

# Les phénomènes de résonance hydraulique

PAR

**M. Fanelli**

Ente Nazionale per l'Energia Elettrica (ENEL)  
Direction des Etudes et Recherches  
Milan

## 1 - Définition de la résonance hydraulique

Chacun d'entre nous a dû, un jour ou l'autre, subir l'ennui d'un bruit fastidieux issu d'un robinet ou d'un réseau d'échauffement, et ceux qui possèdent l'esprit d'observation auront remarqué que ces phénomènes sont d'ordinaire à la fois très aigus et très fuyants : il suffit de changer l'ouverture du robinet, d'en ouvrir un autre en parallèle, de modifier tant soit peu les conditions du réseau pour changer radicalement, voire même annuler, les manifestations en question.

Ces expériences si banales mettent déjà en évidence quelques-uns des caractères fondamentaux de la *résonance hydraulique*. Dans cet article, on s'efforcera de faire le point sur l'intérêt technique de l'étude de ces phénomènes; or cette étude présente, à l'heure actuelle, certains aspects contradictoires, soit :

Les lois de base sont bien connues, mais il est très difficile de prévoir les conditions de manifestation de la résonance (au moins dans une situation réelle, c'est-à-dire sur une installation de l'ordre de complexité des circuits industriels).

Il s'agit donc d'une situation qui n'est pas faite pour mettre les techniciens à leur aise, du fait que :

- d'une part, la résonance hydraulique peut avoir des conséquences allant du fastidieux (bruits, vibrations) jusqu'au franchement dangereux (mise hors de service ou cassure des installations);
- d'autre part, une des charges des techniciens c'est de prévoir et de parer — dans la mesure du possible — les dangers auxquelles sont exposées leurs installations.

Il est donc nécessaire d'étudier davantage la résonance hydraulique. Dans ce but, il sera utile d'examiner la situation actuelle et les difficultés auxquelles on se heurte jusque-là.

Commençons par définir l'objet de cette étude. Par « résonance hydraulique » (R.H. dans la suite) nous entendons donc tout l'ensemble des phénomènes stationnaires ou quasi-stationnaires dans l'espace et à caractère périodique dans le temps, comportant en particulier des oscillations périodiques des pressions et des vitesses, dans un circuit hydraulique contenant un liquide<sup>(1)</sup>; oscillations soit spontanées (instabilité), soit produites par une excitation extérieure (résonance induite) sur l'une des fréquences propres du circuit.

Nous comprendrons également dans cette définition tous les phénomènes associés ayant un intérêt technique (vibrations des enveloppes élastiques, émissions sonores, etc.) qui s'accompagnent si souvent des variations périodiques de pression suscitées, et dont le couplage avec les mouvements du fluide constitue l'une des difficultés de l'étude.

Afin que le mot « résonance » soit proprement employé dans le cas des oscillations forcées, il faut que l'accent soit posé sur la variation extrêmement importante de l'entité des manifestations en fonction de la fréquence de l'excitation : si l'on imagine de porter en abscisse (variable indépendante) la fréquence d'excitation, et en ordonnée (variable dépendante) l'un des effets mesurables, (par exemple, amplitude des oscillations de pression en un point donné), la « courbe de réponse » ainsi obtenue montrera en général des « pics » très aigus pour certaines fréquences caractéristiques<sup>(2)</sup> : ce sont précisément les « résonances » du circuit (en fonction du point d'excitation choisi); et évidemment l'intérêt va porter sur la détermination de ces

(1) Typiquement : conduite forcée d'un aménagement hydraulique, circuit primaire ou secondaire de refroidissement d'un réacteur nucléaire à liquide, voire réseau circulatoire d'un animal.

(2) Dans un système à paramètres distribués, tels que les circuits industriels, les fréquences caractéristiques sont en nombre infini (bien que formant un spectre discret).

pics en fonction de la fréquence, leur distribution spatiale dans le circuit, leurs effets sur les conditions de service ou de sécurité du circuit lui-même.

Notons enfin que les conditions sur lesquelles nous portons notre attention sont normalement celles de *résonance en régime* : dans ces conditions, bien que l'origine du phénomène soit propagatoire, on aboutit à un système *d'ondes stationnaires* (ou pseudo-stationnaires) dans le circuit. On sera alors intéressé à la répartition des *nœuds* et *ventres* des différentes grandeurs (pression, vitesse, ...) le long du circuit. A noter qu'en présence d'effets de dissipation, on ne peut pas avoir de véritables nœuds — qui constitueraient barrière rigoureuse aux passages d'énergie — mais des quasi-nœuds où les relations de phase sont tout à fait différentes de celles du cas idéal sans dissipation (voir § 3.1).

## 2 - Pourquoi la R. H. intéresse les ingénieurs

D'après notre définition, la R.H. peut donner lieu, notamment, à des oscillations importantes de pression le long d'un circuit faisant partie d'une installation industrielle.

Dans des conditions particulières, ces oscillations peuvent prendre une amplitude telle à :

- soit rompre localement l'enveloppe du circuit à l'instant d'une surpression;
- soit provoquer la rupture de la colonne liquide (séparation de la veine) à l'instant d'une sous-pression, si la pression absolue correspondante descend jusqu'à la pression de saturation de la vapeur; ceci entraîne le risque de recollement soudain de la veine liquide à un instant successif, avec surpressions dangereuses; si, de plus, la conduite n'est pas dimensionnée pour le risque d'écrasement pour l'extérieur, celui-ci est à craindre à l'instant de la dépression maximale;
- soit, par l'intermédiaire d'une excitation paramétrique, entraîner une instabilité dynamique d'une composante mécanique du circuit.

Mais, même quand ces conditions extrêmes ne sont pas atteintes, il se peut que les oscillations de vitesse (ou de puissance hydraulique) atteignent des valeurs telles qu'elles compromettent la bonne marche de l'installation.

On conçoit donc aisément que l'ingénieur de bureau d'études, ou de l'exploitation, ait intérêt à savoir reconnaître, mesurer, prévoir, parer les phénomènes de R.H.

Il est intéressant de remarquer qu'il ne s'agit pas là de dangers théoriques : la catastrophe de l'aménagement lac Blanc-lac Noir d'une part, les oscillations de puissance (*power swinging*) de certains aménagements de pompage d'autre part, ont été attribuées à la R.H. [1]. On a également expliqué par la R.H. la rupture de certaines pièces à l'intérieur du cœur d'un réacteur nucléaire.

A notre avis, la question a aussi un autre aspect. On peut produire artificiellement, dans des conditions contrôlées, une résonance de petite amplitude (donc sans danger pour l'installation) et en déterminer la réponse, sur une certaine gamme de fréquences, en plusieurs points. Comme la réponse est extrêmement sensible aux variations, même petites, des caractéristiques du système, on conçoit, qu'en

répétant de temps à autre ces essais, on puisse arriver à un véritable « *diagnostic* » de l'état du système lui-même. C'est bien une raison supplémentaire pour inviter les ingénieurs à étudier et à comprendre la R.H. [2].

## 3 - Comment étudier la R. H. par voie analytique

Les modèles mathématiques dont on dispose jusque-là pour étudier la R.H. sont, presque exclusivement, des modèles *linéaires*.

Ceci entraîne des limitations, puisque :

- d'une part, les pertes de charge hydrauliques ne sont pas linéaires (ou généralement linéarisables) par rapport à la vitesse ou au débit;
- d'autre part, les couplages entre les phénomènes hydrauliques et d'autre nature (mécaniques, électriques, etc.) qui peuvent s'instaurer par l'intermédiaire des différents organes du système (enveloppes métalliques, étanchéités, machines électriques, régulateurs, ...) sont souvent non-linéaires; or, ces effets sont importants puisqu'ils peuvent donner occasion soit à des instabilités (transfert d'énergie d'une source extérieure vers le système), soit à des concentrations d'énergie sur des parties faibles du système, qui peuvent en être sollicitées jusqu'à rupture.

Donc ces modèles, bien qu'utiles, ne peuvent pas représenter l'ensemble des phénomènes d'une façon entièrement satisfaisante.

Il est convenable, pour une présentation assez générale de ces modèles, de faire recours à la notion de *quadripole hydraulique* (voir fig. 1).

Il s'agit de représenter un élément du circuit (par exemple, un tronçon de conduit, une résistance hydraulique, une cheminée, une machine, ...) par l'intermédiaire d'un couple de relations linéaires (fonctions paramétriques de la fréquence) entre deux grandeurs périodiques « d'entrée » (par exemple, pression et débit à régime dans une section initiale,  $h_1$  et  $q_1$ ) et deux grandeurs périodiques « de sortie » (par exemple, pression et débit à régime dans une section terminale,  $h_2$  et  $q_2$ ) de l'élément lui-même<sup>(3)</sup>.

Ces relations peuvent être exprimées d'une façon synthétique par la notation matricielle :

$$\begin{Bmatrix} q_2 \\ h_2 \end{Bmatrix} = [M] \begin{Bmatrix} q_1 \\ h_1 \end{Bmatrix} \quad (3.1)$$

où la matrice [M] (dont les coefficients sont fonctions paramétriques de la fréquence des oscillations) est dénommée « *matrice de transfert* » de l'élément.

[On conçoit qu'en général on ne puisse établir plus que deux relations entre les quatre grandeurs, puisque l'on dispose de deux équations : équilibre dynamique et conti-

(3) Evidemment, il y aura lieu de différencier les deux débits  $q_1$  et  $q_2$  si au moins l'une des hypothèses suivantes est vérifiée :  
 — on considère la compressibilité du liquide à l'intérieur de l'élément;  
 — les parois contenant le liquide sont déformables;  
 — il y a des pertes de débit le long de l'élément.

nuité]. Si plusieurs différents éléments sont disposés en série, on aura :

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} q_n \\ h_n \end{Bmatrix} &= [M_n] \begin{Bmatrix} q_{n-1} \\ h_{n-1} \end{Bmatrix} = [M_n] \cdot [M_{n-1}] \begin{Bmatrix} q_{n-2} \\ h_{n-2} \end{Bmatrix} = \dots, \\ \dots &= [M_n] [M_{n-1}] \dots [M_1] \begin{Bmatrix} q_1 \\ h_1 \end{Bmatrix} = [M_l] \begin{Bmatrix} q_1 \\ h_1 \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (3.2)$$

On saura aborder une étude linéaire des phénomènes de R.H. au moment où on pourra établir les différentes matrices [M] pour chaque élément du circuit, et exprimer en plus deux conditions aux limites.

En général, on se borne à étudier des oscillations sinusoïdales pures (de pulsation  $\omega = 2\pi f$ , avec  $f =$  fréquence) et, par conséquent, il est très commode d'employer la notation complexe : une grandeur périodique quelconque :

$$y = a \cos(\omega t + \varphi) \quad a \text{ régime} \quad (3.3)$$

est remplacée (voir fig. 2) par :

$$y = \text{Re} [A e^{i\omega t}] \quad (3.4)$$

avec  $A = a e^{i\varphi} = a (\cos \varphi + i \sin \varphi) =$  amplitude complexe, où la « phase »  $\varphi$  de la grandeur  $y$  est donnée par l'azimuth du nombre complexe  $A$  (dont le module est  $a$ ).

$$(i = \sqrt{-1}).$$

D'ordinaire, alors, on peut éliminer des relations analytiques le facteur commun  $e^{i\omega t}$  et se borner à rechercher les relations entre les amplitudes complexes des différentes grandeurs. Evidemment, on aura recours aux règles et aux méthodes de l'algèbre complexe.

Par la suite, nous entendrons que les symboles tels que  $q_1, h_1; q_2, h_2 \dots$ , représentent déjà les amplitudes complexes des quantités physiques correspondantes.

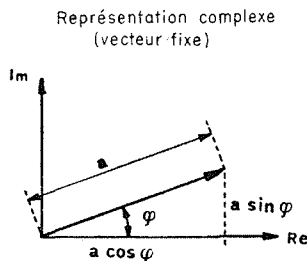
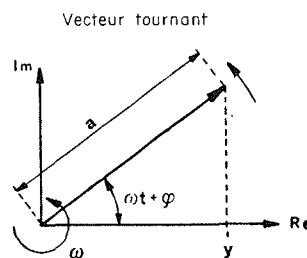
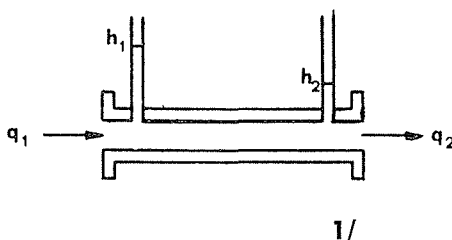
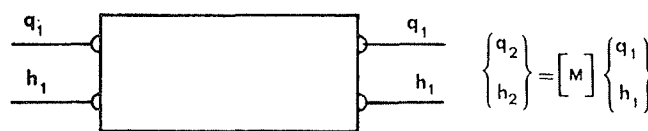
Par suite, les coefficients des matrices de transfert [M] seront des fonctions paramétriques complexes de la pulsation  $\omega$  (il s'agit en général, pour les systèmes à paramètres distribués, de fonctions transcendantes).

La théorie des quadripôles électriques trouve, bien entendu, une analogie formelle complète avec la théorie des quadripôles hydrauliques; les courants jouant le même rôle que les débits, les voltages le même rôle que les pressions, les puissances électriques le même rôle que les puissances hydrauliques. On conçoit alors qu'on puisse parler d'«impédance hydraulique» d'une partie de circuit, dont la partie réelle représente en général un effet résistif, et la partie imaginaire un effet, soit réactif (inertie) soit capacitif (élasticité des parois ou du fluide). En effet, on conçoit que, dans un circuit simple quelconque, on peut se donner la matrice de transfert globale aussi bien que deux conditions aux limites; on pourra alors définir le quotient (complexe et fonction de  $\omega$ ) :

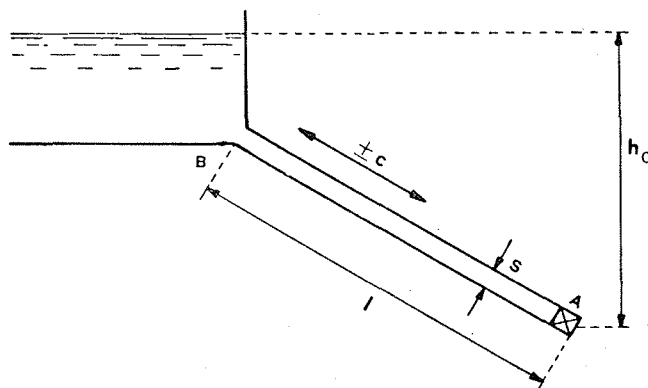
$$Z_p = h_p / q_p \quad (3.5)$$

des variations de pressions  $h_p$  aux variations de débit  $q_p$  en un point P quelconque du circuit : c'est précisément l'impédance du circuit « vu par le point P ».

Les deux modes de représentation (matrices de transfert et impédances) sont donc parfaitement équivalents; la



2/



3/

méthode de l'impédance hydraulique est plus spécialement employée aux Etats-Unis, notamment par l'école de Streeter.

### 3.1 - ORIGINE ET CROISSANCE DES PHÉNOMÈNES

Du fait que nous avons supposé jusque-là que les phénomènes de R.H. soient *périodiques*, nous avons implicitement arrêté notre attention sur les *conditions de régime*, à l'exclusion des *transitoires* qui nécessairement y conduisent.

Or, il est quand même utile de faire quelques considérations sur ces transitoires : d'une part, elles clarifient le mécanisme d'insurgence de la R.H.; d'autre part, elles peuvent donner des indications sur la vitesse avec laquelle on tend aux conditions de régime et donc sur le temps dont on peut disposer pour détecter les phénomènes et prendre, si possible, des mesures conservatrices.

Comme l'origine physique des ondes stationnaires est la superposition d'ondes se propageant en sens inverse, la manière la plus expressive d'aborder ces considérations consiste à tracer des épures Bergeron. Considérons, par exemple, le cas d'une conduite uniforme avec réservoir à niveau constant à l'extrémité amont (fig. 3).

Soit  $c$  la célérité de propagation des ondes de coup de bélier dans la conduite,  $l$  sa longueur et, par conséquent,  $\tau = l/c$  le temps de parcours de l'extrémité  $A$  à l'extrémité  $B$ .

Supposons maintenant qu'en  $B$  il y ait un organe de fermeture à *caractéristique négative*<sup>(4)</sup> (tel qu'une étanchéité flexible) et qu'il se produise, à un instant donné que nous prendrons comme origine des temps ( $t = 0$ ), une petite perturbation.

Il est aisé de voir (fig. 4a) que le mécanisme de propagation, joint aux conditions aux limites, produit alors une *amplification progressive* du phénomène. En pratique, s'il y a des résistances passives, on aboutit à un *cycle limite* (voir fig. 4b, où, pour la simplicité, on a supposé les résistances concentrées en  $B$ ). Evidemment, la période du cycle est  $4l/c = 4\tau$ ; on voit aussi, qualitativement, qu'en  $A$  les variations de débit  $\Delta q_A$  sont très petites (quasi-nœud de débit) et qu'en  $B$  les variations de pression  $\Delta h_B$  sont très petites (quasi-nœud de pression). La répartition des amplitudes des oscillations de pression et de débit le long de la conduite est alors sensiblement celle illustrée en figure 5: la conduite résonne en « quart de longueur d'onde », et il est aisé de voir que *presque* partout les oscillations de débit sont déphasées d'un quart de période environ par rapport aux oscillations de pression (cette relation de phase est d'autant plus valable que l'on s'éloigne des quasi-nœuds où, par contre, les oscillations de débit et de pression sont en phase : c'est en effet par là que l'énergie dissipée dans les résistances passives entre dans la conduite).

Evidemment, on peut arriver au cycle limite si (fig. 6) la droite  $B_{n+1} - B_{n+3}$  fait avec l'horizontale le même angle  $\delta$  que la droite  $A_n - A_{n+2}$  fait avec la verticale, les échelles

(4) C'est-à-dire que, dans le domaine intéressé, à une *montée* de pression correspond, en régime permanent, une baisse de débit, et vice versa.

Un cas analogue se présente lorsque une pompe débite sur une conduite munie de vanne en restant dans une plage où la pente  $dH/dQ$  est négative ( $Q$  positif du réservoir supérieur au réservoir inférieur).

ayant été choisies de façon à avoir l'angle  $\arctg c/gS$  représenté par  $\pi/4$  sur le dessin.

En supposant, pour simplifier, que la caractéristique de l'organe de fermeture en  $A$  coïncide avec la droite  $A_n - A_{n+2}$ , et que la pente de la caractéristique de  $B$  en  $O$  (y compris les pertes de charge) soit  $\gamma = \delta(1 - k) - k\pi/4$  (d'où  $k = (\delta - \gamma)/(\pi/4) - \delta > 0$ ,  $0 < \gamma < \delta$ )

et, de plus, que cette pente varie régulièrement et presque linéairement de la valeur  $\gamma$  en  $O$  à la valeur appropriée (supérieure à  $\delta$ ) en  $B_{n+1}$ , on peut estimer le nombre  $n$  des pseudo-périodes, chacune de durée  $4l/c$ , nécessaires pour passer d'une perturbation initiale,  $m$  fois plus petite que l'amplitude du cycle final, à ce dernier. On a en effet *comme ordre de grandeur* :

$$n \cong (2/\pi k) \ln m \quad (3.1.1)$$

et par conséquent le temps  $T$  mis à atteindre le cycle limite vaut :

$$T \cong (8l/\pi k c) \cdot \ln m \quad (3.1.2)$$

(évidemment avec la limitation  $T \geq 4l/c$ ).

La vitesse de croissance initiale est à peu près double de celle moyenne, c'est-à-dire que l'allure temporelle de la perturbation est qualitativement celle que l'on peut voir sur la figure 7.

A noter que, si l'angle  $\delta$  est très petit (cas usuel) on a :

$$\Delta h_{A_{\max}} \cong (c/gS) \Delta q_{B_{\max}} \quad (3.1.3)$$

Il est bien évident ici que la possibilité d'atteindre un cycle limite déterminé est liée à la *non-linéarité* des effets de dissipation (si la caractéristique  $B$  était une droite, on aurait soit amplification indéfinie au cas où  $\gamma < \delta$ , soit amortissement au cas où  $\gamma > \delta$ ; enfin, si on avait  $\gamma = \delta$ , le système serait capable d'entretenir indéfiniment des cycles limites de n'importe quelle amplitude, cette amplitude étant précisément celle de la perturbation initiale).

\*

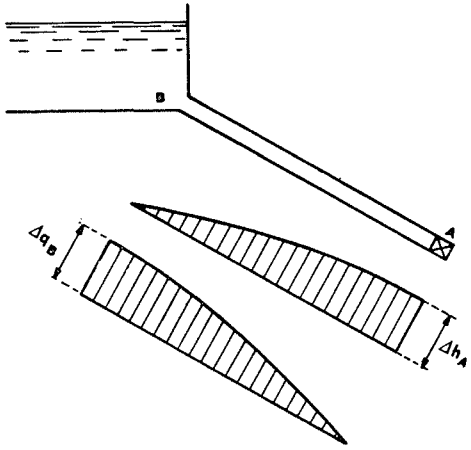
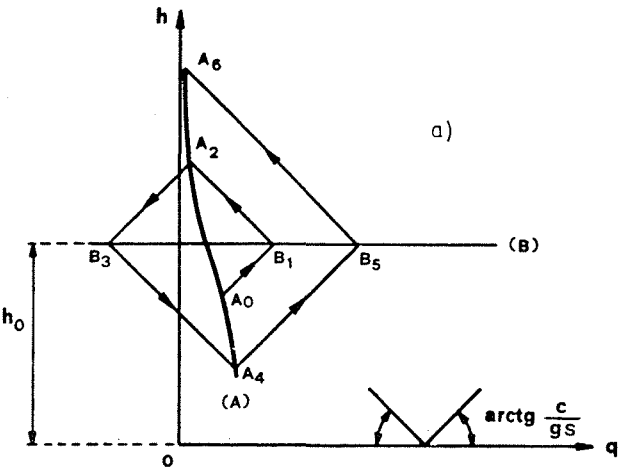
Le cas dont nous venons de parler correspond à une *instabilité intrinsèque* du système; il est intéressant aussi de voir un exemple d'*excitation forcée* à l'aide de la commande d'un organe de fermeture ou de régulation du débit, tel le pointeau d'un injecteur Pelton situé à l'extrémité inférieure de la conduite forcée (fig. 8).

Supposons donc maintenant que l'on donne un mouvement harmonique à la tige de commande du pointeau, autour d'une position moyenne. On peut supposer (si les variations d'ouverture sont petites par rapport à l'ouverture moyenne) que les caractéristiques pression-débit de l'obturateur varient d'une façon linéaire avec le mouvement de la tige, et donc suivant une loi harmonique.

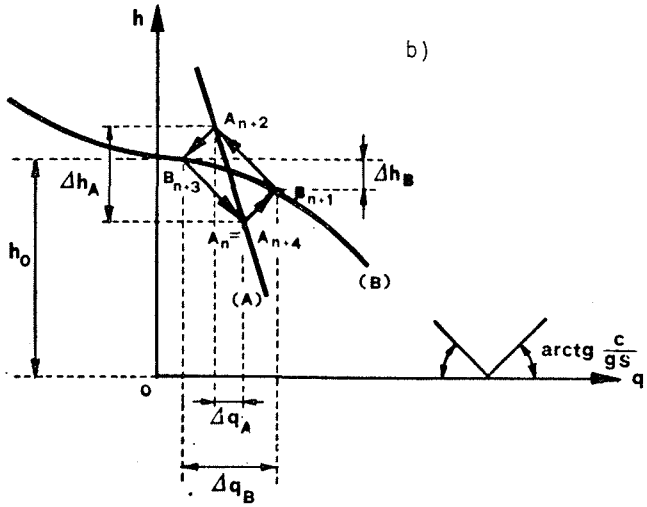
Supposons maintenant que la période du mouvement coïncide avec la première période propre de la conduite :

$$T = 2\pi/\omega = 4l/c;$$

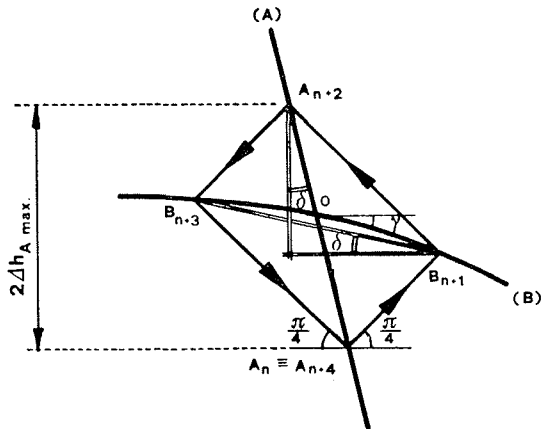
si l'on néglige les résistances passives, on aboutit alors à l'épure Bergeron de la figure 9, où on a remplacé les caractéristiques paraboliques pression-débit correspondant aux différentes positions du pointeau par des droites incli-



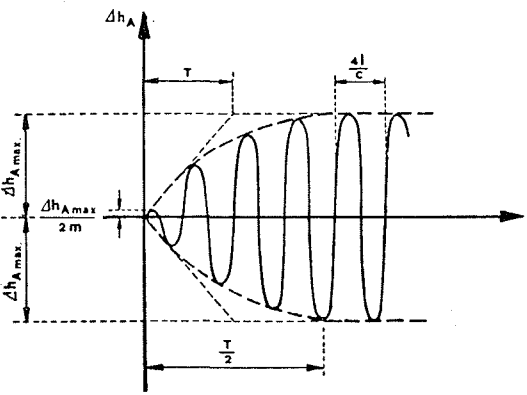
5/



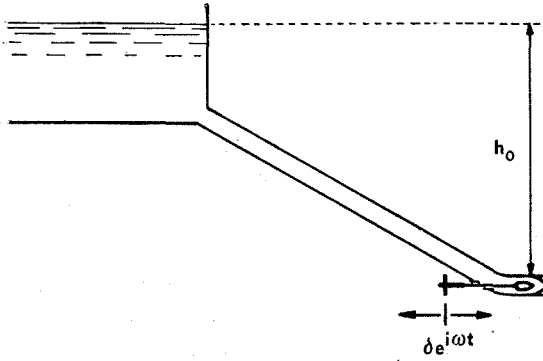
4/



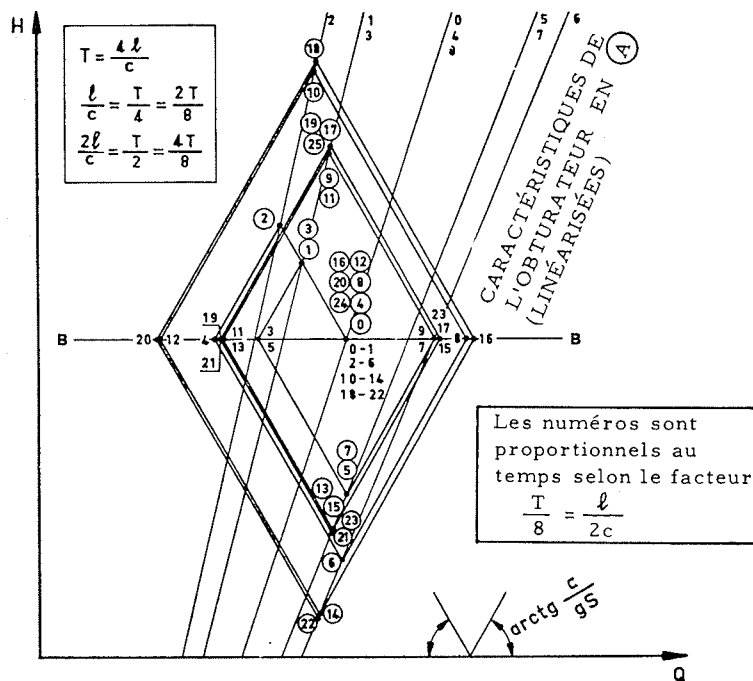
6/



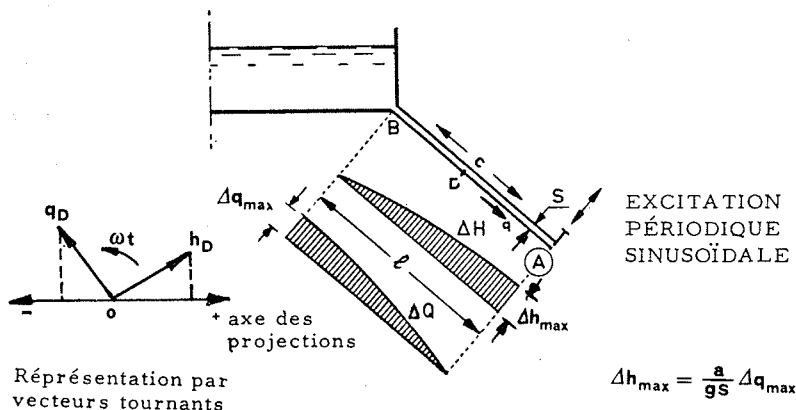
7/



8/



Période de l'excitation =  $\frac{4l}{c} = T$   
 (1<sup>ère</sup> résonance: en A à régime  $\Delta Q \cong 0$ ).



9/

nées. Comme on le voit, on aboutit à un cycle limite tout à fait semblable à celui de la figure 4b et dont l'ampleur est déterminée par l'ampleur du mouvement du pointeau. Il est aisé, en effet, de voir (fig. 10) que le rapport de l'ampleur de la variation de pression à la pression statique est le double du rapport de l'ampleur de la variation d'ouverture à l'ouverture moyenne.

Aussi les distributions des variations de pression et de débit le long de la conduite sont tout à fait les mêmes que dans le cas vu précédemment, soit en amplitude soit en phase.

Pour ce qui est du temps mis à atteindre le cycle limite, on peut faire les considérations suivantes :

Une analyse détaillée de la superposition d'ondes progressives et régressives, qui se développent dans la conduite du fait des réflexions aux extrémités, permet d'estimer la

vitesse de croissance de l'amplitude des oscillations de pression : en négligeant les pertes de charge on a :

$$\Delta h \cong \frac{\Delta h_{\max}}{lc [\beta + (g/c)]^3} \cdot \beta g^2 \cdot t \quad \text{pour } t \rightarrow 0, \quad (3.1.4)$$

où :

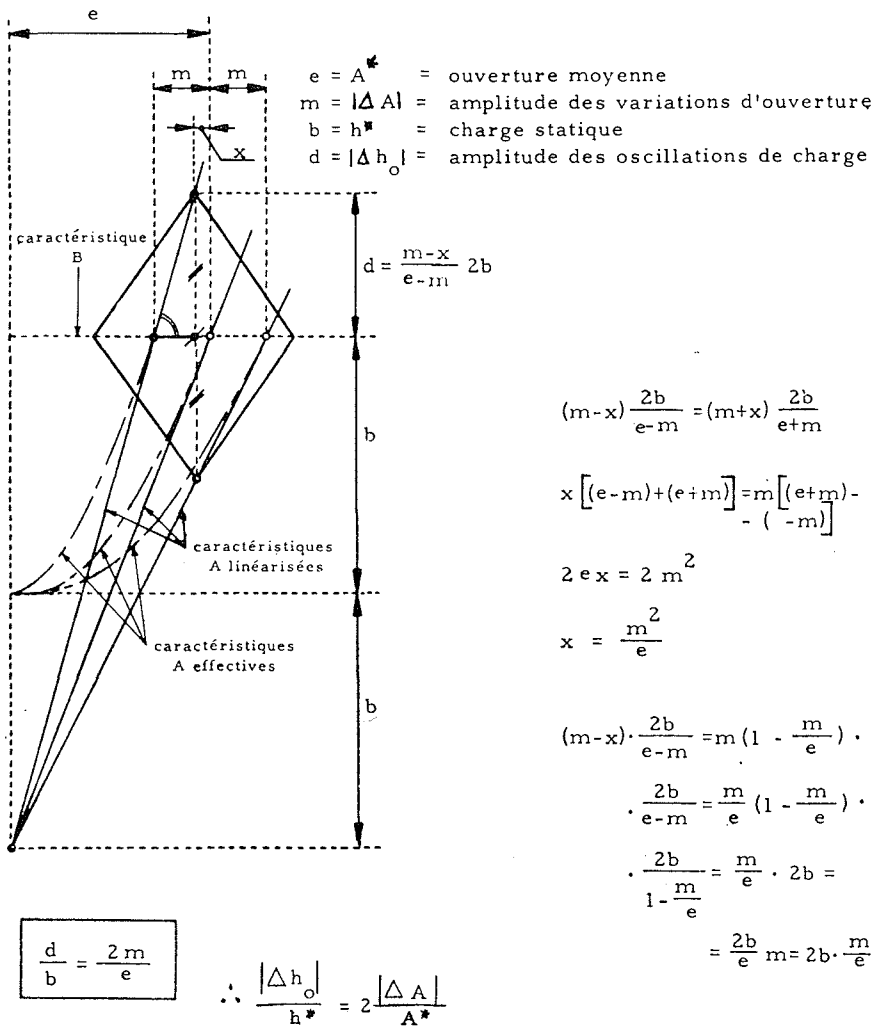
$$\Delta h_{\max} = 2 h_0 \frac{\Delta A}{A_m}$$

$\Delta A$  = variation d'ouverture (amplitude),

$A_m$  = ouverture moyenne;

$$\beta = \frac{u_m}{2 h_0}$$

$u_m$  = vitesse moyenne en conduite. (3.1.5)



(on néglige les pertes de charge : la caractéristique B est horizontale)

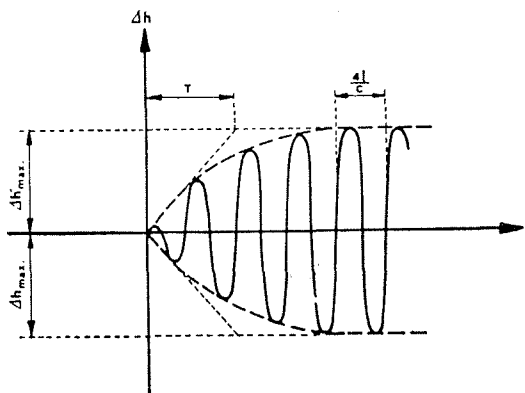
10/

A la fin du temps  $T$  donné par :

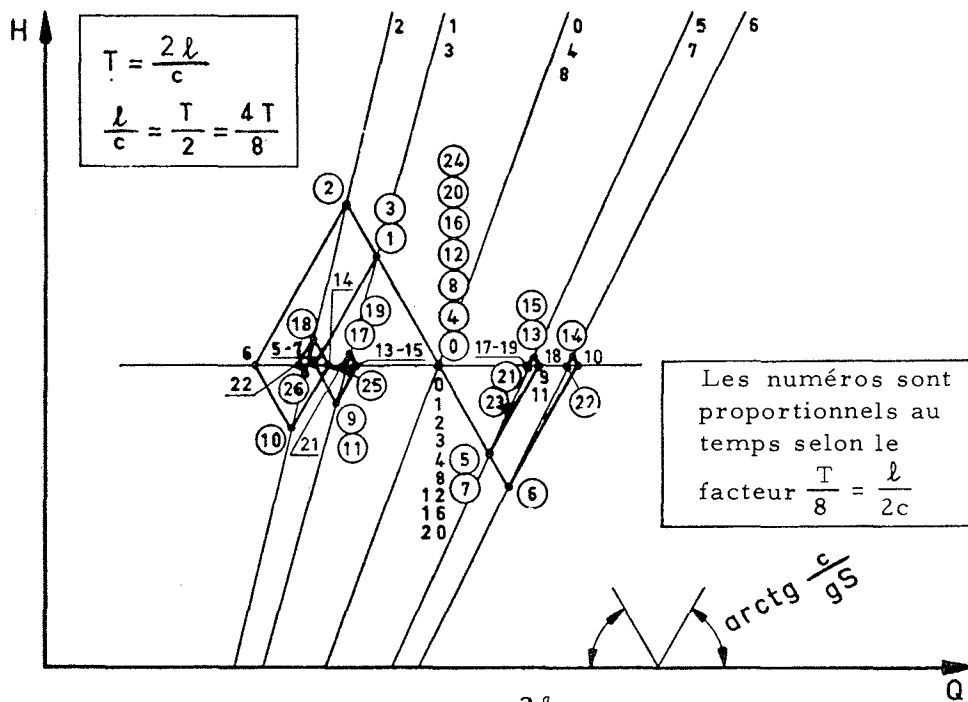
$$T = \frac{lc [\beta + (g/c)]^3}{g^2 \beta} \cong \begin{cases} \frac{lg}{c^2 \beta} = \frac{2lg h_0}{c^2 u_m} & \text{pour } \beta \ll g/c \\ \frac{lc \beta^2}{g^2} = \frac{lc u_m^2}{4 g^2 h_0^2} & \text{pour } \beta \gg g/c \end{cases} \quad (3.1.6)$$

on atteindrait l'ampleur maximale,  $h_{max}$ , si la vitesse de croissance se gardait constante. Comme, au contraire, cette vitesse tombe asymptotiquement à zéro, à la fin du temps  $T$

(5) Si l'on exprime  $T$  en fonction de la période du tuyau :  $\tau = T/(l/c)$ , on a le minimum de  $\tau$  pour  $\beta = 0,5 g/c$  et alors on a  $\tau_{min} = 6,75$ . En tenant compte que d'ordinaire à pleine charge  $u_m \cong 7 \text{ ms}^{-1}$ ,  $c/g \cong 100 \text{ s}$ , on a atteint ce minimum pour une chute  $h_0$  de près de 700 m.

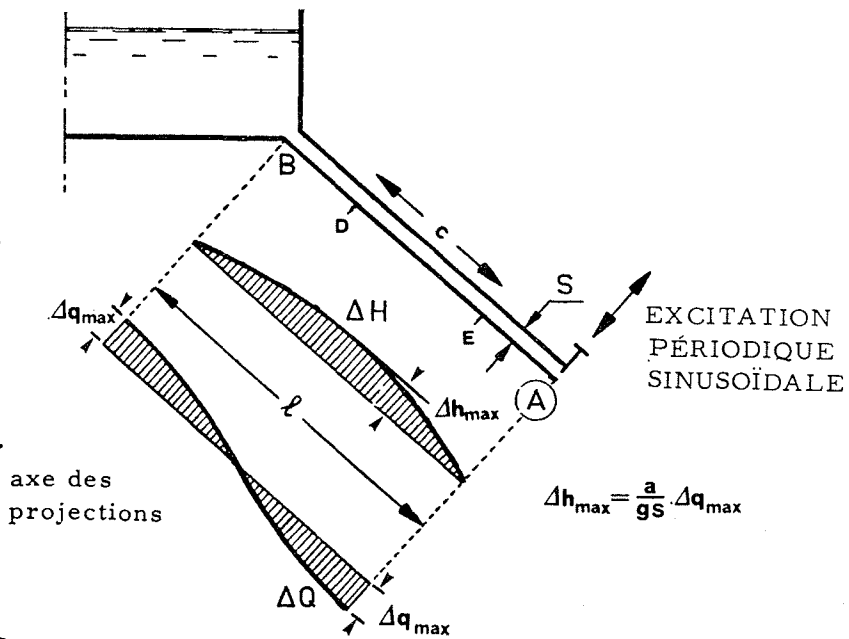
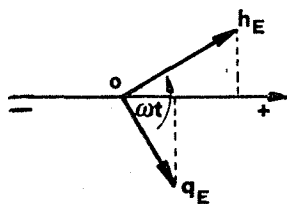
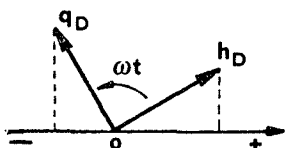


11/



Période de l'excitation =  $\frac{2l}{c} = T$   
 (1<sup>ere</sup> antirésonance : en A à régime  $\Delta H = 0$ )

Représentation par vecteurs tournants





on peut estimer avoir atteint environ 60 à 65 % de l'amplitude maximale  $\Delta h_{\max}$  (fig. 11).

✱

Enfin, il est intéressant de voir ce qui arrive si l'excitation a une fréquence double de la fréquence fondamentale (période  $2l/c$  au lieu de  $4l/c$ ). L'épure de la figure 12 montre, en ce cas, que l'on atteint un régime où les variations de pression sont nulles en  $A$  (nœud de pression); évidemment le nœud de pression en  $B$ , imposé par la condition à la limite, reste; au contraire, on a deux anti-nœuds de débit, respectivement en  $A$  et en  $B$ .

Une analyse plus détaillée montrerait alors l'existence d'un antinœud de pression à mi-chemin entre  $A$  et  $B$ : la conduite résonne en *demi longueur d'onde*: c'est l'*anti-résonance* en  $A$  (6).

Par le même procédé, on démontre que les conditions de résonance (en  $A$ : nœud de débit, ventre de pression) se vérifient pour toutes ces fréquences qui font entrer un nombre entier *impair* de quarts de longueur d'onde dans la longueur  $l$ ; et les conditions d'anti-résonance (en  $A$ : nœud de pression, anti nœud de débit) sont atteintes pour toutes ces fréquences qui font entrer un nombre entier de demi-longueurs d'onde dans la longueur  $l$ .

$$\left. \begin{aligned} (2n+1)(l/4)(c/f) &= l \\ \text{où } f &= (2n+1)(c/4l), \quad n \text{ entier : résonance;} \\ m \cdot (l/2)(c/f) &= l \\ \text{où } f &= (m/2)(c/l), \quad m \text{ entier : anti résonance.} \end{aligned} \right\} \quad (3.1.7)$$

Notons en passant que l'impédance de la conduite, vue par  $A$ , est infinie pour les fréquences correspondant à la résonance, et zéro pour celles correspondant à l'antirésonance (toujours en négligeant les résistances passives).

Notons aussi que, pour arriver à saisir l'entité des phénomènes spontanés (instabilité intrinsèque), on doit nécessairement prendre en compte les non-linéarités du système; au contraire, pour avoir une estimation acceptable des effets d'une excitation forcée on peut souvent, en première approximation, appliquer une théorie linéarisée.

Du point de vue énergétique, ceci s'explique en observant que l'énergie nécessaire à la croissance du phénomène doit provenir de l'intérieur du système dans le premier cas; au contraire, dans le deuxième cas, elle est empruntée à la source extérieure d'excitation et la résonance, une fois atteinte, pourrait s'entretenir d'elle-même, en absence de toute résistance passive, par échanges périodiques d'énergie cinétique en énergie potentielle, et vice-versa.

Une analyse plus fine de l'état de régime, qui mettrait en compte les facteurs de dissipation, montrerait que les nœuds de débit se transforment en quasi-nœuds, où il y a une petite composante oscillante du débit en phase (ou en opposition de phase, suivant le sens de référence choisi) avec les oscillations de pression.

Définissons en effet l'intégrale  $I$ :

$$I = \sum_e \int_0^T q h dt \quad (3.1.8)$$

(6) Evidemment l'anti-résonance peut se réaliser seulement dans le cas d'excitation forcée, tandis que la résonance peut se produire spontanément grâce à une instabilité intrinsèque, comme on l'a vu plus haut.

(où la somme s'étend à tous les points d'entrée de débit dans le système, et sont positifs les débits entrants)

On constate que cette intégrale, représentant l'énergie entrant dans le système, se décompose en deux parties:

$$I = I_0 + I_1, \quad \left. \begin{aligned} I_0 &= \sum_e \int_0^T q_0 h_0 dt \\ I_1 &= \sum_e \int_0^T \Delta q \cdot \Delta h \cdot dt \end{aligned} \right\} \quad (3.1.9)$$

$I_0$  est la partie correspondant à l'état permanent;  $I_1$  est différente de zéro seulement si aux quasi-nœuds de débit on a ces petites composantes oscillantes  $\Delta q$  en phase avec  $\Delta h$  (7), et sa valeur — toujours positive — compense exactement les pertes supplémentaires d'énergie dues aux composantes oscillantes présentes dans le système.

### 3.2 - RÉSONANCE A RÉGIME : FACTEURS DE LIMITATION

D'après ce qu'on a vu au paragraphe précédent, la limite atteinte par les amplitudes des oscillations peut dépendre:

- soit des effets dissipatifs présents dans le système;
- soit de l'amplitude de l'excitation (au moins si celle-ci ne contrôle pas directement les oscillations de débit, comme le ferait par exemple une pompe volumétrique);
- soit enfin des deux facteurs à la fois (c'est précisément le cas envisagé ci-dessus d'une pompe volumétrique qui injecte un débit oscillant à la fréquence de résonance: il s'établit alors, en correspondance de cette injection, un quasi-nœud de débit et un anti-nœud de pression dont l'amplitude est donnée par:

$$\Delta h = Z \Delta q, \quad Z = \text{impédance à la résonance,} \quad (3.2.1)$$

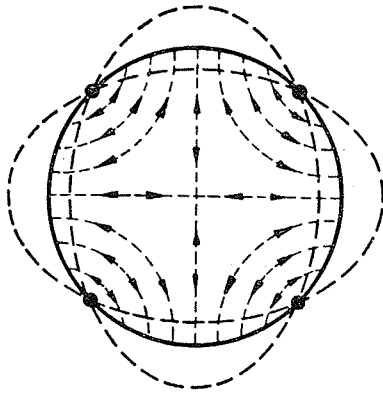
de valeur réelle très grande (8), inversement proportionnelle à l'entité des pertes d'énergie).

Ce que nous savons faire en pratique, c'est de représenter par des modèles mathématiques linéaires différentes classes d'effets dissipatifs:

- pertes de charge hydrauliques continues ou concentrées, linéarisées autour du point de fonctionnement moyen du système;
- pertes par dissipation hystérétique ou visqueuse dans l'enveloppe solide entourant la cavité pleine de liquide [3];
- perte par radiation acoustique dans le milieu environnant [4];

(7) A la résonance, donc, l'impédance du système vu par le point d'excitation se réduit à une valeur réelle (au lieu de l'infini théorique qu'on trouverait pour résistances nulles).

(8) Le fait que la partie imaginaire de l'impédance s'annule à la résonance correspond physiquement au fait que les réactions d'inertie et de capacité du système se font alors équilibrer. La puissance à fournir au système se réduit en ce cas à une puissance active pure, à l'exclusion de toute puissance réactive.



13/

— perte par radiation à partir des sections d'extrémité d'une conduite, notamment par création d'ondes de surface dans l'exutoire; etc.

Pour une conduite, les trois premiers effets sont distribués le long de son axe, tandis que le dernier est un effet d'extrémité, pouvant être inclus dans les conditions aux limites. Or, les pertes linéaires distribuées peuvent être avantageusement représentées tout simplement en donnant une *valeur complexe appropriée à la célérité c*.

En effet, si l'on cherche des solutions des équations indéfinies de la conduite qui soient de la forme :

$$\left. \begin{array}{l} \Delta q \\ \Delta h \end{array} \right\} = A e^{i\omega[t + (x/c)]} \quad (3.2.2)$$

et si l'on attribue à  $c$  une valeur complexe :

$$c = \pm c_0 e^{i\psi} \quad , \quad c_0 \text{ réel}, \quad (3.2.3)$$

il vient en général :

$$\left. \begin{array}{l} \Delta h \\ \Delta q \end{array} \right\} = A_1 e^{i\omega[t + (x/c_0)e^{-i\psi}] + A_2 e^{i\omega[t - (x/c_0)e^{-i\psi}]} \quad (3.2.4)$$

où les constantes  $A_1, A_2$  sont déterminées par deux conditions aux limites.

Après substitution dans (3.2.4) de la relation :

$$e^{-i\psi} = \cos \psi - i \sin \psi,$$

on reconnaît que la (3.2.4) représente la superposition d'une onde *progressive* (se propageant dans le sens des  $x$  positives) et d'une onde *régressive* (se propageant dans le sens des  $x$  négatives), chacune amortie suivant le sens respectif de propagation <sup>(9)</sup>.

Ceci traduit d'une part mathématiquement les effets des pertes d'énergie; d'autre part, le fait que les deux composantes propagatoires s'amortissent en sens inverse donne raison du fait qu'on ne peut à la rigueur réaliser des ondes stationnaires vraies et propres, mais seulement des régimes quasi-stationnaires.

(9) La vitesse de propagation vaut  $c_0/\cos \psi$ ; le décrement logarithmique spatial est  $2\pi \lg \psi$ .

Par contre, les pertes énergétiques d'extrémité peuvent être représentées par branchement sur des « impédances » terminales appropriées (ayant une partie réelle différente de zéro).

### 3.3 - CONSÉQUENCES EXTRÊMES DE LA R.H.; NON LINÉARITÉS

A la limite, les variations de pression associées avec la résonance peuvent entraîner soit des déformations non élastiques, voire la rupture, de certaines composantes de l'installation, soit la cavitation — diffusée ou macroscopique — au sein du liquide. Enfin, tout en restant dans le domaine du comportement élastique des matériaux et tout en évitant la cavitation, il peut y avoir des couplages de caractère non-linéaire entre les oscillations du liquide et le mouvement de parties mécaniques <sup>(10)</sup>.

En tout cas, il s'agit de phénomènes dont l'étude s'avère particulièrement difficile. En particulier, l'apparition de la cavitation fait apparaître une non-linéarité de type « évolutif », où les propriétés du fluide — et leur distribution dans l'espace — sont fonction de l'histoire antérieure. On conçoit alors que seuls les schèmes d'intégration pas à pas peuvent être en principe employés; mais les lois quantitatives de l'évolution des propriétés surmentionnées en fonction des paramètres physiques globaux, tels que pression, température, etc., sont très difficiles à être mises sous forme utilisable. De plus, elles sont parfois très influencées par un facteur secondaire, tel la présence d'impuretés ou de noyaux de cavitation, etc., dont on envisage très mal la connaissance *a priori*.

Par contre, il est quelquefois possible d'aborder l'étude approchée des couplages hydro-élastiques. C'est le cas typique d'une enveloppe métallique soumise à des oscillations de la pression intérieure; on peut rechercher des configurations d'équilibre dynamique « ovalisées » (fig. 13) (à 4, ou 6, ..., ou  $2m$  nœuds,  $m$  entier). Bornons-nous, par exemple, au cas simple d'une ovalisation à 4 nœuds, en supposant de plus que la longueur d'onde  $\lambda = 2\pi c/\omega$  soit assez grande pour négliger l'effet de l'inflexion des génératrices du cylindre.

On démontre alors qu'on peut définir deux paramètres  $\alpha, \beta$  (fig. 14), fonctions des caractéristiques de la section de la conduite, de la pulsation, de l'amplitude des oscillations de pression et de la pression moyenne intérieure, qui suffisent à définir les conditions de stabilité ou d'instabilité dynamique vis-à-vis de la forme d'ovalisation de la figure 13.

En particulier, si dans le diagramme de la figure 14 le point représentatif d'abscisse  $\alpha$  et ordonnée  $\beta$  tombe dans une plage d'instabilité ( $y$  compris les lignes qui séparent les plages stables et instables) il y a possibilité d'excitation paramétrique de l'ovalisation (fig. 13) sur une pulsation réduite  $\omega^* = l\omega/2$  <sup>(11)</sup>. En l'absence d'effets d'amortisse-

(10) Il en découle une conséquence très importante : il n'est pas suffisant de vérifier la sécurité statique, ou la tenue à la fatigue des parties mécaniques vis-à-vis des pics de pression, mais il devient nécessaire de s'assurer aussi qu'elles ne sortent pas de leurs plages de stabilité dynamique en fonction de la fréquence des oscillations.

(11) En effet, il s'établit dans ces conditions un transfert d'énergie des contraintes normales dues au mode radial vers le « mode » ovalisé. ce dernier mode sera entretenu aux dépens de l'énergie soustraite au premier.

ment, ceci conduirait à une croissance sans limites de l'oscillation d'ovalisation; en pratique, la dissipation par frottements intérieurs dans la matière de l'enveloppe (et dans le fluide même, aussi bien qu'à l'interface fluide-enveloppe, à la suite des mouvements secondaires associés à l'ovalisation (fig. 13), conduit finalement à une amplitude d'équilibre finie.

On voit, par le diagramme de la figure 14, qu'à égalité d'oscillations de pression, donc de  $\beta$ , les plages d'instabilité les plus étendues se situent aux valeurs de  $\alpha$  correspondant aux pressions statiques plus faibles: donc il faut prendre garde aux conditions de stabilité dynamique des enveloppes sous charges réduites<sup>(12)</sup>, et ceci d'autant plus que ces enveloppes aient une allure altimétrique sub-horizontale, car en ces conditions l'hypothèse de phénomène à symétrie cylindrique, sur laquelle les conclusions ci-dessus reposent, est d'autant mieux vérifiée. On sait bien, en effet, que les conduites sub-horizontales sont plus facilement la proie de phénomènes de vibration parasite par rapport aux autres.

A leur tour, les ovalisations, qui changent tant soit peu le moment d'inertie de la conduite, peuvent provoquer l'excitation paramétrique de vibrations de flexion de la conduite sur ses appuis.

On peut arriver ainsi à une suite de phénomènes fort compliqués, couplés les uns avec les autres.

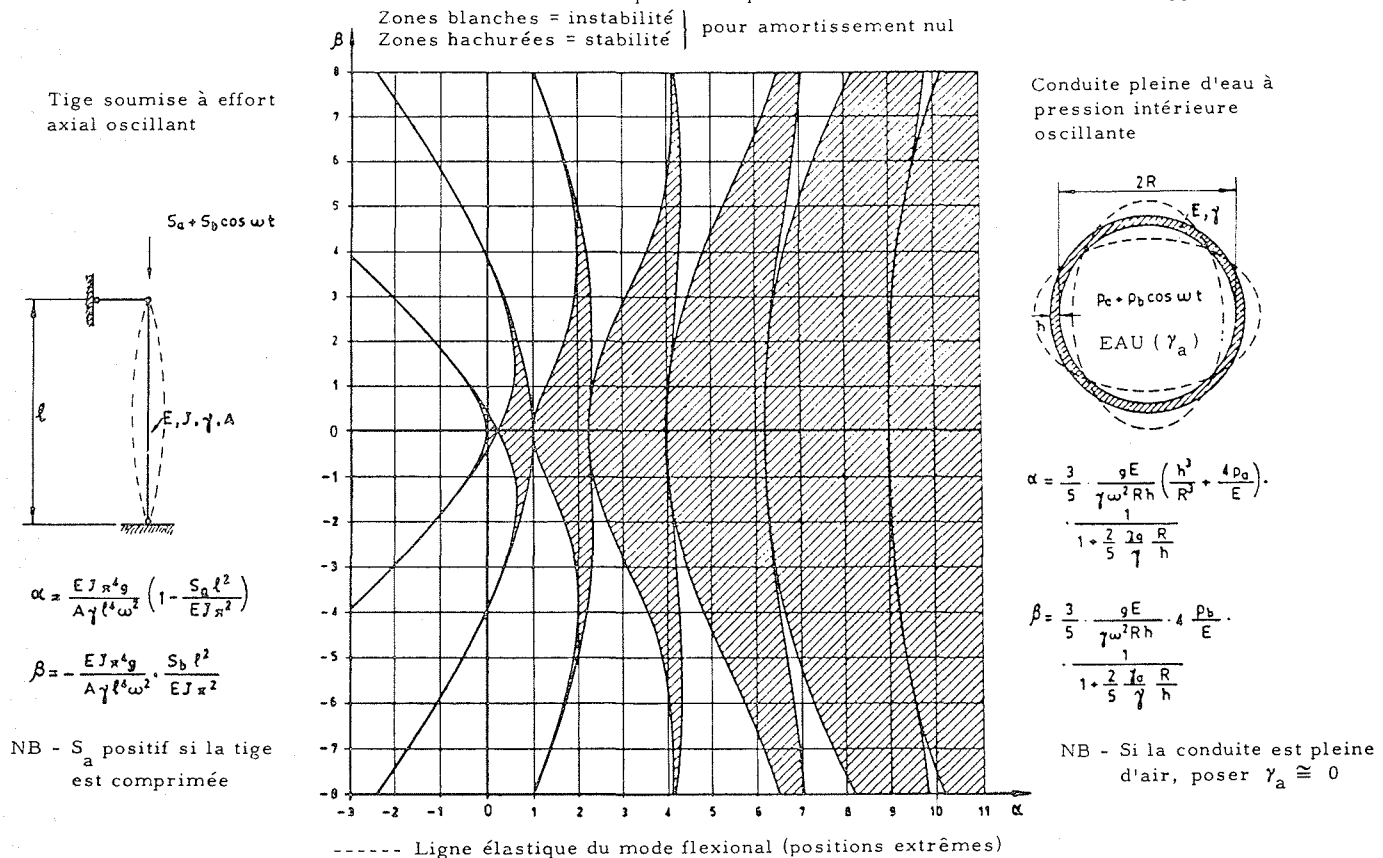
(12) Evidemment, les pressions intérieures négatives (sub-atmosphériques) sont particulièrement à craindre.

### 3.4 - DIFFICULTÉS DE PRÉVISION DES PHÉNOMÈNES DE R.H.

Des considérations qui précèdent, en dépit de leur caractère forcément fragmentaire et incomplet, on peut entrevoir quelles peuvent être les difficultés que l'on rencontre lorsqu'on se propose de dépister *a priori* les dangers de R.H. dans une installation donnée. A savoir:

- on ne sait pas caractériser numériquement les facteurs d'instabilité (par exemple: pente négative des étanchéités);
- on ne sait pas calculer les *impédances terminales* d'un certain nombre de composantes: c'est le cas notamment des *machines hydrauliques*; l'approximation que l'on fait, de linéariser localement les courbes caractéristiques valables en régime permanent, conduit à des impédances toujours réelles et indépendantes de la fréquence, alors qu'on sait maintenant qu'elles ont une partie imaginaire, en général non négligeable, et que l'impédance complexe dépend fortement de la fréquence [5];
- parfois (c'est le cas des conduites forcées bloquées en rocher) on connaît tellement mal les caractéristiques mécaniques de l'enveloppe solide que les valeurs à attribuer à la célérité le long de la conduite sont affectées d'une erreur importante; donc les fréquences de résonance sont mal définies;
- il est pratiquement impossible de considérer toutes les possibilités de couplage des vibrations hydrauliques avec les oscillations des parties mécaniques.

DIAGRAMME DE STRUTT - Excitation paramétrique de vibrations flexionales de l'enveloppe



Par contre, dans des conditions *expérimentales* bien contrôlées, soit au laboratoire, soit sur une installation réelle, on arrive souvent à interpréter les résultats d'essais d'une manière quantitative, et avec de très bonnes approximations.

C'est là l'un des aspects contradictoires des études sur la R.H. Il faut, d'autre part, ne point oublier que des difficultés pareilles se rencontrent aussi dans l'étude d'autres phénomènes d'instabilité : par exemple le flambage d'une poutre ayant une petite excentricité initiale inconnue est très difficile à prévoir, mais si on fait, soit des calculs en se donnant *a priori* l'excentricité, soit des expériences en conditions bien contrôlées, l'on obtient des résultats tout à fait corrects.

Quelques-unes des difficultés mentionnées ci-dessus seront probablement levées par les progrès de la théorie (voire les effets non linéaires ou l'impédance des machines); mais il serait assez naïf d'espérer qu'elles puissent être totalement résolues dans l'avenir prochain.

Il nous reste donc à voir :

- soit quelle peut bien être l'utilité actuelle des études sur la R.H., si elles ne servent que d'une manière très limitée à la prévision;
- soit quelles sont les directions dans lesquelles il faudra pousser les efforts de recherche pour améliorer la situation.

Ces considérations sont différées au paragraphe des conclusions, de façon à tirer le plus grand parti de l'exposé suivant, qui permettra de mieux éclaircir certains aspects de nos problèmes.

## 4 - Comment reproduire et vérifier la R. H. sur modèle physique

Les modèles mathématiques ayant montré leurs limitations, voyons maintenant ce qu'offrent les modèles physiques (ou analogiques).

Nous avons vu que la *célérité* (grandeur ayant les dimensions physiques d'une vitesse) est un paramètre important des phénomènes en jeu. Il est donc immédiat de voir que l'une des lois de similitudes à respecter est celle de Mach :

$$u_r/u_m = C_r/C_m = [v] \quad (4.1)$$

(en désignant comme d'ordinaire avec l'indice *r* les grandeurs réelles, avec l'indice *m* les grandeurs modèle).

En plus, on devra respecter la similitude de Reynolds si on a affaire à un mouvement laminaire, ou bien s'assurer tout simplement que le nombre de Reynolds du modèle est assez élevé, si le réel se trouve dans la plage des grands nombres de Reynolds où les lois « des parois rugueuses » s'appliquent. De plus, en général, on devra veiller à ce que les pertes de charges hydrauliques soient réduites dans le même rapport que les charges statiques :

$$j_r l_r / j_m l_m = h_r / h_m = [h] \quad (4.2)$$

(*j* = perte de charge par unité de longueur, *l* = longueur caractéristique du système.)

Selon ce même rapport [*h*] seront alors réduites, toutes choses égales d'ailleurs, les amplitudes des oscillations de pression dues à la R.H. :

$$\Delta h_r / \Delta h_m = [h] \quad (4.3)$$

Naturellement les fréquences et les pulsations seront changées dans le rapport :

$$[\omega] = \omega_r / \omega_m = f_r / f_m = (c_r / l_r) / (c_m / l_m) = [v] [l]^{-1} \quad (4.4)$$

(les nombres de Strouhal *c/lf* seront conservés en passant du réel au modèle), et, naturellement, les périodes seront changées dans le rapport inverse :

$$[\tau] = T_r / T_m = [\omega]^{-1} = [v]^{-1} [l] \quad (4.5)$$

Les échelles [*l*] des longueurs et [*h*] des hauteurs peuvent, en principe, être différentes, ce qui conduira à des modèles distordus. De même, la nécessité de respecter (4.2) peut conduire à une troisième échelle pour les diamètres<sup>(13)</sup>.

Si on opère avec des modèles physiques vrais et propres, en général il n'y aura pas difficulté de principe à avoir dans le modèle le même type de non-linéarité que dans le réel : il pourra par contre y avoir difficulté d'échelle ou difficulté d'estimation de l'entité de la non-linéarité dans le réel, ou encore difficultés technologiques (voire réalisation d'étanchéités à caractéristique négative donnée) pour le modèle.

On vérifie, dans les conditions de résonance induite sur modèle de conduite, que les lois théoriques sont très bien respectées. Donc, dans des cas simples, les conclusions données par l'une des méthodes sont étayées par d'autres : ce qui autorise d'une part à utiliser les modèles physiques dans les cas où on ne sait pas obtenir la solution numérique par de la théorie, d'autre part à s'efforcer de développer des méthodes numériques de plus en plus puissantes.

### 4.1 - MODÈLES DE CONDUITE

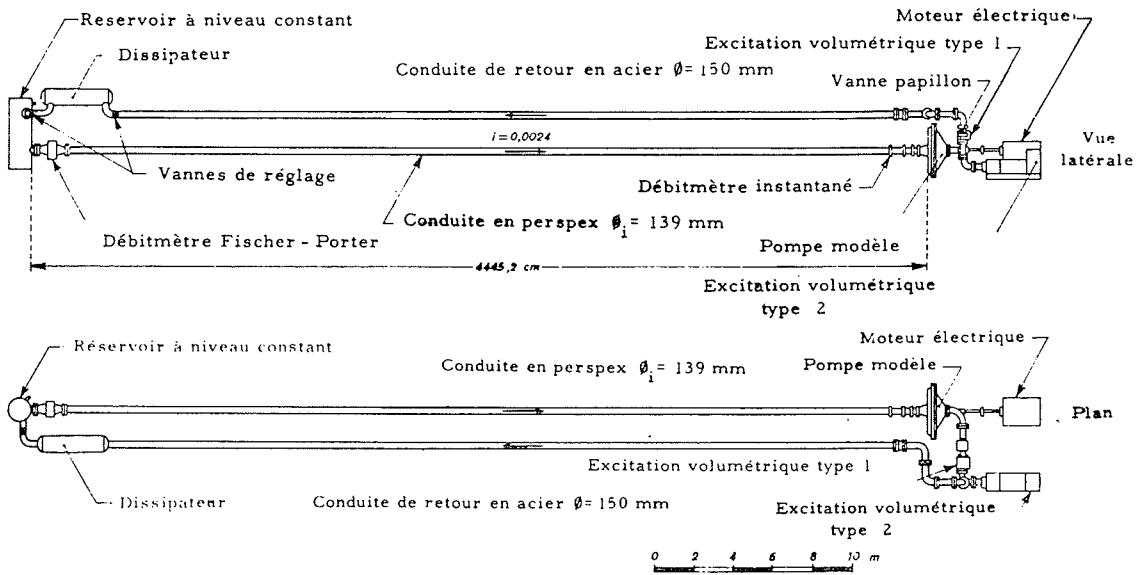
A titre d'exemple, on montre la comparaison théorie-expérience pour :

- une conduite en perspex (fig. 15, 16) essayée au laboratoire sous excitation volumétrique à une extrémité et avec l'autre extrémité branchée sur un réservoir à niveau constant;
- un forage en rocher (avec chemise métallique cimentée) excité volumétriquement à une extrémité et avec l'autre extrémité fermée (fig. 17); on peut regarder ce forage blindé comme un modèle 1 : 25 environ d'une conduite bloquée en rocher.

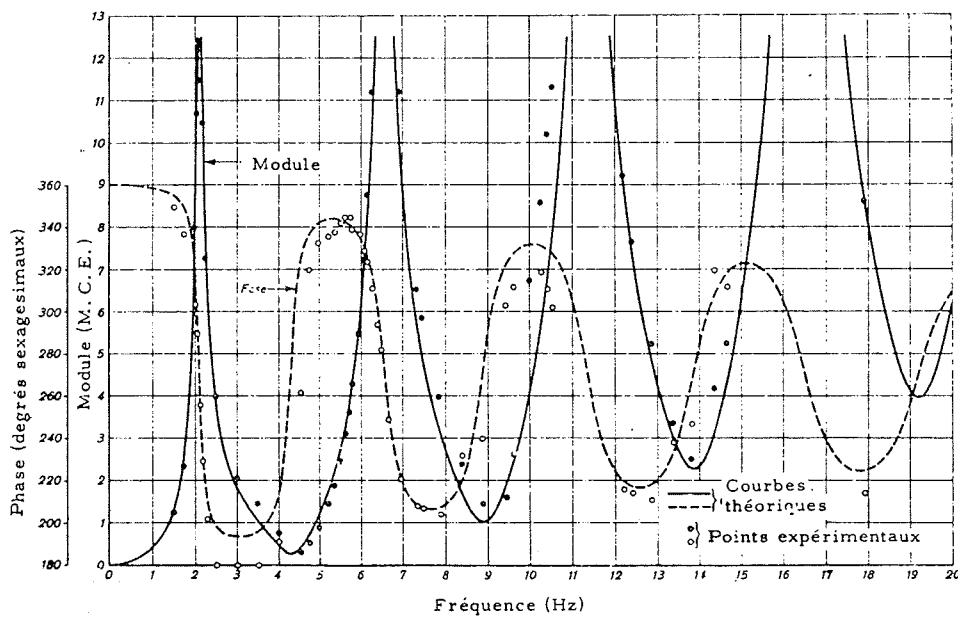
Une des difficultés expérimentales les plus sérieuses est celle relative à la mesure des débits instantanés  $Q_0 + \Delta Q$ , avec  $\Delta Q$  = terme oscillant. En pratique, en dépit de nombreux tâtonnements, on n'a pas trouvé jusqu'ici des instruments qui donnent complète satisfaction.

(13) L'échelle des diamètres étant [*d*], on aura alors pour l'échelle des débits :

$$[q] = [v] [d]^2 \quad (4.6)$$

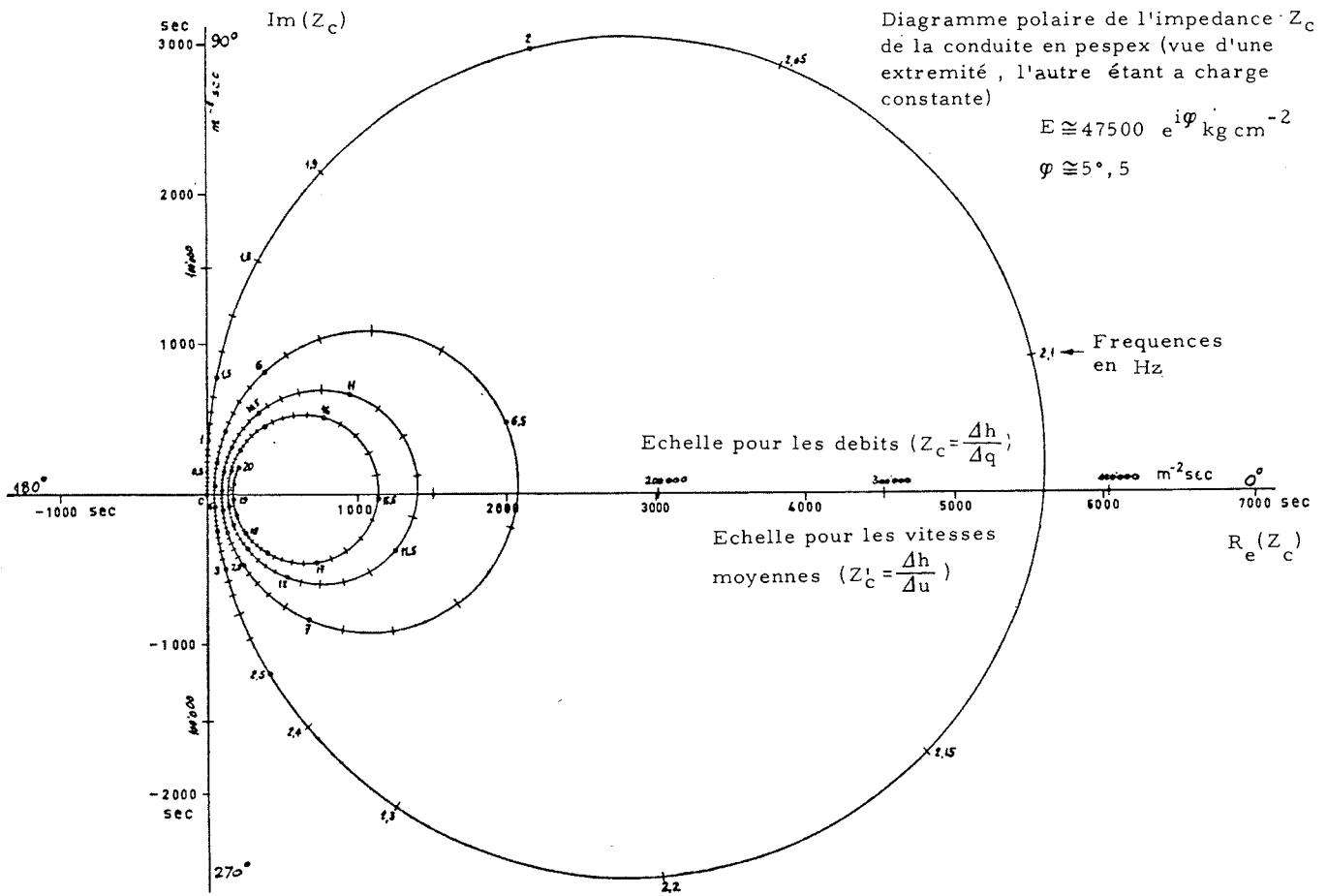


a) - Schéma du circuit hydraulique pour les essais



b) - Réponse au droit de l'excitation (extrémité fermée)

$$L = 44\ 650 \quad X = 44\ 650$$



16/

Dans les essais sur modèles de conduites en perspex dont on vient de parler, les débits instantanés d'excitation étaient connus parce que dérivés du mouvement sinusoïdal d'un (ou deux) piston plongeant :

$$\Delta Q = i \omega s \cdot \delta \cdot e^{i\omega t} \quad (4.1.1)$$

avec  $s$  = section droite du piston;  $\delta$  = amplitude complexe du mouvement axial du piston.

En ayant constaté l'excellent accord entre théorie et expérience tout le long de la conduite de plexiglas, l'idée vient à l'esprit d'employer, pour la détermination expérimentale des débits oscillants, un tronçon de conduite dont on déterminerait par voie analytique la matrice de transfert : pour les grandeurs oscillantes d'extrémité  $q_1, h_1; q_2, h_2$  on aurait :

$$\begin{Bmatrix} q_2 \\ h_2 \end{Bmatrix} = [M] \begin{Bmatrix} q_1 \\ h_1 \end{Bmatrix}, \quad (4.1.2)$$

de sorte que,  $[M]$  étant connue et en mesurant  $h_1$  et  $h_2$ , on pourra en déduire  $q_1$  et  $q_2$ , débits oscillants d'extrémité du tronçon.

Evidemment, la précision de cette mesure indirecte dépend d'une part de la précision de mesure de  $h_1$  et  $h_2$ , d'autre part de la précision avec laquelle on peut calculer la matrice  $[M]$  du quadripole.

## 4.2 - MODÈLE DE CONDUITE ET DE MACHINE HYDRAULIQUE

On a déjà touché du doigt la difficulté de déterminer d'une façon réaliste la matrice de transfert d'une machine hydraulique (turbine à réaction, pompe centrifuge).

En effet, lors des oscillations de pression et de débit, il y a des variations dynamiques de circulation autour de chaque aube (soit les aubages mobiles de la roue, soit les aubes fixes du distributeur). Il est très difficile [6] de définir par voie théorique quelles peuvent bien être ces variations de circulation, d'où découlent évidemment des variations de couple résistant et de prévalence de la machine.

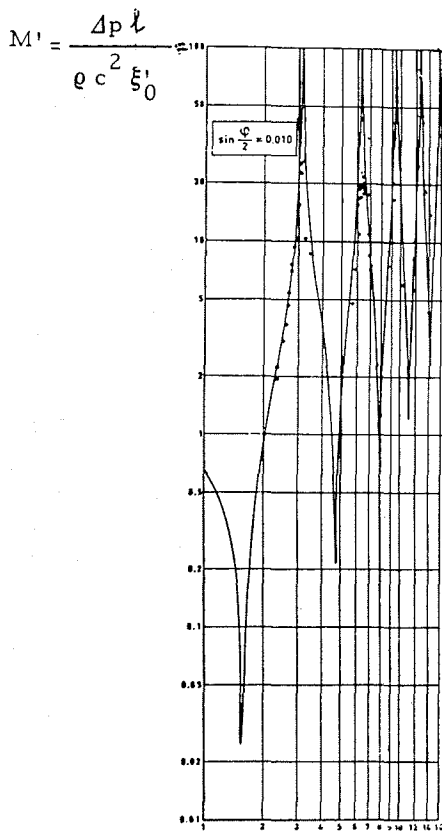
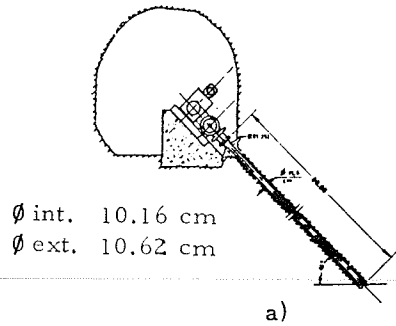
Il vient à l'esprit de faire des expériences sur un modèle, par exemple, de pompe centrifuge, en le faisant débiter sur une conduite dont on connaîtrait la matrice de transfert (voir § 4.1); on pourra alors introduire dans le circuit des perturbations de fréquence imposée  $\omega/2\pi$  et, par simples mesures de pression, déduire les variations de débit instantané; on en tirera l'« impédance » de la machine :

$$Z_p(\omega) = \Delta h_p / \Delta q_p \quad (4.2.1)$$

$\Delta h_p$  = variations périodiques de la prévalence;  $\Delta q_p$  = variations périodiques de débit à travers la machine.)

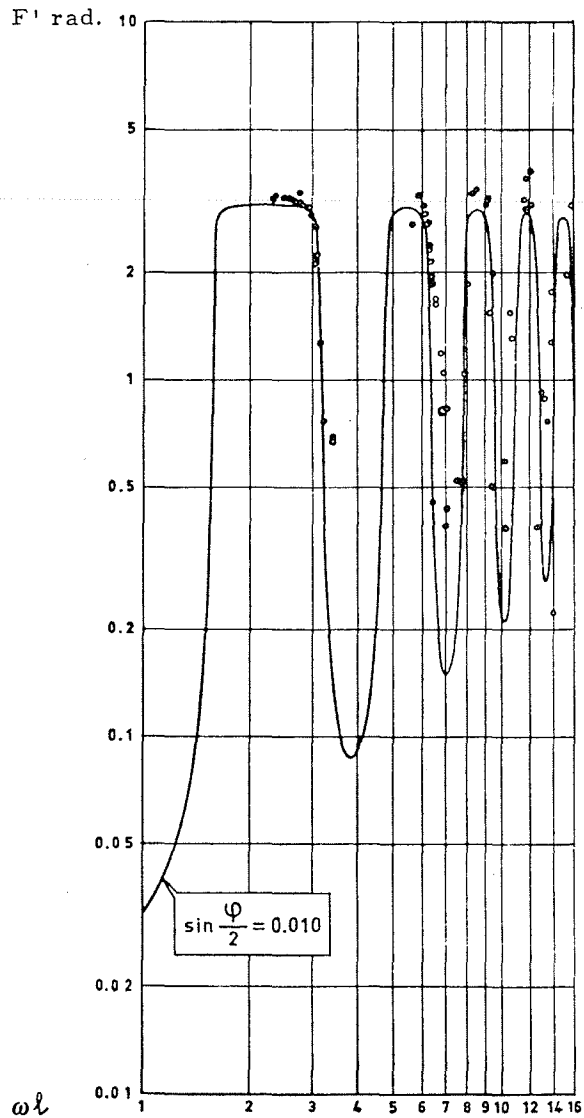
C'est ce que l'on a fait sur un circuit expérimental (fig. 15a); les mesures sont très difficiles à réaliser dans de

Section verticale contenant  
l'axe du forage

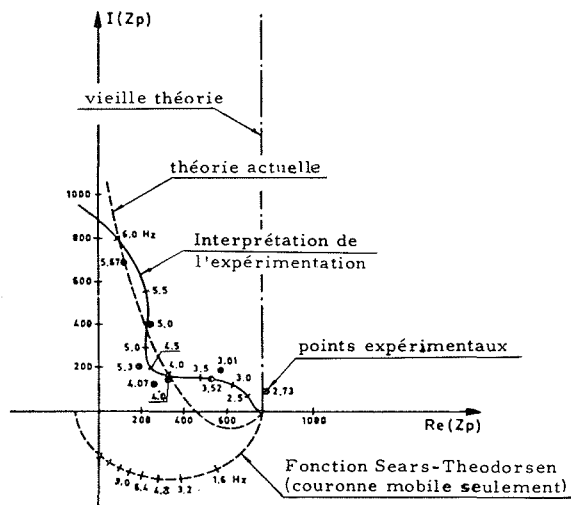


$n = \frac{\omega l}{c}$   
 $\varphi =$  angle de perte du rocher

b)



c)



Premiers résultats de recherche sur le comportement dynamique d'une pompe modèle avec diffuseur sans aubes.

18/

bonnes conditions et, de plus, l'impédance de la conduite n'est pas connue avec assez de précision pour avoir une bonne définition de  $\Delta q_p$ . Pourtant, de nombreuses campagnes d'essais on a tiré la certitude que l'impédance d'une machine à réaction dépend fortement de la fréquence (fig. 18); notamment :

- la partie réelle de  $Z_p$  décroît très vite, à partir de la valeur « statique » tirée des courbes caractéristiques, au fur et à mesure que la fréquence augmente;
- la partie imaginaire de  $Z_p$  va en croissant avec la fréquence.

Il semble que l'impédance  $Z_p$  tende à une valeur purement imaginaire quand la fréquence tend à la fréquence de rotation de la roue; ceci serait confirmé par d'autres séries d'essais, exécutées tout à fait indépendamment à l'Institut d'Hydraulique de l'Université de Gênes (fig. 19).

Voici donc un cas où les essais sur modèles ont permis de tirer des conclusions fort intéressantes, dont on pouvait se douter au point de vue théorique sans par contre pouvoir s'en assurer.

Bien entendu, le même type d'essais serait réalisable, en principe, sur une installation en vraie grandeur (voir § 5.2); il y a néanmoins des difficultés, que l'expérience sur modèle permet de réduire.

Evidemment, dans ce qui précède on n'a considéré la machine que comme un élément *passif* du circuit; en plus de ça, elle engendrera, bien entendu, tout un spectre de perturbations, autour de fréquences assez bien définies (fréquence de rotation, produit de la fréquence de rotation et du nombre d'aubages mobiles...): c'est là le comportement *actif* de la machine, en qualité de générateur de perturbations, ce qui a un grand intérêt au point de vue de la possible excitation des R.H. du reste du circuit. Pour éclaircir cet autre aspect de la question, on pourra envisager, soit des essais sur modèle, soit des campagnes de relevés sur installations en vraie grandeur; mais jusqu'ici nos connaissances en la matière sont presque nulles.

### 4.3 - AUTRES POSSIBILITÉS

Il y a bien d'autres cas où l'expérience sur modèle réduit permettrait de gagner rapidement des connaissances encore malaisées à obtenir.

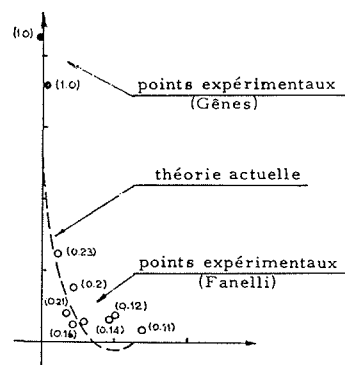
Citons entre autres :

- détermination de la réponse de tronçons de conduite à axe curviligne. En effet, en ce cas une étude théorique rigoureuse est très ardue, d'autant plus qu'il ne paraît pas possible de faire l'hypothèse d'une solution où les variables spatiales et temporelles soient séparées [7]. Il est certain que, du fait des mouvements secondaires dans le plan de la section, non seulement la réponse de ces tronçons doit être quantitativement différente de celle d'un tronçon droit d'égale longueur, mais, de plus, ces mouvements ne s'éteignent pas d'une façon brusque quand on passe de la partie curviligne à une partie droite « en série »; donc, à la rigueur, l'impédance d'un tronçon sera affectée par la géométrie des tronçons qui le précèdent et le suivent;
- modèles « complets » d'aménagements : comme on l'a déjà dit, il serait bien difficile d'y inclure toutes les causes réelles de résonance ou d'instabilité, mais il serait quand même possible d'en étudier un certain nombre d'une manière plus aisée qu'il n'est actuellement possible par le calcul;
- effets de dispositifs artificiels d'amortissement des oscillations (voir § 5.3), etc.

## 5 - Essais sur installations "vraie grandeur"

Nous ne traiterons ici que deux cas, sur lesquels on a pu effectivement recueillir des informations directes :

- essais de « résonance induite » (ou « contrôlée ») sur des conduites forcées débitant seulement sur une roue à action;
- essais de résonance induite sur conduite forcée débitant, d'une part sur une roue à action, de l'autre — évidem-

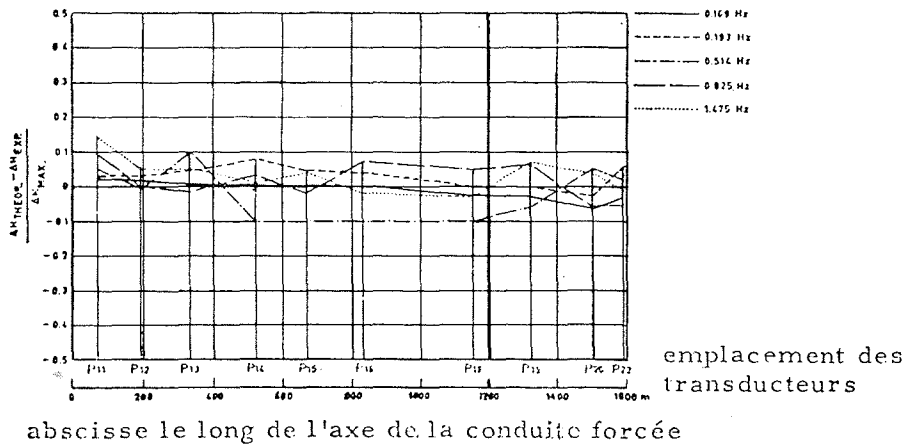
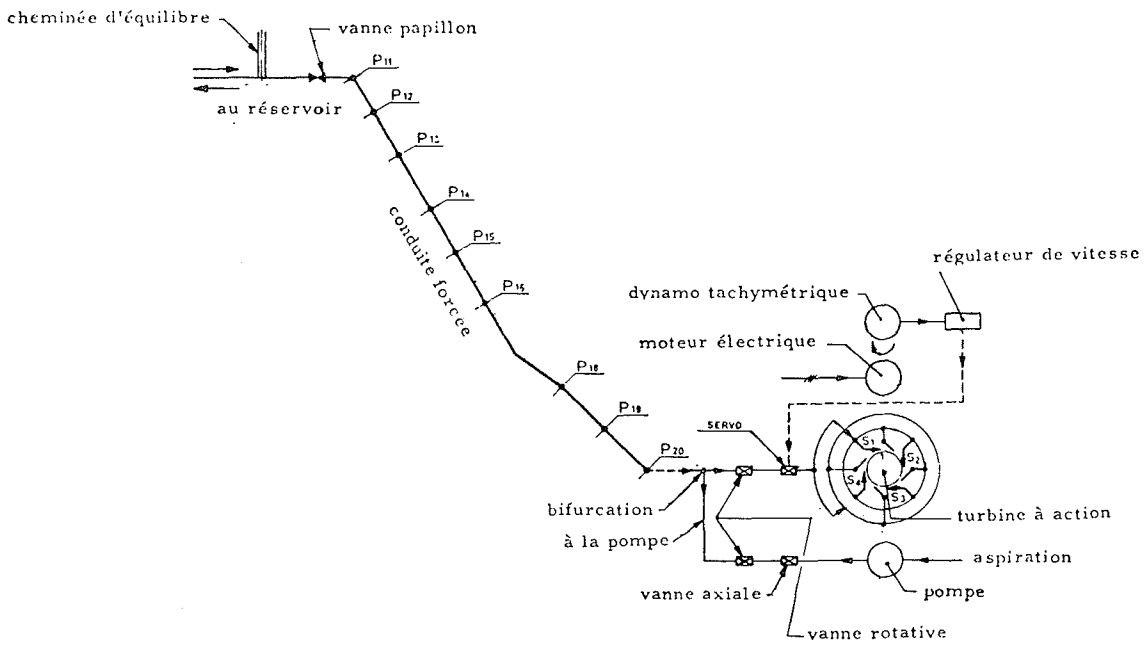


Les nombres en parenthèse sont les fréquences relatives (1 = fréquence de rotation)

19/



Profil schématique de conduite forcée et commande des pointeaux



ment par l'intermédiaire d'une bifurcation — sur une machine à réaction, en l'espèce, une pompe centrifuge : c'est le cas des groupes ternaires de pompage.

### 5.1 - RÉSONANCE INDUITE SUR CONDUITE FORCÉE ALIMENTANT UNE ROUE PELTON

Dans ce cas il est possible de procéder de la façon suivante :

- on coupe la boucle du régulateur de vitesse;
- on injecte, à la place du signal de vitesse de la roue, un signal sinusoïdal de fréquence et d'amplitude contrôlée.

Le servomoteur du pointeau va alors exécuter des manœuvres périodiques avec la fréquence imposée si l'on se trouve précisément dans les conditions du paragraphe 3.1 b). On peut donc vérifier (en disposant plusieurs transducteurs de pressions le long de la conduite) les lois théoriques relatives; mais ceci n'est possible que sur une gamme très limitée de fréquences (d'ordinaire  $f = \omega/2\pi < 2$  Hz), parce que la courbe de réponse du servomoteur « coupe » de plus en plus l'amplitude du signal au fur et à mesure que la fréquence monte.

Dans cette plage limitée de fréquences on peut vérifier :

- la distribution des pressions le long de la conduite;
- les lois de croissance des pics de pression (transitoire initial);
- la relation théorique entre variation relative de pression (au droit du pointeau) et variation relative d'ouverture.

En pratique, on a vérifié, sur plusieurs conduites forcées, que les lois théoriques recoupaient très bien les résultats des essais (fig. 20).

En rapprochant cette conclusion de celle tirée pour les conduites modèle — dans une plage de fréquence plus étendue — on peut dire avec confiance que *la théorie de la réponse à la R.H. des conduites est tout à fait adéquate à représenter les phénomènes observés.*

### 5.2 - ESSAIS DE R.H. INDUITE SUR GROUPES TERNAIRES D'AMÉNAGEMENTS DE POMPAGE

Ici, on peut envisager deux modes d'excitation :

- à pompe fermée, excitation de la conduite par manœuvre contrôlée du pointeau de la roue Pelton, tel qu'on l'a vu ci-dessus;
- à roue Pelton fermée, et pompe en fonction, exécution de toutes petites oscillations du pointeau (autour d'une ouverture moyenne très petite et avec déviateur du jet en fonction).

Dans le premier cas, on ne fait que s'assurer que la conduite résonne de la manière classique, et l'impédance de la pompe n'intervient point. Les perturbations dans la réponse, dues au petit tronçon fermé de la bifurcation menant à la pompe, restent négligeables tant que la fréquence ne s'approche pas des fréquences de résonance de ce tronçon lui-même, qui sont d'ordinaire beaucoup plus hautes que les premières fréquences de la conduite (fig. 21).

Dans le deuxième cas, la conduite est branchée, à son extrémité inférieure, non plus sur une impédance presque infinie, mais sur l'impédance de la pompe.

Celle-ci, d'après ce qu'on a vu au paragraphe 4.2, devrait tendre vers la valeur statique (tirée des courbes caractéristiques par différenciation autour du point de fonctionnement) pour des fréquences très basses, et s'en écarter au fur et à mesure que la fréquence monte.

C'est bien ce qu'on observe en dépouillant les résultats et en les comparant aux calculs théoriques (fig. 22).

Il est évident alors que ce dernier mode d'excitation est de loin le plus intéressant. Non seulement, en effet, il devrait permettre, en principe, de déterminer sur place l'impédance des pompes, mais, de plus, en répétant régulièrement les essais, on peut espérer déceler par-là des variations dans la réponse dynamique des pompes, donc arriver à un véritable *diagnostic* de l'état des machines.

## 6 - Comment pallier les phénomènes nuisibles de R. H.

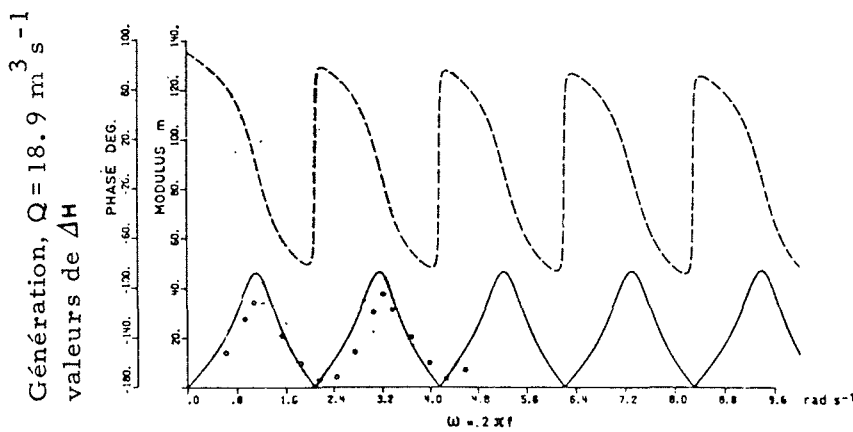
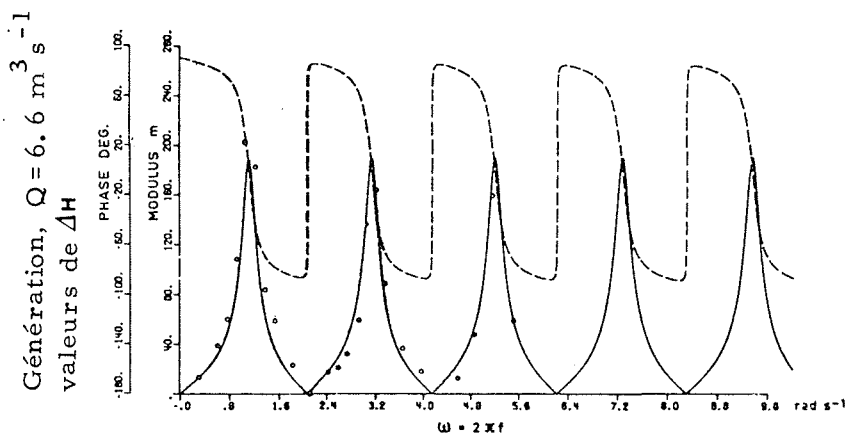
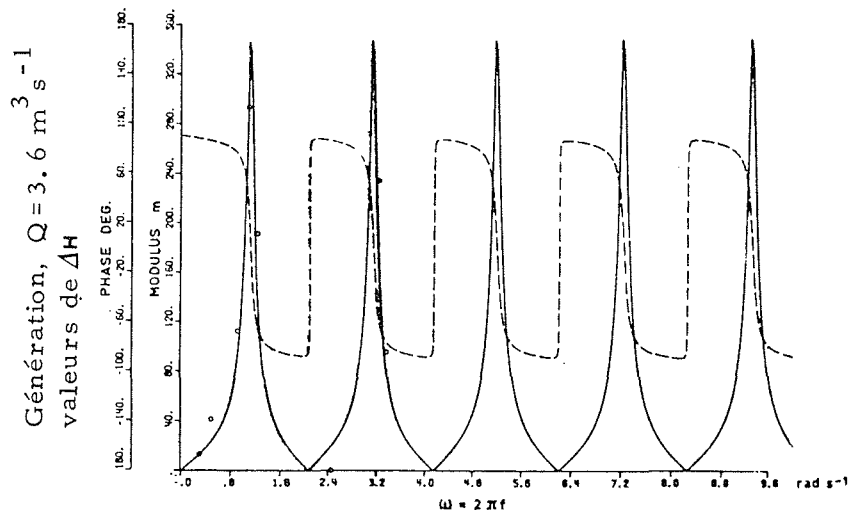
En pratique, d'après ce que nous avons vu sur les difficultés de prévision, il s'agira presque toujours de parer après coup aux phénomènes que l'on a observés sur une installation donnée.

On peut donc envisager comme typique la situation suivante :

- sur un certain aménagement, déjà existant et en fonction (ou au cours des essais de réception) on constate l'existence de phénomènes de R.H., tout au moins dans certaines plages de fonctionnement : les fréquences des oscillations sont en général en nombre réduit et bien définies;
- les causes peuvent alors être :
  - a) inconnues;
  - b) connues :
    - $b_1$ ) on peut les éliminer (par exemple, étanchéité défectueuse d'un joint...);
    - $b_2$ ) il n'est pas possible de les éliminer (par exemple, excitation paramétrique de vibrations d'enveloppes métalliques...).

Dans les cas a) et  $b_2$ ), comme on ne peut pas agir sur les causes de la R.H., il s'agit de voir si l'on ne peut au moins pallier les effets nuisibles. On est donc tout naturellement conduit à introduire, dans le système, des organes d'amortissement qui, autant que possible, puissent affecter d'une façon sélective les seules fréquences présentes dans le système, notamment sans introduire de résistance appréciable à l'écoulement moyen.

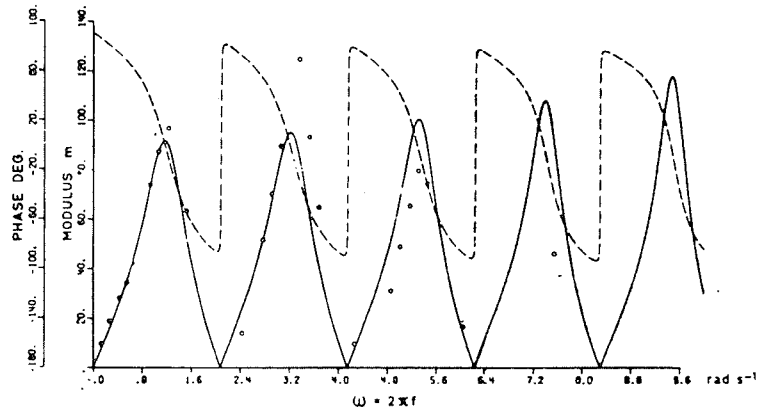
On a ainsi créé des dispositifs, parfois fort ingénieux, tel que celui illustré en [8] : il s'agit d'une poche d'air contenue dans un sac annulaire en caoutchouc, ce dernier entoure la section de la conduite à un certain endroit et est soumis à la pression oscillante par l'intermédiaire d'une paroi forée. Les variations périodiques de volume du sac, dues aux variations de pression, s'accompagnent donc du passage d'un certain débit oscillant de liquide à travers la paroi forée, ce qui entraîne une dissipation d'énergie.



o = points expérimentaux (module)  
 — = modules théoriques  
 - - - = phases théoriques

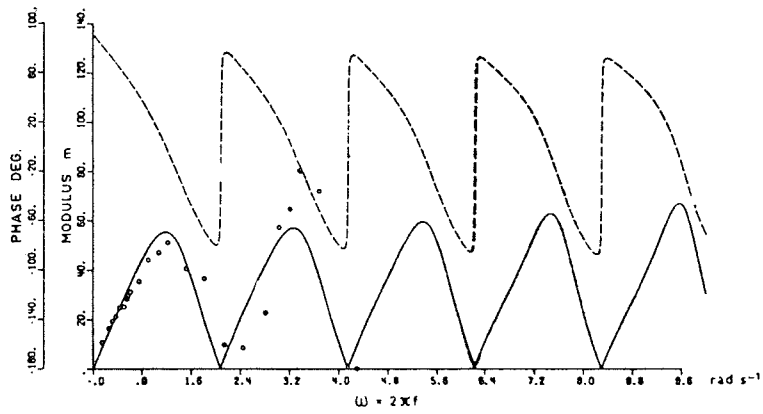
une pompe fonctionnant

valeurs de  $\Delta H$



les deux pompes fonctionnant

valeurs de  $\Delta H$



- o = points expérimentaux (module)
- = modules théoriques
- - - = phases théoriques

On peut imaginer plusieurs autres formes d'amortisseurs, soit concentrés dans une section, soit distribués le long de la conduite d'une manière presque continue.

Une autre possibilité *a priori* intéressante, mais dont on voit mal l'application pratique, repose sur l'observation suivante :

Les électriciens savent fort bien qu'un signal, se propageant sur une ligne de longueur finie, ne se reflète point à l'extrémité si celle-ci est branchée sur une impédance égale à l'impédance spécifique de la ligne. Autrement dit, l'application d'une impédance terminale ayant cette valeur particulière « simule » la ligne infinie.

Si on parvenait à réaliser l'analogie hydraulique de cette situation, on couperait à l'origine le mécanisme même d'apparition de la R.H. (comme on l'a vu auparavant, celle-ci prend sa naissance dans l'interférence des ondes directes et réfléchies; si les premières passent sans réflexions, il n'est pas possible d'arriver à un régime quasi-stationnaire, ni de faire jouer les mécanismes d'amplification).

Il n'apparaît pas clairement, cependant, par quelles dispositions constructives on pourrait parvenir éventuellement à satisfaire cette condition. Il serait intéressant de faire des recherches là-dessus, ne fût-ce que pour en avoir le cœur net et démontrer, le cas échéant, qu'il s'agit d'une réalisation impossible; dans ce cas, on n'aurait pratiquement qu'à s'adresser aux amortisseurs cités ci-dessus, ou bien à changer les parties donnant lieu aux instabilités (étanchéités, ressorts, ...) avec d'autres ayant des caractéristiques plus favorables.

## 7 - Nécessité d'études ultérieures

Comme on l'a vu, l'état actuel de nos connaissances et de nos moyens d'étude de la R.H. présente encore de nombreuses carences. On n'est donc point en mesure de tirer des conclusions générales, et de ce fait le « point » sur la situation est nécessairement bien provisoire; néanmoins, il apparaît assez clairement qu'il y a certaines directions sur lesquelles les chercheurs devront porter leur effort à l'avenir :

- perfectionnement des modèles analytiques non linéaires, y compris les différentes possibilités de couplage de la R.H. avec résonances mécaniques ou d'autres types;
- perfectionnement des moyens d'analyse de la stabilité d'ensemble d'une installation complète (y compris les effets non linéaires ci-dessus);
- développement de moyens d'« analyse inverse » pour le diagnostic, c'est-à-dire déduire les propriétés d'un système de son spectre de R.H.;
- perfectionnement de l'instrumentation de mesure, particulièrement en ce qui concerne les débits oscillants instantanés;
- perfectionnement des moyens artificiels d'amortissement des oscillations et des critères de proportionnement et d'installation y afférant;
- sensibiliser les hydrauliciens aux dangers de la R.H. et aux moyens pour y faire face;

— recueillir, d'une façon systématique et avec des critères homogènes, des données statistiques sur les phénomènes de R.H. réellement constatés sur installations industrielles.

Les renseignements dont on dispose sont, en effet, excessivement pauvres et vagues, tandis qu'un sérieux effort de documentation pourrait donner lieu à des progrès importants et certainement plus rapides.

## 8 - Conclusions

La R.H., jadis curiosité de laboratoire ou argument de recherches théoriques élégantes cachées dans les comptes rendus des Académies, va intéresser davantage les praticiens du fait de la complexité, toujours plus accentuée, des installations et de leur puissance accrue.

En effet, une partie de cette puissance est ultimement dissipée quelque part, et si un certain mode spontané d'oscillation de l'aménagement peut absorber une partie de cette énergie de déchet, il y aura une certaine probabilité que ce mode soit excité. D'autre part, le nombre des modes possibles et leurs couplages mutuels croît, *grasso modo*, avec le nombre des composants, et même plus rapidement que celui-ci.

On ne pourra faire disparaître ces dangers qu'en ayant une intuition physique très claire de la nature des phénomènes, une sensibilité aiguisée par l'examen d'un certain échantillonnage de cas réels (ou de montages de laboratoire), enfin une méthode pour évaluer la « marge de sécurité » d'une installation vis-à-vis de la R.H. et, le cas échéant, pour améliorer cette marge.

Cette dernière méthode n'existe pas encore; on en est aux premiers balbutiements. Mais les notions fondamentales sont là : les hydrauliciens de demain sauront, personne n'en doute, s'en forger des armes efficaces pour répondre au défi.

## Liste bibliographique

- [1] JAEGER (C.). — Theory of resonance in hydro-power systems. *Water Power*, Jan.-Mar. 1963.
- [2] BREKKE. — Induced hydraulic resonance analysis on a Francis turbine power plant with air-cushioned high-pressure tunnel system. *Symposium IAHR*, 1974, Vienna.
- [3] FANELLI (M.). — Risposta dinamica di una condotta in pressione con parete elastica smorzante. *L'Energia Elettrica*, n° 1, 1973.
- [4] FANELLI (M.). — Hydraulic resonance in rock-bored penstocks. *Water Power*, Sept. 1974.
- [5] FANELLI (M.). — Current studies on instationary behaviour of hydraulic machinery. *6th Symposium IAHR*, Roma, 1972.
- [6] FANELLI (M.). — Further considerations on the dynamic behaviour of hydraulic turbo-machinery. *Water Power*, June 1972.
- [7] CUMMINGS. — Sound transmission in curved duct bends. *J. of Sound & Vibration*, 1974, 451-477.
- [8] ALMING (K.). — Damping of pressure pulsations from a turbine by an energy-absorber in the pipeline. *Symposium on Vibrations in Hydraulic Pumps and Turbines*, Manchester, 1966.