

Titre: Instabilité fluidelastique d'un faisceau de tubes d'échangeurs de chaleur soumis à un écoulement diphasique transverse
Title: ch

Auteur: Rémi Violette
Author: R

Date: 2005

Type: Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis

Référence: Violette, R. (2005). Instabilité fluidelastique d'un faisceau de tubes d'échangeurs de chaleur soumis à un écoulement diphasique transverse [Master's thesis, École Polytechnique de Montréal]. PolyPublie. <https://publications.polymtl.ca/7692/>
Citation: V

 **Document en libre accès dans PolyPublie**
Open Access document in PolyPublie

URL de PolyPublie: <https://publications.polymtl.ca/7692/>
PolyPublie URL: h

Directeurs de recherche: Michel J. Pettigrew
Advisors: M

Programme: Unspecified
Program: U

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

INSTABILITÉ FLUIDELASTIQUE D'UN FAISCEAU DE TUBES D'ÉCHANGEURS
DE CHALEUR SOUMIS À UN ÉCOULEMENT DIPHASIQUE TRANSVERSE

RÉMI VIOLETTE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES
(GÉNIE MÉCANIQUE)
AOÛT 2005

© Rémi Violette, 2005



Library and
Archives Canada

Bibliothèque et
Archives Canada

Published Heritage
Branch

Direction du
Patrimoine de l'édition

395 Wellington Street
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

395, rue Wellington
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Your file *Votre référence*
ISBN: 978-0-494-16865-3
Our file *Notre référence*
ISBN: 978-0-494-16865-3

NOTICE:

The author has granted a non-exclusive license allowing Library and Archives Canada to reproduce, publish, archive, preserve, conserve, communicate to the public by telecommunication or on the Internet, loan, distribute and sell theses worldwide, for commercial or non-commercial purposes, in microform, paper, electronic and/or any other formats.

The author retains copyright ownership and moral rights in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

AVIS:

L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque et Archives Canada de reproduire, publier, archiver, sauvegarder, conserver, transmettre au public par télécommunication ou par l'Internet, prêter, distribuer et vendre des thèses partout dans le monde, à des fins commerciales ou autres, sur support microforme, papier, électronique et/ou autres formats.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur et des droits moraux qui protègent cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

In compliance with the Canadian Privacy Act some supporting forms may have been removed from this thesis.

Conformément à la loi canadienne sur la protection de la vie privée, quelques formulaires secondaires ont été enlevés de cette thèse.

While these forms may be included in the document page count, their removal does not represent any loss of content from the thesis.

Bien que ces formulaires aient inclus dans la pagination, il n'y aura aucun contenu manquant.


Canada

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé :

INSTABILITÉ FLUIDELASTIQUE D'UN FAISCEAU DE TUBES
D'ÉCHANGEURS DE CHALEUR SOUMIS À UN ÉCOULEMENT DIPHASIQUE
TRANSVERSE

présenté par : VIOLETTE Rémi

en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès sciences appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

Mme ROSS Annie, PhD, présidente

M. PETTIGREW Michel J., M.Sc., membre et directeur de recherche

M. GORMAN, Daniel J., PhD, membre

REMERCIEMENTS

À la clôture de ce projet, il me fait plaisir de souligner l'apport de ceux qui ont contribué, durant ces deux années passées à la chaire industrielle de recherche CRSNG/EACL/BWC en interaction fluide-structure, à la réussite de ce travail. Il ne fait aucun doute dans mon esprit que leur aide et leur support ont été des éléments essentiels dans le bon déroulement de cet ouvrage. En plus de leur témoigner mon appréciation pour la précieuse expérience dont ils m'ont fait bénéficier, j'aimerais exprimer ma gratitude pour le grand plaisir que j'ai eu à les côtoyer. Bien que ce projet de recherche ait suscité chez moi un grand intérêt, c'est d'abord à eux que mes pensées iront lorsque le souvenir de la Chaire me viendra en tête. C'est donc pour ces raisons que je rédige les quelques lignes suivantes afin de remercier les personnes qui ont participé de près ou de loin à ce projet.

Je tiens à remercier le personnel de la Chaire, Thierry Lafrance et Bénédicte Besner pour leur aide en ce qui a trait aux aspects techniques du projet (design, mise en service de la section d'essais et maîtrise du système d'acquisition de données). L'énorme patience dont ils ont fait preuve avec moi a été grandement appréciée. Merci à Nour Aimène pour son expertise au niveau des jauges de déformation et pour sa bonne humeur. Merci également à Christine Monnette pour le design de la grande section d'essais utilisée au cours de ce projet. En outre, j'aimerais remercier M. Njuki Mureithi pour ses précieux conseils. Merci aussi aux étudiants de la Chaire, plus particulièrement aux nombreux et surtout très sympathiques Français avec qui j'ai traversé ces deux dernières années. Merci également à mes parents et à mes amis pour leur support moral.

En terminant, je tiens à exprimer toute ma reconnaissance à mon directeur de recherche, M. Michel Pettigrew pour sa générosité sans borne et son soutien. Travailler avec M. Pettigrew fut pour moi un grand privilège.

RÉSUMÉ

L'instabilité fluidelastique est le mécanisme d'excitation de vibration le plus important pour les faisceaux de tubes que l'on retrouve à l'intérieur des générateurs de vapeur et des échangeurs de chaleur. Il en est ainsi à cause des vibrations à très large amplitude subies par un faisceau instable. Ces dernières peuvent conduire rapidement à des bris par fatigue ou par usure par frottement. La région des tubes en U constitue sans aucun doute l'endroit le plus propice à l'intérieur des générateurs de vapeur pour le développement de ce phénomène à cause des hautes vitesses d'écoulement qu'on y trouve et des faibles fréquences naturelles des tubes en U dans la direction hors plan. À l'intérieur des générateurs de vapeur de centrale nucléaire, des supports AVB (Anti Vibration Bar) ont été introduits afin de soutenir les tubes en U dans cette direction. Bien que les supports AVB supportent convenablement les tubes dans la direction hors plan, ces derniers ne sont pas aussi efficaces pour restreindre les vibrations dans le plan des tubes.

À l'intérieur du projet discuté dans ce rapport, il est question de vérifier si une instabilité fluidelastique peut survenir à l'intérieur d'un faisceau de tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement soumis à un écoulement diphasique transverse. Pour ce faire, un faisceau de tubes de configuration triangulaire tourné, de ratio pas sur diamètre de 1,5 et flexible seulement dans la direction de l'écoulement a été soumis à des écoulements de mélange air-eau externe et transverse. La section d'essais comprend sept tubes flexibles à l'intérieur d'un faisceau rigide de douze tubes. La disposition des tubes flexibles peut être changée, donc plusieurs arrangements ont été testés. Deux assemblages de tubes flexibles dans la direction de l'écoulement furent testés : l'une d'une fréquence naturelle à sec de 14 Hz et l'autre de 28 Hz.

Des instabilités fluidelastiques furent observées pour les tubes à 14 Hz à des taux de vide de 65%, 80%, 90% et 95% dans le cas où les tubes flexibles étaient disposés au

centre de la section d'essais et également dans le cas où ces derniers étaient placés sur deux colonnes adjacentes. Pour les tubes de 28 Hz, c'est à des taux de vide de 90% et 85% que des instabilités furent constatées, et ce, dans le cas où les tubes flexibles étaient disposés au centre de la section d'essais. Aucune instabilité n'est survenue dans le cas d'un seul tube flexible et pour le cas de deux tubes flexibles adjacents. Dans le cas où les sept tubes flexibles étaient disposés sur la colonne centrale de la section d'essais, aucune instabilité ne fut observée. Ce résultat diffère de ceux obtenus pour des tests en soufflerie rapportés dans la littérature où une instabilité fut constatée dans le cas d'une colonne de tubes flexibles dans la direction de l'écoulement compris dans un faisceau rigide. Des tests ont été effectués avec le même montage, mais avec des tubes flexibles à la fois dans la direction de la portance et de la traînée. Les résultats obtenus ont été placés sur une carte de stabilité afin de les comparer avec ceux obtenus avec les tubes flexibles dans la direction de l'écoulement.

ABSTRACT

Fluidelastic instability is the most important vibration excitation mechanism for heat exchanger, or steam generator type of tube bundles. It is so because of the very high vibration amplitude that it can induce to the tubes which can lead to rapid failure by fatigue or wear. In nuclear power plant steam generator, U-tubes are very susceptible to undergo fluidelastic instability because of the high velocity of the two-phase mixture flow in the U-tube region and also because of their low natural frequency in their out of plane modes. In nuclear power plant steam generator design, flat bar supports have been introduced in order to restrain vibration of the U-tubes in the out of plane direction. Those supports are not as effective in restraining the in-plane vibrations of the tubes.

This report presents the experimental results obtained in a research project conducted in order to find if fluidelastic instability does occur for a tube bundle flexible only in the flow direction and subjected to a two-phase air-water cross-flow. To do so, a tube bundle including seven tubes flexible in the flow direction and twelve rigid tubes was studied. The bundle configuration was rotated triangular and the pitch to diameter ratio was 1,5. The position of the flexible tubes could be changed, so several arrangements of the flexible tubes were tested. Two flexible tube assemblies were tested: one of 14 Hz of dry air natural frequency and the other of 28 Hz.

Fluidelastic instability was observed for the 14 Hz tubes for 65%, 80%, 90% and 95% void fraction for the case where the seven flexible tubes were placed in the center of the test section and also for the case where they were placed over two adjacent columns. For the 28 Hz tube assemblies, fluidelastic instability was also observed at 85% and 80% void fraction for the case where the flexible tubes were located in the center of the test section. No instability was found for the case of a single flexible tube inside a rigid array and for the case of two adjacent flexible tubes. In the case of a single flexible column, no clear instability was observed. This is different from the results

obtained in wind tunnel and reported in the literature. Test were done with the same apparatus, but with tubes that were flexible in both lift and drag direction. The results obtained were place in a stability map in order to compare them with those obtained for tubes flexible only in the flow direction.

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS	v
RÉSUMÉ	v
ABSTRACT.....	vii
TABLE DES MATIÈRES	ix
LISTE DES TABLEAUX.....	xii
LISTE DES FIGURES	xiii
LISTE DES NOTATIONS ET SYMBOLES	xix
CHAPITRE 1 INTRODUCTION.....	1
1.1 Mise en situation	1
1.2 Revue des mécanismes de vibrations de cylindres soumis à des écoulements monophasiques et diphasiques transverses	2
1.2.1 Tourbillons alternés	3
1.2.2 Excitation aléatoire causée par la turbulence de l'écoulement	4
1.2.3 Instabilité fluidelastique.....	4
1.3 Revue de la littérature et des connaissances concernant les instabilités fluidelastiques pour les écoulements externes transverses.....	6
1.3.1 Élaboration d'un critère	6
1.3.2 Développement de la théorie	8
1.3.3 Étude des instabilités fluidelastiques en écoulements diphasiques.....	9
1.4 Contexte de la présente étude	10
1.5 Objectifs du travail de recherche	12
1.6 Structure du mémoire.....	13

CHAPITRE 2	MONTAGES ET MÉTHODES EXPÉRIMENTALES	14
2.1	Montages expérimentaux	14
2.1.1	Mélange diphasique utilisé	15
2.1.2	Boucle diphasique	16
2.1.3	Section d'essais	19
2.1.4	Tubes flexibles	22
2.1.5	Systèmes d'acquisition de données	25
2.2	Méthodes expérimentales	25
2.2.1	Configuration des écoulements diphasiques	26
2.2.2	Modèle diphasique homogène	28
2.2.3	Méthodes de calcul des paramètres de la relation de Connors	30
2.2.4	Méthode de calcul des modes de vibrations des faisceaux de tubes	38
2.2.5	Conduite des tests d'instabilités	39
CHAPITRE 3	RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX	41
3.1	Résultats des tests d'instabilité fluidelastique pour un tube flexible	41
3.1.1	Tube flexible dans la direction de l'écoulement	41
3.1.2	Tube flexible dans la direction transverse de l'écoulement	43
3.1.3	Tube flexible dans toutes les directions	44
3.1.4	Configuration de l'écoulement diphasique pour les conditions testées	47
3.2	Résultats des tests d'instabilité fluidelastique pour deux tubes flexibles adjacents ..	48
3.2.1	Tubes flexibles dans la direction de l'écoulement	48
3.2.2	Tubes flexibles dans toutes les directions	50
3.2.3	Configuration de l'écoulement diphasique pour les conditions testées	55
3.3	Résultats des tests d'instabilité fluidelastique pour une colonne flexible	56
3.3.1	Tubes flexibles dans la direction de l'écoulement	56
3.3.2	Tubes flexibles dans toutes les directions	59
3.3.3	Configuration de l'écoulement diphasique pour les conditions testées	65

3.4 Résultats des tests d'instabilité fluidelastique pour deux colonnes partiellement flexibles.....	66
3.4.1 Tubes flexibles dans la direction de l'écoulement.....	66
3.4.2 Tubes flexibles dans toutes les directions.....	70
3.4.3 Configuration de l'écoulement diphasique pour les conditions testées.....	75
3.5 Résultats des tests d'instabilité fluidelastique pour six tubes flexibles regroupés autour d'un septième.....	76
3.5.1 Tubes flexibles dans la direction de l'écoulement.....	76
3.5.2 Tubes flexibles dans toutes les directions.....	81
3.5.3 Configuration de l'écoulement diphasique pour les conditions testées.....	87
3.6 Résultats des mesures d'amortissement diphasique.....	87
3.7 Comparaison des résultats obtenus.....	90
CHAPITRE 4 ANALYSE DES RÉSULTATS.....	97
4.1 Réflexion sur les mécanismes d'instabilité.....	97
4.2 Discussion sur l'effet du positionnement des tubes flexibles à l'intérieur du faisceau.....	107
4.2.1 Différences entre les tests en monophasique et diphasique.....	107
4.2.2 Impacts du positionnement des tubes sur les résultats obtenus pour des tubes flexibles dans la direction de l'écoulement et sur ceux obtenus pour des tubes flexibles dans toutes les directions.....	115
4.4 Recommandations pour travaux futurs.....	116
CHAPITRE 5 CONCLUSIONS.....	123
RÉFÉRENCES.....	125
ANNEXE CARACTÉRISTIQUES DYNAMIQUES DES TUBES FLEXIBLES...	132

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1	Valeurs des paramètres importants de la section d'essais	20
Tableau 2.2	Caractéristiques importantes des lamelles utilisées	23
Tableau 3.1	Sommaire des résultats	91
Tableau 4.1	Mesure de l'effet d'entraînement de la phase gazeuse sur la phase liquide	106
Tableau 4.2	Liste et description des pièces importantes du système de déplacement	121
Tableau I.1	Fréquences naturelles et amortissement à sec des tubes flexibles dans toutes les directions	132
Tableau I.2	Fréquences naturelles et amortissement à sec des tubes flexibles dans la direction de l'écoulement, tubes de 14 Hz.....	133
Tableau I.3	Fréquences naturelles et amortissement à sec des tubes flexibles dans la direction de l'écoulement, tubes de 28 Hz.....	133

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1	Amplitude de vibration d'un cylindre en fonction de la vitesse d'écoulement.....	5
Figure 1.2	Générateur de vapeur typique de centrale nucléaire et supports AVB	11
Figure 2.1	Région des tubes en U de générateur de vapeur et modèle expérimental approximatif.....	14
Figure 2.2	Boucle diphasique.....	16
Figure 2.3	Mélangeur statique.....	18
Figure 2.4	Vue éclatée de la section d'essais.....	19
Figure 2.5	Paramètres géométriques et vue isométrique de la section d'essais.....	20
Figure 2.6	Configurations testées.....	21
Figure 2.7	Schéma du concept de base du montage des tubes flexibles.....	22
Figure 2.8	Section droite A-A des lamelles testées.....	23
Figure 2.9	Montage éclaté d'un tube flexible.....	24
Figure 2.10	Configurations d'écoulements possibles pour une conduite circulaire et verticale.....	26
Figure 2.11	Carte de configurations d'écoulements verticaux pour un faisceau de tubes compact.....	27
Figure 2.12	Définition de la vitesse intertubes critique.....	31
Figure 2.13	Approximation de la courbe amplitude versus temps par une fonction exponentielle.....	33
Figure 2.14	Données expérimentales d'amortissement diphasique et recommandation pour le design.....	35
Figure 2.15	Approximation spectrale.....	37
Figure 2.16	Détermination de l'angle de phase entre deux tubes.....	38
Figure 3.1	Évolution de l'amplitude rms des vibrations en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour un tube libre de vibrer dans la direction de l'écoulement.....	42

Figure 3.2	Évolution des spectres de réponses en fonction de la vitesse intertubes de l'écoulement pour un tube libre de vibrer dans la direction de la traînée.....	43
Figure 3.3	Évolution de l'amplitude rms en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour un tube libre de vibrer dans la direction transverse de l'écoulement.....	44
Figure 3.4	Évolution de l'amplitude rms en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour un tube libre de vibrer dans toutes les directions.....	45
Figure 3.5	Évolution des spectres de réponses en fonction de la vitesse intertubes de l'écoulement pour 20% de taux de vide, un tube libre de vibrer dans toutes les directions.....	46
Figure 3.6	Évolution des spectres de réponses en fonction de la vitesse intertubes de l'écoulement pour 80% de taux de vide, un tube libre de vibrer dans toutes les directions.....	46
Figure 3.7	Configuration d'écoulement aux vitesses critiques pour un tube flexible	47
Figure 3.8	Évolution de l'amplitude rms des vibrations en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour deux tubes adjacents flexibles dans la direction de l'écoulement.....	48
Figure 3.9	Évolution des spectres de réponses en fonction de la vitesse intertubes de l'écoulement pour 80% de taux de vide, 2 tubes adjacents flexibles seulement dans la direction de l'écoulement	49
Figure 3.10	Évolution des spectres de réponses en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour 95% de taux de vide, 2 tubes adjacents flexibles seulement dans la direction de l'écoulement.....	50
Figure 3.11	Évolution de l'amplitude rms en fonction de la vitesse intertubes de l'écoulement pour deux tubes adjacents libres de vibrer dans toutes les directions.....	51

Figure 3.12	Évolution des spectres de réponses pour deux tubes adjacents libres de vibrer dans toutes les directions en fonction de la vitesse intertubes de l'écoulement pour 50% de taux de vide.....	52
Figure 3.13	Évolution des spectres de réponses pour deux tubes adjacents libres de vibrer dans toutes les directions en fonction de la vitesse intertubes de l'écoulement pour 20% de taux de vide.....	53
Figure 3.14	Modes instables de vibration à l'instabilité pour deux tubes adjacents libres de vibrer dans toutes les directions	54
Figure 3.15	Configuration d'écoulement aux vitesses critiques pour deux tubes adjacents flexibles	55
Figure 3.16	Évolution de l'amplitude rms des vibrations du tube 7 en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour une colonne de tubes libre de vibrer dans la direction de l'écoulement.....	57
Figure 3.17	Évolution de l'amplitude rms des vibrations des sept tubes en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour une colonne de tubes libres de vibrer dans la direction de l'écoulement pour 80% de taux de vide	58
Figure 3.18	Évolution des spectres de réponses en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour 80% de taux de vide, une colonne flexible seulement dans la direction de l'écoulement	58
Figure 3.19	Évolution de l'amplitude rms de vibration en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour une colonne de tubes libres de vibrer dans toutes les directions; 0%, 20%, 40% et 50% de taux de vide	60
Figure 3.20	Évolution de l'amplitude rms de vibration en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour une colonne de tubes libres de vibrer dans toutes les directions; 60%, 80%, 90% et 95% de taux de vide	61
Figure 3.21	Spectres de réponses dans la direction de la portance des tubes flexibles, une colonne flexible, taux de vide de 50%	63
Figure 3.22	Modes instables de vibration, 1 colonne de tubes flexibles dans toutes les directions	64

Figure 3.23	Configuration d'écoulement aux vitesses critiques pour une colonne flexible	65
Figure 3.24	Évolution de l'amplitude rms de vibration en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour deux colonnes de tubes libres de vibrer dans la direction de l'écoulement.....	67
Figure 3.25	Évolution de la fréquence principale d'oscillation des tubes avec la vitesse de l'écoulement intertubes, deux colonnes de tubes libres de vibrer dans la direction de l'écoulement	68
Figure 3.26	Modes instables de vibration, deux colonnes partiellement flexibles, tubes libres de vibrer seulement dans la direction de l'écoulement..	69
Figure 3.27	Évolution de l'amplitude rms de vibration en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour deux colonnes de tubes libres de vibrer dans toutes les directions; 0%, 20%, 40% et 50% de taux de vide.....	71
Figure 3.28	Évolution de l'amplitude rms de vibration en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour deux colonnes de tubes libres de vibrer dans toutes les directions; 60%, 80%, 90% et 95% de taux de vide.....	72
Figure 3.29	Modes instables de vibration pour deux colonnes partiellement flexibles à 0%, 20%, 40% et 50% de taux de vide, tubes flexibles dans toutes les directions.....	73
Figure 3.30	Modes instables de vibration pour deux colonnes partiellement flexibles à 60%, 80%, 90% et 95% de taux de vide, tubes flexibles dans toutes les directions.....	74
Figure 3.31	Configuration d'écoulement aux vitesses critiques pour deux colonnes flexibles.....	75
Figure 3.32	Évolution de l'amplitude rms de vibration en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour sept tubes en grappe au milieu de la section d'essais libres de vibrer dans la direction de l'écoulement, tube de 14 Hz	77

Figure 3.33	Évolution de l'amplitude rms de vibration en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour sept tubes en grappe au bas de la section d'essais libres de vibrer dans la direction de l'écoulement, tube de 28 Hz	78
Figure 3.34	Modes instables de vibration, sept tubes flexible en grappe, tubes de 14 Hz libres de vibrer seulement dans la direction de l'écoulement	79
Figure 3.35	Mode instable de vibration à 90% de taux de vide, sept tubes flexibles en grappe, tubes de 28 Hz libres de vibrer seulement dans la direction de l'écoulement.....	80
Figure 3.36	Évolution de l'amplitude rms de vibration en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour sept tubes en grappe au milieu de la section d'essais libres de vibrer dans toutes les directions ; 20%, 40%, 50% de taux de vide	82
Figure 3.37	Évolution de l'amplitude rms de vibration en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour sept tubes en grappe au milieu de la section d'essais libres de vibrer dans toutes les directions ; 60%, 80%, 90% et 95% de taux de vide	83
Figure 3.38	Évolution de l'amplitude rms de vibration en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour sept tubes en grappe au milieu de la section d'essais libres de vibrer dans toutes les directions; essais de validation.....	84
Figure 3.39	Modes instables de vibration pour sept tubes en grappe à 0%, 20%, 40% et 50% de taux de vide, tubes flexibles dans toutes les directions.....	85
Figure 3.40	Modes instables de vibration pour sept tubes en grappe à 60%, 80%, 90% et 95% de taux de vide, tubes flexibles dans toutes les directions.....	86
Figure 3.41	Configuration d'écoulement aux vitesses critiques pour sept flexibles au centre de la section d'essais	87
Figure 3.42	Évolution de l'amortissement diphasique avec la vitesse de l'écoulement intertubes pour un tube flexible dans la direction de l'écoulement	88

Figure 3.43	Évolution de l'amortissement diphasique avec la vitesse de l'écoulement intertubes pour un tube flexible dans toutes les directions	89
Figure 3.44	Carte de Stabilité.....	94
Figure 4.1	Représentation 3-D du coefficient de portance et du coefficient de traînée, pour un tube compris dans un faisceau rigide triangulaire tourné ($P/D = 1,375$) déplacé statiquement à la fois dans la direction de la portance et de la traînée et soumis à un écoulement d'air	99
Figure 4.2	Courbe de stabilité théorique obtenue par Lever et Weaver pour un tube flexible dans un faisceau rigide triangulaire tourné, $P/D = 1,375$	101
Figure 4.3	Courbe de stabilité théorique obtenue par Paisoussis et Price pour plusieurs tubes flexibles dans un faisceau rigide triangulaire tourné, $P/D = 1,375$	103
Figure 4.4	Carte de configuration d'écoulement diphasique pour un faisceau de tubes compacts Ulbrich et Mewes	105
Figure 4.5	Schéma de la section d'essais utilisée par Mureithi et al	107
Figure 4.6	Résultats obtenus des tests d'instabilité en soufflerie rapportés par Mureithi et al. pour toutes les configurations testées.....	108
Figure 4.7	Évolution de la fréquence principale d'oscillation des tubes avec la vitesse de l'écoulement intertubes pour une colonne de tubes flexibles dans la direction de l'écoulement.....	109
Figure 4.8	Organisation de l'écoulement diphasique à l'intérieur d'un faisceau de tubes triangulaire tourné	111
Figure 4.9	Carte de stabilité avec points de vitesses maximales atteintes sans instabilité pour des tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement.....	117
Figure 4.10	Système de déplacement	121

LISTE DES NOTATIONS ET SYMBOLES

A_x :	Aire d'écoulement à l'entrée de la section d'essais (m^2)
c :	Coefficient d'amortissement ($N \cdot s / m$)
C :	Déformation statique (mm)
C_L :	Coefficient de portance
C_D :	Coefficient de traînée
D :	Diamètre des tubes (m)
D_e :	Diamètre équivalent des tubes (m)
d_e :	Diamètre hydraulique équivalent (m)
f :	Fréquence de vibration des tubes à l'instabilité (Hz)
f_e :	Fréquence d'excitation (Hz)
f_n :	Fréquence naturelle à sec (Hz)
f_{nf} :	Fréquence naturelle en présence du fluide (Hz)
f_s :	Fréquence de détachement tourbillonnaire (Hz)
g :	Accélération gravitationnelle (m / s^2)
G :	Densité spectrale croisée (mm^2 / Hz)
K :	Constante de stabilité de Connors
k :	Constante de rigidité (N / m)
l :	Longueur des tubes (m)
m :	Masse linéique du système (kg / m)
m_f :	Masse linéique ajoutée du fluide (kg / m)
m_t :	Masse linéique de tube (kg / m)
\dot{m}_{pg} :	Flux massique intertubes (kg / m^2)
\dot{m}_{pg} :	Flux massique intertubes de la phase gazeuse (kg / m^2)
P :	Distance centre à centre des tubes du faisceau (m)
$Q_{l,g}$:	Débit volumique de la phase liquide ou gazeuse (l / s)
S :	Nombre de Strouhal

U_g :	Vitesse adimensionnelle de la phase gazeuse
U_p :	Vitesse de l'écoulement intertubes (m/s)
U_{pc} :	Vitesse de critique l'écoulement intertubes (m/s)
U_∞ :	Vitesse de l'écoulement à l'entrée de la section d'essais (m/s)
V :	Vitesse d'écoulement (m/s)
X :	Paramètre de Martinelli
Y :	Amplitude de vibration (mm)
ε :	Taux de vide homogène
ζ :	Taux d'amortissement total du système
ζ_s :	Taux d'amortissement structural du tube
ζ_v :	Taux d'amortissement visqueux
ζ_{TP} :	Taux d'amortissement diphasique
θ :	Angle de phase (degrés)
$\mu_{l,g}$:	Viscosité de la phase liquide ou gazeuse ($N \cdot s / m^2$)
ν_{TP} :	Viscosité dynamique du mélange diphasique (m^2 / s)
$\nu_{l,g}$:	Viscosité dynamique de la phase liquide ou gazeuse (m^2 / s)
ρ :	Masse volumique du mélange diphasique (kg / m^3)
$\rho_{l,g}$:	Masse volumique de la phase liquide ou gazeuse (kg / m^3)
ρ_t :	Masse volumique des tubes (kg / m^3)
AVB :	Support anti-vibration (Anti Vibration Bars)
psig :	Livres par pouce carré (jauge)
SCFM :	Pieds cubes par minute aux conditions standard (101.3 kPa et 21 degrés Celsius)

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

1.1 Mise en situation

En développant la capacité de produire de l'électricité à partir de l'énergie produite par la fission de l'atome, les pères de l'industrie de l'énergie nucléaire avaient pour but de produire de l'énergie électrique en grande quantité, avec des coûts minimes et de façon sécuritaire pour la population et l'environnement. Avec la perception défavorable de la grande majorité des membres de notre société contemporaine face à cette technologie, l'aspect sécurité représente un enjeu d'image d'une importance capitale. Par contre, au-delà de l'image, il y a de véritables défis technologiques qui ont été relevés au niveau de la recherche, du design, de la maintenance et de la mise en service afin de produire des réacteurs fiables.

Cependant, malgré les nombreux avancements, certains problèmes perdurent. Entre autres, les défaillances prématurées de pièces de tuyauteries des différentes composantes d'une centrale. Ces dernières sont causées par d'indésirables vibrations à grandes amplitudes. Trois causes peuvent être à la source de ces vibrations de tuyauteries : l'écoulement externe transverse d'un fluide, l'écoulement externe axial d'un fluide et l'écoulement interne axial d'un fluide (Paidoussis 1982). En ce qui a trait aux écoulements externes transverses, un phénomène vibratoire retient particulièrement l'attention par sa dangereuse intensité : l'instabilité fluidelastique. Cette dernière peut survenir à l'intérieur des faisceaux de tubes compacts typiques des générateurs de vapeur d'usines nucléaires. Étant donné qu'un bris par fatigue ou qu'une usure par frottement/impact peut survenir rapidement à l'intérieur d'un faisceau de tubes instables, il est primordial de comprendre quelles conditions sont favorables à l'établissement d'un

tel phénomène et quelles composantes sont à risques. La région des tubes en U des générateurs de vapeur est certainement une de ces composantes. En effet, la faible rigidité des tubes en U et les vitesses d'écoulements externes et transverses élevées du mélange diphasique eau-vapeur favorisent grandement l'apparition d'instabilités.

Le présent ouvrage relate une partie des travaux expérimentaux et théoriques entrepris afin d'étudier les instabilités fluidelastiques dans un faisceau de tubes typique de générateur de vapeur. Ces efforts ont été entrepris dans le cadre d'un projet de maîtrise recherche en génie mécanique à l'École Polytechnique de Montréal. Les pages de ce chapitre serviront d'introduction au lecteur. Ce dernier y trouvera premièrement une description des différents mécanismes de vibrations de cylindres pour les écoulements externes transverses. Deuxièmement, une revue de la littérature scientifique concernant le phénomène d'instabilité fluidelastique sera présentée. Troisièmement, le lecteur sera informé du contexte dans lequel s'insère le projet. Les buts et objectifs du projet seront exposés en quatrième partie. Pour terminer, une description du contenu des différents chapitres de ce mémoire sera proposée.

1.2 Revue des mécanismes de vibrations de cylindres soumis à des écoulements monophasiques et diphasiques transverses

Puisque dans ce document il est question de problèmes vibratoires propres aux éléments de tuyauteries, il semble nécessaire de faire une revue des sources probables de ces problèmes. Dans cette section, il est question des différents mécanismes d'excitations que l'on peut éventuellement rencontrer pour un tube isolé ou compris dans un faisceau. Comme mentionné plus tôt dans ce chapitre, il existe trois situations possibles où un cylindre peut être excité dynamiquement par l'écoulement d'un fluide : lorsque le fluide s'écoule dans la direction axiale à l'intérieur de ce dernier, lorsque le fluide s'écoule dans la direction axiale sur sa paroi externe et lorsque l'écoulement se fait dans la direction transverse sur sa paroi externe. Il sera ici question du cas des

écoulements externes transverses. Un survol des possibles mécanismes vibratoires pour ce cas est présenté dans les prochaines lignes.

1.2.1 Tourbillons alternés

La présence d'un cylindre isolé dans un écoulement monophasique transverse cause la formation de tourbillons alternés dans son sillage appelé tourbillons de Von Karman. Ces derniers se forment sur la partie en aval du tube, se détachent de sa paroi et ensuite se perdent dans l'écoulement. La formation et le détachement successifs de ces vortex créent des fluctuations périodiques de pression sur le cylindre. La fréquence f_s de ces fluctuations est dictée par le nombre de Strouhal S par la relation suivante :

$$f_s = \frac{SV}{D} \quad (1.1)$$

où V est la vitesse de l'écoulement et D est le diamètre du tube. Le nombre de Strouhal vaut environ 0,2 pour des nombres de Reynolds allant de 10^2 à 10^5 . Dans le cas où la fréquence des fluctuations correspondrait à une des fréquences naturelles de la structure, il y aurait résonance et celle-ci se mettrait à vibrer de façon excessive. On peut constater cependant que la résonance, pour un système donné, ne survient que pour une plage de vitesses d'écoulement restreinte. L'amplitude de vibration retombe à une valeur acceptable lorsqu'à partir de la résonance on augmente la vitesse d'écoulement.

À l'intérieur d'un faisceau de tubes compact typique d'échangeurs de chaleur ou de générateurs de vapeur, la présence de tourbillons de Von Karman pleinement développés est peu probable. Cependant, on observe des phénomènes périodiques dont la nature est similaire à ces derniers. La présence d'une deuxième phase dans l'écoulement inhibe fortement la formation de tourbillons. Dans un faisceau de tubes, on remarque qu'au-delà de 15% pour la valeur du taux de vide, l'importance des

phénomènes de fluctuations périodiques dans le sillage des tubes est négligeable en ce qui a trait aux vibrations du système (Taylor et al. 1989). Cependant, Pettigrew et al. (2004) ont démontré la présence de forces périodiques sur les tubes de faisceaux compacts de configuration triangulaire tourné soumis à un écoulement diphasique. La nature de ces forces n'est cependant pas encore bien comprise.

1.2.2 Excitation aléatoire causée par la turbulence de l'écoulement

Les fluctuations aléatoires de pression à la surface externe du tube causées par la turbulence excitent le cylindre qui se met alors à vibrer. On remarque que cette turbulence est plus importante en écoulement diphasique que monophasique (Pettigrew et Taylor 1994). Par conséquent, la réponse vibratoire sera elle aussi plus importante. Le fait que cette dernière soit significativement plus petite que celle induite par des mécanismes plus violents comme l'instabilité fluidelastique ou les tourbillons alternés implique que les vibrations causées par la turbulence ne causent pas de dommages importants à court terme pour le système. Cependant, une usure considérable peut résulter du frottement prolongé des tubes avec les supports.

1.2.3 Instabilité fluidelastique

Selon l'expérience relatée par plusieurs auteurs dans la littérature disponible, l'instabilité fluidelastique en écoulement transverse est la principale cause de plusieurs problèmes de vibrations de tuyauteries d'échangeurs de chaleur et de générateurs de vapeur. C'est d'ailleurs de loin le mécanisme d'excitation vibratoire le plus important pour le cas d'un faisceau de tubes compact soumis à un écoulement monophasique ou diphasique transverse. Les forces d'excitation dynamiques pour ce mécanisme sont fonction du mouvement (position, vitesse et accélération) du tube lui-même et de ceux qui l'entourent. Lorsque ce mouvement, à l'intérieur d'un cycle d'oscillation, absorbe plus d'énergie qu'il n'en dissipe par amortissement, son amplitude augmente

drastiquement. Le système est dit instable. Contrairement au phénomène des tourbillons alternés, une augmentation de vitesse à partir de l'instabilité ne fera pas retomber le niveau d'amplitude de vibration. Au contraire, cette dernière augmentera avec la vitesse jusqu'au bris du système. La figure 1.1 illustre bien la différence entre les trois mécanismes d'excitation mentionnés dans cette section.

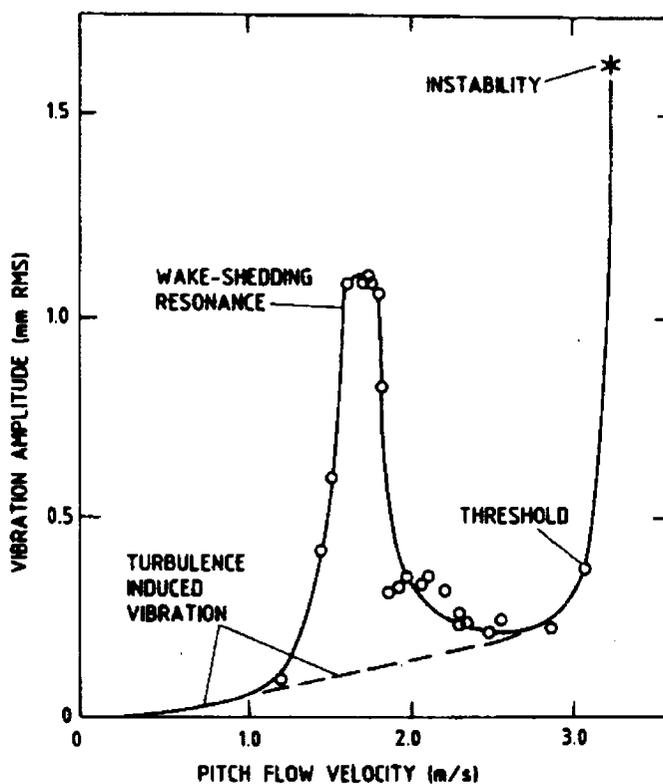


Figure 1.1 Amplitude de vibration d'un cylindre en fonction de la vitesse d'écoulement (Pettigrew et al. 1991)

Dans la réalité, des effets non linéaires, comme la présence de supports et des autres éléments de tuyauteries adjacents, limitent l'amplitude de vibration. Il reste néanmoins qu'un faisceau de tubes instables s'endommage très rapidement de sorte que la durée de vie du système se voit grandement réduite. Le fait qu'un cylindre isolé dans un écoulement infini ne puisse pas être instable est un autre point qui distingue

l'instabilité fluidelastique de la résonance causée par les tourbillons de Von Karman. En effet, pour qu'un tube devienne instable, le confinement que l'on retrouve généralement dans les faisceaux de tubes de générateurs de vapeur est nécessaire. Étant donné l'importance de l'instabilité fluidelastique dans ce projet, un survol de la théorie disponible s'impose. Dans ce sens, une revue de la littérature et des connaissances acquises au sujet des instabilités fluidelastiques pour les écoulements externes transverses est proposée au lecteur dans la prochaine section.

1.3 Revue de la littérature et des connaissances concernant les instabilités fluidelastiques pour les écoulements externes transverses

1.3.1 Élaboration d'un critère

Le premier document scientifique où l'on relate l'étude des instabilités fluidelastiques pour un groupe de cylindres soumis à un écoulement externe transverse remonte en 1962. C'est Roberts à l'intérieur de sa thèse de doctorat à l'Université de Cambridge qui relata ses expériences faites à l'aide de deux montages : l'un composé de deux rangés de cylindres et l'autre d'une seule (Roberts 1962). Ces cylindres étaient flexibles dans la direction de l'écoulement seulement. Dans son rapport, Roberts propose un modèle pour prédire les vitesses d'instabilités basé sur les observations faites démontrant la présence de jets oscillants de façon synchrone avec le mouvement vibratoire des tubes. Le modèle ainsi développé est malheureusement largement non conservateur pour prédire les vitesses d'instabilités (surévalue les vitesses d'instabilité) pour un faisceau de tubes à multiples rangés puisqu'il ne considère que le mouvement dans la direction de l'écoulement et qu'il ne s'applique qu'aux rangés de cylindres situées à l'aval d'un faisceau.

C'est à Connors que l'on doit la célèbre relation encore grandement utilisée aujourd'hui comme critère de design. Inspiré du travail de Roberts, il présenta un

modèle où les forces d'excitations fluidelastiques sont proportionnelles à la position du cylindre (modèle quasi-statique) (Connors 1970). Sa relation prend la forme suivante :

$$\frac{U_{pc}}{fD} = K \left(\frac{2\pi\zeta m}{\rho D^2} \right)^n \quad (1.2)$$

où U_{pc} est la vitesse critique d'instabilité, f est la fréquence naturelle du cylindre ζ est le taux d'amortissement du système, ρ est la masse volumique du fluide, m est la masse linéique du tube et D est le diamètre de ce dernier. Les paramètres n et K sont des constantes empiriques. Le terme entre parenthèse au côté droit de l'égalité est identifié comme le paramètre masse-amortissement tandis que le ratio à la gauche de l'égalité est reconnu comme étant la vitesse réduite critique de l'écoulement. Initialement, Connors a déterminé une valeur de 9.9 pour K et de 0.5 pour n pour une rangée de tubes flexibles dans toutes les directions. Malheureusement, les résultats de Connors furent mal interprétés et utilisés pour des faisceaux de tubes à multiples rangées. Son modèle fut repris par Blevins (1974) qui l'adapta pour les faisceaux de tubes. La forme générale de l'expression fut conservée, mais il fut conclu que la valeur de K de 9.9 n'était pas appropriée.

Pettigrew et al. (1978) ont proposé une valeur de 3.3 pour le paramètre K et 0.5 pour n . Cette recommandation fut élaborée à la conclusion d'un programme expérimental conduit en collaboration avec l'industrie et le milieu universitaire. À l'intérieur de ce programme, plusieurs faisceaux de tubes de configurations typiques des composantes industrielles furent testés dans des écoulements liquides. Le critère proposé par Pettigrew et al. (1978) semble très bien représenter la réalité lorsqu'on le compare aux données disponibles sur les échangeurs de chaleur en service ayant eu ou non des problèmes d'usure ou de fatigue causés par des instabilités fluidelastiques. Depuis le milieu des années 70, un très grand nombre d'échangeurs de chaleur utilisés dans

l'industrie nucléaire (également dans d'autres secteurs) canadienne et américaine ont été conçus en utilisant ce critère.

1.3.2 Développement de la théorie

Depuis 1975, un grand nombre d'études, autant expérimentales que théoriques, furent entreprises par des chercheurs de différents milieux dans le but de comprendre la mécanique derrière le phénomène d'instabilité fluidelastique. Plusieurs variantes de la relation de Connors (eq. 1.2) ont été proposées dans la littérature comme critère de design. Pour une revue détaillée des modèles disponibles, l'auteur propose l'excellente revue faite par Price (1995). Des nombreux et intéressants développements obtenus durant ces années, certains points méritent d'être mentionnés. Le plus intéressant, au point de vue théorique, est la découverte de la présence de deux mécanismes d'instabilité (Chen 1984, Price et Paidoussis 1986, Yetisir et Weaver 1993). Chen distingue les deux mécanisme de la façon suivante : l'un est contrôlé par la vitesse des tubes et l'autre, par leur déplacement. Pour le premier mécanisme, les forces provenant du fluide sont en phase avec la vitesse. Pour cette raison, on connaît également ce dernier sous le nom de mécanisme contrôlé par l'amortissement (damping controlled mechanism). Lorsque cette forme d'excitation est dominante, les forces ressenties par le cylindre causées par le mouvement vibratoires des tubes avoisinants sont négligeables. De cette manière un tube seul, ne possédant qu'un seul degré de liberté et contenu dans un faisceau rigide, peut devenir instable. Pour le deuxième mécanisme, c'est l'interaction entre les différents degrés de liberté du système qui domine la réponse vibratoire. Donc, pour que ce dernier se manifeste, un tube doit être libre de vibrer à la fois dans la direction de la portance et de la traînée (deux degrés de liberté) ou plusieurs tubes adjacents doivent être flexibles.

Autre fait intéressant, pour un faisceau de tubes flexibles de façon axisymétrique, le mouvement semble se produire principalement dans la direction de la

portance à l'instabilité (Weaver et Lever 1982). La stabilité des faisceaux du tube dans la direction de l'écoulement n'a donc pas soulevé beaucoup de préoccupations. Paradoxalement, c'est Roberts qui avait démontré l'existence du phénomène d'instabilité fluidelastique à l'aide d'un montage constitué de cylindres flexibles seulement... dans la direction de l'écoulement ! Récemment, Mureithi et al. (2005) ont cependant démontré expérimentalement qu'une instabilité fluidelastique pouvait se développer à l'intérieur d'un faisceau de tubes flexibles uniquement dans la direction de la traînée et soumis à un écoulement d'air.

1.3.3 Étude des instabilités fluidelastiques en écoulements diphasiques

Malgré l'importante présence des écoulements diphasiques dans l'industrie, ce n'est qu'en 1980 que l'on a pu remarquer l'apparition de résultats expérimentaux concernant les instabilités fluidelastiques de faisceaux de tubes soumis à des écoulements transverses composés d'un mélange liquide-gaz. Pour des raisons de coût et de problèmes logistiques évidents, le nombre de résultats d'études faites en mélange eau-vapeur dans la littérature scientifique est plutôt faible. Parmi ceux disponibles, on peut noter les travaux fait par Axisa et al. (1985), Nakamura et al. (1991, 2002), Mureithi et al. (2002) et Hirota et al. (2002).

La solution la moins dispendieuse et la plus simple pour simuler l'écoulement diphasique eau-vapeur consiste à utiliser un mélange air-eau. C'est d'ailleurs ce qui explique le nombre important de publications portant sur les vibrations de faisceaux de tubes soumis à des écoulements transverses composés de ce type de mélange diphasique (Axisa et al. 1988, Heilker et Vincent 1981, Pettigrew et al. (1989), Remy 1982, Taylor et al. 1988 et plusieurs autres).

De plus en plus, la tendance est maintenant à l'utilisation de réfrigérants, comme le fréon, ayant des conditions d'ébullition similaires aux conditions atmosphériques pour

simuler les mélanges eau-vapeur (Pettigrew et al. 1995, Feenstra et 2003, Nakamura et al. 1999). Le principal avantage des mélanges diphasiques de réfrigérants réside dans la similitude de leurs propriétés avec celles des mélanges eau-vapeur (ratio de densité, tension de surface et viscosité). Également, la présence d'interactions entre les phases liquides et gazeuses du mélange de fréon, comme l'évaporation et la condensation, contribue à mieux simuler un écoulement réel d'eau et de vapeur. Cet élément n'est évidemment pas présent dans les écoulements air-eau. S'il existe plusieurs résultats de tests effectués avec des mélanges diphasiques dans la littérature, les modèles théoriques tenant compte de la présence d'une deuxième phase sont, quant à eux, excessivement rares.

Maintenant que le lecteur est familier avec la théorie et l'historique concernant les instabilités fluidelastiques, la prochaine étape consiste à voir dans quel contexte s'insère le projet de recherche.

1.4 Contexte de la présente étude

Au début de ce chapitre, il fut question de la prédisposition de la région des faisceaux de tubes en U des générateurs de vapeur de centrales nucléaires à développer des instabilités fluidelastiques. Pour pallier au problème de manque de rigidité dans la direction hors plan des tubes en U, tous les générateurs de vapeurs destinés à l'industrie nucléaire furent équipés de supports spéciaux pour rigidifier la tuyauterie de cette région critique. Un des buts de la modification était d'augmenter la vitesse critique d'instabilité pour que cette dernière soit exclue de la plage d'opération du générateur de vapeur. Les supports, appelés AVB (Anti Vibration Bars), sont en fait des barres métalliques plates installées de façon radiale dans le plan des tubes en U. Ces supports sont très efficaces pour empêcher le mouvement des tubes dans la direction hors plan. Il semble cependant que ce ne soit pas le cas pour les mouvements dans le plan. La figure ci-dessous (figure

1.2) montre un générateur de vapeur typique de centrale nucléaire avec le montage des supports AVB utilisés pour rigidifier les tubes en forme de U.

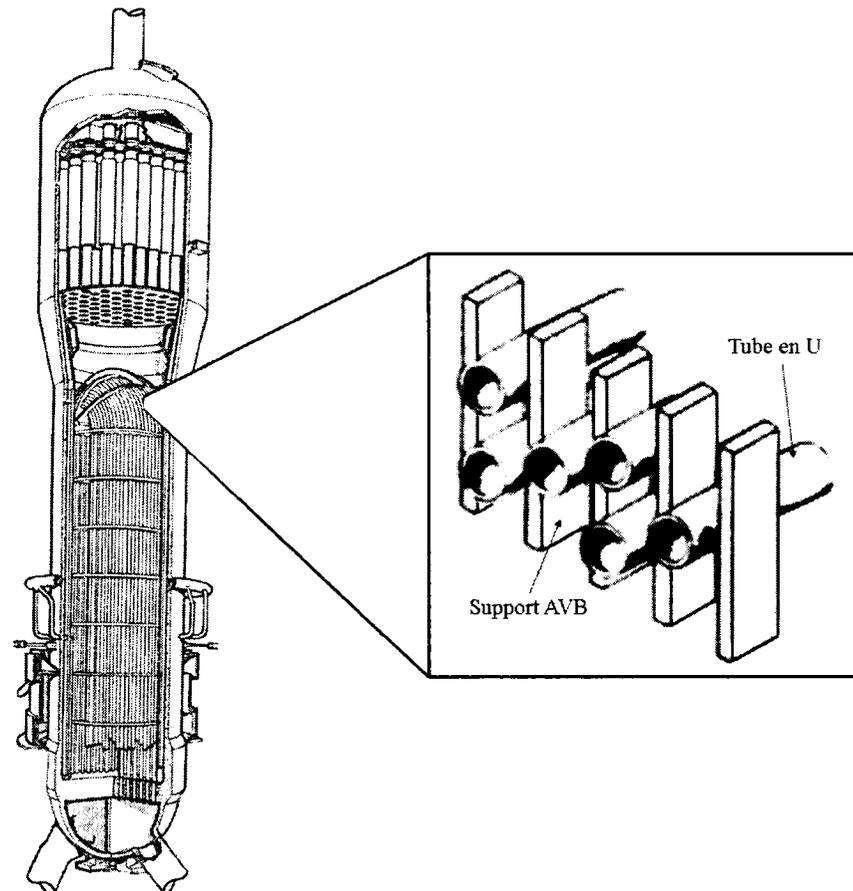


Figure 1.2 Générateur de vapeur typique de centrale nucléaire et supports AVB

La solution des AVB ne semble cependant pas sans failles. En effet, on remarque certains problèmes d'usure prématurée des tubes en U chez plusieurs générateurs de vapeur équipés de ce type de support. L'usure est causée par le frottement des tubes avec les barres anti-vibration (AVB) due au mouvement vibratoire des tubes.

Weaver et Schneider (1983) ont étudié l'effet de la présence de supports similaires aux AVB sur la stabilité d'un faisceau de tube en U soumis à un écoulement

d'air. Ils ont trouvé que les supports étaient efficaces pour stabiliser les modes dans le plan et hors plan, même en présence d'un petit jeu entre les tubes et les supports. Cependant, le travail rapporté ne stipule rien sur la possibilité qu'un faisceau de tubes, libre de vibrer seulement dans la direction de l'écoulement, puisse être instable. Comme mentionné plus tôt dans ce chapitre, Mureithi et al. (2005) ont démontré grâce à leurs travaux expérimentaux en soufflerie l'existence du phénomène. Le prochain pas consiste à démontrer l'existence ou l'inexistence des instabilités fluidelastiques dans un faisceau de tubes libres de vibrer seulement dans la direction de la traînée et soumis à un écoulement diphasique transverse. Les résultats de ces travaux pourront jeter un peu de lumière sur les problèmes d'usure par frottement des tubes en U des générateurs de vapeur.

1.5 Objectifs du travail de recherche

Maintenant que le lecteur est familiarisé avec les différents aspects du contexte du sujet de recherche, ce dernier peut être informé de ses buts. Il existe deux grands objectifs au présent travail. Les voici donc :

1. Démontrer s'il est possible qu'une instabilité fluidelastique se développe à l'intérieur d'un faisceau de tubes beaucoup plus flexibles dans la direction de sa traînée et soumis à un écoulement diphasique transverse.
2. Comparer les résultats ainsi trouvés avec ceux obtenus expérimentalement avec le même montage, mais pour des tubes flexibles de façon axisymétrique.

1.6 Structure du mémoire

Ceci termine donc le premier chapitre de ce mémoire. Le deuxième chapitre sera dédié à la description du montage utilisé pour mener les expériences et des méthodes expérimentales. Le troisième chapitre contiendra les résultats expérimentaux obtenus. Le quatrième chapitre inclura l'analyse des résultats. Les conclusions tirées de ce travail seront présentées dans le cadre du cinquième et dernier chapitre de ce mémoire.

CHAPITRE 2

MONTAGES ET MÉTHODES EXPÉRIMENTALES

Dans le cadre de ce deuxième chapitre, il sera question des moyens mis en œuvre pour atteindre les objectifs de ce projet. Ce chapitre sera donc divisé en deux parties distinctes. La première portera sur les montages expérimentaux utilisés. La deuxième sera dédiée aux méthodes expérimentales.

2.1 Montages expérimentaux

Étant donné l'impossibilité d'effectuer les tests sur un modèle réel de générateur de vapeur dans le cadre de ce projet, un modèle approximatif a été utilisé. Ce dernier est illustré par la figure ci-dessous.

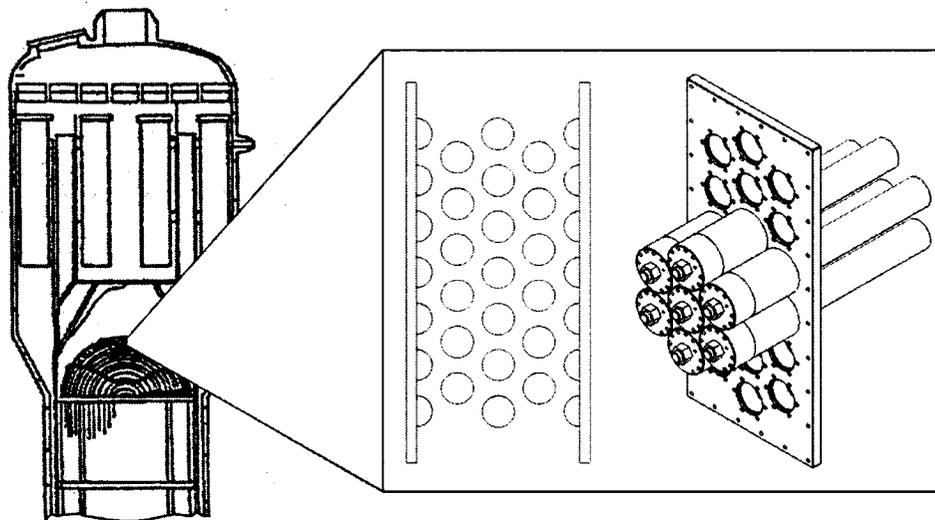


Figure 2.1 Région des tubes en U de générateur de vapeur et modèle expérimental approximatif

Le modèle constitue une idéalisation de la partie du haut des tubes en U de ces composants industriels. Il comprend un certain nombre de tubes flexibles droits en porte-à-faux compris à l'intérieur d'un faisceau de tubes rigides. L'ensemble de ces tubes flexibles et rigides est contenu à l'intérieur d'une section d'essais qui elle-même est insérée dans une boucle fermée d'écoulement diphasique. Les vibrations des tubes flexibles sont mesurées à l'aide d'un système d'acquisition de données. Dans cette première partie du deuxième chapitre de ce mémoire, une description détaillée de chacune des composantes constituant ce montage expérimental est offerte au lecteur.

2.1.1 Mélange diphasique utilisé

Au premier chapitre, il fut question des types de mélanges diphasiques utilisés dans le cadre d'études expérimentales rapportées dans la littérature. Trois catégories furent identifiées : les mélanges eau-vapeur, les mélanges constitués des phases liquides et gazeuses de réfrigérants comme le fréon et les mélanges air-eau. Pour le présent projet, c'est le type air-eau qui fut sélectionné principalement à cause de sa simplicité d'utilisation. De plus, l'utilisation de l'air et de l'eau afin de générer des écoulements diphasiques constitue sans aucun doute la solution la moins onéreuse des trois.

Néanmoins, la combinaison d'air et d'eau ne simule pas avec une parfaite exactitude les mélanges eau-vapeur. En effet, les mélanges air-eau sont plus turbulents à cause de la plus grande taille des bulles contenues dans l'écoulement et la différence entre les vitesses des deux phases est plus grande pour des écoulements verticaux. De plus, il n'y a pas de possibilité d'échanges de masses entre les deux phases par évaporation ou condensation. Cependant, les travaux rapportés par Axisa et al. (1984) semblent indiquer que les résultats obtenus pour les mélanges air-eau se rapprochent raisonnablement de ceux mesurés en eau-vapeur pour l'amortissement et les vitesses critiques d'instabilités fluidelastiques. Bien qu'elle soit très souhaitable, la précision des mesures ne constitue pas une priorité absolue dans le cadre de ce projet étant donné que

l'objectif principal est de démontrer l'existence ou l'inexistence des instabilités fluidelastiques pour un faisceau de tubes flexibles seulement dans la direction de sa traînée soumis à un écoulement diphasique. Donc, malgré les désavantages de l'utilisation des mélanges air-eau, il est clair que c'est la solution idéale afin de d'atteindre les objectifs de ce projet.

2.1.2 Boucle diphasique

Dans cette section, une description du matériel utilisé pour générer la circulation du mélange diphasique air-eau dans la section d'essais est fournie. La boucle diphasique avec ses parties importantes est présentée à la figure ci-dessous. Une brève description de chacune des composantes identifiées est donnée à la page suivante. Nécessitant une description plus approfondie, la section d'essais fera l'objet de la prochaine section.

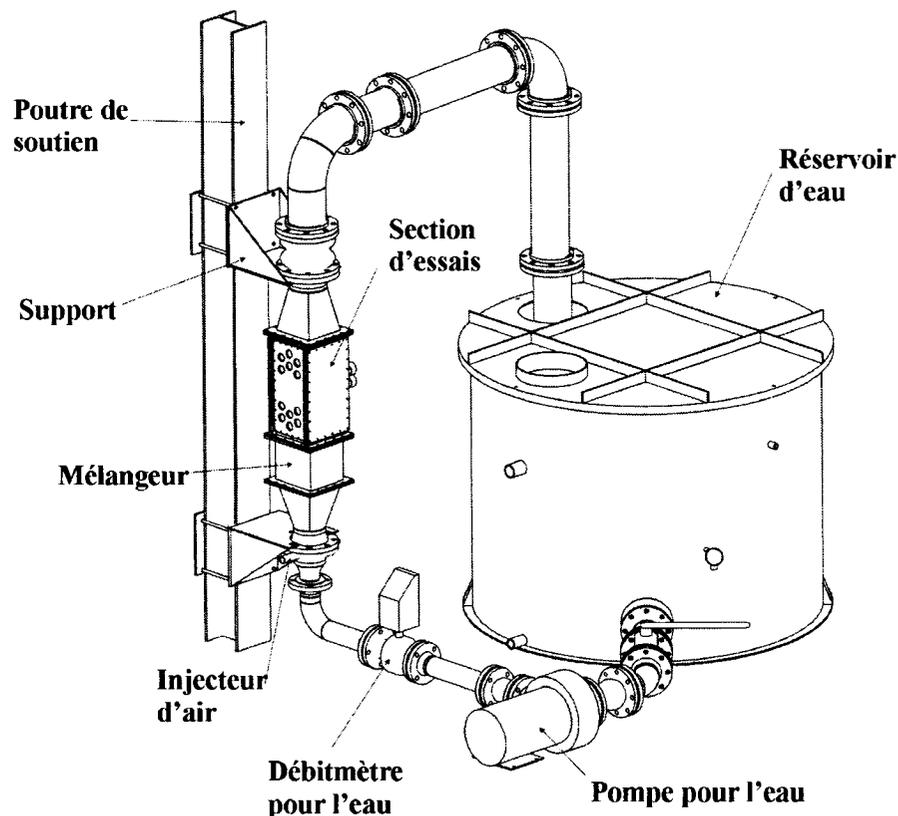


Figure 2.2 Boucle diphasique

Pompe pour l'eau

La pompe électrique Goulds SSH modèle 23SH2K5E0 est utilisée pour faire circuler l'eau à l'intérieur de la boucle. Elle peut fournir une pression maximum de 15 psig. Combinée à la boucle diphasique, elle procure un débit maximum d'environ 30 litres par seconde.

Débitmètre pour l'eau

Un débitmètre magnétique Danfoss de type Mag 5000 situé à une distance raisonnable de la sortie de la pompe sert à mesurer le débit d'eau. La marge d'erreur sur la lecture est d'un demi pourcent de la valeur lue.

Injecteur d'air

À la suite du débitmètre se trouve l'injecteur d'air. L'air comprimé provient des lignes d'approvisionnement du bâtiment. La vitesse d'écoulement est contrôlée par une valve manuelle située à proximité de la boucle diphasique. Le débit maximum disponible environne les 500 scfm (236 litres par seconde à conditions atmosphériques standards, i.e. 101.3 kPa et 21 degrés Celsius).

Plaques à orifice (non montrées)

Deux plaques à orifice circulaire Rosemont de type 1195 installées dans la ligne d'alimentation en air comprimé servent à en évaluer le débit. L'orifice de la première plaque est de 13 millimètres de diamètre et mesure des débits qui varient entre 15 et 50 scfm (7 et 23.5 litres par seconde à conditions atmosphériques standards). La deuxième plaque possède un orifice de 30 millimètres de diamètre et mesure des débits qui varient entre 50 et 500 scfm (23.5 et 235 litres par seconde à conditions atmosphériques standards). La marge d'erreur possible sur la mesure pour les deux plaques est d'un pourcent et demi de la valeur du débit.

Colonne de soutien et supports

Une colonne de soutien de type I en acier et encastrée à la fois au plancher du laboratoire et à l'étage supérieur est utilisée afin de rigidifier la boucle dans la région où se situe la section d'essais et du même coup réduire les vibrations indésirables. Des supports d'acier inoxydable servent de lien entre la colonne et la boucle. Des mesures de vibrations à l'aide d'un accéléromètre disposé sur la section d'essais ont été effectuées en conditions d'opérations. Les vibrations enregistrées étaient négligeables.

Mélangeur

Un mélangeur statique (représenté à la figure ci-dessous), situé juste avant l'entrée de la section d'essais, sert à homogénéiser le mélange diphasique qui circule dans la boucle. Ce dernier comprend trois parties : un contenant de forme rectangulaire et deux séries de plaques minces ondulées d'épaisseur 1/32 de pouce (0.8 millimètre). Les deux séries de plaques sont orientées à 90 degrés l'une de l'autre. Toutes les composantes du mélangeur sont en acier inoxydable.

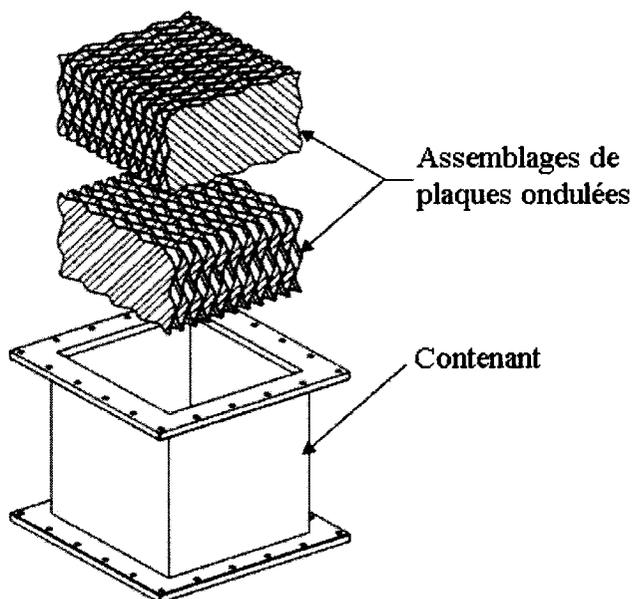


Figure 2.3 Mélangeur statique

Réservoir d'eau

À la fin de la boucle, un réservoir d'une capacité de 1250 litres recueille le mélange diphasique. L'eau est conservée pour être re-circulée dans la boucle tandis que l'air s'échappe par l'ouverture située sur le dessus du bassin.

2.1.3 Section d'essais

La section d'essais comprend quatre composantes : la structure métallique en acier inoxydable, les parois, les tubes rigides d'aluminium et les tubes flexibles. Les différentes parties sont clairement identifiées à la figure ci-dessous montrant une vue éclatée de la section d'essais.

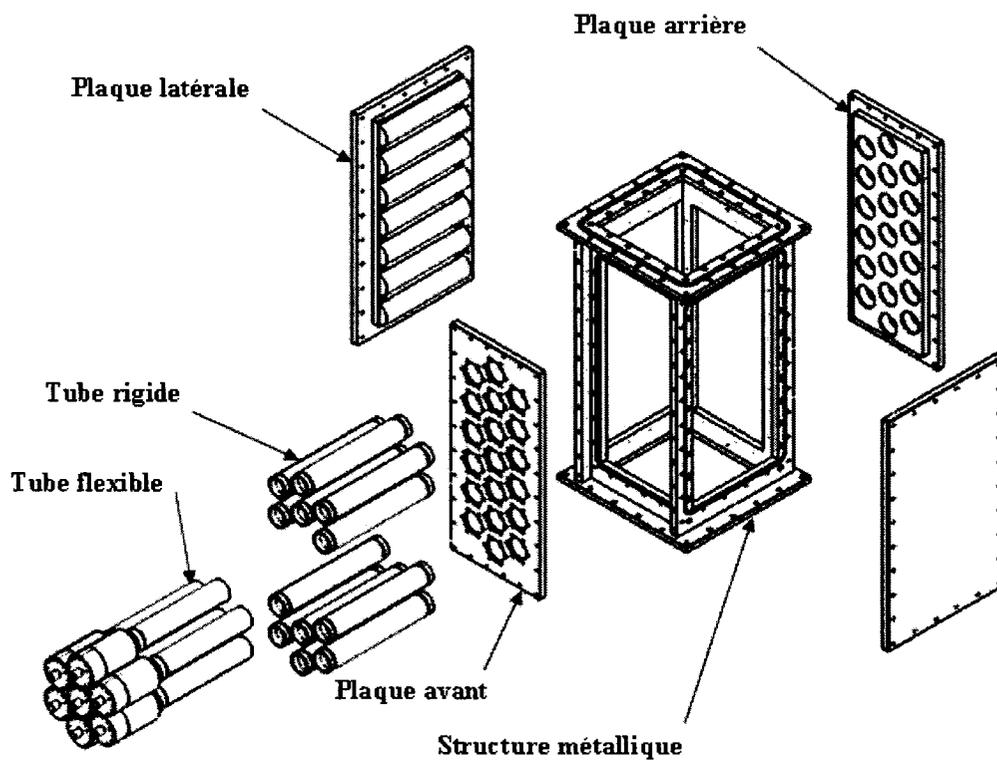


Figure 2.4 Vue éclatée de la section d'essais

Les parois, à l'exception de celle située à l'avant de la section d'essais, sont en acrylique. La plaque avant est en aluminium puisque les tubes flexibles y sont encastrés. Les parois latérales sont équipées de demi-tubes en acrylique. La configuration des tubes est triangulaire tournée, c'est-à-dire que trois tubes adjacents forment un triangle équilatéral dont l'un des côtés est parallèle à l'écoulement (figure 2.5). Une description en détail des tubes flexibles sera présentée ultérieurement dans ce chapitre.

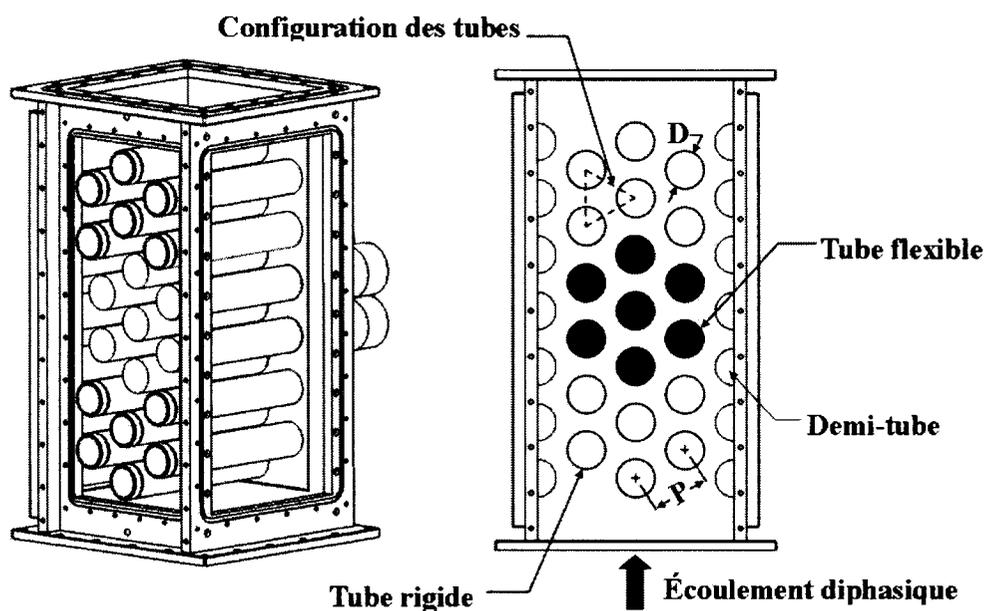


Figure 2.5 Paramètres géométriques et vue isométrique de la section d'essais

Aire d'écoulement libre	0.038 m ²
Configuration des tubes	Triangle tourné
Diamètre des tubes (D)	38 mm
Ratio distance intertubes sur diamètre (P/D)	1.5
Nombre de tubes flexibles	7
Nombre de tubes rigides	12
Nombre de demi-tubes	14

Tableau 2.1 Valeurs des paramètres importants de la section d'essais

La section d'essais a été conçue de façon à imiter le plus fidèlement possible la géométrie retrouvée dans la réalité. Ainsi, le ratio de la distance centre à centre des tubes sur le diamètre de ces derniers (P/D) et leur configuration sont représentatifs des faisceaux de tubes que l'on retrouve dans les générateurs de vapeur et échangeurs de chaleur industriels. Également, des demi-tubes installés sur les parois latérales aident à mieux simuler l'écoulement d'un faisceau "infini". Le tableau 2.1, présenté à la page précédente, résume les caractéristiques importantes de la section d'essais. Les positions des tubes rigides et flexibles à l'intérieur de la section d'essais sont interchangeables ce qui offre la possibilité de tester plusieurs configurations différentes. En tout, cinq configurations furent testées. La première configuration est celle où un seul tube est libre de vibrer. La deuxième consiste en deux tubes libres adjacents. Dans la troisième configuration, une colonne entière de sept tubes peut vibrer. Pour la quatrième, les sept tubes flexibles se retrouvent répartis sur deux colonnes adjacentes. Finalement, six tubes flexibles sont regroupés autour du septième au centre de la section d'essais pour la cinquième configuration. La figure 2.6 ci-dessous illustre ces cinq configurations. Les tubes flexibles sont numérotés et la direction de l'écoulement est du bas vers le haut.

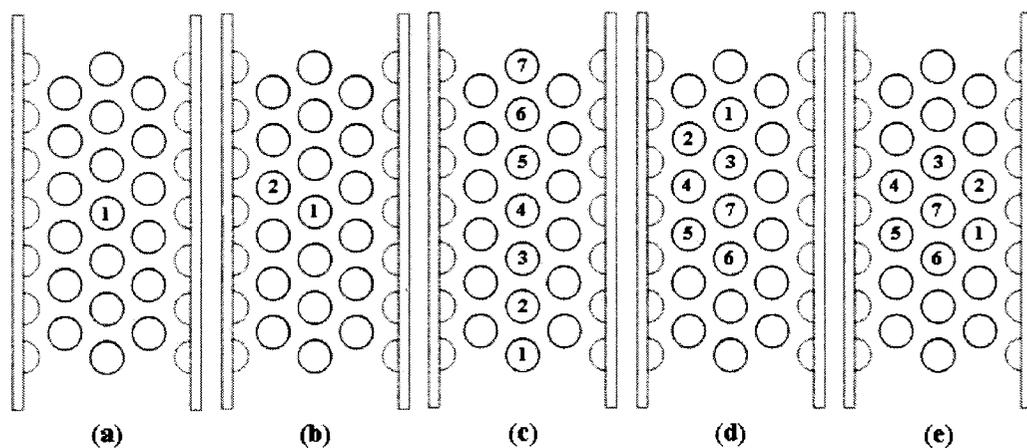


Figure 2.6 Configurations testées : (a) Un tube flexible, (b) Deux tubes adjacents flexibles, (c) Colonne centrale flexible, (d) Deux colonnes partiellement flexibles, (e) Six tubes flexibles regroupés autour du septième

2.1.4 Tubes flexibles

À ce point-ci du présent chapitre, toutes les composantes majeures de la section d'essais ont été décrites excepté les plus importantes : les tubes flexibles. Cette section est donc dédiée à leur description. Ces derniers sont tous semblables et comprennent plusieurs éléments. La figure 2.7 illustre le concept de base de leur assemblage.

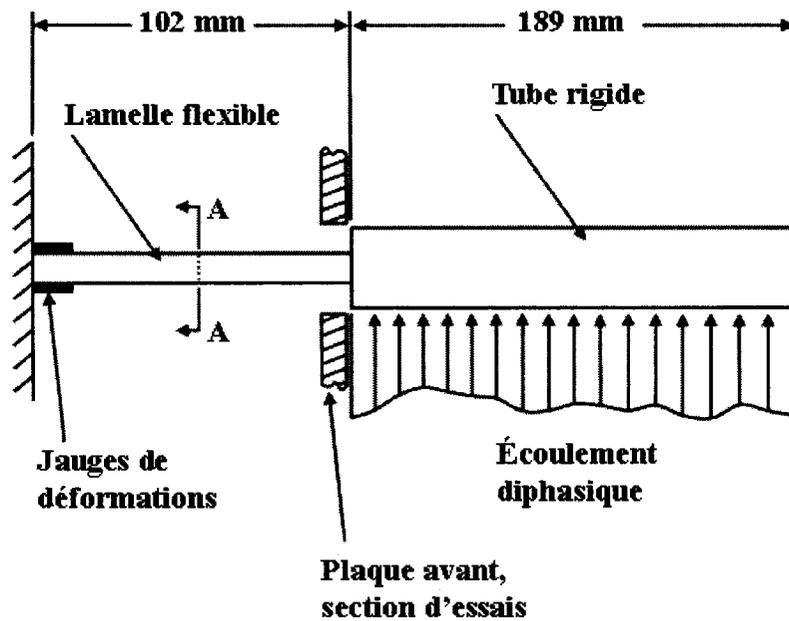


Figure 2.7 Schéma du concept de base du montage des tubes flexibles

Pour chaque montage, une lamelle flexible est fixée à un cylindre rigide qui subit les forces dynamiques causées par l'écoulement. Ces deux composants sont en aluminium. L'autre extrémité de la lamelle est encastree. À cet encastrement, des jauges de déformation mesurent les vibrations du montage. Ces dernières sont recouvertes d'isolant afin de les protéger de l'eau. En tout, trois ensembles de lamelles ont été testées : deux rectangulaires (donc beaucoup plus flexibles dans une direction) et un autre de section circulaire. La figure 2.8 montre les sections droites A-A de ces deux

types de lamelles tandis que le tableau 2.2 résume les caractéristiques importantes des trois ensembles de poutrelles testées.

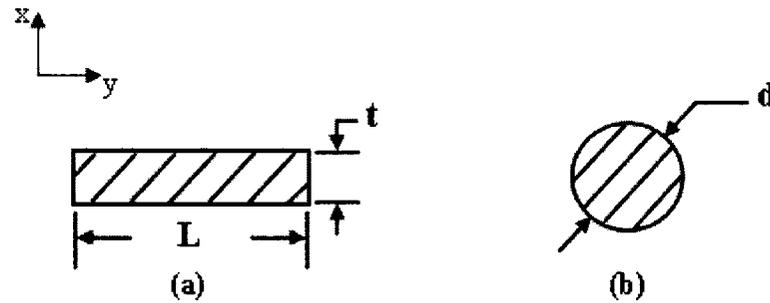


Figure 2.8 Section droite A-A des lamelles testées : (a) rectangulaire, (b) circulaire

	Lamelle rectangulaire A	Lamelle rectangulaire B	Lamelle circulaire
Dimensions caractéristiques (cm)	L = 2.5 t = 0.4	L = 2.5 t = 0.7	d = 1.1
Fréquence naturelle en y de l'ensemble tube-lamelle (Hz)	81	103	30
Fréquence naturelle en x de l'ensemble tube-lamelle (Hz)	14	28	30

Tableau 2.2 Caractéristiques importantes des lamelles utilisées

La figure 2.9 montre un montage éclaté d'un tube flexible. On peut y voir les deux parties identifiées précédemment, c'est-à-dire le cylindre rigide et la lamelle flexible (les deux types sont montrés). Les deux composantes sont vissées l'une dans l'autre. Un écrou d'acier inoxydable vient fixer la lamelle sur le capuchon. Cet écrou, bien vissé sur la partie filetée de cette dernière, lui procure un encastrement efficace.

Une goupille assure le positionnement angulaire de la poutrelle flexible par rapport au capuchon. L'assemblage bride-capuchon est solidement fixé à la paroi avant de la section d'essais. Des joints toriques assurent l'étanchéité de l'assemblage. Lors des tests, la bride est remplie d'eau relativement stagnante. Étant donné que l'air est beaucoup moins dense que l'eau, on suppose qu'il n'y a pas de gaz emprisonné dans la bride. Le cylindre rigide est équipé d'un trou fileté à son extrémité libre ce qui offre la possibilité de fixer le tube à la paroi arrière de la section d'essais. De cette manière, le tube flexible se retrouve immobilisé ce qui permet de tester des configurations où le nombre de tubes flexibles est inférieur à sept. Pour les lamelles rectangulaires, l'assemblage à la section d'essais est faite de façon à ce que l'axe x de la lamelle (direction possédant la plus faible fréquence naturelle) soit orienté parallèlement à l'écoulement. De cette façon, les tubes sont beaucoup plus flexibles dans la direction de leur traînée.

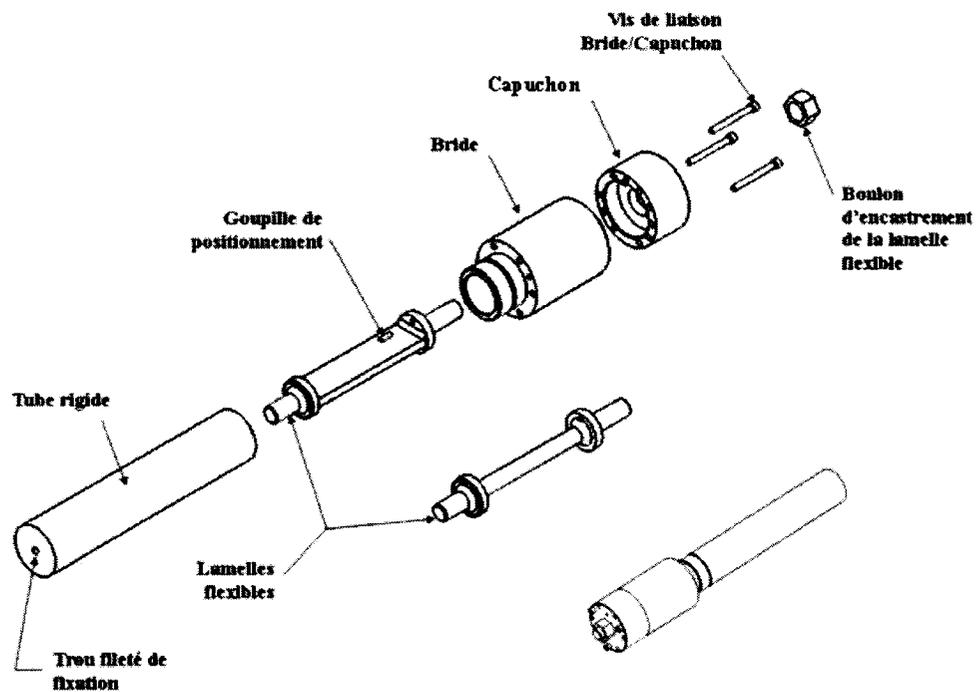


Figure 2.9 Montage éclaté d'un tube flexible

2.1.5 Système d'acquisition de données

Jauges de déformations

Comme mentionné précédemment, des jauges de déformations sont utilisées pour mesurer les vibrations des tubes flexibles. Deux demi-ponts de Wheatstone mesurent les déformations des lamelles circulaires dans les direction x et y. Pour les lamelles rectangulaires, un seul demi-pont est utilisé pour mesurer les vibrations en x (direction possédant la plus faible fréquence naturelle). Les jauges utilisées de modèle CEA-06-125UN-350 et fabriquées par Vishay Micro-Measurements ont une résistance nominale de 350 Ω .

Conditionneur de signaux

Un système de conditionnement de signaux de modèle DMC 160 développé par Cooper Instrument sert à générer les signaux des demi-ponts de Wheatstone. Ce système permet le conditionnement de huit signaux.

Analyseur

Un analyseur de signaux OROS de type OR38 est utilisé pour enregistrer et traiter les différents signaux provenant du conditionneur. Dans sa configuration actuelle, ce système permet l'acquisition simultanée de huit signaux différents. Le logiciel NVGate réalise les différentes analyses spectrales voulues.

2.2 Méthodes expérimentales

Les différents éléments matériels utilisés étant maintenant connus du lecteur, l'étape logique suivante consiste à l'informer sur les différentes méthodes employées afin d'obtenir les résultats expérimentaux nécessaires. Cette section est donc dédiée à l'explication des régimes d'écoulements diphasiques, du modèle homogène servant à calculer les paramètres importants des écoulements dans la section d'essais, de la

méthode de calcul des différents éléments de la relation empirique de Connors (équation 1.2), de la façon de faire afin de déterminer les modes de vibrations des faisceaux de tubes et enfin de la procédure expérimentale.

2.2.1 Configuration des écoulements diphasiques

Ce qui démarque principalement les écoulements diphasiques des écoulements monophasiques, c'est l'existence de différentes configurations d'écoulements possibles selon les propriétés des deux phases. La connaissance des différents arrangements de l'écoulement est indispensable à l'étude des instabilités fluidelastiques en écoulements diphasiques puisque les vitesses critiques varient considérablement d'une configuration à l'autre (Pettigrew et al. 1994). Il existe de nombreuses études sur les configurations d'écoulements internes aux conduites circulaires (Hewitt et Roberts 1969, Bennett et al. 1965, Govier et Aziz 1972, Oshinowo et Charles 1974). Les arrangements possibles d'un mélange diphasique pour ce cas sont illustrés par la figure ci-dessous.

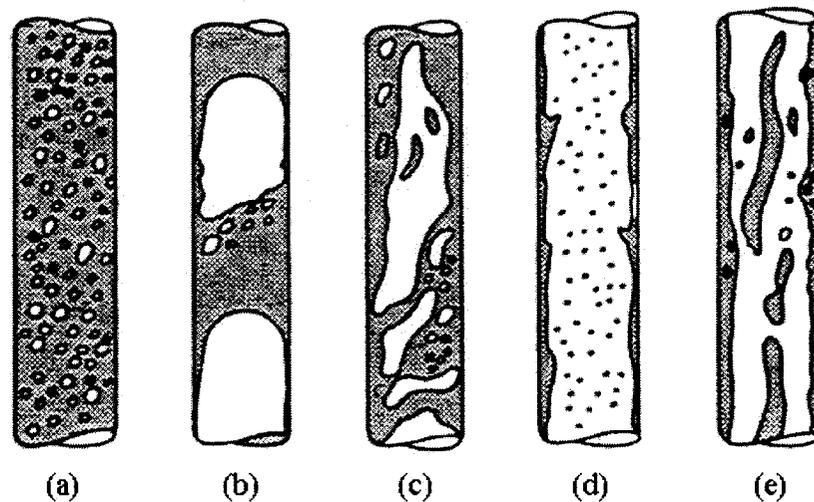


Figure 2.10 Configurations d'écoulements possibles pour une conduite circulaire et verticale : (a) Écoulement à bulles, (b) Écoulement à bouchons, (c) Écoulement agité, (d) Écoulement annulaire, (e) Écoulement à filaments d'eau

Contrairement au cas des écoulements internes en conduites circulaires, peu de travaux ont été effectués pour prédire les configurations d'écoulements diphasiques verticaux dans des faisceaux de tubes compacts. L'outil utilisé pour déterminer quelles sont les configurations d'écoulements présentes dans la section d'essais lors des tests est montré à la figure ci-dessous. C'est la carte des régimes d'écoulements élaborée par Pettigrew et al. (2003) à l'aide des données de Grant (1975). Elle est séparée en trois régions : écoulement à bulles, à gouttelettes (petites gouttelettes de liquide contenues dans un écoulement de gaz) et intermittent (description dans Pettigrew et Taylor 2003).

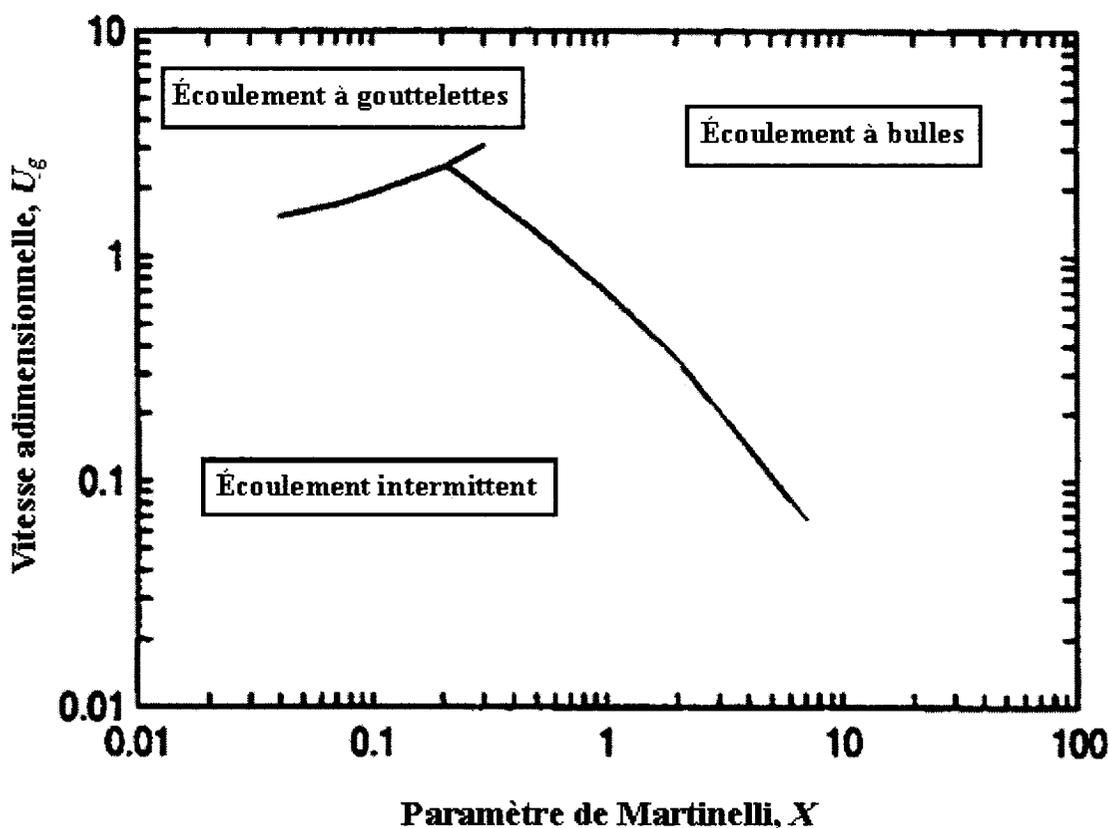


Figure 2.11 Carte de configurations d'écoulements verticaux pour un faisceau de tubes compact (Pettigrew et al. 2003)

Les écoulements à bulles et gouttelettes sont considérés comme des régimes continus tandis que le régime intermittent est hautement non stationnaire, ce qui affecte grandement l'amortissement et les vitesses critiques d'instabilité. Cette configuration

doit donc être évitée. Les paramètres en abscisse et en ordonnée de la carte sont respectivement le paramètre de Martinelli (X) et la vitesse adimensionnelle de la phase gazeuse (U_g). Ces derniers sont définis de la façon suivante :

$$X = \left(\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.4} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (2.1)$$

$$U_g = \frac{\dot{m}_{pg}}{\left[d_e g \rho_g (\rho_l - \rho_g) \right]^{1/2}} \quad (2.2)$$

Dans les équations 2.1 et 2.2, les suffixes g et l indiquent les phases gazeuses et liquides respectivement. Également, ε représente le taux de vide, ρ la densité du mélange, μ la viscosité, \dot{m}_{pg} le flux massique intertubes de la phase gazeuse, $d_e \equiv 2(P-D)$ est le diamètre hydraulique équivalent et g est l'accélération gravitationnelle. Le modèle homogène est utilisé pour évaluer le taux de vide, le flux massique intertubes et la densité du mélange. Il en sera donc question dans les prochaines lignes.

2.2.2 Modèle diphasique homogène

Pour établir les conditions d'écoulements à l'intérieur de la section d'essais, le modèle homogène a été utilisé. Ce dernier suppose que la vitesse d'écoulement des phases liquides et gazeuses sont égales et traite le mélange diphasique comme un seul fluide possédant des propriétés moyennes. Le principal avantage de ce modèle réside dans sa simplicité. Cependant, il ne semble pas évident que les vitesses des deux phases pour des écoulements verticaux soient égales étant donné leur différente masse volumique (Feenstra 2003). Cette différence devient très importante pour les mélanges diphasiques air-eau avec leur ratio de densité de 830:1. Cependant, dans une récente publication, Pettigrew et al. (2004) ont démontré que cette différence de vitesses entre

les deux phases, nommée glissement, est faible et que le mélange diphasique qui s'écoule dans les espaces intertubes affiche des propriétés homogènes. Ces tests furent effectués avec un faisceau de tubes de configuration triangulaire tourné soumis à un écoulement constitué d'un mélange diphasique air-eau, donc similaire au montage utilisé ici. L'utilisation du modèle homogène semble donc approprié.

Le taux de vide (ε) d'un écoulement diphasique est défini comme le ratio du volume de la phase gazeuse sur le volume total du mélange. En utilisant le modèle homogène, ce paramètre peut être défini de la façon suivante :

$$\varepsilon = \frac{Q_g}{Q_g + Q_l} \quad (2.3)$$

où Q_g et Q_l sont respectivement les débits volumiques de la phase gazeuse et liquide. La densité homogène (ρ) et la vitesse libre du mélange (U_∞) sont données par les équations suivantes :

$$\rho = \varepsilon \rho_g + (1 - \varepsilon) \rho_l \quad (2.4)$$

$$U_\infty = \frac{Q_l + Q_g}{A_\infty} \quad (2.5)$$

où A_∞ est l'aire d'écoulement de la section d'essais. La vitesse de pas de l'écoulement ou vitesse de l'écoulement intertubes de référence, donnée par l'expression 2.6 ci-dessous, est normalisée pour tous les types de configurations de tubes.

$$U_p = U_\infty \left(\frac{P}{P - D} \right) \quad (2.6)$$

Le dernier paramètre à définir, le flux massique intertubes, s'obtient par la relation suivante :

$$\dot{m}_p = \rho U_p \quad (2.7)$$

En utilisant les équations 2.3, 2.5 et 2.6, il est possible de déterminer les débits volumiques des deux phases nécessaires afin d'obtenir un écoulement possédant un taux de vide particulier avec une vitesse d'écoulement intertubes de référence voulue.

2.2.3 Méthodes de calcul des paramètres de la relation de Connors

Comme mentionné à l'intérieur du chapitre précédent, la relation élaborée par Connors (équation 1.2) constitue l'outil empirique principal pour évaluer les vitesses critiques d'instabilités fluidelastiques. Dans cette relation, la valeur de la constante K représente la stabilité du faisceau de tubes. En effet, tous les paramètres étant maintenus constants, une augmentation de la valeur de cette dernière résultera forcément en une vitesse critique d'instabilité plus élevée. La valeur de cette constante devient donc un moyen intéressant de comparer la stabilité de deux faisceaux différents. C'est d'ailleurs cette dernière qui servira à évaluer la variation de la stabilité des tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement et ceux flexibles dans toutes les directions (deuxième objectif du travail de recherche). Cependant, pour déterminer la valeur de K , il faut bien définir celles des autres composantes de l'équation 1.2. Pour le cas de la densité du mélange diphasique (ρ), elle peut être calculée par l'équation 2.4 vue précédemment. La valeur du diamètre de tube (D) a également été donnée plus tôt dans ce chapitre. Les prochaines lignes de cette section sont consacrées à la définition des autres paramètres de l'équation de Connors.

Vitesse intertubes critique de l'écoulement U_{pc}

La vitesse critique de l'écoulement intertubes (U_{pc}) est définie comme la vitesse de transition entre les régimes stable et instable du faisceau de tubes. Il existe différentes méthodes possibles pour déterminer expérimentalement cette dernière (Chen 1987). La méthode choisie dans le cadre de ce projet est l'une des moins subjectives. Elle utilise un des points principaux qui caractérisent l'instabilité fluidelastique, soit l'augmentation très abrupte de l'amplitude de vibration des tubes lorsque que ces derniers deviennent instables. Cette transition peut être observée graphiquement sur la courbe amplitude de vibration en fonction de la vitesse de l'écoulement intertubes. On définit donc la vitesse critique d'instabilité comme le point où il y a augmentation rapide de la pente de cette courbe. L'évaluation de ce point est qualitative. La figure 2.12 illustre cette façon de faire.

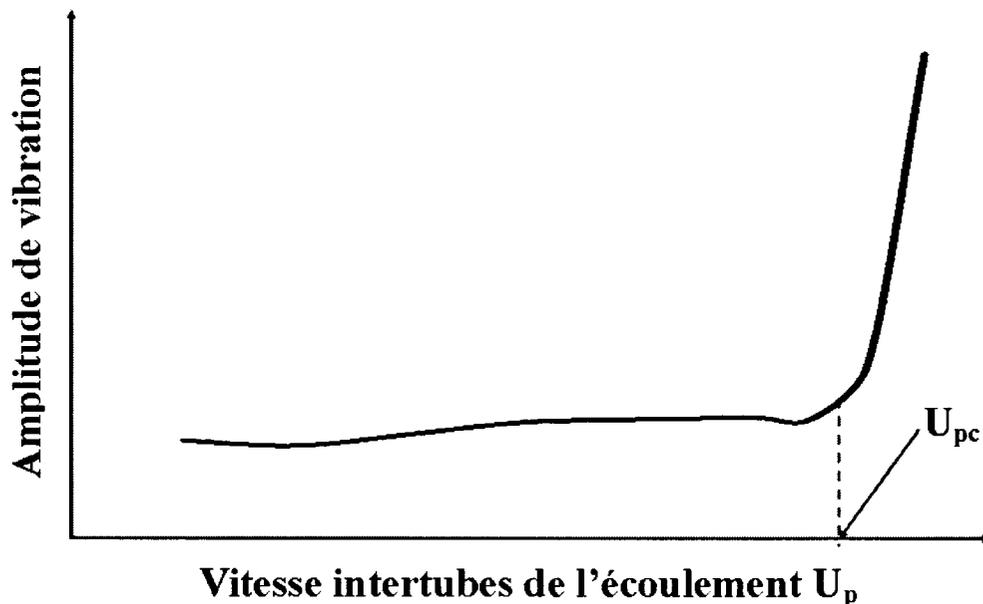


Figure 2.12 Définition de la vitesse critique de l'écoulement intertubes

Fréquence naturelle du tube f

À l'instabilité, tous les tubes vibrent à la même fréquence. C'est cette fréquence qui est utilisée dans la relation de Connors pour le présent ouvrage.

Calcul de la masse linéique m

La masse linéique (kg/m) utilisée dans l'équation 1.2 comprend deux parties : la masse structurale du tube (m_t) et la masse ajoutée du fluide (m_f). Concrètement, cette dernière représente l'inertie du fluide externe que le cylindre entraîne avec lui dans son mouvement. Il est possible de la calculer à l'aide de la relation donnée par Pettigrew et al. (1989) :

$$m_f = \left(\frac{\rho \pi D^2}{4} \right) \frac{[(D_e/D)^2 + 1]}{[(D_e/D)^2 - 1]} \quad (2.8)$$

Dans la relation 2.8, D_e est le diamètre équivalent. Ce dernier peut être évalué pour un faisceau de tubes triangulaire par l'équation suivante :

$$D_e/D = (0.96 + 0.5P/D)P/D \quad (2.9)$$

La masse linéique du tube se calcule en multipliant l'aire de la section droite de ce dernier par sa densité.

$$m_t = \frac{\rho_t \pi D^2}{4} \quad (2.10)$$

L'addition de la masse linéique du tube et de la masse ajoutée donne la valeur de la masse linéique utilisée dans la relation de Connors.

$$m = m_t + m_f \quad (2.11)$$

La présence d'eau à l'intérieur de la bride (figure 2.9) rend la masse ajoutée du fluide réelle supérieure à celle calculée par l'équation 2.8. Cependant, étant donné que les

déformations de la lamelle sont petites face aux mouvements du cylindre rigide, cette variation de masse ajoutée est négligée.

Amortissement ζ

Dans les conditions d'expérimentation, l'amortissement appliqué sur le montage des tubes flexibles (ζ) comporte trois parties : l'amortissement structural des tubes (ζ_S), l'amortissement visqueux (ζ_V) et l'amortissement diphasique (ζ_{TP}) :

$$\zeta = \zeta_S + \zeta_V + \zeta_{TP} \quad (2.12)$$

L'amortissement structural est déterminé à sec à l'aide de la réponse libre du système à partir d'un déplacement initial. Dans ces conditions, le mouvement oscillatoire ($y(t)$) du bout du tube est décrit par l'équation suivante :

$$y(t) = A_0 e^{-2\pi\zeta_S f_n t} \cos(2\pi f_n t) \quad (2.13)$$

où A_0 est le déplacement initial et f_n est la fréquence naturelle du tube à l'air libre.

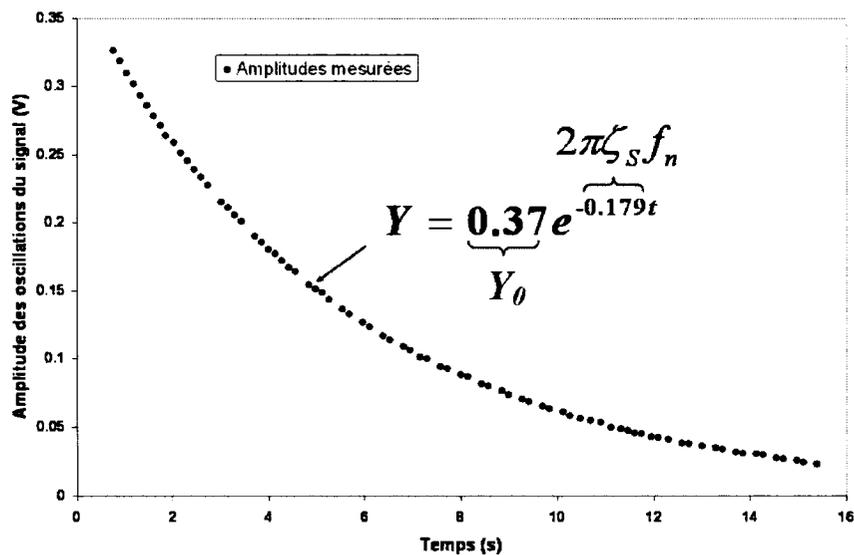


Figure 2.13 Approximation de la courbe amplitude versus temps par une fonction exponentielle

Pour chaque cycle de vibration, l'amplitude du signal des jauges (directement proportionnel à la position du bout du tube) est recueillie à l'aide du programme LABVIEW. Les amplitudes mesurées en fonction du temps forment une courbe à tendance exponentielle (figure 2.13). Les paramètres inconnus de l'équation 2.13, incluant l'amortissement structural, sont évalués à partir de la fonction exponentielle représentant l'approximation de la courbe mesurée.

La deuxième composante de l'amortissement total, l'amortissement visqueux (ζ_v), est causée par le mouvement oscillatoire du tube lui-même dans le fluide qui l'entoure. Elle est calculée en pourcentage par la relation développée par Pettigrew et al. (2004) :

$$\zeta_v = \frac{100\pi}{\sqrt{8}} \left(\frac{\rho D^2}{m} \right) \left(\frac{2\nu}{\pi f D^2} \right)^{1/2} \left\{ \frac{1 + (D/D_e)^3}{[1 - (D/D_e)^2]^2} \right\} \quad (2.14)$$

où les différents paramètres, excepté la viscosité cinématique ν , ont été définis plus tôt dans ce chapitre. La viscosité cinématique pour un mélange diphasique est définie par l'équation suivante (Pettigrew et Taylor, 2004):

$$\nu = \frac{\nu_l}{1 + \varepsilon \left(\frac{\nu_l}{\nu_g} - 1 \right)} \quad (2.15)$$

Dans l'équation 2.15, les variables ν_l et ν_g représentent la viscosité cinématique des phases liquide et gazeuse.

La mesure de l'amortissement diphasique (ζ_{TP}) cause un certain nombre de problèmes (Pettigrew et al. 2004). En effet, il est impossible d'effectuer des mesures

dans un mélange diphasique stagnant puisqu'il y aura toujours mouvement de la phase gazeuse à l'intérieur de la phase liquide. Donc, les mesures doivent être prises lorsqu'il y a écoulement de ce mélange. Cependant, lorsque la vitesse de cet écoulement approche la vitesse critique d'instabilité on observe une nette diminution de l'amortissement apparent du système. Parce qu'à l'instabilité l'amortissement apparaît nul, les mesures doivent donc se faire à des vitesses qui s'éloignent de celle où s'effectue la transition du régime stable à instable. De plus, l'amortissement diphasique est sensible à la configuration de l'écoulement. Tous ces facteurs réunis font en sorte que l'évaluation expérimentale de ce paramètre ne représente qu'une estimation plus ou moins biaisée du phénomène réel encore mal compris.

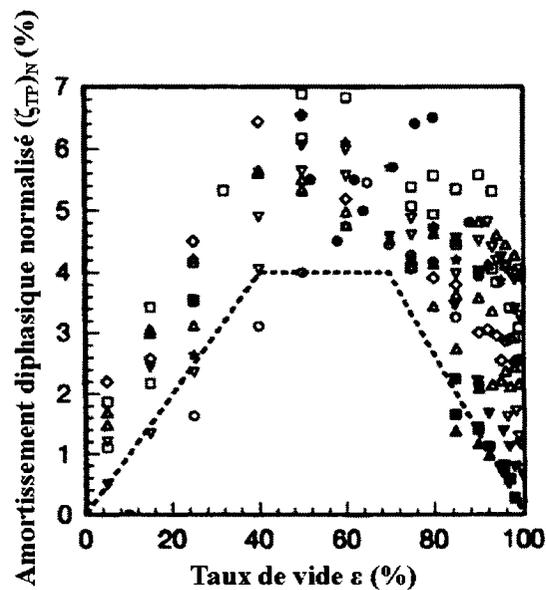


Figure 2.14 Données expérimentales d'amortissement diphasique et recommandation pour le design (Pettigrew et Taylor 2004): Δ air-eau (TN), ∇ air-eau (TR), \square air-eau (CN), \diamond air-eau (CR), \blacktriangle eau-vapeur (TN), \blacktriangledown eau-vapeur (TR), \blacksquare eau-vapeur (CN), \star Fréon-22 (TN), \circ Fréon-22 (TR), \bullet Fréon-11 (TR), ---- Recommandation pour design

Pettigrew et al. (2004) ont recueilli un nombre important de données disponibles dans la littérature sur l'amortissement diphasique et ont élaboré une recommandation pour le design (figure 2.14). On peut constater en observant ce graphique qu'il existe

une dispersion importante dans les valeurs recueillies. Si la recommandation donnée par Pettigrew (montrée en ligne pointillée) semble utile pour fournir des valeurs conservatrices elle sous-estime néanmoins grandement les valeurs mesurées dans certains cas. Pour ces raisons, l'amortissement diphase est évalué expérimentalement dans le présent projet.

Comme mentionné plus haut, la mesure de l'amortissement diphase ne peut se faire qu'avec l'écoulement du mélange, donc dans une situation où le cylindre est excité dynamiquement. À des vitesses d'écoulement relativement éloignées de la vitesse critique d'instabilité, les forces d'excitation proviennent principalement de la turbulence des fluides. Puisque le spectre des forces de turbulence, c'est-à-dire l'amplitude de la force en fonction de sa fréquence, est relativement constant pour les fréquences d'intérêt dans le cas présent et que la deuxième fréquence naturelle du tube flexible est très éloignée de la première, le spectre de la réponse vibratoire du tube flexible se rapprochera beaucoup de sa fonction de transfert multipliée par une constante quelconque. L'équation suivante fournira donc une approximation du spectre de la réponse :

$$Y(f_e) = \frac{C}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{f_e}{f_{nf}}\right)^2\right)^2 + \left(2\zeta \left(\frac{f_e}{f_{nf}}\right)\right)^2}} \quad (2.16)$$

L'équation 2.16 donne l'amplitude de vibration ($Y(f_e)$) d'un système à un degré de liberté en fonction de la fréquence de l'excitation f_e et de l'amortissement total ζ . Le terme f_{nf} représente la fréquence naturelle du système en présence du fluide. Cette dernière sera naturellement inférieure à celle évaluée à sec (f_n) étant donné la présence de la masse ajoutée du fluide. La constante C représente la déformation statique du système. La figure 2.16 donne un exemple d'approximation spectrale.

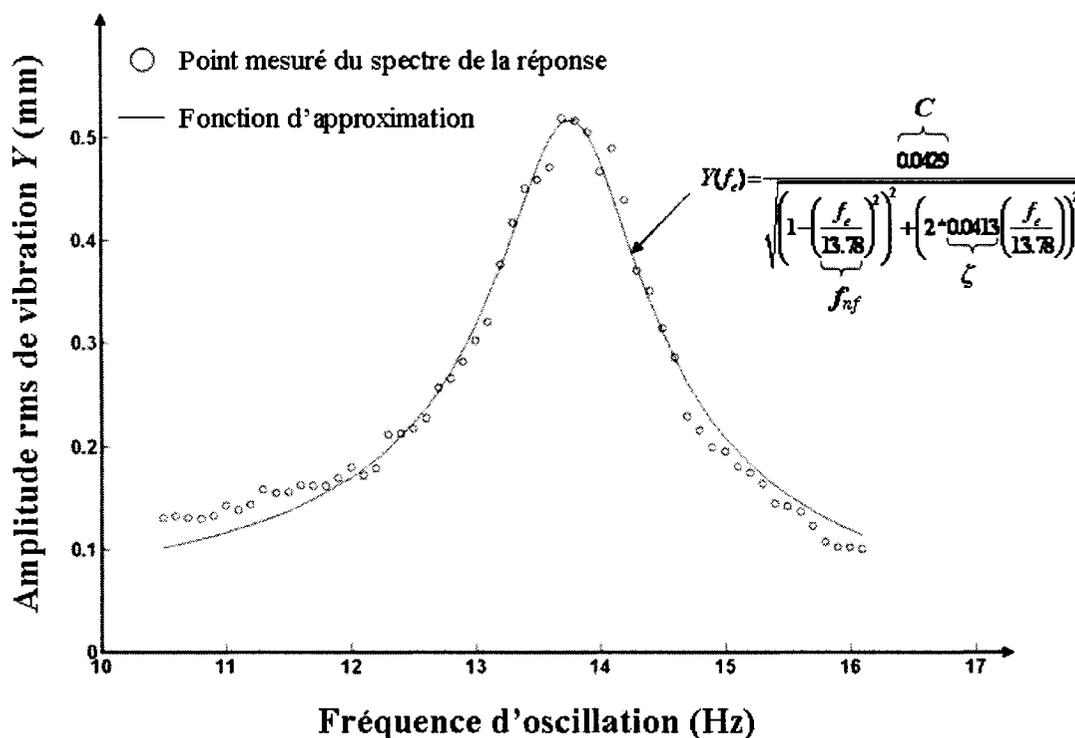


Figure 2.15 Approximation spectrale

La soustraction de l'amortissement structural et visqueux de cette valeur d'amortissement totale trouvée donne l'amortissement diphasique. Pour effectuer la mesure du spectre, un tube flexible compris dans un faisceau rigide a été soumis aux conditions d'écoulement désirées. Cette méthode permet d'éviter les effets de couplage hydrodynamique qui faussent l'évaluation de l'amortissement. Étant donné les résultats expérimentaux suggérant que la fréquence d'oscillation n'influence que très peu l'amortissement diphasique (Pettigrew et al. 2004), les mesures appliquées aux tubes de lamelles rectangulaires ont seulement été prises avec un tube flexible ayant une fréquence naturelle de 14 Hz. La présence d'eau à l'intérieur de la bride (figure 2.9) autour de la lamelle flexible a comme effet d'ajouter un amortissement visqueux supplémentaire. Cet amortissement est cependant jugé négligeable face à l'amortissement dû aux déplacements du cylindre rigide dans l'écoulement diphasique.

2.2.4 Méthode de calcul des modes de vibrations des faisceaux de tubes

La façon dont les tubes d'un faisceau instable bougent entre eux s'avère être une information très pertinente. Premièrement, elle peut donner un indice du phénomène physique derrière l'instabilité fluidelastique. Deuxièmement, cette information représente un paramètre important pour celui qui désire élaborer un modèle théorique servant à prédire les vitesses critiques. Pour ces raisons, l'angle de phase des différents tubes flexibles a été évalué pour toutes les conditions testées. Les prochaines lignes fournissent une explication sur la méthode utilisée.

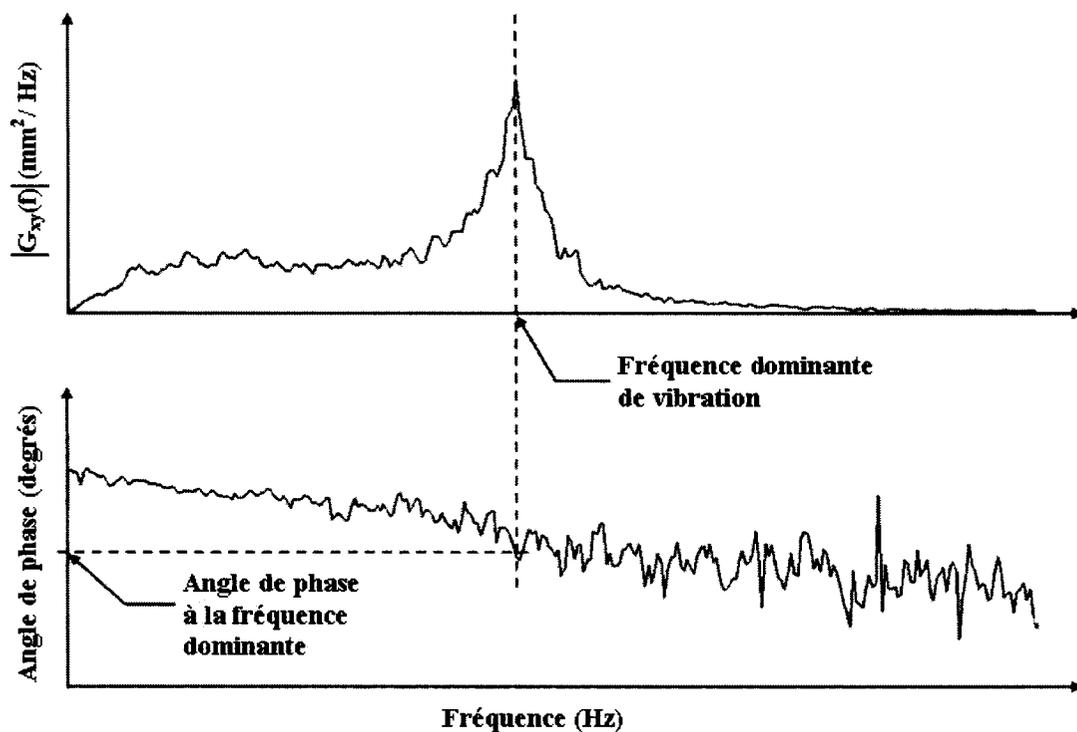


Figure 2.16 Détermination de l'angle de phase entre deux tubes

Le moyen utilisé dans ce projet pour déterminer l'angle de phase entre deux tubes consiste à utiliser la fonction de densité spectrale croisée ($G(f)$) de leur réponse

vibratoire. Comme le montre la relation ci-dessous, cette fonction complexe peut être exprimée en fonction de son module et son angle de phase :

$$\mathbf{G}_{xy}(f) = |\mathbf{G}_{xy}(f)| e^{-i\theta_{xy}(f)} \quad (2.17)$$

où $G_{xy}(f)$ est la densité spectrale croisée de deux signaux temporels ($x(t)$ et $y(t)$) et $\theta_{xy}(f)$ est l'angle de phase entre ces derniers. Un angle de phase positif signifie que $x(t)$ devance $y(t)$ tandis que l'inverse se produit pour un angle de phase négatif. Dans le cas présent, la densité spectrale croisée est calculée pour les signaux de six tubes en fonction de celui d'un septième utilisé comme référence et dont l'angle de phase est posé à zéro. Les différents angles de phase sont évalués à la fréquence dominante de vibration. La figure 2.16 de la page précédente illustre cette méthode.

2.2.5 Conduite des tests d'instabilités

Il existe deux façons d'effectuer les tests d'instabilités fluidelastiques en diphasique. La première méthode consiste à faire varier le taux de vide tout en gardant le flux massique du mélange constant. Cette façon de faire s'applique idéalement aux tests effectués avec les mélanges eau-vapeur et réfrigérants puisqu'ils nécessitent l'évaporation de la phase gazeuse pour obtenir les mixtures désirées. La deuxième méthode, beaucoup plus facile à appliquer sur les mélanges air-eau, se résume à garder le taux de vide constant tout en variant la vitesse de l'écoulement, donc le flux massique. C'est cette dernière manière de procéder qui fut appliquée lors des expériences faites pour ce projet.

Pour chaque taux de vide testé, les signaux des tubes flexibles furent enregistrés pour des vitesses croissantes jusqu'à l'instabilité. L'amplitude de vibration du bout des tubes est évaluée à l'aide des spectres moyennés dans le temps de la réponse. La calibration des jauges a été faite de façon statique en imposant un déplacement connu à

l'extrémité libre des tubes à l'aide d'un micromètre et en ajustant le gain du conditionneur. Les mesures effectuées à chacune des vitesses d'écoulement testées durent 450 secondes et l'échantillonnage se fait à 3.276 kHz. Un temps d'environ trente secondes est laissé entre l'ajustement des conditions d'écoulement et le début de la prise de mesures pour ne pas enregistrer la réponse transitoire des tubes.

CHAPITRE 3

RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX

Dans le deuxième chapitre de cet ouvrage, une description du matériel expérimental et des méthodes utilisées dans le cadre de ce projet fut présentée au lecteur. En guise de suite logique à ce dernier, le présent chapitre porte sur les résultats expérimentaux. Il débute donc avec les résultats des tests d'instabilité fluidelastique pour chacune des configurations testées. Ensuite, les résultats des mesures d'amortissement sont exposés. La dernière section de ce chapitre comprend une comparaison de la stabilité des différentes configurations.

3.1 Résultats des tests d'instabilité fluidelastique pour un tube flexible

La configuration initiale testée consiste en un seul tube flexible placé au milieu d'un faisceau rigide. Pour cette dernière, trois séries de tests ont été effectués : le premier avec le tube étant flexible seulement dans la direction de l'écoulement (lamelle rectangulaire A), le deuxième avec le tube libre de vibrer seulement dans la direction transverse de l'écoulement (lamelle rectangulaire A retournée de 90 degrés) et le troisième avec le tube flexible dans les deux directions (poutrelle circulaire).

3.1.1 Tube flexible dans la direction de l'écoulement

Pour le cas d'un tube flexible dans la direction de l'écoulement au milieu d'un faisceau rigide, quatre taux de vide ont été testés : 65%, 80%, 90% et 95%. La figure 3.1 montre l'évolution de l'amplitude rms des vibrations en fonction de la vitesse de l'écoulement intertubes.

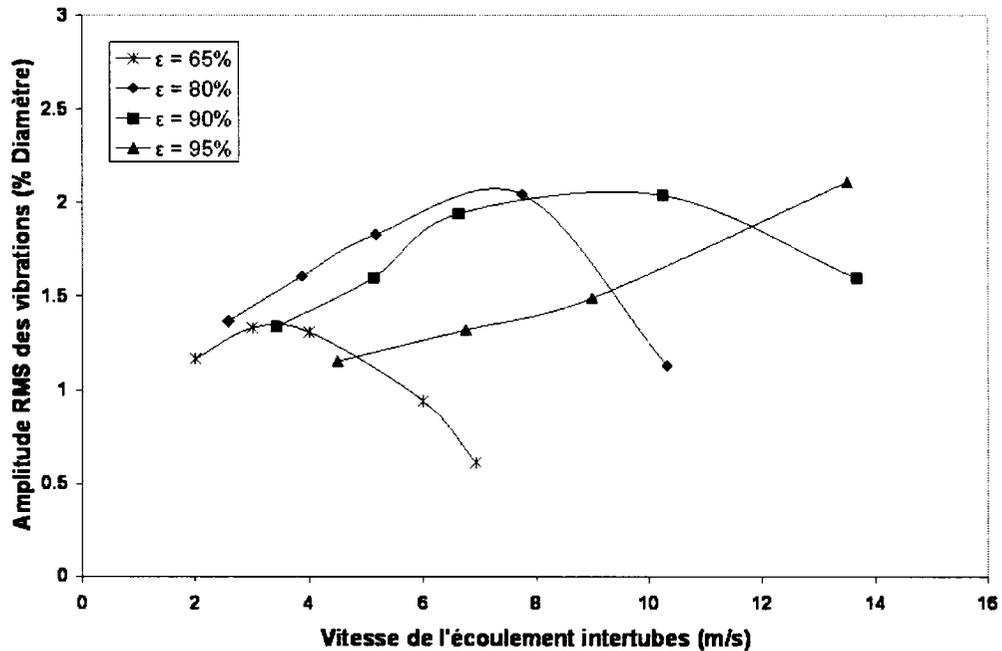


Figure 3.1 Évolution de l'amplitude rms des vibrations en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour un tube libre de vibrer dans la direction de l'écoulement.

Aucune instabilité fluidelastique n'apparaît pour les vitesses testées. Par ailleurs, pour 65%, 80% et 90% de taux de vide, l'amplitude augmente légèrement avec la vitesse pour ensuite redescendre. En regardant l'évolution des spectres de réponses en fonction de la vitesse intertubes (figure 3.2), il est possible de voir que le pic pour ces taux de vide s'élargit. Ce phénomène s'explique par le contact entre le tube et la section d'essais. En effet, la force de traînée impose une déformation statique importante de telle sorte que lorsque le tube vibre autour de cette nouvelle position d'équilibre, l'extrémité du cylindre rigide entre en contact avec la plaque avant de la section d'essais (voir figure 2.7). Ces résultats semblent indiquer que l'instabilité fluidelastique ne peut pas se produire pour un tube flexible uniquement dans la direction de l'écoulement situé au milieu d'un faisceau rigide pour le montage expérimental utilisé dans cette étude.

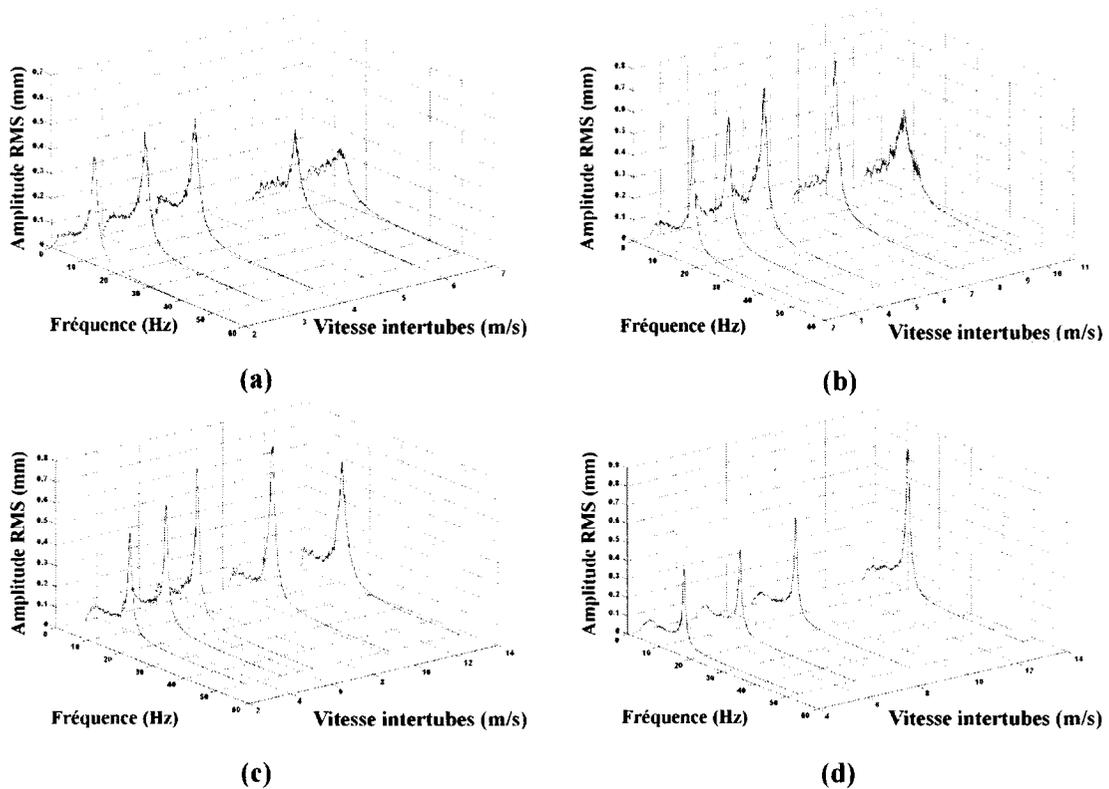


Figure 3.2 Évolution des spectres de réponse en fonction de la vitesse intertubes de l'écoulement pour un tube libre de vibrer dans la direction de la traînée : (a) $\varepsilon = 65\%$, (b) $\varepsilon = 80\%$, (c) $\varepsilon = 90\%$, (d) $\varepsilon = 95\%$

3.1.2 Tube flexible dans la direction transverse de l'écoulement

Pour le cas d'un tube seul libre de vibrer dans la direction transverse à l'écoulement, des tests ont été effectués en écoulement d'eau et pour des taux de vide de 50%, 60%, 80%, 90% et 95%. La figure 3.3 montre l'augmentation de l'amplitude rms des vibrations avec la vitesse de l'écoulement intertubes pour toutes ces conditions. Des instabilités fluidelastiques apparaissent pour tous les cas testés. Cependant, les vitesses critiques ne sont pas bien définies pour les taux de vide élevés (i.e. 80%, 90% et 95%).

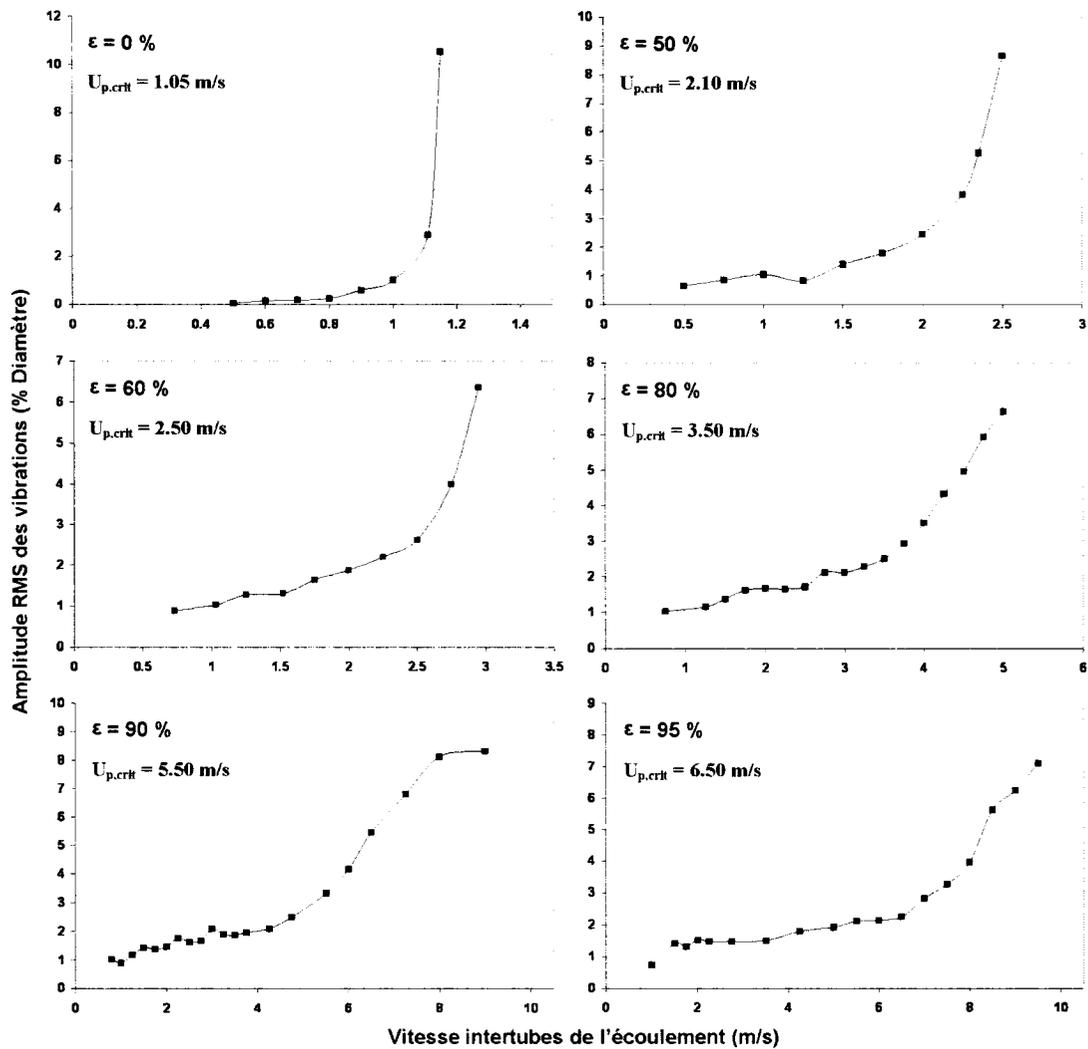


Figure 3.3 Évolution de l'amplitude rms en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour un tube libre de vibrer dans la direction transverse de l'écoulement

3.1.3 Tube flexible dans toutes les directions

Le dernier cas testé pour cette configuration est celui pour un tube libre de vibrer dans les deux directions, soit la traînée et la portance (poutrelle circulaire). Les taux de vides testés sont 0%, 20%, 40%, 50%, 60%, 80% et 90%. L'amplitude rms de vibration pour chaque direction apparaît à la figure 3.4.

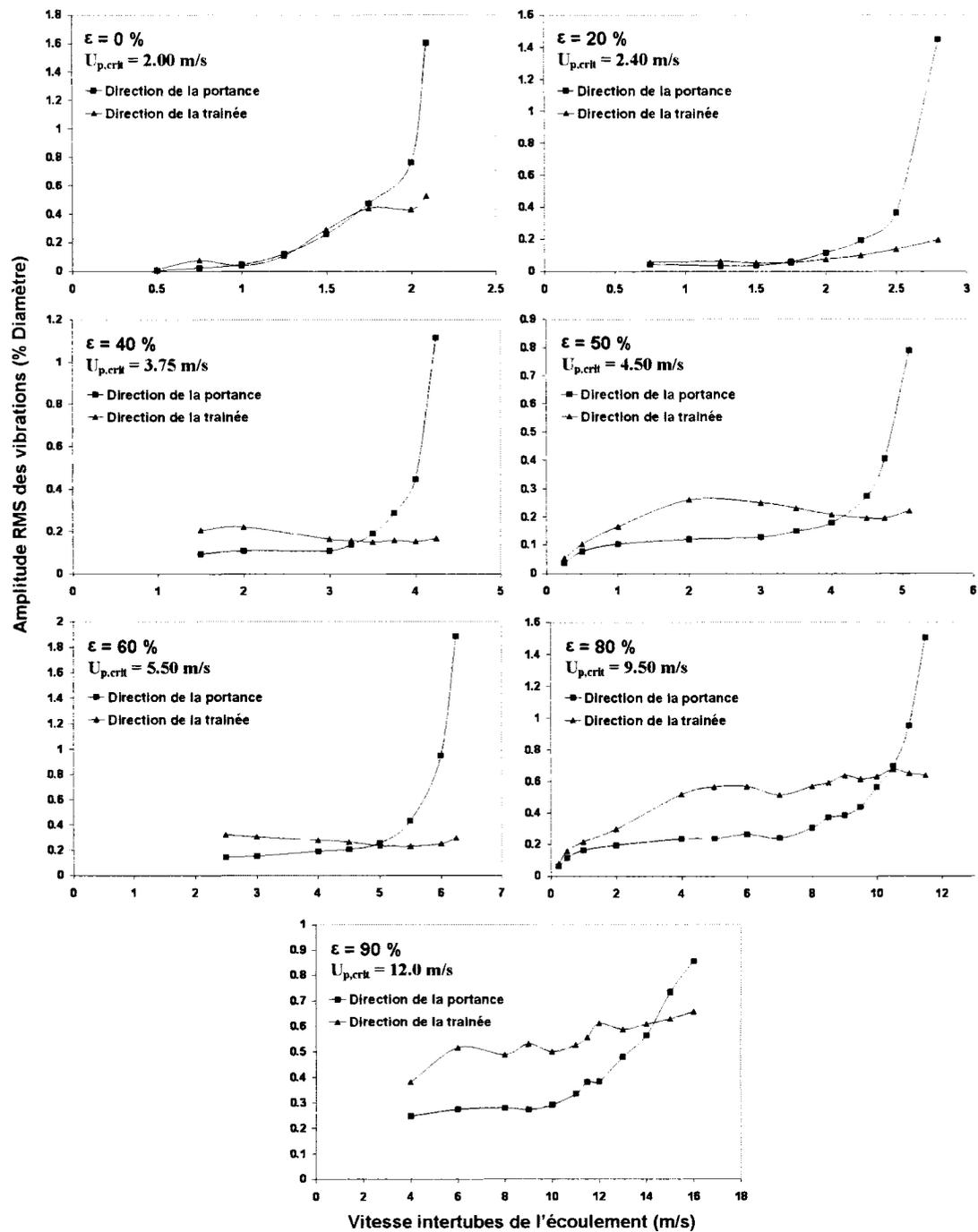


Figure 3.4 Évolution de l'amplitude rms en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour un tube libre de vibrer dans toutes les directions

On peut voir en observant la figure 3.4 que le tube semble devenir instable seulement dans la direction de la portance pour les taux de vide allant jusqu'à 80%. La figure 3.5, montrant l'évolution du spectre de la réponse dans les deux directions pour un taux de vide de 20%, illustre bien ce propos. On peut clairement y voir, pour la vitesse la plus élevée, le spectre de la réponse dans la direction de la portance prendre la forme d'un pic typique d'une instabilité fluidelastique. À la même vitesse, le spectre de la réponse dans la direction de la traînée est relativement large, ce qui confirme la stabilité du tube dans cette direction.

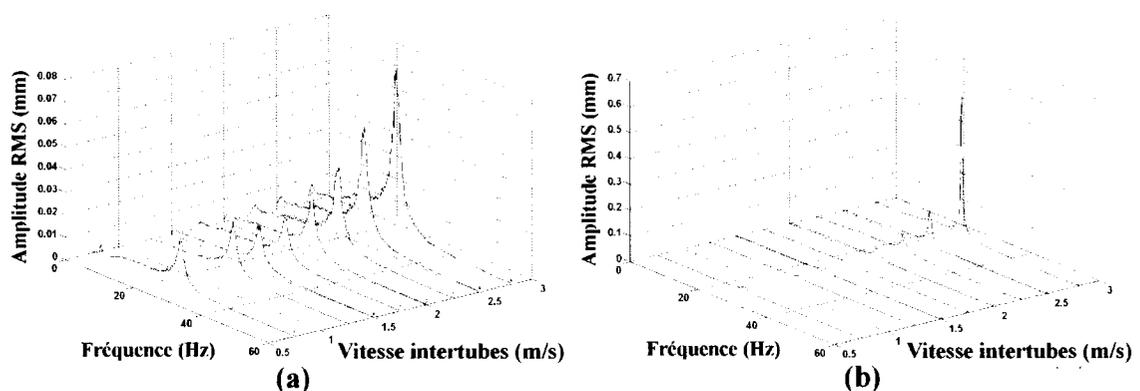


Figure 3.5 Évolution des spectres de réponse en fonction de la vitesse intertubes de l'écoulement pour 20% de taux de vide, un tube libre de vibrer dans toutes les directions: (a) direction de la traînée (b) direction de la portance

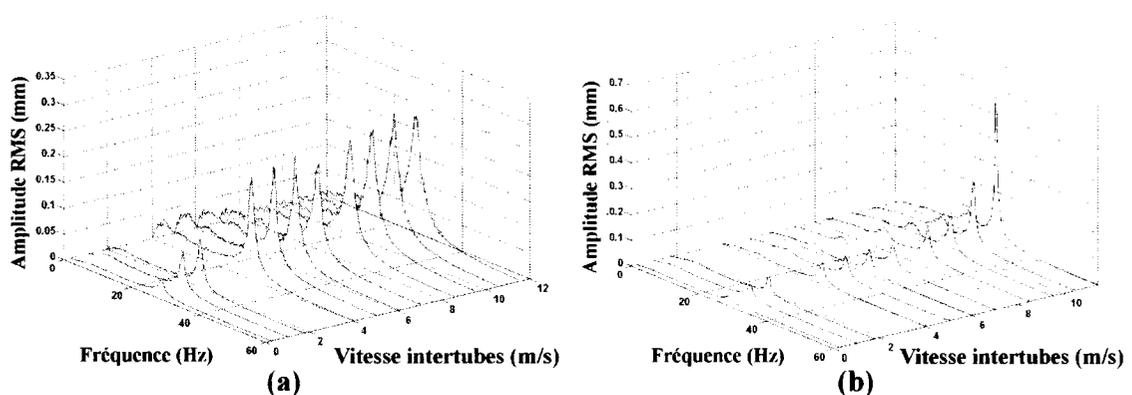


Figure 3.6 Évolution des spectres de réponse en fonction de la vitesse intertubes de l'écoulement pour 80% de taux de vide, un tube libre de vibrer dans toutes les directions: (a) direction de la traînée (b) direction de la portance

Pour les taux de vide de 80% et 90%, la réponse dans la direction de l'écoulement semble plus élevée à l'instabilité. Cependant, on peut observer à la figure 3.6 que le spectre de la réponse du tube dans cette direction pour 80% de taux de vide n'a pas évolué vers un pic typique d'une instabilité fluidelastique (figures 3.5b et 3.6b). Donc, malgré l'ampleur des vibrations dans cette direction relativement à celles dans la direction de la portance, l'instabilité ne se produit que dans la direction transverse à l'écoulement.

3.1.4 Configuration de l'écoulement diphasique pour les conditions testées

La figure ci-dessous montre où se situent les conditions correspondant aux vitesses critiques trouvées pour cette configuration sur la carte des régimes d'écoulement. Pour le cas du tube flexible seulement dans la direction de l'écoulement, les points correspondant aux vitesses maximales testées apparaissent sur la carte.

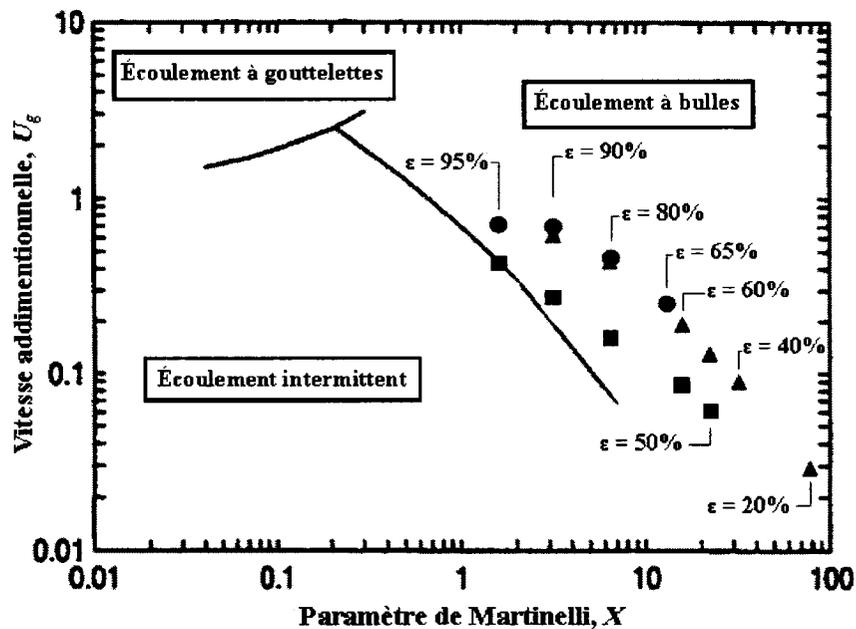


Figure 3.7 Configuration d'écoulement aux vitesses critiques pour un tube flexible: ● tube flexible dans la direction de la traînée (vitesses maximales), ■ tube flexible dans la direction de la portance, ▲ tube flexible dans les deux directions.

3.2 Résultats des tests d'instabilité fluidelastique pour deux tubes flexibles adjacents

Pour la deuxième configuration, qui consiste en deux tubes flexibles placés côte à côte au milieu d'un faisceau rigide, deux séries de tests ont été effectués. Pour la première série, les lamelles rectangulaires de type A furent utilisées de telle sorte que les tubes étaient flexibles seulement dans la direction de l'écoulement. Les poutrelles circulaires ont été utilisées pour la deuxième série de tests.

3.2.1 Tubes flexibles dans la direction de l'écoulement

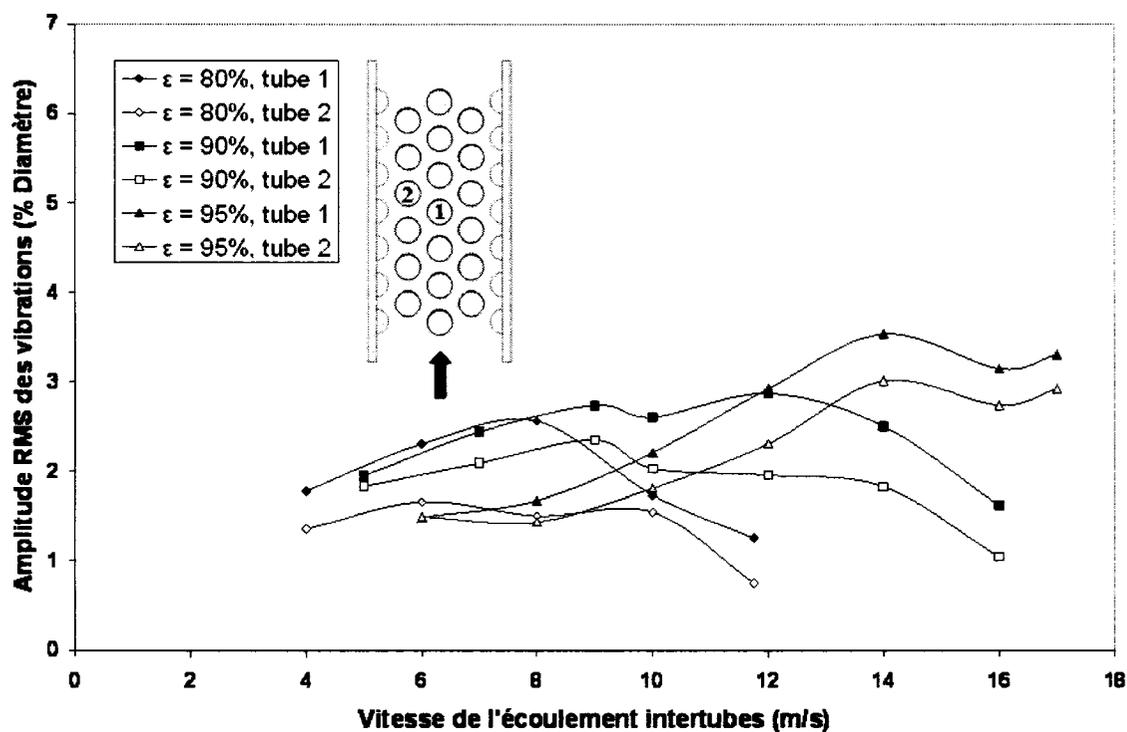


Figure 3.8 Évolution de l'amplitude rms des vibrations en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour deux tubes adjacents flexibles dans la direction de l'écoulement

Pour le cas des expériences menées avec les tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement, trois taux de vide ont fait l'objet de tests : 80%, 90% et 95%. Pour chacun des taux de vide testés, la vitesse d'écoulement maximale pour la boucle diphasique fut atteinte. L'évolution de l'amplitude rms des deux tubes en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour les trois taux de vide testés apparaît à la figure 3.8. Cette dernière montre bien qu'aucune instabilité fluidelastique n'apparaît pour ce montage à l'intérieur des conditions d'écoulement possibles pour la boucle diphasique. On peut voir que pour les taux de vide de 80% et 90%, l'amplitude de vibration croît avec la vitesse d'écoulement pour un certain intervalle avant de décroître progressivement.

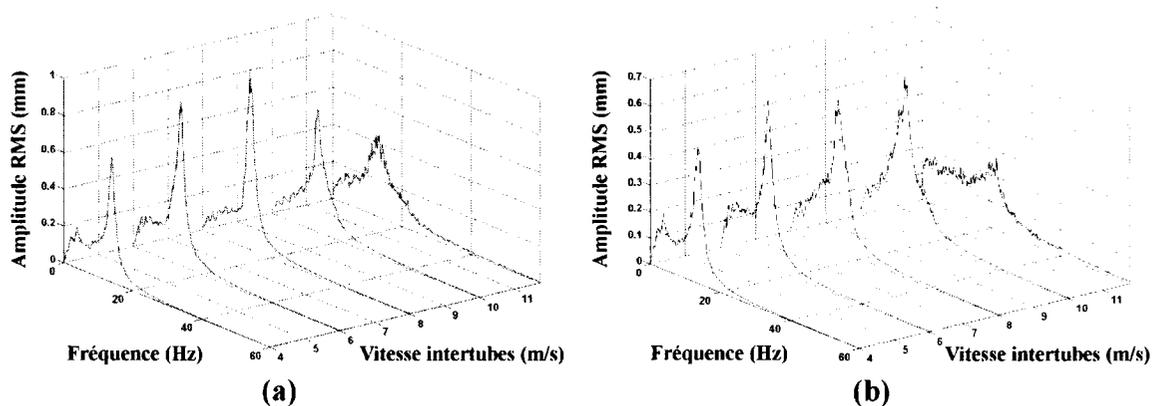


Figure 3.9 Évolution des spectres de réponses en fonction de la vitesse intertubes de l'écoulement pour 80% de taux de vide, 2 tubes adjacents flexibles seulement dans la direction de l'écoulement: (a) Tube 1 (b) Tube 2

En regardant l'évolution des spectres de réponses des deux tubes avec la vitesse d'écoulement intertubes pour 80% de taux de vide (figure 3.9), on remarque que ces derniers s'aplatissent à partir d'une vitesse d'écoulement intertubes de 8 m/s. On remarque la même tendance pour un taux de vide de 90%. Ce phénomène s'explique de la même manière que pour le cas d'un seul tube flexible dans la direction de l'écoulement. Cet « aplatissement » des spectres de réponses ne s'est pas produit lors des tests à 95% de taux de vide (figure 3.10). Malheureusement, les limites

d'écoulement du montage furent atteintes avant qu'une tendance vers une instabilité fluidelastique ou un aplatissement des spectres ne se dessine.

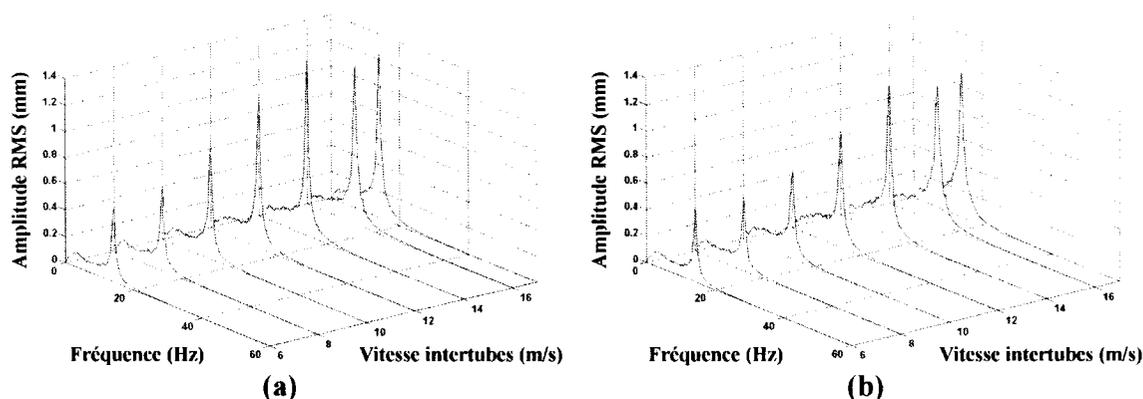


Figure 3.10 Évolution des spectres de réponses en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour 95% de taux de vide, 2 tubes adjacents flexibles seulement dans la direction de l'écoulement: (a) Tube 1 (b) Tube 2

3.2.2 Tubes flexibles dans toutes les directions

Pour le cas de deux tubes adjacents flexibles à la fois dans la direction de la portance et de la traînée, les taux de vide ayant fait l'objet de tests sont 20%, 40%, 50%, 60%, 80% et 90%. Des instabilités fluidelastiques ont été observées pour chacun de ces taux de vide. L'évolution de l'amplitude de vibrations des deux tubes dans les deux directions pour chaque taux de vide est montrée à la figure 3.11. Comme on peut le voir sur cette figure, il semble qu'à l'instabilité, les vibrations du tube 1 semblent se produire principalement dans la direction transverse et ce, pour tous les taux de vide testés. Pour le tube 2, on peut remarquer que la même tendance est vérifiée pour les taux de vide de 40%, 50%, 60% et 90%. La figure 3.12, illustrant l'évolution des spectres de réponses pour les deux tubes en fonction de la vitesse de l'écoulement intertubes pour 50% de taux de vide, vient confirmer que l'instabilité se produit uniquement dans la direction transverse à l'écoulement pour les deux tubes. Pour les taux de vide de 20% et 80%, l'instabilité semble se produire à la fois dans la direction de la portance et de la traînée pour le tube 2. On peut voir sur la figure 3.13 que le spectre de réponse du tube 2 dans la

direction de la traînée est effectivement typique d'une instabilité fluidelastique. Le comportement du tube 2 à 80% de taux de vide est similaire à celui observé à 20% de taux de vide. Mis à part les tests effectués à 90% de taux de vide, les vitesses critiques sont assez bien définies.

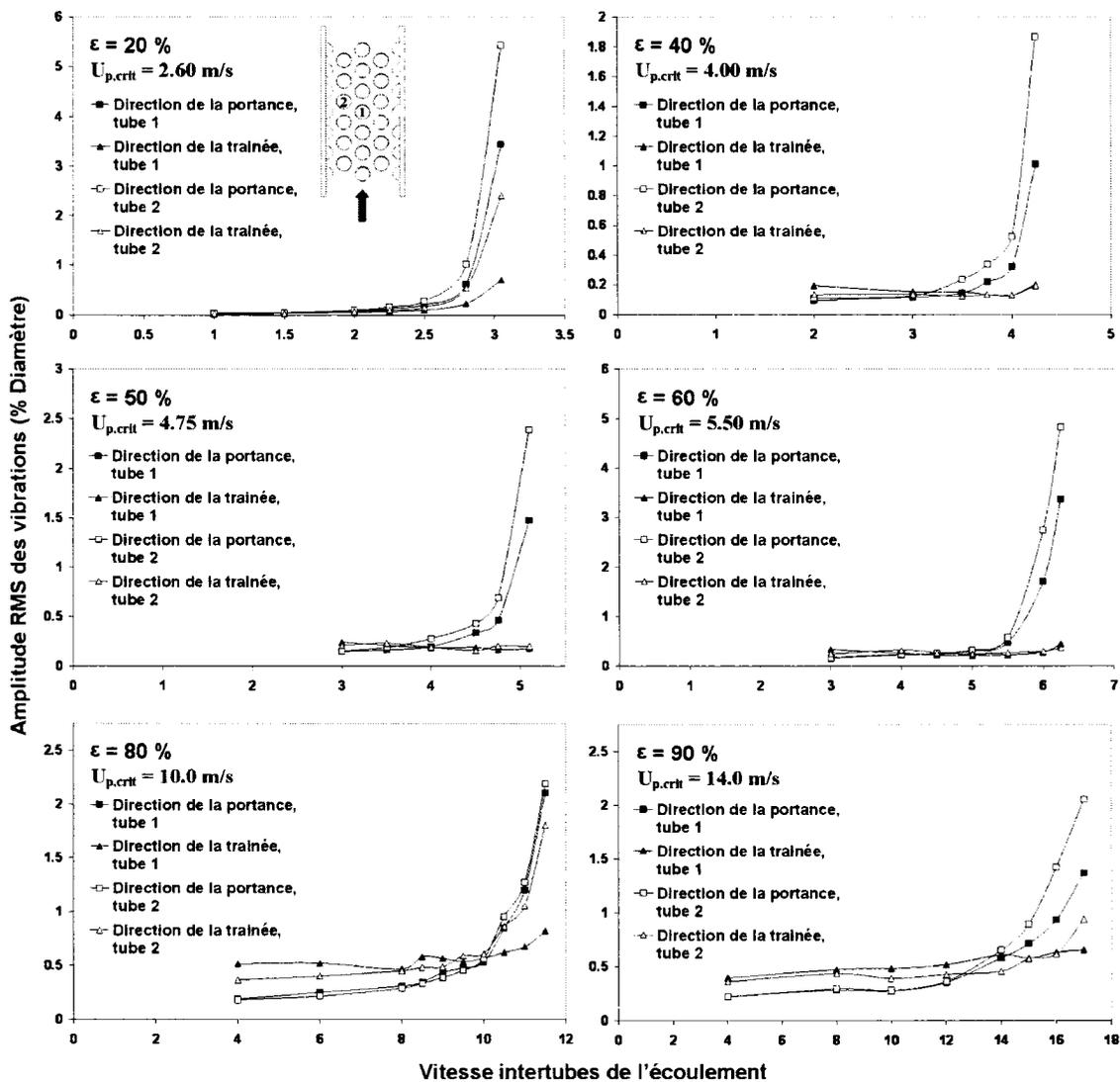


Figure 3.11 Évolution de l'amplitude rms en fonction de la vitesse intertubes de l'écoulement pour deux tubes adjacents libres de vibrer dans toutes les directions

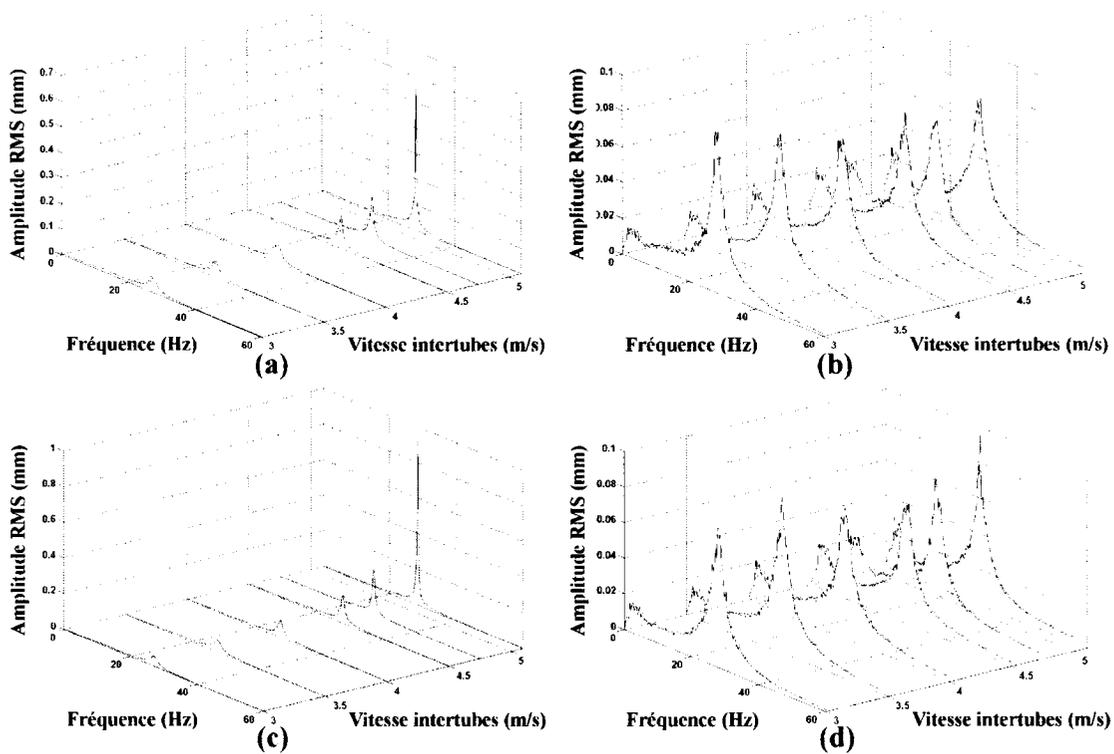


Figure 3.12 Évolution des spectres de réponse pour deux tubes adjacents libres de vibrer dans toutes les directions en fonction de la vitesse intertubes de l'écoulement pour 50% de taux de vide: (a) tube 1 direction de la portance, (b) tube 1 direction de la traînée, (c) tube 2 direction de la portance, (d) tube 2 direction de la traînée.

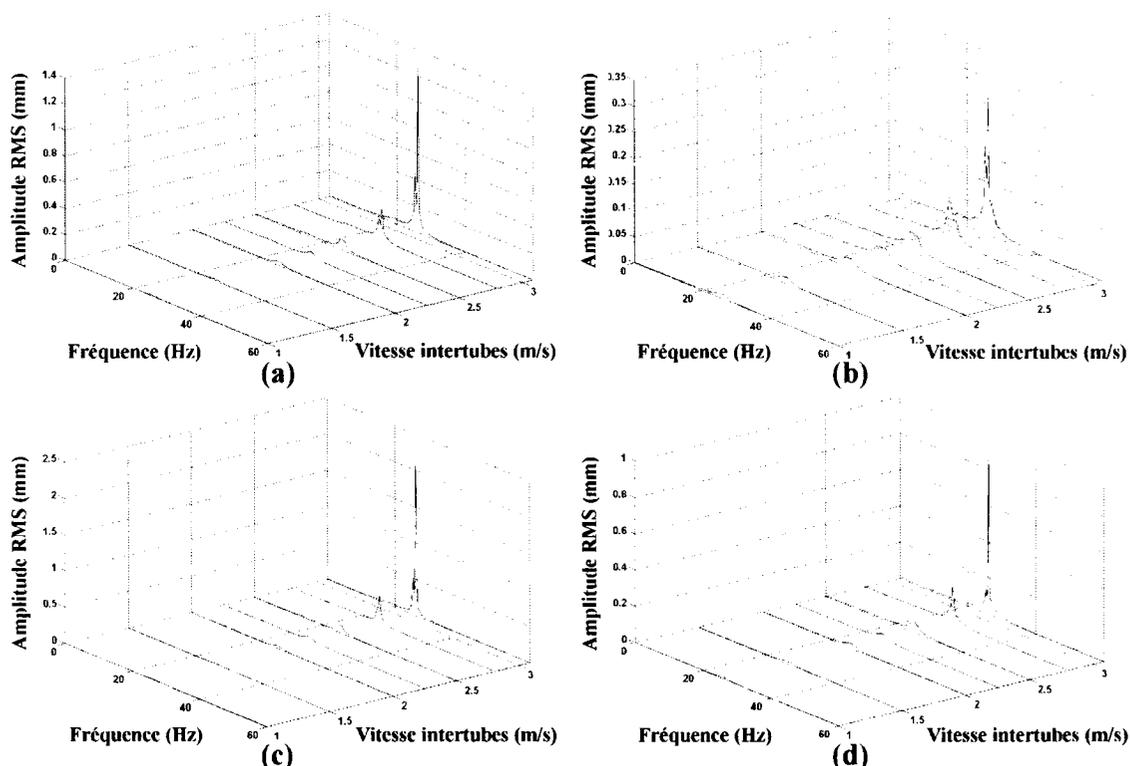


Figure 3.13 Évolution des spectres de réponse pour deux tubes adjacents libres de vibrer dans toutes les directions en fonction de la vitesse intertubes de l'écoulement pour 20% de taux de vide: (a) tube 1 direction de la portance, (b) tube 1 direction de la traînée, (c) tube 2 direction de la portance, (d) tube 2 direction de la traînée.

La figure 3.14 montre les modes de vibration des deux tubes pour tous les taux de vide testés. Pour chacun des cas, le sens de la rotation des tubes sur leur orbite respective est indiqué. Des cercles sur chacune des orbites indiquent l'emplacement du centre des cylindres sur leur orbite en un temps arbitraire afin de connaître la position relative de ces derniers. Puisque dans la majorité des cas l'amplitude de vibration est beaucoup plus importante dans la direction de la portance, l'angle de phase (θ) entre le mouvement des deux tubes pour cette direction est fourni. Une valeur positive de cet angle signifie que le tube 2 devance le tube 1. Comme montré à l'intérieur de la figure, la valeur de cet angle est positif et augmente graduellement avec le taux de vide. Étant donné la largeur des spectres de réponses des tubes dans la direction de la traînée pour les taux de vide de 40%, 50%, 60% et 90% le mouvement des tubes dans cette direction

ne peut être représenté que par une seule sinusoïdale. Donc, pour ces taux de vides, le mouvement des tubes est plus complexe que de simples orbites. Étant donné que le mouvement ne se produit que principalement dans la direction de la portance pour ces taux de vide, le sens de rotation n'a vraiment d'importance que pour indiquer comment les deux tubes se déplacent l'un par rapport à l'autre dans cette direction. Ce comportement est également observé pour le tube 1 à 20% et 80% de taux de vide. Pour ces taux de vide, la bande du spectre de réponses du tube 2 dans la direction de la traînée est assez étroite pour rendre raisonnable l'approximation du mouvement de ce dernier par une orbite.

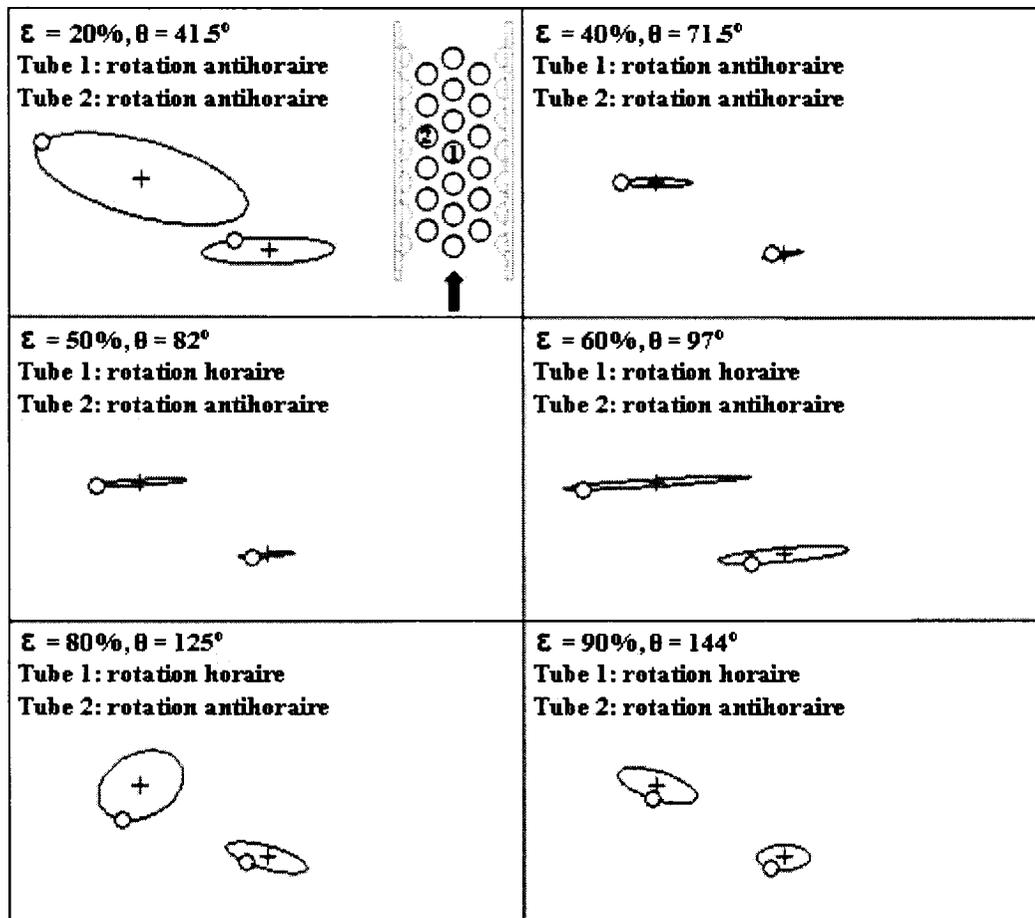


Figure 3.14 Modes instables de vibration à l'instabilité pour deux tubes adjacents libres de vibrer dans toutes les directions : + position d'équilibre des tubes, \circ position du centre des tubes à un temps arbitraire.

3.2.3 Configuration de l'écoulement diphasique pour les conditions testées

Les points correspondant aux conditions testées pour le cas de deux tubes flexibles adjacents apparaissent sur la carte de configuration d'écoulement à la figure 3.15. Comme pour le cas d'un seul tube flexible, les points correspondant aux vitesses critiques sont dessinés dans le cas où une instabilité fluidelastique a été observée. Dans le cas où aucune instabilité n'est survenue, les points correspondants aux vitesses maximales testées sont montrés sur la carte. On peut voir sur cette figure que toutes les conditions testées tombent bien dans le régime continu à bulles.

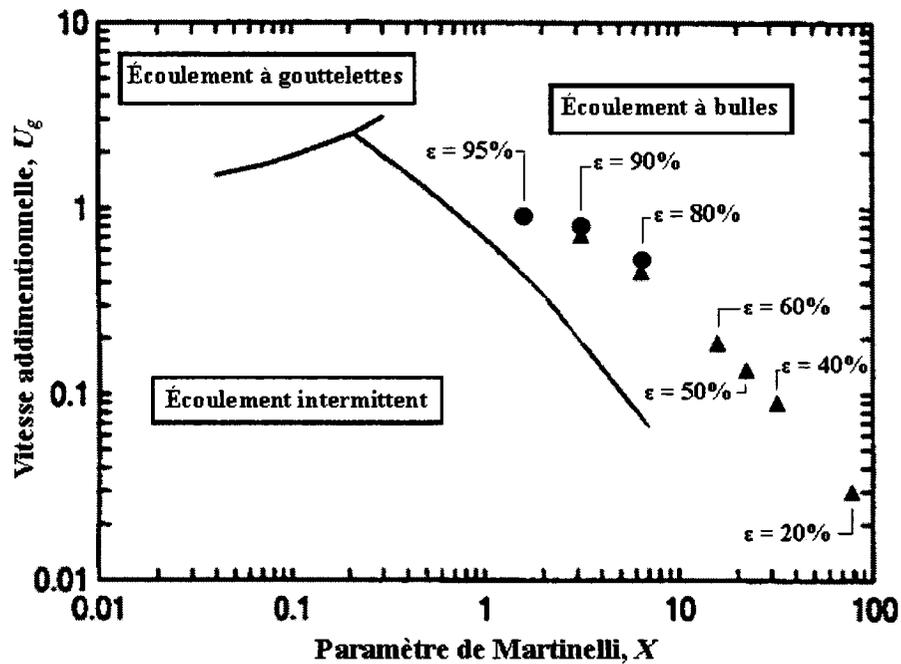


Figure 3.15 Configuration d'écoulement aux vitesses critiques pour deux tubes adjacents flexibles: ● tube flexible dans la direction de la traînée (vitesses maximales), ▲ tube flexible dans les deux directions.

3.3 Résultats des tests d'instabilité fluidelastique pour une colonne flexible

Mis à part le cas d'un seul tube flexible, la configuration d'une colonne entière flexible constitue la configuration la plus probable d'être rencontrée à l'intérieur d'un faisceau de tubes en U de générateur de vapeur supporté par les barres métalliques plates (AVB) décrites à l'introduction de ce document. Elle représente le cas hypothétique où il existerait un jeu entre la dite colonne de tubes et les barres de support. Il en résulterait que la colonne entière ne bénéficierait plus de support efficace dans le plan des tubes. De plus, ce jeu permettrait au tube de devenir instable dans la direction hors plan, du moins à l'intérieur du déplacement possible. Tout comme pour le cas des deux tubes flexibles adjacents, les tests ont été effectués avec un type de lamelles rectangulaires (type A) et avec les poutrelles circulaires.

3.3.1 Tubes flexibles dans la direction de l'écoulement

Pour le cas des tubes de la colonne centrale flexible dans la direction de l'écoulement, trois taux de vide ont fait le sujet de tests : 80%, 90% et 95%. Lors de ces tests, le tube situé en aval de la section d'essais (tube 7) montrait la plus grande réponse à haute vitesse. La figure 3.16 montre d'ailleurs l'évolution de l'amplitude rms des vibrations de ce dernier en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes. On peut y voir que pour 95% de taux de vide, l'amplitude de vibration de ce tube reste relativement constante avec la vitesse d'écoulement. Aucun comportement particulier du faisceau de tubes flexible ne fut observé avant d'atteindre les limites d'écoulement du montage. Pour les autres taux de vide testés, soit 80% et 90%, on remarque en observant la figure 3.16 que l'amplitude de vibration augmente pour atteindre des valeurs importantes à des vitesses d'écoulement élevées. Les deux courbes, après avoir atteint un maximum, semblent redescendre. Cependant, les limites d'écoulement du montage furent atteintes avant que cette tendance ne se confirme.

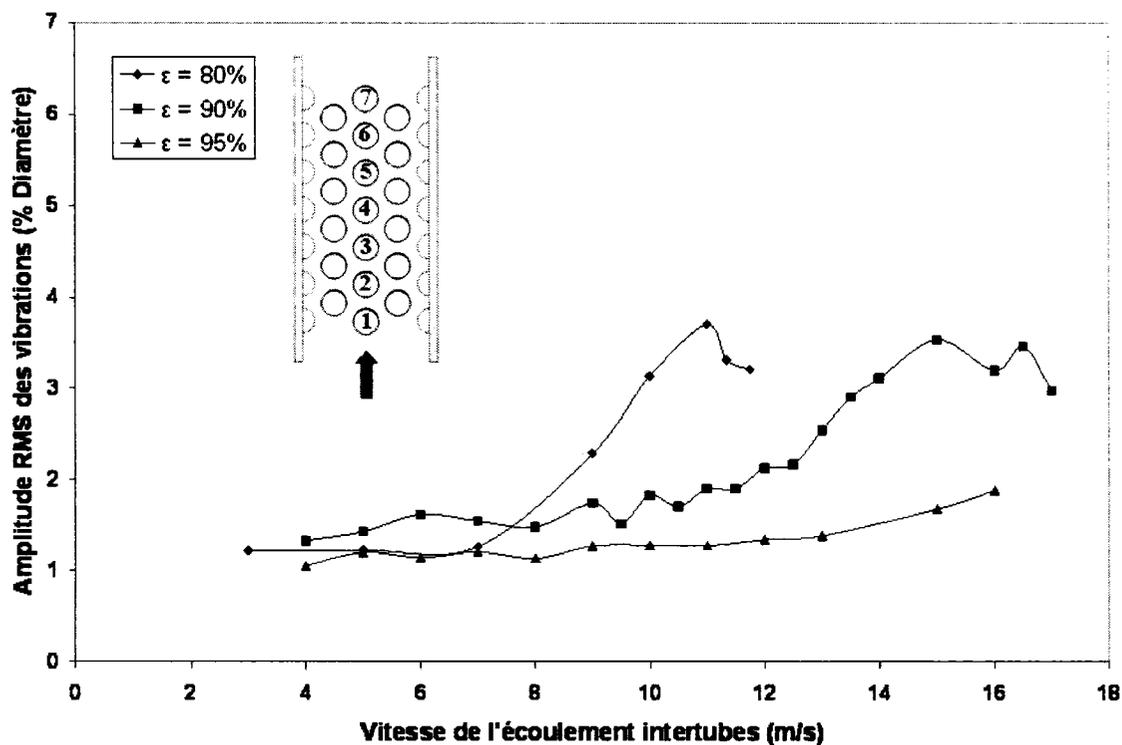


Figure 3.16 Évolution de l'amplitude rms des vibrations du tube 7 en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour une colonne de tubes libre de vibrer dans la direction de l'écoulement

La figure 3.17 montre l'évolution de la réponse des tubes flexibles avec la vitesse d'écoulement intertubes pour les tests effectués à 80% de taux de vide. On peut y observer que les courbes d'amplitude pour tous les tubes passent par un maximum avant de retomber vers des valeurs moindres. Tout comme les deux précédentes configurations, cette baisse de l'amplitude de vibration est causée par le contact de l'extrémité du cylindre rigide avec la paroi de la section d'essais dû à la grande déformation statique induite par la force de traînée statique. La figure 3.18 confirme la présence du phénomène. On y voit l'évolution des spectres de réponse avec la vitesse d'écoulement de deux tubes situés en amont et en aval de la section d'essais, soit les tubes 3 et 6. On peut remarquer qu'à partir du point, les spectres s'aplatissent et du même coup, l'amplitude maximale de vibration diminue.

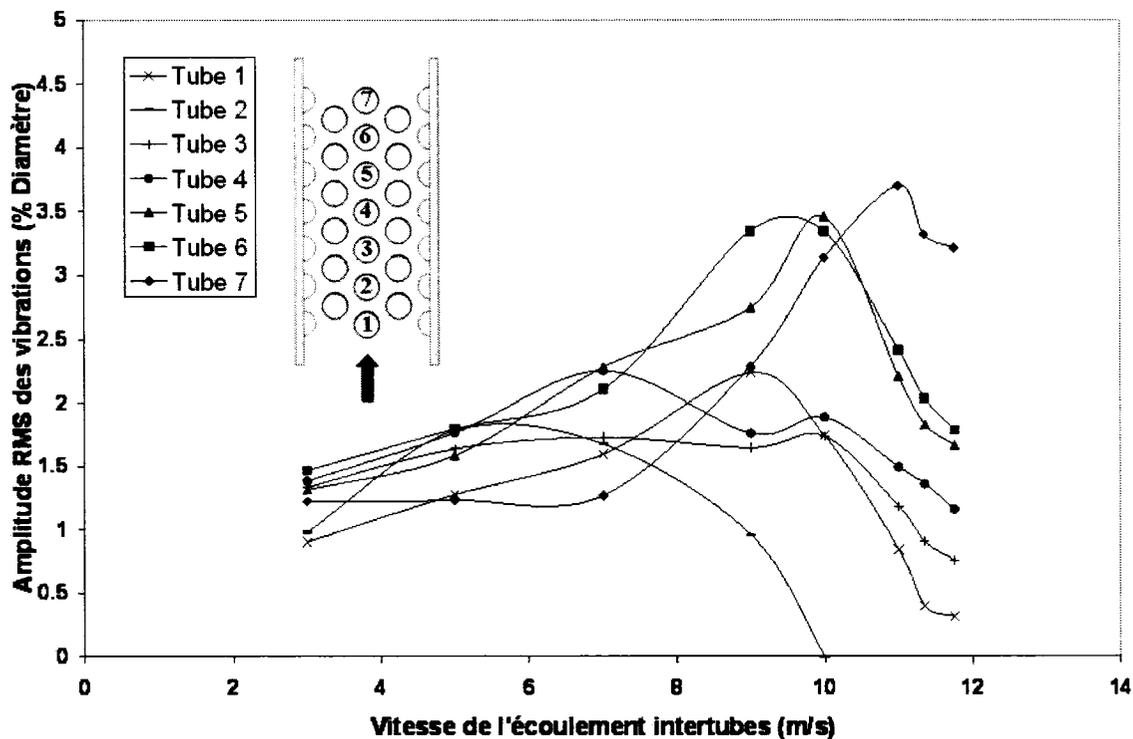


Figure 3.17 Évolution de l'amplitude rms des vibrations des sept tubes en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour une colonne de tubes libres de vibrer dans la direction de l'écoulement pour 80% de taux de vide

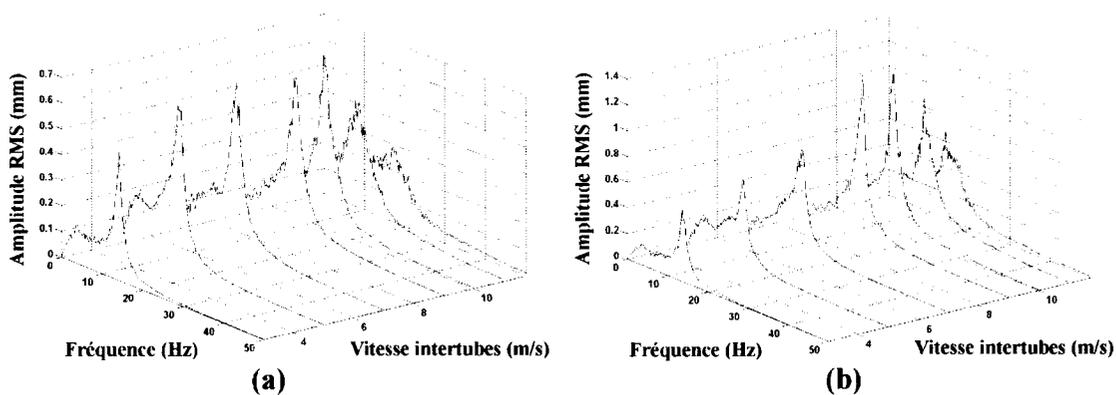


Figure 3.18 Évolution des spectres de réponses en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour 80% de taux de vide, une colonne flexible seulement dans la direction de l'écoulement: (a) Tube 3 (b) Tube 6

La figure 3.17 permet également de constater que, en général, les courbes d'amplitude des tubes situés en aval se mettent à diminuer à des vitesses plus élevées

que celle des tubes en amont. Ce facteur semble indiquer que la courbe d'amplitude du tube 7 continuerait à descendre et qu'aucune instabilité fluidelastique ne se produira pour des vitesses d'écoulement plus élevées. Le faisceau de tubes se comporte de la même façon pour un taux de vide de 90%.

3.3.2 Tubes flexibles dans toutes les directions

Pour les essais effectués avec les tubes flexibles à la fois dans la direction de la portance et de la traînée (lamelles circulaires), huit taux de vide ont fait l'objet de tests : 0%, 20%, 40%, 50%, 60%, 80%, 90% et 95%. Les figures 3.19 et 3.20 (2 pages suivantes) montrent l'évolution de l'amplitude RMS de vibration des tubes trois, quatre, six et sept en fonction de la vitesse de l'écoulement intertubes et ce pour tous les taux de vide testés. En regardant ces deux figures, on constate un fait intéressant pour les tests effectués en écoulement diphasique : à l'instabilité, les vibrations ne se produisent qu'exclusivement dans la direction transverse à l'écoulement. En effet, l'augmentation du niveau de vibration des tubes dans la direction de la traînée avec la vitesse d'écoulement apparaît très négligeable. Cette tendance s'applique également aux trois autres tubes flexibles du faisceau, soit les tubes un, deux et cinq. En examinant les deux figures, on remarque, pour les taux de vide inférieur à 80%, que l'instabilité semble en général aussi bien définie pour tous les tubes. On constate également que pour ces tests, l'amplitude de vibration des tubes situés plus au centre de la colonne est plus élevée que celle de leurs homologues situés plus aux extrémités de cette dernière. Pour les taux de vide de 80% et plus, on observe que l'instabilité se produit de façon beaucoup plus claire pour les tubes situés en aval de la section d'essais. On peut aussi noter que globalement, les instabilités obtenues pour une seule colonne de tubes flexibles dans toutes les directions se montrent plus claires que celles obtenues pour les mêmes tubes lors des tests effectués avec les deux configurations traitées plus tôt dans ce chapitre.

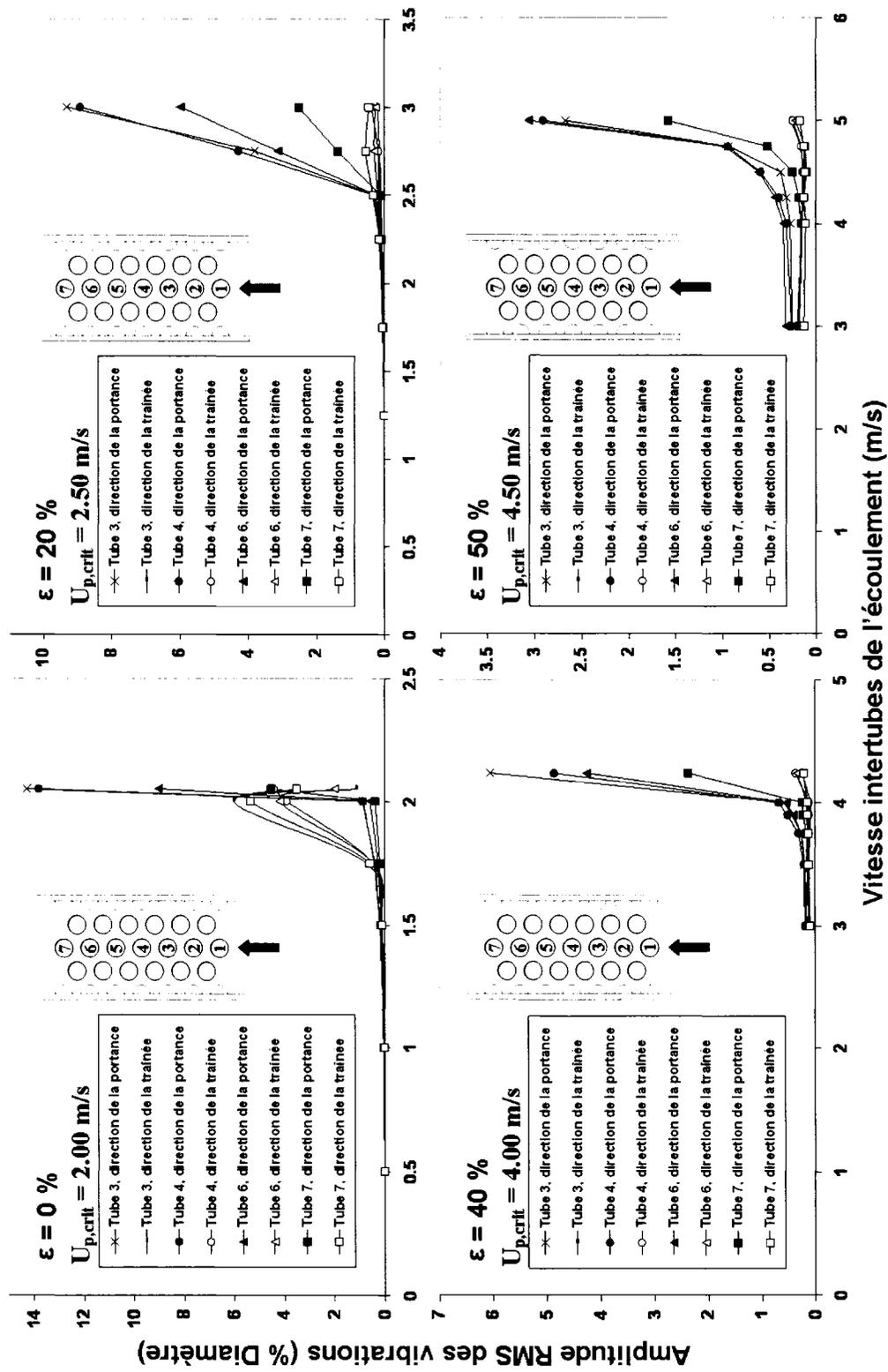


Figure 3.19 Évolution de l'amplitude rms de vibration en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour une colonne de tubes libres de vibrer dans toutes les directions; 0%, 20%, 40% et 50% de taux de vide

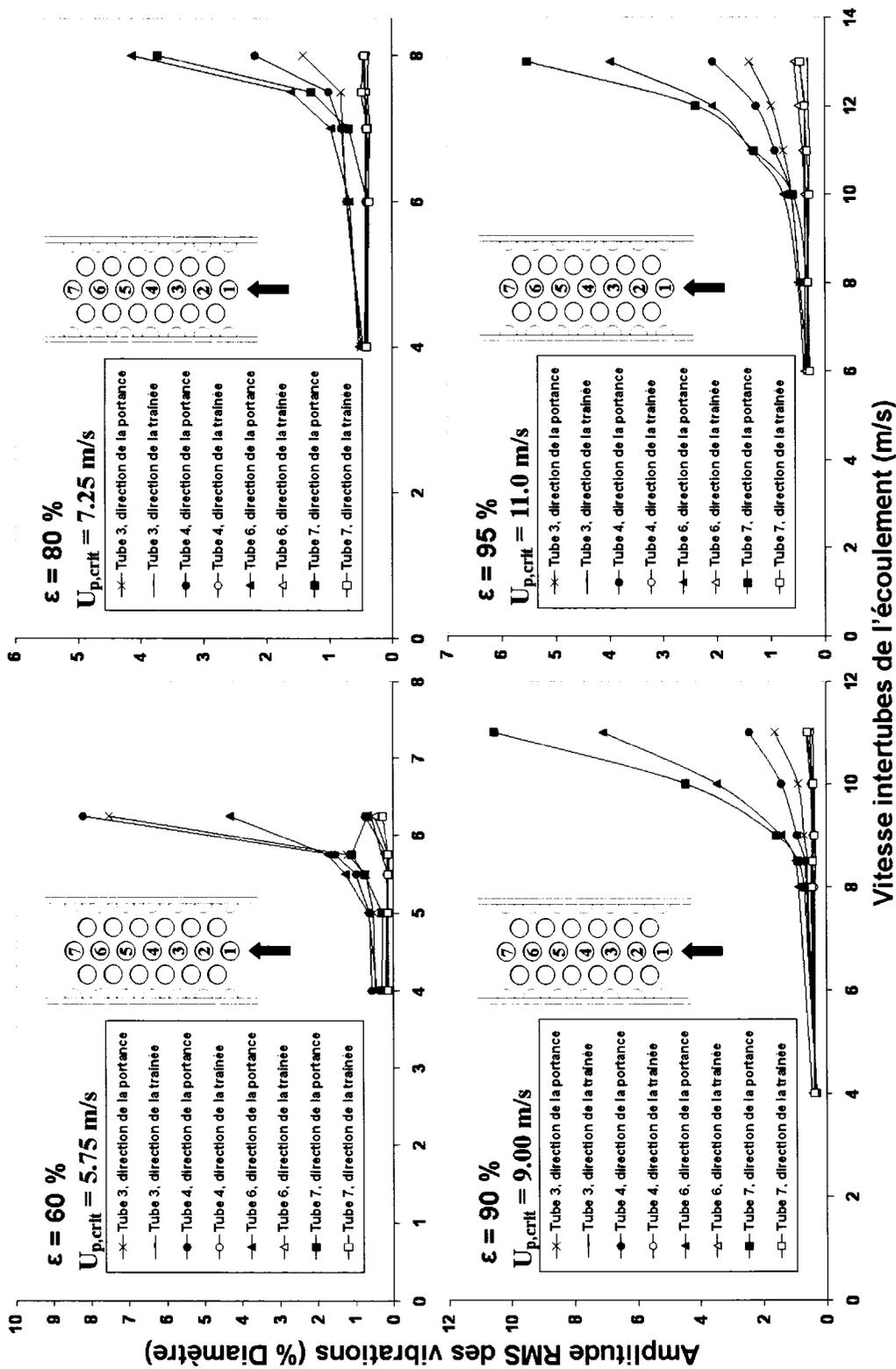


Figure 3.20 Évolution de l'amplitude rms de vibration en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour une colonne de tubes libres de vibrer dans toutes les directions; 60%, 80%, 90% et 95% de taux de vide

Pour le cas des tests effectués en eau, on remarque que tous les tubes semblent devenir instables dans un premier temps dans la direction de l'écoulement à une vitesse d'écoulement de 1.75 m/s. Cependant, l'amplitude du mouvement de ces derniers dans cette direction diminue lorsque la vitesse d'écoulement dépasse les 2 m/s. Passé le cap de cette vitesse, une instabilité se développe dans la direction de la portance. Selon toute évidence, une résonance entre les tourbillons alternés et les tubes flexibles expliquerait le phénomène observé dans la direction de l'écoulement. On trouve d'ailleurs un nombre de Strouhal de 0.5 ce qui se rapproche de la valeur de 0.57 déterminée par Pettigrew et Taylor (2003).

En ce qui concerne les modes de vibrations, une particularité se présente pour les taux de vide de 40%, 50% et 60%. En effet, les spectres de réponse des tubes lorsque l'instabilité est bien développée ne se résument plus à un, mais à plusieurs « pics » dont l'espacement varie d'un dixième jusqu'à plus d'un Hertz. La figure 3.21 (page suivante) montre les spectres de réponse dans la direction de la portance des différents tubes de la colonne lorsque l'instabilité est bien développée pour le cas de 50% de taux de vide. La disposition des spectres correspond au positionnement des tubes à l'intérieur de la colonne. Le sens de l'écoulement est de bas en haut. Étant donné le manque de canaux disponibles pour enregistrer les signaux des tubes, les tests ont été effectués deux fois afin de mesurer les signaux des sept tubes flexibles à l'instabilité. À la figure 3.21, on peut voir les signaux enregistrés lors des deux tests. En examinant cette dernière, on remarque que les différents tubes semblent posséder des pics aux mêmes fréquences, mais avec des amplitudes différentes. Il semble donc que le mouvement des tubes pour cette configuration se décrive par l'addition de plusieurs modes distincts.

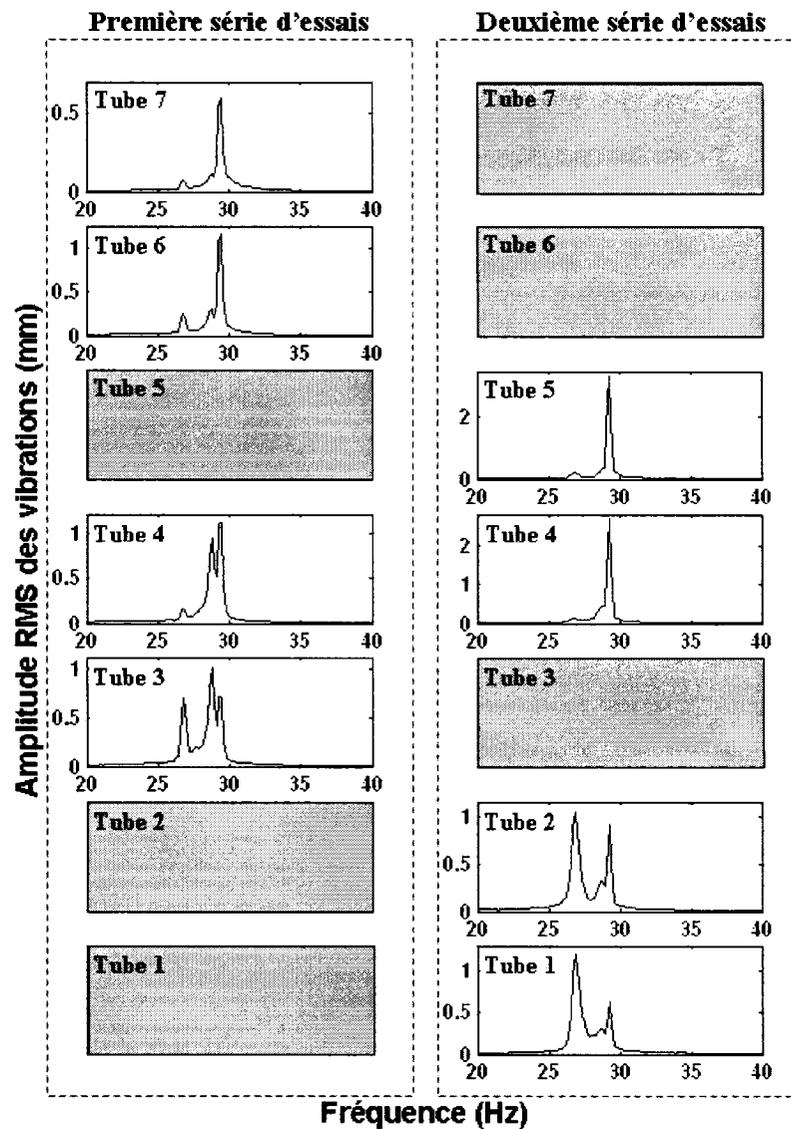


Figure 3.21 Spectres de réponse dans la direction de la portance des tubes flexibles, une colonne flexible, taux de vide de 50%

Pour les taux de vide de 0%, 20% et 80%, on observe la présence d'un seul pic pour tous les tubes à la même fréquence. Un seul mode de vibration peut donc bien approximer leur mouvement à l'instabilité. Dans le cas des tests en eau, il semble raisonnable de supposer que les vibrations dans la direction de l'écoulement dues aux tourbillons alternés vont continuer de chuter vers un niveau négligeable, et que l'on peut bien représenter le mode instable des tubes seulement par leur mouvement dans la

direction de la portance. La figure 3.22 illustre le mode de vibration à l'instabilité pour les taux de vide de 0%, 20% et 80%. Un angle de phase θ_{ij} positif signifie que le tube i devance le tube j . Pour les deux premiers taux de vide, on remarque que pour deux tubes voisins, celui en aval devance celui en amont d'un certain angle. Pour le cas en eau, cet angle varie entre 8 et 16 degrés, tandis que pour 20% de taux de vide, ce dernier varie plutôt entre 3 et 25 degrés. Pour 80% de taux de vide, c'est l'inverse qui se produit : pour deux tubes voisins, celui en amont devance celui en aval d'un angle variant entre 71 et 112 degrés.

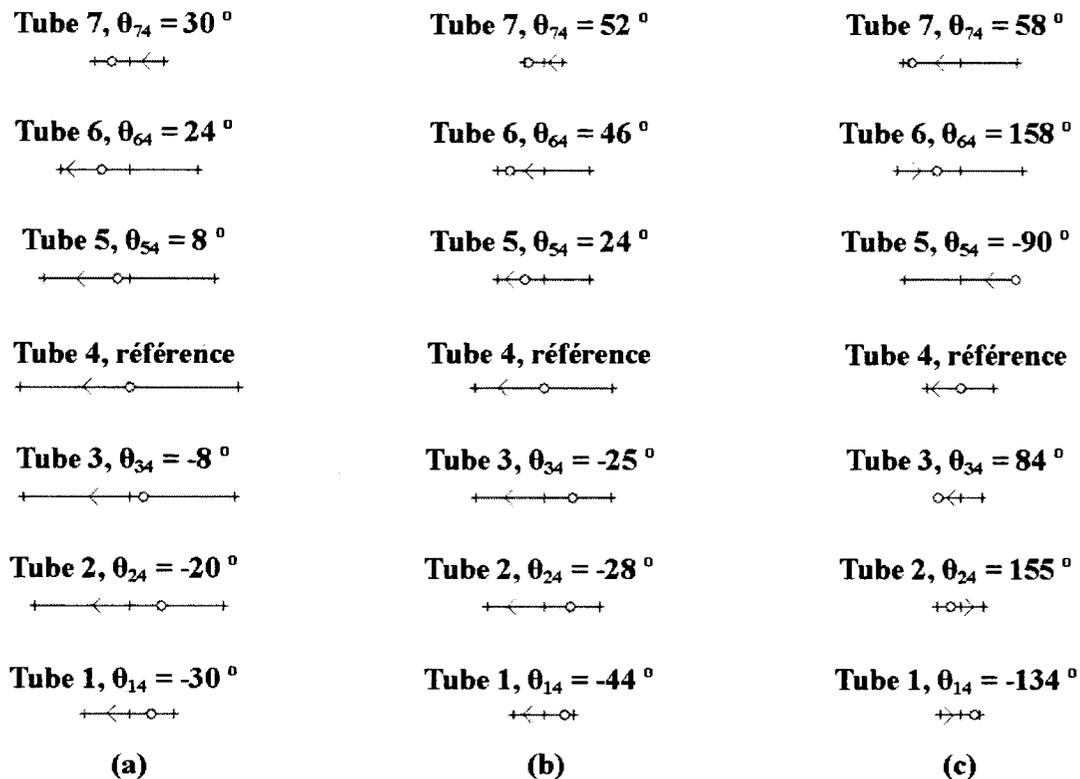


Figure 3.22 Modes instables de vibration, 1 colonne de tubes flexibles dans toutes les directions : (a) 0% de taux de vide, (b) 20% de taux de vide, (c) 80% de taux de vide. + position d'équilibre et limite du mouvement des tubes, \circ position des tubes à un temps arbitraire, $>$ direction du mouvement des tubes au temps arbitraire.

Pour les taux de vide de 90% et 95%, un seul pic est également observé pour tous les tubes. Cependant, les tubes les plus instables, soit les deux les plus en aval

(tubes 6 et 7), vibrent à une fréquence légèrement supérieure à celles des autres tubes. Dans le cas de ces deux derniers, le tube en amont devance celui en aval d'environ 140 degrés pour les deux taux de vide testés en question.

3.3.3 Configuration de l'écoulement diphasique pour les conditions testées

La figure 3.23 montre les points correspondant aux vitesses critiques des tubes flexibles dans toutes les directions et également les points représentant les vitesses maximales testées pour les tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement pour cette configuration.

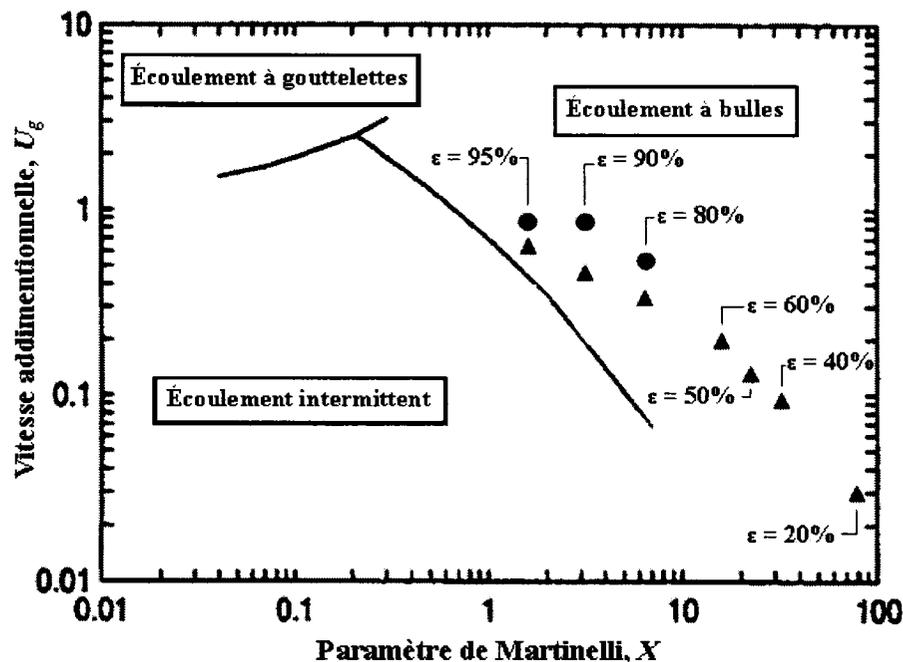


Figure 3.23 Configuration d'écoulement aux vitesses critiques pour une colonne flexible: ● tube flexible dans la direction de la traînée (vitesses maximales), ▲ tube flexible dans les deux directions.

3.4 Résultats des tests d'instabilité fluidelastique pour deux colonnes partiellement flexibles

Pour la quatrième configuration testée, les sept tubes flexibles disponibles sont disposés sur deux colonnes adjacentes. Encore une fois, deux séries de tests ont été effectués : une avec les tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement (lamelles rectangulaires type A) et une autre avec les tubes flexibles à la fois dans la direction de la traînée et de la portance (lamelles circulaires).

3.4.1 Tubes flexibles dans la direction de l'écoulement

Pour le cas où la flexibilité des tubes ne se trouve que dans la direction de l'écoulement, des essais ont été réalisés pour quatre taux de vide : 65%, 80%, 90% et 95%. La figure 3.24 (page suivante) montre l'évolution de l'amplitude rms des vibrations de chacun des tubes compris dans le faisceau flexible en fonction de la vitesse de l'écoulement intertubes. On peut remarquer facilement en observant cette dernière qu'il y a instabilité fluidelastique pour des taux de vide de 80%, 90% et 95%. À l'instabilité, on observe également que les tubes ayant les amplitudes de vibration les plus élevées sont ceux les plus à l'intérieur du faisceau flexible, soient les tubes 3, 4 et 7. L'instabilité est d'ailleurs bien définie pour ces tubes. On note également que les vitesses critiques de ces trois tubes sont similaires pour les trois taux de vide en question. Pour les tubes occupant des positions en périphérie du faisceau flexible, soit les tubes 1, 2, 5 et 6, on remarque de plus faibles amplitudes de vibration à l'instabilité. L'instabilité pour ces tubes est moins claire et survient en général pour des vitesses critiques légèrement plus élevées que dans le cas des tubes au centre du faisceau flexible. Pour 65% de taux de vide, on peut constater en regardant la figure 3.24 qu'il y a amorce d'instabilité. Cependant, les limites d'écoulement du montage ont été atteintes avant que cette dernière ne soit complètement développée.

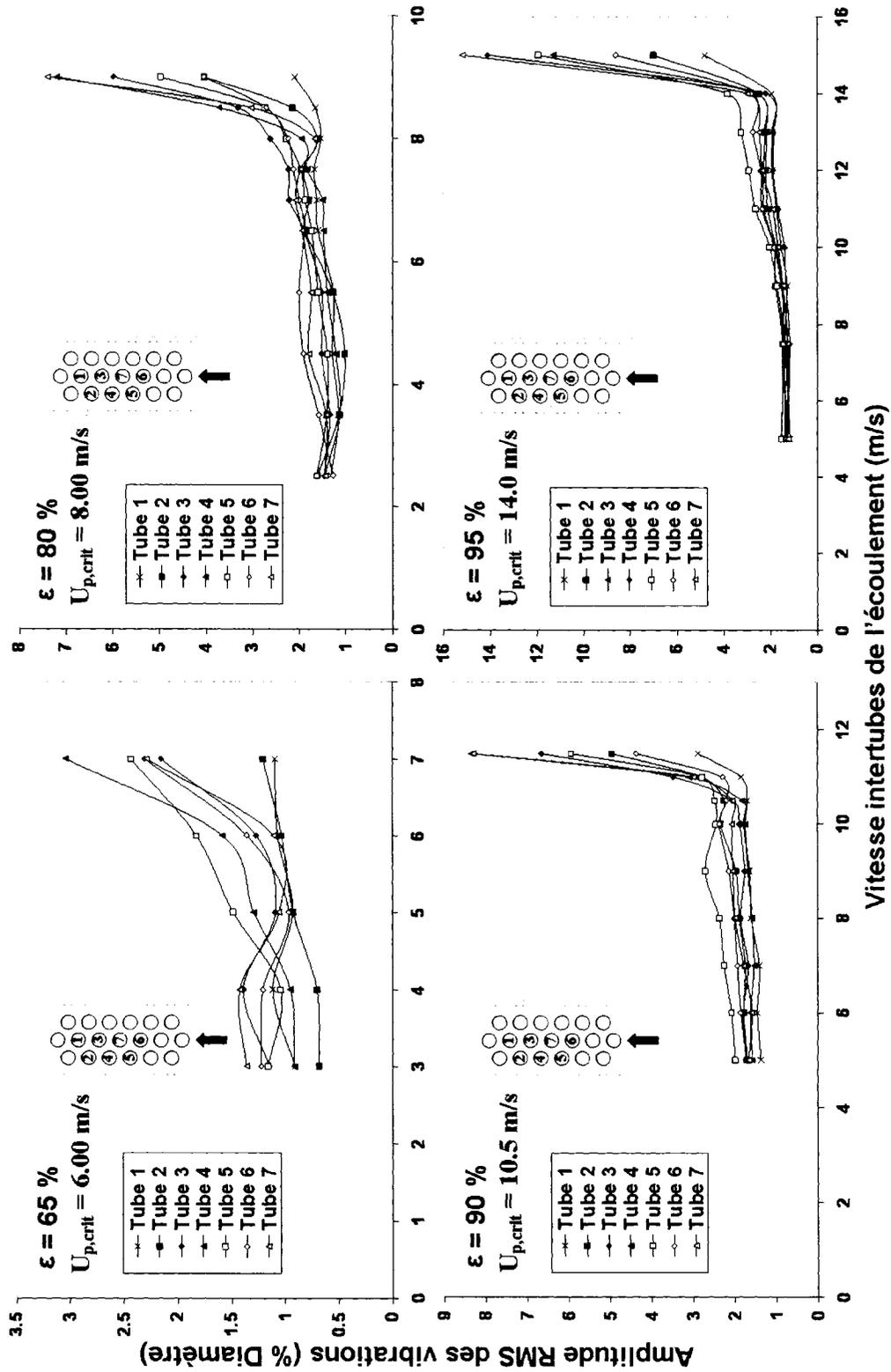


Figure 3.24 Évolution de l'amplitude rms de vibration en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour deux colonnes de tubes libres de vibrer dans la direction de l'écoulement

La figure 3.25 ci-dessous montre l'évolution de la fréquence dominante de vibration des tubes en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes. Pour les taux de vide de 80%, 90% et 95%, pour lesquels des instabilités bien définies ont été obtenues, on remarque qu'il y a convergence des fréquences de vibration lorsque la vitesse critique est atteinte. Le mouvement vibratoire des tubes lors de l'instabilité se résume donc par un seul mode de vibration. La figure 3.26 (page suivante) illustre ce mode pour tous les taux de vide testés. Sur cette dernière, un cercle illustre la position de chaque tube à un instant arbitraire. La direction du mouvement du tube à cet instant est également montrée. Comme information supplémentaire, on retrouve la valeur de l'angle de phase entre chaque tube et celui utilisé comme référence. Pour cette configuration, il s'agit du tube 7. Un angle positif signifie que le tube en question est en avance sur la référence. Une ligne bornée de deux croix illustre l'intervalle de déplacement des tubes.

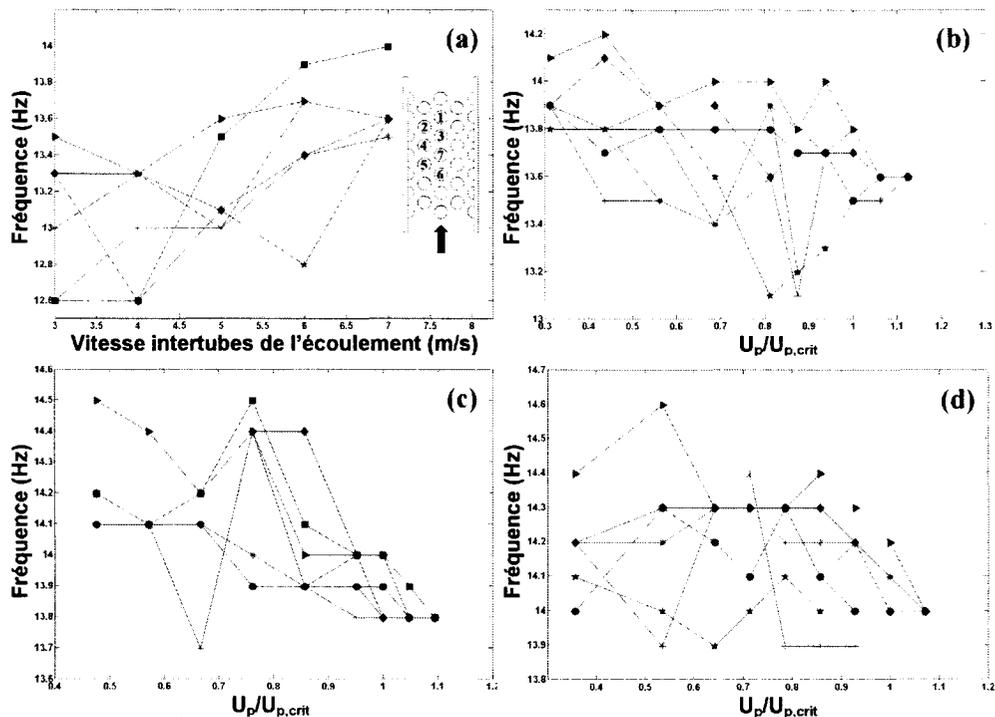


Figure 3.25 Évolution de la fréquence principale d'oscillation des tubes avec la vitesse de l'écoulement intertubes, deux colonnes de tubes libres de vibrer dans la direction de l'écoulement : (a) $\varepsilon = 65\%$, (b) $\varepsilon = 80\%$, (c) $\varepsilon = 90\%$, (d) $\varepsilon = 95\%$. ● Tube 1, ■ Tube 2, ◆ Tube 3, + Tube 4, * Tube 5, ► Tube 6, ★ Tube 7

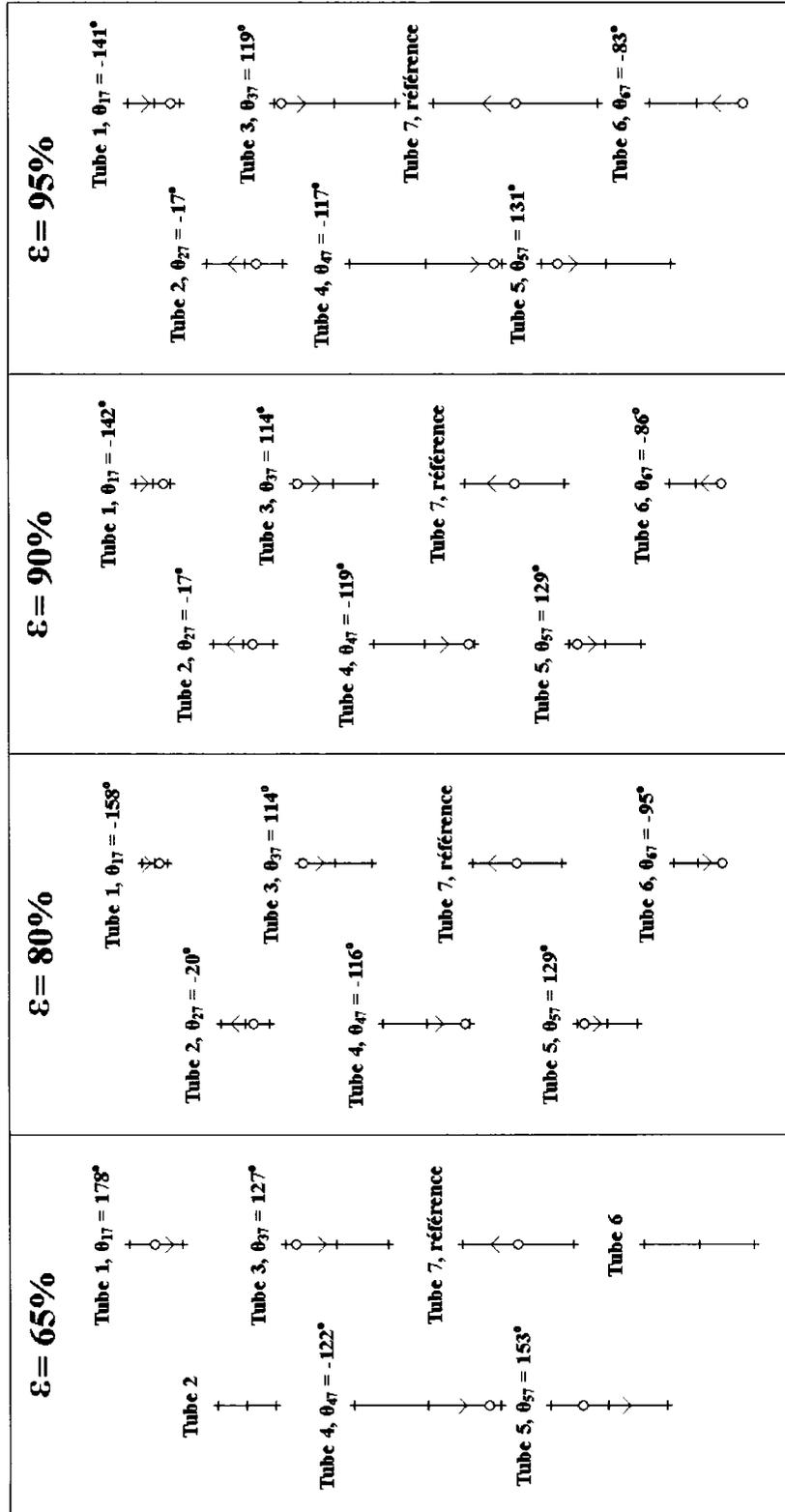


Figure 3.26 Modes instables de vibration, deux colonnes partiellement flexibles, tubes libres de vibrer seulement dans la direction de l'écoulement : + position d'équilibre et limite du mouvement des tubes, O position des tubes à un temps arbitraire, v direction du mouvement des tubes au temps arbitraire.

En examinant la figure 3.26, on constate que le mode instable est, à quelques degrés près, identique pour les trois plus haut taux de vide. On remarque également certaines répétitions dans le faisceau. En effet, pour deux tubes adjacents et de colonnes différentes, le tube en amont devance dans tous les cas celui en aval d'environ 130 degrés. En contrepartie, dans le cas de deux tubes adjacents appartenant à la même colonne, celui en aval devance également dans tous les cas celui en amont d'environ 100 degrés. Pour 65% de taux de vide, l'angle de phase pour les tubes 2 et 6 n'apparaît pas sur la figure 3.26 puisque la fréquence d'oscillation de ces derniers diffère de celle des autres tubes instables. Pour ce taux de vide, le mode diffère légèrement des trois autres. Cependant, il n'est pas exclu que le mode se rapproche d'avantage de ce qui est trouvé pour les trois autres taux de vide à des vitesses plus élevées où l'instabilité sera complètement développée.

3.4.2 Tubes flexibles dans toutes les directions

Tout comme pour la configuration précédente, les tests effectués avec les tubes flexibles dans toutes les directions ont été réalisés pour huit taux de vide différents, soit : 0%, 20%, 40%, 50%, 60%, 80%, 90% et 95%. Les figures 3.27 et 3.28 aux pages suivantes montrent l'évolution de l'amplitude de vibration des tubes 1, 2, 5 et 7 avec la vitesse d'écoulement intertubes. En observant ces figures, on remarque que contrairement à la configuration d'une seule colonne, l'instabilité, en plus de se développer dans la direction de la portance, semble se développer dans la majorité des cas également dans la direction de l'écoulement. On voit même que pour les tubes situés en aval du faisceau flexible, l'ordre de grandeur des amplitudes de vibration dans les deux directions est similaire. Tout comme pour le cas d'une seule colonne flexible, on remarque que l'instabilité est beaucoup plus prononcée pour les tubes en aval du faisceau flexible (tube 1 et 2) que pour les taux de vide de 80%, 90% et 95%.

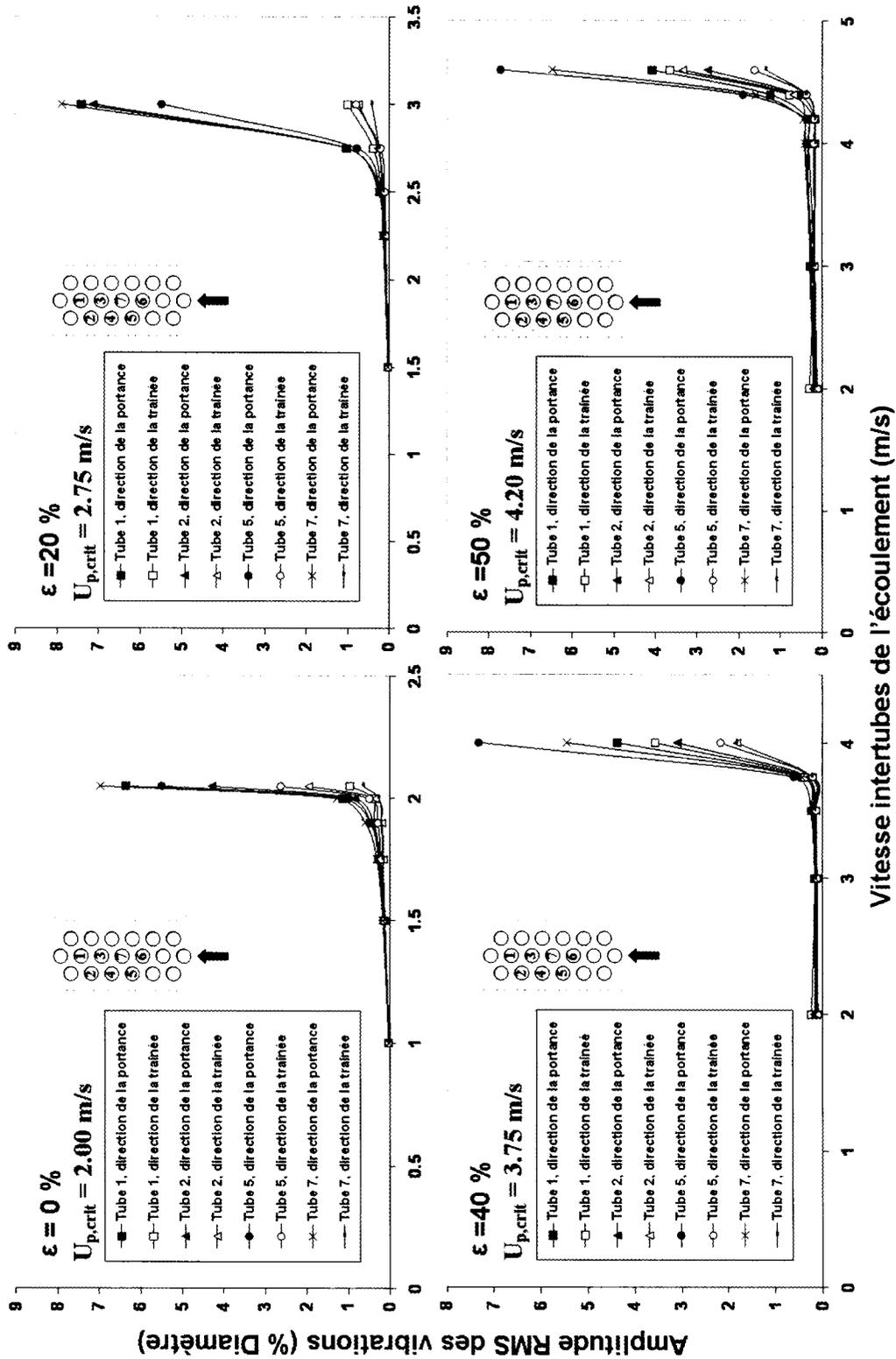


Figure 3.27 Évolution de l'amplitude rms de vibration en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour deux colonnes de tubes libres de vibrer dans toutes les directions; 0%, 20%, 40% et 50% de taux de vide

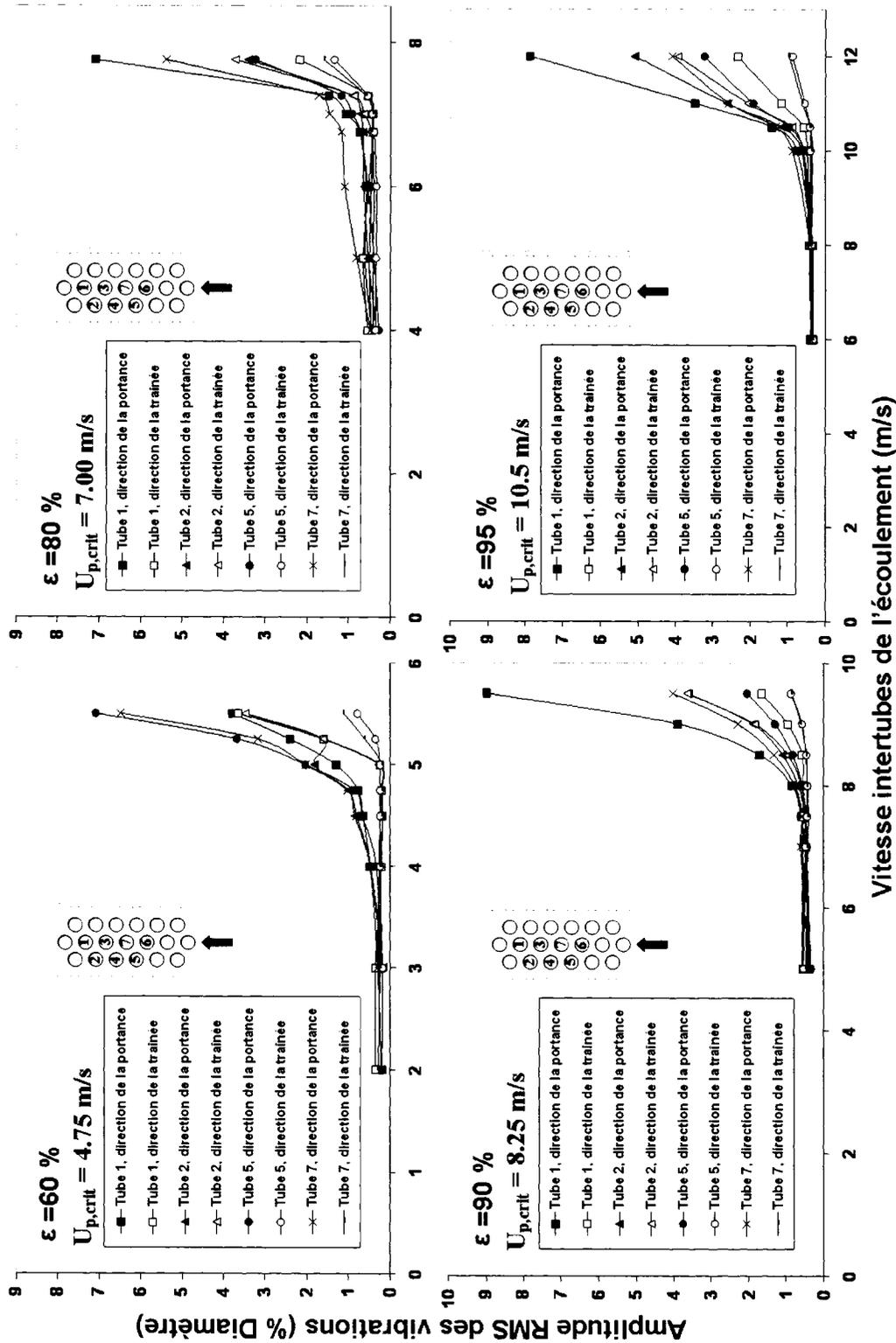


Figure 3.28 Évolution de l'amplitude rms de vibration en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour deux colonnes de tubes libres de vibrer dans toutes les directions; 60%, 80%, 90% et 95% de taux de vide

Contrairement au cas d'une seule colonne flexible, les spectres de réponses des tubes lorsque l'instabilité est bien développée ont l'apparence d'un pic dominant dont la fréquence est commune pour tous les tubes, et ce pour tous les taux de vide testés. De ce fait, le mouvement relatif des tubes à cette fréquence commune peut être décrit par un seul mode de vibration. Les figures 3.29 et 3.30 montrent ces modes de vibration instables des tubes flexibles. Les angles de phase pour le mouvement des tubes dans la direction de la portance, le sens de rotation des tubes sur leur orbite ainsi que la position de chacun au temps zéro (représenté par un cercle) apparaissent sur ces dernières. Un angle de phase positif signifie que le tube en question devance le tube 7.

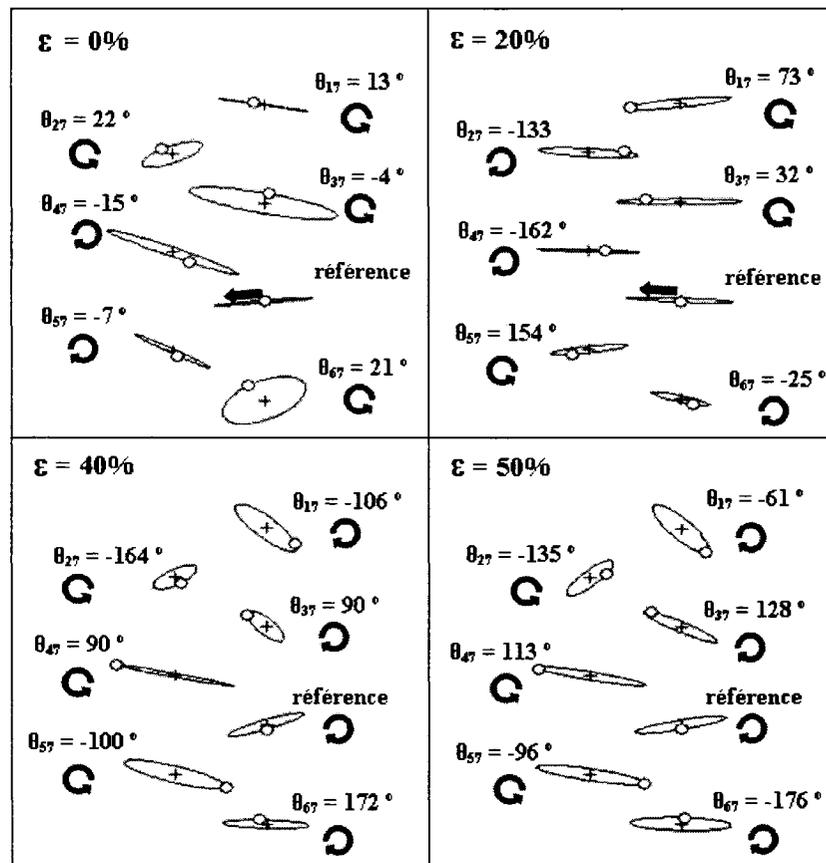


Figure 3.29 Modes instables de vibration pour deux colonnes partiellement flexibles à 0%, 20%, 40% et 50% de taux de vide, tubes flexibles dans toutes les directions : + position d'équilibre des tubes, \circ position des tubes à un temps arbitraire, \odot sens de rotation des tubes sur leur orbite, \leftarrow direction du mouvement des tubes

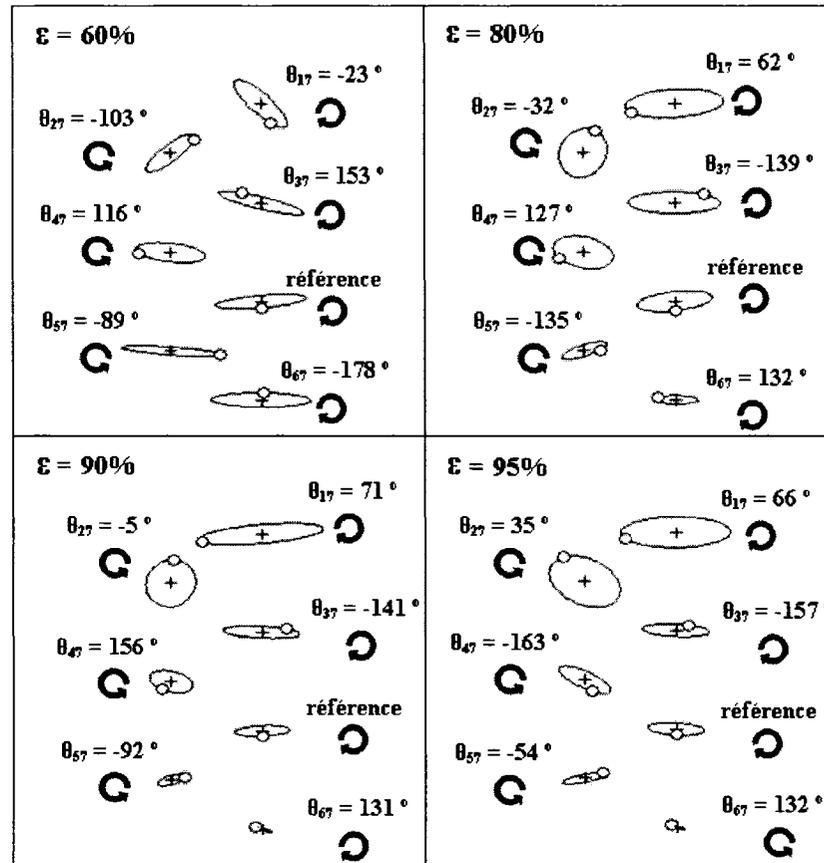


Figure 3.30 Modes instables de vibration pour deux colonnes partiellement flexibles à 60%, 80%, 90% et 95% de taux de vide, tubes flexibles dans toutes les directions : + position d'équilibre des tubes, o position des tubes à un temps arbitraire, C sens de rotation des tubes sur leur orbite

On remarque en examinant les deux figures plus haut (figure 3.29 et 3.30) que les modes diffèrent d'un taux de vide à l'autre. Premièrement, pour le cas de l'eau, on constate que les tubes bougent presque en phase les uns avec les autres avec des angles qui avoisinent la valeur nulle. Pour le cas à 20%, on voit que les tubes voisins de colonnes différentes vibrent pratiquement en opposition comme nous montrent les angles de phase qui approchent les 180 degrés. Les modes de vibration pour 40%, 50% et 60% semblent similaires. Pour ces taux de vides, on remarque que pour deux tubes voisins de colonnes différentes, celui en aval devance celui en amont d'une valeur avoisinant les 90 degrés. Cette tendance se propage d'amont en aval, mais se brise au niveau du tube 3 pour ensuite reprendre entre les tubes 1, 2 et 3. Le mouvement des

tubes 3 et 4 dans la direction transverse à l'écoulement est en général en phase. On remarque également que les deux groupes de tubes ainsi formés ont des inclinaisons d'orbites différentes. Pour les taux de vide élevés (80%, 90% et 95%), on retrouve des similitudes à ce qui a été trouvé pour les tubes en aval pour le cas d'une seule colonne flexible aux taux de vide de 90% et 95%. En effet, pour la colonne de droite (colonne centrale de la section d'essais), on trouve que l'inclinaison des orbites des tubes est très faible et que le mouvement est en grande partie dans la direction transverse à l'écoulement. Également, on décèle que pour les tubes où l'instabilité est bien développée, le tube en amont devance son voisin de même colonne en aval d'une valeur approchant les 150 degrés. Cette structure semble plus ou moins vérifiée avec la colonne de gauche. De plus, l'orbite des tubes est beaucoup plus inclinée.

3.4.3 Configuration de l'écoulement diphasique pour les conditions testées

La figure 3.31 montre les points correspondants aux vitesses critiques pour chaque cas testés sur la carte de configuration d'écoulement.

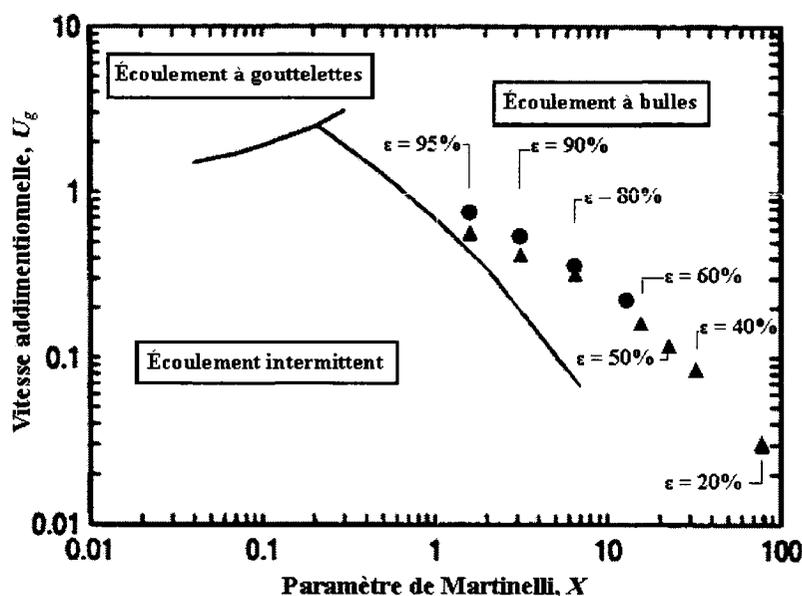


Figure 3.31 Configuration d'écoulement aux vitesses critiques pour deux colonnes flexibles: ● tube flexible dans la direction de la traînée, ▲ tube flexible dans les deux direction

3.5 Résultats des tests d'instabilité fluidelastique pour six tubes flexibles regroupés autour d'un septième

Pour la cinquième configuration testée, les sept tubes flexibles disponibles sont disposés en grappe au centre de la section d'essais (voir figure 2.6e). Encore une fois, deux séries de tests ont été effectués : un avec les tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement (lamelles rectangulaires type A et B) et un autre avec les tubes flexibles à la fois dans la direction de la traînée et de la portance (poutrelles circulaires).

3.5.1 Tubes flexibles dans la direction de l'écoulement

Contrairement aux autres configurations, deux assemblages différents de tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement ont été testés : l'un de fréquence naturelle à sec de 14 Hz et l'autre de 28 Hz. Les figures 3.32 et 3.33 montrent respectivement pour ces deux cas l'évolution de l'amplitude de vibration des tubes en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes. Pour cause de problème technique, les signaux de certains tubes n'ont pas été enregistrés, et donc leurs courbes n'apparaissent pas sur ces figures. Pour le cas des tubes à 14 Hz, les taux de vide testés sont : 65%, 80%, 90% et 95%. On remarque en examinant la figure 3.32 qu'il y a instabilité pour ces quatre taux de vide. On trouve également que ces instabilités sont plutôt claires pour les trois plus bas taux de vide. Pour ces derniers, les variations de vitesses critiques des différents tubes du faisceau flexible ne dépassent pas dix pour cent. Pour 95% de taux de vide, la courbe d'amplitude s'apparente plus à une exponentielle. D'ailleurs, l'instabilité ne semble pas être bien développée dans tout le faisceau. Tout comme le cas des deux colonnes partiellement flexibles, on remarque que le tube au centre du faisceau (tube 7) possède l'amplitude de vibration la plus élevée. De plus, l'instabilité est en général plus claire pour ce dernier.

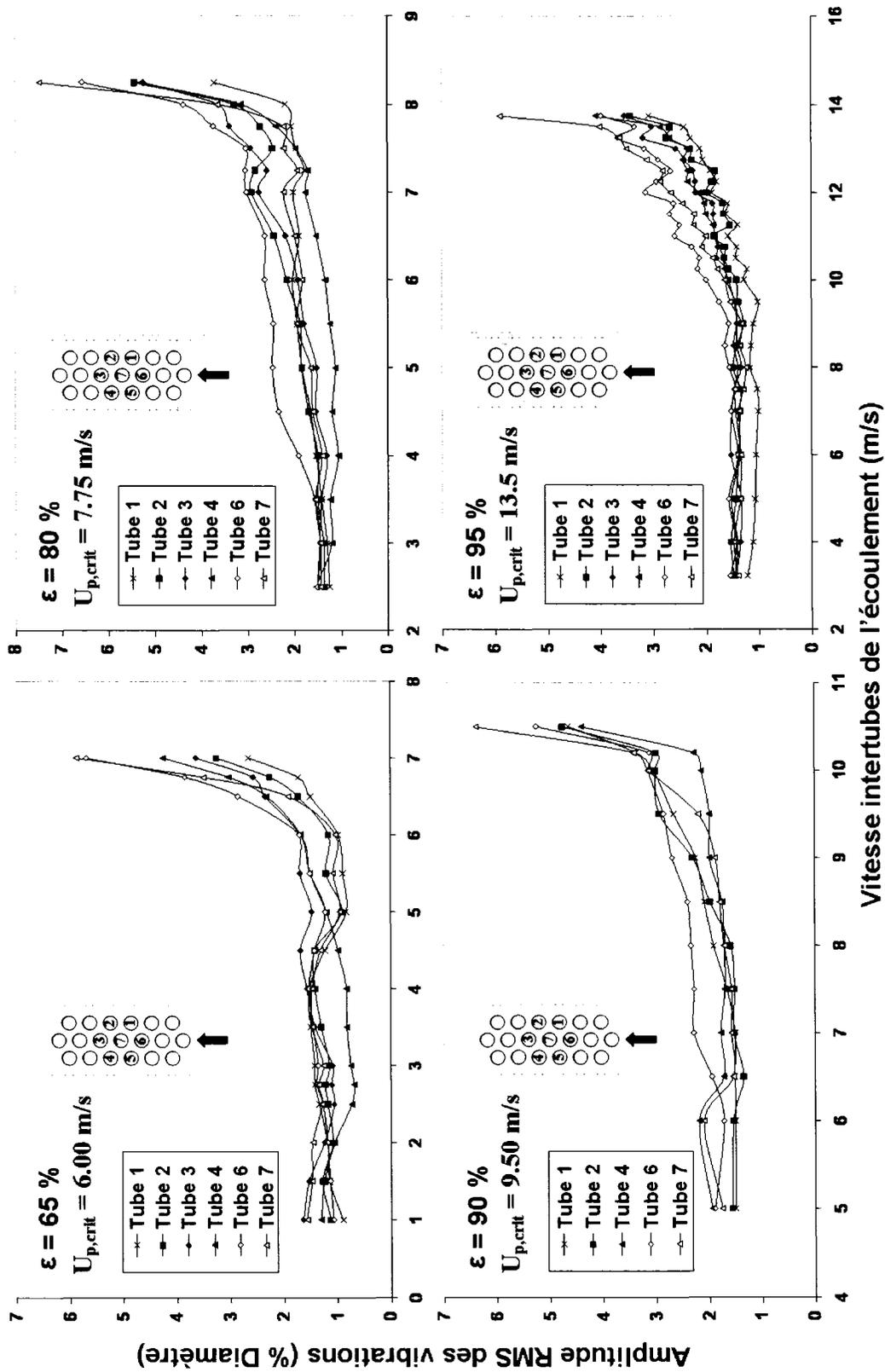


Figure 3.32 Évolution de l'amplitude rms de vibration en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour sept tubes en grappe au milieu de la section d'essais libres de vibrer dans la direction de l'écoulement, tube de 14 Hz

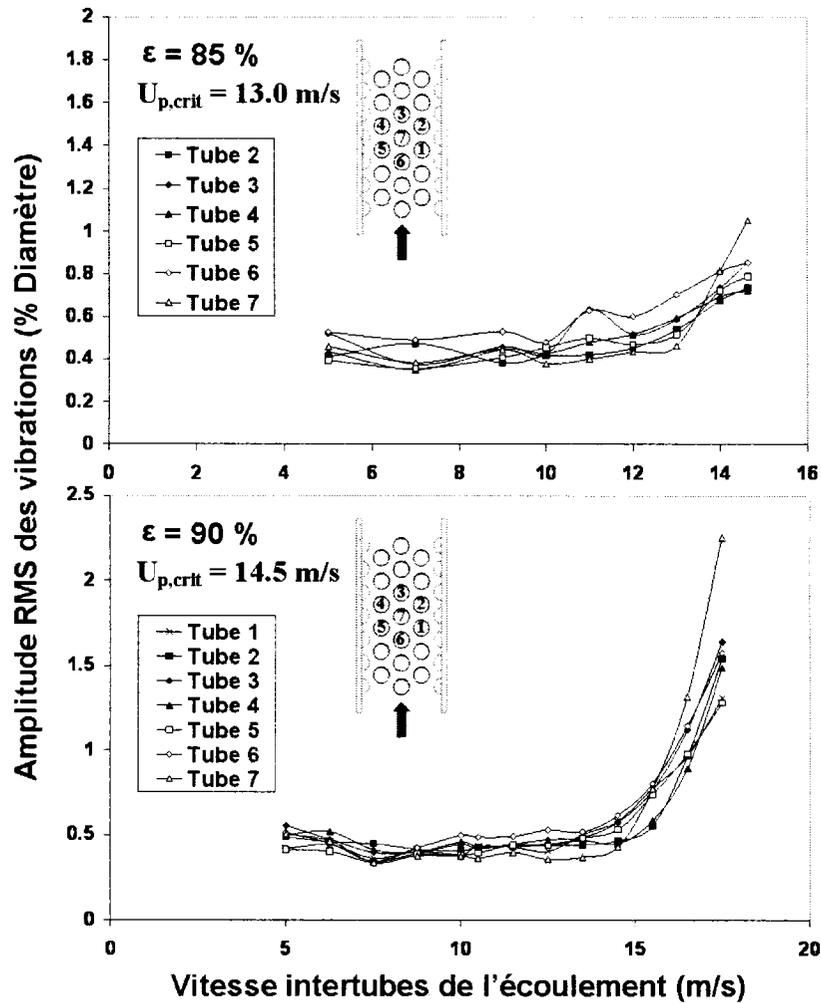


Figure 3.33 Évolution de l'amplitude rms de vibration en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour sept tubes en grappe au bas de la section d'essais libres de vibrer dans la direction de l'écoulement, tube de 28 Hz

Pour le cas des tubes flexibles de 28 Hz, on remarque qu'une instabilité fut obtenue pour un taux de vide de 90%. Encore une fois, c'est le tube au centre du faisceau flexible qui possède l'amplitude de vibration la plus élevée à l'instabilité et dont la transition du régime turbulent au régime fluidelastique est la plus claire. La vitesse critique de ce dernier semble également légèrement plus faible que pour les autres tubes. On constate aussi en examinant la figure 3.33 qu'une amorce d'instabilité a été obtenue pour le tube central à 85% de taux de vide. Malheureusement, les limites

d'écoulement du montage ont été atteintes avant que cette dernière se généralise à tout le faisceau.

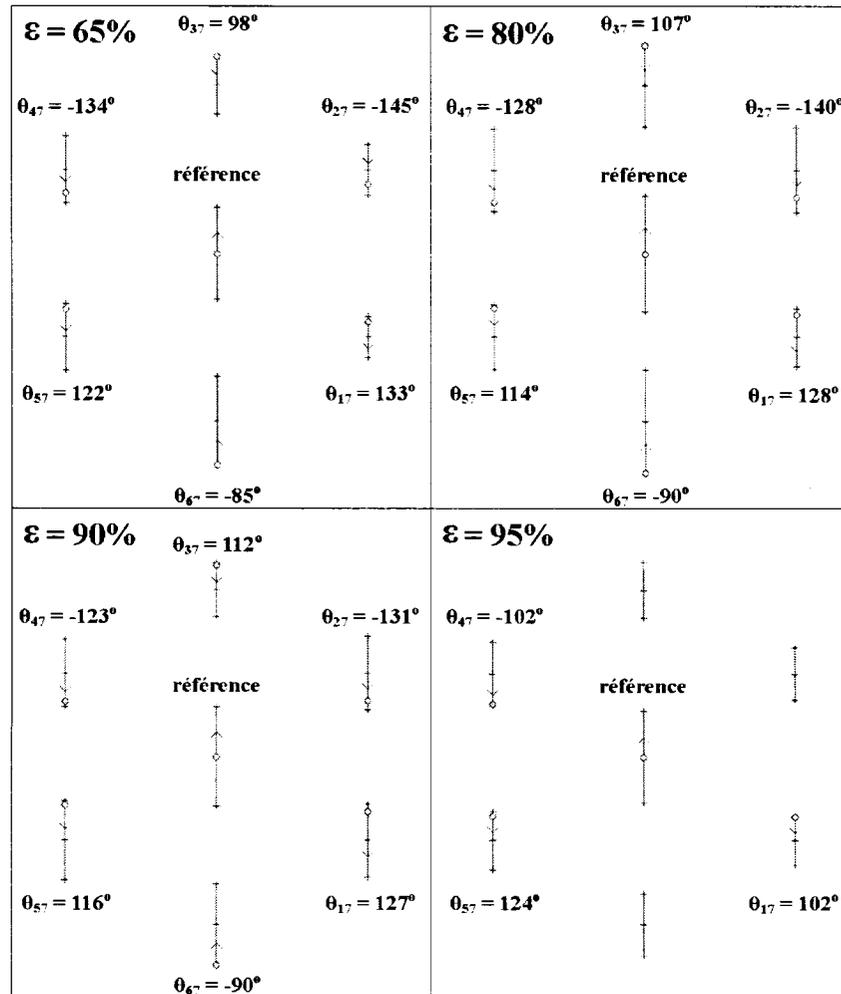


Figure 3.34 Modes instables de vibration, sept tubes flexibles en grappe, tubes de 14 Hz libres de vibrer seulement dans la direction de l'écoulement : + position d'équilibre et limite du mouvement des tubes, \circ position des tubes à un temps arbitraire, \vee direction du mouvement des tubes au temps arbitraire.

La figure ci-dessus illustre les modes de vibration des tubes à la vitesse testée où l'instabilité est la mieux développée pour chaque taux de vide. On remarque en examinant cette dernière que ces modes illustrent de grandes similitudes d'un taux de vide à l'autre. Pour les trois plus bas taux de vide, on remarque la même tendance

observée pour le cas de deux colonnes partiellement flexibles. En effet, on remarque que pour deux tubes voisins appartenant à des colonnes différentes, le tube en amont devance celui en aval d'un angle de phase d'une valeur oscillante autour des 140 degrés. De plus, pour deux tubes adjacents de même colonne, on remarque que celui en amont accuse un retard d'environ 90 degrés sur celui en aval. On peut donc affirmer sans se tromper que les modes de vibrations instables trouvés pour cette configuration correspondent très bien à ceux déterminés pour le cas de deux colonnes partiellement flexibles. Les valeurs de l'angle de phase des tubes 2, 3 et 6 pour 95% de taux de vide n'apparaissent pas sur la figure 3.34 puisque l'instabilité n'est pas bien développée pour ces derniers.

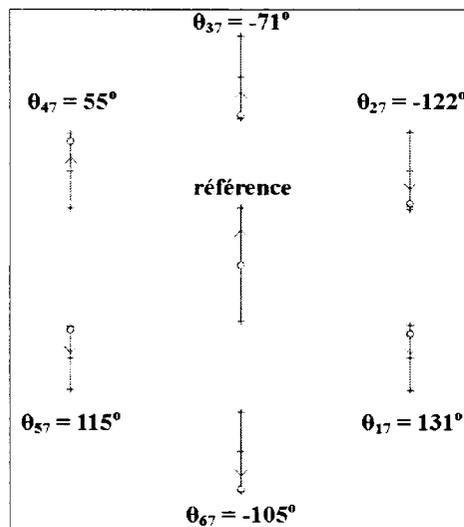


Figure 3.35 Mode instable de vibration à 90% de taux de vide, sept tubes flexibles en grappe, tubes de 28 Hz libres de vibrer seulement dans la direction de l'écoulement: + position d'équilibre et limite du mouvement des tubes, ○ position des tubes à un temps arbitraire, ∨ direction du mouvement des tubes au temps arbitraire.

La figure 3.35 ci-dessus montre le mode instable de vibration des tubes à 28 Hz. On remarque que, mis à part les tubes 3 et 4, l'ensemble du faisceau flexible se comporte exactement de la même façon que dans le cas des tubes à 14 Hz. Pour les tubes 3 et 4, on remarque une différence d'environ 180 degrés avec leurs homologues de

14 Hz. Ceci devra faire l'objet d'une vérification à savoir si cette différence aurait un mauvais branchement des jauges de déformation comme cause.

3.5.2 Tubes flexibles dans toutes les directions

Dans le cas des tubes flexibles dans toutes les directions, les taux de vide testés sont les suivants : 20%, 40%, 50%, 60%, 80%, 90% et 95%. L'évolution de l'amplitude RMS de vibration des tubes 3, 4, 6 et 7 du faisceau flexible pour tous les taux de vide est montrée aux figures 3.36 et 3.37 (2 pages suivantes). Tout comme pour le cas des deux colonnes partiellement flexibles, on constate que dans de nombreux cas, l'instabilité semble se produire à la fois dans la direction de la portance et de la traînée. Les amplitudes de vibration dans la direction transverse à l'écoulement restent cependant plus importantes dans la majorité des cas lorsque le faisceau est instable. On remarque que pour le tube central (tube 7), le mouvement est pratiquement exclusivement dans la direction de la portance pour pratiquement tous les taux de vide testés. Tout comme les cas d'une seule colonne flexible et de deux colonnes partiellement flexibles, on remarque que l'instabilité est plus développée en aval du faisceau flexible pour les hauts taux de vide (i.e. 80%, 90% et 95%). Une erreur d'usinage sur le diamètre de la lamelle de l'assemblage du tube en position 2 dans le faisceau flexible a fait en sorte que ce dernier avait une fréquence de six pour cent supérieure à la moyenne des autres tubes flexibles. Après correction du diamètre de cette lamelle, des tests ont été refaits pour 40%, 80% et 95% de taux de vide afin de vérifier l'impact de cette différence de fréquence sur les résultats d'instabilité fluidelastique. Les résultats de ces tests apparaissent à la figure 3.38. Également, sur cette figure, on retrouve les résultats de tests supplémentaires faits en eau avec les tubes de même fréquence. La comparaison entre les résultats ne montre aucune différence sur les vitesses critiques d'instabilité et une bonne similitude dans le comportement de la réponse des tubes dont les signaux ont été enregistrés. Les résultats obtenus plus tôt pour 20%, 50%, 60% et 90% sont donc jugés valides.

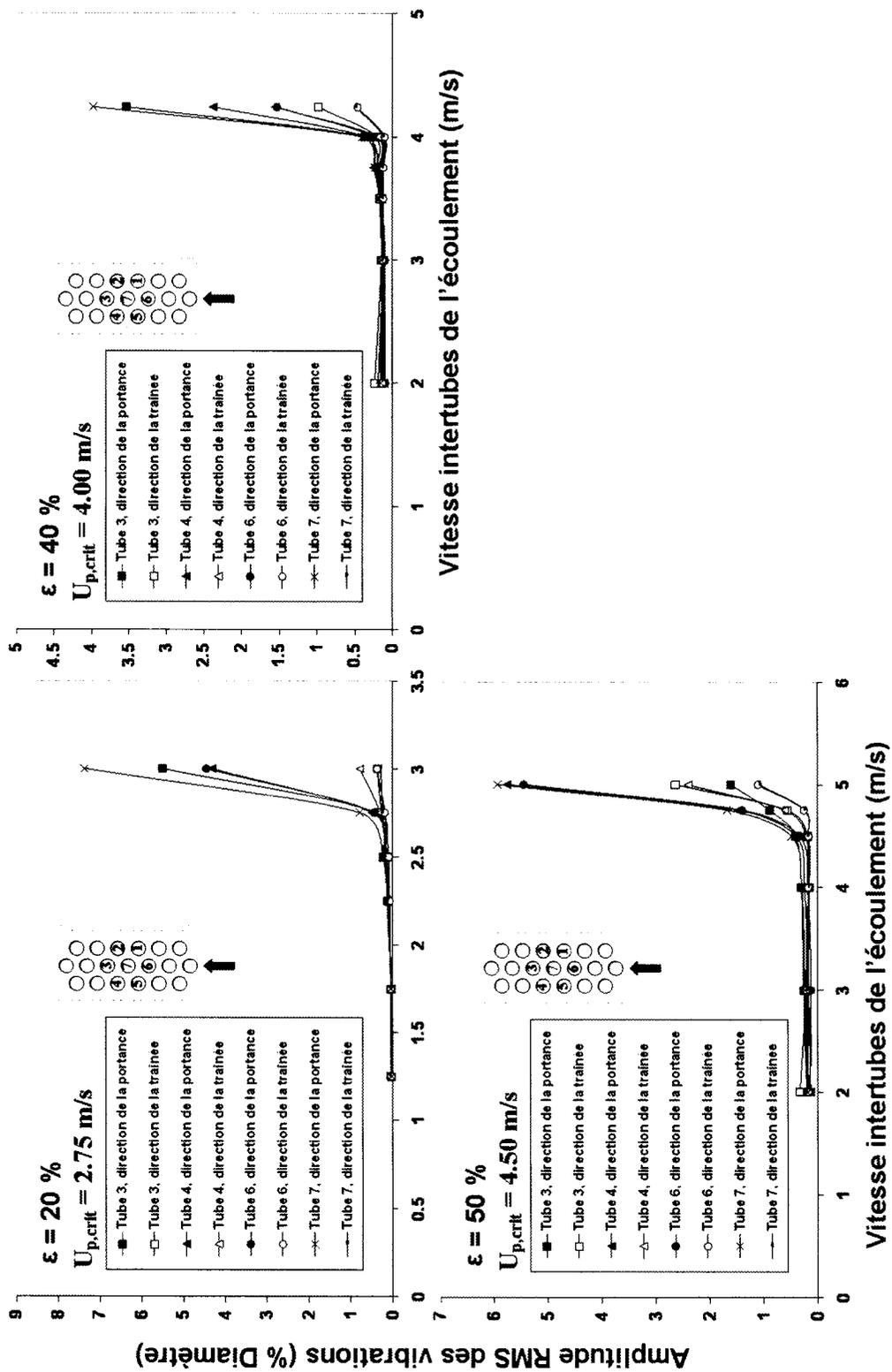


Figure 3.36 Évolution de l'amplitude rms de vibration en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour sept tubes en grappe au milieu de la section d'essais libres de vibrer dans toutes les directions ; 20%, 40%, 50% de taux de vide

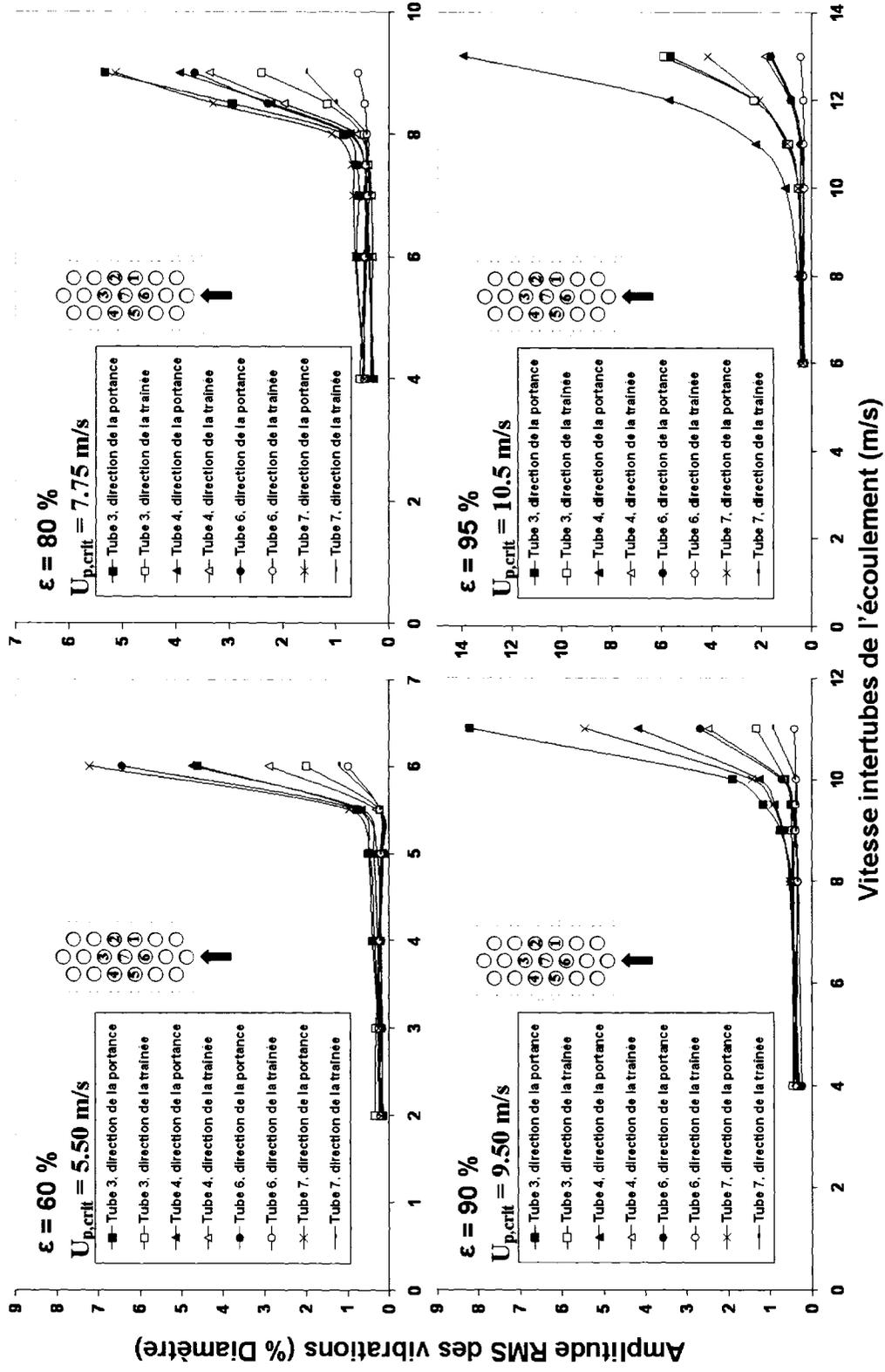


Figure 3.37 Évolution de l'amplitude rms de vibration en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour sept tubes en grappe au milieu de la section d'essais libres de vibrer dans toutes les directions ; 60%, 80%, 90% et 95% de taux de vide

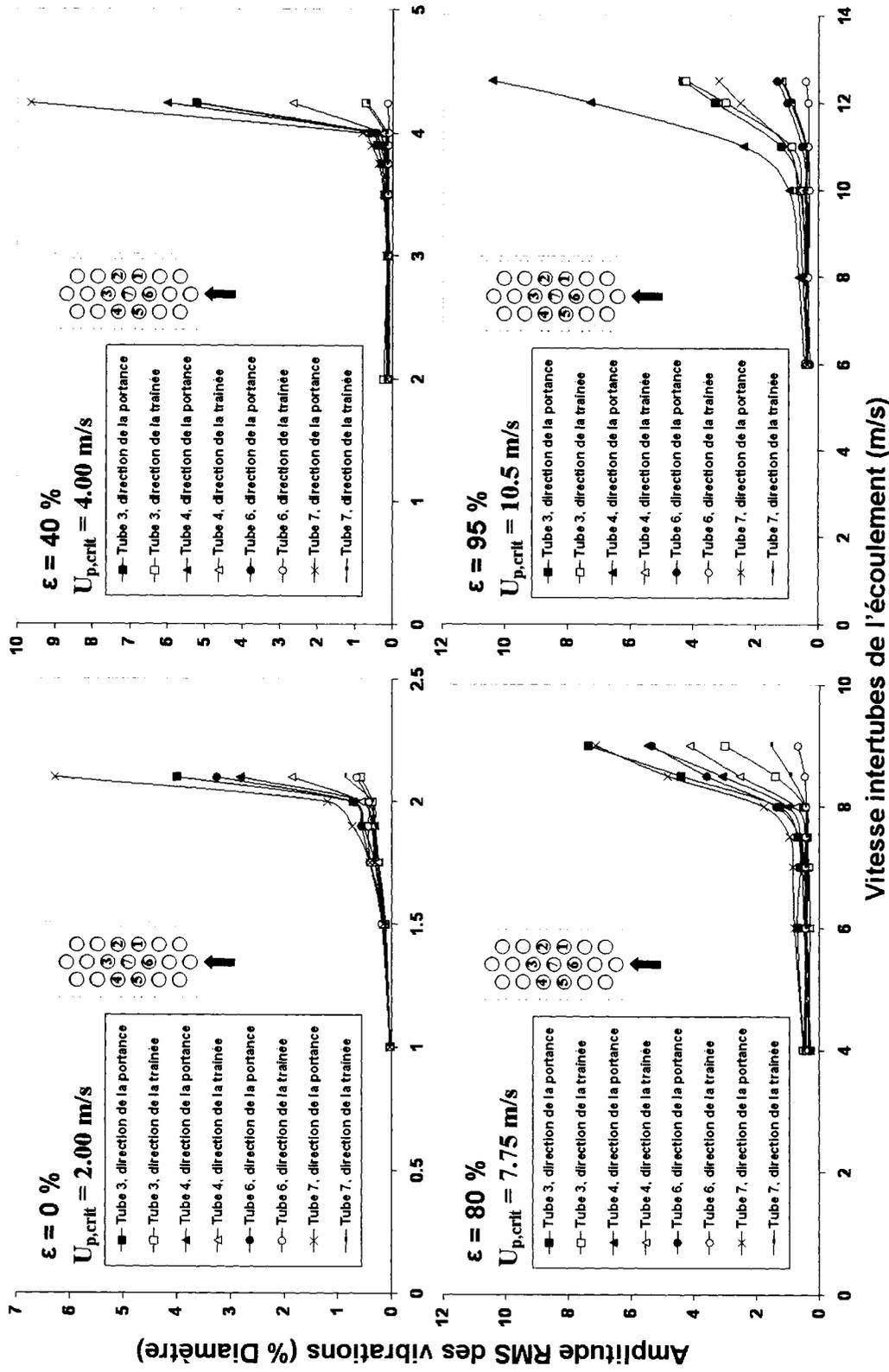


Figure 3.38 Évolution de l'amplitude rms de vibration en fonction de la vitesse d'écoulement intertubes pour sept tubes en grappe au milieu de la section d'essais libres de vibrer dans toutes les directions; essais de validation

Les figures 3.39 et 3.40 montrent les modes instables du faisceau de tube pour tous les taux de vide testés et ce, avec la correction apportée au diamètre de la lamelle du tube 2. La phase entre les différents tubes et le tube 7 (situé au centre du faisceau) dans la direction de la portance est fournie sur ces figures. Le sens de rotation des tubes sur leur orbite apparaît également sur ces dernières. On remarque un point en commun reliant le mode de tous les taux de vide : les tubes appartenant à la même rangée sont en phase (ex : tubes 2 et 4), du moins ceux dont l'instabilité est bien développée.

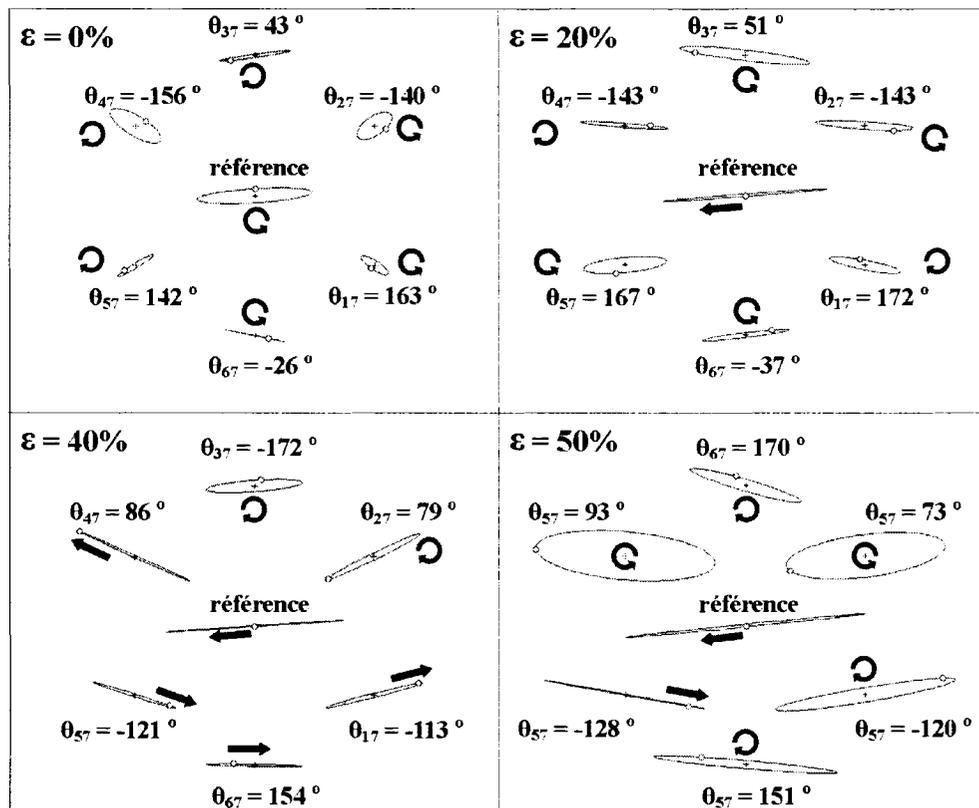


Figure 3.39 Modes instables de vibration pour sept tubes en grappe à 0%, 20%, 40% et 50% de taux de vide, tubes flexibles dans toutes les directions : + position d'équilibre des tubes, o position des tubes à un temps arbitraire, ↻ sens de rotation des tubes sur leur orbite, ← direction du mouvement des tubes au temps arbitraire

Pour ce qui est de la phase des tubes, il semble qu'il y ait des différences selon le taux de vide. Pour le cas en eau, on trouve que les tubes voisins de colonnes différentes sont déphasés d'un angle allant de 142 à 200 degrés. Pour 20% de taux de vide, on

observe que pour deux tubes adjacents de colonnes différentes, le tube en amont devance celui en aval d'un angle variant entre 143 et 172 degrés. Cette tendance se rapproche de ce qui a été observé pour le cas des deux colonnes partiellement flexibles. Pour ce qui est des taux de vide de 40%, 50% et de 60%, on retrouve sensiblement la même tendance observée dans le cas des deux colonnes partiellement flexibles. En effet, on trouve que pour deux tubes adjacents de colonnes différentes, le tube en aval devance celui en amont d'un angle oscillant autour de 100 degrés. Cette même organisation du mouvement des tubes dans la direction de la portance est observée pour les trois plus hauts taux de vide testés, mais avec des angles de phase plus élevés.

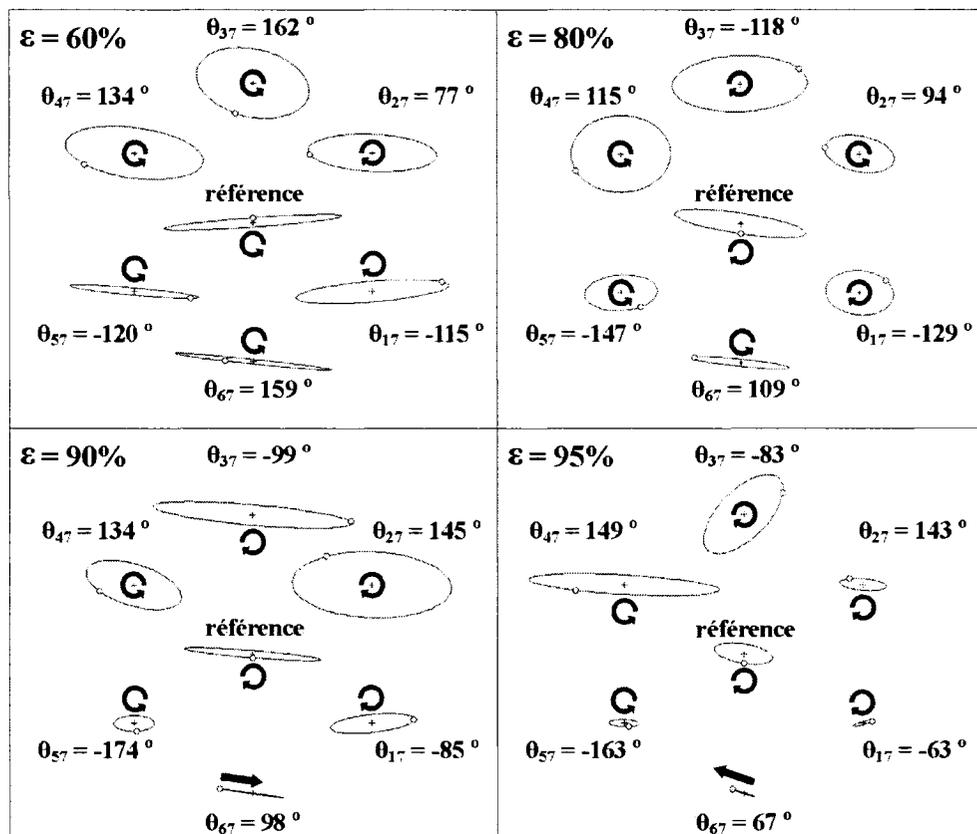


Figure 3.40 Modes instables de vibration pour sept tubes en grappe à 60%, 80%, 90% et 95% de taux de vide, tubes flexibles dans toutes les directions : + position d'équilibre des tubes, o position des tubes à un temps arbitraire, ↻ sens de rotation des tubes sur leur orbite, ← direction du mouvement des tubes au temps arbitraire

3.5.3 Configuration de l'écoulement diphasique pour les conditions testées

La figure ci-dessous montre l'emplacement des points correspondant aux vitesses critiques mesurées sur la carte de configuration d'écoulement. Aucune instabilité ne s'est produite dans le régime intermittent comme le montre cette dernière.

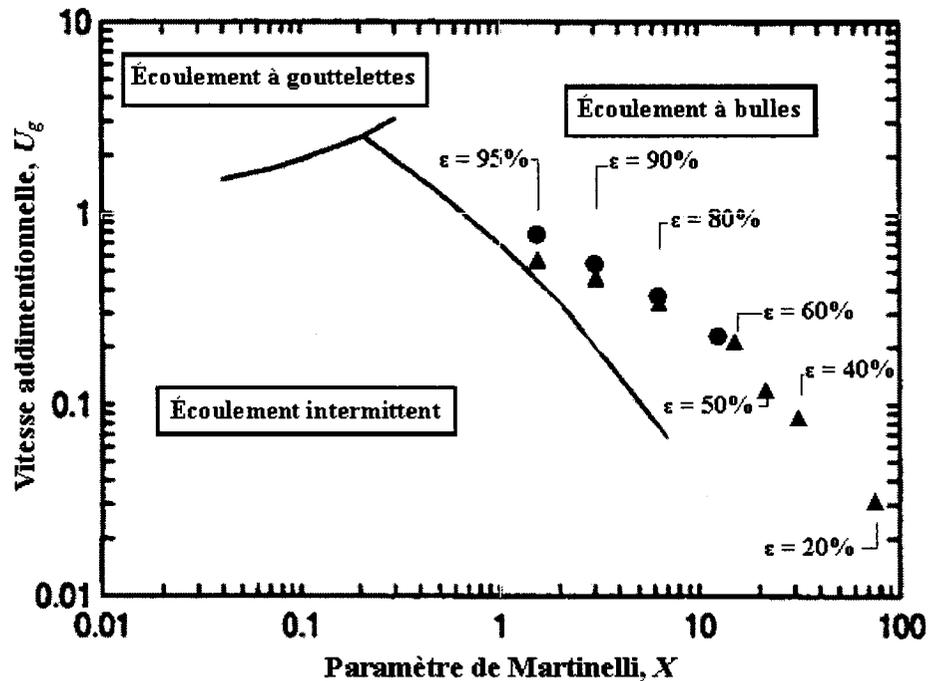


Figure 3.41 Configuration d'écoulement aux vitesses critiques pour sept flexibles au centre de la section d'essais: ● tube flexible dans la direction de la traînée, ▲ tube flexible dans les deux direction

3.6 Résultats des mesures d'amortissement diphasique

Cette section du troisième chapitre est dédiée à un paramètre essentiel à l'analyse de stabilité des faisceaux flexibles étudiés et dont les mécanismes sont encore mal compris à ce jour: l'amortissement diphasique subit par les tubes. Comme mentionné à l'intérieur du deuxième chapitre, les composantes structurales et visqueuses ont été soustraites de l'amortissement total mesuré afin d'obtenir la composante diphasique. Le lecteur pourra trouver la valeur de l'amortissement structural des tubes en annexe. La

figure 3.42 montre l'évolution de l'amortissement diphasique avec la vitesse d'écoulement pour un tube de 14 Hz flexible dans la direction de l'écoulement à l'intérieur d'un faisceau rigide. On remarque en observant cette dernière que la tendance générale pour tous les taux de vide est que l'amortissement diphasique augmente légèrement avec la vitesse d'écoulement. Les points correspondant aux vitesses où des impacts entre le tube flexible et la section d'essais ont été observés n'apparaissent pas sur ces courbes puisque la valeur d'amortissement y était irréaliste.

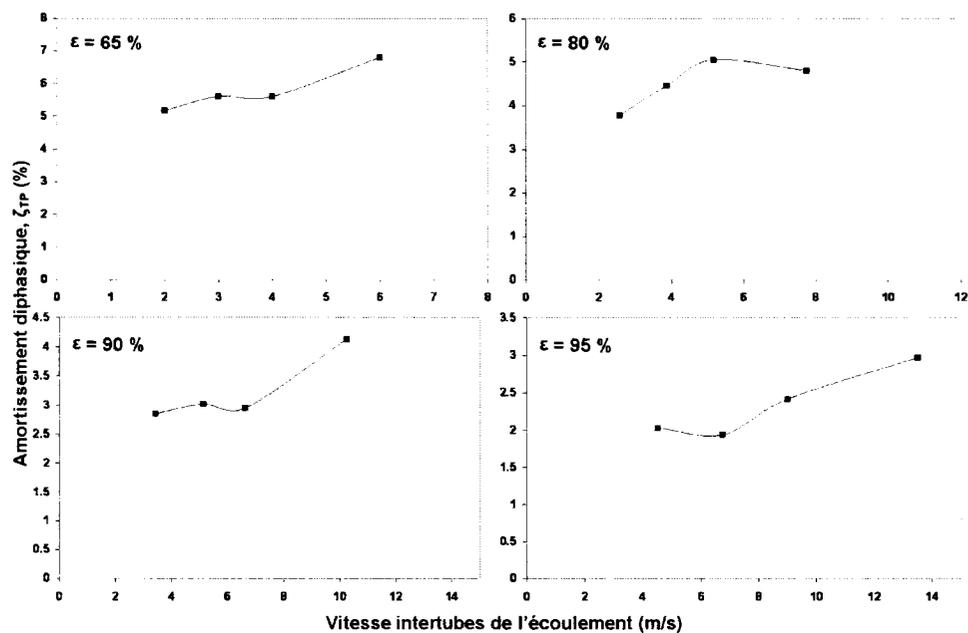


Figure 3.42 Évolution de l'amortissement diphasique avec la vitesse de l'écoulement intertubes pour un tube flexible dans la direction de l'écoulement

La figure 3.43 (page suivante) montre l'évolution de l'amortissement diphasique pour un seul tube flexible à la fois dans la direction de la portance et de la traînée à l'intérieur d'un faisceau rigide. La figure montre les résultats obtenus pour ces deux directions.

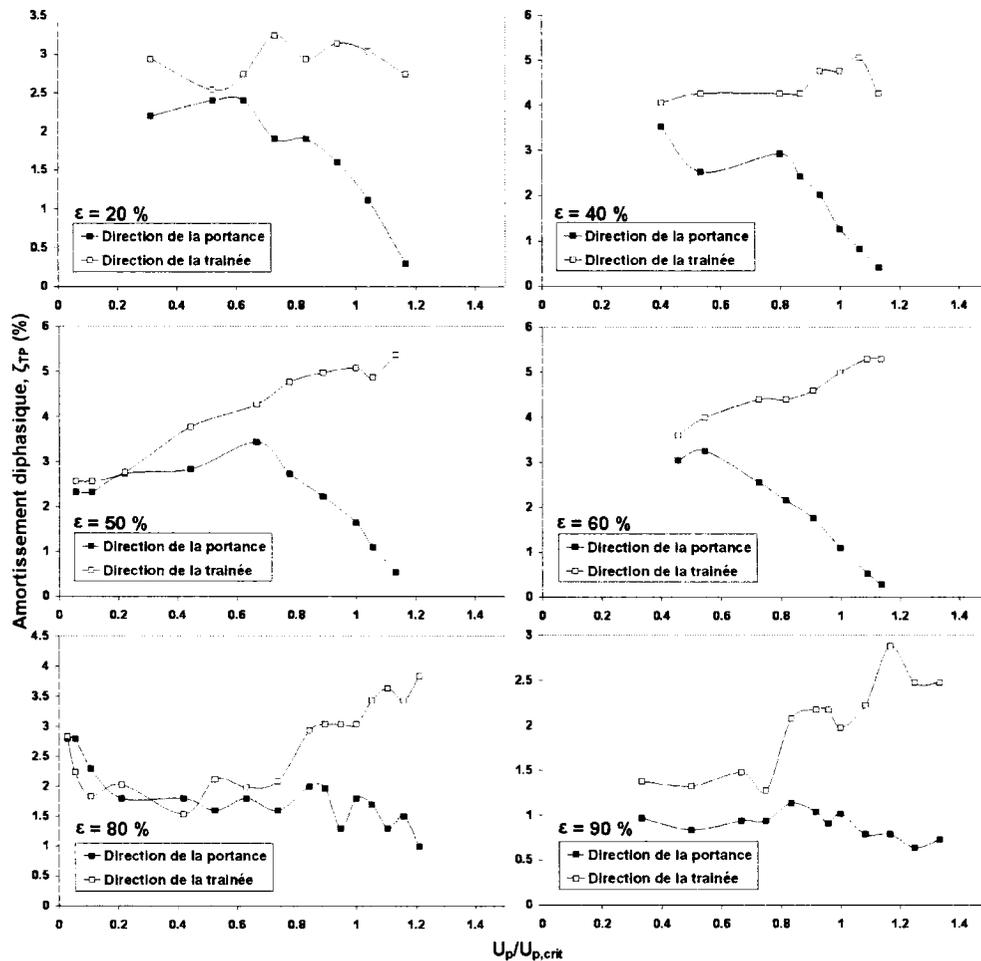


Figure 3.43 Évolution de l'amortissement diphasique avec la vitesse de l'écoulement intertubes pour un tube flexible dans toutes les directions

On constate en examinant la figure ci-dessus que pour des vitesses d'écoulement inférieures à près de deux tiers de la vitesse d'instabilité, la valeur de l'amortissement diphasique dans la direction de la portance ne varie pas de façon significative. Pour des vitesses supérieures à plus ou moins deux tiers de la vitesse d'instabilité, l'amortissement diphasique dans cette direction se met à diminuer à cause des mécanismes d'instabilité. Cette observation est cohérente avec ce qui a été trouvé par Pettigrew et al. (1989). On remarque que cette diminution est plutôt marquée pour les taux de vide de 20%, 40%, 50% et 60%. On observe cependant une diminution beaucoup moins importante pour les plus hauts taux de vide ce qui explique le fait que

l'instabilité ne soit pas très prononcée dans ces cas particuliers. Pour ce qui est des résultats obtenus dans la direction de l'écoulement, on remarque que pour les taux de vide de 50% et plus, la valeur de l'amortissement diphasique va augmenter avec la vitesse. Pour les taux de vide plus bas, c'est-à-dire 20% et 40%, on trouve que l'amortissement dans cette direction reste relativement constant lorsque la vitesse est augmentée. De façon générale, la valeur de l'amortissement diphasique dans la direction de la traînée est supérieure à celle observée dans la direction transverse.

3.7 Comparaison des résultats obtenus

Le tableau 3.1 (pages suivantes) montre la valeur des différents paramètres utilisés pour calculer la constante de stabilité de Connors ainsi que la valeur de cette dernière pour tous les cas testés. La valeur de l'amortissement mesurée à environ la moitié de la vitesse critique déterminée plus tôt pour un tube flexible fut utilisée afin de calculer les paramètres masse-amortissement pour les tubes flexibles dans toutes les directions. Pour les tubes de 14 Hz flexibles dans la direction de l'écoulement la valeur de l'amortissement mesuré pour un tube flexible à une vitesse d'écoulement correspondant à environ la moitié de la vitesse critique d'instabilité observée pour le cas des sept tubes flexibles situés au centre de la section d'essais a été utilisée pour tous les taux de vide testés excepté 95%. Pour ce taux de vide, c'est la valeur mesurée à deux tiers de la vitesse critique observée pour le cas des sept tubes au centre de la section d'essais qui a été utilisée étant donné que les autres vitesses correspondaient à un régime d'écoulement intermittent sur la carte utilisée dans cet ouvrage. Pour ce qui est du cas du tube flexible seulement dans la direction de la portance, les valeurs d'amortissement diphasique mesurées dans la direction de la portance pour un tube flexible dans toutes les directions furent utilisées. Les valeurs mesurées d'amortissement diphasique avec les tubes de 14 Hz ont été appliquées aux tubes de 28 Hz.

ε (%)	U_{port} (m/s)	f (Hz)	m (kg/m)	ζ (%)	ρ (kg/m ³)	$\frac{U_{\text{port}}}{fD}$	$\frac{2\pi m \zeta}{\rho D^2}$	K
Un seul tube flexible dans toutes les directions								
0	2.00	24.8	4.63	0.63	1000	2.12	0.13	6.0
20	2.40	25.6	4.32	2.70	800	2.46	0.63	3.1
40	3.75	27.2	4.01	2.80	600	3.62	0.81	4.0
50	4.50	28.2	3.85	3.10	500	4.20	1.03	4.1
60	5.50	28.6	3.70	3.30	400	5.05	1.32	4.4
80	9.50	29.9	3.39	2.00	200	8.34	1.47	6.9
90	12.0	30.8	3.23	1.00	101	10.2	1.38	8.7
Un seul tube libre de vibrer dans la direction de la portance								
0	1.05	11.7	4.63	2.00	1000	2.36	0.40	3.7
50	2.10	12.7	3.85	3.34	500	4.35	1.11	4.1
60	2.50	13.1	3.70	3.54	400	5.03	1.42	4.2
80	3.50	14.0	3.39	2.21	200	6.56	1.62	5.2
90	5.50	14.1	3.23	1.20	101	10.20	1.66	7.9
95	6.50	14.2	3.16	1.23	51.2	12.0	3.28	6.6
Deux tubes adjacents flexibles dans toutes les directions								
20	2.60	26.1	4.32	2.70	800	2.61	0.63	3.3
40	4.00	27.5	4.01	2.80	600	3.82	0.81	4.2
50	4.75	28.3	3.85	3.10	500	4.41	1.03	4.3
60	5.50	28.6	3.70	3.30	400	5.05	1.32	4.4
80	10.0	29.9	3.39	2.00	200	8.78	1.47	7.2
90	12.0	31.2	3.23	1.00	101	10.1	1.38	8.6
Une colonne de tubes libres de vibrer dans toutes les directions								
0	2.00	22.9	4.63	0.63	1000	2.29	0.13	6.5
20	2.50	23.7	4.32	2.70	800	2.77	0.63	3.5
40	4.00	28.2	4.01	2.80	600	3.72	0.81	4.1
50	4.50	29.3	3.85	3.10	500	4.03	1.03	4.0
60	5.75	29.0	3.70	3.30	400	5.20	1.32	4.5
80	7.50	30.2	3.39	2.00	200	6.52	1.47	5.4
90	9.00	30.2	3.23	1.00	101	7.82	1.38	6.6
95	11.0	30.2	3.16	1.05	51.2	9.56	2.80	5.7

Tableau 3.1 Sommaire des résultats

ϵ (%)	U_{pout} (m/s)	f (Hz)	m (kg/m)	ζ (%)	ρ (kg/m ³)	$\frac{U_{pout}}{fD}$	$\frac{2\pi m \zeta}{\rho D^3}$	K
Deux colonnes flexibles dans la direction de la trainée								
65	6.00	13.6	3.62	5.58	351	11.6	2.59	7.2
80	8.00	13.6	3.39	4.65	201	15.4	3.39	8.4
90	10.5	13.8	3.24	3.22	101	20.0	4.46	9.5
95	14.0	14.0	3.16	2.68	51.2	26.3	7.15	9.8
Deux colonnes flexibles dans toutes les directions								
0	2.00	23.2	4.63	0.63	1000	2.26	0.13	6.4
20	2.75	24.0	4.32	2.70	800	3.01	0.63	3.8
40	3.75	28.5	4.01	2.80	600	3.46	0.81	3.8
50	4.20	28.6	3.85	3.10	500	3.85	1.03	3.8
60	4.75	28.8	3.70	3.30	400	4.33	1.32	3.8
80	7.00	30.1	3.39	2.00	200	6.10	1.47	5.0
90	8.25	30.4	3.23	1.00	101	7.12	1.38	6.1
95	10.5	30.4	3.16	1.05	51.2	9.07	2.80	5.4
Sept tubes flexibles dans la direction de l'écoulement au centre de la section d'essais, tube de 14 Hertz								
65	6.00	13.3	3.62	5.58	351	11.8	2.59	7.3
80	7.75	13.8	3.39	4.65	201	14.8	3.39	8.0
90	9.50	13.9	3.24	3.22	101	17.9	4.46	8.5
95	13.5	14.0	3.16	2.68	51.2	25.3	7.15	9.5
Sept tubes flexibles dans la direction de l'écoulement au centre de la section d'essais, tube de 28 Hertz								
85	13.0	27.8	3.31	3.40	151	12.3	3.23	6.8
90	14.5	27.7	3.23	3.15	101	13.8	4.36	6.6
Sept tubes flexibles dans toutes les directions au centre de la section d'essais								
0	2.00	23.0	4.63	0.63	1000	2.28	0.13	6.4
20	2.75	23.8	4.32	2.70	800	3.03	0.63	3.8
40	4.00	28.6	4.01	2.80	600	3.67	0.81	4.1
50	4.50	28.8	3.85	3.10	500	4.10	1.03	4.0
60	5.50	28.8	3.70	3.30	400	5.01	1.32	4.4
80	7.75	29.9	3.39	2.00	200	6.80	1.47	5.6
90	9.50	30.4	3.23	1.00	101	8.20	1.38	7.0
95	10.5	30.4	3.16	1.05	51.2	9.07	2.80	5.4

Tableau 3.1 Sommaire des résultats (suite)

On peut constater plusieurs choses en examinant les valeurs de la constante de Connors montrées au le tableau 3.1. En premier lieu, on voit que cette constante possède une valeur qui avoisine huit pour le cas des sept tubes flexibles dans la direction de l'écoulement positionnés au centre de la section d'essais. D'autre part, on constate que pour la même configuration de faisceau, mais pour des tubes flexibles dans toutes les directions, cette valeur oscille plutôt autour de quatre pour les taux de vide inférieurs à 80%. Cependant, pour des taux de vide de 80% et plus, la valeur est environ de six ce qui se rapproche de la valeur de huit observée pour des tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement. En deuxième lieu, on trouve que les configurations des deux colonnes partiellement flexibles et des sept tubes flexibles au centre de la section d'essais ont sensiblement la même stabilité. Pour ce qui est des tubes flexibles dans toutes les directions, on obtient avec la dernière configuration des valeurs de constante de stabilité de (K) légèrement supérieures pour les haut taux de vide que celle trouvées pour les deux colonnes flexibles avec les mêmes tubes. En faisant abstraction de cette légère différence, on peut dire que de façon générale, la stabilité de la colonne flexible, des deux colonnes et de sept tubes au centre de la section est très semblable pour les tubes flexibles dans toutes les directions. Pour ce qui est des taux de vide de 60% et moins, la valeur de la constante de Connors obtenu pour un seul tube flexible et deux tubes adjacents flexibles est très similaire au trois dernières configurations. Cependant, il y des différences significatives pour les taux de vide de 80% et plus. En effet, on constate que, pour le cas des test effectués avec les lamelles circulaires, les valeurs de cette constante de stabilité sont plus élevées pour les configurations ayant le moins de tubes flexibles. Pour ce qui est des tests avec un seul tube libre de vibrer dans la direction de la portance, on trouve des valeurs de constante de Connors relativement proche de ce qui a été déterminé pour un seul tube flexible dans toutes les directions.

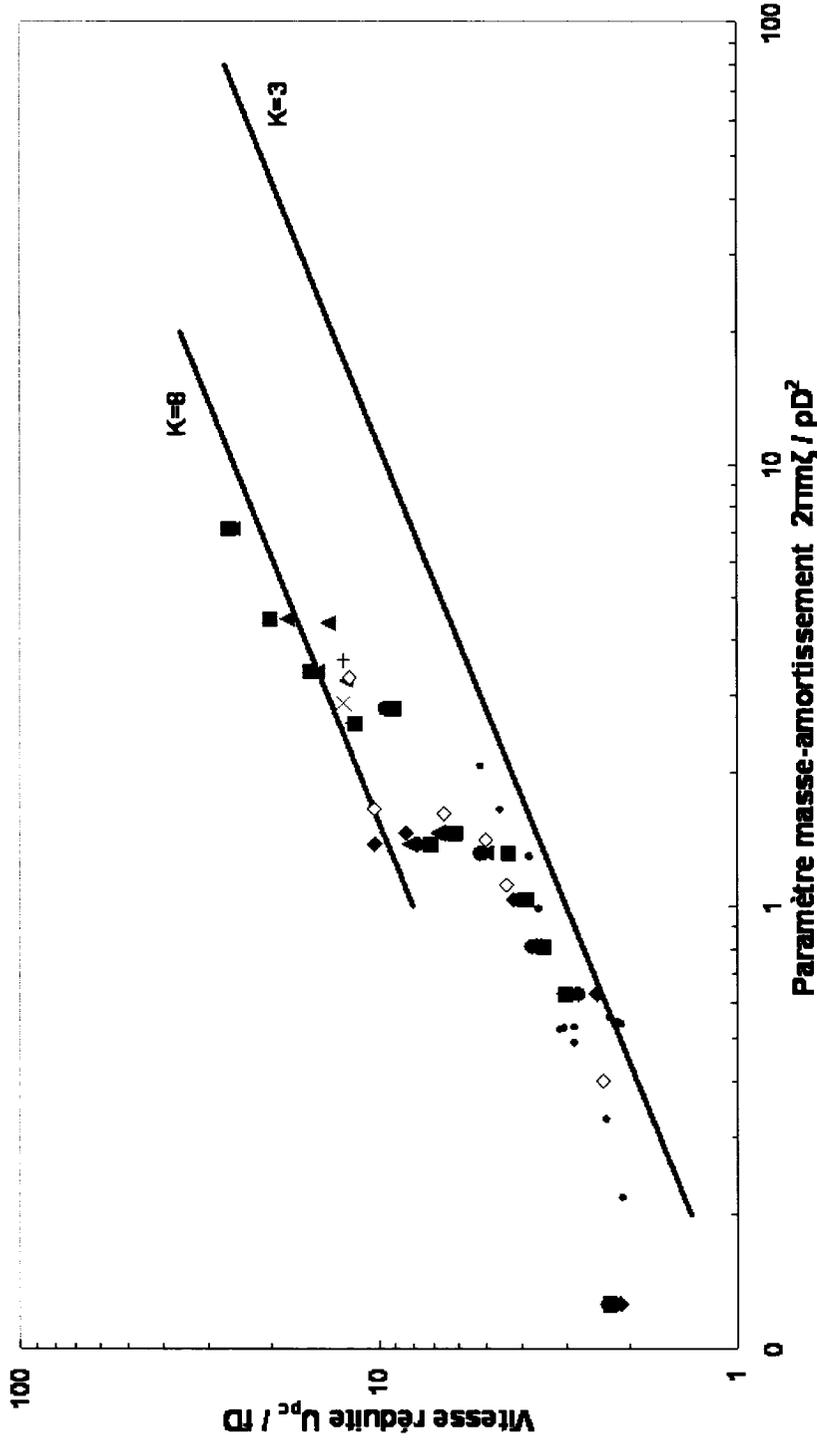


Figure 3.44 Carte de Stabilité : \blacktriangle sept tubes flexibles dans la direction de l'écoulement au centre de la section d'essais, \blacksquare Deux colonnes flexibles dans la direction de l'écoulement, $+$ résultats en soufflerie pour sept tubes flexibles dans la direction de l'écoulement au centre de la section d'essais en écoulement d'air (Mureithi et al. 2004), \times résultats en soufflerie pour une colonne de tube flexible dans la direction de l'écoulement, \blacktriangle sept tubes flexibles dans toutes les directions au centre de la section d'essais, \blacksquare deux colonnes flexibles dans toutes les directions, \bullet une colonne de tubes flexibles dans toutes les directions, \blacklozenge un tube libre de vibrer dans toutes les directions, \diamond un tube libre de vibrer dans la direction de la portance, \bullet faisceau de tube flexible dans toutes les directions (Pettigrew et al. 1989)

La figure 3.44 (page précédente) montre une comparaison des résultats obtenus dans le cadre de cette étude sur une carte de stabilité présentée sur une échelle logarithmique. Également montré sur cette figure, deux résultats obtenus en soufflerie pour des faisceaux de tubes flexibles dans la direction de la portance et rapportés par Mureithi et al. (2005) et les résultats en mélange diphasique air et eau pour un faisceau complet de tubes libres de vibrer dans toutes les directions rapportés par Pettigrew et al. (1989). Puisque les résultats trouvés pour deux tubes adjacents flexibles dans toutes les directions sont très similaires à ceux trouvés pour le cas d'un seul tube flexible, ces derniers ne sont pas montrés sur cette figure pour fin de clarté. On remarque que les résultats trouvés dans cette étude pour les tubes flexibles dans toutes les directions semblent bien concorder avec ce qui a été rapporté par Pettigrew et al. (1989) pour de basses valeurs du paramètre masse-amortissement. On remarque cependant qu'au delà d'une valeur d'environ un pour ce paramètre, les valeurs de vitesses réduites font un bond de telle sorte que les points s'éloignent de la droite représentant une constante de Connors de trois. Pour ce qui est des résultats rapportés par Mureithi et al. (2005), on remarque qu'ils se rapprochent bien de ceux obtenus en écoulement diphasique pour des tubes flexibles dans la direction de l'écoulement. Cependant, le fait qu'une instabilité très bien définie ait été obtenue en soufflerie pour le cas d'une colonne flexible représente une différence majeure entre les résultats obtenus pour des écoulements monophasiques et ceux trouvés en diphasique.

Récapitulation des résultats importants

Étant donné la grande quantité de résultats expérimentaux présentés dans ce chapitre, il semble nécessaire à ce stade-ci de résumer au lecteur les points importants à retenir pour favoriser sa compréhension de la discussion présentée au chapitre suivant.

Pour les résultats obtenus avec les tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement, il existe trois points importants à retenir. Premièrement, des instabilités

fluidelastiques ont été obtenues pour le cas des deux colonnes partiellement flexibles et le cas des six tubes regroupés autour du septième (configurations apparaissant à la figure 2.6). On trouve que le mode instable de vibration et les vitesses d'instabilité sont similaires pour les deux configurations. Deuxièmement, les résultats d'instabilité, lorsque placés sur une carte de stabilité d'échelle logarithmique, se regroupent bien autour d'une droite représentant une constante de stabilité (K) de huit. Cette tendance semble également être partagée par les résultats obtenus en soufflerie par Mureithi et al. (2005). Troisièmement, aucune instabilité n'a été obtenue pour le cas d'un tube flexible dans un faisceau rigide et pour le cas de la colonne centrale flexible.

Pour le cas des tubes flexibles de façon axisymétrique, trois éléments sont à retenir. Premièrement, on trouve que l'instabilité ne se produit qu'uniquement dans la direction de la portance pour le cas d'un seul tube flexible et pour le cas de la colonne centrale flexible. Contrairement à ces dernières configurations, l'instabilité se produit à la fois dans la direction de la portance et de la traînée pour le cas des deux colonnes partiellement flexibles et le cas des six tubes regroupés autour du septième. Deuxièmement, on remarque une discontinuité dans les résultats obtenus avec les tubes flexibles de façon axisymétrique. En effet, on remarque un saut dans les vitesses réduites critiques obtenues avec ces tubes pour un paramètre masse-amortissement d'environ un (figure 3.44). Cette discontinuité est plus prononcée dans le cas d'un seul tube flexible et pour le cas de deux tubes flexibles adjacents. Troisièmement, on trouve que les résultats obtenus avec un tube libre de vibrer dans la direction transverse à l'écoulement semblent bien suivre ceux obtenus avec un tube flexible de façon axisymétrique (figure 3.44).

CHAPITRE 4

ANALYSE DES RÉSULTATS

4.1 Réflexion sur les mécanismes d'instabilité

Dans cette première section du quatrième chapitre, une attention particulière sera portée aux mécanismes d'instabilité. Comme mentionné dans les premières pages de ce mémoire, il en existe deux : celui contrôlé par l'amortissement et celui contrôlé par la rigidité. Ayant maintenant démontré qu'une instabilité fluidelastique peut survenir à l'intérieur d'un faisceau de tubes flexibles seulement dans la direction de la traînée et soumis à un écoulement diphasique, on peut se demander : est-ce que cette instabilité est le résultat d'une combinaison de ces deux mécanismes? Si la réponse à cette question est négative, alors lequel des deux mécanismes cause cette instabilité? Une réflexion sur ce sujet est amorcée dans les prochaines pages de ce chapitre afin de répondre à ces questions. Également, une réflexion sur les tendances observées sur la carte de stabilité (figure 3.44) pour les tubes flexibles dans toutes les directions est présentée.

Le fait qu'aucune instabilité n'ait été observée dans le cas d'un seul tube flexible seulement dans la direction de l'écoulement donne un bon indice quant au mécanisme à l'œuvre dans les cas des instabilités rapportées pour des configurations comportant plusieurs de ces tubes flexibles. En effet, le nombre de degrés de liberté du système constitue la différence fondamentale entre une configuration comportant plusieurs tubes flexibles dans la direction de l'écoulement et une autre n'ayant qu'un seul de ces tubes flexibles compris dans un faisceau rigide. Dans notre cas, la première situation comprend sept degrés de liberté tandis que la dernière n'en compte qu'un. De cette constatation, on peut conclure que le mécanisme contrôlé par l'amortissement, ne nécessitant qu'un seul degré de liberté pour se manifester (Price 1995), n'intervient pas

dans l'instabilité d'un faisceau de tubes flexibles dans la direction de l'écoulement (sept degrés de liberté) puisque expérimentalement, on ne constate aucune instabilité pour un de ces tubes compris dans un faisceau rigide (un degré de liberté). Il s'avère donc que d'après les expériences conduites, la présence de plusieurs degrés de liberté est indispensable dans le cas des tubes flexibles seulement dans la direction de la traînée pour qu'une instabilité fluidelastique se matérialise et donc de ce fait, que l'instabilité soit causée que par le mécanisme contrôlé par la rigidité.

Dans la section 3.1 du chapitre précédent, on explique que la décroissance des courbes d'amplitude en fonction de la vitesse d'écoulement observée pour le cas d'un seul tube flexible dans la direction de l'écoulement est causée par l'interférence de l'extrémité du tube avec la paroi de la section d'essais. On peut donc se demander si, dans le cas purement hypothétique où il n'y aurait pas d'interférence et que le tube soit libre de vibrer même pour des vitesses très élevées, une instabilité par mécanisme contrôlée par l'amortissement pourrait survenir. Païdoussis et Price (1988) ont démontré que pour qu'une instabilité par mécanisme contrôlé par l'amortissement survienne dans la direction de la portance, la dérivée du coefficient de portance du tube en fonction de son mouvement dans cette même direction (y) doit être négative et avoir une valeur absolue suffisamment élevée ($\partial C_L / \partial y < 0$). La même logique s'applique pour l'instabilité dans la direction de la traînée ($\partial C_D / \partial x < 0$). La figure 4.1 (page suivante) montre la valeur du coefficient de portance et du coefficient de traînée en fonction du déplacement statique d'un tube de 25,4 millimètres à l'intérieur d'un faisceau de tubes triangulaire tourné de ratio pas sur diamètre (P/D) de 1,375 et soumis à un écoulement d'air (Païdoussis et al. 1996). On voit clairement que la condition d'instabilité est respectée pour la direction de la portance (i.e. $\partial C_L / \partial y \ll 0$). Par contre, ce n'est pas le cas pour la direction de la traînée. Ces données montrent qu'une instabilité fluidelastique ne se produira pas pour un tube flexible dans la direction de l'écoulement soumis à un écoulement d'air. Ces résultats, bien qu'obtenus en air, confirment la

tendance observée en diphasique. On déduit donc que les instabilités fluidelastiques obtenues dans le cas de plusieurs tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement sont seulement le fruit du mécanisme contrôlé par la rigidité.

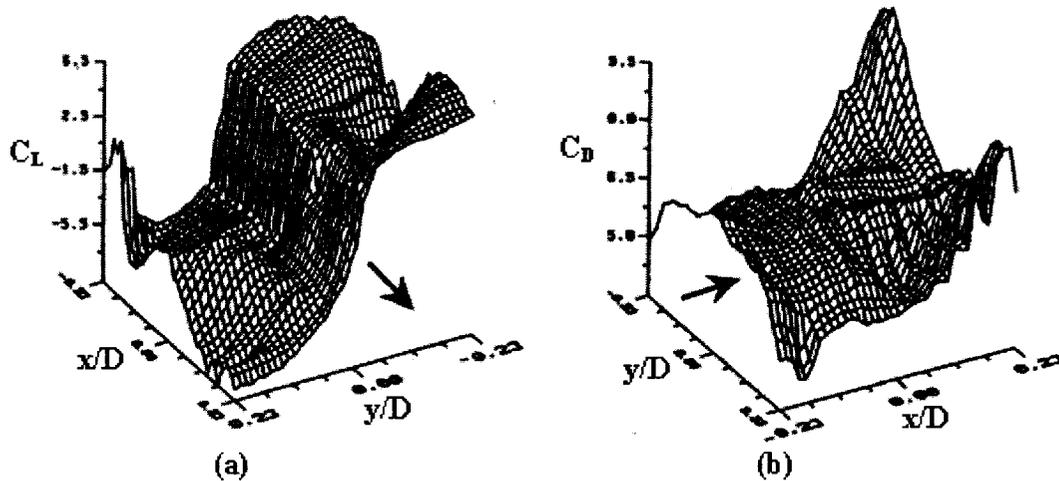


Figure 4.1 Représentation 3-D du (a) coefficient de portance C_L , (b) coefficient de traînée C_D , pour un tube compris dans un faisceau rigide triangulaire tourné ($P/D = 1,375$) déplacé statiquement à la fois dans la direction de la portance (y) et de la traînée (x) et soumis à un écoulement d'air (Païdoussis et al. 1996); \rightarrow direction de l'écoulement.

En observant la carte de stabilité présentée à la figure 3.44 du chapitre précédent, on remarque une discontinuité dans les résultats obtenus avec les tubes flexibles dans toutes les directions. En effet, lorsque le paramètre masse-amortissement dépasse une valeur près de l'unité, la valeur des vitesses réduites critiques semble faire un bond pour suivre une droite représentant une constante de Connors plus élevée. On voit d'ailleurs une discontinuité plus prononcée pour le cas d'un seul tube libre de vibrer dans toutes les directions. On constate que ce saut dans les données occasionne un rapprochement avec les résultats obtenus pour les tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement. Une transition similaire est prédite par Chen (1987) pour une rangée de tubes flexibles dans toutes les directions. Il explique cette dernière par un changement brusque de mécanisme d'instabilité. En d'autres termes, il explique que le mécanisme contrôlé par l'amortissement domine pour de petites valeurs du paramètre de masse-

amortissement tandis que pour de plus grandes valeurs de ce paramètre, c'est plutôt le mécanisme contrôlé par la rigidité qui domine. En suivant cette logique on pourrait donc déduire que pour les résultats obtenus dans le cadre de cette étude, le mécanisme contrôlé par l'amortissement serait la cause des instabilités observées pour les valeurs du paramètre masse-amortissement inférieures à un, tandis que le mécanisme contrôlé par la rigidité dominerait l'instabilité pour des valeurs supérieures à un pour ce même paramètre. De plus, le fait qu'il soit maintenant démontré que le mécanisme responsable des instabilités observées pour des tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement est celui contrôlé par la rigidité vient appuyer cette théorie puisque les instabilités observées pour ces tubes sont produites pour des valeurs du paramètre masse-amortissement supérieures à la valeur de transition.

En observant les résultats obtenus pour un seul tube libre de vibrer seulement dans la direction de la portance, on constate le même type de transition observée pour les tubes de flexibilité axisymétrique. Ce résultat rend très discutable la théorie d'une transition de mécanisme d'instabilité pour expliquer la discontinuité dans les résultats. En effet, compte tenu que le tube libre de vibrer seulement dans la direction transverse à l'écoulement ne possède qu'un seul degré de liberté, le mécanisme contrôlé par la rigidité ne peut se manifester puisque ce dernier requiert la présence d'au moins deux degrés de liberté pour exister. De plus, on constate en examinant la figure 3.44 que les résultats obtenus pour un tube flexible seulement selon la portance se rapprochent beaucoup de ceux trouvés pour un tube flexible dans toutes les directions. Ceci peut nous amener à croire que, malgré la présence de plus d'un degré de liberté, le mécanisme contrôlé par la rigidité ne se manifeste pas pour le cas d'un seul tube libre de vibrer dans toutes les directions et que ce dernier ne devient instable que par le mécanisme contrôlé par l'amortissement. L'observation faite à la section 3.1.3 de cet ouvrage, selon laquelle l'évolution des spectres de la réponse d'un tel tube dans la direction de la traînée indique l'absence d'instabilité dans cette direction, vient appuyer cette théorie. L'hypothèse voulant que le mécanisme contrôlé par la rigidité soit absent

pour un tube de flexibilité axisymétrique compris dans un faisceau rigide implique que le couplage statique (ou élastique) entre les deux degrés de liberté (i.e. le mouvement dans la direction de la portance et le mouvement dans la direction de la traînée) est inexistant ou trop faible pour causer une instabilité. La figure 4.1 montre que c'est effectivement le cas pour de petits déplacements en écoulement d'air. On voit sur cette dernière que de petits déplacements dans la direction de la traînée (x) n'affectent pas vraiment la valeur du coefficient de portance (C_L) et vice versa. Il est généralement accepté dans la littérature que pour le cas d'un seul tube flexible dans toutes les directions compris dans un faisceau rigide, le mécanisme contrôlé par l'amortissement constitue la seule cause de l'instabilité (Price 1995).

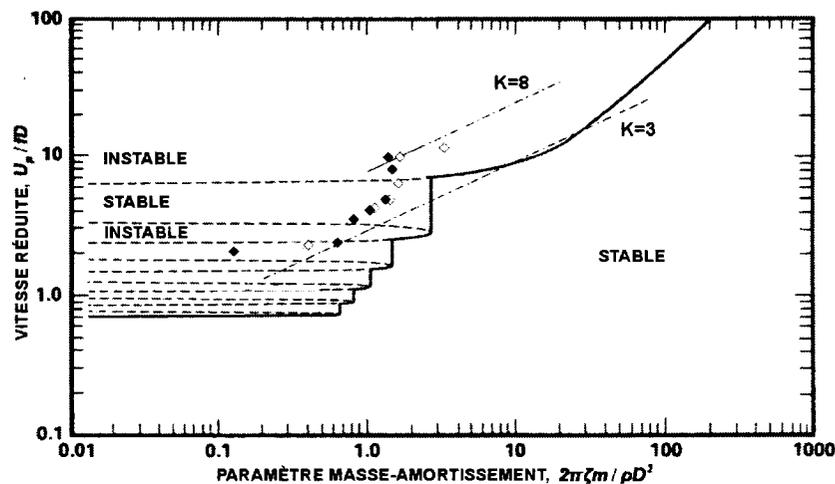


Figure 4.2 Courbe de stabilité théorique obtenue par Lever et Weaver (1982) pour un tube flexible dans un faisceau rigide triangulaire tourné, $P/D = 1,375$: - - - Solution théorique incluant les multiples frontières d'instabilité, ——— Limite pratique, ◆ Tube flexible dans toutes les directions (présente étude), ◇ Tube flexible seulement dans la direction de la portance (présente étude).

Tout comme le modèle de Chen, le modèle semi-analytique développé par Lever et Weaver (1982) prédit le même type de discontinuité observé avec les résultats obtenus dans le cadre de la présente étude. Cependant, les auteurs fournissent une signification physique différente pour expliquer cette discontinuité. En effet, ces derniers l'attribuent plutôt à un changement rapide de l'angle de phase entre le

mouvement du tube et la force résultante due à ce même mouvement. Cet angle de phase représente le délai de réorganisation de l'écoulement autour du cylindre dû à un déplacement rapide de ce dernier. Étant donné l'importance de cet angle de phase dans le mécanisme d'instabilité contrôlé par l'amortissement, un changement de valeur pour ce paramètre affectera le seuil de stabilité du tube. La figure 4.2 (page précédente) montre la courbe de stabilité prédite par ce modèle pour un faisceau triangulaire tourné de ratio pas sur diamètre de 1,375. En plus de la courbe de stabilité, on peut voir sur cette figure les points correspondant aux résultats obtenus dans la présente étude pour un tube flexible dans toutes les directions et un tube libre de vibrer dans la direction de la portance. Les droites correspondant au critère de Connors avec des constantes de stabilité de trois et de huit apparaissent également. Un fait intéressant du modèle, pour des paramètres masse-amortissement plus petits que trois, ce dernier prévoit une succession de régions stables et instables représentées par les lignes pointillées sur la carte. Les auteurs expliquent cette curiosité par les grandes variations de l'angle de phase avec la vitesse réduite (Up) pour de petites valeurs du paramètre masse-amortissement. En partant du haut de la carte, les transitions entre les « zones » stables et instables se produisent à chaque fois que l'angle de phase atteint un multiple de π . Cependant, ce phénomène de « stabilisation » avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement ne se manifesterait vraisemblablement pas en réalité à cause de la présence d'effets non linéaires. Les auteurs suggèrent d'utiliser comme critère pour le design la courbe continue sur la figure qui passe par une des plus basses zones de stabilité. Par contre, ces derniers mentionnent que de très grandes valeurs de phase sont plutôt invraisemblables à cause des effets de turbulence de l'écoulement et que la deuxième ou troisième zone d'instabilité à partir du haut de la carte serait plus susceptibles d'être observées en pratique. En tenant compte de ces facteurs, on peut conclure que les résultats concordent raisonnablement bien avec la prédiction de Lever et Weaver. On remarque également que le saut dans les données se produit pour un paramètre masse-amortissement d'ordre de grandeur similaire pour les données expérimentales et la prédiction théorique.

Le modèle pseudo-statique développé par Paidoussis et Price (1988) prédit le même genre de discontinuité dans la courbe de stabilité. Ces derniers expliquent cette discontinuité de la même façon que Lever et Weaver. La figure 4.3 présente la courbe de transition entre le régime stable et instable prédite par ce modèle. Également sur cette figure, on retrouve les résultats obtenus dans le cadre de ce projet pour le cas où les sept tubes flexibles dans toutes les directions sont situés au centre de la section d'essais et le cas d'un tube flexible dans toutes les directions contenu dans un faisceau rigide. La vitesse réduite à l'entrée de la section d'essais est utilisée sur cette carte au lieu de la vitesse réduite intertubes.

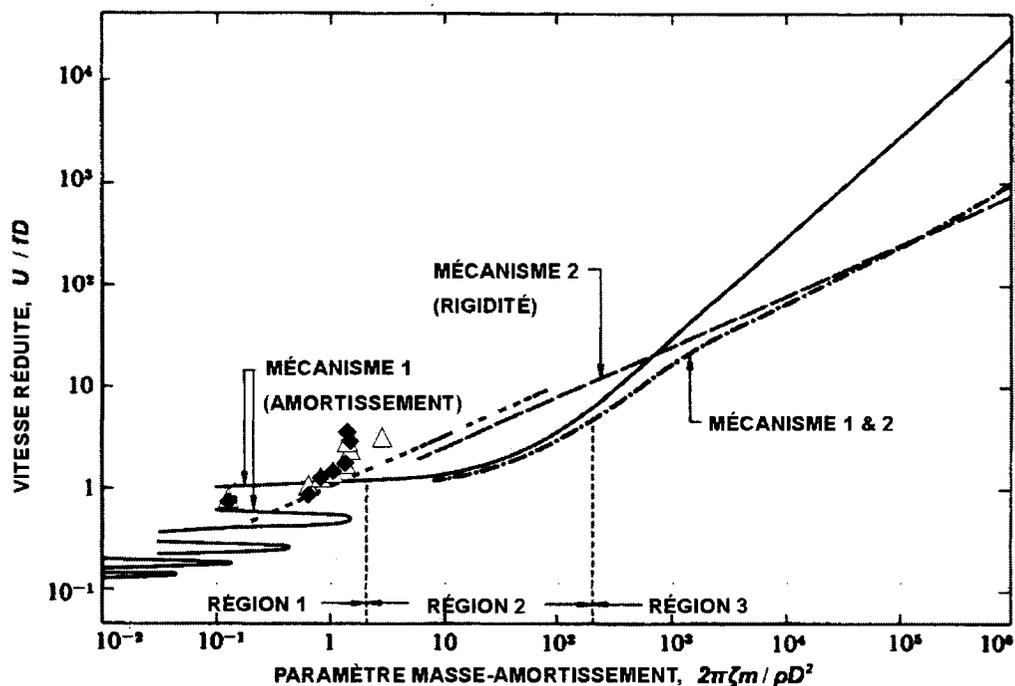


Figure 4.3 Courbe de stabilité théorique obtenue par Paisoussis et Price (1988) pour plusieurs tubes flexibles dans un faisceau rigide triangulaire tourné, $P/D = 1,375$:

— Solution théorique pour le mécanisme contrôlé par l'amortissement, - - - Solution théorique pour le mécanisme contrôlé par la rigidité, - . - Solution théorique pour la combinaison des deux mécanismes, Relation de Connors avec $K=3$, ◆ Tube seul flexible dans toutes les directions (présente étude), Δ Sept tubes flexibles dans toutes les directions situés au centre de la section d'essais (présente étude).

En examinant la figure 4.3, on constate que les résultats expérimentaux concordent raisonnablement bien avec la prédiction théorique et que le saut dans les données expérimentales se produit à une valeur de paramètre masse-amortissement d'ordre de grandeur similaire à celle du modèle, c'est-à-dire d'environ 1. La figure montre également la solution théorique pour les deux mécanismes séparés. Tout comme le modèle de Chen, celui de Paidoussis et Price prévoit qu'à partir d'une certaine valeur du paramètre masse-amortissement l'instabilité cessera d'être dominée par le mécanisme contrôlé par l'amortissement pour être dominée par le mécanisme contrôlé par la rigidité. Cette transition s'effectuerait pour un paramètre masse-amortissement d'environ 300. De plus, cette transition sur la courbe représentant la combinaison de ces deux mécanismes serait graduelle et non abrupte comme le prédit Chen. On peut donc diviser la carte de stabilité en trois régions : une première, dominée par le mécanisme contrôlé par l'amortissement, où on l'observe l'alternance de régions stables et instables, une deuxième dominée encore par le même mécanisme mais où il n'y a qu'une seule démarcation entre la région stable et instable et finalement, une troisième région où l'instabilité est gouvernée par le mécanisme contrôlé par la rigidité. Une version plus récente du modèle Lever et Weaver développée par Yetisir et Weaver (1993) prédit le même comportement pour un faisceau de tubes flexibles.

Donc, selon ces deux modèles, la valeur du paramètre masse-amortissement à laquelle se produit la transition dans le mécanisme d'instabilité est d'un ordre de grandeur tout à fait différent de celui où l'on observe la discontinuité dans les résultats présentés dans ce rapport pour les tubes de flexibilité axisymétrique. Suivant ce qu'indiquent les modèles théoriques inclus dans cette discussion, la variation abrupte observée pour ces résultats serait causée par la variation de l'angle de phase entre les forces subies par les tubes et leur mouvement et non par une transition de mécanisme d'instabilité. Cependant, on constate une vitesse d'instabilité plus élevée dans le cas d'un seul tube flexible dans toutes les directions que dans le cas d'un faisceau de sept tubes flexibles dans toutes les directions pour les hauts taux de vide (80% et 90%). Cette

différence atteint même les 40%, ce qui n'est pas négligeable. On peut donc penser que même si le mécanisme contrôlé par l'amortissement domine l'instabilité pour de faibles paramètres masse-amortissement, le mécanisme contrôlé par la rigidité est quand même présent. Le fait que l'on constate que l'instabilité se produit à la fois dans la direction de la portance et de la traînée pour plusieurs configurations de faisceaux de tubes flexibles (deux tubes adjacents, deux colonnes partiellement flexibles, sept tubes flexibles au centre de la section d'essais) vient appuyer cette théorie. En effet, puisque les deux degrés de liberté d'un tube seul sont découplés (ou très faiblement couplés), le couplage entre le mouvement des tubes constitue la seule cause de l'instabilité dans la direction de la traînée. Yetisir et Weaver (1993) arrivent également à la conclusion que le mécanisme contrôlé par la rigidité est présent pour de faibles valeurs du paramètre masse-amortissement.

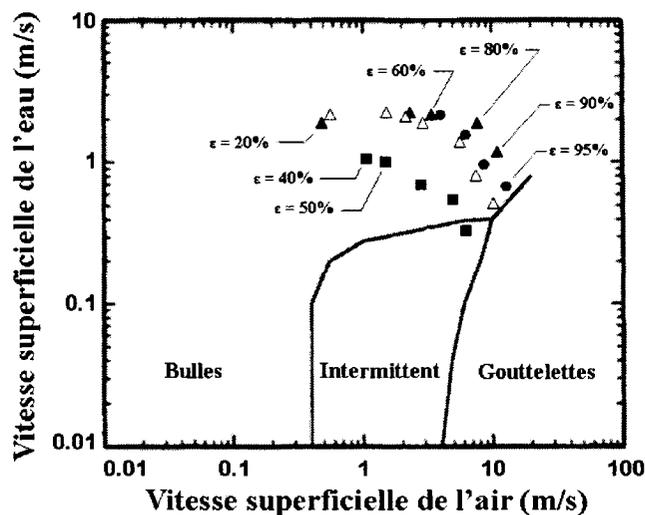


Figure 4.4 Carte de configuration d'écoulement diphasique pour un faisceau de tubes compacts Ulbrich et Mewes (1994) : ■ Vitesses critiques pour un tube flexible dans la direction de la portance, ▲ Vitesses critiques pour un tube flexible dans toutes les directions, Δ Vitesses critiques pour sept tubes flexibles dans toutes les directions disposés sur deux colonnes, ● Vitesses critiques pour sept tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement situés au centre de la section d'essais.

Un changement de la configuration de l'écoulement pourrait également expliquer le saut observé dans les données pour les tubes flexibles seulement dans la direction de

l'écoulement. En effet, la variation du taux de vide constitue la seule cause des variations du paramètre masse-amortissement dans les résultats obtenus. Il se pourrait qu'il y ait variation de la configuration de l'écoulement diphasique lors du passage d'un taux de vide à l'autre. Les cartes de configurations d'écoulement présentées dans le chapitre précédent montrent que les conditions testées ne correspondent pas à des régimes intermittents mais continus. La carte développée par Ulbrich et Mewes (1994) présentée à la figure 4.4 (page précédente) vient confirmer les résultats obtenus avec la carte de Grant. En effet, on remarque que la majorité des conditions correspondant aux vitesses critiques d'instabilité se retrouvent dans la région d'écoulement à bulles. Cependant, tout comme pour le cas de la carte de Grant, cette région représente tous les régimes d'écoulement continus.

Taux de vide (%)	Vitesse intertubes (m/s)	Débit d'air initial (l/s)	Débit d'eau initial (l/s)	Débit d'eau après avoir coupé l'air (l/s)
40	4	10,2	15,3	16,3
50	5	15,8	15,8	17,1
60	6	23	15,3	17
80	8	40	10	11
90	8	46	5,8	3,3
95	11	66,9	3,5	0

Tableau 4.1 Mesure de l'effet d'entraînement de la phase gazeuse sur la phase liquide

Lors des essais, on constate que pour les conditions testées à hauts taux de vide, l'air semble entraîner l'eau. En d'autres termes, à cause de son haut débit, l'air entraîne l'eau vers le haut à travers la section d'essais. On confirme cette tendance en pratiquant l'exercice suivant : à partir de la condition testée, on coupe l'alimentation en air et on note la variation du débit d'eau avec le débitmètre. Le tableau 4.1 montre les résultats obtenus pour cet exercice. Ces derniers ont été obtenus avec la petite section d'essais qui possède une aire libre d'écoulement environ deux fois moins importante que celle utilisée pour les tests d'instabilité fluidelastique. Les vitesses testées correspondent aux

vitesses d'instabilité mesurées pour les tubes flexibles dans toutes les directions. D'après les données recueillies, il y aurait un changement de configuration d'écoulement à une valeur de taux de vide entre 80% et 90%. D'après ces résultats très préliminaires, on peut penser que pour de faibles taux de vide (i.e. 20%, 40%, 50% et 60%) la configuration de l'écoulement se rapproche plus d'un régime où le milieu continu serait l'eau, comme par exemple un écoulement à bulles tandis que pour le cas des hauts taux de vide (80%, 90% et 95%) se serait plutôt l'air qui constituerait le milieu continu qui caractériserait plus un écoulement à filament d'eau (voir figure 2.10). Il est communément accepté que le comportement vibratoire d'un faisceau de tubes est affecté par un changement de configuration d'écoulement (Pettigrew et Taylor 1994). Le saut observé dans les valeurs de vitesses réduites critiques pour les tubes flexibles de façon axisymétrique pourrait donc être causé par un changement de configuration d'écoulement diphasique.

4.2 Discussion sur l'effet du positionnement des tubes flexibles à l'intérieur du faisceau

4.2.1 Différences entre les tests en monophasique et en diphasique

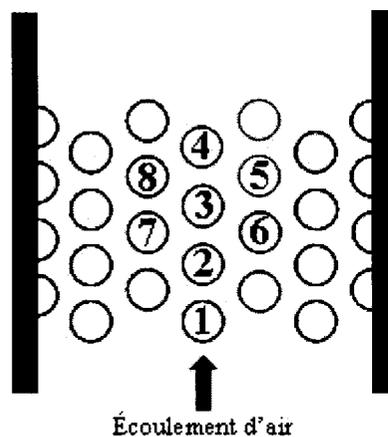


Figure 4.5 Schéma de la section d'essais utilisée par Mureithi et al. (2005)

À la fin du troisième chapitre de cet ouvrage, une différence majeure fut identifiée entre les résultats obtenus pour les tests effectués en écoulements diphasiques (discutés dans ce document) et ceux rapporté par Mureithi et al. (2005) pour des écoulements monophasiques (soufflerie). En effet, Mureithi et al. (2005) ont démontré expérimentalement qu'une instabilité fluidelastique peut se produire pour une colonne de tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement pour un faisceau similaire à celui étudié dans le cadre de ce projet soumis à un écoulement d'air. Cela n'a pas été le cas dans la présente étude pour des écoulements diphasiques. Dans cette deuxième section de ce chapitre, une réflexion sur cette différence est présentée. Cette dernière s'appuie sur les effets du positionnement des tubes flexibles à l'intérieur du faisceau rigide. Sauf sur avis contraire, la discussion qui suit ne concerne que le cas des tubes flexibles dans la direction de l'écoulement.

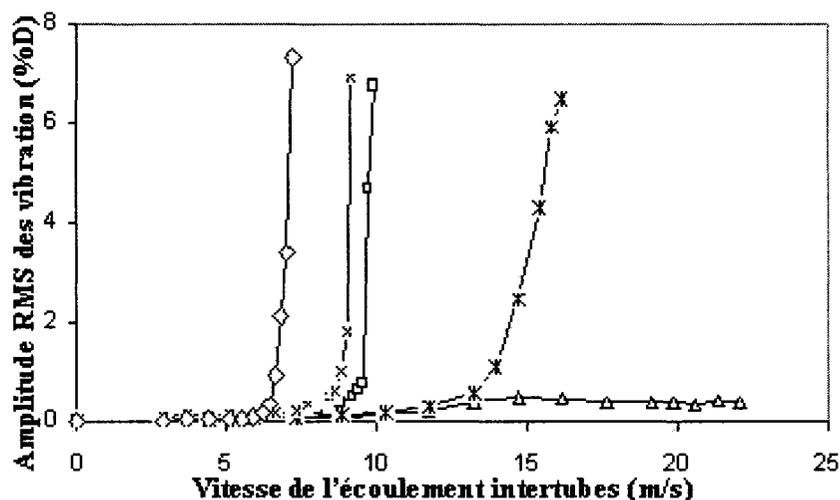


Figure 4.6 Résultats obtenus des tests d'instabilité en soufflerie rapportés par Mureithi et al. (2005) pour toutes les configurations testées (la réponse du tube 2 est montrée) : \triangle un tube flexible, $*$ deux tubes flexibles (tube 2 et 3), \times sept tubes flexibles (tubes 2, 3, 4, 5, 6, 7 et 8), \square une colonne flexible (tubes 1, 2, 3 et 4), \diamond tous les tubes flexibles

Sur la carte de stabilité présentée au chapitre précédent (figure 3.44), on constate que les résultats en soufflerie (Mureithi et al. 2005) se rapprochent très bien de ceux

obtenus pour des écoulements diphasiques en ce qui concerne les valeurs des constantes de stabilité de Connors (K) trouvées. De plus, les courbes d'amplitude RMS de vibration en fonction de la vitesse de l'écoulement intertubes (figure 4.6, page précédente) montrent des instabilités aussi claires que celles observées en diphasique. En examinant la figure 4.6, on remarque que la vitesse critique et la pente des courbes à l'instabilité sont très similaires pour le cas de sept tubes flexibles (tubes 2, 3, 4, 5, 6, 7 et 8 sur la figure 4.5) et pour le cas de la colonne centrale flexible (tubes 1, 2, 3 et 4 sur la figure 4.5) et ce, même si cette dernière configuration possède presque la moitié moins de tubes flexibles, donc de degrés de liberté. On peut donc affirmer que les deux configurations sont équivalentes en terme de stabilité.

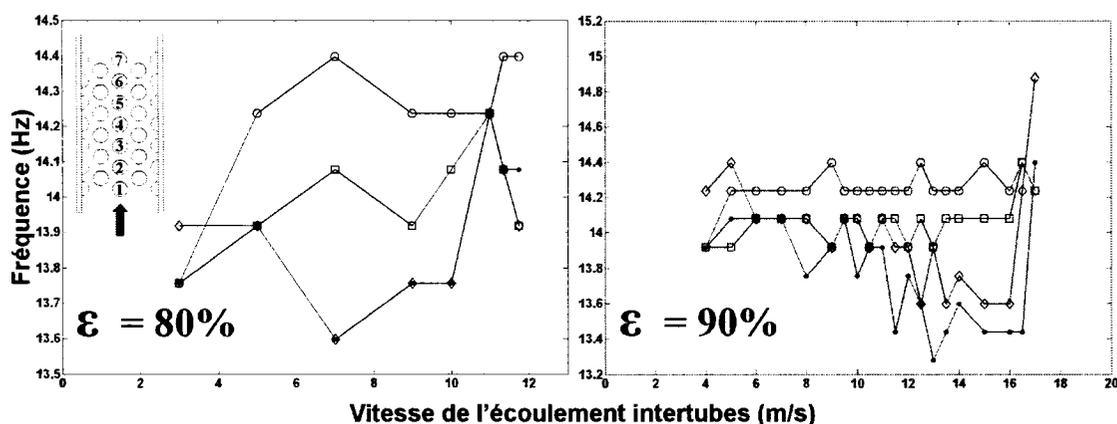


Figure 4.7 Évolution de la fréquence principale d'oscillation des tubes avec la vitesse de l'écoulement intertubes pour une colonne de tubes flexibles dans la direction de l'écoulement : ● Tube 4, ◆ Tube 5, □ Tube 6, ○ Tube 7

Si l'on se fie à la tendance observée en soufflerie qui indique qu'une colonne flexible possède une vitesse critique très proche de celle d'un faisceau de sept tubes en grappe, on devrait trouver en diphasique une instabilité bien définie pour le cas d'une colonne flexible, et ce, à des vitesses similaires aux vitesses critiques trouvées pour le cas où les sept tubes flexibles se trouvent au centre de la section d'essais. Ce n'est pas le cas en réalité, même si la colonne flexible testée en diphasique possède sept tubes flexibles comparativement à quatre pour celle testée en soufflerie. En fait, on observe

une légère augmentation de la pente de la courbe d'amplitude de vibrations en fonction de la vitesse d'écoulement aux vitesses prévues (voir figure 3.17). Cependant, les fréquences de vibration des tubes ne coïncident pas après suite à cette augmentation de pente (figure 4.7, page précédente). Cette coïncidence des fréquences constituerait une indication qu'une instabilité se produit. Seulement les fréquences des tubes 4, 5, 6 et 7 apparaissent sur la figure 4.7 puisque les impacts très intenses que subissent les autres tubes de la colonne faussent le contenu fréquentiel des spectres de leur réponse.

On observe en diphasique une équivalence entre le cas de sept tubes flexibles situés au centre de la section d'essais et le cas de deux colonnes partiellement flexibles autant au niveau des vitesses critiques que du mode de vibrations instable. Cependant, on observe de profondes différences entre le cas des deux colonnes partiellement flexibles et le cas d'une seule colonne flexible puisque cette dernière ne devient pas instable. On peut donc déduire qu'il est nécessaire que les tubes flexibles d'un faisceau soient localisés au minimum sur deux colonnes adjacentes pour qu'une instabilité se produise et que donc, il doit y avoir un chemin d'écoulement qui sépare complètement un certain nombre de tubes flexibles (voir figure 4.8, page suivante). D'après les résultats obtenus par Mureithi et al. (2005), ce ne serait pas le cas pour des écoulements monophasiques. En effet, des tests d'instabilités indiquent qu'il existe une grande similarité au niveau de la vitesse critique entre le cas où seulement deux tubes flexibles adjacents appartenant à la même colonne (tubes 2 et 3 sur la figure 4.5) sont libres de vibrer et le cas où ces deux tubes flexibles adjacents sont situés sur deux colonnes différentes (tubes 3 et 6 sur la figure 4.5). Les vitesses critiques trouvées sont cependant très supérieures à celles obtenues dans le cas de sept tubes flexibles étant donné le nombre de degrés de liberté très inférieur pour ces configurations. À la lumière des résultats obtenus, cette similarité ne sera pas observée en diphasique. Malheureusement, ceci sera difficilement démontrable expérimentalement. En effet, les très grandes vitesses d'écoulement nécessaires rendent l'atteinte de l'instabilité presque irréalisable en pratique comme il fut constaté à la section 3.2.1 de ce mémoire.

La figure 4.8a montre schématiquement et de façon très simplifiée comment s'organise l'écoulement à l'intérieur d'un faisceau de tubes triangulaire tourné. Pour cette configuration, le fluide s'écoule exclusivement par les chemins d'écoulements. Entre les tubes d'une même colonne, on retrouve des zones de stagnation où le fluide, dont les vitesses sont négligeables face à celles que l'on retrouve dans les lignes d'écoulement, peut être considéré comme immobile. En diphasique, on remarque que le mélange des deux phases à l'intérieur des lignes d'écoulement est très fin. Aux taux de vide testés (80%, 90% et 95%) et à des vitesses approchant la vitesse critique on remarque que le mélange diphasique aux zones de stagnation n'est pas du tout aussi fin.

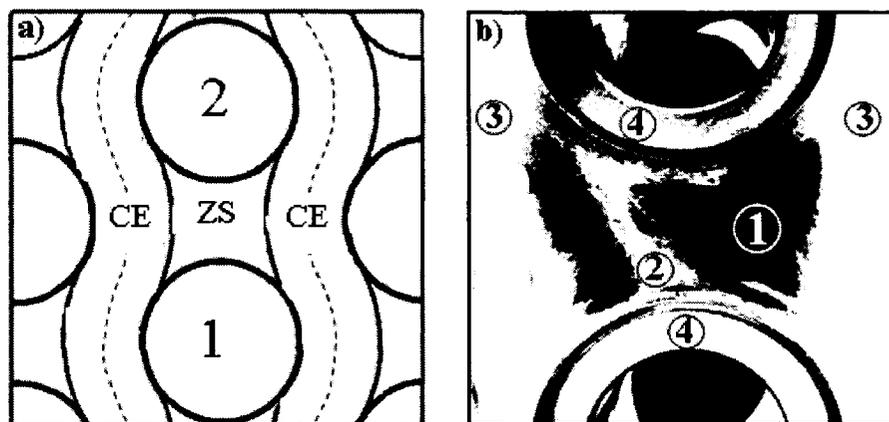


Figure 4.8 Organisation de l'écoulement diphasique à l'intérieur d'un faisceau de tubes triangulaire tourné : a) schéma simplifié (CE : Chemin d'écoulement, ZS : Zone de stagnation). b) Photo noir et blanc prise lors des tests illustrant les composantes importantes de l'écoulement (1: mélange à très bas taux de vide appartenant à la zone de stagnation, 2 : filament oscillant composé d'un mélange air-eau, 3 : chemins d'écoulement composés d'un mélange diphasique fin, 4 : tubes)

La figure 4.8b montre bien la structure du mélange contenu derrière chaque tube. On remarque la présence d'un film composé d'un mélange d'eau et de bulles d'air emprisonné dans un grand volume d'eau. À première vue, on peut déduire que le taux de vide du mélange retrouvé aux régions de stagnation est grandement inférieur à celui que l'on retrouve dans les lignes d'écoulement ($\epsilon_{ZS} \ll \epsilon_{CE}$). Même si de toute évidence,

l'approximation du modèle homogène n'est plus correcte ici et donc que l'équation 2.4 (densité homogène du mélange diphasique) ne s'applique plus, on peut facilement déduire que la densité du mélange des points de stagnation sera beaucoup plus importante que celle des lignes d'écoulement ($\rho_{zs} \gg \rho_{ce}$). Évidemment, on ne retrouve pas cette importante différence dans la densité du fluide entre les zones de stagnation et les chemins d'écoulement pour des écoulements monophasiques puisque le fluide est évidemment le même dans ces deux régions.

L'effet de la différence de densité entre le mélange observé aux points de stagnation et celui retrouvé à l'intérieur des lignes d'écoulement peut se vérifier en analysant un système à deux degré de liberté, c'est-à-dire deux tubes adjacents appartenant à la même colonne (tubes 1 et 2 sur la figure 4.8a) et libres de vibrer seulement dans la direction de l'écoulement. L'équation du mouvement d'un tel système apparaît ci-dessous.

$$\begin{bmatrix} ml & 0 \\ 0 & ml \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c & 0 \\ 0 & c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \{0\} \quad (4.1)$$

Dans l'équation 4.1, m est la masse linéique du tube en incluant la masse ajoutée du fluide, l est la longueur du tube, c est le coefficient d'amortissement qui est posé égal pour les deux tubes et k_{ij} sont les constantes de rigidité. D'après la réflexion faite dans la première partie de ce chapitre, il semble qu'un tel système ne devient instable que par le mécanisme contrôlé par la rigidité. En suivant la logique du modèle pseudo-statique développé par Païdoussis et al. (1988), pour qu'une telle instabilité survienne, le couplage statique entre les deux degrés de liberté doit être anti-symétrique. En d'autres mots, les termes hors diagonale de la matrice de rigidité doivent être différents ($k_{12} \neq k_{21}$). En plus, ces termes doivent être de signes opposés. Physiquement, cela signifie par exemple que pour un mouvement vers le haut du tube en aval (tube 2 sur figure 4.8a), le tube en amont (tube 1 sur la figure 4.8a) doit subir une force vers le haut et que pour un

mouvement vers le haut du tube en amont le tube en aval doit subir une force vers le bas. Dans cette situation, plus la valeur absolue de ces forces de rigidité sera importante, plus le système sera instable. Pour le cas où les tubes 1 et 2 seraient flexibles, le déplacement d'un de ces derniers peut affecter l'autre au travers de deux médiums : le fluide contenu à l'intérieur de la zone de stagnation et celui que l'on retrouve dans les deux chemins d'écoulement. Dans le cas des forces de rigidité transmises par l'intermédiaire de la zone de stagnation, il va de soit que pour de petit déplacement des tubes, ce milieu puisse être approximé par un corps déformable similaire à un ressort. Donc, le couplage fourni par ce milieu fluide entre les deux degrés de liberté se rapprochera d'un couplage symétrique. Ce couplage viendra donc stabiliser ce système. Puisqu'une instabilité fut observée dans le cas d'une telle configuration de tubes flexibles en écoulement monophasique (Mureithi et al. 2005), les forces déstabilisantes doivent forcément exister. Nous posons donc comme hypothèse qu'elles proviennent des chemins d'écoulement. Nous nous retrouvons donc avec deux types de forces de couplage statique : celles provenant des chemins d'écoulement qui sont déstabilisantes et celles provenant de la zone de stagnation qui, selon notre hypothèse, stabilisent le système. Dans la littérature, on indique que ces forces de couplage statique entre les tubes sont directement proportionnelles à la densité du fluide (Païdoussis et al. 1988).

Plus tôt dans cette section, il fut démontré qu'aux conditions où une instabilité devrait en théorie se produire pour le cas d'une seule colonne flexible (hauts taux de vide et hautes vitesses d'écoulement), le mélange diphasique contenu à la zone de stagnation possède une densité beaucoup plus élevée que celle du mélange que l'on retrouve à l'intérieur des chemins d'écoulement. On peut donc affirmer que les forces stabilisantes ont une importance relative par rapport aux forces déstabilisantes plus grande que dans le cas où l'écoulement est monophasique et où l'on ne retrouve pas cette différence de densité entre le point de stagnation et les lignes d'écoulement. Dans cette optique, il semble donc normal qu'une colonne de tubes flexibles seulement dans

la direction de l'écoulement devienne instable en soufflerie et non en diphasique. Dans le cas où les tubes flexibles sont disposés sur deux colonnes adjacentes, on constate que plusieurs tubes sont entièrement séparés par un chemin d'écoulement. De cette manière, il n'existe que des forces de couplage déstabilisantes entre plusieurs degrés de liberté, ce qui peut expliquer l'énorme différence observée en diphasique entre le cas d'une seule colonne flexible et celui des deux colonnes partiellement flexibles.

Certains résultats obtenus en diphasique avec les tubes de flexibilité axisymétrique viennent appuyer l'hypothèse fournie plutôt pour expliquer le fait qu'une colonne flexible ne devient pas instable en diphasique. En effet, on trouve que pour tous les taux de vide testés, une colonne de tubes flexibles dans toutes les directions ne devient instable que dans la direction transverse à l'écoulement. On trouve même que le mouvement est négligeable dans la direction de l'écoulement. Ceci va à l'encontre des résultats obtenus pour les autres configurations à plusieurs tubes flexibles où l'on voit, spécialement dans le cas des hauts taux de vide, que l'instabilité se produit également, bien que de façon moins importante, dans la direction de l'écoulement. Dans le cas d'une seule colonne flexible, le fait que les tubes ne vibrent qu'exclusivement dans la direction transverse rend l'effet stabilisant des zones de stagnation négligeable. En effet, de cette manière le volume d'eau compris dans les zones de stagnation n'est ni « comprimé », ni « étiré ». Le couplage statique entre les tubes de la colonne ne se produit donc que par les chemins d'écoulement. Ceci semble logique puisqu'il va de soit que le mouvement des tubes flexibles observé à l'instabilité corresponde au mode le moins stable du faisceau.

4.2.2 Impacts du positionnement des tubes sur les résultats obtenus pour des tubes flexibles dans la direction de l'écoulement et sur ceux obtenus pour des tubes flexibles dans toutes les directions

En testant plusieurs configurations où les tubes flexibles occupaient différentes positions, quelques différences furent notées quant à l'effet du positionnement des tubes flexibles à l'intérieur du faisceau rigide entre le cas des tubes flexibles dans toutes les directions et ceux flexibles seulement dans la direction de l'écoulement. Les lignes qui suivent identifient ces différences.

Premièrement, on remarque dans le cas des tubes flexibles dans toutes les directions pour de hauts taux de vide (80%, 90% et 95%), les tubes situés le plus en aval deviennent instables plus rapidement que ceux en amont. Pour des tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement, c'est plutôt les tubes situés à l'intérieur du faisceau flexible pour lesquels l'instabilité se produit le plus tôt. Pour ces types de tubes flexibles, ce comportement semble logique puisque l'instabilité se produit par le mécanisme contrôlé par la rigidité. En effet, il semble normal que les tubes localisés à l'intérieur du faisceau bénéficient d'un plus grand couplage que ceux situés aux extrémités. De cette manière, il semble normal que l'instabilité se produise légèrement plus tôt pour les tubes à l'intérieur du faisceau et que leur amplitude de vibrations à l'instabilité soient plus élevées comme il a été observé expérimentalement. Des résultats de simulations numériques CFD d'écoulements monophasiques à l'intérieur d'un faisceau de tubes similaire à celui étudié dans ce projet ont été présentés récemment dans d'un rapport de stage effectué au sein de la Chaire. Ces résultats, indiquent que l'écoulement intertubes possède une vitesse plus élevée en aval qu'en amont du faisceau. Cette accélération semble causée par le rétrécissement du passage entre les tubes due à un épaissement de la couche limite. Afin de conserver le même débit massique, et du même coup respecter la loi de conservation de masse, la vitesse du fluide augmente. Étant donné que les vitesses sont plus élevées en aval, il semble

normal que les tubes flexibles dans toutes les directions en aval deviennent instables plus rapidement que ceux en amont. Ce comportement ne serait cependant pas observé pour les tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement puisque les instabilités obtenues ne sont que le résultat du mécanisme contrôlé par la rigidité, donc du couplage entre les tubes. Par contre, une question se pose : pourquoi le comportement observé pour les tubes flexible dans toutes les directions soumis à des écoulements à hauts taux de vide ne se manifeste pas pour de faibles taux de vide? Cette accélération de l'écoulement intertubes est elle plus accentuée pour des taux de vide élevés? À ce stade-ci de la présente étude, le nombre de questions soulevées par ce comportement des tubes flexibles dans toutes les directions dépasse le nombre d'explications possibles. Il semble impossible de conclure sur l'explication de ce phénomène pour l'instant. De plus, les résultats de CFD évoqués plus tôt sont préliminaires et nécessitent plus d'approfondissement.

Deuxièmement, on trouve que dans le cas d'une seule colonne de tubes flexibles dans toutes les directions, l'instabilité pour des taux de vide de 40%, 50% et 60% est représentée par plusieurs pics sur les spectres de réponse des tubes. Ce phénomène étrange n'est pas retrouvé dans les résultats obtenus pour les tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement. Aucune explication n'a été trouvée pour expliquer ce phénomène.

4.4 Recommandations pour travaux futurs

D'après les résultats obtenus à l'intérieur du projet de recherche et rapportés plus tôt dans cet ouvrage, nous arrivons à plusieurs recommandations quant aux travaux futurs nécessaires afin d'améliorer la compréhension du phénomène à l'étude. Ces recommandations sont détaillées dans les prochaines lignes.

Étude de l'effet du paramètre masse-amortissement sur la vitesse réduite critique des faisceaux de tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement

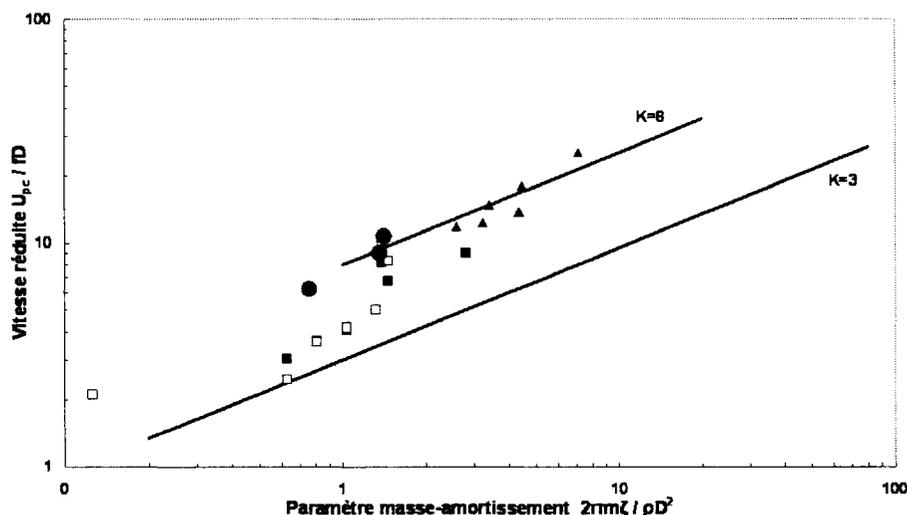


Figure 4.9 Carte de stabilité avec points de vitesses maximales atteintes sans instabilité pour des tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement : ● points de vitesses maximales atteintes sans instabilité pour les tubes flexibles dans la direction de l'écoulement (20%, 40% et 60% de taux de vide), ▲ points d'instabilité pour sept tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement au centre de la section d'essais, ■ points d'instabilité pour sept tubes flexibles dans toutes les directions au centre de la section d'essais, □ points d'instabilité pour un tube flexible dans toutes les directions

On remarque sur la figure 3.44 que les résultats obtenus pour les tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement ne couvrent qu'une étendue limitée des valeurs possibles du paramètre masse-amortissement. Dans cette gamme testée pour ce paramètre, on trouve que les résultats obtenus suivent la relation de Connors (définie à l'équation 1.2) avec une constante K de huit. On peut se demander si cette tendance prévaut pour des valeurs de masse-amortissement hors des limites testées. Des expériences ont été évidemment effectuées pour vérifier si une instabilité se produisait à de faibles taux de vide pour des tubes flexibles seulement dans la direction de la traînée. Malheureusement, les limites de débit d'eau offert par la pompe furent atteintes avant

qu'il y ait eu instabilité. La figure 4.9 (page précédente) montre les points de vitesses maxima atteintes pour 20%, 40% et 50% de taux de vide.

Il semble que contrairement aux résultats obtenus pour des tubes flexibles dans toutes les directions, les vitesses critiques réduites ne diminueront pas subitement pour des valeurs du paramètre masse-amortissement plus petites que un. Cependant, les valeurs d'amortissement diphasique utilisées pour calculer ce paramètre sont celles déterminées pour les tubes flexibles dans toutes les directions. Étant donné qu'en général les valeurs d'amortissement diphasique dans la direction de la traînée trouvées sont plus élevées pour les tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement, il se peut qu'en réalité, le paramètre masse-amortissement pour ces taux de vide soit plus élevé. Il existe donc une incertitude par rapport aux nouveaux résultats présentés à la figure 4.9. Des résultats d'instabilité pour de faibles paramètres masse-amortissement sont donc nécessaires.

La masse du tube constitue une donnée facile à modifier. En effet, le cylindre rigide utilisé dans le montage des tubes flexibles possède une masse linéique très élevée (3 kg/m) puisqu'ils sont pleins. En utilisant des cylindres rigides vides, cette masse linéique se retrouvera grandement réduite. De cette manière le paramètre masse-amortissement possédera une plus petite valeur. Cette modification nécessitera cependant que de nouvelles lamelles moins rigides soient usinées pour que la fréquence naturelle des tubes reste inchangée. Pour tester des paramètres masse-amortissement plus élevés, il est recommandé d'utiliser des tubes plus lourds en soufflerie.

Faire des tests d'instabilité avec des configurations de faisceaux de tubes différents

Le fait qu'il soit démontré qu'un faisceau de tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement devienne instable pour une configuration triangulaire tournée n'implique pas nécessairement que ce phénomène se produise pour un faisceau de

géométrie différente. En effet, il existe de profondes différences dans le comportement du fluide lorsque l'on compare des faisceaux de configurations différentes (Ziada et Oengören 2000). On peut prévoir que ces différences auront un impact sur la stabilité du faisceau. Il serait donc particulièrement intéressant de vérifier si une instabilité pour des tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement peut se produire pour des configurations différentes malgré ces différences dans le comportement du fluide. Ces tests n'impliquent pas d'investissements majeurs puisqu'il suffit de changer les plaques avant et arrière et d'ajuster la disposition des demi-tubes sur les plaques latérales. Cependant, il est recommandé d'effectuer d'abord des tests en soufflerie puisque la modification du montage utilisé en soufflerie représente des dépenses moins élevées que la modification de la section d'essais de la boucle diphasique.

Reproduire les tests avec des supports semblables aux AVB

Maintenant qu'il est démontré qu'une instabilité fluidelastique peut se produire dans un faisceau de tubes flexibles seulement dans la direction de la traînée soumis à un écoulement diphasique transverse, il faut vérifier l'impact qu'aura la présence de supports similaires à ceux utilisés à l'intérieur de générateurs de vapeur sur la stabilité de ce faisceau. Pour ce faire, des barres métalliques plates devront être installées dans la section d'essais entre les colonnes de tubes. Une étude sur l'impact du jeu entre ces barres et les tubes flexibles sur la stabilité du faisceau s'avérerait très pertinente. Cette dernière aurait l'avantage de ne pas nécessiter beaucoup d'investissements au niveau du matériel expérimental.

Recommandation concernant l'utilisation de plus de sept tubes flexibles dans la direction de l'écoulement pour les tests d'instabilité fluidelastique en diphasique

Puisqu'il fut conclu que l'instabilité fluidelastique à l'intérieur d'un faisceau de tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement ne se produit que par le

mécanisme contrôlé par la rigidité, on peut se demander quel sera l'impact d'un rajout de tubes flexibles à l'intérieur du faisceau. En effet, étant donné que ce mécanisme nécessite la présence de couplage entre le mouvement de plusieurs tubes pour exister, on peut penser que l'ajout de tubes flexibles dans le faisceau rendra ce dernier plus instable. C'est d'ailleurs ce que trouvent Mureithi et al. (2005) en soufflerie. Ces derniers observent une diminution d'environ 25% pour la valeur de la constante de stabilité de Connors (K) entre le cas de sept tubes flexibles (tubes 2, 3, 4, 5, 6, 7 et 8 sur la figure 4.5) et le cas où tous les tubes du faisceau sont libres de vibrer. Puisque les résultats obtenus en soufflerie pour le cas de sept tubes flexibles s'approchent de ceux obtenus en diphasique pour une configuration semblable, on s'attend à une diminution similaire de la constante de stabilité de Connors pour un faisceau de tubes complètement flexible. Ceci devra néanmoins faire l'objet d'une vérification. Cependant, ces tests seront très dispendieux étant donné le coût élevé d'un tube flexible. On conclut donc qu'il serait en effet intéressant d'effectuer des tests d'instabilité fluidelastique avec un faisceau complètement flexible dans la direction de l'écoulement, mais que ces tests ne devraient bénéficier que d'une faible priorité étant donné leur coût élevé et le peu qu'ils peuvent apporter à la compréhension du sujet.

Prédiction des résultats expérimentaux à l'aide d'un modèle théorique

Initialement, l'adaptation d'un modèle théorique tel que les modèles de Yetisir et Weaver (1993) et de Païdoussis et Price (1988) afin de prédire les résultats d'instabilité obtenus pour les tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement fut prévue au programme de ce projet. Malheureusement, cette partie du projet ne s'est pas réalisée à cause d'un manque de temps. Par contre, les premiers pas dans cette direction ont été franchis. En effet, un système servant à déplacer statiquement un tube à l'intérieur de la même section d'essais utilisée dans cette étude fut développé dans le cadre de ce projet. Ce dernier apparaît à la figure 4.10. Le tableau 4.2 donne une brève description des pièces importantes de ce système. Grâce à ce système, l'effet du mouvement des tubes

sur les forces statiques ressenties par les autres tubes du faisceau pourra être évalué. Ces données pourront être utilisées pour adapter le modèle de Païdoussis et Price (1988) afin de prédire les résultats obtenus avec les tubes flexibles dans la direction de l'écoulement. Également, des efforts devraient être mis pour adapter le modèle de Yetisir et Weaver (1993) qui se montre très prometteur puisque ce dernier ne requiert pas beaucoup de données expérimentales.

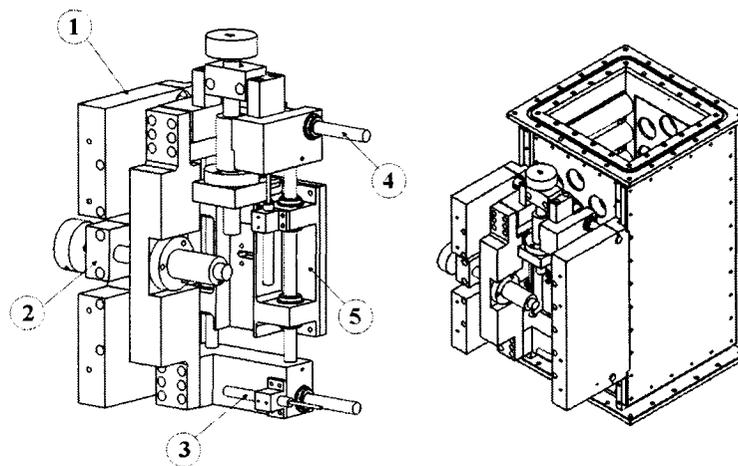


Figure 4.10 Système de déplacement

Nom de la composante	Fonction
1. Supports	Fixent le système de déplacement à la section d'essais
2. Système de contrôle de position	Système permettant de contrôler le déplacement dans les deux directions. Comprend une molette, une tige filetée, un boîtier de fixation de la tige et un écrou spécial attaché aux pièces à déplacer
3. Potensiomètre Omega LP804-02	Mesure le déplacement dans les deux directions.
4. Barre de déplacement	Guide le déplacement des pièces.
5. Plaque de déplacement	Le tube que l'on bouge dans le faisceau y est fixé. Pièce déplacée dans les deux directions. Glisse sur le joint d'étanchéité qui se trouve sur la section d'essais.

Tableau 4.2 Liste et description des pièces importantes du système de déplacement

Mesure de propriétés d'écoulement pour de hauts taux de vide et à des vitesses élevées

Des mesures à l'aide de sondes optiques permettraient de quantifier le phénomène évoqué à la section 4.2 de cet ouvrage, c'est-à-dire la variation de taux de vide entre le mélange diphasique compris à l'intérieur des points de stagnation et celui que l'on retrouve dans les lignes d'écoulement

CHAPITRE 5

CONCLUSIONS

Le premier et principal objectif de ce travail consistait à démontrer expérimentalement la possibilité qu'une instabilité fluidelastique se développe à l'intérieur d'un faisceau de tubes flexibles seulement dans la direction de la traînée et soumis à un écoulement diphasique transverse. Les conclusions suivantes ont été tirées des résultats expérimentaux :

1. Une instabilité fluidelastique peut se produire à l'intérieur d'un faisceau de tubes de configuration triangulaire tournée flexibles seulement dans la direction de la traînée et soumis à un écoulement diphasique transverse à haut taux de vide;
2. La relation de Connors avec une constante de stabilité (K) de huit semble bien prédire les résultats obtenus avec des tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement. Des tests sont cependant nécessaires afin de déterminer si cette tendance est maintenue pour des paramètres masse-amortissement d'ordres de grandeur différents;
3. Les vitesses critiques trouvées expérimentalement avec des tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement sont plus élevées que celles obtenues avec des tubes flexibles dans toutes les directions;
4. Les instabilités observées pour des tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement sont le fruit du mécanisme contrôlé par la rigidité;

5. Contrairement aux résultats rapportés en soufflerie (Mureithi et al. 2005), aucune instabilité ne fut observée pour le cas d'une colonne de tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement. La présence d'une différence de densité entre les mélanges diphasiques contenus dans les régions de stagnation et dans les chemins d'écoulement a été évoquée comme raison possible pour expliquer le fait qu'aucune instabilité ne se produit en diphasique pour cette configuration de tubes flexibles;
6. Mis à part le cas d'une seule colonne flexible, les vitesses réduites critiques déterminées en diphasique pour des tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement s'approchent de celles rapportées pour des tests similaires effectués en soufflerie (Mureithi et al. 2005);
7. En diphasique, les tubes flexibles seulement dans la direction de l'écoulement doivent être répartis sur un minimum de deux colonnes adjacentes à l'intérieur du faisceau pour qu'une instabilité se produise;

L'étude des mécanismes de vibrations présents à l'intérieur d'un faisceau de tubes compact soumis à un écoulement diphasique représente un véritable défi étant donné la grande complexité du sujet. Il semble évident qu'une meilleure compréhension du comportement de la source d'excitation, c'est-à-dire l'écoulement diphasique lui-même, apportera plusieurs réponses grandement nécessaires pour l'évolution de ce domaine passionnant. Bien que l'avancement des techniques de CFD vers des simulations numériques précises d'écoulements diphasiques représente un atout indéniable pour y arriver, il est primordial que la recherche soit d'abord et avant tout orientée vers une meilleure compréhension des phénomènes physiques fondamentaux.

RÉFÉRENCES

AXISA, F., VILLARD, B., GIBERT, R. J., HETSRONI, G., SUNDHEIMER, P. 1984, "Vibration of Tube Bundles Subjected to Air-Water and Steam-Water Cross Flow: Preliminary Results on Fluidelastic Instability", *Proceedings of ASME Symposium on Flow-Induced Vibrations*, Vol. 2, New Orleans, LA, pp. 269-284.

AXISA, F., BOHEAS, M. A., VILLARD, B., GIBERT, R. J. 1985, "Vibration of Tube Bundles Subjected to Steam-Water Cross Flow: a Comparative Study of Square and Triangular Pitch Arrays", *8th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology*, Papier No. B1/2, Bruxelles, Belgique.

BENDAT, J. S., PIERSOL, A. G., "Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis", *John Wiley & Sons*

BENNETT, A. W., HEWITT, G. F., KEARSEY, H. A., KEEYS, R. K. F., LACEY, P. M. C. 1965, "Flow Visualisation Studies of Boiling at High Pressures", *Gust. Mech. Eng. Proc. 1965-1966*, pt 3C, pp. 260-270.

BLEVIN, R. D. 1974, "Fluidelastic Whirlwing of a Tube Row", *Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 96, pp. 263-267.

CHEN, S. S. 1984, "Guidelines for the Instability Flow Velocity of Tube Arrays in Crossflow", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 93, pp. 439-455.

CHEN, S. S. 1987, "Flow-Induced Vibration of Circular Cylindrical Structures", *Hemisphere Publishing Corporation*

CONNORS, H. J. 1970, "Fluidelastic Vibration of a Tube Array Excited by Cross Flow", *Flow Induced Vibration in Heat Exchangers*, New-York, pp. 42-56.

FEENSTRA, P. A., WEAVER, D. S., NAKAMURA, T. 2003, "Vortex Shedding and Fluidelastic Instability in a Normal Square Tube Array Excited by Two-Phase Cross-Flow", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 17, pp. 793-811.

GOVIER, G. W., AZIZ, K. 1972, "The Flow of Complex Mixture in Pipes", *Van Nostran-Reinhold*, New-York.

GRANT, I. D. R. 1975, "Flow and Pressure Drop with Single-Phase and Two-Phase in the Shell-Side of Segmentally Baffled Shell-and-Tube Heat Exchangers", NEL Report No. 590, *National Engineering Laboratory*, Glasgow, Scotland, pp. 1-22.

HEILKER, W. J., VINCENT, R. Q. 1981, "Vibration in Nuclear Heat Exchangers Due to Liquid and Two-Phase Flow", *Journal of Engineering for Power*, Vol. 103, pp. 358-366.

HEWITT, G. F., ROBERTS, D. N. 1969, "Studies of Two-Phase Flow Patterns by Simultaneous X-Ray and Flash Photography, AERE-M 2159.

HIROTA, K., NAKAMURA, T., KASAHARA, J., MUREITHI, N. W., KUSAKABE, T., and TAKAMATSU, H. 2002, "Dynamics of an In-Line Tube Array Subjected to Steam-Water Cross-Flow. Part III: Fluidelastic Instability Test and Comparison With Theory", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 16, No. 2, pp. 153-173.

LEVER, J. H., WEAVER, D. S. 1982, "A Theoretical Model for the Fluid-Elastic Instability in Heat Exchanger Tube Bundles", *Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 104, pp. 147-158.

MUREITHI, N. W., NAKAMURA, T., HIROTA, K., MURATA, M., UTSUMI, S., KUSAKABE, T. and TAKAMATSU, H. 2002, "Dynamics of an In-Line Tube Array Subjected to Steam-Water Cross-Flow. Part II: Unsteady Fluid Forces", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 16, No. 2, pp. 137-152.

MUREITHI, N.W., ZHANG, C., RUËL, M., PETTIGREW, M. J. 2005, "Fluidelastic Instability Test on an Array of Tubes Preferentially Flexible in the Flow Direction" *Journal of Fluids and Structures*, paraître en 2005.

NAKAMURA, T., FUJITA, K., KAWANISHI, K., YAMAGUCHI, N., TSUGE, A. 1991, "Study on the Vibrational Characteristics of a Tube Array Caused by Two-Phase Flow Part 2 – Fluidelastic Vibration", *Flow-Induced Vibration and Wear*, PVP-Vol. 206, pp. 25-30.

NAKAMURA, T., KAZUO, H., KEN-ICHI, T., JIROU, K., HIROSHI, T. 1999, "On Positional Effect of Flexible Tubes in a Square Array Subjected to Freon Two-Phase Flow", *Flow-Induced Vibration*, PVP-Vol. 389, pp. 73-80.

NAKAMURA, T., HIROTA, K., WATANABE, Y., MUREITHI, N. W., KUSAKABE, T., and TAKAMATSU, H. 2002, "Dynamics of an In-Line Tube Array Subjected to Steam-Water Cross-Flow. Part I: Two-Phase Damping and Added Mass", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 16, No. 2, pp. 123-136.

OSHINOWO, T., CHARLES, M. E. 1974, "Vertical Two-Phase Flow. Part 1 – Flow Pattern Correlation", *Canadian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 52, pp.25-35.

PAIDOUSSIS, M. P. 1983, "A Review of Flow-Induced Vibrations in Reactors and Reactor Components", *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 74, pp. 31-60.

PAÏDOUSSIS, M. P., PRICE, S. J. 1988, "The mechanisms underlying flow-induced instabilities of cylinder arrays in crossflow", *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 187, pp. 45-59.

PAÏDOUSSIS, M. P., PRICE, S. J., MUREITHI, N. W. 1996, "On the Virtual Nonexistence of Multiple Instability Regions for Some Heat-Exchanger Arrays in Crossflow", *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 118, pp.103-109.

PETTIGREW, M. J., SYLVESTRE, Y., CAMPAGNA, A. O. 1978, "Vibration Analysis of Heat Exchanger and Steam Generator Designs", *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 48, pp. 97-115.

PETTIGREW, M. J., TAYLOR, C. E., KIM, B. S. 1989, "Vibration of Tube Bundles in Two-Phase Cross-Flow: Part 1 – Hydrodynamic Mass and Damping", *Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 111, pp. 466-477.

PETTIGREW, M. J., TROMP, J. H., TAYLOR, C. E., KIM, B. S. 1989, "Vibration of Tube Bundles in Two-Phase Cross-Flow: Part 2 – Fluid-Elastic Instability", *Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 111, pp. 478-487.

PETTIGREW, M. J., TAYLOR, C. E. 1991, "Fluidelastic Instability of Heat Exchanger Tube Bundles: Review and Design Recommendations", *Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 113, pp.252-256.

PETTIGREW, M. J. 1994, "Two-Phase Flow-Induced Vibration: an Overview", *Journal of Pressure and Vessel Technology*, Vol. 116, pp. 233-253.

PETTIGREW, M. J., TAYLOR, C. E., JONG, J. H., CURRIE, I. G. 1995, "Vibration of a Tube Bundle in Two-Phase Freon Cross-Flow", *Journal of Pressure and Vessel Technology*, Vol. 117, pp. 321-329.

PETTIGREW, M. J., TAYLOR, C. E. 2003, "Vibration Analysis of Shell-and-Tube Heat Exchangers: An Overview – Part 1: Flow, Damping, Fluidelastic Instability", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 18, pp. 469-484.

PETTIGREW, M. J., TAYLOR, C. E. 2003, "Vibration Analysis of Shell-and-Tube Heat Exchangers: An Overview – Part 2: vibration response, fretting-wear, guidelines", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 18, pp. 485-500.

PETTIGREW, M. J., TAYLOR, C. E. 2004, "Damping of Heat Exchanger Tubes in Two-Phase Flow: Review and Design Guidelines", *Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 126, pp.523-533.

PETTIGREW, M. J., ZHANG, C., MUREITHI, N. W., PAMFIL, D. 2004, "Detailed Flow Measurements in a Rotated Triangular Tube Bundle Subjected to Two-Phase Cross Flow", *Proceedings of the 8th International Conference on Flow Induced Vibration*, Vol. 1, Paris, France, pp. 507-512.

PRICE, S. J., PAIDOUSSIS, M. P. 1986, "A Constrained-Mode Analysis of the Fluidelastic Instability of a Double Row of Flexible Circular Cylinders Subject to Cross-Flow: A Theoretical Investigation of System Parameters", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 105, pp. 121-142.

PRICE, S. J. 1995, "A Review of Theoretical Models for Fluidelastic Instability of Cylinder Arrays in Cross-Flow", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 9, pp. 463-518.

RAO, S. S. 1995, "Mechanical Vibrations, 3rd Ed", *Addison-Wesley*

REMY, R. M. 1982, "Flow-Induced Vibration of Tube Bundles in Two-Phase Cross-Flow", *Proceedings of the Third Conference on Vibration in Nuclear Plant*, Vol. 1, Kewstic, U.K., pp. 135-160.

ROBERTS, B. W. 1962, "Low Frequency Self-Excited Vibration in a Row of Circular Cylinders Mounted in an Air Stream", *Thèse de doctorat*, Université de Cambridge.

TAYLOR, C.E., PETTIGREW, M. J., AXISA, F., VILLARD, B. 1988, "Experimental Determination of Single and Two-Phase Cross Flow-Induced Forces on Tube Rows", *Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 110, pp. 22-28.

TAYLOR, C. E., CURRIE, I. G., PETTIGREW, M. J., KIM, B. S. 1989, "Vibration of Tube Bundles in Two-Phase Cross-Flow: Part 3 – Turbulence-Induced Excitation", *Journal of Pressure and Vessel Technology*, Vol. 111, pp. 488-500.

ULBRICH, R., MEWES, D. 1994, "Vertical upward gas-liquid two-phase flow across a tube bundle", *International Journal of Multiphase Flow*, Vol. 20 No. 2, pp. 249-272.

WEAVER, D. S., SCHNEIDER, W. 1983, "The Effect of Flat Bar Supports on the Crossflow Induced Response of Heat Exchanger U-Tubes", *Journal of Engineering for Power*, Vol. 105, pp. 775-781.

YETISIR, M., WEAVER, D. S. 1993, "An Unsteady Theory for Fluidelastic Instability in an Array of Flexible Tubes in Cross-Flow. Part II: Results and Comparison with Experiments", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 7, pp. 767-782.

ZIADA, S., OENGÖREN, A. 2000, "Flow Periodicity and Acoustic Resonance in Parallel Triangular Tube Bundles", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 14, pp. 197-219.

ANNEXE

CARACTÉRISTIQUES DYNAMIQUES DES TUBES FLEXIBLES

	Fréquence naturelle à sec (Hz)		Amortissement Structural (%)	
	Direction de la portance	Direction de la traînée	Direction de la portance	Direction de la traînée
Tube 1	30.3	N/A	0.083	N/A
Tube 2	N/A	N/A	N/A	N/A
Tube 3	30.5	30.6	0.086	0.068
Tube 4	30.5	30.5	0.093	0.06
Tube 5	30.4	30.4	0.081	0.045
Tube 6	30.1	30.1	0.111	0.046
Tube 7	30.2	30.2	0.110	0.058

Tableau I.1 Fréquences naturelles et amortissement à sec des tubes flexibles dans toutes les directions

	Fréquence naturelle à sec (Hz)	Amortissement Structural (%)
Tube 1	14.2	0.200
Tube 2	14.3	0.196
Tube 3	14.3	0.195
Tube 4	14.2	0.197
Tube 5	14.4	0.204
Tube 6	14.5	0.190
Tube 7	14.2	0.200
Tube flexible dans la direction transverse de l'écoulement (section 3.1.2)	14.4	0.251

Tableau I.2 Fréquences naturelles et amortissement à sec des tubes flexibles dans la direction de l'écoulement, tubes de 14 Hz

	Fréquence naturelle à sec (Hz)	Amortissement Structural (%)
Tube 1	28.0	0.062
Tube 2	28.5	0.051
Tube 3	28.3	0.063
Tube 4	28.2	0.070
Tube 5	28.2	0.050
Tube 6	28.5	0.044
Tube 7	28.2	0.060

Tableau I.3 Fréquences naturelles et amortissement à sec des tubes flexibles dans la direction de l'écoulement, tubes de 28 Hz