Vibrations des circuits parcourus par un fluide dense

Vibrations in piping systems conveying dense fluids

R.J. Gibert

Commissariat à l'énergie atomique, Saclay

Les tuyauteries parcourues par des fluides sont le siège de phénomènes vibratoires. Les principales sources de ces vibrations sont localisées aux points singuliers des circuits (élargissements, coudes, vannes, pompes, etc.).

L'écoulement instable à l'aval de telles singularités engendre à la fois des fluctuations de pression locales et des ondes acoustiques (généralement planes) qui se propagent dans l'ensemble du circuit.

Dans une première partie, nous caractériserons les sources de vibration : champ des fluctuations locales et sources acoustiques associées aux singularités.

Dans une deuxième partie, nous nous pencherons sur les méthodes de calcul de la réponse de la tuyauterie : plus précisément, nous décrirons une formulation théorique pour le calcul de ses caractéristiques modales et de ses fonctions de transfert. Cette formulation est utilisée dans le programme TEDEL-FLUIDE décrit dans une troisième partie.

1. Fluctuations de pression engendrées par les singularités d'écoulement

L'écoulement dans les circuits industriels est turbulent. Cependant, les fluctuations associées à la turbulence établie dans les tubes droits sont de nature assez différente de celle des fluctuations engendrées par les singularités d'écoulement. En effet, les premières sont à petite échelle et ont une intensité relativement faible ; les secondes ont des longueurs de corrélation plus grandes et des niveaux plus importants. Leur effet sur les structures est donc beaucoup plus important.

Les singularités peuvent être divisées en deux groupes :

- celles à conditions aux limites variables (pompes, soufflantes, obstacles mobiles dans l'écoulement) ;
- celles à conditions aux limites fixes (obstacles fixes, variations géométriques des tuyauteries).

De nombreuses études ont été consacrées aux obstacles dans un écoulement (par exemple les tubes de faisceaux d'échangeurs) ainsi qu'aux pompes et soufflantes.

Les singularités des circuits telles que les élargissements brusques, diffuseurs, vannes, jonctions en T, etc., n'ont été que peu étudiées, bien que leur contribution au niveau de pression fluctuante dans les tuyauteries soit souvent importante.

Une étude systématique de ces singularités a été effectuée au D.E.M.T. Les expériences ont été réalisées sur des veines d'essai en air à la pression atmosphérique et en eau. Une théorie de la génération d'ondes planes à partir d'une zone d'écoulement perturbé localisée dans une tuyauterie a également été développée.

Les résultats obtenus ont été rassemblés sous la forme d'un formulaire [1, 2 et 5].

1.1. Les deux effets d'une singularité dans un circuit

Dans un circuit comportant une singularité, deux zones peuvent être distinguées, où la densité spectrale de puissance de fluctuations de pression de paroi est de nature différente :

- à l'aval immédiat de la singularité, l'écoulement fortement perturbé engendre des fluctuations très intenses caractérisées par des spectres à large bande et par une corrélation dont le niveau décroît avec la distance séparant les deux points où l'on effectue la mesure ;
- dans le reste du circuit, les spectres de fluctuations de pression comportent des pics de résonance acoustique. Des mesures effectuées en deux points différents sont parfaitement corrélées quelle que soit la distance entre les deux points. La singularité peut donc être considérée comme une source acoustique qui excite l'ensemble du circuit.

Ces deux aspects "local" et acoustique d'une singularité doivent être caractérisés intrinsèquement, c'est-à-dire indépendamment du reste du circuit.

1.2. Analyse des fluctuations de pression locales

1.2.1. Analyse des paramètres caractéristiques de l'écoulement moyen :

Les fluctuations de pression de paroi sont des fonctions aléatoires du temps, caractérisées par un certain nombre de grandeurs moyennes (écart-type, densité spectrale de puissance, etc.). Ces grandeurs obéissent à des lois simples, comme nous le verrons plus loin, si on les rapporte à un certain nombre de paramètres caractéristiques de l'écoulement moyen dans la singularité, convenablement choisis.

Ces lois adimensionnelles dépendent assez peu des nombres de Reynolds et de Mach, du moins dans la gamme que nous avons étudiée ($0,5 \cdot 10^5 < Re < 2 \cdot 10^6$; $0,01 < M < 0,5$). Intervient uniquement la nature de la singularité, bien que souvent l'on puisse noter une grande similitude d'une singularité à une autre.

Ces paramètres de référence sont :

- une pression moyenne de référence notée ΔP (dans de nombreux cas il s'agit de la différence de pression statique de part et d'autre de la singularité) ;
- une vitesse moyenne V qui est généralement prise égale à la vitesse moyenne dans la section la plus rétrécie de la singularité ;

- une ou plusieurs dimensions caractéristiques notées Δ (un exemple est donné à la figure 1).

1.2.2. Caractéristiques des fluctuations de pression locale

a) L'écart-type adimensionnel $\sigma/\Delta P$ varie avec la distance à la singularité et présente un maximum de 0,1 à 0,2 pour les singularités à décollement franc.

b) La densité spectrale de puissance adimensionnelle est définie par :

$$\mathcal{F}(s) = \frac{\varphi(\nu) V}{\Delta I^2 \Delta}$$

avec :

$$\begin{cases} \nu = \text{fréquence} \\ \varphi(\nu) = \text{densité spectrale mesurée} \\ s = \text{nombre de Strouhal} = \nu \Delta / V \end{cases}$$

$\mathcal{F}(s)$ a une allure régulièrement décroissante qui est souvent représentée par une loi du type $\frac{K}{1 + (s/s_c)^2}$, s_c étant le nombre de Strouhal de "coupure".

$s_c \cong 0,2$ à $0,5$ dans la zone de maximum des fluctuations (cf. Fig. 2).

Figure 1 – Elargissement brusque

Figure 2. — Elargissement brusque (fluctuations de pressions locales).

c) La densité spectrale croisée est définie par la fonction de cohérence (rapport du module du spectre croisé à la racine carrée du produit des spectres directs) et de la fonction phase.

Les fonctions de cohérence des fluctuations de pression de paroi présentent un plateau dont le niveau varie exponentiellement avec la distance Δl entre les deux points de mesure ($c = e^{-\Delta l/\lambda}$). La longueur de corrélation λ est généralement du même ordre de grandeur que la longueur caractéristique Δ .

Si les capteurs sont placés longitudinalement par rapport à l'écoulement moyen, la fonction phase est une droite caractéristique d'un phénomène de transport des fluctuations. La pente de cette droite correspond souvent à une vitesse de transport de l'ordre de 0,7 fois la vitesse de référence V . Transversalement, les fluctuations sont en phase.

1.3. Analyse acoustique

1.3.1. Considérations théoriques

Les effets acoustiques d'un champ turbulent ont été mis en évidence par Lighthill il y a déjà plusieurs années [3]. Cet auteur a développé une formulation théorique dans le cas de problèmes externes tridimensionnels.

Dans notre cas, les mécanismes sont les mêmes, mais nous avons affaire à un problème interne et monodimensionnel. En effet, la quasi-totalité de l'énergie des fluctuations locales est à basse fréquence (en-dessous du nombre de Strouhal de coupure s_c). Si nous effectuons le rapport entre la longueur d'onde λ_c des ondes acoustiques à la fréquence de coupure ν_c ($\nu_c = s_c V/\Delta$) et la dimension caractéristique Δ qui, dans tous les cas, est de l'ordre de grandeur du diamètre des tuyauteries,

nous obtenons : $(\lambda_c/\Delta) = (1/s_c M)$ (M = nombre de Mach de l'écoulement moyen).

Comme $s_c < 0,5$ et $M \ll 1$ pour la plupart des circuits industriels, λ_c/Δ est grand devant 1 et ν_c est donc largement inférieure à la fréquence acoustique de coupure des tubes (première fréquence de résonance transverse). Par conséquent, le rayonnement acoustique d'une singularité ne peut se faire que par ondes planes et l'on peut alors montrer qu'elle est caractérisée par deux discontinuités spatiales :

Une discontinuité de la pression acoustique moyenne dans une section de tube : $\Delta p(t)$ (1) et une discontinuité du débit masse acoustique $\Delta q(t)$.

Des expressions intégrales de ces fonctions, où interviennent les fluctuations de pression et de vitesse locales, sont présentées dans [2].

$\Delta p(t)$ et $\Delta q(t)$ sont des fonctions aléatoires du temps, caractérisées chacune par une densité spectrale de puissance :

$$\varphi_{\Delta p}(\nu) \text{ et } \varphi_{\Delta q}(\nu)$$

1.3.2. Caractéristiques des sources acoustiques associées aux singularités :

En utilisant les mêmes grandeurs moyennes de référence que précédemment, nous pouvons définir les densités spectrales adimensionnelles $\mathcal{S}_{\Delta p}(s)$ et $\mathcal{S}_{\Delta q}(s)$ (2) des deux discontinuités.

(1) Pour des singularités telles que des jonctions de plusieurs tubes, plusieurs fonctions $\Delta p(t)$ doivent être introduites.

$$(2) \mathcal{S}_{\Delta q}(s) = \frac{\varphi_{\Delta q}(\nu)}{\Delta p^2} \left(\frac{c}{S} \right)^2 \frac{V}{\Delta}$$

avec :

c = vitesse du son

S = section droite du tube caractéristique

Une analyse dimensionnelle montre que $\mathcal{T}_{\Delta p}(s)$ et $\mathcal{T}_{\Delta q}(s)$ sont de la forme :

$$\mathcal{T}_{\Delta q}(s) = M^2 s^2 \mathcal{T}(s) \text{ et } \mathcal{T}_{\Delta p}(s) = \mathcal{T}'(s)$$

($\mathcal{T}(s)$ et $\mathcal{T}'(s)$) sont des fonctions adimensionnelles de type "turbulence", c'est-à-dire régulièrement décroissante. Elles ne dépendent que du champ perturbé local de la singularité.

Le graphique ci-dessous montre l'allure de $\mathcal{T}_{\Delta p}(s)$ et $\mathcal{T}_{\Delta q}(s)$: nous voyons que dans la gamme des basses fréquences, la singularité pourra être représentée par une discontinuité de la pression acoustique, et que si le nombre de Mach M n'est pas trop petit devant 1 (pratiquement $M > 0,2$), la singularité pourra être représentée par une discontinuité du débit acoustique dans la gamme des plus hautes fréquences.

Tous ces résultats théoriques ont été vérifiés expérimentalement : une méthode pour déduire les spectres de $\Delta p(t)$ et $\Delta q(t)$ des mesures de la pression acoustique en différents points de circuit a été développée. En particulier, la fonction de transfert acoustique de la source

d'essai a été calculée par le programme VIBRAPHONE [4]. Cependant, pour obtenir de bons résultats, il est nécessaire de pouvoir isoler la veine d'essai des effets de sources parasites (notamment la pompe ou la soufflante) et également de réaliser des conditions aux limites acoustiques bien définies.

La figure 3 illustre les résultats obtenus sur l'élargissement brusque.

Les principaux résultats expérimentaux sont les suivants :

- en ce qui concerne la fonction $\Delta p(t)$, son écart-type adimensionnel $\sigma_{\Delta p}/\Delta p$ est en général plus faible que le $(\sigma/\Delta p)_{\max}$ local : 0,01 à 0,02. Le nombre de Strouhal de coupure est également plus faible ($\sim 0,01$ à $0,05$).
- en ce qui concerne la fonction $\Delta q(t)$, $\mathcal{T}_{\Delta q}(s)$ présente un plateau dont le niveau varie proportionnellement à M^2 . Les valeurs maximales de $\mathcal{T}_{\Delta q}(s)/M^2$ obtenues sont de l'ordre de $0,5 \cdot 10^{-2}$ à 10^{-2} pour des singularités engendrant une importante zone perturbée à l'aval.

Un exemple est donné à la figure 3.

2. Réponse des tuyauteries aux sources de pression fluctuante

Les fluctuations de pression décrites dans le chapitre précédent engendrent des efforts fluctuants s'exerçant sur les parois du circuit. Les vibrations qui en résultent peuvent être estimées en utilisant les caractéristiques des sources précédemment définies et en calculant les caractéristiques modales du système couplé tuyauterie-fluide interne (comme nous le verrons par la suite, il est nécessaire de traiter le système couplé quand on a affaire à un fluide dense comme l'eau ou le sodium).

Figure 3. — Elargissement brusque (source acoustique).

2.1. Calcul des caractéristiques modales d'un système de tuyauteries contenant un fluide dense

Certains auteurs ont mis en évidence [10], dans le cas de tuyauteries cylindriques parcourues par un fluide incompressible en écoulement, l'effet de cet écoulement sur la réponse du système, par rapport au cas où le fluide est au repos.

Des courbes d'évolution des "fréquences propres complexes" du système en fonction d'une vitesse adimensionnelle de fluide V caractéristique ont été tracées.

Nous remarquons que dans la plupart des circuits où circule un fluide dense, rencontrés dans les réacteurs nucléaires, nous nous situons très près de l'origine de ces courbes et que l'effet de l'écoulement s'exerce essentiellement sur l'amortissement modal (partie imaginaire de Ω) et non sur la fréquence propre (partie réelle de Ω). Cet amortissement reste d'ailleurs assez souvent petit vis-à-vis des autres amortissements, notamment ceux engendrés par les liaisons imparfaites entre structures.

Le but de notre travail est donc de calculer les caractéristiques modales du système structure-fluide au repos, l'amortissement étant calculé ou déterminé expérimentalement d'une façon indépendante.

Il s'agit d'un problème acoustico-mécanique qui se simplifie du fait de la géométrie tubulaire des structures envisagées et du fait que les longueurs d'onde acoustiques des vibrations sont très grandes vis-à-vis des dimensions transversales des tuyaux.

Description de la formulation utilisée : Les mouvements des tuyaux d'un circuit sont de type "poutre", c'est-à-dire que leur section droite ne se déforme pas. Leurs déplacements sont définis par un vecteur déplacement $\vec{\delta}(s, t)$ et un vecteur rotation $\vec{\alpha}(s, t)$ fonctions de l'abscisse curviligne s du point correspondant à la fibre moyenne.

Dans le cas d'un tube droit de section constante ouvert aux deux extrémités, seule intervient, du point de vue de fluide, la composante $\vec{\delta}_t(s)$ du déplacement, normale à l'axe du tube. Comme les longueurs d'ondes acoustiques sont grandes vis-à-vis des dimensions transverses, la résolution du problème acoustique revient à écrire que le fluide se déplace en bloc de $\vec{\delta}_t(s)$ dans une section d'abscisse s (3). Ce qui conduit à ajouter, pour les

mouvements transversaux, une masse par unité de longueur due au fluide : $\rho_0 S$ (ρ_0 étant la masse volumique du fluide, S la section interne du tube).

Quand le tube possède un changement de section, quand il est coudé, quand nous avons la présence d'un fond, au niveau d'une jonction entre tubes, etc., en plus de l'effet précédent, les ondes planes longitudinales sont excitées, car le débit acoustique dans le tube subit au niveau de ces singularités géométriques, une variation due au mouvement des parois.

Symétriquement, le système d'ondes planes qui prend naissance dans le circuit, engendre au niveau des singularités des efforts qui excitent les mouvements mécaniques.

Le problème se réduit donc à un problème acoustico-mécanique *monodimensionnel* dont on peut écrire les équations locales couplées pour un élément de tube de rayon de courbure $R(s)$ et de variation de section $\frac{dS}{ds}(s)$. Si $\vec{l}$ représente le vecteur unitaire tangent à la fibre moyenne et $\vec{n}$ le vecteur unitaire normal à $\vec{l}$, appartenant à son plan osculateur dirigé vers l'"extrados", nous avons :

$$\begin{aligned} K_m \vec{\delta} + M_m \ddot{\vec{\delta}} + \rho_0 S \ddot{\vec{\delta}}_t - \frac{p}{R} \vec{S} t + p \frac{dS}{ds} \vec{l} &= 0 \\ \frac{\partial}{\partial s} \left(S \frac{\partial p}{\partial s} \right) - \frac{S}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \rho_0 S \frac{\ddot{\vec{\delta}} \cdot \vec{l}}{R} + \rho_0 \frac{dS}{ds} \ddot{\vec{\delta}} \cdot \vec{l} &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

Les opérateurs K_m et M_m sont les opérateurs de raideur et de masse du tube sans fluide ; p est la pression acoustique moyenne sur une section droite $S(s)$; c est la vitesse du son dans le fluide.

Les éléments à variations brusques de courbure ou de section, ainsi que les jonctions des tubes sont justiciables d'équations simplifiées que nous n'écrirons pas ici.

Les équations (1) peuvent être ensuite discrétisées par la méthode des éléments finis. Un programme de calcul pouvant traiter tout circuit parcouru par un fluide peut ainsi être construit. La description d'un tel programme fait l'objet du chapitre suivant.

2.2. Calcul des fonctions de transfert – Considérations sur les sources à introduire dans les équations acoustico-mécaniques du système

A partir des caractéristiques modales, on peut déterminer par combinaison de modes la fonction de transfert du système. Pour cela, un amortissement modal doit être

(3) Si le tube débouche dans une cavité, une perturbation locale se produit aux extrémités. Son effet relatif est faible si le tube est long ($L/D \gg 1$).

introduit(4). De plus, il est nécessaire de connaître la nature des sources d'excitations.

Nous avons vu dans la partie précédente que les sources principales d'excitation étaient constituées par les singularités d'écoulement du circuit.

Ces singularités créent tout d'abord un champ de pressions fluctuantes à l'aval immédiat (fluctuations locales). Il en résulte une excitation directe des structures. Si nous considérons l'excitation des premiers modes de résonance du système, les dimensions de la zone locale perturbée (V) sont souvent suffisamment faibles pour pouvoir négliger les déformations de la paroi (Σ) de la structure dans cette zone. De plus, les longueurs d'ondes acoustiques correspondantes sont grandes vis-à-vis des dimensions de (V). On peut alors montrer en intégrant l'équation des quantités de mouvements dans (V) que le champ de forces s'exerçant sur (Σ) est équivalent au champ de forces exercé sur le fluide inférieur à (V) au niveau de ses communications (S_i) avec le reste du circuit. Or, ce dernier champ de forces est uniquement fonction des pressions acoustiques moyennes P_i dans les (S_i).

Le problème se réduit donc à un problème purement acoustique en ondes planes et il suffit, pour déterminer l'ensemble des effets excitateurs d'une singularité placée dans un circuit, de connaître la source acoustique d'onde plane qui lui est associée.

Nous avons montré précédemment que, pour des nombres de Mach petits devant 1, ce qui est en général le cas pour des écoulements de fluides denses (eau par exemple), la singularité était acoustiquement équivalente à une discontinuité de la pression acoustique localisée à son niveau.

On calcule donc les fonctions de transfert $H(\nu, s)$ correspondant à des discontinuités de pression unitaire localisées au niveau de chaque discontinuité du circuit. On introduit pour cela un second membre localisé dans l'équation des pressions du système [1].

On calcule ensuite le spectre φ_R de la réponse vibratoire (déplacements, contraintes, accélérations, pressions) à l'ensemble des singularités (supposées généralement décorréliées) définies par leur spectre de discontinuité de pression acoustique $\varphi_{\Delta p_i}(\nu)$, selon la formule :

$$\varphi_R(\nu, s) = \sum_{i=1}^{i=n} |H_i(\nu, s)|^2 \varphi_{\Delta p_i}(\nu)$$

(4) Les moyens théoriques de prévision de l'amortissement sont encore assez limités. Souvent, on utilise des résultats expérimentaux donnant une estimation assez grossière. Pour un tube rempli d'eau, les taux d'amortissement sont en général de l'ordre de 10^{-2} .

Les spectres $\varphi_{\Delta p_i}(\nu)$ peuvent par exemple être estimés à l'aide des résultats de l'étude acoustique des singularités présentées dans la partie précédente et détaillée en [1].

3. Réalisation dans le programme TEDEL – Exemple de comparaison calcul – expérience

La formulation décrite précédemment a été introduite dans le programme TEDEL du système CASTEM décrit à la référence [13].

Le programme TEDEL calcule la réponse vibratoire d'une structure composée de tubes droits ou coudés de caractéristiques mécaniques variables, formant un réseau tridimensionnel. Le code procède selon la méthode des éléments finis. La structure est caractérisée par une matrice de raideur K_m et une matrice de masse M_m , symétriques. Les tubes sont décrits dans l'hypothèse des poutres. Les éléments ont deux noeuds et les inconnues sont au nombre de 6 par noeud (3 déplacements et 3 rotations).

L'introduction du fluide conduit à introduire deux variables supplémentaires par noeud : la pression acoustique p et π tel que $p = \partial^2 \pi / \partial t^2$.

Le système structure-fluide est alors caractérisé par une matrice de raideur K et une matrice de masse M , symétriques.

On applique ensuite les méthodes classiques pour résoudre un certain nombre de problèmes :

- a) recherches de modes propres
- b) calculs en fonction du temps
- c) calcul de fonctions de transfert
- d) calcul du spectre de la réponse en un point du circuit à un ensemble de sollicitations localisées aléatoires, stationnaires et décorréliées entre elles.

Comparaison calcul-expérience : Le circuit testé est un tube en acier inoxydable d'épaisseur 2 mm, comportant 4 coudes à 90°, en circulation d'eau (Fig. 4). Le diamètre des tubes est $D = 18$ cm, le rayon de courbure de coudes est $R = 27,5$ cm. Les tubes sont assemblés par des brides très raides. Le montage est supporté par des ressorts de type sandow. Ce circuit est inséré dans la boucle en eau GASCOGNE. On utilise des soufflets en caoutchouc pour isoler mécaniquement le circuit du reste de la boucle. Deux grandes cavités avec une surface libre sous air comprimé, placées à l'amont et à l'aval du circuit assurent une isolation acoustique.

Les vibrations du circuit sont induites par le bruit acoustique associé à une vanne à opercule plus ou moins fermée. La modélisation par TEDEL tient compte de la raideur des ressorts et des soufflets et de l'effet raidisseur des brides au niveau des coudes.

Les conditions aux limites du fluide sont deux noeuds de pression au niveau des cavités.

Les premiers modes dans le plan du circuit sont :

$$\begin{aligned} \nu_1 &= 3,82 \text{ Hz} & \nu_2 &= 5,88 \text{ Hz} \\ \nu_3 &= 6,94 \text{ Hz} & \nu_4 &= 9,4 \text{ Hz} \end{aligned}$$

L'allure des deux premiers modes est donnée sur la figure 5 où l'on montre aussi le profil de pression acoustique associé.

Figure 4. — Disposition du circuit.

Figure 5. — Allures modales calculées.

Figure 6. — Comparaison expérience calcul (ouverture de vanne H/D : 0,21).

— Densité spectrale expérimentale
 - - - - - Densité spectrale calculée

La figure 6 illustre l'accord, expérience-calcul au niveau des caractéristiques spectrales de la réponse du circuit (accélérations) à l'excitation par la source associée à la vanne, dont le spectre caractéristique a été déterminé par ailleurs [1].

Références bibliographiques

- [1] GIBERT R.J. — Etude des fluctuations de pression dans les circuits parcourus par des fluides. Note CEA n° 1925, 1976.
- [2] GIBERT R.J. — Etudes expérimentales de deux singularités d'un circuit. Note CEA n° 1735, 1974.

- [3] Lighthill M.J. — On sound generated aerodynamically. *Proc. Roy. Soc.* — Vol. 211, 1952, pp. 564-587 and Vol. 224, 1954, pp. 1-32.
- [4] GIBERT R.J., LIVOLANT M., BAYLAC G. — Calcul de l'amplification acoustique dans les circuits complexes. *La Houille Blanche* n° 5 — 1971.
- [5] GIBERT R.J., VILLARD B. — Sources acoustiques associées à la réunion de deux écoulements dans un circuit. Congrès GASE 75 — Octobre 1975.
- [6] MORFEY C.L. — Sound transmission and generation in ducts with flow. *Int. of Sound and Vibration Research* — Univ. of SOUTHAMPTON — March 70.
- [7] FORTIER A. — Ecoulements instationnaires dans les circuits. Congrès AIRN — 1959.
- [8] HENRY R. — Mise en évidence et analyses des instationnarités élastiques dans les écoulements internes. Thèse Paris VI, 1971.
- [9] ROUSE A., ASCE F., JEZDINSKY V. — Fluctuations of pressure in conduit expansions. *J. Hydraulics Division — Proc. of the Am. Soc. of Civ. Engineers* — 1966.
- [10] PAIDOUSSIS M.P. — Vibrations of cylindrical structures induced by axial flow. CEA/EDF Conference — Sept. 1972 — Ed. Eyrolles.
- [11] GIBERT R.J., AXISA F. — Flow induced vibrations of piping systems. Vibration sources — Mechanical Response of the pipes. BNES Conférence Keswick 1978.
- [12] GIBERT R.J. — Rapport EMT/76/40 — Etude des fluctuations de pression dans les circuits parcourus par des fluides — Sources de fluctuations engendrées par les singularités d'écoulement.
- [13] HOFFMANN A., JEANPIERRE F., AXISA F., GAUVAIN J., CHEVALIER G., LEPAREUX M. — Rapport EMT/77/64. Système CEASEMT. Programme TEDEL.