

---

# Vibrations des structures dans un écoulement sous l'effet de détachements tourbillonnaires du sillage

Exposé de synthèse sur les travaux du Groupe de Travail n° 2 de la Division « Applications industrielles de la Mécanique des Fluides »

*Vibration of structures in a flowing medium caused by breaking-away of wake eddies*

*Collation of research by No. 2 Working Group of the 'Industrial Applications of Fluid Mechanics' Division*

François Boulot

EDF – Chatou

Daniel Milan

Société Neyrpic – Grenoble

---

## Introduction

Un groupe de travail au sein de la S.H.F. s'est fixé pour tâche de rédiger un document faisant le point des connaissances actuelles en hydroélasticité à l'usage des ingénieurs de projet non familiers de la question.

Il ne s'agit donc pas d'un état de l'art pour spécialistes dégageant les points obscurs, les problèmes non résolus, et proposant de nouvelles voies d'approche par lesquelles de nouvelles recherches pourraient être entreprises.

Le but visé dans ce document est pratique. On s'y propose de montrer comment bien poser un problème de vibrations sous écoulement, de fournir des éléments qualitatifs (physique des phénomènes) et quantitatifs pour "débroussailler" un problème, et de donner une idée des études plus complexes pouvant être faites par des spécialistes.

Une commission composée de représentants d'EDF, du CEA, du CETIM, de Bertin, de Neyrtec et de Neyrpic – MM. Boulot, Cavallé, Gibert, Guilloud, Jouannet, Milan, Sagner et Wegner – a rédigé un document d'une centaine de pages sur les vibrations de structures dans un écoulement sous l'effet de détachement tourbillonnaire de sillage. La diversité des origines des membres de cette commission qui appartiennent à des industries diverses a permis d'avoir une vue très large des domaines où se posent des problèmes de ce type.

Ce document comprend plusieurs chapitres :

- a) le cylindre circulaire
- b) les interactions entre plusieurs cylindres – les faisceaux de tubes
- c) les autres obstacles courts ou longs : poutres et assemblages de poutres
- d) les plaques et profils minces

En particulier, il présente des résultats directement exploitables et il donne une documentation "sélec-

tionnée" pour l'approfondissement de tel ou tel point particulier.

Nous nous proposons de donner ici en quelques pages une idée du contenu de ce texte. Pour ceci, nous avons choisi plusieurs points qui permettent d'une part de décrire et d'expliquer, pour autant qu'on le sache, la physique des phénomènes, et, d'autre part de montrer le genre de résultats quantitatifs que l'ingénieur de projet pourra y trouver.

## Le caractère périodique du sillage : nombre de Strouhal de différents obstacles immobiles

### *Cylindre circulaire fixe*

Le cylindre à base circulaire, placé perpendiculairement dans un écoulement, est l'exemple type de l'obstacle non profilé à courbure progressive. C'est le cas le plus étudié. Son étude met en évidence les mécanismes fondamentaux expliquant la formation des tourbillons et les vibrations de structures qui en résultent.

Les différents régimes d'écoulement autour de l'obstacle dépendent du nombre de Reynolds  $Re = UD/\nu$  calculé avec le diamètre du cylindre  $D$ , la vitesse de l'écoulement  $U$  et  $\nu$  la viscosité cinématique du fluide.

a) Pour  $Re < 5$ , l'écoulement est à viscosité prépondérante, sans décollement.

b) Pour  $5 < Re < 40$ , l'effet visqueux n'est plus assez grand pour empêcher l'écoulement de décoller du cylindre. Ce décollement est symétrique avec deux tourbillons dans le sillage qui ne se détachent pas de l'obstacle.

c) Pour  $40 < Re < 3 \cdot 10^5$ , on entre dans le régime sous-critique. Les tourbillons se détachent alternati-

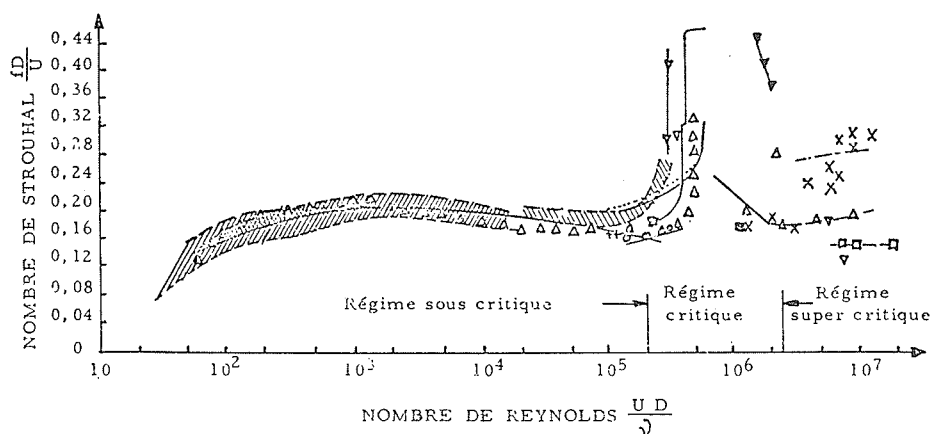


Figure 1 – Cylindre circulaire fixe.

vement de part et d'autre de l'obstacle. La couche limite reste laminaire jusqu'au point de décollement situé sur le cylindre à un angle d'environ  $80^\circ$ , compté par rapport au point d'arrêt amont. Ce point de décollement et toute la couche de cisaillement oscillent à une fréquence donnée  $f$ , caractérisée par le nombre de Strouhal  $St = fD/U$ . Le nombre de Strouhal (voir fig. 1) en régime sous-critique reste constant et est très voisin de 0,19.

d) Pour  $3 \cdot 10^5 < Re < 3,5 \cdot 10^6$ , on est dans le régime critique. La transition laminaire turbulente de la couche limite se déclenche en amont du décollement. La couche limite turbulente, plus résistante au gradient de pression et à la courbure, ne décolle plus que pour un point correspondant à un angle de l'ordre de  $140, 150^\circ$  par rapport au point amont.

La largeur du sillage se rétrécit. L'écoulement moyen se modifie ; la fréquence privilégiée disparaît. Le sillage devient turbulent à larges spectres de fréquences. Le nombre de Strouhal ne peut être défini. On donne une plage comprise entre 0,15 et 0,50.

e) Pour  $Re > 3,5 \cdot 10^6$ , on entre dans le régime super-critique avec couche limite turbulente. La périodicité de l'écoulement réapparaît. Les couches limites dans ce domaine sont entièrement turbulentes. Le nombre de Strouhal retrouve une valeur sensiblement constante, mais la connaissance de cette valeur est peu précise. On admet généralement un nombre de Strouhal voisin de 0,25, ce qui est cohérent avec la valeur de la vitesse moyenne dans une couche limite turbulente par rapport à celle dans une couche limite laminaire

Que peut-on dire des approches théoriques du problème ?

Dans les années récentes, l'étude du détachement tourbillonnaire du cylindre a fait l'objet de nombreux travaux, tant expérimentaux qu'analytiques. Le calcul numérique de l'écoulement par résolution directe des équations de Navier Stokes a donné des résultats intéressants mais ne permet pas encore de prédire toutes les caractéristiques complexes du sillage tourbillonnaire ni de tenir compte du mouvement vibratoire éventuel de l'obstacle. Une autre approche est la description de l'allée tourbillonnaire à la suite des travaux de Benard et de Von Karman qui est une approche à la fois théorique et expérimentale très utile pour la compréhension phy-

sique des phénomènes mais n'est pas un outil pratique pour l'utilisateur.

### Faisceaux de tubes

Le détachement tourbillonnaire dans les faisceaux de tubes a fait l'objet de nombreux travaux. Dans le cas d'échangeurs, par exemple, ce problème est important, d'autant plus qu'il peut y avoir amplification du phénomène à la fréquence acoustique de la cavité contenant le faisceau. Cependant, tous les résultats relatifs aux fréquences de Strouhal sont loin d'être cohérents entre eux.

La figure 2 donne, à titre d'exemple, les résultats de Y.N. Chen pour le faisceau en ligne et le faisceau en quinconce.

Il est intéressant de noter, du point de vue pratique, que :

a) Quand les pas réduits sont supérieurs à 2, les valeurs expérimentales du nombre de Strouhal sont bien établies. Elles tendent vers la valeur du tube isolé pour les pas réduits très larges.

b) Lorsque les pas réduits sont de l'ordre de 2, la dispersion des valeurs expérimentales est beaucoup plus grande.

c) Pour les espacements inférieurs à 2, on ne peut plus guère définir de nombre de Strouhal car, le niveau de fond ayant augmenté et le pic s'étant élargi, la "bosse" du détachement tourbillonnaire est pratiquement indétectable.

Les faisceaux de tube peuvent être le siège d'autres phénomènes vibratoires comme l'instabilité de flottement, qui résulte du couplage d'un tube à un tube voisin par l'intermédiaire de l'écoulement entre les tubes. Ce point, bien que ne mettant pas en jeu de détachement tourbillonnaire, est abordé dans le document étant donné son importance pratique.

### Cylindres de section rectangulaire

La figure 3 donne le nombre de Strouhal d'un cylindre de section rectangulaire dont on fait varier l'allon-

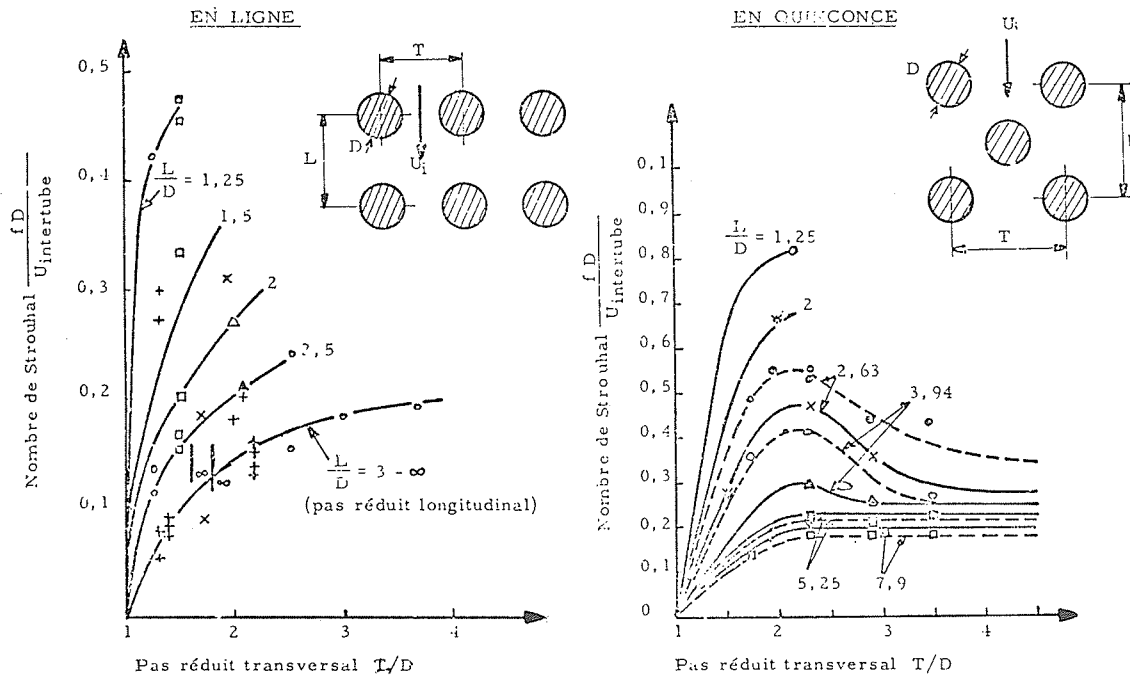


Figure 2 – Faisceaux de tubes, d'après [1].

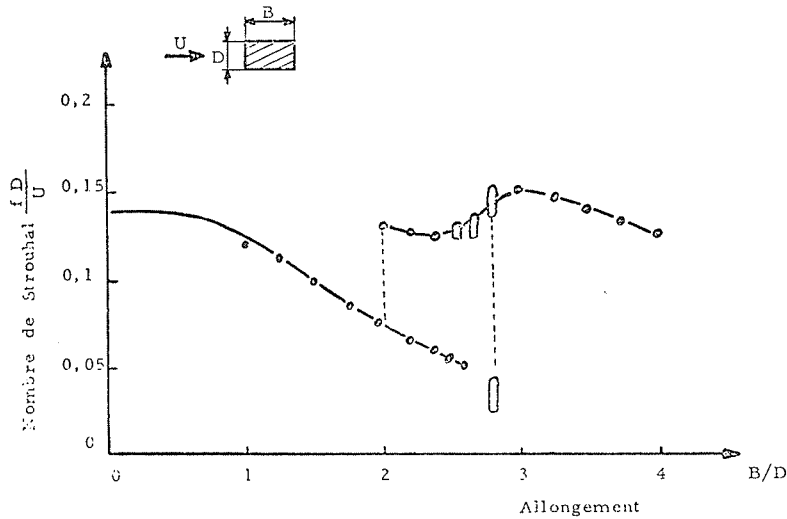


Figure 3 – Cylindre de section rectangulaire, d'après [2].

gement dans la direction de l'écoulement. Les phénomènes observés s'expliquent par l'allure des sillages.

a) Quand l'allongement est inférieur à 2, le décollement a lieu sur l'arête vive amont sans recollement sur l'obstacle. On observe un seul nombre de Strouhal.

b) Quand l'allongement est supérieur à 2,8, les couches limites se détachant sur l'arête amont se rattachent sur les côtés, formant deux zones décollées.

c) Dans la zone intermédiaire, le recollement est instable de telle sorte que, dans cette zone, existent deux nombres de Strouhal simultanés, d'ailleurs plus ou moins bien définis. Pour un tel obstacle à arêtes vives, il n'y a pratiquement pas d'influence du nombre de Reynolds.

### Les efforts hydrodynamiques fluctuants dus à la périodicité du sillage sur un obstacle immobile

#### Spectre de trainée

La figure 4 donne un exemple de spectres de trainée d'un cylindre, pour différents nombres de Reynolds, en régime sous-critique. La trainée se compose d'une valeur moyenne non nulle correspondant à la trainée statique. A celle-ci se superposent des fluctuations instantanées dont la densité spectrale adimensionnelle est représentée sur la figure 4 en fonction de la fréquence adimensionnelle. Il est intéressant de noter qu'au double de la fré-

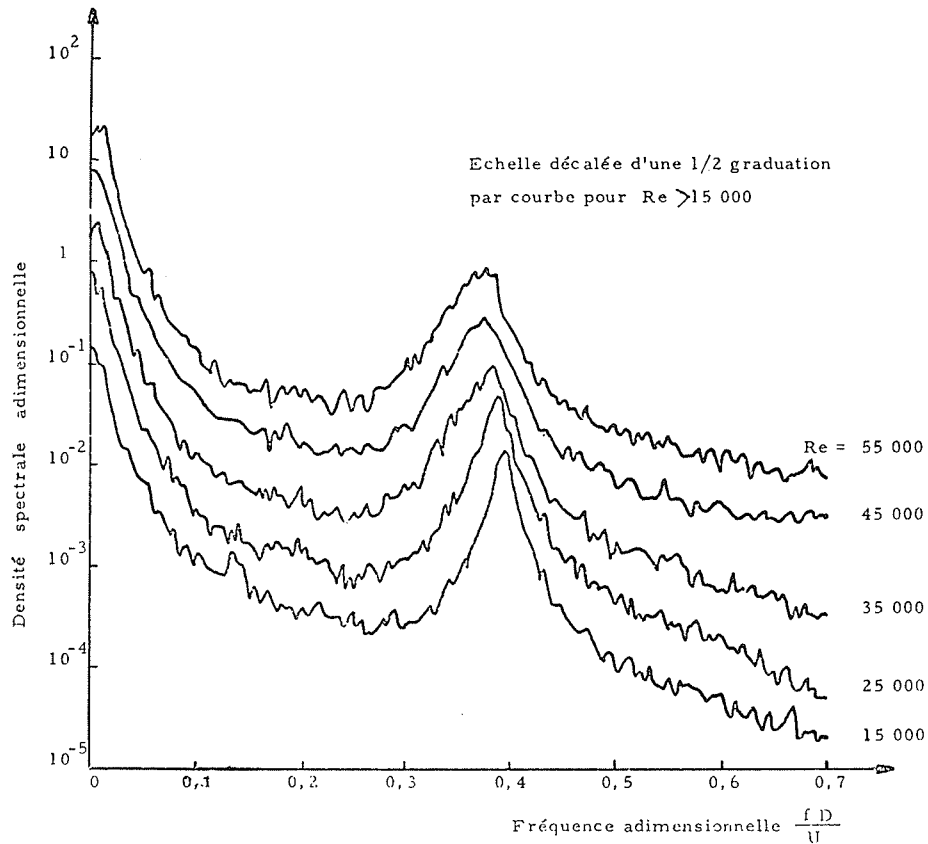


Figure 4 - Spectres de traînée, d'après [3].

quence de Strouhal apparait un pic à grande largeur de bande. L'énergie se répartit pour 2/3 aux basses fréquences et 1/3 autour du pic cité ci-dessus. A ce pic, sont associées des vibrations possibles de l'obstacle dans le sens de l'écoulement.

#### *Spectres de portance*

La figure 5 donne un exemple de spectre de portance d'un cylindre, pour différents nombres de Reynolds, en régime sous-critique. La valeur moyenne de la portance

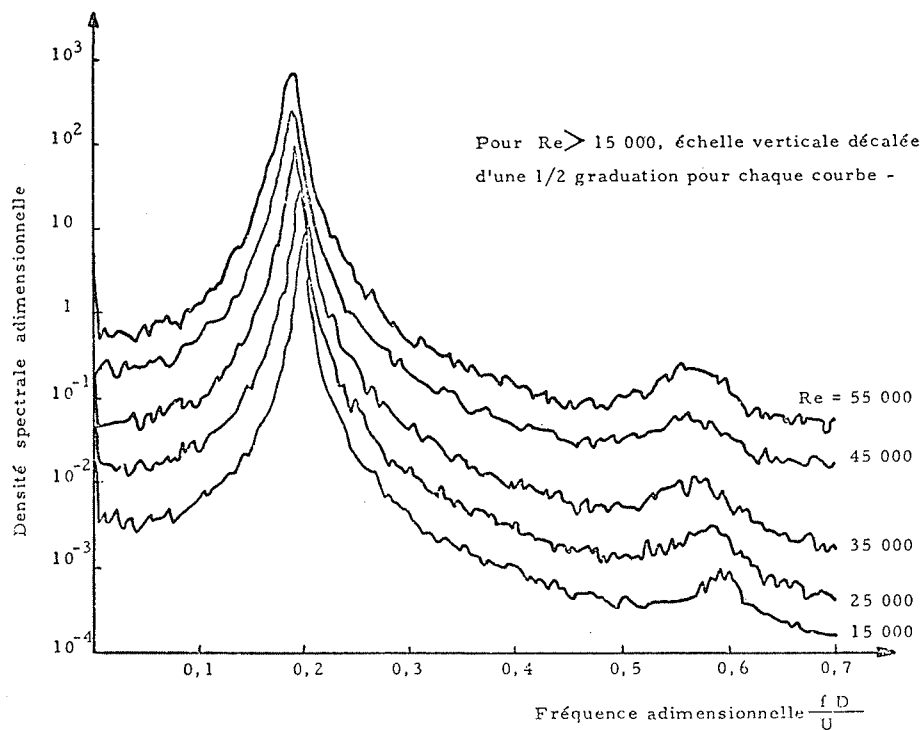


Figure 5 - Spectres de portance, d'après [3].

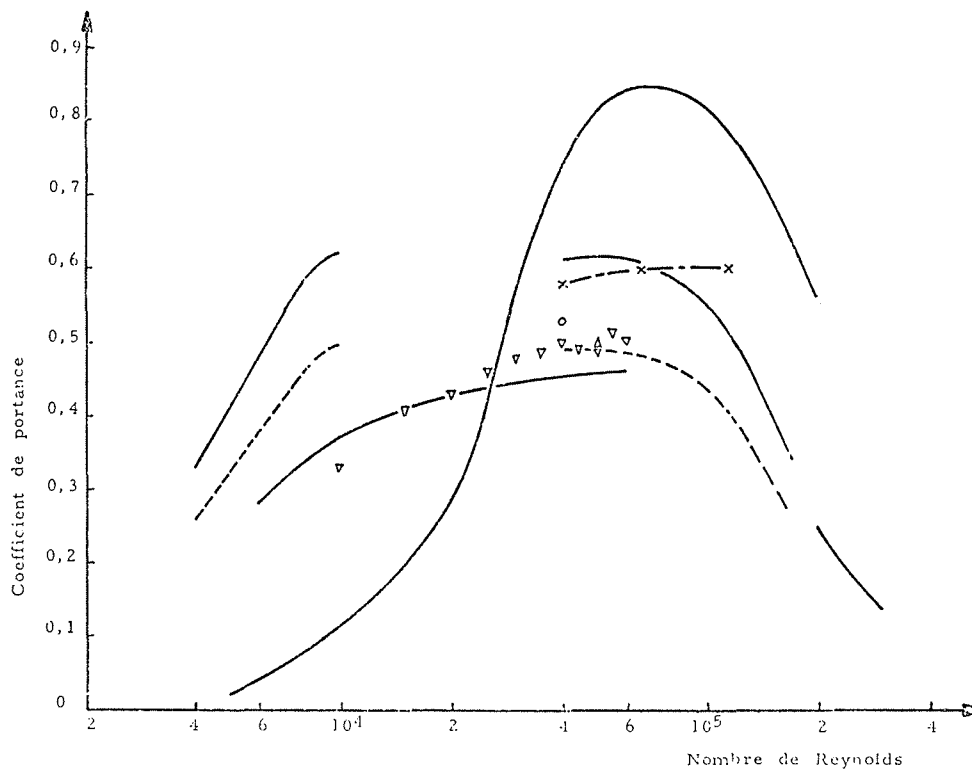


Figure 6 – Cylindre circulaire fixe – Portance fluctuante, d'après [3].

est nulle. Par contre, le signal est à fréquence privilégiée, modulé en amplitude. L'énergie est concentrée à la fréquence de Strouhal. C'est à ce pic que sont associées les vibrations "classiques" de l'obstacle perpendiculairement à l'écoulement. Un deuxième pic, beaucoup plus faible, apparaît à une fréquence triple.

Les spectres précédents sont valables en régime sous-critique. Ils ont la même allure en régime super-critique. Par contre, en régime critique n'apparaît aucun pic.

#### Portance fluctuante

La figure 6 regroupe des mesures, de différentes origines, du coefficient de portance en régime sous-critique. Les valeurs présentées montrent une assez grande dispersion due aux différents paramètres qui peuvent agir. On peut dire que le coefficient de portance augmente lorsque le nombre de Reynolds passe de 4 000 à 10 000, reste stable ensuite jusqu'à un nombre de Reynolds égal à 60 000, puis décroît à mesure que le régime critique approche pour conserver, dans le domaine super-critique, une valeur assez faible.

Il s'agit ici du coefficient de portance locale qui peut être obtenu dans chaque section du cylindre, par intégration des pressions qui agissent sur celle-ci.

#### Longueur de corrélation des efforts fluctuants

Dans le cas de cylindres courts, les détachements des tourbillons de chaque section sont en phase. La

corrélation longitudinale est égale à l'unité. Le coefficient de portance globale est égal au coefficient de portance locale. Par contre, il n'en est pas de même pour les cylindres d'envergure importante. Des déphasages existent entre les fluctuations de différentes sections. Les pressions ne sont pas corrélées, sur toute la longueur du cylindre. De ce fait, le coefficient global de portance est inférieur au coefficient local. On définit la longueur de corrélation des fluctuations de portance qui traduit le fait que les modulations d'amplitude et de phase des efforts ne sont pas uniformes le long du cylindre.

En régime sous-critique, la longueur de corrélation est de l'ordre de 3 à 4 diamètres. En régime trans-critique, elle est de l'ordre de 1 diamètre. Elle serait de l'ordre de 9 diamètres quand la portance redevient harmonique, en régime super-critique.

Schématiquement, tout se passe comme si le détachement était organisé longitudinalement en cellules indépendantes. A l'intérieur de chacune d'elles, le détachement se produit de façon cohérente en commençant en un point et en se propageant à l'intérieur de celle-ci. La longueur de chaque cellule varie de façon aléatoire autour de la longueur de corrélation. Le détachement de chaque cellule est indépendant de celui des cellules voisines. Entre deux cellules, il n'y a instantanément aucun détachement tourbillonnaire. Cette schématisation très simplifiée des phénomènes explique cependant le caractère des signaux de pression observés se traduisant par des modulations de phase et d'amplitude.

## Analyse du couplage entre le fluide et le mouvement lors de vibrations imposées

### *Synchronisation des tourbillons et modification des efforts hydrodynamiques par le mouvement de la structure*

En mouvement imposé de la structure, le phénomène essentiel est la synchronisation des tourbillons à la fréquence d'excitation du cylindre lorsque cette dernière avoisine la fréquence de Strouhal calculée pour le cylindre immobile. L'évolution de la densité spectrale de la pression en fonction de la fréquence du mouvement imposé, à amplitude constante, est celle-ci :

Tant que la fréquence réduite (rapport entre la fréquence du mouvement imposé et celle de Strouhal) est petite, les fluctuations de pression ne sont pas altérées. Lorsque la fréquence réduite croît, le pic du mouvement du cylindre semble grimper sur celui de Strouhal qui diminue. Pour une fréquence réduite à 0,88, le pic de Strouhal est très faible et une partie importante de l'énergie est concentrée à la fréquence du mouvement : c'est la synchronisation. Pour une fréquence réduite comprise entre 0,88 et 1,02, on n'observe qu'un seul pic. Lorsque la fréquence réduite croît encore, réapparaît un pic à la fréquence de Strouhal et, sur son flanc droit, la pointe d'énergie à la fréquence du mouvement du cylindre s'éloigne en diminuant.

L'étude du phénomène de synchronisation, vu son importance pour la compréhension du phénomène hydroélastique, a fait l'objet de nombreux travaux en vibrations forcées du cylindre perpendiculairement à l'écoulement.

Il en ressort que l'allure du sillage observé dépend beaucoup de l'amplitude du mouvement imposé. Au fur et à mesure que l'amplitude croît, les tourbillons alternés tendent à se former plus près de la structure ; leur diamètre tend à diminuer. La distance entre deux files de tourbillons diminue elle aussi. Lorsque l'amplitude est de l'ordre du diamètre, les deux files de tourbillons se confondent en une seule ligne de vortex, de sens de rotation alternativement opposés. Lorsque l'amplitude imposée continue à croître, le sillage cesse d'être à peu près rectiligne et prend une forme sinusoïdale de plus en plus accusée. La plage de synchronisation dépend elle aussi de l'amplitude relative du mouvement imposé.

Il faut enfin remarquer que le mécanisme de couplage fluide-structure avec synchronisation des tourbillons est de même nature en régime sous-critique et en régime super-critique. Par contre, il est inexistant en régime critique où le détachement n'est pas alterné.

### *Portance du cylindre en mouvement imposé*

La figure 7 montre l'évolution du coefficient de portance d'une part, et de l'angle de phase entre portance et mouvement d'autre part, à l'intérieur de la plage de synchronisation. On constate que la portance est amplifiée par rapport au cas du cylindre immobile. Elle passe par un maximum pour une fréquence réduite voisine

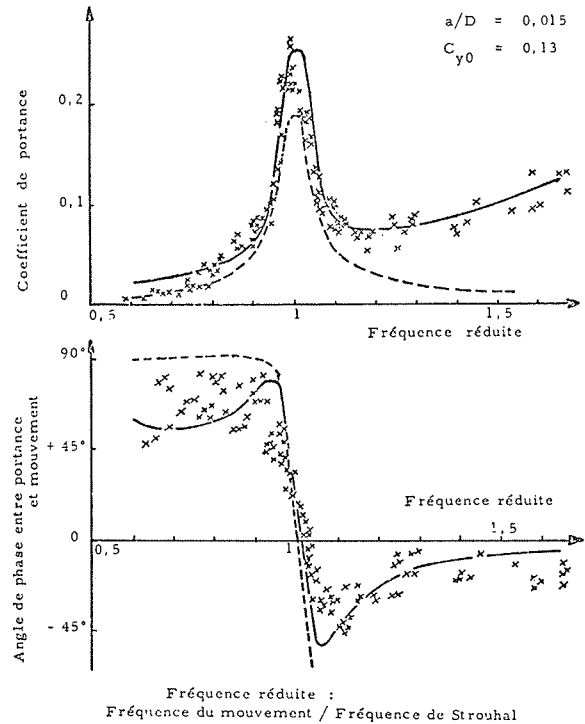


Figure 7 — Portance pour le cylindre en mouvement imposé, d'après [4].

de 1. Plus précisément, compte tenu de la phase, c'est la force en quadrature positive avec le mouvement qui passe par un maximum au milieu de la plage de synchronisation, pour une fréquence réduite de un.

Le coefficient de portance augmente d'abord linéairement en fonction de l'amplitude, puis semble tendre vers une asymptote, mais ce point reste à préciser.

### *Influence de l'amplitude du mouvement imposé sur la corrélation longitudinale des pressions*

La modification décrite précédemment du niveau local de fluctuations par le mouvement du cylindre au voisinage de la fréquence de Strouhal, n'est pas la seule influence importante à noter. En donnant une référence de temps sur toute la longueur du cylindre, le mouvement imposé contrôle le mécanisme de détachement tourbillonnaire des différentes sections. Il a donc tendance, d'une part à augmenter sa sélectivité en fréquence, et, d'autre part, à augmenter la longueur de corrélation, de sorte qu'aux grandes amplitudes, les fluctuations deviennent homogènes sur toute l'envergure du cylindre.

Pour clore ce point, il est important de noter enfin, pour la compréhension des mécanismes, d'une part, et du point de vue pratique aussi, que si la synchronisation principale a lieu pour une fréquence réduite de l'ordre de 1 — c'est-à-dire au voisinage de la fréquence de Strouhal — d'autres synchronisations des tourbillons avec le mouvement de l'obstacle sont possibles, par exemple au double de la fréquence de Strouhal, pour un mouvement dans le sens de l'écoulement.

## Vibrations d'un cylindre sous l'effet des tourbillons

### Réponse du cylindre au voisinage de la fréquence de Strouhal

Considérons tout d'abord le mouvement le plus connu, perpendiculaire à l'écoulement. Le phénomène fondamental observé est l'accrochage entre la fréquence des tourbillons et la fréquence propre du cylindre. On voit sur la figure 8 que lorsque la vitesse réduite est voisine de 5, apparaît la synchronisation du détachement tourbillonnaire sur la fréquence propre du cylindre.

Cette synchronisation demeure sur une plage de vitesse réduite dont l'amplitude dépend de l'amortissement de la structure. L'amplitude du mouvement passe par un maximum à l'intérieur de la plage d'accrochage. Sa valeur dépend aussi de l'amortissement.

Remarquons cependant que, quel que soit l'amortissement, le mouvement vibratoire se limite de lui-même à une amplitude de l'ordre du diamètre. On a vu en effet que lorsque l'amplitude de la vibration augmente, les deux files de tourbillons ont tendance à se rapprocher. Lorsqu'il y a annulation de cet espace latéral, l'amplitude est maximale. Les forces excitatrices se limitent donc d'elles-mêmes pour une vibration de l'ordre du diamètre.

L'analyse fine du sillage montre que la nature du couplage fluide-élastique est la même lorsque le mouvement est forcé et lorsque le mouvement s'effectue sous l'effet des tourbillons.

### Prévision de l'amplitude maximale des vibrations pour le cylindre circulaire

Le phénomène de couplage a pu être abordé par une équation différentielle non linéaire du type Van der Pol se rapportant à l'amplitude du coefficient de portance. Moyennant un calage expérimental des coefficients d'un tel modèle mathématique, on a pu retrouver la courbe donnant l'amplitude relative du mouvement

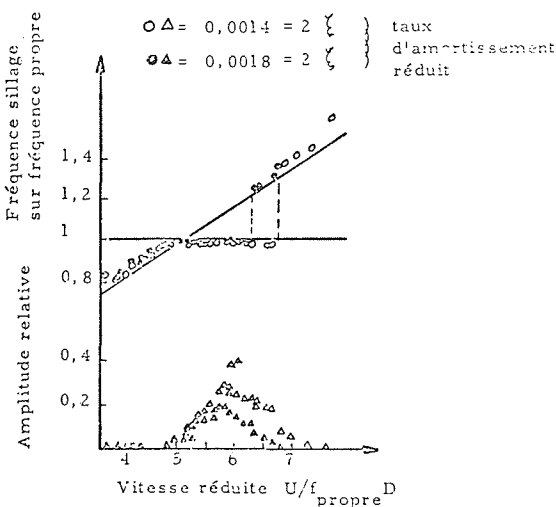


Figure 8 - Réponse du cylindre dans la direction perpendiculaire à l'écoulement, d'après [5].

en fonction de l'amortissement réduit. Le système formé par le cylindre et son sillage périodique se comporte comme un oscillateur non linéaire auto-excité. De nombreux résultats expérimentaux étayent ce point.

## Influence de certains paramètres

### Influence de la rugosité de surface du cylindre

Les rugosités de surface sur le cylindre perturbent les couches limites à des nombres de Reynolds d'autant plus faibles que la rugosité est élevée. L'effet de cette rugosité est très net pour la limite inférieure du régime super-critique. Quand la rugosité de surface augmente, la largeur de la zone critique diminue. Toutefois, si la hauteur des rugosités dépasse l'épaisseur de la couche limite, l'échappement harmonique est détruit.

### Influence de l'obstruction de la veine fluide

La figure 9 montre l'évolution du nombre de Strouhal en fonction du rapport  $D/H$  du diamètre apparent de l'obstacle à la hauteur  $H$  de la veine fluide. La proximité des parois a un effet sensible sur le détachement des tourbillons et sur les forces induites par le fluide. On voit que cette influence sur le nombre de Strouhal est beaucoup plus sensible pour les corps à arêtes vives que pour les cylindres à base circulaire.

La figure 10 montre que l'augmentation de l'obstruction de la veine entraîne une forte augmentation du coefficient de portance. Parallèlement, la corrélation en envergure des tourbillons augmentant, ces influences vont dans le sens d'une augmentation de la réponse vibratoire. Mais le développement latéral du sillage tend, au contraire, à diminuer le mouvement vibratoire. A notre connaissance, aucun résultat expérimental ne permet de déterminer l'effet prépondérant sur le comportement dynamique de l'obstacle dans un passage étroit.

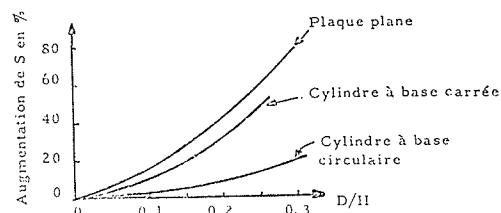
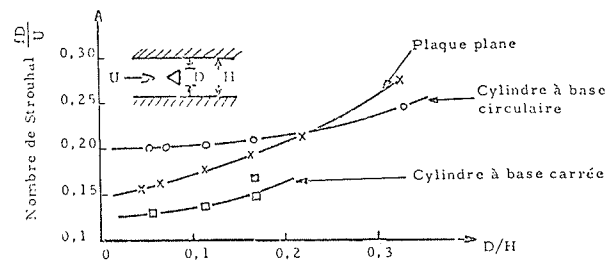


Figure 9 - Influence de l'obstruction de la veine fluide, d'après [6].

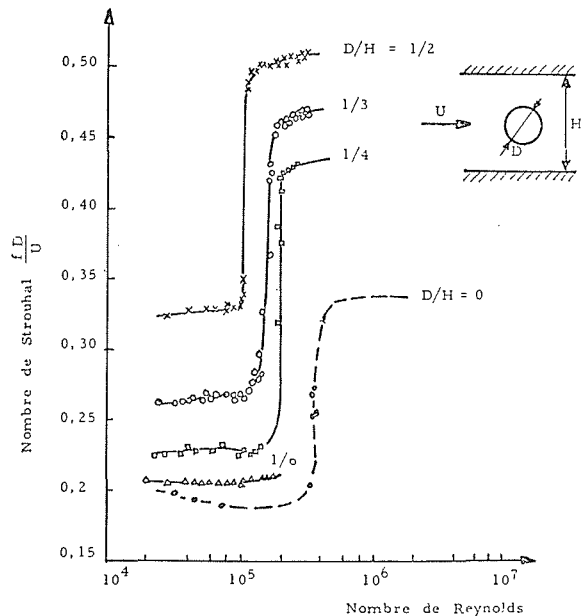


Figure 10 – Influence de l'obstruction de la veine, d'après [7].

#### Influence de la turbulence de l'écoulement amont

Lorsqu'augmente la turbulence de l'écoulement amont, le coefficient de portance à la fréquence de Strouhal diminue (fig. 11).

L'augmentation du niveau de turbulence a tendance à élargir le spectre de réponse en fonction de la vitesse réduite et à abaisser l'amplitude maximale. Ce phénomène s'accroît en fonction de la turbulence. En dehors de la synchronisation, l'amplitude efficace du mouvement de la structure est augmentée à la fois dans le sens de l'écoulement et dans le sens perpendiculaire. Ceci signifie qu'à la réponse aux forces tourbillonnaires du sillage se superpose la réponse aux efforts de nature turbulente. Pour les forts niveaux de turbulence, ce deuxième phénomène tend à devenir prépondérant. Comme il est le seul à intervenir dans la gamme de Reynolds critique, on peut dire que la réponse est de moins en moins sensible aux nombres de Reynolds. Son caractère devient d'ailleurs de plus en plus aléatoire. On voit bien là la complexité des phénomènes. On devine la difficulté d'interprétation des résultats expérimentaux du fait des effets simultanés du sillage et de la turbulence, effets qu'il est difficile de séparer puisque la turbulence réagit sur le sillage.

#### Conclusion

Il n'était pas question ici de décrire tout le contenu du document élaboré par le groupe de travail, ni même d'en donner un résumé, ce qui n'aurait eu que peu d'intérêt. Nous n'avons en particulier rien dit sur les dispo-

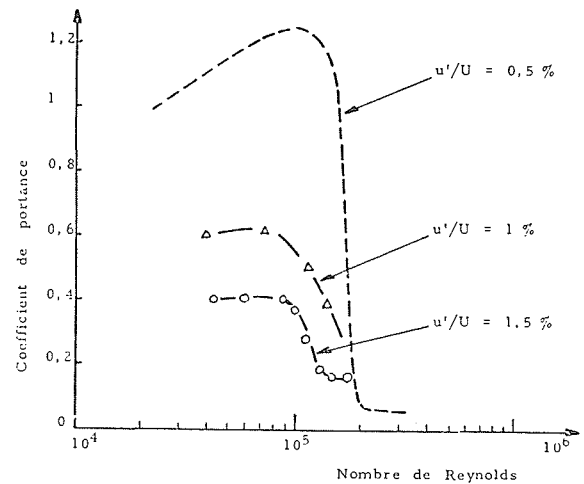


Figure 11 – Influence de la turbulence de l'écoulement amont, d'après [8].

sitions à adopter pour éviter les vibrations importantes ; nous réservons au lecteur du document complet ce sujet. Nous avons simplement voulu éclairer par quelques coups de flash sa matière et la forme dans laquelle elle a été présentée.

On peut prévoir sa "sortie" vers la fin de 1979 par la S.H.F. qui en assurera la diffusion.

Les auteurs qui sont avant tout des ingénieurs, ont voulu faire utile. Ils souhaitent bien sûr que ce texte soit lu mais surtout appliqué par ceux pour qui il a été écrit : les constructeurs. Il sera alors sûrement l'objet de remarques et de critiques, conditions nécessaires à son amélioration.

#### Références

- [1] CHEN Y.N. – Flow-induced vibration and noise in tube-bank heat exchanger due to Von Karman streets, *J. Eng. Ind.* 90 (1), 1968.
- [2] OTSUKI Y., WASHIZU K., TOMIZAWA H. et OHYA A. – A note on the aeroelastic instability of a prismatic bar with square section, *Journal of Sound and Vibration* (1974), 34 (2), P 233/248.
- [3] SONNEVILLE P. – Etude de la structure tridimensionnelle des écoulements autour d'un cylindre circulaire, Thèse de Doctorat ès Sciences – *Bulletin de la DER-EDF* n° 3 série A, 1976.
- [4] SZECHENYI E., LOISEAU H. – Portances instationnaires sur un cylindre vibrant dans un écoulement supercritique, *La Recherche Aéronautique*, 1975, n° 1, p. 45-57.
- [5] FENG C.C. – *The measurement of vortex-induced effects in flow past stationary and oscillating circulator and D – section cylinder*, M.A. Sc Thesis. University of British Columbia, 1968.
- [6] SHAW T.L. – Wake dynamics of two-dimensional structures in confined flows – *14<sup>e</sup> Congrès AIRH*, 1971, vol. 2, p. B6-1/B6-8.
- [7] RICHTER A., NAUDASCHER E. – Fluctuating forces on a rigid circular cylinder on confined flow. *J. Fluid Mech.*, Vol. 78, part 3, 561-576, 1976.
- [8] SAVKAR S.D. – Buffeting of single cylinders, *Vibration in a nuclear plant* – Int. Conf. Keswick paper 2-1, 1978.



## Discussion

Président : M. S. CASACCI

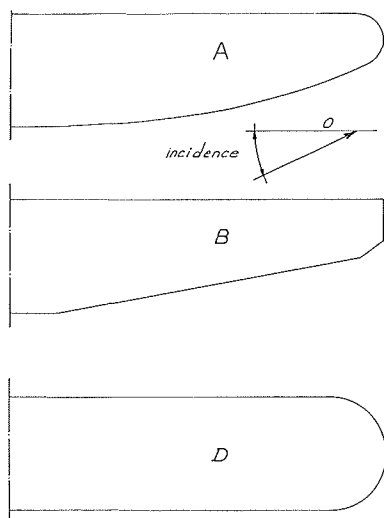
*M. le Président.* — Je remercie M. MILAN qui vient de nous exposer les principaux résultats des réflexions du Groupe 2 sur l'effet des détachements tourbillonnaires du sillage sur le comportement dynamique des structures. Je pense que vous avez des questions à poser.

*M. WEGNER.* — L'un des problèmes du Groupe de travail sera de dégager les tendances lourdes à l'usage des constructeurs pour les géométries autres que celle du cylindre.

En effet, alors que la littérature concernant les cylindres permet de tirer des règles pratiques de conception dans de nombreux cas industriels, il n'en est pas de même et de loin pour des plaques et profils surtout lorsqu'ils sont attaqués sous des incidences d'écoulement variées.

Je verserai donc au dossier quelques tendances bien marquées tirées de nos essais en canal vitré sur des avant directrices à bord de fuite variable et à incidence amont variable. Les fréquences dans le sillage sont mesurées au laser et analysées harmoniquement.

Les bords de fuite A et B représentent deux versions d'un même profil industriel, l'un lissé par arrondis et l'autre schématisé par pans coupés donc plus économique en fabrication.



BORDS DE FUITE DES AVANT DIRECTRICES  
TESTÉES EN FRÉQUENCES DE SILLAGE

Le profil D à bord cylindrique sert de référence et permet également une comparaison avec le cylindre.

**Tendance n° 1.** — Les spectres de fréquence sont toujours très larges et ne présentent pas de caractéristique. On observe souvent un palier d'amplitudes jusqu'à un nombre de Strouhal de l'ordre de 0.2 à 0.3 puis une décroissance plus ou moins rapide jusqu'à des nombres de Strouhal de 0.8 au-delà duquel les amplitudes sont extrêmement faibles.

**Tendance n° 2.** — Alors que le profil D est incontestablement le plus mauvais pour des incidences faibles, il devient meilleur que le profil A pour des incidences fortes. Ceci s'explique par le fait que dans le premier cas, le profil D permet l'organisation symétrique la plus forte du sillage tandis que dans le deuxième cas c'est le profil A qui devient le plus symétrique d'un point de vue hydrodynamique.

**Tendance n° 3.** — Le profil A attaqué à forte incidence montre que les fréquences s'abaissent lorsque l'incidence croît et que les plus basses augmentent en amplitude. On conçoit

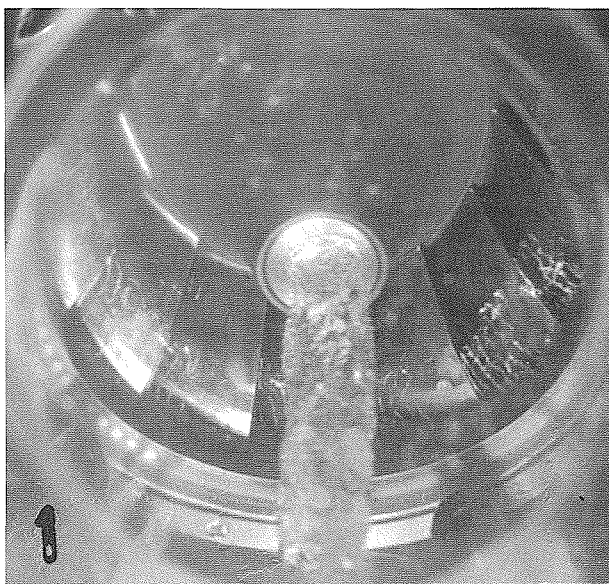
intuitivement que les deux phénomènes proviennent d'un élargissement du sillage.

**Tendance n° 4.** — Le profil B à pans coupés donne moins d'amplitude à basse fréquence mais plus d'amplitude à haute fréquence que le profil A. Le spectre est plus étalé, on comprend donc que le profil B soit plus dangereux en fatigue mécanique puisque les fréquences propres des avant directrices se situent toujours dans la zone de haute fréquence des sillages.

Même avec une faible amplitude d'excitation, l'accrochage en fréquence peut conduire à des ruptures.

*M. MAGRI.* — Parmi les effets de détachements tourbillonnaires du sillage que les constructeurs de machines hydrauliques craignent le plus il y a celui des tourbillons de Karman. On connaît bien ceux qui se produisent à la sortie des roues Francis.

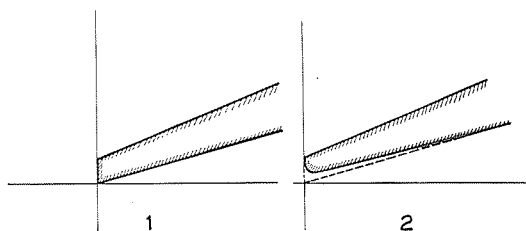
Dans notre laboratoire ce phénomène a été relevé plusieurs fois, comme on voit sur la figure 1 qui se réfère au modèle



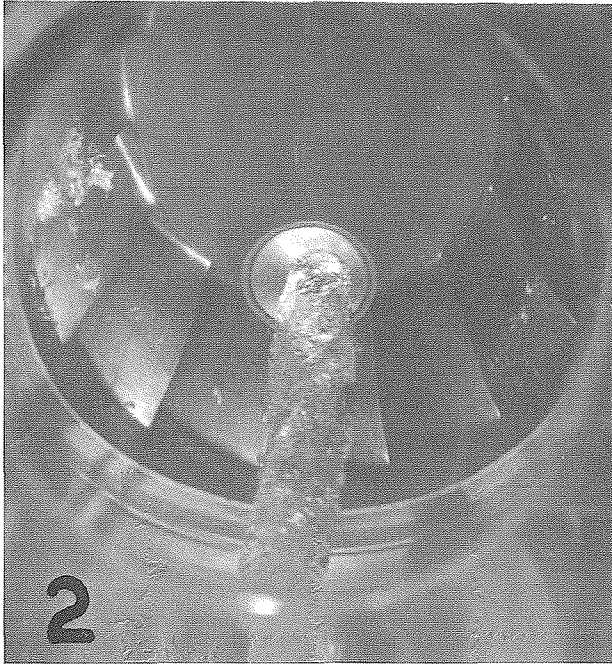
d'une Francis lente fonctionnant sous une chute légèrement inférieure à celle de rendement maximum et à 8/10 de la charge.

Dans le cas qu'on examine, la fréquence du sillage tourbillonnaire peut être facilement calculée sur la base du nombre de tourbillons visibles entre une aube et l'autre (9 tourbillons), la vitesse de rotation de la roue modèle et le nombre des aubes. On atteint ainsi, dans le cas de la figure, une fréquence de  $\sim 2000$  Hz, suffisamment près de celle qui peut être calculée théoriquement par les coefficients expérimentaux indiqués dans la littérature (nombre de Strouhal = 0.22).

MODIFICATION DU BORD DE FUITE DES AUBES  
— ROUE DE TURBINE FRANCIS —  $n_q = 25$



Hydroart



La modification du profil de l'aube réalisée selon le schéma projeté, a permis de réduire les tourbillons de Karman comme le montre la figure 2, qui se réfère au même point de fonctionnement que la figure précédente.

*M. le Président.* — Nous avons aussi pu déceler des séries assez régulières de filets de tourbillons à la sortie de roues de certaines turbomachines.

D'autres chercheurs utilisant des appareillages de mesures perfectionnés ont fait les mêmes constatations.

L'augmentation des puissances unitaires des turbomachines et donc de leurs dimensions oblige les constructeurs à étudier de façon approfondie les caractéristiques de ces sillages tourbillonnaires pour éviter des fissurations au droit des arêtes de sortie des aubes.

*M. COMOLET.* — Pourquoi en France appelle-t-on "tourbillons de Karman" des tourbillons étudiés par Benard, longtemps avant Karman ?... D'ailleurs il est probable que c'est le grand Léonard de Vinci qui les a dessinés le premier.

Je voudrais savoir dans quelle mesure on a pu faire des enregistrements de pression consécutifs à ces détachements derrière un obstacle par exemple cylindrique ? Chaque détachement tourbillonnaire indique une évolution de la pression.

*M. MILAN.* — On a fait deux choses :

D'une part on a fait des mesures de portance, soit locales sur un élément de cylindre, soit globales sur l'ensemble. On a fait aussi des fluctuations de pression ; et certains auteurs, en intégrant ces fluctuations de pression et en tirant des corrélations, ont retrouvé des valeurs cohérentes par rapport aux mesures directes de portance ou de traînée.

*M. COMOLET.* — Quel est l'ordre de grandeur des variations de pression ?

*M. MILAN.* — Rapporté au  $v^2/2g$  cela doit faire quelques pour cent de  $v^2/2g$ .

*M. GIBERT.* — Les fluctuations de pression sont de l'ordre de 20 % de  $1/2 V^2$  ( $V$  = vitesse de l'écoulement amont) en valeur RMS.

Les fluctuations sont maximales au point de décollement, c'est-à-dire vers  $80^\circ$  dans le régime sous-critique.

*M. HUFFENUS.* — Pour préciser l'intérêt d'utiliser des profils à bords de fuite arrondis ou à arêtes vives, on peut se référer à l'étude comparative des phénomènes de détachements tourbillonnaires, d'une part sur un cylindre circulaire, et d'autre part sur un prisme dont la base serait un polygone régulier (carré, hexagone, octogone...). Je crois que certaines études ont été conduites sur ce sujet à propos des formes de cheminées. En avez-vous eu connaissance ?

*M. le Président.* — Les études qu'on trouve dans la littérature apportent beaucoup d'informations sur l'extrême complexité des écoulements provoqués par des détachements tourbillonnaires des sillages. L'analyse comparative de ces recherches reste cependant délicate, car elles ont été faites dans des conditions assez différentes et avec des appareils de mesures d'un degré de perfectionnement très variable. Ces études concernent le plus souvent des cylindres circulaires isolés ou des faisceaux de tubes. Il existe aussi des essais sur des cylindres polygonaux. Enfin, les constructeurs de turbomachines hydrauliques ont réalisé des expériences sur des profils minces.

Le dimensionnement des structures minces profilées que sont les avant-distributeur, les guideaux, etc. reste un problème délicat car, à côté des fréquences propres bien caractéristiques pour lesquelles on peut se garantir contre les risques de résonance, il semble qu'une bande continue de fréquences puisse aussi exciter des oscillations. Si les amortissements relatifs sont très faibles, des amplitudes non négligeables peuvent apparaître et présenter un danger pour la tenue dans le temps de ces structures ; ces phénomènes préoccupent d'autant plus les constructeurs que dans les structures de grandes dimensions existent des champs de contraintes résiduelles.

La première conclusion à dégager de cette étude du groupe "Bibliographie et Analyse" est qu'il y a encore beaucoup à faire pour approfondir la connaissance des écoulements autour de profils minces.

*M. MILAN.* — Sans même aller aussi loin, il faut reconnaître que les profils en U ou en L, les profils de poutrelles, sont eux-mêmes très mal connus ; et suivant l'incidence de l'écoulement on peut constater ou non un détachement tourbillonnaire alterné dans le sillage.

Ce qui est encore plus remarquable, c'est qu'il ne suffit pas qu'il y ait détachement tourbillonnaire pour qu'il y ait obligatoirement amplification du phénomène, donc vibrations possibles. Le seul critère du détachement tourbillonnaire n'est pas suffisant pour qu'on puisse conclure s'il y a ou non risque de vibrations.

*M. COMOLET.* — Chaque détachement tourbillonnaire laisse une circulation, donc induit une force.

*M. le Président.* — Tout détachement tourbillonnaire correspond à une modification de circulation, donc à une force...

*M. MILAN.* — Certaines fois, le mouvement de la structure introduit une amplification de la force excitatrice ; dans d'autres cas il y a au contraire une diminution. Le phénomène important est le couplage des deux : la structure et l'écoulement.

*M. COMOLET.* — Vous avez dit à un moment que lorsque l'amplitude dite transversale est de l'ordre du diamètre, les deux filets tourbillonnaires se réduisent à une seule.

Mais il me semblait que Karman avait démontré que c'était une structure instable...

*M. MILAN.* — Il considère le cas du cylindre immobile, et il démontre que le détachement tourbillonnaire est instable par nature. Mais il n'introduit pas, à ma connaissance, la notion supplémentaire d'obstacle vibrant.

*M. CHAUVIN.* — Des recherches fondamentales sont effectuées à l'Institut de Mécanique des Fluides de Marseille (Prof. FAVRE) sur les sillages de barreaux isolés ou de combinaisons de barreaux.

Des informations peuvent également être obtenues par les études sur les pales d'hélicoptères (SNIAS-IMFM).

*M. SAGNER.* — Est-ce que l'existence d'un détachement tourbillonnaire est bien une condition nécessaire pour l'existence d'une vitesse critique de vibration ? Dans le cas de faisceaux à pas serré, on a pu observer une vitesse critique donnant une vibration maximale sans mettre en évidence de détachement tourbillonnaire. Les spectres de pression mesurés sur un tube rigide ne présentaient pas de trace de pic et étaient analogues à ceux montrés par M. WEGNER.

*M. MILAN.* — En fait, dans les faisceaux interviennent différents mécanismes d'instabilité possibles, et il est parfois difficile de faire la part des choses.

*M. CRAVERO.* — La turbine connaissait un important régime vibratoire de demi-charge qui ne s'apparentait pas aux classiques charges critiques dues au champ tournant dans l'aspirateur.

Les essais comportent des mesures de pression, d'efforts et de vibrations en divers points de la machine ainsi que l'observation des effets de divers types d'injection d'air.

L'analyse des résultats conduit à supposer que les aubes, excitées à leur sortie par des tourbillons de Von Karman, se mettent à vibrer. Cette hypothèse est vérifiée grâce à la mise en place d'entretoises qui, par leur seule présence à la sortie des canaux, entraînent une réduction sensible des fluctuations de pression à l'entrée de la bêche.

Le profil de l'arête de sortie est alors modifié, suivant le profil dont on a déjà parlé, et, après suppression des entretoises, on constate la disparition totale des fluctuations de pression à l'entrée de la bêche.

Le second exemple concerne les vibrations d'avant-directrices d'une turbine Kaplan dont on a parlé tout à l'heure.

Un régime vibratoire et bruyant très important était apparu au niveau du distributeur ; une visite montrait des fissurations de fatigue sur l'ensemble des directrices, au raccordement avec les plateaux. Des essais de vibration et d'extensométrie permettaient de conclure que la fissuration était imputable à deux phénomènes :

- la mise en résonance de l'avant-directrice par les tourbillons de Karman se formant au niveau de l'arête de sortie ; de loin le plus dangereux, il peut fissurer une avant-directrice courte en quelques minutes ; le phénomène est éliminé par une modification de l'arête de sortie (mise en place d'un profil dit "en queue de poisson") ;
- l'absence d'amortissement par l'écoulement dans certaines limites d'amplitude et de fréquence permettant l'établissement d'oscillations entretenues des avant-directrices. Le phénomène est supprimé par le découpage d'une fente verticale médiane séparant l'avant-directrice en deux parties presque indépendantes.

On notera que dans le cas des avant-directrices courtes, on est très éloigné du spectre montré par M. WEGNER, la cassure se produisant en quelques minutes.

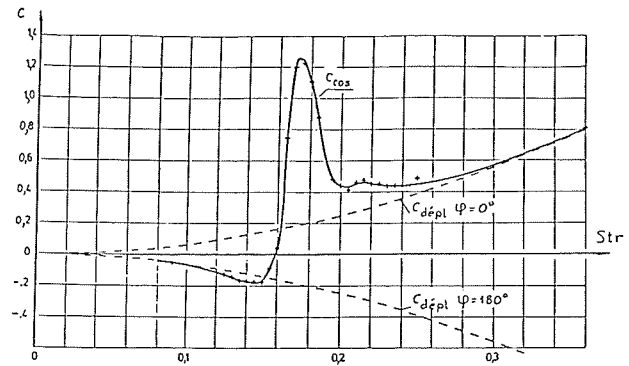
M. STAEBLE. — En ce qui concerne des entretoises de pré-distributeur, M. MILAN a parlé d'une augmentation considérable du nombre de Strouhal pour le cas où elles vibrent en résonance.

Est-ce que la connaissance de cette augmentation est le résultat de mesures seulement, ou avez-vous une idée sur la raison physique de cet effet ?

M. MILAN. — Ce sont des résultats de mesures qui n'avaient pas été associés à une explication.

Maintenant on peut estimer qu'il ne faut plus considérer l'épaisseur en tant que telle, mais qu'il faut prendre l'épaisseur équivalente tenant compte du mouvement.

M. CHAIX, Professeur à l'École Polytechnique Fédérale de Zurich, a remis au Secrétariat de la Séance l'observation ci-après :



Oscillation forcée d'un cylindre

Amplitude de l'oscillation  $\pm 0,1 D$ , où  $D$  = diamètre du cylindre  
Vitesse de translation  $U = 1,1$  m/s, correspondant à un nombre de Reynolds  $Re = UD/\nu = 6,10^4$

Abscisse : Fréquence des oscillations, correspondant au nombre de Strouhal  $St = \text{Fréquence} \cdot D/U$ .

Ordonnée : Coefficient de portance

$$c = \frac{\text{Force par unité de longueur}}{D \rho U^2 / 2}$$

$c_{\cos}$  — en phase avec l'accélération

$c_{\text{depl}}$  — calculé avec la masse ajoutée

(d'après la thèse de doctorat de T. Staubli à paraître en 1980 à l'ETH Zürich)

Plusieurs constatations de M. MILAN concordent avec celles faites dans mon laboratoire par M. STAUBLI au cours de son travail de doctorat.

Au sujet du calcul en écoulement potentiel de l'effet d'inerties : selon nos mesures de force sur un barreau de section circulaire soumis à une oscillation forcée, l'effet d'inertie du fluide n'est pas modifié par une vitesse perpendiculaire au plan des oscillations. Et ceci bien que la translation provoque décollements et voie de Karman. Il faut cependant excepter un domaine de fréquences compris entre des nombres de Strouhal de 0,1 et 0,3 en chiffres ronds — d'après des essais où l'amplitude de l'oscillation était égale à 1/10 du diamètre du cylindre.

A propos de la suggestion faite en cours de discussion d'étudier un profil octogonal, ce sera chose faite en automne 1979, avec un profil de 30 % d'épaisseur relative.