



Ecole Nationale Polytechnique  
Département d'Hydraulique  
Laboratoire de recherches des sciences de l'eau "LRS-Eau"



# Thèse de Magister en Hydraulique

Option : Hydraulique

Présentée par :

Messahli Rabie

Ingénieur d'état en Génie civil de l'ENP

Intitulé :

## **Etude théorique et expérimentale d'une pompe hydraulique air-lift par un modèle diphasique homogène**

Soutenue publiquement le...19/02/2013.....devant le jury composé de :

Président :.....	SELATNIA Amar.....	Professeur	ENP
Rapporteur:.....	KETTAB Ahmed .....	Professeur	ENP
Examineurs:.....	BENMAMAR Saadia.....	Maître de conférences A	ENP
	BERMAD Abdelmalek...	Professeur	ENP

**ENP 2012**

**ملخص:** تقترح هذه المقولة دراسة نظرية وتجريبية لنظام تدفق رفع الهواء بتدفق لثنائي الطور الهواء والماء. نحدد نظرياً مختلف مميزات الطاقة لنظام المعقد بنظام يقوم على مبدأ المحافظة لتدفقات المدعومة. ومن تحليل أبعادها الجسدية الظاهرة يمكننا تصور نموذج تجريبي من المختبر. الترجمة الفيزيائية لنتائج التجريبية و النظرية سمحت لنا تقديم منهجية لحساب نظام التحجيم الأمثل لرفع الهواء.

**كلمات البحث:** مضخة رفع الهواء ، رفع الهواء القصير والطويل ، تدفق لثنائي الطور الهواء والماء ، خريطة تدفق لثنائي الطور ، نموذج تكوين جيب غطاء ، نموذج متجانس ، الغمر النسبي ، تدفق النسبي المحدد، نظام العمل الأمثل.

**Résumé:** Le présent travail propose une étude théorique et expérimentale du système d'air-lift en écoulement diphasique air-eau. On détermine théoriquement les différentes caractéristiques énergétiques du système complexe basées sur les principes de conservation des écoulements en charges. Une analyse dimensionnelle du phénomène physique nous permet la conception d'un modèle expérimental de laboratoire. Une interprétation physique des résultats expérimentaux et théoriques nous permet de présenter une méthodologie de calcul du système et un dimensionnement optimal de l'air-lift.

**Key Words:** air-lift pump, air-lift short and long, air-water two-phase flow, two-phase flow map, slug flow configuration, homogeneous model, relative submergence, specific flow rate, optimal working regime.

**Abstract:** The present thesis proposes a theoretical and experimental study of the system of air-lift in two-phase flow (air-water). We determine theoretically the various energy characteristics of the complex system based on the principles of conservation of the flows. A dimensional analysis of the physical phenomenon allows us the conception of an experimental model of laboratory. A physical performance of the experimental and theoretical results allows us to present a methodology of calculation of the system and an optimal sizing of an air-lift system.

**Mots clés :** pompe air-lift, air-lift court et long, écoulement diphasique air-eau, carte d'écoulement, configuration poche-bouchon, modèle homogène, immersion relative, débit spécifique, régime de travail optimal.

## **Remerciements**

*Je remercie Allah pour tout.*

*Ensuite, mes remerciements s'adressent :*

- *En premier lieu à mon Directeur de thèse **Professeur Ahmed KETTAB** qui m'a soutenu tout le long de ce travail,*
- *Puis aux honorables membres du jury qui ont accepté d'évaluer cette présente thèse,*
- *Mes remerciements vont aussi à mon premier promoteur **Professeur Victor METREVELI** ancien Enseignant à l'Ecole Nationale Polytechnique qui m'a proposé pour la première fois le sujet et dont on a assuré conjointement les premiers PFE ayant conduit principalement à la réalisation du modèle expérimental au laboratoire d'Hydraulique de l'E.N.P.,*
- *Enfin à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'effort consenti pour la bonne conduite et la finalisation de ce travail,*
  - *Sans oublier les membres de la grande famille, constituant l'Ecole Nationale Polytechnique,*
    - *qu'ils trouvent ici tous l'expression de toute ma profonde gratitude.*

## *Dédicaces*

Je dédie ce modeste travail :

- A mes chers regrettés parents, mon père et ma mère
- A tous ceux qui m'ont aidé à voir la lumière
- A tous ceux qui trouvent de l'intérêt à travers ce modeste travail

**Table des matières**

Introduction	1
Chapitre 1: Etude bibliographique du système air-lift	7
Chapitre 2 : Approches théoriques et exploration fonctionnelle de la pompe air-lift	20
2.1- Principe de fonctionnement et dépendances générales	
2.2- Les caractéristiques énergétiques de l'air-lift	
2.3- Débit spécifique d'air comprimé	
2.4- Les coefficients typiques adimensionnels de l'air-lift	
2.5- Débit spécifique réel de l'air comprimé	
2.6- Quelques tracé de caractéristiques théoriques	
2.7- Conclusion	
Chapitre 3 : Résultats théoriques et interprétations	40
3.1- Variation $Q_l = f(Q_a)$	
3.2- Courbes $K_Q = f(q)$	
3.3- Courbes de rendements $\eta = f(Q_a)$	
3.4- Courbes $Q_l = f(\alpha)$ et $Q_a = f(\alpha)$	
3.5- Conséquences théoriques générales	
3.6- Proposition de modèle théorique d'air-lift	
3.7- Conclusion	
3.8- Les graphes théoriques	
Chapitre 4 : Etude expérimentale du système air-lift	52
4.1- Analyse dimensionnelle	
4.1.1- Généralités	
4.1.2- Théorème de Vaschy-Buckingham	
4.1.3- Application du théorème de Vaschy-Buckingham	
4.2- Aspect expérimental	
4.2.1- Présentation de l'installation	
4.2.2- Les principaux éléments constructifs de l'installation	
4.3 - Mesures	
4.3.1- Instruments de mesure	
4.3.2- Etalonnage des instruments de mesure	
4.4- Calcul d'erreur	
4.4.1- Calcul d'erreur du diaphragme	
4.4.2- Calcul d'erreur du déversoir	
Chapitre 5 : Analyse des résultats expérimentaux et interprétations	72
5.1- Résultats et graphes	
5.1.1- Les caractéristiques expérimentales de l'air-lift	
5.2- Recherche et tracé graphique de la zone optimale	
5.3 -Variation du débit spécifique $q$ en fonction de l'immersion relative $\alpha$	

---

5.4 -Variation du coefficient de résistance spécifique $K_Q$ en fonction de $q$ et de $\alpha$	
5.5-Variation du coefficient du débit $K_Q$ en fonction de $q$ et $\alpha$	
5.6-Variation de $\bar{Q}$ en fonction de $\bar{q}$	
5.7- Interprétation des résultats $K_Q=f(\alpha)$ $K_Q=f(q)$	
5.8- Conclusion :	
<b>Chapitre 6 : Equation générale de l'air-lift</b>	<b>89</b>
6.1- Equation générale du mouvement des mélanges air-lifts	
6.2- Caractères des structures du mouvement des mélanges air-eau	
6.3- Analyse des résultats de Metreveli	
6.4- Analyse et validation de nos résultats	
6.4.1- Selon le critère de Froude	
6.4.2- Selon les cartes d'écoulement de Hewitt et de Macquillan	
6.5- Conclusion	
<b>Chapitre 7 : Conception des corrélations</b>	<b>104</b>
7.1- Ajustement des courbes de données	
7.2- Confrontation de nos résultats aux données	
7.3- Conclusion	
<b>Conclusion générale</b>	<b>112</b>
<b>Recommandations et perspectives futures</b>	<b>117</b>
<b>Bibliographie</b>	<b>118</b>
<b>Annexe A</b>	<b>122</b>
<b>Annexe B</b>	<b>125</b>

## Liste des abréviations

### Lettres latines

A : Section transversale de la conduite [ $m^2$ ], indice

a : Célérité du son dans le liquide (eau) [m/s]

a , a' , b , b' : Constantes expérimentales

$C_l$  : Vitesse du liquide (eau) [m/s]

$C_g$  : Vitesse du gaz (air) [m/s]

D : Diamètre de la conduite de refoulement de l'air-lift [m]

$d_{em}$  : Densité de l'émulsion

$d_{eau}$  : Densité de l'eau

$d_a$  : Diamètre de la conduite d'air comprimé [m]

Eu: Nombre d'Euler

E : Energie fournie par l'air comprimé pour une détente isotherme [watt]

$E_s$  : Taux d'énergie linéairement répartie [watt/m]

$f_1, f_2$  : Fonctions analytiques

Fr: Nombre de Froude

$Fr_m, Fr_{min}, Fr_{opt}, Fr_{max}$  : Nombre de Froude du mélange , minimal, optimal et maximal du mélange aux différentes sections

g : Accélération de la pesanteur [ $m/s^2$ ]

$G_i$  : Grandeur physique

H : Hauteur d'élévation du mélange dans la conduite d'air-lift [m]

h : Hauteur d'immersion géométrique, hauteur d'eau dans le déversoir [m]

$\Delta h_a$  : Hauteur d'élévation d'eau dans la conduite de refoulement [m]

$h_a$  : Hauteur d'élévation du mélange correspondant à  $P_{atm}$  [m]

$h_s, h_D$  : Hauteur statique et dynamique de l'immersion géométrique [m]

$H_c$ : Hauteur du coude du système air-lift en U [m]

$\Delta H_l$  : Perte de charge dans l'eau seule [m]

$\Delta H_m$  : Perte de charge totale dans le mélange air-eau [m]

$h_f, h_g$  : Perte de charge développée dans le liquide et le gaz [m]

$K_Q, K_{Qth}, K_{Qexp}$  : Coefficient de débit, théorique et expérimental

$K_1$  : Constante

$K_2$  : Constante qui dépend du rendement du système

$k$  : Coefficient de compressibilité [ $m^2/N$ ]

$K_m$  : Coefficient de glissement entre les deux phases air et l'eau

$L$  : Hauteur totale du système air-lift [m]

$l_c$  : Longueur du coude du système air-lift en U [m]

$l$  : Largeur du niveau d'eau dans le déversoir [m]

$l_i, l_s$  : Profondeur de la section d'entrée et de sortie [m]

$m_0$  : Fraction volumique du liquide sur celle de l'air

$Ma$  : Nombre de Mach

$\dot{m}$  : Débit massique d'air comprimé de mesure [g/s]

$n$  : Coefficient dépendant du nombre de Reynolds

$N_a$  : Puissance absorbé par l'air -lift [watt]

$N_f$  : Puissance fournie par le compresseur [watt]

$N_{air}$  : Puissance d'air comprimé [watt]

$N_{entrée}$  : Puissance totale de l'air et l'eau à l'entrée au mélangeur [watt]

$N_{sortie}$  : Puissance totale de l'air et l'eau à l'entrée au séparateur [watt]

$n$  : Nombre de grandeurs physiques

$P_m$  : Pression au niveau du mélangeur [ $N/m^2$ ]

$\Delta P_C$  : Perte de pression d'air pendant la mise en marche [ $N/m^2$ ]

$P_C$  : Pression donnée par le compresseur [ $N/m^2$ ]

$P_{moy b}$  : Pression moyenne du mélange correspondant au barbotage [ $N/m^2$ ]

$P_{moy}$  : Pression moyenne au mélangeur [ $N/m^2$ ]

$P_{atm}$  : Pression atmosphérique [ $N/m^2$ ]

$P_i$  : Pression dans une section quelconque de la conduite d'air-lift [ $N/m^2$ ]

$P_m$  : Pression du mélange air-eau au niveau au mélangeur [ $N/m^2$ ]

$\Delta P_d$  : Charge dans la conduite [m].

$\Delta P_{rl}$  : Perte de charge dans la conduite air-lift pour une perte de charge nulle dans la conduite d'aspiration [m].



- $P_{\text{ nominale}}$  : Pression nominale d'air [bar]
- $P_0$  : Pression d'air au mélangeur [ $\text{N/m}^2$ ]
- $P_2$  : Pression d'air à la sortie (pression atmosphérique) [ $\text{N/m}^2$ ]
- $Q_l$  : Débit volumique d'eau de l'air-lift [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
- $Q_{lr}$  : Débit liquide (eau) réel
- $Q_{lC}$  : Débit liquide (eau) calculé
- $Q_{ab}$  : Débit d'air dans la phase de barbotage de l'air-lift [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
- $Q_a, Q_{g0}$  : Débit volumique d'air à la pression atmosphérique  $P_{\text{atm}}$  [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
- $Q_{\text{air}}, Q_a$  : Débit d'air massique expérimental [g/s]
- $Q_{a \text{ moy}}$  : Débit volumique d'air à la pression  $P_{\text{moy}}$  [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
- $q$  : Débit spécifique de l'air-lift à pression quelconque
- $q_0$  : Débit spécifique de l'air-lift à pression atmosphérique
- $q_{\text{moy}}$  : Débit spécifique moyen à  $P_{\text{moy}}$
- $Q_m$  : Débit volumique du mélange air-eau [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
- $Q_{l \text{ max}}$  : Débit volumique d'eau maximal de l'air-lift [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
- $q_{\text{min}}$  : Débit spécifique minimum
- $q_{\text{th}}$  : Débit spécifique théorique
- $\Delta q$  : Débit spécifique d'air-lift supplémentaire
- $q_r$  : Débit spécifique d'air-lift réel
- $q_c$  : Débit spécifique d'air-lift court, calculé
- $q_l$  : Débit spécifique d'air-lift long
- $Q_G$  : Débit volumique du gaz (air) [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
- $Q_l$  : Débit volumique du liquide (eau) [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
- $Q_{a \text{ m}}$  : Débit d'air comprimé de mise en marche [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
- $Q_{a \text{ opt}}$  : Débit volumique d'air optimal [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
- $\bar{Q}$  : Débit liquide réduit
- $\bar{q}$  : Débit spécifique réduit
- $q_{\text{opt}}$  : Débit spécifique optimal
- $q_z$  : Débit spécifique à la cote  $z$
- $q_i, q_s$  : Débit spécifique aux sections d'entrée et sortie

- R : Résistance de la conduite d'aspiration [ $s^2/m^5$ ] , constante des gaz parfaits [ $bar.m^3 / kg.°K$ ]
- $R_{al}$  : Résistance hydraulique de la conduite de l'air-lift [ $s^2/m^5$ ]
- $R_s$  : Immersion relative du système
- $R_C$  : Résistance hydraulique de la conduite en coude du système air-lift [ $s^2/m^5$ ]
- $r$  : Nombre de grandeurs physiques fondamentales, coefficient de corrélation
- $Re, Re_m$ : Nombre de Reynolds et celui du du mélange air-eau
- $s$  : Glissement entre phases gaz et liquide
- $\Delta t$  : Temps de mise en marche du compresseur [s]
- $V_b$  : Vitesse de l'air dans la colonne de barbotage [m/s]
- $V_s$  : Vitesse de sortie du jet au niveau du séparateur [m/s]
- $V$  : Vitesse de l'écoulement [m/s], volume d'eau à travers le déversoir [l]
- $V_l$  : Vitesse du liquide (eau) [m/s]
- $V_g$  : Vitesse du gaz (air) [m/s]
- $V_{term}$  : Vitesse terminale du gaz [m/s]
- $V_m$  : Vitesse moyenne du mélange [m/s]
- $V_{lm}$  : Vitesse moyenne du liquide (eau) [m/s]
- $V_{am}$  : Vitesse moyenne de l'air [m/s]
- $V_m^{min}$  : Vitesse moyenne du mélange minimale [m/ s]
- $V_m^{opt}$  : Vitesse moyenne du mélange optimale [m/ s]
- $V_m^{max}$  : Vitesse moyenne du mélange maximale [m/ s]
- $V_m$  : Vitesse moyenne du mélange aux différentes sections [m/ s]
- $W_{la}$  : Volume d'eau contenu dans la conduite d'amenée d'air comprimé [ $m^3$ ]
- $W$  : Vitesse relative du gaz (air) [m/ s]
- $We$  : Nombre de Weber
- $X$  : Hauteur d'immersion expérimentale, variable statistique
- $Z_m$  : Indice de hauteur de cote
- $Z$  : Profondeur d'eau dans le déversoir

**Lettres grecques**

$\rho_l$  : Masse volumique du liquide (eau) [ $\text{kg/m}^3$ ]

$\rho_{G0}$ : Masse volumique du gaz à la pression atmosphérique (air) [ $\text{kg/m}^3$ ]

$\alpha_2$ : fractions de volume du gaz (air)

$\psi$  : Coefficient perte de charge du mélange diphasique air-eau

$\rho_i$ : Masse volumique de l'air à une section quelconque de l'air-lift [ $\text{kg/m}^3$ ]

$\eta$ : Rendement isothermique de la détente de l'air [%]

$\rho_m, \rho_{\text{mét}}$ : Masse volumique du mélange air-eau [ $\text{kg/m}^3$ ]

$\rho_a$ : Masse volumique d'air à la pression moyenne du mélangeur [ $\text{kg/m}^3$ ]

$\eta_{\text{max}}$  : Rendement isothermique maximal de la détente de l'air [%]

$\rho_{\text{mb}}$  : Masse volumique du mélange air-eau correspondant au barbotage [ $\text{kg/m}^3$ ]

$\alpha$  : Fractions de volume du gaz (air), immersion relative de l'air-lift, échancrure du déversoir

$\rho_{\text{atm}}$ : Masse volumique d'air à la pression atmosphérique [ $\text{kg/m}^3$ ]

$\lambda_m$  : Coefficient de perte de charge par frottement du mélange diphasique air-eau

$\nu_m, \nu$  : Viscosité cinématique du mélange air-eau [ $\text{s/m}^2$ ]

$\sigma$  : Tension superficielle [ $\text{s}^2/\text{kg}$ ]

$\mu_l, \mu$  : Coefficient du débit expérimental du déversoir

$\rho_{\text{Hg}}$  : Masse volumique du mercure [ $\text{kg/m}^3$ ]

$\alpha_{12}$  : Coefficient de vitesse

$\nu_l$ : Viscosité cinématique du liquide (eau) [ $\text{s/m}^2$ ]

$\nu_g$ : Viscosité cinématique du gaz (air) [ $\text{s/m}^2$ ]

## Liste des figures

### Chapitre 1

<i>Figure (1.1)</i> : Schéma type d'un air-lift	9
<i>Figure (1.2)</i> : Schémas de différents air-lift pratique	10
<i>Figure (1.3)</i> : Caractéristique de fonctionnement d'une pompe air-lift (Pattantatyus 1959)	18

### Chapitre 2

<i>Figure (2.1)</i> : Les schémas de fonctionnement du système air-lift	23
<i>Figure(2.2)</i> : Caractéristique débit d'eau $Q_l$ -débit d'air $Q_a$ d'un air-lift pour $D=0.08m$ , $h=5m$ , $\alpha =0.5$	29
<i>Figure (2.3)</i> :Caractéristiques débit d'eau $Q_l$ -débit d'air $Q_a$ , $Q_l=f(Q_a)$ pour un air-lift court de diamètre $D=0.08 m$	30
<i>Figure (2.4)</i> :Construction sur les courbes caractéristiques rendement-débit d'un air-lift donné	32
<i>Figure (2.5)</i> :Courbes de variation du débit spécifique théorique $q_{th}$ en fonction de l'immersion relative $\alpha$ pour et $h=30, 70,120 m$ .	33
<i>Figure (2.6)</i> : Schéma de calcul du coefficient de résistance hydraulique $R_{al}$	35
<i>Figure (2.7)</i> : Variation de la perte d'énergie due à la résistance de la conduite d'air-lift dans l'eau $\Delta H_l$ et dans le mélange air-eau $\Delta H_m$ en fonction du débit spécifique $q$ .	37
<i>Figure (2.8)</i> : Courbes théoriques de variation du débit d'eau ( $Q_l$ ) en fonction du débit d'air ( $Q_a$ ) pour différentes immersions relatives $\alpha$ .	37

### Chapitre 3

<i>Figure (3.1)</i> :Développement des structures du mélange diphasique air-eau en fonction débit d'air et du rendement de la pompe air-lift.	44
<i>Figure (3.2)</i> :Développement de la perte de charge dans le mélange diphasique air-eau en fonction de celles dans chacune des composantes air et eau.	44
<i>Figure (3.3)</i> :Courbes de variation du débit liquide en fonction du débit d'air pour l'air- lift long et pour différents diamètres de la conduite ( $h=120 m$ et $\alpha =0.3$ )	47
<i>Figure (3.4)</i> : Courbes de variation du débit liquide en fonction du débit d'air pour un air- lift long et pour différents diamètres ( $h=20 m$ , $\alpha =0.3$ )	47
<i>Figure (3.5)</i> :Courbes de variation du débit liquide en fonction du débit d'air pour un air- lift long et pour des diamètres différents ( $h=40 m$ , $\alpha =0.2$ )	47
<i>Figure (3.5.1)</i> :Courbes de variation du débit liquide en fonction du débit d'air pour un air-lift court et pour différents diamètres de la conduite ( $h=5 m$ , $\alpha =0.2$ )	48
<i>Figure (3.5.2)</i> :Courbes de variation du débit liquide en fonction du débit d'air pour un air-lift court et pour différents diamètres ( $h=8 m$ , $\alpha =0.2$ )	48
<i>Figure (3.5.3)</i> :Courbes de variation du débit liquide en fonction du débit d'air pour un air-lift court et pour différents diamètres ( $h=6 m$ , $\alpha =0.3$ )	48
<i>Figure (3.5.4)</i> :Courbes de variation du débit liquide en fonction du débit d'air pour un air-lift court et pour différents diamètres ( $h=10 m$ , $\alpha =0.3$ )	49

<i>Figure (3.6):</i> Courbes de variation de $K_Q$ en fonction du débit spécifique $q$ pour différentes immersions relatives $\alpha$ et pour un air-lift long ( $h = 50$ m , $D = 0.08$ m)	49
<i>Figure (3.7):</i> Courbes de variation du débit spécifique théorique $q_{th}$ en fonction de l'immersion relative $\alpha$ , pour un diamètre $D = 0.08$ m , une longueur $L = 6.56$ m et différentes immersions géométriques $h = 30, 70, 120$ m.	49
<i>Figure (3.8):</i> Caractéristiques débit d'eau et rendement en fonction du débit d'air pour différents diamètres de la conduite de refoulement d'un système air-lift $h = 4$ m et $\alpha = 0.3$	50
<i>Figure (3.9):</i> Caractéristiques débit d'eau $Q_l$ et rendement $h$ en fonction du débit d'air $Q_a$ pour différents diamètres d'un système air-lift, $h = 4$ m et $\alpha = 0.3$ .	50
<i>Figure (3.10):</i> Caractéristiques débit d'eau et rendement en fonction du débit d'air pour différents diamètres du système d'air-lift à $h = 10$ m et $\alpha = 0.3$	51
<i>Figure (3.11):</i> Variation du débit d'air en fonction de l'immersion relative $\alpha$ pour différents diamètres et pour l'air-lift long.	51
<i>Figure (3.12):</i> Variation du débit d'eau en fonction de $\alpha$ pour un air-lift long et pour différents diamètres, immersion $h = 20$ m.	51

## Chapitre 4

<i>Figure (4.1):</i> Schéma simplifié d'écoulement diphasique air-eau poche-bouchon	55
<i>Figure (4.2):</i> Schéma du modèle expérimental du laboratoire	58
<i>Figure (4.3):</i> Schéma du séparateur	59
<i>Figure (4.4):</i> Schéma du mélangeur	60
<i>Figure (4.5):</i> Schéma des différents injecteurs	60
<i>Figure (4.6):</i> Formation de bulles et bouchons d'air au mélangeur	62
<i>Figure (4.7):</i> Schéma du diaphragme et prise de pression	63
<i>Figure (4.8):</i> Schéma du diaphragme et prise de pression	64
<i>Figure (4.9):</i> Manomètre différentiel incliné sortant du compresseur	65
<i>Figure (4.10):</i> Courbe d'étalonnage du débitmètre (diaphragme) d'air comprimé délivré par le compresseur	65
<i>Figure (4.11):</i> Courbe d'étalonnage du manomètre d'air comprimé sortant du compresseur	67
<i>Figure (4.12):</i> Schéma du déversoir triangulaire	68
<i>Figure (4.13):</i> Courbe d'étalonnage du déversoir	70

## Chapitre 5

<i>Figure (5.1):</i> Caractéristiques expérimentales $Q_l = f(Q_a)$ du modèle de laboratoire avec un diamètre $D = 0.08$ m	74
<i>Figure (5.2):</i> Zone optimale des caractéristiques expérimentales pour le modèle de laboratoire avec un diamètre $D = 0.08$ m	76
<i>Figure (5.3):</i> Courbes de variation de débit spécifique optimal en fonction de l'immersion relative $\alpha$ .	77
<i>Figure (5.4):</i> Courbes de variation du coefficient de résistance spécifique en fonction de $\alpha$ et $q$ .	78
<i>Figure (5.5):</i> Courbes de variation du coefficient du débit $K_Q$ en fonction du débit spécifique $q$	81

<i>Figure (5.6):</i> Variation du coefficient de débit $K_Q$ en fonction de l'immersion relative $\alpha$	82
<i>Figure (5.7):</i> Variation du débit liquide adimensionnel ( $Q/Q_{opt}$ ) en fonction du débit	84

## Chapitre 6

<i>Figure (6.1):</i> Diagramme de variation linéaire de la pression dans la conduite de refoulement	92
<i>Figure (6.2):</i> Principales configurations d'écoulement diphasique air-eau co-courant	93
<i>Figure (6.3):</i> Positions de travail minimal, optimal et maximal du modèle air-lift de laboratoire de diamètre $D=0.08$ m	95
<i>Figure (6.4):</i> Schéma des sections de contrôle	95
<i>Figure (6.5):</i> Positions des points de mesure optimaux sur la carte de Hewitt et Robert (1969) pour un écoulement gaz-liquide co-courant ascendant dans une conduite verticale.	101
<i>Figure (6.6):</i> Positions des points de mesure optimaux sur la carte adaptée par Macquillan et Whalley (1986) établie pour le mélange eau-air en écoulement dans une conduite verticale ascendante.	102

## Chapitre 7

<i>Figure (7.1):</i> Tendances des données réelles sur différents air-lift et nos résultats expérimentaux dans le système de coordonnées choisi	110
<i>Figure (7.2):</i> Ajustement des données réelles optimales de différents air-lift et nos résultats expérimentaux dans le système de coordonnées choisies	110
<i>Figure (7.3):</i> Prédiction du débit liquide optimal $Q_{opt}$ par corrélation en fonction de l'immersion relative $\alpha$ avec un taux de déviation moyen de 30% .	111

## Annexe A

<i>Figure (A.1):</i> Caractéristiques $Q_f=f(Q_a)$ calculée selon le modèle théorique de Giot (1979) et pour différent $\alpha$ , $D=0.08$ m	123
<i>Figure (A.2):</i> Caractéristiques $Q_f=f(Q_a)$ d'un air-lift, $D=0.08$ m, $L=10$ m, glissement air/eau, $S=1$ et différentes immersions relatives $\alpha$ correspondant au modèle diphasique homogène selon le modèle de Stenning.	123
<i>Figure (A.3):</i> Courbes caractéristiques $Q_f=f(Q_a)$ d'un air-lift, $D=0.08$ m, $L=10$ m et différentes immersions relatives $\alpha$ d'après le modèle de Reinemann.	124
<i>Figure (A.4):</i> Caractéristiques $Q_f=f(Q_a)$ calculées selon le modèle théorique de Clark (1986) obtenues par intégration du gradient de pression et différent $\alpha$ , $D=0.08$ m	124

## Liste des tableaux

### Chapitre 4

Tableau N° 4.1 : Etalonnage de l'appareil déprimogène diaphragme	66
Tableau N° 4.2: Etalonnage du déversoir	68
Tableau N° 4.3 : Coordonnées d'étalonnage du déversoir	69
Tableau N° 4.4 : Coefficient de débit du déversoir	70
Tableau N° 4.5 : Calcul d'erreur du diaphragme	71
Tableau N° 4.6 : Calcul d'erreur du déversoir	71

### Chapitre 5

Tableau N° 5.1 : Mesure des débits d'air et d'eau expérimentaux	73
Tableau N° 5.2 : Débit spécifique $q$ optimal de notre expérience	76
Tableau N° 5.3 : Débit spécifique $q$ optimal d'après Metreveli	77
Tableau N° 5.4 : Débit spécifique $q$ optimal d'après Geier	77
Tableau N° 5.5 : Variation du coefficient de résistance spécifique optimal	78
Tableau N° 5.6 : Comparaison coefficient de débit liquide théorie-notre expérience	79
Tableau N° 5.7 : Comparaison coefficient de débit liquide théorie-Metreveli	79
Tableau N° 5.8 : Comparaison du coefficient de débit en situation optimale notre expérience-Metreveli	80
Tableau N° 5.9 : Valeurs du débit spécifique $q_{opt}$ et $Q_{lopt}$ de notre expérience	82
Tableau N°5.10 : Valeurs du débit spécifique réduit $\bar{q}$ et débit liquide réduit $\bar{Q}$ de notre expérience	83
Tableau N° 5.11: Valeurs du $Q_{lmax}$ et du débit d'air $Q_a$ correspondant de notre	85

### Chapitre 6

Tableau N° 6.1 : Calcul des pressions dans les sections de contrôle	95
Tableau N° 6.2 : vitesses d'écoulement du mélange aux sections de contrôle	96
Tableau N° 6.3 : Variation des nombres de Froude en fonction des immersions	97
Tableau N° 6.4 : Récapitulatif des vitesses et des nombres de Froude en fonction des immersions relatives, cas de l'expérience de Metreveli.	97

### Chapitre 7

Tableau N° 7.1 : Comparaison des données réelles optimales des systèmes air-lifts courts et de la prédiction théorique du débit liquide $Q_l$ .	107
Tableau N° 7.2 : Construction de corrélations d'après nos données expérimentales	109

### Annexe B

Tableau N° B1 : Calcul de l'Air-lift long, $\alpha = 0.15$ , $D(m)=0.10$ , $h(m)=70$	126
Tableau N° B2 : Calcul de l'Air-lift long, $\alpha = 0.15$ , $D(m)=0.20$ , $h(m)=50$	126
Tableau N° B3 : Calcul de l'Air-lift long, $\alpha = 0.15$ , $D(m)=0.25$ , $h(m)=20$	127
Tableau N° B4 : Calcul de l'Air-lift long, $\alpha = 0.15$ , $D(m)=0.15$ , $h(m)=60$	127
Tableau N° B5 : Calcul de l'Air-lift long, $\alpha = 0.15$ , $D(m)=0.10$ , $h(m)=80$	128
Tableau N° B6 : Calcul de l'Air-lift long, $\alpha = 0.28$ , $D(m)=0.50$ , $h(m)=120$	128
Tableau N° B7 : Calcul de l'Air-lift long, $\alpha = 0.10$ , $D(m)=0.15$ , $h(m)=50$	129
Tableau N° B8 : Calcul de l'Air-lift court, $\alpha = 0.15$ , $D(m)=0.06$ , $h(m)=4$	130
Tableau N° B9 : Calcul de l'Air-lift court, $\alpha = 0.15$ , $D(m)=0.10$ , $h(m)=100$	130
Tableau N° B10 : Calcul de l'Air-lift court, $\alpha = 0.15$ , $D(m)=0.08$ , $h(m)=5$	131
Tableau N° B11 : Calcul de l'Air-lift court, $\alpha = 0.15$ , $D(m)=0.08$ , $h(m)=5$	131
Tableau N° B12 : Calcul de l'Air-lift court, $\alpha = 0.19$ , $D(m)=0.03$ , $h(m)=4$	132
Tableau N° B13 : Calcul de l'Air-lift court, $\alpha = 0.15$ , $D(m)=0.20$ , $h(m)=18$	132

## **Introduction**



## Introduction

Une des directives des nouvelles technologies est le développement des transports par conduites horizontales ou verticales. Dans les dernières décennies, ce type de transport a connu une importance de plus en plus grande correspondant à une augmentation croissante des quantités de produits mis en œuvre et des consommations, faisant par la même ressortir l'intérêt de ce développement.

Les transports hydrauliques constituent l'une des perspectives de ce développement.

Il s'agit du transport des corps solides par courant d'eau, transport de gaz ou du mélange liquide-gaz ou encore liquide-gaz-solide.

Les avantages de ce type de transport, en plus de son adaptation à tous les domaines de pompage et de transport de produits fluidifiés, sont :

- Continuité et durabilité du processus
- Simplicité de sa construction
- Sûreté et stabilité du fonctionnement
- Minimum d'énergie requise pour sa maintenance et sa mise en marche.
- Un fonctionnement durable.

L'air-lift est le représentant de cette nouvelle technologie. Il se compose en général, d'un système de conduites, démunie des accessoires mobiles (en général, système mécanique complexe) et utilise seulement de l'énergie fournie par l'air comprimé.

A l'échelle mondiale et particulièrement dans les pays développés, beaucoup de travaux et expériences ont été réalisés pour étudier le système d'air-lift afin d'étendre son domaine d'utilisation.

Déjà, très tôt, c'est en 1797 qu'un ingénieur allemand, Carl E. Loescher, a découvert le concept de pompe par air-lift dans la pratique de l'industrie minière où il l'a trouvé utile pour pomper l'eau des puits [in Castro et Al, 1975]. On a vu par la suite beaucoup de première utilisation de la pompe d'air-lift dans l'industrie de charbonnage à cause de sa capacité d'extraire des minéraux des mines et puits profonds.

On n'a pas vu la première application pratique de cette technologie aux États-Unis que jusqu'à 1846 où elle a été utilisée en Pennsylvanie dans l'industrie de gisement de pétrole [Castro et al, 1975].

Les pompes d'air-lift ont été utilisées pour la collection de type d'eau de mer [Tokar et al, 1981] aussi bien que pour la circulation d'eau et que pour l'aération dans les étangs d'aquaculture [Parker et Suttle, 1987; Wurts et al, 1994].

Les pompes air-lift ont aussi vu beaucoup d'utilisation dans des systèmes de recirculation d'air en aquaculture (Recirculation Aération System) à cause de leur capacité d'aérer, de faire circuler et de dégazéifier le CO<sub>2</sub> de la colonne d'eau [Loyless, 1995; Gudipati, 2005; Castro, 1975; Reinemann et al, 2001)].

Reinemann et al (1987) ont rapporté qu'approximativement un tiers de l'énergie pour une pompe air-lift correctement conçue a été nécessaire pour toutes les opérations du système global comparativement à un système traditionnel supporté par une pompe centrifuge et d'un aérateur. On peut voir des conclusions similaires dans des études conduites par Castro et Zielinski, 1980; Castro et al, 1975, Reinemann et al, 2001.

Le système d'air-lift est aussi examiné pour la première fois, lors de l'exploitation des gisements pétroliers. En effet, au cours de la phase primaire d'exploitation qui vient juste à la suite de la découverte du gisement, la production est assurée par la déplétion naturelle jusqu'à épuisement. On a compris alors que le pétrole contenu dans les roches réservoirs est refoulé par le biais d'un gaz comprimé se trouvant dans celui-ci. On dit que le gisement est à pression. Au fur et à mesure de sa dépression, ce gaz comprimé véhicule le pétrole et le fait jaillir jusqu'à épuisement (ou décompression). La pression du gisement chute alors considérablement et la production aussi.

En comprenant ce processus de déplétion naturelle, les chercheurs pétroliers ont pu améliorer la production du brut, en utilisant le phénomène qui régit l'air-lift. Dans le jargon des pétroliers on l'appelle gaz-lift : c'est la deuxième phase d'exploitation.

A la phase secondaire, on met en œuvre une injection de gaz dans le gisement pour maintenir la pression en place et conserver le rythme de production.

L'air-lift en tant que dispositif hydraulique de pompage, se manifeste dans plusieurs domaines, où l'application des procédés de pompage ordinaires et classiques deviennent impossibles, dans certains cas dangereux et dans d'autres cas reviennent trop chers.

Ces domaines concernent, notamment, l'envasement des barrages où le taux de la vase atteint en général 43 à 80% du volume initial de la retenue, ainsi la durée de vie des barrages se trouve réduite et conduira à une exploitation imparfaite de celui-ci. Les procédés classiques d'évacuation des sédiments, on citera, [Giot (1986)] par exemple, le dragage, utilisant soit une pelle mécanique, engin très lourd, reposant sur un bateau, soit des pompes spéciales de dragage où l'usure des parties de la pompe en contact avec le mélange (eau-solide) à refouler étant considérable.

Une des solutions consiste à surélever la crête du barrage par des vannes fusibles quand son volume se trouve très réduit. Celle-ci coûterait beaucoup plus cher que la construction d'un nouveau barrage.

Ces opérations sont très coûteuses et entraînent des investissements très lourds et importants [W.H.Graf, 2000]. L'air-lift se révèle le procédé idéal d'évacuation des vases.

Dans l'industrie chimique, le refoulement des liquides agressifs (acides ou bases), et des liquides

de forte viscosité (comme l'huile lourde, où les pertes d'énergie dues aux frottements sont considérables), nécessitent des pompes très spéciales et très chères. Donc l'air-lift, confirme encore son utilisation dans des domaines divers et variés.

Toutefois, tout calcul hydraulique de ce système passe nécessairement par la détermination du facteur énergétique gradient de pression ou perte de charge dans une conduite simple. Celle-ci étant partiellement remplie en gaz ou air comprimé et en eau ou un liquide quelconque. Chacune de ces substances est représentée par une fraction rapportée au volume du mélange. Très souvent, on retrouve dans la littérature celle de la fraction la plus légère, l'autre est le complément à l'unité.

Seulement, si la caractérisation du mélange de point de vue géométrique paraît simple, il n'est pas de même lorsqu'il s'agit de décrire son comportement dynamique. Ainsi, au cours du fonctionnement du système, la fraction prend toutes les valeurs possibles comprises entre zéro et un et le mélange exécute d'une façon aléatoire ce qu'on appelle configuration (Image représentant une certaine distribution des deux constituants gaz et liquide) allant d'une conduite pleine en liquide à une conduite pleine en gaz. Si le calcul et particulièrement le dimensionnement de ces deux cas extrêmes connaît un développement suffisant en matière de connaissance, pour le mélange celle-ci reste toujours rudimentaire, fragmentaire et ne revêt pas de caractère universel.

Celle-ci est due essentiellement à un manque dans la situation de la configuration qui requière de prime à bord la connaissance in situ d'un ensemble de paramètres mécaniques relatifs à chaque composants. Pour un écoulement diphasique air-eau dans une conduite verticale, l'ensemble des chercheurs ayant travaillé sur le sujet considèrent une matrice de quatre configurations de base : configuration à bulles, poche-bouchon, chaotique et annulaire. Wallis,(1969) donne un aperçu théorique sur ces dernières, supportées par un ensemble de corrélations sur des expériences variées. En raison du manque d'une base théorique universelle, les configurations ne se prêtent pas à la généralisation. Du fait de son exploitation dans les systèmes air-lift la configuration poche-bouchon a connu d'importantes explorations expérimentales. Notons que de point de vue expérimental, la manipulation de l'appareillage est extrêmement lourd, cher et qui ne devient accessible que pour la recherche. On sait que pour une simple mesure de taux de remplissage de la conduite exige le traitement de signal d'une sonde par caméra ultra-rapide, quant à sa variation ceci implique encore énormément de moyens de mesure (F. Alloui ).

Tout les chercheurs dans ce domaine [Wallis (1969), Ishii (1975)] s'accordent à dire que la mécanique du mélange diphasique est régit par les mêmes équations d'équilibre mécanique des fluides monophasiques, à une différence près que cette dernière est compliquée et qui s'appuie sur la détermination des paramètres locaux et instantanés des caractéristiques mécaniques et thermodynamiques du mélange, la vitesse, pression entre autres. Or, ces derniers ne sont accessibles qu'à un prix très fort tant de point de vue expérimental que par l'effort théorique.

Par une approche monophasique du mélange air-eau introduit sous la base d'un modèle diphasique homogène, supportée par un bilan de puissance global projeté sur toute l'installation air-lift, on tentera à travers ce modeste travail d'écrire les équations analytiques de fonctionnement

d'un système air-lift quelconque. Lequel modèle déduit est supposé traduire un équilibre cinématique phasique dans toutes les phases de travail de l'air-lift et indépendamment de la configuration. Cette tâche ne peut s'accomplir que par l'hypothèse de transformation isotherme de l'air comprimé au sein de l'eau pris comme un facteur majeur de détermination du rendement de tout le système. On explicitera son fonctionnement par des corrélations ayant un sens physique dans sa phase optimale et afférentes à ce domaine. A travers cela, on montre qu'il est possible de mettre le fonctionnement du système air-lift sous une base théorique analytique que l'on validera par une modélisation expérimentale.

On montre dans ce modeste travail :

Qu'il est tout d'abord possible de théoriser par des concepts et des bilans mécaniques, tout comme il se fait dans le cas d'une phase en l'occurrence homogène l'eau, un procédé de pompage réservé pour longtemps au domaine des mines pour pouvoir le généraliser à d'autres domaines comme nouvelle technologie qui répond parfaitement à leur attente. Ceci vient suite, aux tests réussis et confirmés en pratique et de pression accrue en besoin en quantité et en qualité enregistré ces dernières décennies dans divers domaines et variés.

C'est en même temps, une pompe et un écoulement, en présence de deux phases, air et eau dont les résultats serviront à de plus amples compréhension de ce domaine d'écoulements diphasiques et constituer une banque données.

Pour atteindre cet objectif, on conçoit les chapitres suivants :

On trouve dans le chapitre premier, un exposé bibliographique sur les différents modèles utilisés, le modèle phénoménologique, le modèle empirique et le modèle analytique basé sur les bilans de la mécanique des fluides.

Dans le chapitre deux et pour bien comprendre le fonctionnement, on développe des dépendances générales régissant le fonctionnement du système qui constitueront la base théorique. Elles seront basées en partie sur des approches analytiques.

Par une représentation graphique supportée par une base de calcul, un troisième chapitre sera consacré à l'analyse des résultats théoriques. A l'aide des considérations théoriques de travail optimal de l'air-lift, des modèles théoriques de calcul seront présentés.

Au quatrième chapitre, sur la base d'une approche adimensionnelle des paramètres, on réalise un modèle expérimental de laboratoire. On essaye à travers ce dernier, de reproduire et de contrôler le fonctionnement à une échelle réduite.

Au cinquième chapitre, on fera un traitement des résultats expérimentaux ainsi qu'une confrontation des qualitative et quantitative aux prédictions analytiques qui décideront de l'efficacité de l'approche théorique utilisée.

Au sixième chapitre, pour de plus ample précision sur le caractère optimal de la configuration poche-bouchon et à titre indicatif, on montrera qu'il est possible de formuler le problème par une équation différentielle d'énergie. Sur la base de critères bien connus, une caractérisation de la configuration sera présentée.

Au septième chapitre, après une analyse des résultats et pour permettre un calcul possible du système, voir même un dimensionnement, on complétera le manque d'informations sur certains paramètres d'influence du fonctionnement du système par la conception de corrélations entre des paramètres ayant un sens physique. Le traitement de données récoltées nous conduit à la proposition de corrélations de dimensionnement.

On donnera une conclusion générale sur le système lui-même par son rendement qui est faible certes, mais, de point de vu son utilité en tant que moyen incontournable, répondant aux schémas technologiques de pompage divers et variés, rendant le développement de certains domaines très prometteur, nous ne pouvons que le recommander pour plus de recherche. La précision des résultats expérimentaux confirmeront l'approche théorique utilisée.

## **Chapitre 1**

### **Etude bibliographique du système air-lift**

## Chapitre 1

### Etude bibliographique de la pompe air-lift

#### 1- Introduction

En général, on pratique la solution de pompage par air lift dans des situations de baisse d'activité de puits ou pour améliorer la productivité de ces derniers. Vu les besoins sans cesse croissants dans tous les domaines économiques, il était nécessaire de recourir à des extensions larges dans les domaines d'exploitation et faire appel à des techniques beaucoup plus adaptées. L'air-lift est l'une des techniques qui répond parfaitement bien en tant que solution technique pouvant couvrir un large champ d'application.

Dans cette perspective de développement et de généralisation à des domaines divers et variés, eu égard à ses qualités techniques d'adaptation, celle-ci s'est imposée comme le substitut le plus favorable. Dès lors, il fallait chercher à la rendre beaucoup plus générale, par le fait à la mettre dans un cadre de modélisation basé sur les concepts de mécanique des fluides.

Cependant, il est à signaler que l'une des difficultés majeure rencontrée, réside dans le fait que les modèles théoriques supposés, validés sur un type d'installation donnée, risquent de ne pas être transposable vers d'autres conditions d'exploitation (Reinemann, 1990). Au stade actuel, les connaissances acquises sur les mélanges fluidisés restent toujours fragmentaires et ne se prêtent malheureusement pas à la généralisation. Par ailleurs, les installations réceptrices, dans leur conception de travail d'origine, restent toujours tributaires du manque dans leurs performances. L'avancement sûr ne peut s'accomplir qu'au prix de grands efforts aussi bien théoriques qu'expérimentaux.

Aussi, selon le degré de développement théorique des chercheurs, des paramètres régissant le fonctionnement du système air-lift apparaissent dans leurs études en nombre plus ou moins grand et variés.

L'enlèvement d'eau des cavités des mines souterraines était basé sur ce principe air-lift depuis fort longtemps [Schaw, 1920 (in Clark, 1986)]. Sa commodité et son adaptation aux conditions de pompage les plus variées répond à certaines exigences que la pompe ordinaire ne peut satisfaire.

On citera le pompage des mélanges de solides et liquides à partir des grandes profondeurs, atteignant parfois des milliers de mètres ou le pompage de pétrole des profondeurs sous-marines. En effet, depuis le succès du pompage effectué par la société américaine Deep Sea adventures des nodules de manganèse d'une profondeur de 850 m en océan Atlantique [Giot, 1979], ce système de substitution est devenu très prometteur.

Cependant, les règles de dimensionnement de cet appareil ne sont pas établies d'une manière claire. La plupart des chercheurs dans l'élaboration des concepts de dimensionnement proposent

des lois empiriques obtenues sur des expériences de laboratoires, souvent dans des conditions non conforme à la réalité des pompages en grandes profondeurs caractérisé par de grandes pressions.

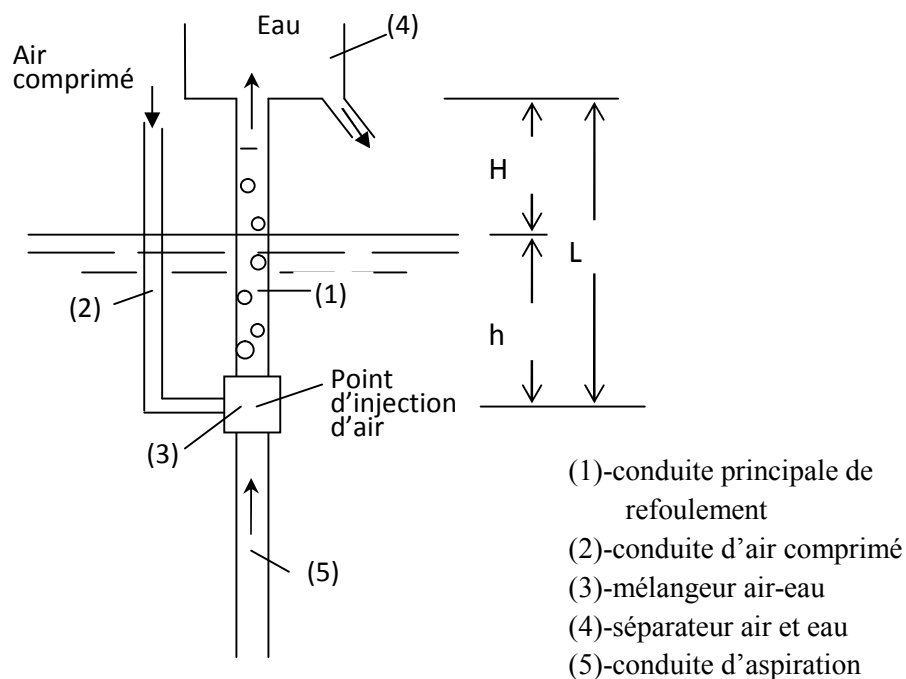
L'analyse quantitative s'appuyant sur la résolution de l'équation d'énergie n'est pas explicite par la prise en compte du facteur global de rendement du système [Clark, 1986]. Ainsi, toute tentative de reproduction de l'installation suppose un rendement donné, alors qu'il ne peut être connu réellement qu'une fois l'appareil est réalisé.

Par ailleurs les études expérimentales et théoriques menées dans différents laboratoires sur l'écoulement diphasique engendré par l'injection d'air comprimé s'inscrivent en général dans le but de la compréhension des phénomènes physiques décrivant l'écoulement de deux composantes gaz-liquide.

Ces études, s'appuyant sur des lois d'interaction des deux phases dont les auteurs reconstituent l'écoulement par des modèles à partir des équations de conservation de masse et de quantité de mouvement que nous introduisons dans le chapitre suivant dans le cas du modèle homogène .

Il est donc très prématuré d'envisager le dimensionnement du pompage d'eau par la méthode d'air-lift. Néanmoins cette étude, par l'objectif que l'on s'est assigné consiste à trouver les dimensions optimales du système et d'apporter quelques éléments de compréhension sur le plan qualitatif et l'évaluation de ce procédé sur le plan quantitatif.

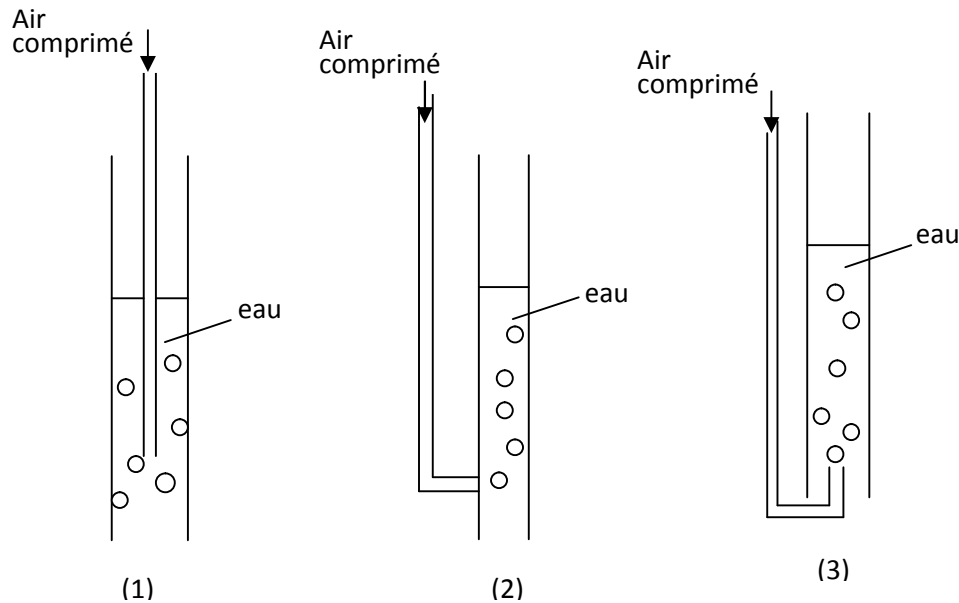
Ainsi, les conceptions formulées jusqu'à présent, se distinguent par les paramètres caractéristiques du fonctionnement de l'appareil et par le degré d'intégration des phénomènes physiques des écoulements diphasiques.



**Figure (1.1) :** Schéma type d'un air-lift



Selon le domaine d'application pratique, on rencontre trois types de schéma d'air-lift possible figure (1.2) et leur étude analytique se conduit de la même manière. Clarck (1986), Giot (1979) recommandent la prise en compte de la perte de charge dans la conduite d'alimentation afin de mieux déterminer la vitesse d'approche de l'eau à l'entrée du mélangeur comme celui du à la forme en 'U' d'un modèle de laboratoire par exemple.



**Figure (1.2) :** Schémas de différents air-lift pratique

Au laboratoire et du point de vue expérimental, il est fait usage de schémas beaucoup plus sophistiqués menus d'équipement et d'installations de mesure appropriées, des caméras ultra-rapide pour la visualisation et l'enregistrement des configurations et des sondes de mesure du taux de vide entre autre.

## 2- Paramètres caractéristiques de fonctionnement

Concernant le pompage d'eau, le système est pris dans sa globalité, plusieurs auteurs s'accordent pour caractériser le fonctionnement de l'appareil par les facteurs géométriques et énergétiques [Geier, 1982 ; Collignon, 1986 ; Geza, 1959 ; Husain, 1976 ; Clarck, 1986 ; Stenning, 1968]. Parmi ceux-ci, on retrouve la profondeur d'injection d'air comprimé définie par rapport au niveau d'eau initial (figure 1.1), le diamètre de la conduite, la hauteur totale de la conduite verticale du point d'injection de l'air comprimé au mélangeur jusqu'au séparateur, le débit d'eau, le débit d'air, le débit spécifique et le rendement.

A partir des tests sur différents dispositifs dans des situations très variées de forage, Collignon (1986) étudia l'influence des caractéristiques de ces dispositifs sur le débit de pompage. Il considère des facteurs de rôle secondaires : le diamètre du tube d'air, la forme de l'embout de l'émulseur, la pression maximale de service du compresseur et des facteurs réellement dominants qui sont :

- Le niveau dynamique de l'eau

- La longueur du tube d'air
- Le diamètre du tube d'eau
- La puissance du compresseur

Des observations, il déduit certaines règles simples à partir desquelles le rendement de pompage pourrait être amélioré. Dans ses expériences, il constate que la structure du mélange forme une émulsion plus ou moins homogène. Pour un débit quasi-continu, la pression exercée par l'eau contenue dans le forage doit être supérieure à la pression exercée par la colonne de l'émulsion s'étendant jusqu'au point de refoulement et définie par la condition suivante :

$$d_{eau} h_D > d_{em} (h_D + H) \quad (1.1)$$

$d_{em}$  : densité de l'émulsion;  $d_{eau}$  : densité de l'eau et  $h_D$  : hauteur dynamique de l'immersion géométrique.

Collignon (1986) souligne que la mise en équation des phénomènes se heurte à des difficultés se produisant au cours du fonctionnement de l'appareil et provenant de :

**2.a)** - Au fur et à mesure qu'elles remontent, les bulles d'air grossissent suite à la diminution de la pression, ce qui entraîne une variation de densité de l'émulsion.

**2.b)** - Pour les gros diamètres de la conduite et dans le cas de grosses bulles, les phases air et eau se séparent nettement, l'eau ruisselle le long des bulles. Il se crée une différence de vitesse entre les deux phases.

**2.c)** - vers le haut des dispositifs, la densité devient plus faible, les vitesses atteignent des valeurs importantes de l'ordre de 30 m/s parfois et les pertes de charges de l'écoulement diphasique posent des problèmes quant à leur quantification.

Le débit du dispositif (figure 1.2a) augmente très régulièrement avec la hauteur  $h$ , jusqu'à un maximum très net.

Pour des  $h$  très grand encore, le rendement du compresseur diminue et le débit d'air chute à cause de l'augmentation de la pression hydrostatique. L'utilisation d'un autre compresseur plus puissant est nécessaire pour faire augmenter le débit d'eau.

Aussi, pour une immersion donnée et pour un compresseur de puissance donnée le débit liquide augmente jusqu'à un maximum. Ainsi, pour des hauteurs d'immersion plus grandes, la puissance du compresseur doit augmenter et ce débit maximum augmente aussi.

Les courbes obtenues à partir d'expériences montrent que le débit liquide augmente avec le rabattement de la nappe d'eau, ce qui laisse envisager la variation de la pression hydrostatique avec le temps.

## 2.1- Longueur du tube d'eau (5)

La longueur du tube (5) au dessous de l'extrémité inférieure du tube d'air (2) qui le dépasse de 5 à 15 m n'a d'influence que par les pertes de charges linéaires. Il n'a obtenu pas plus de 20 l/s

pour un tubage de 125 mm de diamètre correspondant à 20 mm par mètre de tube d'eau, donc un coefficient de pertes de charges de 0.02.

## 2.2- Niveau dynamique $h_D$

D'après le test de variation  $Q_l$  en fonction de l'augmentation de  $h_D$  pour  $Q_a$  constant, les résultats d'essai montrent que  $Q_l$  décroît rapidement sans s'annuler.

## 2.3- Niveau statique $h_S$

La pression statique n'intervient qu'au démarrage du compresseur. Elle est définie par la hauteur de la colonne d'eau à l'extérieur du tube d'air, correspondant au niveau statique. Le réservoir tampon des compresseurs sont toujours pourvu d'une soupape qui s'ouvre automatiquement dès que la pression dépasse légèrement la pression nominale de l'engin. Dans le cas d'une grande pression au bout du tube d'air correspondant à une grande immersion, la soupape s'ouvre sans pourtant que la pression ne soit égale ou supérieure à la pression statique du forage. Il existe donc une limite pratique de la longueur immergée du tube d'air pour laquelle le pompage ne peut pas s'amorcer : C'est celle qui correspond à une pression hydrostatique en bout du tube d'air supérieure à la pression d'ouverture de la soupape.

Collignon propose les conditions suivantes :

Hauteur statique  $h_S$ :

$$h_s < P_{nominal}/10 \quad (1.2)$$

où P est exprimé en bar et  $h_S$  en mètre.

Par ailleurs, la pression hydrostatique sous laquelle est évaluée la pression effective délivrée par le compresseur en tenant compte aussi des pertes de charge dans le tube d'air est appelée pression de service est définie par rapport au niveau dynamique:

Hauteur dynamique  $h_D$  :

$$h_D < (P_{nominal} - 3)/10 \quad (1.3)$$

En général les pertes de charges ne sont pas négligeables et d'après les cas pratiques, il existe au moins 2 à 3 bars de pertes de pressions dans les tubes d'air courants. Ce qui correspond à 100 et 150 m pour des tubes de diamètres intérieur 30 et 45 mm et pour un débit d'air de  $Q_a = 350$  l/s. On doit tenir compte de ces pertes pour évaluer exactement les niveaux dynamiques car pour une estimation des pertes de pressions de 2 à 3 bars entraînent une erreur de 20 à 30 m sur le niveau dynamique, d'où la correction des indications du manomètre de service du compresseur est nécessaire.

## 2.4-Débit d'air $Q_a$ du compresseur

Il est évident que le débit d'air est un élément déterminant de la densité de l'émulsion et donc du débit d'eau du dispositif. M. Collignon (1986) indique que  $Q_l$  augmente avec  $Q_a$ . La plupart des

compresseurs sont pourvus de vannes accessoires de purge ou de branchement de divers outils. Il est néanmoins possible de dériver vers l'extérieur une partie plus ou moins importante de  $Q_a$  (en ouvrant plus ou moins ces vannes) et ainsi de faire varier le débit du dispositif. C'est une particularité intéressante lors des essais de pompage puisqu'il est possible de réaliser plusieurs paliers de débit avec le même dispositif en jouant simplement sur quelques vannes. Les débits d'air sont ramenés à une pression de 1 bar (débits minimaux des compresseurs) et de ce fait sont supérieurs aux débits effectifs.

Dans le but de prédire le débit liquide  $Q_l$ , Husain (1975), Husain et Spedding (1976), a proposé un modèle théorique original pour une pompe air-lift à un étage sur la base de données statistiques. Dans ce modèle, la pompe air-lift est considérée comme système thermodynamique clos, composé de gaz et de liquide non visqueux à une énergie potentielle interne insuffisante sans avoir besoin d'injection d'air. Cette énergie provient de l'expansion isotherme du gaz dans la conduite. Celle-ci se comporte alors comme une enceinte autonome où la densité moyenne du mélange liquide et gaz est contrôlée par la vitesse superficielle du gaz à l'orifice mais qu'à l'intérieure, il existe aussi un mouvement de base de circulation du liquide caractérisé par une vitesse relative des bulles constante. Ainsi, la pompe se comporte comme siphon inversé opérant dans un état d'équilibre physique moyen dans le temps tandis que l'orifice est équivalent à un émetteur de fréquence constante déterminée par le débit de gaz et émettant au dessus d'un niveau d'énergie qui suit une loi statistique de distribution des systèmes quantiques. Ce dernier est analogue à l'énergie de la radiation émise par les corps noirs. Donc de l'expression d'énergie moyenne émise par l'orifice, combinée à une relation statistique déduite pour un essaim de bulles dans un liquide non visqueux, Husain (1975) donne l'équation du débit  $Q_l$ .

Par les effets combinés des volumes de bulles, des poches en formation par coalescences et un liquide en recirculation définis de manière statistique sous une fréquence donnée, Husain (1976) conclut que le mélange agit comme une zone autonome qui a un gradient de pression effectif déterminé par le débit de gaz et le taux de vide à travers lequel un liquide s'écoule. Celui-ci se déduit par l'équilibre des forces développées dans les conduites (1) et (5) par rapport au plan de l'orifice.

Il propose une expression du débit liquide comme suit :

$$Q_l = K_2 A^{2.75} h^{0.25} \rho_{G0}^{1.5} / Q_G^{1.5} (e^x - 1) \quad (1.4)$$

$$x = K_1 A h^{0.25} \rho_{G0} / \rho_l R_s W_G \quad (1.5)$$

$R_s$  : immersion relative du système ;  $\rho_l$  : masse volumique du liquide ;  $\rho_{G0}$  : masse volumique du gaz à la pression atmosphérique ;  $Q_G$  : débit massique du gaz ;  $Q_l$  : débit massique du liquide ;  $A$  : section transversale de la conduite ;  $h$  : la longueur de la conduite air-lift ;  $K_1$  est une constante et  $K_2$  une fonction qui dépend du rendement du système.

Par ailleurs Husain note que les caractéristiques sont sensibles aux pertes de charge dans la conduite (5) et de ce fait le système impose de lui-même une immersion relative interne différente de l'immersion relative géométrique  $R_s$  et s'écrit comme :

$$R_{S_{eff}} = R_S - 2 \Delta P_d / h = (1 - \alpha_2) + \Delta P_{r1} / h \quad (1.6)$$

Où,  $\Delta P_d$  : Charge dans la conduite (5),  $\Delta P_{r1}$  : Perte de charge dans la conduite air-lift (1) pour une perte de charge nulle dans la conduite (5),  $\alpha_2$  : fraction de volume du gaz .

Les prédictions par cette méthode statistiques semblent être en parfaites accord avec celles de Govier (1957).

Pour le diamètre de la conduite, le modèle de Husain (1976) est supposé être général. Dans son test de validité de ce modèle sur de petits diamètre de 3.5 mm, Jeelani (1979) trouve que les données s'accordent bien avec le modèle pour un  $Q_a > 20$  g/hr. Les courbes sont similaires pour  $D > 8$  mm à celles de diamètres inférieurs à 3.5 mm. Les coefficients  $K_1$  et  $K_2$  ne sont pas constants mais varient avec l'immersion relative. Il déduit que la différence de prédiction avec le modèle cité peut être due à ce que ce dernier est valable que pour les liquides visqueux tandis que pour un diamètre inférieur à 3.5 mm, les effets de viscosité et de tension superficielle sont importants. Les dispositifs d'essai sont menus de tubes d'injection dont le diamètre est influent par contre pour des diamètres supérieurs à 8 mm, ils restent insensibles. Aussi, il trouve que l'angle d'injection par rapport à la conduite air-lift n'a pas d'effet prononcé sur le débit liquide tandis que pour les mêmes conditions pour une longueur double, le gain de débit liquide est de l'ordre 20%. Aussi le rapport de  $Q_l/Q_a$  est important pour des diamètres inférieurs à 3.5 mm comparés à ceux pour un diamètre de 26 mm pour une immersion donnée. Ceci est prévisible car pour les petits diamètres, le glissement est faible comparé aux grands diamètres. Tandis que , ce rapport décroît avec  $Q_a$  dans les deux cas. Lequel rapport est insensible à l'immersion relative dans le cas des petits diamètres (inférieure à 3.5 mm) où résulte une diminution du rendement isothermique même en augmentant l'immersion relative. Par contre Husain rapporte que pour  $d = 26$  mm, le rendement croît avec l'immersion relative, car le rapport  $Q_l/Q_a$  est plus sensible à l'immersion.

En conclusion, le modèle de Hussain est valable pour des diamètres inférieurs à 3.5 mm mais pour des grands  $Q_a$  et que  $K_1$  et  $K_2$  varient en fonction de l'immersion relative et le diamètre du conduit. Ainsi, pour leur faible glissement c'est-à-dire un grand rendement, les petits diamètres sont beaucoup plus efficaces dans les applications spéciales.

Nicolas A. (1985) [in Hjalmar, 1973] étudia l'instabilité de l'écoulement dans la conduite verticale. Il attribue cette dernière à une perte ou cassure dans les mécanismes conditionnants l'écoulement pendant un temps infiniment petit conduisant à la perte de stabilité. Celle-ci satisfait à une équation différentielle. Il considère en outre un modèle d'écoulement séparé et tient compte de la variation de la vitesse relative avec l'expansion des bulles. Le phénomène d'instationnarité est introduit en effectuant une séparation de variables, ceux liés à la

stationnarité décrivant l'écoulement par une équation différentielle ordinaire et pendant un temps très court, les autres variables d'instationnarité interviennent par une équation différentielle du second ordre.

La résolution du système stationnaire donnerait la hauteur d'élévation de l'eau dans la conduite en fonction des débits d'air et d'eau, tandis que la solution du système instationnaire donnerait la hauteur d'élévation critique pour laquelle l'instabilité apparaît.

Le problème est traité dans le cas d'un écoulement monodimensionnel à phase séparé. Les effets de frottement sur la paroi et la vitesse dans le tronçon de la conduite inférieure sont négligés (voir figure 1).

Il prend en compte les effets de :

- Par des corrélations le développement de la vitesse de la bulle sphérique en fonction de son diamètre jusqu'à sa vitesse terminale.
- Il traite l'écoulement dans le mélangeur par les mêmes équations en modèle séparé avec prise en compte de tout type de frottement introduit sous la forme intégrée de Darcy et qui sont dus : Aux frottements contre les parois lesquels sont négligeables devant ceux dus à des suites de brusques expansions et contractions induit par l'injection d'air . Un coefficient K global les caractérisant et qui constitue l'efficacité du mélangeur. La valeur de K pour un maximum de débit liquide est K= 4. Le taux de vide dans le mélangeur est pris comme constant.
- Introduit une forme empirique générale de la vitesse relative des bulles :

$$V_g - V_l = (1 - \alpha)^{n-1} V_{term} \quad (1.7)$$

Où,  $n$  est un coefficient dépendant du nombre de Reynolds.

- Admet une transformation isotherme de la détente de l'air comprimé.
  - Par une approche de la théorie à potentiel de vitesse introduit par l'équation de Laplace en écoulement dans le milieu extérieur.
  - Lors de l'expansion des bulles que s'effectue la transmission de quantité de mouvement bulles-liquide avant d'atteindre sa vitesse terminale, ainsi tous les paramètres : immersion relative, débit liquide et d'air peuvent varier dans le temps et pour une longueur de l'air-lift.
- Afin de simuler l'état d'écoulement autour des bulles dans des gammes de pressions variables, une variété de longueur a été testée.
- Les petites bulles sont favorables pour maintenir un écart d'oscillation acceptable des valeurs stationnaires considérées des paramètres de l'air-lift.
  - Comparer au modèle monophasique de Hjalmar (1973) où les frottements sont négligés, les prédictions théoriques et les valeurs de mesure montrent une bonne satisfaction pour un coefficient K=8 dépendant du mélangeur.

-La période d'oscillation diminue pour un débit d'air croissant, tandis que l'immersion augmente. Il existe une valeur d'immersion critique maximale.

Dans le but de prédire la hauteur opérationnelle d'une pompe air-lift à la configuration poche-bouchon pour un débit liquide donné, N.N. Clark et al. (1986) introduit les caractéristiques de l'écoulement diphasique du mélange. En considérant le model de dérive, il détermine la perte de pression en fonction du taux de vide. On remarque que ce modèle permet de prendre en compte le glissement entre les deux phases, par conséquent le diamètre de la conduite sera assez grand. Par intégration de l'expression sur toute la hauteur, il propose une expression de perte de pression globale qui après des tests sur des données expérimentales d'une conduite de 38 mm, met en évidence sa flexibilité pour une variété de liquides. Il signale en outre que l'utilisation de la méthode d'équilibre d'énergie donne un moyen de dimensionnement en fonction du rendement de l'appareil qui ne peut être connu à priori. La perte de pression ne tient pas compte du coefficient de rendement.

Les autres méthodes empiriques en général ne tiennent pas compte de toute la plage des conditions opératoires en particulier la hauteur totale 2 à 200 m.

Nicklin (1963) [in Clark et al. (1986)] propose une analyse à partir de l'équilibre des quantités de mouvement qui cependant n'est valable que pour les pompes de petites hauteurs d'élévation, car il ne considère pas la variation du débit de gaz le long de la conduite. Cette méthode pourrait être appliquée en incrémentant sur toute la hauteur de la pompe pour les plus grandes pompes.

Les toutes premières méthodes, déduites à partir d'un équilibre d'énergie provenant de l'air comprimé qui remonte depuis le mélangeur jusqu'à l'extrémité supérieure de la conduite. La transformation que subit l'air lors de son ascension est isotherme, c'est une hypothèse généralement admise par tous les auteurs (Clark, Geza, Giot). Pour un rendement de 100 %, le volume d'air libre  $V_g$  requis pour élever un volume d'eau  $V_l$  à travers une longueur  $L$  est donné par l'expression :

$$V_g/V_l = \rho_l g L P_2 \ln(P_0/P_2) \quad (1.8)$$

Où,  $P_0$  : La pression d'air au mélangeur et  $P_2$  : La pression d'air à la sortie (pression atmosphérique)

Cependant, la perte d'énergie est caractérisée comme la somme de deux parties :

- Une partie consommée par le frottement à l'intérieur du mélange
- Une autre partie est due au glissement des deux fluides.

A cause des ces pertes de pression les pompes air-lift fonctionnent avec un rendement compris entre 35 et 55 %, donc par la connaissance de cette donnée, l'équation de dimensionnement fournie par l'équilibre énergétique peut s'appliquer en prenant un rendement approximatif de 50 %.



Malgré l'introduction de cette donnée expérimentale, la précision de cette méthode reste insuffisante, car le rendement réel de la pompe ne peut être connu qu'après l'avoir construit, d'où une analyse détaillée de l'écoulement diphasique s'impose. Toutefois, elle reste valable jusqu'à un degré de précision donnée particulièrement pour les faibles submergences ou des faibles diamètres de conduites.

Dans le domaine engineering de pétrole, il est fait usage beaucoup plus de corrélation graphiques, ou d'équations empiriques basées sur des données pratiques de puits de pétrole Lawson et Brille (1975), Brown (1967), Ros (1961). Certaines fractions de pétrole se transforment en gaz pour des faibles pressions dans les tubes lors de la remontée, le débit massique d'air change, ce qui complique la prédiction de la performance du gaz lift.

Nicklin (1963) partage le gradient de pression en deux parties :

- Une partie est due à un gradient hydrostatique  $\rho_l g$
- Une autre partie est due au frottement

Le gradient hydrostatique est déterminé par le taux de gaz et du liquide qui sera pris en compte par la considération du modèle à dérive. Tandis que, l'effet de perte du au glissement qui est un facteur requis pour l'équilibre d'énergie est pris en compte directement par le modèle. Par ailleurs, l'équation de Nicklin qui suppose que la vitesse superficielle d'air est constante n'est valable que pour une seule hauteur car cette vitesse croit avec la croissance de la hauteur de la pompe.

La méthode de Nicklin a été appliquée avec succès par Stenning et Martin (1968), utilisent une vitesse superficielle moyenne d'air, mais cette approximation surestime le débit d'air pour les grandes pompes. Ce qui a été démontré par Dabolt et Clark (1985) [in Clark, 1986].

## 2.5-Effet du mélangeur

Parmi les causes conduisant à la divergence des prédictions proposées par les auteurs pour la transition de la configuration à bulle à la configuration à poche se trouve l'influence du mélangeur sur les résultats obtenus. Il s'agit de la manière dont est injecté l'air comprimé dans le mélangeur. Son rôle est déterminant dans la transition entre les deux configurations. C'est un facteur important à prendre en compte si l'on veut éviter les effets nuisibles aux comportements des installations tel que le phénomène du coup bélier qui se produit lors de l'écoulement poche-bouchon (N.N. Clarck (1986)). Il est certain que la connaissance de la manière de son influence aide à préciser mieux le domaine de chacune des configurations et contribue par conséquent à maintenir l'équilibre de toute la colonne air-lift pour un meilleur fonctionnement du système.

Nemeth (in Pattantatyus ,1959), propose une étude théorique complète pour la détermination de la hauteur maximale, il assimile l'écoulement des deux composantes à un écoulement homogène. En effet après plusieurs expériences sur un couple air-eau et avec des longueurs différentes de la conduite verticale, il divise le système en deux catégories :



**Air lift court** : la longueur de 4 à 20 m.

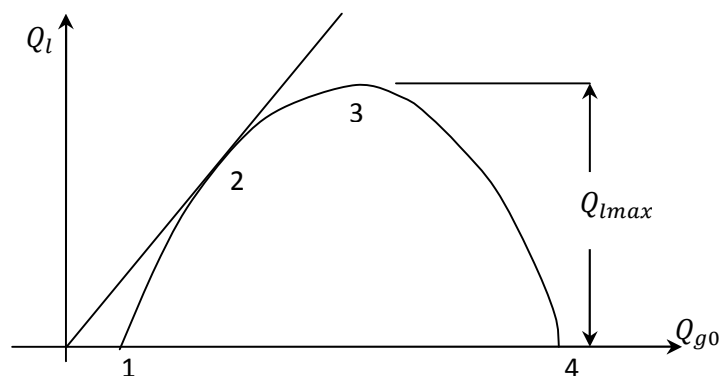
**Air lift long** : la longueur supérieure à 100 m.

Il fait ressortir sur la courbe caractéristique  $Q_l=f(Q_a)$  quatre points remarquables :

**Point 1** : Il correspond au début de fonctionnement du système c'est-à-dire l'eau remonte dans le tube verticale jusqu'à l'extrémité supérieure sans se déverser.

**Point 2** : Si l'on poursuit l'injection de l'air comprimé, le débit d'eau augmente et pour le point de fonctionnement optimal la droite issue de l'origine est tangente.

**Point 3** : correspond à un débit maximal délivré par le système air lift ou l'écoulement est caractérisé par une série de bouchon et poche.



**Figure (1.3)** : Caractéristique de fonctionnement d'une pompe air-lift (Pattantatyus, 1959)

Où,  $Q_{g0}$  : Débit volumique d'air libre et  $Q_l$  : Débit volumique d'eau

**Point 4** : A partir du point de fonctionnement optimal et si l'on continue à injecter de l'air comprimé le débit d'eau diminue  $Q_l$  pour s'annuler au point 4.

L'approche de Nemet est purement théorique basée en partie sur la vitesse relative des bulles dans l'eau. Le travail optimal du système air-lift se produit lorsque cette dernière est minimale.

La vitesse absolue de l'air dans l'eau  $C_g$  est prise comme :

$$C_g = C_l + W \quad (1.9)$$

Pour Nemet le travail d'air lift sera optimal, lorsque : soit  $W$  est minimum possible pour que les pertes par glissement du gaz soient faibles, soit une accentuation de l'écoulement d'eau par sa vitesse  $C_l$  pour réduire l'écart entre les deux phases. Ce qui augmenterait les pertes de charge dans l'eau. L'optimum de l'écoulement se réalise par un compromis entre ces deux phénomènes.

Pour Wael (2007), le compromis réside entre des forces de frottement minimales et de poussée d'Archimède maximale. Ceci peut s'accomplir par l'intervention de la tension superficielle entre les deux phases qui peut fixer leur interaction par leur taux de présence dans la conduite. Le temps de présence est un facteur important qui distingue entre les configurations d'écoulement. Pour ce cas, les auteurs s'accordent à dire dans le cas du transport, l'optimum apparaît

lorsqu'elle se développe la configuration poche-bouchon. Ce paramètre est considéré même dans l'établissement des cartes d'écoulement par le biais des vitesses de flux d'écoulement, quantité de mouvement ou pression dynamique développée entre les deux phases.

En outre la construction de plusieurs groupe de paramètres ayant un sens pour le calcul des différentes hauteurs d'élévation, avec et sans perte de charge, ainsi que l'estimation de l'expression de la perte de charge sont les éléments d'étude.

Nemet considère la conduite comme instantanément fermée, se détendant à température constante entre deux pressions données, celle d'injection du gaz à la base et sa pression de sortie à l'extrémité supérieure. Ce qui conduit à un taux de compression isotherme instantané de la conduite. Si l'assimilation au quasi homogène du mélange sous une pression moyenne est justifiée du moins pour les conduites courtes, la transformation compression-détente de l'enceinte ne peut se conduire ainsi pour les grandes longueurs des conduites. Sur cette base Nemet (1959), Geier (1980), Kozéréatzki (1976) distinguent entre les air-lifts court de hauteurs d'immersion entre 4m et 20m et les air-lifts longs de plus que 100 m. Sur la base d'expériences Kozéréatzki (1976) propose des corrélations entre le rapport des vitesses moyennes ou débit spécifique de l'air et de l'eau en fonction de l'immersion relative du système. Pour un fonctionnement optimal, Geier (1980) définit et adopte un coefficient de perte par frottement constant en fonction de la catégorie du système considérée court ou long.

Vu la grande variation de la structure du mélange pour les grandes longueurs et surtout de sa masse volumique avec une apparition par phénomène de transition de plusieurs configurations, Nemet (1959) recommande une détermination expérimentale de la structure.

Pour les air-lifts courts , il s'agit de calculer les hauteurs d'élévation , et hauteur de perte de charge moyennant la connaissance du coefficient de perte de charge du système pour un taux de compression donné . Ainsi pour un débit d'eau donné  $Q_l$ , Nemet (1959) propose une résolution graphique dont les groupements de paramètres servants au calcul sont donnés sous forme d'abaque.

Notons, que par cette méthode pseudo-théorique, il est possible alors d'apporter quelques éléments de réponse quand au calcul de certains paramètres.

Ainsi, Nemet rapporte que pour  $m_0 = 0.5$  correspondant à une immersion relative de  $\alpha = 0.66$ , la perte de charge est minimale dans le système, avec :

$$m_0 = (1 - \alpha)/\alpha \quad (1.10)$$

Où,  $\alpha$  est l'immersion relative du système.

Le débit  $Q_{l\max}$  dépend principalement pour les tuyaux longs que des pertes de charges tandis que pour les tuyaux courts, du rapport  $Q_l/Q_a$  et de la masse volumique du mélange.

## **Chapitre 2**

### **Approche théorique et exploration fonctionnelle de la pompe air-lift**

## Chapitre 2

### Approche théorique et exploration fonctionnelle de la pompe air-lift

#### 2.1- Principe de fonctionnement et dépendances générales

Le principe de fonctionnement de l'air-lift est celui d'une pompe dynamique de frottements. Le déplacement du mélange (air comprimé, eau), nommé aussi hydro-mélange, se produit à cause de différence de puissance que possède l'air comprimé entre l'entrée dans le système au niveau du mélangeur et la sortie sous forme de mélange par le séparateur. Cette puissance nécessaire au fonctionnement de l'air-lift est produite par un compresseur.

Sur la figure (2-1), on montre les schémas des différentes étapes de fonctionnement de l'air-lift.

L'air comprimé est acheminé vers le mélangeur (2) par la conduite (1). Après injection, l'air s'échappe à travers l'eau dans la conduite de refoulement (4). A cause de la présence d'air, celle-ci devient plus légère que l'eau toute seule et elle produit une dépression au mélangeur. Dans un laps de temps très court, l'état d'équilibre statique de pression entre l'intérieur et l'extérieur est rompu. Pour revenir à l'état d'équilibre statique initial, l'eau de la conduite d'aspiration (3) est aspirée et gagne le mélangeur où s'effectue le mélange. Une augmentation de pression s'installe dans le mélangeur et conduit à la remontée de l'eau dans la conduite (4).

Pour une injection d'air comprimé continue et sous l'effet de l'action du flux de celui-ci, puis de sa détente tout le long de la conduite (4), il se produit un déplacement continu de la masse d'eau, voir même un écoulement continue.

Cette opération réalise deux effets en même temps, allégement de la conduite la conduite (4) et aspiration de l'eau par la conduite (3). Ce qui lui confère un fonctionnement de pompe et qu'on appelle communément pompe à air-lift ou par poussée d'air.

A l'extrémité supérieure, un bac est prévu à cet effet pour recueillir l'eau refoulée, qui permet de séparer les deux constituants l'air et l'eau, nommé séparateur (5).

A présent, on donne les équations générales de mis en marche de la pompe air-lift en suivant les différents schémas de fonctionnement de la figure (1) :

#### Schéma " a "

Avant la mise en marche du compresseur, le mélangeur (2) se trouve plongé à l'intérieur d'une masse d'eau sous la profondeur d'immersion géométrique  $h$ . La pression statique  $P_m$  dans le mélangeur est déterminée à l'aide de l'immersion géométrique absolue  $h$  comme suit :

$$P_m = \rho_l g h \quad (2.1)$$

$\rho_l$ : masse volumique de l'eau

Schéma " b "

La mise en marche du compresseur et à une pression suffisante, l'eau du mélangeur s'échappe. Une partie de l'eau s'élève dans la conduite de refoulement (4) d'une hauteur  $\Delta h_a$  et une autre gagne le réservoir. La pression au niveau du mélangeur qui est celle de mise en marche du compresseur sera donc :

$$P_m = \rho_l g (h + \Delta h_a) \quad (2.2)$$

L'eau qui se trouvait dans la conduite d'air regagne la conduite de refoulement et le niveau dans cette dernière s'élève d'une quantité  $\Delta h_a$  qui se donne par la formule bien connue de Darcy-Weisbach :

$$\Delta h_a = R Q_l^2 \quad (2.3)$$

R : résistance de la conduite d'air (3) de l'air-lift en ( $s^2/m^5$ )

$Q_l$  est le débit d'eau moyen qui sort de la conduite d'air et déterminé d'après la dépendance :

$$Q_l = W_{la} / \Delta t \quad (2.4)$$

$\Delta t$  étant le temps de mise en marche de l'air-lift et  $W_{la}$ , le volume d'eau dans la conduite d'air.

$$\text{Où,} \quad W_{la} = \left( \pi d_a^2 / 4 \right) h \quad (2.5)$$

$d_a$  : diamètre de la conduite d'air (1).

Remplaçons les expressions (2.3), (2.4) et (2.5) dans la formule (2-2), la pression au niveau du mélangeur devient :

$$P_m = \rho_l g \left( h + \frac{\pi^2}{16} d_a^4 R \frac{h^2}{\Delta t^2} \right) \quad (2.6)$$

Le débit d'air comprimé en période de mise en marche s'obtient par :

$$Q_{am} = \left( \pi d_a^2 / 4 \right) h / \Delta t \quad (2.7)$$

D'après les formules (2-6) et (2-7), on remarque que le débit d'air et la pression de mise en marche de l'air-lift dépendent du temps de la mise en marche. Dans cette phase, l'état d'ouverture ou de fermeture de la section de sortie inférieure de la conduite d'aspiration (3) influe sur l'établissement de l'écoulement dans la conduite (4). Lorsque celle-ci n'est pas libre, la résistance à l'échappement de l'eau devient très importante, le temps de mise en marche s'élève et le débit du courant d'eau s'annule ou presque.

Dans ce cas, une autre forme de l'expression de la hauteur d'élévation  $\Delta h_a$  peut être déterminée d'après le volume d'eau qui se trouve dans la conduite d'air (1) comme suit :

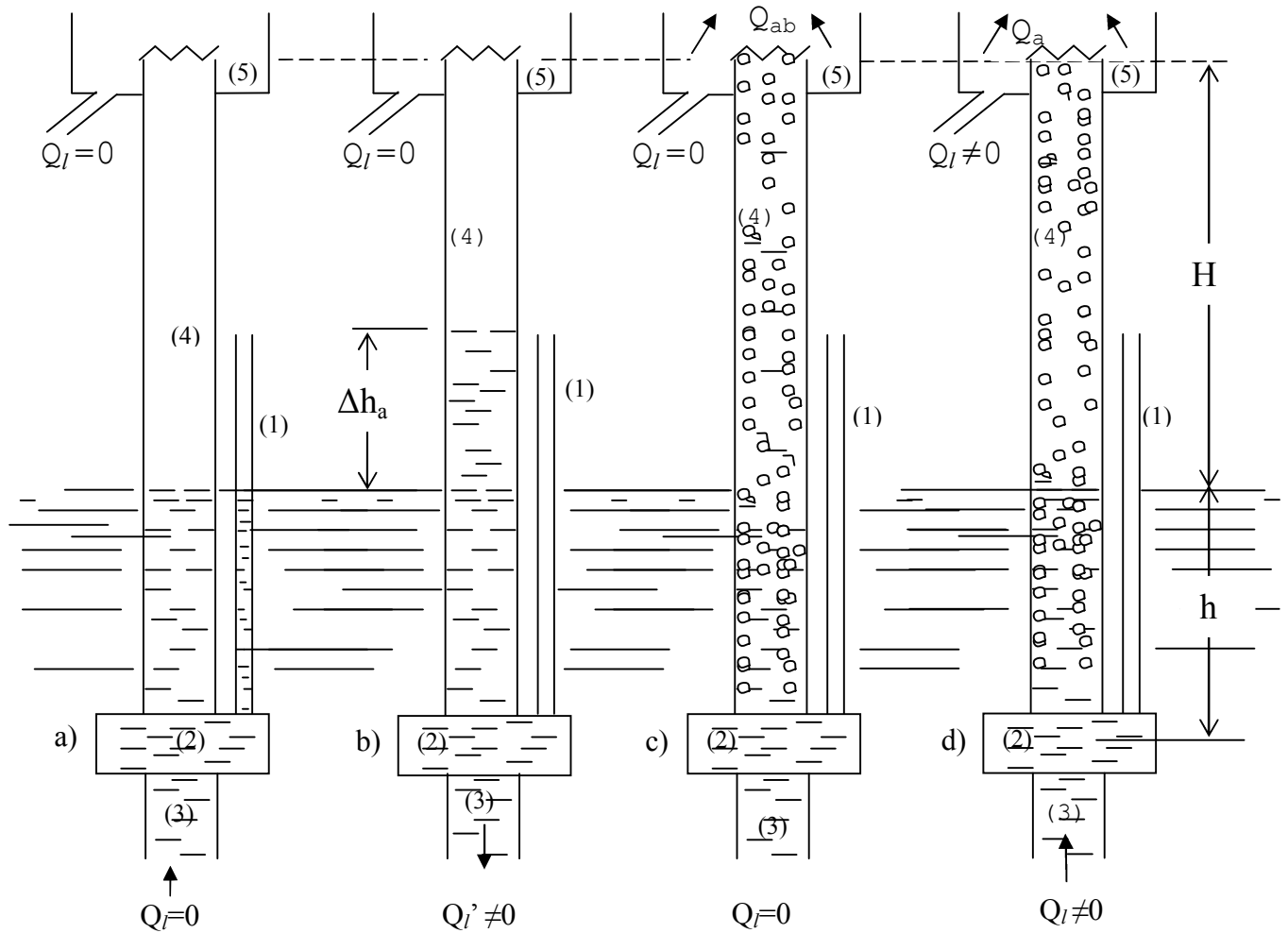


Figure (2.1) : Les schémas de fonctionnement du système air-lift

$$\Delta h_a = \left( d_a^2 / D^2 \right) h \tag{2.8}$$

D: diamètre de la conduite de refoulement.

En conséquence, la pression nécessaire pour que l'air entre dans le mélangeur, doit être au minimum égale à la pression de mise en marche. Si l'on tient compte des pertes de pression, la pression minimale que doit produire le compresseur lors du fonctionnement du système doit être égale à :

$$P_c = P_m + \Delta P_c \tag{2.9}$$

$\Delta P_c$ , Perte de pression d'air pendant la mise en marche et  $P_c$ , Pression donnée par le compresseur.

En négligeant la perte de pression dans la conduite d'air puisque le temps de mise en marche est très inférieur au temps normal de fonctionnement, il vient alors :

$$P_c = \rho_l g h \left( 1 + \frac{\pi^2}{16} R d_a^4 \frac{h^2}{\Delta t^2} \right) \tag{2.10}$$

Ou bien d'après (2.8):

$$P_c = \rho_l g h \left( 1 + \frac{d_a^2}{D^2} \right) \quad (2.11)$$

Des expressions (2.10) et (2.11), on voit que la pression au temps de mise en marche du système air-lift est supérieure à la pression statique donnée par la formule (2.1).

Celle-ci doit servir au choix du compresseur à utiliser.

Pour la sûreté du fonctionnement de l'air-lift, il faut savoir que la pression de mise en marche est déterminée d'après la formule (2.11).

Quand la pression d'air comprimé devient égale à la pression de mise en marche, l'air entre dans le mélangeur, la masse volumique d'air est presque mille fois inférieure à celle de l'eau seule. Sous l'action des forces d'Archimède et des frottements air-eau aux différentes interfaces, l'air remonte en se frayant un chemin privilégié à travers l'eau. On obtient alors une colonne de mélange air-eau d'une masse volumique moyenne inférieure à celle de l'eau.

Dans cette situation la pression dans le mélangeur est une pression correspondant au stade de barbotage dans la colonne de refoulement (4), c'est à dire ascension de l'air sans qu'il y ait un débit d'eau. On peut écrire :

$$P_{moy b} = \rho_{mb} g (H + h) \quad (2.12)$$

$P_{moy b}$  : Pression moyenne du mélange correspondant au barbotage

$\rho_{mb}$ : Masse volumique du mélange air-eau correspondant au barbotage.

$$\rho_{mb} = \rho_l \frac{h}{H + h} \quad (2.13)$$

Le rapport d'immersion absolue  $h$  sur la hauteur total  $(H + h)$  est le paramètre caractéristique sans dimension qu'on appelle profondeur d'immersion relative de l'air-lift :

$$\alpha = \frac{h}{H + h} \quad (2.14)$$

### Schéma "c"

L'eau remonte jusqu'à l'extrémité supérieure de la conduite sans se déverser (c.à.d.  $Q_l = 0$ ).

Cette condition aura lieu si la vitesse du mélange diphasique air-eau se trouve à une valeur pour laquelle, la force hydrodynamique produite n'est pas encore suffisante pour donner à l'eau un débit de pompage.

Cette vitesse relative  $V_b$  est une donnée expérimentale sur les colonnes de barbotage de mélange air-eau. D'après les expériences de Geier (1980), sur les air-lift, celle-ci prend des valeurs entre 2 et 3 m/s lors du barbotage du mélange et correspond à un air-lift de hauteur d'immersion

relative  $\alpha$  et géométrique  $h$ .

La masse volumique du mélange dans la colonne de barbotage est donnée par :

$$\rho_{mb} = \rho_l \alpha \quad (2.15)$$

Où,  $\alpha$  représente aussi un taux volumique d'eau par rapport à celui du mélange.

Pour une conduite en charge, et suivant la formule de continuité bien connue du débit  $Q = V.S$ , on détermine le débit d'air rapporté à la pression moyenne correspondant à la situation de la colonne de barbotage où la pompe ne débite pas encore :

$$Q_{ab} \cong V_b D^2 (1 - \alpha) \cong 2.5 D^2 (1 - \alpha) \quad (2.16)$$

Selon le chercheur Geier (1980), dans son livre sur les écoulements diphasiques et dans ses expériences sur une conduite verticale longue où s'écoulent l'air et l'eau, par le traitement des données pratiques, la pression le long de la colonne du mélange suit une loi hydrostatique linéaire. La colonne du mélange fonctionne comme une enceinte supposée instantanément fermée et sollicitée à une pression moyenne de :

$$P_{moy} = \frac{P_m}{2} = \frac{\rho g h}{2} \quad (2.17)$$

Les chercheurs Stenning(1968), Geier (1980), Clark (1986), Mahrous (2012) supposent que la détente de l'air au sein de l'eau se produit d'après un processus isothermique, donc la variation de la masse volumique de l'air en fonction de la pression est déterminée d'après la loi de l'isotherme :

$$\frac{P_i + P_{atm}}{\rho_i} = \frac{P_{atm}}{\rho_{atm}} \quad (2.18)$$

Où,  $\rho_{atm}$  est la masse volumique du mélange air-eau à la pression atmosphérique  $P_{atm}$ .

$P_i$  et  $\rho_i$  sont respectivement, la pression relative et la masse volumique de la colonne du mélange dans une situation d'écoulement et en une section (  $i$  ) quelconque de la conduite. Assimilé à un mélange quasi homogène, c'est en même temps, les paramètres de l'écoulement dans une section donnée de la conduite (4).

Le débit du compresseur se donne toujours suivant l'unité de volume de l'air à l'état libre c.à.d. à pression atmosphérique :

$$Q_a = Q_{a moy} \frac{P_{moy} + P_{atm}}{P_{atm}} \quad (2.19)$$

$Q_{a moy}$ : débit d'air moyen, calculé d'après la pression moyenne.

Finalement, des formules (2.16, 17 et 18), on détermine le débit volumique d'air libre, pour



lequel le débit de l'air-lift est nul :

$$Q_{ab} = 2.5 D^2 (1 - \alpha) \left( 1 + \frac{\rho_l g h}{2 P_{atm}} \right) \quad (2.20)$$

Toute augmentation du débit d'air comprimé au-delà de celui donné par la formule (2.20) entraîne la diminution de la masse volumique du mélange, donc de la pression au mélangeur, devenant inférieure à la pression statique donnée par la formule (2.1).

De la différence de la masse volumique résulte une différence de pression au mélangeur, en conséquence l'eau entre dans la conduite de refoulement, d'où l'apparition du débit de l'air-lift. Ce débit peut être déterminé en fonction de la pression du mélangeur, comme suit :

$$Q_l = \sqrt{\frac{h - \frac{P_{mél}}{\rho_l g}}{R_{al}}} \quad (2.21)$$

Où encore sous la forme :

$$Q_l = \sqrt{\frac{h - \frac{\rho_{mél} (H + h)}{\rho_l}}{R_{al}}} \quad (2.22)$$

Ou encore :

$$Q_l = \sqrt{\frac{h}{R_{al}} \left( 1 - \frac{\rho_{mél}}{\rho_l \alpha} \right)} \quad (2.23)$$

Avec  $R_{al}$ , résistance hydraulique de la conduite de refoulement (4).

Cette dernière expression montre qu'avec la diminution de la masse volumique du mélange correspondant à l'augmentation du débit d'air, le débit d'eau de l'air-lift augmente.

La masse volumique du mélange rapportée à la pression moyenne dépend des quantités en débits d'air et d'eau et des précisions pratiques. Bien qu'il ne le soit pas, on peut prendre le mouvement dans la conduite comme quasi-stationnaire et un mélange diphasique quasi homogène, pour lequel le débit massique le long de la conduite de refoulement du mélange est constant. Donc, d'après la loi de conservation de la masse, ce dernier sera égale à la somme de la masse eau et celle du air par unité de temps.

La masse volumique du mélange en n'importe quelle section sera donnée par :

$$\rho_{mél} = \frac{\rho_l Q_l + \rho_a Q_a}{Q_l + Q_{amoy}} \quad (2.24)$$

En utilisant l'expression (2.17) et (2.19) donnant le débit d'air libre en fonction du débit d'air

moyen  $Q_{a\text{ moy}}$ , il vient :

$$Q_{a\text{ moy}} = Q_a \frac{P_{atm}}{P_{atm} + \frac{P_m}{2}} \quad (2.25)$$

Remplaçons cette dernière expression dans (2.24), on obtient:

$$\rho_{mél} = \frac{\rho_l Q_l + \rho_a Q_a}{Q_l + Q_a \frac{P_{atm}}{P_{atm} + \frac{P_m}{2}}} \quad (2.26)$$

Après un arrangement, il vient :

$$\rho_{mél} = \frac{\rho_l \left( 1 + \frac{\rho_a}{\rho_l} \frac{Q_a}{Q_l} \right)}{1 + \frac{Q_a}{Q_l} \frac{P_{atm}}{P_{atm} + \frac{P_m}{2}}} \quad (2.27)$$

Le rapport du débit d'air sur le débit d'eau est appelé débit spécifique d'air, qui est le second paramètre adimensionnel très important. On le note  $q$  :

$$q = \frac{Q_a}{Q_l} \quad (2.28)$$

Remplaçons la formule (2.27) dans (2.26), on obtient :

$$\rho_{mél} = \frac{\rho_l \left( 1 + \frac{\rho_a}{\rho_l} q \right)}{1 + q \frac{P_{atm}}{P_{atm} + \frac{P_m}{2}}} \quad (2.29)$$

Selon Geier (1982), Giot (1986) et de l'analyse de la formule (2.26) le deuxième paramètre du numérateur ( $q \rho_a / \rho_l$ ) peut être négligé puisque la masse volumique de l'eau qui est 1000 fois plus grande que celle de l'air pour des hauteurs d'immersion  $h < 20$  m et pour une gamme de débit spécifique  $q$  ne dépassant pas 100. Suivant les pressions manométriques moyennes, le long de la conduite de refoulement de l'air-lift, on détermine le débit spécifique moyen ( $q_{moy}$ ) par :

$$q_{moy} = q \frac{P_{atm}}{P_{atm} + \frac{P_m}{2}} \quad (2.30)$$

En tenant compte des formules (2.28) et (2.29), on obtient une expression analytique approchée

de la masse volumique du mélange diphasique air-eau comme suit :

$$\rho_{mél} = \rho_l \frac{1}{1 + q_{moy}} \quad (2.31)$$

## 2.2- Les caractéristiques énergétiques de l'air-lift

En considérant que dans la conduite de refoulement, l'écoulement est stationnaire, d'après (Geier, 1972) et selon la loi globale de Darcy, on peut écrire :

$$\rho_l h = \rho_{mél} (H + h) + R_{al} \rho_{mél} Q_m^2 \quad (2.32)$$

D'après l'équation de continuité du mélange diphasique homogène, le débit du mélange se donne comme suit :

$$Q_m = Q_l (1 + q_{moy}) \quad (2.33)$$

Des formules (2.31) , (2.32) et (2.33), on tire le débit de l'air-lift :

$$Q_l = \frac{1}{1 + q_{moy}} \sqrt{\frac{h}{R_{al}} \left( 1 + q_{moy} - \frac{1}{\alpha} \right)} \quad (2.34)$$

D'après l'expression (2.34), le débit d'air-lift  $Q_l$  dépend de : de débit spécifique  $q_{moy}$  , de la résistance hydraulique de la conduite  $R_{al}$  , de l'immersion relative  $\alpha$  et la hauteur d'immersion géométrique  $h$  .

Elle montre que:

- Le débit  $Q_l$  s'annule pour une valeur du débit spécifique donnée par l'expression  $q_{moy} = 1 - 1/\alpha$  et la pompe air lift ne débite pas.
- Plus la résistance de la conduite  $R_{al}$  est grande, plus le débit  $Q_l$  est faible et inversement.

Pour déterminer le débit d'air spécifique donnant le débit d'eau maximal, on dérive l'expression (2.34), soit :

$$\frac{dQ_l}{dq} = 0 \quad (2.35)$$

Il vient :

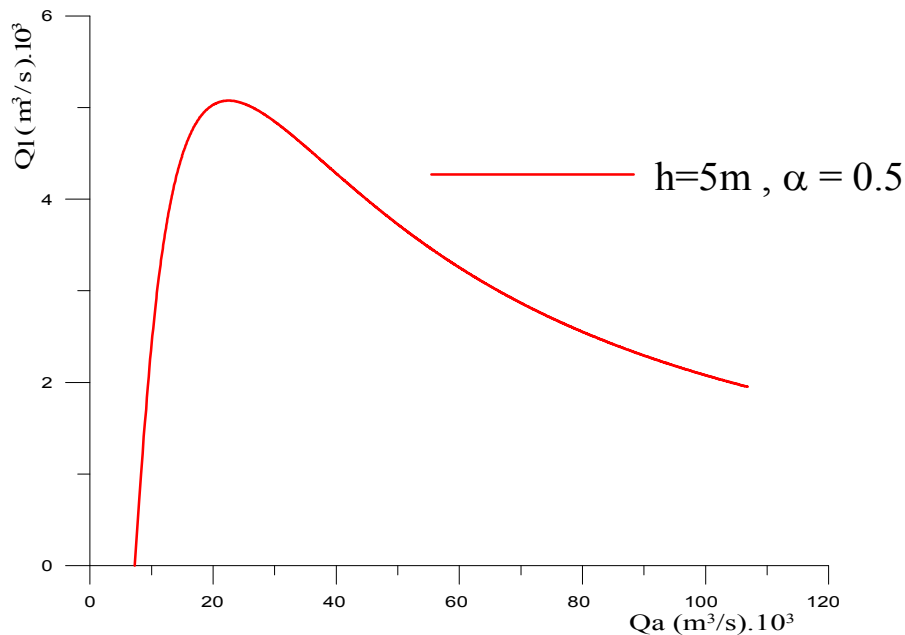
$$q_{moy} = \left( \frac{2}{\alpha} - 1 \right) \frac{P_{atm} + \frac{P_m}{2}}{P_{atm}} \quad (2.36)$$

Où encore :

$$q_{moy} = \left( \frac{2}{\alpha} - 1 \right) \left( 1 + \frac{\rho_l g h}{2 P_{atm}} \right) \quad (2.37)$$

Des expressions (2.34) et (2.37), on peut conclure que le débit d'air-lift pour une immersion

relative ( $\alpha$ ) constante dépend en grande partie de la quantité d'air comprimé. Si cette dernière prend la valeur du débit d'air correspondant au barbotage le débit de l'air-lift s'annule.



**Figure (2.2):** Caractéristique débit d'eau  $Q_l$ -débit d'air  $Q_a$  d'un air-lift pour  $D=0.08\text{m}$ ,  $h=5\text{m}$ ,  $\alpha=0.5$ .

Sur la figure (2.2), on a tracé une caractéristique  $Q_l=f(Q_a)$  de la pompe air-lift pour une immersion relative  $\alpha$  et géométrie  $h$  constante.

Celle-ci montre que :

- Pour une augmentation du débit d'air comprimé, le débit d'eau refoulé augmente jusqu'à une valeur maximale.
- Au delà d'une certaine valeur du débit d'air donnant le débit d'eau maximal, le débit d'eau refoulé décroît.

Ce qui confirme les prédictions des différents chercheurs dans le domaine.

La diminution du débit d'air-lift avec l'augmentation du débit d'air comprimé au delà du point maximum de la courbe  $Q_l=f(Q_a)$ , peut être expliquée comme suit :

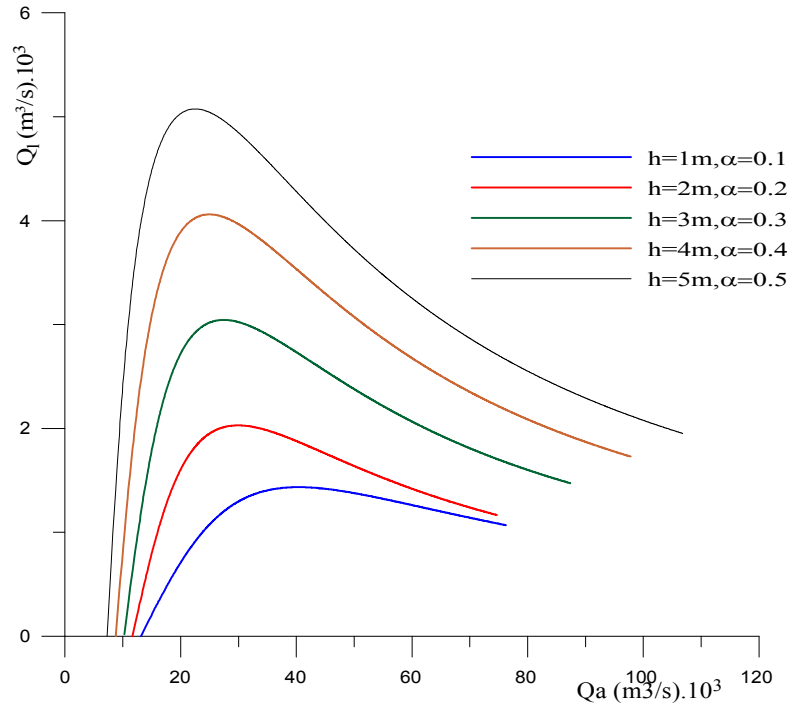
Toute augmentation du débit d'air  $Q_a$  au delà de celui donnant  $Q_{lmax}$ , correspond à une augmentation de la pression dans le mélangeur. Pour cela, une résistance supplémentaire à  $R_{al}$  se forme dans la conduite de refoulement comme on peut le constater par l'expression (2.37):

$$Q_l = \sqrt{\frac{h - \frac{P_{mél}}{\rho_l g}}{R_{al}}} \quad (2.38)$$

Nous remarquons aussi que pour un air-lift donné de longueur ( $L$ ) constante et pour un même débit d'air, en faisant varier la hauteur d'immersion absolue ( $h$ ) (donc  $\alpha$  aussi), le débit d'eau

refoulé varie aussi. Pour une augmentation de l'immersion absolue ( $h$ ), ( $\alpha$  croît aussi) et pour  $L=H+h$  constant le débit de l'air-lift augmente. Au contraire pour une diminution de  $h$  et  $\alpha$ ,  $Q_l$  diminue.

Par conséquent, pour le même air-lift, avec changement du niveau d'eau (changement de l'immersion du mélangeur, en injectant plus bas ou plus haut), les caractéristiques énergétiques de l'air-lift seront différentes (figure 2.3).



**Figure (2.3):** Caractéristiques débit d'eau  $Q_l$ -débit d'air  $Q_a$ ,  $Q_l=f(Q_a)$  pour un air-lift court de diamètre  $D=0.08$  m

Donc, l'air-lift possède la propriété **d'un autorégulateur de débit**, lorsque la profondeur d'immersion change. Notons que cette propriété est très importante pour un système à débits variables. La caractéristique énergétique de l'air-lift est déterminée aussi par son rendement, qui est le rapport de la puissance absorbée par l'air-lift sur la puissance fournie par le compresseur, soit :

$$\eta = \frac{N_a}{N_f} \quad (2.39)$$

$N_a$  : puissance absorbé par l'air -lift

$$N_a = \rho_{mél} g Q_l \left( H + \frac{V_s^2}{2g} \right) \quad (2.40)$$

Où :  $V_s$ , vitesse de sortie du jet au niveau du séparateur

$N_f$  : puissance fournie par le compresseur qui pour un processus isothermique se donne par :

$$N_f = Q_a P_{atm} \ln \left( \frac{P_m + P_{atm}}{P_{atm}} \right) \quad (2.41)$$

En remplaçant dans l'expression (2.39), on obtient :

$$\eta = \frac{\rho_{mél} g Q_l (H + V_s^2 / 2g)}{Q_a P_{atm} \ln \left( \frac{P_m + P_{atm}}{P_{atm}} \right)} \quad (2.42)$$

En négligeant  $V_s^2 / 2g$  devant  $H$  et après transformation, il vient :

$$\eta = \frac{H}{q h_a \ln \left( 1 + \frac{\rho_l g h}{2 P_{atm}} \right)} \quad (2.43)$$

$$\text{Où :} \quad h_a = \frac{P_a}{\rho_m g} \quad (2.44)$$

$h_a$  : hauteur équivalente de la colonne du mélange correspondant à la pression atmosphérique.

Sur la figure (2.4), sont représentées les deux caractéristiques de l'air-lift  $Q_l=f(Q_a)$  associée à celle de son rendement  $\eta=f(Q_a)$  ou est indiquée la zone de son fonctionnement optimal.

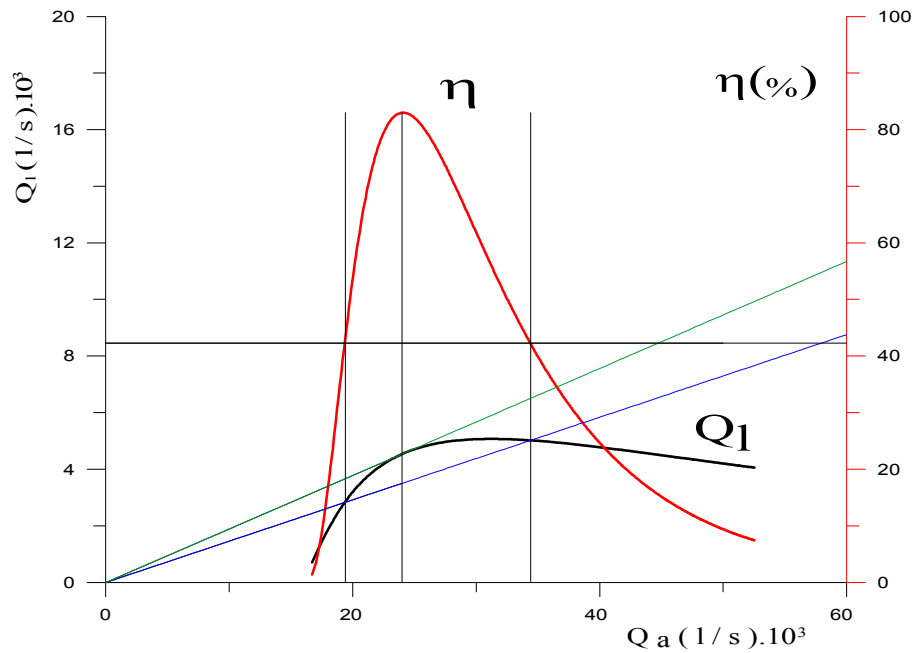
On relève que :

- Le débit d'eau maximal ne s'obtient pas pour un rendement maximal.
- Le débit d'eau maximum et le rendement maximal de la pompe air-lift ne s'obtiennent pour un même débit d'air.
- Pour une droite issue de l'origine, il existe deux débits d'air différents correspondant à deux débits d'eau différents pour lesquels la pompe air-lift travaille avec un même rendement.
- Pour  $q_{min}$ , correspondant au maximum de rendement d'après l'expression (2.42), la droite issue de l'origine et tangente à la caractéristique  $Q_l=f(Q_a)$  définie graphiquement un seul point de fonctionnement et détermine un seul point de fonctionnement optimal.

Ainsi, le débit d'eau maximal  $Q_{lmax}$  s'obtient approximativement pour un rendement  $\eta \approx 0.85 \eta_{max}$ .

### 2.3- Débit spécifique d'air comprimé

Le débit d'air comprimé est déterminé suivant la pression dans le mélangeur. Ce dernier nous renseigne sur le taux de puissance que doit fournir le compresseur à l'air-lift pour que le transport du mélange air-eau soit réalisé. Cette analyse sera faite en utilisant le paramètre adimensionnel  $q$  (débit spécifique) donné en (2.28) qui rentre aussi dans la détermination du rendement de l'air-lift.



**Figure (2.4):** Construction sur les courbes caractéristiques rendement-débit d'un air-lift donné.

Commençons par étudier l'air-lift idéal, où les pertes de charge ne sont pas présentes. Donc, la puissance que doit fournir le compresseur est égale à la puissance de refoulement du mélange sur une hauteur  $H$  avec un jet à une certaine vitesse à la sortie. Les équations formulant ceci sont les

suivantes :

$$\rho_{mél} g Q_l \left( H + \frac{V_s^2}{2g} \right) = Q_a P_{atm} \ln \left( \frac{P_m + P_{atm}}{P_{atm}} \right) \quad (2.45)$$

En remplaçant  $Q_a / Q_l$  par  $q_{th}$ , il vient :

$$\rho_{mél} g \left( H + \frac{V_s^2}{2g} \right) = q_{th} P_{atm} \ln \left( \frac{P_m + P_{atm}}{P_{atm}} \right) \quad (2.46)$$

Où,  $q_{th}$  débit spécifique théorique d'air comprimé pour l'air-lift idéal.

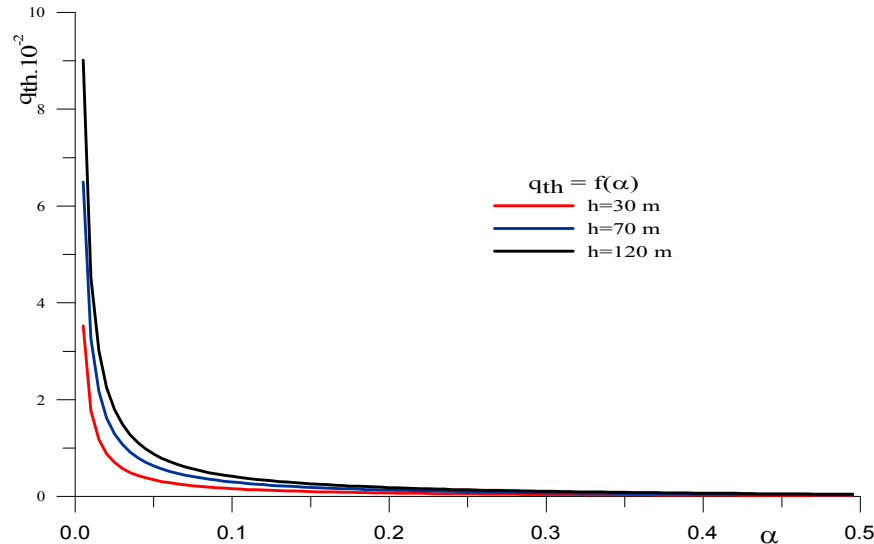
d'où :

$$q_{th} = \frac{\rho_l g \left( H + \frac{V_s^2}{2g} \right)}{P_{atm} \ln \left( \frac{P_m + P_{atm}}{P_{atm}} \right)} \quad (2.47)$$

En général, la hauteur dynamique du jet à la sortie  $V_s^2/2g$  est incomparable devant l'élévation  $H$ . En la négligeant devant  $H$ , l'expression (2.46) devient :

$$q_{th} = \frac{h}{h_a \ln \left( \frac{P_m + P_{atm}}{P_{atm}} \right)} \frac{1 - \alpha}{\alpha} \quad (2.48)$$

Donc le débit spécifique théorique d'air comprimé, pour une même immersion géométrique ( $h$ ) et une même pression dans le mélangeur, dépend essentiellement de  $\alpha$ . Sur la figure (2.5), on a montré les courbes donnant les débits spécifiques théoriques d'air comprimé, en faisant varier l'immersion relative  $\alpha$  de 0.15 jusqu'à 0.5, pour des immersions absolues  $h = 30, 70$  et  $120$  m.



**Figure (2.5):** Courbes de variation du débit spécifique théorique  $q_{th}$  en fonction de l'immersion relative  $\alpha$  pour et  $h=30,70, 120$  m.

Ces courbes traduisent l'augmentation du  $q_{th}$  lorsque  $\alpha$  diminue. Ceci est dû au fait que pour une même hauteur d'immersion absolue ( $h$ ) et si  $\alpha$  devient faible la hauteur de refoulement  $H$  tend à devenir très grande devant  $h$ . Ce qui nécessite un important débit d'air comprimé donc à fortiori, il est de même pour le débit spécifique.

En présence des pertes de charge c.à.d. pour les air-lift réels, les débits spécifiques réels sont supérieurs à ceux théoriques :

$$q_r = q_{th} + \Delta q \quad (2.49)$$

$\Delta q$  ; représente le débit spécifique d'air supplémentaire à fournir au système air-lift afin de vaincre les pertes de charge. On peut formuler d'une autre façon le rendement du système par :

$$\eta = \frac{q_{th}}{q_r} \quad (2.50)$$

Dans le cas réel, le calcul du rendement  $\eta$  dépend du débit spécifique réel  $q$ , lequel dépend à son tour à priori de  $\alpha$  et qui reste à déterminer.

Kozereatzki ,dans sa thèse de Doctorat ès-sciences , détermination et calcul précis des paramètres de l'air-lift, Ecole Polytechnique Donetsk, (1976) , par ajustement des résultats expérimentaux donne les corrélations du débit spécifique réels  $q = f(\alpha)$ . Il distingue dans en fonction de la hauteur d'immersion  $h$ , deux types de systèmes d'air-lift court et long:



- Pour h allant de 4 à 20 m, l'air-lift est court et pour  $0.15 < \alpha < 0.5$ :

$$q_c = 0.767 \alpha^{-2.2} \quad (2.51)$$

- Pour h allant de 20 à 120 m, l'air-lift est long et pour  $0.15 < \alpha < 0.5$ :

$$q_l = 60 \exp(-9.81 \alpha) \quad (2.52)$$

Ainsi, le débit spécifique réel  $q_r$  dépend aussi de l'immersion h, d'après Kozereatzki.

## 2.4- Les coefficients typiques adimensionnels de l'air-lift

Pour l'évaluation des pertes de charge, on assimile le mélange diphasique air-eau à une pseudo-phase quasi-homogène. En pratique dans le cas de conduite en charge et en suivant le principe de calcul global développé par Darcy-Weisbach, on peut caractériser la conduite par un coefficient de résistance hydraulique  $R_{al}$ , donnée comme suit :

$$R_{al} = \frac{8 \lambda_m (H + h)}{\pi^2 g D^2} = \frac{8 \lambda_m}{\pi^2} \frac{h}{\alpha g D^2} = \frac{\psi h}{\alpha g D^2} \quad (2.53)$$

Où,  $\lambda_m$  est le coefficient de perte de charge par frottement du mélange diphasique air-eau calculé pour un débit  $Q_m$  (2.33), avec  $\psi = 8 \lambda_m / \pi^2$ .

Remplaçons l'expression (2.53) dans (2.34), on obtient :

$$Q_l = \frac{I}{I + q} \sqrt{\frac{\alpha}{\psi} \left( I + q_{moy} - \frac{I}{\alpha} \right) g D^5} \quad (2.54)$$

Le débit spécifique q peut prendre les formes de  $q_l$  et  $q_c$  respectivement pour l'air-lift long et court en fonction de h.

Ainsi, pour la même conduite de refoulement, les systèmes d'air-lift peuvent se distinguer par un coefficient adimensionnel du débit  $K_Q$ , défini comme :

$$K_Q = \frac{I}{I + q_{moy}} \sqrt{\frac{\alpha}{\psi} \left( I + q_{moy} - \frac{I}{\alpha} \right)} \quad (2.55)$$

Sur la base des expériences (Geier, 1980), le coefficient de perte de charge pour un régime optimal de l'air-lift vaut :

$$\psi = 0.078 \text{ pour l'air-lift court} \quad (2.56)$$

$$\psi = 0.04 \text{ pour l'air-lift long} \quad (2.57)$$

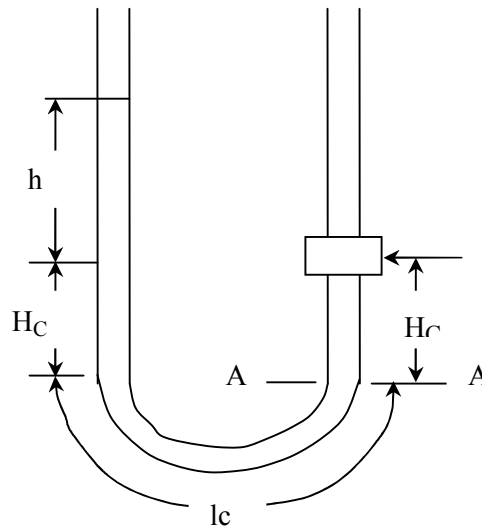
Pour les valeurs du débit spécifique q, elles sont prises soit des graphes ou calculées par les formules (2.51) et (2.52).

## 2.5- Détermination du coefficient de perte de résistance hydraulique $R_{al}$

Le coefficient spécifique de la conduite d'air-lift  $R_{al}$  est déterminé à partir du bilan de puissance. Pour un système d'air-lift quelconque, ce bilan s'écrit :  $N_{air} = N_{sortie} - N_{entrée}$  où, dans l'hypothèse d'une expansion isothermique de l'air au sein de l'eau, la puissance fournie par le compresseur nécessaire au refoulement l'eau est calculée, comme suit :

$$N_{air} = P_{atm} q Q_l \ln \left( \frac{P_{mél}}{P_{atm}} \right) \quad (2.58)$$

Pour expliciter  $N_{air}$ , on doit trouver l'expression de la pression  $P_{mél}$ . Pour cela, on écrit le bilan de charge et de puissance au niveau du mélangeur entre l'écoulement monophasique dans la branche d'amenée de gauche et diphasique dans celle de droite comme le montre le schéma ci-après :



**Figure (2.6) :** Schéma de calcul du coefficient de résistance hydraulique  $R_{al}$

- La charge hydraulique totale au niveau la section AA s'écrit :

$$\rho_l g h + \rho_l g H_c + P_{atm} = P_m + \rho_l g H_c + \rho_l g R_c l_c Q_l^2 \quad (2.59)$$

$$P_m = \rho_l g h - \rho_l g R_c l_c Q_l^2 + P_{atm} \quad (2.60)$$

- La puissance hydraulique de l'eau à l'entrée du mélangeur par la conduite d'alimentation s'exprime :  $N_{entrée} = P_m Q_l = \rho_l g h Q_l - \rho_l g R_c l_c Q_l^3 + P_{atm} Q_l$  (2.61)

- La puissance hydraulique d'eau à la sortie du mélangeur est donnée par :

$$N_{sortie} = P_m Q_m = \rho_m g (h + H) Q_m - \rho_m g R_{al} (h + H) Q_m^3 + P_{atm} Q_m \quad (2.62)$$

La détente de l'air dans étant supposée isotherme qui implique un temps de présence de l'air

suffisamment grand dans la conduite de l'air-lift .Cela justifie amplement l'hypothèse d'un mélange diphasique homogène définie par sa masse volumique  $\rho_{mél}$  . En introduisant rendement de d'air-lift  $\eta$  , on peut donner l'expression du modèle mathématique d'air-lift comme suit:

$$h = \frac{2P_{atm}}{\rho_l g} \left( \exp \left( \frac{\rho_{mél} g H}{P_{atm} q \eta} \right) - 1 \right) \quad (2.63)$$

**Remarque :** Le rendement  $\eta$  varie, qui au maximum est égale à l'unité. Comme le montre l'expression (2.63), suivant le travail du système air-lift considéré, on peut lui affecter son modèle mathématique. Pour une plage optimale de travail dépendant des paramètres principaux  $q$  et  $\alpha$  de l'air-lift, on déduit le modèle mathématique d'air-lift optimal.

L'expression de résistance spécifique  $R_{al}$  d'air lift est :

$$R_{al} = \frac{P_{atm} q_{moy} + \rho_l g H - P_{atm} q_{moy} \ln \left( \frac{P_{atm} + \rho_l g h}{P_{atm}} \right)}{\rho_l g (h + H) (q_{moy} + 1)^2 Q_l^2} \quad (2.64)$$

Connaissant la résistance hydraulique de la conduite de refoulement de l'air lift, on peut déterminer les caractéristiques de celle-ci dont la plus importante est le diamètre (D).

Nous pouvons tracer les dépendances suivantes :

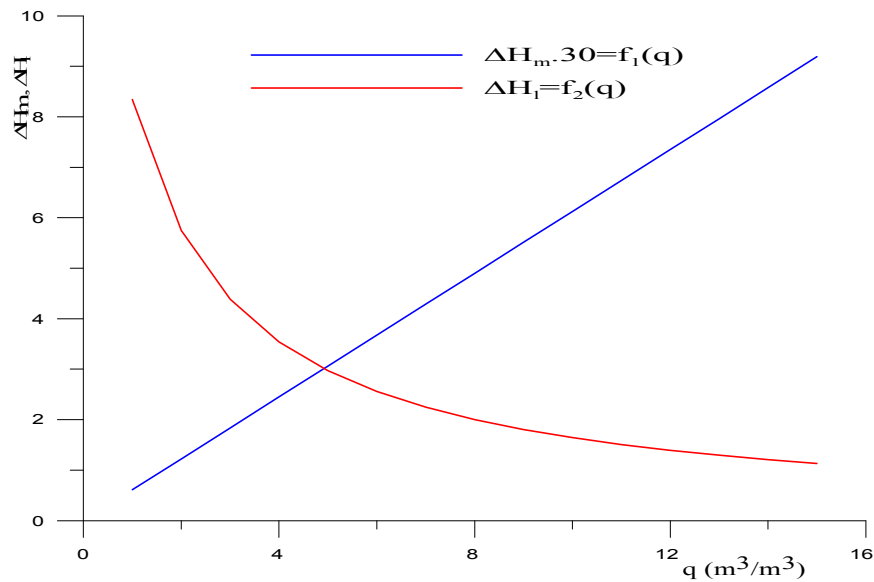
Les pertes de charge globales dans l'eau :  $\Delta H_l = R_{al} Q_l^2 = f_1(q)$

Les pertes de charge globales dans le mélange air-eau :  $\Delta H_m = R_{al} Q_m^2 = f_2(q)$

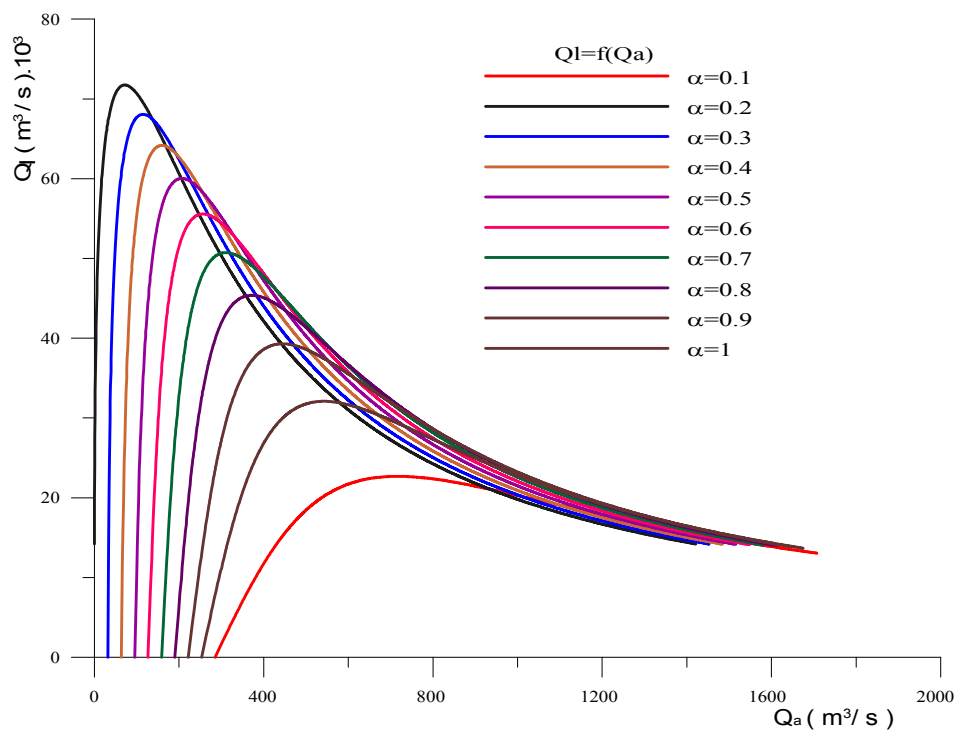
Théoriquement la figure (2.7) montre qu'à débit spécifique  $q$  croissant, la perte d'énergie dans le mélange croit tandis que celle dans l'eau décroît et inversement. Ces pertes sont minimales dans le mélange et assez grandes dans l'eau. Ce qui veut dire que toute la perte est occasionnée dans l'eau et explique pourquoi les chercheurs dans leurs calculs considèrent que les pertes dans l'eau.

Afin de bien comprendre le fonctionnement du système et d'optimiser le travail du système air-lift, on tracera les différentes caractéristiques théoriques et on essaiera d'interpréter les courbes en fonction des paramètres principaux  $q$  et  $\alpha$  ressorties dans l'analyse théorique.

**Remarque :** A ce stade d'effet , tous ce développement analytique n'aurait été possible que par la simplicité d'expression des formules que permet le modèle homogène et qui restent valable dans les limites de validité de celui-ci à savoir l'adhérence complète et totale des deux phases et l'absence de tous déséquilibre de quelque nature qu'il soit. Il est bien évident que dans la réalité, des manifestations autres apparaissent dues aux conditions pratiques les plus variées. Ces derniers doivent être prises en charge autrement ou du moins les mettre en évidence dans un cadre de compréhension du système.



**Figure (2.7) :** Variation de la perte d'énergie due à la résistance de la conduite d'air-lift dans l'eau  $\Delta H_l$  et dans le mélange air-eau  $\Delta H_m$  en fonction du débit spécifique  $q$  .



**Figure (2.8):** Courbes théoriques de variation du débit d'eau ( $Q_l$ ) en fonction du débit d'air ( $Q_a$ ) pour différentes immersions relatives  $\alpha$ .

### 2.6- Tracés de quelques caractéristiques théoriques

A l'aides des expressions (2.20) et (2.55), un essai de tracé semi-théorique des caractéristiques

$Q_l = f(Q_a)$  pour un cas d'un air-lift court  $h < 20$  m, de longueur  $L$ , de diamètre  $D$  donnés, de coefficient de perte de charge  $\psi = 0.0078$  et pour différentes immersions relatives allant de 0.1 à 1 a été réalisé (figure 2.8).

Celles-ci exécutent pratiquement la même allure en fonction de l'immersion relative  $\alpha$ . Ceci

démontre une certaine reproduction constante des phénomènes physiques régissant les systèmes air-lift, confirme leur dépendance unique vis-à-vis de l'immersion relative  $\alpha$  et justifie théoriquement l'expression (2.55) analytique approximative du débit liquide de l'air-lift. En tenant compte de la variation des autres paramètres, on pourra explorer davantage le fonctionnement du système air-lift.

## 2.7-Conclusion

On a montré les points importants suivants :

A travers cette étude analytique et le tracé préliminaire de certaines caractéristiques, il ressort que l'approche faite sur le fonctionnement du système air-lift en prenant les hypothèses suivantes :

- un mélange diphasique homogène représenté par sa masse volumique
- une projection en écoulement continu unidimensionnelle du bilan d'énergie donnée par l'expression globale de Darcy-Weisbach.
- la nature thermodynamique de la détente isothermique de l'air comprimé au sein de l'eau.
- L'approximation du taux de vide constant le long de la conduite air-lift,
- Affectation d'un coefficient de frottement de l'écoulement constant quelque soit les régimes.
- En négligeant la contribution de la masse volumique de l'air comprimé
- Par la définition d'un seul coefficient d'efficacité primaire du système air-lift et englobé uniquement par le rendement thermodynamique de la détente.

La branche de gauche semble être en conformité avec la réalité pratique dans ce domaine de pompage. Pour la branche de droite des caractéristiques qui tendent apparemment vers une asymptote horizontale constante, elles doivent chuter puisqu'elle correspond à l'épuisement de la réserve d'eau (calcul à vérifier). Les seuls paramètres avec quoi on peut expliquer le fonctionnement du système air-lift, dans tous ses états sont : l'immersion relative  $\alpha$  et le débit spécifique  $q$ .

Tout le comportement du système dépendra principalement des valeurs prises par ces deux paramètres et d'une possible relation fonctionnelle entre eux comme le montre les propositions des précurseurs, (Kozereatzki) dans ce domaine.

Par ailleurs, une formulation analytique reprenant une approche hydraulique monophasique globale du phénomène d'écoulement du mélange isotherme air-eau représenté par la loi de Darcy a été fournie sur la base des hypothèses données en 1. Celle-ci est supportée par des expressions accessibles au calcul de ce genre de système de pompage air-lift dans sa généralité moyennant certaines hypothèses à approfondir sur les modèles d'écoulement diphasique du mélange air-eau dans une conduite, sur l'aspect physique de la réalisation d'un mélange avec moins de déficience possible principalement au niveau mélangeur entre autre. Elle nous a permis de définir les expressions analytiques explicites suivantes :

- du débit liquide de l'air-lift
- de la résistance hydraulique de la conduite à l'aide de la formule (2.64) servant au dimensionnement éventuel.
- du modèle mathématique air-lift moyennant la détermination du rendement réel du système.
- du coefficient de débit de la conduite du mélange.
- du débit spécifique théorique, à adapter selon les cas réels connaissant le rendement réel.
- du débit d'air minimum de barbotage.

Ces expressions n'étaient possibles que grâce aux hypothèses simplificatrices citées en 1. En général, réputés par leur complexité les écoulements diphasiques ne se prêtent pas aux formulations analytiques qu'au prix fort d'un effort théorique conséquent Wallis (1969), Ishii (1975).

Comme, il est montré en 2 et afin de permettre un calcul et un dimensionnement prédictif explicite du système air-lift, une possible construction théorique de cette relation de dépendance si elle existe entre le débit spécifique  $q$  et l'immersion relative, reste toujours souhaitable. Le cas échéant, on doit recourir à l'expérimentation.

## **Chapitre 3**

### **Résultats théoriques et interprétations**

## Chapitre 3

### Résultats théoriques et interprétations

#### 3.1- Introduction

Sur la base théorique établie au chapitre précédent, des données empiriques, des tableaux de calculs semi-théoriques préparés à cet effet, on tentera dans celui-ci d'interpréter les différents résultats obtenus. Par la même voie et en relation des paramètres y afférents, on limitera certaines données de base de l'air lift, le débit d'air comprimé et le débit spécifique notamment pour un meilleur fonctionnement de la pompe air-lift.

Le comportement de la pompe air-lift a été modélisé par l'approche théorique simplifiée développée au chapitre précédent. Cette formulation n'a été possible qu'à l'aide des différentes hypothèses simplificatrices suivantes:

- La profondeur d'immersion géométrique est constante.
- Transformation isotherme de l'air au sein de l'eau.
- L'air est considéré comme fluide parfait.
- Pas de variation de pression au niveau du mélangeur.
- Colonne du mélange diphasique air-eau considérée comme instantanément fermée.
- Variation hydrostatique de la pression le long de la conduite de refoulement du mélange.
- En adoptant pour le régime optimal de la pompe un seul et unique coefficient de résistance globale qui est celui de perte d'énergie et qui ne varie que pour deux gammes d'immersion absolue d'air-lift, court et long (Geier, 1980). Ce que préconise d'ailleurs Wallis (1969), en l'absence d'information précise sur la configuration d'écoulement.
- Perte d'énergie négligée au mélangeur.
- Pas de variation des paramètres intervenants.
- Une vitesse du mélange au barbotage quasiment constante.

Sur la base des hypothèses et des différentes formules établies, en faisant varier les paramètres de dépendance de l'air-lift, le diamètre notamment, on trace graphiquement les caractéristiques de la pompe air-lift. Sachant que le rendement réel du système ne peut être connu qu'une fois le système est opérationnel, sur la base théorique du chapitre 2 et tenant compte des considérations déjà discutées, on essayera de dégager le meilleur choix des paramètres pour un calcul prédictif adéquat. L'analyse des expressions théoriques met en évidence quatre paramètres prépondérants dans le fonctionnement de la pompe:

- le débit spécifique ;
- le débit d'air comprimé ;



- les immersions géométriques  $h$  et relative  $\alpha$ .

Ainsi, une exploration théorique de la pompe sera menée pour essayer de trouver une base théorique de calcul. Pour cela, on procède au tracé des différents graphes des caractéristiques ci-après :

### 3.2- Variation $Q_l = f(Q_a)$ ; figures 3.1 ; 3.2 et 3.3

Les dépendances générales du travail de l'air-lift peuvent être représentées par

$Q_l = f(Q_a)$ . Le débit d'air minimum croît avec le diamètre de la conduite, formule (2.20). Celui-ci influe sur le choix du compresseur et qui est variable en fonction de l'immersion relative, de l'immersion géométrique  $h$  et du diamètre de la conduite. D'après un cas de calcul sur l'air-lift long et selon le diamètre  $D$  de la conduite, on peut le choisir sur des intervalles comme :

Pour  $\alpha = 0,3$  ;  $20 \text{ m} \leq h \leq 120 \text{ m}$

- $D = 0,25 \text{ m}$ ;  $787 \text{ m}^3/\text{h} < Q_{ab} < 2756 \text{ m}^3/\text{h}$  (3.1)

- $D = 0,60 \text{ m}$ ;  $4536 \text{ m}^3/\text{h} < Q_{ab} < 1250 \text{ m}^3/\text{h}$  (3.2)

Pour un meilleur usage, des tableaux de calculs ont été établis à cet effet.

En augmentant le débit spécifique, cela revient à augmenter le débit d'air comprimé, et au delà d'une certaine valeur, le débit d'eau ainsi que le rendement diminuent. Pour des grands débits d'air, l'air comprimé obture le passage d'eau et rend son déplacement plus difficile. Donc pour une grande énergie fournie à l'air-lift, on ne recueille qu'un faible débit d'eau, d'où un faible rendement du système.

Des courbes indiquées et des tableaux de calcul, pour concevoir un air-lift donnant des rendements satisfaisants, nous limitons le débit spécifique comme suit :

- pour air-lift long avec  $D \geq 0,1 \text{ m}$   $3,0 < q < 15$  (3.3)

- pour l'air-lift court avec  $D \geq 0,2 \text{ m}$   $3,5 < q < 12$  (3.4)

### 3.3- Courbes $K_Q = f(q)$ ; figures 3.4 et 3.5

Ces graphes est un genre d'abaque, que nous avons tracé pour faciliter le calcul de l'air-lift. Il est indépendant du diamètre comme on peut le remarquer.

Pour une immersion relative  $\alpha$ , on calcule le débit spécifique  $q$  optimal donné au chapitre 2, on détermine le coefficient de débit  $K_Q$  des graphes figures (3.4) et (3.5) respectivement pour l'air-lift long et court. Le débit d'eau sera calculé par la formule (2.54) :

$$Q_l = K_Q \sqrt{g D^5} \quad (3.5)$$

$$\text{Où, } Q_l \approx 3 K_Q D^{2.5} \quad (3.6)$$

Les graphes,  $K_Q = f(q)$ , confirment la conclusion que les bons rendements sont obtenus pour des débits spécifiques faibles. Ceci nous conduit à préciser plus les paramètres géométriques de l'air-lift pour une bonne exploitation de celui-ci.

En utilisant les courbes figure (3.6),  $q_{th} = f(\alpha, h)$ , on en déduit les valeurs de l'immersion relative  $\alpha$ , suivant les limitations du débit spécifique, du paragraphe 7.1 :

- air-lift court  $4 \text{ m} \leq h \leq 20 \text{ m};$   $0,15 \leq \alpha \leq 0,35$  (3.7)

- air-lift long  $20 \text{ m} \leq h \leq 120 \text{ m};$   $0,19 \leq \alpha \leq 0,5$  (3.8)

### 3.4- Courbes de rendement $\eta = f(Q_a)$

Les figures 3.6, 3.7 et 3.8 représentent les courbes de débit d'eau en fonction du débit d'air et celles adjointes du rendement sont obtenues pour une même pompe air-lift, mais pour différentes immersions absolues  $h$ , des immersions relatives et différents diamètres. Comme on peut le remarquer, la pression au mélangeur varie, ce qui est de même pour le débit d'air initial.

Ainsi, le débit d'eau maximum et le rendement, augmentent pour des diamètres de la conduite croissants.

Pour toutes ces courbes, nous avons choisi, une immersion relative  $\alpha$ , unique ( $\alpha = 0.5$ ), on change à chaque fois la pression dans le mélangeur qui revient à faire varier  $h$ . Ceci servira à tester la sensibilité du système air-lift aux différents paramètres précités.

Les figures 3.7, 3.8, 3.9 et 3.10 montrent que pour des débits d'air croissants, les courbes présentent les mêmes allures quelque soit la variation du paramètre  $h$ , mais elles sont beaucoup plus développées pour des diamètres plus grands. En plus le rendement et le débit d'eau maximal ne s'obtiennent pas pour un même débit d'air comprimé qu'on peut expliquer comme suit:

Au début d'injection d'air, le rendement est nul, car le débit d'eau est nul. Ce qui correspond à l'écoulement à bulles. Le débit d'air ne donne pas une énergie suffisante, nécessaire pour produire un débit d'eau. A partir de ce débit de barbotage, on augmente la puissance d'injection. Le débit d'eau commence à se produire, le rendement croît, atteint rapidement son maximum.

Ce dernier est obtenu pour une petite zone de variation du débit d'air. Donc, pour chaque paramètre géométrique de l'air-lift (diamètre, immersion  $h$  et  $\alpha$ ), on obtient des rendements maximums qui sont importants pour les grands diamètres. Cette zone de travail optimal de l'air-lift correspond à l'écoulement bouchon (référence Clarck–Stenning). Les pertes par frottements et glissements sont faibles et pour une petite augmentation du débit d'air comprimé, la configuration poche-bouchon se rompt et transite vers la configuration annulaire comme le montre la figure (3.1). Pour un grand débit d'air, le rendement décroît brusquement.

La figure (3.2) schématise le développement des pertes d'énergie par frottement  $hf(Q_a)$  et par glissement  $hg(Q_a)$ , elle montre que :

- 1) Pour des débits d'air comprimé croissants, la quantité d'énergie perdue par glissement entre les deux phases air et eau (perte de vitesse) diminue, tandis que les pertes par frottements augmentent.

2) Il existe un débit d'air ou la perte totale dans le mélange due au frottement et au glissement devient minimale.

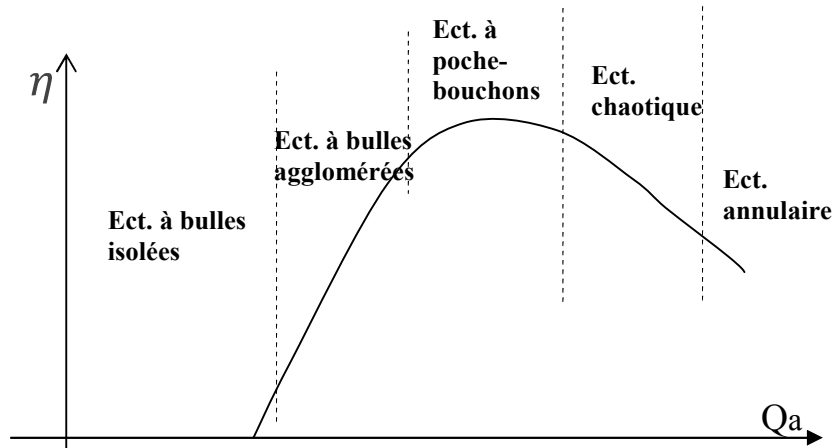


Figure (3.1) : Développement des structures du mélange diphasique air-eau en fonction débit d'air et du rendement de la pompe air-lift.

Ce débit d'air optimal augmente avec les grands diamètres.

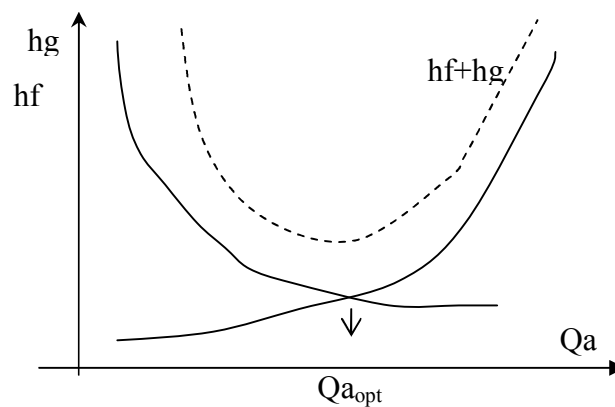


Figure (3.2) : Développement de la perte d'énergie dans le mélange diphasique air-eau en fonction des pertes par glissement et frottement.

### 3.5- Courbes $Q_l = f(\alpha)$ et $Q_a = f(\alpha)$ ; figures 3.11 et 3.12

Pour ces graphes, on a pris qu'un seul exemple :  $h = 20$  m.

Les figures 3.11 et 3.12 du débit d'air comprimé et du débit d'eau en fonction du taux de remplissage en eau de la conduite air-lift, pour différents diamètres de celle-ci. Les deux débits sont maximums pour des diamètres  $D$  croissants de la conduite. Aussi, le débit d'air est maximum pour une petite immersion relative, autour de 0.1, la ou le débit d'eau est minimum. Tandis que le débit liquide est maximum pour des  $\alpha$  autour de 0.4, ou le débit d'eau prend des valeurs les minimales possibles.

Le débit d'eau maximal est donné pour une immersion relative unique  $\alpha = 0.4$ . Donc puisque :

$$H = h(1 - \alpha)/\alpha \tag{3.9}$$

La hauteur de refoulement correspondante est  $H = 30$  m. Dans ce cas, on peut connaître

exactement quels sont les paramètres géométriques de l'air-lift donnant le débit d'eau maximal (si  $\alpha = 0.4$ , pour  $h = 20$  m,  $H = 30$  m). Alors, il a fallu imposer un des paramètres géométriques  $h$  et connaissant les deux autres le diamètre  $D$  et l'immersion relative  $\alpha$ , on a déduit  $Q_{l \max}$  et la hauteur d'élévation  $H$ . Dans le cas où on peut imposer un des paramètres indiqués  $h$  ou  $\alpha$  et le diamètre  $D$  de la conduite, on peut calculer les débits d'air comprimé et d'eau en général et optimaux en particulier.

### 3.6- Conséquences théoriques générales

#### 3.6.1- Choix du rapport d'immersion

Quelque soit le diamètre de la conduite de refoulement, pour des immersions relatives croissantes, le rendement de l'air-lift croît aussi. Toutefois, la pression d'injection augmente aussi.

#### 3.6.2- Choix du diamètre de la conduite

Pour limiter les pertes par frottements le diamètre du tube doit être choisi tel que la vitesse de l'eau ne dépasse pas 3 m/s à l'entrée du tube. Il peut être économique d'utiliser des tubes de diamètre croissant à l'approche de la sortie, de manière à y limiter la vitesse du mélange qui se détend.

#### 3.6.3- Choix du mélangeur

Le dessin de l'injection doit favoriser la formation de petites bulles, afin d'augmenter dans la mesure du possible les taux de vide ( $1-\alpha$ ). Le mélangeur doit contenir des ouvertures pour obtenir un mélange uniforme à l'entrée de la conduite.

#### 3.6.4- Choix du débit d'air

Le fonctionnement économique a lieu à faibles débits d'air. Les rendements maxima ne correspondent pas à des débits eau optimaux. Les rendements ne dépassent que difficilement 50% pour un fonctionnement optimale de l'air-lift.

### 3.7- Proposition de modèles d'air-lift

Comme conséquence des interprétations et des résultats de calcul, nous concevons des modèles d'air-lift, en donnant leurs paramètres géométriques. Les modèles que nous proposons sont des air-lift travaillant en régime optimal.

**Tableau N° (3.1):** Calcul d'un air-lift court

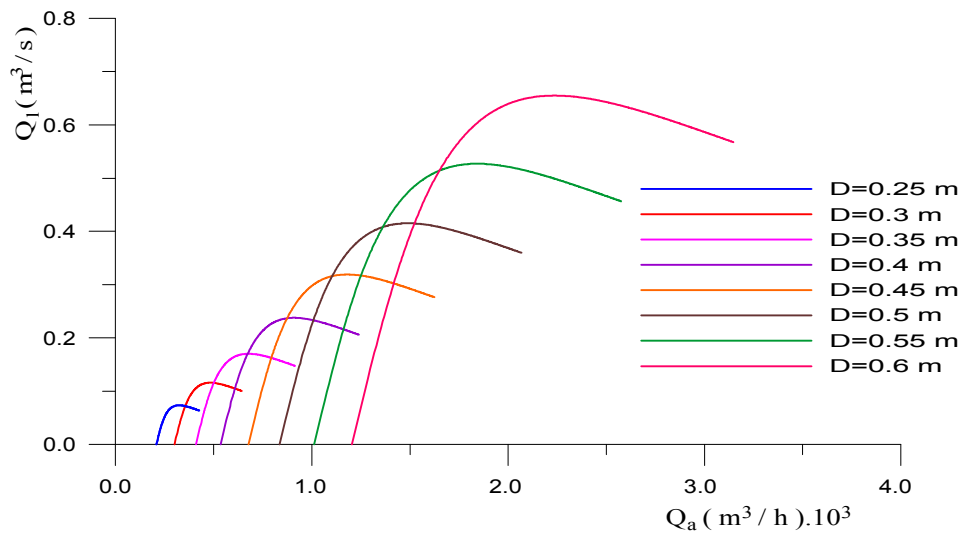
$\alpha$	$h(m)$	$H(m)$	$D(m)$	$Q_a(m^3/s)$	$Q_l(m^3/s)$	$\eta(\%)$
0.15	18	102	0,20	0,348	15,462	43,7
0.20	18	72	0,20	0,394	20,022	35,3
0.30	18	42	0,20	0,458	26,917	23,3
0.15	4	23	0,07	0,020	0,950	32,3

**Tableau N° (3.2):** Calcul d'un air-lift long

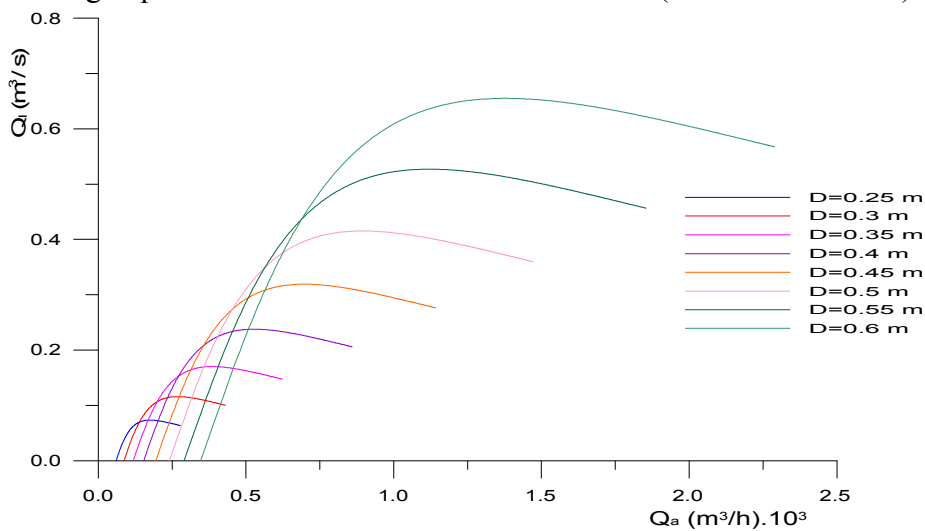
$\alpha$	h(m)	H(m)	D(m)	Qa(m <sup>3</sup> /s)	Ql(m <sup>3</sup> /s)	$\eta$ (%)
0.15	50	284	0.20	0.572	21	57.4
0.45	28	34	0.06	0.014	2	30.4
0.19	80	341	0.1	0.132	4	52.4
0.1	50	450	0.15	0.258	6	60.3

### 3.8- Conclusion

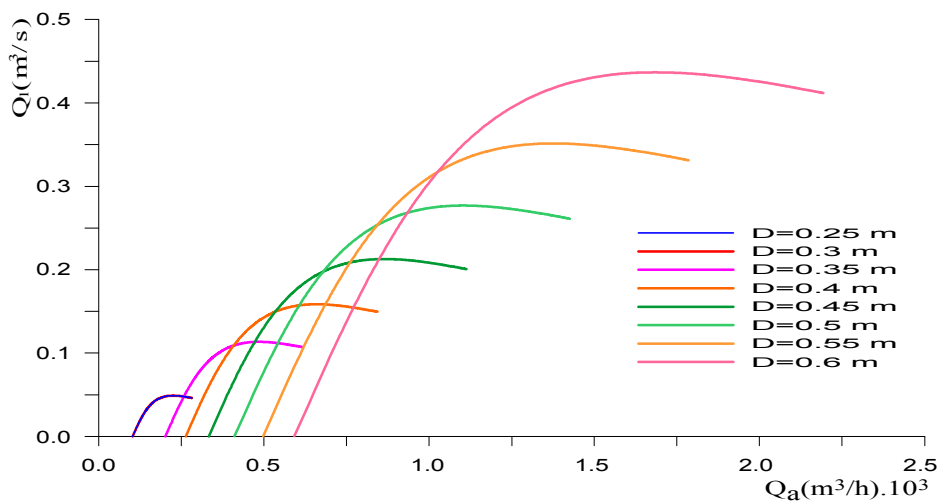
1. L'analyse des courbes caractéristiques nous conforte dans l'approche choisie et reproduit le mode de fonctionnement pratique réel. Celle-ci a révélé les points principaux suivants :
  - Existence d'un débit d'air minimum requis pour le démarrage de la pompe.
  - Le débit d'eau croit rapidement pour des débits d'air croissants et atteint un maximum pour un débit d'air correspondant.
  - Au-delà de ce débit d'air, le débit d'eau chute.
  - Le débit d'eau optimal est obtenu pour un débit d'air inférieur à celui donnant un débit d'eau maximum.
2. Comme on peut le remarquer sur les différents graphes, le phénomène physique et opérationnel régissant la pompe est reproductible pour les paramètres sélectionnés. Ce qui confirme l'approche théorique et le procédé de calcul mené.
3. Une qualité de régulation de débit liquide automatique afférente à l'aide d'ajustement d'autres paramètres.



**Figure (3.3):** Courbes de variation du débit liquide en fonction du débit d'air pour l'air-lift long et pour différents diamètres de la conduite (h=120 m et  $\alpha=0.3$ )



**Figure (3.4):** Courbes de variation du débit liquide en fonction du débit d'air pour un air-lift long et pour différents diamètres (h=20 m,  $\alpha=0.3$ ).



**Figure (3.5):** Courbes de variation du débit liquide en fonction du débit d'air pour un air-lift long et pour des diamètres différents (h=40 m,  $\alpha=0.2$ )

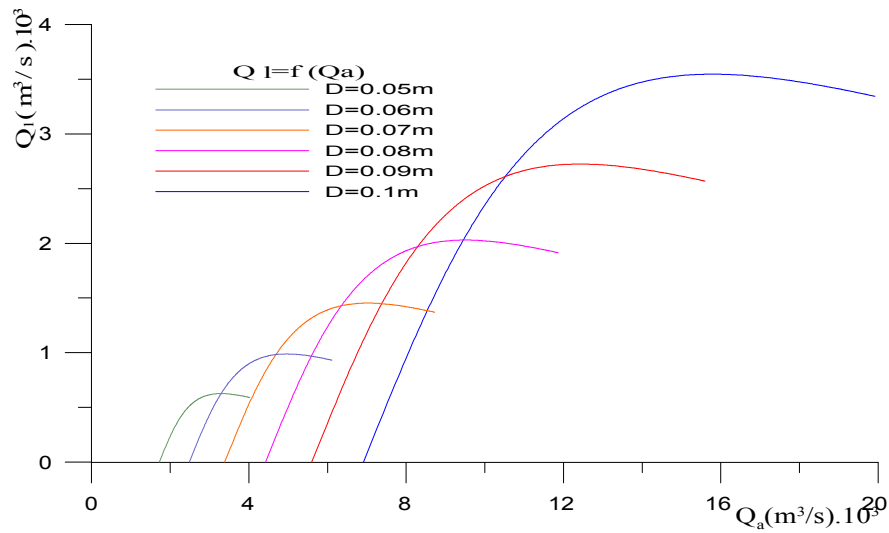


Figure (3.5.1): Courbes de variation du débit liquide en fonction du débit d'air pour un air-lift court et pour différents diamètres de la conduite ( $h=5\text{ m}$ ,  $\alpha=0.2$ ).

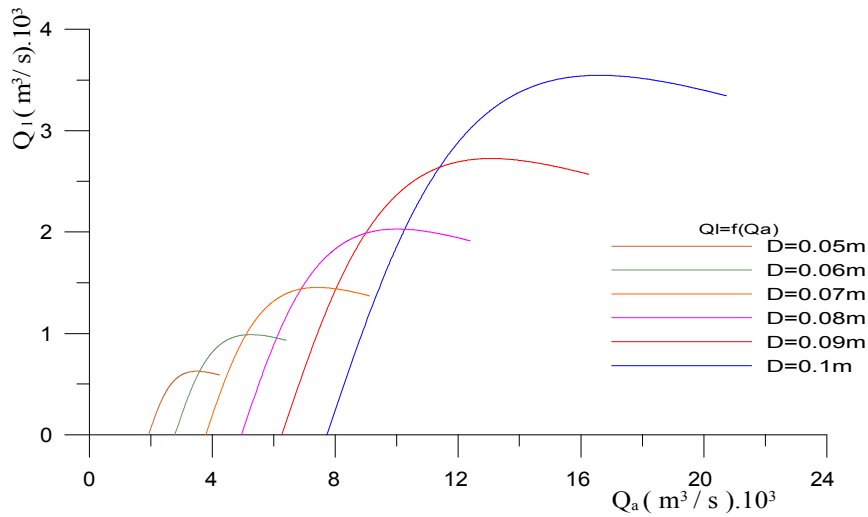


Figure (3.5.2): Courbes de variation du débit liquide en fonction du débit d'air pour un air-lift court et pour différents diamètres ( $h=8\text{ m}$ ,  $\alpha=0.2$ ).

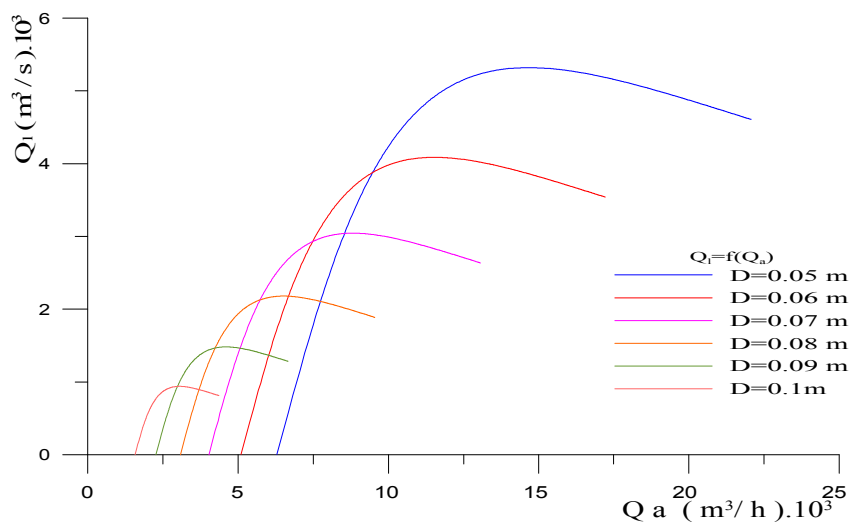


Figure (3.5.3): Caractéristiques débit d'eau  $Q_l$  en fonction du débit d'air  $Q_a$  d'un air-lift court et pour différents diamètres,  $h=6$  et  $\alpha=0.3$ .

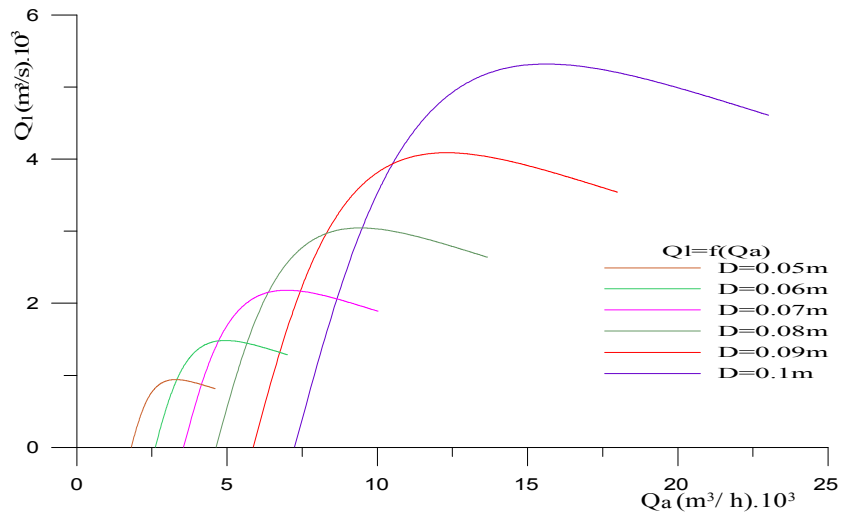


Figure (3.5.4): Caractéristiques débit d'eau  $Q_1$  en fonction du débit d'air  $Q_a$  d'un air-lift court et pour différents diamètres,  $h=10$  m,  $\alpha=0.3$ .

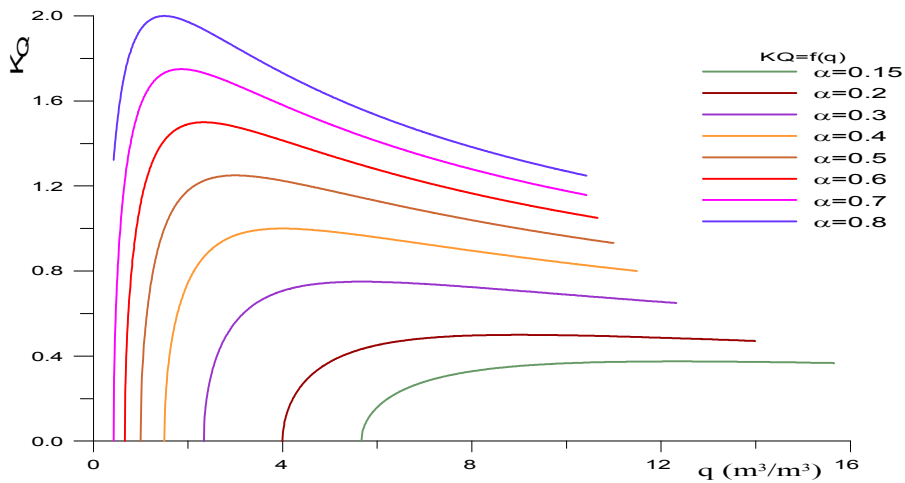


Figure (3.6): Courbes de variation de  $K_Q$  en fonction du débit spécifique  $q$  pour différentes immersions relatives  $\alpha$  et pour un air-lift long ( $h=50$  m,  $D=0.8$  m)

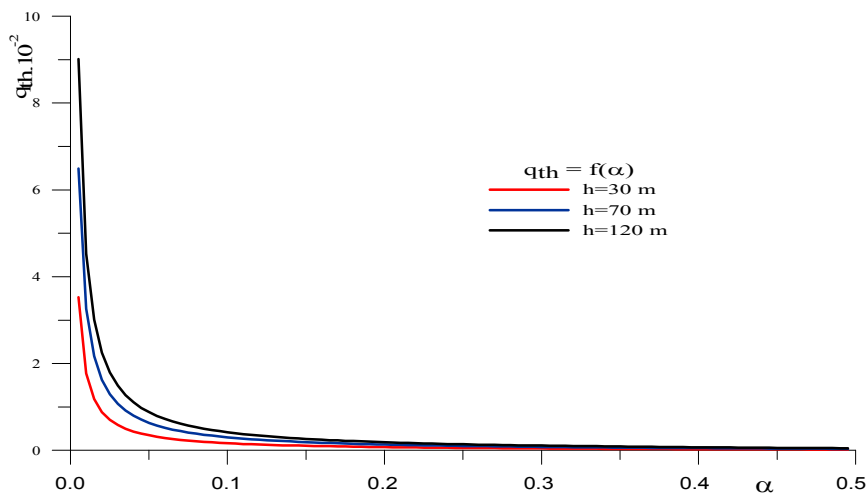
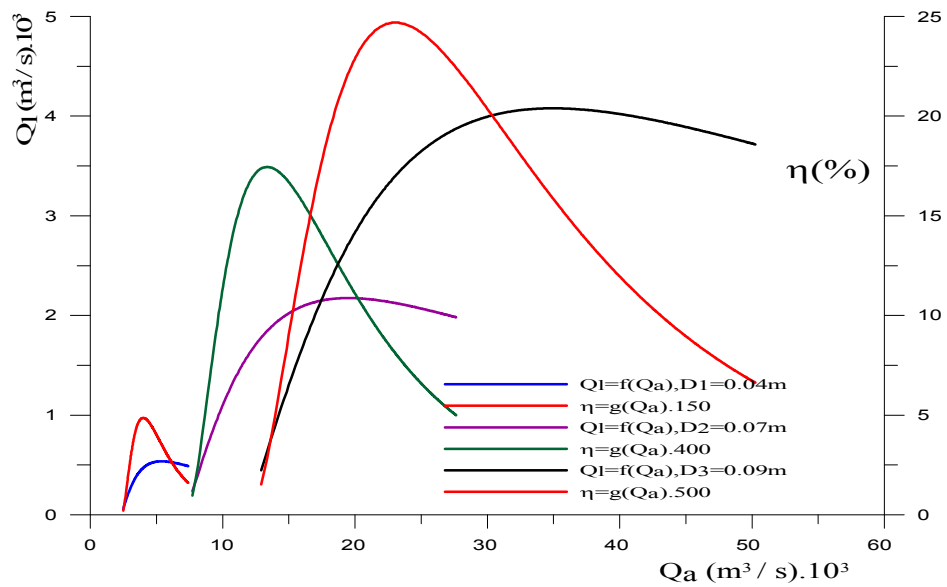
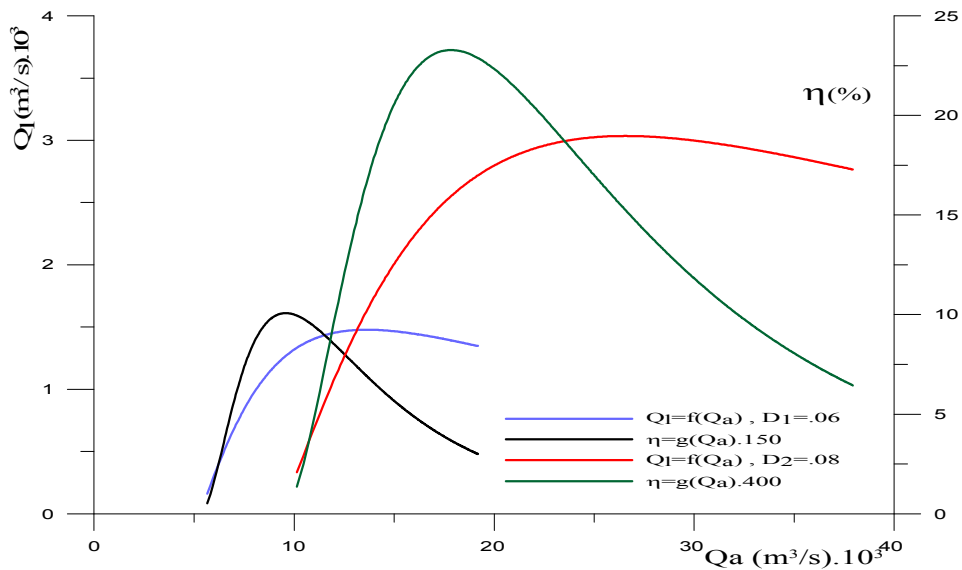


Figure (3.7): Courbes de variation du débit spécifique théorique  $q_{th}$  en fonction de l'immersion  $\alpha$  pour différentes immersions géométriques  $h= 30,70, 120$  m.





**Figure (3.8):** Caractéristiques débit d'eau et rendement en fonction du débit d'air pour différents diamètres de la conduite de refoulement d'un système air-lift  $h=4\text{m}$  et  $\alpha=0.3$ .



**Figure (3.9):** Caractéristiques débit d'eau  $Q_l$  et rendement  $\eta$  en fonction du débit d'air  $Q_a$  pour différents diamètres d'un système air-lift,  $h=4\text{m}$  et  $\alpha=0.3$ .

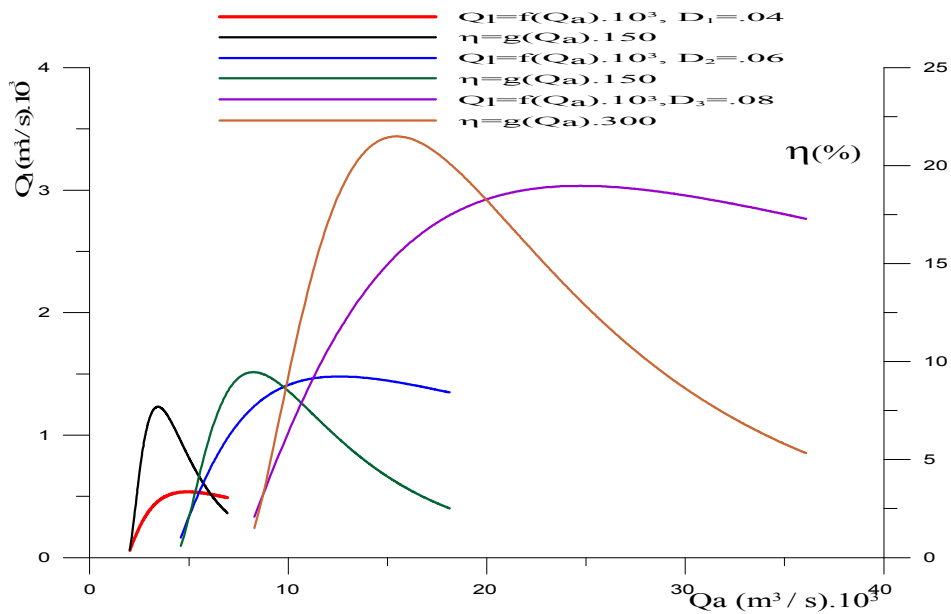


Figure (3.10): Caractéristiques débit d'eau et rendement en fonction du débit d'air pour différents diamètres du système d'air-lift à  $h=10\text{m}$  et  $a=.3$ .

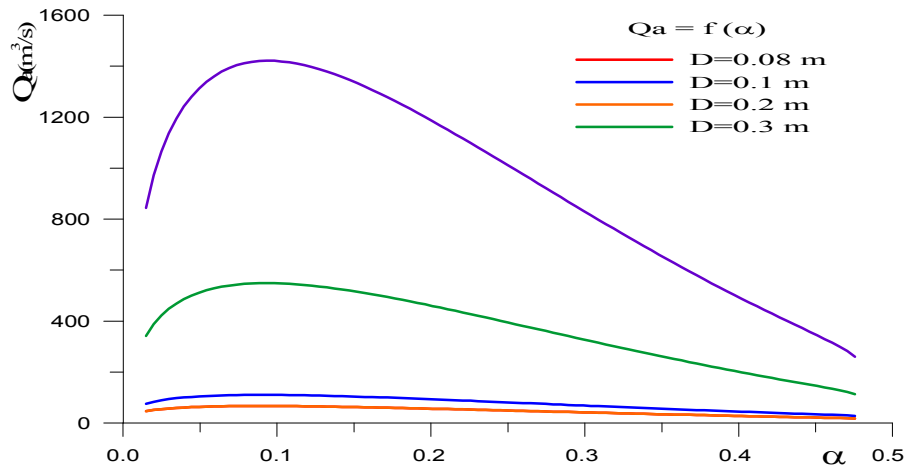


Figure (3.11): Variation du débit d'air en fonction de l'immersion relative  $\alpha$  pour différents diamètres et pour l'air-lift long.

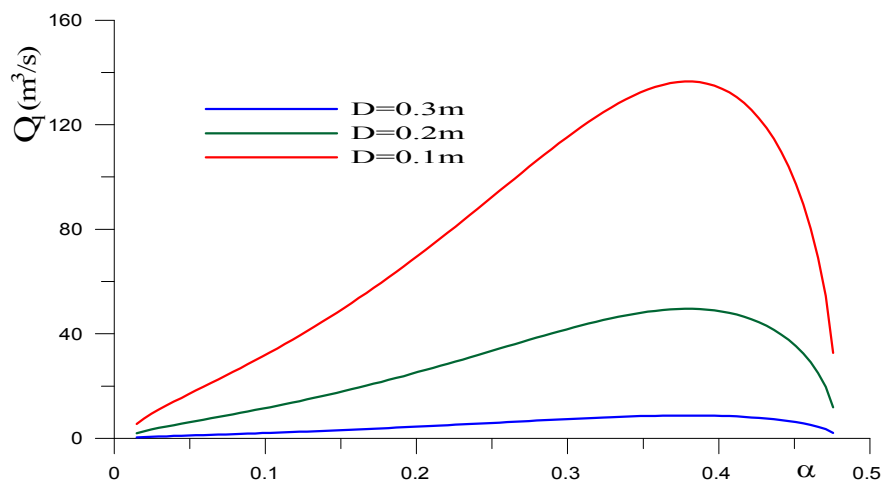


Figure (3.12): Variation du débit d'eau en fonction de  $a$  pour un air-lift long et pour différents diamètres, immersion  $h=20\text{ m}$ .

## **Chapitre 4**

### **Etude expérimentale du système air-lift**

## Chapitre 4

### Etude expérimentale du système air-lift

#### 4.1 Analyse adimensionnelle

##### 4.1.1 Généralités

Une loi physique est concrétisée par une relation entre un certain nombre de grandeurs (longueur, vitesse,... etc.) indépendantes des unités employées pour exprimer les valeurs numériques des diverses grandeurs qui interviennent dans la dite relation. La théorie de l'analyse dimensionnelle permet précisément de déterminer la forme la plus simple.

Le théorème fondamental de l'analyse adimensionnelle est le théorème de Vaschy-Buckingham ou théorème des  $\pi_i$ .

##### 4.1.2 Théorème de Vaschy-Buckingham

Si  $n$  est le nombre des grandeurs physiques caractérisant le phénomène étudié, et  $r$  le nombre de grandeurs fondamentales intervenant dans la définition de ces  $n$  grandeurs. ( $n - r$ ) représente le nombre de produits indépendants sans dimension.

Soient  $(G_1; G_2; \dots; G_n)$  les grandeurs intervenant dans le phénomène étudié et  $r$  le nombre des dimensions fondamentales qui sont au maximum de trois (M, L, T) respectivement (masse, longueur, temps).

Donc, il doit exister entre les dits paramètres une relation fonctionnelle qui peut-être écrite sous la forme :

$$F(\pi_1 ; \pi_2 ; \dots ; \pi_{n-r}) = 0$$

Les paramètres  $\pi_i$  sont formés par des expressions de la forme suivante :

$$\pi_1 = G_1^{x_1} \cdot G_2^{y_1} \cdot G_3^{z_1} \cdot G_n$$

$$\pi_i = G_1^{x_i} \cdot G_2^{y_i} \cdot G_3^{z_i} \cdot G_{i-r}$$

$$\pi_{n-r} = G_1^{x_{n-r}} \cdot G_2^{y_{n-r}} \cdot G_3^{z_{n-r}} \cdot G_n$$

Les problèmes pouvant être résolus de façon analytique sont extrêmement rares. On peut également développer des solutions en utilisant des hypothèses de nature expérimentale.

D'après la bibliographie, il en ressort un grand nombre de phénomènes qui se manifestent au cours du fonctionnement du système air-lift. Ces derniers relèvent de l'aspect analytique pour l'établissement et la formulation théorique des équations pratique et expérimentale le régissant. Ils touchent à sa stabilité opérationnelle, à ses performances en tant qu'organe de pompage et à son efficacité comme procédé de base des différentes opérations industrielles, chimiques notamment.

Ne s'intéressant qu'au fonctionnement de la pompe en premier lieu et non au comportement du mélange air-eau en particulier, certains paramètres mécaniques peuvent être classés comme secondaires et d'influence minimale, tandis que d'autres sont d'une influence avérée.

En raison d'une recherche de loi simple et pratique mais représentative et judicieuse en la matière, on tiendra compte des paramètres géométriques et mécaniques dont la grande influence a été prouvée à travers les différentes études.

D'une façon globale, pour effectuer notre analyse adimensionnelle, on a sélectionné les nombres représentatifs suivants :

- **Nombre d'Euler** :  $Eu = P/\rho V^2$

Il prend en compte l'influence des forces des pressions. C'est le rapport des forces de pressions aux forces d'inertie.

- **Nombre de Reynolds** :  $Re = V D/\nu$

Il caractérise l'influence de la viscosité du fluide et s'exprime comme le rapport de l'influence de la force d'inertie sur celle de la viscosité.

- **Nombre de Weber** :  $We = \rho V^2 D/\sigma$  ou  $\sigma$  désigne la tension superficielle. Il représente le rapport des forces d'inertie aux forces de capillarité.

- **Nombre de Froude** :  $Fr = V/\sqrt{gL}$

Ce nombre mesure l'influence de la pesanteur. C'est le rapport des forces d'inertie aux forces de pesanteur.

- **Nombre de Mach** :  $Ma = V/a$ ,  $a = \sqrt{k/\rho}$

Ce nombre représente le rapport de la vitesse du fluide  $V$  à la célérité du son «  $a$  » dans ce même fluide. Il caractérise la compressibilité du mélange.

Après avoir énuméré les principaux nombres adimensionnels pouvant intervenir dans le phénomène étudié, on retient les plus influents :

- **Nombre d'Euler** :

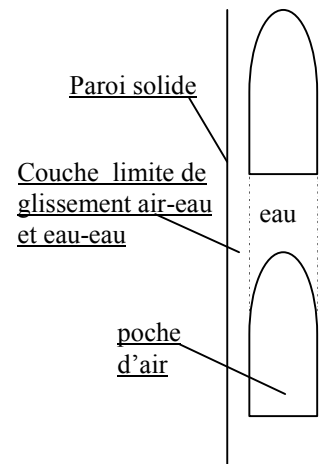
L'élévation du liquide dans la conduite de refoulement est due essentiellement à la variation de pression provoquée par la variation de la masse volumique du mélange. Par conséquent ce nombre adimensionnel qui caractérise les forces de pression sera très significatif.

- **Nombre de Weber** :

Ce nombre n'intervient que si les phénomènes de capillarité sont importants. Vu l'importance du diamètre de la conduite de refoulement dans la pratique, ces phénomènes ne peuvent se manifester.

- **Nombre de Reynolds :**

L'écoulement étant turbulent et d'après la courbe de Nikuradzé, la forme des pertes de charges qui caractérisent la viscosité dans cette région sont quadratiques. Du fait que l'écoulement est à sa phase bouchon, une mince couche liquide reste toujours coller à la paroi et donc l'écoulement sera supposé turbulent lisse. L'eau et l'air se déplacent en bloc comme une structure rigide sans mouvement relatif à l'intérieur de celui-ci et sans déplacement relatif à l'interface ce qui nous permet de porter à l'écoulement à la catégorie turbulent lisse dont les frottements ne dépendent que du nombre de Reynolds du mélange.



**Figure (4.1) :** Schéma simplifié d'écoulement diphasique air-eau en poche-bouchon

- **Nombre de Froude :**

L'écoulement du mélange se produit dans une conduite verticale. Les forces de pesanteur et d'inertie seront prépondérantes dans le phénomène étudié. Par conséquent ce nombre sera très significatif.

- **Nombre de Mach:**

Pour la gamme des vitesses du mélange considérées inférieure à la vitesse du son, le mélange air-eau sera pris comme incompressible. De ce fait, ce nombre ne peut pas influencer l'écoulement étudié.

Donc les seuls nombres de signification physique importante et qui caractérisent fort bien le phénomène étudié sont les nombres suivants :

- Nombre de Froude:  $Fr = V/(g L)^{1/2}$
- Nombre d'Euler :  $Eu = P/\rho V^2$
- Nombre de Reynolds :  $Re = VD/v$

### 4.1.3 Application du théorème de Vaschy-Buckingham

Afin de vérifier l'existence des nombres adimensionnels Euler, Froude et Reynolds dans le phénomène étudié, faisant l'application du théorème de Vaschy-Buckingham en utilisant uniquement les grandeurs physique caractérisant l'écoulement dans le système air-lift.

Les caractéristiques mécaniques du mélange sont obtenues par les caractéristiques moyennes de chaque fluide.

a- Caractéristiques géométriques du système :

- La longueur de la conduite, L et le diamètre de la conduite, D

b- Caractéristiques du mélange air-eau :

- La masse volumique du mélange ,  $\rho_m$  , la pression moyenne du mélange ,  $p$  , la viscosité cinématique du mélange ,  $\nu$  , la vitesse moyenne du mélange ,  $V$  , l'accélération de la pesanteur ,  $g$  , le débit liquide ,  $Q_l$  et le débit d'air comprimé ,  $Q_a$  .

Nous avons donc neuf grandeurs physiques caractérisant le phénomène étudié ( $n=9$ ) et trois grandeurs fondamentales M, L et T ( $r=3$ ).

Donc la relation physique cherchée doit s'exprimer par une relation de  $n-r = 6$  produits sans dimensions indépendants formés avec les grandeurs considérées.

En considérant  $p$  ,  $l$  ,  $Q_l$  comme grandeurs primaires et  $\rho$  ,  $Q_a$  ,  $g$  ,  $\nu$  ,  $v$  ,  $d$  comme grandeurs secondaires, les produits sans dimension seront construits de la manière suivante :

$$\pi_1 = p^{x_1} \cdot l^{y_1} \cdot Q_l^{z_1} \cdot \rho = (ML^{-1}T^{-2})^{x_1} \cdot (L)^{y_1} \cdot (L^3T^{-1})^{z_1} \cdot (ML^{-3}) = M^0 L^0 T^0$$

$$\pi_2 = p^{x_2} \cdot l^{y_2} \cdot Q_l^{z_2} \cdot Q_a = (ML^{-1}T^{-2})^{x_2} \cdot (L)^{y_2} \cdot (L^3T^{-1})^{z_2} \cdot (L^3T^{-1}) = M^0 L^0 T^0$$

$$\pi_3 = p^{x_3} \cdot l^{y_3} \cdot Q_l^{z_3} \cdot g = (ML^{-1}T^{-2})^{x_3} \cdot (L)^{y_3} \cdot (L^3T^{-1})^{z_3} \cdot (LT^{-2}) = M^0 L^0 T^0$$

$$\pi_4 = p^{x_4} \cdot l^{y_4} \cdot Q_l^{z_4} \cdot \nu = (ML^{-1}T^{-2})^{x_4} \cdot (L)^{y_4} \cdot (L^3T^{-1})^{z_4} \cdot (LT^{-1}) = M^0 L^0 T^0$$

$$\pi_5 = p^{x_5} \cdot l^{y_5} \cdot Q_l^{z_5} \cdot g = (ML^{-1}T^{-2})^{x_5} \cdot (L)^{y_5} \cdot (L^3T^{-1})^{z_5} \cdot (L^2T^{-1}) = M^0 L^0 T^0$$

$$\pi_6 = p^{x_6} \cdot l^{y_6} \cdot Q_l^{z_6} \cdot d = (ML^{-1}T^{-2})^{x_6} \cdot (L)^{y_6} \cdot (L^3T^{-1})^{z_6} \cdot (L) = M^0 L^0 T^0$$

Les nombres adimensionnels ainsi obtenus sont :

$$\pi_1 = \frac{\rho Q_l^2}{p L^4} \Rightarrow \pi_1 = \frac{l}{Eu} , \quad \pi_2 = \frac{Q_a}{Q_l} \Rightarrow \pi_2 = \frac{Q_a}{Q_l} = q$$

$$\pi_3 = \frac{g L^5}{Q_l^2} \Rightarrow \pi_3 = \frac{l}{Fr^2} \quad \pi_4 = \frac{VL^2}{Q_l} \quad \pi_5 = \frac{vL}{Q_l} \quad \pi_6 = \frac{d}{L}$$

En faisant une combinaison entre  $\pi_4$  ,  $\pi_5$  et  $\pi_6$  , On obtient :  $\frac{\pi_4 \pi_6}{\pi_5} = Re$  , donc :

$$\pi^* = \frac{\pi_4 \pi_6}{\pi_5} = Re , \text{ d'où : } f(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi^*) = 0 \Rightarrow f(Eu, q, Fr, Re) = 0 \quad (*)$$

Afin d'avoir une meilleure représentation expérimentale de  $Eu$  et  $Fr$  , on utilisera encore la combinaison suivante :  $Eu \times Fr = \frac{h}{L}$  , avec  $L=h+H$  , longueur totale de l'air lift, on aura donc :

$$Eu \times Fr = \frac{h}{h+H} , \text{ on pose : } \alpha = \frac{h}{h+H} \text{ Où } \alpha : \text{ est un paramètre caractéristique sans dimension}$$

appelé immersion relative. Il est défini comme étant le rapport de l'immersion absolue  $h$  sur la hauteur totale  $(H+h)$ . Donc la fonction finale sera de la forme :

$$g(\alpha, q, Re) = 0, \text{ Ou } q = f(\alpha, Re)$$

Ceci montre que l'écoulement de l'air-lift ne dépend que de deux paramètres caractéristiques qui sont le coefficient d'immersion relative  $\alpha$  et le nombre de Reynolds  $Re$ . Donc, une loi possible peut s'écrire sous la forme :  $q = C_{ste} \cdot \alpha^a \cdot Re^b$ .

Ou  $a$  et  $b$ , deux constantes à déterminer expérimentalement. C'est un problème expérimental à trois paramètres. L'ordre de grandeur des constantes est indéfini. Si l'on suppose que  $b = cte$  ou bien une valeur nulle pour simplifier plus le problème, on aura à traiter que la dépendance des deux autres paramètres qui restent. Afin de lever l'indétermination, nous prendrons  $b = 0$ , ce que d'ailleurs confirme les lois proposées par Kozeatski pour le régime optimal de travail de l'air-lift pour le court et long et recommandent Wallis, Geier un coefficient de perte de charge constant en cas d'absence de précision sur la configuration d'écoulement. La restitution de l'information concernant le nombre de Reynolds sera discuté dans une étape ultérieure.

La loi expérimentale sera donc de la forme  $q = C_{ste} \cdot \alpha^a$ .

## 4.2- Aspect expérimental

Sur la base de l'analyse adimensionnelle et afin d'effectuer nos expériences, on a conçu et réalisé une **installation expérimentale** à cette effet au sein du **laboratoire d'Hydraulique de l'Ecole Nationale Polytechnique** ( figure (4.2) , page 59 )

### 4.2.1- Présentation de l'installation

Nous avons utilisé dans notre expérience une installation ayant la forme d'un tube en U voir schéma (1). Celle-ci est constituée de :

La branche (A) permet de reproduire la pression statique est pourvue de plusieurs trop pleins (2) placés à différentes hauteur (X) d'immersion, afin de stimuler la variation de pression au niveau du mélangeur (3). Cinq trop pleins (2) sont fixés sur cette conduite d'alimentation (1) de diamètre extérieur  $D_1 = 0.063$  m, liée à un réservoir cylindrique (8) de diamètre  $D_8 = 0.7$  m et de hauteur  $H_g = 1.15$  m dont le rôle consiste à éviter les déversements lors de l'apport d'eau par la pompe (7). Le déversoir muni d'un trop plein évacue l'excès d'eau.

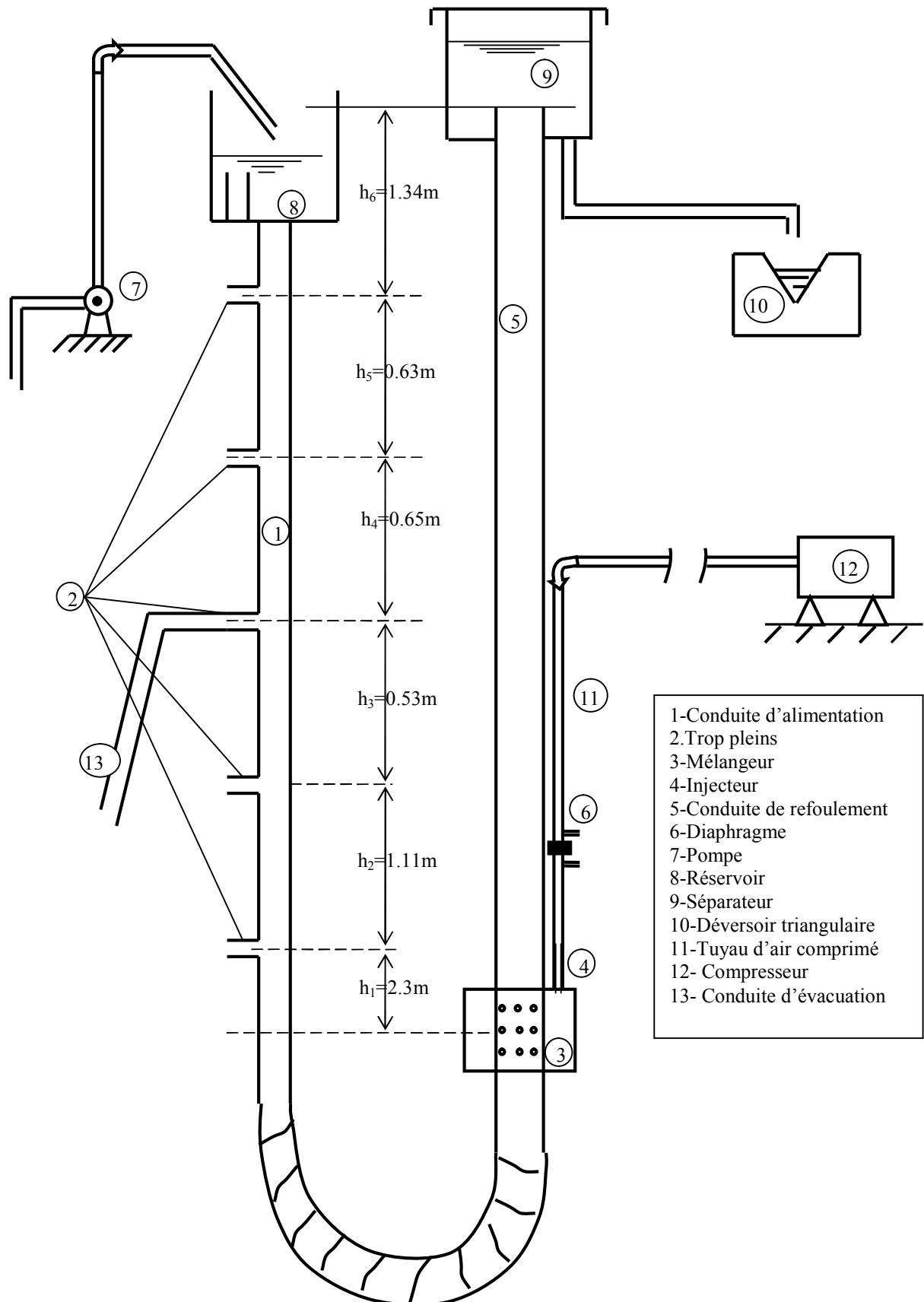
La branche (A) est reliée à la branche (B) qui constitue la conduite de refoulement (5) par un flexible (C) facilitant les petits mouvements du système à l'injection d'air comprimé.

La conduite de refoulement (5) en plexiglas de diamètre  $D_5 = 0.08$  m et de hauteur  $H_5 = 7$  m permet de visualiser les différentes structures qui se produisent éventuellement au cours de l'expérience.

Cette conduite (5) débouche à sa partie supérieure dans un réservoir, dit séparateur (9) pouvant recueillir les débits liquides refoulés puis dirigés vers le déversoir (10) triangulaire de mesure des hauteurs d'eau correspondant aux débits liquides.

Les différentes dimensions du séparateur (9) longueur  $L_g = 0.8$  m, largeur  $l_g = 0.8$  m, et de hauteur  $h_g = 1$  m, ont été choisis de manière à réduire et à supporter la charge dynamique due aux vitesses élevées du mélange à la sortie de la conduite (5) sous forme de jets.





**Figure (4.2) :** Schéma du modèle expérimental du laboratoire

La partie inférieure comprend un mélangeur (3) où est placé l'injecteur (4) qui permet l'entrée d'air dans la branche (B).

Une prise de pression est placée sur l'injecteur afin de mesurer et de suivre les variations de pression dans le mélangeur. La conduite (5) à l'intérieur du mélangeur est perforée de trous de  $D=10$  mm qui permet l'injection d'air, au long de laquelle le mélange air-eau monte le long de la conduite (5).

Un tuyau (11) parallèle à la conduite de refoulement relie l'injecteur (A), au compresseur (12), cette disposition évite le retour de l'eau dans la conduite d'air pour sécuriser le compresseur. Un diaphragme logé dans une conduite de longueur  $L = 40$  cm, de diamètre  $D=40$  mm solidaire du tuyau d'air comprimé permet de relever les débits d'air comprimé. Sur cette conduite (6) est placé un thermomètre qui donne les variations de températures durant l'injection d'air comprimé.

#### 4.2.2- Les principaux éléments constructifs de l'installation

##### 4.2.2.1- Le séparateur ; figure (4.3)

Son rôle essentiel est de séparer le courant diphasique (air-eau) en deux parties,

L'air sera évacué vers l'atmosphère et l'eau sera orientée suivant la destination désirée.

Il doit satisfaire en plus aux tâches suivantes :

Il divise quantitativement le mélange, assure la stabilité lors du fonctionnement, supporte la charge dynamique et doit avoir une résistance hydraulique minimale et d'étanchéité suffisante afin d'éviter les pertes d'eau.

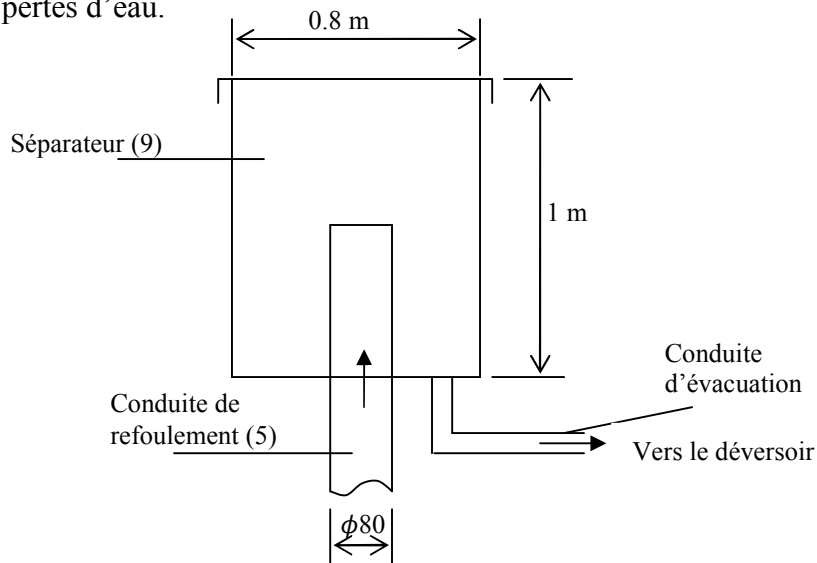
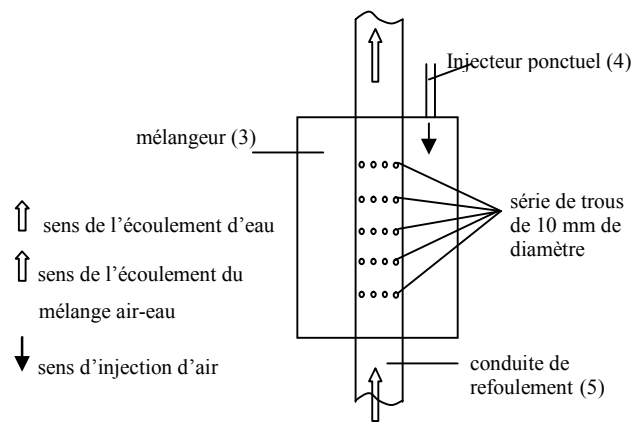


Figure (4.3) : Schéma du séparateur

##### 4.2.2.2 Le Mélangeur ; figure (4.4)

Son rôle essentiel est de réaliser le mélange liquide air-eau et de transmettre au liquide la poussée nécessaire par l'air d'une manière efficace.

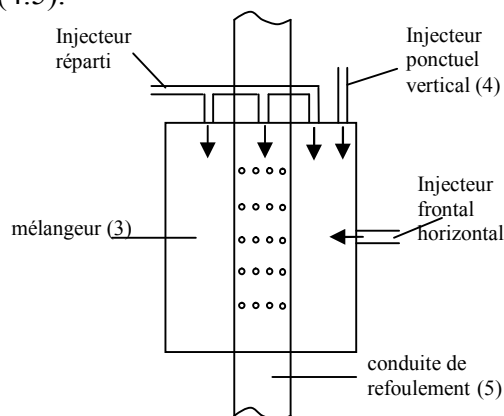
Pour un fonctionnement efficace, le mélangeur doit produire la résistance la plus faible possible au passage de l'air dans la conduite de refoulement (5) et de ne pas résister au flux d'arriver d'eau dans le mélangeur du bas.



**Figure (4.4) :** Schéma du mélangeur

#### 4.2.2.3- L'injecteur ; figure (4.5)

Dans le but de faire un choix judicieux de l'injecteur d'air permettant un fonctionnement pratiquement continu du système et de faire apparaître l'évolution du mélange air-eau, nous avons été amené à choisir parmi les trois types d'injecteurs qui diffèrent par leur mode d'injection, voir figure (4.5).



**Figure (4.5) :** Schéma des différents injecteurs

##### a) Injecteur frontal (horizontal)

Sous l'effet de la pression d'air le dispositif expérimental est soumis le long de la conduite (5) à des fortes turbulences, ce qui ne permet guère de visualiser les configurations et particulièrement les bouchons d'air. En outre, dans le mélangeur le niveau d'eau est instable et de plus on a observé un retour d'eau dans la conduite d'air au moment de la décompression du compresseur (12).

##### b) Injecteurs répartis et injecteur ponctuel vertical

Pour ce mode d'injection, on obtient les mêmes phénomènes mais le taux de turbulence a diminué d'une façon appréciable, laissant apparaître même quelques configurations.

Le niveau d'eau dans le mélangeur reste constant pour des débits d'air élevés. Aucun retour d'eau dans la conduite d'air ne s'est produit.

Vu ses qualités, on a adopté l'injecteur ponctuel pour sa commodité et sa simplicité.

### 4.3 Déroulement de l'expérience

Au début des expériences et pour une immersion relative donnée, on fixe un niveau (X) de déversement d'eau de la conduite (1). Pour alimenter en eau l'installation, on met en marche la pompe centrifuge (7) qui fait arriver l'eau à partir du réservoir du laboratoire. Celle-ci se déverse dans le réservoir (8) et s'écoule dans la conduite (1) jusqu'à un débit d'eau suffisant, une partie se déverse au niveau du trop plein choisi (X). L'excédent d'eau pompée est refoulé par la conduite (13) prévue à cet effet.

Initialement, l'installation est repos et le niveau d'eau dans les deux branches est identique et correspond à la hauteur statique du trop plein (X).

A l'aide d'un robinet prévu à cet effet, on injecte l'air comprimé à l'intérieur du mélangeur déjà rempli d'eau à la côte (a) voir figure (4.5). A un débit donné, donc à une pression d'air suffisante le niveau d'eau dans le mélangeur diminue jusqu'à la côte (b) pour atteindre la première série de trous niveau (b), d'où l'air s'échappe et pénètre dans la conduite (5). Dans un premier temps, le niveau d'eau augmente dans cette dernière et en augmentant par la suite le débit d'air progressivement, l'eau arrive au séparateur ou elle sera recueillie et acheminer vers le déversoir de mesure (10). Tout au long de la manipulation, on doit veiller à ce que l'eau ressort du trop plein.

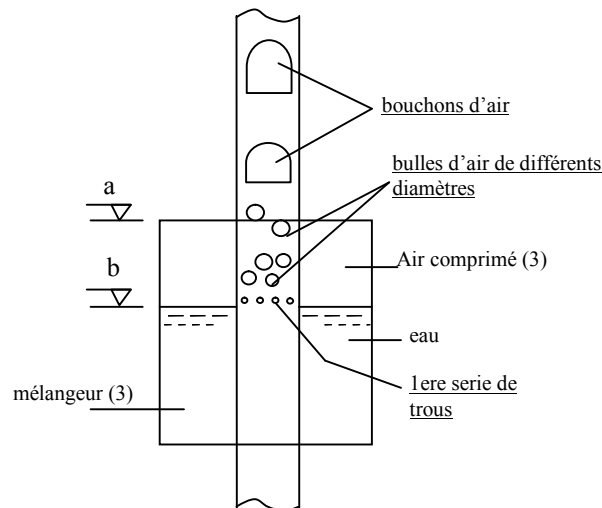
### 4.4- Observations

On remarque alors un mélange (air-eau) partir plus vite et on a observé la formation d'une multitude de petites bulles. Au fur et à mesure qu'elles remontent dans la conduite (5), elles deviennent de plus en plus grosses et s'agglomèrent pour donner naissance à une grosse bulle de forme ovoïde.

Aussi, on a observé même, de grosses bulles à partir du mélangeur d'une façon intermittente à cause de grande accumulation de pression au niveau du mélangeur. La discontinuité du fonctionnement du système devient nette, entre un temps pour la compression et un temps pour une détente de l'air au sein de l'eau, dans deux phases différentes. Les bouchons d'air s'accroissent en remontant dans la conduite (5) et entraînant derrière un nuage de bulles.

Pour des débits croissants, les bulles d'air disparaissent pour laisser place à une forte turbulence donnant naissance à des jets saccadés dus à l'irrégularité du volume du bouchon d'air, de même intensité au niveau du séparateur (9).

Pour des grands débits d'air, on peut reconnaître nettement des séries de bouchons qui s'accompagnent de petites bulles derrière tout au long de l'expérience jusqu'à un débit d'air qui pénètre quasiment d'une façon continue sans ou presque avec aucune formation d'accumulation au niveau du mélangeur. L'entraînement d'eau devient de plus en plus faible et le débit d'eau aussi. Ce phénomène de va et vient se répète à des fréquences d'une différence sensible entre les différents débits d'air et oscillatoire dans l'espace et le temps. Le temps d'oscillation est celui de la compression et la détente de l'air.



**Figure (4.6) :** Formation de bulles et bouchons d'air au départ du mélangeur

#### 4.4.1- Instabilité et oscillation du système

Au début de l'expérience, le système est à l'état d'équilibre statique. Le niveau d'eau est le même dans les deux branches. Après injection d'un faible débit d'air, le système se déséquilibre. Un nombre réduit de bulles d'air apparaît et échappe. Pour un temps très court, ce phénomène reste quasi statique. Il s'ensuit par un nombre de bulles beaucoup plus grand ou une forte turbulence se manifeste. Le système oscille afin de retrouver un nouvel état d'équilibre statique.

On comprend qu'au niveau du mélangeur la pression d'air totale parvient à faire changer la pression hydrostatique, ( $h = Pa/\rho g$ ), d'où l'air s'échappe.

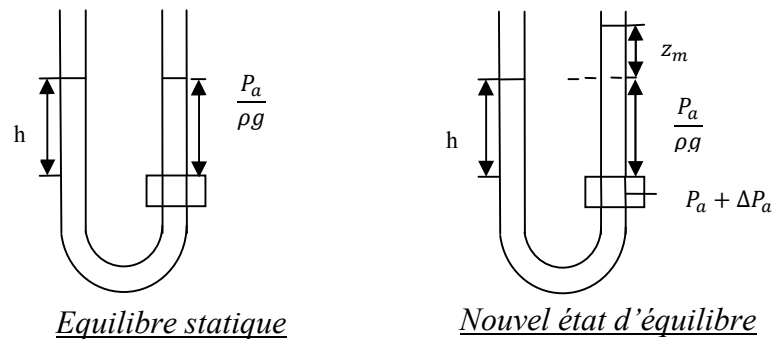
Après ascension des premières bulles, le phénomène se reproduit et les vitesses d'écoulement deviennent très élevées.

On continue à perturber le système à ( $P_a + \Delta P_a$ ) voir schéma figure (4.7), cela revient à une augmentation de la hauteur d'eau ( $Z_m$ ) dans l'une des deux branches et le système continu à osciller fortement autour d'une nouvelle position d'équilibre.

En réalité la pression ( $P_a$ ) élève le niveau d'eau dans les deux branches, mais dès que l'air s'échappe la situation est contre balancée.

L'ascension de l'air conduit à une diminution de la masse volumique dans la conduite de refoulement.

Au début, la pression ( $\Delta P_a$ ) étant toujours constante, le défilement des bulles d'air est relativement faible à des vitesses différentes et diminue suivant la hauteur. Ceci provoque l'élévation du niveau d'eau jusqu'à une hauteur donnée où la pression dans la branche d'alimentation devient suffisamment grande et l'eau gagne alors de l'espace et s'écoule à travers les trous du mélangeur.



**Figure (4.7) :** Schéma d'oscillation d'eau à l'injection d'air au mélangeur

En augmentant toujours la pression, le débit d'air s'accroît, un pseudo écoulement s'établit, des grosses bulles et des bouchons apparaissent au niveau de l'injecteur.

L'oscillation diminue alors, grâce à l'excès de pression qui permet de vaincre ces perturbations secondaires. Suite aux oscillations du système, les valeurs de  $(\alpha)$  varient, par effet dynamique (vitesse) mais aussi par effet de la pression dans la branche d'alimentation qui est différente de celle d'un état statique parfait. Ce problème d'oscillation en masse a fait l'objet d'étude de Khubaev V., (1970).

## 4.5- Mesures

Compte tenu de ces oscillations, on a fait des lectures répétées sur chaque appareil de mesure et relever 3 mesures différentes. Des valeurs recueillies, on a calculé des valeurs moyennes arithmétiques.

### 4.5.1- Instruments de mesure

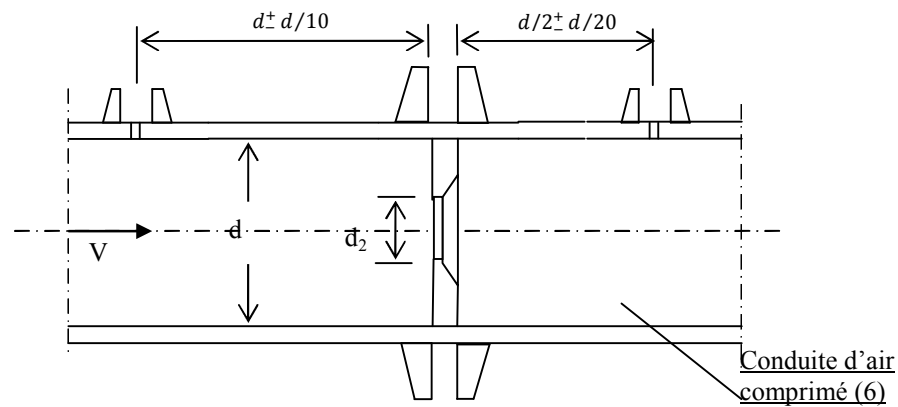
#### a) Diaphragme (appareil déprimogène) ; figure (4.7)

L'air comprimé est fourni par le compresseur à piston fonctionnant à deux temps (compression-détente). Dans le but de mesurer la quantité d'air fourni par le compresseur, nous avons conçu et installé un diaphragme dans la conduite (6).

Le diaphragme permet de déterminer le débit dans la conduite par la mesure de la dépression provoquée par un rétrécissement.

Le dispositif interposé dans la conduite (6) est appelé élément primaire, la prise de pression et le tronçon de la conduite où l'appareil est installé étant compris dans ce terme.

Les instruments nécessaires pour le captage de la chute de pression sont les éléments secondaires voir (figure 4.7).



**Figure (4.8) :** Schéma du diaphragme et prise de pression

$d$  : diamètre de la conduite (40 mm) ;  $d_2$  : diamètre minimum du dispositif d'étranglement (24 mm) ;  $S$  : section de la conduite ;  $S_2$  : section minimum du dispositif d'étranglement ;

$\chi$  : coefficient de contraction de la veine ;  $V_C$  : vitesse moyenne d'écoulement dans la conduite ;

$\varphi$  : coefficient qui tient compte globalement des écarts causés par le changement des sections de prise de pression et par les résistances au mouvement. Les prises de pression sont disposées aux distances suivantes:  $X_1 = d \pm d/10 = 40 \pm 4(mm)$ ,  $X_2 = d/2 \pm d/20 = 20 \pm 2(mm)$ ,

$m$  : rapports des sections offertes,  $m = \frac{\text{section contractée}}{\text{section de conduite}} = \frac{24}{40} = 0.6$ .

La vitesse moyenne d'écoulement dans la section contractée correspondant à la chute de pression mesurée  $P$ , peut être donc exprimée par la formule :

$$V_C = \frac{Q}{\sqrt{1-\chi^2 m^2}} \sqrt{2g \frac{P_1 - P_2}{\gamma}} = \frac{Q}{\sqrt{1-\chi^2 m^2}} \sqrt{2g \Delta h}$$

Où ,  $P_1$  et  $P_2$  sont respectivement les pressions mesurées à l'amont et l'aval du dispositif d'étranglement. Le débit volumique est donné par :  $Q_a = S_C V_C = \frac{\chi Q}{\sqrt{1-\chi^2 m^2}} S_2 \sqrt{2g \Delta h}$

En posant  $\alpha = \frac{\chi Q}{\sqrt{1-\chi^2 m^2}}$  on a :  $Q_a = \alpha S_2 \sqrt{2g \Delta h}$

On représente le coefficient de débit du dispositif d'étranglement qui tient compte du coefficient de vitesse d'approche. Pour des vitesses faibles la valeur du coefficient de débit ne subit pas de changements sensibles, le débit d'un dispositif d'étranglement est proportionnel à la racine carrée de la perte de charge  $h$  dans le dispositif d'étranglement, soit :  $Q_a \propto \sqrt{\Delta h}$

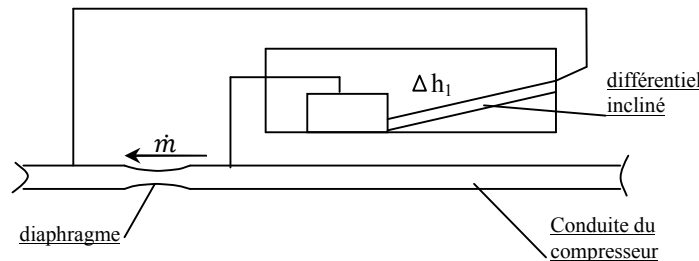
### b) Déversoir triangulaire

Pour recueillir les débits provenant du séparateur, on a choisit un déversoir triangulaire par sa réalisation simple et sa haute précision dans les lectures des hauteurs d'eau.

## b.1) Etalonnage des instruments de mesure

### b.1.1) Etalonnage du diaphragme

Le compresseur du laboratoire est pourvu d'un diaphragme dont l'élément secondaire est un différentiel incliné. Pour la mesure du débit sortant, on utilise sa courbe d'étalonnage voir figure (4.9) qui permet d'obtenir par interpolation le débit massique  $\dot{m}(g/s)$



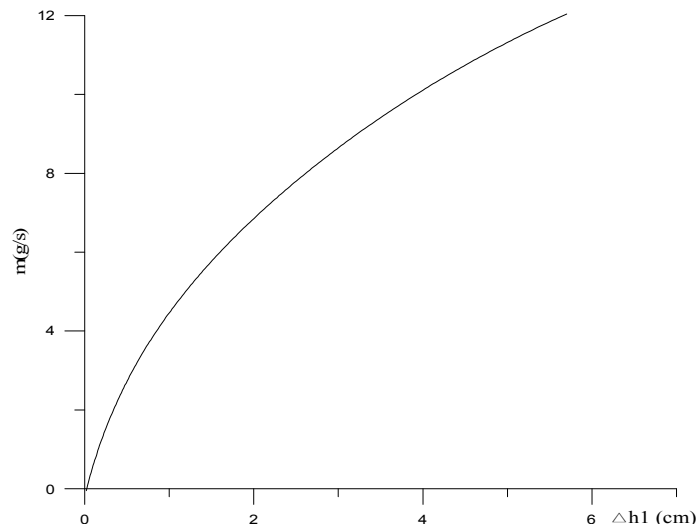
**Figure (4.9) :** Manomètre différentiel incliné sortant du compresseur

Pour étalonner notre diaphragme, nous avons procédé de la manière suivante :

Tout au long de l'expérience, on ouvre progressivement le compresseur. Sur le diaphragme, on enregistre une dénivellée  $\Delta h_1$  qui correspond à une hauteur  $\Delta h_2$  sur le second diaphragme. A partir de  $\Delta h_1$ , une simple lecture de la courbe d'étalonnage nous permet d'obtenir le débit correspondant. Grâce à ces valeurs, on peut tracer la courbe d'étalonnage relative à notre diaphragme interposé dans la conduite (6).

L'équation de la nouvelle courbe est de la forme  $Q_a = a \cdot \Delta h_2^b$

Pour linéariser l'équation précédente, on trace la droite  $Q_a = f(\log(\Delta h_2))$ .



**Figure (4.10) :** Courbe d'étalonnage du débitmètre (diaphragme) d'air comprimé délivré par le compresseur

#### b.1.1.1) Détermination de la courbe d'étalonnage

On dresse le tableau de mesure portant les débits d'air  $Q_a(g/s)$ , les hauteurs  $\Delta h_1$  (cm),  $\Delta h_2$  (cm) et leurs logarithmes décimaux correspondant.



**b.1.1.2) Equation de la courbe**

Le graphe  $\log(Q_a) = f(\log(\Delta h_2))$  voir fig (4.10), fait apparaître l'existence de deux points aberrants à négliger, dûs probablement à des lectures impondérables.

- Calcul des constantes a et b graphiquement :

$$Q_a = a \Delta h_2^b$$

On écrit  $\log(Q_a) = \log(a) + b \cdot \log(\Delta h_2)$  de la forme  $y = A \cdot x + B$

On pose  $y = \log(Q_a)$  ;  $x = \log(\Delta h_2)$  ;  $B = \log(a)$

Détermination de b :  $tg \alpha = \frac{\Delta(\log(Q_a))}{\Delta(\Delta h_2)}$  ,  $tg \alpha = \frac{0,9 - 0,3}{1,52 - 0,34} = 0,508$

Détermination de « a »: pour  $\log(\Delta h_2) = 0 \Rightarrow \log Q_a = \log a$

On a donc :  $\log a = 0,125 \Rightarrow a = 1,33$

L'équation de la courbe d'étalonnage du diaphragme s'écrit :

$$Q_a = 1,33 \Delta h_2^{0,508} , (Q_a (g/s), \Delta h_2 (cm))$$

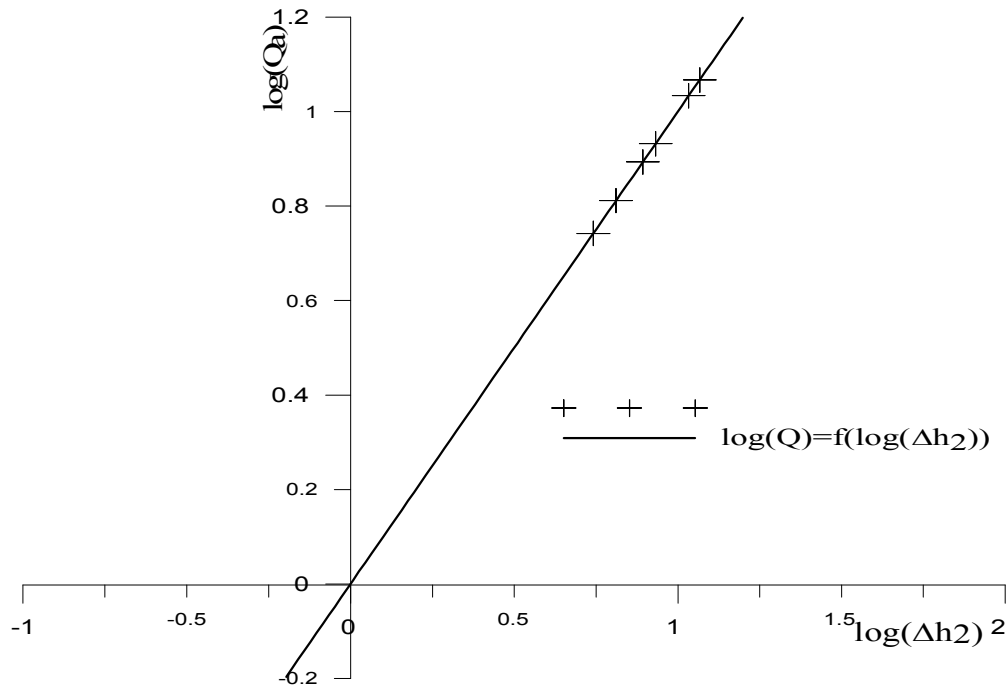
**Tableau N° 4.1 :** Etalonnage de l'appareil déprimogène diaphragme

$\Delta h_1 (cm)$	$\dot{m} = Q_a (g/s)$	$\Delta h_2 (cm)$	$Log(Q_a)$	$Log(\Delta h_2)$
0,2	2	2,2	0,300	0,34
0,5	3,3	3	0,36	0,48
0,55	3,6	5	0,48	0,70
1	4,7	10,5	0,670	1,02
1,47	5,8	16,3	0,760	1,21
1,5	6	21	0,780	1,32
2	6,7	22,5	0,825	1,35
2,5	7,6	26,5	0,880	1,42
2,55	7,8	27	0,890	1,43
2,65	7,9	33	0,900	1,52
2,9	8,2	35	0,910	1,54
3,0	8,5	33,4	0,920	1,52
3,1	8,5	36,5	0,930	1,56
3,5	9,0	38	0,950	1,58
3,7	9,4	38,8	0,970	1,59

### b.1.2) Etalonnage du déversoir

On remplit le déversoir à un niveau quelconque au dessus de la crête puis on arrête l'alimentation. Quand l'écoulement cesse à travers le déversoir, on repère le « zéro » à l'arrêt d'un limnimètre.

Ensuite, on remplit progressivement le déversoir en prenant soin de relever à chaque fois la hauteur de la lame d'eau une fois que le niveau s'est stabilisé. Pour une série de débits, on mesure la hauteur  $h$  de la lame déversante à l'aide d'un limnimètre et on prend une mesure volumétrique du débit d'eau déversée.



**Figure (4.11) :** Courbe d'étalonnage du manomètre d'air comprimé sortant du compresseur

### b.1.2) Etalonnage du déversoir

On remplit le déversoir à un niveau quelconque au dessus de la crête puis on arrête l'alimentation. Quand l'écoulement cesse à travers le déversoir, on repère le « zéro » à l'arrêt d'un limnimètre.

Ensuite, on remplit progressivement le déversoir en prenant soin de relever à chaque fois la hauteur de la lame d'eau une fois que le niveau s'est stabilisé. Pour une série de débits, on mesure la hauteur  $h$  de la lame déversante à l'aide d'un limnimètre et on prend une mesure volumétrique du débit d'eau déversée.

On applique la méthode des moindres carrés qui donne (voir tableau de mesure):

$$\bar{X} = 0,913 \quad ; \quad \bar{Y} = 0,076 \quad ; \quad \sum (X - \bar{X})^2 = 0,0787 \quad ; \quad \sum (Y - \bar{Y})^2 = 0,4967 \quad ; \quad \sum (X - \bar{X})(Y - \bar{Y}) = 0,1972$$

$$A = \frac{\sum (X - \bar{X})(Y - \bar{Y})}{\sum (X - \bar{X})^2} = \frac{0,1972}{0,0787} = 2,505 \approx 2,5$$

$$B = \bar{Y} - A\bar{X} = -0,076 - 2,5(0,913) \approx -2,36$$

$$\log Q_l = b' \log(h) + \log(a') \Rightarrow \log Q_l = 2,5 \log h - 2,36 \Rightarrow Q_l = 10^{-2,36} h^{2,5} = 4,365 10^{-3} h^{2,5}$$

L'équation de la courbe d'étalonnage du déversoir s'écrit :

$$Q_l = 4,365 10^{-3} h^{2,5} \quad \left[ Q_l \left( \frac{l}{s} \right), h(cm) \right]$$

Le coefficient de corrélation r est donné par :

$$r = \frac{\sum (X - \bar{X})(Y - \bar{Y})}{\sqrt{\sum (X - \bar{X})^2 \sum (Y - \bar{Y})^2}} = \frac{0,1972}{\sqrt{0,0787 \cdot 0,4967}} = 0,99$$

Pour chaque hauteur relevée, on recueille un volume d'eau déversé dans un bac cylindrique gradué et à l'aide d'un chronomètre, on détermine la durée de remplissage du bac. Connaissant le débit correspondant à la hauteur d'eau, on trace la courbe d'étalonnage  $Q_l=f(h)$ . La détermination du débit déversant à partir d'un déversoir triangulaire consiste à mettre en évidence la théorie approchée de la vitesse moyenne dans la tranche d'eau de largeur (X) et de hauteur (dz) située à une profondeur (Z) au dessous de la surface libre (voir figure 4.11).

$$V = \sqrt{2gZ}$$

On désigne par  $\mu_l$  le coefficient du débit  $\mu_l = Cste$

Le débit élémentaire de cette tranche sera :

$$dQ_l = \mu_l \frac{h}{l} (h - Z) \sqrt{2gZ} dZ \Rightarrow Q_l = \frac{4}{15} \mu_l l h \sqrt{2gh}$$

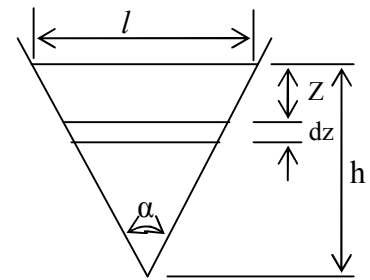


Figure (4.12) : Schéma du déversoir triangulaire

Du fait que la largeur  $l$  est difficile à mesurer, on introduit l'angle  $\alpha$  de l'échancrure :

Tableau N° 4.2 : Etalonnage du déversoir

$h(cm)$	$Q_l(l/s)$	$\log h = x$	$\log Q_l = Y$	$(X - \bar{X})$	$(X - \bar{X})^2$	$(Y - \bar{Y})$	$(Y - \bar{Y})^2$	$(X - \bar{X}) \times (Y - \bar{Y})$
5,52	0,299	0,742	-0,524	-0,171	0,0292	-0,448	0,2007	0,0766
6,48	0,493	0,811	-0,307	-0,102	0,0104	-0,231	0,0534	0,0235
7,82	0,741	0,893	-0,150	-0,020	0,0004	-0,054	0,0029	0,0011
8,55	0,936	0,932	-0,029	-0,019	0,0003	+0,047	0,0022	0,0009
10,8	1,659	1,033	-0,219	-0,120	0,0144	+0,295	0,0870	0,0354
11,67	2,050	1,067	-0,312	-0,154	0,0240	+0,388	0,1505	0,0517

$$Q_l = \frac{8}{15} \mu_l \operatorname{tg} \left( \frac{\alpha}{2} \right) \sqrt{2g} h^{5/2}$$

$$\text{on pose : } a' = \frac{8}{15} \mu_l \operatorname{tg} \left( \frac{\alpha}{2} \right) \sqrt{2g}, \text{ on obtient : } Q_l = a' h^{5/2}$$

### b.1.2.1- Détermination de la courbe d'étalonnage

Le tableau de mesure suivant donne les débits  $Q_l$  (l/s), les hauteurs  $h$ (cm) et leurs logarithmes décimaux correspondant.

**Tableau N° 4.3:** Coordonnées d'étalonnage du déversoir

$h(\text{cm})$	5,52	6,48	7,82	8,55	10,8	11,67
$Q_l(\text{l/s})$	0,299	0,493	0,741	0,936	1,659	2,050
$\operatorname{Log} h = X$	0,742	0,811	0,893	0,932	1,033	1,067
$\operatorname{Log} Q = Y$	-0,524	-0,307	-0,130	-0,029	0,219	0,312

Avant de procéder au calcul, on trace la droite  $\log Q_l = f(\log(h))$ , Voir figure (4.12). Pour cela, on procède par la linéarisation la fonction puissance :

$$Q_l = a' h^{b'}$$

En écrivant :  $\log Q_l = b' \log h + \log a'$

Pour la détermination des coefficients  $a'$  et  $b'$  on utilisera la méthode des moindres carrés.

On pose :  $\log Q_l = y$  ;  $\log h = x$  ;  $\log a' = B$  ;  $b' = A$

d'où :  $y = Ax + B$  avec :  $A = \frac{\sum (X - \bar{X})(Y - \bar{Y})}{\sum (X - \bar{X})^2}$  et  $B = \bar{y} - A \bar{x}$

Le coefficient de corrélation  $r$  est donné par :  $r = \frac{\sum (X - \bar{X})(Y - \bar{Y})}{\sqrt{\sum (X - \bar{X})^2 \sum (Y - \bar{Y})^2}}$

Sachant que  $\bar{x} = \frac{\sum x}{n}$  ;  $\bar{y} = \frac{\sum y}{n}$

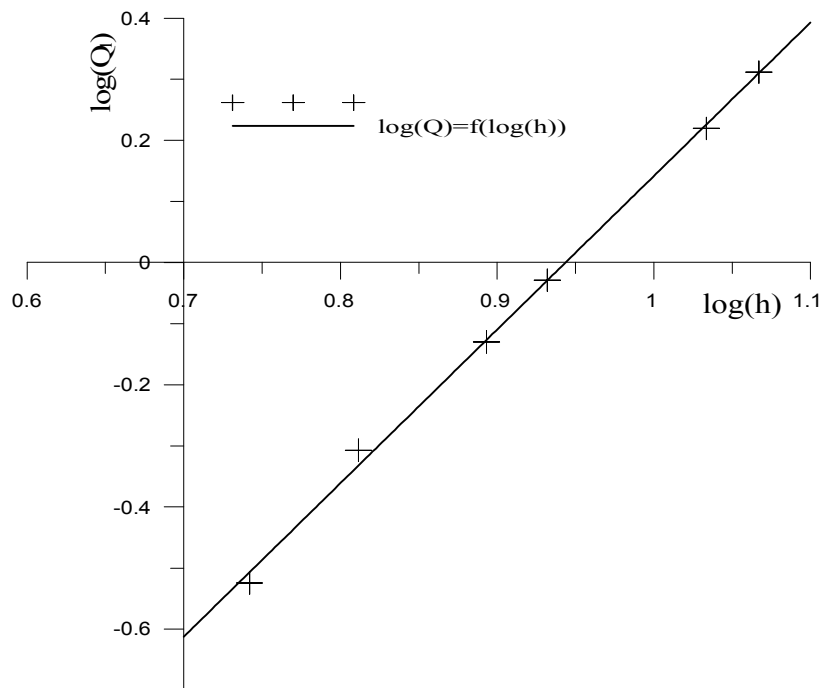


Figure (4.13): Courbe d'étalonnage du déversoir

### c) Détermination du coefficient du débit $\mu$ à partir de l'expérience

On a :  $Q_l = 4,365 \cdot 10^{-3} \cdot h^{2,5}$ ,  $[Q_l(l/s), h(cm)]$ , ou  $Q_l = 0,436 h^{2,5}$ ,  $[Q_l(m^3/s), h(m)]$

Sachant que :  $Q_l = a' h^{2,5}$

Avec,  $a' = \frac{8}{15} \mu \sqrt{2g} \operatorname{tg} \left( \frac{\alpha}{2} \right)$ , on obtient :  $\mu = \frac{a'}{\frac{8}{15} \sqrt{2g} \operatorname{tg} \left( \frac{\alpha}{2} \right)}$  pour  $\alpha = 34^\circ$

On dresse le tableau correspondant :

Tableau N° 4.4 : Coefficient de débit du déversoir

$h(m) 10^{-2}$	5.52	6.48	7.82	8.55	10.8	11.67
$Q_l(m^3/s) 10^{-3}$	0.299	0.299	0.493	0.741	0.963	2.050
$\alpha$	0.417	0.461	0.433	0.437	0.432	0.44
$\mu_{\text{exp}}$	0.58	0.63	0.60	0.60	0.60	0.61

## 4.6- Calcul d'erreur

### 4.6.1- Calcul d'erreur sur le diaphragme

Nous avons pour le diaphragme la dénivelée  $\Delta h_2$  sur le manomètre différentiel qui lui correspond un débit massique  $\dot{m}(g/s)$ , d'où :  $\Delta Q_a / Q_a = \Delta(\Delta h_2) / \Delta h_2$  avec  $Q_a(g/s)$

$\Delta h_2 \approx 2 \text{ mm}$  = erreur de lecture sur le manomètre différentiel + erreur d'extrapolation sur la courbe d'étalonnage.

On dresse le tableau suivant :

**Tableau N° 4.5 : Calcul d'erreur du diaphragme**

$\Delta h_2$ (cm)	2.2	3	5	10.5	16.3	21	22.5	26.5	27	33	35	33.4	36.5	38.8
$\Delta Q_a/Q_a$ (%)	9.09	6.6	4	1.9	1.2	0.9	0.8	0.76	0.74	0.6	0.57	0.59	0.55	0.51

#### 4.6.2- Calcul d'erreur sur le déversoir

Le débit  $Q_l$  recueilli est mesuré par la formule  $Q_l = V / t$

V : Volume d'eau dans le bac et t : Temps de remplissage du bac

$$\log(Q_l) = \log(V) - \log(t) \Rightarrow \Delta Q_l / Q_l = \Delta V / V + \Delta t / t$$

$\Delta V = 0.03l$  erreur de lecture sur le bac et  $\Delta t = 1s$  erreur de lecture sur le chronomètre .L'erreur sur h de la lame d'eau déversant  $\Delta(\log h) = \Delta h / h$

$\Delta h =$  erreur du déversoir + erreur de lecture + erreur commise par l'influence de la (section) tension superficielle.  $\Delta h = \Delta h_1 + \Delta h_2 + \Delta h_3 = 2 \text{ mm}$ .

On dresse le tableau suivant :

**Tableau N° 4.6 : Calcul d'erreur du déversoir**

h ( cm )	5.52	6.48	7.82	8.55	10.8	11.67
t ( s )	97	59.36	40	30.6	17.86	41.9
V ( l )	0.3	0.4929	0.7411	0.9366	1.6527	2.050
$\Delta t/t$ (%)	1.03	1.6	2.5	3.3	5.5	2.3
$\Delta V/V$ (%)	6.6	40	2.6	2.1	1.2	0.9
$\Delta Q_a/Q_a$ (%)	7.63	5.65	5.1	5.4	6.7	3.2
$\Delta h/h$ (%)	3.6	3.08	2.55	2.34	1.85	1.7

## **Chapitre 5**

### **Résultats expérimentaux et interprétations**

## Chapitre 5

### Résultats expérimentaux et interprétations

#### 5.1- Résultats et graphes

Pour chaque profondeur d'immersion du mélangeur, on détermine la valeur du débit d'air injecté et du débit liquide avec les instruments de mesures utilisés. Ensuite, on fait varier la pression au niveau du mélangeur en augmentant la hauteur d'immersion absolue  $h$ .

Dans ce qui suit, le tableau N° 5.1 des résultats est dressé à cet effet dans lequel sont représentés les paramètres suivants :  $P = P_{atm} + \rho_{Hg} g \Delta h$  (5.1)

Où,  $P$  la pression d'air comprimé à l'injection, avec  $\rho_{Hg} = 13.6 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3$ ,  $P_{atm} = 1 \text{ bar}$ ,  $g = 9.81 \text{ m/s}^2$

$\Delta h$  : Variation de la hauteur ou niveau du manomètre différentiel à mercure. Elle nous permet de déterminer la pression à l'entrée du mélangeur.

$\rho_a$  : Masse volumique de l'air comprimé considéré comme gaz parfait.

Pour un processus isothermique :  $\rho_a = P / R T$  (5.2)

Avec,  $R$  constante des gaz parfaits,  $R = 0.00287 \text{ bar.m}^3/\text{kg } ^\circ\text{K}$

$Q_l$  : Débit liquide (l/s),  $T$  : température de l'air ( $T = 14^\circ\text{C}$ )

$Q_a'$  : Débit d'air massique (g/s) obtenu à l'aide du diaphragme (figure (4.9))

$Q_a$  : Débit d'air volumique (l/s) tel que  $Q_a = Q_a' / \rho_a$

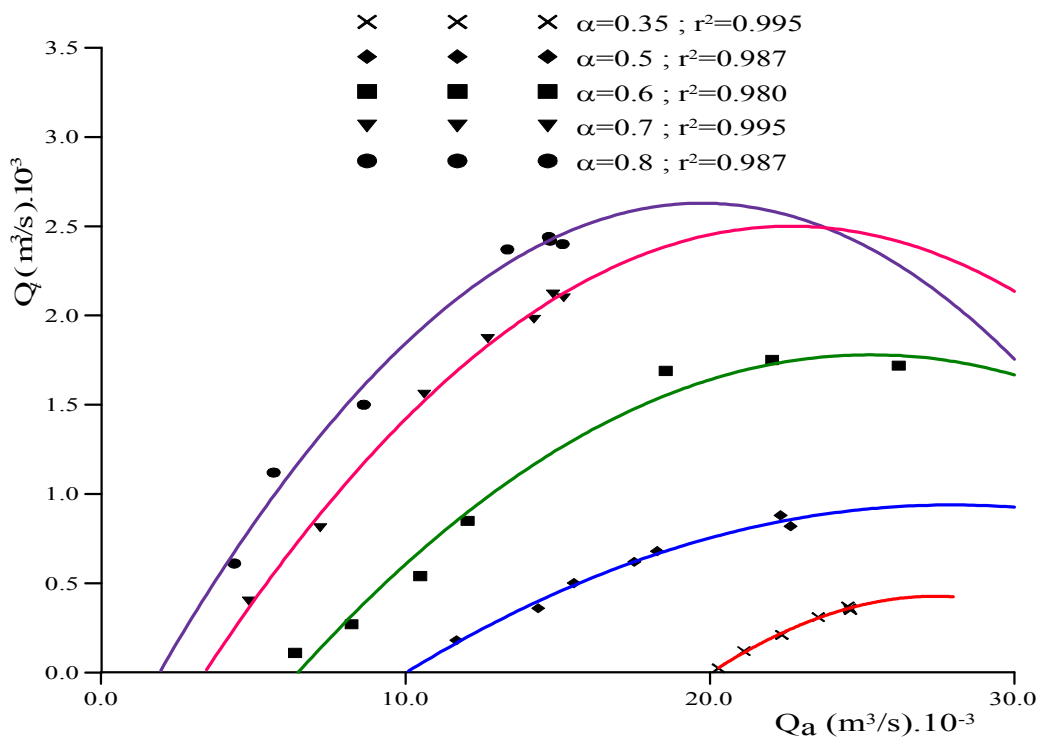
**Tableau N° 5.1 :** Mesure des débits d'air et d'eau expérimentaux

$\alpha_2 = 0.35$	$Q_a (l/s)$	20.28	21.12	22.36	23.56	24.53	24.59	24.62
	$Q_l (l/s)$	0.023	0.12	0.21	0.31	0.37	0.36	0.35
$\alpha_3 = 0.50$	$Q_a (l/s)$	11.68	14.36	15.53	17.52	18.27	22.32	22.65
	$Q_l (l/s)$	0.18	0.36	0.50	0.62	0.68	0.88	0.82
$\alpha_4 = 0.60$	$Q_a (l/s)$	6.38	8.23	10.48	12.04	18.55	19.43	19.46
	$Q_l (l/s)$	0.11	0.27	0.54	0.85	1.69	1.75	1.72
$\alpha_5 = 0.70$	$Q_a (l/s)$	4.86	7.20	10.62	12.71	14.22	14.85	15.20
	$Q_l (l/s)$	0.40	0.81	1.56	1.87	1.98	2.12	2.10
$\alpha_6 = 0.80$	$Q_a (l/s)$	4.38	5.67	8.63	13.35	14.71	14.75	15.16
	$Q_l (l/s)$	0.61	1.12	1.50	2.37	2.44	2.42	2.40



### 5.1.1- Caractéristiques expérimentales de l'air-lift $Q_l = f(Q_a)$

Sur un même graphique figure (5.1), on a représenté toutes les caractéristiques de fonctionnement de notre modèle expérimentale de laboratoire. Pour chaque valeur de l'immersion relative  $\alpha$ , on obtient une seule caractéristique. Par leur allure, ces courbes ressemblent globalement à celles prédites par l'approche théorique développée au chapitre 2, c'est-à-dire le débit d'eau croît pour des débits d'air croissants, arrive à une valeur maximale, puis il chute. A cause de la faiblesse du compresseur utilisé, mais aussi nous nous intéressons en premier lieu, juste à la première branche de la courbe utile au fonctionnement de la pompe, les essais n'ont été au delà. Les courbes continues sont tracées par lissage des points expérimentaux. La tendance de celles-ci confirme l'existence du maximum de débit d'eau pour toutes les valeurs de  $\alpha$  expérimentés. Bien qu'à la base, le principe de fonctionnement de la pompe est le même, la pompe exécute des caractéristiques différentes en fonction de l'immersion relative  $\alpha$ . Ce qui confirme en première vue, les différents tracés théoriques obtenus par l'approche théorique utilisée au chapitre 2 et affirme celles avancées par les différents auteurs dans ce domaines. Bien plus que cela, indistinctement de la valeur prise  $\alpha$ , la formulation par l'équation de Darcy généralisée prédit que toutes les situations peuvent être unifiées dans une et unique représentation analytique donnée par l'équation (2.33).



**Figure (5.1):** Caractéristiques expérimentales  $Q_l = f(Q_a)$  du modèle de laboratoire avec un diamètre  $D = 0.08$  m.

**Remarque :** En abscisse, il est porté le débit d'air libre (tableau N°5.1)

Pour la gamme de  $\alpha$  choisis, les valeurs des débits d'eau obtenus sont beaucoup plus importants pour  $\alpha = 0.8$ , tandis qu'ils sont minimales pour  $\alpha = 0.35$ . Par contre, pour les débits d'air initiaux,

la pompe fonctionne à l'inverse. Pour certaines valeurs de 0 à 20 l/s et pour  $\alpha = 0.35$ , la pompe ne débite même pas tandis qu'elle atteint un débit d'eau maximal pour  $\alpha = 0.8$  par exemple. Celui-ci régresse en valeur au fur et à mesure que  $\alpha$  diminue.

Les éléments de distinction sont la tendance des caractéristiques aux débits d'air faibles, leurs débits d'air minimums, les débits d'eau maximums. A ce stade de réalisation, le moins apparent et le plus important indice d'une pompe en général, c'est son rendement. De par sa constitution la pompe air-lift répondant à toutes les situations, son rendement réduit uniquement à celui de la détente de l'air comprimé au sein de l'eau montre d'après l'expression (2.42) qu'il dépend essentiellement de trois paramètres importants : immersion relative  $\alpha$ , débit spécifique et la hauteur d'immersion géométrique  $h$  comme le montre son expression théorique. Les autres paramètres dépendent par d'autres considérations. D'ailleurs, les corrélations empiriques données par Kozéreatzki, sans lesquelles le tracé des caractéristiques de fonctionnement réel et non théorique d'une pompe air-lift donnée serait impossible. Elles montrent bien la dépendance du débit spécifique  $q$  de l'immersion relative  $\alpha$  et géométrique  $h$ .

Au passage, on doit remarquer que ces deux relations du débit spécifique pour l'air-lift long et court, sont générales et ne spécifient pas le point de fonctionnement sur la caractéristique, bien qu'il existe ce point privilégié, celui du rendement maximal. Pour la situation optimale, Geier propose deux valeurs constantes pour le coefficient de frottement de l'écoulement correspondant à l'écoulement diphasique air-eau en configuration poche-bouchon. Celles-ci correspondent à deux situations d'écoulements optimaux indistinctement de la valeur de, donc de la caractéristique. Il englobe aussi en fonction de la hauteur d'immersion  $h$  tous les air-lift en air-lift court et long.

Par ses corrélations, Kozéreatzki précise l'étroite relation qui existe entre le débit spécifique  $q$  et  $\alpha$ , ainsi que d'autres auteurs ont mis le point sur leur dépendance. Par l'analyse adimensionnelle générale développée dans cette recherche, on confirme ses résultats, mais de plus par le biais du nombre de Reynolds, on montre aussi sa dépendance avec les frottements développés. Ce qui nous semble qu'il a été tenu compte par effet de longueur de la conduite. Mais, aux valeurs calculées, pour des mêmes valeurs de  $\alpha$  et pour des mêmes valeurs de débits d'air, les débits d'eau estimés par ces formules sont nettement plus faibles pour les air-lift courts que pour les longs. C'est à l'inverse qu'on devrait s'attendre.

Pour tous ces effets, nous tenterons d'apporter quelques précisions lors de l'exploitation de nos résultats. Autour du point optimal de fonctionnement d'un air-lift quelconque, on essayera de retrouver cette caractéristique de base, si elle existe bien sur.

## 5.2- Recherche et tracé graphique de la zone optimale

Par le principe graphique de la tangente à chaque courbe caractéristique, déduit de l'analyse théorique chapitre 2, on relève pour chaque point de tangence le couple  $(Q_a, Q_l)$  optimale correspondant au rendement maximal. Ainsi pour chaque courbe, on tire le point de

fonctionnement optimal. D’après la construction figure (5.2) , on déduit le débit spécifique de chacune des situations de fonctionnement optimal du modèle expérimental.

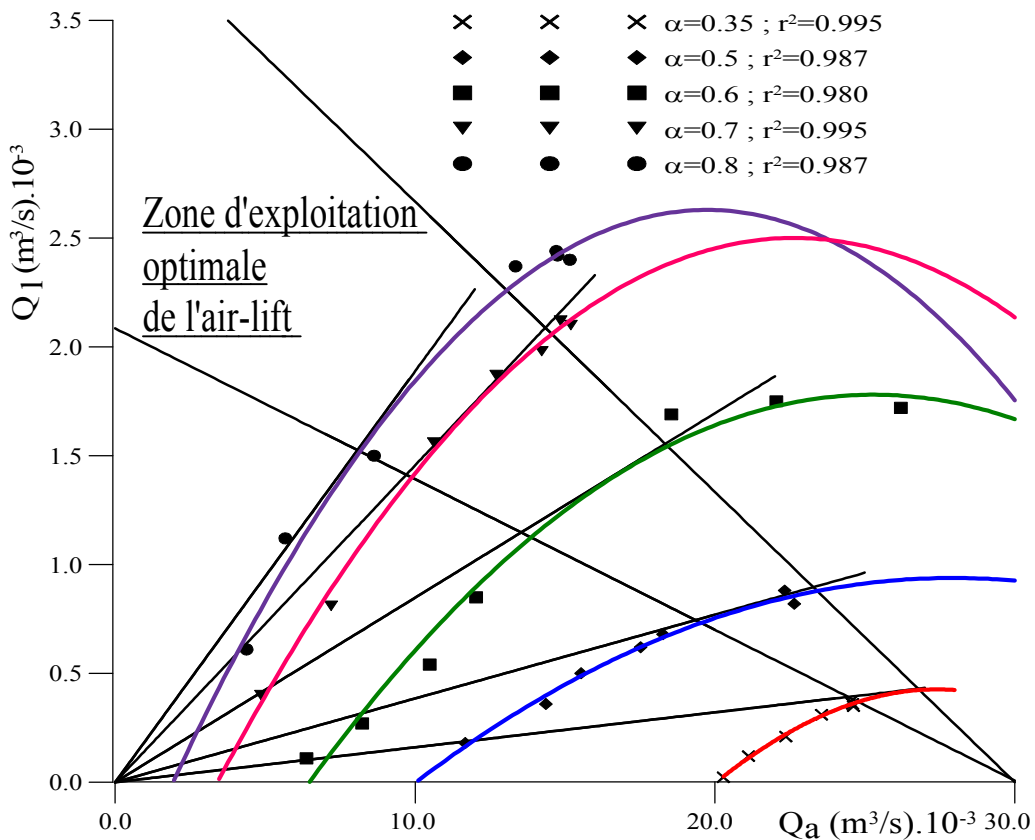


Figure (5.2): Zone optimale des caractéristiques expérimentales du modèle de laboratoire avec un diamètre D= 0.08 m

Sur la base de ces graphiques, on a confronté nos résultats à ceux d’autres auteurs dont les graphes suivants :

### 5.3-Variation du débit spécifique q en fonction de l’immersion relative

Pour un fonctionnement optimal de l’air-lift, le débit spécifique q est obtenu en faisant le rapport du débit d’air optimal sur le débit liquide optimal. Ces deux derniers sont obtenus graphiquement en fonction des différentes immersions relatives dont les valeurs sont les suivantes :

Tableau N° 5.2 : Débit spécifique q optimal de notre expérience

$\alpha$	0.35	0.50	0.60	0.70	0.80
$Q_a^{opt} (l/s)$	24	20	17.7	12	9.8
$Q_l^{opt} (l/s)$	0.36	0.87	1.60	1.72	1.8
$q_{opt} (m^3/m^3)$	66.66	22.73	11.06	6.97	5.21

Afin de comparer nos résultats à ceux obtenus par d’autres expériences, on dresse les tableaux suivants :

- Expérience Metreveli : L = 17.5 m, D= 80 m

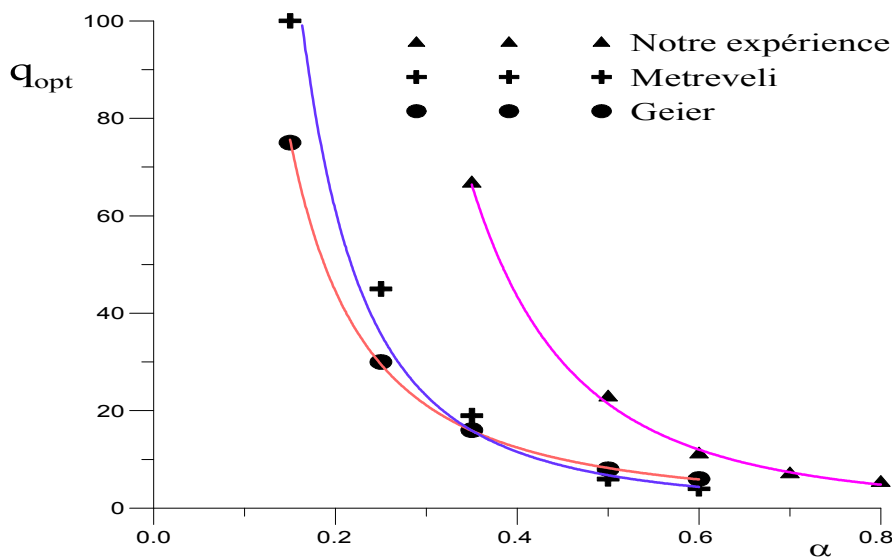
**Tableau N° 5.3 : Débit spécifique q optimal d’après Metreveli**

$\alpha$	0.15	0.25	0.35	0.50	0.60
$q_{opt} (m^3/m^3)$	100	45	19	6	4

- Expérience de Geier : L = 50 à 400 m, D= 100 à 700 m

**Tableau N° 5.4 : Débit spécifique q optimal d’après Geier**

$\alpha$	0.15	0.25	0.35	0.50	0.60
$q_{opt} (m^3/m^3)$	75	30	16	8	6



**Figure (5.3):** Courbes de variation de débit spécifique optimal en fonction de l’immersion relative  $\alpha$ .

### 5.4-Variation du coefficient de résistance spécifique en fonction du débit spécifique q et de l’immersion $\alpha$

Le coefficient de résistance spécifique de l’air-lift est déterminé à l’aide du bilan de puissance :

$$N_{air} = N_{sortie} - N_{entrée} \tag{5.3}$$

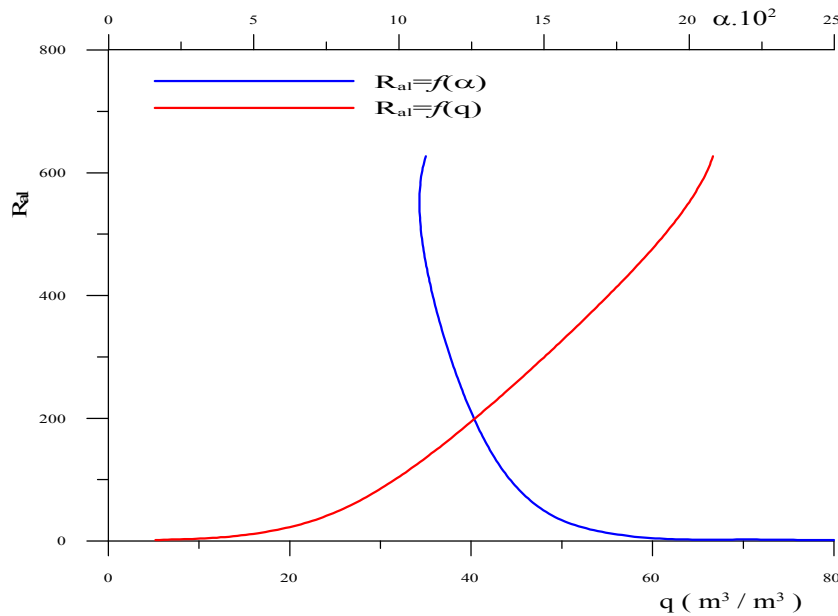
Après développement et transformation de l’équation des puissances, on obtient le coefficient de résistance spécifique de l’air-lift (voir chapitre 2):

$$R_{al} = \frac{P_a q + \rho g H - P_a q \ln\left(\frac{P_a + \rho g H}{P_a}\right)}{\rho_m g Q_l^2 (q + 1)^2 (H + h)} \tag{5.4}$$

Avec :  $P_a = 10^5 \text{ p}_a$  ,  $\rho_a \text{ (kg/m}^3\text{)}$  ,  $g = 9.81 \text{ (m/s}^2\text{)}$  ,  $\rho_m = \rho_l / (1+q) \text{ (kg/m}^3\text{)}$

**Tableau N° 5.5 :** Variation du coefficient de résistance spécifique optimal

$\alpha$	0.35	0.50	0.60	0.70	0.80
$h(m)$	2.30	3.16	3.95	4.72	5.38
$H(m)$	4.26	3.40	2.61	1.84	1.18
$q$	66.66	22.73	11.06	6.97	5.21
$Q_l(m^3/s).10^3$	0.36	0.87	1.60	1.72	1.88
$\rho_m(kg/m^3)$	14.78	42.14	82.92	125.50	161.03
$R_{al}.Q_l^2$	81.23	25.65	11.64	6.97	4.70
$R_{al}.10^6$	626.75	33.88	4.55	2.30	1.33

**Figure (5.4) :** Courbes du coefficient de résistance spécifique en fonction de alpha et q .

### 5.5-Variation du coefficient du débit $K_Q$ en fonction de $\alpha$ et $q$

Pour un fonctionnement optimal de l'air-lift, le coefficient du débit expérimental  $K_Q$  obtenu

d'après la relation suivante :  $Q_l = K_Q \sqrt{g D^5}$  (5.5)

d'où :  $K_{Q \text{ exp}} = \frac{Q_l}{\sqrt{g D^5}}$  (5.6)

La valeur théorique de  $K_Q$  théorique peut être obtenue par la relation :

$$K_{Q \text{ th}} = \frac{1}{1+q} \sqrt{\frac{\alpha}{\psi} \left( 1+q - \frac{1}{\alpha} \right)} \quad (5.7)$$

$\psi$  : Coefficient frottement hydraulique ( $\psi = 0.078$ ) pour l'air lift court à l'optimum d'après Geier

**Tableau N° 5.6 :** Comparaison coefficient de débit liquide théorie-notre expérience

$\alpha$	0.35	0.50	0.60	0.70	0.80
$q$	66.66	22.73	11.06	6.97	5.21
$K_{Q_{th}}$	0.252	0.497	0.741	0.961	1.148
$K_{Q_{exp}}$	0.063	0.152	0.279	0.300	0.328
$K_{Q_{th}}/K_{Q_{exp1}}$	4.0	3.2	2.6	3.2	3.5

$$K_{Q_{th}} \approx 3.3 K_{Q_{exp1}}$$

**Remarque :** Au vue des corrélations proposées par Kozéreatzki les longueurs totales des air-lift varient de 8m et 133 m pour les air-lift courts et entre 40 m et 800 m pour les air-lift longs. Ce qui exclut le cas de notre expérience (L=6.56m). Mais, d'après l'analyse adimensionnelle proposée, la longueur d'un système air-lift a pour effet principal un développement du frottement de l'écoulement du mélange. Selon Geier, on la prends comme un facteur constant. Dans le cas général de calcul, Wallis (page 28, 1969) préconise aussi une valeur constante du coefficient de frottement pour un écoulement turbulent  $\lambda_m = 0.02$ .

On donne dans le tableau suivant les résultats à l'état optimum d'après l'expérience de Metreveli :

**Tableau N°5.7 :** Comparaison coefficient de débit liquide théorie-Metreveli

$\alpha$	0.15	0.25	0.35	0.50	0.60
$q$	100	45	19	6	4
$K_{Q_{th}}$	0.135	0.252	0.438	0.808	1.013
$K_{Q_{exp2}}$	/	/	0.243	0.392	0.582
$K_{Q_{th}}/K_{Q_{exp2}}$	/	/	1.8	2.061	1.740

$$K_{Q_{th}} \approx 1.9 K_{Q_{exp2}}$$

On remarque que  $K_{Q_{exp2}}$  est plus proche de  $K_{Q_{th}}$  que pour  $K_{Q_{exp1}}$ . Ce qui donne un débit liquide plus important pour un coefficient d'immersion relative constant dans le cas de l'expérience (2).

Ayant travaillé sur un air-lift de diamètre  $D=0.08m$  et de longueur  $L=6.56m$  et dans le cas de Metreveli  $D=0.08m$ , mais  $L=17.5 m$ .

Pour le même diamètre de conduite d'air lift et pour les mêmes immersions relatives le  $K_{Q_{exp2}}/K_{Q_{exp1}}$  diminue au fur et à mesure que  $\alpha$  augmente, par contre le rapport des débits spécifiques correspondants augmente. Ce qui montre que pour un même  $\alpha$ , il existe plusieurs régimes d'écoulements dépendant aussi de la gamme des débits d'air utilisé et variant avec l'immersion géométrique  $h$ . De plus, le fonctionnement de la pompe n'exécute pas la caractéristique et les points optimaux ne sont pas les mêmes.

**Tableau N° 5.8 :** Comparaison du coefficient de débit en situation optimale notre expérience-Métreveli

$\alpha$	0.35	0.5	0.6
$q_{Exp}$ (I)	66.66	22.73	11.06
$q_{Métreveli}$ (II)	19	6	4
(I)/(II)	0.285	0.263	0.361
$K_{Q_{exp}}$	0.063	0.152	0.279
$K_{Q_{exp2}}$	0.243	0.392	0.582
$K_{Q_{exp2}}/K_{Q_{exp}}$	3.857	2.578	2.086

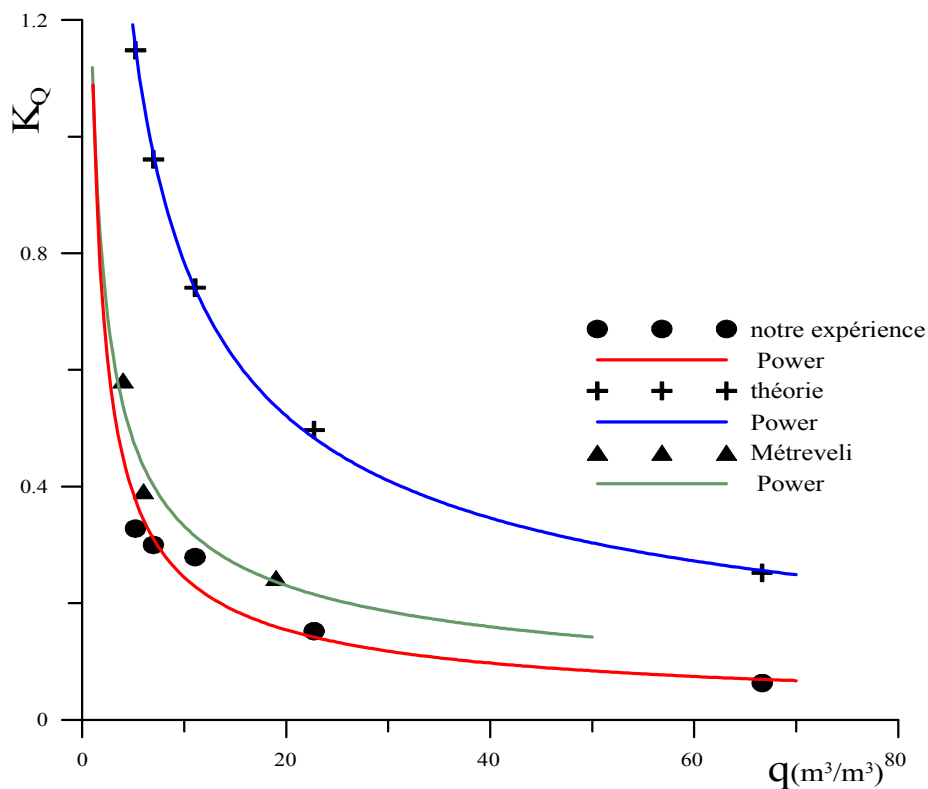
$$K_{Q_{exp2}}/K_{Q_{exp}} \approx 2.84$$

Mais aux mêmes valeurs du débit spécifique pour  $\alpha=0.35$  et  $\alpha=0.5$  et pour un même coefficient de frottement  $\psi=0.078$ , le coefficient de débit selon Métreveli est beaucoup plus grand que celui de notre expérience. Ce qui montre un effet contraire à la longueur et confirme la variation du régime d'écoulement sur une même caractéristique de la pompe et les frottements peuvent atteindre des valeurs minimales dépendant essentiellement des conditions internes du régime d'écoulement de son établissement et de sa transition. Le rapport à la longueur doit être vu par rapport au champ de vitesse développé dans chacune des configurations qui relève du domaine expérimental dont les résultats de recherche n'ont pas atteint le stade universel d'après la multitude de chartes d'écoulement proposées dans la littérature (Taitel 1980). Pour le régime d'écoulement diphasique la longueur de la conduite est le siège d'évolution du mélange ou pour des chutes de pressions importantes, les poches d'air gagnent en volume et l'écoulement moyen en vitesse et peut entraîner des changements de structure du mélange défavorables à l'approche surtout de la sortie au niveau du séparateur. Des observations expérimentales, on relève des jets d'eau à des vitesses vertigineuses. Eu égard au développement du frottement, le facteur d'influence le plus prépondérant réside dans le débit d'air, comme le montre schématiquement la figure (3.2). Il existe un débit d'air pour lequel, la superposition du frottement dans l'air et l'eau donne une valeur minimale du frottement dans le mélange, la pompe fonctionne à l'optimal.

A ce stade d'effet, il est utile de noter que :

Le frottement air-eau favorable à l'entraînement d'eau atteint sa valeur maximale au point optimal pour le débit d'air qui correspond quasiment à la transition entre le régime à bulle et celle poche-bouchon comme le montre la figure schématique (3.2). De part la constitution de cette dernière la surface interfaciale air-eau augmente, ce qui génère un frottement utile au déplacement du mélange important et des vitesses du mélange aussi, conduit à un débit maximum de liquide, mais entraîne des frottements paroi important. Ce qui accentue les pertes par frottement et fait chuter son rendement. Au delà de cette valeur, la configuration poche-bouchon apparaît et se maintient. Notons aussi que la transition bulles-poche-bouchon

s'effectue par excès de glissement des bulles suite auquel il se produit un accroissement du taux de coalescence des bulles et changement de forme de la configuration. A la fin du régime à bulle l'effet de glissement l'emporte sur le frottement utile, le rendement diminue, mais à un degré moindre fait rattraper ce frottement utile par l'effet de surface interfaciale croissant en régime poche-bouchon. Il est à remarquer que pour un débit d'air donné, le maximum du taux d'interface est obtenu pour un régime à bulle, mais sa vitesse relative est grande par rapport à celle des poches, ce qui fait que le frottement utile généré est insuffisant pour donner des débits liquide importants. Les instabilités d'écoulement sont dues principalement à l'effet de transition comme le montre les différents auteurs dans ce domaine (Taitel, 1980). Ce contraste des vitesses entre bulle et poche se transforme en frottement exercé pour plus de surface disponible.



**Figure (5.5):** Courbes de variation du coefficient du débit  $K_Q$  en fonction du débit spécifique  $q$

Au delà, du débit d'air donnant un débit liquide maximum, la vitesse devient importante et arrive à vaincre le degré de cisaillement dans l'eau en frayant un chemin préférentiel de déplacement et un début de rupture de la configuration poche-bouchon s'enclenche. Du fait du régime à poche cassant, à l'effet du glissement qui s'ajoute et celui du frottement utile diminue, le débit liquide continue de chuter jusqu'à un débit d'air donné ou se produit la deuxième transition vers la configuration chaotique ou semi-annulaire. Notons que cette branche n'est pas utile au fonctionnement optimal ou les débits d'air sont importants pour des débits liquides moindres.



D'après la figure (5.5), on remarque les tendances de variation sont similaires et qu'il existe une valeur du débit spécifique pour laquelle le coefficient de débit est le minimum possible qui freine l'écoulement.

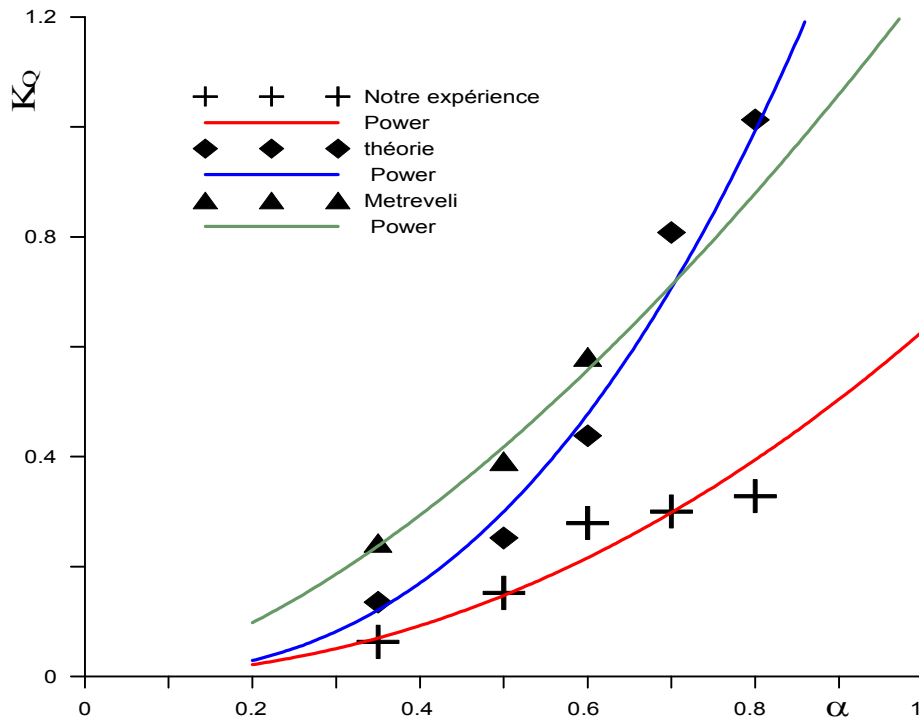


Figure (5.6) : Variation du coefficient de débit  $K_Q$  expérimental en fonction de l'immersion relative  $\alpha$

### 5.6 Variation de $\bar{Q}$ en fonction de $\bar{q}$

Par rapport au point de fonctionnement optimal de l'air-lift ou le débit d'eau est optimal et le débit spécifique optimal, on introduit de nouveaux paramètres réduits qu'on définira comme :

$\bar{Q}$  : débit liquide réduit  $\bar{Q} = Q_l / Q_l^{opt}$  et  $\bar{q}$  : débit spécifique réduit

Afin de cerner une valeur limite du débit spécifique  $q$  pour laquelle tous les air-lift travaillent d'une manière similaire avec un rendement optimal, on tentera de construire la caractéristique réduite  $\bar{Q} = f(\bar{q})$ .

Tableau N° 5.9 : Valeurs du débit spécifique  $q_{opt}$  et  $Q_{l,opt}$  de notre expérience

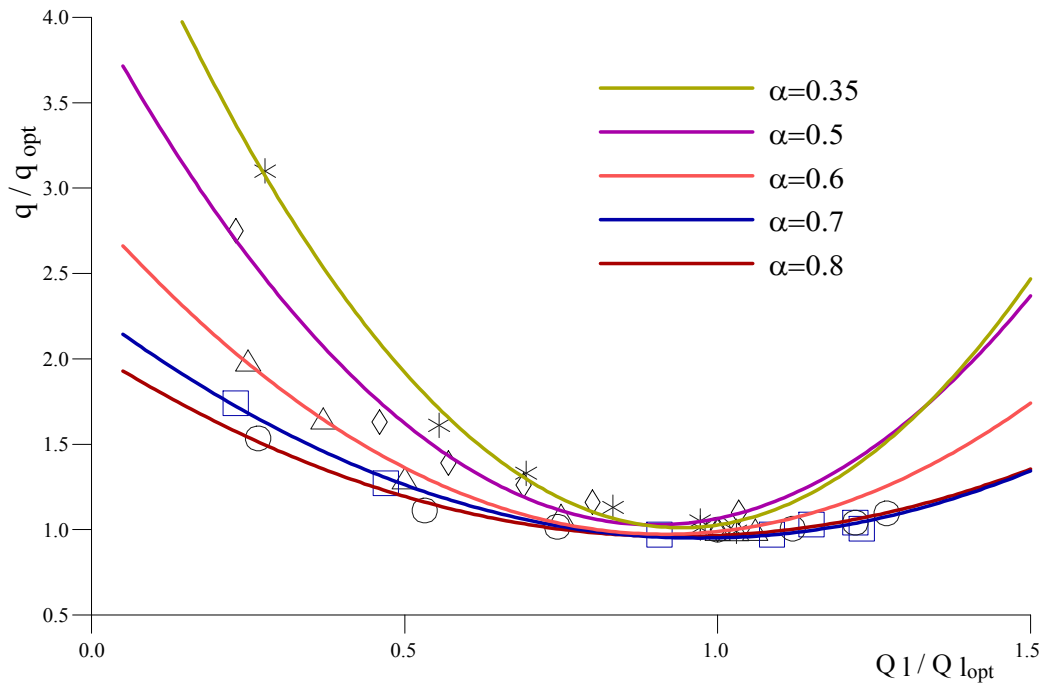
$\alpha$	0.35	0.50	0.60	0.70	0.80
$Q_l^{opt} (l/s)$	0.36	0.87	1.60	1.72	1.88
$q_{opt}$	66.66	23.73	11.06	6.97	5.21

Pour les différentes immersions relatives utilisées lors de notre expérience, on dresse le tableau des résultats suivants :

**Tableau N°5.10 :** Valeurs du débit spécifique réduit  $\bar{q}$  et débit liquide réduit $\bar{Q}$  de notre expérience

$\alpha_2 = 0.35$	$Q_i(l/s)$	0,10	0,20	0,25	0,30	0,35	0,37	0,35
	$Q_a(l/s)$	20,70	21,50	22,10	22,70	23,60	24,53	24,62
	q	207	107,50	88,40	75,66	67,43	66,30	70,30
	$\bar{Q}$	0,277	0,555	0,694	0,833	0,972	1,030	0,972
	$\bar{q}$	3,10	1,61	1,33	1,13	1,01	0,99	1,05
$\alpha_3 = 0.5$	$Q_i(l/s)$	0,20	0,40	0,50	0,60	0,70	0,87	0,90
	$Q_a(l/s)$	12,5	14,8	15,8	17,2	18,5	20	22,3
	q	62,50	37,00	31,60	28,66	26,43	22,75	24,77
	$\bar{Q}$	0,23	0,46	0,57	0,69	0,80	1,00	1,034
	$\bar{q}$	2,75	1,63	1,39	1,26	1,16	1,00	1,10
$\alpha_4 = 0.6$	$Q_i(l/s)$	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6	1,65	1,70
	$Q_a(l/s)$	8,8	11,0	11,5	14,4	17,7	18,2	18,8
	q	22,0	18,33	14,37	12,0	11,06	11,03	11,06
	$\bar{Q}$	0,25	0,37	0,50	0,75	1,0	1,03	1,06
	$\bar{q}$	1,99	1,65	1,30	1,085	1,0	0,997	1
$\alpha_7 = 0.7$	$Q_i(l/s)$	0,40	0,81	1,56	1,87	1,98	2,12	2,10
	$Q_a(l/s)$	4,86	7,20	10,62	12,71	14,22	14,85	15,20
	q	12,15	8,88	6,80	6,79	7,18	7,00	7,24
	$\bar{Q}$	0,23	0,47	0,907	1,087	1,15	1,23	1,22
	$\bar{q}$	1,74	1,27	0,97	0,97	1,03	1,005	1,04
$\alpha_8 = 0.8$	$Q_i(l/s)$	0,5	1,0	1,4	1,88	2,10	2,30	2,40
	$Q_a(l/s)$	4,0	5,8	7,4	9,8	11,0	12,5	13,7
	q	8,0	5,8	5,3	5,21	5,24	5,43	5,71
	$\bar{Q}$	0,266	0,532	0,744	1,0	1,120	1,220	1,270
	$\bar{q}$	1,534	1,112	1,016	1,0	1,005	1,040	1,095

On obtient le graphe suivant :



**Figure (5.7) :** Variation du débit liquide adimensionnel ( $Q_l/Q_{l\text{opt}}$ ) en fonction du débit spécifique adimensionnel ( $q/q_{\text{opt}}$ ).

## 5.7-Interprétation des résultats

Afin de déterminer un domaine de fonctionnement optimal du système d'air-lift, on fait l'interprétation des différentes courbes tracées en fonction des caractéristiques principales  $q$ ,  $\alpha$ .

### 5.7.1-Variation : $Q_l = f(Q_a)$

Cette courbe nous permet de voir la variation du débit liquide en fonction du débit d'air pour des différentes profondeurs d'immersion du mélangeur. Pour une immersion absolue  $h$  et relative  $\alpha$  donnée, on remarque que le débit liquide  $Q_l$  commence à se produire lorsque le débit d'air  $Q_a$  atteint une certaine valeur supérieure à celle correspondant au barbotage.

En effet, l'augmentation du débit d'air entraîne une diminution de la masse volumique du mélange dans le mélangeur où la pression devient inférieure à la pression statique. Sous l'action de cette différence de pression produite, le liquide entre dans la conduite de refoulement d'où l'apparition du débit liquide au niveau du séparateur.

En augmentant le débit d'air, le débit liquide augmente jusqu'à atteindre une valeur maximale puis diminue. En effet, pour des grands débits d'air, la conduite de refoulement se trouve pleine d'air, obture le passage de l'eau et rend son déplacement plus difficile, on ne recueille qu'un faible débit liquide. Pour des différentes immersions absolues  $h$  et relatives  $\alpha$  le débit liquide maximum est différent. En faisant varier l'immersion relative  $\alpha$  de 0,35 à 0,80, on remarque que

la valeur du débit maximale du liquide augmente contrairement au débit d'air qui diminue avec l'augmentation de  $\alpha$ .

Ceci est illustré par le tableau suivant :

**Tableau N°5.11:** Valeurs du  $Q_{l\max}$  et du débit d'air  $Q_a$  correspondant de notre expérience

$\alpha$	0,35	0,50	0,60	0,70	0,80
$Q_a$ (l/s)	24,53	22,32	19,43	14,85	14,71
$Q_l^{\max}$ (l/s)	0,37	0,88	1,75	2,12	2,44

La diminution du débit d'air s'explique par le fait que la hauteur de refoulement  $H$  diminue lorsque  $\alpha$  augmente.

D'après la caractéristique énergétique de l'air-lift donnée sur la figure (2.4) du chapitre 2, on remarque que le rendement max du système ne correspond pas au maximum de débit liquide mais à un débit liquide inférieur. Ce débit liquide est optimal et peut-être obtenu en traçant la tangente à la courbe  $Q_l = f(Q_a)$ .

### 5.7.2- Variation : $q_{\text{opt}} = f(\alpha)$

D'après la courbe figure (5.3), on remarque que le débit spécifique  $q$  diminue quand l'immersion relative augmente, et inversement. En effet, lorsque  $\alpha$  augmente, la hauteur de refoulement diminue et le débit d'air nécessaire pour élever le liquide à cette hauteur  $H$  devient faible au contraire pour des petites valeurs de  $\alpha$  la hauteur de refoulement  $H$  tend à devenir très grande devant l'immersion absolue  $h$ . Ce qui nécessite un grand débit d'air et donc un important débit spécifique étant donné que  $q = Q_a/Q_l$ .

Pour les grandes valeurs de  $\alpha$  le débit spécifique  $q$  est faible, donc un débit d'air relativement faible devant le débit liquide, ce qui laisse penser à un fonctionnement économique du système, mais comme la hauteur de refoulement  $H$  dans ce cas est très petite devant l'immersion absolue  $h$ , le système devient non intéressant dans la pratique.

Par contre, pour des petites valeurs de  $\alpha$  le débit spécifique  $q$  est important donc des valeurs très importantes du débit d'air d'où une grande dépense d'énergie pour donner finalement un débit liquide insuffisant.

D'après ces deux considérations, on est amené à trouver un compromis du domaine de fonctionnement optimal et économique du système. Pour des débits spécifiques relativement faibles, on propose d'après les résultats de notre expérience une limitation de la valeur de l'immersion relative  $\alpha$  dans l'intervalle suivant :

$$0,45 \leq \alpha \leq 0,65 \quad (5.9)$$

$$\text{Avec :} \quad 9,5 \leq q \leq 33 \quad (5.10)$$

En faisant une comparaison entre la courbe notre expérience et celle de Metreveli et Geier, on constate qu'elles ont la même allure, mais qu'un décalage horizontal existe entre elles. Ce décalage résulte du fait que la longueur utilisée dans chacune des expériences n'est pas la même. En effet, pour une grande longueur du système, le temps de présence des deux phases et eau est important dans les deux cas et faible par rapport à notre expérience. Ce qui favorise jusqu'à une certaine limite, le transfert de quantité de mouvement aux interfaces pour un meilleur entrainement de la phase liquide sous un état de cisaillement pariétale adéquat. Aux immersions relatives égales, ce décalage des courbes confirme l'importance de la longueur sur le fonctionnement optimale du système. On conclue ainsi pour dire, que la longueur joue un rôle prépondérant dans le système d'air-lift. Pour un même intervalle de l'immersion relative, les courbes de Metreveli et Geier, nous donne un autre intervalle du débit spécifique  $q$  tel que :

$$4 \leq q \leq 9 \quad (5.11)$$

$$\text{Avec :} \quad 0.45 \leq \alpha \leq 0.65 \quad (5.12)$$

Cette plage peut paraître trop restreinte, mais l'opération consiste à cerner une plage optimale sur des valeurs qui sont déjà optimaux et donner de meilleures performances à la pompe air-lift.

### 5.7.3-Variation : $R_{al} = f(\alpha)$ et $R_{al} = f(q)$

Le coefficient de résistance  $R_{al}$  est un coefficient qui englobe toutes les pertes de charges qui peuvent être occasionnées le long de la conduite de refoulement y compris celles dues au mélangeur. D'après la courbe  $R_{al} = f(\alpha)$ , on peut remarquer que pour des immersions relatives  $\alpha$  importantes la hauteur de refoulement  $H$  est très faible ce qui explique les faibles valeurs de la résistance. Par contre, lorsque  $\alpha$  diminue, la résistance augmente car la hauteur de refoulement  $H$  devient importante.

De la courbe  $R_{al} = f(q)$ , on remarque que pour des faibles valeurs du débit spécifique correspondant une faible résistance, et pour des grandes valeurs du débit spécifique correspondant de grandes valeurs de la résistance.

En effet, lorsque la quantité d'air injectée dans le mélangeur est faible, les pertes d'énergies le long de la conduite de refoulement sont faibles par contre lorsqu'on augmente celle-ci et donc  $q$  augmente aussi, la configuration poche-bouchon établie se trouve perturber. Ce qui provoquer localement une transition vers la configuration annulaire où les pertes par frottements et par glissements sont très importantes. Ce qui explique l'accroissement du coefficient de résistance avec le débit spécifique  $q$ .

### 5.7.4-Variation : $K_Q = f(\alpha)$ et $K_Q = f(q)$

De la courbe  $K_Q = f(\alpha)$ , on constate que pour un coefficient d'immersion relative  $\alpha$  élevé le coefficient de débit  $K_Q$  l'est aussi. Inversement pour des valeurs faibles de l'immersion relative  $\alpha$  le coefficient de débit  $K_Q$  augmente. Pour  $L$ =constante, si  $\alpha$  est grand la hauteur de refoulement  $H$  diminue et la hauteur d'immersion  $h$  augmente. Dans ce cas, pour un faible débit d'air

comprimé, on obtient un débit liquide appréciable. Ainsi, pour  $K_Q$  croît avec l'accroissement du débit liquide.

La courbe  $K_Q = f(\alpha)$  montre que pour un débit spécifique  $q$  faible le coefficient de débit  $K_Q$  est grand. Inversement, pour des valeurs de  $q$  élevées  $K_Q$  diminue. Si le débit spécifique  $q = Q_a/Q_l$  est petit le débit liquide  $Q_l$  augmente plus rapidement que le débit d'air  $Q_a$ , on se trouve alors dans le cas d'un coefficient d'immersion relative  $\alpha$  élevé voir les courbes  $Q_l = f(Q_a)$ ,  $K_{Q \text{ exp}} = f(\alpha)$  et  $K_{Q \text{ exp}} = f(q)$ . Dans ce cas où le débit d'air est faible, le débit  $Q_l$  augmente avec l'augmentation du coefficient débit liquide  $K_Q$ . Des courbes expérimentales  $K_{Q \text{ exp}} = f(\alpha)$ , et  $K_{Q \text{ exp}} = f(q)$ , on constate qu'il y'a un décalage qui apparaît nettement entre les courbes. Cela s'explique par le fait que la conduite est la siège thermodynamique de transfert d'énergie de détente de l'air entre les deux phases, sa longueur tient compte de l'efficacité du processus et par conséquent ce qui être recueilli dans une longue conduite est plus important que pour une petite. Ainsi pour un même diamètre, pour une longueur de Metreveli presque trois fois plus que la notre, il est tout à fait normale que le coefficient de débit soit beaucoup plus important.

Par ailleurs notre courbe expérimentale, se trouve beaucoup plus étalée et ouverte qui marque un manque de insensibilité vis-à-vis du coefficient  $q$  par rapport au autres courbes, de Metreveli et théorique. Ceci est dû à une certaine instabilité dans la structure de l'écoulement relative à l'effet de la longueur.

### 5.7.5-Variation $\bar{Q} = f(\bar{q})$ :

D'après les courbes de variation de  $\bar{Q} = f(\bar{q})$  figure (5.7) , on remarque que toutes les courbes se rapprochent les unes par rapport aux autres et se confondent ou presque dans un intervalle de débit spécifique réduit tel que :  $1 \leq \bar{q} \leq 1.2$  . Des explications données précédemment, cela correspond à un domaine où tous les phénomènes physiques liés à la structure de l'écoulement se reproduisant de la même manière indépendamment de l'immersion relative  $\alpha$ . En traçant une courbe moyenne dans le domaine  $1 \leq \bar{q} \leq 1.2$  et par ajustement de cette dernière, on peut avoir la dépendance entre  $\bar{Q}$  et  $\bar{q}$  . Cette corrélation est donnée par :

$$\bar{Q} = \left( \frac{(\bar{q} - 1)}{\bar{q}} \right)^{0.645} + 1 \quad (5.13)$$

Elle permet de tracer n'importe quelle caractéristique de la pompe air-lift .En effet pour un débit d'eau optimal escompté, une hauteur de refoulement  $H$  fixée et une longueur totale donnée, on détermine le débit spécifique optimal à l'aide de la courbe  $q_{\text{opt}} = f(\alpha)$ , figure (5.3) pour une immersion relative  $\alpha$  donnée.

En effet pour des valeurs du débit spécifique réduit  $\bar{q}$  donnés entre 1 et 1.2 ( $1 \leq \bar{q} \leq 1.2$  ), on détermine  $\bar{Q}$  d'après la dépendance (5.13) et sachant que  $\bar{Q}_l = Q_{li}/Q_l^{\text{opt}}$  . Connaissant  $Q_{l\text{opt}}$  puisqu'il est fixé au départ, on tire la valeur du débit liquide  $Q_{li}$  . Comme  $q = Q_{ai}/Q_{li}$  , les débits d'air  $Q_{ai}$  correspondants aux différents  $Q_{li}$  se calculent par  $Q_{ai} = q \cdot Q_{li}$  . De la série des couples (

$Q_{ai}, Q_{li}$ ) de débits, on peut tracer la caractéristique escomptée. Au passage, il faut remarquer que la courbe  $q_{opt} = f(\alpha)$  est une donnée clé du problème et cela suppose qu'elle est déjà connue au préalable et qui se détermine par des essais pratiques sur un air-lift déterminé par son type de mélangeur et séparateur.

## 5.8 - Conclusion

La représentation graphique des variations du débit liquide en fonction du débit d'air pour des valeurs différentes de l'immersion relative fait apparaître l'existence d'un point optimal correspondant à un rendement maximum du système de l'air-lift. De la formulation théorique, il est ressorti deux paramètres essentiels caractérisant le fonctionnement de la pompe. L'expression du débit liquide montre qu'il évolue en fonction du frottement par l'intermédiaire du coefficient  $\psi$  supposé constant pour permettre les premiers calculs. Pour sa détermination exacte, on doit tenir en compte d'une manière détaillée de l'écoulement diphasique air-eau qui s'exprime par différents modèles. Pour trouver une formulation compacte de phénomènes physiques complexes tels que ceux que renferment les écoulements diphasiques et qui prennent en charge le maximum de détails, lorsqu'il est possible, c'est au prix d'un effort théorique conséquent. L'approche par l'équation de Darcy-Weisbach, confirmée par l'analyse adimensionnelle et un côté expérimental, a permis de révéler le point : le maximum de débit liquide et point optimal de fonctionnement de la pompe.

Les courbes expérimentales possèdent toutes la même allure que celles obtenues par d'autres expériences et confirment ainsi la théorie. Une comparaison qualitative de certains facteurs tels que le  $K_Q(\alpha)$ ,  $q(\alpha)$ ,  $K_Q(q)$ , avec les résultats des autres expériences (Geier et Metreveli) a fait ressortir l'influence non négligeable de certains paramètres géométriques entiers et non réduits sous des formes variées tels que le diamètre et la longueur. L'écart entre ces caractéristiques est dû au manque de prise en charge des détails de développements des configurations de l'écoulement par la formulation. Ces derniers sont liés au diamètre et la longueur de la conduite ainsi qu'à sa stabilité ou de plus amples recherches sont nécessaires.

Enfin l'introduction d'autres paramètres adimensionnels d'un deuxième ordre  $\bar{Q}$  et  $\bar{q}$  nous a révélé graphiquement par le tracé de la caractéristique  $\bar{Q} = f(\bar{q})$  l'existence d'un domaine de travail commun à tous les air-lift indépendamment de l'immersion relative  $\alpha$ . Comme le montre la figure (5.7), au point  $\bar{q} = 1$ , tous les phénomènes physiques sont reproduits indépendamment de leurs caractéristiques géométriques. Moyennant certaines imprécisions liés principalement à la nature l'aspect physique de l'écoulement diphasique air-eau, on peut élargir le domaine d'une tolérance de précision sur les calculs acceptable jusqu'à 20% des valeurs prises par le facteur énergétique du second ordre  $\bar{q}$ . Ainsi pour le domaine  $1 < \bar{q} < 1,2$  et l'aide de la corrélation (5.13) et d'une caractéristique expérimentale  $q_{opt} = f(\alpha)$  connue au préalable, on peut retrouver le tracé de la caractéristique principale de fonctionnement  $Q_f = f(Q_a)$  d'une pompe air-lift quelconque.

## **Chapitre 6**

### **Equation générale de l'air-lift**



## Chapitre 6

### Equation générale de l'air-lift

A travers l'étude bibliographique, on a noté parmi les paramètres importants affectant la structure, le coefficient de glissement entre les phases air et eau. Ce phénomène de glissement est un facteur source de la perte d'énergie et du manque d'efficacité de fonctionnement d'un système air-lift.

Dans ce chapitre, en supposant une continuité parfaite du processus d'écoulement diphasique et du fonctionnement de la machine air-lift, on montre du moins théoriquement qu'il est possible de prendre en charge la structure de l'écoulement par le biais de l'équation d'énergie de Bernoulli sous sa formulation différentielle. Néanmoins, celle-ci nécessite quelques transformations pour tenir compte des paramètres de l'air-lift sous un modèle d'écoulement homogène.

#### 6.1- Equation générale du mouvement des mélanges air-lifts

La condition obligatoire du fonctionnement de l'air-lift est la disponibilité de l'immersion absolue du mélangeur  $h$  par rapport à la surface libre de l'eau.

Les paramètres généraux de l'air-lift sont :

- La hauteur d'élévation  $H(m)$
- Le diamètre de la conduite d'alimentation  $D (mm)$
- L'immersion relative du mélangeur  $\alpha = h/(h+H)$
- Le débit liquide de l'air-lift  $Q_l (m^3/mn)$
- Le débit d'air comprimé  $Q_a (m^3/mn)$
- Le débit spécifique de l'air comprimé  $q = Q_a/Q_l$
- La pression au mélangeur  $P_m = \rho_m g h$
- La pression de l'air au séparateur  $P_0 = P_m$

Il est possible avec un grand effort analytique (Wallis 1969) de traduire un système d'équation d'écoulement du mélange dans une configuration donnée en une seule équation compacte d'écoulement homogène en explicitant les interactions d'interfaces. Pour des raisons de simplicité d'expression, nous considérons un mélange air-eau homogène en moyenne de masse volumique  $\rho_m$  et une viscosité cinématique  $\nu_m$ . Ainsi, afin de suivre l'évolution de l'écoulement du mélange, on utilise l'équation de Bernoulli généralisée décrivant l'interaction du champ de pression moyennes  $P_m$  et celui des vitesses moyennes  $V_m$ , moyennant une forme d'expression des frottements donnée par la loi de Darcy. Sur une portion de la conduite de l'air-lift de longueur infinitésimale  $dz$  et un écoulement de coefficient de frottement du mélange air-eau  $\lambda_m$ ,

on peut écrire l'équation de conservation d'énergie quasi-homogène commode à l'intégration sous la forme différentielle à une dimension comme suit :

$$dz + \frac{dP_m}{\rho_m g} + d\left(\alpha_{12} \frac{V_m^2}{2g}\right) + \lambda_m \frac{dz}{D} \frac{V_m^2}{2g} = 0 \quad (6.1)$$

Explicitant et transformant les membres de cette équation à l'aide des paramètres de l'air-lift :

Vitesse moyenne du mélange moyenne :

$$V_m = \frac{Q_l + Q_a}{A} = \frac{Q_l}{A} (1 + q_z) \quad (6.2)$$

Il faut remarquer que le mouvement du mélange est accompagné de glissement relatif des phases composantes. On peut tenir compte de ce phénomène à l'aide du coefficient de glissement  $K_m$  qu'on définit comme :

$$K_m = \frac{V_{lm}}{V_{am}} \quad (6.3)$$

$$\alpha_{12} \text{ est le coefficient de vitesse définit : } \alpha_{12} = \frac{\int_A V ds}{A V_m} \quad (6.4)$$

L'équation de continuité du mélange sous la forme relative suivante :  $\varepsilon_1 + \varepsilon_2 = 1$

Ou :  $\varepsilon_1$  et  $\varepsilon_2$  sont les fractions surfaciques de l'eau et de l'air.

Ou encore :

$$\frac{Q_l}{A V_l} + \frac{Q_a}{A V_a} = \frac{Q_l}{A V_l} + \frac{Q_a K_m}{A V_l} = \frac{Q_l}{A V_l} (1 + q_z K_m) = 1 \quad (6.5)$$

La masse volumique du mélange s'écrit comme :

$$\rho_m = \frac{Q_l}{Q_l + K_m Q_a} \rho_l = \frac{1}{1 + q_z K_m} \rho_l \quad (6.6)$$

Comme l'énergie cinétique de la phase d'air comprimé est négligeable devant celle de l'eau, on peut représenter l'énergie cinétique du mélange tel que :

$$\frac{V_m^2}{2g} = \frac{V_l^2}{2g} \quad (6.7)$$

La variation de la pression le long de la hauteur le long de la colonne du mélange est supposée

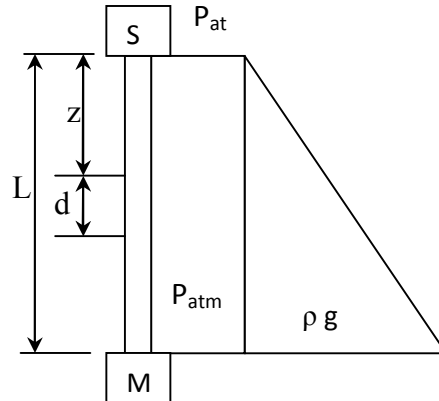
linéaire :

$$P_z = P_0 + \frac{z}{L} (P_1 - P_0) \quad (6.8)$$

On obtient la vitesse moyenne de l'écoulement du mélange en fonction de la vitesse de l'eau  $V_l$  et du coefficient du glissement  $K_m$  qui s'écrit :

$$V_m = \frac{1 + q_z}{1 + q_z K_m} V_l \quad (6.9)$$

La loi de variation de la pression le long de la conduite du mélangeur au séparateur est considérée comme linéaire, ainsi la pression à une coté  $z$  de la conduite s'écrit :



**Figure (6.1) :** Diagramme de variation linéaire de la pression dans la conduite de refoulement

Les travaux de recherche de nombreux auteurs (Armand, Télétove, Argounov et d'autres) sur les colonnes de barbotage du mélange de vapeur d'eau ont montré que le long des parois solide (ou des parois de la conduite), la couche limite d'épaisseur plusieurs fois supérieure à celle de la couche de mouvement de l'eau seule. Dans ce cas, on peut porter la conduite de refoulement à la catégorie hydrauliquement lisse. La même hypothèse a été adapté par Stenning (1986), Reinemann (1986), Giot (1979) pour l'élaboration des leurs équations. Donc, on peut adopter une expression du coefficient de frottement du mélange de type :

$$\lambda_m = 0.5 R_{em}^{-1/4} \quad (6.10)$$

Le coefficient  $\lambda_m$  diffère de celui de l'eau seule par la constante 0.5 au lieu de 0.316. Il ne dépend pas de la rugosité de la conduite mais uniquement du nombre de Reynolds du mélange (air-eau). Celui-ci s'écrit :

$$R_{em} = \frac{Q_m D}{A v_m} \quad (6.11)$$

Où  $v_m$  est le coefficient de viscosité cinématique des mélanges air-lifts qui peut être déterminé à l'aide de la formule d'Argounov :

$$v_m = v_l \frac{1 + 0.0136 q_z P_z}{1 + 0.00121 q_0 P_0} \quad (6.12)$$

Ou bien d'après Wallis (1969), par l'expression du modèle homogène:  $v_m = \alpha v_l + (1 - \alpha)v_g$

Avec :  $q_z, P_z, q_0, P_0$  le débit spécifique et la pression à la cote « z » et à la pression atmosphérique,  $\alpha$  le taux liquide correspondant à l'immersion relative de l'air-lift,  $v_l, v_g$  les

viscosités cinématiques du liquide et du gaz qui sont dans ce cas, l'eau et l'air. Notons que la première corrélation a l'avantage d'être explicitée en fonction des conditions cinématiques de l'écoulement représenté par le facteur du débit spécifique et recommandé pour le cas de cette étude. Tandis que, la deuxième relation de la viscosité cinématique du mélange est générale et n'est pas explicite. Ainsi le nombre de Reynolds en fonction de celui du liquide s'écrit :

$$R_{em} = \left( \frac{Q_l D}{Av_l} \right) \left( \frac{1 + q_z}{1 + q_z k_m} \right) \left( \frac{1 + 0.00121 q_z P_z}{1 + 0.0136 q_0 P_0} \right) \quad (6.13)$$

$$\text{Soit : } R_{em} = f(q_z, P_z, q_0, P_0, K_m) R_{el} \quad (6.14)$$

Où :  $f(q_z, P_z, q_0, P_0, K_m)$  une fonction à déterminer expérimentalement en fonction du développement de la configuration et  $R_{el}$ , le nombre de Reynolds du liquide.

De l'examen des structures du mouvement du mélange air-eau dans la conduite verticale de l'air-lift, on détermine les vitesses du courant des mélanges dans une section donnée. Par enregistrement photographique des structures du mouvement du mélange, on fait l'évaluation des structures en fonction du nombre de Froude.

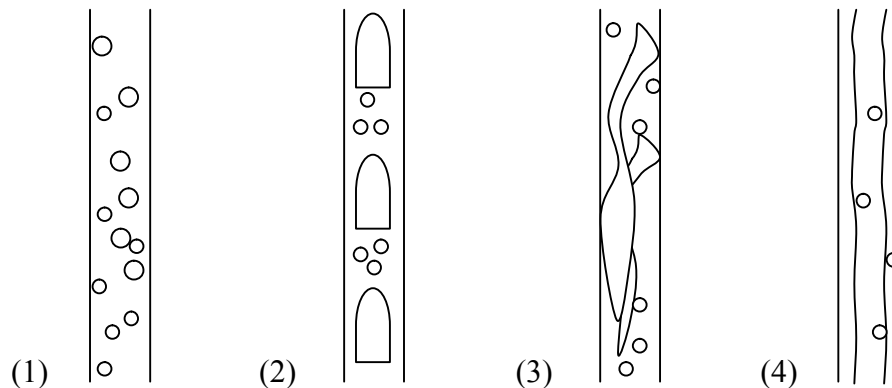
On doit remarquer que pour le présent travail, on fait une simple identification et vérification du caractère du mouvement du mélange air-eau dans des sections de contrôle choisies.

Le nombre de Froude est donné par :

$$F_{rm} = \frac{V_m^2}{g D} \quad (6.15)$$

A partir de l'évaluation des conditions d'apparition, de stabilité et de disparition des structures, on peut déterminer, pour toutes les structures et le coefficient de glissement  $K_m$  correspondant. D'après la littérature Wallis (1969), Taitel and al.(1980), on rencontre plusieurs types de structure du mouvement. Les plus reconnues sont les suivantes, voir figure(6.2):

Configuration à émulsion ou à bulles (1), Configuration par colonne successive ou poche-bouchon (2), Configuration chaotique (3) et Configuration annulaire (4)



**Figure (6.2) :** Principales configurations d'écoulement diphasique air-eau co-courant rencontrées dans la pratique.

**Remarque 1 :** L'équation générale (6.1) transformée par les paramètres de l'air-lift ne peut être intégrée qu'une fois la structure est fixée car le coefficient de glissement n'est pas connu à l'avance. Nommons, pour le régime poche-bouchon qui admet l'égalité des vitesses moyennes des deux phases, le coefficient  $K_m$  théorique est égale l'unité. Pour une configuration connue et un régime d'écoulement établi, du résultat de l'intégration, on peut déduire à la manière de Clark (1986), une prédiction de la distribution de pression approchée le long de la conduite d'air-lift qui reste à vérifier par l'expérience.

**Remarque 2 :** Dans le cas de cette étude, vu le manque des résultats expérimentaux, on effectue uniquement une la vérification des structures d'écoulement. Par ailleurs, on doit noter que cette opération s'effectue dans l'hypothèse d'une distribution linéaire de la pression, par absence d'information réelle sur ce paramètre comme il est admis par tous les auteurs. Comme c'est un paramètre de calcul important, la déduction de la variation de pression réelle permet de corriger de prédiction des configurations. Le problème devient alors itératif.

## 6.2 Caractères des structures du mouvement des mélanges air-eau

Comme nous avons précisé dans le chapitre précédent, pour déterminer la grandeur du coefficient de glissement  $k_m$ , nous allons examiner les structures du mouvement du mélange gaz-liquide dans les conduites verticales de l'air lift.

La conduite de refoulement de l'air lift au niveau de laboratoire est en verre de longueur  $L = 6.56\text{m}$  et de diamètre  $d = 0.08\text{ m}$ . La méthode expérimentale est la suivante : on détermine les vitesses du courant de mélange gaz-liquide dans les sections fixées à l'aide de la formule suivante :

$$V_m = \frac{Q_a P_a}{P_z A} + \frac{Q_l}{A} \quad (6.16)$$

Où,  $V_m$  : vitesse du courant de mélange gaz-liquide (m/s),  $Q_a$  : Débit de l'air comprimé que nous prenons des caractéristiques expérimentales pour chaque point étudié ( $\text{m}^3/\text{s}$ ), voir figure (6.3),  $Q_l$  : Débit de l'air lift de la phase liquide que nous relevons des caractéristiques expérimentales de l'air lift ( $\text{m}^3/\text{s}$ ),  $A$  : Section de la conduite de l'air lift expérimentale de diamètre  $D = 0.08\text{m}$ ,  $P_2$  : Pression dans le séparateur de l'air lift qu'on prend comme la pression atmosphérique  $P_a$ ,  $P_1$  : Pression d'air à l'injection au niveau du mélangeur,  $P_z$  : Pression dans la section fixée de la conduite de refoulement et  $g$ : Accélération de la pesanteur .

On prend deux sections de contrôle fixes par rapport séparateur : une section inférieure « i » qui se trouve à la distance  $l_i = 6.0\text{ m}$  et supérieure « s » à  $l_s = 0.56\text{ m}$ . Dans notre cas :

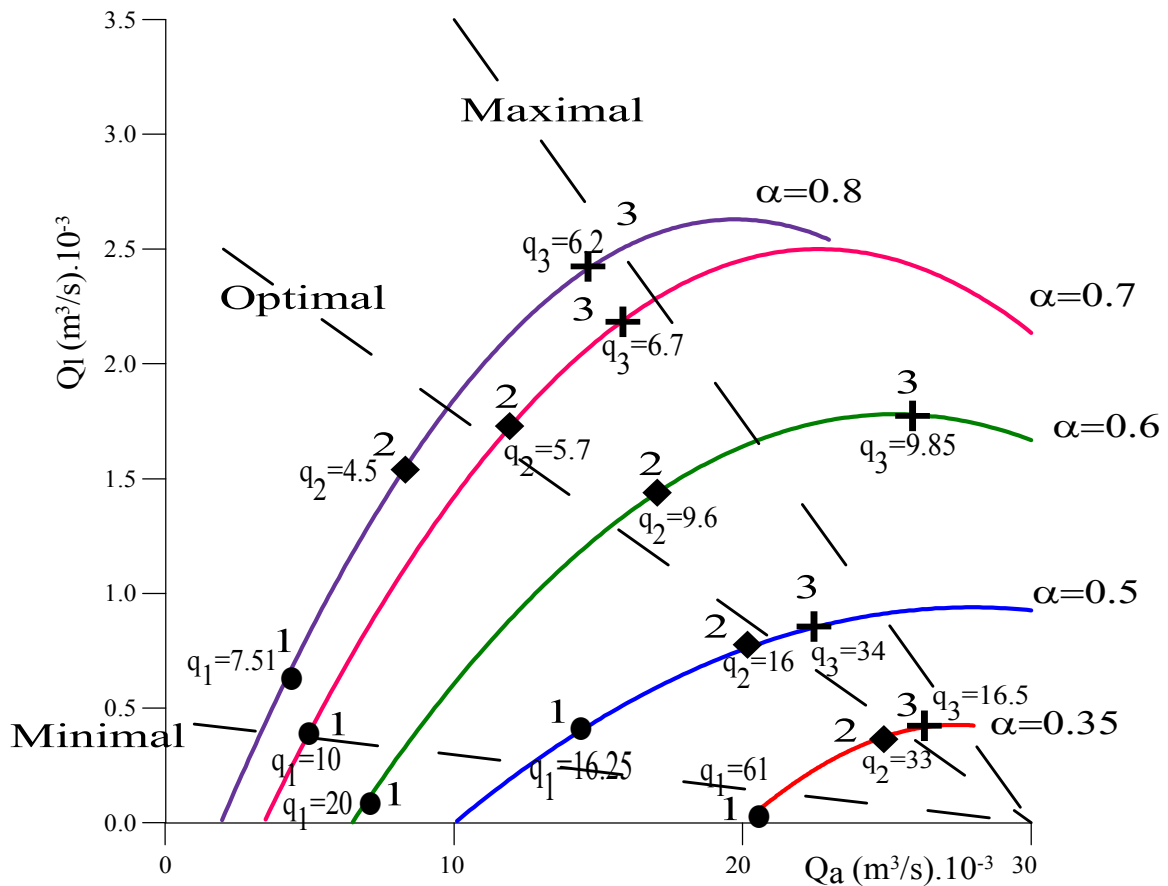


Figure (6.3): Positions de travail minimal, optimal et maximal du modèle air-lift de laboratoire de diamètre D=0.08 m

Tableau N° 6.1 : Calcul des pressions dans les sections de contrôle

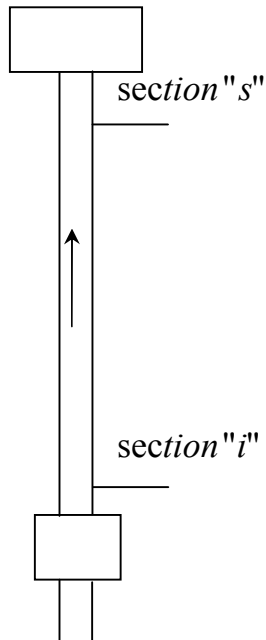


Figure (6.4) : Schéma des sections de contrôle

$\alpha$	0.35	0.5	0.6	0.7	0.8
$P_1 10^4 (N/m^2)$	12.30	13.16	13.95	14.72	15.38
$P_2 10^4 (N/m^2)$	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
$(P_1 - P_2) 10^4 (N/m^2)$	2.30	3.16	3.95	4.72	5.38
$L(m)$	6.56	6.56	6.56	6.56	6.56
$l_i(m)$	6.00	6.00	6.00	6.00	6.00
$l_s(m)$	0.56	0.56	0.56	0.56	0.56
$P_{zi}(m) 10^4 (N/m^2)$	12.10	12.84	13.55	14.25	14.80
$P_{zs}(m) 10^4 (N/m^2)$	10.19	10.26	10.34	10.40	10.46

Le travail de vérification des structures se conduit comme suit : Sur les caractéristiques expérimentales de l'air-lift  $Q_l = f(Q_a)$ , on prend trois points correspondant aux trois (03) régimes de travail :

1. le régime de travail minimal
2. le régime de travail optimal
3. le régime de travail maximal

Pour ces régimes de travail, on détermine six (06) vitesses du mouvement du mélange gaz-liquide :  $V_{m\text{inf}}^{\text{min}}$ , vitesse minimale inférieure,  $V_{m\text{inf}}^{\text{opt}}$ , vitesse optimale inférieure,  $V_{m\text{inf}}^{\text{max}}$  vitesse maximale inférieure,  $V_{msup}^{\text{min}}$ , vitesse minimale supérieure,  $V_{msup}^{\text{opt}}$ , vitesse optimale supérieure et  $V_{msup}^{\text{max}}$ , vitesse maximale supérieure.

En faisant le même calcul pour les différentes valeurs de  $\alpha$ , nous obtenons le tableau de vitesses suivant :

**Tableau N° 6.2 :** vitesses d'écoulement du mélange aux sections de contrôle

$\alpha$	0.35	0.50	0.60	0.70	0.80
$V_m^{\text{min}}(i)(m/s)$	2.85	1.63	0.92	0.73	0.64
$V_m^{\text{min}}(s)(m/s)$	4.02	2.29	1.23	1.01	0.86
$V_m^{\text{opt}}(i)(m/s)$	3.25	2.87	2.71	1.96	1.68
$V_m^{\text{opt}}(s)(m/s)$	4.57	3.99	3.70	2.63	2.23
$V_m^{\text{max}}(i)(m/s)$	3.40	3.20	3.05	2.62	2.52
$V_m^{\text{max}}(s)(m/s)$	4.77	4.45	4.17	3.52	3.36

Ensuite nous faisons l'évaluation des structures en utilisant le critère de similitude de Froude, qui est celui des processus quand les forces de pesanteur sont prédominantes. Le nombre de Froude est donné par :  $Fr_m = V_m^2/gD$ .

Pour les 6 valeurs des vitesses du mouvement du mélange et pour différents  $\alpha$ , nous avons :

Sur la base des recherches de plusieurs auteurs Metreveli, Geier, on caractérise les structures du mouvement de mélange par le nombre de Froude comme suit :

- $Fr < 80$ : la structure à poche-bouchon
- $90 < Fr < 120$  : la structure transitoire entre poche-bouchon et annulaire
- $120 < Fr < 200$  : la structure annulaire
- $Fr > 200$  : la structure à gouttes

**Tableau N° 6.3 :** Variation du nombre de Froude en fonction des immersions relatives

$\alpha$	0.35	0.50	0.60	0.70	0.80
$Fr_{\min}(i)$	10.41	3.4	1.08	0.68	0.5
$Fr_{\min}(s)$	20.7	7.32	1.93	1.3	0.94
$Fr_{\text{opt}}(i)$	13.5	10.5	9.4	4.9	3.6
$Fr_{\text{opt}}(s)$	26.7	20.4	17.55	8.87	6.37
$Fr_{\max}(i)$	14.8	13.10	11.9	8.8	8.14
$Fr_{\max}(s)$	29.17	25.38	22.29	15.9	14.5

Pour faire une comparaison avec les prédictions de notre expérience, on se base sur celles de l'expérience de Métreveli pour l'air-lift de même diamètre de la conduite  $D=0.08$  m et de longueur  $L= 17.5$  m. Nous avons choisi les mêmes intervalles de  $\alpha$  et de  $h$ , d'où on dresse le tableau suivant :

**Tableau N° 6.4 :** Récapitulatif des vitesses et des nombres de Froude en fonction des immersions relatives, cas d'expérience de Metreveli.

$\alpha$	0.35	0.50	0.60	0.70	0.80
$V_m^{\min}(i)$ (m/s)	4.42	2.54	1.42	1.11	0.9
$V_m^{\min}(s)$ (m/s)	14.2	6.34	2.93	1.96	1.5
$V_m^{\text{opt}}(i)$ (m/s)	5.08	4.4	4.07	2.86	2.42
$V_m^{\text{opt}}(s)$ (m/s)	15.88	14.8	8.25	5.00	3.81
$V_m^{\max}(i)$ (m/s)	5.33	4.94	4.58	3.83	3.6
$V_m^{\max}(s)$ (m/s)	16.59	12.0	9.21	6.72	6.00
$Fr^{\min}(i)$	25.04	8.27	2.59	1.6	1.04
$Fr^{\min}(s)$	25.7	51.00	11.00	4.9	2.8
$Fr^{\text{opt}}(i)$	33.08	24.8	21.2	10.5	7.5
$Fr^{\text{opt}}(s)$	32.3	14.8	87.25	32.05	18.6
$Fr^{\max}(i)$	36.4	31.2	26.9	18.8	16.6
$Fr^{\max}(s)$	352	184	108	57.8	46.15

Les structures correspondantes à ces paramètres sont représentées sur la figure (6.2).



### 6.3-Analyse des résultats de Metreveli

Comme on peut voir sur le Tableau N° (6.4), la tendance générale pour tous les cas :

- Une augmentation de la vitesse du mouvement le long de la conduite verticale pour tous les régimes minimaux de travail ou pour toutes les valeurs de  $\alpha$ , la structure bouchon reste la même pour les deux positions de la conduite, inférieure et supérieure à l'exception de  $\alpha=0.35$ ,  $\alpha=0.5$  et  $\alpha=0.6$ .
- La structure annulaire est apparue à la section supérieure pour  $\alpha=0.6$  en régime optimal. En régime maximal et à la section supérieure, la structure annulaire est apparue pour les trois immersions relatives  $\alpha=0.35$ ,  $\alpha=0.5$  et  $\alpha=0.6$ .
- Il faut remarquer que pour les régimes optimaux et pour tous les  $\alpha$ , sur les positions inférieures, on observe que la structure poche-bouchon. Donc pour conserver cette structure, on recommande d'augmenter la section de la conduite à la partie supérieure.
- Pour les régimes maximums de travail, la structure du mouvement est presque semblable à celle des régimes optimaux avec quelques augmentations de la vitesse  $V_m$  et de  $F_{r m}$ .

### 6.4-Analyse et validation de nos résultats

#### 6.4.1 Selon le critère de Froude

Nous utilisons le même critère d'évaluation que Metreveli qui a travaillé sur une conduite de même diamètre  $D=0.08$  m. Sur la base des résultats de ce dernier, on va essayer comparer les prédictions des configurations de nos résultats. Pour cela, on effectue les calculs sur chacune des caractéristiques représentées sur la figure (6.3) ou sont donnés les points figuratifs correspondants au trois régimes de travail de la pompe (1,2,3), minimal en 1, optimal en 2 et maximal en 3 avec différents débits spécifiques  $q$  ( $m^3/m^3$ ). Sur une même caractéristique, on passe d'un régime à un autre en augmentant le débit d'air comprimé.

##### 6.4.1.1- L'immersion relative $\alpha=0.35$ ( $h= 2.3$ m et $H=4.26$ m)

On a à la position inférieure (i),  $V_m = 2.85$  m/s,  $Fr = 10.4$  et  $q = 61(m^3/m^3)$ . La structure prédite est poche-bouchon.

Pour le même régime de travail mais à la position supérieure (s), avec :

$$V_m^{\min} = 4.02 \text{ m/s} ; F_r^{\min} = 20.7 , q_s^{\min} = 7.6(m^3/m^3) .$$

On constate que les paramètres augmentent mais la structure du mouvement reste constante.

En augmentant le débit d'air comprimé de  $Q_a = 18$  l/s à  $Q_{aopt} = 22$  l/s, le régime de travail change et passe à l'optimum (point 2) avec les paramètres suivants :

- Pour la position i :  $V_m^{opt} = 3.25$  m/s ;  $F_r^{opt} = 13.5$  ,  $q_i^{opt} = 33 (m^3/m^3)$
- Pour la position s :  $V_m^{opt} = 4.57$  m/s ;  $F_r^{opt} = 26.7$  ,  $q_s^{opt} = 33 (m^3/m^3)$

On remarque que la structure de prédiction du mouvement reste constante et elle est poche-bouchon pour toutes les deux positions.

En augmentant le débit d'air comprimé de  $Q_a = 22$  l/s à  $Q_{amax} = 24$  l/s, nous obtenons le régime maximum de travail (point 3) avec les paramètres suivants :

- Pour la position i :  $V_m^{max} = 3.4$  m/s ;  $F_r^{max} = 14.8$  ,  $q_i^{max} = 34$  (m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup>)
- Pour la position s :  $V_m^{max} = 4.77$  m/s ;  $F_r^{max} = 29.17$  ,  $q_s^{max} = 34$  (m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup>)

On constate sur toute cette caractéristique, la pompe travaille sous la même prédiction de configuration qui est poche-bouchon.

#### 6.4.1.2- L'immersion relative $\alpha=0.5$ (h= 3.43m et H =3.43 m)

Sur les figures (6.2) sont représentés les structures du mouvement prédites pour les deux positions considérées (i et s), on observe pour :

- Pour la position i :  $V_m^{min} = 1.63$  m/s ;  $F_r^{min} = 3.4$  ,  $q_i^{min} = 20$ (m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup>)
- Pour la position s :  $V_m^{min} = 2.29$  m/s ;  $F_r^{min} = 7.32$  ,  $q_s^{min} = 20$ (m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup>)

Pour les deux positions, la structure du mouvement prédite est une structure poche-bouchon qui reste constante le long de la colonne malgré l'augmentation de ces paramètres.

En augmentant le débit d'air comprimé de  $Q_a = 11$  l/s à  $Q_{aopt} = 18$  l/s, le régime du travail devient optimal (2) avec les paramètres suivants :

- Pour la position i :  $V_m^{opt} = 2.87$  m/s ;  $F_r^{opt} = 10.5$  ,  $q_i^{opt} = 16$ (m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup>)
- Pour la position s :  $V_m^{opt} = 3.99$  m/s ;  $F_r^{opt} = 20.4$  ,  $q_s^{opt} = 16$  (m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup>)

On constate que la structure la structure poche-bouchon reste constante pour les deux positions.

En augmentant le débit d'air comprimé de  $Q_a = 18$  l/s à l'optimal  $Q_{amax} = 22$  l/s, point (3) avec les paramètres suivants :

- Pour la position i :  $V_m^{max} = 3.2$  m/s ;  $F_r^{max} = 13.1$  ,  $q_i^{max} = 16.5$ (m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup>)
- Pour la position s :  $V_m^{max} = 4.45$  m/s ;  $F_r^{max} = 25.4$  ,  $q_s^{max} = 16.5$ (m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup>)

On remarque que pour ce  $\alpha$ , la structure prédite ne change pas et sur toute la caractéristique du travail (poche-bouchon) pour tous les régimes de travail.

#### 6.4.1.3- L'immersion relative $\alpha=0.6$ (h= 3.94 m et H=2.63 m)

Au point(1) sur la caractéristique correspondante, on a :

- Pour la position i, on relève :  $V_m^{min} = 0.92$  m/s ;  $F_r^{min} = 1.08$  ,  $q_i^{min} = 16.25$ (m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup>)
- Pour la position s, on relève:  $V_m^{min} = 1.23$  m/s ;  $F_r^{min} = 1.93$  ,  $q_s^{min} = 16.25$  (m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup>)

Pour les deux positions, on peut prédire toujours la structure du mouvement poche-bouchon.

En augmentant le débit d'air comprimé de  $Q_{amin} = 6$  l/s à  $Q_{aopt} = 15$  l/s c'est à dire passage de régime du travail minimum au régime de travail optimum (point 2) avec les paramètres suivants :

- Pour la position i :  $V_m^{opt} = 2.71$  m/s ;  $F_r^{opt} = 9.4$  ,  $q_i^{opt} = 5.6(m^3/m^3)$
- Pour la position s :  $V_m^{opt} = 3.7$  m/s ;  $F_r^{opt} = 17.55$  ,  $q_s^{opt} = 5.6(m^3/m^3)$

Malgré l'augmentation de ces paramètres à la partie supérieure de la conduite, la structure reste constante, c'est à dire poche-bouchon.

Au point (3),  $Q_{amax} = 19$  l/s, c'est-à-dire passage au régime du travail maximal (point 3) avec les paramètres suivants :

- Pour la position i :  $V_m^{opt} = 2.62$  m/s ;  $F_r^{opt} = 8.8$  ,  $q_i^{opt} = 9.85(m^3/m^3)$
- Pour la position s :  $V_m^{opt} = 3.52$  m/s ;  $F_r^{opt} = 15.9$  ,  $q_s^{opt} = 9.85(m^3/m^3)$

On constate une autre fois encore que la structure du mouvement prédite reste constante et est toujours à poche-bouchon successifs.

#### **6.4.1.4- L'immersion relative $\alpha=0.7$ ( h= 4.59 m et H=1.97 m )**

Au point (1) sur la caractéristique :

- Pour la position i :  $V_m^{min} = 0.73$  m/s ;  $F_r^{min} = 0.68$  ,  $q_i^{min} = 10(m^3/m^3)$
- Pour la position s :  $V_m^{min} = 1.01$  m/s ;  $F_r^{min} = 1.3$  ,  $q_s^{min} = 10(m^3/m^3)$

D'après le critère de Froude, la structure du mouvement prédite au départ est poche-bouchon.

En augmentant le débit d'air comprimé de  $Q_{amin} = 4$  l/s à  $Q_{aopt} = 10$  l/s, on passe du régime de travail minimal au régime de travail optimal (point 2), avec les paramètres suivants :

- Pour la position i :  $V_m^{opt} = 1.96$  m/s ;  $F_r^{opt} = 4.9$  ,  $q_i^{opt} = 5.7(m^3/m^3)$
- Pour la position s :  $V_m^{opt} = 2.63$  m/s ;  $F_r^{opt} = 8.87$  ,  $q_s^{opt} = 5.7(m^3/m^3)$

La structure reste toujours poche-bouchon.

Pour  $Q_{amax} = 15$  l/s , au point (3) , on a les paramètres suivants :

- Pour la position i :  $V_m^{max} = 2.62$  m/s ;  $F_r^{max} = 8.8$  ,  $q_i^{max} = 6.7(m^3/m^3)$
- Pour la position s :  $V_m^{max} = 3.52$  m/s ;  $F_r^{max} = 15.9$  ,  $q_s^{max} = 6.7(m^3/m^3)$

La structure du mouvement prédite est poche-bouchon et reste constante.

#### **6.4.1.5- L'immersion relative $\alpha=0.8$ ( h= 5.22 m et H=1.34 m )**

On note que :

- Pour la position i :  $V_m^{\min} = 0.64 \text{ m/s}$  ;  $F_r^{\min} = 0.5$  ,  $q_i^{\min} = 7.5 (\text{m}^3/\text{m}^3)$
- Pour la position s :  $V_m^{\min} = 0.86 \text{ m/s}$  ;  $F_r^{\min} = 0.94$  ,  $q_s^{\min} = 7.5 (\text{m}^3/\text{m}^3)$

Ces données satisfont la condition qui permet d'avoir une structure du mouvement poche-bouchon.

En augmentant le débit d'air comprimé de  $Q_a = 3 \text{ l/s}$  à  $Q_a = 10 \text{ l/s}$  (point 2) avec les paramètres suivants :

- Pour la position i :  $V_m^{\text{opt}} = 1.68 \text{ m/s}$  ;  $F_r^{\text{opt}} = 3.6$  ,  $q_i^{\text{opt}} = 4.5 (\text{m}^3/\text{m}^3)$
- Pour la position s :  $V_m^{\text{max}} = 2.23 \text{ m/s}$  ;  $F_r^{\text{opt}} = 6.37$  ,  $q_s^{\min} = 4.5 (\text{m}^3/\text{m}^3)$

On obtient toujours une structure du mouvement prédite poche-bouchon.

Au point(3),  $Q_{a\text{max}} = 16 \text{ l/s}$ , avec les paramètres suivants :

- Pour la position i :  $V_m^{\text{max}} = 2.52 \text{ m/s}$  ;  $F_r^{\text{max}} = 8.14$  ,  $q_s^{\text{max}} = 6.2 (\text{m}^3/\text{m}^3)$
- Pour la position s :  $V_m^{\text{max}} = 3.36 \text{ m/s}$  ;  $F_r^{\text{max}} = 14.5$  ,  $q_s^{\text{max}} = 6.2 (\text{m}^3/\text{m}^3)$

Pour ce dernier régime de travail, la configuration prédite est poche-bouchon pour les deux positions extrêmes i et s.

#### 6.4.2- Selon les cartes d'écoulement de Hewitt et de Macquillan :

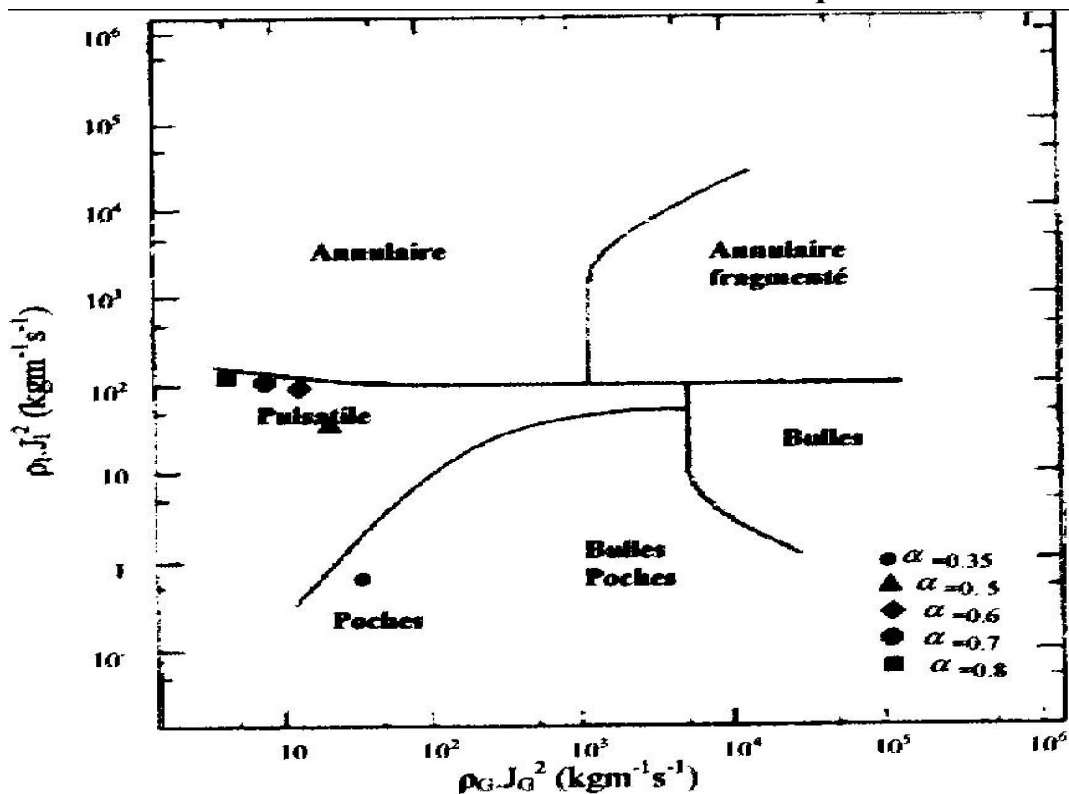
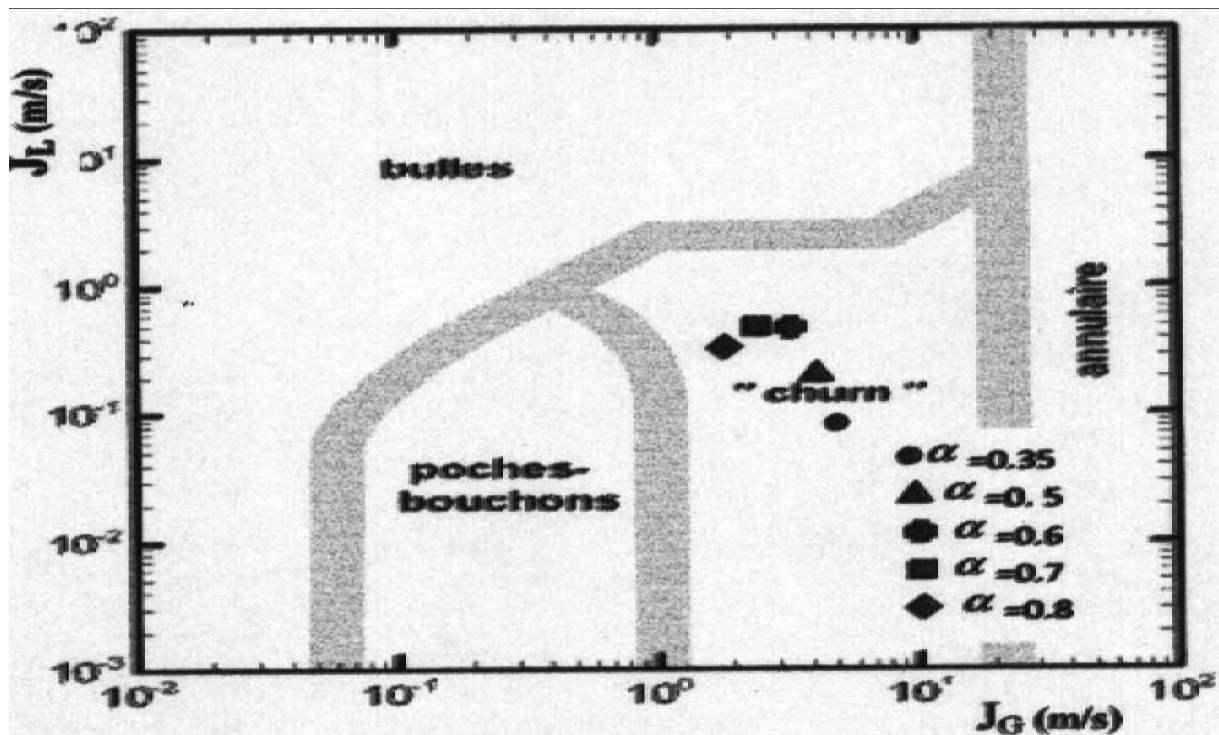


Figure (6.5) : Positions des points de mesure optimaux sur la carte de Hewitt et Robert (1969) pour un écoulement gaz-liquide co-courant ascendant dans une conduite verticale.



**Figure (6.6) :** Positions des points de mesure optimaux sur la carte adaptée par Macquillan et whalley (1986) établie pour le mélange eau-air en écoulement dans une conduite verticale ascendante .

### 6.5- Conclusion :

Nous avons confronté nos résultats à ceux de Metreveli effectué sur une conduite de même diamètre,  $D=0.08\text{m}$ , mais une longueur,  $L= 17.5 \text{ m}$  qui dans notre cas est de  $L= 6.56 \text{ m}$ . La tendance des valeurs est globalement la même. Un accroissement vers la section de sortie est remarquable dans notre cas au vue de la longueur qu'on peut assimiler à une accélération importante de la phase air car le temps de résidence est tres court. C'est une situation d'écoulement, avec un glissement des phases important et des pertes sur les débits d'eau aussi. D'après le critère de similitude de Froude des changements de configuration vers l'extrémité supérieure ont été enregistrées.

A considérer uniquement le régime optimal pour les différentes immersions, il existe une nette différence de caractérisation des configurations entre celle données par le critère de Froude et celles obtenues sur les cartes de Hewitt et Macquillan. Vu les observations des structures relevées lors de notre expérience de l'écoulement, elles s'approchent beaucoup plus de celles prédites par les cartes c'est-à-dire entre un régime pulsatile et plutôt de cisaillement important (churn). Ceci est du probablement au manque de précision dans l'évaluation de la structure par l'observateur dans le cas du nombre de Froude et qu'elle est meilleurs dans le cas des cartes. D'après les auteurs, ce genre d'erreur liée principalement à l'objectivité de l'opérateur qui est fréquente dans ce domaine diphasique en générale. Toute fois, pour l'importance que revêt, la caractérisation des configurations dans toute modélisation d'écoulement diphasique, il est recommandé de faire usage des instruments de mesure appropriés et précis. A défaut, le cumul

de ce genre d'erreur perturbe les valeurs exactes des paramètres et conduisent à des valeurs qui faussent l'évaluation des performances du système. D'où la multiplication des protocoles expérimentaux enregistrée dans ce domaine dont les résultats sont parfois même contradictoires.

Aussi, pour la représentation graphique des cartes d'écoulement, le choix des paramètres séparés des deux phases permet de bien situer la configuration d'écoulement que le nombre de Froude global.

Toutefois, il est à signaler que grâce à l'hypothèse sur la distribution de pression au sein du mélange qui a levé l'indétermination analytique et l'évaluation du travail de la pompe. Sinon, toute approche serait vaine. La plupart des auteurs cités admettent une distribution hydrostatique linéaire. Sa connaissance exacte ne ferait qu'augmenter la précision des calculs et de la même la question de la caractérisation de la structure du mélange en limitant les écarts qualitatifs sur les prédictions des configurations selon les critères.

Ainsi, pour une configuration établie, on peut lui attribuer un coefficient de glissement selon son champ de vitesse développé qui dans le cas d'un modèle homogène  $K_m=1$ .

Ainsi, pour une éventuelle étude d'une configuration donnée, depuis son apparition, sa stabilisation, sa disparition et selon de par le champ de vitesse développé nous permet d'attribuer à cette dernière un coefficient de glissement donné. Dans le cas d'hypothèse d'un modèle homogène  $K_m$  est égale à 1. A l'aide d'une répartition du débit spécifique selon la longueur de la conduite de l'air-lift ou comme la corrélation de Kozéréatzki mais valable pour un taux de vide unique, on peut intégrer l'équation de Bernoulli modifiée pour détermination beaucoup plus précise de la répartition de pression. Notons, qu'un feedback serait nécessaire sur tous les calculs jusqu'à la stabilisation des résultats.

## **Chapitre 7**

### **Conception des corrélations**

## Chapitre 7

### Conception des corrélations

#### 7.1-Ajustement des courbes de données

Après avoir démontré le lien fonctionnel mécanique entre les différents paramètres, on procède dans cette dernière partie à la recherche de corrélations entre ces derniers. Ces dernières détermineront le fonctionnement optimal d'un système air-lift quelconque. Ainsi, Il sera possible de faire le calcul du système et d'optimiser ses dimensions, particulièrement le diamètre de la conduite. Ces dépendances seront obtenues pour un air lift qui satisfait la condition d'établissement de l'écoulement. En effet, la longueur amont depuis l'origine à partir de laquelle l'écoulement stationnaire et turbulent est établi dans une conduite est donnée par la formule approximative (Carlier 1980,p.140) :

$$L \approx 1.5 DR_e^{1/4} \quad (7.1)$$

Où, L est la longueur du mélange et D le diamètre de la conduite.

Pour un nombre de Reynolds  $Re \approx 10^5$  ou le régime turbulent est pleinement développé, la condition de longueur de mélange turbulente s'écrit :

$$L/D \approx 26.67 \quad (7.2)$$

Toutes les données ci-après (tableau N°7.1), vérifient cette condition, ainsi que notre modèle expérimental de laboratoire ou :

$$L/D \approx 80 \quad (7.3)$$

Considérons les données expérimentales (tableau N° 7.1) des air-lifts courts et cherchons les dépendances suivantes :

$$q_{opt} = f(h, \alpha, D) \quad (7.4)$$

$$Q_{l\ opt} = g(h, \alpha, D) \quad (7.5)$$

Le débit spécifique q est un paramètre technico-économique du travail d'air-lift car il détermine les quantités énergétiques sur le mouvement du liquide.

Dans chaque air-lift, ce paramètre est variable en fonction du régime de fonctionnement. On prend le débit spécifique pour le régime optimal de l'air comprimé aux conditions normales ( $T_0 = 20^\circ\text{C}$ ,  $P_{at} = 10^5 \text{ Pa}$ ). Lors de la détente de l'air comprimé et pour un débit d'air  $Q_a$  ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) à la pression atmosphérique, il produit un refoulement d'un débit liquide  $Q_l$  ( $\text{m}^3/\text{s}$ ). Pour déterminer la dépendance (7.2) du paramètre caractéristique  $q_{opt}$ , on considère une unité de quantité d'énergie par unité de  $\text{m}^3$  de liquide entraîné sur un déplacement de 1 m de longueur de conduite



. Par hypothèse et pour simplifier les calculs, on suppose que cette quantité d'énergie unitaire et le débit  $Q_l$  ( $m^3/s$ ) restent constants sur toute la longueur la conduite du mélangeur au séparateur. De cette manière, nous négligeons, toutes les pertes d'énergie et nous mettons dans les conditions optimales de travail de l'air-lift :

$$E_s = E/L = \alpha E/h \quad (7.6)$$

Dans l'hypothèse d'une expansion isotherme de l'air comprimé, le taux d'énergie optimal d'entrée nécessaire au refoulement est calculé comme suit :

$$E = q_{opt} Pat \ln \left( \frac{\rho_l g h + Pat}{Pat} \right) \quad (7.7)$$

Comme le montre le Tableau N°7.1, pour un échantillon de 20 air-lifts , l'erreur moyenne sur l'estimation du débit liquide  $Q_{lopt}$  par l'approche théorique précédemment exposée ne dépasse pas 25 %. A l'exception de deux valeurs d'erreur 67.1% et 118.61% qui proviennent probablement des mesures erronées, le reste des valeurs est acceptable. D'après les différents auteurs dans ce domaine (clarck (1986)), on ne peut pas s'attendre à une précision des prédictions théoriques inférieure à 50% eu égard au manque de connaissances précises sur les écoulements diphasiques air-eau en général et optimales encore moins. Par ailleurs, la base théorique actuelle existante est dénuée d'aspect d'application directe. Sinon que par le biais de corrélations obtenues dans des conditions d'écoulement diphasique très restreintes et ne se prêtent pas à la généralisation. Les analyses précédentes mettent clairement en évidence l'influence des paramètres  $h$  ,  $D$  et  $\alpha$  . C'est pourquoi, pour palier à cette insuffisance théorique d'application à partir des données sur des différents air-lifts (Tableau N°7.1), on se propose dans ce chapitre de construire des corrélations nécessaires au calcul et au dimensionnement optimal de la pompe air-lift.

Suite à plusieurs tentatives d'essai de calage des données par son meilleur ajustement aux valeurs, on a retenu le groupement de cordonnées suivant :

$$\ln \left( E_s \frac{(\ln h)^{0.4}}{D^{0.2}} \right) = f(\alpha) \quad (7.8)$$

La construction du champ de corrélation est présentée sur la figure 7.1.

D'après la disposition des points, on a fait une approche par deux formes fonctions, linéaire et quadratique dont les équations sont :

$$\text{- forme linéaire : } \ln \left( E_s \frac{(\ln h)^{0.4}}{D^{0.2}} \right) = 1.717 - 0.129 \alpha \quad (7.9)$$

$$\text{- forme quadratique : } \ln \left( E_s \frac{(\ln h)^{0.4}}{D^{0.2}} \right) = -23.12 + 4.69\alpha - 0.23\alpha^2 \quad (7.10)$$

**Tableau N° 7.1 :** Comparaison des données réelles optimales des systèmes air-lift courts et de la prédiction théorique du débit liquide  $Q_l$ .

D (m)	h (m)	$\alpha$	$q_r$ (m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> )	$q_c$ (m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> )	$E_{r,q}$	$Q_{lr}$ (m <sup>3</sup> /h)	$Q_{lc}$ (m <sup>3</sup> /h)	$E_{r,Q_l}$ (%)
0.1	7.67	0.415	5.88	7.31	0.2	23.04	24.04	4.16
0.1	6.67	0.36	9.0	9.64	0.07	20.16	20.19	0.13
0.15	6.5	0.57	2.32	3.48	0.33	65.16	97.88	33.43
0.15	5.0	0.4	6.24	7.17	0.13	39.96	64.85	38.38
0.15	3.7	0.33	10.7	10.39	0.03	30.25	51.3	41.03
0.15	3.85	0.4	7.2	6.85	0.05	40.32	65.56	38.5
0.15	7.0	0.35	8.1	10.38	0.22	42.72	53.39	20
0.15	4.59	0.235	19	22.73	0.16	26.64	31.71	16
0.15	6.77	0.33	8.0	11.71	0.32	39.96	49.47	19.23
0.15	6.58	0.337	8.1	11.1	0.27	42.72	51.01	16.25
0.15	5.7	0.292	11.8	14.72	0.2	31.68	42.4	25.3
0.15	7.75	0.397	6.06	8.08	0.25	57.24	62.53	8.46
0.15	8.0	0.4	4.7	8.02	0.41	46.08	63	26.84
0.15	6.0	0.192	4.05	4.73	0.14	42.48	19.43	118.61
0.15	4.6	0.23	19	23.84	0.2	26.48	30.75	13.9
0.25	4.32	0.138	47.5	72.53	0.35	58.32	51.9	12.38
0.25	6.2	0.3	12.1	14.14	0.14	90	156.83	42.6
0.25	6.2	0.376	7.25	8.6	0.16	140.4	212.3	33.87
0.25	6.2	0.6	2.25	3.08	0.27	122.4	372.1	67.1
0.25	8.0	0.5	3.44	4.91	0.3	150.72	298.49	49.5

Où :  $q_r$  : débit spécifique optimal ,  $q_c$  : débit spécifique calculé ,  $Q_{lr}$  : débit liquide optimal,  $Q_{lc}$  : débit liquide calculé avec un coefficient de frottement  $\psi=0.078$ ,  $E_{r,q}$  : erreur relative sur le débit spécifique et  $E_{r,Q_l}$  : erreur relative sur le débit liquide.

Pour les deux cas et des relations (7.6) et (7.7), on tire :

$$q_{opt} = \frac{h D^{0.2}}{(\ln h)^{0.4}} \frac{\exp(1.717 - 0.129 \alpha)}{\left( Pat \alpha \ln \left( \frac{\rho_l g h + Pat}{Pat} \right) \right)} \quad (7.11)$$

$$q_{opt} = \frac{(\ln h)^{0.4}}{h D^{0.2}} \frac{\exp(-23.12 + 4.69 \alpha - 0.23 \alpha^2)}{\left( Pat \alpha \ln \left( \frac{\rho_l g h + Pat}{Pat} \right) \right)} \quad (7.12)$$

**Remarque :** l'usage de ces corrélations requiert la prise en compte des unités d'expression des différents termes.

En comparant (7.11) et (7.12) avec les données, on peut conclure que l'expression (7.12) est plus juste, vu l'erreur maximale qui est de l'ordre de 20%. On la recommande donc comme formule de base.

La détermination du débit liquide  $Q_{l\text{opt}}$  est un problème principal de calcul. Pour un écoulement air-eau homogène de masse volumique  $\rho_m$  donnée par l'expression (7.14) et d'après les données du tableau N°7.1, on peut avoir la dépendance (7.5) en construisant une corrélation dont les résultats se calent bien dans le système de coordonnées suivant :

$$\frac{\rho_m}{\rho_l} \frac{4 Q_{l\text{opt}}}{\pi D^{1.6} h^{0.4}} = f(\alpha) \quad (7.13)$$

$$\rho_m = \rho_l \left( 1 + q \left( 1 + \frac{\rho_l g h}{2 Pat} \right) \right)^{-1} \quad (7.14)$$

Sur le graphe (7.2) est représentée la corrélation et le plus précis ajustement trouvé est le

suisant :

$$\frac{\rho_m}{\rho_l} \frac{Q_{l\text{opt}}}{D^{1.6} h^{0.4}} = 315.65 \alpha^{1.95} \quad (7.15)$$

On peut déduire la relation donnant le débit liquide optimal  $Q_{l\text{opt}}$  comme suit :

$$Q_{l\text{opt}} = 315.65 \frac{\rho_l}{\rho_m} D^{1.6} h^{0.4} \alpha^{1.95} \quad (7.16)$$

On substitue les équations (7.12), (7.14) dans (7.16) et après quelques transformations appropriées, on obtient l'expression du débit liquide optimal de l'air-lift en fonction de h, D et  $\alpha$ .

$$Q_{l\text{opt}} = 315.65 \left( \frac{h}{\ln(h)} \right)^{0.4} D^{1.6} \alpha^{0.95} \left( \alpha (\ln(h))^{0.4} + \frac{h \exp(-23.12 + 4.69 \alpha - 0.23 \alpha^2)}{D^{1.4} Pat \ln \left( 1 + \frac{\rho_l g h}{2 Pat} \right) \left( 1 + \frac{\rho_l g h}{Pat} \right)^{-1}} \right) \quad (7.17)$$

Ainsi, le débit  $Q_{l\text{opt}}$  sera exprimé en  $\text{m}^3/\text{h}$ .

Les équations (7.12) et (7.17) nous donnent un système d'équations à 2 inconnues en  $q_{\text{opt}}$  et D. Après des transformations, il vient :

$$q_{\text{opt}} = \frac{h}{(\ln(h))^{0.4}} \frac{\exp(-23.12 + 4.69 \alpha - 0.23 \alpha^2)}{Pat \alpha \ln \left( 1 + \frac{\rho_l g h}{Pat} \right)} D^{0.2} \quad (7.18)$$

$$\frac{Q_{l\text{opt}}}{h^{0.4} \cdot \alpha^{1.95}} = 315.65 D^{1.6} \left( 1 + q_{\text{opt}} \left( 1 + \frac{\rho_l g h}{2 Pat} \right) \right) \quad (7.19)$$

En tenant compte des considérations déjà discutées au chapitres précédents sur le meilleur choix des valeurs de l'immersion relative, on peut fixer sa valeur dans les limites optimales proposées. Pour une immersion géométrique  $h$  et un liquide de masse volumique  $\rho_l$  données, on calcule le débit liquide  $Q_{\text{lopt}}$  du système. Par le calcul du  $q_{\text{opt}}$ , on détermine celui du débit d'air optimal, soit :  $Q_{\text{aopt}} = q_{\text{opt}} \cdot Q_{\text{lopt}}$

Ainsi, la longueur du système peut être calculée par :  $L = h/\alpha$ .

Un point important à signaler est celui du degré de validité des corrélations qui reste selon les valeurs données par le tableau (7.1) pour les immersions relatives comprises entre 0.138 et 0.6. Ce sont des limites acceptables au vu des limites des propositions précédemment données.

Enfin des équations (7.18) et (7.19), pour un air-lift donné, on peut déterminer le débit spécifique optimal  $q_{\text{opt}}$  et le diamètre optimal de la conduite de l'air-lift  $D$ .

## 7.2- Confrontation de nos résultats expérimentaux aux données

Afin de comparer nos résultats obtenus par notre expérience (tableau N°7.2), pour les mêmes groupements de paramètres choisis, on a trace sur un même graphique les données du tableau N°7.1 et les points correspondants à notre expérience :

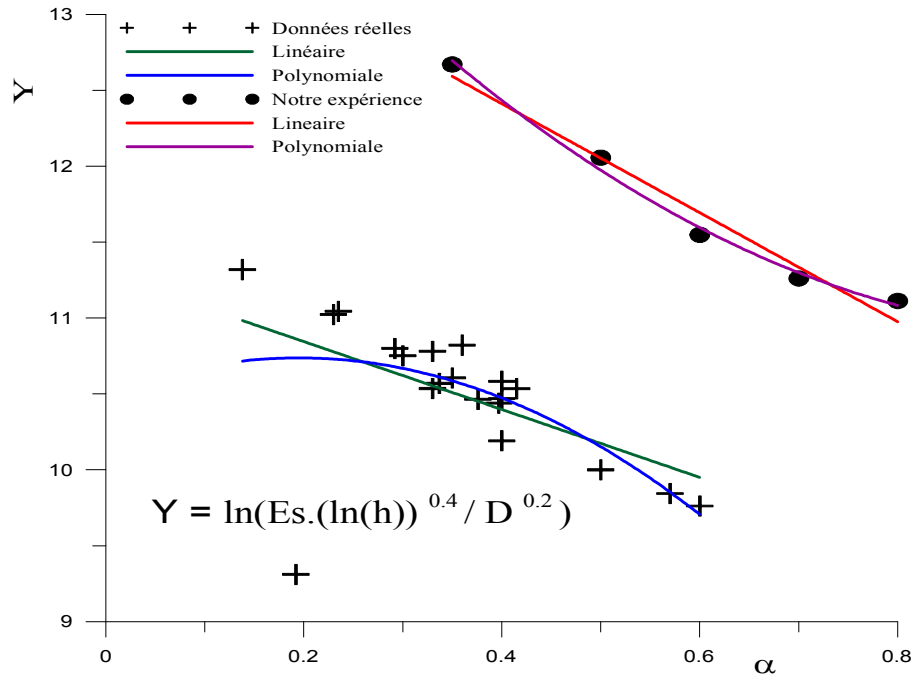
**Tableau N° 7.2 : Construction des corrélations d'après nos données expérimentales**

$\alpha$	0.35	0.5	0.6	0.7	0.8
$h(\text{m})$	2.3	3.16	3.95	4.72	5.38
$D(\text{m})$	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08
$Q_l(\text{m}^3 / \text{s}) \cdot 10^{-3}$	0.36	0.87	1.6	1.72	1.88
$E_s$	47468085.00	306882.37	217328.98	185651.31	176645.84
$q$	66.66	22.98	11.06	6.97	5.21
$\frac{4 Q_{\text{lopt}}}{\pi D^{1.6} h^{0.4}}$	0.019	0.04	0.067	0.067	0.069
$\ln\left(E_s \frac{(\ln h)^{0.4}}{D^{0.2}}\right)$	13.5	13.2	12.92	12.81	12.79

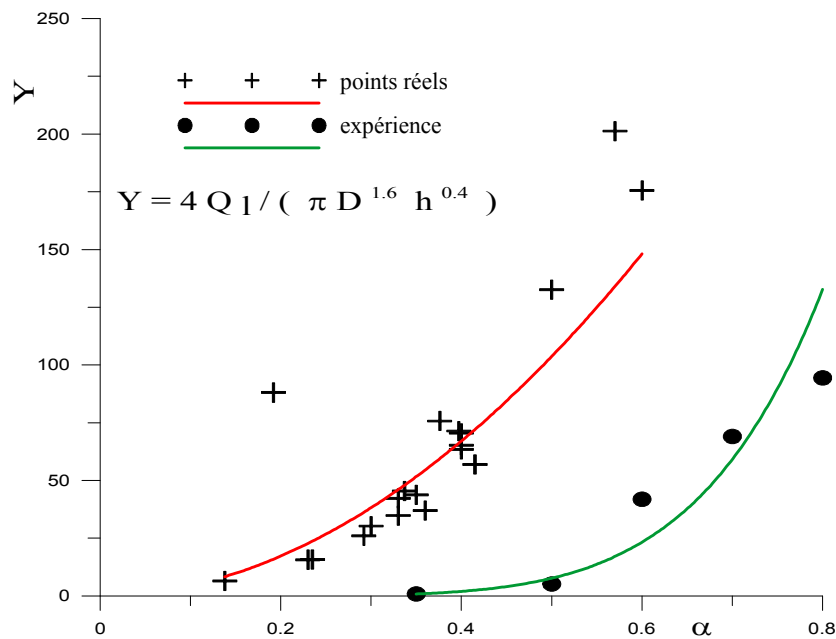
- De la figure (7.1), on remarque que nos résultats suivent la même tendance et que tous nos points de mesure sont translatés verticalement vers le haut par rapport aux données de la même quantité globalement. Ce qui laisse penser à une surestimation des débits d'air. Cela est probablement dû à nos moyens de mesure peu précis.

- De même, sur la figure (7.2), la tendance est pratiquement la même mais la translation verticale vers le bas indique une perte de vitesse dans la configuration. Cela se prête à dire qu'il s'est produit un glissement excessif et la configuration n'était pas celle qu'on aurait souhaité avoir c'est-à-dire une configuration tendant vers la chaotique globalement.

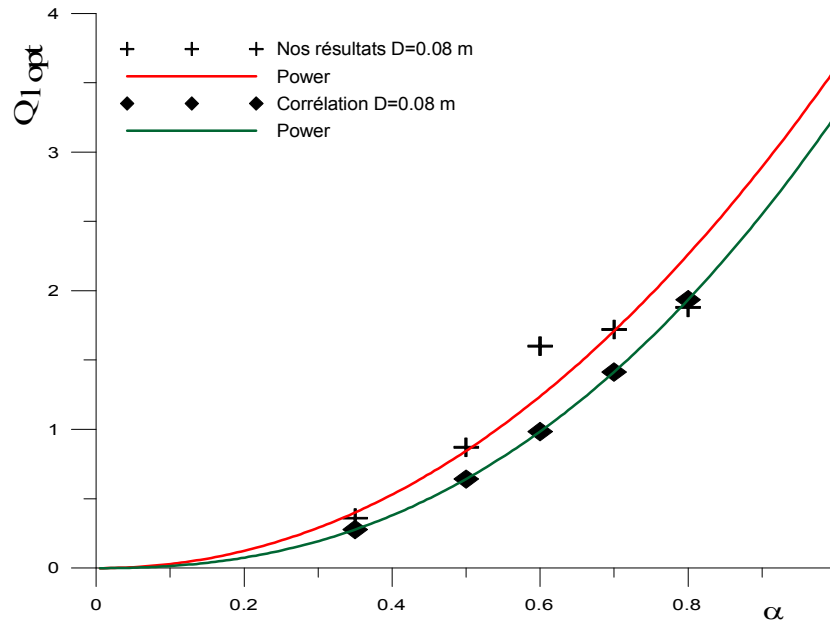
- Sur la figure (7.3) est représenté une confrontation entre les résultats de calcul et ceux obtenus par notre expérience. De même, ce graphe montre une tendance similaire des valeurs de prédictions semi-théoriques et expérimentales. Le décalage constant des courbes peut être attribué une autre fois de plus à l'effet prépondérant et constant du mélangeur.



**Figure (7.1) :** Tendance des données réelles sur différents air-lifts et nos résultats expérimentaux dans le système de coordonnées choisi



**Figure (7.2) :** Ajustement des données réelles optimales de différents air-lifts et nos résultats expérimentaux dans le système de coordonnées choisies



**Figure (7.3) :** Prédiction du débit liquide optimal  $Q_{1opt}$  par corrélation en fonction de l'immersion relative avec un taux de déviation moyen de 30%.

### 7.3- Conclusion

Les tendances des résultats obtenus au stade de fonctionnement optimale de notre modèle air-lift de laboratoire sont pratiquement les mêmes que celles obtenues sur d'autres systèmes air-lift. Aux détails de différence près qui concerne, la précision des moyens de mesures, la méthode de calcul de moyenne utilisée et le perfectionnement du mélangeur de notre installation afin d'avoir le débit d'injection voulu. Notre investigation expérimentale reste valide au qualitatif du terme puisqu'elle reproduit les mêmes effets pour le choix des paramètres représentatifs.

## **Conclusion générale**

## Conclusion générale

A travers ce modeste travail :

Une modélisation théorique de la pompe air-lift par une approche énergétique globale sous un modèle diphasique homogène a permis d'explicitier les caractéristiques analytiques du fonctionnement et de reproduire globalement les différents détails rapportés par les différents chercheurs dans le domaine .

Celle-ci n'est possible que dans les limites de validité des hypothèses globalement admises qui concernent, la loi de Darcy d'expression des frottements visqueux, l'assimilation de l'air à un gaz parfait , valeur moyenne de tous les paramètres d'influence , du modèle d'interaction air-eau représenté par le modèle homogène .

Tout d'abord, on a traduit par les équations le fonctionnement de la pompe. Puis par la détermination des expressions des propriétés du mélange (masse volumique et viscosité) et d'écoulement (vitesse, frottement) en modèle homogène, on a écrit les équations de bilan d'énergie sur toute la longueur de la pompe. En admettant une variation hydrostatique des pressions du mélange et une détente isotherme de l'air comprimé, on a caractérisé l'écoulement diphasique, tout comme il se fait pour un fluide unique en écoulement stationnaire, unidimensionnel dans une conduite cylindrique en charge. Celle-ci se distingue par les expressions explicites qui se prêtent à l'analyse : du débit liquide, d'un coefficient de débit, d'une forme de résistance hydraulique de la conduite, du rendement, débit spécifique théorique correspondant au rendement égale à l'unité.

Il est à remarquer que cette formulation prend en charge toutes les configurations pouvant se développées et ne distingue pas entre les liquides. De ce fait, elle est donc générale.

Néanmoins, pour permettre la représentation graphique, un certain nombre de données est requis et qui concerne : le coefficient de frottement du mélange, une vitesse de glissement des bulles dans les colonnes de mélange air-eau, d'une fonction de variation du débit spécifique.

Pour les besoins de calculs, on a emprunté à Wallis(1969), Kozéreatzki (1976), à Geier (1980) leurs valeurs et expressions.

Au vue de l'allure des premiers essais de courbes analytiques tracées à cet effet, celles-ci sont conformes aux résultats donnés par d'autres équations caractéristiques du fonctionnement de la pompe. Ces dernières sont obtenues par d'autres voies d'approches, par la résolution de l'équation de quantité de mouvement (Giot), (Stenning) ou déduite par l'écriture du gradient de pression, (Reinemann) , (Clarck).

Dans les formulations de ces derniers, la prise en compte de la variation du taux de vide le long de la conduite est introduite par le biais d'une expression de la vitesse phasique de l'air en modèle de dérive dans le cas d'une configuration poche-bouchon. De plus, les auteurs



considèrent un glissement constant représenté par la vitesse terminale de la poche d'air. Cette dernière n'est valable que dans un milieu infini qui reste à vérifier en présence des parois. Nemet (1959) propose une fonction  $\varphi^*$  qui se déduit par l'analyse de l'écoulement potentiel autour de la poche et la constante 0.35 correspondant au nombre de Froude de la poche (Clarck) est variable en fonction du développement de l'état de cisaillement autour d'elle.

En effet, un essai de résolution numérique de l'écoulement de l'eau par différence finie en repère absolu et mobile a montré une possible prise en compte du champ de vitesse et la définition des valeurs moyennes (Bensid Laouini Messahli Pfe, ENP 2000) a été initié. Aussi un modèle numérique d'écoulement diphasique poche-bouchon en modèle cellulaire a été développé (Liné A., 1983), (Kettab A., 1990), (Liratnia, Messahli, Kettab, Pfe, 1988) par la résolution de l'équation de quantité de mouvement diphasique. Ces modèles mettent en évidence clairement la sensibilité et le lien entre le taux de gaz (air) et développement du taux de vide mais nécessitent des données réelles pour leur calage. Notons que ces modèles ne sont valables que pour la phase poche-bouchon de la pompe et n'inclue pas le reste des configurations. D'une manière générale dans les air-lifts et pour les grands diamètres, la configuration ne peut être contrôlée avec précision (Giot).

La différence essentielle qui existe entre un air-lift long et court réside dans le taux de vide ou d'air qui pour les courts, on peut admettre un taux constant au vue de la longueur totale courte admise jusqu'à 20 m pour Giot (1979), mais dépendant de l'immersion  $h$ , elle peut atteindre 40 m pour Kozéreatzki. Par la pression d'air développée au mélangeur dans ces cas, ceci implique une gamme de débit d'air nécessaire à l'établissement et la stabilité de la configuration poche-bouchon par rapport à la longueur de l'air-lift.

Dans notre cas, on a pris un taux de vide global constant par le biais de l'immersion relative, mais nous l'avons stimulé par une variation entre 0 et 1. Le débit liquide se rehausse sensiblement pour les petites valeurs du taux vide et pour une gamme valeur du débit spécifique beaucoup plus réduite correspondant à la branche croissante utile des caractéristiques. Sur ces dernières, on peut remarquer nettement des pentes très prononcées par rapport aux deuxièmes branches qui sont plus étalées. Cette dernière est expliquée par les différentes courbes du débit spécifique tracées en fonction de  $\alpha$ .

Tous le système air-lift est mis en mouvement par un apport d'énergie externe, produit par un débit d'air comprimé fourni par un compresseur. Par conséquent, tous les phénomènes caractérisant le fonctionnement du système sont ramenés à cette source d'énergie.

Le tracé des caractéristiques pour l'air lift long et court a montré qu'à la différence des valeurs des immersions géométriques, du coefficient de frottement et de l'expression du débit spécifique mais qui les unifient dans la forme, rien ne les distinguent sinon que la longueur.

A première vue, l'analyse des expressions théoriques montre que le système est déterminé par trois paramètres de variation : L'immersion relative, le débit spécifique et un coefficient de

frottement. Le diamètre est apparu comme facteur amplificateur de toutes les caractéristiques de la pompe. Cependant, la hauteur d'immersion  $h$  apparaît comme une variable prépondérante d'expression du débit d'air.

Après toute analyse faite des courbes semi-théorique et tenant compte des considérations pratiques et des calculs donnés au tableau en annexe, on a proposé les valeurs limites suivantes :

$$3 < q < 15 \quad \text{pour air-lift long avec } D \geq 0.1 \text{ m.}$$

$$3.5 < q < 12 \quad \text{pour l'air-lift court avec } D < 0.2 \text{ m.}$$

et en tenant compte de la hauteur  $h$  :

$$\text{- air-lift court} \quad 4 \text{ m} \leq h \leq 20 \text{ m}; \quad 0.15 \leq \alpha \leq 0.35$$

$$\text{- air-lift long} \quad 20 \text{ m} \leq h \leq 120 \text{ m}; \quad 0.19 \leq \alpha \leq 0.5$$

Par ailleurs, l'analyse des représentations semi-théoriques des caractéristiques obtenues, montre qu'il existe un rendement maximal du système et définit un point de fonctionnement optimal de la pompe. D'après la bibliographie celui-ci est sommairement défini par un concours du glissement des phases et du frottement de l'écoulement. Pour ce qui est du développement des frottements dans l'air et l'eau et d'après le tracé schématique des diagrammes, il existe un débit d'air particulier pour lequel la somme des deux pertes est minimale. Quand au rendement maximal qui correspond au minimum de perte par glissement et par frottement, celui-ci se détermine par voie expérimentale.

Une investigation expérimentale a été conduite suite à une analyse adimensionnelle. Celle-ci a confirmé la dépendance du débit spécifique  $q$  de l'immersion relative  $\alpha$  et du frottement par le biais du nombre de Reynolds. D'après la forme de la fonctionnelle le frottement est un facteur amplificateur de la loi. Pour la simplicité de la formulation, on a reporté l'étude du frottement.

Bien que le rendement d'un système air-lift est composé de plusieurs. Celui qui est le plus déterminant est le rendement isotherme puisque il compte jusqu'à 50% du rendement total.

La détermination expérimentale s'appuie sur un artifice de construction graphique de la tangente à la caractéristique considérée. Au vue de l'expression du rendement et de son tracé, celui-ci est maximum pour un seul et unique point correspondant au fonctionnement optimal de la pompe.

La confrontation de nos résultats à ceux de Métreveli pour le même diamètre de la conduite et Geier pour une gamme de diamètre d'air-lift a révélé l'effet de la longueur. Bien que l'allure des courbes est la même, le décrochement verticale dans la courbe  $q(\alpha)$  et au vu du coefficient du débit expérimental par rapport au notre, on peut attribuer ce décalage à une perte de vitesse du mélange. Le glissement est important dans notre cas qui est du au manque d'efficacité du mélangeur.

Dans l'exploitation des résultats par la construction de paramètres réduits d'ordre deux entre ceux du débit liquide et ceux du débit spécifique et d'après le tracé des graphes, nous montre

qu'il existe une plage pour  $\bar{q}$  autour de 1, commune à toutes les caractéristiques de l'air-lift expérimenté. Celle-ci démontre par son étroitesse qu'il est toujours possible de reproduire les mêmes phénomènes physiques quelque la valeur de l'immersion relative. Une corrélation de calcul est proposée afin de reproduire les caractéristiques.

De l'analyse de nos résultats, on propose :

$$\begin{aligned} 0.45 &\leq \alpha \leq 0.65 \\ 9.5 &\leq q_{opt} \leq 33 \end{aligned} \quad (5.10)$$

Et pour ceux de Metreveli :

$$\begin{aligned} 0.45 &\leq \alpha \leq 0.65 \\ 4 &\leq q_{opt} \leq 9 \end{aligned} \quad (5.12)$$

On remarque que notre gamme de débit spécifique est plus étalée que celle de Metreveli pour le même travail optimal de l'air-lift.

A titre indicatif et afin de tenir compte d'un éventuel glissement possible entre phase, on propose une résolution de l'équation de Bernoulli transformée par le modèle homogène. Pour ce faire, la valeur du coefficient de glissement qui dépend de la configuration doit être connue. Une caractérisation de la configuration d'après la similitude de Froude et par les cartes de Hewitt et de Macquillan a révélé une divergence dans les prédictions. Celle-ci provient du de nos moyens de mesure rudimentaire et très peu précis.

Enfin, pour les besoins de dimensionnement du système, sur la base de données pratiques dans les conditions optimales, on a conçu des corrélations pour de calcul qui par un choix de de l'immersion relative  $\alpha$ , on calcule  $q_{opt}$ ,  $Q_{l\ opt}$ ,  $Q_{a\ opt}$  et du diamètre de la conduite  $D$ .

Pour le choix des coordonnées de représentation, le tracé graphique montre que nos résultats suivent pratiquement la même tendance avec un décalage qui est du à un excès de glissement, d'où les pertes de vitesses constatées sur les différents paramètres en particulier le débit spécifique.

Pour air-lift donnée de hauteur d'immersion  $h$  et on peut connaître sa longueur  $L$ . Toutes celles-ci restent valables dans la plage optimale des immersions relatives entre 0.138 et 0.6.

Les systèmes air-lift sont réputés par la complexité de l'étude que ce soit sur le plan théorique ou sur le plan expérimental, bien que leur utilité pratique ait été confirmée dans les différents domaines technologiques. Ce ci est du principalement au manque d'information sur les structures des écoulements au sein des conduites de transport. Ces systèmes sont dotés des qualités de transport et de pompes. La mise en place de moyens de calcul nous affranchit de la multiplication des protocoles expérimentaux très couteux dans ce domaine. Durant ce modeste travail, nous nous sommes penchés dans une première phase à étudier analytiquement la pompe

air-lift. Une base théorique de calcul a été mise au point pour des calculs de dimensionnement. Les résultats théoriques ont révélés l'importance de certains paramètres (l'immersion géométrique et relative, le débit d'air, le diamètre et la longueur de la conduite et le débit spécifique). Dans la seconde phase, un model réduit à l'échelle du laboratoire a été réaliser afin d'effectuer l'investigation expérimentale. Les résultats expérimentaux obtenus sont très probants. Les perspectives futures sont très prometteuses.

## **Recommandations**

Comme on peut le constater, le traitement de la pompe air-lift est multidisciplinaire. Pour prendre en charge tous les détails influents la résolution sur le plan de formulation analytique et expérimental afférents soit à l'écoulement diphasique air-eau dans une conduite cylindrique ou aux propriétés du mélange, nous recommandons d'organiser le travail en modules intégrés :

- Module thermodynamique : détermine les caractéristiques du mélange en fonction de leurs propriétés
- Module diphasique : détermine la caractérisation de l'écoulement diphasique air-eau
- Module de perte de charge : détermine les lois d'écoulements et corrélations à considérer
- Module de calcul de la pompe : détermine les caractéristiques de la pompe
- Module de corrélation : détermine le dimensionnement de la pompe.

## **Perspectives futures**

L'équation différentielle présentée, de type de Bernoulli est adaptée pour la circonstance par la transformation des paramètres du modèle homogène et ceux de l'air-lift. Son intégration ne peut être effectuée que par la connaissance du coefficient de glissement qui est un facteur expérimental. Après intégration, il est possible d'apporter plus de précision sur le développement de la pression au sein du mélange. Cette étude débouche sur une étude expérimentale détaillée de la configuration poche-bouchon qui peut s'inscrire dans une perspective de recherche.

Ainsi, la connaissance des paramètres plus précis de la configuration poche-bouchon et dans le but d'améliorer les performances du système air-lift, les éléments constitutifs du système air-lift, le mélangeur, le séparateur entre autres, peuvent aussi faire objet d'étude dans le future.

## **Bibliographie**

- Akika K., Fortas S., Messahli R., Modélisation des écoulements diphasiques dans une conduite verticale, P.F.E, E.N.P, juin 1997.
- Aloui F., Ecoulement diphasique : [www.sciences.univ-nantes.fr/physique/perso/aloui/dea-diphasique/diphdex](http://www.sciences.univ-nantes.fr/physique/perso/aloui/dea-diphasique/diphdex).
- Argounov P.P., L'étude du transport aérien et son calcul, Sam, assèchement de la construction, mécanique des fluides et physique des eaux souterraines, Tr. Inst des fondations. 1953. (in [www.dissercat.com](http://www.dissercat.com)).
- Argounov P.P., L'étude de l'air lift et son calcul, Actes de l'Institut des fondations, Sb.20, p.41-76.1953. (in [www.dissercat.com](http://www.dissercat.com)).
- Armand A.A., E.M. Nevstrueva, Le mécanisme d'instruction du mélange à deux phases dans un tube vertical, VTI nouvelles № 2, 1950. (in [www.dissercat.com](http://www.dissercat.com)).
- Armand A.A., Recherche du mouvement du mécanisme du mouvement du mélange dans la conduite verticale, Moscou 1950.
- Azzi A., Contribution à l'étude d'un écoulement diphasique à travers une soupape de sécurité, thèse de magister, USTHB ,1992.
- Belabbes, Bouhali, Messahli R., Metreveli V., Etude d'un écoulement diphasique air-eau dans une conduite verticale, P.F.E, E.N.P, 1987.
- Bensid K., Laouni. K., Messahli R., Résolution d'un écoulement autour d'une poche d'air dans une conduite verticale en mouvement ascendant, P.F.E, E.N.P, juin 2000.
- Bentabbouche A., Zeghlache S., Messahli R., Metreveli V., Etude expérimentale de l'air-lift, P.F.E, E.N.P, 1988.
- Bentalha C., Bouzemlal B., Messahli R., Etude théorique et pratique d'un écoulement diphasique, P.F.E, E.N.P, juin 1999).
- Biliki Z. and Kestin J., Experimental investigation of certain aspects of upward vertical bubble and slug flows, Experiments in fluids N°6, pp.455-460, 1988.
- Bouchala A., Messahli R., Metreveli V., Etude du travail de l'air-lift court, (P.F.E, E.N.P, juin 1988),
- Carlier M., Hydraulique générale et appliquée, Edition Eyrolles, 1980.
- Chesters A.K. and Hofman, Bubble coalescence in pure liquids, applied scientific research N°38, pp.353-381, 1981.
- Clarck N.N. and Dabolt R. J., A general design equation for air lift pumps operating in slug flow, AIChE Journal, Vol.32, N°1, January, 1986.

- Collignon B., Etude expérimentale des principaux paramètres des dispositifs de pompage à l'air-lift, communication à INRH de Tlemcen, Algérie, 1986.
- Delhaye Jean-Marc, Contribution à l'écoulement diphasique air-eau, eau-vapeur .Thèse de Doctorat, 1972.
- Delhaye J.M., Ecoulements diphasiques, Ecole centrale des arts et manufactures, Tome 1,2 et 3 1979.
- Dukler A.E., Modelling flow pattern transitions for steady gaz-liquide flow in vertical tubes, University of Houston, Texas, AIChE Journal (vol.26 n°) may 1980.
- Fréchou D., Etude de l'écoulement ascendant à trois fluides en conduite verticale , thèse de - doctorat, Institut Nationale Polytechnique de Toulouse, spécialité mécanique , 1986.
- Geier V. G, La nouvelle technologie de pompage de l'eau de mine, Donetsk,1972.
- Geier V.G., les bases théoriques de l'air-lift, Donetsk, 1980.
- Geier V. G. and al., Installations d'air-lift , Donetsk , Union Soviétique,1982.
- Giot M., Le système de pompage air-lift et remontée des nodules polymétalliques marins, La Houille blanche N°6/7, 1979.
- Hjalmars S., The origin of instability in airlift pumps, Journal of applied mechanics, June 1973.
- Husain L.A. and Spedding P.L., Brief communication, the theory of the air-lift pump, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 3, pp. 83-87,1976.
- Ishii M., Thermo-fluid dynamic of two phase flow, Eyrolles, 1975.
- Jeelani S.A.K. and al., Brief communication, the theory of the air-lift pump, A rejoinder, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 5, pp. 225-228, 1979.
- Kassab S. Z., Influence of the Air Injection Method on the Performance of an Air Lift Pump, Tenth International Congress of Fluid Dynamics, December 16-19, 2010, Stella Di Mare Sea Club Hotel, Ain Soukhna, Red Sea, Egypt.
- Kassab, S.Z. et al., Air-lift pumps characteristics under two-phase flow conditions, Int. J. Heat Fluid Flow ,2008.
- Kassab S.Z. ,Experimental and analytical investigations of airlift pumps operating in three-phase flow, Chemical Engineering Journal 131,2007.
- Kerboussa A., Belmiliani Z., Etude numérique d'un écoulement diphasique par la méthode des différences finies, P.F.E, E.N.P, 2000.
- Kettab A., Ecoulement diphasiques en conduites verticales et inclinées, thèse de doctorat d'état, spécialité Hydraulique, Ecole Nationale Polytechnique, 1990.

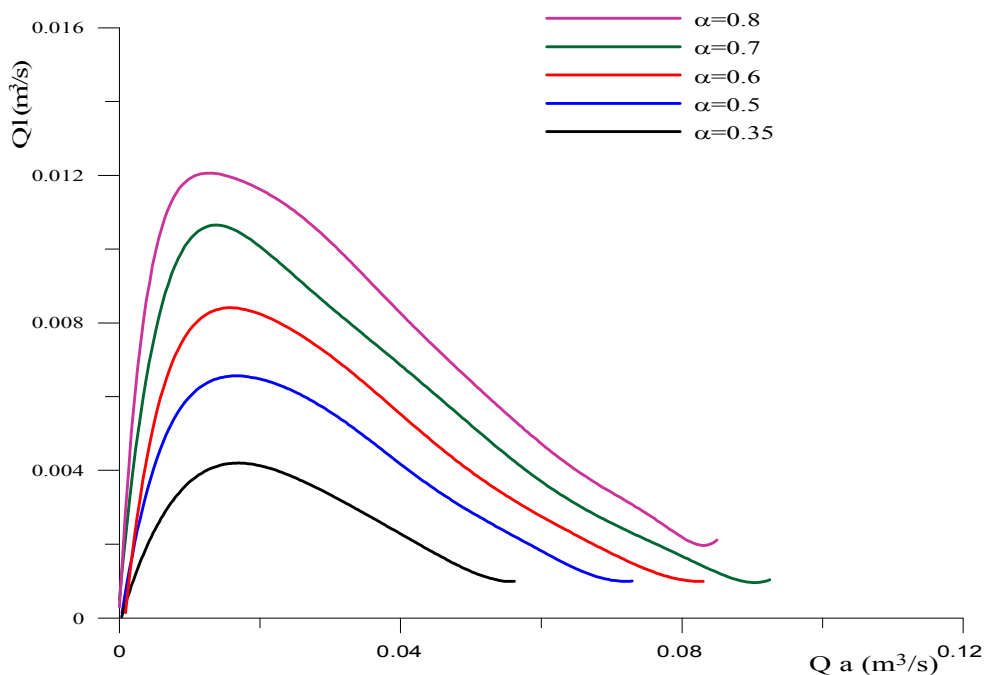
- Khubaev V. V., Amplitude and frequency of pressure variations in a one-stage air lift, Gorskii Agricultural Institute, Ordzhonikidze. Translated from Fiziko-Tekhnicheskie Problemy Razrabotki Poleznykh Iskopaemykh, No. 6, pp. 114-118, November-December, 1970.
- Kostanda V.S., Les structures cinématiques du mélange dans l'air-lift , Donetsk 1961.
- Kostanda V.S., Calcul de la conduite d'air-lift, Donetsk 1965.
- Kozereastski L., Détermination et calcul précis des paramètres de l'air-lift. Doctorat es. Sciences, Ecole Polytechnique, Donetsk, 1976-20.
- Kozyryatsky & L. Recherche et développement d'un calcul amélioré des air-lift installations minières: Auteur. dis. Candidat. tech. Science, Donetsk, 1976. - 20.
- Kosterin V.S., Recherche des résistances hydrauliques de mouvement gaz-liquide, Moscou, 1949.
- Kosterin V.S., Recherche des résistances hydrauliques de mouvement gaz-liquide, Moscou, 1949.
- krylov A., Exploitation des gisements pétroliers, Moscou, 1949.
- krylove A., L'industrie du pétrole ,1934-N2.
- Laurent Schwartz, Méthodes mathématiques pour les sciences physiques, Hermann, 1979.
- Line A., Ecoulement intermittent de gaz et de liquide en conduite verticale, thèse de doctorat-ingénieur de mécanique des fluides, Institut Nationale Polytechnique de Toulouse, 1983.
- Loukarfi L., Hydrodynamique d'un jet axisymétrique, diphasique non-réactif modélisation de l'entraînement, doctorat de troisième cycle, spécialité énergétique, université de Poitiers, 1985.
- Mahrous A.F., Numerical study of particles-based airlift pump performance, WSEAS TRANSACTIONS on APPLIED and THEORITICAL MECHANICS , Issue 3, Volume 7, July 2012.
- Masbernat. L., Mécanique des fluides, cours E.N.E.E.S.E.I.T.
- Metreveli V., Recherche du travail de modèle d'air-lift, Tbilissi, 1967.
- Metreveli V., Caractère du mouvement du mélange à l'air-lift, Tbilissi, 1967.
- Metreveli V, L'utilisation d'air-lift systèmes dans les usines de transformation Chiatursky dépôt, Actes de la science et de technique XV Conférence GruzPI., 1970, N° 16 , S. 61 - 69. (In [www.dissercat.com](http://www.dissercat.com))
- Michel Hug , mécanique des fluides appliquée, Eyrolles, 1975.
- M.F. Khalil and al., Effect of air injection method on the performance of an air lift pump, International Journal of Heat and Fluid Flow, vol. 20, issue 6, December 1999, pp 598-604.

- Nickens H.V. and Yannitell D. W., The effects of surface tension and viscosity on the rise velocity of a large gas bubble in closed, vertical liquid-filled tube, *International Journal of Multiphase Flow* vol.13,N°1,pp.57-69,1987.
- Nicholas Apazidis, Influence of bubble expansion and relative velocity on the performance and stability of an airlift pump, *International Journal of Multiphase Flow* vol.11, N°4, pp.459-79,1985.
- Ouiguini M., Messahli R., *Ecoulements diphasiques: Application à une installation de transport pétrolier à partir d'un gisement off-shore*, P.F.E, E.N.P, 2006.
- Pattantatjus A. Geza, *Gyakorlati aramlartan*, Budapest,1959.
- Pierre Grison et Jean-François Lauro, *Comportement des pompes en régime diphasique*, *La houille blanche* N°6/7-1979.
- Reinemann D.J. and al., The theory of small-diameter airlift pumps, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol.16, N°1, pp. 113-122, 1990.
- Rojenvki V., Nourok C., *La technologie de production des minéraux utiles de fond de la mer et ocean* , Nedra , Moscou 1980.
- Rekibi S. ,Messahli R.,*Système de pompage par la technique Air-lift*, PFE , ENP, 2011 .
- Sehboub M., Touahri B., Messahli R., Metreveli V., *Etude technique de l'air-lift*, P.F.E, E.N.P, juin 1987.
- Souici.S., Messahli R., *Etude des phénomènes physiques en écoulement diphasique*, P.F.E, E.N.P, 2006.
- Stenning A.H. et Martin C.B., An analytical and experimental study of air-lift pump performance, *Transactions of the ASME*, April 1968.
- Taitel Yehuda and al., Modeling flow pattern transitions for steady upward gas-liquid flow in vertical tubes, *AIChE Journal*, vol.26, N° 3 pp.345-355, May 1980.
- Teletove N., *Le coefficient de glissement dans la conduite verticale d'air-lift*, Institut thermophysique,URSS, Académie des sciences d'URSS, Moscou 1953. (in [www.dissercat.com](http://www.dissercat.com)).
- Theron B., *Ecoulements diphasiques instationnaires en conduite horizontale*, thèse de doctorat de mécanique des fluides, Institut Nationale Polytechnique de Toulouse ,1989.
- Wallis Graham B., *One-dimensional two-phase flow*, 1969.
- Weber M., and Dedegil, Transport of solids according to the air-lift principle, *Hydrotransport 4*, fourth international conference on the hydraulic transport of solids in pipes,18<sup>th</sup>-21<sup>th</sup>,1976.
- Ziani Hamid., Messahli R., *Etude d'un écoulement diphasique air-eau dans une conduite cylindrique par le modèle cellulaire*, P.F.E, E.N.P, 2005.

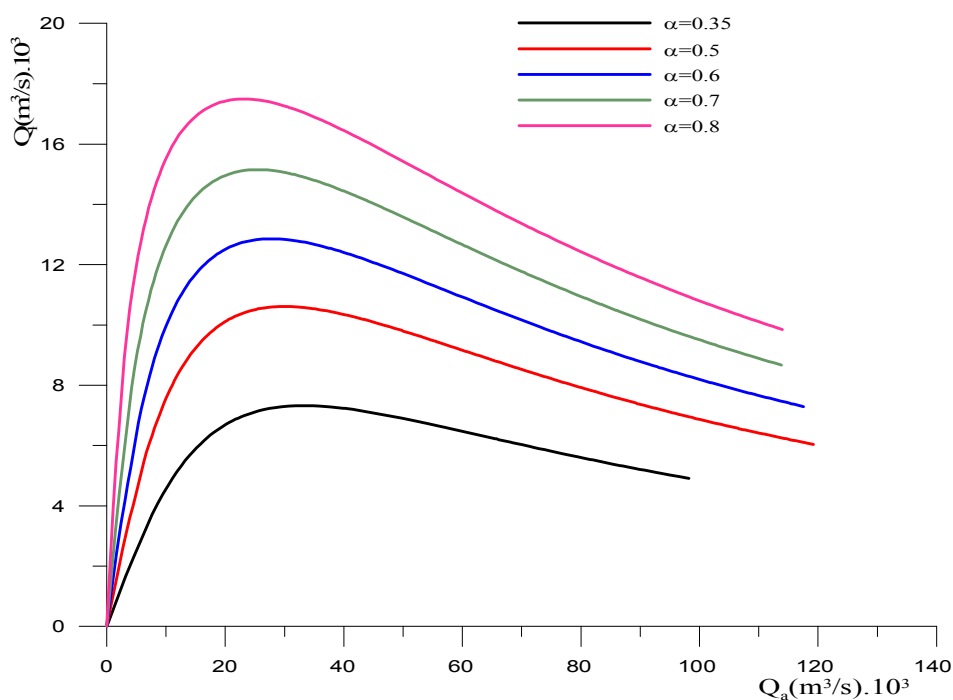


## **ANNEXE A**

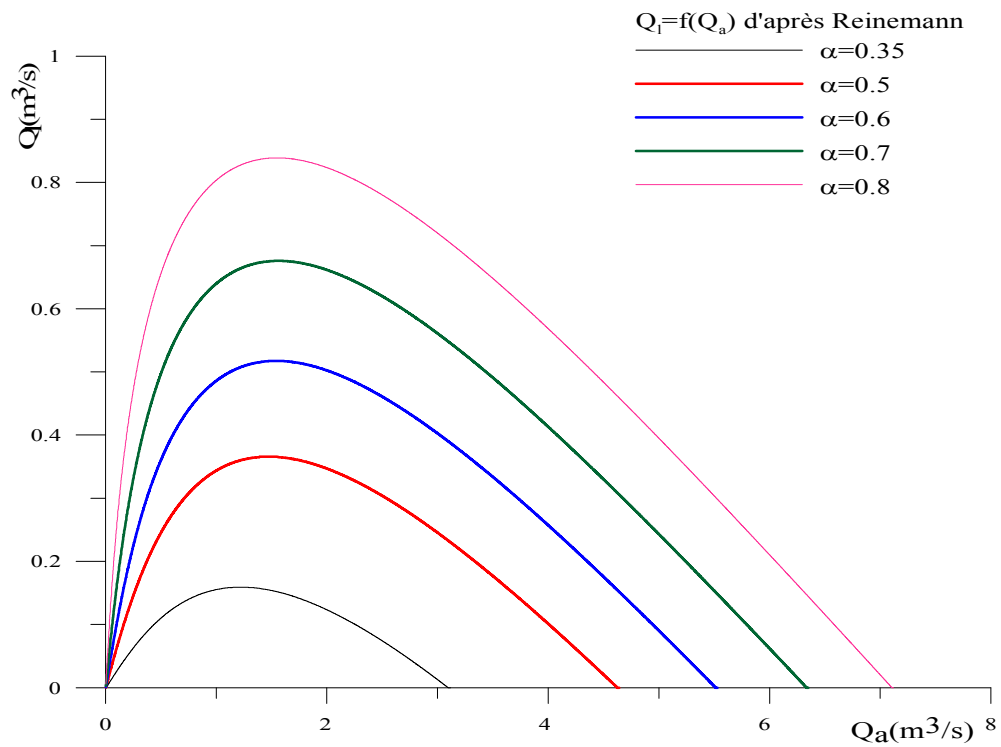
**Caractéristiques de la pompe air-lift selon  
les modèles de Stenning, Reinemann,  
Giot et Clarck**



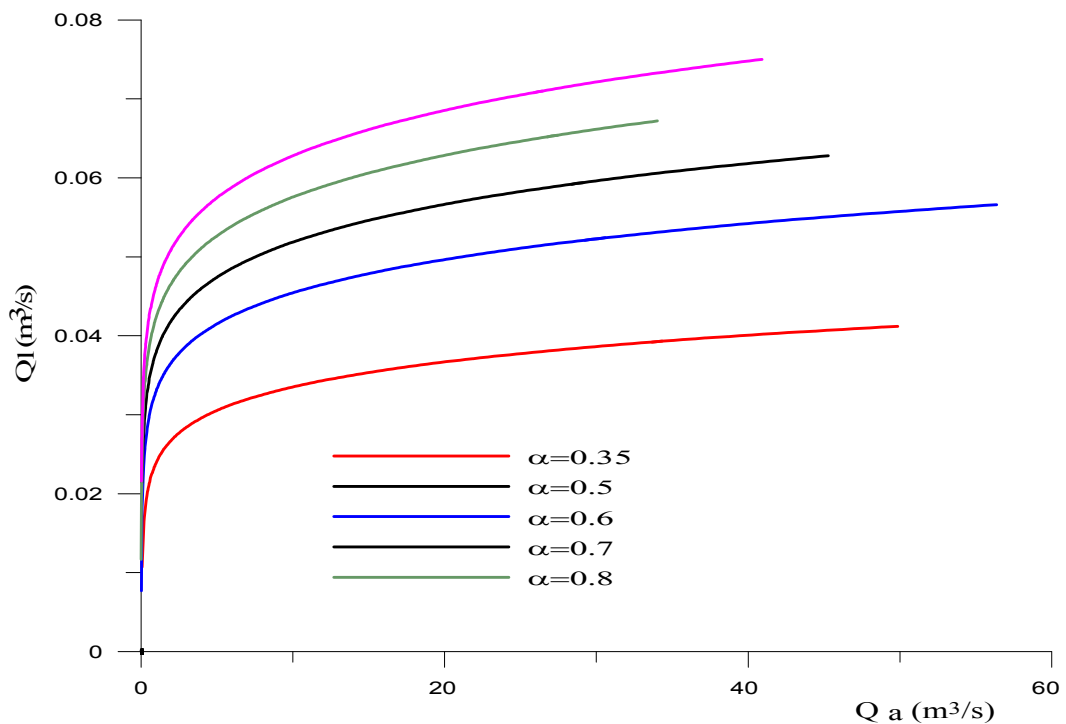
**Figure (A.1) :** Caractéristique  $Q_l=f(Q_a)$  calculée selon le modèle théorique de Giot (1979) et pour différent  $\alpha$  ,  $D=0.08\text{m}$



**Figure (A.2):** Caractéristiques  $Q_l=f(Q_a)$  d'un air-lift ,  $d=0.08\text{m}$ ,  $L=10\text{m}$ , glissement air/eau,  $s=1$  et différentes immersions relatives  $\alpha$  correspondant au modèle diphasique homogène selon le modèle de Stenning.



**Figure (A.3):** Courbes caractéristiques  $Q_l = f(Q_a)$  d'un air-lift,  $D=0.08\text{m}$ ,  $L=10\text{m}$  et différentes immersions relatives  $\alpha$  d'après le modèle de Reinemann.



**Figure (A.4) :** Caractéristiques  $Q_l = f(Q_a)$  calculées selon le modèle théorique de Clark (1986) obtenues par intégration du gradient de pression pour différents  $\alpha$ .  $D=0.08\text{m}$

## **ANNEXE B**

### **Tableaux de calcul de l'air-lift long et court**

Tableau N° B1 : Calcul de l'Air-lift long (1)				
$\alpha = 0.15$ , $D(m)=0.10$ , $h(m)=70$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta(\%)$
22.898	0.336	0.003	0.170	36.9
17.060	0.362	0.004	0.155	43.5
14.021	0.373	0.004	0.146	47.7
8.585	0.345	0.003	0.124	52.2
6.396	0.224	0.002	0.108	38.6
$\alpha = 0.19$ , $D(m)=0.10$ , $h(m)=70$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta(\%)$
22.898	0.394	0.004	0.179	30.9
17.060	0.432	0.004	0.163	37.3
14.021	0.453	0.004	0.153	41.7
8.585	0.473	0.005	0.130	51.1
6.396	0.430	0.004	0.117	51.7
4.320	0.098	0.001	0.094	14.7
$\alpha = 0.21$ , $D(m)=0.10$ , $h(m)=70$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta(\%)$
22.898	0.419	0.004	0.183	28.5
17.060	0.463	0.005	0.163	34.6
14.021	0.489	0.005	0.153	39.0
8.585	0.525	0.005	0.130	49.3
6.396	0.503	0.005	0.119	52.2
4.320	0.322	0.003	0.101	39.4

Tableau N° B2 : Calcul de l'Air-lift long (2)				
$\alpha = 0.15$ , $D(m)=0.20$ , $h(m)=50$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta(\%)$
29.121	0.311	0.017	0.801	34.1
17.831	0.359	0.020	0.652	48.3
13.285	0.374	0.021	0.572	57.4
10.918	0.372	0.021	0.521	62.6
6.686	0.254	0.014	0.389	57.4
$\alpha = 0.18$ , $D(m)=0.20$ , $h(m)=50$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta(\%)$
29.121	0.349	0.020	0.853	28.9
17.831	0.410	0.023	0.693	41.7
13.285	0.439	0.025	0.610	50.7
10.918	0.449	0.025	0.434	56.8
6.686	0.403	0.023	0.348	65.4
4.981	0.231	0.013	0.094	46.9
$\alpha = 0.20$ , $D(m)=0.20$ , $h(m)=50$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta(\%)$
29.121	0.372	0.021	0.883	26.1
17.813	0.442	0.025	0.717	38.1
13.285	0.477	0.027	0.631	46.8
10.918	0.493	0.028	0.578	52.8
6.686	0.477	0.027	0.455	64.9
4.981	0.370	0.021	0.380	60.4

Tableau N° B3 :				
Calcul de l'Air-lift long (3)				
$\alpha = 0.15, D(m)=0.25, h(m)=20$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta(\%)$
16.709	0.363	0.036	0.857	42.5
10.231	0.368	0.036	0.632	58.4
7.623	0.314	0.031	0.497	63.3
6.265	0.206	0.020	0.390	53.0
$\alpha = 0.28, D(m)=0.25, h(m)=20$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta(\%)$
16.709	0.562	0.055	1.142	22.4
10.231	0.652	0.064	0.876	33.9
7.623	0.690	0.067	0.737	42.5
6.265	0.700	0.069	0.652	48.8
3.836	0.615	0.060	0.454	61.6
2.858	0.367	0.036	0.326	51.3
$\alpha = 0.30, D(m)=0.25, h(m)=20$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta(\%)$
16.709	0.586	0.057	1.176	20.6
10.231	0.685	0.067	0.903	31.3
7.623	0.730	0.071	0.762	39.6
6.265	0.747	0.073	0.675	45.7
3.836	0.694	0.068	0.477	60.0
2.858	0.514	0.050	0.361	58.9

Tableau N° B4 :				
Calcul de l'Air-lift long (4)				
$\alpha = 0.15, D(m)=0.15, h(m)=60$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta(\%)$
20.364	0.347	0.009	0.382	43.0
15.173	0.369	0.010	0.341	51.0
12.470	0.375	0.010	0.316	56.0
7.635	0.315	0.009	0.254	58.4
5.689	0.043	0.001	0.195	10.4
$\alpha = 0.28, D(m)=0.25, h(m)=20$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta(\%)$
20.364	0.409	0.011	0.407	35.7
15.173	0.445	0.012	0.364	43.4
12.470	0.464	0.013	0.337	48.8
7.635	0.463	0.013	0.276	59.6
5.689	0.389	0.011	0.240	57.5
$\alpha = 0.30, D(m)=0.25, h(m)=20$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta(\%)$
20.364	0.437	0.012	0.418	32.7
15.173	0.479	0.013	0.373	40.1
12.470	0.502	0.014	0.346	45.4
7.635	0.522	0.014	0.284	57.6
5.689	0.476	0.013	0.249	59.8
3.842	0.134	0.014	0.189	22.2

Tableau N° B5 : Calcul de l'Air-lift long (5)				
$\alpha = 0.15, D(m)=0.10, h(m)=80$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta(\%)$
25.431	0.326	0.003	0.187	35.3
18.947	0.354	0.004	0.171	41.8
15.572	0.368	0.004	0.161	46.0
9.535	0.362	0.004	0.139	52.6
7.104	0.286	0.003	0.125	46.4
$\alpha = 0.19, D(m)=0.10, h(m)=80$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta(\%)$
25.431	0.379	0.004	0.195	29.5
18.947	0.419	0.004	0.178	35.7
15.572	0.442	0.004	0.168	40.0
9.535	0.475	0.005	0.145	49.9
7.104	0.453	0.004	0.132	52.4
4.798	0.275	0.003	0.113	37.1
$\alpha = 0.21, D(m)=0.10, h(m)=80$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta(\%)$
25.431	0.404	0.004	0.199	27.2
18.947	0.448	0.004	0.181	33.1
15.572	0.475	0.005	0.171	37.4
9.535	0.523	0.005	0.147	47.8
7.104	0.517	0.005	0.134	51.9
4.798	0.402	0.004	0.116	46.4

Tableau N° B6 : Calcul de l'Air-lift long (6)				
$\alpha = 0.28, D(m)=0.50, h(m)=120$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta(\%)$
58.081	0.334	0.185	13.828	15.9
35.564	0.416	0.230	11.283	24.2
26.497	0.471	0.261	10.004	31.0
21.777	0.509	0.282	9.237	36.3
13.334	0.606	0.335	7.569	52.6
9.935	0.657	0.364	6.710	64.4
$\alpha = 0.30, D(m)=0.50, h(m)=120$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta(\%)$
58.081	0.346	0.192	14.142	14.6
35.564	0.432	0.239	11.515	22.4
26.497	0.490	0.271	10.195	28.7
21.777	0.530	0.294	9.405	33.7
13.334	0.634	0.351	7.691	49.2
9.935	0.691	0.382	6.811	60.5
$\alpha = 0.35, D(m)=0.5, h(m)=120$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta(\%)$
58.081	0.375	0.208	14.870	12.0
35.564	0.470	0.269	12.046	18.5
26.497	0.534	0.296	10.632	23.9
21.777	0.580	0.321	9.786	28.1
13.334	0.699	0.387	7.959	41.7
9.935	0.769	0.426	67.021	52.0

Tableau N° B7 :				
Calcul de l'Air-lift long (7)				
$\alpha = 0.10$ , D(m)=0.15 , h(m)=50				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta(\%)$
94.504	0.153	0.004	0.570	18.2
77.668	0.167	0.005	0.528	21.4
47.558	0.202	0.006	0.437	31.4
29.121	0.235	0.006	0.362	44.1
17.831	0.250	0.007	0.296	57.2
13.285	0.229	0.006	0.258	60.3
10.918	0.184	0.005	0.230	54.3
$\alpha = 0.27$ , D(m)=0.15 , h(m)=50				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta(\%)$
94.504	0.261	0.007	0.814	6.5
77.668	0.286	0.008	0.748	7.8
47.558	0.358	0.010	0.607	12.0
29.121	0.443	0.012	0.494	18.3
17.831	0.537	0.015	0.403	27.1
13.285	0.592	0.016	0.356	33.8
10.918	0.625	0.017	0.328	38.8
6.6864	0.675	0.018	0.265	51.9
4.981	0.656	0.018	0.231	57.9
3.364	0.484	0.013	0.186	53.0
$\alpha = 0.35$ , D(m)=0.15 , h(m)=50				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta(\%)$
94.504	0.298	0.008	0.895	4.7
77.668	0.327	0.009	0.820	5.6
47.558	0.412	0.011	0.661	8.7
29.121	0.513	0.014	0.534	13.4
17.831	0.628	0.017	0.432	20.4
13.285	0.700	0.019	0.380	25.8
10.918	0.747	0.020	0.349	30.0
6.686	0.846	0.023	0.281	42.2
4.981	0.874	0.024	0.245	49.9
3.364	0.832	0.023	0.203	57.5
1.868	0.105	0.003	0.132	11.2



Tableau N° B8 : Calcul de l'Air-lift court (8)				
$\alpha = 0.15, D(m)=0.06, h(m)=10$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta$ (%)
39.433	0.205	0.566	0.034	13.6
24.136	0.244	0.673	0.028	19.8
18.810	0.261	0.720	0.025	23.5
16.161	0.263	0.743	0.023	25.8
11.513	0.275	0.761	0.020	30.7
9.607	0.267	0.736	0.018	32.4
$\alpha = 0.20, D(m)=0.06, h(m)=10$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta$ (%)
39.433	0.242	0.669	0.037	10.3
24.136	0.294	0.811	0.030	15.4
18.810	0.320	0.883	0.027	18.5
16.161	0.334	0.924	0.026	20.5
11.513	0.361	0.996	0.022	25.8
9.607	0.367	1.015	0.020	28.4
$\alpha = 0.30, D(m)=0.06, h(m)=10$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta$ (%)
39.433	0.304	0.839	0.042	6.6
24.136	0.374	1.034	0.034	10.1
18.810	0.413	1.141	0.031	12.4
16.161	0.437	1.206	0.029	14.0
11.513	0.488	1.348	0.025	18.1
9.607	0.512	1.415	0.023	20.6

Tableau N° B9 : Calcul de l'Air-lift court (9)				
$\alpha = 0.15, D(m)=0.06, h(m)=4$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta$ (%)
31.647	0.223	0.615	0.029	14.4
19.370	0.259	0.715	0.023	20.9
15.096	0.272	0.751	0.020	24.6
12.970	0.276	0.762	0.019	26.9
9.240	0.263	0.727	0.016	30.8
7.710	0.234	0.646	0.014	30.7
$\alpha = 0.20, D(m)=0.06, h(m)=4$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta$ (%)
31.647	0.265	0.732	0.032	10.9
19.370	0.317	0.875	0.026	16.2
15.096	0.341	0.941	0.023	19.6
12.970	0.353	0.974	0.021	21.7
9.240	0.368	1.016	0.018	26.8
7.710	0.364	1.005	0.016	29.1
$\alpha = 0.30, D(m)=0.06, h(m)=4$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta$ (%)
31.647	0.334	0.923	0.037	6.9
19.370	0.408	1.128	0.029	10.6
15.096	0.447	1.236	0.026	13.1
12.970	0.471	1.300	0.024	14.7
9.240	0.517	1.429	0.021	19.1
7.710	0.537	1.482	0.019	21.6

Tableau N° B10 : Calcul de l'Air-lift court (10)				
$\alpha = 0.15$ , $D(m)=0.10$ , $h(m)=100$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta$ (%)
30.497	0.306	0.003	0.218	32.5
22.722	0.337	0.003	0.201	38.7
18.674	0.355	0.004	0.191	43.0
11.435	0.374	0.004	0.168	51.5
8.519	0.344	0.003	0.154	51.4
5.754	0.085	0.001	0.130	15.1
$\alpha = 0.27$ , $D(m)=0.10$ , $h(m)=100$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta$ (%)
30.497	0.435	0.004	0.239	20.1
22.722	0.490	0.005	0.218	24.8
18.674	0.528	0.005	0.205	28.4
11.435	0.617	0.006	0.178	38.3
8.519	0.658	0.007	0.163	44.5
5.754	0.672	0.007	0.146	50.8
3.194	0.434	0.004	0.121	39.4
$\alpha = 0.35$ , $D(m)=0.10$ , $h(m)=100$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta$ (%)
30.497	0.503	0.005	0.248	15.4
22.722	0.570	0.006	0.224	19.3
18.674	0.617	0.006	0.210	22.3
11.435	0.736	0.007	0.179	31.1
8.519	0.802	0.008	0.164	37.2
5.754	0.865	0.009	0.145	45.1
3.194	0.816	0.008	0.122	50.8
2.625	0.715	0.007	0.115	47.3

Tableau N° B11 : Calcul de l'Air-lift court (11)				
$\alpha = 0.15$ , $D(m)=0.08$ , $h(m)=5$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta$ (%)
32.945	0.219	1.243	0.058	15.0
20.164	0.256	1.454	0.046	21.9
15.715	0.270	1.532	0.041	26.0
13.502	0.275	1.560	0.038	28.6
9.618	0.267	1.513	0.031	33.5
8.027	0.243	1.375	0.028	34.2
$\alpha = 0.20$ , $D(m)=0.08$ , $h(m)=5$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta$ (%)
32.945	0.261	1.479	0.065	11.2
20.164	0.313	1.773	0.052	16.9
15.715	0.337	1.911	0.046	20.4
13.502	0.350	1.983	0.043	22.8
9.618	0.367	1.083	0.036	28.5
8.027	0.366	1.074	0.033	31.3
$\alpha = 0.30$ , $D(m)=0.08$ , $h(m)=5$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta$ (%)
32.945	0.329	1.863	0.075	7.1
20.164	0.402	2.280	0.060	10.9
15.715	0.441	2.501	0.053	13.5
13.502	0.464	2.643	0.050	15.3
9.618	0.512	2.905	0.042	19.9
8.027	0.533	3.021	0.038	22.7

Tableau N° B12 : Calcul de l'Air-lift court (12)				
$\alpha = 0.19$ , $D(m)=0.03$ , $h(m)=4$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta$ (%)
31.647	0.257	0.126	0.006	10.3
19.370	0.306	0.149	0.005	14.3
15.096	0.328	0.160	0.005	17.6
9.240	0.340	0.171	0.004	23.0
5.315	0.261	0.127	0.003	22.5
$\alpha = 0.21$ , $D(m)=0.03$ , $h(m)=4$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta$ (%)
31.647	0.273	0.133	0.006	9.4
19.370	0.327	0.160	0.005	13.6
15.096	0.352	0.172	0.005	16.3
9.240	0.385	0.188	0.004	21.7
5.315	0.333	0.162	0.003	24.2
4.216	0.218	0.106	0.003	18.4
$\alpha = 0.23$ , $D(m)=0.03$ , $h(m)=4$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta$ (%)
31.647	0.289	0.140	0.007	08.6
19.370	0.347	0.169	0.005	12.6
15.096	0.376	0.183	0.005	15.0
9.240	0.418	0.204	0.004	20.5
5.315	0.392	0.191	0.003	24.6
4.216	0.315	0.154	0.003	22.4

Tableau N° B13 : Calcul de l'Air-lift court (13)				
$\alpha = 0.15$ , $D(m)=0.20$ , $h(m)=18$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta$ (%)
49.815	0.186	10.442	0.680	15.1
30.490	0.226	12.635	0.545	22.8
23.762	0.245	13.718	0.486	27.8
20.415	0.256	14.320	0.452	31.1
14.544	0.273	15.307	0.383	39.3
12.137	0.276	15.462	0.348	43.7
$\alpha = 0.20$ , $D(m)=0.20$ , $h(m)=18$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta$ (%)
49.815	0.219	12.282	0.762	11.2
30.490	0.269	15.071	0.610	17.1
23.762	0.295	16.554	0.544	21.1
20.415	0.311	17.445	0.507	23.9
14.544	0.344	19.263	0.431	31.0
12.137	0.357	20.022	0.394	35.3
$\alpha = 0.30$ , $D(m)=0.20$ , $h(m)=18$				
$q_s$	$k_Q$	$Q_l(m^3/s)$	$Q_g(m^3/s)$	$\eta$ (%)
49.815	0.273	15.314	0.895	06.9
30.490	0.340	19.030	0.712	10.8
23.762	0.377	21.112	0.633	13.5
20.415	0.400	22.424	0.590	15.4
14.544	0.453	25.388	0.501	20.5
12.137	0.480	26.917	0.458	23.8