# VIBRATIONS OF TUBE ARRAYS IN TRANSVERSAL FLOW

R. J. GIBERT

*Département des Études Mécaniques et Thermiques,*
*C.E.A. — Centre d'Études Nucléaires de Saclay, B.P. nº 2, F-91190 Gif-sur-Yvette, France*

J. CHABRERIE

*Société Fives-Cail-Babcock, 80, rue Emile Zola, F-93123 La Courneuve, France*

M. SAGNER

*Société Bertin & Cie, B.P. nº 3, F-78370 Plaisir, France*

## SUMMARY

The vibrations induced in tube arrays by a transversal flow are of great practical interest because of their destructive effects especially on heat exchangers.

Though turbulence can significantly excite the tubes by itself, most intense vibrations are still caused by two fluidelastic phenomena:

— The "lock-in" effect: The basic phenomenon consists of a generation and a synchronization of vortex shedding by a transversal tube motion when its frequency approaches the shedding frequency and when its level is large enough. The so modified vortex shedding generates much more intense vibrations. The lock-in effect is well known for a single cylinder. However, less results have been obtained for bundles.

— The whirling instability: In a tube row or a bundle, quasi-steady forces are generated by the displacements of the tubes in flow field. Adjacent tubes are disymmetrically coupled by these forces and instability can appear beyond a critical flow velocity.

For tube rows H.J. Connors, ASME Meeting Dec. 1970, has shown that the phenomena are characterized by a coefficient which is a function of the pitch. This coefficient has been tabulated by Ishigai *et al.*, JSME, Tokyo, No. 73. For bundles the results are more fragmentary.

The study described in this paper gives important information concerning characteristic parameters about both phenomena, in the case of tube arrays. The work is mainly an experimental one though models are also developped:

(1) An equilateral pitch bundle ($p = 1{,}5\,D$ with $D$ = tube diameter) is tested. Tubes damping ($\varepsilon$) and first eigenfrequency ($f$), flow velocity are explored in a large domain. Vibratory levels of the tubes are measured and critical points are plotted on the fluidelastic parameters diagram:

$$V_R = \frac{V}{fD} \quad \text{and} \quad A_R = \sqrt{\frac{m\delta}{\rho D^2}}$$

(with: $\delta$ = logarithmic decrement; $m$ = tube mass per unit length; $\rho$ = fluid density); ($0 > V_R > 25$ and $1.8 \leqslant A_R \leqslant 10$).

(2) Several bundles with various usual pitches and arrangements (in line or staggered) are tested. Critical velocities are measured and the whirling instability characteristic coefficient is tabulated.

(3) A complementary experiment is made on tube rows with various pitches. This gives valuable information concerning the look-in domain in $V_R$ and $A'_R = m\sqrt{\delta}/\rho D^2$ diagram. Furthermore this puts in evidence the important effect of a frequency difference between two adjacent tubes on the whirling critical velocity.

Introduction

Les faisceaux tubulaires sous écoulement transversal sont le siège de phénomènes vibratoires pouvant dans certaines conditions être très dangereux pour les structures mécaniques.

Un grand nombre de recherches a été déjà effectué dans le domaine des obstacles cylindriques sous écoulement transversal. Nous disposons en particulier d'études assez poussées sur le cylindre isolé pour lequel les phénomènes observés présentent une grande analogie avec certains phénomènes observés dans les faisceaux.

En ce qui concerne les faisceaux, configuration beaucoup plus complexe, les expériences sont plus récentes et plus fragmentaires. Elles ont mis en évidence cependant d'autres phénomènes de nature différente.

Les études décrites ici ont pour but d'apporter une contribution à la connaissance de ces phénomènes et donc de permettre d'estimer avec plus de sûreté les niveaux vibratoires des installations industrielles comportant des faisceaux de tubes.

Ces études ont été effectuées en collaboration, par la société BERTIN et Cie, la société FIVES-CAIL-BABCOCK et le COMMISSARIAT A L'ENERGIE ATOMIQUE (Département des Etudes Mécaniques et Thermiques).

Les différents phénomènes vibratoires rencontrés dans les faisceaux

L'écoulement dans un faisceau est fluctuant. Les spectres des fluctuations de vitesse mettent en évidence une turbulence (spectre à large bande) et un détachement tourbillonnaire de KARMAN, phénomène analogue à celui du tube isolé (spectre à bande étroite).

Les fréquences caractéristiques de ces fluctuations sont définies par un nombre de STROUHAL ($s = fD/V$, f étant la fréquence, D une longueur que l'on prend en général égale au diamètre des tubes, V une vitesse permanente que l'on prend en général égale à la vitesse intertube moyenne dans le faisceau).

Par exemple le détachement tourbillonnaire est caractérisé par une fréquence centrale $f_k$ correspondant à un nombre de STROUHAL de 0,2 pour un tube isolé en régime sous-critique (REYNOLDS < 2 à $3.10^5$). Dans le cas du faisceau le nombre de STROUHAL caractéristique est fonction du pas réduit latéral ($X_T = \frac{\Delta X_T}{D}$) et longitudinal ($X_L = \frac{\Delta X_L}{D}$) ainsi que de la nature du faisceau (en ligne, quinconcé).

Remarquons que, malgré les nombreuses expériences effectuées, certaines configurations (tubes très serrés) sont encore mal connues.

Le niveau des fluctuations de pression correspondantes (valeur quadratique moyenne) est de la forme $1/2\ C_p\ \rho V^2$.

Cet écoulement fluctuant engendre sur les tubes des efforts fluctuants (principalement transverses à l'écoulement moyen).

Remarque : Il engendre également une source acoustique. Les phénomènes acoustiques dans les faisceaux présentent certaines analogies avec les phénomènes purement vibratoires. Nous n'en parlerons pas ici.

La fonction de transfert mécanique du système des tubes est caractérisée par une suite de modes propres. Les faisceaux que l'on étudie sont en général

constitués de tubes quasi-identiques fixés à leurs extrèmités sur des plaques épaisses : le mode le plus important susceptible d'être excité correspond donc au mode fondamental d'un tube en flexion. A ce mode on associe une fréquence de résonance $f_o$, une masse généralisée m (pour un tube) et un amortissement réduit $\varepsilon$.

Il faut remarquer que dans la plupart des montages les tubes ne sont pas exactement identiques ni complètement indépendants mécaniquement les uns des autres, ce qui complique notablement les choses par rapport au cas du tube isolé. Cette dispersion en fréquence et ce couplage mécanique peuvent jouer un rôle important en ce qui concerne certains phénomènes.

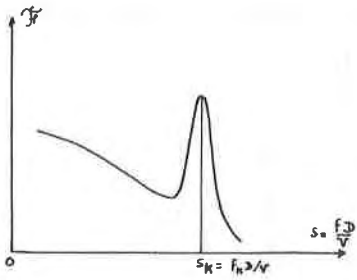
On peut estimer la valeur quadratique moyenne des vibrations observées par :

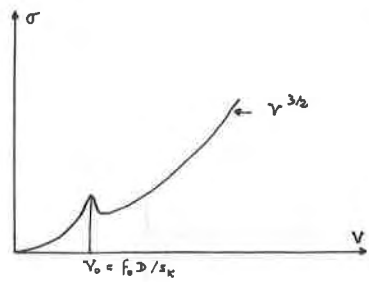
$$(1) \qquad \sigma = C_L \frac{1/2\ \rho V^2 DL}{m\ f_o^2} \sqrt{\frac{1}{\varepsilon}} \sqrt{F\left(\frac{f_o D}{V}\right) \frac{f_o D}{V}}$$

$C_L$ est un coefficient où intervient notamment les longueurs de corrélation des fluctuations de pression. $F\left(\frac{fD}{V}\right)$ est un spectre adimensionnel caractéristique de ces fluctuations.

Par exemple si le niveau spectral dans la gamme d'étude considérée est constant $\sigma$ sera proportionnel à $V^{3/2}$.

Les figures ci-dessous montrent l'allure souvent observée pour F(s) et $\sigma$(V).



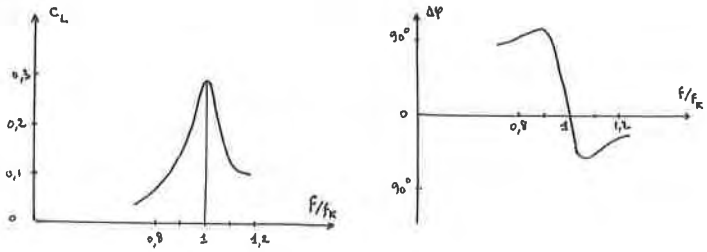

Les intensités vibratoires auxquelles conduit le schéma précédent sont en général acceptables. Cependant dans certains cas des vibrations beaucoup plus intenses sont observées. Elles résultent de phénomènes que nous allons décrire maintenant.

a) <u>Phénomènes d'accrochage</u>

Des expériences effectuées récemment ont montré que le détachement tourbillonnaire à l'aval d'un tube isolé pouvait être modifié par une vibration mécanique transverse forcée pourvu que celle-ci soit d'une intensité suffisante et qu'elle ait une fréquence f suffisamment voisine de la fréquence $f_k$ de KARMAN.

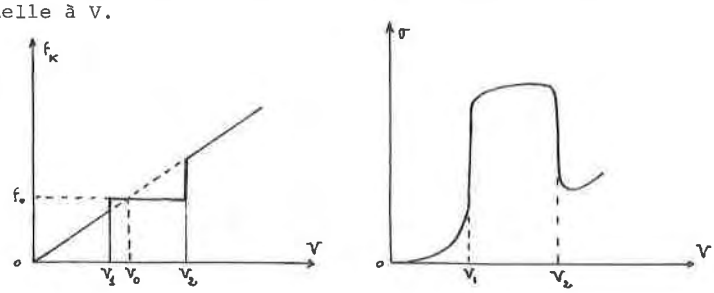
La force de portance fluctuante locale est alors modifiée : elle est régularisée (disparition du caractère aléatoire) et a la fréquence $f_o$ de l'excitation, de plus elle est corrélée sur toute la longueur du tube.

Le graphique ci-dessous montre l'évolution de l'amplitude et de la phase (par rapport à l'excitation) de la portance fluctuante en fonction de $f/f_k$ (pour une excitation d'amplitude constante).




Cet effet peut avoir un rôle considérable sur le niveau de vibration. En effet, si l'on augmente progressivement la vitesse de l'écoulement, la vibration du tube à sa fréquence de résonance $f_o$ augmente (comme nous l'avons vu précédemment), de plus la fréquence $f_k$ (proportionnelle à V) se rapproche de $f_o$. Pour une certaine vitesse $V_1$ (légèrement inférieure à $V_o$), cette vibration peut alors modifier le détachement tourbillonnaire donc la source mécanique, cette source régularisée et corrélée crée une vibration beaucoup plus intense et le détachement tourbillonnaire se fait à la fréquence $f_o$.

Quand on continue à augmenter la vitesse V, le phénomène reste stable jusqu'à une vitesse $V_2$ (légèrement supérieure à $V_o$). Au-delà de $V_2$ le niveau des vibrations retombe et la fréquence du détachement tourbillonnaire redevient proportionnelle à V.




<u>Remarques</u> : Ce phénomène d'accrochage ne se produit pas toujours. Il faut en effet que la vibration du tube en régime non accroché soit suffisamment intense. Ce qui implique en particulier que le paramètre adimensionnel $\frac{m/L}{\rho D^2}\sqrt{\varepsilon}$ intervenant dans la formule (1) soit inférieur à une certaine valeur critique. (L'allongement du tube L/D doit intervenir).

L'accrochage mécanique a fait l'objet d'études détaillées pour le tube isolé. Dans les faisceaux on observe un phénomène analogue.

b) <u>Instabilité de flottement</u>

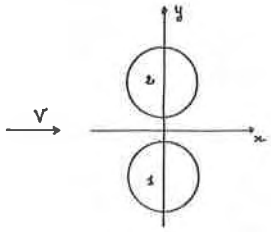
Un autre phénomène d'une nature toute différente a été observé dans les faisceaux. Il a été étudié d'une façon très précise sur une rangée unique de tubes.

Nous avons évoqué plus haut le système mécanique constitué par le faisceau de tubes. La présence de fluide baignant le faisceau modifie les caractéristiques de ce système.

L'effet le plus simple est de nature acoustique, il conduit pour chaque mode mécanique à considérer une "masse ajoutée" due au fluide (cet effet existe dans un fluide au repos ou en écoulement, il est en général négligeable quand le fluide est un gaz mais peut être important quand le fluide est un liquide).

Cependant quand le fluide est en mouvement des effets quasi-statiques viennent s'ajouter à l'effet précédent. Ainsi dans l'exemple classique de l'aile d'avion il existe une force de portance proportionnelle à la fluctuation d'incidence et au carré de la vitesse de l'avion ; d'où l'apparition d'un couplage dissymétrique entre le mouvement de torsion et le mouvement de flexion de l'aile. Quand la vitesse croît les fréquences propres des deux modes fondamentaux de flexion et de torsion se rapprochent du fait de ce couplage et pour une certaine vitesse critique le système devient instable (au sens des systèmes linéaires).

Un mécanisme analogue existe dans les rangées ou les faisceaux de tubes :




Considérons pour simplifier deux tubes voisins dans une rangée. Il a été montré expérimentalement qu'un mouvement x dans la direction Ox du tube 1 crée une force quasi-statique $F_y = k_1 \; 1/2 \; \rho V^2 L x$ dans la direction Oy sur le tube 2.

Inversement un mouvement y dans la direction Oy du tube 1 crée une force $F_x = k_2 \; 1/2 \; \rho V^2 L y$ dans la direction Ox sur le tube 2.

Ces forces quasi-statiques entraînent un couplage aérodynamique linéaire entre les deux tubes. Ce couplage est dissymétrique et l'on peut montrer que le système est instable à partir d'une vitesse critique d'écoulement $V_c$ donnée par :

$$(2) \qquad \boxed{\frac{V_c}{f_o D} = C\sqrt{\frac{M\Delta}{\rho D^2}}} \qquad \text{avec } C^2 = \frac{4\pi}{(k_1 \; k_2)^{1/2}} \quad \text{et} \quad \left\{ \begin{array}{l} M = m/L \\ \Delta = 2\pi\varepsilon \end{array} \right.$$

(Les tubes sont supposés identiques : leur fréquence fondamentale en flexion est $f_o$, m et $\varepsilon$ sont la masse généralisée et l'amortissement réduit correspondant).

<u>Remarque</u> : Si comme cela se produit souvent les deux tubes voisins n'ont pas exactement la même fréquence de résonance, la formule (2) reste valable en remplaçant $\varepsilon$ par :

$$\varepsilon' = \sqrt{\varepsilon^2 + \left(\frac{\Delta f_o}{2 f_o}\right)^2} \qquad \text{ou} \qquad \Delta' = \sqrt{\Delta^2 + \left(\pi \frac{\Delta f_o}{f_o}\right)^2}$$

($\Delta f_o / f_o$ étant l'écart relatif en fréquence des deux tubes).

Théoriquement quand on atteint la vitesse critique l'amplitude de vibration devrait tendre vers l'infini ; pratiquement l'amortissement des tubes

n'étant pas linéaire, l'amplitude de vibration se stabilise à un niveau élevé après une croissance brutale. Ceci fait que souvent, dans les faisceaux, il est difficile à la seule vue des résultats d'un balayage en vitesse, de distinguer l'instabilité de flottement du phénomène d'accrochage.

Descriptions des études effectuées

Les études effectuées sont essentiellement de nature expérimentale :

1) Une première étude a été effectuée sur une maquette à géométrie fixée en air atmosphérique permettant une variation commode des paramètres d'écoulement et mécaniques (fréquences de résonance, amortissements, vitesse d'écoulement).

Cette étude est destinée à préciser les modes de comportement des tubes d'un faisceau.

Les paramètres aéroélastiques réduits varient :

- de 0 à 25 pour la vitesse réduite $V_R = V/(f_o D)$
- de 1,8 à 10 pour $A_R = \sqrt{\frac{M\Delta}{\rho D^2}}$

Le faisceau est à pas triangulaire (distance réduite entre les tubes de 1,5). Il comporte 49 tubes dont un groupement de 9 tubes mobiles. Ces derniers sont composés d'une partie rigide plongée dans la veine d'essai et d'une partie élastique constituée de deux colonnettes disposées à chaque extrêmité. Les tubes sont maintenus encastrés aux bouts des colonnettes.

Sur les colonnettes sont disposées des jauges de déformation dans deux directions perpendiculaires.

L'amortissement mécanique du tube est de l'ordre de 4 à $5.10^{-3}$. Il peut être augmenté au moyen d'un dispositif de 20 tiges de 1 mm de diamètre solidaires de la partie rigide et baignant dans un fluide visqueux.

Le règlage de la fréquence des tubes se fait en faisant varier la position des encastrements.

Remarque : Une autre maquette de même géométrie mais avec un montage des tubes différent et permettant d'obtenir des taux d'amortissement plus faibles ($\varepsilon < 10^{-3}$) est en cours de test.

2) Une deuxième étude a été effectuée sur une série de faisceaux de pas différents et de paramètres aéroélastiques pratiquement identiques, une recherche des vitesses critiques de flottement est faite.

Onze arrangements ont été expérimentés : 3 pas transversaux $X_T = 1,25$ 1,5 et 2 associés aux pas longitudinaux $X_L = \sqrt{3}/2\ X_T$ et $1/\sqrt{3}\ X_T$ en quinconcé; $X_L = \sqrt{3}\ X_T$ et $2/\sqrt{3}\ X_T$ en aligné.

Quelques essais de recoupement ont été effectués sur une rangée unique. Les tubes sont tous mobiles et sont montés sur une plaque massive fixée sur un massif de béton posé sur le sol.

Une attention particulière a été apportée à l'élimination des couplages mécaniques parasites entre tubes ainsi qu'à la réduction des dispersions en fréquence et en amortissement.

Ceci a nécessité de nombreux essais préliminaires.

3) Quelques expériences complémentaires ont été effectuées sur une rangée de tubes pour étudier l'effet d'une différence de fréquence de résonance entre deux tubes voisins sur l'instabilité de flottement et pour préciser les conditions d'apparition du phénomène d'accrochage dans un cas plus simple que celui du faisceau.

La rangée de tubes est placée dans une veine d'essai avec soufflage d'air atmosphérique. Deux tubes sont mobiles avec un système de colonnettes analogue à celui des expériences n° 1. Les deux tubes sont cependant complètement découplés mécaniquement puisqu'ils sont fixés chacun sur deux blocs de béton isolés du sol par des patins en caoutchouc.

L'amortissement et la fréquence des tubes peut varier dans une large gamme ; plusieurs pas entre tubes ont été étudiés.

Remarque : Pour toutes ces expériences, les tubes sont instrumentés en jauges de déformation ou accéléromètres.

Principaux résultats

1. Phénomène d'accrochage

A la référence 22, nous proposons une approche du phénomène basée sur l'hypothèse que l'accrochage se produit quand la vibration (en régime non accroché) atteint un certain niveau limite.

Nous mettons en évidence les paramètres caractéristiques :

$$V_R = \frac{V}{f_o D} \qquad \text{et} \qquad A = \frac{m\sqrt{\Delta}}{\rho D^2}$$

Dans un diagramme A, $V_R$, nous pouvons alors définir une zone où l'accrochage peut se produire (à partir d'un régime non accroché). Cette zone ne dépend que de la géométrie du faisceau. Elle est centrée autour de la ou des droites $V_R = \frac{1}{s_k}$ ($s_k$ étant le ou les nombres de STROUHAL caractéristiques du détachement tourbillonnaire dans le faisceau).

De plus il existe un A limite au-delà duquel l'accrochage est impossible. (cf. figure 1).

Remarque : Le caractère non linéaire du phénomène fait qu'un régime accroché peut se prolonger au-delà de cette zone.

Expérimentalement l'accrochage se caractérise par une plage en vitesse V dans laquelle le niveau de vibration est très nettement supérieur au niveau en régime normal.

Les mesures effectuées sur une rangée de tubes pour les pas de 1,24 et 1,5 ont permis de tracer la zone d'apparition du phénomène. (La mesure est effectuée point par point en vitesse, les tubes étant initialement immobiles).

La figure 1 montre que, pour les deux pas, les limites des zones sont sensiblement voisines avec $s_k = 0{,}16$ pour $X_T = 1{,}24$ et $s_k = 0{,}2$ pour $X_T = 1{,}5$. De plus $A_{limite} = 30$ environ dans les deux cas.

Il est à remarquer également que le mouvement des tubes voisins a peu d'importance pour le phénomène au niveau d'un tube.

Les résultats obtenus pour le faisceau de pas équilatéral 1,5 sont aussi représentés à la figure 1. Nous observons deux zones d'accrochage centrées sur

$s_k = 0,2$ et $s_k = 0,7$ environ. Au delà de A = 30 le phénomène disparait, ce qui est cohérent avec les résultats obtenus sur la rangée unique.

Remarque : L'accrochage a été mis essentiellement en évidence par les essais n° 2 qui ont permis des valeurs de A plus faibles que celles des essais n° 1.

D'autre part, dans certains cas, une instabilité de flottement peut intervenir dans la même gamme de vitesse V que l'accrochage ; ceci rend l'interprétation difficile (c'est le cas vraisemblablement pour les plus basses valeurs de $A_R$ des essais 1 - cf. figures 1 et 2).

2. Instabilité de flottement

Nous avons repris à la référence 22 la modélisation de CONNORS en la généralisant au cas de deux tubes voisins de fréquences propres différentes et de déformées modales quelconques.

Cette modélisation met notamment en évidence qu'une différence de fréquence d'un tube à l'autre ou suivant les deux directions (parallèle et perpendiculaire à l'écoulement) peut avoir un effet important sur la vitesse critique d'apparition de l'instabilité.

Nous montrons que cette différence $\Delta f_o$ intervient dans la formule de CONNORS en remplaçant le décrément logarithmique $\Delta$ par le décrément équivalent :

$$\Delta' = \sqrt{\Delta^2 + (\pi \frac{\Delta f_o}{f_o})^2}$$

L'effet sera donc important si $\frac{\Delta f_o}{2f_o}$ est grand vis-à-vis de l'amortissement réduit $\varepsilon$ des tubes. Pour les expériences de mesure de constante de CONNORS avec des tubes très peu amortis ($\varepsilon \sim 10^{-3}$), la dispersion en fréquence devra être rendue très faible (ce qui est assez délicat à réaliser) ou devra être très bien connue.

D'autre part nous avons montré l'influence d'un couplage mécanique parasite entre tubes. Nous définissons un coefficient de couplage adimensionnel B, qui intervient dans la formule de CONNORS de la même façon que le paramètre $\frac{\Delta f_o}{2f_o}$ :

$$\Delta' = \sqrt{\Delta^2 + B^2}$$

Comme précédemment une expérience de mesure de constante de flottement avec des tubes très peu amortis devra minimiser les couplages parasites.

Pratiquement dans les installations industrielles, les paramètres $\frac{\Delta f_o}{2f_o}$ et B sont presque toujours de l'ordre de grandeur et parfois supérieurs à l'amortissement des tubes ; ce qui a pour effet de rendre pessimiste une prédiction faite avec la formule de CONNORS classique.

Résultats expérimentaux

a) Pour la rangée unique, l'analyse des essais avec une différence de fréquence entre tubes confirme la modélisation :

Evolution des fréquences de résonance, corrélation des mouvements, etc... correspondent bien à la prédiction théorique.

Ces essais ont été faits pour un pas de 1,16 (pour ce pas très serré l'accrochage n'apparaît pas et ne perturbe donc pas l'analyse). En appliquant la formule de CONNORS modifiée, on détermine une constante de flottement de 5,8, cohérente avec les résultats d'ISHIGAI (cf. figure 3).

D'autre part des essais de recalage effectués dans la série d'expériences n° 2 ont retrouvé également les résultats d'ISHIGAI (cf. figure 3).

b) Pour le faisceau, les essais 1, pour une géométrie particulière, permettent de tracer dans le diagramme $V_R = \frac{V}{f_o D}$ et $A_R = \sqrt{\frac{m\Lambda}{\rho D^2}}$, un ensemble de points correspondant aux vitesses critiques (cf. figure 2).

Il est à remarquer que les points expérimentaux ne s'alignent pas tout à fait sur une droite $V_R = C\ A_R$.

Selon le modèle du phénomène, ces points doivent s'aligner suivant la droite $V_R = C\ A_R$. En réalité il semble que l'évolution se fasse suivant une loi $V_R \sim A_R^{\ n}$ avec $n < 1$. Il est à remarquer également que le coefficient n déterminé en faisant varier l'amortissement $\varepsilon$, évolue avec la fréquence $f_o$ (cf. figure 2).

Cet ensemble de résultats difficilement interprétables peut éventuellement s'expliquer par l'existence de couplages mécaniques importants et par l'effet perturbateur aux faibles valeurs de $A_R$ du phénomène d'accrochage.

Nous avons vu au paragraphe précédent les résultats des essais n° 2 effectués sur un faisceau de tubes en aluminium faiblement amortis, concernant l'accrochage.

Sur ce faisceau aucune mesure de vitesse critique de flottement n'a été faite.

Pour l'étude du flottement nous avons utilisé un ensemble de maquettes avec des tubes de plastique plus fortement amortis ($\varepsilon \simeq 10^{-2}$).

Le paramètre $A_R$ est sensiblement le même d'un faisceau à l'autre ($7 < A_R < 9$). La figure 2 montre dans le diagramme $A_R$, $V_R$ les différentes zones étudiées.

La figure 3 montre les résultats de cette étude : Pour des faisceaux "en ligne" et "en quinconce" et pour différents rapports $X_L/X_T$, la constante de flottement, définie par $C = V_R$ critique / $A_R$, est tracée en fonction de $X_T$.

D'une façon générale nous voyons que le faisceau en ligne conduit à des résultats plus groupés que le faisceau en quinconce pour lequel l'influence de $X_L/X_T$ est très importante.

Conclusions

Les études que nous venons de présenter apportent de nombreuses informations sur les phénomènes aéro et hydroélastiques rencontrés dans les faisceaux en écoulement transversal, plus précisément sur le phénomène d'accrochage et sur l'instabilité aéroélastique pour laquelle une tabulation de la constante caractéristique a été effectuée. Des études complémentaires sur d'autres géométries de faisceau (notamment quinconcées) sont actuellement en cours de démarrage et permettent de couvrir la plage usuelle des faisceaux industriels.

Références bibliographiques

[1] Y.N. CHEN "Fluctuating lift forces of KARMAN vortex streets on single circular cylinders and tube bundles" (Rapport ASME n° 71)

[2] S.C. KACKER, B. PENNINGTON, R.S. HILL "Measurements of the fluctuating lift coefficient and of the correlation length for vortex shedding from cylinder tubes" (Conf. de KESWICK - avril 73)

[3] R.E. WHITBREAD "Practical solutions to some wind-induced vibration problems" (Conf. de KESWICK - avril 73)

[4] D. SURRY "Some effects of intense turbulence on the aerodynamics of a circular cylinder at subcritical REYNOLDS numbers" (J. of Fluid Mechanics 1972 - vol. 52)

[5] J.M.R. GRAHAM "Lift forces on cylinders in a turbulent flow" (Conf. de KESWICK - avril 73)

[6] A. RICHTER "Fluctuating forces on a circular cylinder rigidly supported in a narroy flow passage" (Conf. de KESWICK - avril 73)

[7] R.T. KEEFE "An investigations of the fluctuating forces acting on a stationary circular cylinder in a subsonic stream and the associated sound field" (UTIA report n° 76 - sept. 61)

[8] H. LOISEAU, E. SZECHENYI "Comportement aéroélastique du cylindre isolé normal à l'écoulement" (Conf. d'ERMENONVILLE - sept. 72)

[9] WOUTTON "The oscillations of large circular stakes in wind" (Proc. ICE aout 69)

[10] SCRUTON "Wind-excited oscillations of structures" (1964)

[11] B. SONNEVILLE (Thèse de doctorat - Fév. 76)

[12] Y.N. CHEN "Flow-induced vibrations and noise in tube bank heat exchangers due to KARMAN streets" (Rapport ASME - Fév. 68)

[13] Y.N. CHEN, M. WEBER "Flow-induced vibrations in tube bundle heat exchangers with cross and parallel flow" (Rapport ASME - déc. 70)

[14] J.S. FITZ-HUGH "Flow-induced vibrations in heat exchangers" (Conf. de KESWICK - avril 73)

[15] R.C.F. DYE "Vortex-excited vibration of heat exchanger tube row in cross-flow" (Conf. de KESWICK - avril 73)

[16] G. BAYLAC, D. BAI, J.P. GREGOIRE "Study of flow and acoustic phenomena in a tube bank" (Conf. de KESWICK - avril 73)

[17] D. BAI "Etude aéroélastique de faisceaux réguliers de tubes normaux à un écoulement" (Rapports EDF F34/73/116 et F34/74/144)

[18] R.J. GIBERT, M. LIVOLANT, G. BAYLAC "Calcul de l'amplification acoustique dans les circuits complexes, application aux vibrations des échangeurs du réacteur CHINON III" (La Houille Blanche n° 5 - 1971)

[19] H.J. CONNORS "Fluidelastic vibration of tube arrays excited by cross-flow" (Meeting of the Am. Soc. of Mech. Eng. - déc. 70)

[20] ISHIGAI, E. NISHIKAWA, E. YAGI "Structure of gas flow and vibration in tube banks with axes normal to flow" (ISME - TOKIO - nov. 73)

[21] S. MIRZA, D.J. CORMAN "Experimental and analytical correlation of local driving forces and tube response in liquid flow induced vibration of heat exchangers" (SMIRT - BERLIN - sept. 73)

[22] R.J. GIBERT, J. CHABRERIE, R. SCHLEGEL "Etude des vibrations aéro et hydroélastiques de faisceaux de tubes en écoulement transversal" (Compte rendu d'étude financée par la Délégation Générale à la Recherche Scientifique et Technique) - Oct. 76

[23] R. BLEVINS "Flow induced vibration" (Rapport GA-A13380 - Oct. 1975)

[24] R.D. BLEVINS and T.E. BURTON "Fluid forces induced by vortex shedding (Am. Soc. of Mech. Eng. - Paper 75 FE 10 - 1975)

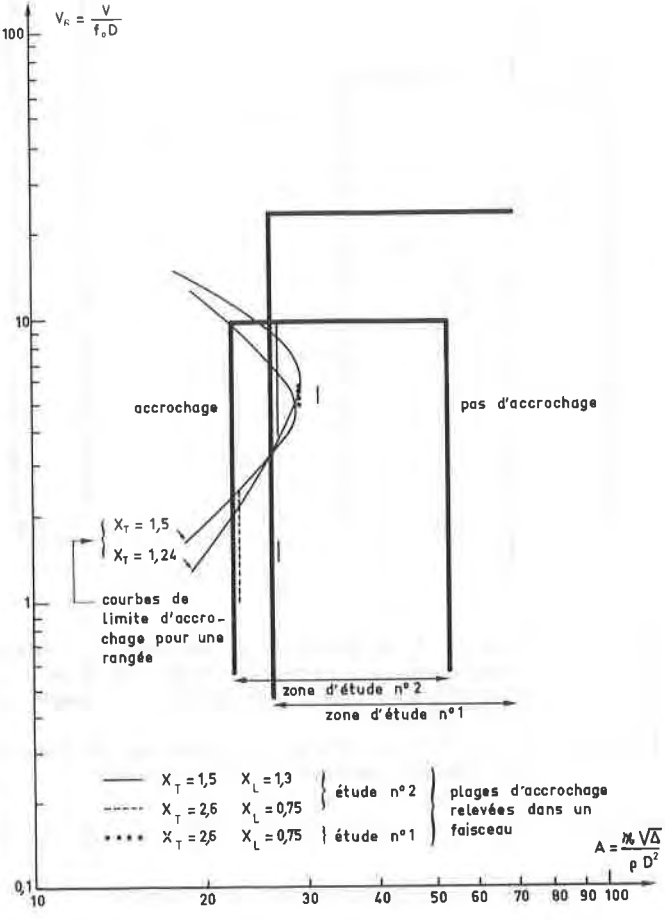



FIG. 1 PHENOMENE D'ACCROCHAGE

(principaux résultats – plages d'étude dans le diagramme $A, V_R$)

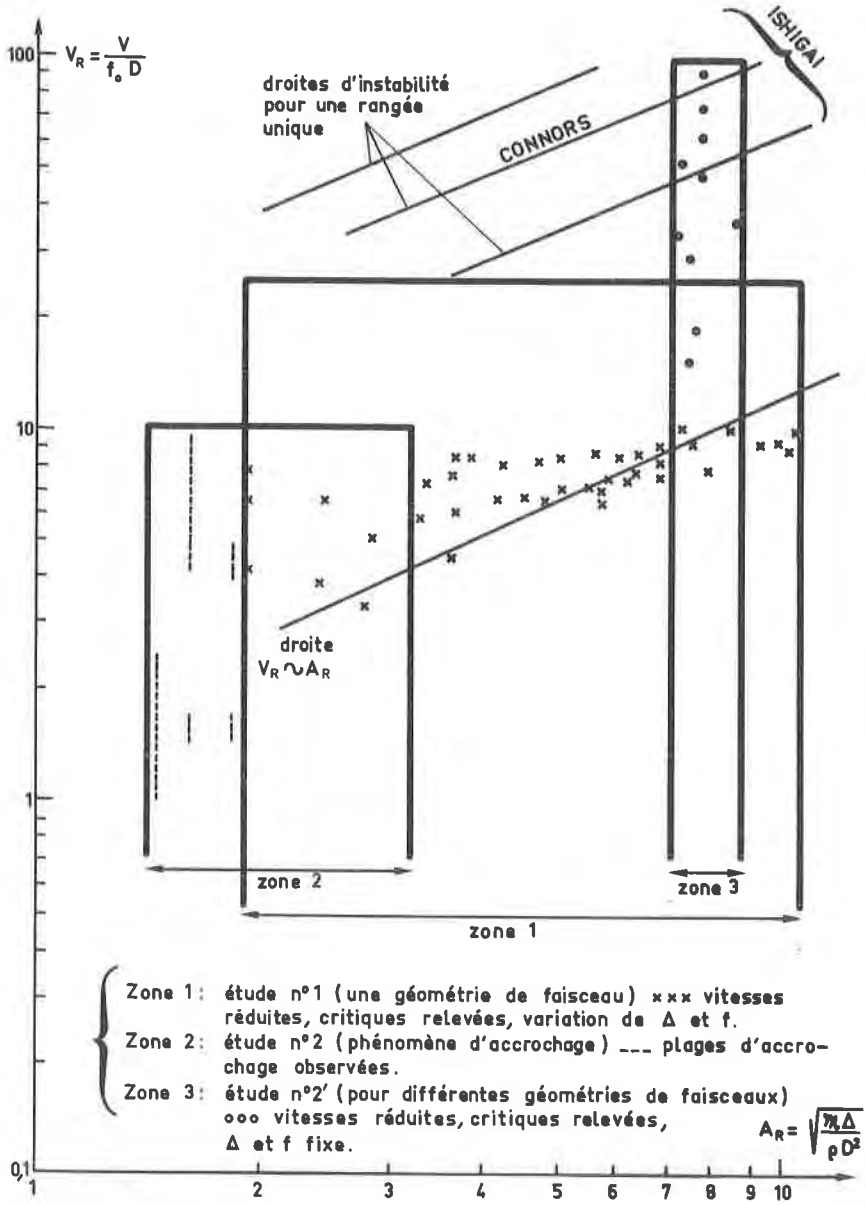



FIG. 2 INSTABILITE DE FLOTTEMENT

(principaux résultats _ plages d'étude dans le diagramme $A_R$ $V_R$ )

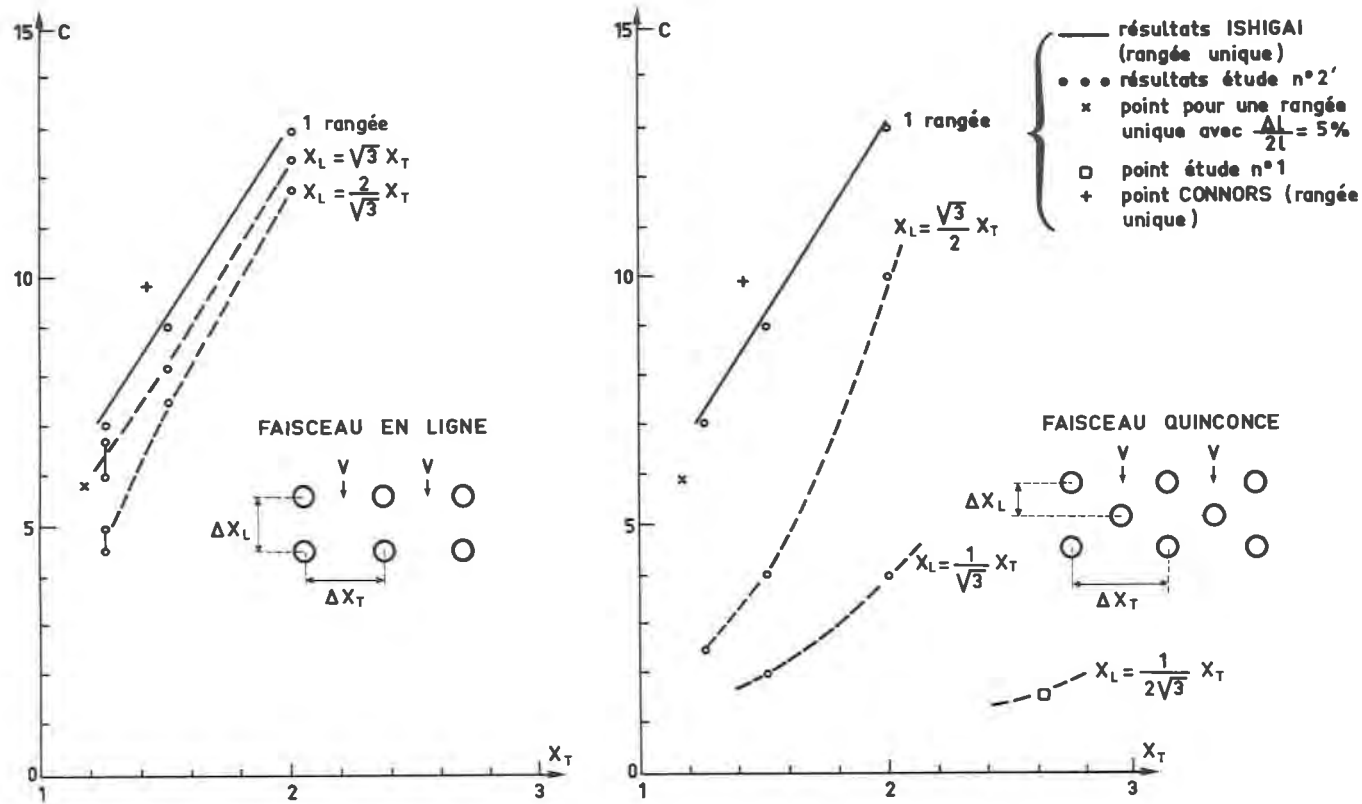



FIG. 3_INSTABILITE DE FLOTTEMENT

(tabulation de la constante caractéristique en fonction des pas et de l'arrangement du faisceau)