلفة من المضخات، ثم عرض النموذج الحراري لمضخة الطرد المركزي ، و سيجري الجزء الثاني من سلسلة من التجارب على مضخة طرد مركزي ، الغرض من هذه التجارب هو إظهار تأثير معايير التشغيل (مثل :التدفق الكلي، والطاقة الهيدروليكية، و الضغط من سرعة التدفق ...) على أداء المضخة. من ناحية أخرى، و أنها قادرة على تحديد القيم المثلى من هذه المعلمات التي تعطي أفضل أداء.

الكلمات المفتاحية:

مضخة الطرد المركزي، المردود الحجمي ، الضياع، الاحتكاك، التدفق، دولاب، شفرة المروحة.

Abstract:

The use of turbomachinery in various technological fields show that these machines can operate on beaches increasingly widespread, so it is essential to know predict outside experience the hydraulic performance of the machine.

To determine the performance of a centrifugal pump, in this work we present an analysis of hydrodynamic losses in the main organs in the pump: Wheels, diffuser and volute.

This work is divided into two parts. In the first part we will present a literature review on the different types of pumps, then presentation of a thermal model of a centrifugal pump. The second part of a series of experiments will be conducted on a centrifugal pump. the purpose of these experiments is to show the influence of operating parameters (such as: mass flow, hydraulic power, the pressure of the flow velocity ...) on the performance of the pump. On the other hand, it is able to determine the optimal values of these parameters that give the best performance.

Key words:

Pump centrifugal, volumetric efficiency ,loss, friction, flow , wheel .

Introduction générale

Introduction générale

Les turbomachines, et notamment les pompes centrifuges, sont largement utilisées dans plusieurs secteurs comme l'industrie navale, nucléaire, minière, etc. Leurs caractéristiques particulières de débit et de hauteur sont en fait des facteurs importants pour leur choix dans divers applications où il est nécessaire de véhiculer un fluide. Le comportement de l'écoulement au sein d'une pompe est complexe, notamment la présence de divers phénomènes physiques qui apparaissent quand elle est en fonctionnement. Les travaux de recherche numériques et expérimentaux qui se réalisent chaque année permettent de comprendre et d'optimiser le comportement de celles-ci. Lors de la phase de conception, la pompe est construite pour répondre à un cahier des charges déterminé (hydrauliques et acoustiques). Malgré, le développement technologique et le savoir faire acquis pendant toutes ces années, il est encore difficile pour les concepteurs de pompes de maîtriser les divers paramètres géométriques pour concevoir une pompe qui respecte un comportement hydraulique et sonore dans des limites attendues.

Notre mémoire est subdivisée en deux partie :

Le premier partie est consacré à quelques généralités sur les pompes, principalement sur ceux de type centrifuges que nous avons utilisées dans nos expérimentations ainsi qu'une partie consacrée sur les caractéristiques de fonctionnement des pompes centrifuges , ensuite nous présentons un modèle thermique d'une centrifuge.

La deuxième partie est consacrée à la présentation des investigations et manipulations expérimentales réalisés au laboratoire d'hydromécanique du département de Génie Mécanique. Ces expérimentations, nous ont permis de montrer l'influence des paramètres de fonctionnement (comme : le débit massique, la puissance hydraulique, la pression d'entre, la vitesse d'écoulement..) sur les performances thermiques de la pompe. De l'autre part c'est pouvoir déterminer les valeurs optimales de ces paramètres qui donnent les meilleures performances.

Le mémoire se termine par une conclusion générale qui mette le point sur les résultats de l'étude expérimentale.

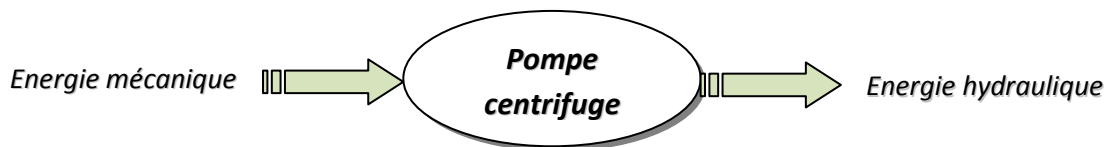
Chapitre I

Théorie des pompes centrifuges

Chapitre I : Théorie des pompes centrifuges

I.1 Généralités

Les pompes centrifuges ou à déplacement positif sont énormément utilisées en industrie principalement pour les applications de transfert de produits non visqueux. Ce type de pompe est très populaire notamment grâce à leur simplicité, leur faible coût à l'achat ainsi qu'à leur grande plage d'opération. Ces pompes opèrent habituellement avec de grandes vitesses de rotation, soit de 1750 ou 3500 RPM selon la pression au refoulement. Ces pompes sont cependant plus limitées en termes de contre-pression comparativement aux pompes à déplacement positif, à l'exception des pompes multi étages.



I.1.1 Définition et principe

Elles transforment l'énergie mécanique développée par un moteur en énergie hydraulique (sous forme d'énergie cinétique). Ces pompes permettent de déplacer les liquides d'un lieu à un autre.

La pompe centrifuge est une machine tournante qui grâce à un rotor à aubes convenablement orientées augmente l'énergie cinétique et projette à l'aide de la force centrifuge le liquide à la périphérie sur la volute.

A la sortie et à l'aide d'un divergent, une grande partie de l'énergie cinétique se transforme en pression motrice.

I.1.2 Historique de la pompe centrifuge

Les pompes centrifuges ont essentiellement une roue à aubes de rotation rapide emballée dans une enveloppe de volute. L'espace entre la roue à aubes et l'enveloppe augmente vers la sortie. L'ouverture d'admission de l'enveloppe est concentrique avec la roue à aubes. La roue à aubes est un disque équipé avec des ailettes. La première pompe centrifuge à ailette droite de la roue à aubes a été conçue par Denis Pepin (1647 - 1712). Cette conception de base a été améliorée par John Appold en 1851 en introduisant les ailettes courbées. Ce type d'ailettes est toujours utilisé. L'espace entre les ailettes augmente progressivement vers la circonférence de la roue à aubes.

Le liquide est entré au centre de la roue à aubes en rotation rapide (l'œil de la roue à aubes). La force centrifuge agissant sur le liquide met ce dernier en écoulement dans la direction radiale. Le fluide acquiert une vitesse qui augmente son énergie cinétique. Les ailettes courbées réduisent au minimum les pertes d'énergie. Comme le liquide quitte la roue il suit le canal avec section

d'écoulement graduellement augmentant entre la roue à aubes et l'enveloppe de volute. Comme la section augmente une hausse de pression est gagnée à la dépense de l'énergie cinétique. En résultant d'une haute pression à la sortie. La pression produite est appelée la charge de pression ou simplement la charge. La signification du terme charge a été discutée dans la section décrivant l'équation d'Euler ou bien dans la majorité des livres de mécanique des fluides lors de la présentation de l'équation de Bernoulli.

I.2 Le principe de fonctionnement

On peut décomposer le fonctionnement en deux étapes :

- *L'aspiration :*

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

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

- *L'accélération :*

Le rotor transforme l'énergie mécanique appliquée à l'arbre de la machine en énergie cinétique. A la sortie du rotor, le fluide se trouve projeté dans la volute dont le but est de collecter le fluide et de le ramener dans la section de sortie. La section offerte au liquide étant de plus en plus grande, son énergie cinétique se transforme en énergie de pression. (voir figure I.1).

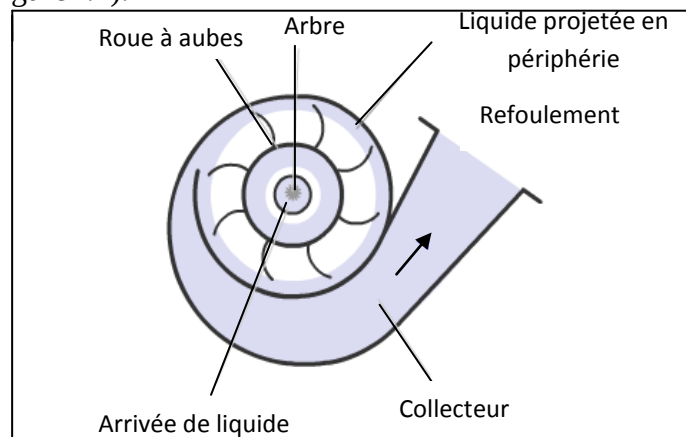


Figure I.1 : Schéma illustré le principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge.

I.3 Domaines d'utilisation

Les pompes centrifuges sont utilisées dans plusieurs domaines tels que :

- ☞ L'agriculture : les stations de pompage, le matériel de traitement,
- ☞ L'industrie pétrolière : les stations de raffinage, les stations d'alimentation en GPL, ...
- ☞ La production et l'alimentation en eau potable : les stations de dessalement, les châteaux d'eau.

☞ La production de l'énergie électrique : les installations de refroidissement des centrales thermiques.

I.4 Constitution d'une pompe centrifuge :

Une pompe centrifuge est constituée par (voir figure I.2):

- ☞ Une roue à aubes tournante autour de son axe, appelée impulseur.
- ☞ Un distributeur dans l'axe de la roue.
- ☞ Un collecteur de section croissante, en forme de spirale appelée volute.

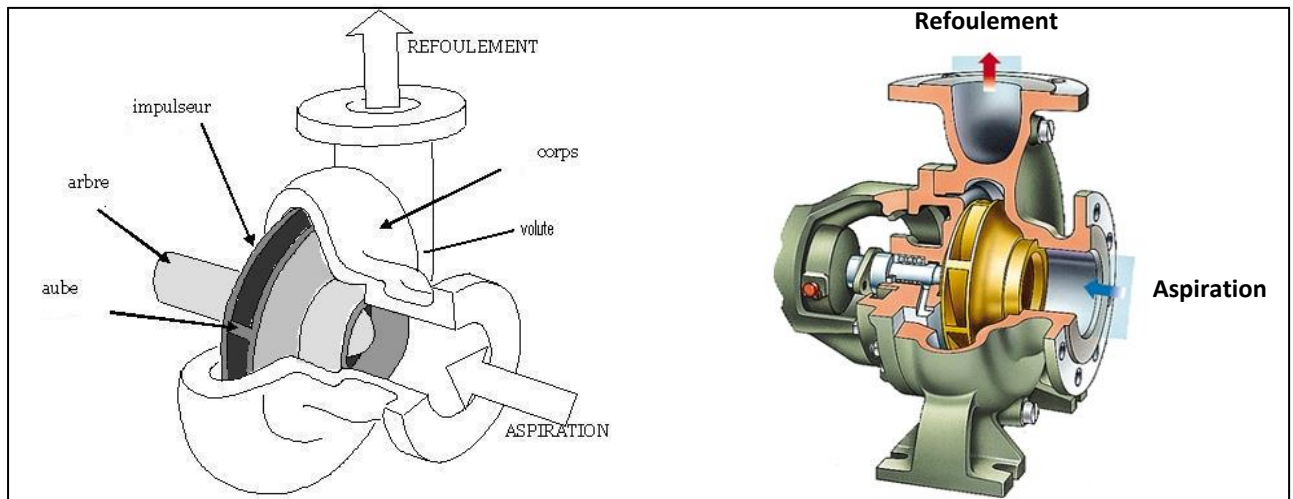


Figure I.2 : Schéma illustré les différentes constitutions d'une pompe centrifuge.

Les roues des pompes centrifuges sont très souvent fermées, constituées de deux flasques entretoisées par les aubes ; elles peuvent être semi-ouvertes avec un seul flasque arrière ou encore ouvertes, sans flasque, les aubes étant reliées seulement au moyeu. Toutes ces roues centrifuges sont alimentées axialement par le liquide qui, après circulation dans les canaux, sort radialement par rapport à l'axe de rotation (voir figure I.3).

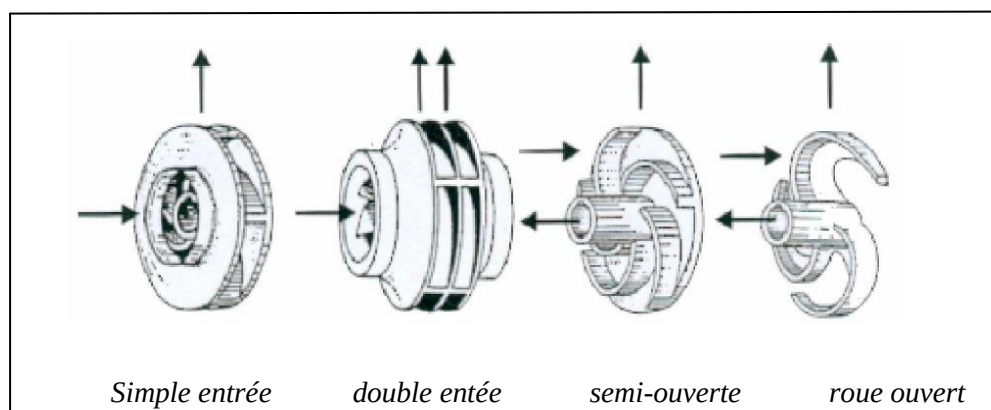


Figure I.3 : différentes formes de roue d'une pompe centrifuge.

I.5 Construction d'une pompe centrifuge

Les pompes centrifuges sont le type de pompe le plus répandu en raffinerie et usines chimiques. Leur fonction est d'assurer le débit de liquide souhaité par l'exploitant mais dans des conditions de pression imposées par les procédés et les applications, avec des contraintes particulières à l'installation, l'environnement, la fiabilité, la sûreté, etc.

La pompe centrifuge la plus simple est la pompe monocellulaire à roue en porte à faux comme représentée sur la figure I.4.

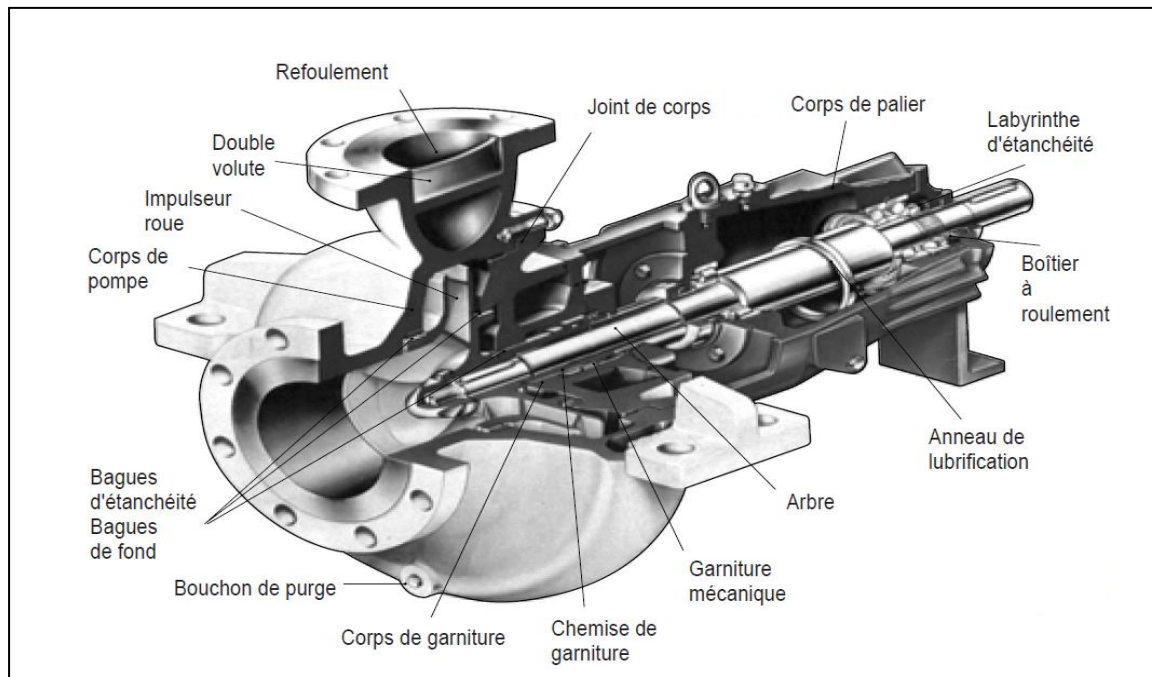


Figure I.4 : Schéma détaillé d'une pompe centrifuge.

I.6 différents types de pompes centrifuges

Il existe différentes formes de roues et d'aubes qui induisent une classification de ces machines

- Des rotors fermés ou rotors ouverts
- On peut monter plusieurs roues sur le même arbre ce qui permet d'augmenter la pression de refoulement

On les appelle pompes multicellulaires ou multiétagées.

La classification des pompes centrifuge est basée sur la forme de la trajectoire du liquide à l'intérieur du rotor, mais aussi la variété des types de classification dont les critères les plus souvent utilisés sont :

a)- la disposition de l'axe :

- axe horizontale. - axe incliné. - axe vertical.

b)- le nombre de récupération :

- Un seul étage (monocellulaire). - Plusieurs étages (multicellulaires).

c)- le type de récupération :

- Pompe avec diffuseur. - Pompe avec ailettes. - Pompe avec volute.

d)- l'importance de la pression engendrée :

- Pompe à basse pression. - Pompe à moyenne pression. - Pompe à haute pression.

e)- Le moyen d'entraînement :

- Entraînement par courroie. - Entraînement par accouplement direct.

f)- la force de roue :

- Roue à simple aspiration. - Roue à double aspiration.

g)- la destination :

- Pompe à eau. - Pompe à acide. - Pompe à liquide chargé.

h)- La force motrice utilisée :

- Moteur électrique. - Moteur diesel.

Nous présentons quelque type de pompe centrifuge suivant leur montage et construction

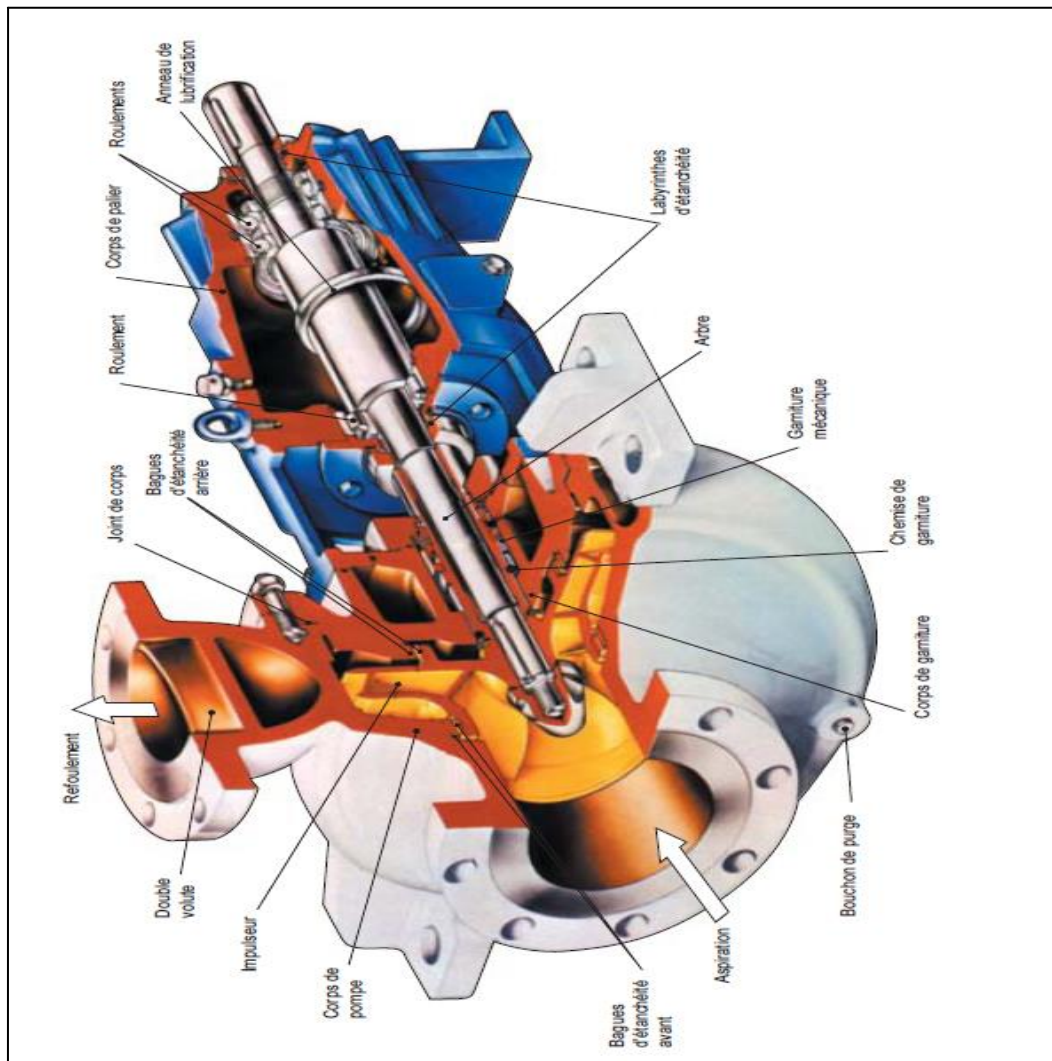


Figure I.5 : Schéma d'une pompe monocellulaire à roue en porte à faux.

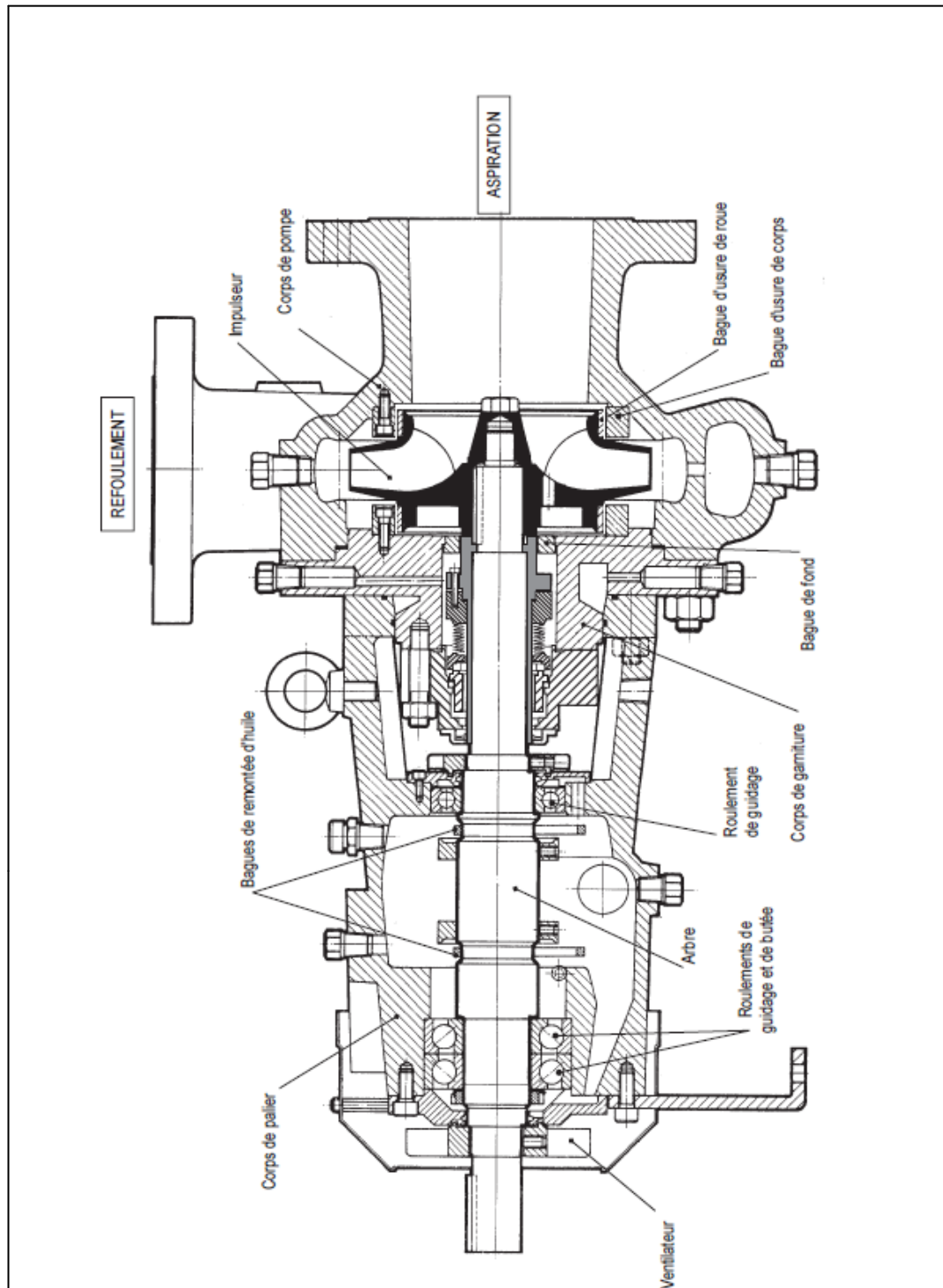


Figure I.6 : dessin d'ensembles d'une pompe monocellulaire à roue en porte à faux.

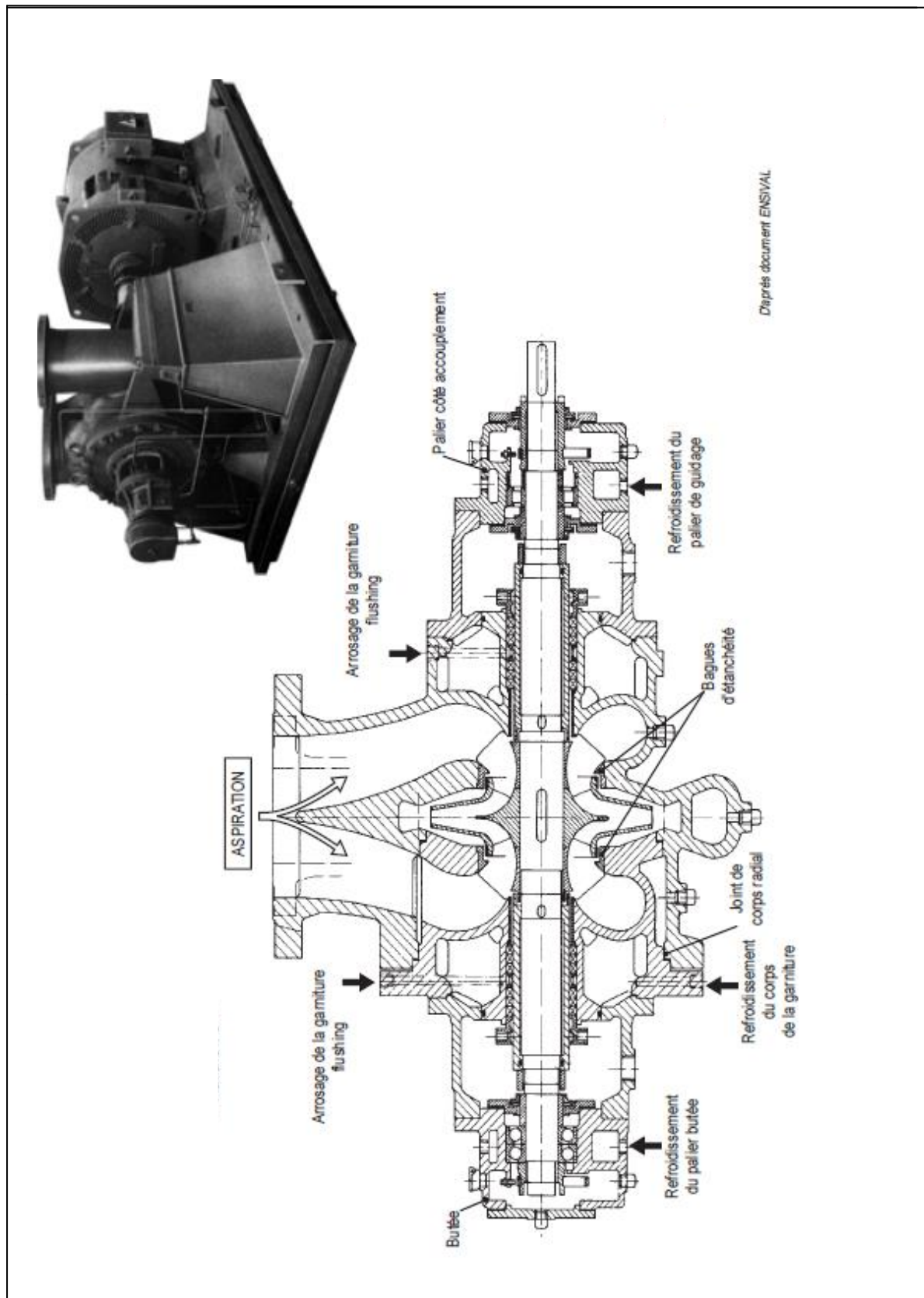


Figure I.7 : dessin d'ensembles d'une pompe centrifuge à plan de joint radial à roue en deux ouïes.

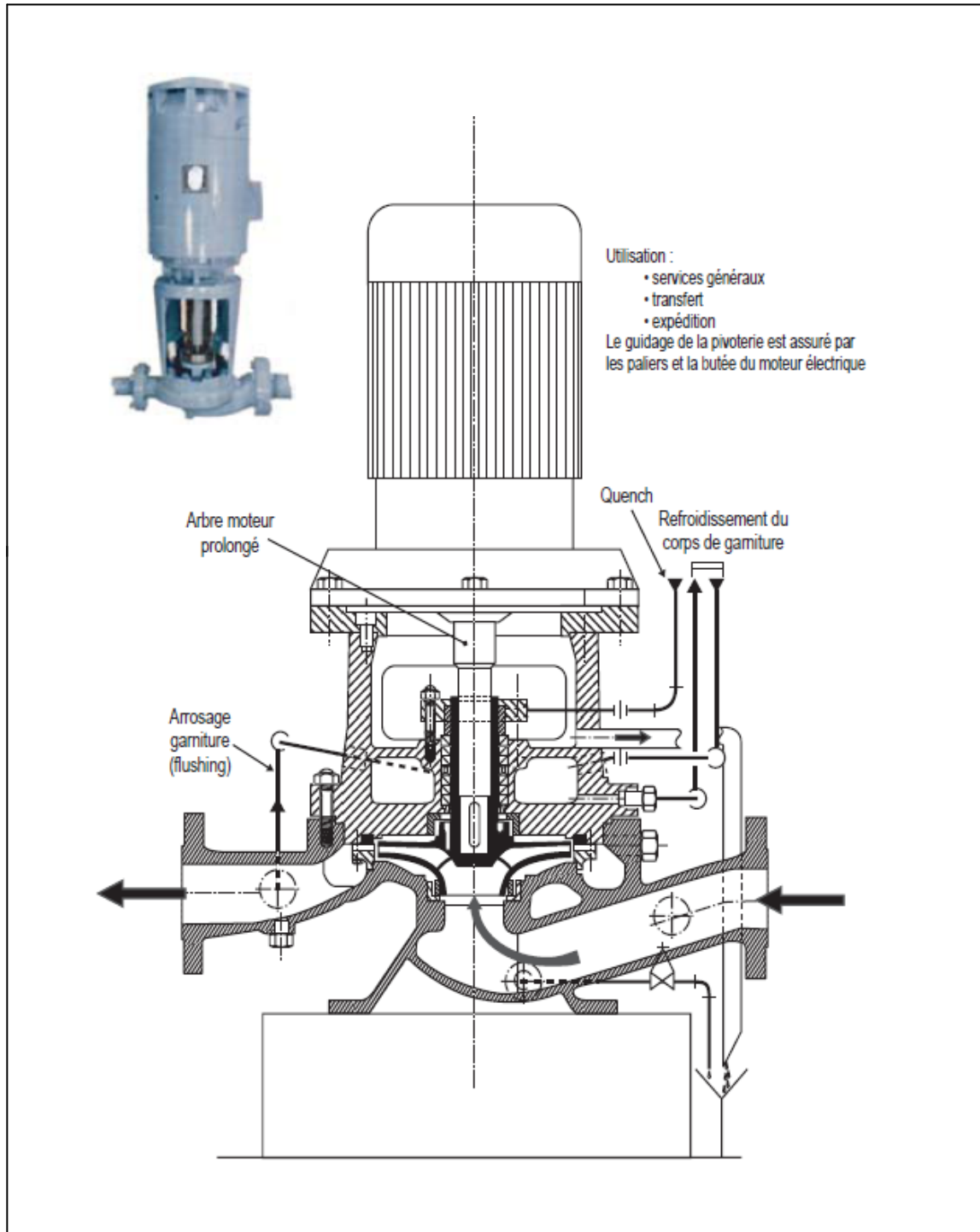


Figure I.8 : *dessin d'ensembles d'une pompe centrifuge IN LINE à joint radial, utilisé dans le cas de la haute vitesse.*

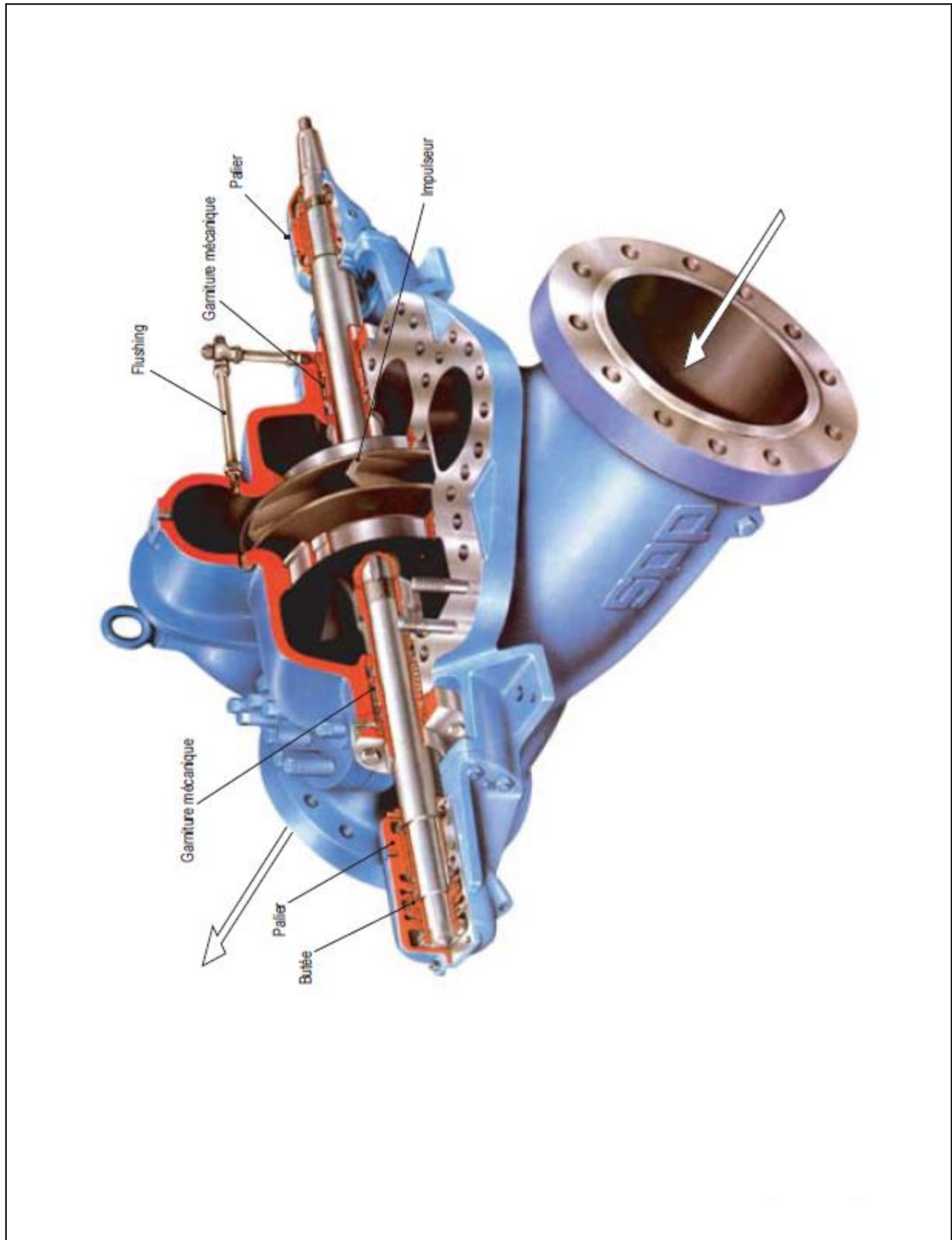


Figure I.9 : Schéma d'une pompe centrifuge *IN LINE* à joint axial d'une roue à deux ouïes.

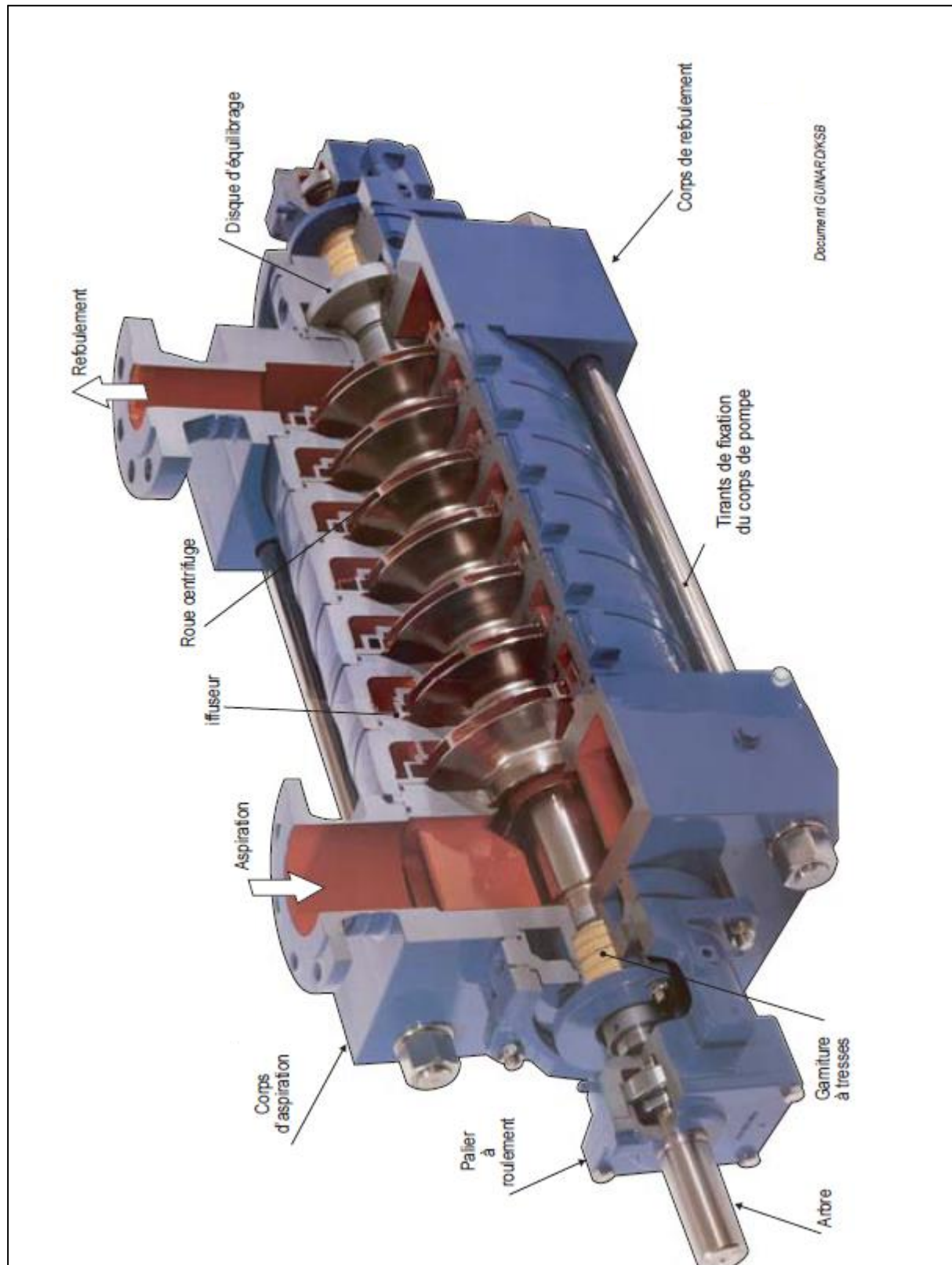


Figure I.10 : Schéma d'une pompe centrifuge multicellulaire à joint radial et disque d'équilibrage.

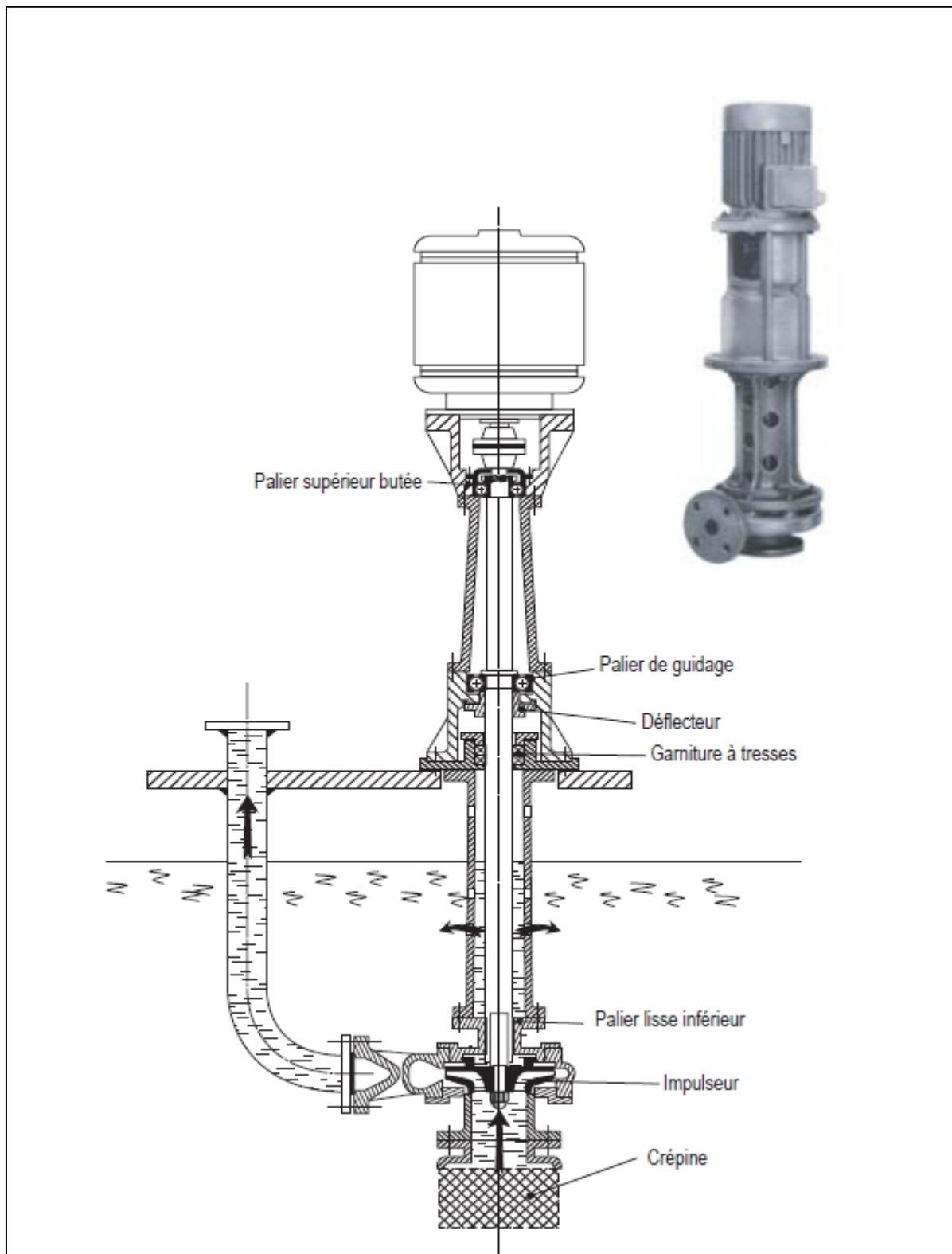


Figure I.11 : Schéma d'une pompe centrifuge vertical de pied.

I.6 Modèle thermique d'une pompe centrifuge

I.6.1 L'évolution des vitesses du liquide dans la roue

A l'intérieur de la pompe (dans un canal de la roue) une particule liquide (M) est mise en mouvement sous l'action de deux forces (voir figure I.5), qui sont :

- a) *Action de l'aube* : qui lui communique un mouvement de rotation avec une vitesse tangentielle de rotation (U).

Avec $U = \omega r = 2\pi N r$, où $R_1 < r < R_2$ et N est la vitesse de rotation (tours/minute).

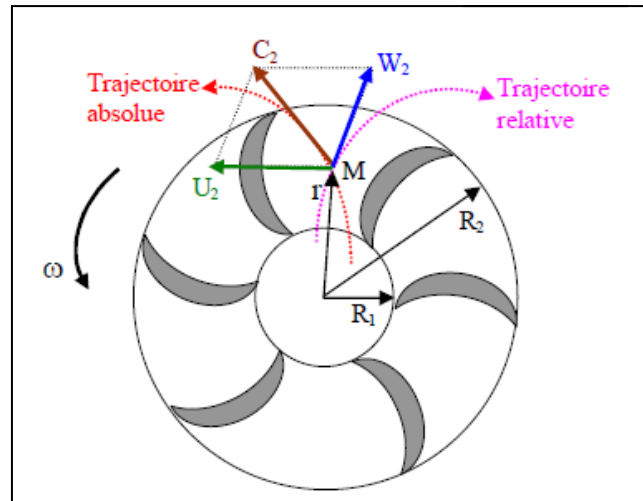


Figure I.12 : Représentation des actions d'aube et de la force centrifuge d'une roue.

- b)- *Action de la force centrifuge* : qui lui communique une vitesse tangentielle à l'aube (W), puisque la particule ne peut que glisser le long de cette aube.

Soumise à l'action de deux mouvements, la particule suit une trajectoire absolue définie par la direction de la vitesse absolue (C), qui est : $\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$

I.7 Les avantages et les inconvénients des pompes centrifuges

- a)- Les avantages :

- Construction simple en général, une seule pièce en mouvement : le rotor.
- Prix peut être élevé.
- Encombrement réduit.
- Jeu assez large, donc facilité de manipuler des liquides contenant des solides en suspension.
- Entretien en général peu coûteux.
- Peu d'influence de l'usure ou de la corrosion sur les caractéristiques.
- Très large gamme de qualités matières suivant le service requis.
- Faible NPSH requis en général.
- Grande flexibilité d'utilisation.
- Ajustement automatique de débit à la pression.
- Puissance absorbée limitée donc sans danger.

b)- Les inconvénients :

- limitation de la viscosité.
- Débit légèrement instable dans les basses valeurs difficulté de contrôler le débit.
- Pas d'autoamorçage.
- Débit et pression de transport interdépendants.
- Faible rendement.

I.8 Caractéristiques d'une pompe centrifuge

Les caractéristiques de la pompe centrifuge dépendent uniquement de leur construction. Les caractéristiques fournies sont :

- La hauteur manométrique totale H_{mt} .
- La puissance consommée par le moteur (kW)
- NPSH : Charge nette à l'aspiration; (Neat Positive Suction Head).
- Le rendement.

I.8.1 La hauteur manométrique totale H_{mt} :

La hauteur manométrique permette de choisir la pompe pour une courbe de réseau imposée.

a) *La hauteur géométrique (H_G)* : la somme verticale de la hauteur de refoulement et la hauteur d'aspiration.

$$H_G = H_{\text{refoulement}} + H_{\text{aspiration}}$$

b) *La pression utile (P_u)* : Elle dépend du type d'utilisation au point de puisage. On définit alors la hauteur utile H_u . $H_u = \frac{P_u}{\rho \cdot g}$, avec : P_u : pression utile exprimée en [Pa].

c)- *La pression de charge (P_c)* : Lorsqu'une réserve de fluide fournit une pression de charge, elle correspond tout simplement à la hauteur du niveau de ce fluide dans le réservoir source et le point d'aspiration.

$$H_c = \frac{P_c}{\rho \cdot g}$$

d)- *Expression de la hauteur manométrique totale (H_{mt})* :

Dans les installations hydrauliques la pompe doit vaincre dans le circuit :

- La variation de hauteur H_G
- La pression utile P_u au point de puisage.
- Les pertes de charge dans la tuyauterie ΔH .

N.B : (H_G et P_u , sont généralement constants.)

☞ *Si la pompe en aspiration :* $H_{mt} = H_G + \Delta H$

☞ *Si la pompe en charge :* $H_{mt} = H_G + \Delta H - H_c$

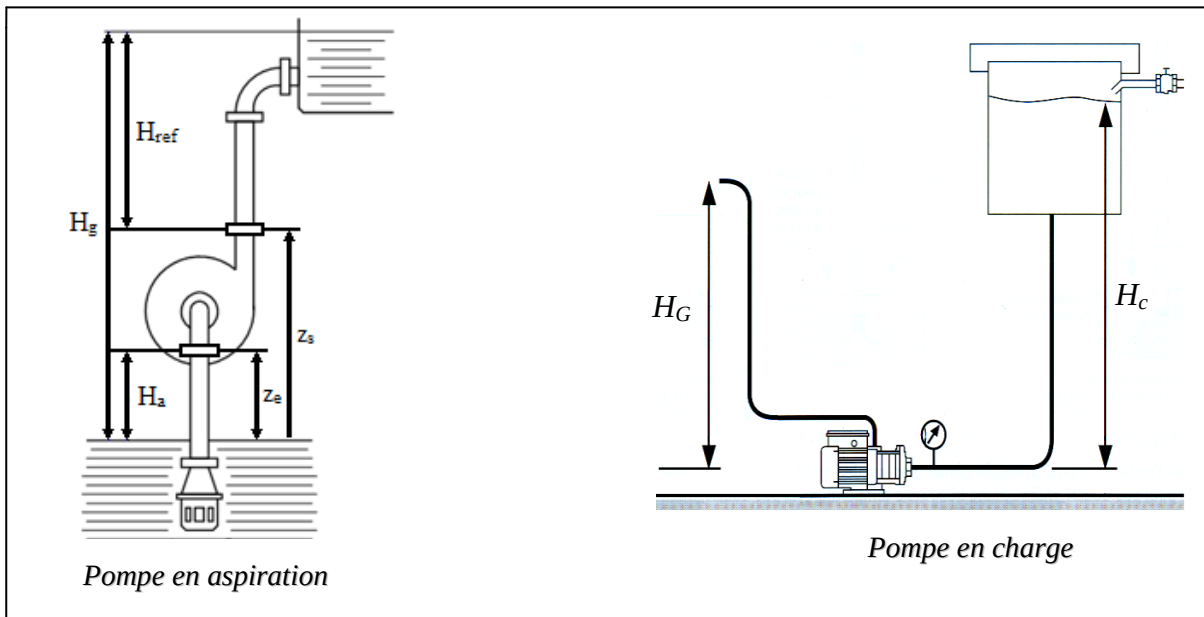


Figure I.13 : Représentation de la hauteur manométrique d'une pompe centrifuge.

Remarque : $H_{mt} = \Delta H_{pompe} = \frac{\Delta P_{pompe}}{\rho \cdot g}$, en [m C E] (mètres colonne d'eau). Où ΔP_{pompe} est la pression différentielle de la pompe.

I.8.2 La puissance consommée par le moteur [kW]

La puissance consommée pour un débit donné permet de connaître le coût de fonctionnement de la pompe.

$$P_m = C_m \cdot w_m = \frac{P_{hyd}}{\eta_g} \quad \text{Avec : } P_{hyd} = \Delta P_{pompe} \cdot q_v = \rho \cdot g \cdot H_{mt} \cdot q_v = \rho \cdot E \cdot q_v$$

D'où : $E = g \cdot H_{mt}$: énergie fournie au fluide par unité de masse.

I.8.3 Le rendement de la pompe

On a : $\eta = \frac{P_{hyd}}{P_m}$ en remplaçant P_{hyd} par son expression, on trouve : $\eta_g = \frac{\rho \cdot g \cdot H_{mt} \cdot q_v}{P_m}$

I.8.4 Le N.P.S.H. : hauteur de charge nette d'aspiration (Net Positive Suction Head)

Le N.P.S.H. est une notion qui permet de contrôler par le calcul, la pression à l'entrée d'une pompe et de vérifier qu'elle est suffisante en tenant compte de la chute de pression complémentaire entre la bride d'aspiration et la pompe.

I.8.5 Problèmes d'installation et de fonctionnement d'une pompe centrifuge

Les problèmes d'installation et de fonctionnement d'une pompe centrifuge sont généralement à l'aspiration.

Dans les installations, on peut trouver les montages suivants voir figure I.12:

- **Pompe immergée :** Dans ce cas, il n'y a pas de problème mécanique mais on rencontre le problème de corrosion et si le moteur est aussi immergé, on a le problème d'étanchéité.

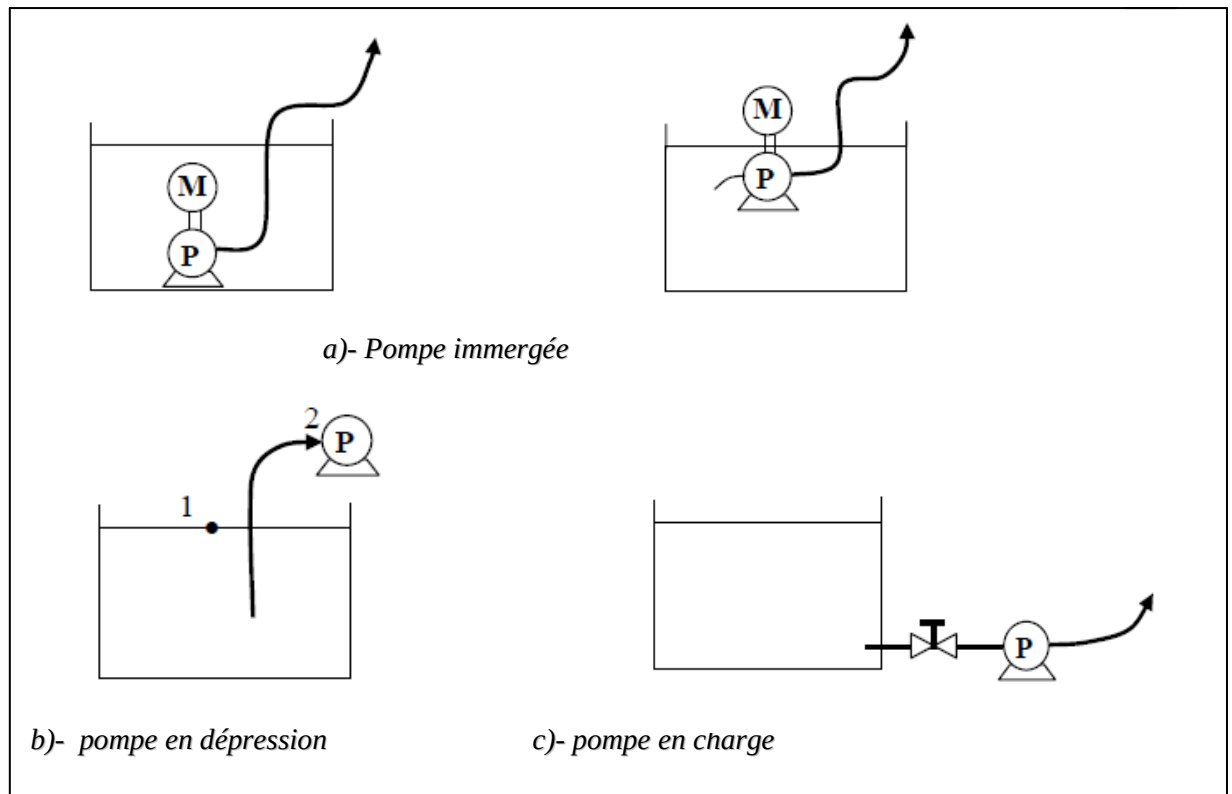


Figure I.14 : Problèmes d'installation et de fonctionnement d'une pompe centrifuge.

- *Pompe en charge* : Pompe au dessous du niveau du liquide. Ce circuit doit comprendre une vanne pour empêcher la vidange du réservoir lors de l'entretien de la pompe.
- *Pompe en dépression* : Pompe au dessus du niveau du liquide. Ce type de circuit nécessite un amorçage (chasser l'air qui se trouve dans la conduite d'aspiration) à la première mise en marche ou après un long temps d'arrêt.

Appliquons le théorème de Bernoulli entre (1) et (2) pour déterminer la hauteur maximale d'aspiration.

$$Z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} = Z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + \Delta H_{1,2}$$

On a:

$$Z_1 + Z_2 = h_a, \quad v_1 = 0 \quad \text{et} \quad P_1 = P_{atm}$$

$$\Rightarrow h_a = \frac{P_{atm}}{\rho g} - \left(\frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_a}{2g} + \Delta H_{asp} \right)$$

La hauteur d'aspiration est maximale lorsque $\left(\frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_a}{2g} + \Delta H_{asp} \right) \rightarrow 0$

$$\Rightarrow h_{max} = \frac{P_{atm}}{\rho g}$$

$$(NPSH)_{disp} = \frac{P_{entrée} - P_v}{\rho \cdot g}$$

Pour un bon fonctionnement d'une pompe à l'aspiration, il faut que :

$$(NPSH)_{disp} > (NPSH)_{requis}$$

Pratiquement, lorsque la pression d'aspiration se rapproche de la pression du vide absolu $\left(\frac{P_2}{\rho g} \rightarrow 0\right)$, il se produit un phénomène appelé **CAVITATION**.

$(NPSH)_{requis}$: fournit par le fabricant.

Définition : Le phénomène de cavitation correspond à une vaporisation du liquide qui se traduit par l'apparition de bulles de gaz au sein du liquide ou contre les parois. La cavitation apparaîtra dans les zones où la pression est minimale. Ces zones se situent à l'entrée de la roue au voisinage du bord d'attaque des aubes.

Les origines de la dépression sont de deux sortes:

- écoulement fluide ;
- la variation de la densité du liquide.

La cavitation entraîne de graves conséquences:

- érosion du matériau.
- augmentation du bruit et des vibrations générés par la pompe.
- chute des performances des pompes.

I.8.6 Point de fonctionnement d'une pompe centrifuge

- *Equation caractéristique d'un circuit de transport de liquide :*

Pour un circuit donné, la hauteur manométrique est : $H_{mt} = H_G + \Delta H$

ΔH : Est la somme des pertes de charge régulières et singulières dans le circuit (Aspiration et refoulement) :

$$\Delta H = \left(\lambda_a \frac{L_a}{D_a} \cdot K_a\right) \frac{v_a^2}{2g} + \left(\lambda_r \frac{L_r}{D_r} \cdot K_r\right) \frac{v_r^2}{2g} \quad \text{Où : } Q = S_a \cdot v_a = S_r \cdot v_r \text{ et } S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

Donc :

$$\Delta H = \frac{8}{\pi^2 g} \left[\left(\lambda_a \frac{L_a}{D_a} \cdot K_a\right) \frac{1}{D_a^4} + \left(\lambda_r \frac{L_r}{D_r} \cdot K_r\right) \frac{1}{D_r^4} \right] \cdot Q^2$$

On pose : $A = \frac{8}{\pi^2 g} \left[\left(\lambda_a \frac{L_a}{D_a} \cdot K_a\right) \frac{1}{D_a^4} + \left(\lambda_r \frac{L_r}{D_r} \cdot K_r\right) \frac{1}{D_r^4} \right]$; donc : $H_{mt} = H_G + A \cdot Q^2$

Où : **A** est une constante pour un circuit donné (caractéristique d'un circuit).

Le point de fonctionnement est l'intersection de la courbe caractéristique du circuit $H_{mt} = H_G + A \cdot Q^2$ avec la courbe caractéristique de la pompe : $H_m = f(Q)$

- **Courbes caractéristiques :**

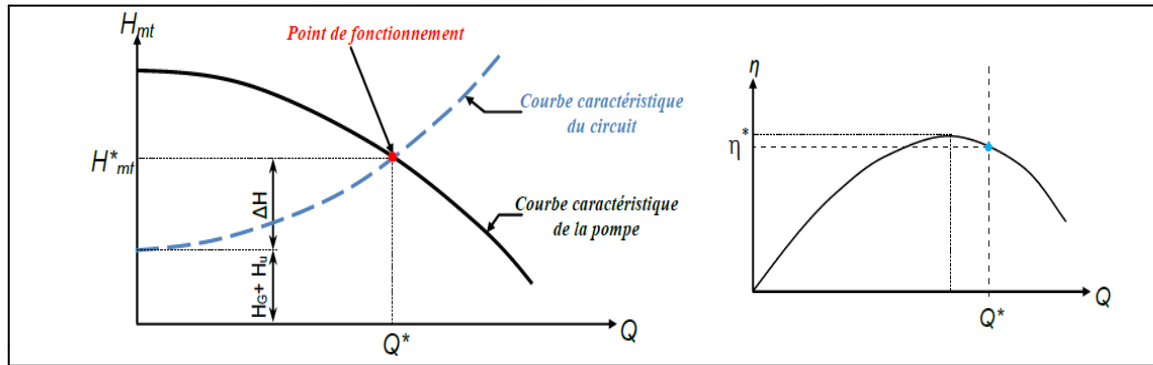


Figure I.15 : Courbe représenté les caractéristiques de la pompe centrifuge.

- **Interprétation :**

Si le débit souhaité est inférieur à celui qui est déterminé, on peut choisir un diamètre de conduite plus petit ou une pompe moins puissante ou bien on utilise une vanne de réglage de débit (augmenter les pertes de charge dans le circuit).

Si le débit souhaité est supérieur à celui qui est déterminé, on doit choisir un diamètre de conduite plus grand pour diminuer les pertes de charge ou une pompe plus puissante. (voir figure I.14).

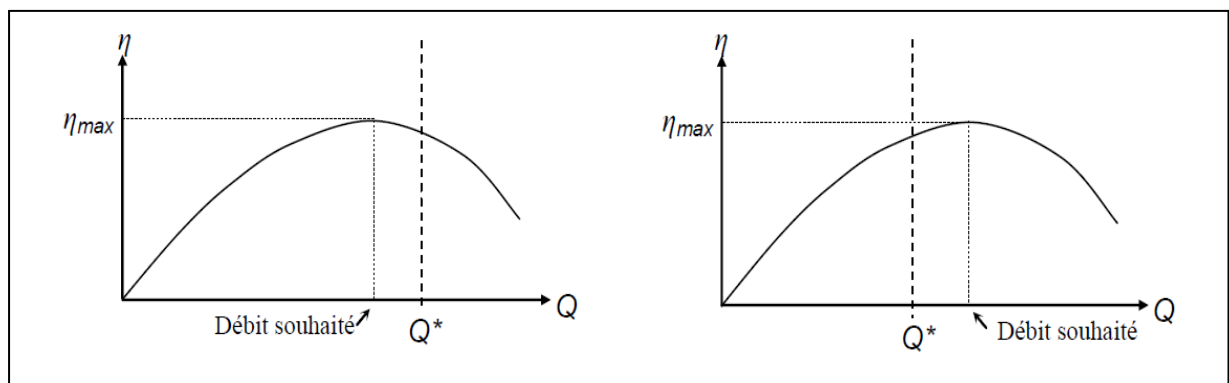


Figure I.16 : Variation de rendement en fonction de débit souhaité d'une pompe centrifuge.

I.8.7 Couplage des pompes

Pour parvenir à obtenir certaines conditions de fonctionnement impossibles à réaliser avec une seule pompe, les utilisateurs associent parfois deux pompes dans des montages en série ou en parallèle.

On considère deux pompes P1 et P2 ayant des caractéristiques différentes.

1)- Couplage en série :

La hauteur manométrique totale de ce couplage égale : $H_{mtsérie} = H_{mt1} + H_{mt2}$

Le couplage en série permet d'augmenter fortement la hauteur manométrique totale: il convient donc bien pour un réseau présentant des pertes de charge importantes.

2)- Couplage en parallèle :

Les pompes P_1 et P_2 montées en parallèle montrent la même hauteur manométrique totale H_{mt} .

Les pompes sont parfois montées en parallèle (by-pass) avec une seule des deux fonctionnant. En cas de panne ou pour une action de maintenance le montage permet alors de continuer à fonctionner en démarrant la deuxième pompe.

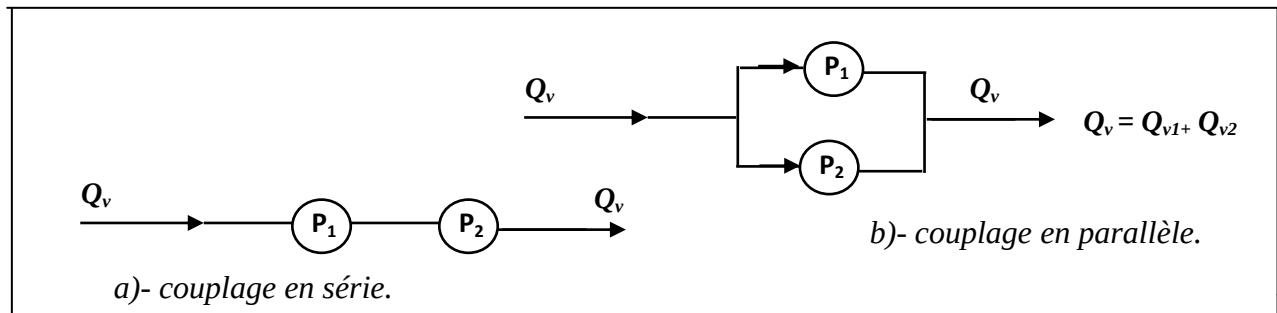


Figure I.17 : Couplage de la pompe centrifuge.

I.9 Critères de choix des pompes centrifuges

Une pompe centrifuge doit être choisie en fonction de l'installation dans laquelle elle sera placée et en tenant compte des éléments suivants :

- ☞ *Les propriétés du liquide* : Ces propriétés sont indispensables pour le bon choix des matériaux utilisés pour la fabrication des pièces de la pompe qui sont en contact avec le liquide.
- ☞ *Le débit souhaité Q_s* : La pompe doit être capable d'assurer le débit souhaité Q_s .
- ☞ *Les caractéristiques spécifiques du circuit, H_G et H_{mt}* : $H_G < H_{m0}$, $H_G < H_1$, et le point de fonctionnement doit être *au voisinage et à droite du débit souhaité*.

Avec : H_{m1} : est la hauteur manométrique de la pompe correspondant à un rendement maximal.

H_{m0} : est la hauteur manométrique de la pompe correspondant à un débit nul.

I.8 Conclusion

Compte tenu des éléments précédents on peut avancer les points suivants qu'on juge essentiels et primordial pour améliorer la performance thermique de la pompe centrifuge

- Faire l'analyse des pannes en se donnant les moyens de connaître mieux les coûts et les causes de pannes afin d'augmenter la rentabilité des stations de pompage.
- Utilisation des recommandations de montage et de remontage ou un système expert afin de suivre une méthodologie de choix des pompes centrifuges.
- Faire une collaboration entre la maintenance et le constructeur fabricant la pompe pour résoudre les problèmes d'exploitation.

Chapitre II

Etude expérimental d'une pompe centrifuge

Chapitre II : Etude expérimental d'une pompe centrifuge

II.1 Introduction

Une pompe centrifuge monocellulaire est une turbomachine, ie qu'il y a transfert d'énergie mécanique entre une roue mobile et un fluide. Dans notre cas, la pompe fournit de l'énergie au fluide et augmente ainsi sa pression par l'intermédiaire d'un arbre relié à un moteur électrique entraîne en rotation une roue.

La pompe étudiée est une machine à passage radiale : les particules fluides se déplacent dans des plans normaux à l'axe de la roue.

L'eau entre de façon axiale puis est déviée radialement et rencontre alors les aubes. La rotation de la roue fournit une énergie cinétique à l'eau. Puis, lors de la sortie de la roue, le diffuseur permet de convertir une partie de l'énergie cinétique en pression, avec diminution de la vitesse d'écoulement. (Augmentation de la section et conservation du débit volumique). Ensuite, le courant d'eau se rassemble dans la volute qui se comporte comme un collecteur puis l'eau sort de la roue à une pression plus élevée qu'en entrée.

Afin d'étudier des écoulements semblables, nous allons chercher leurs caractéristiques communes. Pour cela, nous allons calculer les coefficients de Rateau. Procédons à une analyse dimensionnelle. Le fonctionnement d'une turbomachine est défini par une relation :

$$f(gH, Q, N, D, \rho, P) = 0 \quad (\text{II.1})$$

Avec :

- gH : g est l'accélération de la pesanteur et H la charge du liquide. Cela s'exprime en m^2/s^2 ;
- Q : le débit volumique du liquide en $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$;
- N : la vitesse de rotation de l'arbre en nombre de tours par seconde ;
- D : le diamètre de la pompe en mètres ;
- ρ : la masse volumique du fluide en kg/m^3 ;
- P : la puissance de la pompe en Watts ;

Pour tracer les courbes théoriques de H_{th} en fonction de Q et β_2 , angle d'aubage, on commence par déterminer leurs expressions théoriques.

D'après la théorie d'Euler, on a :

$$C = \rho \cdot Q \cdot (\text{moment en sortie de l'eau} - \text{moment en entrée de l'eau})$$

Soit :

$$C = \rho \cdot Q \cdot (R_2 V_2 \cos \alpha_2 - R_1 V_1 \cos \alpha_1) \quad (\text{II.2})$$

D'autre part, la puissance s'exprime de la façon suivante :

$$P = \omega \cdot C = \rho \cdot Q \cdot (R_2 V_2 \cos \alpha_2 - R_1 V_1 \cos \alpha_1) \cdot \omega$$

Soit : $R_2 \omega = U_2$ et $R_1 \omega = U_1$

Donc :

$$P = \rho \cdot Q \cdot (U_2 V_2 \cos \alpha_2 - U_1 V_1 \cos \alpha_1) \quad (\text{II.3})$$

Or, on a aussi $P_{th} = \rho g H_{th} \cdot Q$

D'où:

$$H_{th} = (U_2 V_2 \cos \alpha_2 - U_1 V_1 \cos \alpha_1) / g \quad (\text{II.4})$$

On fait l'hypothèse que l'entrée est radiale, donc $\alpha_1 = \pi/2$.

On a ainsi : $H_{th} = (U_2 V_2 \cos \alpha_2) / g$

De plus, si l'on projette la relation $V_2 = U_2 + \omega_2$ sur la direction U_2 , on obtient :

$$V_2 \cos \alpha_2 = U_2 - \cos(\pi - \beta_2) \cdot \omega_2$$

$$V_2 \cos \alpha_2 = U_2 - \cos(\beta_2) \cdot \omega_2 \quad (\text{II.5})$$

U_2 : étant la vitesse d'entraînement à la périphérie de la roue, on a $U_2 = N \cdot R$

Avec :

U_2 en [m/s], N en [rad/s] et R le rayon extérieur en mètres.

II.2 L'objectif de cette étude

Est d'effectuer une série d'expériences et de démonstrations sur la pompe centrifuge. De mesurer et calculer les différents paramètres caractérisant une pompe (pression de refoulement, pression d'aspiration, vitesse de rotation, débit massique et rendement). De tracer les différentes courbes de fonctionnement (hauteur délivrée en fonction du débit, puissance hydraulique en fonction du débit, etc.).

II.3 Description d'essai

Le banc d'essai de pompe centrifuge H47 est une unité compacte et autonome, comprenant :

- Des instruments de mesure numériques.
- Un moteur d'entraînement électrique.
- Une conduite d'écoulement.
- Une pompe centrifuge.

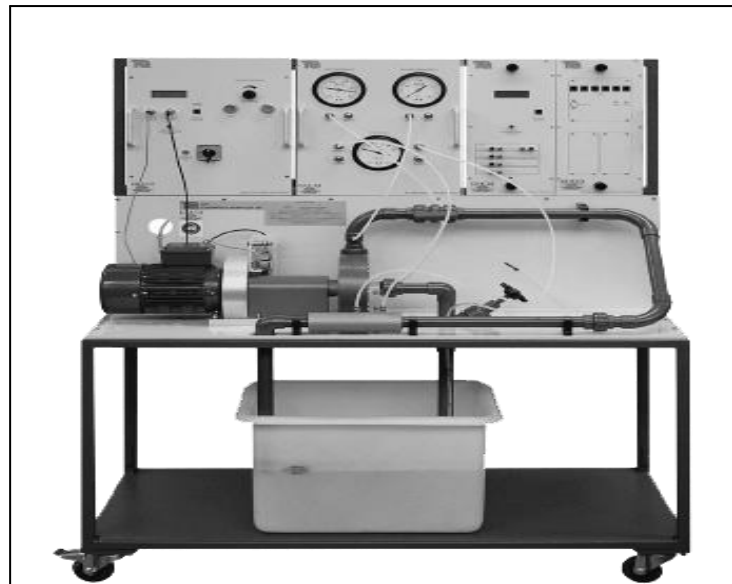


Figure II.1 : *Schéma de l'installation.*

II.4 Principe de fonctionnement

La pompe est entraînée par un moteur électrique muni d'un capteur de vitesse et d'un capteur de couple. L'eau est aspirée du réservoir par la pompe centrifuge à travers une vanne d'alimentation, elle est refoulée par la pompe dans la vanne de circulation et retourne au réservoir par l'intermédiaire d'un Venturi (Voir figure ci-contre).

Un afficheur numérique de mesure des pressions est connecté aux tuyauteries et au Venturi mètre. Un afficheur numérique affiche la vitesse, le couple et la puissance sur l'arbre du dynamomètre.

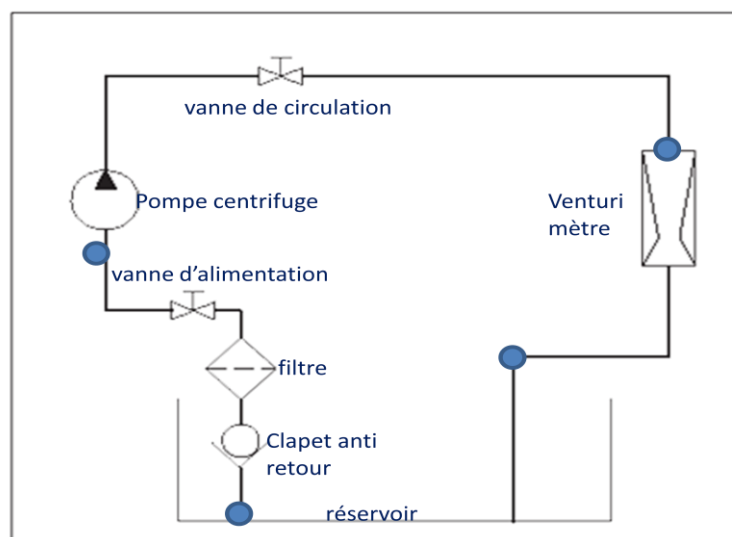


Figure II.2 : *Schéma des symboles de l'installation.*

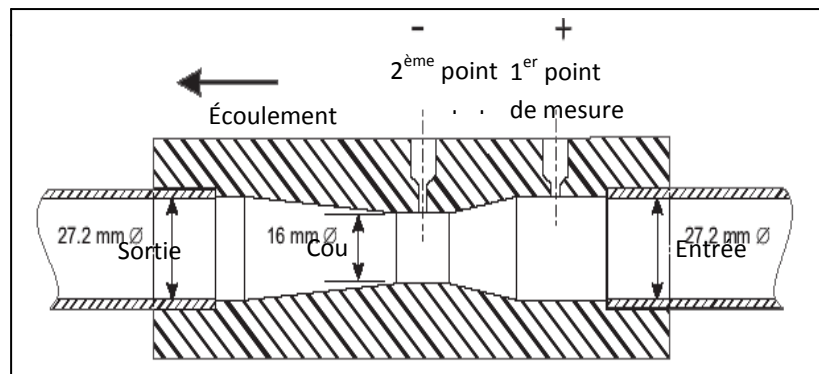


Figure II.3 : Tube de Venturi.

Caractéristiques du Venturi

Désignation	Valeur
Coefficient de chargement C_d :	0.97
Section d'entrée A_1 :	581 mm ²
Section de cou A_2 :	201 mm ²

II.5 Procédure de l'expérimentation

Durant cette étude expérimentale, nous avons réalisé plusieurs mesures sur la pompe centrifuge H 47. Nous avons fait varier la vitesse de rotation N du moteur (1500, 2000 et 2500tr/min) à l'aide d'un potentiomètre puis à N fixés, nous avons effectué plusieurs mesures différentes du débit via un système déprimogène : le diaphragme. Pour chaque mesure, nous avons relevé P_s (pression en sortie de la pompe), P_e (pression en entrée de la pompe), ΔP (différence de pression dans le diaphragme) et C , le couple fourni par le moteur asynchrone (à cage d'écureuil) à l'arbre moteur.

ΔP se règle à l'aide d'une vanne située sur le conduit de sortie de l'eau.

A l'aide de ces résultats expérimentaux, nous avons pu calculer :

- Le débit
- La hauteur manométrique
- La puissance mécanique
- La puissance hydraulique
- Le rendement global

II.6 Résultats de l'essai

(bar) P_2	(bar) P_3	$H=(P_3-P_2)*100$	ΔP	Q (l/s)	(w) P_m	(w) P_h	η %	T
0,23	0.03	26	0.21	1.346	171	34.99	20,04	0,84
0,21	0.16	37	0.18	1.164	165	43.06	26,09	0,78
0,16	0.28	44	0.11	0.909	149	39.99	26,83	0,70
0,12	0.39	51	0.06	0.672	130	34.27	26,36	0,64
0,12	0.44	54	0.04	0.548	121	29.59	24,45	0,57
0,02	0.50	55	0.01	0.274	115	15.07	13,10	0,54
0,07	0.53	60	0	0	100	0	0	0,47
0,06	0.62	68	0	0	85	0	0	0,40

II.7 Résultats et discussions

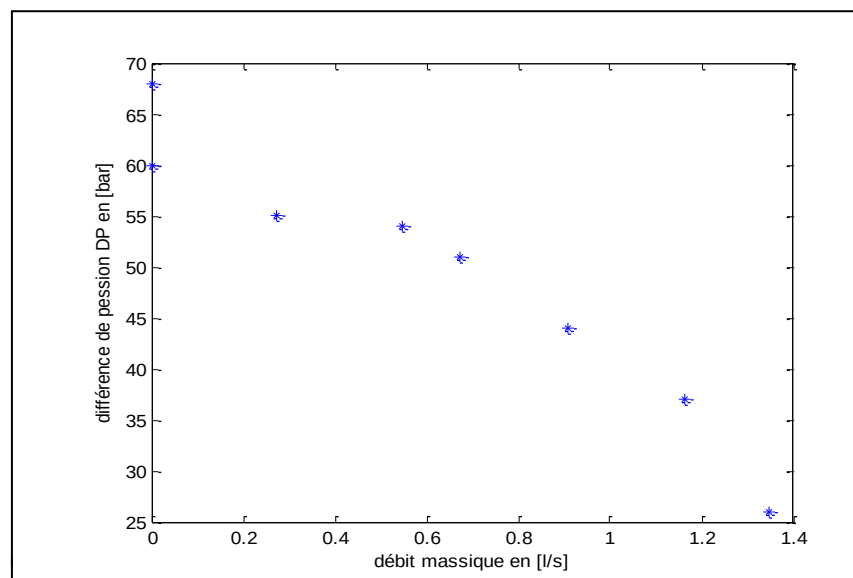


Figure II.4 : Variation de la hauteur manométrique H en fonction de débit massique.

II.7.1 Influence de débit massique sur la hauteur manométrique H

On remarque dans la figure II.3 qu'en pratique, que H n'évolue que de façon affine en fonction de Q pour des débits ni trop grand, ni trop petit : En effet, on peut imaginer que pour des faibles débits (de l'ordre de $Q = 0,3 \text{ L/s}$), il se forme des phénomènes de cavitation qui entraînent alors des pertes de charges. De même, à fort débit (de l'ordre de $Q = 1,5 \text{ L/s}$), des phénomènes de turbulences et d'oscillations entraînent une chute plus importante de charges, d'où l'éloignement avec la théorie.

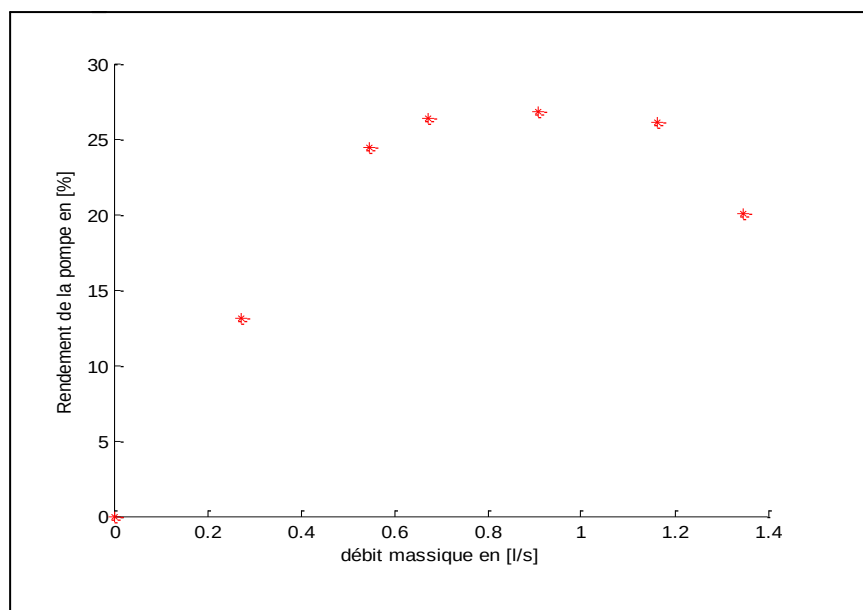


Figure II.5 : Variation de rendement de la pompe en fonction de débit massique.

II.7.2 Influence de débit massique sur le rendement volumétrique de la pompe

Le rendement global se définit de la manière suivante: $\eta_g = \frac{P_h}{P_m}$.

La figure II.4 confirme l'existence, pour une vitesse de rotation du moteur donnée, d'un point de fonctionnement optimal. Ceci peut s'expliquer par :

- A faible débit, la pompe ne tourne pas assez vite donc l'eau n'est pas expulsée assez rapidement (stagnation) donc le régime de l'écoulement n'est pas tout à fait établi.
- A fort débit, la turbulence devient assez importante pour perturber l'écoulement puis si Q augmente, on a phénomène de cavitation (la pression descend en dessous de la pression de vapeur saturante et l'eau se met à bouillir, on a alors formation de bulles de vapeur d'eau).

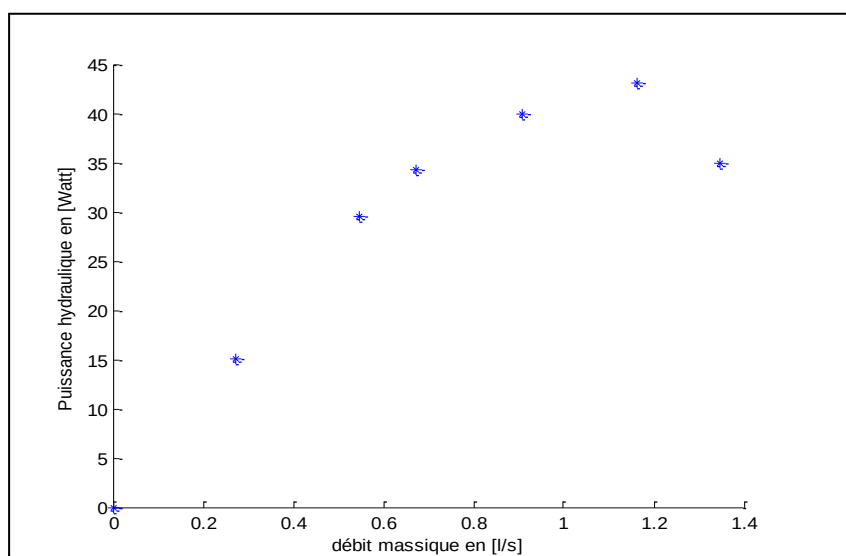


Figure II.6 : Variation de la puissance hydraulique en fonction de débit massique.

II.7.3 Influence de débit massique sur la puissance hydraulique

Dans la figure II.5 on remarque que lorsque le débit augmente, on a tout d'abord une augmentation de P_h quasi-linéaire puis une diminution à partir d'un seuil à cause d'une baisse de la charge (due à des phénomènes de turbulence), comme nous venons de le voir. Nous voyons l'apparition de l'idée de l'existence d'un point de fonctionnement optimale, pour un débit donné.

II.7.4 Effet de la puissance du moteur sur le débit massique

Les résultats obtenus représentés sur la figure II.6 montrent que le débit massique varie linéairement avec la puissance du moteur, plus la vitesse de rotation du moteur augmente plus le débit massique augmente aussi.

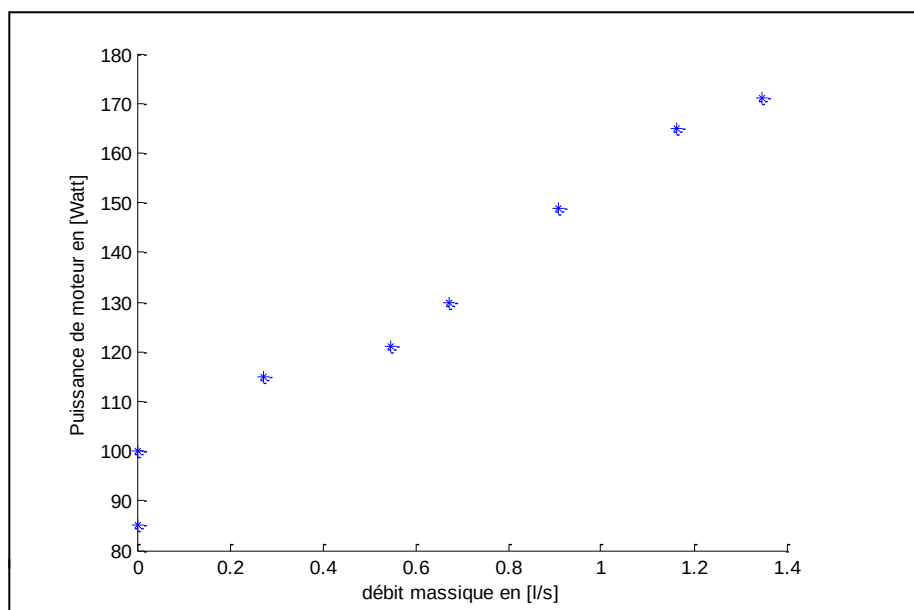


Figure II.7 : Variation de la puissance du moteur en fonction de débit massique.

II.8 Conclusion

Une pompe centrifuge est construite pour véhiculer un fluide et non un gaz.

Dans certain cas l'eau à l'entrée de la pompe peut se vaporiser (en fonction de la pression et de la température); c'est le phénomène de cavitation.

Si une pompe cavitée, le débit d'eau chute fortement et les changements d'état de l'eau créent un martèlement à fréquence élevée pouvant occasionner d'importants dégâts (érosion de la turbine, arrachement de métal...)

Le bruit engendré par la cavitation est caractéristique, il donne l'impression que la pompe véhicule des graviers. La documentation technique de la pompe nous indique la pression minimale à l'aspiration, en dessous de laquelle la pompe ne doit pas travailler. Cette valeur s'appelle le NPSH (net positive suction head). Depuis cette étude on peut conclure que tous les problèmes de mauvais fonctionnement de la pompe à cause de phénomène de cavitation.

Conclusion générale

Conclusion générale

Les pompes sont parmi les machines hydrauliques les plus utilisées dans l'industrie. Elles sont menacées de pannes occasionnées surtout par le phénomène de cavitation. Ce phénomène qui consiste à une vaporisation du fluide transporté à cause de sa pression qui devient inférieure à la pression de vapeur. La cavitation se manifeste par la formation, au sein de l'écoulement, de bulles, poches, tourbillons ou torches de vapeur. Dans certains cas, il résulte d'une combinaison de ces deux effets, apport de chaleur et mise en dépression. Ce phénomène a plusieurs effets au fond de la pompe tels que : l'érosion, le bruit, la perte de performances (hauteur totale d'élévation, rendement, puissance, NPSH,...etc.) et la vibration.

Dans ce mémoire, on a réalisée une série d'expérimentation sur une pompe centrifuges monocellulaires en conclure les points suivants :

- Tous les problèmes de mauvais fonctionnement de la pompe à cause de phénomène de cavitation.
- A faible débit, la pompe ne tourne pas assez vite donc l'eau n'est pas expulsée assez rapidement (stagnation) donc le régime de l'écoulement n'est pas tout à fait établi.
- A fort débit, la turbulence devient assez importante pour perturber l'écoulement puis si Q augmente, on a phénomène de cavitation (la pression descend en dessous de la pression de vapeur saturante et l'eau se met à bouillir, on a alors formation de bulles de vapeur d'eau).

Durant cette étude nous avons permis de découvrir le fonctionnement des turbomachines à travers un exemple concret. Nous avons ainsi exploré un nouveau domaine de la mécanique des fluides qui nous était inconnu malgré le fait qu'on a utilisé des formules connues (théorème de Bernoulli par exemple).

Cette étude nous a obligés à réfléchir sur nos mesures afin de savoir si celles-ci étaient physiquement plausibles et nous avons ainsi appris quelques ordres de grandeur de variables physiques.

Enfin, nous avons pu aussi faire des manipulations ce qui change quelque peu des cours théoriques et nous montre de plus près le côté pratique de la physique.

Références

Références

1-Risques et Précautions liés au Matériel. POMPES TECHNOLOGIE ET FONCTIONNEMENT DES POMPES CENTRIFUGE

2-Shepard, Dennis G. (1956). Principles of Turbomachinery. McMillan. ISBN 0-471-85546-4. LCCN 56002849.

3-Reti, Ladislao; Di Giorgio Martini, Francesco (Summer 1963). "Francesco di Giorgio (Armani) Martini's Treatise on Engineering and Its Plagiarists". *Technology and Culture* (3): 287–298 (290). doi:10.2307/3100858.

4-Richards, John (1894). Centrifugal pumps: an essay on their construction and operation, and some account of the origin and development in this and other countries. The Industrial Publishing Company. pp. 40–41.

5-Baha Abulnaga (2004). Pumping Oilsand Froth. 21st International Pump Users Symposium, Baltimore, Maryland. Published by Texas A&M University, Texas, USA.

6-Larry Bachus, Angle Custodio (2003). Know and understand centrifugal pumps. Elsevier Ltd. ISBN 1856174093.

7-Pump Handbook:third edition Pumping Profits & Productivity, The Magic Of Magnetic Drive Pumps: Part I