

**Ministère de l'enseignement supérieur
Et de la recherche scientifique
Université Mohamed Boudiaf - M'sila**



Faculté de technologie

Département d'Hydraulique

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme

De MASTER

FILIERE : Hydraulique

Option : Hydraulique urbaine

THEME

**Exploration fonctionnelle d'un modèle de la
pompe Air lift**

Dirigé par :

M^r.MEZALI Farouk

M^r.MESSAHLI Rabie

Présenté par :

M^{lle}. KORICHI Messaouda

Promotion : 2015/2016



Remerciement

Avant tout, je remercie DIEU qui a illuminé mon chemin et qui m'a armé de courage pour achever mes études.

Mes remerciements à ma mère et mon père...

Je remercie fortement mon encadreur : Mr F.Mezali de m'avoir orienté par ses conseils judicieux dans le but de mener a bien ce travail.

Par la même occasion je remercie :

*Mr Bermad le chef de département d'Hydraulique de l'ENP Alger,
Et Mr Messahli qui m'a beaucoup aider par ces orientations ,
et ces précieux conseils sa disponibilité tout au long de l'élaboration
de ce travail pour élaborer cette étude.*

A toute ma famille, mes amis et tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à ma formation ;

À celui qui n'a jamais hésité le moindre instant à se tenir à mes côtés afin de me soutenir, m'aider, et m'encourager

Ma gratitude va également aux membres du jury pour honorer ma soutenance et pour l'effort fourni afin de juger ce travail.

❖ *Korichi Messaouda* ❖



Dédicace

Je rends un grand hommage à travers ce modeste travail en signe de respect et de reconnaissance envers :

*Ma très chère mère pour ces sacrifices afin d'acquérir mon but,
qu'elle trouve ici l'expression de ma tendre affection.*

*Mon père qui a participé par tous les moyens pour me porter l'aide morale
et matériel.*

Mes très chers frères : Abdel Kader, Moustapha ;

Ma très chères sœurs : Sarra, Samira, Somia, Sana ;

Mes neveux et nièces: Khadidja, Malek, Mouataz, Yousra ;

Mon cher mari Ahmed et sa famille

Toute ma famille : Korichi, Kadi, Et Reguig Berra ;

*Toute ma promotion A tous les étudiants du département d'hydraulique
Tous les enseignants qui ont contribué à ma formation jusqu'au cycle universitaire.*

A M^r Nebar le chef de département d'Hydraulique ;

*Ainsi qu'à tous mes amis qui n'ont cessé de me soutenir et de m'encourager au cours
de mes années d'études et de m'avoir plus d'une fois remonté le moral.*

Qu'ils trouvent ici l'expression de ma profonde reconnaissance.

❖ Korichi Messaouda ❖



Table des matières

Titre	Page
Introduction générale : Le système de pompage air. Lift	01
1. Introduction	01
2. Aperçu historique d'air .lift	02
3. Etat d'art de la technique Air.lift	03

Chapitre I : Etude Bibliographique du système air. Lift

I.1. Régimes d'écoulements dans les conduites verticales	07
I.1.1 Les configurations de l'écoulement dans les conduites verticales	08
a. Écoulement à bulles	08
b. Écoulement à poches	08
c. Écoulement à forte coalescence	08
d. Écoulement annulaire	08
I.1.2. Cartes d'écoulements :	08
I.2. Les différents modèles du système air lift	09
I.3. Paramètres caractéristiques de fonctionnement	12
I.3.1. Longueur du tube d'eau	13
I.3.2. Niveau dynamique h_D	13
I.3.3. Niveau statique h_S	13
I.3.4. Hauteur dynamique h_D	14
I.3.5. Débit d'air Q_a du compresseur	14
I.4. Effet du mélangeur	20

Chapitre II : Approche théorique et exploration fonctionnelle de la pompe air lift

II.1. Principe de fonctionnement et dépendances générales	23
II.1.1. Hauteur d'aspiration	23
II.1.2. Hauteur de refoulement	23
II.1.3. Perte de charge	24
II.2. Principe de fonctionnement et dépendances générales	24
II.3. Les caractéristiques énergétiques de l'air.lift	30
II.4. Débit spécifique d'air comprimé	33
II.5. Les coefficients typiques adimensionnels de l'air.lift	36
II.6. Coefficient de résistance hydraulique R_{al}	36
II.7. Tracés de quelques caractéristiques théoriques	39

Chapitre III : Résultats théoriques et interprétations	
III.1. Introduction	41
III.2. Variation $Q_l = f(Q_a)$	42
III.3. Courbes $K_Q = f(q)$	43
III.4. Courbes de rendement $\eta = f(Q_a)$	43
III.5. Courbes $Q_l = f(\alpha)$ et $Q_a = f(\alpha)$	45
III.6. Conséquences théoriques générales	46
III.6.1. Choix du rapport d'immersion	46
III.6.2. Choix du diamètre de la conduite	46
III.6.3. Choix du mélangeur	46
III.6.4. Choix du débit d'air	46
III.7. Proposition de modèles d'air.lift	46
III.8. Conclusion	47
III.9. Résultats graphiques	48
Chapitre IV : Etude expérimentale du système air.lift	
IV.1. Analyse dimensionnelle	54
IV.1.1. Généralités	54
IV.1.2. Théorème de Vaschy.Buckingham	54
IV.1.3. Principaux nombres adimensionnels	55
IV.1.4. Application du théorème de Vaschy.Buckingham	58
a. Caractéristiques géométriques du système	58
b. Caractéristiques du mélange air.eau	58
IV.2. Aspect expérimental	59
IV.3. Présentation de l'installation	59
IV.4. Les principaux éléments constructifs de l'installation	63
IV.4.1. Présentation de matériel	63
IV.4.1.1. Air comprimé	63
IV.1.2. Compresseur	63
IV.1.3. Séparateur	64
IV.1.4. Mélangeur	64
IV.1.5. L'injecteur	65
a) Injecteur frontal	65

b) Injecteurs répartis et injecteur ponctuel vertical	65
IV.1.6.Réservoir d'alimentation	66
IV.1.7. Limnimètre	66
IV.1.8.Manomètre	66
IV.5.Déroulement de l'expérience	67
IV.5.1.Observations	67
IV.5.2.Instabilité et oscillation du système	68
IV.5.3.Mesures	61
IV.5.4.Instruments de mesure	61
a) Diaphragme	61
b) Déversoir triangulaire	71
IV.5.5.Etalonnage des instruments de mesure	71
IV.5.5.1.Etalonnage du diaphragme	71
IV.5.5.2.Détermination de la courbe d'étalonnage	73
IV.5.5.3.Equation de la courbe	73
IV.5.5.4. Etalonnage du déversoir	73
IV.6.Déversoir triangulaire	74
IV.6.1.Détermination de la courbe d'étalonnage	75
IV.6.2. Détermination du coefficient du débit μ à partir de l'expérience	76
IV.7.Calcul d'erreur	76
IV.7.1.Calcul d'erreur sur le diaphragme	76
IV.7.2.Calcul d'erreur sur le déversoir	76

Chapitre V: Analyse des résultats expérimentaux et interprétations

V.1.Résultats et graphes	77
V.1.1.Les caractéristiques expérimentales de l'air.lift	77
V.2. Recherche et tracé graphique de la zone optimale	79
V.3.Variation du débit spécifique q en fonction de l'immersion relative α	80
V.4 .Variation du coefficient de résistance spécifique K_Q en fonction de q et de α	81
V.5.Variation du coefficient du débit K_Q en fonction de q et α	82
V.6.Variation de \bar{Q} en fonction de \bar{q}	84
V.7.Interprétation des résultats $K_Q = f(\alpha)$ $K_Q = f(q)$	84
V.7.1.Variation : $Q_l = f(Qa)$	84
V.7.2. Variation : $q_{opt} = f(\alpha)$	85
V.7.3.Variation : $Ral = f(\alpha)$ et $Ral = f(q)$	86
V.7.4.Variation : $K_Q = f(\alpha)$ et $K_Q = f(q)$	87

V.7.5.Variation $Q = f (q)$	88
V.8.Conclusion	88
Conclusion générale	90
Bibliographie	93
Annexe	95

Liste des abréviations
Lettres latines :

- A : Section transversale de la conduite [m²], 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]
- f 1, f 2 : Fonctions analytiques
- Fr: Nombre de Froude
- g : Accélération de la pesanteur [m/s²]
- Gi : 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]
- Δha : 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]
- Hc: Hauteur du coude du système air-lift en U [m]
- ΔHl : Perte de charge dans l'eau seule [m]
- ΔHm : Perte de charge totale dans le mélange air-eau [m]
- hf, hg : Perte de charge développée dans le liquide et le gaz [m]
- K_Q, K_{Q_{th}}, K_{Q_{exp}} : Coefficient de débit, théorique et expérimental
- K1 : Constante
- K2 : Constante qui dépend du rendement du système
- k : Coefficient de compressibilité [m²/N]
- Km : Coefficient de glissement entre les deux phases air et l'eau
- L : Hauteur totale du système air-lift [m]
- lc : Longueur du coude du système air-lift en U [m]
- l : Largeur du niveau d'eau dans le déversoir [m]
- li, ls : Profondeur de la section d'entrée et de sortie [m]
- m0 : Fraction volumique du liquide sur celle de l'air

Ma : Nombre de Mach
 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/m²]
 ΔPC : Perte de pression d'air pendant la mise en marche [N/m²]
 PC : Pression donnée par le compresseur [N/m²]
 $P_{moy\ b.}$: Pression moyenne du mélange correspondant au barbotage [N/m²]
 P_{moy} : Pression moyenne au mélangeur [N/m²]
 P_{atm} : Pression atmosphérique [N/m²]
 P_i : Pression dans une section quelconque de la conduite d'air-lift [N/m²]
 P_m : Pression du mélange air-eau au niveau au mélangeur [N/m²]
 ΔPd : Charge dans la conduite [m].
 ΔPr_1 : Perte de charge dans la conduite air-lift pour une perte de charge nulle dans la conduite d'aspiration [m].
 $P_{nominale}$: Pression nominale d'air [bar]
 P_0 : Pression d'air au mélangeur [N/m²]
 P_2 : Pression d'air à la sortie (pression atmosphérique) [N/m²]
 Q_l : Débit volumique d'eau de l'air-lift [m³/s]
 Q_{ab} : Débit d'air dans la phase de barbotage de l'air-lift [m³/s]
 Q_a, Q_{g0} : Débit volumique d'air à la pression atmosphérique P_{atm} [m³/s]
 Q_{air}, Q_a : Débit d'air massique expérimental [g/s]
 $Q_{a\ moy}$: Débit volumique d'air à la pression P_{moy} [m³/s]
 q : Débit spécifique de l'air-lift à pression quelconque
 q_0 : Débit spécifique de l'air-lift à pression atmosphérique
 q_{moy} : Débit spécifique moyen à P_{moy}
 Q_m : Débit volumique du mélange air-eau [m³/s]
 q_{min} : Débit spécifique minimum
 q_{th} : Débit spécifique théorique
 Δq : 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) [m³/s]
 Q_l : Débit volumique du liquide (eau) [m³/s]
 $Q_{a,m}$: Débit d'air comprimé de mise en marche [m³/s]
 $Q_{a,opt}$: Débit volumique d'air optimal [m³/s]
 Q : Débit liquide réduit
 q : Débit spécifique réduit
 q_{opt} : Débit spécifique optimal
 q_i, q_s : Débit spécifique aux sections d'entrée et sortie
 R : Résistance de la conduite d'aspiration [s²/m⁵], constante des gaz parfaits [*bar.m³ / kg.°K*]
 R_{al} : Résistance hydraulique de la conduite de l'air-lift [s²/m⁵]
 R_s : Immersion relative du système
 r : Nombre de grandeurs physiques fondamentales, coefficient de corrélation
 Re, Rem : Nombre de Reynolds et celui du mélange air-eau
 s : Glissement entre phases gaz et liquide
 Δt : 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 [*I*]
 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]
 $V_{m'}$: Vitesse moyenne du mélange aux différentes sections [*m/ s*]
 W_{la} : Volume d'eau contenu dans la conduite d'amenée d'air comprimé [m³]
 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 dévers

Lettres grecques :

ρ_l : Masse volumique du liquide (eau) [kg/m³]

ρ_{G0} : Masse volumique du gaz à la pression atmosphérique (air) [kg/m³]

α_2 : fractions de volume du gaz (air)

ψ : Coefficient perte de charge du mélange diphasique air-eau

ρ_i : Masse volumique de l'air à une section quelconque de l'air-lift [kg/m³]

η : Rendement isothermique de la détente de l'air [%]

$\rho_m, \rho_{mél}$: Masse volumique du mélange air-eau [kg/m³]

ρ_a : Masse volumique d'air à la pression moyenne du mélangeur [kg/m³]

η_{max} : Rendement isothermique maximal de la détente de l'air [%]

ρ_{mb} : Masse volumique du mélange air-eau correspondant au barbotage [kg/m³]

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

ρ_{atm} : Masse volumique d'air à la pression atmosphérique [kg/m³]

λ_m : Coefficient de perte de charge par frottement du mélange diphasique air-eau

ν_m, ν : Viscosité cinématique du mélange air-eau [s/m²]

σ : Tension superficielle [s²/kg]

μ_i, μ : Coefficient du débit expérimental du déversoir

ρ_{Hg} : Masse volumique du mercure [kg/m³]

α_{12} : Coefficient de vitesse

ν_l : Viscosité cinématique du liquide (eau) [s/m²]

ν_g : Viscosité cinématique du gaz (air) [s/m²]

Liste des tableaux :

N° de Tableau	Page
Tableau N° (3.1): Calcul d'un air-lift court	46
Tableau N° (3.2): Calcul d'un air-lift long	47

Liste des figures :

N° de la figure	Page
Figure.1 : Système de pompage par air lift	02
Figure 1.1: Configuration des écoulements dans une conduite verticale.	07
Figure.1.2 : Exemple d'une carte d'écoulement expérimentale	09
Figure.1.3 : Exemple d'une carte mécaniste.	09
Figure.1.4 : Schéma type d'un air-lift	11
Figure.1.5 : Schémas de différents air-lift pratique	11
Figure.1.6 : Caractéristique de fonctionnement d'une pompe air-lift (Pattantatyus, 1959)	20
Figure.2.1 : Les schémas de fonctionnement du système air-lift	25
Figure.2.2: Caractéristique débit d'eau Q_l -débit d'air Q_a d'un air-lift pour $D=0.08\text{m}$, $h=5\text{m}$, $\alpha=0.5$.	31
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 $D=0.08\text{ m}$	32
Figure.2.4: Construction sur les courbes caractéristiques rendement-débit d'un air-lift donné.	34
Figure.2.5: Courbes de variation du débit spécifique théorique q_{th} en fonction de l'immersion relative α pour et $h=30,70, 120\text{ m}$.	35
Figure.2.6: Schéma de calcul du coefficient de résistance hydraulique R_{al}	37
Figure. 2.7 : Variation de la perte d'énergie due à la résistance de la conduite d'air-lif dans l'eau ΔH_l et dans le mélange air-eau ΔH_m en fonction du débit spécifique q .	39
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 α .	39
Figure.3.1: Développement des structures du mélange diphasique air-eau en fonction débit d'air et du rendement de la pompe air-lift.	44
Figure.3.2: Développement de la perte d'énergie dans le mélange diphasique air-eau en fonction des pertes par glissement et frottement	45
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 ($h=120\text{ m}$ et $a=0.3$)	48
Figure.3.4: Courbes de variation du débit liquide en fonction du débit d'air pour un air-lift long et pour différents diamètres ($h=20\text{ m}$, $a=0.3$).	48
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 ($h=40\text{ m}$, $a=0.2$)	49
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 ($h=5\text{ m}$, $a=0.2$).	49

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 ($h=8$ m, $a=0.2$).	49
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 $a=0.3$	50
Figure.3.5.4: Caractéristiques débit d'eau Q_l en fonction du débit d'air Q_a d'un air-lift court et pour différents diamètres, $h=10$ m, $a=0.3$.	50
Figure.3.6: Courbes de variation de K_Q en fonction du débit spécifique q pour différentes immersions relatives α et pour un air-lift long ($h=50$ m, $D=0.8$ m)	50
Figure.3.7: Courbes de variation du débit spécifique théorique q_{th} en fonction de l'immersion a pour différentes immersions géométriques $h= 30,70, 120$ m.	51
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 $h=4$ m et $a=0.3$	51
Figure.3.9: 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 $a=0.4$	52
Figure.3.10: Caractéristiques débit d'eau et rendement en fonction du débit d'air pour différents diamètres du système d'air-lift à $h=10$ m et $a=.3$.	52
Figure.3.11: Variation du débit d'air en fonction de l'immersion relative a pour diamètres pour l'air-lift long	53
Figure.3.12: Variation du débit d'eau en fonction de a pour un air-lift long et pour différents diamètres, immersion $h=20$ m.	53
Figure.4.1 : Schéma simplifié d'écoulement diphasique air-eau en poche-bouchon	57
Figure.4.2 : installation expérimentale du laboratoire d'Hydraulique de l'Ecole Nationale Polytechnique	60
Figure.4.3 : Schéma du modèle expérimental du laboratoire	62
Figure.4.4: Compresseur	63
Figure.4.5: Séparateur réel et Schéma du séparateur	64
Figure.4.6 : mélangeur réel et Schéma de mélangeur	64
Figure.4.7 : Schéma des différents injecteurs	65
Figure.4.8: Réservoir d'alimentation	66
Figure .4.9: Limnimétrie	66
Figure.4.10: Manomètre	66
Figure.4.11: Formation de bulles et bouchons d'air au départ du mélangeur	68
Figure 4.12: Schéma d'oscillation d'eau à l'injection d'air au mélangeur	69
Figure.4.13 : Schéma du diaphragme et prise de pression	70
Figure.4.14 : Manomètre différentiel incliné sortant du compresseur et Diaphragme	71

Figure.4.15: Prises de pression au niveau de diaphragme	72
Figure.4.16: Courbe d'étalonnage du débitmètre (diaphragme) d'air comprimé délivré par le compresseur	72
Figure.4.17 : Courbe d'étalonnage du manomètre d'air comprimé sortant du compresseur	73
Figure .4.18 : Déversoir triangulaire	74
Figure.4.19 : Schéma du déversoir triangulaire	74
Figure.4.20: Courbe d'étalonnage du déversoir	75
Figure.5.1: Caractéristiques expérimentales $Q_l=f(Q_a)$ du modèle de laboratoire avec un diamètre $D= 0.08$ m.	78
Figure.5.2: zone optimale des Caractéristiques expérimentales $Q_l=f(Q_a)$ du modèle de laboratoire avec un diamètre $D=0.08$ m.	80
Figure.5.3: Courbes de variation de débit spécifique optimal en fonction de l'immersion relative α	81
Figure.5.4 : Courbes du coefficient de résistance spécifique en fonction de α et q .	81
Figure.5.5: Courbes de variation du coefficient du débit K_Q en fonction du débit spécifique q	83
Figure.5.6 : Variation du coefficient de débit K_Q expérimental en fonction de l'immersion relative α	83
Figure.5.7 : Variation du débit liquide adimensionnel ($Q_l/Q_{l_{opt}}$) en fonction du débit spécifique adimensionnel (q/q_{opt}).	84
Figure. A.1 : Caractéristique $Q_l=f(Q_a)$ calculée selon le modèle théorique de Giot (1979) et pour différent α , $D=0.08$ m	94
Figure. A.2: Caractéristiques $Q_l=f(Q_a)$ d'un air-lift, $d=0.08$ m, $L=10$ m, glissement air/eau, $s=1$ et différentes immersions relatives α correspondant au modèle diphasique homogène selon le modèle de Stenning	94
Figure. A.3: Courbes caractéristiques $Q_l=f(Q_a)$ d'un air-lift, $D=0.08$ m, $L=10$ m et différentes immersions relatives α d'après le modèle de Reinemann	95
Figure. A.4: Caractéristiques $Q_l=f(Q_a)$ calculées selon le modèle théorique de Clarck (1986) obtenues par intégration du gradient de pression pour différents α . $D=0.08$ m	95

Introduction générale

Le système de pompage air-lift

1-Introduction

Le système de pompage par la technique Air-lift fonctionne comme une machine hydraulique utilisant l'air comme une source d'énergie renouvelable. Cet air est généralement comprimé par un compresseur.

La pompe d'air lift est un dispositif qui se base sur la flottabilité et le frottement produite par l'entraînement des bulles de l'air pour soulever le liquide.

Les pompes d'air lift sont des appareils simples. Elles se composent généralement d'une évacuation verticale ou une conduite éjecteur immergé dans la masse de liquide à pomper.

Un tuyau conçu spécialement pour conduire l'air comprimé jusqu'à l'éjecteur, à une courte distance de son extrémité inférieure. L'air est ensuite introduit dans la colonne d'eau dans le tuyau éjecteur à une pression supérieure à celle de la pression de liquide dans le tuyau. La gravitation provoque alors un corps de bulles d'air à monter dans le tuyau éjecteur en raison de la faible densité de l'air. Cette colonne de bulles d'air transporte le liquide environnant avec elle par l'inertie ainsi que forcer le liquide au dessus de se déplacer vers le haut.

Comme le liquide se déplace vers le haut, il crée un vide qui aspire le liquide du puits dans le tuyau éjecteur, donc il prend sa place. Cela crée un mouvement constant vers le haut de liquide dans le tuyau qui représente le mécanisme de pompage de la pompe à air lift. Le volume du processus de pompage peut être contrôlé en réglant la pression de l'air introduit qui influe également sur la «tête» que la pompe est capable de produire. La tête de la conduite se réfère à la distance verticale que la pompe est capable de déplacer le liquide au-dessus du niveau de l'eau du puits.

Le mélange d'air-eau est moins dense par conséquent, il est déplacé par les alentours d'eau de plus haute densité.

Le premier niveau détermine la pression dans laquelle le compresseur doit fournir initialement l'air à la pompe pour qu'elle fonctionne.

Le deuxième niveau affecte des paramètres de l'opération (écoulement d'eau, submersion, etc.), et détermine la pression à laquelle la pompe doit fournir l'air pendant les conditions de l'état-stable. [11]

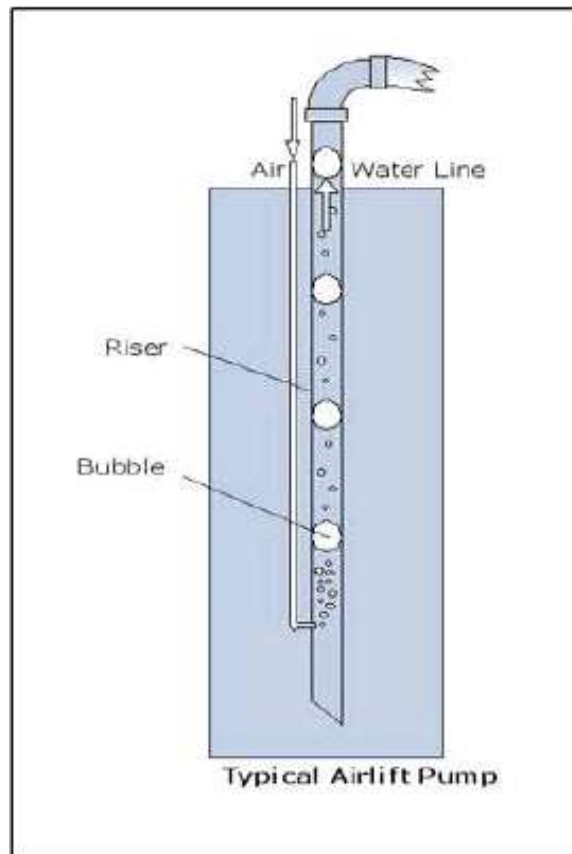


Figure.1: Système de pompage par air lift [11]

II-Aperçu sur l'histoire d'air-lift

La technique Air-lift a été découverte par l'ingénieur allemand Carl.E Loescher dans l'industrie minière **1797** où il a trouvé utile pour pomper et développer les puits.

Cette technique a été vue dans l'exploitation minière du charbon industriel à cause de sa capacité d'extraire les minéraux de puits de mine profonds.

La première application de cette technologie aux Etats-Unis n'a pas été vue jusqu'à **1846**. [15]

Le premier équipement spécifique pour l'air-lift a été l'œuvre de l'américain A.Brear en **1865**, et qui lui donna le nom de : Oil Injector.

Depuis, cette méthode a rencontré un essor favorable :

- **1864-1900** : Pendant cette période lifting consistait à injecter de l'air comprimé par l'annulaire du tubing.
- **1900-1920** : L'extension de l'air lift, où ce procédé a commencé à être utilisé dans le grand gisement tel : Spindle Top.
- **1920-1929** : Le gaz naturel commence à être utilisé. L'application de l'air-lift grâce au succès rencontré dans le champ de Seminole en Oklahoma.

• **1929-1945** : Cette ère a connu l'élaboration d'environ 25 000 vannes différentes.

Le développement technologique a fait que l'efficacité de l'activation n'a cessé de s'améliorer.

• De **1945** au temps présent : Depuis la fin de la deuxième guerre mondiale, les différents types de vannes ont laissé place aux vannes réglables à la pression (pressure-opération valves).

Plusieurs compagnies se sont penchées sur l'évolution et le marketing de ce genre de vannes.

• **1957**: L'apparition des vannes d'air-lift retirables par wire-line.

En **1970** Spoltte a encouragé le système de pompage par la technique Air-lift pour ses avantages.

[16]

III- Etat d'art de la technique Air-lift

Le pompage par la technique Air-lift a été utilisé pour l'extraction d'eau de mer, aussi bien que circulation d'eau et aération dans les étangs de l'aquaculture.

Le système de pompage par la technique Air-lift a été décrit comme un appareil pour élever des liquides ou mélanges de liquides à travers une conduite verticale. [15]

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.
- * Sûreté et stabilité du fonctionnement.
- * Minimum d'énergie requise pour sa maintenance et sa mise en marche.
- * Un fonctionnement durable.
- * Régulation du débit automatique.

L'air-lift se confirme et devient le représentant de nouvelle technologie. Il se compose en général, d'un système de conduites démunies des accessoires mobiles (en général, système mécanique complexe) et utilise seulement de l'énergie fournie par l'air comprimé. [134]

Dans de nombreuses situations industrielles, on est amené à véhiculer des mélanges de plusieurs fluides ou encore une matière constituée de deux phases. Les exemples courants sont :

- les écoulements eau-vapeur (ébullition, condensation) en production d'énergie, refroidissement des réacteurs nucléaires.les mélanges d'hydrocarbures (extraction et transport du pétrole et du gaz).

- les écoulements air-eau dans les pompe air-lifts (exploitation des gisements fond marin, dévasement des barrages) [16]

- Les écoulements diphasiques peuvent être classes selon les phases en présence (liquide, gaz, solide)

- * mélange solide-liquide (transport de boue, etc.).
- * mélange solide-gaz (transport pneumatique).
- * gaz-liquide (ébullition dans les réacteurs nucléaires). [17]

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 CO₂ 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 après 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.

Pour 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 conséquent en matière de connaissance, pour le mélange celle-ci reste toujours rudimentaire, fragmentaire et ne revêt pas de caractère universel.

Elle 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 configurations⁴ 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 lourde, cher et qui n'est 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.

Pour simplifier, on adopte pour ce travail une approche monophasique du mélange air-eau introduit sous la base d'un modèle diphasique homogène. Par le bilan global de puissance projeté sur toute l'installation air-lift, on tentera 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. [13]

Chapitre I:

Etude Bibliographique du système air-lift

L'étude de la pompe air-lift implique celle des écoulements diphasiques pour le couple air-eau en conduite cylindrique verticale. Cette dernière est de première importance en vue d'optimiser le cout des différentes installations .Cependant leur description précise et la prédiction des régimes d'écoulement qui peuvent se produire est très difficile, car ils représentent des géométries d'interfaces variées selon les conditions de l'écoulement et la nature des fluides mis en jeu.[6]

I.1 Régimes d'écoulements dans les conduites verticales:

Lors d'un écoulement diphasique gaz-liquide, l'interface entre les deux phases peut prendre plusieurs formes, cela dépend du débit de chaque phase, la pression, le sens de l'écoulement (ascendant, descendant, co-courant, contre-courant), des propriétés du fluide et de la géométrie du système. Les configurations de l'écoulement sont utilisées dans la description de cette distribution. Aussi la terminologie utilisée dans la définition de plusieurs régimes d'écoulements est tributaire de l'interprétation des expériences réalisées. Ainsi, la classification des régimes d'écoulement est valide seulement d'un point de vue qualitatif (Figure. 1.1).

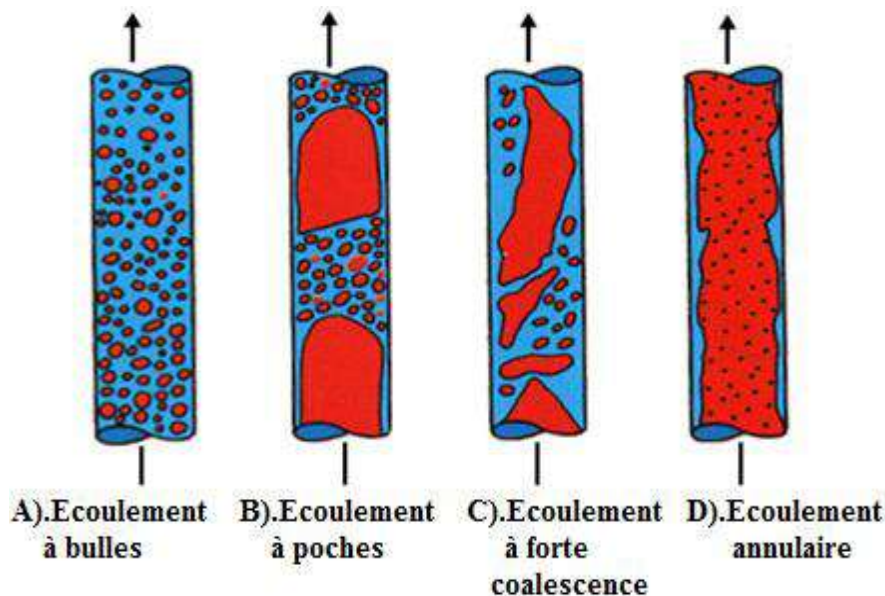


Figure 1.1: Configuration des écoulements dans une conduite verticale.

I.1.1. Les configurations de l'écoulement dans les conduites verticales:

A. Écoulement à bulles :

Il est observé à faible débit de gaz, caractérisé par la présence de bulles dispersées de taille relativement petite.

B. Écoulement à poches :

En augmentant le débit de gaz, les bulles coalescents pour donner lieu à des poches séparées par des bouchons de liquide de sections voisines de celle de la conduite.

C. Écoulement à forte coalescence :

L'écoulement à poches peut mener à des instabilités. Dans cette situation la forme du bouchon est très irrégulière et avec une interface instable et allongée.

D. Écoulement annulaire :

La phase liquide circule comme un film près des parois du tube, avec ou sans bulle. Cette phase est aussi présente sous une forme dispersée, dans la phase gazeuse qui s'écoule dans le centre du tube.

I.1.2. Cartes d'écoulements :

Une carte d'écoulement, comme son nom l'indique, est une représentation graphique bidimensionnelle des domaines d'existence des différents régimes.

Les systèmes de coordonnées qui la définissent sont choisis parmi les variables de l'écoulement diphasique.

Ces derniers sont différents selon les auteurs, et il n'existe pas de consensus sur le meilleur système. Les paramètres qui sont souvent employés sont ceux utilisés par l'expérimentateur pour contrôler l'écoulement, à savoir les vitesses superficielles du liquide et du gaz,.... etc. Les frontières entre les différents régimes n'ont jamais été bien définies et les zones de transition sont relativement étendues, d'où le caractère subjectif de ces cartes. La génération des cartes d'écoulements est de deux types. L'une est une carte expérimentale (**Figure. 1.2**).

Pour prendre en considération les effets des propriétés des fluides et du diamètre de la conduite, des corrélations additionnelles doivent être introduites.

Les cartes mécanistes sont par contre développées en analysant les mécanismes physiques de transition modélisés à travers les équations fondamentales (**Figure. 1.3**).

Les corrélations empiriques sont toujours utilisées dans les modèles mécanistes pour la fermeture de modèle. [5]

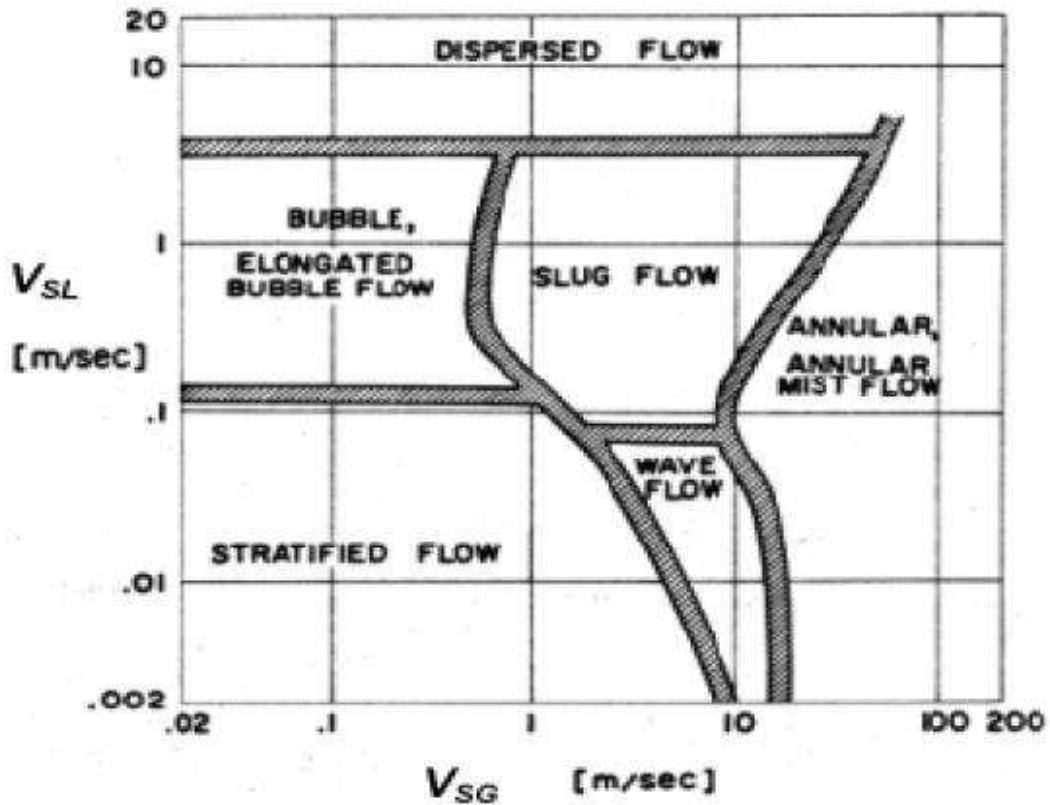


Figure.1.2 : Exemple d'une carte d'écoulement expérimentale.

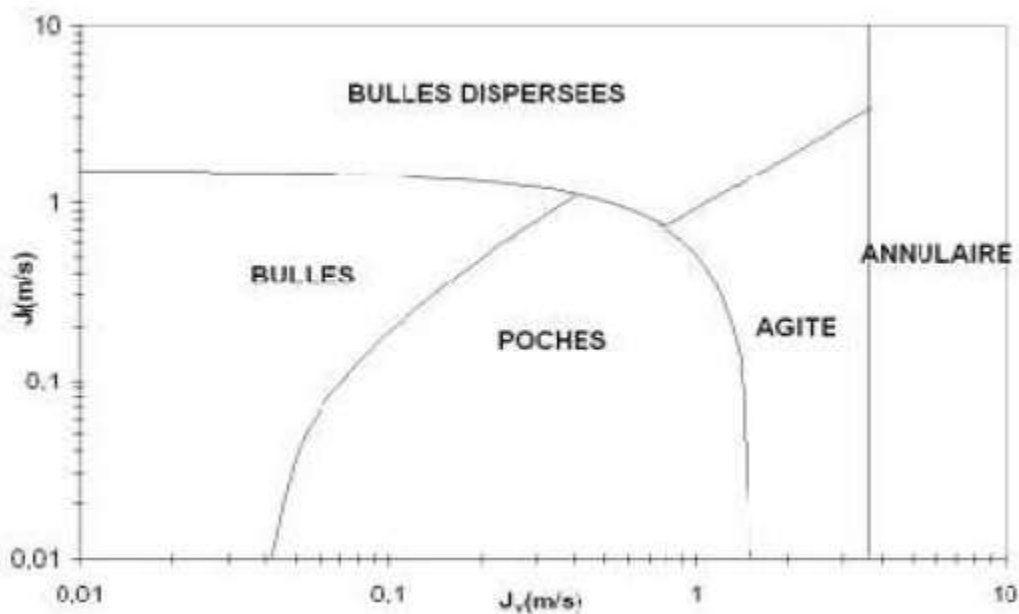


Figure.1.3 : Exemple d'une carte mécaniste. [5]

I.2. Les différents modèles utilisés sur le système air lift :

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.

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.

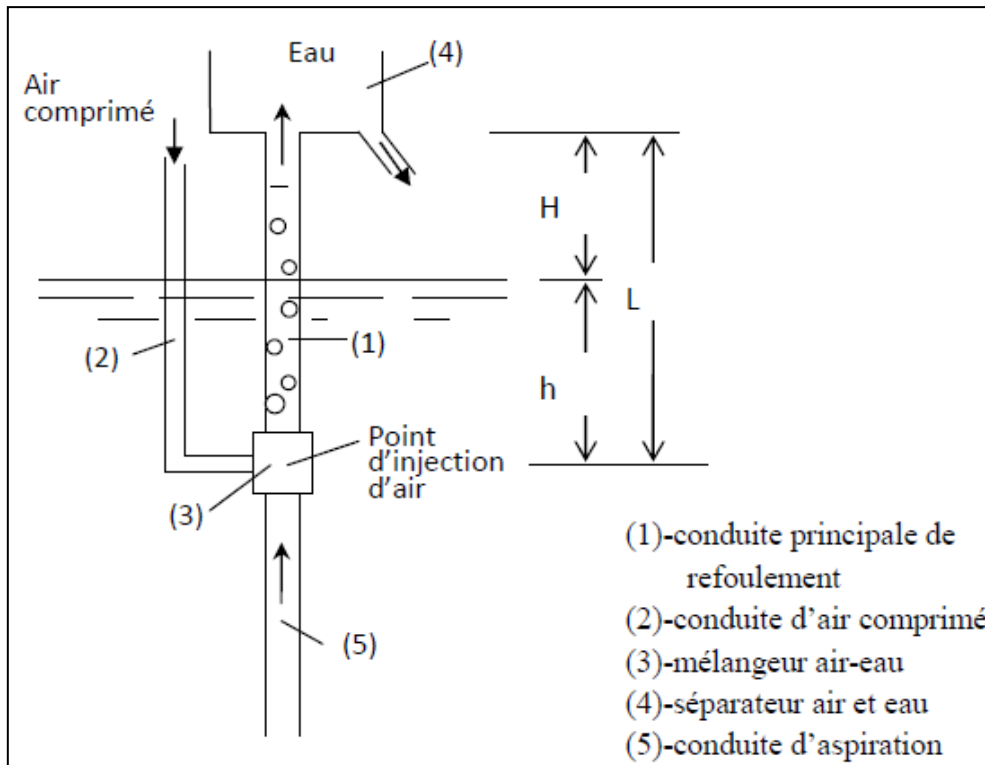


Figure.1.4 : Schéma type d'un air-lift

Selon le domaine d'application pratique, on rencontre trois types de schéma d'air-lift possible figure (1.3) et leur étude analytique se conduit de la même manière. Clark (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.

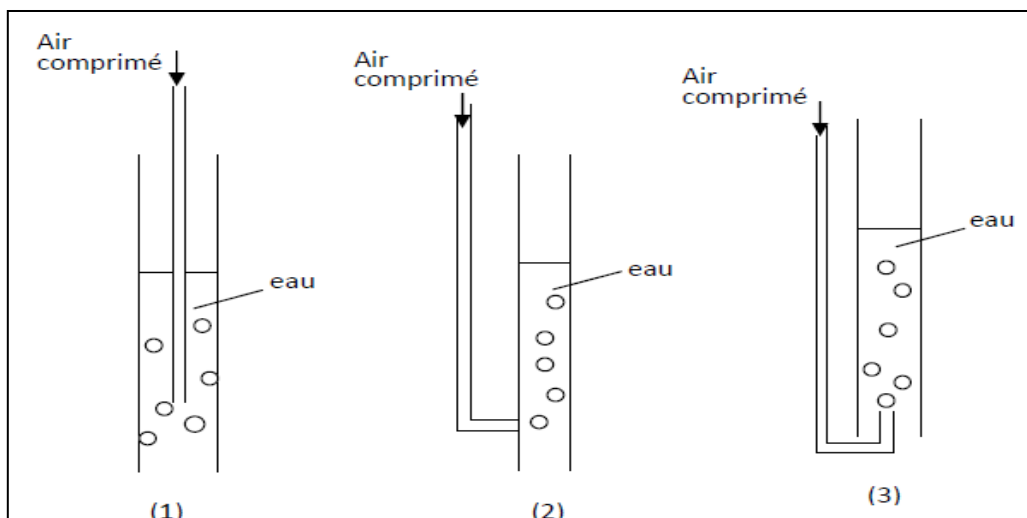


Figure.1.5 : Schémas de différents air-lift pratique

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 ultrarapide pour la visualisation et l'enregistrement des configurations et des sondes de mesure du taux de vide entre autre.

I.3.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 2.4), 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 :

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.

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.

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 2.4) 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 le 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.

I.3.1. 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.

I.3.2. 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.

I.3.3. Niveau statique h_S : [13]

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 :

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

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.

I.3.4. 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 correspondant 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.

I.3.5. 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 statistique.

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 ou 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 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 émit par les corps noirs. Donc de l'expression d'énergie moyenne émit 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 . [13]

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 ; ρ_l : masse volumique du liquide; ρ_{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 qui s'écrit comme :

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

Où, ΔP_d : Charge dans la conduite (5), ΔP_{r1} : Perte de charge dans la conduite air-lift (1) pour une perte de charge nulle dans la conduite (5), α_2 : fraction de volume du gaz. Les prédictions par cette méthode statistiques semblent être en parfait accord avec celles de Govier (1957).[13]

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 diamètres de 3.5 mm, Jeelani (1979) trouve que les données s'accordent bien avec le modèle pour un $Qa > 20$ 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 Qa 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 Husain est valable pour des diamètres inférieurs à 3.5 mm mais pour des grands Qa 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 conditionnant 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 3).

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 :

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

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 modèle 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 a 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 s'appliquer 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 du pétrole, il est fait usage beaucoup plus de corrélations graphiques, ou d'équations empiriques. Elles sont 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 de l'air 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 due 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 une vitesse superficielle d'air constante n'est valable que pour une seule hauteur car cette vitesse croît avec la croissance de la hauteur de la pompe. La méthode de Nicklin a été appliquée avec succès par Stenning et Martin (1968). Ils ont utilisé 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].

I.4.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. Clark (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 Pattantatytus ,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.

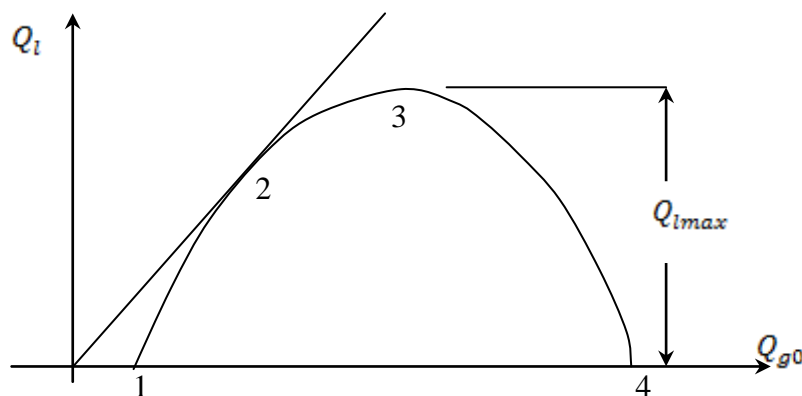


Figure.1.6 : Caractéristique de fonctionnement d'une pompe air-lift (Pattantatytus, 1959)

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 Q_l diminue 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 apparait 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), Geyer (1980), Kozératzki (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 Kozératzki (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, Geyer (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 $m_o = 0.5$ correspondant à une immersion relative de $\alpha = 0.66$, la perte de charge est minimale dans le système, avec :

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

Où, α 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 / Qa et de la masse volumique du mélange. [13]

Chapitre II :

Approche théorique et exploration fonctionnelle

De la pompe air lift

II.1.Principe de fonctionnement et dépendances générales :

Le principe de fonctionnement de la pompe air lift consiste à insuffler de l'air à la base d'un tube plongé partiellement dans l'eau.

Une émulsion air-eau apparaît, plus légère que l'eau environnante. Un mouvement ascendant est ainsi créé, entraînant un courant d'eau. L'efficacité d'un air lift dépend de plusieurs facteurs :

- du diamètre du tube.
- du débit d'air injecté.
- de la taille des bulles.

Malgré tout, cette efficacité reste très faible par rapport aux pompes classiques. En pratique l'air lift est peu utilisé comme moyen de pompage. Il sert le plus souvent à créer une recirculation d'eau afin d'homogénéiser le milieu et d'éviter la stratification (en élevage larvaire dans les viviers).

L'air lift est également utilisé quelque fois pour reoxygéner le milieu. La aussi, son rendement est très faible, car la hauteur de la colonne et le temps de contact avec l'eau sont généralement très réduits.

Interviennent dans le choix de série, la nature du travail demandé (intervention de courte durée ou travaux longue durée), la qualité de l'eau à véhiculer (chargée de graviers ou de débris, ou bien claire), et éventuellement la priorité donnée à la recherche du débit (arrosage, remplissage de piscine...) ou de la pression (irrigation par aspersion, lutte anti-incendie, pentes fortes). Dans un deuxième temps, il faut calculer la hauteur totale d'élévation, qui s'exprime en mètres et qui est la somme de 3 données :

- La hauteur d'aspiration,
- La hauteur de refoulement,
- La perte de charge.

II.1.1. Hauteur d'aspiration :

C'est la hauteur entre le niveau de l'eau pompée et l'axe de la pompe. En pratique, elle ne peut dépasser 8 m.

II.1.2. Hauteur de refoulement :

C'est la hauteur entre l'axe de la pompe et le point le plus haut du réseau dans lequel l'eau va être refoulée.[13]

II.1.3. Perte de charge :

Lors de la mise en place d'un réseau, tous ces éléments (tubes, coudes, vannes, appareils divers...) viennent solliciter le potentiel de la motopompe. Ils occasionnent tous ensemble une résistance que rencontre l'eau lors de son déplacement : la "perte de charge".

La perte de charge d'un réseau donné se calcule facilement, en fonction de la longueur, du diamètre, de la nature des tuyaux employés ainsi que du nombre et de la forme des raccords et accessoires utilisés. Elle s'exprime en mètres d'élévation.

Les concessionnaires sont à même de fournir à la demande tous les éléments nécessaires pour ce calcul.

II.2. Principe de fonctionnement et dépendances générales :

A présent, on donne les équations générales de mise 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 :

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

ρ_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 Δh_a et une autre

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 Δh_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 :

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

Δt étant le temps de mise en marche de l'air-lift et W_{la} , le volume d'eau dans la conduite d'air.

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

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 :

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

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 Δh_a peut être déterminée d'après le volume d'eau qui se trouve dans la conduite d'air (1) comme suit :

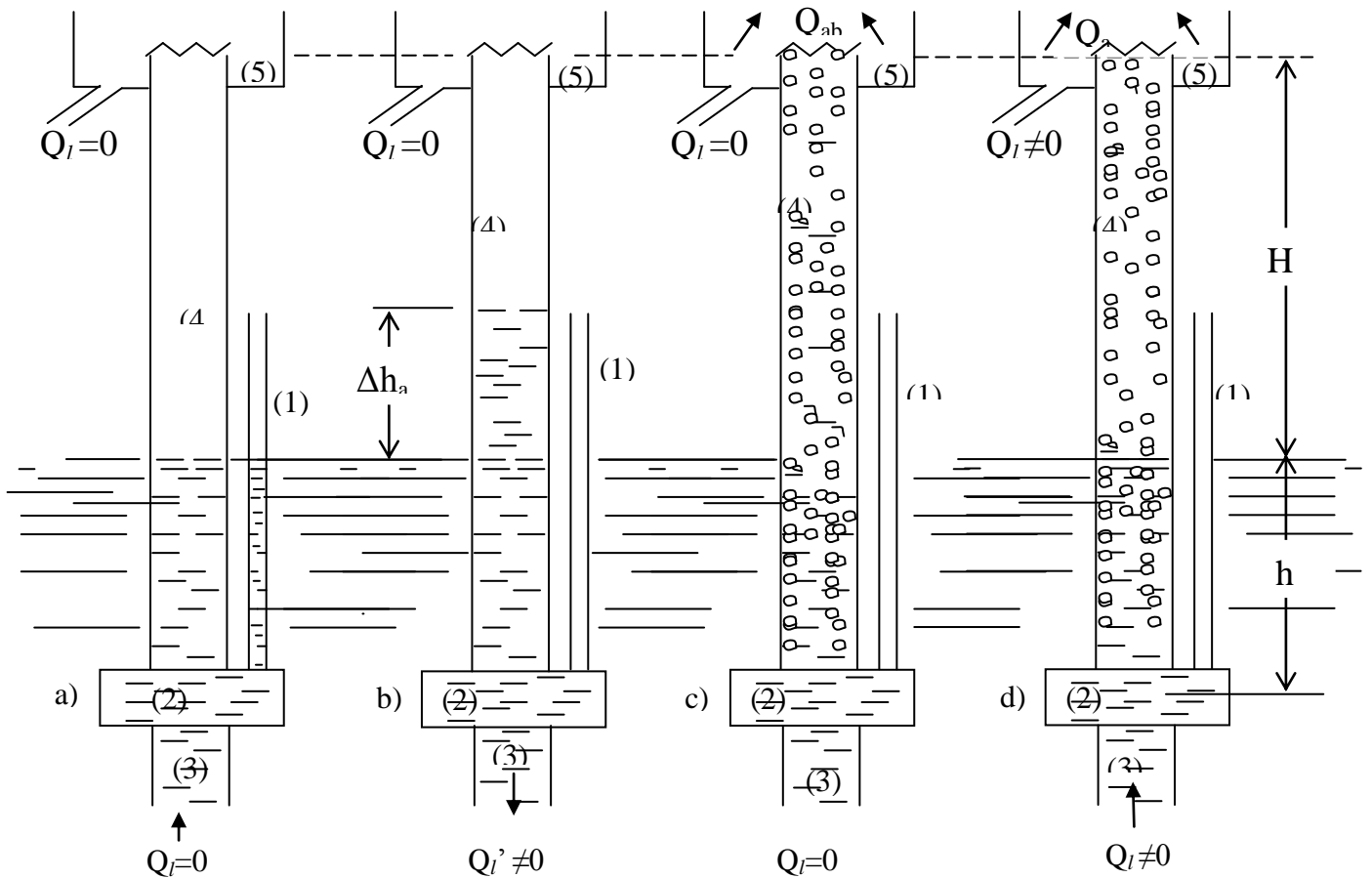


Figure.2.1 : Les schémas de fonctionnement du système air-lift[13]

$$\Delta h_a = (d_a^2 / D^2) h \quad (2.8)$$

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 :

$$P_c = P_m + \Delta P_c \quad (2.9)$$

ΔP_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 :

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

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

ρ_{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 Geyer (1982), 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 α 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, α 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 Geyer (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), Geyer (1980), Clarck (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 ρ_{atm} est la masse volumique du mélange air-eau à la pression atmosphérique P_{atm} .

P_i et ρ_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).[13]

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 :

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

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 :

Où encore sous la forme :

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

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 :

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

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 :

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

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 :

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

II.3. Les caractéristiques énergétiques de l'air-lift

En considérant que dans la conduite de refoulement, l'écoulement est stationnaire, d'après (Geier, 1982) 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 :

$$Q_l = \frac{1}{1+q_{moy}} \sqrt{\frac{h}{R_{al}} \left[1 + q_{moy} - \frac{1}{\alpha} \right] g D^5} \quad (2.34)$$

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 α 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 :

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

Ou' 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 (α) 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

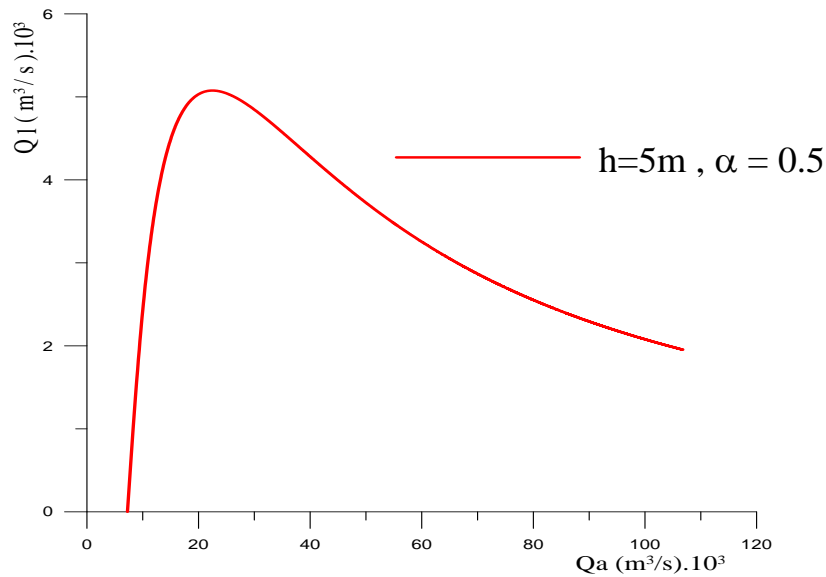


Figure.2.2: Caractéristique débit d'eau Q_l -débit d'air Q_a d'un air-lift pour $D=0.08m$, $h=5m$, $\alpha=0.5$.

Sur la figure (2.3), on a tracé une caractéristique $Q_l=f(Q_a)$ de la pompe air-lift pour une immersion relative α 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 α aussi), le débit d'eau refoulé varie aussi. Pour une augmentation de l'immersion absolue (h), (α croît aussi) et pour $L=H+h$ constant le débit de l'air-lift augmente. Au contraire pour une diminution de h et α , 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).

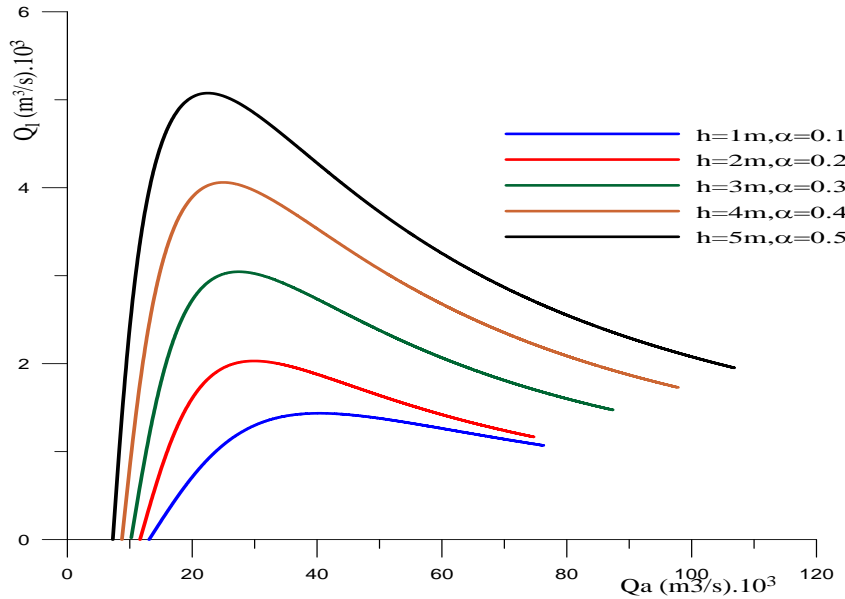


Figure.2.3: Caractéristiques débit d'eau Q_l -débit d'air Q_a , $Q_l=f(Q_a)$ pour un air-lift court de diamètre $D=0.08$ m

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,

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

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 :

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

Où :

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

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

Sur la figure (2.5), sont représentées les deux caractéristiques de l'air-lift $Ql=f(Qa)$ associée à celle de son rendement $\eta=f(Qa)$ 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 $Ql=f(Qa)$ définie graphiquement un seul point de fonctionnement et détermine un seul point de fonctionnement optimal.

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

II.4. 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.

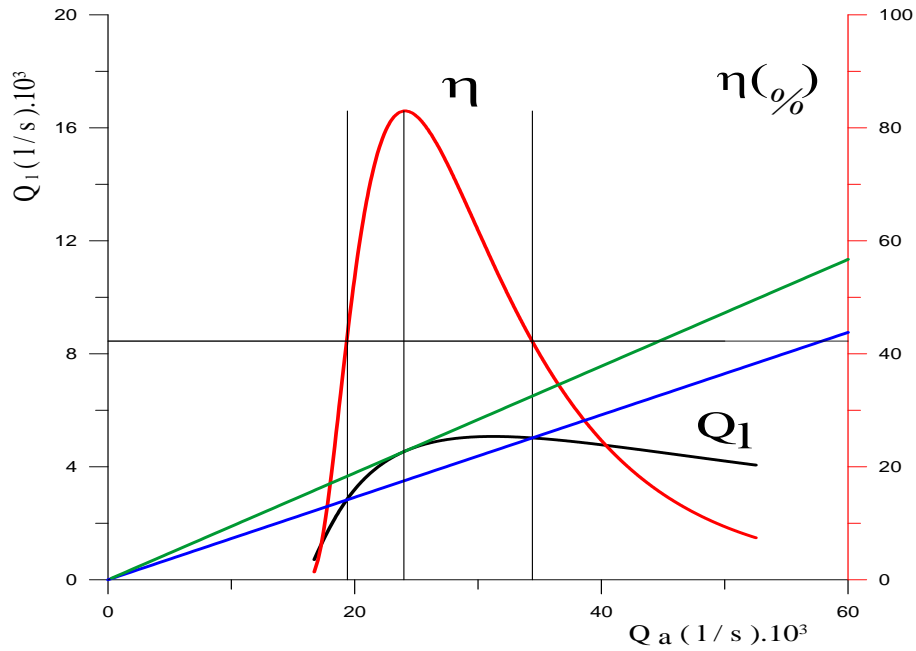


Figure.2.4: Construction sur les courbes caractéristiques rendement-débit d'un air-lift donné.

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 :

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

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

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 :

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

Donc le débit spécifique théorique d'air comprimé, pour une même immersion géométrique (h) et une même pression dans le mélangeur, dépend essentiellement de α . [13]

Sur la figure (2.5), on a montré les courbes donnant les débits spécifiques théoriques d'air comprimé, en faisant varier l'immersion relative α de 0.15 jusqu'à 0.5, pour des immersions absolues $h = 30, 70$ et 120 m.

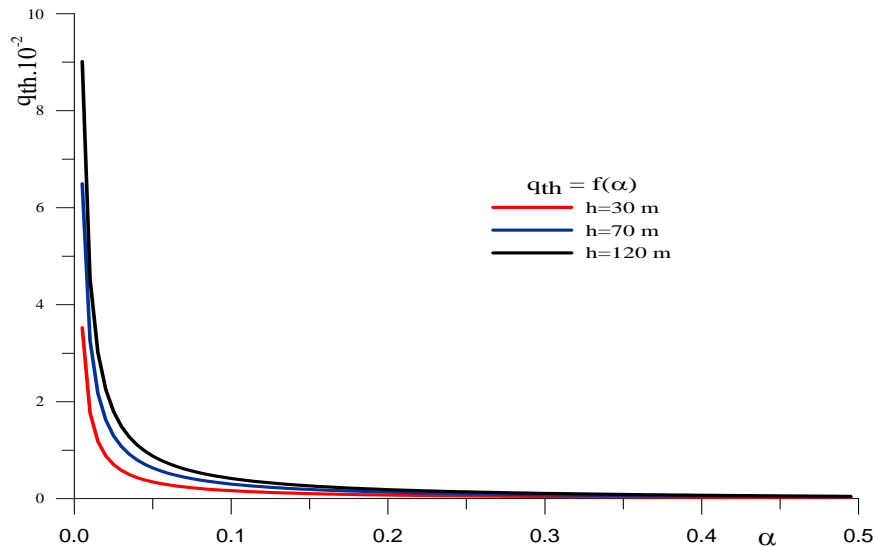


Figure.2.5: Courbes de variation du débit spécifique théorique q_{th} en fonction de l'immersion relative α pour et $h=30,70, 120$ m.

Ces courbes traduisent l'augmentation du q_{th} lorsque α diminue ; ceci est dû au fait que pour une même hauteur d'immersion absolue (h) et si α 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 :

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

Δq ; 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 η dépend du débit spécifique réel q , lequel dépend à son tour à priori de α 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.

II.5. Les coefficients typiques adimensionnels de l'air-lift

Pour l'évaluation des pertes de charge, on assimile le mélange diphasique air-eau à un 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 :

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

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

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

$$Q_l = \frac{1}{1+q} \sqrt{\frac{\alpha}{\psi}} \left(1 + q_{moy} - \frac{1}{\alpha}\right) g D^5 \quad (2.54)$$

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 :

$$K_Q = \frac{1}{1+q_{moy}} \sqrt{\frac{\alpha}{\psi} \left(1 + q_{moy} - \frac{1}{\alpha}\right)} \quad (2.55)$$

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

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

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

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

II.6. Coefficient 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

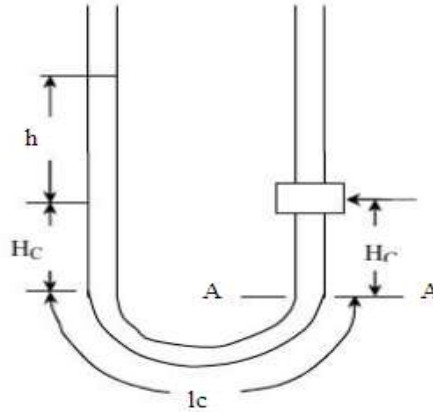


Figure.2.6: Schéma de calcul du coefficient de résistance hydraulique R_{al}

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

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

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

- La puissance hydraulique de l'eau à l'entrée du mélangeur par la conduite d'alimentation s'exprime :

$$N_{entrée} = P_m Q_l = \rho_l g h Q_l - \rho_l R_c l_c Q_l^3 + P_{atm} Q_l \quad (2.61)$$

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

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

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 η , 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 η 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 α 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 α 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.

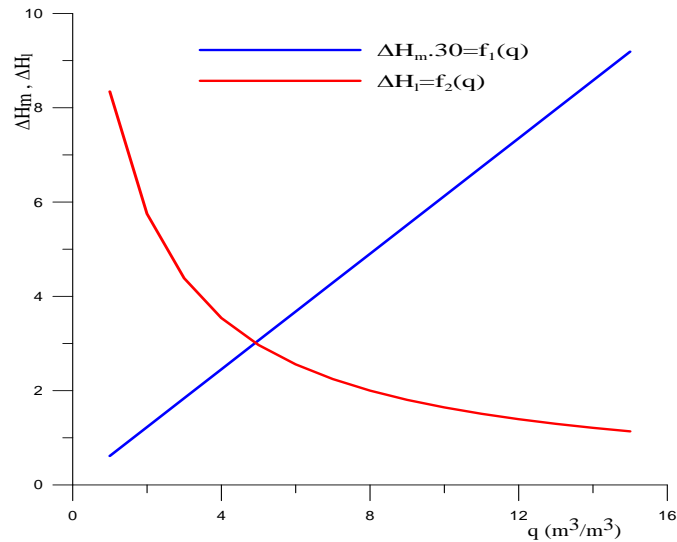


Figure. 2.7 : Variation de la perte d'énergie due à la résistance de la conduite d'air-lift dans l'eau ΔH_l et dans le mélange air-eau ΔH_m en fonction du débit spécifique q .

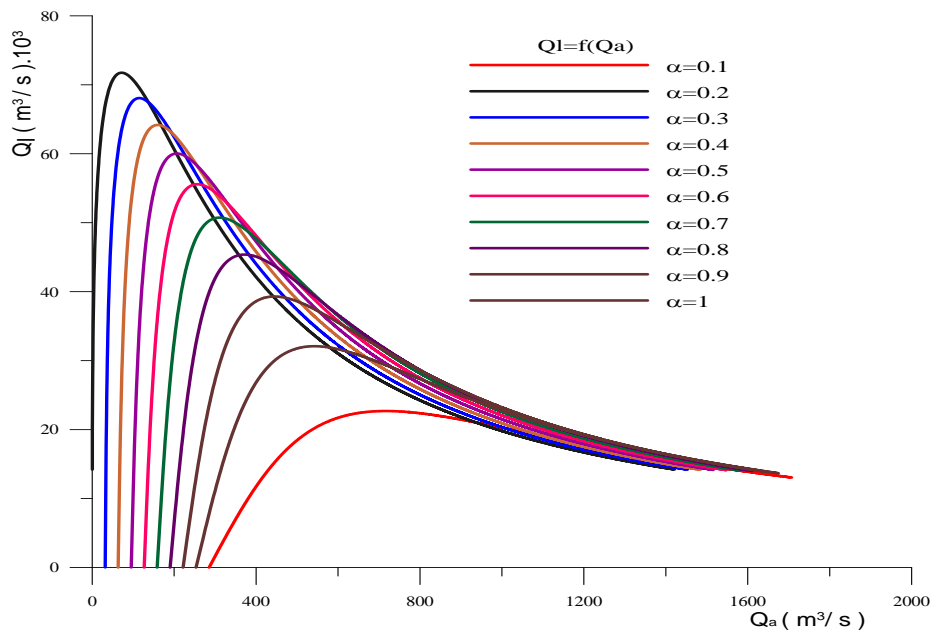


Figure.2.8: Courbes théoriques de variation du débit d'eau (Q_l) en fonction du débit d'air (Q_a) pour différentes immersions relatives α .

Remarque : Pour $\alpha = 1$, le système air-lift convient pour l'aération et l'oxygénation en milieu aquatique.

II.7.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 $\psi = 0.078$ 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 α . 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 α 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. [13]

Chapitre III

Résultats théoriques et interprétations

III.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 précédant. 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 essaiera 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 α .

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 :

III.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)

- $D = 0,60 \text{ m}$; $536 \text{ m}^3/\text{h} < Q_{ab} < 1250 \text{ m}^3/\text{h}$ (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)

III.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 α , 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) :

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

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 α , suivant les limitations du débit spécifique, du paragraphe 7.1 :

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

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

III.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. [4]

Pour toutes ces courbes, nous avons choisi, une immersion relative α , 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 α), 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.

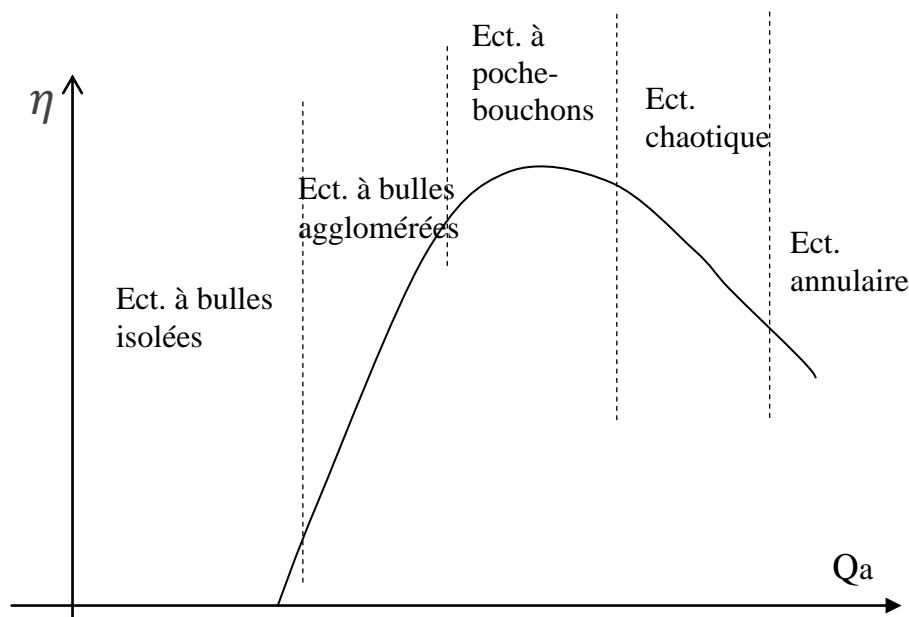


Figure.3.1: Développement des structures du mélange diphasique air-eau en fonction du débit d'air et du rendement de la pompe air-lift.

Ce débit d'air optimal augmente avec les grands diamètres

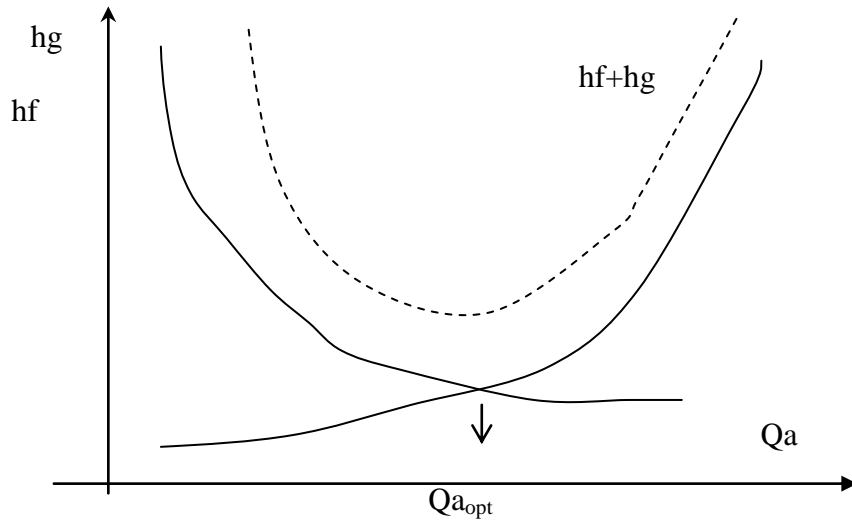


Figure .3.2: Développement de la perte d'énergie dans le mélange diphasique air-eau en fonction des pertes par glissement et frottement.

III.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 α autour de 0.4, ou le débit d'eau prend des valeurs les minimales possibles. [4]

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 α , 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 α et le diamètre D de la conduite, on peut calculer les débits d'air comprimé et d'eau en général et optimaux en particulier.

III.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.

III.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.

III.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.

III.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.

III.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. [4]

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

α	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

α	h(m)	H(m)	D(m)	Q _a (m ³ /s)	Q _l (m ³ /s)	η (%)
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

III.8. Conclusion :

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 croît 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.

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.

Une qualité de régulation de débit liquide automatique afférente à l'aide d'ajustement d'autres paramètres. [13]

III.9. Résultats graphiques :

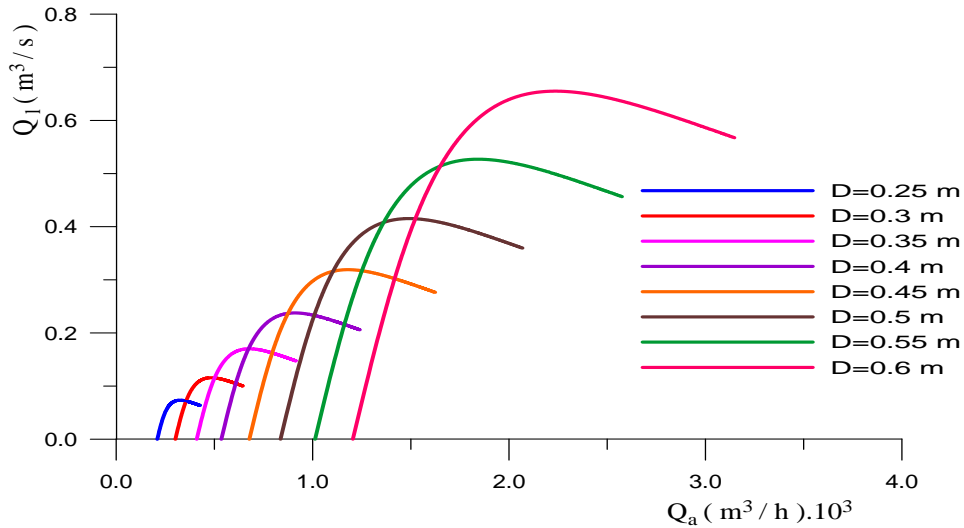


Figure.3.3: Courbes de variation du débit liquide en fonction du débit d'air pour l'air-lift long et pour différents diamètres de la conduite ($h=120$ m et $\alpha=0.3$)

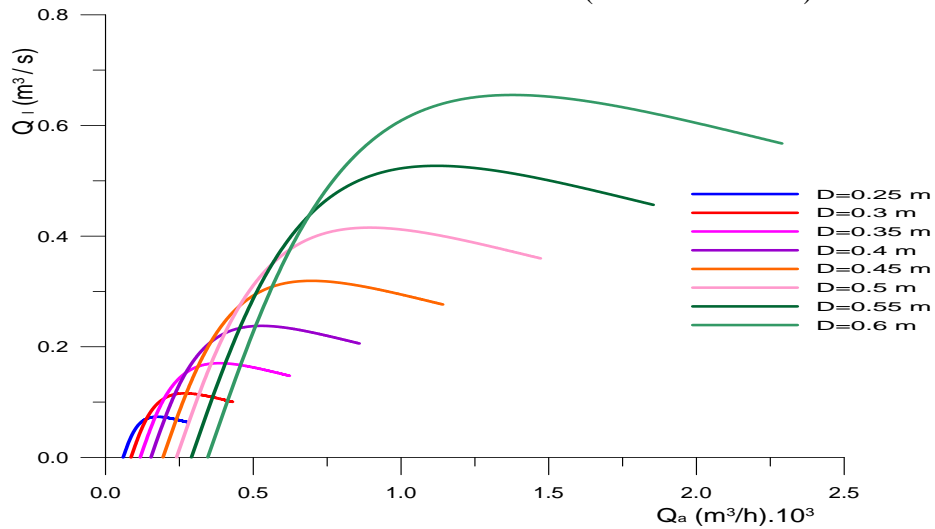


Figure.3.4: Courbes de variation du débit liquide en fonction du débit d'air pour un air-lift long et pour différents diamètres ($h=20$ m, $\alpha=0.3$).

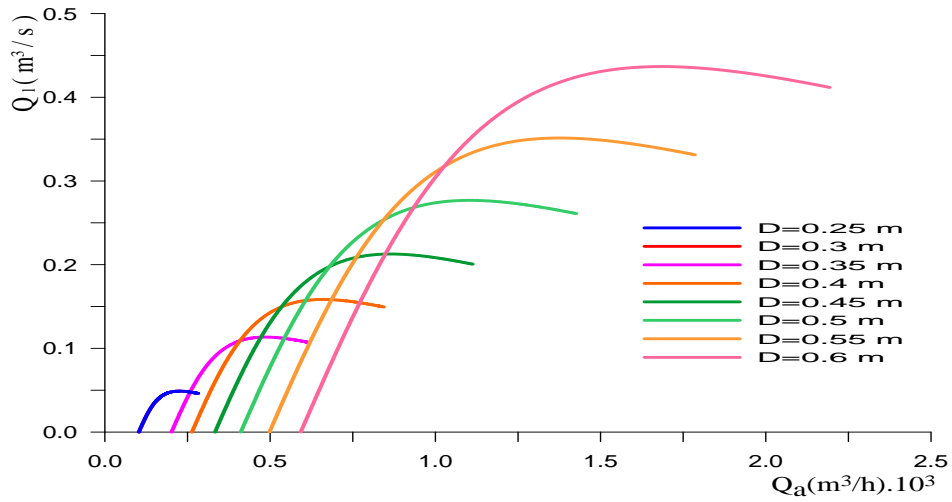


Figure.3.5: Courbes de variation du débit liquide en fonction du débit d'air pour un air-lift long et pour des diamètres différents ($h=40$ m, $\alpha=0.2$)

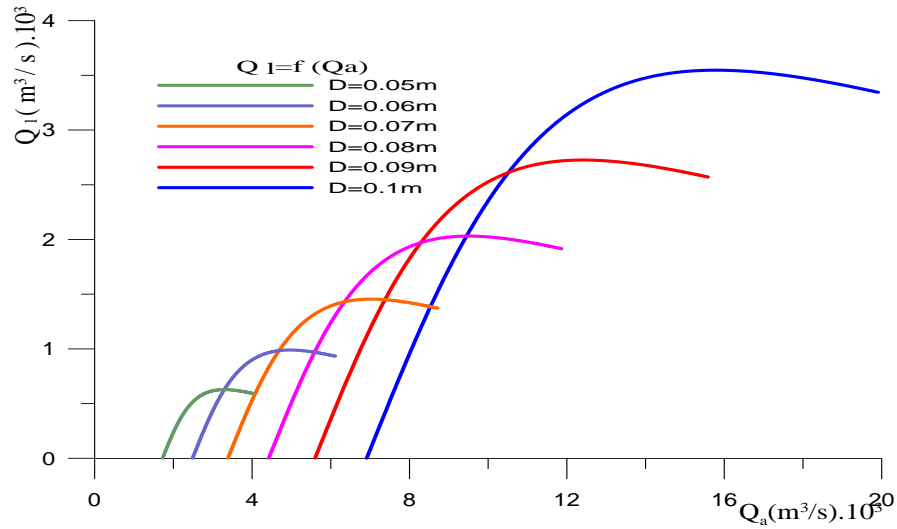


Figure.3.5.1: Courbes de variation du débit liquide en fonction du débit d'air pour un air-lift court et pour différents diamètres de la conduite ($h=5$ m, $\alpha=0.2$).

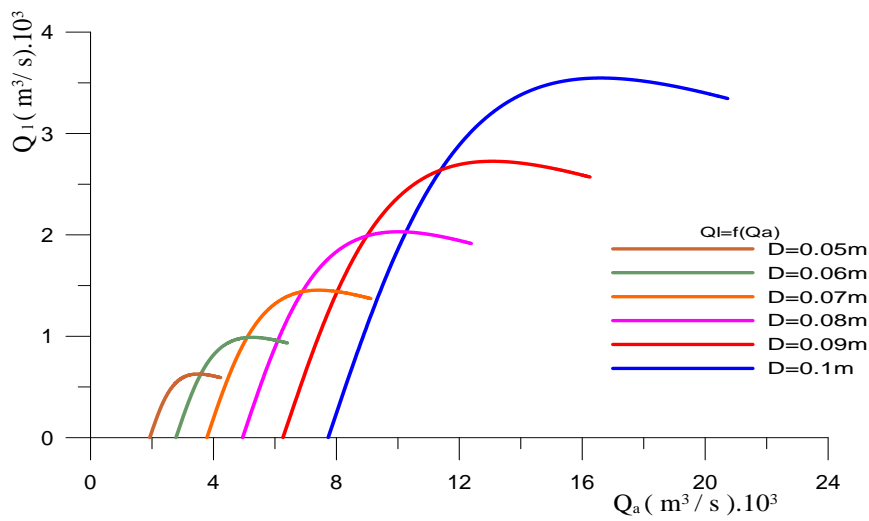


Figure.3.5.2: Courbes de variation du débit liquide en fonction du débit d'air pour un air-lift court et pour différents diamètres ($h=8$ m, $\alpha=0.2$).

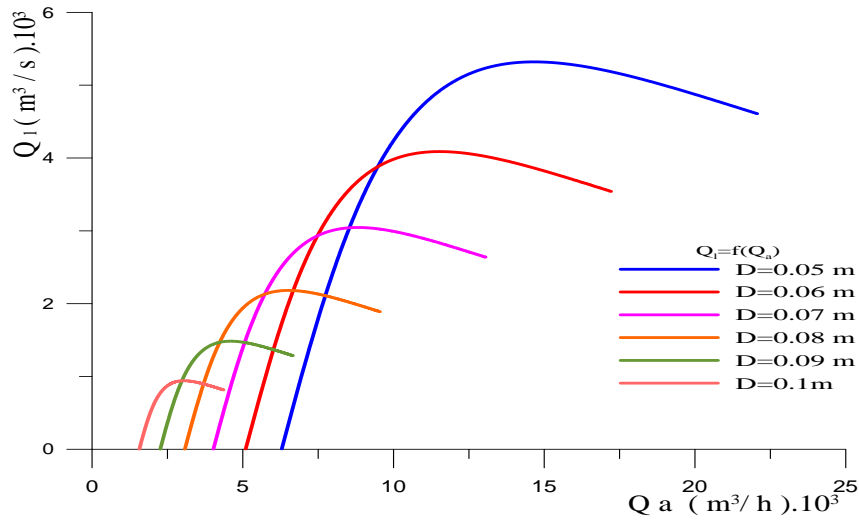


Figure.3.5.3: Caractéristiques débit d'eau Q_1 en fonction du débit d'air Q_a d'un air-lift court et pour différents diamètres, $h=6$ et $\alpha=0.3$.

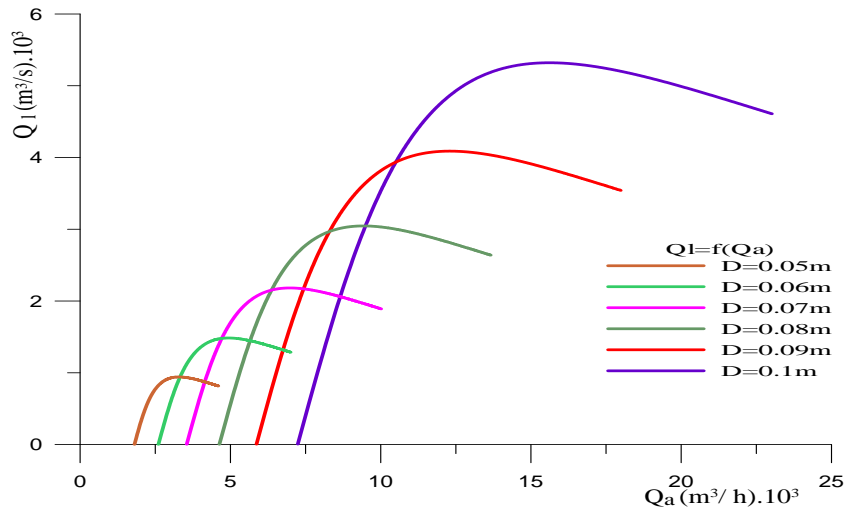


Figure.3.5.4: Caractéristiques débit d'eau Q_1 en fonction du débit d'air Q_a d'un air-lift court et pour différents diamètres, $h=10$ m, $\alpha=0.3$.

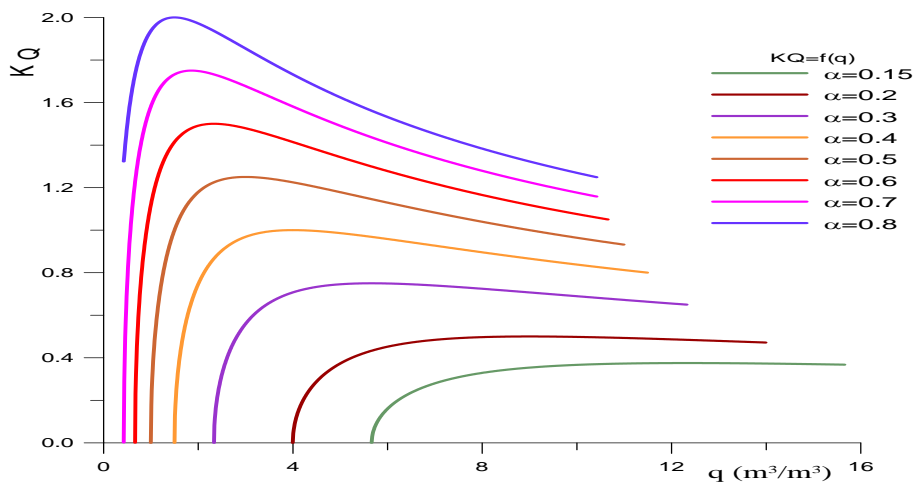


Figure.3.6: Courbes de variation de K_Q en fonction du débit spécifique q pour différentes immersions relatives α et pour un air-lift long ($h=50$ m, $D=0.8$ m)

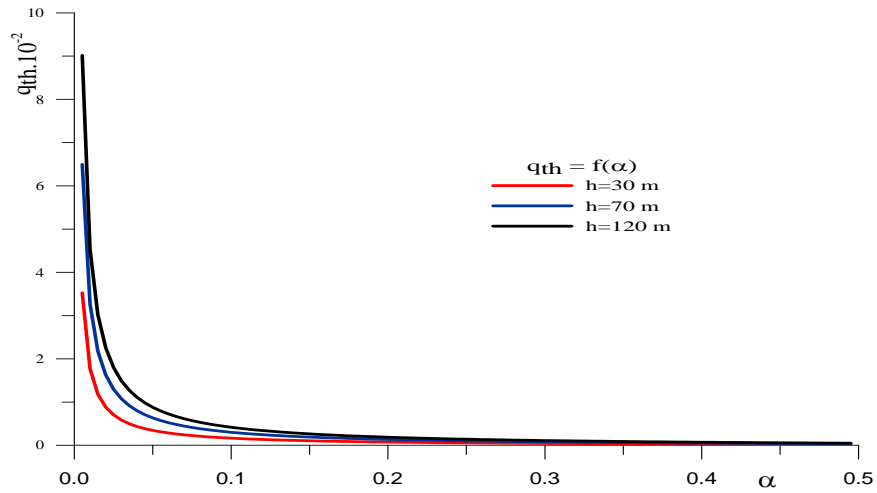


Figure.3.7: Courbes de variation du débit spécifique théorique q_{th} en fonction de l'immersion a pour différentes immersions géométriques $h= 30,70, 120$ m.

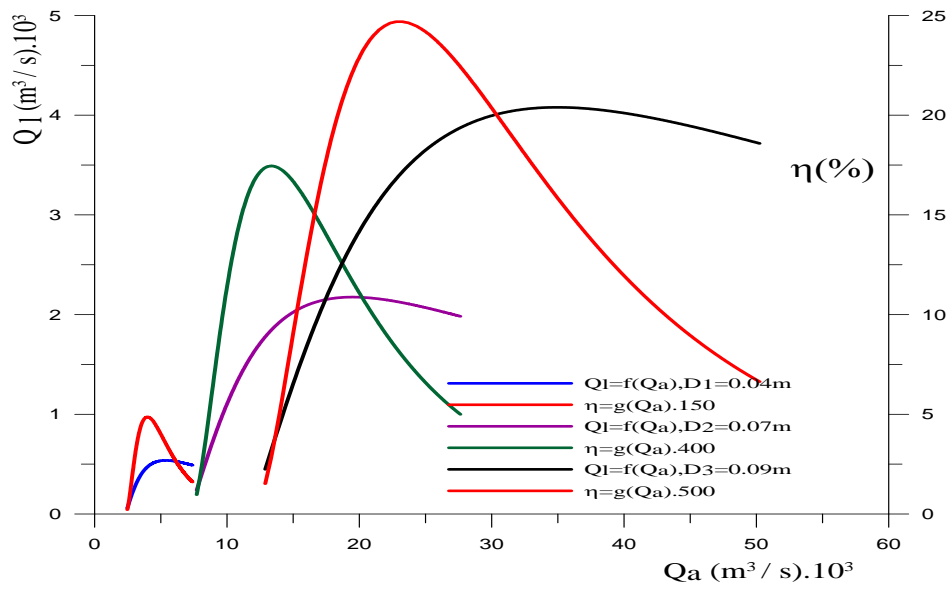


Figure.3.8: Caractéristiques débit d'eau et rendement en fonction du débit d'air pour différents diamètres de la conduite de refoulement d'un système air-lift $h=4$ m et $\alpha=0.3$.

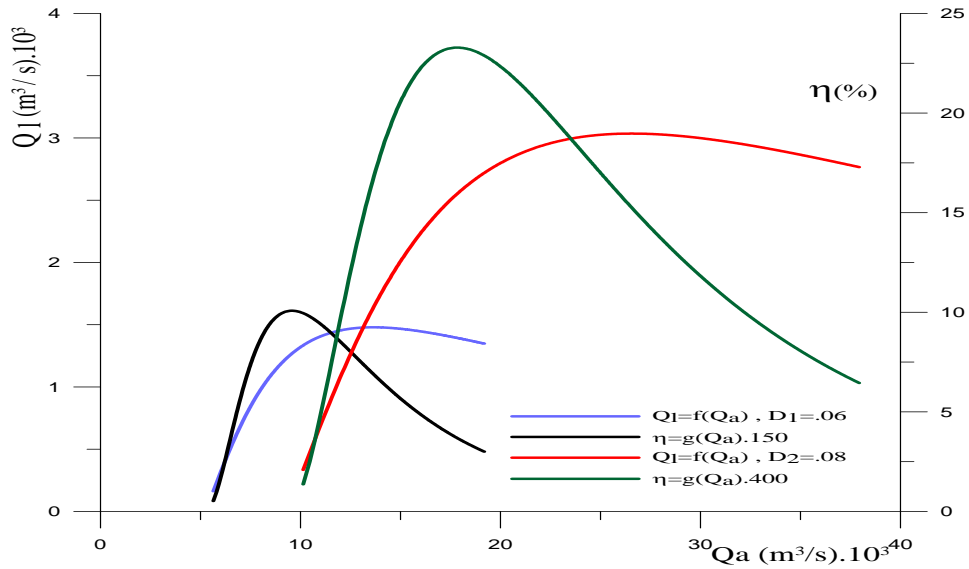


Figure.3.9: Caractéristiques débit d'eau Q_l et rendement h en fonction du débit d'air Q_a pour différents diamètres d'un système air-lift, $h=4\text{m}$ et $\alpha=0.3$.

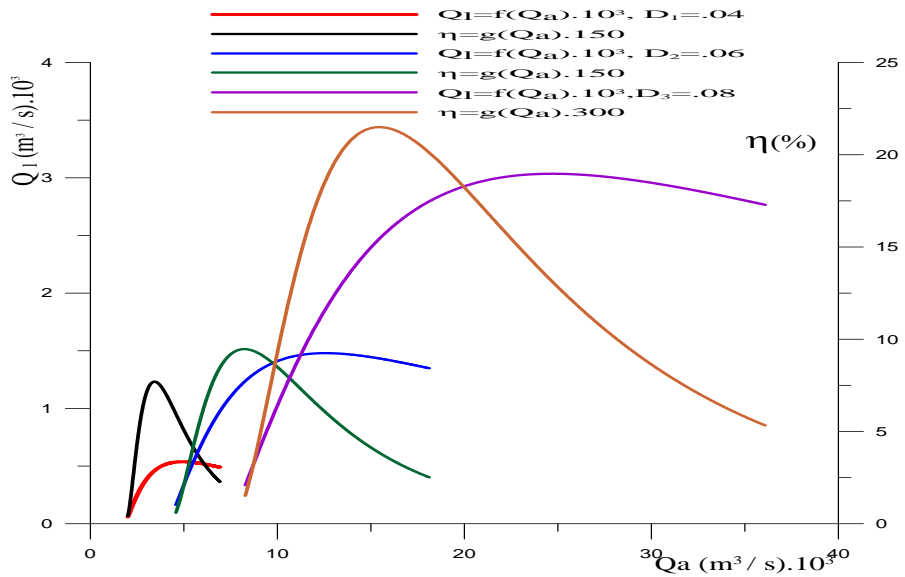


Figure.3.10: Caractéristiques débit d'eau et rendement en fonction du débit d'air pour différents diamètres du système d'air-lift à $h=10\text{m}$ et $\alpha=.3$.

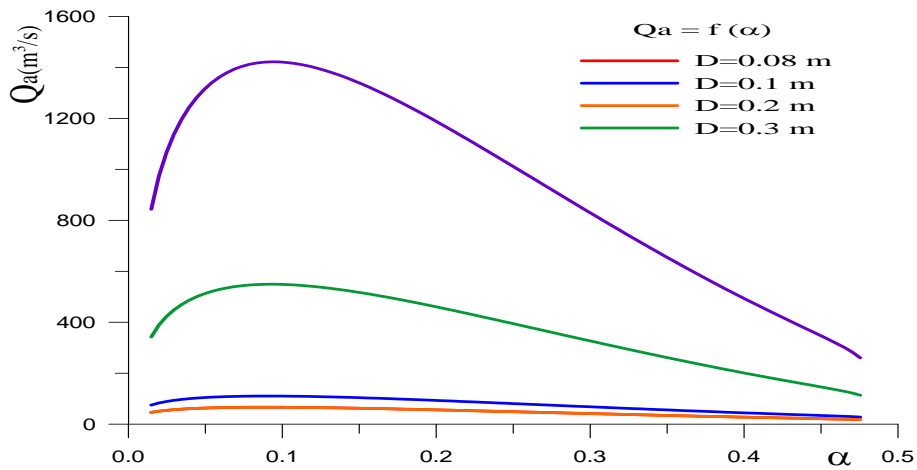


Figure.3.11: Variation du débit d'air en fonction de l'immersion relative α pour différents diamètres et pour l'air-lift long.

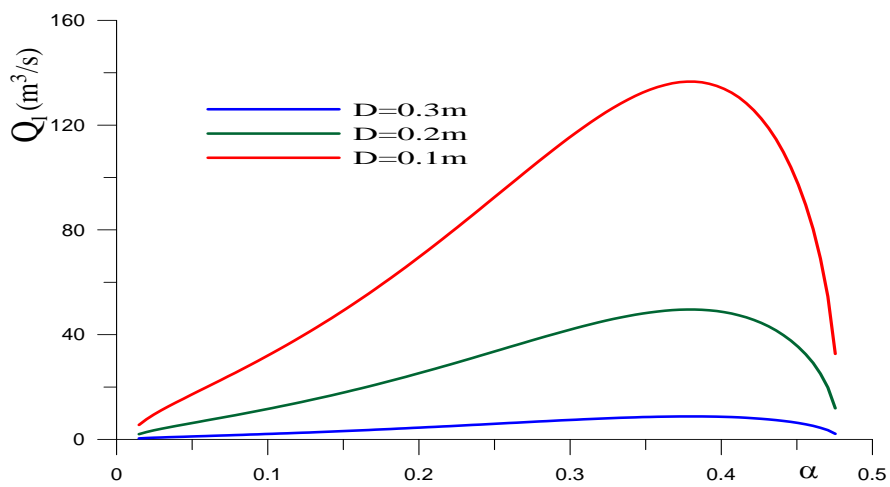


Figure.3.12: Variation du débit d'eau en fonction de α pour un air-lift long et pour différents diamètres, immersion $h=20$ m.

Chapitre IV :

Etude expérimentale du système air-lift

IV.1. Analyse dimensionnelle

IV.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 dimensionnelle est le théorème de Vaschy-Buckingham ou théorème des π .

IV.1.2. Théorème de Vaschy-Buckingham

Le théorème de Vaschy-Buckingham est fondamental dans la théorie de la similitude. Il permet de dire combien de nombres sans dimension indépendants peuvent être construits dans un problème physique qui implique n variables. Son énoncé est un peu technique et sa mise en œuvre laisse croire qu'il s'agit d'une procédure mathématique qu'il suffit d'appliquer méthodiquement. En fait, son utilisation incorrecte peut conduire à de graves erreurs et il faut de la pratique pour éviter les nombreux pièges.

Son application est relativement aisée quand on a déjà une idée du résultat, c'est-à-dire de la nature des nombres adimensionnels qui peuvent jouer un rôle dans le problème étudié.

Avant d'aborder ce théorème, on présente la méthode de Rayleigh qui permet d'obtenir la structure (dimensionnelle) du résultat recherché dans un grand nombre de cas simples.

Nous cherchons à calculer une variable a_1 dépendant de $n - 1$ autres variables indépendantes a_k .

On doit résoudre un problème implicite :

$\Phi(a_1, a_2, \dots, a_n) = 0$, ou bien explicite $a_1 = \varphi(a_2, a_3, \dots, a_n)$, ces variables sont définies dans un système de m mesures faisant appel à p unités fondamentales D_i (en général, $p = 3$ avec comme unités fondamentales : le mètre, la seconde, le kilogramme).

Chaque variable a_j est dimensionnellement homogène à un produit de monômes des unités de base :

$$[a_j] = D\alpha_j^1 D\beta_j^2 \dots D\gamma_j^p.$$

Par exemple, lorsque $p = 3$, on a en général une longueur $D_1 = L$, une masse $D_2 = M$, et un temps $D_3 = T$ comme unités de base $[a] = M\alpha L\beta T\gamma$, ce qui donne pour les n variables

$$[a_1] = M\alpha_1 L\beta_1 T \gamma_1,$$

$$[a_2] = M\alpha_2 L\beta_2 T \gamma_2,$$

... =...

$$[a_n] = M\alpha_n L\beta_n T \gamma_n,$$

Avec α_j , β_j , et γ_j des coefficients déterminés à l'avance en examinant la dimension des variables. Il est possible de former des nombres sans dimension en faisant des produits de monômes

$$\pi_i = \alpha_1^{k_1^i} \alpha_n^{k_n^i} \dots \alpha_n^{k_n^i}.$$

IV.1.3.Principaux nombres adimensionnels

En mécanique des fluides, on est souvent amené à manipuler des groupes de variables sans dimension, appelés « nombre adimensionnel » ou « rapport de similitude ». Ces groupes sont construits en faisant des rapports entre des termes apparaissant dans les équations du mouvement, ce qui permet de les interpréter physiquement. Ces groupes sont construits en faisant des rapports entre des termes apparaissant dans les équations du mouvement, ce qui permet de les interpréter physiquement [18].

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

$$F(\pi_1; \pi_2; \dots \dots \dots \pi_{n-1}) = 0$$

Les paramètres π_i sont formés par des expressions de la forme suivante :

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

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

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

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 minime, 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 :

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

$$\text{Nombre de Reynolds : } Re = \frac{\rho VL}{\mu} \Rightarrow \frac{\text{forces d'inertie}}{\text{forces de viscosité}}$$

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.

$$\text{Nombre de Weber : } We = \frac{\rho U^2 L}{\sigma_s} = \frac{\text{forces d'inertie}}{\text{forces de tension superficielle}}$$

Désigne la tension superficielle. Il représente le rapport des forces d'inertie aux forces de capillarité.

$$\text{Nombre de Froude : } Fr = \frac{V}{\sqrt{gL}} = \frac{\text{forces d'inertie}}{\text{forces de gravité}}$$

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

$$\text{Nombre de Mach : } Ma = \frac{V}{C} = \frac{\text{forces d'inertie}}{\text{forces de compressibilité}} , \quad c = \text{vitesse du son.}$$

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.[13]

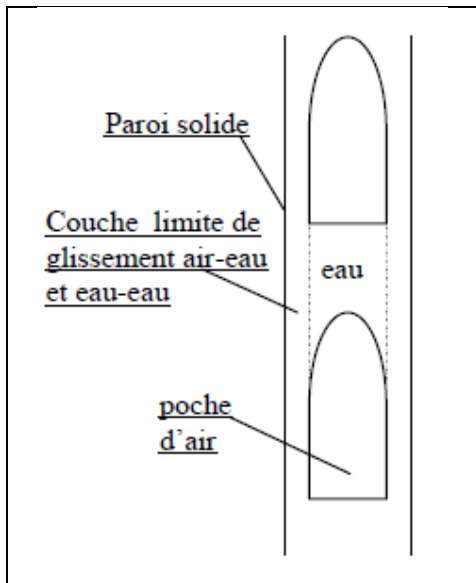


Figure.4.1 : Schéma simplifié d'écoulement diphasique air-eau en poche-bouchon

- 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 : $Re = VD / \nu$

IV.1.4. 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 conduit D , 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.

b. Caractéristiques du mélange air-eau :

- La masse volumique du mélange, ρ_m , la pression moyenne du mélange, p , la viscosité cinématique du mélange, ν , 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 ρ , Q_a , g , ν , ν , d comme grandeurs

Secondaires.

Les nombres adimensionnels ainsi obtenus sont :

$$\pi_1 = \frac{\rho Q_l^2}{P L^4} \rightarrow \pi_1 = \frac{1}{Eu} , \quad \pi_2 = \frac{Q_a}{Q_l} \rightarrow \pi_2 = \frac{Q_a}{Q_l} = q$$

$$\pi_3 = \frac{g L^5}{Q_l^2} \rightarrow \pi_3 = \frac{1}{Fr^2} , \quad \pi_4 = \frac{v L^2}{Q_l} , \quad \pi_5 = \frac{v L}{Q_l} , \quad \pi_6 = \frac{d}{L}$$

En faisant une combinaison entre π_4 , π_5 et π_6 , On obtient : $Re = \frac{\pi_4 \pi_6}{\pi_5}$

Donc :

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

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 :

$$Eu \times Fr = \frac{h}{h+H} ,$$

On pose : $\alpha = \frac{h}{h+H}$ Où α : 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 : $g(\alpha, q, Re) = 0$; 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 α et le nombre de Reynolds Re . Donc, une loi possible peut s'écrire sous la forme : $q = C^{te} \cdot \alpha^a \cdot Re^b$

Où 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 $q = C^{te} \cdot \alpha^a$

V.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)



Figure.4.2: installation expérimentale du laboratoire d'Hydraulique de l'Ecole Nationale Polytechnique [11]

IV.3.Présentation de l'installation

Nous avons utilisé dans notre expérience une installation ayant la forme d'un tube en U voir schéma (3). 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 $D1 = 0.063$ m, liée à un réservoir cylindrique (8) de diamètre $D8 = 0.7$ 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.

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. [13]

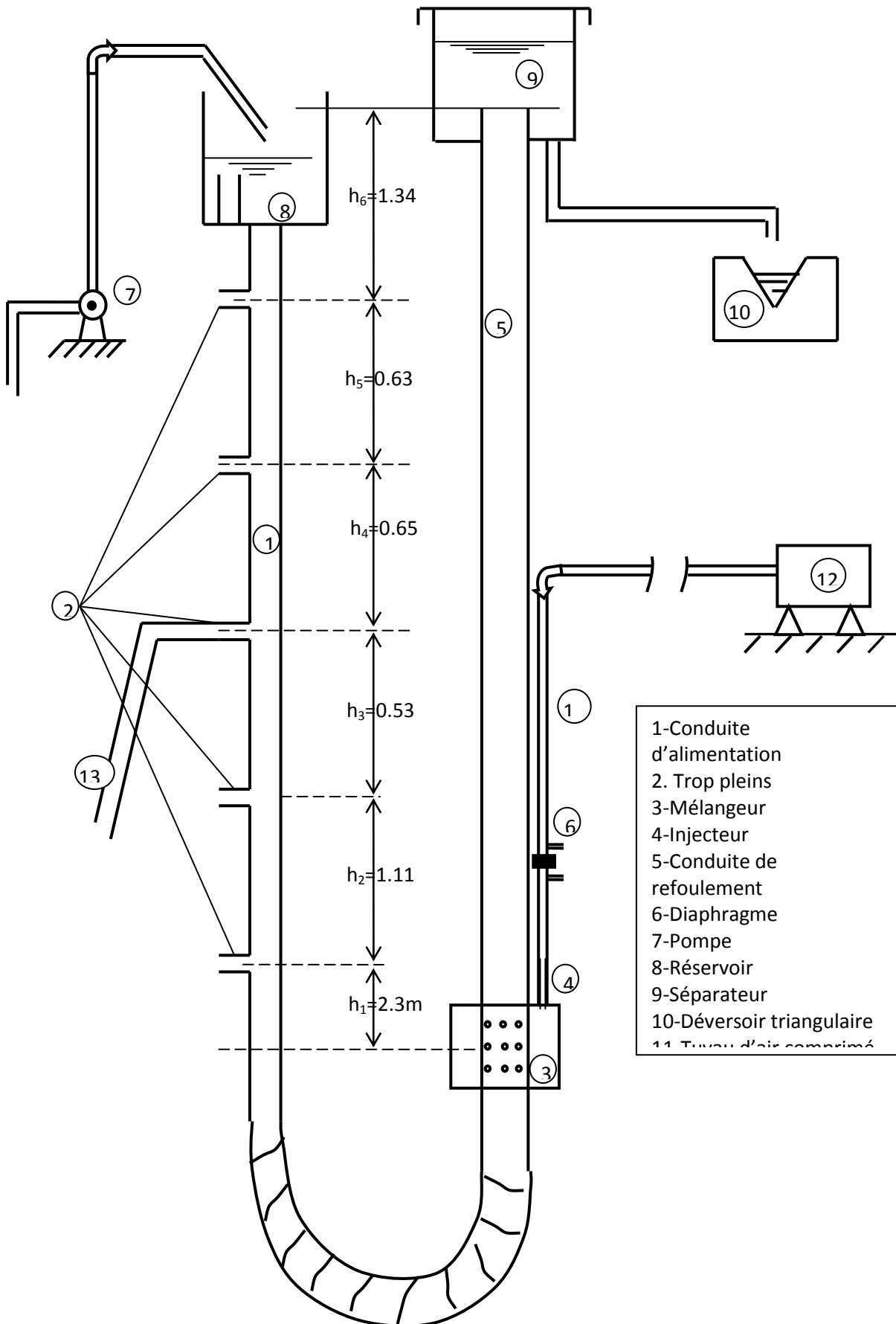


Figure.4.3 : Schéma du modèle expérimental du laboratoire

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 montent 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.[13]

IV.4. Les principaux éléments constructifs de l'installation :

IV.4.1. Présentation de matériel :

4.1.1. Air comprimé :

Une masse d'air est définie par: sa pression ; son volume et sa température.

Contrairement aux solides et aux liquides, très peu compressibles, les gaz peuvent se comprimer aisément. Cette opération consiste à rapprocher les molécules pour en faire tenir un plus grand nombre dans un même volume. Pour cela on utilise un compresseur.

4.1.2. Compresseur :

Changement de l'état de l'air, par exemple si on fait diminuer le volume d'une quantité d'air contenue dans une enveloppe, on augmente sa pression.



Figure.4.4: Compresseur

4.1.3. Séparateur :

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. [13]

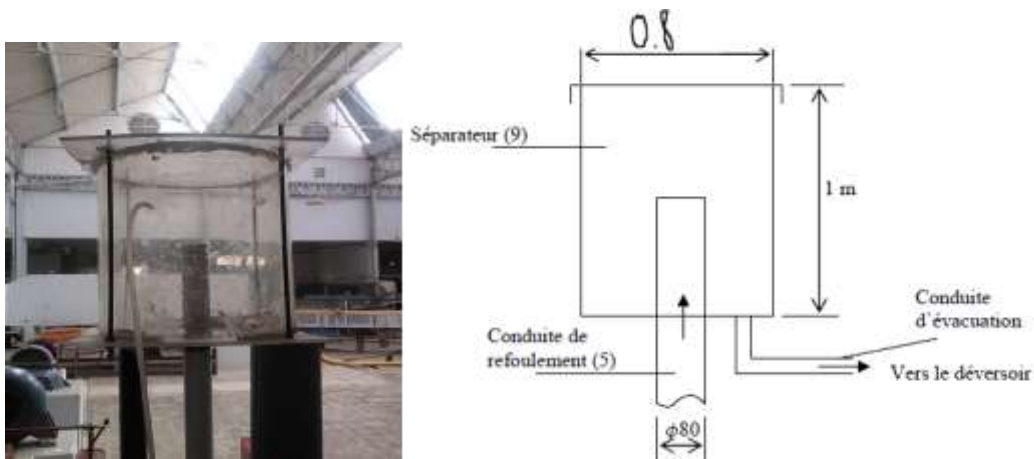


Figure.4.5: Séparateur réel et Schéma du séparateur

4.1.4. Mélangeur :

Réalise le mélange air-eau en transmettant au liquide l'énergie donnée par l'air d'une manière efficace. Le mélangeur ne doit pas résister au passage de l'air dans la conduite de refoulement (5) et inversement, de ne pas résister au passage de l'eau dans le mélangeur quand l'air comprimé n'est plus injecté. Le mélangeur doit contenir des ouvertures pour assurer l'écoulement a bulle dans la conduite d'eau pour cela on a foré 42 trous sur la section externe de la conduite uniformément répartie (7 lignes, 6 colonnes), avec un diamètre de 5 mm [11]

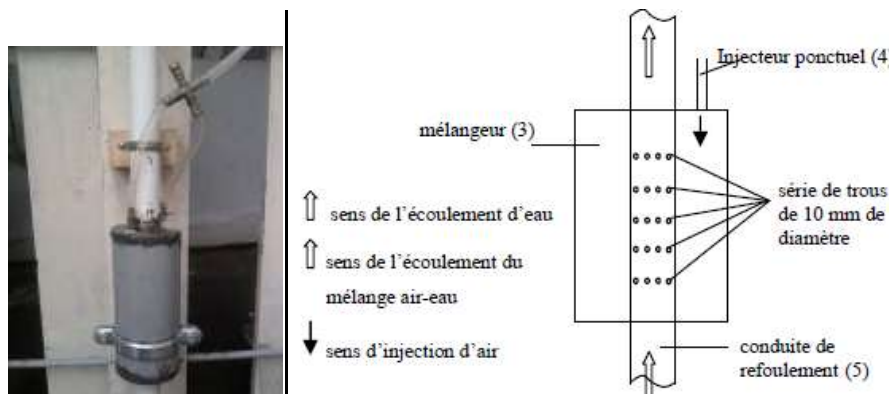


Figure.4.6: mélangeur réel et Schéma de mélangeur

4.1.5. L'injecteur :

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 (4.7). [13]

On a plusieurs types d'injecteur :

*Injecteur ponctuel (verticale),

*Injecteur frontal (horizontale),

*Injecteur répartie.

*Un injecteur frontale pour répartie la pression. [1]

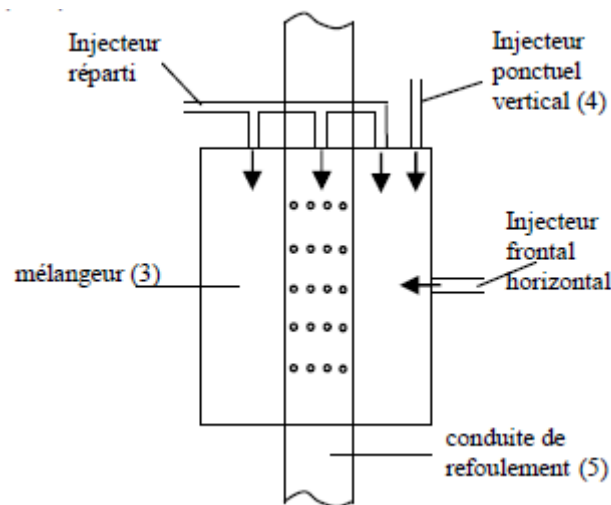


Figure.4.7 : Schéma des différents injecteurs

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. [13]

3.1.6. Réservoir d'alimentation

Réservoir en plexi glace de dimension (Hauteur = 15,5 cm, diamètre extérieur = 24 cm, diamètre intérieur = 16 cm) il contient deux trous :

Premier raccordé avec le flexible (1) ;

Deuxième c'est le trop plein pour avoir un niveau constant d'eau et permet de donner les différents positions d'immersion géométrique h .



Figure.4.8: Réservoir d'alimentation

4.1.7. Limnimètre :

Un équipement permettant l'enregistrement et la transmission de la mesure de la hauteur d'eau (en un point donné). Les hauteurs sont souvent exprimées soit en mètre, soit en centimètre.

4.1.8. Manomètre

Manomètre pour mesure de pression d'air qui va sortir du compresseur.



Figure.4.9: Limnimétrie



Figure.4.10: Manomètre

IV.5.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 (3.5).

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 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.

IV.5.1.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'accélèrent en remontant dans la conduite (5) et entraînent 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.[13]

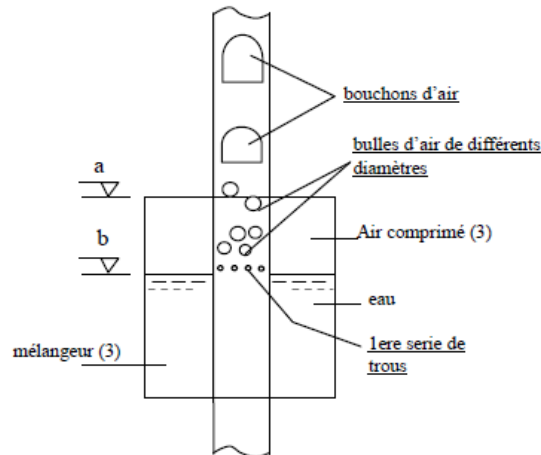


Figure.4.11: Formation de bulles et bouchons d'air au départ du mélangeur

IV.5.2.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 ($Pa + \Delta Pa$) voir schéma figure (4.12), 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 (Pa) 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 (ΔP_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.

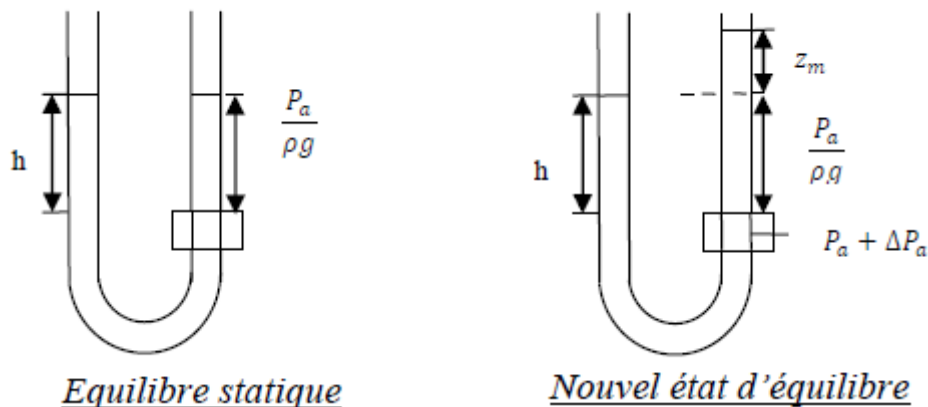


Figure 4.12: Schéma d'oscillation d'eau à l'injection d'air au mélangeur

En augmentant toujours la pression, le débit d'air s'accroît, un pseudo écoulement s'établie, des grosses bulles et des bouchons apparaissent au niveau de l'injecteur. L'oscillation diminue, grâce à l'excès de pression qui permet de vaincre ces perturbations secondaires. Suite aux oscillations du système, les valeurs de (α) 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).

IV.5.3.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.

IV.5.4.Instruments de mesure :

a) Diaphragme (appareil déprimogène) ; figure (4.13) :

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).

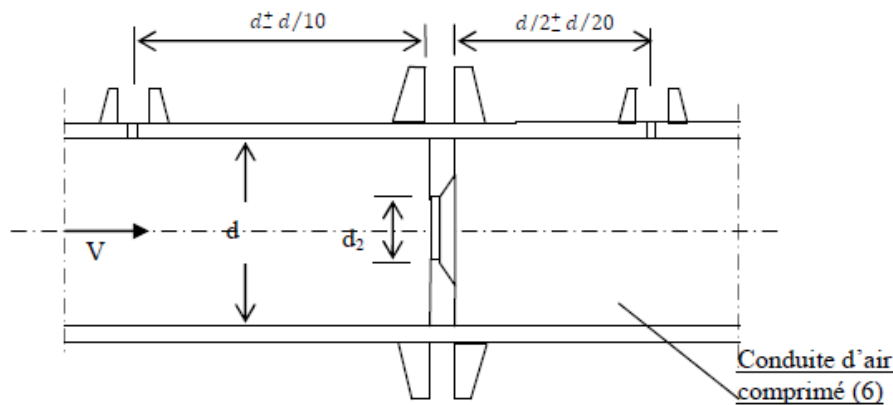


Figure.4.13 : Schéma du diaphragme et prise de pression

D : *diamètre* de la conduite (40 mm) ; d2 : diamètre minimum du dispositif d'étranglement (24mm) ; S : section de la conduite ; S2 : section minimum du dispositif d'étranglement ;

X : coefficient de contraction de la veine ; VC : vitesse moyenne d'écoulement dans la conduite ;

Φ : coefficient qui tient compte globalement des écarts causés par le changement des sections déprise de pression et par les résistances au mouvement. Les prises de pression sont disposées aux distances suivantes:

$$X_1 = d \pm d/10 = 40 \pm 4(mm), \quad X_2 = d/2 \pm d/20 = 2 \pm 2(mm),$$

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

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

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

Où, P1 et P2 sont respectivement les pressions mesurées à l'amont et l'aval du dispositif d'étranglement. Le débit volumique est donné par :

$$Q_a = S_c V_c = \frac{x Q}{\sqrt{1-x^2 m^2}} S_2 \sqrt{2 g \Delta h}$$

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

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

Le déversoir triangulaire en mince paroi est un dispositif très précis pour les mesures de débits, très faibles Q et il a une Large plage de mesure. 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.

IV.5.5. Etalonnage des instruments de mesure

5.5.1. Etalonnage du diaphragme

Etalonnage du diaphragme revient à déterminer expérimentalement un coefficient. Ce coefficient varie d'un diaphragme à un autre et il est également fonction du nombre de Reynolds basé sur le diamètre de la conduite. [11]

Le compresseur est doté d'une courbe d'étalonnage du diaphragme voir (fig.4.14) qui permet d'obtenir par interpolation le débit massique (\dot{m} (g/s)) en fonction de la dénivelée.

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 (4.16) qui permet d'obtenir par interpolation le débit massique m (g/s).

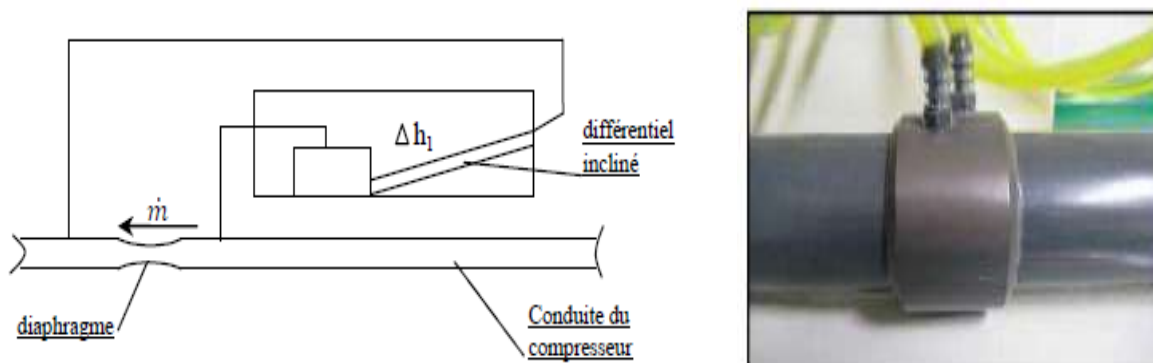


Figure.4.14 : Manomètre différentiel incliné sortant du compresseur et Diaphragme



Figure.4.15: Prises de pression au niveau de diaphragme

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 dénivelée Δh_1 qui correspond à une hauteur Δh_2 sur le second diaphragme. A partir de Δh_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 $Q_a = a. \Delta h_2^b$

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

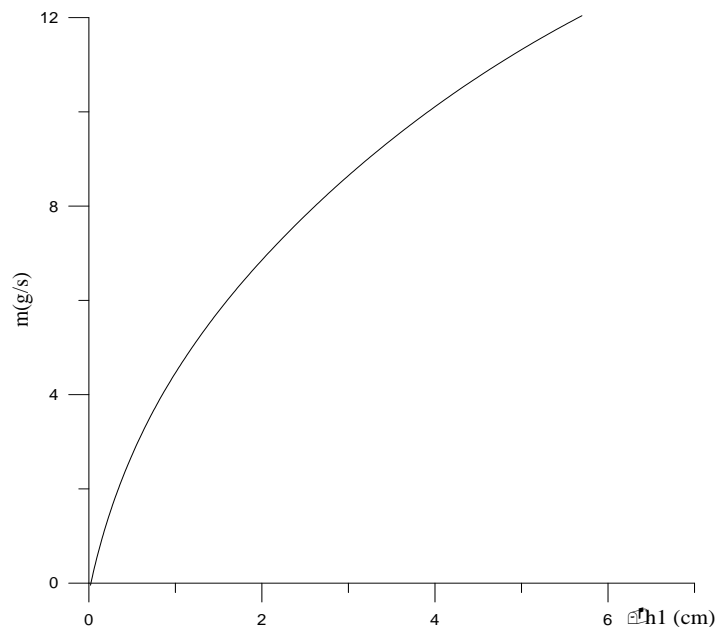


Figure.4.16: Courbe d'étalonnage du débitmètre (diaphragme) d'air comprimé délivré par le compresseur

5.5.2 .Détermination de la courbe d'étalonnage

On dresse le tableau de mesure portant les débits d'air Q_a (g/s), les hauteurs Δh_1 (cm), Δh_2 (cm) et leurs logarithmes décimaux correspondant.

5.5.3. Equation de la courbe

Le graphe $\log Q_a = f(\log(\Delta h_2))$. Voir figure (5.17), fait apparaître l'existence de deux points aberrants à négliger, dûs probablement à des lectures impondérables.

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

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

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

5.5.4. 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'arrête d'un limnimétrie.

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 déversant à l'aide d'un limnimétrie et on prend une mesure volumétrique du débit d'eau déversée.

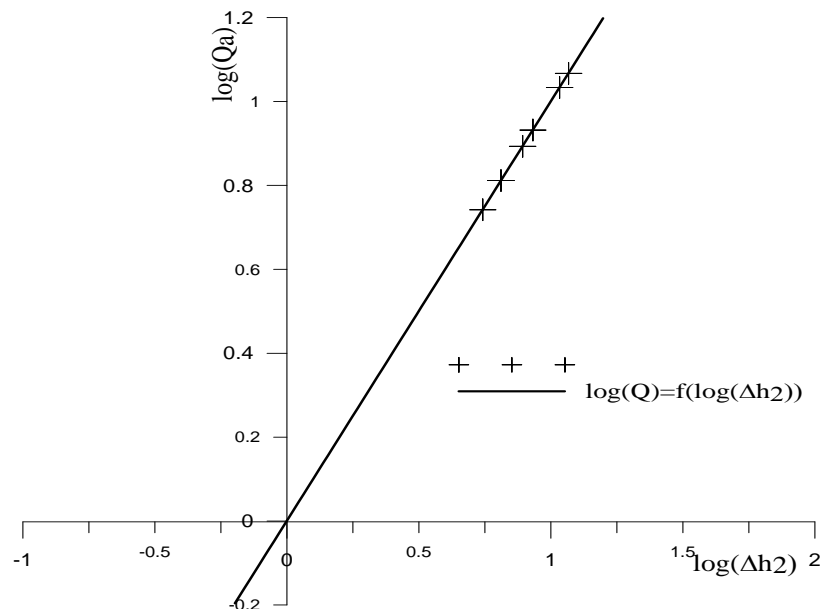


Figure.4.17: Courbe d'étalonnage du manomètre d'air comprimé sortant du compresseur

On applique la méthode des moindres carrés :

$$A = \frac{\sum(X-\bar{X})(Y-\bar{Y})}{\sum(X-\bar{X})^2 \cdot 1}$$

Le coefficient de corrélation r est donné par :

$$r = \frac{\sum(X-\bar{X})(Y-\bar{Y})}{\sqrt{\sum(X-\bar{X})^2} \sqrt{\sum(Y-\bar{Y})^2}}$$

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 $Ql=f(h)$.

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 4.20).

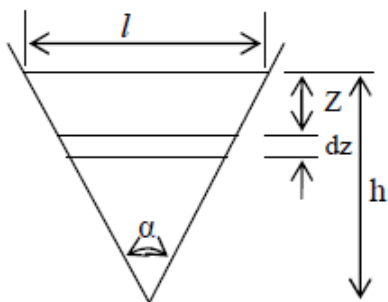
$$V = \sqrt{2gz}$$

V.6. Déversoir triangulaire

Le déversoir triangulaire en mince paroi est un dispositif très précis pour les mesures de débits, très faibles Q et il a une Large plage de mesure. [11]



Figure.4.18 : Déversoir triangulaire



Il doit être formé d'une échancrure en V symétrique, située dans une mince paroi verticale.

La paroi du déversoir doit être lisse et plane. [11]

On désigne par μ_l le coefficient du débit $\mu_l = Cst$

Le débit élémentaire de cette tranche sera :

$$dQ_l = \mu_l \frac{h}{l} (h - z) \sqrt{2gz} dz$$

$$\Rightarrow Q_l = \frac{4}{15} \mu_l lh \sqrt{2gh}$$

Figure.4.19: Schéma du déversoir triangulaire

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

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

IV.6.1. Détermination de la courbe d'étalonnage

Avant de procéder au calcul, on trace le droit $\log Q_l = f(\log(h))$, Voir figure (4.20). Pour cela, on procède par la linéarisation la fonction puissance :

$$Q_l = \alpha' h^{b'}$$

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

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

$\log Q_l = y$; $\log h = x$; $\log \alpha' = B$; $b' = A$

d'où :

$$y = Ax + B \quad \text{avec :} \quad A = \frac{\sum(x-\bar{x})(y-\bar{y})}{\sum(x-\bar{x})^2} \quad \text{et} \quad B = \bar{y} - A\bar{x}$$

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

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

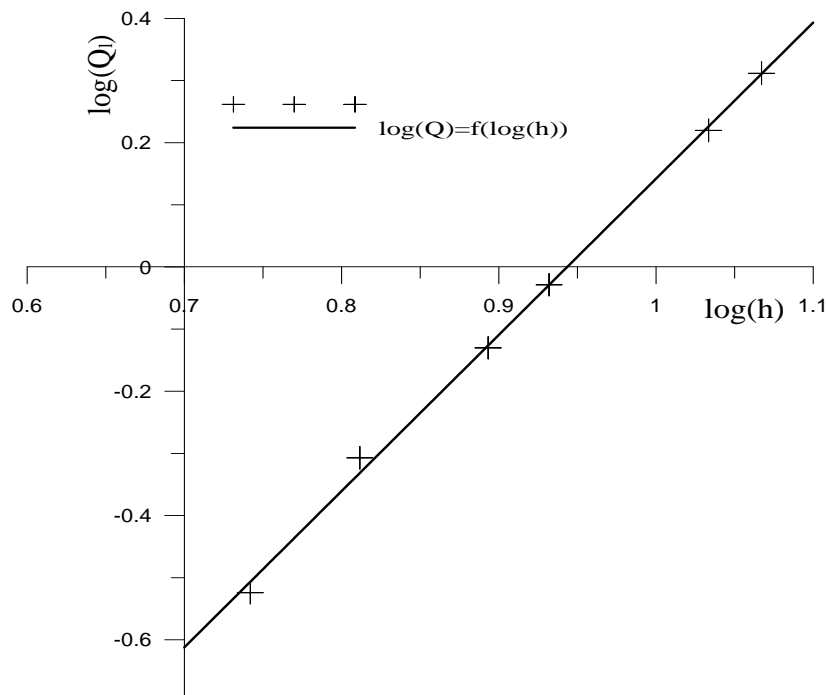


Figure.4.20: Courbe d'étalonnage du déversoir

IV.6.2. Détermination du coefficient du débit μ à partir de l'expérience :

On a:

$$Q_l = 4,365 \cdot 10^{-3} \cdot h^{2.5}, \quad [Q_l(l/s), h(cm)] \quad , \quad Q_l = 0,436 h^{2.5} \quad , \quad [Q_l(l/s), h(cm)]$$

Sachant que: $Q_l = a' h^{2.5}$

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

IV.7. Calcul d'erreur

IV.7.1. Calcul d'erreur sur le diaphragme

Nous avons pour le diaphragme la dénivelée Δh_2 sur le manomètre différentiel qui lui correspond un débit massique $m = g/s$, 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.

IV.7.2. 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

$$\operatorname{Log} (Q_l) = \operatorname{log}(V) - \operatorname{log}(t) \Rightarrow \Delta Q_l / Q_l = \Delta V / V + \Delta t / t$$

$\Delta V = 0.03l$ 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 $\Delta (\operatorname{log} h) = \Delta h / h$

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

Chapitre V :

Analyse des résultats expérimentaux et interprétations

V.1. Résultats et graphes

D'après le chapitre V, on a abouti à des résultats pratiques, et par la suite on va les comparer avec les résultats théorique, car ce n'est pas tous ce qui est théorique peut se réaliser en réalité.

Pour chaque profondeur d'immersion du mélangeur, on détermine la valeur de débit d'air injecté et le débit liquide avec instruments de mesure utilisés.

Ensuite on fait varier la pression au niveau du mélangeur en augmentant la hauteur d'immersion absolue h . [11]

$$P = P_{atm} + \rho_{Hg} g \Delta h \quad (5.1)$$

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

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

ρ_a : Masse volumique de l'air comprimé considéré comme gaz parfait.

Pour un processus isothermique :

$$\rho_a = P / R T \quad (5.2)$$

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

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 (5.9))

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

V.1.1. Les 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 α on obtient une seule caractéristique. Par leur allure, ces courbes ressemblent globalement à celles prédites par l'approche théorique développée au chapitre II, c'est-à-dire le débit d'eau croit 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 α 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 α . Ce qui confirme en première vue, les différents tracés théoriques obtenus par l'approche théorique utilisée au chapitre 3 et affirme celles avancées par les différents auteurs dans ce domaines. Bien plus que cela, indistinctement de la valeur prise α , 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).

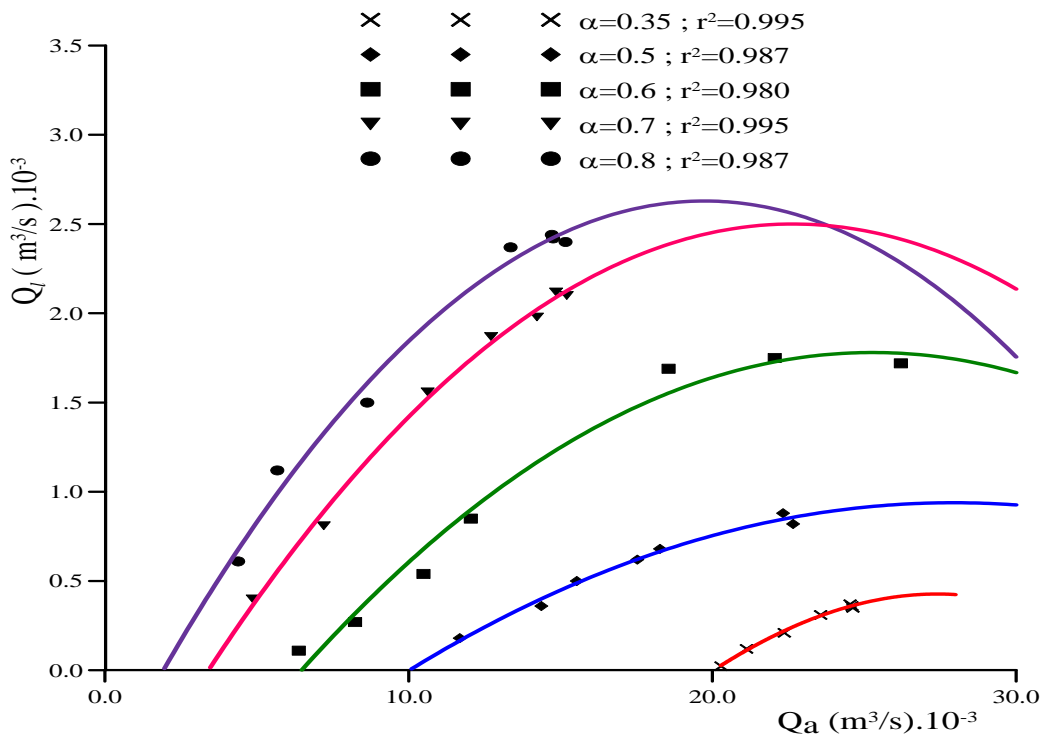


Figure.5.1: Caractéristiques expérimentales $Q_i=f(Q_a)$ du **modèle de laboratoire** avec un diamètre $D=0.08$ m. la pompe fonctionne à l'inverse.

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 α 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, α 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 α et géométrique h . [13]

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 airlift court et long.

Par ses corrélations, Kozéreatzki précise l'étroite relation qui existe entre le débit spécifique q et α ainsi que d'autres auteurs ont mis le point sur leur dépendance. Par l'analyse dimensionnelle 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 α 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. [13]

V.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 III, 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.

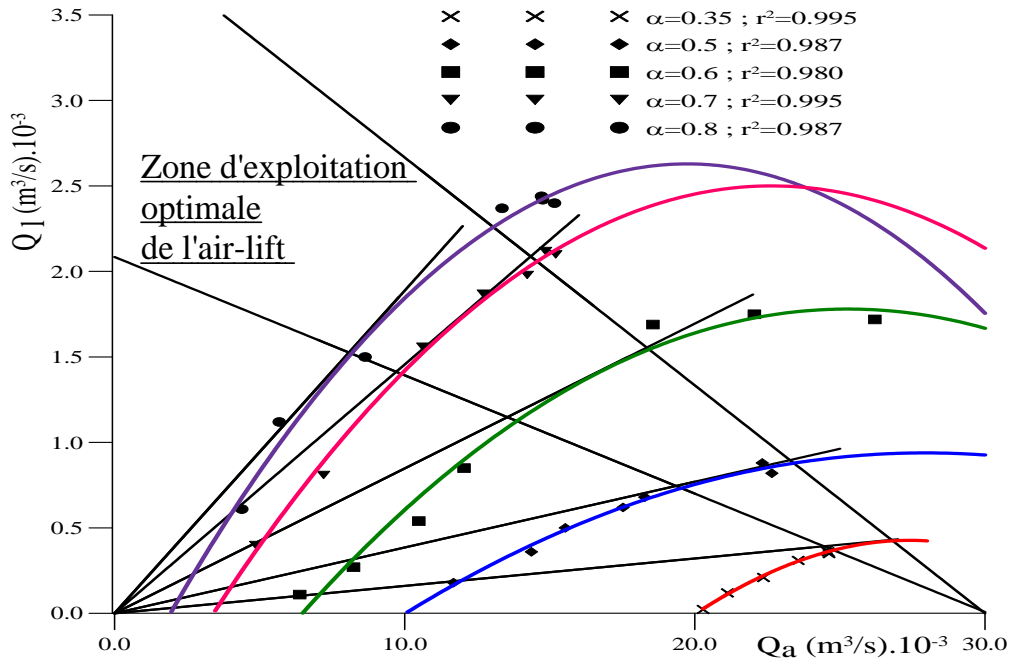


Figure.5.2: zone optimale des Caractéristiques expérimentales $Q_l=f(Q_a)$ du **modèle de laboratoire** avec un diamètre $D= 0.08$ m.

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

V.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. Afin de comparer nos résultats à ceux obtenus par d'autres expériences suivent :

- Expérience Metreveli : $L = 17.5$ m, $D= 80$ m
- Expérience de Geyer : $L = 50$ à 400 m, $D= 100$ à 700 m

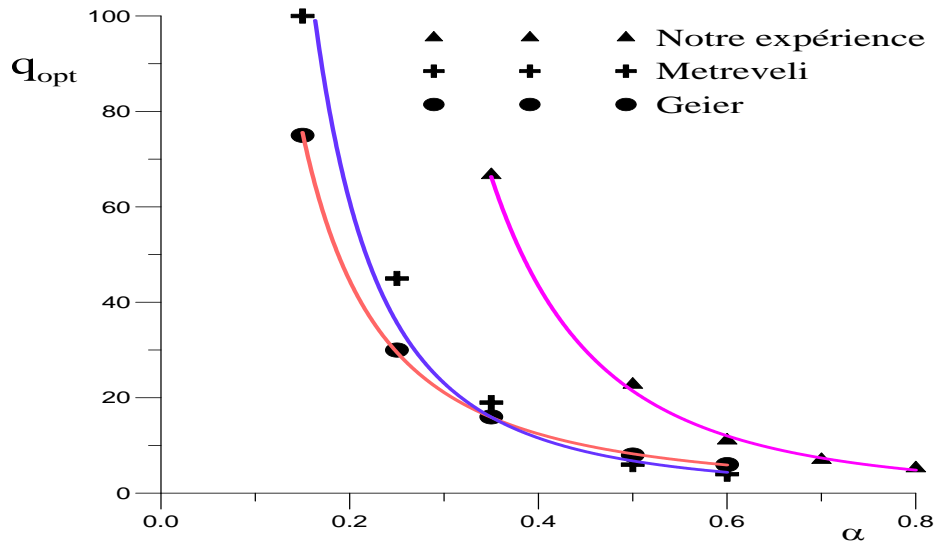


Figure.5.3: Courbes de variation de débit spécifique optimal en fonction de l'immersion relative α .

V.4.Variation du coefficient de résistance spécifique en fonction du débit spécifique q et de l'immersion α :

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

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

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

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

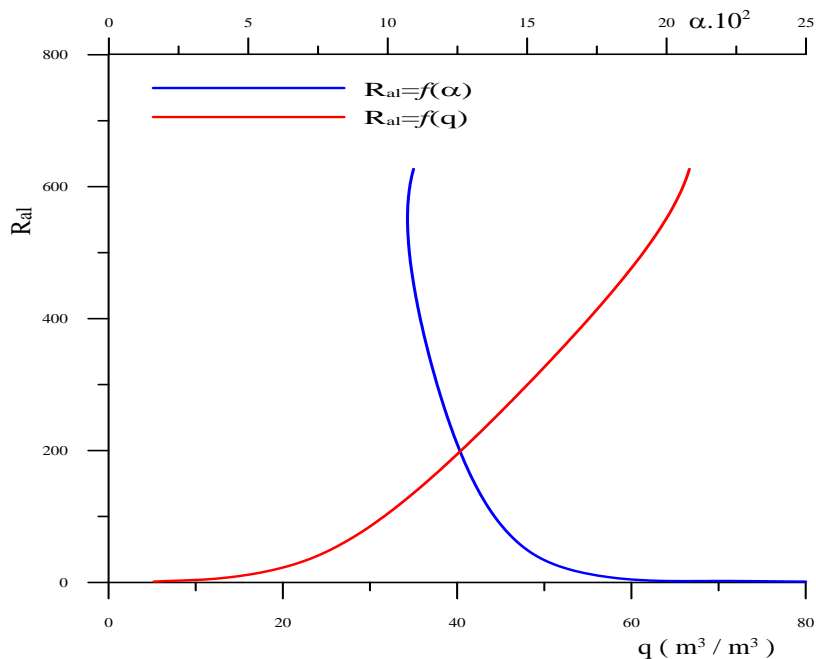


Figure.5.4 : Courbes du coefficient de résistance spécifique en fonction de α et q .

VI.5. Variation du coefficient du débit K_Q en fonction de α et q

Pour un fonctionnement optimal de l'air-lift, le coefficient du débit expérimental K_Q obtenu d'après la relation suivante :

On suivant :

$$Q_l = K_Q \sqrt{gD^5} \quad (5.5)$$

$$K_{Q_{exp}} = \frac{Q_l}{\sqrt{gD^5}} \quad (5.6)$$

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

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

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

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 prend 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 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 α augmente, par contre le rapport des débits spécifiques correspondants augmente. Ce qui montre que pour un même α 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.

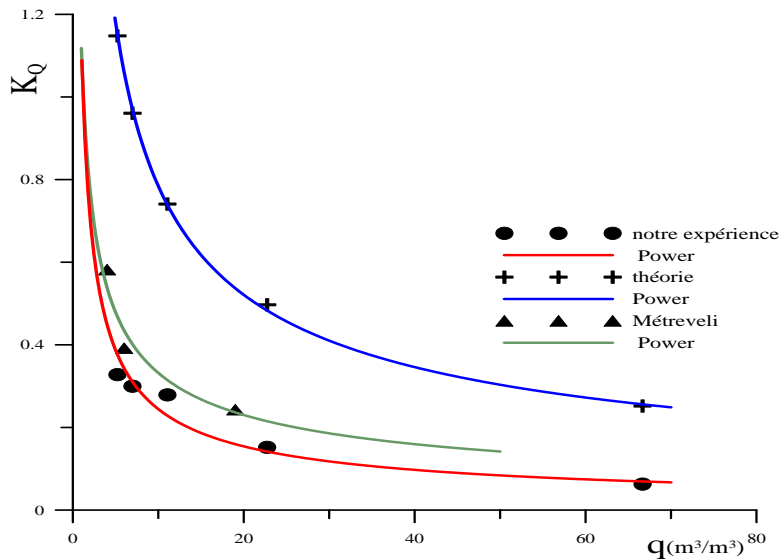


Figure.5.5: Courbes de variation du coefficient du débit K_Q en fonction du débit spécifique q . Au delà, du débit d'air donnant un débit liquide maximum, la vitesse devient importante et arrive à vaincre le degré de cisaillement dans l'eau en frayant un chemin préférentiel de déplacement et un début 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 similaire et qu'il existe une valeur du débit spécifique pour laquelle le coefficient de débit est le minimum possible qui freine l'écoulement

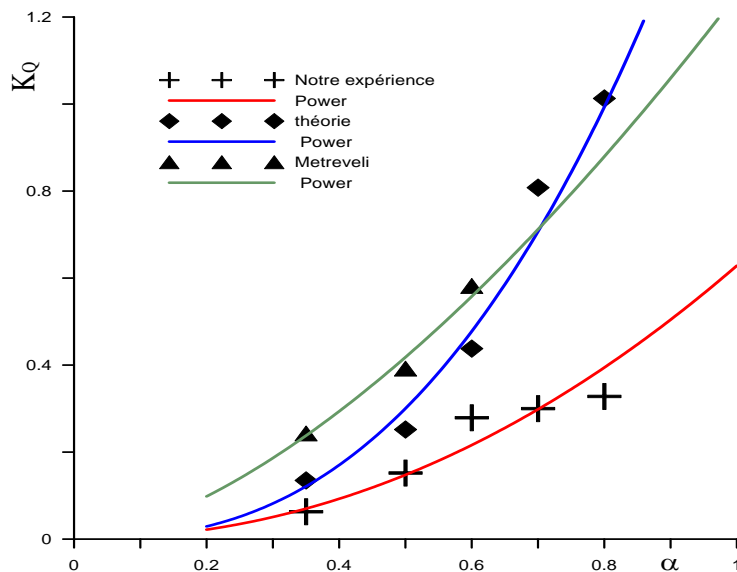


Figure.5.6 : Variation du coefficient de débit K_Q expérimental en fonction de l'immersion relative α

V.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} :debit liquide reduit $\bar{Q} = Q_l/Q_l^{opt}$ et \bar{q} :debit spicifique reduit ;

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 $\bar{Q} = f(\bar{q})$

On obtient le graphe suivant :

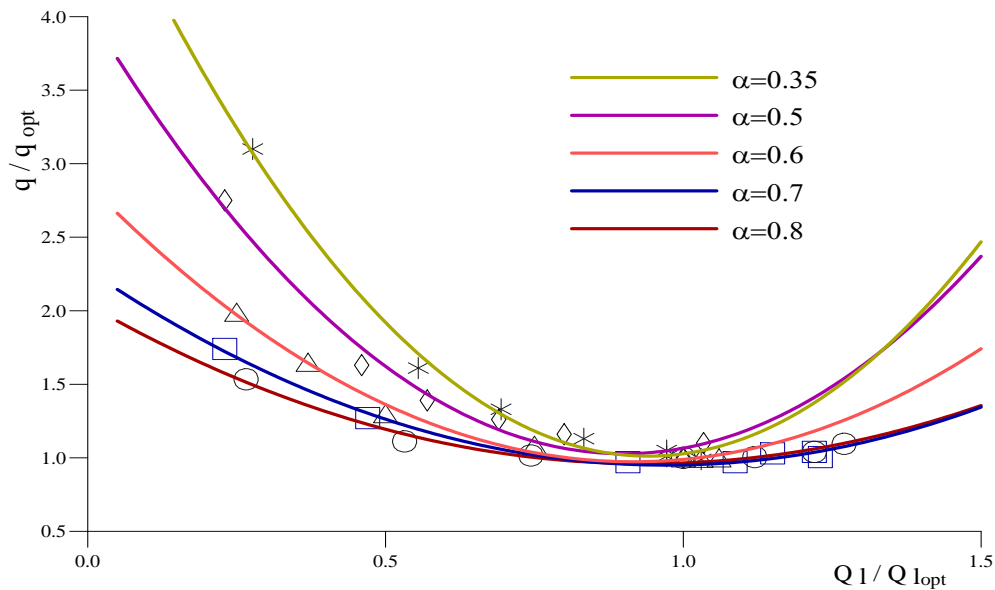


Figure.5.7 : Variation du débit liquide adimensionnel (Q_l/Q_{lopt}) en fonction du débit spécifique adimensionnel (q/q_{opt}).

V.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, α .

V.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 α 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 α le débit liquide maximum est différent. En faisant varier l'immersion relative α 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 α .

La diminution du débit d'air s'explique par le fait que la hauteur de refoulement H diminue lorsque α augmente.[11]

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 $Q_l = f(Q_a)$.

V.7.2.Variation : $q_{opt} = f(\alpha)$

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 α 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 α 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 α 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 α 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 α dans l'intervalle suivant :

$$0.45 \leq \alpha \leq 0.65 \quad (5.8)$$

$$9.5 \leq q \leq 33 \quad (5.9)$$

En faisant une comparaison entre la courbe notre expérience et celle de Metreveli et Geyer, 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 :

$$4 \leq q \leq 9 \quad (5.10)$$

$$0.45 \leq \alpha \leq 0.65 \quad (5.11)$$

Cette plage peut paraitre 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.

V.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 α importantes la hauteur de refoulement H est très faible ce qui explique les faibles valeurs de la résistance. Par contre, lorsque α 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 provoque 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 .

V.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 α élevé le coefficient de débit K_Q l'est aussi. Inversement pour des valeurs faibles de l'immersion relative α le coefficient de débit K_Q augmente. Pour $L = \text{constante}$, si α 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 α 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 du à une certaine instabilité dans la structure de l'écoulement relative à l'effet de la longueur.

V.7.5.Variation $Q = f(q)$:

D'après les courbes de variation de $Q=f(q)$ 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 : $1 < q < 1.2$. 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 α . En traçant une courbe moyenne dans le domaine $1 < q < 1.2$ et par ajustement de cette dernière, on peut avoir la dépendance entre Q et q . Cette corrélation est donnée par :

$$\bar{Q} = ((\bar{q} - 1)/\bar{q})^{0.645} + 1 \tag{5.12}$$

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 $q_{opt}= f(\alpha)$, figure (5.3) pour une immersion relative α donnée.

En effet pour des valeurs du débit spécifique réduit q donnés entre 1 et 1.2 ($1 < q < 1.2$), on détermine Q d'après la dépendance (5.13) et sachant que $Q_{l_{opt}} = Q_{li}$ Connaissant $Q_{l_{opt}}$ 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 $Q_{ai} = q.Q_{li}$. 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.

V.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 ψ 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 coté 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 $KQ(\alpha)$, $q(\alpha)$, $KQ(q)$, avec les résultats des autres expériences (Geier et Metreveli) a fait ressortir l'influence non négligeable de certains paramètres géométriques entier 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 Q et q nous a révélé graphiquement par le tracé de la caractéristique $Q=f(q)$ l'existence d'un domaine de travail commun à tous les air-lift indépendant de l'immersion relative α . Comme le montre la figure (5.7), au point $q=1$, 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 q . Ainsi pour le domaine $1 < q < 1,2$ et l'aide de la corrélation (5.13) et d'une de caractéristique expérimentale $q_{opt}=f(\alpha)$ connue au préalable, on peut retrouver. le tracé de la caractéristique principale de fonctionnement $Ql=f(Qa)$ d'une pompe air-lift quelconque.

Conclusion générale

A travers ce modeste travail, pour comprendre le système de pompage air-lift et d'assoir une possible base de calcul, il a été réalisé :

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 .

- 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 Geyer (1980) leurs valeurs et expressions.
- Au vue de l'allure des premiers essais de courbes analytiques tracées à cet effet, celles-ci sont conformes à celles 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.
- 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.

- 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 distingue 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-théoriques et tenant compte des considérations pratiques, on a dégagé quelques valeurs limites du débit spécifique q , de l'immersion relative α et de la profondeur d'injection h .
- 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. Quand au rendement maximal qui correspond au minimum de perte par glissement et par frottement, celui-ci se détermine par voie expérimentale.
- Pour la simplicité de la formulation de l'expression de la loi adimensionnelle, 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 construction de paramètres réduits 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 soit la valeur de l'immersion relative. Une corrélation de calcul est proposée afin de reproduire les caractéristiques.

- Enfin, pour les besoins de dimensionnement du système, sur la base de données pratiques dans les conditions optimales, on a conçu des corrélations pour le calcul qui, par un choix de l'immersion relative α , on calcule q_{opt} , $Q_{l\ opt}$, $Q_{a\ opt}$ et du diamètre de la conduite D .
- Les résultats graphiques révèlent un certain décalage qu'on peut attribuer à un excès de glissement, d'où les pertes de vitesses constatées sur les différents paramètres en particulier le débit spécifique.
- Pour un air-lift donnée de hauteur d'immersion h , on peut connaître sa longueur L . Toutes celles-ci restent valables dans la plage optimale des immersions relatives entre 0.138 et 0.6.

Au vu des résultats obtenus, un optimisme reste constant quant aux investigations et perspectives futures qui ne seront que très porteuses et prometteuses dans ce domaine.

Bibliographie

- [1] Souici.S., Messahli R., Etude des phénomènes physiques en écoulement diphasique, P.F.E, E.N.P, 2006.
- [2] Le système de pompage air-lift et la remontée des nodules polymétalliques marins Air-lift pumping and raising of polymetal nodules from the bottom of the sea Professeur Michel Giot
- [3] Mémoire de Fin d'Etude en Présenté par : SID Toufik, FAHDI Mabrouk, TOUAHIR Mahieddine Thème : Optimisation gas-lift (Complétion GLS, GLC + dessalage à HBK)
- [4] Mémoire de projet de fin d'études Résolution d'un écoulement autour d'une poche d'air dans une conduite verticale en mouvement ascendant
- [5] MEMOIRE : SIMULATION D'UN ÉCOULEMENT DIPHASIQUE DANS UNE COLONNE À BULLE Par : ALIOUAT Mohamed Seddik MEBARKI Farid
- [6] Modalisation des écoulements diphasiques dans une conduite cylindrique Etudie par: Mr AKIKA .K Mr FORTAS.S
- [7] Motopompes <http://www.aqualog-international.com>
- [8] Notes de cours Mécanique des fluides Une introduction à l'hydraulique pour les ingénieurs civils
- [9] P.L. FRAENKEL. « Les machines élévatoires » Organisation des Nations Unies pour l'alimentation et l'agriculture Rome, 1994.
- [10] Simulation Numérique de l'écoulement GAZ-LIQUIDE Ascendant a poches dans une conduite vertical par : MERROUCHE DJEMAI
- [11] THEME Système de pompage par la technique Air lift Présentée par Mlle .Saliha REKIBI Promotion Juin 2011

[12] Thèse Etude et optimisation du fonctionnement d'une colonne airlift à dépression – Application l'aquaculture Présentée et soutenue publiquement par Bertrand BARRUT Le 15 novembre 2011

[13] Thèse de Magister en Hydraulique Option : Hydraulique Présentée par : Messahli Rabie intitulé : Etude théorique et expérimentale d'une pompe hydraulique air-lift par un modèle diphasique homogène 2013

[14] Un article de Wikipédia, l'encyclopédie libre. Aller à : [navigation](#), [rechercher](#)

[15] A. BENTABOUCH, S. ZEGHLACHE. « Etude expérimentale de l'Air lift » .Mémoire de fin d'études, Ecole nationale polytechnique (ENP) d'Alger, département hydraulique, janvier 1988.

[16] A. FETHI. « Ecoulement Gaz- Liquide dans les conduites », document Internet

« www.univ-nantes.fr ».

[17] D.J. REINMANNE, J.Y. PARLANGE et M.B. TIMMONS. « Theory of small diameter air lift pumps » agricultural Engineering Department, Cornell University, Ithaca, NY 14853-5701, U.S.A.juine 1989.

[18] Notes de cours Mécanique des fluides Une introduction à l'hydraulique pour les ingénieurs civils version 12.1 du 2 mars 2016

ANNEXE :

**Caractéristiques de la pompe air-lift selon
Les modèles de Stenning, Reinemann,
Giot et Clarck**

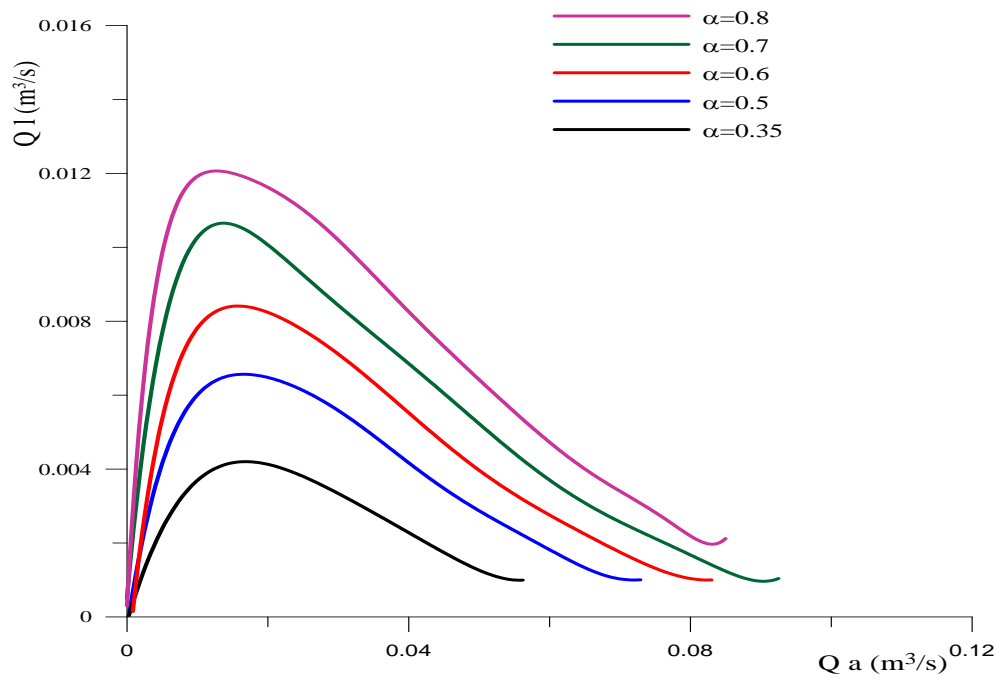


Figure. A.1 : Caractéristique $Q_l=f(Q_a)$ calculée selon le modèle théorique de Giot (1979) et pour différent $\alpha, D=0.08\text{m}$

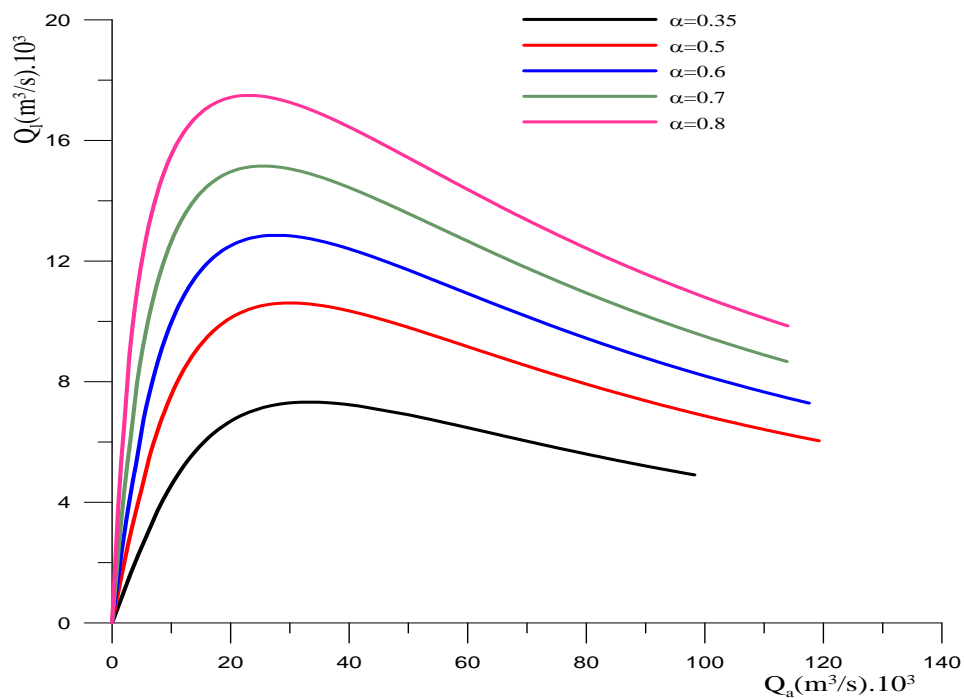


Figure. A.2:Caractéristiques $Q_l=f(Q_a)$ d'un air-lift, $d=0.08\text{m}$, $L=10\text{m}$, glissement air/eau, $s=1$ et différentes immersions relatives α correspondant au modèle diphasique homogène selon le modèle de Stenning

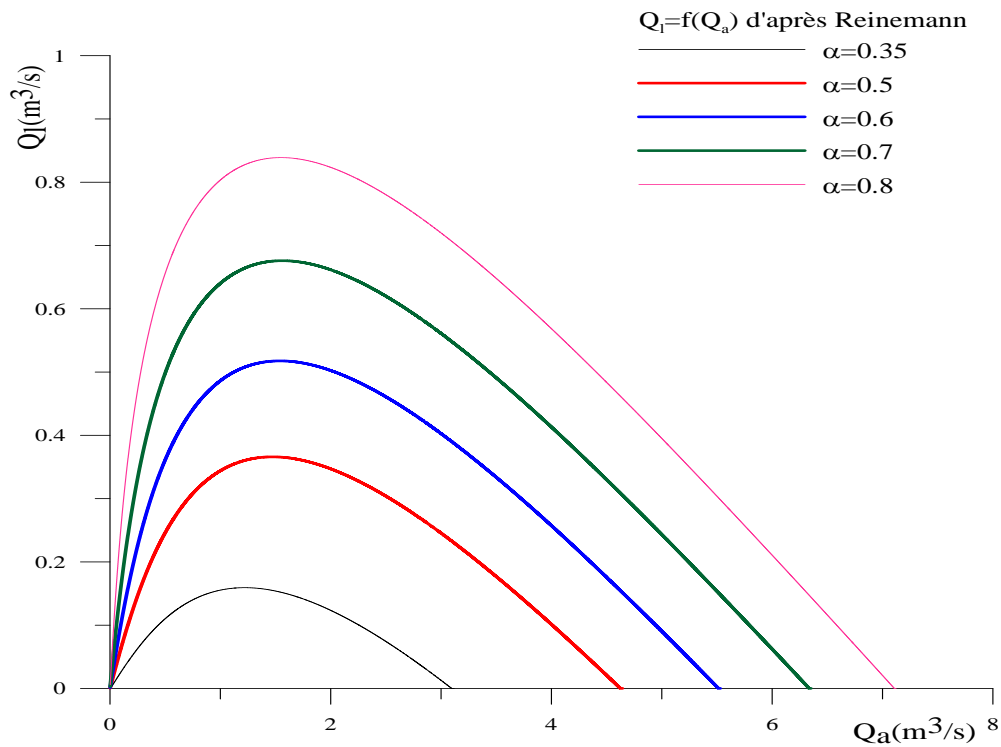


Figure. A.3: Courbes caractéristiques $Q_l=f(Q_a)$ d'un air-lift, $D=0.08$ m, $L=10$ m et différentes immersions relatives α d'après le modèle de Reinemann.

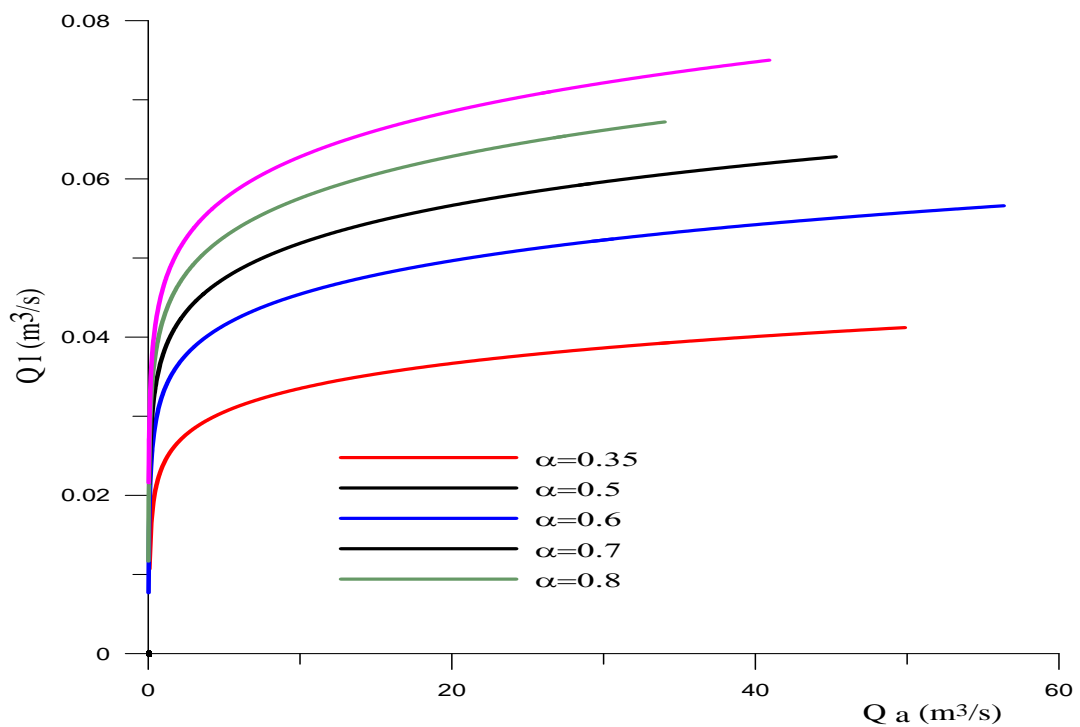


Figure. A.4: Caractéristiques $Q_l=f(Q_a)$ calculées selon le modèle théorique de Clark (1986) obtenues par intégration du gradient de pression pour différents α . $D=0.08$ m

ملخص

تقترح هذه المقولة دراسة نظرية وتجريبية لنظام تدفق رفع الهواء بتدفق لثنائي الطور الهواء والماء. نحدد نظريا مختلف مميزات الطاقة لنظام المعقد بنظام يقوم على مبدأ المحافظة لتدفقات المدعمة. 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.

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.

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.

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.