

BADJI MOKHTAR-ANNABA UNIVERSITY  
UNIVERSITE BADJI MOKHTAR-ANNABA

FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR

DEPARTEMENT D'ELECTROMECHANIQUE



جامعة باجي مختار - عنابة

كلية علوم الهندسة

قسم الإلكتروميكانيك

## THESE

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de DOCTORAT

### INFLUENCE DES PARTICULES SOLIDES SUR LES CARACTERISTIQUES DES POMPES CENTRIFUGES A MELANGE LIQUIDE-SOLIDE

#### Option

Electromécanique

#### Par

**BENRETEM abdelouahab**

DEVANT LE JURY		Grade	Etablissement
PRESIDENT :	DAOUD S	Professeur	SKIKDA
DIRECTEUR DE THESE :	Ali HADDOUCHE	MC	ANNABA
EXAMINATEURS:	A. E. HADJADJ	MC	ANNABA
	A. OTMANI	MC	ANNABA
	A. BELAOUAR	MC	CONSTANTINE

# TABLE DES MATIERES

Page

## REMECIEMENTS

LISTE DES FIGURES.....

LISTE DES TABLEAUX.....

NOMENCLATURE.....

INTRODUCTION GERNERALE.....

## CHAPITRE.1 : ECOULEMENT INTERNE DANS LES POMPES CENTRIFUGES

Introduction.....	14
1.1 Equations de base.....	14
1.1.1. Equation de l'écoulement incompressible.....	15
1.1.2. Equations dans le repère relatif.....	16
1.2. Classification des pompes centrifuges.....	20
1.3. Courbes caractéristiques théorique.....	22
1.4. Pertes dans une pompe centrifuge.....	24
1.4.1. Courbes caractéristique réelle.....	25
1.5 .Analyse des pompes utilisées dans le transport et leurs caractéristiques.....	26
1. 6. Analyse bibliographique des pompes centrifuges à mélange liquide solide....	27

## CHAPITRE.2. : CARACTERISTIQUES PHYSICOMECHANQUES DES MELANGES.

2.1. Rhéologie des mélanges.....	34
2.1.1. Concentration.....	34
2.1.2. Notions de mouvement de cisaillement et viscosité.....	34
2.1.2.1. Définition.....	34
2.1.2.2. Contrainte de cisaillement.....	35
2.1.2.3. Déformation et vitesse de cisaillement.....	36
2.1.2.4. Equation d'état.....	37
2.1.3. Typologie de l'écoulement.....	38
2.1.3.1. Fluides à contrainte critique.....	38
2.1.3.2. Fluides sans contrainte critique.....	38
2.1.4. Facteurs influençant la rhéologie des mélanges.....	40
2.1.4.1. La teneur en solide.....	40
2.1.4.2. La température.....	41
2.2. L'agressivité.....	44
2.2.1. Evaluation de l'érosion par le calcul.....	44
2.3. Dureté des solides transportés.....	45
2.4. Caractéristiques des mélanges et vitesse de chute.....	48

### **CHAPITRE.3. : ETUDE THEORIQUE DES POMPES CENTRIFUGES A MELANGE LIQUIDE SOLIDE.**

3.1. Caractéristiques hydrauliques des pompes. ....	51
3.1.1. Application de la théorie des filets sur le processus de fonctionnement des pompes centrifuges.....	51
3.1.2. Application de la théorie tourbillonnaire.....	53
3.1.3. Analyse du fonctionnement de la roue en appliquant la théorie tourbillonnaire.....	57
3.1.4. Détermination des coefficients de correction de la hauteur théorique de la pompe centrifuge.....	61
3.2. Paramètres influents sur les caractéristiques des pompes centrifuges.....	66
3.2.1. Hauteur théorique de la pompe fonctionnant en mélange.....	66
3.2.2. Les pertes de charge supplémentaires dans la roue mobile d'une pompe centrifuge fonctionnant en mélange liquide solide.....	68
3.3. Analyse des méthodes de correction des caractéristiques des pompes centrifuges fonctionnant en mélange liquide solide.....	75
3.4. Conclusion.....	78

### **CHAPITRE. 4. ETUDE EXPERIMENTALE DES POMPES CENTRIFUGES A MELANGE LIQUIDE SOLIDE.**

4.1. Problématique.....	80
4.2. Schéma du stand et méthodologie des essais.....	81
4.3. Choix des appareils de mesure et erreurs de mesure.....	83
4.3.1. Mesure du débit de la pompe.....	83
4.3.2. Mesure de la densité du mélange.....	86
4.3.3. Analyse granulométrique du solide.....	92
4.3.4. Mesure de la puissance du moteur de commande.....	92
4.4. Traitement et discussions des résultats des recherches expérimentales.....	96
4.4.1. Influence de la taille de la pompe.....	97
4.4.2. Influence des propriétés du solide transporté.....	98
4.4.3. Influence de la concentration du mélange.....	98
4.5. Conclusion.....	105

### **CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES**

### **REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.**

## **NOMONCLATURE**

a	Accélération	[m/s <sup>2</sup> ]
b	Largeur de la roue	[m]
C	Vitesse absolue	[m/s]
C <sub>u</sub>	Vitesse circonférentielle	[m/s]
C <sub>r</sub>	Vitesse radiale	[m/s]
C <sub>v</sub>	Concentration en volume	[-]
C <sub>p</sub>	Concentration en poids	[-]
y	Coefficient de la forme du corps	[-]
D	Diamètre de la roue	[m]
d <sub>c</sub>	Diamètre des particules solides	[mm]
f	Coefficient de frottement	[-]
g	Accélération de la pesanteur	[m/s <sup>2</sup> ]
H	Hauteur de refoulement de la pompe	[m]
H <sub>th</sub>	Hauteur d'Euler	[m]
H <sub>dyn</sub>	Hauteur dynamique	[m]
h	Pertes de charges	[m]
Q	Débit de la pompe	[m <sup>3</sup> /h]
q	Volume des particules solides	[m <sup>3</sup> ]
E	Quantité de mouvement	[kg.m/s]
k	Coefficient de la qualité de l'aube	[-]
K <sub>H</sub>	Coefficient de réduction de la hauteur	[-]
K <sub>η</sub>	Coefficient de réduction du rendement	[-]
K <sub>N</sub>	Coefficient de correction de la puissance	[-]
L	Longueur	[m]
M	Moment de force	[Nm]
m	Masse	[kg]
N	Puissance	[KW]
n	Vitesse de rotation	[tr/mn]
P <sub>m</sub>	Pression manométrique	[kg/ cm <sup>2</sup> ]
P <sub>v</sub>	Pression vacuométrique	[kg / cm <sup>2</sup> ]
n <sub>q</sub>	Vitesse spécifique	$n_q = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$
ΔT	Travail	[joules]
T	Température	[°K]
Re	Nombre de Reynolds	$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$ [-]
Γ	Circulation de vitesse	[m/s]
z	Nombre d'aube	[-]
Z	Hauteur de position	[m]
P	Pression	[N/m <sup>2</sup> ]
W	vitesse relative	[m/s]
W <sub>c</sub>	Vitesse de chute des particules	[m/s]
R <sub>x</sub>	Traînée	

$R_y$	Portance	
$U$	Vitesse périphérique au rayon	[m/s]
<b>Grecques</b>		
$\varpi$	Poids spécifique	[-]
$\psi$	Coefficient de rétrécissement	[-]
$\nu$	Viscosité cinématique	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	Masse volumique	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\bar{\rho}$	Densité relative	[-]
$\delta$	Coefficient manométrique	[-]
$\sigma$	Coefficient adimensionnel du débit	[-]
$\zeta$	Coefficient adimensionnel de puissance	[-]
$\omega$	Vitesse angulaire	[rad/s]
$\Phi$	Terme de dissipation visqueuse	[W]
$\alpha$	Angle entre $\vec{C}$ et $\vec{U}$	[°]
$\beta$	Angle entre $\vec{W}$ et $-\vec{U}$	[°]
$\eta$	Rendement	[-]
$\tau$	Contrainte tangentielle	[N/m <sup>2</sup> ]
$\mu$	Viscosité dynamique	[Pa.s]
$Y$	Coefficient de la vitesse circonférentielle	[-]

## **INDICES**

o.	pour l'eau
m.	pour mélange
s.	pour solide
1	entrée de la roue
2.	sortie de la roue
v.	en volume
x,y,z	Coordonnées cartésiennes
r, $\theta$ ,z	Coordonnées cylindriques
i	champ irrotationnel

## REMERCIEMENTS

Cette thèse s'est déroulée au département Electromécanique de l'université Badji-mokhtar Annaba et l'institut des mines de Moscou. Je tiens, à exprimer ma gratitude envers M. Haddouche Ali, Maître de conférence au département Electromécanique qui a assuré la direction scientifique de ce travail. Je remercie son attention, ses précieux conseils, ainsi que la confiance qu'il m'a toujours témoignée, je voudrais qu'il trouve ici l'expression de ma gratitude et toute ma sympathie.

J'aimerais exprimer ma profonde gratitude à l'institut des mines de Moscou et au vice recteur Mr Kouzmine pour leur soutien qu'ils m'ont apporté et sans lequel je n'aurais pas pu mener cette thèse.

Je remercie monsieur Daoud Soulimane, Professeur à l'université de Skikda pour son intérêt qu'il a porté sur cette thèse et pour avoir accepté d'être président de jury de soutenance.

Je remercie particulièrement monsieur Hadjadj Aoul Elias, Maître de conférence au département Electromécanique pour avoir accepté d'être examinateur de cette thèse, pour son amitié, pour tous ses conseils opportuns et pour toute sa disponibilité tout au long de ce travail.

Je remercie encore messieurs Belaouar Ahmed, et Otmani abbes Maîtres de conférences à l'université de Constantine et de Annaba pour leurs intérêts qu'ils ont apportés sur cette thèse, pour leurs conseils utiles et pour avoir accepté d'être examinateur de cette thèse.

Je remercie tous les amis du département pour leur amitié, et leur soutien et pour leur encouragement.

Enfin, je suis également reconnaissant à tous les collègues de travail exceptionnellement : A. Haffsaoui, K. Talhi. du département des Mines de l'Université de Annaba.

## **LISTE DES FIGURES**

	Page
Fig.1.1	Écoulement dans une grille tridimensionnelle.....17
Fig.1.2	Triangles de vitesses. Vue méridienne et vue de face.....18
Fig.1.3	Allure de la pompe en fonction de sa vitesse spécifique.....21
Fig.1.4	Triangle des vitesses à l'entrée de la roue.....23
Fig.1.5	Triangle des vitesses à la sortie de la roue.....23
Fig.1.6	Courbes caractéristiques théoriques.....24
Fig.1.7	Repertoriage des différentes pertes dans une pompe centrifuges.....25
Fig.1.8	Courbes caractéristiques réelles d'une pompe centrifuge.....26
Fig.1.9	Dépendances $H=f(Q)$ pour une pompe 4K-6 (suspension d'houille)....31
Fig.1.10	Dépendances $H=f(Q)$ pour pompe à mélange 5M (suspension de magnétite).....31
Fig.1.11	Dépendances $H= f(Q)$ pour pompe dragueuse 3 Гр-8 .....32
Fig.1.12	Dépendances $H=f(Q)$ pour pompe 8C8.....32
Fig.2.1	Forces agissant sur deux éléments de couches voisines .....35
Fig.2.2	Mouvement de cisaillement entre deux plans parallèles.....36
Fig.2.3	Courbes d'écoulement de fluides présentant une contrainte critique ...39
Fig.2.4	Courbes d'écoulement de fluides sans contrainte critique.....39
Fig.2.5	Influence de la concentration sur la viscosité du mélange.....42
Fig.2.6	Influence des particules solides sur la viscosité du mélange.....43
Fig.2.7	Dureté des solides et du matériau des pompes centrifuges.....47
Fig.2.8a	Changement des caractéristiques de la pompe 5p-8.....46
Fig.2.8b	Diminution du rendement de la pompe 5p-8.....46
Fig.2.9	Schéma des mélanges homogène, pseudo homogène et hétérogène....48
Fig.3.1	Parallélogramme des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue.....52
Fig.3.2	Schéma de circulation d'après une surface élémentaire.....54
Fig.3.3	Écoulement d'une plaque par un flux.....54
Fig.3.4	Écoulement d'un corps par un flux de liquide.....56
Fig.3.5	Mouvement relatif dans une roue d'une pompe centrifuge.....58
Fig.3.6	Écoulement circulaire autour d'une aube d'une roue centrifuge.....60
Fig.3.7	Schéma de l'écoulement du flux à travers les aubes de la roue.....62
Fig.3.8	Schéma de calcul de l'angle $\beta_2$ .....65
Fig.3.9	Triangles des vitesses pour l'eau et pour le solide à l'entrée et à la sortie de la roue.....69
Fig.3.10	Schéma des forces agissantes sur une particule solide.....69
Fig.3.11	Mouvement du mélange dans un canal.....72
Fig.3.12	Variation des coefficients de recalcul des paramètres de la pompe en fonction du régime d'écoulement.....77
Fig.4.1	Photo de la pompe monocellulaire K-20-30.....82
Fig.4.2	Photo de l'installation d'essai de la pompe K- 20-30.....82
Fig.4.3	Installation d'essai de la pompe centrifuge.....85
Fig.4.4	Schéma du densimètre hydrostatique.....87
Fig.4.5	Installation du diaphragme.....88
Fig.4.6	Interprétation des hauteurs $Z_1$ , $Z_2$ et $Z_{ref}$ .....89

Fig.4.7	Courbe d'étalonnage du diaphragme.....	90
Fig.4.8	Vérification de la méthode volumétrique de mesure de débit.....	91
Fig.4.9	Courbes d'étalonnage du densimètre hydrostatique.....	93
Fig.4.10	Analyse granulométrique du solide.....	94
Fig.4.11a	Dépendances $H = f(Q)$ de la pompe K-20-30 pour différentes densités du mélange.....	100
Fig.4.11b	Dépendances $N = f(Q)$ de la pompe K-20-30 pour différentes densités du mélange.....	101
Fig.4.11c	Dépendances $\eta = f(Q)$ de la pompe K-20-30 pour différentes densités du mélange.....	101
Fig.4.12a	Coefficient de réduction de la hauteur.....	102
Fig.4.12b	Coefficient de correction de la puissance .....	102
Fig.4.12c	Coefficient de réduction du rendement.....	102
Fig.4.13a.	Coefficient manométrique en fonction du coefficient du débit.....	103
Fig.4.13.b	Coefficient du rendement en fonction du coefficient du débit.....	103
Fig.4.13.c	Coefficient de la puissance en fonction du coefficient du débit.....	104
Fig.4.14	Coefficients de la hauteur et du rendement en fonction des caractéristiques du mélange et du solide.....	106

## ***LISTE DES TABLEAUX***

	Page
Tableau.1.1	Différents types de pompes centrifuges utilisées dans les entreprises Algériennes.....29
Tableau.1.2.	Paramètres de transport hydraulique dans les entreprises Algériennes.....29
Tableau.1.3.	Quelques exemples de transport hydraulique à l'aide de Pompes centrifuges.....30
Tableau.2.1	Relations de base pour l'écoulement des mélanges.....35
Tableau.2.2	Viscosité de quelques liquides.....37
Tableau.2.3.	Modèles rhéologiques décrivant l'écoulement de fluides à contrainte critique.....38
Tableau.2.4.	Lois rhéologiques de fluides ne présentant pas de contrainte critique..... 40
Tableau.3.1	Valeur du paramètre n pour chaque solide utilisé.....76
Tableau.4.1	Paramètres de contrôle des essais.....80
Tableau.4.2	Caractéristiques techniques de la pompe centrifuge K-20-30.....81
Tableau.4.3	Etalonnage du diaphragme.....86
Tableau.4.4	Etalonnage de la méthode volumétrique.....86
Tableau.4.5	Erreurs de mesure des paramètres de travail de la pompe.....95
Tableau.4.6	Valeurs des coefficients de réduction des performances.....99

***INTRODUCTION***  
***GENERALE***

## INTRODUCTION GENERALE

De vastes tonnages sont pompés chaque année sous forme de mélange liquide solide par des pompes centrifuges. Ces systèmes de transport ne furent mis au point qu'après la seconde guerre mondiale. Depuis cette époque les techniques de transport par canalisation se sont rapidement développées, de centaines de kilomètres de conduite ont été posées dans plusieurs pays. Au Florida (U S A) du phosphate est récupéré par des draglines énormes dans des travaux miniers à ciel ouvert, mélangé à l'eau puis pompé vers des usines de lavage par des pipelines sur une longueur d'environ 10 kilomètres à raison de 34 millions de tonnes par année.

Au Black Mesa (U S A) du mélange de charbon partiellement traité est transporté de la mine jusqu'à une station de production de l'énergie électrique sur une distance de 400 kilomètres et ça depuis 1970. La pression de service est de 75 bars.

A l'époque actuelle, le transport hydraulique des mélanges liquides solides par des pompes centrifuges est largement appliqué dans différents domaines d'industrie; minière, chimique et dans l'agriculture.

Les pompes centrifuges, en raison de leurs avantages inhérents, de débit élevé et consistant, faible coût, facilité d'entretien et une stabilité meilleure sont de plus en plus utilisées pour pomper des mélanges liquides solides par des pipelines.

Le choix des pompes centrifuges pour n'importe quel système de transport dépend principalement des expériences antérieures et /ou sur les caractéristiques de la pompe fonctionnant en eau claire. Beaucoup de chercheurs ont prouvé que les performances de la pompe dépendra du comportement mélange soit comme fluide Newtonien, soit comme fluide Bingham. Des conclusions générales tirées de la plupart des chercheurs sont que la hauteur développée ainsi que le rendement diminuent tandis que la puissance fournie augmente avec l'augmentation de la densité du mélange.

Les variables qui affectent directement les performances de la pompe sont : la concentration, les propriétés physiques du solide à savoir ;le densité ,la forme,la taille, la distribution granulométrique des particules ainsi que la taille et l'écoulement à l'intérieur de la pompe .

Plusieurs chercheurs, ont essayé de corrélérer leurs données expérimentales des essais des pompes avec certaines de ces variables et ont présenté des corrélations pour estimer les performances des pompes centrifuges fonctionnant en mélange en se basant sur les caractéristiques déterminées pour de l'eau claire.

Fairbank (1942), a donné une méthode théorique pour calculer la hauteur développée par la pompe fonctionnant en mélange. Les vitesses des particules liquides et solides à la sortie de la roue sont d'abord déterminées ensuite employées pour le calcul.

Vocaldo et autres (1974), dans leur analyse théorique ont supposé que les pertes principales dans une pompe fonctionnant en mélange sont dues à l'interaction des particules solides et à l'énergie dépensée pendant le mouvement.

Riezes (1976), Cave (1976), Sellgren (1979) et Mcelvain (1974) ont également présentés des corrélations pour calculer les coefficients de réduction des paramètres

de la pompe. La comparaison de ces coefficients avec les résultats expérimentaux faits par Holzenberger (1980), Metz (1984), Sellgren and Vappling (1986), Wilson (1997) et enfin F. NI, W.J. Vlasblom (2002) ont prouvé que les corrélations sont diverses et dépendent des caractéristiques physico mécaniques du mélange (densité, taille et formes des particules, concentration etc.) ainsi que les paramètres constructifs de la pompe (nombre d'aubes, forme etc.) Geoff Moore (2003) donne une solution pratique qui permet de déterminer les coefficients de la hauteur, du rendement en fonction de la granulométrie, du diamètre des particules solides, de la concentration et du rapport du diamètre des particules solides et le diamètre de la roue.

Cette étude se propose d'étudier l'influence des particules solides sur les performances des pompes centrifuges théoriquement et expérimentalement, elle se décompose en quatre chapitres:

Le premier chapitre consiste en une étude générale concernant les turbomachines et principalement les pompes centrifuges. Après avoir exposé les équations générales régissant l'écoulement dans la roue d'action de la pompe, les différentes pompes utilisées dans les entreprises Algériennes pour le transport des mélanges et leurs caractéristiques, en donne une étude bibliographique sur les pompes centrifuges fonctionnant en mélange et leurs particularités.

Le second chapitre consiste en une étude des caractéristiques physico mécaniques des mélanges liquides solides, les relations de base dans les écoulements des mélanges: la concentration, la viscosité, la relation entre les paramètres physiques du solide et la viscosité, la dureté du solide et les paramètres très importants qui sont l'érosion et l'abrasivité des solides et comment évaluer l'influence de ces paramètres sur la pompe centrifuge.

Le troisième chapitre consiste en une étude théorique des pompes à mélange en commençant par la détermination de la hauteur d'une pompe fonctionnant en eau claire, de la hauteur de la pompe fonctionnant en mélange, les pertes de charges supplémentaires dues à la présence des particules solides et une analyse des méthodes de recalcul des caractéristiques des pompes centrifuges fonctionnant en mélange liquide solide.

Le quatrième chapitre consiste en une étude expérimentale de la pompe centrifuge K-20-30 avec plusieurs concentrations de mélange (5%, 10 % et 15%) en donne la description détaillée du stand, le choix des appareils de mesure et les erreurs de mesure, la méthodologie des essais, le choix de la granulométrie du solide (déchet de lavage de phosphate de Djebel-Onk). Les coefficients de réduction de la hauteur, du rendement et le coefficient de correction de la puissance de la pompe sont déterminés en se basant sur les résultats obtenus par d'autres chercheurs et les résultats obtenus avec la pompe centrifuge K-20-30, et enfin une conclusion générale.

# ***CHAPITRE 01***

## Introduction

Pour tous les problèmes de mécanique des fluides, en général, et particulièrement dans les turbomachines, les équations utilisées pour déterminer les écoulements dérivent généralement des équations de conservation : continuité, Navier Stokes, énergie et équation d'état du fluide. La résolution de ces équations est accompagnée d'hypothèses simplificatrices, associées à des considérations sur la géométrie, les bilans énergétiques ou la décomposition des vitesses en une valeur moyenne et une partie fluctuante. Dans ce chapitre, nous présentons l'idée générale sur les turbomachines et principalement les pompes centrifuges.

### I.1 - Equations de base

Pour un fluide Newtonien, en considérant comme forces de volume la seule force de pesanteur, les formes différentielles de l'équation de continuité (équation I.1) et de l'équation des quantités de mouvement (équation I.2) peuvent être obtenues à partir des relations intégrales sur un volume de contrôle et par l'application du théorème de la divergence :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{C}) = 0 \quad (1.1)$$

$$\rho \frac{D\vec{C}}{Dt} = \rho \left[ (\vec{C} \cdot \vec{\nabla}) \vec{C} + \frac{\partial \vec{C}}{\partial t} \right] = -\vec{\nabla} p + \rho g + \vec{\nabla} \cdot \tau_{ij} \quad (1.2)$$

$$(1) \quad (2) \quad (3) \quad (4) \quad (5) \quad (6)$$

Les termes (1), (2), et (3) de l'équation (I.2) représentent les accélérations totale, convective et locale. Le terme (4) représente la force de pression, le terme (5) la force de pesanteur, le terme (6) les effets visqueux.

L'équation de l'énergie est utilisée sous la forme :

$$\rho \frac{Dh}{Dt} = \frac{Dp}{Dt} + \vec{\nabla} \cdot (\lambda \vec{\nabla} T) + \Phi \quad (1.3)$$

Le premier membre de l'équation (I.3) représente la variation d'enthalpie ;  $Dp/Dt$  et  $\nabla(\lambda\nabla T)$  sont respectivement les taux de travail des efforts de pression et le transfert de chaleur par conduction dans le fluide où  $\lambda$  est le coefficient de conductivité thermique.  $\Phi$  est la fonction de dissipation, représentant l'équivalent thermique de l'énergie mécanique liée à la dissipation visqueuse des efforts de cisaillement.

Une équation complémentaire associant la masse volumique à la pression et à la température est nécessaire. Pour des écoulements compressibles, le transport et la génération d'énergie sont couplés à la dynamique du mouvement du fluide et l'équation de l'énergie doit être résolue simultanément avec les équations de continuité et quantité de mouvement. Pour un gaz idéal, l'équation d'état est donnée par :

$$\frac{p}{\rho} = rT \quad (1.4)$$

Les équations I.1 à I.4 fournissent six équations pour l'écoulement tridimensionnel avec pour inconnues :  $\vec{C}$  ,  $\rho$ ,  $p$ ,  $T$ .

### I.1.1 - Equations de l'écoulement incompressible

Dans le cas de l'écoulement de fluides incompressibles, la variation de la masse volumique est négligeable. Les équations de continuité et de Navier Stokes peuvent être respectivement simplifiées :

$$\begin{aligned} \vec{\nabla} \cdot \vec{C} &= 0 \\ \rho \frac{D\vec{C}}{Dt} &= -\vec{\nabla}p + \rho\vec{F} + \mu\vec{\nabla}^2 C \end{aligned} \quad (1.5) \text{ et } (1.6)$$

L'ensemble d'équations (I.5) et (I.6) suffit pour caractériser un écoulement incompressible.

Une autre simplification, fréquemment adoptée dans l'avant projet, considère l'écoulement comme non visqueux ( $\mu = 0$ ). Ainsi, l'équation (I.6) peut s'écrire :

$$\rho \frac{D\vec{C}}{Dt} = -\vec{\nabla}p + \rho\vec{F} \quad (1.7a)$$

Cette équation est connue comme l'équation d'Euler. Elle est utilisable pour l'étude des écoulements éloignés des zones de parois où les effets visqueux sont négligeables. Une simplification additionnelle est faite en négligeant les effets des forces de volume telles que la pesanteur [1]

$$\rho \frac{D\vec{C}}{Dt} = -\vec{\nabla}p \quad (1.7b)$$

## I.1.2 - Equations dans le repère relatif.

En présence d'aubages animés d'un mouvement de rotation, la composition vectorielle des vitesses à l'intérieur d'une machine tournante est la suivante :

$$\vec{C} = \vec{W} + \vec{U} \quad (1.8a)$$

La vitesse absolue  $\vec{C}$  correspond à la vitesse d'une particule de fluide mesurée dans le repère fixe. La vitesse d'entraînement  $\vec{U}$ , correspondant à la mise en mouvement du rotor, est exprimée par :

$$\vec{U} = \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (1.8b)$$

Dans le repère mobile lié au rotor, la même particule présente une vitesse relative  $\vec{W}$ . L'introduction de la vitesse relative permet de ramener l'étude de l'écoulement autour des aubages mobiles à celle de l'écoulement autour des mêmes aubages immobilisés artificiellement. Le repère relatif ou système de coordonnées tournant est le plus indiqué pour l'étude d'une roue mobile. Pour les roues fixes les équations seront identiques avec la condition de vitesse de rotation nulle. Les avantages du repère relatif sont nombreux [1] :

- L'écoulement relatif est stationnaire dans la plupart des cas.
- Les conditions aux limites peuvent être appliquées plus facilement.
- Les profils de vitesse ainsi que les couches limites sont semblables à ceux que l'on observait avec un repère fixe.

En considérant l'écoulement dans l'espace inter aubages d'une grille d'aubes tridimensionnelle, on peut faire apparaître, dans un repère cylindrique, les composantes des vitesses absolue  $\vec{C}$ , relative  $\vec{W}$  et d'entraînement  $\vec{U}$  Figure.I.1 La Figure(I.2) définit la vue méridienne et la vue de face de la grille d'aubes retenue, sur laquelle on détaille les différentes composantes de la vitesse absolue.

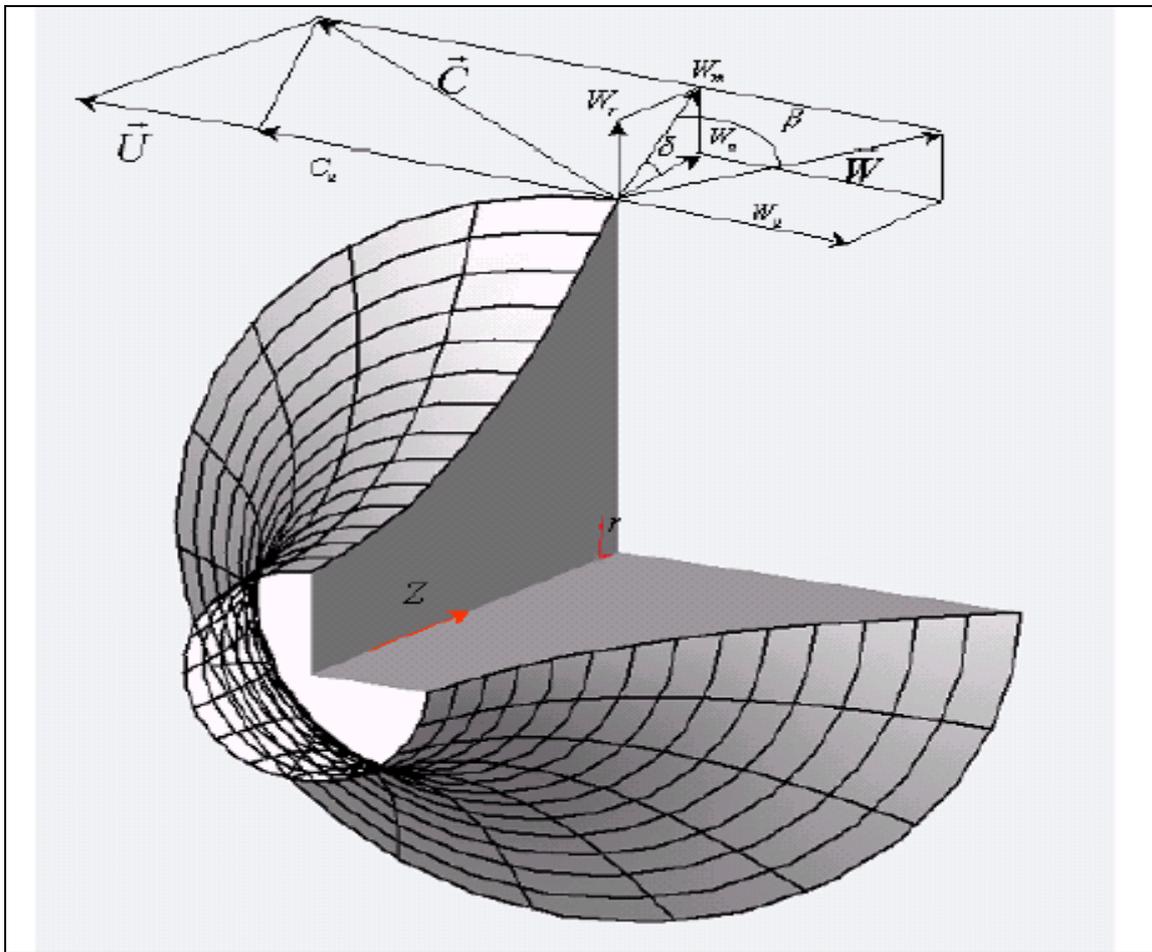
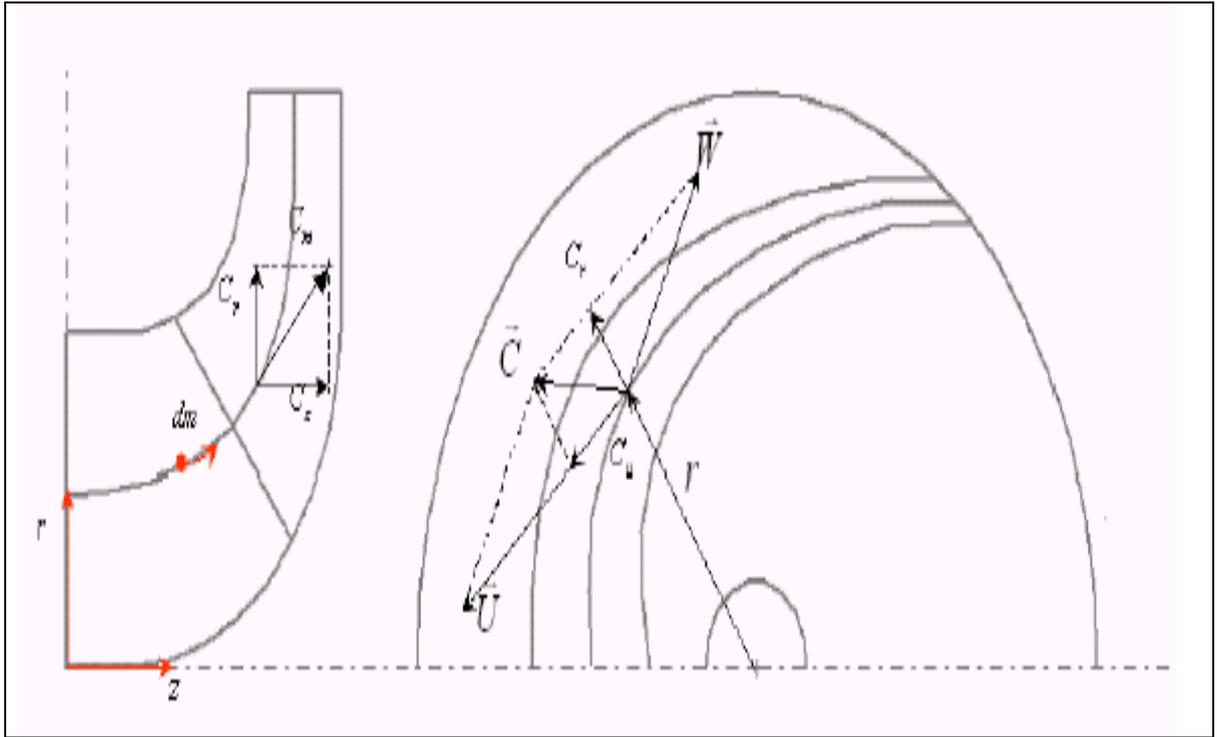


Fig. I.1 - Ecoulement dans une grille tridimensionnelle [1]



**Fig. I.2 - Triangles de vitesses. Vue méridienne et vue de face [1]**

De ces figures, on déduit la liaison entre les composantes des différentes vitesses :

$$C_r = W_r \quad (1.9a)$$

$$C_u = W_u + \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (1.9b)$$

$$C_z = W_z \quad (1.9c)$$

Finalement, les équations de continuité et de quantité de mouvement peuvent être exprimées en mouvement relatif :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{W}) = 0 \quad (1.10)$$

$$\frac{D\vec{W}}{Dt} + 2\vec{\omega} \times \vec{W} + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r} = -\frac{\nabla p}{\rho} + \vec{F} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial W_i}{\partial x_j} + \frac{\partial W_j}{\partial x_i} \right) + \delta_{ij} \lambda \text{div} \vec{W} \right] \quad (1.11)$$

En comparant l'équation I.2 (repère fixe) et l'équation I.11 (repère relatif) l'équation du mouvement du fluide dans un repère relatif est identique à l'équation en repère fixe en ajoutant les termes  $2\vec{\omega} \times \vec{W} + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r}$  (de Coriolis et forces centrifuges) qui agissent sur le fluide en plus des forces de surface et de volume.

Pour un fluide non visqueux, l'équation générale de la dynamique des fluides s'écrit dans le repère relatif :

$$\frac{D\vec{W}}{Dt} + 2\vec{\omega} \times \vec{W} + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r} = -\frac{\nabla p}{\rho} + \vec{F} \quad (1.12)$$

Cette équation peut être écrite, après un certain nombre de manipulations, sous la forme suivante :

$$\frac{\partial \vec{W}}{\partial t} - \vec{W} \times \vec{\nabla} \times \vec{W} + 2\vec{\omega} \times \vec{W} = -\vec{\nabla} I + T\vec{\nabla} S + \vec{F} \quad (1.13)$$

où  $T$  et  $S$  représentent respectivement la température et l'entropie pour des écoulements compressibles, et la quantité

$$I = h + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} \quad (1.14)$$

est appelée rothalpie. Aux pertes près, elle est approximativement constante pour tout l'espace inter aubages.

L'équation I.13, est connue comme l'équation de Crocco ou forme énergétique de l'équation dynamique. Le terme  $\vec{\nabla} S$ , associé aux pertes génératrices d'entropie et aux échanges de chaleur avec l'extérieur, est généralement négligeable en fluide incompressible.

Dans le cadre de l'écoulement isentropique défini comme l'écoulement d'un fluide parfait sans échange de chaleur, l'enthalpie  $h$  du fluide s'écrit :

$$h = \int \frac{dp}{\rho} \quad (1.15)$$

et l'enthalpie d'arrêt ou enthalpie totale  $H$  :

$$H = \int \frac{dp}{\rho} + \frac{C^2}{2} \quad (1.16)$$

Dans ces conditions, en négligeant les forces de volume, le théorème de Bernoulli en écoulement permanent et irrotationnel s'écrit :

$$I = \int \frac{dp}{\rho} + \frac{W^2}{2} + \frac{U^2}{2} \quad (1.17)$$

Les diverses expressions de la rothalpie serviront plus tard pour établir les termes de pression à partir des champs cinématiques des écoulements internes. Si l'écoulement est visqueux, la rothalpie se conservera de façon approximative en raison des puissances dissipées par les forces de cisaillement. Lyman [2] a étudié l'équation de transport de la rothalpie dans les cas les plus complets et fournit une description détaillée de tous ces termes.

## 1.2. Classification des pompes centrifuges

Il existe de nombreux types de pompes. Le critère de classification est leur vitesse spécifique calculée au point de rendement optimum.

$$N_q = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (1.18)$$

ou :

n – la vitesse de rotation en tr/mn,

Q – le débit de pompe en; m<sup>3</sup>/s

H – la hauteur de refoulement en; mètres

Les faibles valeurs de vitesse spécifiques ( $N_q < 30$ ) correspondent à des pompes centrifuges tandis que pour les grandes valeurs ( $N_q > 150$ ), celles-ci correspondent à des pompes axiales [3]. Entre 30 et 150, se trouvent tous les types de pompes intermédiaires Figure.1.3.

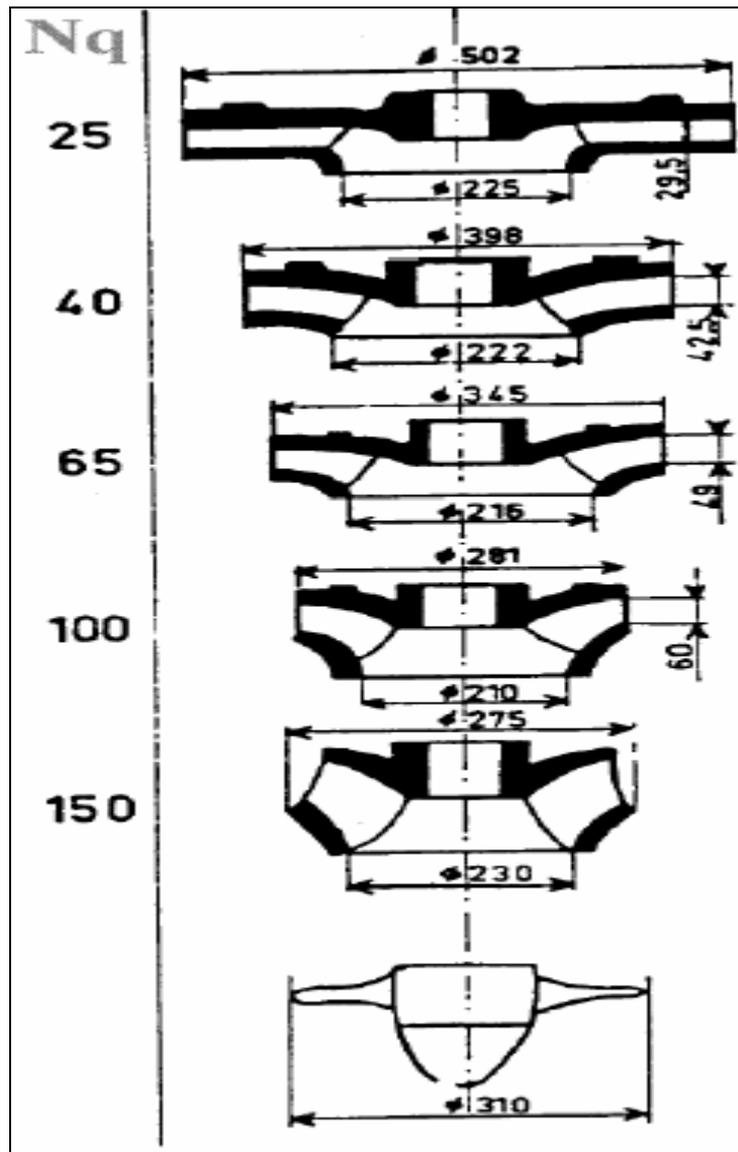


Fig1.3 : Allure de la pompe en fonction de sa vitesse spécifique [4]

### 1.3. Courbes caractéristiques théoriques (droite d'Euler)

Les Figures.1.4 et 1.5 représentent respectivement les triangles de vitesse à l'entrée et à la sortie de la roue. Lorsqu'on ne tient pas compte des pertes de charge subit par l'écoulement dans une roue, la hauteur théorique d'une roue est donnée par la relation d'Euler :

$$H_{th} = \frac{1}{g}(Cu_2.U_2 - Cu_1.U_1) \quad (1.19)$$

Pour un écoulement axial sans pré rotation à l'entrée,

$$Cu_1 = 0 \Rightarrow H_{th} = \frac{1}{g}(Cu_2.U_2) \quad (1.20)$$

Etant donné que :

$$Cu_2 = U_2 - \frac{Cm_2}{tg \beta_2} \quad \text{et que } Cm_2 = \frac{Q}{D_2.b_2}$$

On obtient par substitution

$$H_2 = H_{th} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2.Q}{g.D_2.b_2.tg \beta_2} \quad (1.21)$$

Cette équation est une droite représentant la courbe caractéristique théorique d'une pompe. Elle coupe l'axe des hauteurs au point  $\frac{U_2^2}{g}$  l'axe des Q au point  $D_2.b_2.U_2.tg \beta_2$

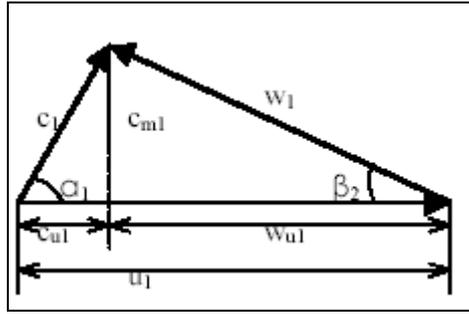
La pente de cette droite dépend de la valeur de l'angle de sortie  $\beta_2$ .

Pour  $\beta_2 = 90^\circ$  la droite hauteur –débit est parallèle. Pour  $\beta_2 < 90^\circ$  la hauteur diminue avec l'augmentation du débit Q. Lorsque à l'entrée de la pompe, l'écoulement n'est pas purement axial mais il présente une pré rotation, le deuxième terme de l'équation d'Euler n'est plus nul. On obtient de même manière que précédemment

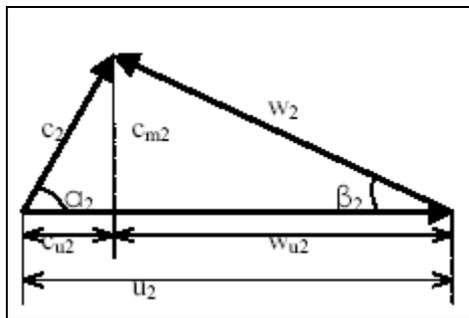
$$H_1 = H_{th} = \frac{U_1^2}{g} - \frac{U_1.Q}{g.D_1.b_1.tg \beta_1} \quad (1.22)$$

et la hauteur théorique ( Hauteur d' Euler) est obtenue en soustrayant  $H_1$  à  $H_2$   
Figure.1.6:

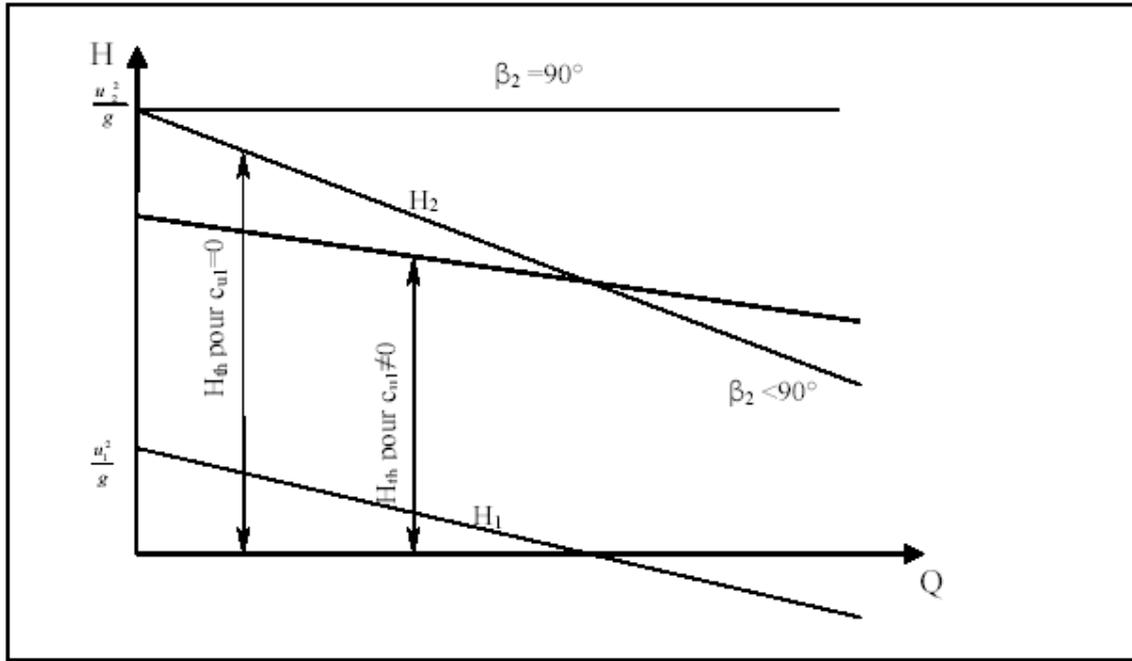
$$H_{th} = H_2 - H_1 \quad (1.23)$$



**Fig.1.4 Triangle des vitesses à l'entrée de la roue [4]**



**Fig.1.5 Triangle des vitesses à la sortie de la roue [4]**



**Fig1.6: Courbes caractéristiques théoriques [4]**

#### 1.4. Pertes dans une pompe centrifuge

Les pompes sont sujettes à différents types de pertes Figure.1.7

- Les pertes mécaniques telles que le frottement dans les paliers
- Les pertes hydrauliques telles que le frottement de l'écoulement au parois et la friction
- Les pertes volumétriques telles que les écoulements de fuite.

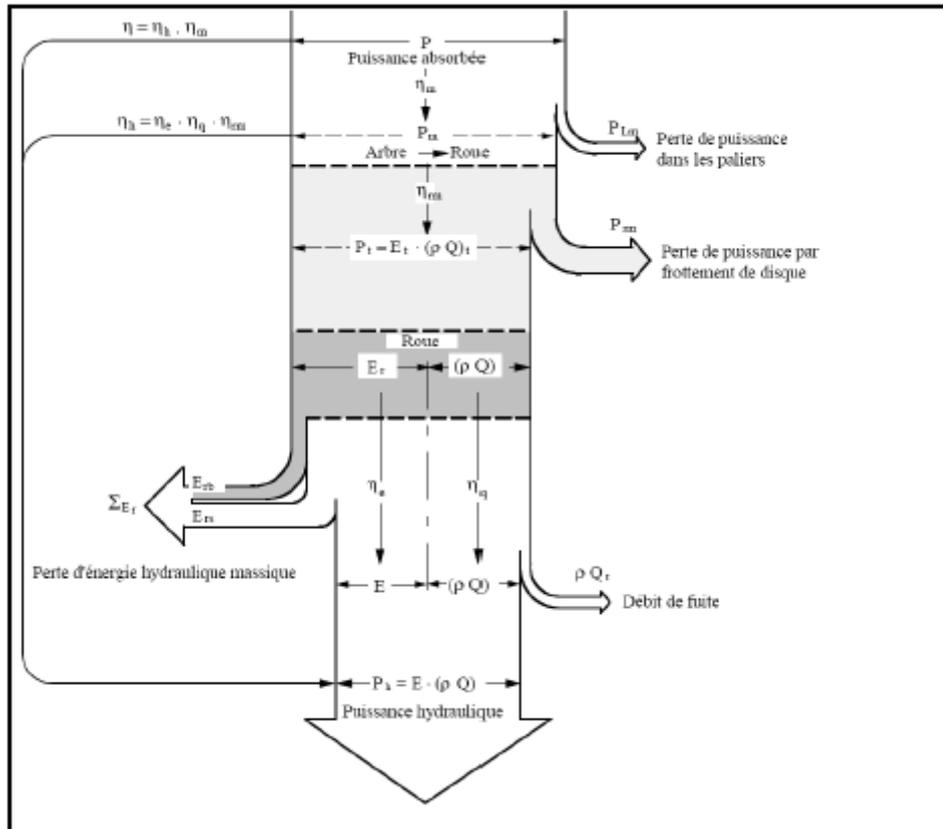
Le rendement hydraulique de la pompe prend en compte les pertes hydrauliques et volumétriques.

C'est le rapport entre la puissance  $P$  fournie à l'arbre et celle transmise au fluide  $P_h$

Et  $P_h = P - \text{pertes (hydrauliques et volumétriques)}$ . L'expression de ce rendement est

$$\eta_h = \frac{P_h}{P} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{tot}}{\omega \cdot M} \quad (1.24)$$

$H_{tot}$  - Hauteur de refoulement totale de la pompe.



**Fig1.7 : Répertoire des différentes pertes dans une pompe [4]**

### 1.4.1 Courbes caractéristiques réelles

La caractéristique d'une pompe idéale est une droite. Mais dans la réalité, les pertes hydrauliques internes à la pompe vont déterminer la caractéristique de la pompe réelle. Les pertes hydrauliques qui rentrent en jeux sont :

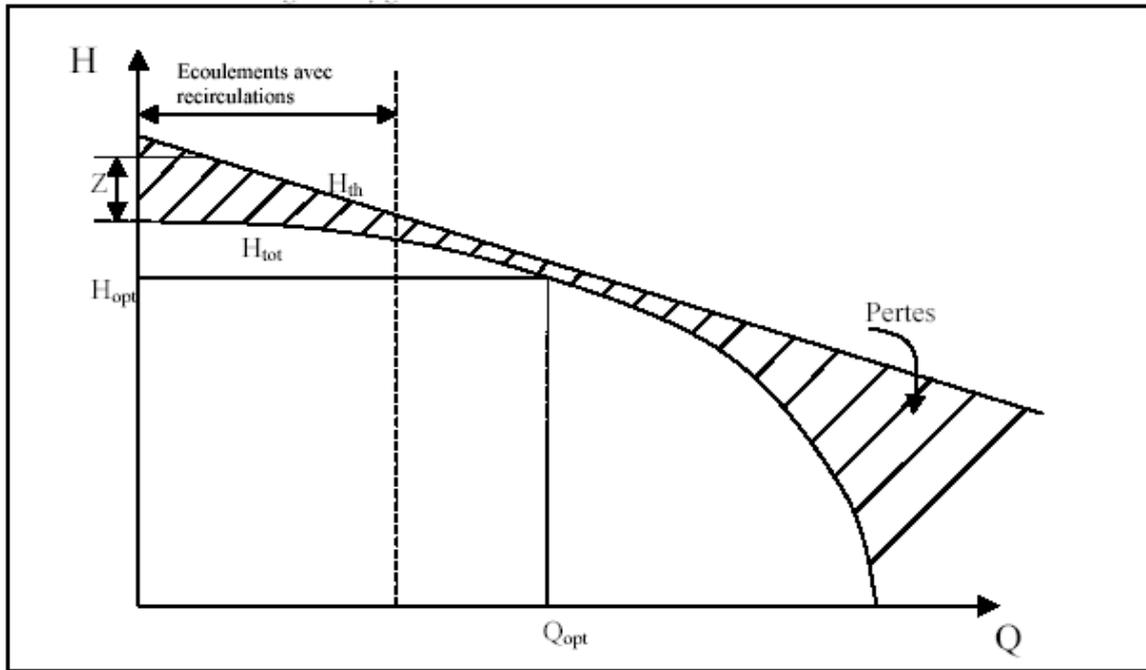
- Les pertes visqueuses et par frottement aux parois
  - Les circulations
  - Les changements de direction de l'écoulement à l'entrée et à la sortie de l'aubage de la roue
- La courbe caractéristique réelle Figure.1.8 est obtenue en soustrayant toutes les pertes hydrauliques à la courbe théorique. Elle est aussi le résultat de la différence de l'énergie massique entre l'entrée et la sortie de la pompe:

$$g.H_{tot} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} \quad \text{ce qui équivaut à écrire}$$

$$g.H_{tot} = \frac{P_{2tot} - P_{1tot}}{\rho} \quad \text{Et les pertes sont données par } g.h = g.H_{th} - g.H_{tot}$$

Par ailleurs, on peut exprimer aussi la hauteur de refoulement statique d'une pompe

$$H_p = H_{tot} - \frac{\Delta C^2}{2.g} - \frac{P_2 - P_1}{\rho.g} \quad (1.25)$$



**Fig1.8 : Courbe caractéristique réelle d'une pompe [4]**

### **1.5. Analyse des pompes utilisées dans le processus de transport et leurs caractéristiques.**

L'analyse des conditions de fonctionnement des pompes à mélange liquide solide montre que le pompage de ces derniers pose des problèmes particuliers résultant des risques d'obstruction de la pompe et des conduites par les matières solides, sans précautions particulières les particules obstruent l'orifice d'aspiration, s'accrochent aux aubages et peuvent provoquer l'usure de la roue mobile et même bloquer la pompe.

Les procédés utilisés dans la majorité des cas des processus pour permettre le pompage des mélanges consistent à utiliser des pompes dont les roues comportent un nombre d'aubes très limité de façon à réserver des sections suffisantes pour permettre le libre passage des particules solides contenues dans l'eau. Parfois les roues sont couvertes de matière résistante à l'action mécanique des particules solides pour diminuer l'usure rapide des aubes. Dans les entreprises Algériennes on utilise différents types de pompes centrifuges ; à Ismail (Algérie) les pompes employées sont des pompes soviétiques à sable de type ПНБГ-2-61 avec un débit de  $28,3\text{m}^3/\text{h}$  et une hauteur de 20 m.

Dans ces pompes l'aspiration s'effectue radialement, cela permet de protéger l'arbre de la pompe de l'usure et pour éviter le passage des particules solides à travers les paliers on utilise des roues supplémentaires avec des aubes radiales qui mettent le mélange en mouvement de rotation ce qui entraîne une réduction de la pression entre le flasque arrière de la roue d'action et le corps de la pompe.

Pour les pompes à sable à aspiration axiale la protection de l'arbre se fait par une douille de protection et le disque arrière de la roue est muni d'aubes

radiales jouant le même rôle que celui des pompes à aspiration radiale. Les pompes centrifuges de type Wilfley sont employées pour l'acheminement du minerai de la carrière vers l'usine de traitement de Rais-hamidou (Algérie) sur une distance de 3000 m et une conduite de 200 mm de diamètre. Les pompes Wilfley ont des roues d'action couvertes de matière protectrice et elles peuvent assurer des débits de 200 m<sup>3</sup>/h. les principaux types de pompes centrifuges à mélange liquide solide utilisées dans les entreprises Algériennes sont présentées dans le Tableau 1.1

On utilise également dans le transport hydrauliques des pompes à vortex [6] dont la roue engendre un tourbillon qui s'étend à l'amont jusqu'à la canalisation d'aspiration. La dépression créée par ce vortex facilite l'aspiration du liquide et des matières solides ces dernières sont entraînées vers la tubulure de refoulement par la force centrifuge et n'ont pratiquement par de contact avec la roue, de ce fait elle ne risque pas d'être endommagée par la même raison, l'engueulement de la pompe est évité grâce à la forme spéciale des parois internes du corps de la pompe.

Les mélanges transportés par ce type de pompe peuvent comporter un pourcentage important de particules solides. Il est à noter que la majorité des pompes utilisées sont des pompes centrifuges à console. Tableau.1.2

## **1.6. Analyse bibliographique des pompes à mélange liquide solide:**

Les résultats obtenus par les chercheurs sur le processus de fonctionnement des pompes centrifuges à déblai sont différents: on a effectué des essais [5] sur des pompes centrifuges 4k-6 (Figure.1.9.) en suspension de houille dont 75% des particules ont un diamètre compris entre 0 et 0,07 mm et une densité de mélange égale à 1220 kg/m<sup>3</sup>.

En changeant la concentration de 25% à 44% on a remarqué qu'avec une concentration de 25% le mélange se présente comme un liquide newtonien mais en augmentant la concentration le mélange il deviendra un liquide Bingham. Aussi notant que l'augmentation de la densité du mélange mène à un changement de la caractéristique de la pompe  $H = (Q)$  (Figure.1.9) qui ne peut pas être expliqué avec les méthodes existantes du calcul des caractéristiques des pompes.

En augmentant la densité du mélange les zones de faible débit sont caractérisées par une intense courbure de la caractéristique  $H = (Q)$  dans les zones du débit optimal les courbes  $H = (Q)$  ont des extremums, ce phénomène est expliqué par le changement des propriétés du mélange dues à l'augmentation de la viscosité.

L'augmentation de la densité du mélange provoque aussi l'augmentation de la puissance consommée et la réduction du rendement de la pompe. Les essais présentés [10] sur la pompe 5M (Figure.1.10.) en suspension de magnétite ( $\rho_m=1900$  kg/m<sup>3</sup>, et  $\rho_s=4600$  kg/m<sup>3</sup>,  $C_v=28\%$  et un diamètre des particules solides inférieur à 0,074mm) montrent que l'augmentation de la densité du mélange mène à la chute de la caractéristique  $H = (Q)$  de la pompe. Pour la densité 1900kg/m<sup>3</sup> la chute de la courbe de la hauteur est d'environ 12% celle du rendement elle est de - 5%, pour le régime avec un grand débit on a une grande chute de la caractéristique  $H = (Q)$ . Les Figures.1.11 et 1.12. montrent les résultats d'essai sur des pompes 3- 5 P-8 et 8 C 8 avec des mélanges de grande densité.

Comme on le voit l'analyse des recherches présentées pour différentes pompes et différentes caractéristiques des mélanges liquides solides ne peuvent pas être prises comme base de calcul des caractéristiques des pompes fonctionnant en mélange. Tout cela nous mène à connaître les caractéristiques principales des mélanges tels que ; la

concentration, la granulométrie, la viscosité etc. et étudier les paramètres influents sur les caractéristiques individuelles des pompes centrifuges.

La vaste application des pompes centrifuges dans le transport hydraulique des mélanges liquides solides et pour différentes conditions pose devant les chercheurs des grands problèmes pour le choix rationnel du type de pompe capable de travailler avec une grande concentration et une durée de vie plus grande ainsi avec une vitesse de transport sans décantation du mélange dans les conduites de transport et une usure minimale des éléments de la pompe.

On peut formuler les tâches essentielles comme suit:

- analyser les caractéristiques physico mécaniques des mélanges liquides solides.
- Etudier les méthodes de calcul des caractéristiques des pompes centrifuges travaillant en mélange.
- Proposer la méthode optimale de calcul des caractéristiques des pompes

**Tableau 1.1 Différents types de pompes centrifuges utilisées dans les entreprises Algériennes**

Type de pompe	Origine	Entreprise	Débit en m <sup>3</sup> /h	Hauteur en mètres	Vitesse de rotation en tr/mn
HIIF	Russe	ENOF	60	30	1450
WEDAG	Allemagne	FERPHOS	132-310	30-45	600- 1500
VAZA	Suède	ENOF	60-200	9- 45	900-1450
WILFLEY	Allemagne	ENOF	200	7	1450

**Tableau1.2 Paramètres de transport hydraulique dans les entreprises Algériennes**

Unités	Matériau	d <sub>p</sub> mm	Débit m <sup>3</sup> /h	Distance de transport km	Diamètre de la conduite mm	Densité du mélange kg/m <sup>3</sup>
Djebel-Onk	phosphate	0,074	300	0,60	250	1200
El-abad*	Zinc et Plomb	0,084	500	5,50	300	1150
Ismail	Mercure	0,075	-	0,03	-	-
Rais-Hamidou	Calcaire	0,3	200	3	200	1720

\* mine qui n'est pas en service actuellement

**Tableau.1.3 Quelques exemples de transport hydraulique à l'aide de pompes centrifuges [6,7]**

<b>Pays</b>	<b>Matériaux transportés</b>	<b>Distance de transport en Km</b>	<b>Année de réalisation</b>	<b>Diamètre de la conduite Type de pompe</b>
<b>Free port Indonésie [7]</b>	<b>Concentré de cuivre</b>	<b>111</b>	<b>1972</b>	<b>D= 100 mm Pompes centrifuges</b>
<b>Angleterre</b>	<b>Calcaire</b>	<b>88,5</b>	<b>1964</b>	<b>Pompes centrifuges</b>
<b>Japon</b>	<b>Minerai de Fer</b>	<b>70,6</b>	<b>1968</b>	<b>D=318,5 mm Pompes centrifuges</b>
<b>Russie Dombes</b>	<b>Houille</b>	<b>1,5</b>	<b>1968</b>	<b>D=460 mm Pompes centrifuges <math>d_{particules}= 100</math> mm</b>
<b>U.S.A Black Mesa</b>	<b>Charbon</b>	<b>439</b>	<b>1970</b>	<b>D=460 mm Pompes centrifuges</b>
<b>U.S.A Cala Vera</b>	<b>Calcaire</b>	<b>25,7</b>	<b>1971</b>	<b>Pompes centrifuges</b>
<b>Inde Kudremukh</b>	<b>Minerai de Fer</b>	<b>63</b>	<b>1980</b>	<b>Pompes centrifuges</b>
<b>Algérie Rais- Hamidou</b>	<b>Calcaire</b>	<b>03</b>	<b>-</b>	<b>Pompe centrifuge <math>d_{particules}=0,3</math>mm</b>
<b>SavageRiver Tasmanie [7]</b>	<b>Minerai de fer</b>	<b>85</b>	<b>1967</b>	<b>D=230 mm</b>
<b>Sa Marco Brésil [7]</b>	<b>Minerai de fer</b>	<b>407</b>	<b>1977</b>	<b>D=500 mm</b>

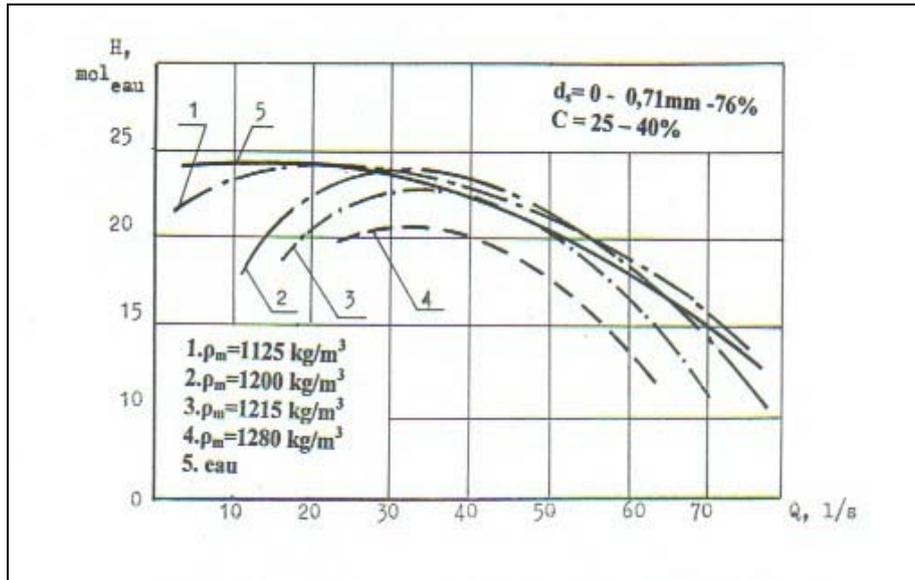


Fig.1.9 Dépendances  $H=f(Q \text{ et } \rho)$  pour la pompe 4K-6 (suspension d'houille) [5]

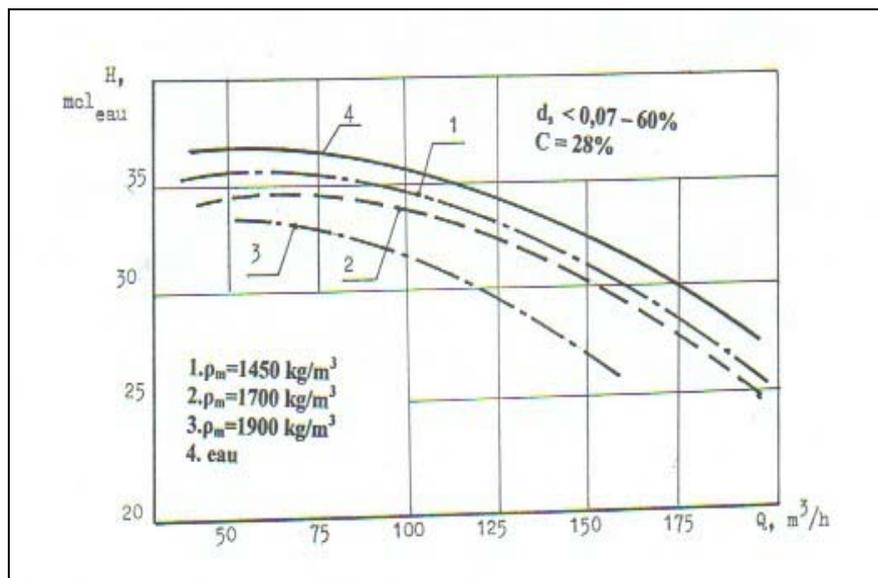


Fig.1.10 Dépendances  $H=f(Q \text{ et } \rho)$  pour la pompe à mélange 5M (Suspension de magnétite)[5]

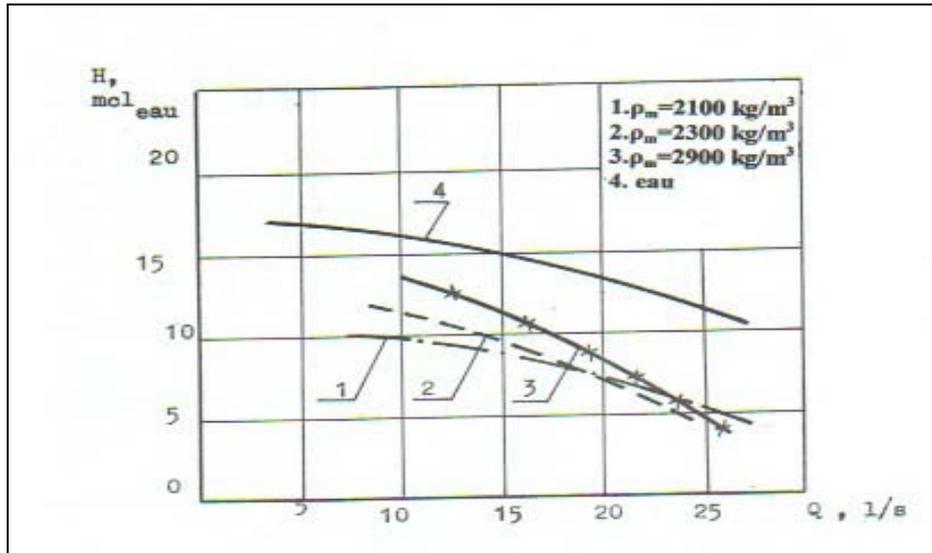


Fig.1.11 Dépendances  $H = f(Q \text{ et } \rho)$  pour la pompe dragueuse 3 Γp- 8 (Suspension de magnétite) [5]

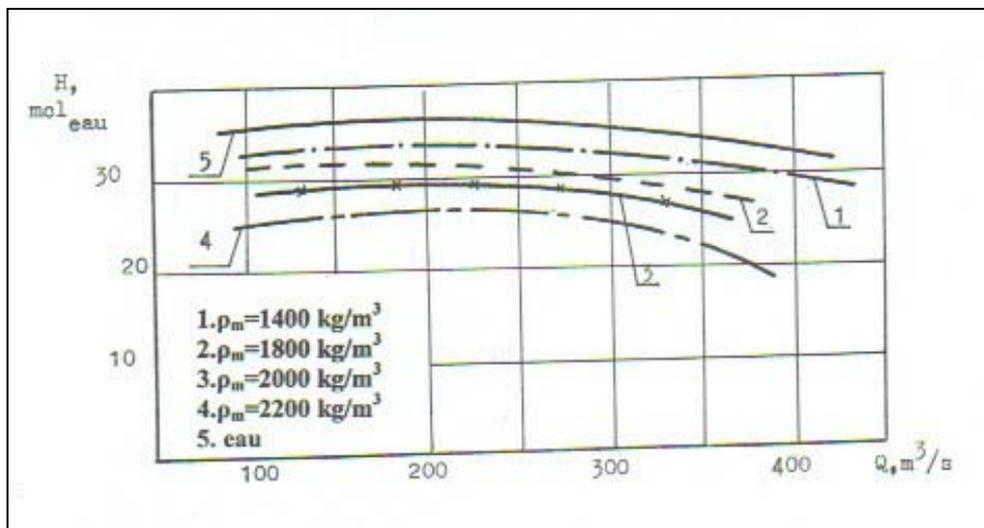


Fig.1.12 Dépendances  $H = f(Q \text{ et } \rho)$  pour la pompe 8C8 [5]

# ***CHAPITRE 02***

## 2.1 Rhéologie des mélanges liquides solides

Le terme "mélange " recouvre des fluides aux caractéristiques dissemblables, qui ont conduit au développement de plusieurs types de pompes, aux vocations spécifiques. En simplifiant beaucoup, on peut regrouper les mélanges liquides solides en 3 grandes familles:

- Les fluides qui portent des charges pulvérulentes abrasives ou très abrasives, mais dont la dimension des particules reste petite comparée aux sections de passage de la pompe c'est le cas qu'on va étudier dans cette recherche;
- Les fluides qui transportent des corps solides de dimensions non négligeables, pouvant donner lieu à une obstruction des canaux de la roue de la pompe;
- Les fluides porteurs de matières fibreuses, végétales ou organiques, pouvant conduire à un colmatage d'une section de la pompe.

Etymologiquement, la rhéologie est une discipline qui traite de l'écoulement, des déformations des matériaux sous l'action de contraintes. La rhéologie a été développée pour décrire les propriétés de matériaux au comportement mal défini et intermédiaire entre celui du solide élastique parfait et celui du fluide newtonien. La section qui suit vise à définir les principaux paramètres rhéologiques ainsi que les différentes typologies d'écoulement des fluides. [7]

### 2.1.1. Concentration :

Pour les mélanges liquides solides la relation entre la concentration et la densité est donnée par [2] la relation suivante:

$$\rho_m = \rho_o + (\rho_s - \rho_o)C_v \quad (2.1)$$

ou  $C_v$  est la concentration en volume

Etant donné que le fluide utilisé dans le transport hydraulique des mélanges est de l'eau  $\rho_o$  est égale à l'unité et par conséquent :

$$\rho_m = 1 + (\rho_s - 1)C_v \quad (2.2)$$

Les relations de base pour l'écoulement des mélanges sont données dans le Tableau 2.1 [8]

### 2.1.2 Notion de mouvement de cisaillement et viscosité:

#### 2.1.2.1 Définition

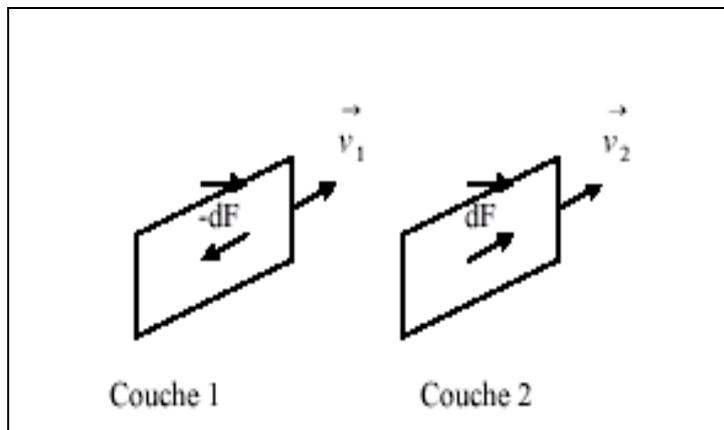
Un matériau soumis à un ensemble de forces est susceptible de se déformer, les mouvements des différents points du matériau dépendant bien entendu de la répartition et de l'intensité des forces appliquées. Un mouvement laminaire de cisaillement est engendré pour certaines distributions de ces forces. Au cours d'un tel mouvement, on considère que le matériau présente une structure en lamelles, en couches adjacentes. La déformation du matériau s'effectue par glissement relatif des différentes couches, sans qu'il y ait transfert de matière d'une couche à l'autre. Les mouvements laminaires de cisaillement sont engendrés à l'aide de rhéomètres. C'est à partir de tels mouvements que peuvent être déterminés les paramètres rhéologiques des fluides.

**Tableau 2.1. Relations de base pour l'écoulement des mélanges [8]**

Expression de	En terme de		
	$C_v$	$C_p$	$\rho_m$
$C_v$	$C_v$	$\frac{\rho_o \cdot C_p}{\rho_s - (\rho_s - \rho_o) C_p}$	$\frac{\rho_m - \rho_o}{\rho_s - \rho_o}$
$C_p$	$\frac{\rho_s \cdot C_v}{\rho_o + (\rho_s - \rho_o) C_v}$	$C_p$	$\frac{\rho_s}{\rho_m} \left( \frac{\rho_m - \rho_o}{\rho_s - \rho_o} \right)$
$\rho_m$	$\rho_o + (\rho_s - \rho_o) C_v$	$\frac{\rho_o}{1 - \left( \frac{\rho_s - \rho_o}{\rho_s} \right) C_p}$	$\rho_m$

### 2.1.2.2 Contrainte de cisaillement

La contrainte de cisaillement (notée  $\tau$ ) est la grandeur dynamique fondamentale en rhéologie. Au cours d'un mouvement laminaire de cisaillement, deux couches successives au contact l'une de l'autre se déplacent relativement l'une par rapport à l'autre. Il apparaît à l'interface de ces deux couches des forces de frottement qui s'exercent tangentiellement à la surface de la couche, elles sont appelées force de cisaillement Figure.2.1.



**Fig.2.1 Forces agissant sur deux éléments de couches voisines**

En supposant que la couche (1) est animée d'une vitesse  $v_1$  supérieure à la vitesse  $v_2$  de la couche (2), la couche (1) exerce sur la couche (2) une force de cisaillement  $dF$  parallèle au mouvement et tendant à accélérer la couche (2). La couche (2) exerce pour sa part sur la couche (1), une force de cisaillement  $-dF$  tendant à la freiner. En rapportant ces forces de cisaillement à l'unité de surface, on définit la contrainte de cisaillement  $\tau$

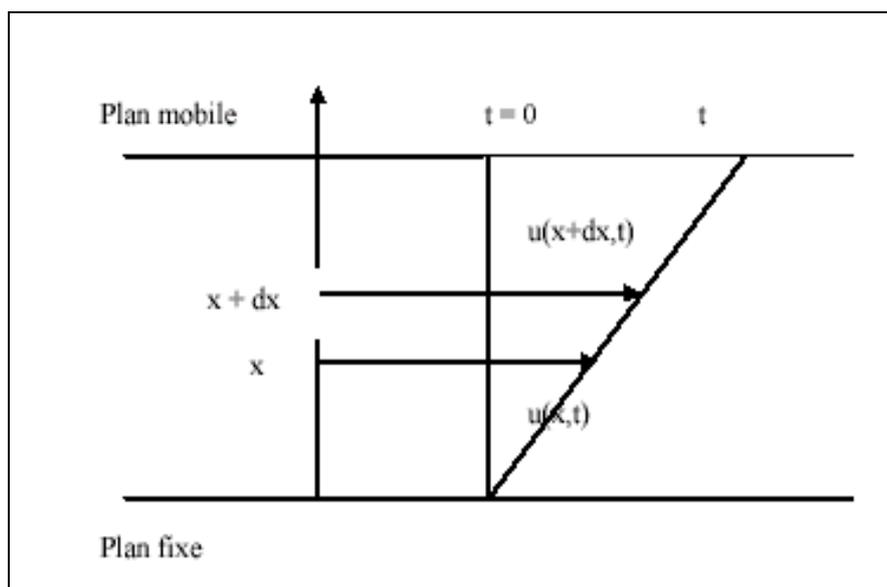
$$\tau = \frac{dF}{dS} \quad (2.3)$$

$\tau$  représente une force par unité de surface, elle s'exprime en newton par  $m^2$  ou bien plus commodément en Pascal (Pa) et  $dS$  est la surface élémentaire de l'entité considérée.

Il est à noter que dans le calcul de la résultante des forces, les forces de pression s'exerçant perpendiculairement à la surface ne sont pas prises en compte, du fait de leur faible valeur en comparaison des forces de cisaillement.

### 2.1.2.3 Déformation et vitesse de cisaillement.

Ces deux grandeurs constituent les grandeurs cinématiques fondamentales en rhéologie. La définition de la déformation de cisaillement est présentée dans le cas particulier le plus simple d'un mouvement de cisaillement présentant une symétrie plane. Le matériau est cisailé entre deux plans parallèles, l'un mobile, l'autre immobile Figure.2.2.



**Fig2.2 Mouvement de cisaillement entre deux plans parallèles**

On considère arbitrairement que les particules de matière de deux couches adjacentes se trouvent à l'instant  $t = 0$  dans une section droite. A l'instant  $t$  postérieur, les particules auront parcouru la distance  $u(x, t)$  pour la particule située à l'abscisse  $x$  et  $u(x+dx, t)$  pour la particule située à l'abscisse  $x+dx$ .

La déformation de cisaillement est définie par l'équation :

$$\gamma = \frac{du(x,t)}{dx} \quad (2.4)$$

Cette grandeur est sans dimension, elle ne dépend pas du déplacement  $u(x, t)$  lui-même mais de la variation de ce déplacement lorsqu'on passe d'une couche à une couche infiniment voisine.

L'expression de la vitesse de cisaillement ( $\dot{\gamma}$ ) est donnée par l'équation qui suit, il s'agit de la dérivée par rapport au temps de la déformation de cisaillement :

$$\dot{\gamma} = \frac{d\gamma}{dt} \quad (2.5)$$

$\dot{\gamma}$  a la dimension de l'inverse d'un temps et s'exprime en  $s^{-1}$ .

#### 2.1.2.4 Equation d'état

La détermination de ces deux grandeurs (contrainte de cisaillement et déformation ou vitesse de cisaillement) permet de définir l'équation rhéologique d'état du matériau, c'est à dire la relation les unissant ( $\gamma = f(\tau)$  ou bien  $\dot{\gamma} = f(\tau)$ ). Les rhéogrammes sont les courbes traduisant graphiquement l'équation rhéologique d'état du matériau. La représentation la plus courante consiste à exprimer la variation de la contrainte de cisaillement avec celle de la vitesse de cisaillement.

La détermination de ces paramètres permet entre autre d'obtenir la viscosité du fluide étudié (dans le cas des fluides newtoniens), grandeur suffisant bien souvent à caractériser de manière précise le comportement rhéologique du matériau étudié. La viscosité s'exprime en Pa.s, elle est notée  $\mu$ . Le Tableau 2.2 donne des valeurs de viscosité de substances usuelles à température ambiante (Coussot et Grossiord 2001). [17]

**Tableau 2.2 Viscosité de quelques liquides [17]**

Matériau	Viscosité (Pa.s)
Air	$10^{-5}$
Eau	$10^{-3}$
Huile d'olive	$10^{-1}$
Glycérine	1
Miel	10
Polymères fondus	$10^3$
Bithume	$10^8$

## 2.1.3 Typologie de l'écoulement

L'écoulement des fluides newtoniens est le cas le plus simple que l'on puisse trouver, dans ce cas, la vitesse de cisaillement et la contrainte de cisaillement sont reliés par une loi linéaire, la pente de la droite alors obtenue en traçant le rhéogrammes est la viscosité du fluide. Tous les fluides homogènes pour lesquels la dissipation d'énergie est due aux collisions d'espèces moléculaires relativement petites ont un comportement newtonien (gaz, liquides usuels et solutions de molécules de faible poids moléculaire). La majorité des fluides présentent toutefois des comportements non newtoniens qui font appel à l'utilisation de modèles rhéologiques plus complexes pour décrire leur comportement en écoulement.

### 2.1.3.1 Fluides à contrainte critique

Cette catégorie de fluides est aussi communément désignée par l'appellation fluide plastique, la Figure.2.3 donne une vue des courbes d'écoulement les caractérisant [14,15]. Il s'agit de fluides ne s'écoulant pas avant qu'il leur soit appliqué une contrainte de cisaillement minimale.

Le Tableau 2.3 récapitule les principales lois d'écoulement rhéologiques utilisées pour décrire le comportement de tels fluides.

**Tableau 2.3 Modèles rhéologiques décrivant l'écoulement de fluides à contraintes critiques (d'après Midoux, 1988) [15]**

Modèle	Loi rhéologique
Bingham	$\tau = \tau_B + \mu_B \cdot \dot{\gamma}$
Herschel –Bulkley	$\tau = \tau_B + K \cdot \dot{\gamma}^n$
Casson général	$\tau^n = \tau_C^n + (k_c \cdot \dot{\gamma})^n$
Casson	$\tau^{1/2} = \tau_C^{1/2} + (k_c \cdot \dot{\gamma})^{1/2}$

Le modèle d'Herschel-Bulkley est celui permettant de décrire la plupart des fluides plastiques, la courbe d'écoulement de tels fluides finit par devenir rectiligne au-delà d'une certaine contrainte appliquée.

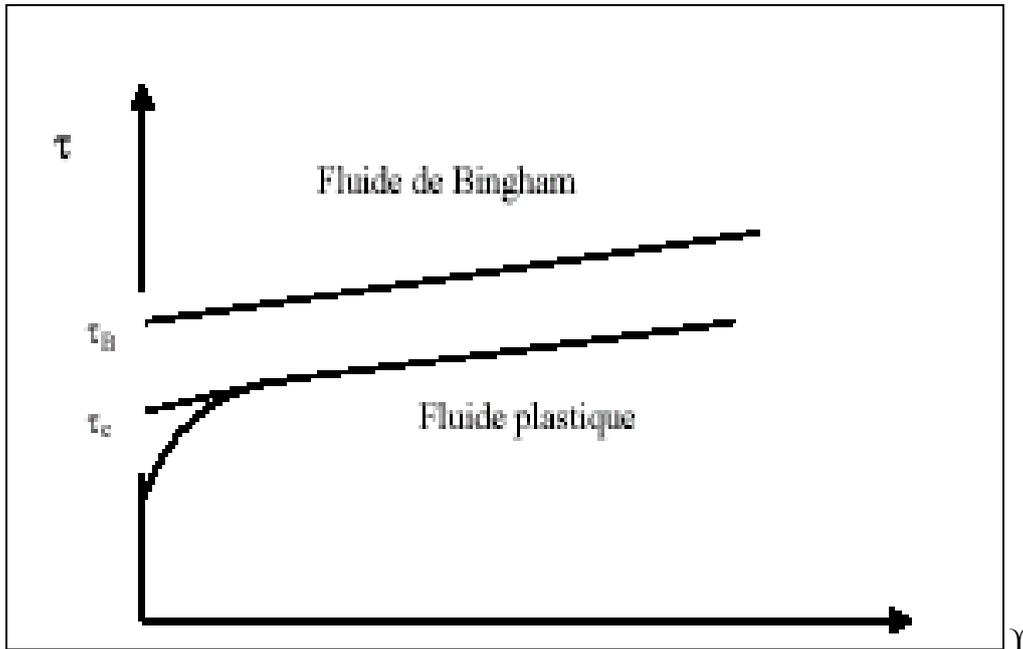
Le modèle de Bingham est le plus simple de ces modèles, le fluide de Bingham s'écoule lorsqu'un seuil minimal de contrainte  $\tau_B$  est dépassé. Ce modèle permet de décrire le comportement rhéologique de nombreux matériaux (boues de forage, peintures à l'huile, certaines graisses...). [7]

### 2.1.3.2 Fluides sans contrainte critique

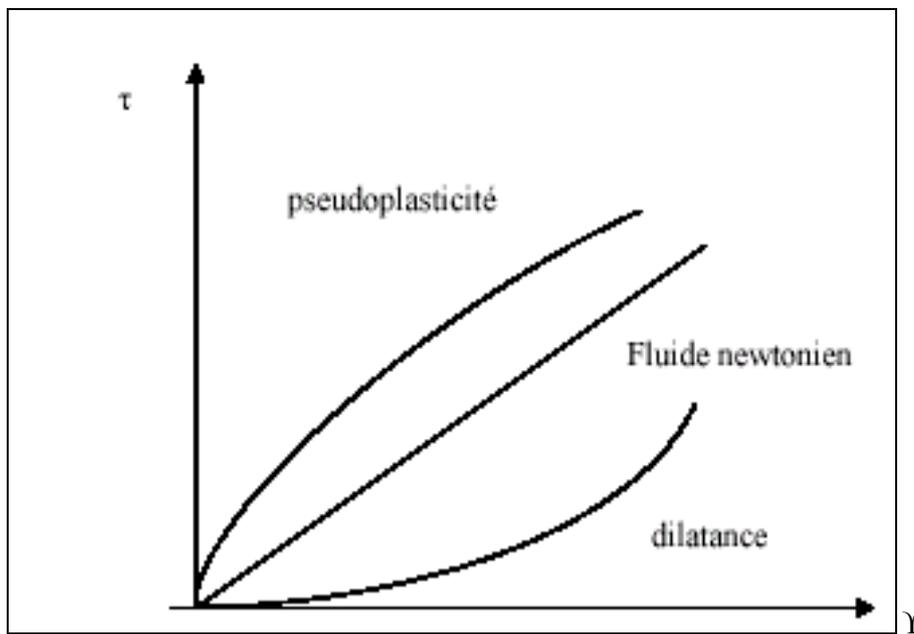
La Figure.2.4 présente les courbes d'écoulement des deux principales catégories de fluides sans contrainte critique, à savoir les fluides pseudo plastiques (ou rhéofluidifiants) et les fluides dilatants (ou rhéoépaississants). [14,15]

Pour les fluides pseudo plastiques, le rapport  $\tau / \dot{\gamma} = \mu_{app}$  (viscosité apparente) est à peu près constant pour les plus faibles valeurs de vitesse de cisaillement imposées et vaut  $\mu_0$ . Ce rapport décroît ensuite progressivement lorsque la vitesse de cisaillement augmente (d'où le nom de rhéofluidifiants), jusqu'à atteindre une valeur de viscosité

limite ( $\mu_{\infty}$ ). Les principales lois rhéologiques décrivant le comportement de tels fluides sont présentées dans le Tableau 2.4.



**Fig.2.3** Courbes d'écoulement de fluides présentant une contrainte critique [7]



**Fig.2.4** Courbes d'écoulement des principales catégories de fluides sans contrainte critique [14]

**Tableau 2.4. Lois rhéologiques de fluides ne présentant pas de contrainte critique (d'après Midoux, 1988) [16]**

Modèle	Loi rhéologique
Ostwald de Waele	$\tau = k \cdot \dot{\gamma}^n$
Ellis	$\tau = \left[ \mu_0 / \left( 1 + \left( \tau / \tau_{1/2} \right)^{\alpha-1} \right) \right] \cdot \dot{\gamma}$
Sisko	$\tau = \mu_0 \cdot \dot{\gamma} + k \cdot \dot{\gamma}^n$
Reiner Philipoff	$\tau = \left[ \mu_0 + \left( (\mu_0 - \mu_\infty) / \left( 1 + \left( \tau / \tau_s \right)^2 \right) \right) \right] \cdot \dot{\gamma}$
Prandtl-Eyring	$\tau = \tau_0 s h^{-1} (\tau_0 \cdot \dot{\gamma})$
Carreau	$\tau = \left[ \mu_\infty + (\mu_0 - \mu_\infty) \cdot \left( 1 + (\lambda \cdot \dot{\gamma})^2 \right)^{(n-1)/2} \right] \cdot \dot{\gamma}$
Cross	$\tau = \left[ \mu_\infty + (\mu_0 - \mu_\infty) / \left( 1 + \dot{\gamma} t_1 \right)^p \right] \cdot \dot{\gamma}$

Parmi ces modèles d'écoulement, la loi d'Ostwald de Waele est la plus communément utilisée. Dans ce modèle, k est appelée la consistance du fluide et l'écart de l'exposant n (ou indice d'écoulement) à l'unité ( $0 < n \leq 1$ ) traduit la non perfection visqueuse du fluide considéré. Parmi les fluides présentant un comportement pseudo plastique, on compte les suspensions de particules asymétriques, les ciments, les colles, certaines peintures ...

Les fluides dilatants obéissent également à une loi puissance d'Ostwald mais avec  $n > 1$ , la viscosité apparente croît avec la vitesse de cisaillement qui augmente. Cette catégorie de fluides est beaucoup plus rare que les fluides pseudo plastiques, elle se rencontre essentiellement pour des suspensions à forte teneur en matière solide (concentrations en volume supérieures à 50 %). Ce type de comportement peut avoir pour origine une transition ordre désordre entre les particules constitutives du fluide, pour les plus faibles vitesses de cisaillement, les particules sont plus ou moins alignées alors que pour les plus fortes valeurs de vitesse de cisaillement, elles sont dispersées aléatoirement, ce qui induit une viscosité qui augmente lorsque le désordre s'installe au sein du fluide.

## 2.1.4 Facteurs influençant la rhéologie des mélanges

### 2.1.4.1 la teneur en matière solide

La teneur en matière solide est reportée comme étant l'un des facteurs principaux affectant la rhéologie des mélanges. Ainsi pour des fluides ayant un caractère newtonien et pour des concentrations en matière solide pas trop élevée, la viscosité est donnée par l'équation de Einstein [9]

$$\frac{\Delta\mu}{\mu} = 2,5\varphi \quad (2.6)$$

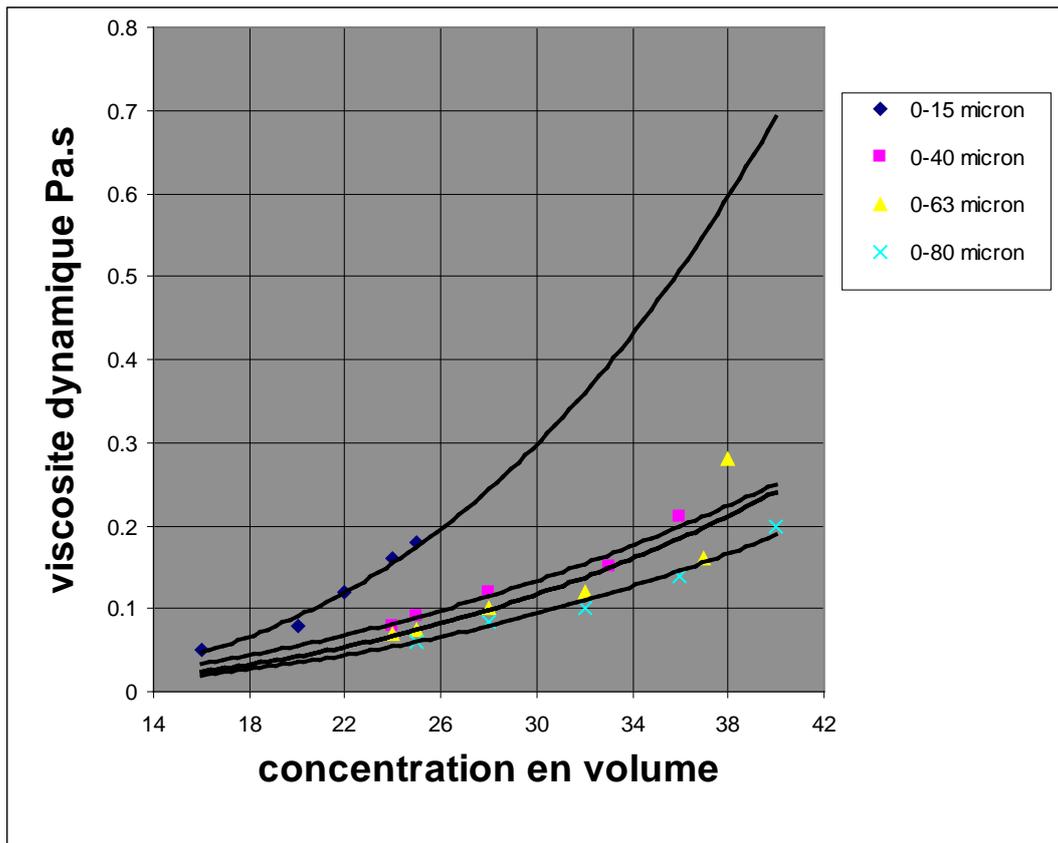
ou  $\varphi$  représente le volume occupé par les particules dans l'unité de volume de suspension,  $\varphi$  doit être petit. Cette formule est très bien vérifiée dans la pratique. En

ce qui concerne les mélanges liquide solide, de nombreuses tentatives ont été [3] faites depuis cinquante années pour calculer les viscosités en fonction de leur constituants mais les formules trouvés ne présentent aucune généralisation, et on ne peut encore établir une relation certaine et précise entre la viscosité et la concentration des solutions.

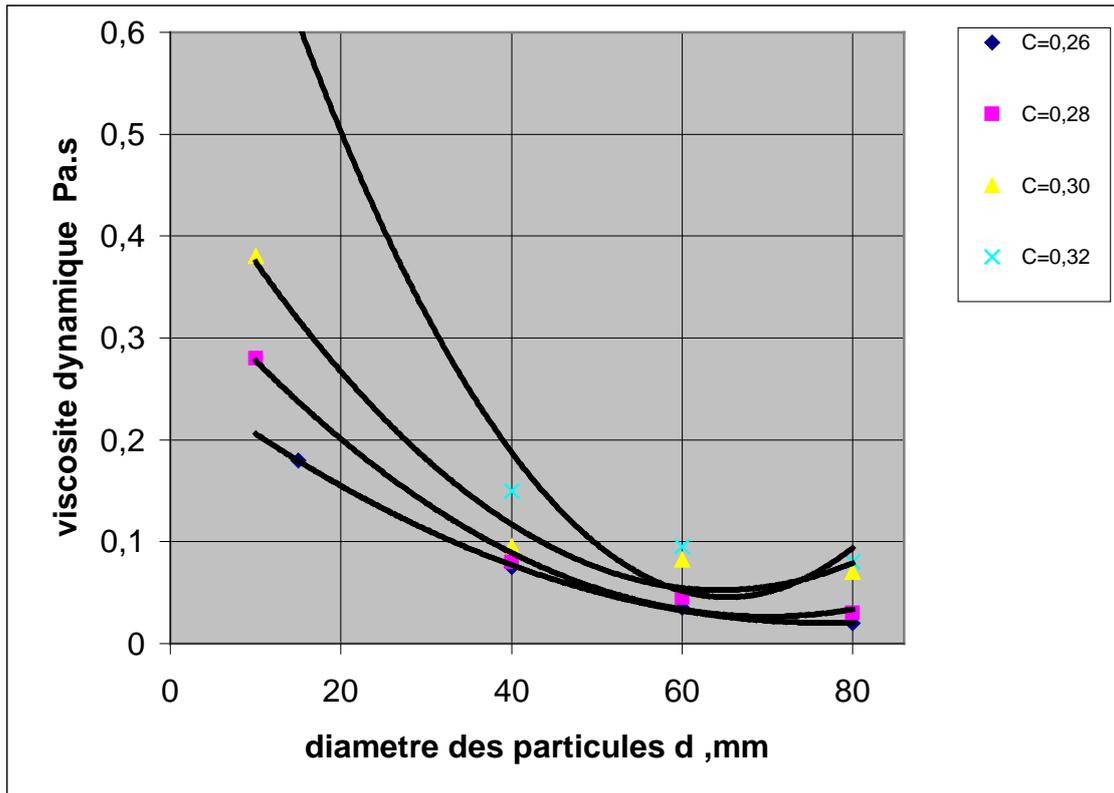
Suivant les cas on constate que la viscosité augmente avec la concentration figure. 2.5 ou bien qu'elle passe par un maximum dans d'autres cas elle diminue et passe par un minimum. La variation de la viscosité en fonction du diamètre des particules est représentée par la Figure.2.6 [10]

#### **2.1.4.2 La température**

La température est l'un des facteurs susceptible d'avoir une forte influence sur les caractéristiques rhéologiques de nombreux matériaux. Pour les boues par exemple, assez peu d'études ont été menées pour tester cette influence, du fait que peu de procédés de traitement induisent de fortes variations de température. Manoliadis et Bishop (1984) notent une faible influence de la température sur la viscosité Bingham de boues, ils ont par contre montré que la contrainte de cisaillement de Bingham diminuait de façon exponentielle avec la température [18]



**Fig.2.5 Influence de la concentration sur la viscosité du mélange [10]**



**Fig.2.6 Influence du diamètre des particules solides sur la viscosité du mélange [10]**

## 2.2 L'agressivité :

Les pompes centrifuges fonctionnant en mélange subissent au moins deux types d'agression différentes,

- **Par érosion**, c'est-à-dire par impacts successifs et répétés de particules sur les surfaces de la pompe. L'agressivité de l'érosion dépend de nombreux paramètres; angle d'impact, taille des particules, concentration, vitesse d'impact, dureté des particules, viscosité du fluide porteur. Les phénomènes d'érosion n'évoluent pas de façon linéaire et ils subissent un effet de seuil. Par exemple, il faut à la particule qui frappe la surface une énergie suffisante pour arracher un peu de matière. Il faut aux particules une différence de densité suffisante avec le fluide porteur et une taille suffisante pour que la trajectoire des particules se différencie nettement de celle de l'écoulement principal. Pour cette raison, les tentatives qui ont été faites pour exprimer le taux d'érosion par une relation de la forme :

$$\text{Taux d'érosion} = Kd^l V^m \mu^n \quad (2.7)$$

avec

d      diamètre des particules,  
V      vitesse,  
μ      viscosité

K, l, m, n coefficients à déterminer expérimentalement, n'ont pas conduit à des résultats utilisables.

- **Par abrasion**: elle se produit lorsque des particules solides sont forcées entre deux surfaces, mobiles l'une par rapport à l'autre. Pour une pompe centrifuge, cela peut se produire partout où il y a mouvement relatif et de faibles jeux. Le phénomène est aggravé lorsque la distance entre les surfaces mobiles réduit avec l'avancement de la particule. Pour une pompe centrifuge, c'est le cas au niveau d'une section de fuite annulaire excentrée. Le déplacement de " lits glissants " conduit aussi à des mécanismes d'abrasion. Les forces de frottement à la paroi y jouent un rôle dominant, même s'il peut exister aussi des phénomènes d'impact.

### 2.2.1 Evaluation de l'érosion par le calcul

De nombreux efforts ont été faits, depuis plusieurs années, pour évaluer par le calcul, l'emplacement des zones dangereuses, la vitesse d'érosion, l'influence de la concentration, l'influence de la taille des particules.

Ces méthodes supportent encore de sévères limitations et aucune ne permet de répondre à la totalité des problèmes posés sauf s'il s'agit de cas simples. Elles demandent, en outre, des moyens de calcul très importants résolvant les équations de Navier Stokes. Toutes les méthodes comportent au moins deux phases. [11]

- Première phase: elle consiste à déterminer par un calcul d'écoulement, la vitesse des particules, en particulier au voisinage immédiat de la paroi. Le calcul diphasique est de préférence réalisé à partir d'un code 3D résolvant les équations de Navier Stokes, et prenant en compte une viscosité turbulente. On trouve dans la littérature des calculs effectués avec des codes plus simples. Le calcul est alors initié en écoulement non visqueux, monophasique et l'aspect diphasique n'est pris en compte qu'ultérieurement.

- Deuxième phase: elle consiste à évaluer l'arrachement de matière, à partir de ce que l'on convient d'appeler un "modèle d'érosion", d'origine expérimentale et qui constitue la partie essentielle de la méthode. Les grandeurs obtenues par le calcul en première phase, telles que la vitesse et la direction des particules deviennent des grandeurs d'entrée dans le modèle d'érosion. La qualité de ce modèle détermine pour beaucoup la valeur des résultats obtenus.

La construction du modèle d'érosion:

**Taux d'érosion = f (vitesse, direction, taille, forme, densité des particules, nature du matériau.)**

Peut être faite dans un cadre très général.

Le modèle d'érosion peut aussi être construit, affiné ou vérifié sur banc d'essais plus spécifique, plus représentatif, qui n'entre pas dans notre cadre de travail. Ce sera, par exemple un banc d'essais porteur d'aubages de pompe ou de turbine hydraulique. C'est ce qui a été fait dans la référence [12].

Les limitations que supporte la méthode sont les suivantes:

- le calcul ne sait pas prendre en compte les interactions (chocs) entre particules lorsque la concentration est élevée;
- le calcul ne sait pas prévoir la formation de lits glissants dont le rôle peut être si important; en d'autres termes, le calcul ne sait pas prédire le comportement d'amas de particules, mais seulement le comportement de particules individuelles;
- le calcul ne sait pas prédire, l'influence des phénomènes instationnaires, si importants au niveau du bec de volute (ces calculs instationnaires sont d'une grande complexité, même en écoulement monophasique) [11]
- les phénomènes d'abrasion relèvent d'une procédure d'évaluation totalement différente de ce qui est pour l'érosion. On trouve dans [19] un exemple de calcul en turbine hydraulique avec le logiciel TASCflow Navier Stokes associé à un modèle d'érosion.

### 2.3. Dureté des solides transportés.

En transportant le mélange liquide solide les pièces des pompes centrifuges s'usent rapidement à cause de la dureté des particules solides Figure.2.7 ce qui influence négativement sur les performances des pompes. A cause de la réduction du diamètre de la roue et du rendement les dépenses d'énergies augmentent La Figure.2.8 a et b montre le changement des caractéristiques d'une pompe 5p-8 après avoir transporté 200, 960 et 990 tonnes de mélange on voit d'ici que la hauteur de la pompe se réduit de 25% [10]. A cause du passage du mélange de la zone de forte pression à la zone de faible pression les disques de la roue d'action, la roue d'entraînement au niveau des presses étoupes et les bagues d'étanchéité s'usent. L'usure des pièces augmente avec l'augmentation de la concentration. L'usure abrasive dans les pompes centrifuges se divise en trois catégories [13].

- L'abrasion mordante qui se produit quand de grosses particules frappent avec une telle force que ces percussions violentes imposent des tensions qui mènent à l'arrachement de morceaux relativement gros des surfaces d'usure.
- L'abrasion broyante est produite par le travail de meulage de particules qui se trouvent coincées entre deux surfaces frottantes.
- L'abrasion érodante : ou rongante est produite par l'impact de fragments circulant librement, à haute ou basse vitesse sur la surface d'usure, et parfois même parallèlement à cette surface.

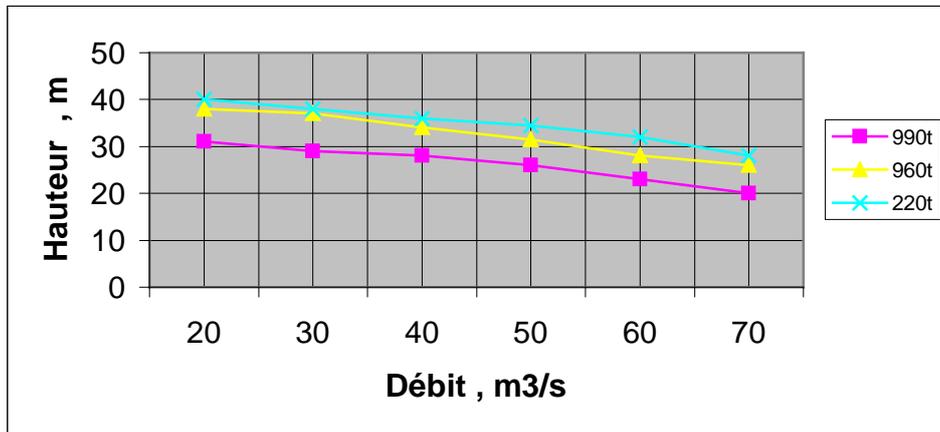


Fig.2.8 a .Changement des caractéristiques de la pompe 5p-8[10]

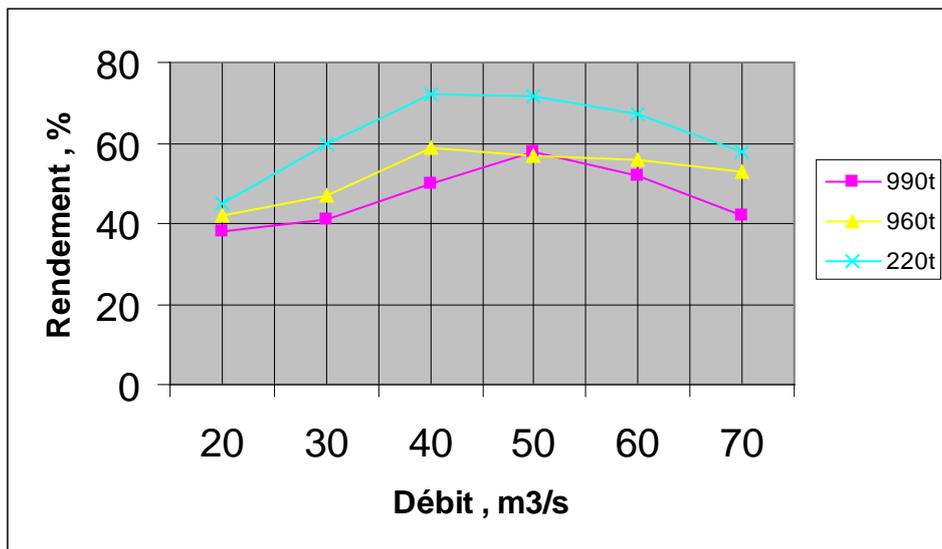


Fig.2.8 b Diminution du rendement de la pompe 5p-8[10]

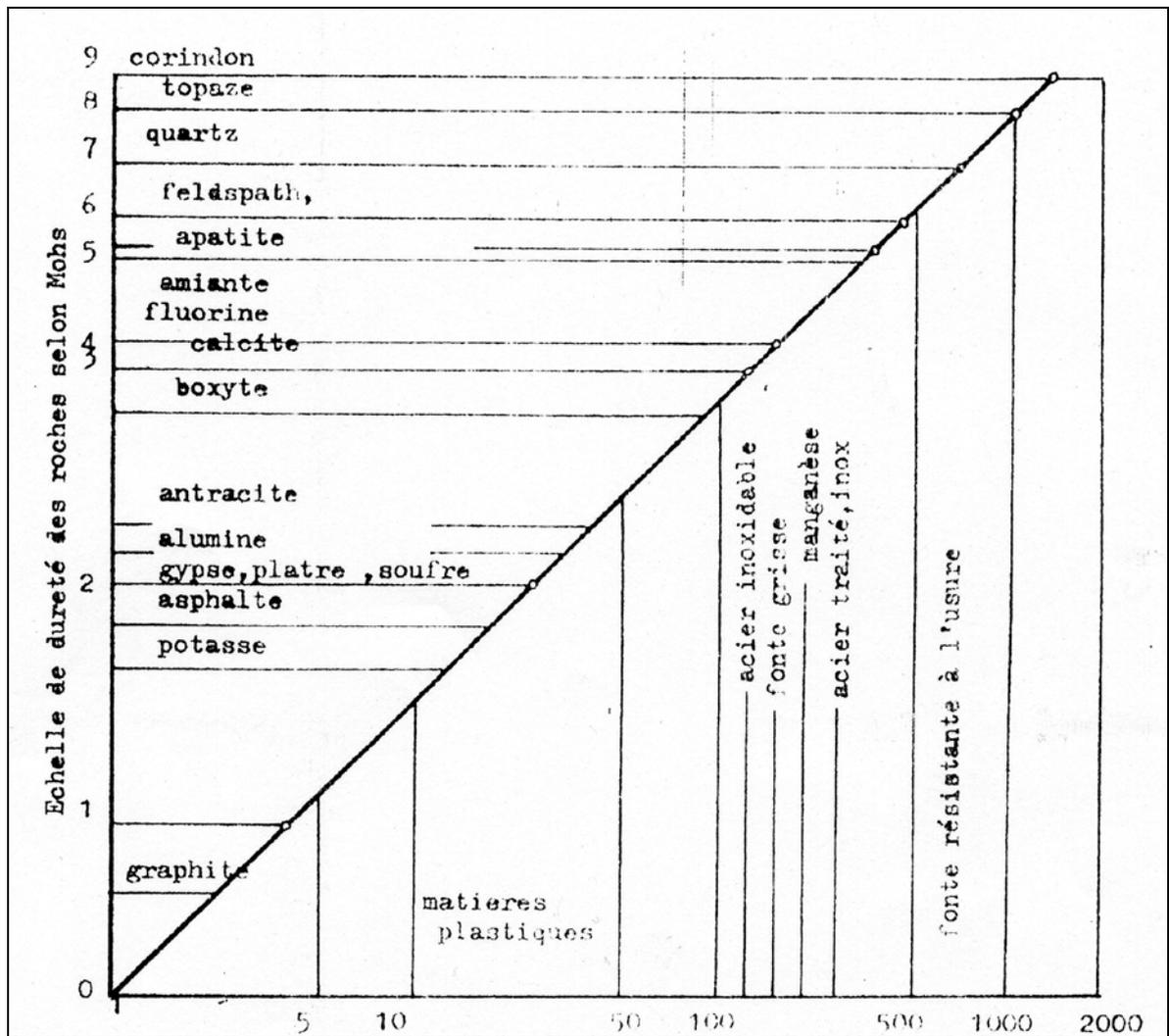
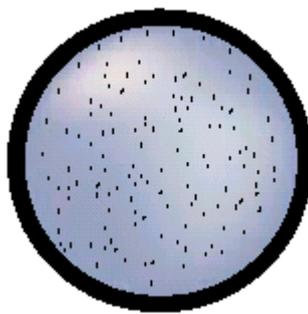


Fig.2.7 dureté des solides et du matériau des pompes centrifuges

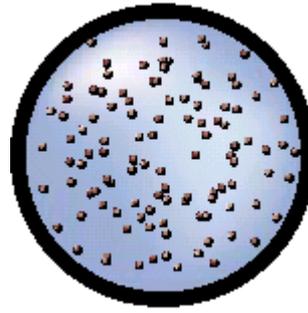
## 2.4. Caractéristiques des mélanges et vitesse de chute

Selon le comportement des particules solides dans l'eau, et la granulométrie on distingue les types de mélange liquide solide suivants:

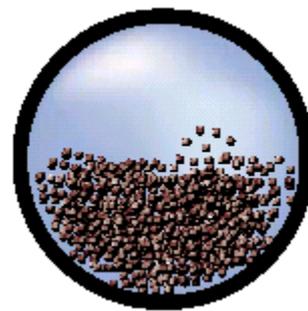
- les mélanges homogènes ; dans lesquels les particules solides restent en suspension pendant une longue durée. Figure.2.9a
- les mélanges pseudo homogènes; les particules restent en suspension mais avec une concentration plus élevée au fond. Figure.2.9.b
- les mélanges hétérogènes; dans lesquels les particules solides ne sont pas réparties uniformément et la concentration est très grande au fond. Figure.2.9c.



**Fig.2.9a. Mélange homogène**



**Fig.2.9.b Mélange pseudo homogène**



**Fig.2.9.c Mélange hétérogène**

Il est connu que la vitesse de chute des particules solides dans le liquide joue un rôle très significatif dans le transport hydraulique des mélanges liquide solide. Généralement on considère comme paramètres importants ; dimensions et formes des particules solides, masse volumique et propriétés du fluide porteur. Plusieurs recherches ont été faites sur ce sujet et ont abouti à des relations empiriques pour déterminer la vitesse critique de transport. [20]

Schiller (1992) [20] a développé une relation empirique en se basant sur les données de Graf et all (1966) :

$$V_c = 134,14(d_{50} - 0,039)^{0,972} \quad (2.8)$$

Cette équation est largement utilisée à cause de sa simplicité. Le diamètre  $d_{50}$  et la vitesse  $V$  sont respectivement en mm et en mm/s.

Swamee et Ojha (1991) [21] donnent une équation pour des particules non sphérique en se basant sur les expériences et les données de Schulz et all (1954) :

$$W^* = \left[ \frac{44,84v^{*0,667}}{\left(1 + 4,5\beta_c^{0,35}\right)^{0,833}} + \frac{0,794}{\left(\beta_c^4 + 20\beta_c^{20} + v^{*2,4} \exp(18,6\beta_c^{0,4})\right)^{0,125}} \right]^{-1} \quad (2.9)$$

avec les paramètres adimensionnels suivants:

$$W^* = \frac{V_c}{\sqrt{(\rho_s - 1)g.d_n}} \quad (2.10)$$

$$v^* = \frac{v}{d_n \sqrt{(\rho_s - 1)g.d_n}} \quad (2.11)$$

$d_n$  - diamètre nominal des particules solides en mètres; c'est le diamètre d'une sphère ayant le même volume  $V$  d'une particule donnée et qui est défini par :

$$d_n = \left( \frac{6.V}{\pi} \right)^{1/3} \quad (2.12)$$

$\beta_c$  - coefficient de forme d'une particule.

L'équation (2.9) est valable pour n'importe quel diamètre et masse volumique des particules solides. L'équation (2.8) est très simple, cependant elle a comme conséquences quelques limitations (dimensions des particules solides 2mm au maximum et une densité du solide proche à celle du sable.)

# ***CHAPITRE 03***

### 3.1 Caractéristiques hydrauliques d'une pompe à mélange :

Pour déterminer les caractéristiques des pompes à déblai il faut noter que nous allons considérer deux théories d'écoulement du liquide autour des aubes de la roue mobile d'une pompe centrifuge.

#### 3.1.1 Application de la théorie des filets sur le processus de fonctionnement des pompes.

La théorie des filets suppose essentiellement que le champ d'écoulement absolu du fluide est permanent et présente, à l'entrée et à la sortie de la roue, une symétrie de révolution autour de l'axe de la roue [1]. En admettant que cette exigence soit remplie sans trop de difficulté en ce qui concerne l'entrée, il est raisonnable de penser qu'elle puisse l'être en supposant que la roue possède une infinité d'aubes identiques, aubes infiniment minces et infiniment voisines les unes des autres, réparties symétriquement autour de l'axe de rotation.

De plus cette théorie suppose que le flux potentiel et sans tourbillon. L'équation de la hauteur théorique de la pompe caractérise le processus de transmission de la puissance appliquée sur l'arbre de la pompe au flux du liquide sans perte d'énergie. En considérant les parallélogrammes des vitesses des particules fluides à l'entrée et à la sortie de la roue mobile figure. 3.1 et en utilisant la théorème du changement des moments de quantité du mouvement  $E$  par rapport à l'axe de la machine on obtient l'équation des moments  $M$  :

$$M = \frac{dE}{dt} \quad (3.1)$$

En appliquant l'équation de continuité pour les sections d'entrée et de sortie des canaux de la roue mobile l'équation du débit théorique créée par la pompe est :

$$Q_v = D_2 \cdot b_2 \cdot \pi \cdot C_{r2} \cdot \psi_2 \quad (3.2)$$

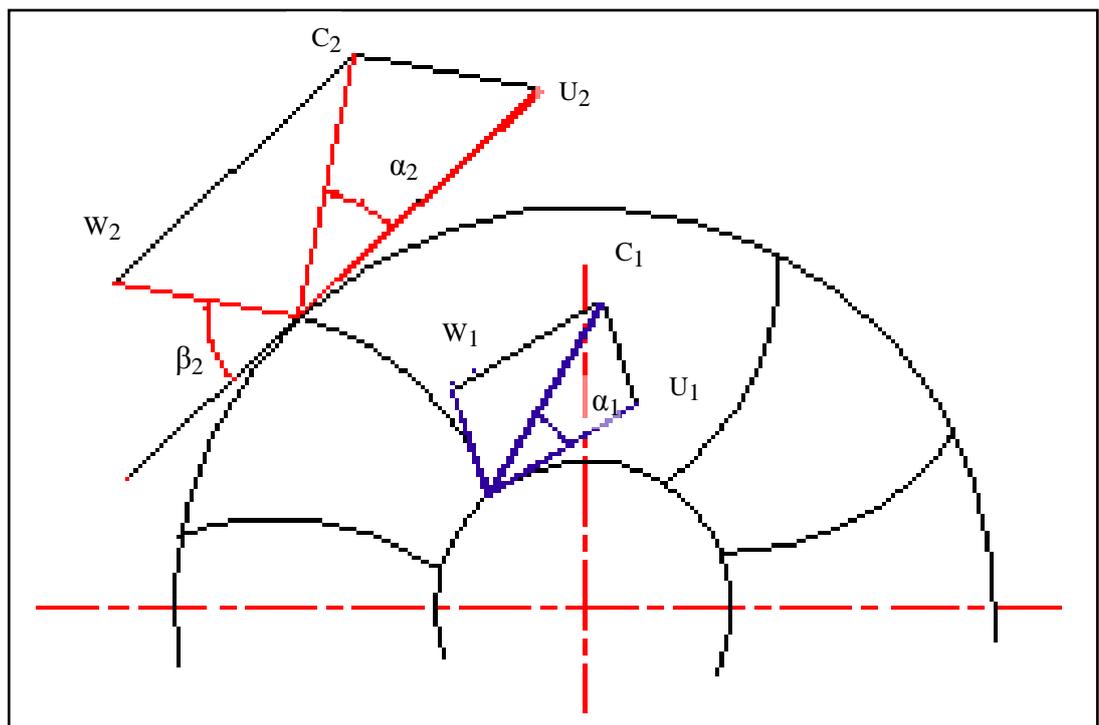
Ici  $\psi_2$  - facteur qui tient compte de la réduction de l'aire de sortie par les aubes.

On peut déterminer l'équation de la hauteur théorique créée par la pompe fonctionnant en eau [22]:

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g} \left( U_2^2 Y - \frac{U_2 \cdot ctg \beta_2 \cdot Q_{th}}{D_2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot \psi_2} \right) \quad (3.3)$$

En analysant l'équation (3.3) on voit que le coefficient  $\psi_2$  est inconnu de plus la théorie des filets ne nous donne pas de réponse à propos de l'influence du nombre d'aubes sur la caractéristique de la pompe. Si on détermine par expérience les pertes de charge pour une machine réelle on obtient la hauteur théorique créée par cette dernière avec un nombre d'aube infini. On remarque qu'elle est inférieure à celle calculée pour un nombre d'aube infini. Cette différence peut être expliquée par la divergence entre la théorie des filets et le processus réel dans la roue mobile.

Selon cette théorie, on prend comme base la symétrie du flux dans les canaux la roue avec les vitesses constantes dans n'importe quel point de la circonférence c'est-à-dire que la force résultante sur l'arbre de la pompe est nulle et la roue ne crée pas de pression mais en



**Fig.3.1** Parallélogramme des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue

réalité avec un nombre d'aube fini la pression en amont de l'aube est supérieure à celle en aval ce qui provoque la transformation d'énergie dans la roue mobile.

La roue mobile transmet au fluide un mouvement de rotation ce qui nous donne différentes pressions et différentes vitesses le long de l'aube, voilà pourquoi le flux dans les canaux de la roue n'a pas la forme de filets mais se fait avec des tourbillons. Le mouvement tourbillonnaire à l'entrée des canaux à un sens négatif avec une faible vitesse ainsi que la vitesse relative du tourbillon à l'entrée des canaux à un sens contraire par rapport à celui de la vitesse d'entraînement donc nous aurons un écart du flux de la roue et la vitesse circonférentielle diminue. La théorie des tourbillons nous permet de présenter clairement le sens physique de l'action des forces mutuelles entre les aubes et le liquide.

Ces forces déterminent le caractère du mouvement du flux et sa structure. Considérons la base de cette théorie et appliquons-la sur le mouvement de circulation du liquide dans la roue mobile.

### 3.1.2 Application de la théorie des tourbillons sur le processus d'écoulement du liquide dans la roue mobile.

**a) Circulation du contour :** La circulation du vecteur vitesse est la caractéristique cinématique du mouvement tourbillonnaire des particules fluides autour de n'importe quel axe instantané fixe ou déplacé. Elle représente le travail de vecteur vitesse d'après le contour fermé c'est-à-dire la circulation est l'analogie du travail mécanique mais ici la force est représentée par la vitesse figure. 3.2.

$$\Gamma = \oint v \cdot \cos \varphi \cdot ds \quad (3.4)$$

Où :  $v$  - vitesse du flux dans le point donné du contour.

$ds$  - longueur élémentaire de contour.

$\varphi$  - angle entre le vecteur vitesse  $v$  et l'élément  $ds$ .

Le cas le plus simple est le contour rond fig. 3.2.

$$\Gamma = 2\pi \cdot R \cdot v = 2\pi \cdot R^2 \cdot \omega = 2 \int_s \omega \cdot ds$$

Avec  $ds$  - section.

La circulation du vecteur vitesse ne dépend que de la valeur des tourbillons qui le provoquent et elle n'est pas déterminée par la forme du contour fermé. La circulation du contour est égale à la somme des circulations internes du contour.

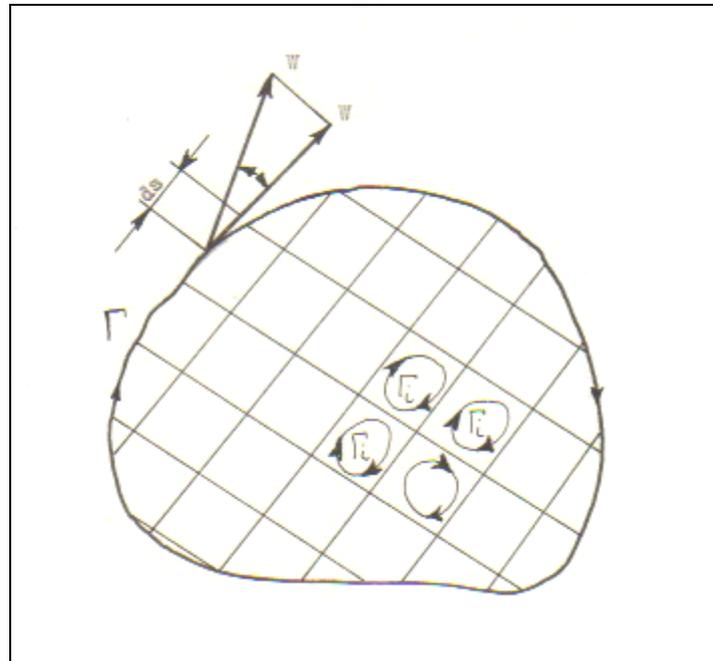
$$\Gamma = \sum_{i=1}^n \Gamma_i.$$

#### **b) Circulation du flux autour d'un corps :**

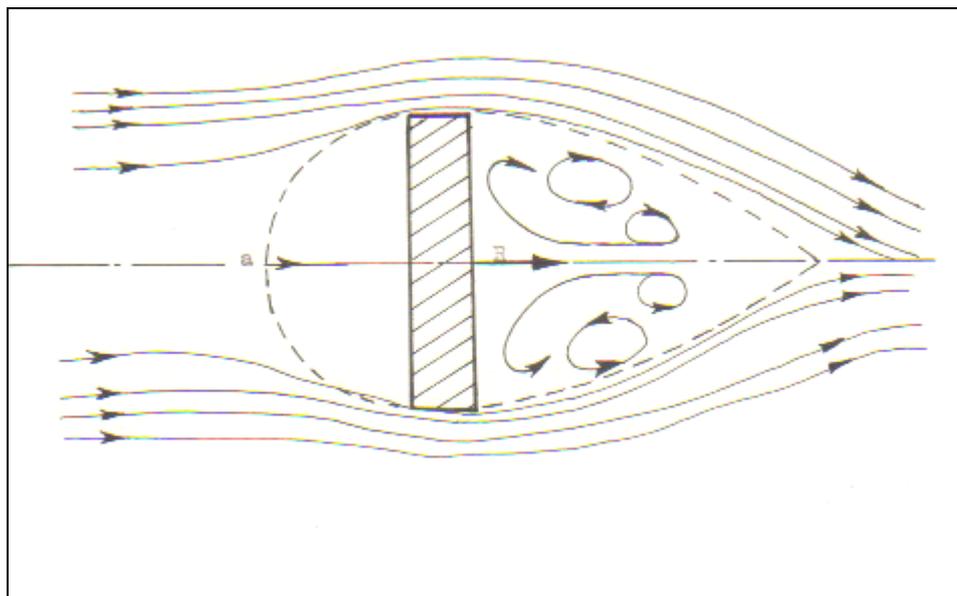
Considérons l'écoulement d'une plaque par un flux pendant son mouvement normal figure. 3.3.

La vitesse des filets diminue en s'approchant de la plaque c'est pourquoi on a l'augmentation de la pression suivant la loi de Bernoulli [23,24]. Au périphérique le flux se rétrécit et par la suite la vitesse augmente et la pression diminue. Après avoir traversé la plaque on a la détente du flux et les filets constituent une allée de tourbillons alternés à cause de faible pression. La masse du liquide à cause de la

variation du flux forme des tourbillons qui provoquent la réduction de pression. La plaque a une mauvaise forme d'écoulement, il y a une



**Fig3.2 Schéma de la circulation d'après une surface élémentaire**



**Fig3.3 Ecoulement d'une plaque par un flux**

grande différence entre la pression en amont et en aval à cause de cela apparaît la force de résistance du fluide  $R$  qui agit contrairement au mouvement.

Pour obtenir cette force on applique le théorème de quantité de mouvement. Une partie des particules fluides commence son mouvement avec la plaque, et la masse de ces particules pendant une unité de temps est :

$$m = \rho.S.v_1 \quad (3.5)$$

Où :  $\rho$  - densité du fluide,  
 $S$  - surface de la plaque,  
 $V$  - vitesse des particules.

La vitesse  $v_1$  est proportionnelle à la vitesse de la plaque  $v$

$$v_1 = C_1.v$$

Et par conséquent la quantité de mouvement de la masse du fluide pendant l'unité de temps doit être égale à la résistance  $R$ :

$$R = m.v_1 = m.C_1.v \quad (3.6)$$

De cette équation nous pouvons déduire que :

- La valeur de  $R$  est proportionnelle à la densité du fluide ,
  - Elle dépend de la forme du corps  $C_1$ , et elle est proportionnelle à sa section  $S$ .
  - Elle est directement proportionnelle au carré de la vitesse  $v$ .
- Nous pouvons écrire :

$$R = \frac{1}{2} \rho.y.S.v^2 \quad (3.7)$$

Ici on a pris :

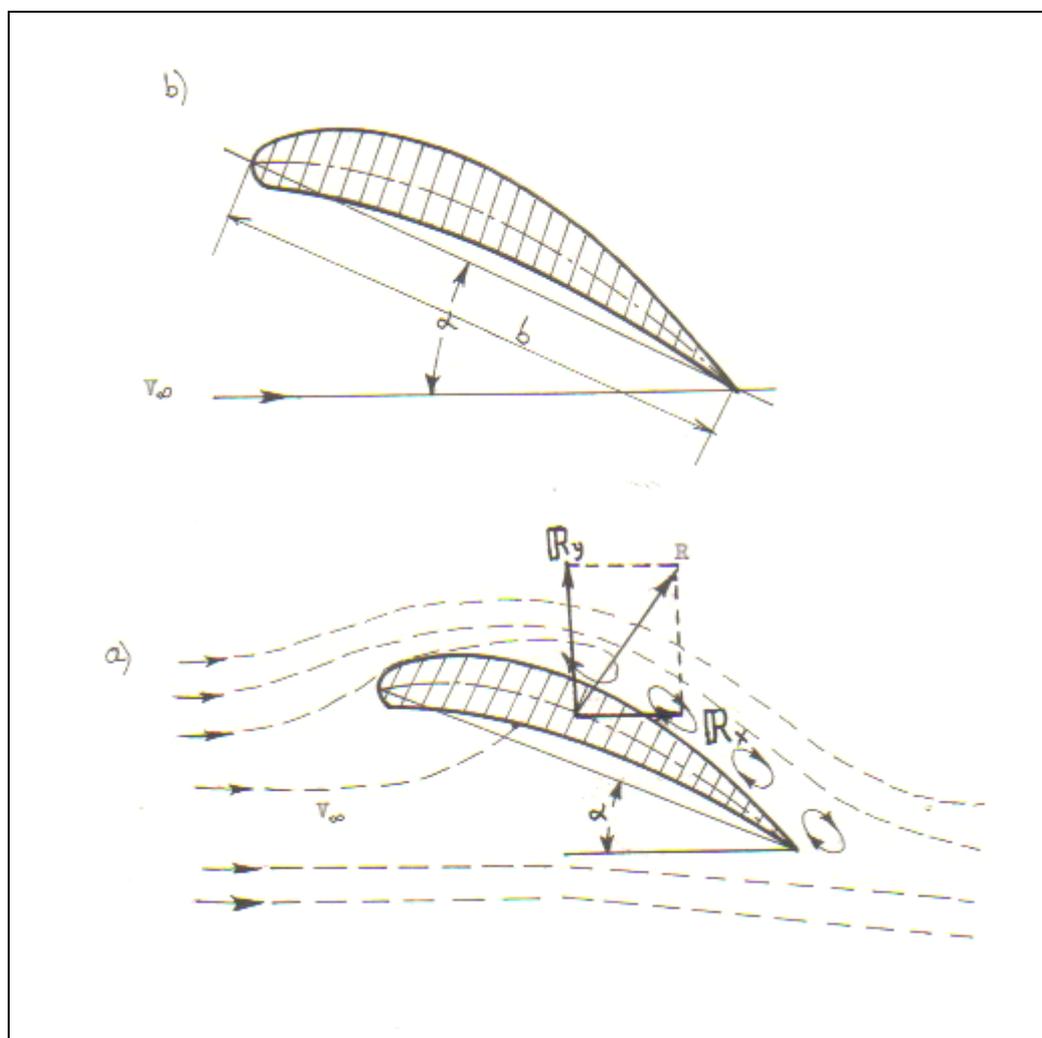
$$y = 2.C_1$$

C'est la formule essentielle pour établir l'action des forces des aubes de la roue d'une pompe sur le liquide et par conséquent sur la particule solide pendant le transport hydraulique.

### **c) Ecoulement du profil par le flux asymétrique :**

Pour s'approcher vers les turbomachines, considérons l'écoulement du profil de l'ailette par le flux asymétrique Figure 3.4 ,la vitesse  $W_c$  dépend de la forme du profil de l'ailette et de l'angle d'attaque  $\alpha$ .

Suivant le théorème de Bernoulli la pression augmente dans le coté du travail de l'aube. La différence de pression est une exigence essentielle pour la transmission de l'énergie mécanique au flux du liquide. Le fonctionnement de la turbomachine sans mouvement de circulation est impossible. La circulation du vecteur vitesse détermine la valeur quantitative du mouvement tourbillonnaire.



**Fig3.4** Ecoulement d'un corps par un flux du liquide

La force de l'aube sur le flux du liquide est déterminée par la formule de Kutta- Joukovski [25,26] qui donne la relation entre la force élévation et la circulation du vecteur vitesse autour du contour de longueur l et de largeur b ; figure. 3.4.b.

$$R_y = \rho.v_\infty.\Gamma.L \quad (3.8)$$

La direction de la force  $R_y$  est déterminée en faisant tourner le vecteur vitesse  $v_\infty$  d'un angle droit contrairement à la direction du mouvement de circulation. En utilisant les équations (3.7) et (3.1.8) nous pouvons écrire :

$$\rho.v_\infty.\Gamma.L = y.\rho.S \frac{v_\infty^2}{2}$$

Ici  $S = L. b$  (section)

$$\text{Alors } \Gamma = \frac{1}{2} C.b V$$

Cette équation nous donne la relation entre la valeur  $\Gamma$  calculée et la valeur C obtenue expérimentalement pour différents profils. La force de résistance frontale est obtenue par voie expérimentale. Le rapport entre la force d'élévation (portance)  $R_y$  et la force de résistance R nous donne le coefficient de la qualité de l'aube ou la finesse.

$$k = \frac{R_x}{R_y} = \text{tg } \alpha \quad (3.9)$$

### **3.1.3. Analyse du fonctionnement de la roue mobile en appliquant la théorie des tourbillons.**

Présentons Schématiquement le mouvement relatif du liquide dans les canaux de la roue mobile [25] par 3 mouvements principaux figure. 3.5 :

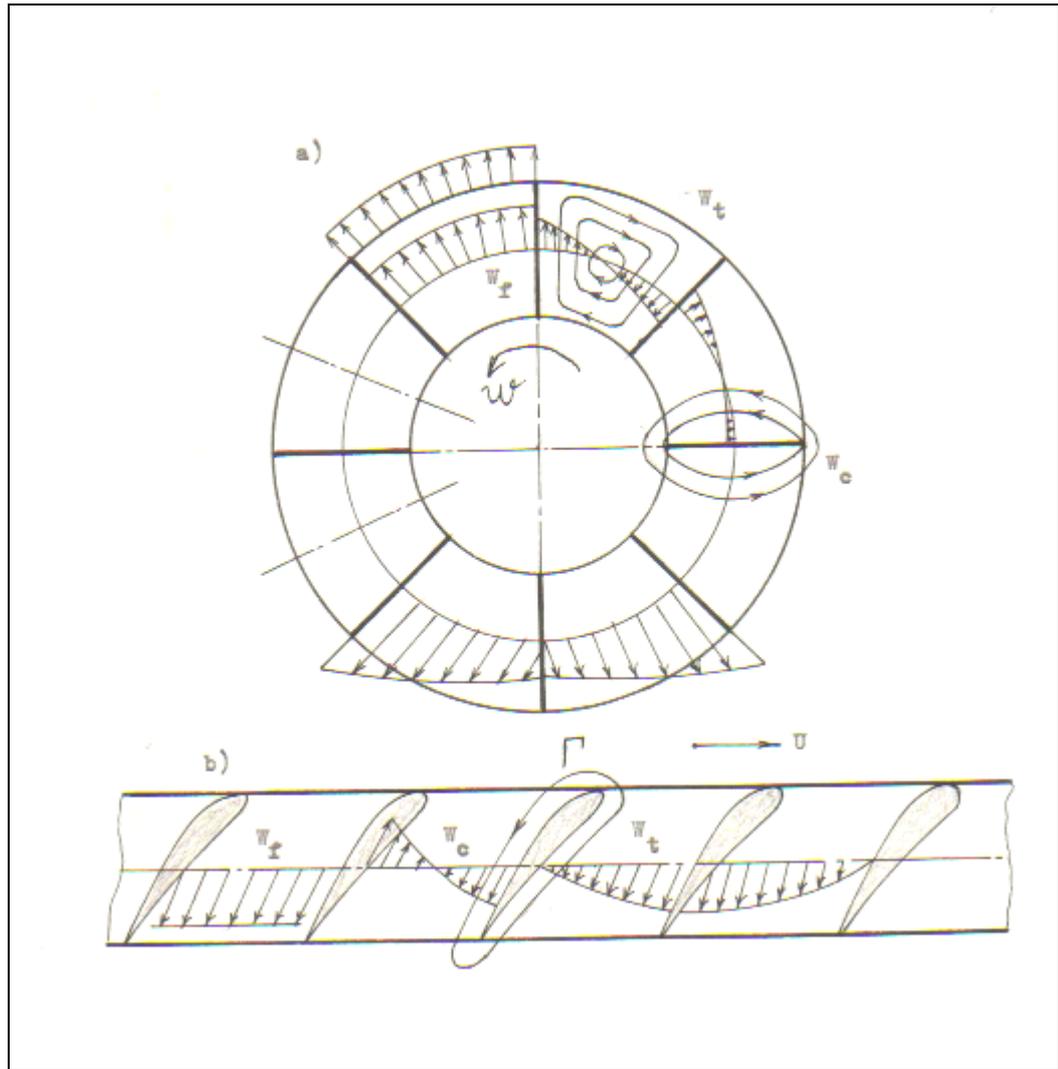
- mouvement dans la grille fixe avec la vitesse relative  $W_f$ .
- mouvement tourbillonnaire à l'intérieur des canaux provoqué par la rotation de la grille avec la vitesse relative  $W_t$ .
- mouvement circulaire autour des aubes avec la vitesse relative  $W_c$ .

Dans ce cas la vitesse relative du liquide dans les canaux est égale à la somme des 3 vitesses :

$$W = W_f + W_t + W_c$$

La vitesse relative  $W_f$  diminue à la sortie à cause de l'augmentation de la section du canal. La vitesse  $W_t$  apparaît si nous supposons que la sortie et l'entrée du canal sont fermées et remplies complètement de liquide. Le tourbillon dans la roue a lieu à cause de l'inertie du liquide qui tourne avec la vitesse angulaire  $\omega$ .

La direction du mouvement tourbillonnaire est la même que pour la vitesse d'entraînement U à l'entrée de la roue. La valeur de la vitesse du tourbillon augmente proportionnellement à la distance du centre de rotation. L'existence du mouvement tourbillonnaire crée la différence de vitesse à la surface des aubes.



**Fig3.5 Mouvements relatifs dans une roue d'une pompe centrifuge**

Considérons la lignes a b c d comme contour d'écoulement dans la pompe centrifuge figure.3.6. Les lignes ab et cd du contour ont des vitesses relatives opposées, dans ce cas la circulation de ces lignes est la suivante :

$$\Gamma_{ab} = -\Gamma_{cd}$$

La circulation du vecteur vitesse autour d'une aube est :

$$\Gamma_a = \Gamma_{ad} + \Gamma_{bc} + \Gamma_{cd} + \Gamma_{ab}$$

De plus nous savons que pour une pompe centrifuge que :

$$\Gamma_a = t_2 C u_2 - t_1 C u_1 \quad (3.10)$$

Avec  $t_2$  pas de la grille.

$$\text{Où :} \quad t_1 = \frac{2\pi \cdot R_1}{z} \quad ; \quad t_2 = \frac{2\pi \cdot R_2}{z}$$

$z$  – nombre d'aubes dans la roue mobile

Donc pour toute la pompe centrifuge nous obtenons :

$$\Gamma_{a_{cent}} = \frac{2\pi}{z} (R_2 C u_2 - R_1 C u_1)$$

Et pour un nombre d'aube  $z$  on aura :

$$\Gamma_{a_{cent}} = \Gamma_{ac} \cdot z = 2\pi (R_2 C u_2 - R_1 C u_1) \quad (3.11)$$

L'analyse de la formule (3.11) montre que la circulation autour de la grille ne dépend pas de la nature du fluide.

Suivant la théorie qu'on vient de l'annoncer la circulation autour de l'aube provoque les forces mutuelles entre les aubes et le flux du liquide. Le travail de ces forces est l'énergie transmise par la roue directement au liquide. En analysant le mouvement du liquide dans la grille nous remarquons que la circulation autour de chaque aube se compose de deux circulation :  $\Gamma_1$  provoquée par le tourbillon à l'intérieur du canal et  $\Gamma_2$  provoquée par l'écoulement de l'aube avec le profil spécial.

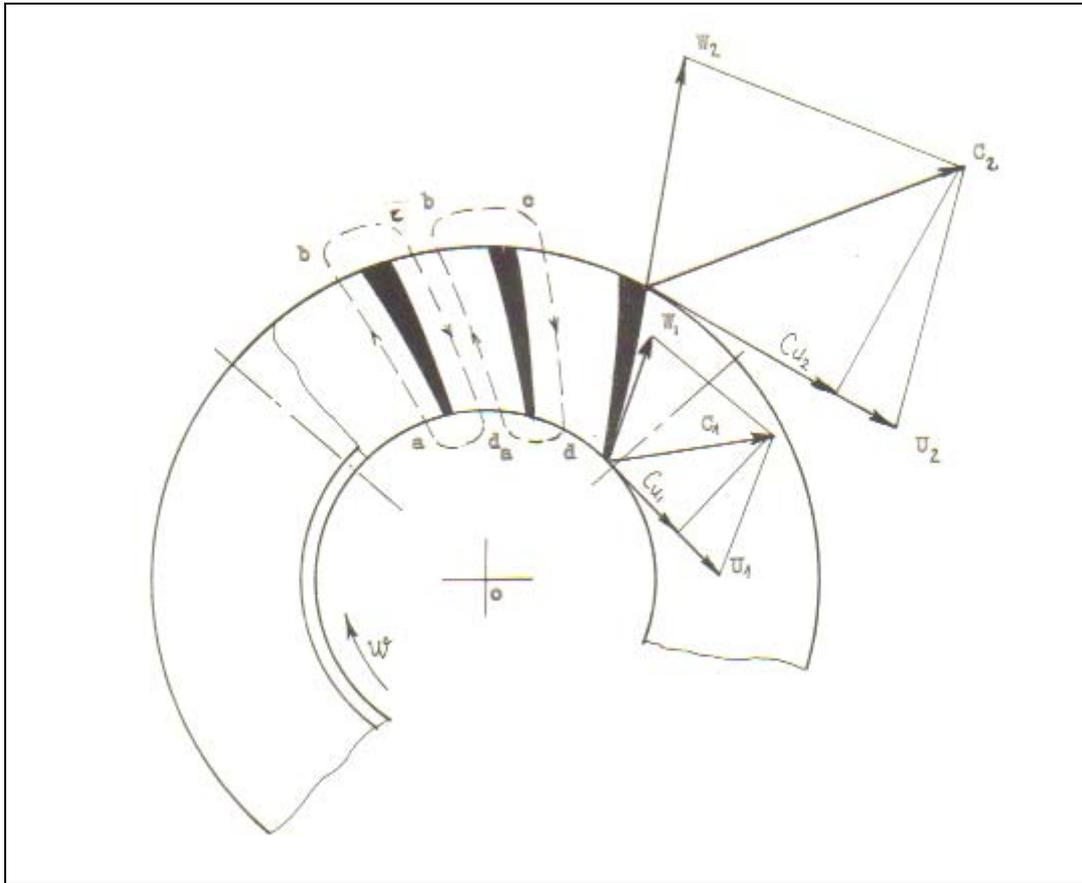
$$\Gamma_{ac} = \Gamma_1 \pm \Gamma_2$$

Ici on a le signe (+) pour les aubes courbée vers l'avant et le signe moins pour celles courbées vers l'arrière.

Pour obtenir l'équation fondamentale de la turbomachine on multiplie l'équation (3.11) par la vitesse angulaire.

$$\Gamma_w = 2\pi (U_2 C u_2 - U_1 C u_1) \quad (3.12)$$

La partie entre parenthèse représente la hauteur théorique déterminée par Euler [9].



**Fig.3.6** Ecoulement circulaire autour d'une aube d'une roue centrifuge radiale

$$H_{th} = \frac{\Gamma \cdot \omega}{2 \cdot \pi \cdot g} \quad (3.13)$$

Nous pouvons conclure que la hauteur théorique ne dépend pas de la nature de liquide, mais elle est une fonction de la circulation du nombre d'aubes et de la vitesse de rotation. Nous pouvons dire aussi que la théorie des tourbillons n'utilise pas de nouveaux principes seulement nous avons le changement de l'expression  $R_2 C u_2 - R_1 C u_1$  par  $\frac{\Gamma a}{2 \cdot \pi}$  qui nous donne la liaison avec l'aérodynamique qui éclaircie les phénomènes naturels qui ont lieu dans les canaux internes de la roue mobile d'une pompe centrifuge.

La spécificité des conditions de fonctionnement des pompes centrifuges à déblai exige une construction spéciale de la roue mobile. Particulièrement, le nombre d'aubes varie de 1 jusqu'à 6, cela provoque l'inégalité entre les sections d'entrée et de sortie des canaux et par suite le décollement du flux figure. 3.7. L'application de la théorie des tourbillons nous permet de déterminer les coefficients de correction de la hauteur théorique créée par la pompe.

### 3.1.4. Détermination des coefficients de correction de la hauteur théorique d'une pompe de déblai fonctionnant en eau.

La présence des zones de décollement change le caractère de l'écoulement des aubes par le liquide par rapport à celui des pompes normales [28], voilà pourquoi l'application des coefficients de la vitesse circumférentielle  $Y = \frac{C u_{2z}}{C u_{2\infty}}$  et celui de

rétrécissement pour déterminer la hauteur théorique de la pompe est impossible. De plus il est impossible d'employer la théorie des grilles tournantes pour ces roues si les zones de décollement sont inconnues. La caractéristique théorique de la pompe avec un nombre d'aube fini est déterminée par l'équation [9] :

$$H_{thz} = \frac{1}{g} \left[ \left( U_2^2 Y - \frac{Q_{th} \cdot U_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \psi_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right) - C u_1 U_1 \right] \quad (3.14)$$

Où :  $D_2$  – diamètre extérieur de la roue mobile, m.

$Y$  - coefficient de correction du nombre d'aubes.

$b_2$  - largeur de la roue ; m.

$\psi$  – facteur qui tient compte de la réduction de l'aire de sortie par l'aube.

A l'époque actuelle on utilise que les méthodes approximative pour déterminer les zones de décollement Stodola [23] supposent que le flux relatif entre les aubes de la roue est composé de 2 écoulement : écoulement normal et avec tourbillons figure 3.7. b. L'écoulement avec des tourbillons a une direction négative par rapport à la vitesse de rotation de la roue mobile. Considérons le mouvement relatif du liquide dans la roue en tenant compte de la rotation de tout système avec la vitesse angulaire  $\omega$  et faisons l'analyse des coefficients  $\gamma$  et  $\psi_2$ . Dans ce cas le flux relatif comme nous avons dit se divise en deux ; l'un c'est l'écoulement dans le cas du nombre d'aubes fini, l'autre créée par les tourbillons. Les frontières du tourbillon sont les surfaces des aubes et les arcs des circonférences d'entrée et de sortie de la roue mobile. L'existence des tourbillons provoque la naissance des accroissements des vitesses à l'entrée et la sortie  $\Delta W_1$  et  $\Delta W_2$ . Dans ce cas le parallélogramme des vitesses.

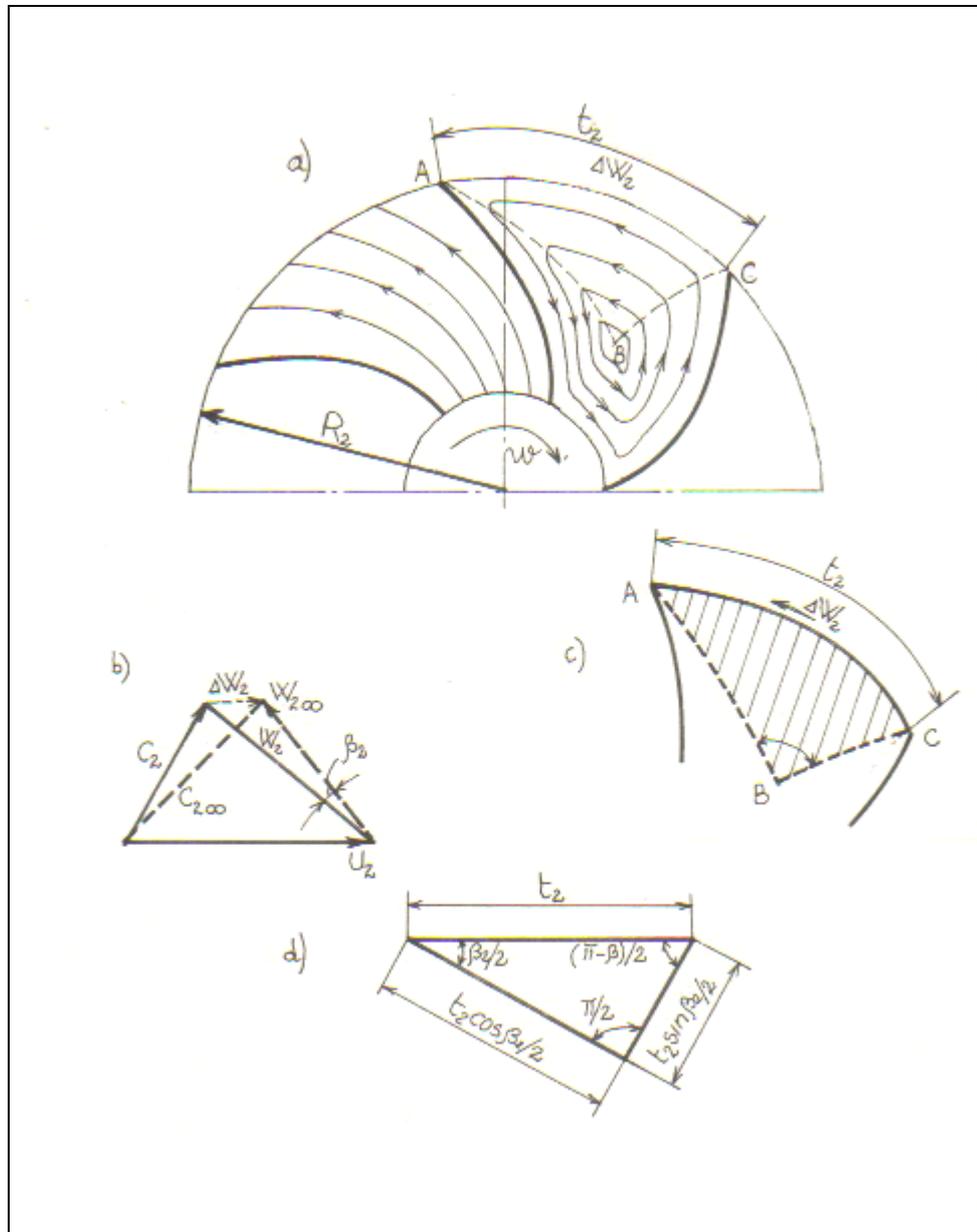


Fig.3.7 Schéma de l'écoulement du flux à travers les aubes de la roue de la pompe

change par rapport à celui pour  $z = \infty$  et la valeur de  $\beta_2$  diminue. En appliquant le schéma de calcul pour l'écoulement avec la zone de décollement entre les aubes, les tourbillons seront limités par la surface de l'aube et la zone de décollement à l'arrière de l'aube voisine figure.3.7 a, b. Pour simplifier la détermination du coefficient  $\gamma$  nous supposons que la ligne de la zone de décollement est équidistante à la face de l'aube ab qui en réalité cb. Si la distance entre les axes des aubes voisines est égale à :

$$t_2 = \frac{2.\pi.R_2}{z}$$

La longueur de la ligne du tourbillon le long de la circonférence à la sortie est égale à  $t_2\psi_2$ . Notant que la circulation du vecteur vitesse le long des contours est déterminée par Stodola, pour cela nous considérons le triangle ABC dont les lignes Ab et BC sont normales aux lignes des tourbillons alors

$$AC = t_2\psi_2.$$

Suivant le théorème de Stokes la circulation du vecteur vitesse le long du contour ABC est :

$$\Gamma = 2.\omega.S_{abc} = \frac{2.\pi.R_2}{Z}.\Delta W_m.\psi_2 \quad (3.15)$$

Où :  $\Delta W_m$  – vitesse moyenne du tourbillon le long de la ligne AC.

La circulation de la vitesse le long des lignes AB et BC est nulle à cause de la direction normale aux lignes des tourbillons.

En changeant la surface du triangle ABC par celle d'un triangle rectangle nous aurons :

$$\begin{aligned} 2.S_{abc} &= t_2.\psi_2.\cos\left(\frac{\beta_2}{2}\right)\sin\left(\frac{\beta_2}{2}\right).t_2\psi_2 \\ &= t_2^2.\sin\beta_2.\left(\frac{\psi_2^2}{2}\right) \end{aligned} \quad (3.16)$$

Des équations (3.15) et (3.16) on tire :

$$\begin{aligned} w_m &= \omega.\frac{t_2\psi_2}{2}\sin\beta_2 = \omega.\psi_2.\frac{\pi.R_2}{z}\sin\beta_2 = \\ &= \frac{U_2.\pi.\sin\beta_2}{z}\psi_2 \end{aligned}$$

De la figure (3.8) nous pouvons écrire :

$$Cu_{2\infty} = U_2 - Cr_2.ctg\beta_2 \quad (3.17)$$

En tenant compte de la présence des tourbillons relatifs et du rétrécissement du flux dans les aubages, la composante de la vitesse à la sortie sera :

$$Cu_2 = Cu_{2\infty} - \Delta W = U_2 - \frac{Cr_2 \cdot ctg \beta_2}{\psi_2} - \frac{U_2 \cdot \pi \cdot \sin \beta_2 \psi_2}{z} \quad (3.18)$$

$$Cu_2 = U_2 \left(1 - \frac{\pi \cdot \psi_2 \cdot \sin \beta_2}{z}\right) - \frac{Cr_2 \cdot ctg \beta_2}{\psi_2}$$

En utilisant les équations 3.17 et 3.18 on déduit:

$$Y = 1 - \frac{\pi \cdot \sin \beta_2}{z} \psi_2 \quad (3.19)$$

En utilisant l'équation (3.19) nous voyons que le coefficient  $\psi_2$  influe sur Y et sur le débit théorique de la pompe. Maintenant déterminons l'influence des paramètres de la roue sur le coefficient  $\psi_2$ .

De l'équation (3.18) nous pouvons écrire :

$$\frac{Cr_2 \cdot ctg \beta_2}{\psi_2} + \frac{U_2 \cdot \pi \cdot \psi_2}{z} \sin \beta_2 = U_2 - Cu_2$$

Nous voyons que la partie gauche de cette équation a un minimum pour une valeur bien déterminée du coefficient de rétrécissement  $\psi_2$ . La condition de la formation du décollement du flux pour une vitesse  $Cu_2$  maximale est présentée par l'équation différentielle suivante :

$$\frac{\partial}{\partial \psi_2} \left( \frac{Cr_2 \cdot ctg \beta_2}{\psi_2} + \frac{U_2 \cdot \pi \cdot \sin \beta_2}{z} \psi_2 \right) = 0 \quad (3.20)$$

$$\psi_2 = \sqrt{\frac{Cr_2 \cdot z \cdot ctg \beta_2}{\sin \beta_2 \cdot U_2 \cdot \pi}}$$

Pour préciser la valeur du coefficient  $y$ , nous déterminons la correction de l'angle  $\beta_2$  figure. 3.8

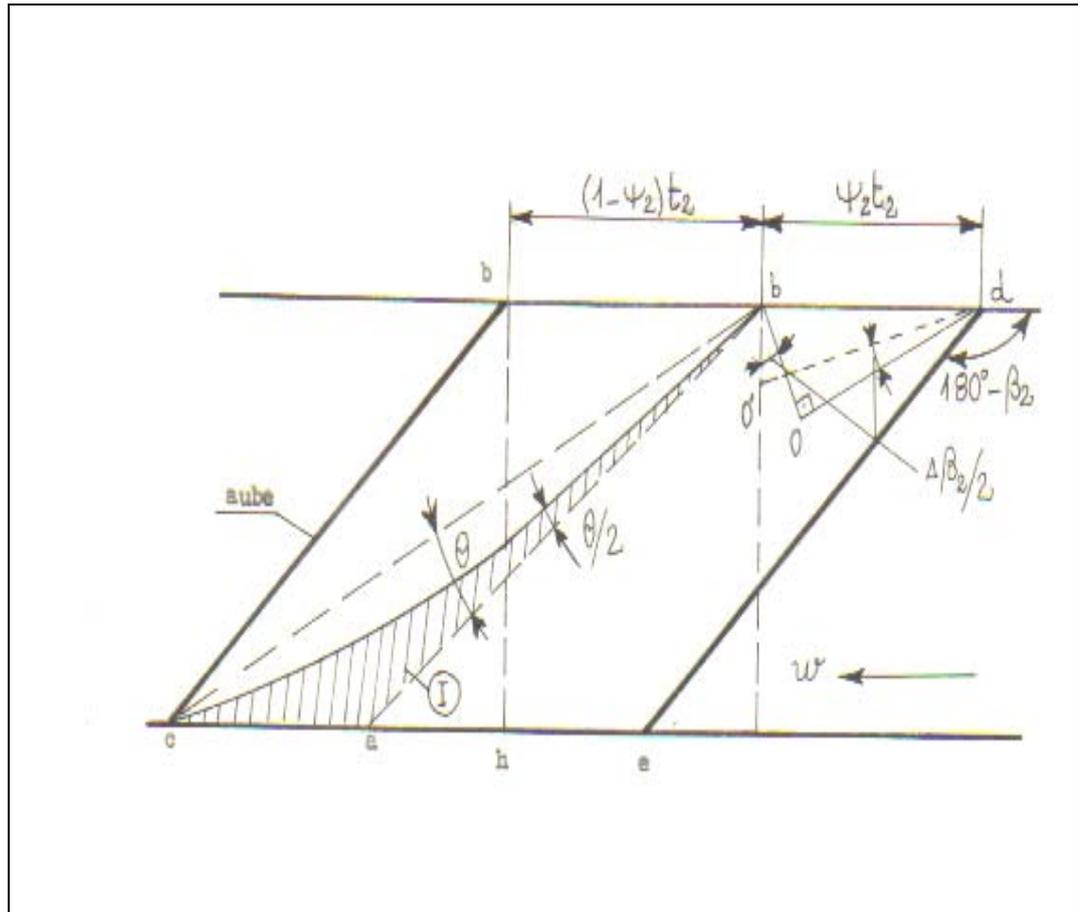
La grille curviligne des aubages est présentée par les droites CF et ED et le décollement du flux se manifeste d'après la ligne CB. Dans ce cas la normale à la ligne du flux se déplace vers la masse du tourbillon (I) et le centre de rotation sera O'. Supposons que l'angle bO'd est égale à 90° dans ce cas l'angle O'db est inférieur à Odb ce qui veut dire qu'il faut avoir  $\beta_2 - \Delta\beta_2$  au lieu de  $\beta_2$  dans la formule (3.19). On considérant le triangle rectangle Cba et celui curviligne C b a nous pouvons écrire :

$$\frac{180^\circ - \beta_2}{2} + \frac{\theta}{2} - \frac{180^\circ - \beta_2 + \theta / 2}{2} = \frac{\Delta\beta_2}{2}$$

Donc :

$$\frac{tg(90^\circ - \beta_2 + \theta)}{tg(90^\circ - \beta_2)} = \frac{c.h}{a.h}$$

En mettant  $ah = \alpha$  et  $ac = \alpha\psi_2 t_2$  nous aurons :



**Fig3.8 Schéma de calcul le l'angle  $\beta_2$**

$$\frac{\operatorname{tg}(90^\circ - \beta_2 + \theta)}{\operatorname{tg}(90^\circ - \beta_2)} = \frac{(1 - \psi_2)t_2 + \alpha\psi_2}{\alpha\psi_2} = \frac{1}{a}$$

Où :

$$a = \alpha\psi_2 \frac{1}{(1 - \psi_2)t_2 + \alpha\psi_2}$$

et

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{(1 - a)}{\operatorname{tg} \beta_2 (a + 1 / \operatorname{tg}^2 \beta_2)}$$

D'après [26] pour les roues mobiles fonctionnant en mélange solide liquide  $\alpha$  est compris entre 0,7 et 1,5 et la variation de  $\alpha$  influe sur l'angle  $\Delta\beta_2$  (environs  $2^\circ$ ). En prenant  $\alpha=1$  et  $\psi_2=a$  nous aurons :

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{1 - \psi_2}{\operatorname{tg} \beta_2 (\psi_2 + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2})} = \frac{\operatorname{tg} \beta_2 - \psi_2 \operatorname{tg} \beta_2}{1 - \psi_2 \operatorname{tg}^2 \beta_2}$$

et comme  $\Delta\beta_2 = \frac{\theta}{2}$  :

$$Y = 1 - \frac{\pi \sin(\beta_2 - \Delta\beta_2)}{z} \psi_2 \quad (3.21)$$

La hauteur théorique de la pompe à déblai fonctionnant en eau avec  $Cu_1=0$  est :

$$H_{th} = \frac{1}{g} \left[ U_2^2 \left( 1 - \frac{\pi \sin(\beta_2 - \Delta\beta_2) \psi_2}{z} \right) - \frac{Q_{th} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2}{2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot \psi_2 \cdot R_2} \right] \quad (3.22)$$

Cette équation est valable pour les machines avec la vélocité de 45 à 200 le nombre d'aube de 1 à 6 et l'angle d'inclinaison  $\beta_2$  est de  $16$  à  $35^\circ$ .

## 3.2 Paramètres influents sur les caractéristiques des pompes centrifuges

### 3.2.1 Hauteur théorique de la pompe fonctionnant en mélange :

Supposons que les vitesses des particules solides et du liquide à la sortie de la roue sont différentes et désignons les composantes circonférentielles des vitesses absolues à la vitesse de la roue mobile des particules solides par  $Cu_{2,s}$  et celle du liquide par  $Cu_{2,o}$ . Le changement de la quantité du mouvement de la masse liquide et du solide une unité de temps est égale à :

$$M = Q_s \cdot \rho_s \cdot Cu_{2,s} \cdot R_2 + Q_o \cdot \rho_o \cdot Cu_{2,o} \cdot R_2 \quad (3.23)$$

Où :  $Q_s$  et  $Q_o$  débit du solide et du liquide.

$\rho_s$  et  $\rho_o$  densité du solide et du liquide porteur

La variation du moment de quantité du mouvement de la masse du mélange est égale au moment des forces appliquées vers l'aube de la roue mobile. Les forces de la pression à l'entrée et à la sortie de la roue ont une direction perpendiculaire et par conséquent elles ne provoquent pas de moments par rapport à l'axe de la roue mobile. En multipliant l'équation par la vitesse angulaire nous obtenons :

$$\begin{aligned} M \cdot \omega &= P = Q \cdot \rho_s \cdot U_2 \cdot Cu_{2,s} \\ Q_o \cdot \rho_o \cdot U_2 \cdot Cu_{2,o} &= H_{th,m} \cdot Q_m \cdot \rho_m \cdot g \end{aligned}$$

Avec  $Q_m$  et  $\rho_m$  sont respectivement le débitée la densité du mélange. Et la hauteur théorique créée par la pompe fonctionnant en mélange sera :

$$H_{th,m} = \frac{U_2 \cdot Cu_{2,s} \cdot Q_s \cdot \rho_s}{g \cdot Q_m \cdot \rho_m} + \frac{U_2 \cdot Cu_{2,o} \cdot Q_o \cdot \rho_o}{g \cdot Q_m \cdot \rho_m} \quad (3.24)$$

En désignant par  $C_v$  la concentration en masse, la hauteur théorique devient :

$$H_{th,m} = \frac{1}{g} C_v \cdot U_2 \cdot Cu_{2,s} + (1 - C_v) U_2 \cdot Cu_{2,o} \quad (3.25)$$

Avec :

$$C_v = \frac{m_s}{m_m}, 1 - C_v = \frac{m_o}{m_m}.$$

Ici  $m_o$ ,  $m_s$ ,  $m_m$  sont respectivement la masse de l'eau, du solide et du mélange.

La hauteur créée par la pompe pour l'eau et pour le mélange sont différentes et sont égales seulement si la vitesse circonférentielle du solide  $Cu_{2,s}$  est égale à celle de l'eau  $Cu_{2,o}$ .

$$H_{st} = H_{th} - H_{dyn} - h_{pr} \quad (3.26)$$

Où :  $h_{pr}$  – pertes de charge dans la roue mobile.

Dans l'équation (3.24) et en remplaçant la hauteur par son expression trouve la hauteur statique comme suit :

$$H_{st,m} = C_v \frac{U_2 \cdot Cu_{2,s}}{g} + (1 - C_v) \frac{U_2 \cdot Cu_{2,o}}{g} - C_v \frac{C_{2,s}^2 - C_1^2}{2g} - (1 - C_v) \frac{C_{2,o}^2 - C_1^2}{2g} - h_{pr} \quad (3.27)$$

Considérons les parallélogrammes des vitesses à la sortie et à l'onde la roue pour le liquide et le solide figure. 3.9 nous pouvons écrire :

$$C_{2,s}^2 + W_{2,s}^2 - (U_2 - Cu_{2,s})^2 = W_{2,s}^2 - U_2^2 + 2U_2 \cdot Cu_{2,s} \quad (3.28)$$

$$C_{2,s}^2 = W_{2,s}^2 - U_2^2 + 2U_2 \cdot Cu_{2,s} \quad (3.29)$$

$$C_1^2 = W_1^2 - U_1^2 \quad (3.30)$$

Où :  $C_{2.s}$  et  $W_{2.s}$  sont respectivement les vitesses absolues et relatives du solide. Et par conséquent :

$$H_{st.m} = \frac{C_v \cdot U_2 \cdot Cu_{2.s}}{g} + (1 - C_v) \frac{U_2 \cdot Cu_{2.o}}{g} - \frac{C_v}{2g} (W_{2.s}^2 - U_2^2 + 2U_2 \cdot Cu_{2.s} - W_1^2 + U_1^2) - \frac{1 - C_v}{2g} (W_{2.o}^2 - U_2^2 + 2U_2 \cdot Cu_{2.o} - W_1^2 + U_1^2) - h_{pr}$$

Où :

$$H_{st.m} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} - \frac{W_1^2 - W_{2.o}^2}{2g} - C_v \cdot \frac{W_{2.s}^2 - W_{2.o}^2}{2g} - h_{pr} \quad (3.31)$$

Nous voyons que la hauteur statique créée par la roue mobile fonctionnant en mélange change par rapport à celle fonctionnant en eau, ce changement est dû essentiellement à l'augmentation de la hauteur dynamique et aux pertes de charges supplémentaires.

### 3.2.2 Les pertes de charge supplémentaires dans la roue mobile.

Pour avoir les pertes de charges, considérons le mouvement des particules solides par rapport au système de coordonnées d'inertie figure. 3.10 qui tourne ensemble avec la roue mobile. Introduisons la force de Coriolis et celle centrifuge pour examiner le mouvement relatif des particules solides et la vitesse relative du liquide  $W_o$ , donc la composante normale de l'accélération dans le mouvement relatif [28] est égale à :

$$a = 2 \cdot W_o \cdot \omega - \omega^2 \cdot R \cdot \cos \varphi - \frac{W_o^2}{R_f} \quad (3.32)$$

$R$  – distance entre le centre de la roue et la particule solide, m

$\varphi$  - angle entre la normale à la ligne du flux et le rayon vecteur du point donné.

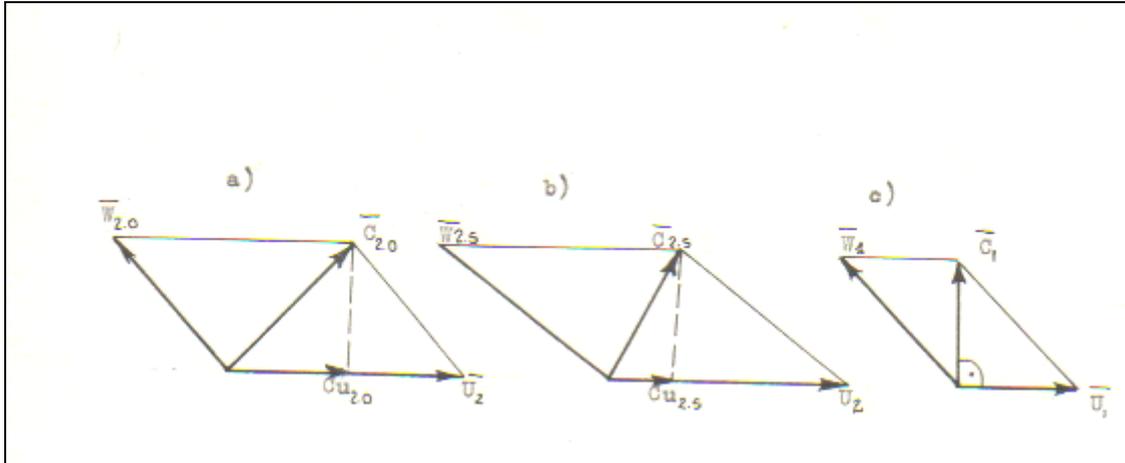
$R_f$  - Rayon de courbure du flux.

Nous savons que les particules solides se décantent sous l'action de la force de pesanteur dans les conduites pendant le transport.

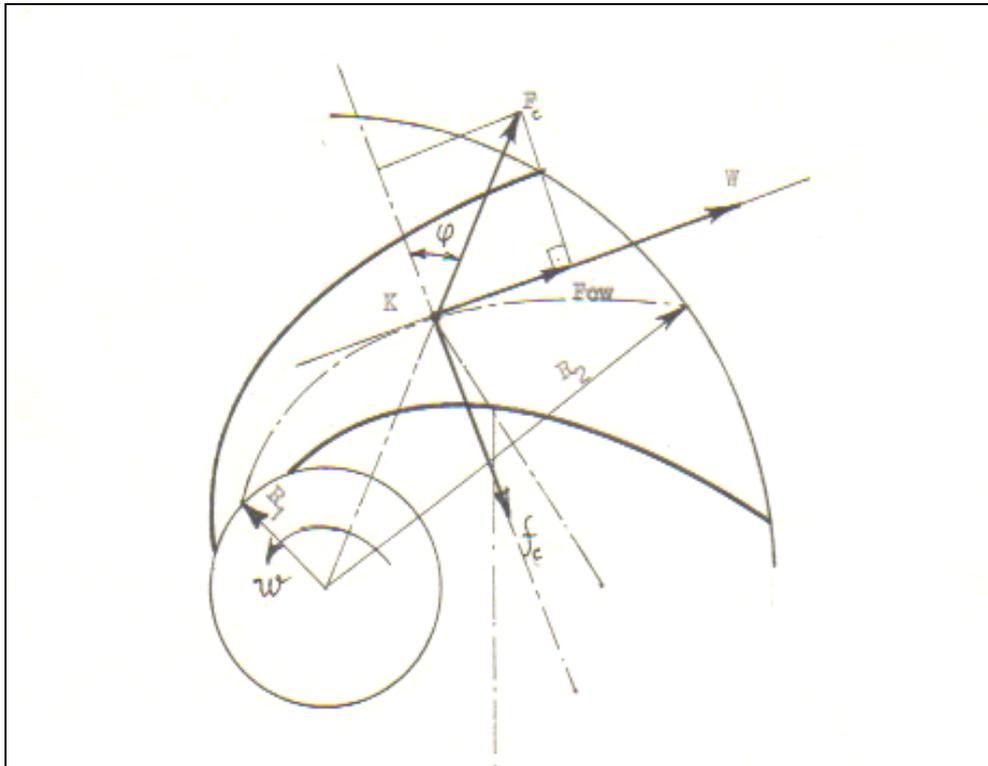
Dans les canaux de la pompe la vitesse du solide est presque la même pour l'eau mais l'accélération est plus grande, cela provoque la séparation des particules solides se déplacent relativement au liquide ce qui engendre l'apparition des résistances normales et par conséquent l'augmentation des pertes de charge supplémentaires.

Considérons le mouvement relatif des particules solides par rapport au liquide. La force de Coriolis est normale à la trajectoire du mouvement des particules voilà pourquoi elle ne dépend pas du travail.

La projection de la force centrifuge  $F$  est tangente à la trajectoire du mouvement.



**Fig.3.9** Parallélogramme des vitesses pour l'eau a) et pour le solide b) à la sortie et à l'entrée de la roue



**Fig3.10** Schéma des forces agissantes sur une particule solide

$$q \cdot \rho_o \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \sin \varphi = q \cdot \rho_s \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \frac{dR}{dS} \quad (3.33)$$

Où :  $q$  – volume des particules solides,  
 $\rho_s$  - densité du solide,  
 $S$  – longueur de la trajectoire, m

Le travail fourni par la force centrifuge pendant le déplacement des particules le long de la trajectoire est :

$$\int_{R_1}^{R_2} q \cdot \rho_s \cdot \omega^2 R \frac{dR}{dS} \cdot dS = q \cdot \rho_s \frac{\omega^2 \cdot R_2^2 - \omega^2 \cdot R_1^2}{2} = q \cdot \rho_s \frac{U_2^2 - U_1^2}{2}$$

$R_1$  et  $R_2$  sont respectivement les rayons d'entrée et de sortie de la roue mobile, m.

Le travail dépensé par la roue mobile pour déplacer les particules est :  $q(P_2 - P_1)$ . Désignons le travail des forces de résistance normale d'une seule particule à l'entrée et à la sortie de la roue par :

$$\rho_s \cdot q \frac{W_{2,s}^2 - W_1^2}{2} + q(P_2 - P_1) = q \cdot \rho_s \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} - \Delta T$$

En utilisant la formule (3.31) nous obtenons le travail des forces de résistances normales dépensée pendant le mouvement des particules :

$$\begin{aligned} \Delta T &= q(\rho_s - \rho_m) \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} - q \cdot \rho_m \frac{W_1^2 - W_{2,o}^2}{2} + q \cdot S \cdot \rho_m \frac{W_{2,s}^2 - W_{2,o}^2}{2} + q \cdot \rho_m \cdot g \cdot h_{pr} - q \cdot \rho_s \frac{W_{2,s}^2 - W_1^2}{2} \\ \Delta T &= q(\rho_s - \rho_m) \left[ \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + \frac{W_1^2 - W_{2,o}^2}{2} \right] - q(\rho_s - \rho_m \cdot C_v) + \frac{W_{2,s}^2 - W_{2,o}^2}{2} + q \cdot \rho_m \cdot g \cdot h_{pr} \quad (3.34) \end{aligned}$$

Les pertes de charge dans la roue mobile peuvent se présenter comme la somme des pertes en eau  $h_{r,o}$  et les pertes supplémentaires  $\Delta h_r$  dues aux résistances normales des particules solides déplacées relativement au flux du liquide :

$$h_{pr} = h_{r,o} + \Delta h_r \quad (3.35)$$

Les petites particules à la suite de l'agitation intense restent en suspension malgré l'existence de la grande accélération. Si nous désignons la concentration en volume du mélange par  $C_v$ , celle des petites particules déplacées sous l'action du mouvement turbulent par  $C_{v1}$  et  $C_{v2}$  celle des grandes particules dans le mélange nous aurons :

$$C_v = C_{v1} + C_{v2}$$

La quantité de particules déplacées relativement au flux du liquide pendant l'unité de temps est égale à :

$$\frac{C_{v2} \cdot Q_m}{q}$$

Le travail dépensé pour surmonter la résistance normale des particules par unité de masse du mélange représente les pertes supplémentaires :

$$\Delta h_r = \frac{C_{v2} \cdot Q_m}{q} \frac{\Delta T}{Q_m \cdot \rho_m \cdot g} = \frac{C_{v2} \cdot \Delta T}{q \cdot \rho_m \cdot g} = C_v \left(1 - \frac{C_{v1}}{C_v}\right) \frac{\Delta T}{q \cdot \rho_m \cdot g} \quad (3.36)$$

Des équations (2.2.11) et (2.214) nous obtenons la valeur des pertes supplémentaire :

$$\Delta h_r = \frac{C_v}{\rho_m \cdot g} \left(1 - \frac{C_{v1}}{C_v}\right) \left[ \begin{array}{l} (\rho_s - \rho_m) \left( \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} + \frac{W_1^2 - W_{2.o}^2}{2} \right) - \\ (\rho_s - C_v \cdot \rho_m) \left( \frac{W_{2.s}^2 - W_{2.o}^2}{2} \right) + \rho_m \cdot g (h_{r.o} + \Delta h_r) \end{array} \right]$$

Donc :

$$\Delta h_r = \frac{C \left(1 - \frac{C_{v1}}{C_v}\right)}{1 - C_v \left(1 - \frac{C_{v1}}{C_v}\right)} \left[ \begin{array}{l} \frac{\rho_s - \rho_m}{\rho_m} \left( \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_{2.o}^2}{2g} \right) - \\ - \left( \frac{\rho_s - C_v \cdot \rho_m}{\rho_m} \right) \frac{W_{2.s}^2 - W_{2.o}^2}{2g} + h_{r.o} \end{array} \right] \quad (3.37)$$

Vu que les valeurs des termes  $\frac{W_{2.s}^2 - W_{2.o}^2}{2g}$  et  $\frac{W_{2.s}^2 - W_{2.o}^2}{2g}$  sont négligeables

nous pouvons simplifier la formule (3.37) comme suit :

$$\Delta h_r = \frac{C_v \left(1 - \frac{C_{v1}}{C_v}\right)}{1 - C_v \left(1 - \frac{C_{v1}}{C_v}\right)} \left[ \frac{\rho_s - \rho_m}{\rho_m} \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + h_{r.o} \right] \quad (3.38)$$

Notons que les pertes de charge supplémentaire dans la pompe fonctionnant en mélange dépendant des dimensions des particules solides et de la quantité des petites particules dans le mélange. Le calcul des pertes de charge est fait avec la séparation des petites particules et celle grandes. On appelle diamètre critique une dimension limite des particules dont toutes particules de dimensions inférieures à cette dernière sont déplacées avec le liquide et les autres ont un mouvement relatif par rapport au liquide. Pour établir l'équation du diamètre critique des particules, considérons le mouvement du mélange dans un canal figure.3.11.

Soit à la surface 1-1' en une unité de volume la quantité des particules  $N_z$  et celle à la surface 2-2' se trouvant à la distance  $l$  de 1-1' la vitesse de chute des particules dans le canal est égale à  $W'$ . La valeur moyenne quadratique des pulsations de la vitesse dans le canal est égale à  $V'$ . Supposons que le processus du mélange s'effectue par des pulsations de vitesse  $V'$

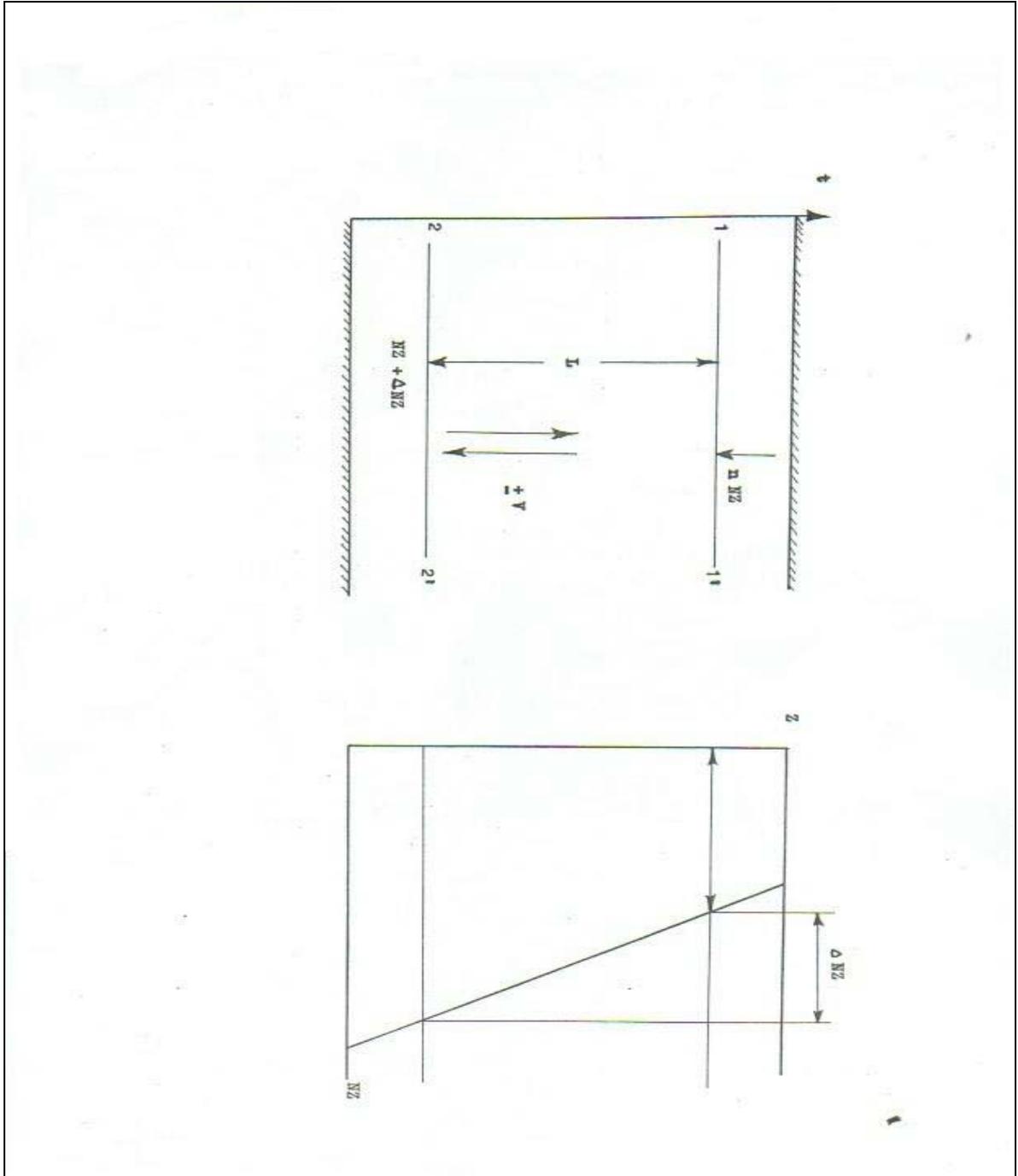


Fig3.11 Mouvement du mélange dans un canal

et par leur décantation à cause de la vitesse de chute  $W'$ . Si nous prenons ce processus comme permanent nous pouvons écrire :

$$(V' + W')N_z = V'(N_z + \Delta N_z)$$

Cela signifie que pendant l'unité de temps dans la couche 1-1' la quantité des particules sortantes est égale à celle des particules entrant dans la couche 2-2'.

En utilisant l'équation (3.23) et la loi de répartition des particules solides dans la surface suivant la direction du champ des accélérations nous pouvons écrire la relation suivante :

$$\frac{\Delta N_z}{N_z} = \frac{W'}{V'}$$

La vitesse de chute des particules au repos  $W'$  dépend des forces agissantes et des forces du champ des accélérations. Il faut avoir  $\Delta N_z/N_z$  constant afin que la loi de répartition des particules de même direction soit égale à celle dans la section donnée, on prend dans ce cas constant et la critère qui caractérise la loi de répartition est le rapport  $W'/V'$  c'est à dire le critère de similitude de répartition des particules solides. Sous l'action des accélérations dans les canaux il ne reste que les particules de petites dimensions.

La vitesse de chute  $W'$  des particules de diamètre  $d_c$  déplacées sous l'action de l'accélération  $a$  est déterminée par la relation suivante :

$$\frac{\pi \cdot d_c^3}{6} (\rho_s - \rho_o) a = \lambda \cdot \rho_o \frac{\pi \cdot d_c^2}{2} \cdot \frac{W'^2}{2} \quad (3.39)$$

Le coefficient de résistance  $\lambda$  peut être pris approximativement d'après la loi de Stokes.

$$\lambda = \frac{24}{\text{Re}} = \frac{24 \cdot \nu}{W' \cdot d_c}$$

Ici :  $\nu$  - viscosité cinématique du liquide.  
Et la vitesse de chute sera :

$$W' = \frac{\rho_s - \rho_o}{\rho_o} \frac{d_c^2}{18 \cdot \nu} a$$

Et le critère de similitude de répartition est :

$$\frac{W'_c}{V'} = \frac{\rho_s - \rho_o}{\rho_o} \frac{d_c^2 \cdot a}{18 \cdot \nu \cdot V'} = \text{const} \quad (3.40)$$

Ici :  $W'_c$  – vitesse critique des particules

Supposons que  $V'$  est proportionnelle à la vitesse relative moyenne  $W_m$  dans les aubages c'est-à-dire  $V' = \alpha W_m$ . Et comme nous savons pour les pompes semblables les vitesses sont proportionnelles à  $\omega D$  et les accélérations à  $\omega^2 D$  et par conséquent le rapport  $a/W_m$  est proportionnel à  $\omega$ .

$$\frac{\rho_s - \rho_o}{\rho_o} \frac{d_c^2 \cdot a}{18 \cdot v \cdot V'} = \frac{\rho_s - \rho_o}{\rho_o} \frac{d_c^2 \cdot n}{18 \cdot v \cdot \alpha}$$

Et l'équation (3.2.18) devient :

$$\frac{W_c'}{V'} = \frac{d_c^2 \cdot \omega}{18 \cdot v \cdot \alpha} \frac{\rho_s - \rho_o}{\rho_o} = const$$

D'où :

$$\frac{d_c^2 \sqrt{\omega}}{\sqrt{v \cdot \alpha}} = \sqrt{\frac{W_c'}{V'} \cdot \frac{18 \cdot \rho_o}{\rho_s - \rho_o}}$$

En supposant que les particules solides de mêmes dimensions se décantent en même temps ( $W_c'/V' = 1$ ) et  $\alpha = 15\%$  la valeur du diamètre critique sera :

$$d_c = 1,65 \sqrt{\frac{v}{\omega}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_s \cdot \rho_o}{\rho_s - \rho_o}} \quad (3.41)$$

L'ordre de détermination des pertes de charges supplémentaires consiste à savoir :

- Le diamètre critique des particules solides d'après la formule (3.41).
- La concentration des petites particules qui ont un diamètre inférieur à celui critique en utilisant la répartition granulométrique du solide.
- La valeur des pertes de charge dans la roue selon la formule (3.37) suivante :

$$h_{r,o} = H [(1 - \eta_r) / \eta_h]$$

Où :  $\eta_r$  – rendement de la roue d'action qui dépend du nombre d'aubes.

$\eta_h$  – rendement hydraulique qui est déterminé par la relation suivante :

$$\eta_h = \frac{n_s}{n_s + 24} \cdot \eta_r$$

Où :  $n_s$  – vitesse spécifique de la pompe.

La hauteur créée par la pompe à déblai fonctionnant en mélange de concentration  $S$  est égale à :

$$H_{pm} = (H_o - \Delta h_r) \rho_m$$

Ici :  $H_o$  – Hauteur de la pompe à déblai en eau.

$\Delta h_r$  – sont les pertes de charge supplémentaires déterminées suivant l'équation (3.38).

$\rho_m$  – densité du mélange.

Les équations théoriques de la pompe à déblai considérée dans ce chapitre nous permettent de savoir l'influence des particules solides, du nombre d'aubes et la construction de la roue mobile sur les caractéristiques de la pompe fonctionnant en mélange. Mais il est à noter que l'établissement de ces équations est effectué avec suppositions.

L'application de ces équations exige la connaissance des paramètres géométriques de la roue mobile, granulométrie du solide, pertes de charge dans la roue mobile en eau et en mélange etc... Tout cela mène aux difficultés d'application de ces équations pour recalculer les caractéristiques de la pompe. En pratique, on utilise des équations empiriques de recalcul en des graphes mais pour des conditions concrètes. Faisons l'analyse de ces équations pour trouver la méthode la plus proche pour nos conditions.

### **3.3 Analyse des méthodes de correction des caractéristiques des pompes centrifuges**

A cause de leurs grands avantages : débit constant, facilité d'entretien, stabilité les pompes centrifuges sont largement utilisées dans les systèmes de transport hydraulique des particules solides. La sélection des pompes dans le transport dépend principalement des résultats des expériences déjà faites sur les caractéristiques des pompes en eau claire [9]. Quand on introduit des particules solides dans le liquide, les propriétés physico mécaniques changent et le liquide ne peut pas être considéré comme homogène. Généralement lorsque la vitesse des particules solide est inférieure à 1mm/s, le liquide est considéré comme homogène.

Plusieurs études ont été faites mais elles donnent des résultats pour des conditions concrètes c'est à dire absence d'une méthode universelle qui exprime l'influence des particules solide sur les performances des pompes centrifuges. Dans ce travail nous avons pris en considération les conditions réelles de fonctionnement des pompes centrifuges de l'usine de traitement du phosphate de Djebel Onk (Algérie).

La présence des particules solides dans l'écoulement tend à produire des effets nuisibles sur les performances des pompes centrifuges, pour avoir un système de transport fiable et un rendement optimal l'information détaillée sur ces effets est nécessaire. Bien que la présence des particules solides présente des effets compliqués que ceux qui accompagnent une augmentation de viscosité, il y ait une certaine similitude qualitative approximative entre l'écoulement des mélanges et l'écoulement d'un liquide des valeurs de densité et de viscosité plus proches que l'eau. Néanmoins, la plupart des recherches qui ont été basées sur des essais de pompes centrifuges manipulant des mélanges industriels montrent qu'il y a des points communs et les équations trouvées sont de nature semi empirique. [8]

Fairbank(1942) [30] présente une méthode théorique complète qui exprime le changement des caractéristiques de la pompe en fonction des paramètres du mélange. Les vitesses des particules d'eau et solide à la sortie de la roue d'action sont calculées et utilisées pour le calcul de la hauteur développée en mélange.

$$H_m = \frac{w}{g \cdot \rho_m} [ \rho_s \cdot C_v (R_2 \cdot C_{u_{1,s}} - R_1 C_{u_{1,o}}) + (1 - C_v) (R_2 C_{u_{2,o}} - R_1 C_{u_{1,o}}) ]$$

Où  $\rho_m$  et  $\rho_s$  sont respectivement masses volumiques du mélange et du solide.

Et

$$\rho_m = \rho_s.C_v + (1 - C_v)$$

Le diamètre des particules solides est de 0,8 mm et la concentration en volume de 20%.

Frasier [31] présente une expression simple de détermination du coefficient de réduction du rendement de la pompe mais il n'inclue pas les dimensions des particules solides et donne l'expression de calcul des coefficients de réduction de la hauteur et du rendement par:

$$K_\eta = K_H = \frac{1 - C_v}{1 - C_v + \varpi_s.C_v}$$

$\varpi$  -densité relative du solide

Vocaldo et Sagoo (1974) [32] suggèrent simplement que la hauteur de refoulement en mélange de la pompe diminue de 10 à 20 % par rapport à celle obtenue en eau.

McElvain (1976)[33] a proposé que pour une pompe centrifuge avec un diamètre de la roue égale à 350 mm que le coefficient de réduction de la hauteur et du rendement sont égaux et sont directement proportionnels à la concentration en volume du mélange :

$$K_H = K_\eta = K_v \cdot \left( \frac{C_v}{0,20} \right)$$

$K_v$  - coefficient compris entre 0,05 pour les particules fines (10 microns) et 0,42 pour les particules ayant un diamètre jusqu'à 10 mm. Les courbes du coefficient K ont été comparées aux données d'autres chercheurs par Addie et Sellgren (1989) [34] qui ont inclus leurs propres données pour des grandes pompes examinées au Laboratoire d'hydraulique GIW.

Burgess et Reizes (1976) [35] donnent une méthode d'estimation de la caractéristique de la pompe en mélange en connaissant celle en eau claire et proposent une relation empirique entre la hauteur en eau et en mélange :

$$K_H = (1 - C_p)^n$$

$K_H$  - Coefficient de réduction de la hauteur

$C_p$  - Concentration en poids

La valeur du paramètre n pour chaque solide utilisé est déterminée d'après le tableau.1

**Tableau 3.1. Valeur de n pour chaque solide utilisé**

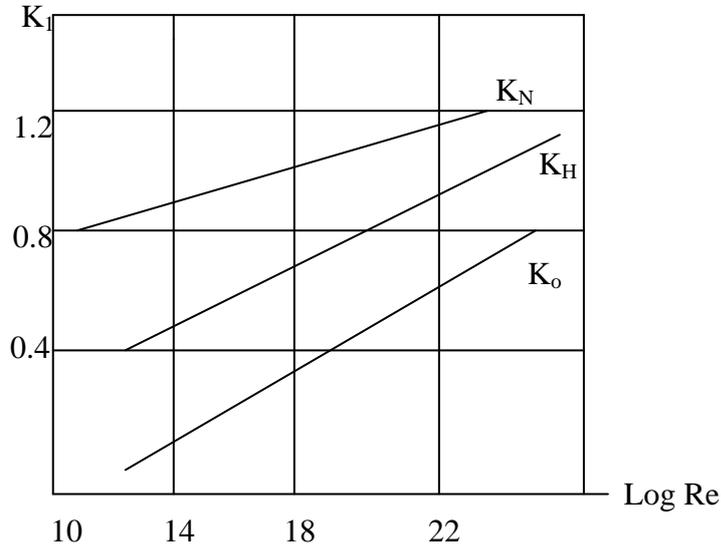
	Type de solide	n
<b>01</b>	<b>Sable de plage</b>	<b>0.333</b>
<b>02</b>	<b>Sable de rivière</b>	<b>0.589</b>
<b>03</b>	<b>Ilménite</b>	<b>0.450</b>
<b>04</b>	<b>Minerai lourd brut</b>	<b>0.561</b>

Smolderev (1980) [36] montre que la hauteur de la pompe avec des concentrations inférieures à celles critiques peut être exprimée comme suit :

$$H_m = H_o \left( 1 + K' \left( \frac{\rho_m}{\rho_o} - 1 \right)^n \right)$$

avec

$$K' = 0,5 - 0,6 \text{ et } n = 0,85$$



**Fig3.12 . Variation des coefficients de recalcul des parametres de la pompe en fonction du régime d écoulement [34]**

Moguilevski (1972) [37] propose que la hauteur en mélange créée par la pompe dans la zone de  $\pm 20\%$  du régime nominal est :

$$H_m = H_o \frac{\rho_m}{\rho_o}$$

L'Institut de Recherche d'Hydraulique d'Ukraine [38] donne la relation de la hauteur en fonction de la densité du mélange et du diamètre des particules solides.

$$H_m = H_o \left( 1 + \frac{0,5}{\psi^{0,5} + 0,5} \right) \left( \frac{\rho_m}{\rho_o} - 1 \right)$$

$\psi$  – Coefficient qui tient compte de la forme des particules solides.

Les équations de la puissance et du rendement sont exprimées par:

$$N_m = N_o \frac{\rho_m}{\rho_o}$$

$$\eta_m = \eta_o \frac{\rho_m}{\rho_o} \left[ 1 + \frac{0,5}{\psi^{0,5} + 0,5} \left( \frac{\rho_m}{\rho_o} - 1 \right) \right]$$

Ces relations ne tiennent pas compte des paramètres géométriques et cinématiques des pompes, elles ne sont valables que pour les pompes essayées et un diamètre des particules solides compris entre 0,05 et 0,1 mm.

Gahlot .V.K , V. Seshadri and R.C.Malhorta (1992) [39] en utilisant l'influence de la masse volumique, les dimensions et la concentration sur les performances des pompe propose un coefficient de réduction de la caractéristique de la pompe :

$$K = 0,00056(\bar{\omega} - 1)^{0,72} \left(1 + \frac{3}{\bar{\omega}}\right) C_p \cdot \text{Log}(50.d)$$

d- diamètre des particules solides.

$\bar{\omega}$  - densité relative du solide

Cette équation est similaire à celle proposée par Cave (976)[40], la différence résulte dans la valeur de l'exposant ( $\bar{\omega} - 1$ ) qui tient compte de la masse volumique du solide

### 3.4 Conclusion

L'étude théorique réalisée dans ce chapitre nous a permis de démontrer que les performances des pompes fonctionnant en mélange changent par rapport à celles en eau, ainsi que l'apparition des pertes de charges supplémentaires dues à la présence des particules solides.

Il est nécessaire de noter que :

- le changement de la vitesse de rotation mène au changement de la valeur du diamètre critique ce qui mène à son tour au changement du pourcentage des particules solides de grande taille c'est-à-dire augmentation des pertes de charges supplémentaires.
- L'augmentation des pertes de charges supplémentaires dans la roue provoque la diminution de la hauteur de refoulement créée par la pompe.
- La vitesse des particules solides à l'intérieur de la pompe est un paramètre très important pour le calcul des caractéristiques des pompes centrifuges et pour évaluer l'érosion des pièces mobiles.
- Les méthodes de corrections de la hauteur, du rendement et de la puissance présentées dans la bibliographie sont déterminées pour des conditions de travail bien déterminées.

# ***CHAPITRE 04***

## 4. 1. Problématique :

L'analyse des méthodes de recalcul des caractéristiques des pompes centrifuge fonctionnant en mélange liquide solide obtenus nous montre qu'elles sont faites pour des conditions spécifiques. La méthode utilisé par Fairbank [31] reflète la relation entre les caractéristiques géométriques de la pompe et les propriétés physico mécaniques des mélanges transportés. A cet effet il est nécessaire des faire une recherche expérimentale des caractéristiques de la pompe pour le but de préciser les caractéristiques théoriques obtenus par l'établissement des caractéristiques expérimentales de la pompe modèle et la détermination de la méthode de correction des caractéristiques la plus convenable pour les conditions des entreprise Algériennes.

Pendant les essais nous déterminons les caractéristiques de la pompe pour différentes densités (concentrations) du mélange.

Pour déterminer le nombre de facteurs influant sur les essais de la pompe nous avons pris des mesures de stabilisation des paramètres. L'analyse théorique montre que les paramètres essentiels qui sont en relation directe avec les essais des pompes centrifuges sont : la vitesse de rotation, densité du mélange et du solide transporté, granulométrie du solide, température, usure des pièces de la pompe, pertes volumétriques. A cet effet nous devons fixer et contrôler les paramètres pendant toute la période des essais. Les paramètres contrôlés sont illustrés dans le tableau 4.1.

**Tableau 4.1. Paramètres de contrôle des essais de la pompeK-20-30**

	<b>Paramètres</b>	<b>Mesures de stabilisation</b>
<b>01</b>	<b>Densité du mélange</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>- <b>utilisation d'un circuit fermé.</b></li><li>- <b>contrôle de la densité du mélange par la méthode volume masse avant et après les essais.</b></li></ul>
<b>02</b>	<b>Densité du solide</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>- <b>utilisation d'un seul type de solide pour tous les essais.</b></li></ul>
<b>03</b>	<b>Vitesse de rotation</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>- <b>contrôle de la tension.</b></li><li>- <b>Enregistrement de la vitesse de rotation au cours des essais.</b></li></ul>
<b>04</b>	<b>Usure des pièces</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>- <b>limitation de la durée des essais.</b></li><li>- <b>vérification de la caractéristique de la pompe en eau après les essais en mélange.</b></li></ul>
<b>05</b>	<b>Température</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>- <b>contrôler la température du mélange au cours des essais.</b></li></ul>

## 4. 2. Schéma du stand et méthodologie des essais :

L'analyse des équipements mécaniques dans les entreprises industrielles nous montre que les pompes centrifuges utilisées pour le transport des mélanges sont des pompes mono- étagee avec un nombre d'aubes de 1 à 6, la vitesse de rotation est comprise entre 600 et 2900 tr/mn. La pompe utilisée dans nos essais est de type K-20-30 à console monocellulaire entraînée par un moteur asynchrone. Figure.4.1.et Figure.4.2. Tableau 4-2.

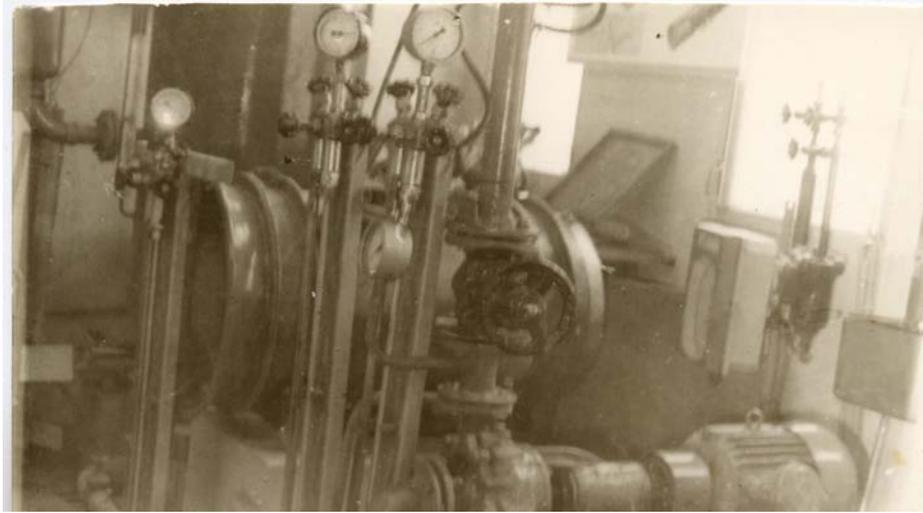
**Tableau 4.2 Caractéristiques techniques de la pompe centrifuge K-20-30**

	<b>Paramètres</b>	<b>Unités</b>	<b>Valeurs</b>
<b>01</b>	<b>Débit nominal</b>	<b>m<sup>3</sup>/h</b>	<b>20</b>
<b>02</b>	<b>Puissance du moteur</b>	<b>kw</b>	<b>4,5</b>
<b>03</b>	<b>Hauteur nominale</b>	<b>m</b>	<b>30</b>
<b>04</b>	<b>Vitesse de rotation</b>	<b>tr/mn</b>	<b>2900</b>
<b>05</b>	<b>Rendement ;</b>	<b>%</b>	<b>64</b>
<b>06</b>	<b>Nombre d'aubes</b>		<b>06</b>
<b>07</b>	<b>Vitesse spécifique</b>		<b>20</b>
<b>08</b>	<b>Diamètre extérieur de la roue mobile</b>	<b>mm</b>	<b>162</b>
<b>09</b>	<b>Diamètre intérieur de la roue mobile</b>	<b>mm</b>	<b>7,3</b>
<b>10</b>	<b>Angle entre <math>w_2</math> et <math>u_2</math> à la sortie ; <math>\beta_2</math></b>	<b>°</b>	<b>13</b>
<b>11</b>	<b>Angle entre <math>w_2</math> et <math>u_2</math> à l'entrée; <math>\beta_1</math></b>	<b>°</b>	<b>35</b>
<b>12</b>	<b>Angle entre <math>w_1</math> et <math>u_1</math> à l'entrée ; <math>\beta_1</math></b>	<b>°</b>	<b>90°</b>
<b>13</b>	<b>Epaisseur de l'aube</b>	<b>mm</b>	<b>08</b>

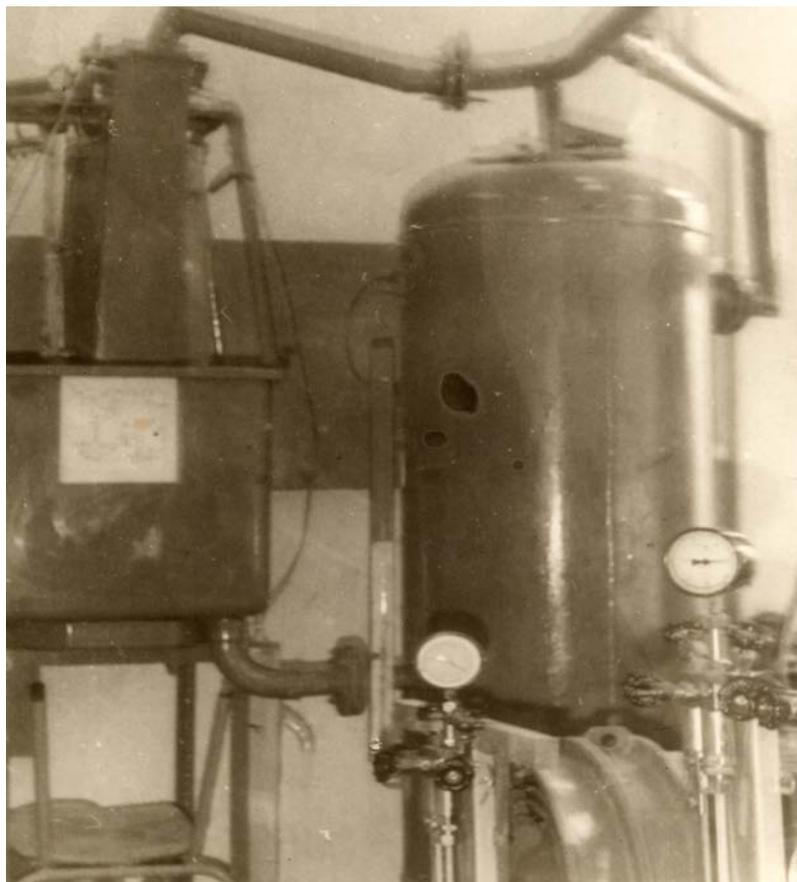
En faisant l'analyse granulométrique des solides transportés dans les usines d'enrichissement d'Algérie par les pompes centrifuges, nous avons remarqué que la majorité des particules solides ont un diamètre qui ne dépasse pas 0,3 mm (88 ÷ 98%). Ceci nous a permis de choisir la granulométrie du solide du mélange pour les essais de la pompe modèle qui est du déchet de lavage de phosphate avec une densité de 1800 kg/ m<sup>3</sup>. Les expériences sont exécutées pour différentes densités du mélange en commençant par l'essai normal en eau. Pour assurer une concentration stable pendant chaque essai on garde le volume d'eau stable dans le réservoir et à chaque fois nous augmentons le volume du solide. Le but essentiel des recherches expérimentales est d'avoir une bonne précision des appareils de mesure et une description mathématique du processus. En se basant sur les expériences et autres recherches [22][41] nous avons construit le stand expérimental pour l'essai de la pompe dans la chaîne du transport hydraulique des déchets de lavage. Le schéma principal du stand et des appareils de mesure est présenté dans la fig. 4.3. comme pompe de base dans le stand nous avons pris une pompe centrifuge monocellulaire (4) de type k-20-30 de vitesse spécifique égale à 70, entraînée par un moteur électrique M avec une vitesse de rotation de 2900 tr /mn.

Nous avons pris le schéma de circulation du mélange fermé pour garder les mêmes conditions du transport pendant les essais, cela veut dire que la pompe à essayer est liée au réservoir de réception (1) par la conduite d'aspiration ainsi que par celle de refoulement. Les conduites de refoulement et d'aspiration ont un diamètre de 0.062m. La pompe est disposée de façon que son entrée soit en bas par rapport au niveau d'eau dans le réservoir c'est pourquoi nous avons toujours la pompe amorcée.

Cette construction nous permet de régler profondément le débit et la concentration du mélange pendant les essais de la pompe sans régime de cavitation.



**Fig.4.1 Pompe centrifuge monocellulaire K-20-30**



**Fig.4.2 Photo de l'installation d'essai de la pompe K-20-30**

Le réservoir de réception est muni d'un doseur spécial (2), d'un filtre f ainsi d'un indicateur de niveau du liquide.

Les conduites d'aspiration et de refoulement sont munies de vannes E qui assurent le réglage du débit de la pompe. Les pressions dans les cotes aspiration et refoulement sont mesurées respectivement par un vacuomètre (11) et un manomètre à Bourdon (10). La vitesse de rotation de la pompe et la puissance du moteur de commande, sont données directement par le tachymètre (15) et le Wattmètre (14).

Le débit refoulé par la pompe dans le réservoir de réception est mesuré par un appareil déprimogène et un manomètre différentiel à liquide (mercure) (12). Comme la pompe travaille en mélange nous avons intercalé dans la partie refoulement un montage spécial qui permet de mesurer le débit en volume, la densité du mélange et de vérifier les appareils de mesure installés dans le circuit.

Ce montage se compose d'un réservoir étalonné (5), d'une balance mécanique (6) et d'un commutateur du flux (7) lié avec un chronomètre électrique (8). Pour éviter l'influence de la couche variable du solide dans le réservoir (1) au cours de mesure de la densité par la méthode volume masse, nous utilisons un densimètre hydrostatique installé dans la conduite de refoulement pour assurer une mesure de la densité plus précise.

Suivant les normes de mesure de la pression dans une conduite verticale on prend deux prises de pression sur la conduite de refoulement distantes d'une longueur [42]  $L \geq 0,5 \text{ m}$  Figure 4.4. La différence de pressions en fonction de la densité du mélange et du débit est mesurée par un manomètre différentiel rempli de tétrachlorure de carbone de densité  $1600 \text{ t/m}^3$  insoluble dans l'eau ce qui nous permet de voir l'indication de l'appareil. Pour éviter le bouchage et le blocage du monomètre différentiel on intercale des séparateurs d'eau et de mélange (18).

### 4.3. Choix des appareils de mesure et appréciation des erreurs de mesures

**4.3.1. Mesure du débit :** comme indiqué précédemment la mesure du débit est effectuée par deux méthodes : volumétrique et par appareil déprimogène. Le volume nécessaire du recevoir étalonné est déterminé en tenant compte du débit maximal de la pompe qui est de 5 litres par seconde. Le temps de remplissage est de 10 secondes

Si on utilise un chronomètre de précision 0,02 l'erreur de mesure du temps sera :

$$\delta_{\tau} = \frac{\varepsilon}{a} \cdot 100\% = \frac{0.02}{10} \cdot 100 = 0.2\%$$

Dans ce cas le volume nécessaire du réservoir est de 50 litres  
Nous avons pris un volume du réservoir égale à 60 l'avec une section transversale de  $0,066 \text{ m}^2$ . La mesure du volume est effectuée par un indicateur de niveau (piézomètre) avec un échelle 0,066 pour 1mm, c'est à dire l'erreur de mesure du volume avec  $\Delta h = 2 \text{ mm}$  sera :

$$\delta_v = \frac{0,066 \cdot 2}{60} \cdot 100 = 0.2\%$$

Enfin si le temps mis par le commutateur du flux pour remplir le réservoir ne dépasse pas 0,1 s, l'erreur de mesure du débit de la pompe avec la méthode volumétrique en prenant comme erreur de branchement 0,4% sera :

$$\delta_Q = \delta_\tau + \delta_v + \delta_b = 0.2 + 0.2 + 0.4 = 0.8\%$$

Pour avoir une bonne possibilité de mesure permanente du débit nous avons utilisé deux méthodes le mesure par étalonnage (volumétrique) et par un appareil déprimogène. Le diaphragme installé dans la conduite de refoulement est lié à un manomètre différentiel à mercure destiné à mesurer la pression dans les deux cotes du diaphragme en fonction du débit Figure.4.5

Suivant l'équation de Bernoulli entre les points A et B on peut écrire:Figure.4.6

$$\left( \frac{P}{\varpi_m} + \frac{V^2}{2.g} + Z \right)_A = \left( \frac{P}{\varpi_m} + \frac{V^2}{2.g} + Z \right)_B$$

En prenant  $Z_{ref}$  cette équation peut être simplifiée par:

$$H_p = \frac{P_B - P_A}{\varpi_m} + \frac{V_r^2 - V_a^2}{2.g}$$

D'après la référence [5] le débit de la pompe, est déterminé par:

$$Q = K_d . S_d \sqrt{2.g (\varpi_{Hg} - 1) \Delta H}$$

$K_d$  - Coefficient du diaphragme qui dépend des paramètres géométriques.

$S_d$  - Section transversale de l'orifice du diaphragme de diamètre  $d_0$ . Figure.4.6

$\Delta H$  - Indication du manomètre différentiel en, m de colonne de mercure

D'après [43] si on désigne par  $\zeta$  le rapport  $\frac{d_0}{D}$  le coefficient  $K_d$  peut être déterminé par:

$$K_d = \frac{C_d}{\sqrt{1 + \zeta^4}} \quad C_d = 0,60 - 0,65$$

En utilisant les indications du vacuomètre et du manomètre à Bourdon, la hauteur de la pompe sera:[44]

$$P_A = P_v + \varpi_m (Z_1 - Z_{ref})$$

$$P_B = P_m + \varpi_m (Z_2 - Z_{ref})$$

$$H_p = \frac{P_m + P_v}{\varpi_m} + \frac{V_r^2 - V_a^2}{2.g} + (Z_2 - Z_1)$$

LEGENDE

- 1 -Pompe centrifuge K-20-30
- 2 -Doseur
- 3-Indicateur de niveau
- 4-Balance mécanique
- 5-Densimetre
- 6-Réservoir
- 7-Vanne de refoulement
- 8-Vanne d'aspiration
- 9-Réservoir étalon
- 10-Manometre
- 11-Vacuometre
- 12-Débitmetre
- 13-Moteur de commande

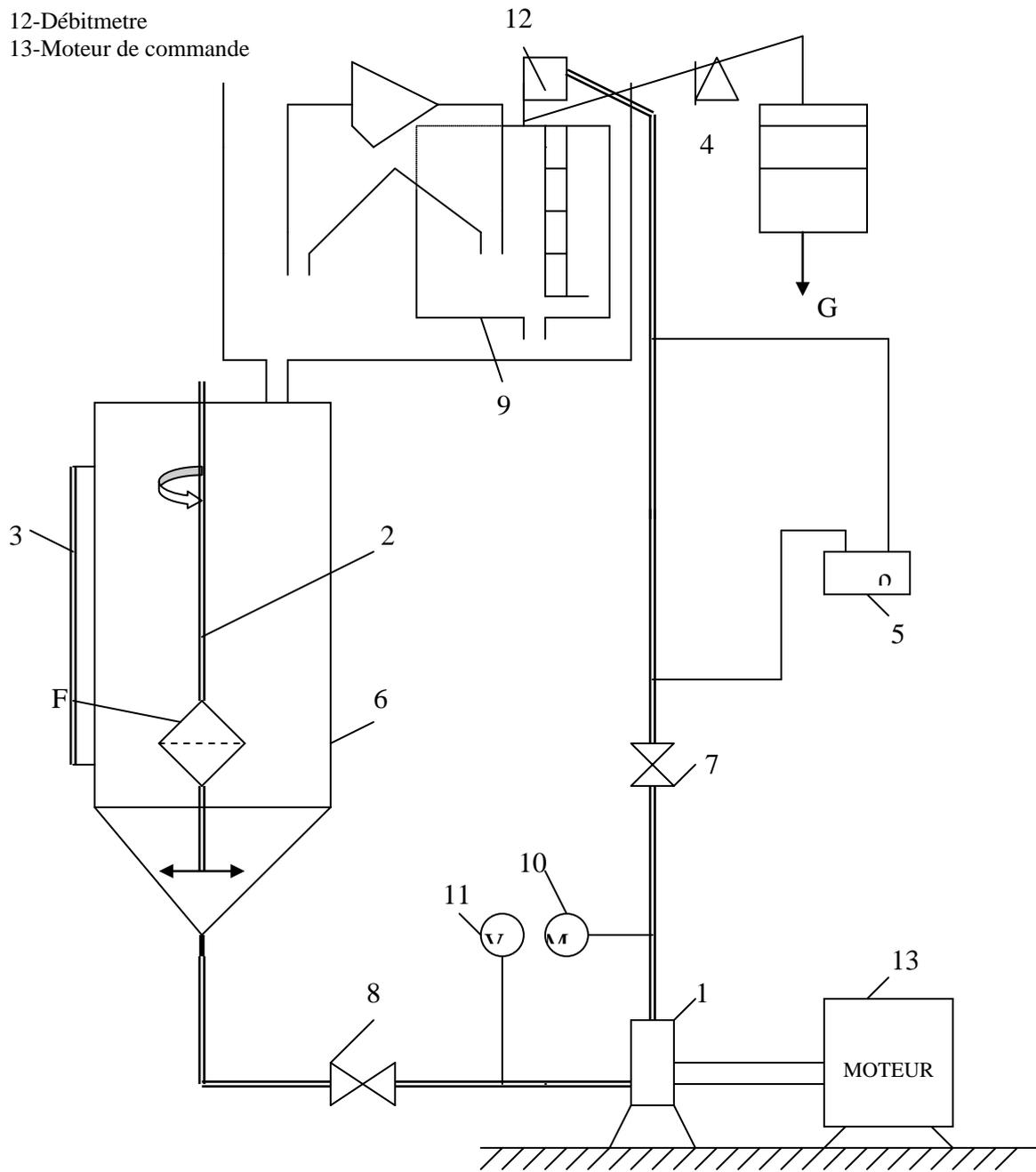


Fig4.3 Installation d'essai de la pompe K-20-30

En prenant respectivement les indications du manomètre différentiel et la quantité du liquide refoulée par la pompe (voir tableau 4.3.) Nous obtenons une courbe d'étalonnage du diaphragme dont l'allure est représentée par la figure.4.7, en ordonnées est portée la différence de pression en mm de colonne de mercure et, en abscisses le débit de la pompe.

**Tableau 4.3 Etalonnage du diaphragme**

<b>Q</b> <b>m<sup>3</sup>/h</b>	<b>1.9</b>	<b>3.24</b>	<b>3.6</b>	<b>5.19</b>	<b>5.4</b>	<b>5.72</b>	<b>6.5</b>	<b>8.1</b>	<b>8.2</b>	<b>9</b>	<b>9.36</b>	<b>9.7</b>	<b>11.8</b>	<b>14.6</b>
<b>&amp;H</b> <b>mm/hg</b>	<b>5</b>	<b>15</b>	<b>20</b>	<b>37</b>	<b>40</b>	<b>45</b>	<b>56</b>	<b>90</b>	<b>100</b>	<b>120</b>	<b>125</b>	<b>135</b>	<b>193</b>	<b>278</b>

En mesurant en même temps de débit par la méthode volumétrique et celle du diaphragme voir tableau 4.4. Nous obtenons l'erreur du débitmètre par rapport à la méthode volumétrique ( $\Delta\delta = 2\%$ ) Figure.4.8

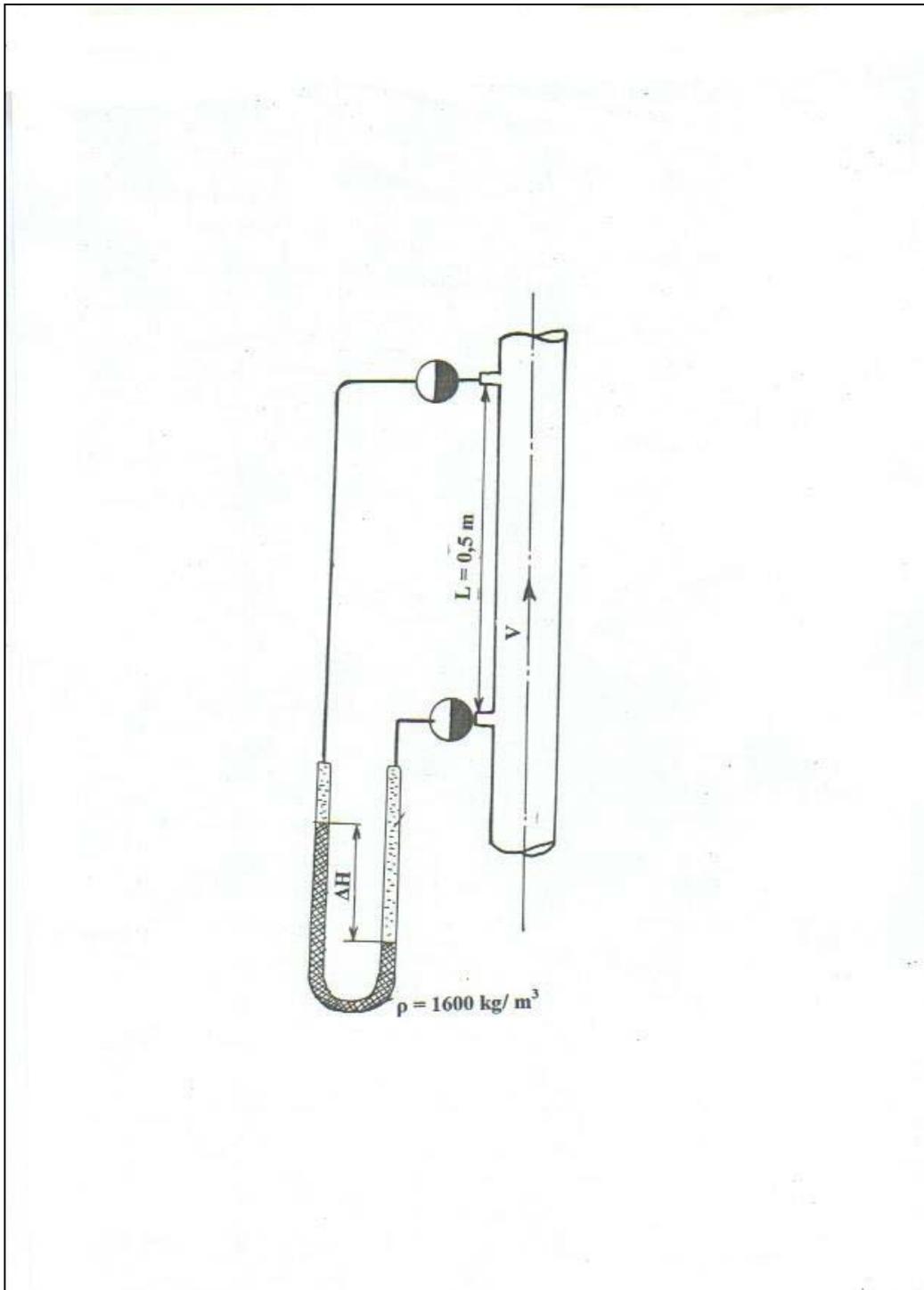
**Tableau 4.4. Etalonnage de la méthode volumétrique de mesure du débit**

<b>Qd</b> <b>l/s</b>	<b>0.8</b>	<b>1.0</b>	<b>1.5</b>	<b>1.55</b>	<b>2.22</b>	<b>2.3</b>	<b>2.35</b>	<b>2.5</b>	<b>2.6</b>	<b>4.1</b>	<b>2.6</b>	<b>2.4</b>
<b>Qv</b> <b>l/s</b>	<b>0.8</b>	<b>0.85</b>	<b>1.4</b>	<b>1.5</b>	<b>2.2</b>	<b>2.25</b>	<b>2.4</b>	<b>2.5</b>	<b>2.5</b>	<b>4.3</b>	<b>2.55</b>	<b>2.55</b>

Nous pouvons conclure que dans notre installation on peut mesurer le débit avec une bonne précision.

**4.3.2. Mesure de la densité :** la densité du mélange est mesurée aussi par deux méthodes: -celle du densimètre hydrostatique (16) qui nous donne directement pour chaque mélange une différence de hauteur en mètre de colonne de tétrachlorure de carbone en fonction de la densité du mélange et du débit, et en utilisant la balance mécanique (6) avec la précision de 1% et en équilibrant la masse du réservoir étalonné à vide par un contrepoids nous obtenons l'erreur de mesure comme suit :

$$b_{\rho v} = \sqrt{\delta_v^2 + \delta_b^2} = \sqrt{(0.2)^2 + (1)} = 1.01\%$$



**Fig4.4 Schéma du branchement du densimètre hydrostatique**

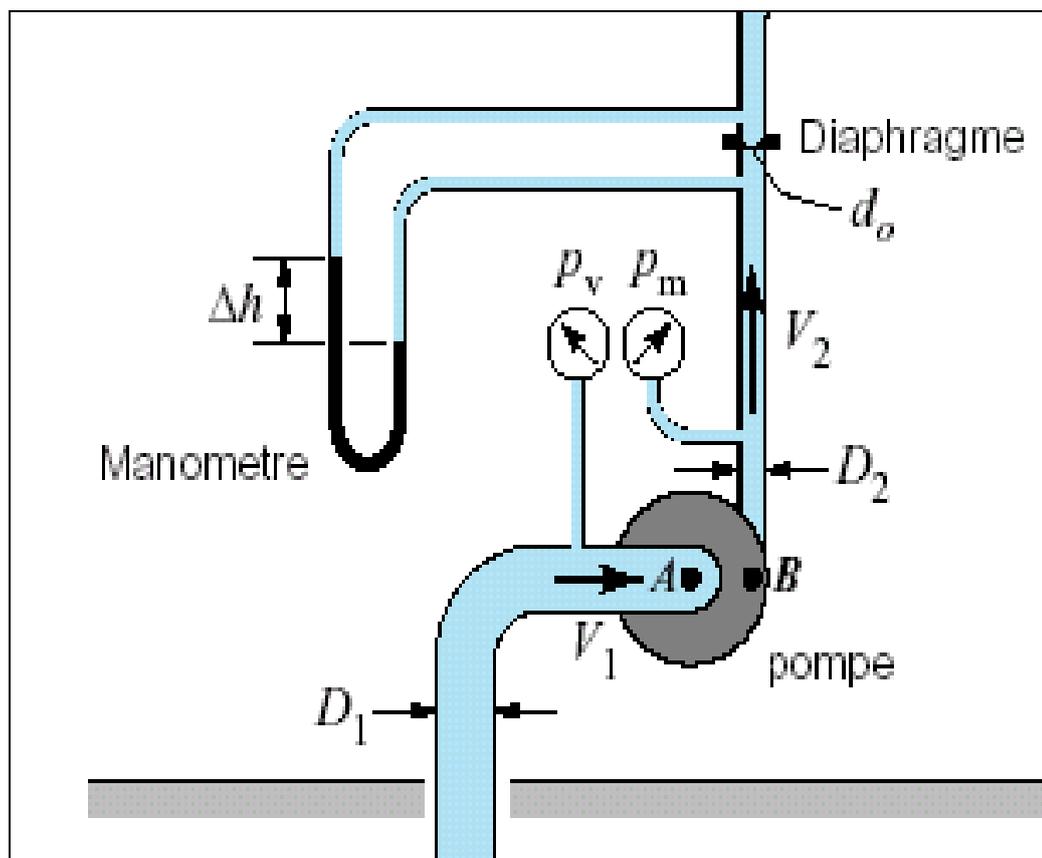


Fig.4.5 Schéma du branchement du diaphragme

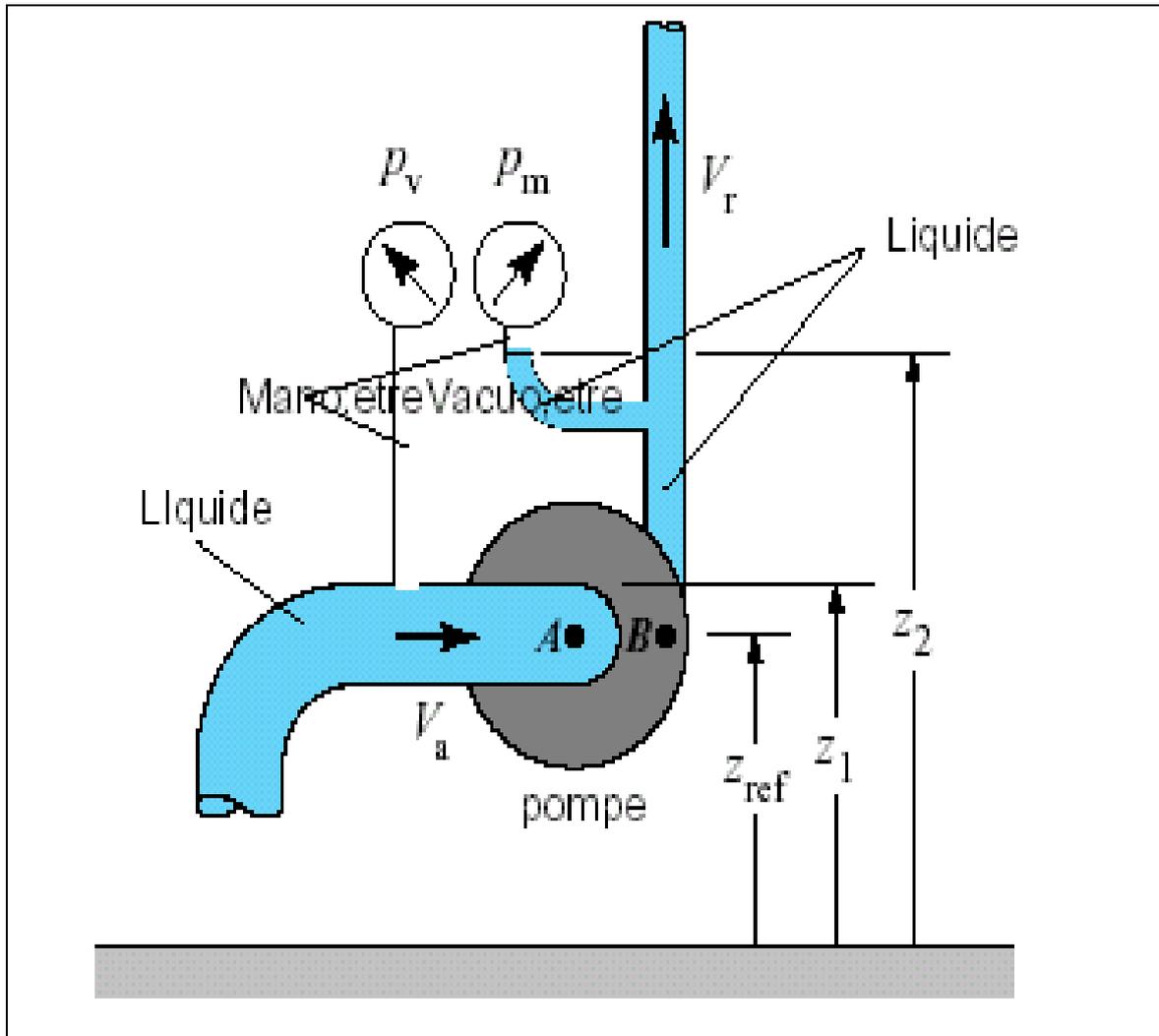
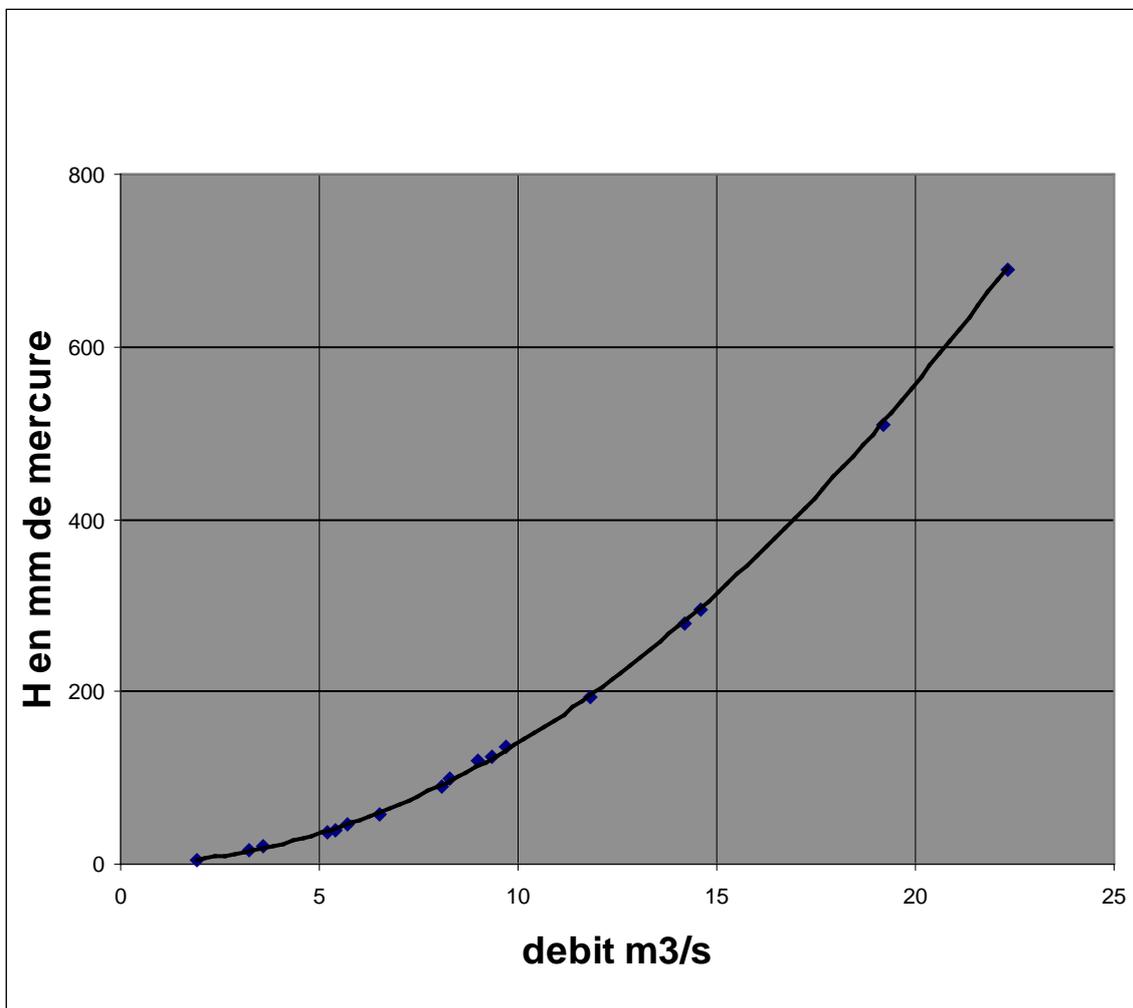


Fig.4.6 Interprétation des hauteurs  $Z_{ref}$ ,  $Z_1$  et  $Z_2$



**Fig4.7** Courbe d'étalonnage du diaphragme

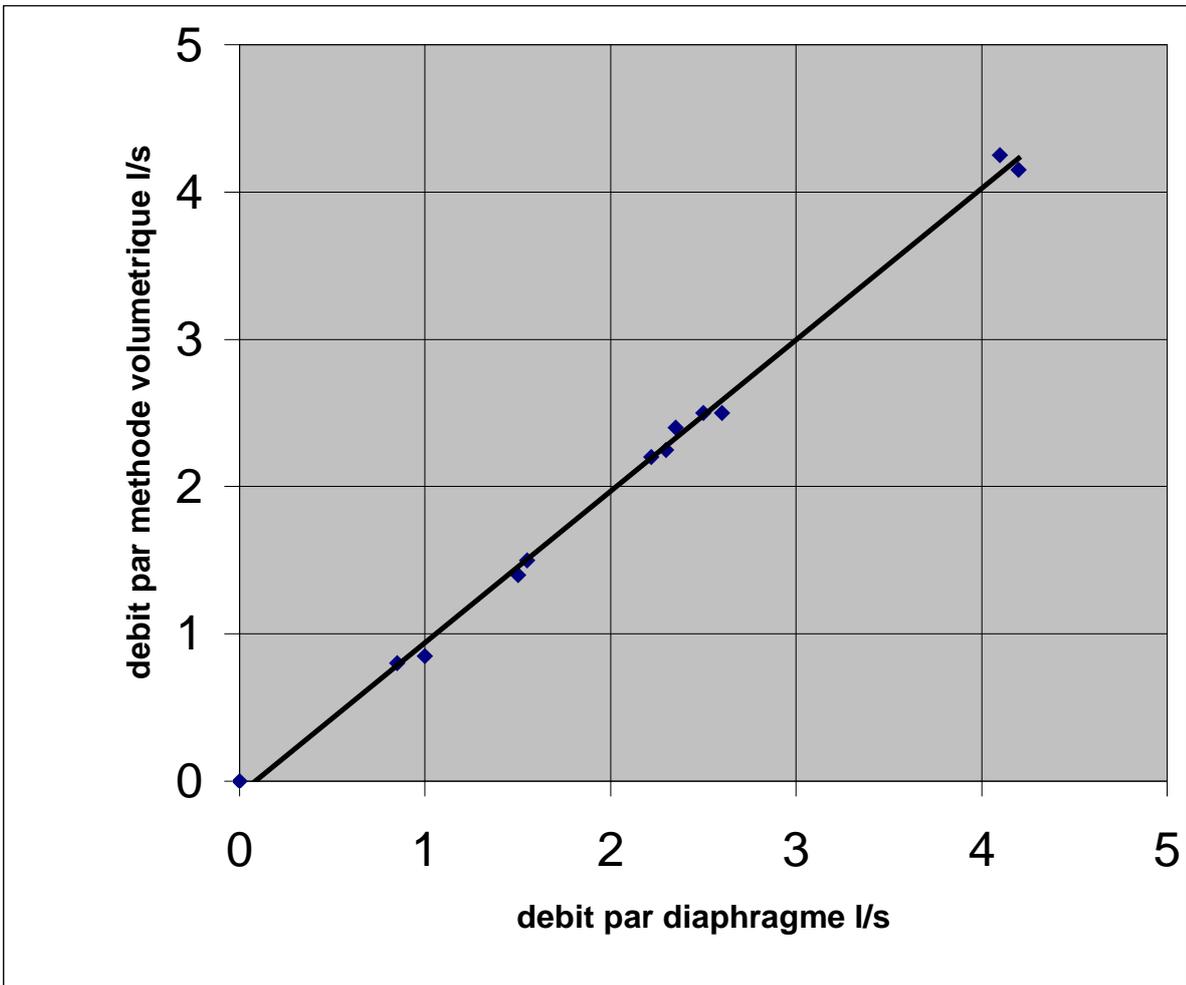


Fig. 4.8 Vérification de la méthode volumétrique de mesure du débit

Le principe de fonctionnement du densimètre hydrostatique est basé sur la mesure de la colonne du mélange dans la conduite verticale entre les prises de pression. A cause du mouvement du mélange dans la conduite? le manomètre différentiel relié avec les prises de pression exprime les pertes de charge le long de la conduite c'est à dire nous aurons :

$$\Delta H_v = L \frac{\rho_m - \rho_o}{\rho_o} + h_{pt} \frac{\rho_m}{\rho_o}$$

où : L -longueur comprise entre les prises de pression ;m  
 $\rho_m$  et  $\rho_o$  sont respectivement la densité du mélange et celle de l'eau. Pour réduire l'influence des pertes de charge sur la valeur de  $\Delta H_v$  une des prises pression est construite d'une manière spéciale [45]

La précision du densimètre hydrostatique dépend de la longueur L et du degré de compensation des pertes de charge. Dans notre cas pour apprécier l'erreur du densimètre nous avons effectué l'étalonnage par la méthode volume masse. Les résultats d'étalonnage sont présentés par la Figure.4.9 en abscisses est portés la différence de pression en mm de mercure ou le débit, en ordonnées la différence dans le densimètre en mm de tétra chlorure de carbone. L'erreur de mesure de la densité par le densimètre atteint 5%.

### 4.3.3 Analyse granulométrique du solide

En faisant l'analyse granulométrique des solides transportés dans les entreprises Algériennes par les pompes centrifuges nous avons remarqué que la majorité des particules solides ont un diamètre qui ne dépasse pas 0.3 mm. Nous avons choisi comme solide du déchet de lavage de phosphate de Djebel Onk. La courbe de répartition des classes des particules est présentée par la Figure.4.10

### 4.3.4. Mesure de la puissance consommée par le moteur.

On ne peut mesurer facilement que la puissance absorbée aux bornes du moteur, fréquemment cette puissance est seule suffisante car on recherche le rendement du groupe moteur pompe, si on désire connaître la puissance réellement absorbée par la pompe, il faut connaître le rendement du moteur aux différentes régimes de fonctionnement. Le rendement totale "wire- to- water" se définit comme l'efficacité à partir de l'entrée du boîtier de commande du moteur jusqu'à la sortie de la pompe. Elle englobe l'efficacité hydraulique, celle du moteur et, dans certains cas, celle du variateur de vitesse, de l'accouplement. Elle donne une mesure précise du rendement d'un bloc pompe complet. Sa principale lacune, c'est quelle ne tient pas compte de la courbe du système et du système réel. [46]

Finalement, l'efficacité "wire –to- water" se calcule comme suit:

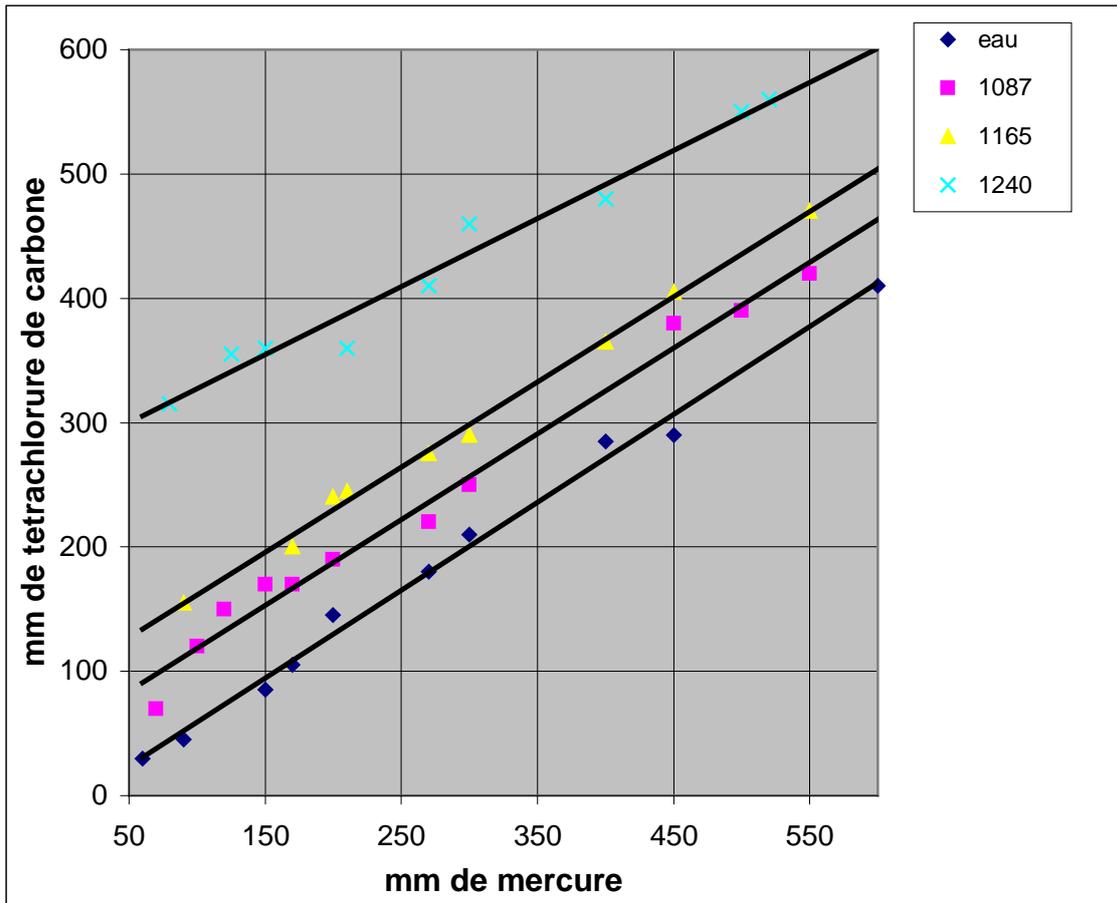
$$\eta_t = \eta_h \cdot \eta_m \cdot \eta_{ac}$$

$\eta_t$  - Rendement total ou "wire-to-water",

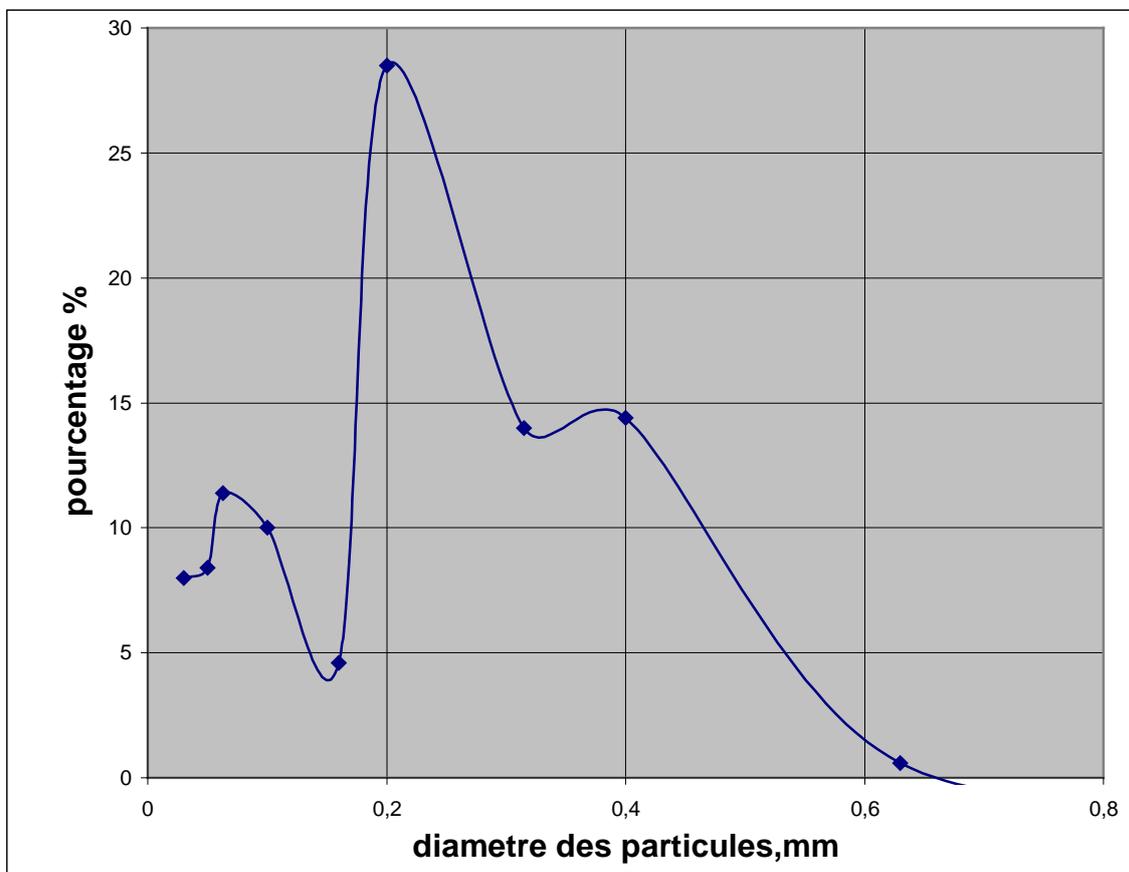
$\eta_h$  - rendement hydraulique,

$\eta_m$  - rendement du moteur de commande,

$\eta_{ac}$  - rendement de l'accouplement ou du variateur de vitesse,



**Fig.4.9** Courbes d'étalonnage du densimètre hydrostatique



**Fig.4.10 Analyse granulométrique du solide**

La puissance du moteur de commande est mesurée par un wattmètre. La puissance hydraulique (la puissance de sortie) de la pompe est déterminée par la relation:

$$N_{\text{sortie}} = \varpi_m \cdot Q \cdot H_p$$

ou

Q – est le débit de la pompe mesuré par le diaphragme

H<sub>p</sub> - l'énergie par unité de poids de liquide ou la hauteur de la pompe

Les erreurs de mesure des paramètres de travail de la pompe sont présentées dans le tableau 4.5

**Tableau 4.5 Erreurs de mesure des paramètres de travail de la pompe**

	<b>Paramètres</b>	<b>Erreur %</b>	<b>Méthode de mesure et appareillage</b>
<b>01</b>	<b>Volume étalon, m<sup>3</sup></b>	<b>00</b>	<b>Indicateur de niveau</b>
<b>02</b>	<b>Temps de remplissage, s</b>	<b>0,20</b>	<b>Chronomètre électrique</b>
<b>03</b>	<b>Masse du mélange, kg</b>	<b>01,00</b>	<b>Balance mécanique</b>
<b>04</b>	<b>Densité du mélange, kg/m<sup>3</sup></b>	<b>05,00</b>	<b>Densimètre</b>
<b>05</b>	<b>Densité du mélange, kg/m<sup>3</sup></b>	<b>01,20</b>	<b>Volume masse</b>
<b>06</b>	<b>Débit de la pompe, m<sup>3</sup>/h</b>	<b>00,80</b>	<b>Volumique</b>
<b>07</b>	<b>Débit de la pompe, m<sup>3</sup>/h</b>	<b>02,80</b>	<b>Débitmètre</b>
<b>08</b>	<b>Pression de la pompe, kg/cm<sup>2</sup></b>	<b>01,50</b>	<b>Manomètre à Bourdon</b>
<b>09</b>	<b>Dépression, kg/cm<sup>2</sup></b>	<b>02,50</b>	<b>Vacuometre</b>
<b>10</b>	<b>Pression différentielle, mm de mercure</b>	<b>01,00</b>	<b>Manomètre différentiel</b>
<b>11</b>	<b>Puissance consommée, kw</b>	<b>02,50</b>	<b>wattmètre</b>
<b>12</b>	<b>Vitesse de rotation, tr/mn</b>	<b>01,50</b>	<b>Tachymètre</b>

#### 4.4. Traitement et analyse des résultats

Les paramètres de la pompe en fonction du débit du mélange ont été calculés d'après les méthodes ordinaires, suivant les recommandations d'essai consiste à mesurer expérimentalement les caractéristiques  $H=f(Q)$ ,  $N=f(Q)$ ,  $\eta=f(Q)$  à une vitesse de rotation donnée. Pour cela l'essai se conduit en commençant par le point du débit nul (vanne fermée au refoulement) puis on ouvre progressivement la vanne jusqu'au débit maximal.

Les dépendances  $H=f(Q)$ ,  $N_{\text{eff}}=f(Q)$  et  $\eta=f(Q)$  de la pompe pour différentes densités du mélange sont présentées par les Figures 4.11 a, b et c

En examinant les caractéristiques  $H=f(Q)$ ,  $N=f(Q)$  et  $\eta=f(Q)$  nous remarquons l'influence des particules solides sur les caractéristiques de la pompe fonctionnant en mélange, ce qui confirme les études théoriques faites dans la partie théorique. Il est à noter ici que la hauteur de la pompe est exprimée en mètre de colonne de mélange.

D'après les courbes  $H=f(Q)$  nous voyons que la hauteur diminue avec l'augmentation de la densité du mélange (augmentation de la concentration) cela est due aux pertes de charge supplémentaires dans la roue et dans la volute de la pompe.

Cela indique que les équations de la pompe selon la théorie des tourbillons et celles expérimentales reflètent précisément le processus d'écoulement dans les canaux d'aubages de la pompe. Les expériences montrent aussi que cette réduction de la hauteur créée par la pompe n'est pas constante sur toutes les zones du débit. En analysant les recherches existantes nous avons remarqué que dans les zones plus proches de la zone de cavitation la hauteur créée par la pompe fonctionnant en mélange est plus petite que celle pour l'eau. En réalité, sans régulateur spécial, il n'y a pas de possibilité d'assurer le fonctionnement de la pompe avec un mélange de densité constante sur toutes les zones du changement du débit à cause du changement de la vitesse dans la conduite d'aspiration et la capacité d'aspiration de la pompe. Voilà pourquoi pour un petit débit la caractéristique de la pompe en eau s'approche à celle en mélange et pour les zones du grand débit la caractéristique en mélange devient plus haute et enfin pour la zone de cavitation la caractéristique en mélange sera plus petite que celle pour l'eau. Notant que le régime de cavitation se relève plutôt quand la pompe fonctionne en mélange. Ce phénomène est expliqué par les pertes de charges supplémentaires notamment à cause du frottement du disque de la roue mobile avec les particules solides ce qui n'est pas expliquée par l'équation théorique, ce phénomène peut être étudié à part.

En examinant les courbes de la hauteur  $H=f(Q)$  nous remarquons que les dépendances expérimentales sont conformes qualitativement à celles théoriques trouvées d'après les relations (3.22), (3.21), (3.20) et les pertes de charges supplémentaire d'après la formule (3.38).

Il faut préciser que lors de la comparaison des courbes théoriques et expérimentales, nous trouvons une différence qualitative à cause de limitation de la possibilité du stand expérimental et de la construction de la pompe. Celle-ci consiste dans le déplacement de quelques points expérimentaux en haut ou en bas de la courbe théorique et surtout pour la grande densité, et aussi par la précision des mesures. En effet il est difficile de réaliser la forme désirée des courbes comme dans le cas théorique à cause des facteurs négligés dans la théorie. En conclusion, nous pouvons

dire que les résultats obtenus dans la zone du régime optimal de fonctionnement de la pompe confirment les études théoriques.

La déviation de la caractéristique théorique par rapport à celle expérimentale dépasse 5%, voilà pourquoi la recalcule des caractéristiques de la pompe est effectué en se basant sur les résultats de traitement des expériences pour la zones du bon fonctionnement et sur l'échelle du modèle.

La puissance consommée par le moteur de commande croit avec l'augmentation de la densité du mélange.

En calculant la puissance hydraulique fournie au mélange nous trouvons le rendement de la pompe. Les variations de la puissance consommé et du rendement en fonction du débit son présentées dans les Figures.4.11a et Fig4.11 b.

L'analyse des vitesses dans les canaux des pompes de type K, GRM, et VASA utilisées souvent dans les usines d'enrichissement pour le transport des mélanges montre que le régime d'écoulement dans leurs canaux est plus proche du régime de la pompe K-20-30.

En utilisant les résultats de traitement des expériences et les coefficients de réduction de la hauteur  $K_H$ , du rendement  $K_\eta$  et le coefficient de correction de la puissance  $K_N$  nous pouvons recalculer les nouvelles caractéristiques de la pompe fonctionnant en mélange.

Les coefficients  $K_H$ ,  $K_N$  et  $K_\eta$  caractérisant le changement des caractéristiques de la pompe en fonction de la densité du mélange peuvent s'écrire de la manière suivante:

$$K_H = \frac{H_m}{H_o}, K_N = \frac{N_m}{N_o}, K_\eta = \frac{\eta_m}{\eta_o}$$

$H_m$ ,  $N_m$  et  $\eta_m$  sont respectivement la hauteur, la puissance et le rendement de la pompe fonctionnant en mélange.

$H_o$ ,  $N_o$  et  $\eta_o$  sont respectivement la hauteur, la puissance et le rendement de la pompe fonctionnant en eau.

Les variations des coefficients de réduction de la hauteur  $K_H$ , du rendement  $K_\eta$ , et le coefficient de correction de la puissance  $K_N$  et en fonction de la densité sont présentés dans par les Fig.4.12.a, b et c.

#### 4.4.1. Influence de la taille de la pompe.

Les données discutées dans les références précédentes, en général avaient été obtenues à partir de pompe centrifuge de taille modeste, et on estime que les essais avec de grandes pompes étaient nécessaires pour développer la plage des données. Ceci a été accompli par des expériences récentes par Sellgren et Addie (1989)[34] avec des pompes ayant des diamètres de roue de 1,1 à 1,2 m, en utilisant des boues de sable fin, de sable brut et de gravier. Sellgren et Addie(1989) ont constaté que le coefficient de la réduction de la hauteur  $K_H$  dépend du diamètre de la roue élevée à la puissance  $-0,9$ . Le coefficient de la réduction de la hauteur pour notre cas peut être déterminé à partir du coefficient de réduction de référence  $K_{HO}$  pour une pompe de diamètre de la roue  $D_o$  c'est-à-dire

$$K_H = K_{HO} \left( \frac{D}{D_O} \right)^{-0,9}$$

Notant aussi que la conception des aubes de la roue a un effet prononcé sur les performances de la pompe c'est pourquoi nous avons pris une pompe à aubes courbées ce qui a été vérifié par Walker et all [47].

#### 4.4.2. Influence des propriétés du solide transporté.

L'influence de la densité relative des particules solides et leurs tailles équivalentes peuvent être importante pour la détermination des coefficients de réduction de la hauteur et du rendement. L'influence de la densité relative du solide a été étudiée dans plusieurs références. Par exemple les données de Burgess et Riezes(1976)[48] avaient été obtenues avec un produit de minerai de densité relative 4,35 et des particules de diamètre  $d = 290$  micron ,le coefficient de réduction est semblable pour du sable de densité relative 2,65. La valeur du coefficient est de 0,10. Sellgren et Addie(1993)[49] trouve que la distribution granulométrique est très importante pour la détermination des coefficients ,ainsi une grande fraction de particules fines a un effet favorable sur les coefficients. Vu que la roue étudiée a un diamètre extérieur de 162mm et une largeur de 8mm ce qui nous conduit à utiliser des particules de diamètre inférieur à 0,3mm.

#### 4.4.3. Influence de la concentration du mélange.

Pour des concentrations en volume inférieures à 15% les coefficients de réduction de la hauteur et du rendement varient linéairement. Pour des valeurs importantes de la concentration la variation des coefficients est très grande. Des essais ont été faits à l'aide de pompe centrifuges de diamètre de la roue  $D= 0,81$  m et un diamètre des particules solides  $d=1,50$  mm. [47]. Puisque notre concentration en volume maximale est de 15 % donc les coefficients de la hauteur et du rendement varient linéairement avec la concentration du mélange Figure 12.a.c.

En utilisant les coefficient adimensionnels de la hauteur  $\delta$  qui est défini par :

$$\delta = \frac{g.H}{(\omega^2.D^2)} \quad \text{et du débit } \sigma \text{ défini par : } \quad \sigma = \frac{Q}{(U.D^3)} \quad \text{ou } g \text{ est}$$

l'accélération de la pesanteur en  $m / s^2$  , H est la hauteur développée par la pompe exprimée en mètres de colonne d'eau ou en mètres de colonne de mélange, Q le débit en  $m^3 / s$  , U la vitesse d'entraînement en m/s ,  $\omega$  la vitesse angulaire en rad /s et D le diamètre de la roue de la pompe en mètres. La Fig.4.13a, b, c montre clairement que la concentration ou la densité du mélange ont une influence importante sur les performances des pompes centrifuges. La diminution de la hauteur et du rendement augmente avec l'augmentation de la concentration en volume. Cette diminution est beaucoup significative pour des concentrations élevées. Les courbes déterminées révèlent aussi que la diminution absolue de la hauteur  $H_o - H_m$  ou du rendement  $\eta_o - \eta_m$  pour la même concentration est constante indépendamment du débit refoulé.

Une analyse quantitative peut être obtenue en comparant les résultats de la pompe K-20-30 avec ceux obtenus par F.NI, W.J.Vlasblom , A.Zwartbol (2002) [50] (pompe centrifuge entraînée par moteur diesel de 164 KW° avec roue de diamètre  $D = 400$  mm et 3 aubes et ou on désigne le facteur de réduction de la

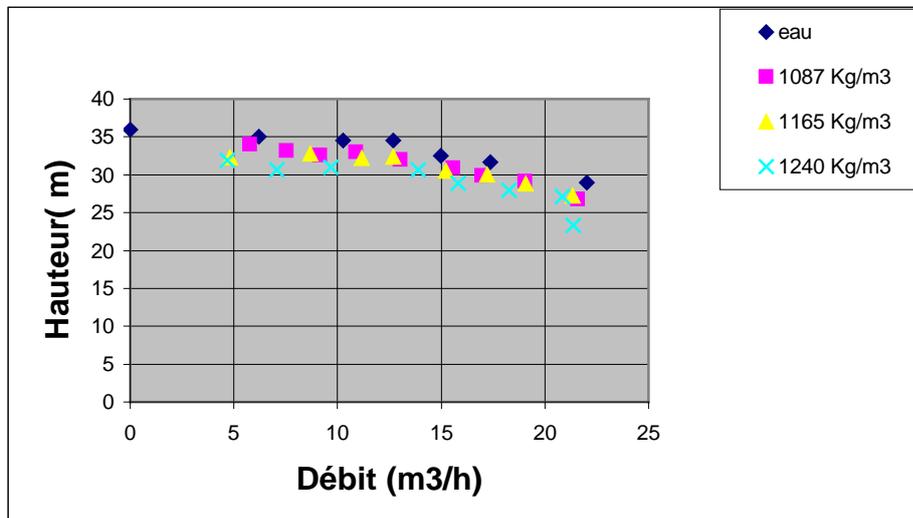
hauteur par  $K_H = (H_o - H_m) / H_o$  et du rendement par  $(\eta_o - \eta_m) / \eta_o$ , pour une concentration inférieure à 35% et un diamètre des particules solides inférieur à 0,372 mm les deux facteurs sont identiques. Tableau 4.6. Dans l'étude faite par Wilson [8] la concentration critique à partir de laquelle les facteurs de réduction se diffèrent est de 20 %.

**Tableau.4.6 Valeurs des coefficients de réduction des performances**

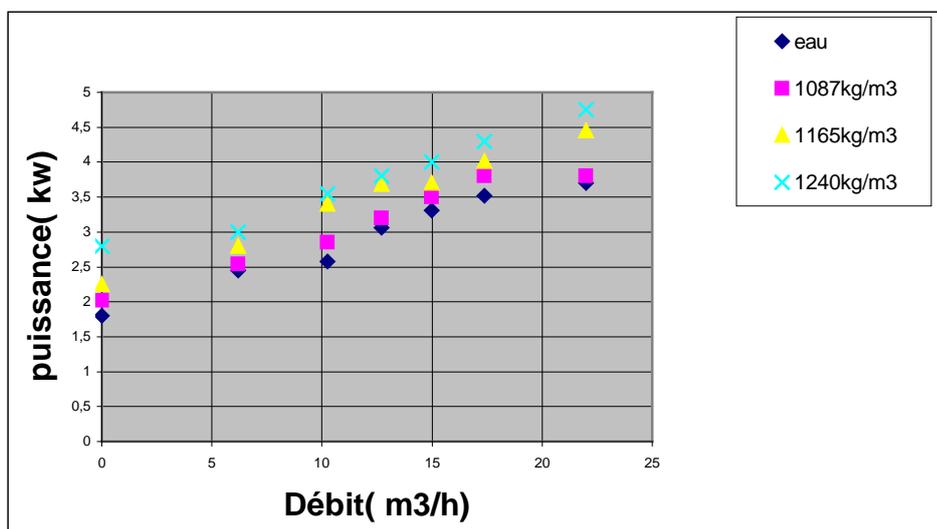
Phosphate d =0,3mm				Sable fin d= 0,123 mm				Sable moyen d=0,372 mm			
Cv %	K <sub>H</sub> %	K <sub>η</sub> %	K <sub>N</sub>	Cv %	K <sub>H</sub> %	K <sub>η</sub> %	K <sub>N</sub>	Cv %	K <sub>H</sub> %	K <sub>η</sub> %	K <sub>N</sub>
5	5.01	5.0	1.05	13-16	1,7	4,0	1,03	12-14	5,6	4,7	0,99
10	5.04	5.02	1.05	23-25	4,3	4,0	1,00	25-27	10,1	9,3	0,99
15	20	21	1.34	34-35	6,8	6,8	1,00	34-35	12,7	12,0	0,99

Les coefficients adimensionnels de la puissance  $\zeta = N / (\rho \cdot U^3 \cdot D^5)$  ou N est la puissance à l'entrée de la pompe en KW,  $\rho$  est la densité du mélange U et D sont la vitesse d'entraînement en m/s et le diamètre de la roue en mètres, sont présentés par la Figure.4.13.c.

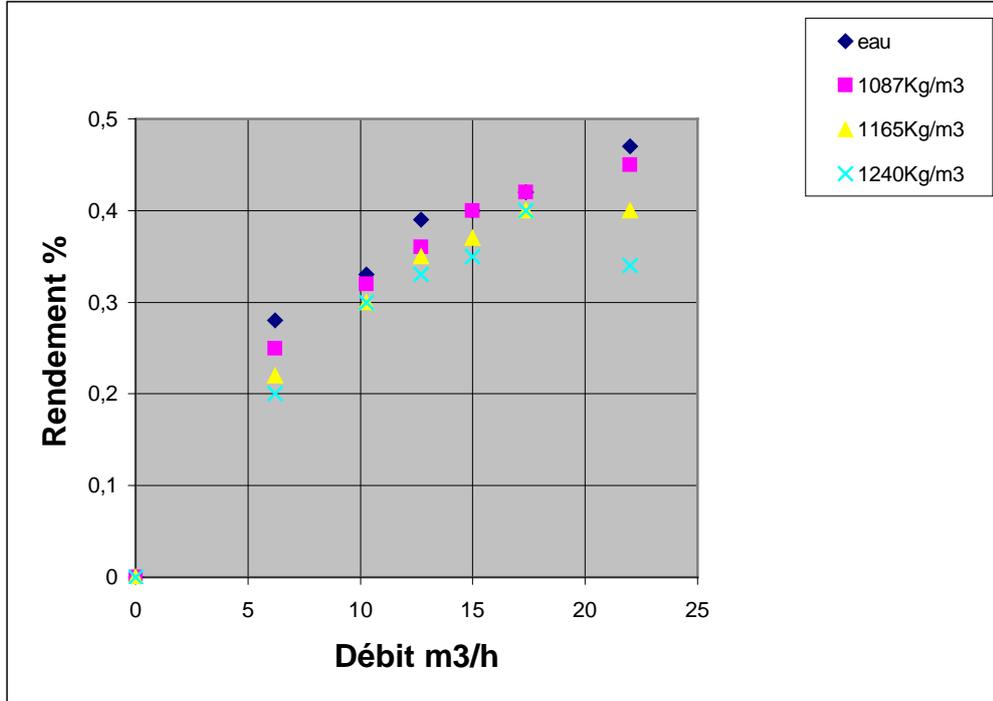
Le coefficient de correction de la puissance est défini par :  $K_N = N_m / (\bar{\rho} \cdot N_o)$  ou N<sub>m</sub> et N<sub>o</sub> sont respectivement la puissance de la pompe fonctionnant en mélange et en eau,  $\bar{\rho}$  densité relative du mélange. Dans d'autres travaux pour un même débit la puissance augmente avec l'augmentation de la concentration.



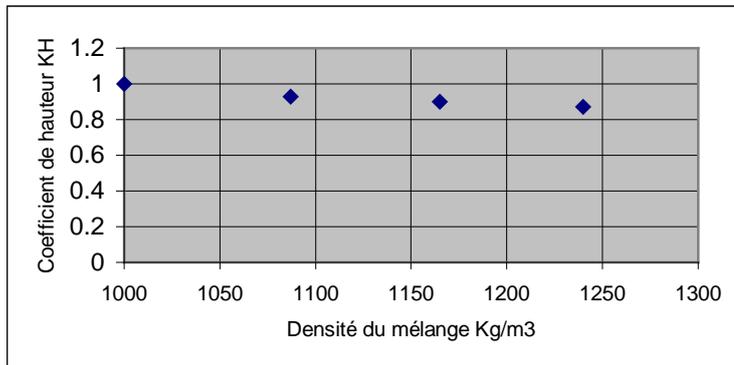
**Fig.4.11 a** Dépendance  $H=f(Q)$  de la pompe K-20-30 pour différentes densités du mélange



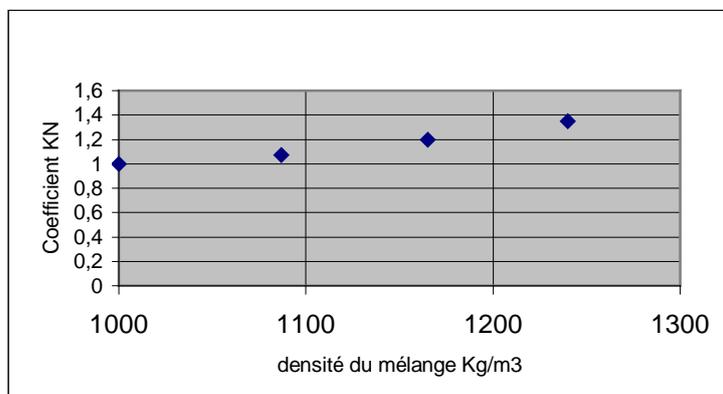
**Fig.4.11b** Dépendances  $N=f(Q)$  de la pompe K-20-30 pour différentes densités du mélange



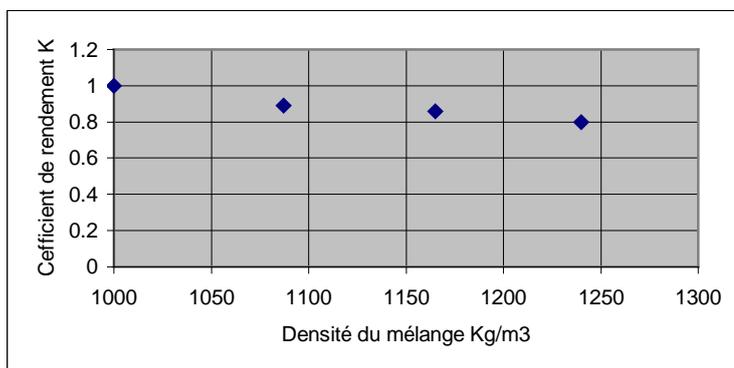
**Fig4.11c Dépendances  $\eta = f(Q)$  de la pompe K-20-30 pour différentes densités du mélange**



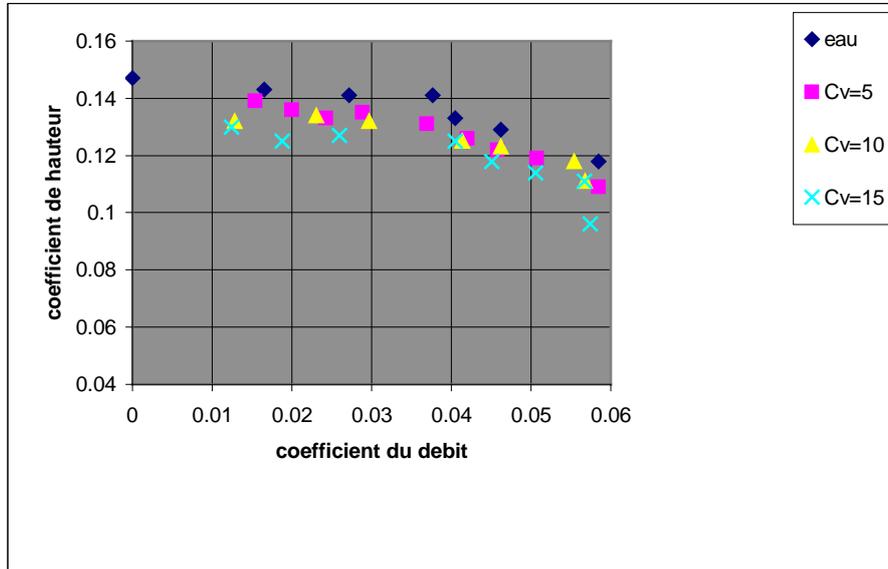
**Fig.4.12a Coefficient de réduction de la hauteur**



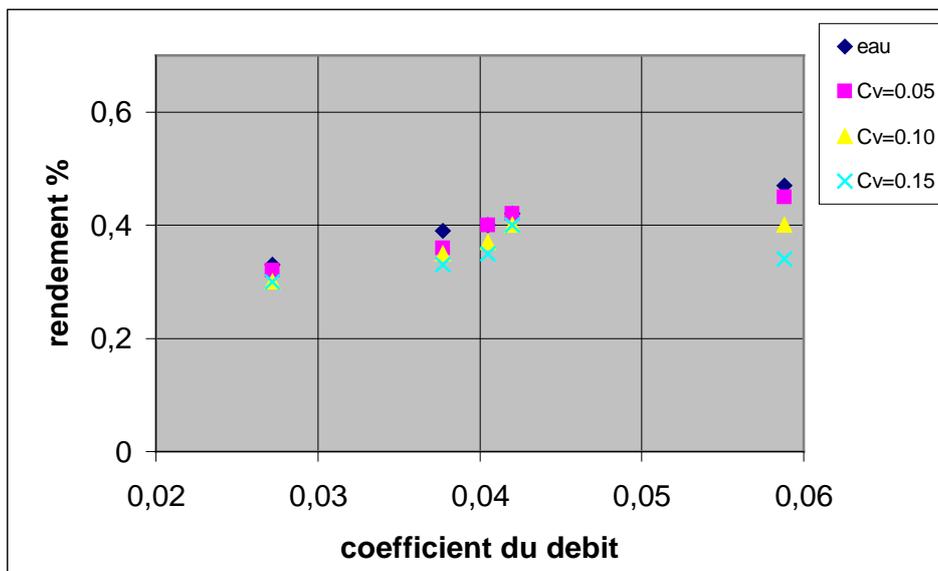
**Fig.4.12b Coefficient correction de la puissance**



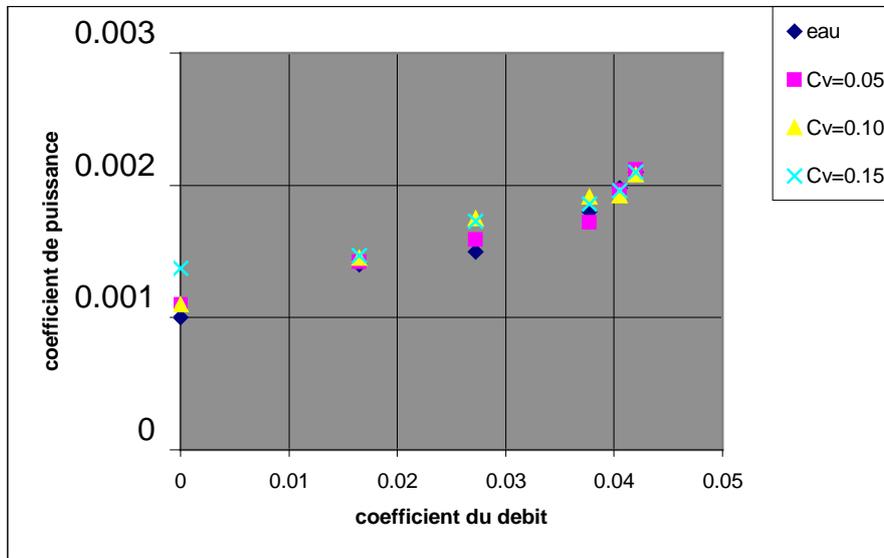
**Fig.4.12c Coefficient de réduction du rendement**



**Fig.4.13.a Coefficient manométrique en fonction du coefficient du débit**



**Fig.4.13 b Coefficient du rendement en fonction du coefficient du débit**



**Fig.4.13.c Coefficient de puissance en fonction du coefficient du débit**

## Conclusion:

L'analyse des travaux présentés ainsi que les résultats expérimentaux obtenus nous permettent de faire les conclusions suivantes :

- Les méthodes de correction des caractéristiques des pompes centrifuges sont données pour des conditions bien déterminées c'est à dire absence d'une méthode adéquate universelle.
- Les résultats obtenus ne sont valables que pour une zone bien déterminée du régime de fonctionnement de la pompe.
- Les coefficients de correction varient avec les paramètres physico mécaniques du mélange : concentration, taille et forme des particules solides, masse volumique du mélange
- Les caractéristiques de la pompe pour le cas de Djebel Onk peuvent être recalculé en utilisant les coefficients de hauteur  $K_H$ , de puissance  $K_N$  et de rendement  $K_\eta$   
Figure.4.10a, b, c.
- la concentration du mélange a un effet considérable sur les caractéristiques des pompes centrifuges. Pour des concentrations inférieures à 15 % les coefficients de réduction de la hauteur et du rendement sont presque égaux. La concentration critique est de 30%.
- La distribution granulométrique est très importante pour la détermination des performances des pompes travaillant en mélange notamment l'usure et le choix du matériau des pièces.
- Pour déterminer les coefficients de correction des paramètres de la pompe fonctionnant en mélange liquide solide il faut avoir:
  - a) la distribution granulométrique du solide.
  - b) La forme des particules solides.
  - c) La concentration du mélange.
  - d) La dureté des particules solides et la masse volumique.
  - e) Les caractéristiques du liquide porteur: viscosité, température.
- Comme solution pratique nous pouvons utilisé la méthode proposée par Geoff Moore (2003) qui donne la relation entre la granulométrie des particules solides, la concentration en volume du mélange, le rapport entre le diamètre des Particules solides et le diamètre de la roue de la pompe ainsi que les coefficients de la hauteur et du rendement. Figure.4.14.

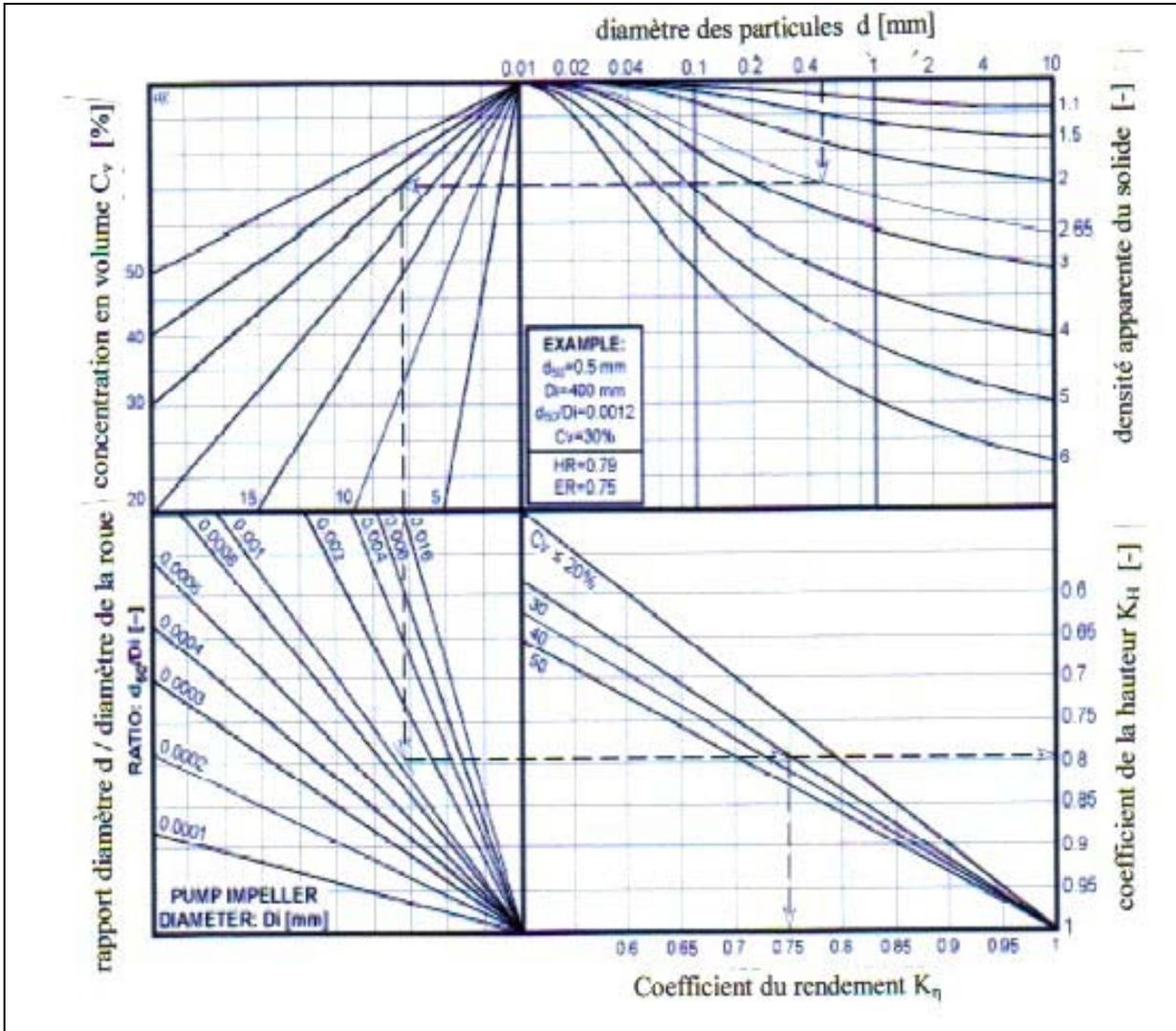


Fig.4.14 Coefficients de la hauteur et du rendement en fonction des caractéristiques du mélange et du solide [51]

***CONCLUSION  
GENERALE***

## CONCLUSION GENERALE

La détermination des caractéristiques individuelles des pompes centrifuges transportant des mélanges liquides solides revêt une grande importance dans les processus technologiques de transport par canalisation des divers produits tels que minerais de fer, phosphate, charbon. Le choix des pompes pour n'importe quel système de transport dépend principalement des expériences antérieures et /ou sur l'exécution de la pompe avec de l'eau claire. Plusieurs chercheurs ont prouvé que le régime de fonctionnement des pompes centrifuges dépendra du comportement du mélange que soit comme liquide newtonien ou autres.

Les propriétés rhéologiques des mélanges sont employées pour déterminer le choix des pompes afin d'optimiser les pertes de charges c'est-à-dire les pertes d'énergies dans le transport, cela consiste à transporter des mélanges liquides solides avec une concentration bien déterminée.

L'objet de cette étude est de montrer l'influence des propriétés physico mécaniques des solides transportés sur les performances des pompes centrifuges et de donner une méthode rationnelle de calculer les nouvelles caractéristiques en mélanges en se basant sur celles données pour l'eau claire et en utilisant les coefficients de correction.

La première partie de l'étude a permis de présenter les équations de base de l'écoulement dans les canaux d'aubage de la roue de la pompe et les pertes d'énergie. Une analyse bibliographique sur les principaux projets de transport des solides dans le monde est donnée, ainsi que les particularités des pompes centrifuges utilisées dans le transport des mélanges liquides solides.

Cette partie aussi nous a permis de définir les principaux paramètres rhéologiques ainsi que les différents typologies de l'écoulement des fluides complexes. Les relations de base pour l'écoulement sont données en premier lieu ; comme la concentration en volume ou en masse, la masse volumique des solides et du mélange. Le problème le plus important, dans la rhéologie des mélanges est le mouvement de cisaillement et la viscosité. Deux types de fluides sont présentés ceux à contrainte de cisaillement critique aussi communément désignés par l'appellation de fluides plastiques qui ne s'écoulent pas qu'ils leur soit appliqué une contrainte de cisaillement minimale, ici on donne plusieurs modèles rhéologiques décrivant l'écoulement des fluides à contrainte critique (boue de forage. Peinture à l'huile etc.). Les fluides à contrainte critique à savoir les pseudo plastiques (rhéofluidifiants) et dilatants (rhéoépaississants) sont caractérisés par une viscosité apparente qui est à peu près constante pour les faibles valeurs de vitesse de cisaillement imposée.

Plusieurs facteurs peuvent influencer la rhéologie des mélanges tels que la teneur en particules solides, la température et la taille de particules solides qui ont un effet considérable sur l'usure des pièces mobiles de la pompe.

La seconde partie est consacrée à l'étude théorique des pompes centrifuges fonctionnant en mélange ; deux théories sont proposées celle d'Euler qui suppose que l'écoulement absolu est permanent, et axisymétrique à l'entrée de la roue, et que celle-ci possède un nombre infini d'aubes infiniment rapprochées. Cette disposition, qu'on ne peut retenir qu'en admettant le fluide parfait, garantit que l'écoulement est aussi permanent et axisymétrique à la sortie de la roue. La théorie tourbillonnaire est la plus proche pour décrire d'une manière objective le processus de transfert d'énergie pour

les pompes fonctionnant en eau claire et pour les mélanges on donne une étude théorique d'évaluation des pertes supplémentaires provoquées par la présence des particules solides dans les anaux de la roue.

L'application des équations obtenues dans la pratique exige la connaissance des paramètres géométriques de la roue, la granulométrie du solide transporté, les pertes de charge dans la roue en eau et en mélange. Tout cela mène aux difficultés d'application de ces équations pour déterminer les nouvelles caractéristiques de la pompe fonctionnant en mélange liquide solide. En pratique on utilise des équations empiriques ou des graphes pour recalculer les paramètres de travail des pompes mais pour des conditions spécifiques.

La dernière partie est consacrée à l'étude expérimentale des pompes centrifuges fonctionnant en mélange afin de donner une méthode de correction de la hauteur, du rendement et de la puissance de la pompe pour les conditions Algériennes c'est-à-dire avec les caractéristiques physico mécaniques des mélanges utilisés dans les entreprises pétrolières chimiques et minières. Ici on a utilisé trois concentrations 5, 10 et 15 % et une masse volumique du solide de  $2800 \text{ kg/m}^3$ . La pompe utilisée est de type monocellulaire à console entraînée par un moteur asynchrone avec une vitesse de 2900 tr/mn. Les résultats obtenus sont comparés par ceux des chercheurs afin de cibler une méthode rationnelle et pratique, qui peut refléter notre cas réel.

La taille, la forme et la distribution granulométrique ont un effet considérable sur l'usure des roues des pompes centrifuges qui est un problème très complexe pour évaluer quantitativement et qualitativement l'usure des pièces ce qui nous a amené à limiter la concentration du mélange dans nos essais.

***REFERENCES***  
***BIBLIOGRAPHIQUES***

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Miguel Asuaje." Méthodologie et optimisation dans la conception des performances des turbomachines à fluide incompressible". Thèse d'état .ENSAM centre de Paris 2003.
- [2] Lyman,F.A " On the conservation of rothalpy in turbomachinery". J. of Turbomachinery, Vol 115 P 520.
- [3] J.L.Kueny. EPFL/ LMH Prof. INPG "Turbomachines hydrauliques." Section de Génie Mécanique 2003.
- [4] Mourad Bouraoui . "Méthode de prise en considération des écoulements de fuite dans le calcul des performances hydrauliques d'une pompe". Ecole polytechnique de Lausanne L.M.H .2002
- [5] Akinyan. "Le bilan de puissance dans les pompes centrifuges fonctionnant en suspension". Revue "Extraction hydraulique de la houille". Nedra N°5-6 1969.
- [6] Duckworth,R.A. "les carboducs." Revue "Pour la science". Janvier 1984
- [7] Nicolas Tixier : "Approches des propriétés rhéologiques de suspensions biologiques floculées". Thèse d'état Limoges. 2003.
- [8] K.C.Wilson, G.R.Addie, A .Sellgren : "Slurry transport using centrifugal pumps." London 1997. Second edition
- [9] Comolet .R "Mécanique expérimentale des fluides" tome 2 ed Masson. 1976
- [10] A. Smolderev ." Le transport hydraulique et pneumatique". Moscou. "Metallurgie" 1975
- [11] J. Poulain ."Les pompes roto dynamiques, problèmes mécaniques particulières".Paris.1997
- [12] Kraus.M .Drina .P "L'abrasion due aux particules de sable sous contrôle". Sulzer. Technical review. 1/1998.
- [13] Standard Test for Determination of Slurry Abrasivity and Slurry Abrasion Response of Materials. ASTM Committee G2 DesignationG75. 1995.
- [14] C.I.Walker, A.Goulas ." Performance characteristics of centrifugal pumps when handling non-newtonian homogeneous slurries." Proc. Inst. Mech Engrs vol198AN°1 1984
- [15] Neil.J , Alderman and Nigel.I.Heywood .Making Accurate. "Slurry flow curve measurements. Solid Handling". CEP. Mai 2004.
- [16] Midoux,N." Mécanique et rhéologie des fluides en génie chimique." Technique et documentation (Lavoisier) 2<sup>eme</sup> édition, 513p. 1988.
- [16] Coussot,,P, Grossiord,J.L." Comprendre la rhéologie: de la circulation du sang à la prise du béton". EDP. Sciences. 221p 2001.
- [18]Manaliadis,O ,Bishop,P.L " Temperature effect on rheology of sludges." J.Envirn. Engrg. 110. 286-290 . 1984.
- [19] Rocco ,M.C et Addie.G.R" Erosion Wear in slurry pumps and pipes" 1<sup>er</sup> World Conference on particle. Technology Nuremberg April 1986.
- [22] J.L.Kueny. EPFL/ LMH Prof. INPG"Turbomachines hydrauliques. "Section de Genie Mécanique France 2003
- [23] Mikhailov.A "Les pompes à aubes." Moscou 1977.
- [24] Joumakhov. J." Pompes, ventilateurs et compresseurs." Moscou 1970.

- [25] T.S .Luu, B. Viney and L.Bencherif. "Turbomachine blading with splitter blades designed by solving the inverse flow field problem. J.Phys. III france2. 657 -672. 1992.
- [26] Gueijer.V Boroumenski "Hydraulique et commande hydraulique". Ed Nedra Moscou. 1980.
- [27] Kartavi. N . "Machines stationnaires ".Moscou 1981
- [28] Givotovski.A "Les pompes à aubes pour mélanges abrasifs." Moscou 1978
- [29] Gahlot. V.K Seshadri. V. and Malhortra. R. C" Effect of density, size distribution, and concentration of solid on characteristic of centrifugal pumps." Journal of Fluids engineering386/ Vol.114 .1982
- [30] William .A.Hunt , Robert.R.Faddick The effects of solids on centrifugal pump characteristics . Advances in solid liquid flow in pipes and its applications. London 1971
- [31] I. Zandi."Advances in solid liquid flow in pipes and its applications." Per;magnon paper by Hunt . Faddick.U.S.A 1971.
- [32] J.J Vocaldo and M.S Sagoo "Slurry flow in pipes and pumps." Trans A.S.M.E vol 95 series B Journal of Engineering for industry N°1 Feb 1973 p65.
- [33] McElvain .R.E:" High pressure pumping" .Skillings Mining Review,63 (4) pp 1-14 1974.
- [34] Sellgren. A and Addie. G.R." Effect of solids on large centrifugal pump head and efficiency." Paper presented at CEDA Dredging Day. Amsterdam The Netherlands 1989.
- [35]K.E.Burgess andA. Reizes " The effect of sizing specific gravity and concentration on the performance of centrifugal pumps." Proc Inst Mech Eng vol 190 (37) 391-399 1976.
- [36]. Smolderev "Le transport par conduites. "Moscou. 1980.
- [37]I. Moguilevski . "Essais des pompes à sable pour les suspensions lourdes .Moscou cnitihimmach .1972
- [38]B. Karacik,U. Assaulenko. "Transport hydraulique du sable Kiev" ; Naoukova-Doumka 1966.
- [39]Gahlot . " Effects of density ,size distribution and concentration of solid on the characteristics of centrifugal pumps "Trans A.S.ME vol 114 Journal of Fluids Engineering 1992 p386.
- [40]. Cave." Effects of suspended solids on the performance of centrifugal pumps." Proc Hydro transport4 paper43. 1976.
- [41] Traince. V "Les paramètres et les régimes de transport hydraulique de la houille" Moscou.1970.
- [42] A.F.N.O. R" Association Française de Normalisation. Recueil de normes : Turbomachines : pompes ventilateurs et compresseurs. Paris 1986.
- [43] Avallone .E.A and Baumeister eds:"Marks Standard Handbook from Mechanical Engineers, 9 th ed New-York McGraw Hill 1987.
- [44] Munson.B D.F young and T. H .Okiishi : Fundamentals of Fluids Mechanics 3 rd ,ed New-York USA Wiley 1998.
- [45]Yarmentschenko. O : "Essais des pompes"Moscou. 1976.
- [46] Michel Bakhos . Ing M.B.A, I.T.T. Flygt Canada. 2000.
- [47] Walker ,C.I ,Weils P.I and Pomat . C . The effect of impeller geometry on the performance of centrifugal slurry pumps .Proc 4 th Inc Conf on Bulk Material Handling and Transportation I.E Wollongong Australia pp 97- 101, 1992
- [48] K.E.Burgess andA. Reizes The effect of sizing specific gravity and concentration on the performance of centrifugal pumps. Proc Inst Mech Eng vol

190 (36) 391-399 1976.

- [49] Sellgren, A and Addie, G.R Solids effects on characteristics of centrifugal slurry pumps. Proc. 12 Int. Conference on the Hydraulic Transport of Solids in pipes. 1993 Bruges. Belgium.
- [50] F.NI, W.J. Vlasblom, A.Zwartbol: An Experimental Investigation on Characteristics of slurry pump. 2002.
- [51] Geoff. Moore " Hydraulic Conveying of Bulk Materials" Excellent Engineering Solutions. Weir Minerals Division. USA Mars 2003.

## RESUME

Vu l'importance des pompes centrifuges, et leurs rapide dans plusieurs domaine tels que l'agriculture, les hydrocarbures, l'alimentation en eau potable, production du verre et les cimenteries une étude approfondie sur les pompes centrifuges s'avère nécessaire. Actuellement, plus de quatre millions de pompes sont vendues aux états unis. Malgré tout les avantages cités le coût de la maintenance dépasse les 50% du prix initial de la pompe ce qui nous a conduit à faire cette étude.

Les pompes centrifuges, en raison de leurs avantages inhérents, de débit élevé et consistant, faible coût, facilité d'entretien et une stabilité meilleure sont de plus en plus utilisées pour transporter des produits chimiques, des liquides visqueux et des mélanges liquides solides par des conduites sous pression.

Le choix des pompes centrifuges pour n'importe quel système de transport dépend principalement des expériences antérieures et /ou sur les caractéristiques de la pompe fonctionnant en eau claire. Beaucoup de chercheurs ont prouvés que les caractéristiques de la pompe dépendra du comportement mélange soit comme fluide Newtonien, soit comme fluide Bingham. Des recommandations tirées de la plupart des chercheurs sont que la hauteur développée ainsi que le rendement diminuent tandis que la puissance fournie augmente avec l'augmentation de la concentration du mélange.

Les variables qui affectent directement les performances de la pompe sont : la concentration, les propriétés physique mécanique du matériau à savoir ; la masse volumique, la forme et la taille des particules solides, la distribution granulométrique des particules ainsi que la taille de la roue et l'écoulement à l'intérieur de la pompe.

Plusieurs chercheurs, ont essayés de corrélérer leurs données expérimentales des essais des pompes avec certaines de ces variables et ont présenté des corrélations pour estimer les performances des pompes centrifuges fonctionnant en mélange en se basant sur les caractéristiques déterminées généralement pour de l'eau claire.

Fairbank (1942), a donné une méthode théorique pour calculer la hauteur développée par la pompe fonctionnant en mélange. Les vitesses d'entraînement des particules liquides et solides à la sortie de la roue sont d'abord déterminées ensuite employées pour le calcul ce qui est très difficile.

Vocaldo et autres (1974), dans leur analyse théorique ont supposé que les pertes principales dans une pompe centrifuge fonctionnant en mélange sont dues à l'interaction des particules solides et à l'énergie dépensée pendant le mouvement dans les canaux inter aubes.

Riezes (1976), Cave (1976), Sellgren (1979) et Mcelvain (1974) ont également présentés des corrélations pour calculer les coefficients de réduction des paramètres de la pompe. La comparaison des ces coefficients avec les résultats expérimentaux faits par Holzenberger (1980), Metz (1984), Sellgren and Vappling (1986), Wilson (1997) et enfin F. NI, W.J. Vlasblom (2002) ont prouvé que les corrélations sont diverses et dépendent des caractéristiques physico mécanique du mélange (masse volumique, taille et formes des particules, concentration etc.) ainsi que les paramètres constructifs de la pompe (nombre d'aubes, forme et type.) Geoff Moore (2003) donne une solution pratique qui permet de déterminer les coefficients de la hauteur, du rendement en fonction de la granulométrie, du

diamètre des particules solides, de la concentration et du rapport du diamètre des particules solides et le diamètre de la roue.

Dans cette thèse on se propose d'étudier l'influence des particules solides sur les performances des pompes centrifuges théoriquement et expérimentalement, elle se décompose en quatre chapitres:

Le premier chapitre consiste en une étude générale concernant les turbomachines et principalement les pompes centrifuges. Après avoir exposé les équations générales régissant l'écoulement dans la roue d'action de la pompe tels que l'équation de continuité, Navier stockes et le principe de conservation des énergie, les différentes pompes utilisées dans les entreprises Algériennes pour le transport des mélanges et leurs caractéristiques, ainsi que les principaux projets de transport hydraulique de matière solide dans le monde, en donne une étude bibliographique sur les pompes centrifuges fonctionnant en mélange et leurs particularités.

Le second chapitre consiste en une étude des caractéristiques physico mécaniques des mélanges liquides solides, les relations de base dans les écoulements des mélanges: la concentration, la viscosité, la relation entre les paramètres physiques du solide et la viscosité, la dureté du solide et les paramètres très importants qui sont l'érosion et l'abrasivité du solides et comment évaluer quantitativement et qualitativement l'influence de ces paramètres sur la pompe centrifuge.

Le troisième chapitre consiste en une étude théorique des pompes centrifuges à mélange en commençant par la détermination de la hauteur d'une pompe fonctionnant en eau claire, de la hauteur de la pompe fonctionnant en mélange, les pertes de charges supplémentaires dues à la présence des particules solides en utilisant deux théories celle des filets d'après laquelle on détermine l'équation d'Euler et des tourbillons qui est une méthode plus proche du cas des pompes fonctionnant en mélange. Une analyse des méthodes de correction des caractéristiques des pompes centrifuges fonctionnant en mélange liquide solide est donnée à la fin du chapitre.

Le quatrième chapitre consiste en une étude expérimentale de la pompes centrifuge monocellulaire à console K-20-30 avec plusieurs concentrations de mélange d'eau et de déchet de phosphate (5%, 10 % et 15%) en donne la description détaillée du stand, le choix des appareils de mesure des paramètres et les erreurs de mesure, la méthodologie des essais, le choix de la granulométrie du solide. Les coefficients de réduction de la hauteur, du rendement et le coefficient de correction de la puissance de la pompe sont déterminés en se basant sur les résultats obtenus par d'autres chercheurs et les résultats obtenus avec la pompe centrifuge K-20-30, des recommandations sont données pour les conditions Algériennes .

## SUMMARY

Considering the importance of the centrifugal pumps, and their rapid in several field such as agriculture, hydrocarbons, the supply drinking water, production of glass and the cement factories an in-depth study on the centrifugal pumps proves to be necessary. Currently, more than four million pumps are sold in the United States. Despite everything the quoted advantages the cost of maintenance exceeds the 50% of the initial price of the pump what led us to make this study.

The centrifugal pumps, because of their inherent advantages, of high and consistent flow, low cost, maintainability and a better stability are used more and more to transport chemicals, viscous liquids and mixtures liquidate solid by pressure lines.

The choice of the centrifugal pumps for any system of transport depends mainly on the former experiments and/or on the characteristics on the pump functioning out of clear water. Many researchers proved that the characteristics of the pump will depend on the behaviour mixture either like Newtonian fluid, or like Bingham fluid. Recommendations drawn from the majority of the researchers are that the developed height as well as the output decreases while the provided power increases with the increase in the concentration of the mixture.

The variables which affect the performances of the pump directly are: concentration, the properties physics mechanics of material to knowing; density, the shape and size of the solid particles, granulometry distribution of the particles as well as the size of the wheel and the flow inside the pump.

Several researchers tried to correlate their experimental data of the tests of the pumps with some of these variables and presented correlations to consider the performances of the centrifugal pumps functioning in mixture while basing themselves on the characteristics generally determined for clear water.

Fairbank (1942), gave a theoretical method to calculate the height developed by the pump functioning in mixture. Speeds of drive of the particles liquid and solid at the exit of the wheel initially given are then employed for calculation what is very difficult.

Vocaldo and others (1974), in their theoretical analysis supposed that the principal losses in a centrifugal pump functioning in mixture are due to the interaction of the solid particles and the energy spent during the movement in the channels inter paddles.

Riezes (1976), Cave (1976), Sellgren (1979) and Mcelvain (1974) also presented correlations to calculate the coefficients of reduction of the parameters of the pump. The comparison as of the these coefficients with the experimental results made by Holzenberger (1980), Metz (1984), Sellgren and Vappling (1986), Wilson (1997) and finally F Ni, W.J. Vlasblom (2002) proved that the correlations are varied and depend on the mechanical physical characteristics of the mixture (density, size and the shapes of the particles, concentration etc.)as well as the constructive parameters of the pump (a many paddles, form and standard.)Geoff Moore (2003) gives a practical solution which makes it possible to determine the coefficients height, output according

to granulometry, diameter of the solid particles, the concentration and the report/ratio of the diameter of the solid particles and the diameter of the wheel.

In this thesis one proposes theoretically to study the influence of the solid particles on the performances of the centrifugal pumps and in experiments, it breaks up into four chapters:

The first chapter consists of a general study concerning the turbo machinery and mainly the centrifugal pumps. After having exposed the general equations governing the flow in the wheel of action of the pump such as the equation of continuity, Naviers-Stoke and the principle of conservation of energy, the various pumps used in the Algerian companies for the transport of the mixtures and their characteristics, as well as the principal projects of hydraulic transport of solid matter in the world, give of it a bibliographical study on the centrifugal pumps functioning in mixture and their characteristics.

The second chapter consists of a study of the mechanical physical characteristics of the mixtures liquidate solid, the basic relations in the flows of the mixtures: concentration, viscosity, the relation between the physics solid state parameters and viscosity, the hardness of the solid and the parameters very significant which are the erosion and the abrasivity of the solids and how to evaluate quantitatively and qualitatively the influence of these parameters on the centrifugal pump.

The third chapter consists of a theoretical study of the centrifugal pumps with mixture begin of it with the determination da the height of a pump functioning out of clear water, the height of the pump functioning in mixture, the additional pressure losses due to the presence of the solid particles by using two theories that of the nets according to which one determines the equation of Euler and the swirls which is a method closer to the case of the pumps functioning in mixture. An analysis of the methods of correction of the characteristics of the centrifugal pumps functioning in solid liquid mixture is given at the end of the chapter.

The fourth chapter consists of an experimental study of the pump centrifuge with one impeller K-20-30 console with several concentrations of mixture of water and of scrap phosphate (5%, 10 % and 15%) gives of them the detailed description of the stand, the choice of the measuring apparatus of the parameters and the errors of measurement, the methodology of the tests, the choice of the granulometry of the solid. The coefficients of reduction height, the output and the coefficient of correction of the power of the pump are given while being based on the results obtained by other researchers and the results obtained with the pump centrifuges K-20-30, of the recommendations are given for the Algerian conditions.