

PROBLÈMES POSÉS PAR LES VIBRATIONS DES ÉCHANGEURS DE LA CENTRALE NUCLÉAIRE E.D.F. 3

par
J. COURSIMAULT
Directeur de la Division Nucléaire,
et
J. CHABRERIE
Ingénieur au Laboratoire de La Courneuve
Société Babcock-Atlantique

1^{re}
partie

1. — Description de l'échangeur E.D.F. 3

Avant d'aborder le sujet, il est nécessaire de rappeler brièvement la disposition et les caractéristiques de l'installation.

1.1 Caractéristiques générales.

La disposition étant de type modulaire, nous convenons d'appeler « échangeur » l'ensemble associé au réacteur. Cet ensemble est divisé en quatre « quarts » identiques, disposés deux au nord et deux au sud du réacteur.

Chacun de ces « quarts » est équipé d'une turbo-soufflante à CO₂ et se divise lui-même en deux « huitièmes ». La figure 1 représente l'ensemble d'un quart. Chaque huitième comprend deux files de 12 modules chacune, desservies en commun :

- côté CO₂ : par un collecteur d'amenée de CO₂, dit collecteur « chaud » et un collecteur de retour de CO₂, dit collecteur « froid », lequel dirige le CO₂ vers la turbo-soufflante;
- côté eau-vapeur : par un réservoir de séparation.

Chaque quart constitue ainsi une unité relativement indépendante.

Les caractéristiques principales sont données par le tableau I.

Tableau 1

Caractéristiques nominales de l'échangeur E.D.F. 3

Type :	
— circulation naturelle;	
— un seul étage de pression de vapeur primaire, avec surchauffe;	
— resurchauffe.	
Nombre de modules ou « tours » ...	192
Débit total de CO ₂	8 500 kg/s
Pression du CO ₂	25 bars
Température entrée/sortie du CO ₂ ..	410/240 °C
Température eau d'alimentation (entrée économiseur)	118 °C
Pression vapeur primaire (sortie surchauffeur)	53,5 bars
Température vapeur primaire (sortie surchauffeur)	400 °C
Débit total de vapeur surchauffée ...	2 030 t/h
Pression vapeur resurchauffée (sortie resurchauffeur)	32,6 bars
Température vapeur entrée/sortie resurchauffeur	342/400 °C
Débit total de vapeur resurchauffée ..	2 030 t/h

Le cycle thermique est à un seul étage de pression. La vapeur surchauffée produite dans l'échangeur alimente les turbines des soufflantes, puis est resurchauffée dans l'échangeur, avant d'être admise aux turbo-alternateurs.

1.2 Description d'une tour.

L'échangeur comprend donc ainsi 192 modules identiques, appelés « tours » en raison de leur forme.

Chaque tour (coupe en fig. 2) comprend, en suivant le parcours du CO₂ :

- une tubulure latérale (b) de raccordement au collecteur chaud;
- un canal central à parcours ascendant (c), contenant les faisceaux surchauffeurs et resurchauffeurs (faisceaux de tubes lisses rectilignes parallèles au parcours du CO₂) placés en parallèle dans le canal;
- un canal annulaire périphérique (d), à parcours descendant, contenant successivement un faisceau vaporisateur, et deux faisceaux économiseurs (faisceaux de tubes hélicoïdaux à ailettes basses obtenues par moletage);
- un canal annulaire périphérique (e), à parcours descendant, ne contenant pas de faisceau;
- un fond (f) pour raccordement, par un tuyauterie ou « queue », au collecteur froid.

Les dimensions principales sont approximativement les suivantes :

- hauteur totale d'une tour 12,9 m
- hauteur du canal (d) 5,9 m
- hauteur du canal (e) 5,7 m
- diamètre extérieur maxi 1,2 m

Les dimensions des faisceaux sont les suivantes :

- faisceaux surchauffeurs et resurchauffeurs : tubes de Ø ext. 33,7 mm, au pas équilatéral de 52 mm;
- faisceaux vaporisateurs et économiseurs : tubes de Ø ext. 40 mm, (au sommet d'ailettes) en ligne, pas transversal 58 mm, pas longitudinal 43,5 mm.

2. — Vibrations constatées

Le sujet que nous traitons ici concerne les phénomènes vibratoires constatés à la fin de 1969 à la suite de transformations de l'échangeur.

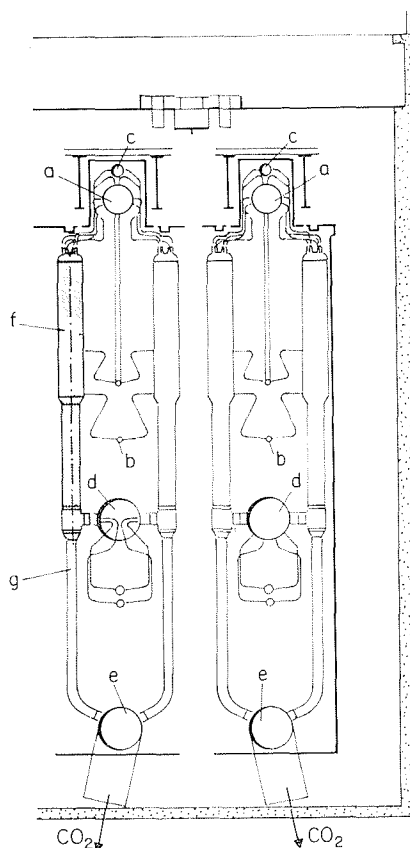
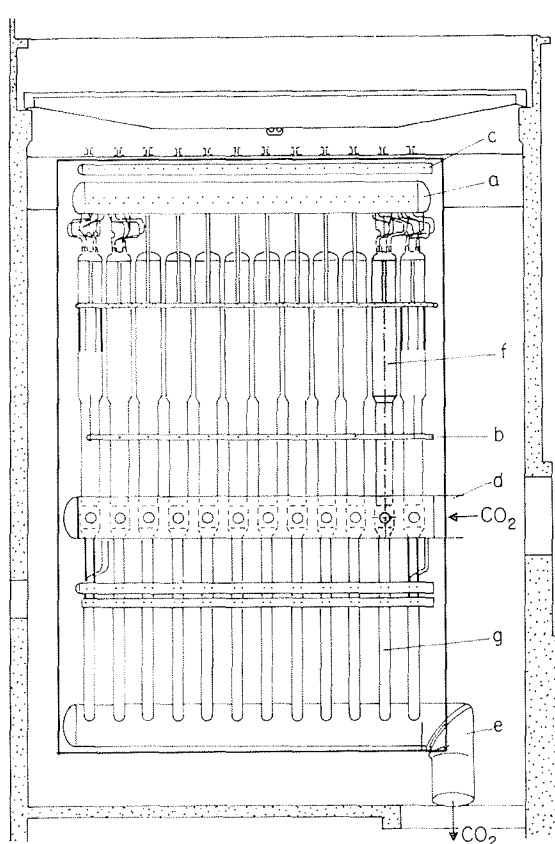
Ces transformations avaient porté essentiellement sur les tubes des faisceaux économiseurs et vaporisateurs, qui avaient été remplacés, pour des raisons de qualité de fabrication, par des tubes de même diamètre et d'ailetage légèrement différent (voir tableau 2).

Tableau 2

Caractéristiques des tubes des faisceaux vaporisateurs et économiseurs

	ANCIEN TYPE (mm)	NOUVEAU TYPE (mm)
Diamètre extérieur (au sommet des ailettes)	40	40,3
Pas des ailettes	3	2
Hauteur des ailettes	2	2
Diamètre intérieur des tubes	32	29,8

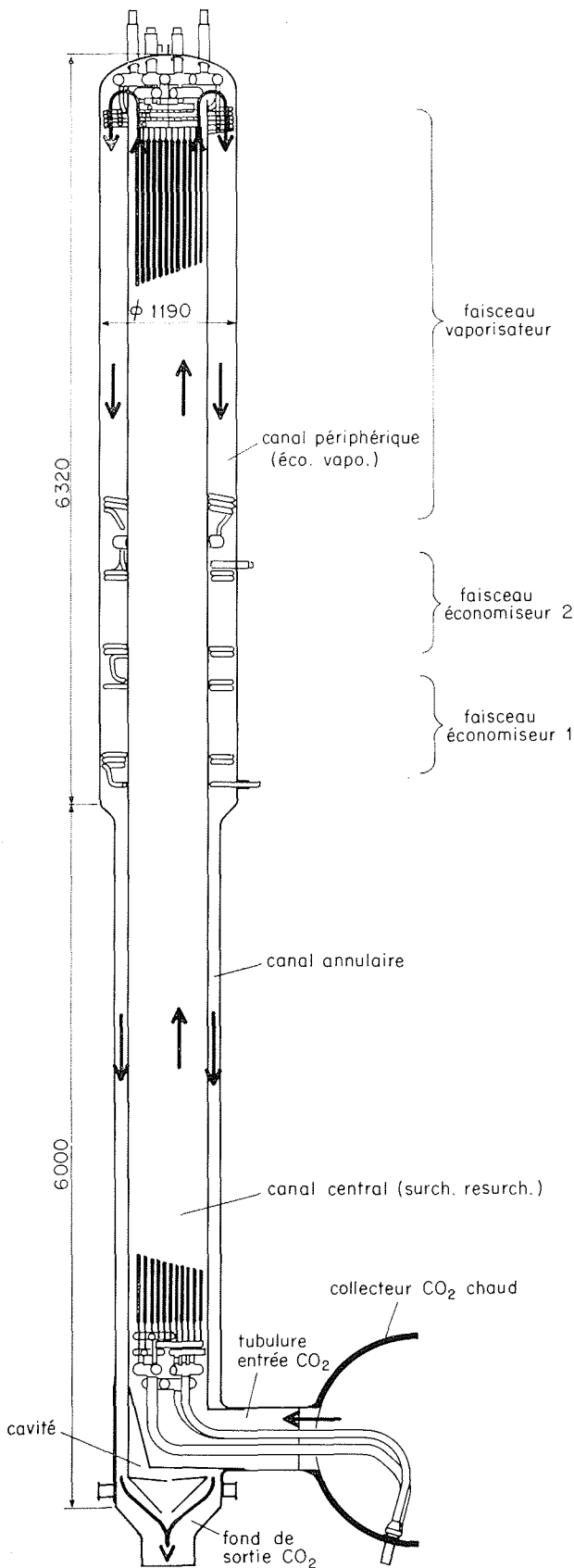
Alors qu'avec la disposition ancienne, aucune observation de vibration troublante n'avait été faite, on constata, dans la plage normale de fonctionnement de l'échangeur modifié, plusieurs régimes donnant lieu à vibrations :



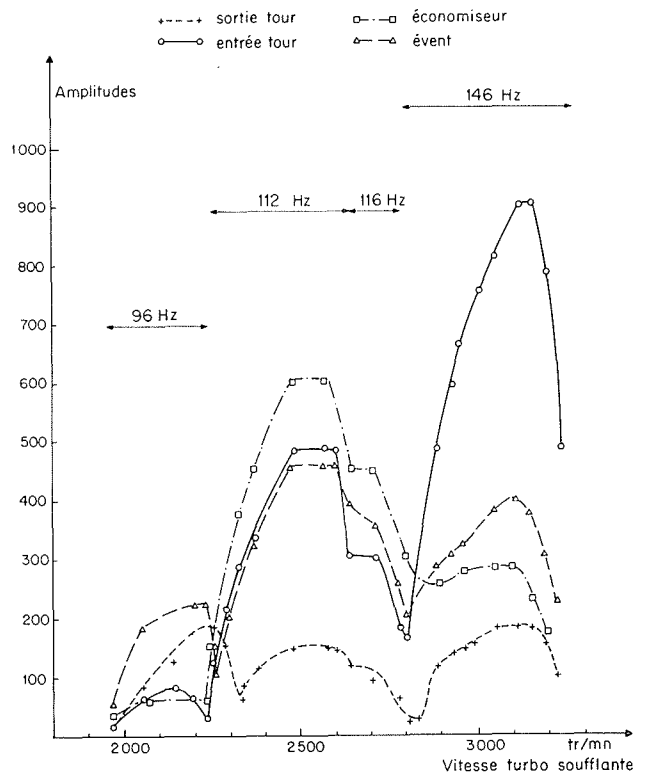
1/ Echangeur E.D.F. 3 (la figure représente un quart d'échangeur)

LÉGENDE :

- a : réservoirs de séparation eau-vapeur;
- b : collecteurs d'entrée d'eau d'alimentation;
- c : collecteurs de vapeur surchauffée;
- d : collecteurs de CO₂ « chauds »;
- e : collecteurs de CO₂ « froids »;
- f : module d'échangeur ou « tour »;
- g : « queue » (tuyauterie de sortie de CO₂) d'une tour.



2/ Echangeur E.D.F. 3. Coupe d'une tour d'échangeur.



3/ Pulsations de pression dans le circuit CO₂. (Valeurs brutes de mesures non corrigées.)

(Le repérage de ces régimes est donné en vitesse de rotation des turbo-soufflantes, sachant que la puissance maximale se situe aux environs de 3 000 tr/mn, et que le débit de CO₂ et la puissance varient à peu près proportionnellement à la vitesse.)

- a) Entre 2 200 et 2 800 tr/mn, avec un maximum vers 2 500 tr/mn, un régime de vibrations se manifestant :
- à l'extérieur, par un bruit intense et des vibrations mécaniques du matériel (collecteur, tuyauteries, suspensions, etc.), allant jusqu'à provoquer certaines avaries;
 - à l'intérieur des circuits de CO₂ (collecteurs, tours, etc.), par des vibrations acoustiques.

La fréquence dominante de ce régime se situe au voisinage de 110 Hz.

- b) Vers 3 000 tr/mn, un régime sans manifestations extérieures, mais se traduisant par des vibrations acoustiques à l'intérieur des circuits, à une fréquence dominante située vers 140 Hz.

Les vibrations acoustiques furent décelées au moyen de capteurs détectant la pression à l'intérieur du circuit en différents points. A titre d'exemple, la figure 3 donne une image de la variation, en fonction de la vitesse de soufflante, de l'amplitude de pression acoustique mesurée (*) en différents points du circuit. On y note, en plus des deux régimes déjà cités, un troisième à plus basse fréquence et faible amplitude.

(*) Les valeurs des pressions acoustiques indiquées par la figure 3 sont des valeurs brutes de mesure, relevées lors des essais préliminaires, avant que les dispositions de correction d'étalonnage aient pu être prises. Les courbes n'ont donc pas de signification en valeur absolue, mais sont seulement destinées à montrer l'allure générale des phénomènes.

3. — Programme préliminaire de recherches

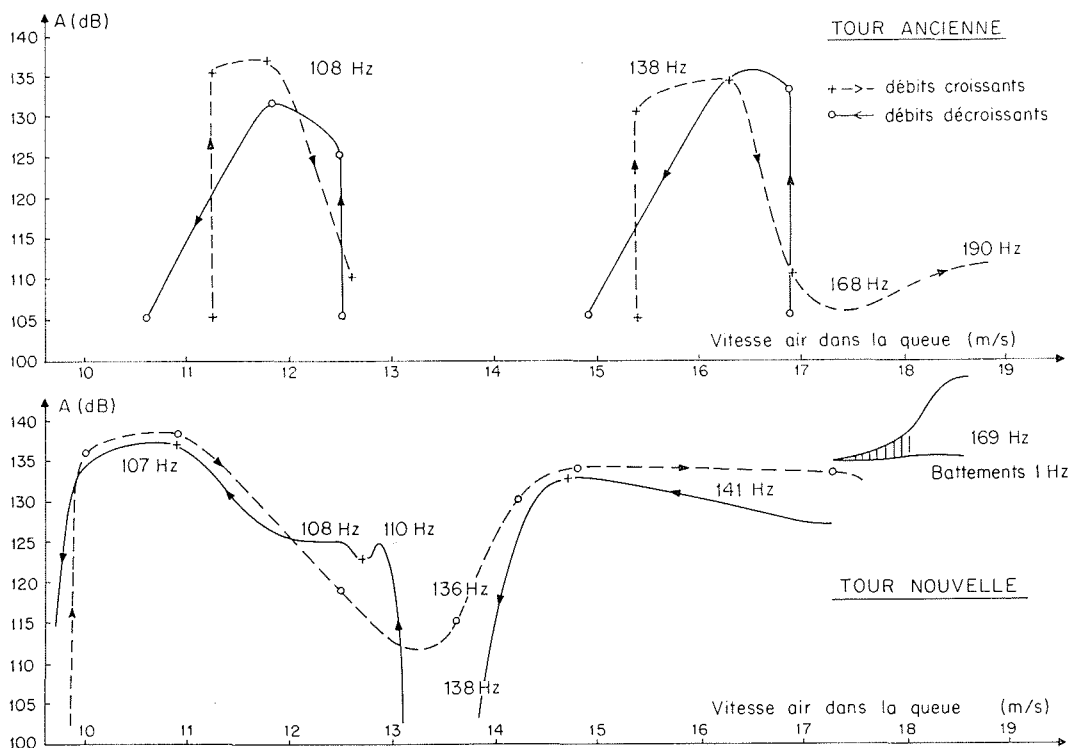
Les premières mesures, de caractère exploratoire, ayant montré que les résonances acoustiques paraissent jouer un rôle fondamental dans les vibrations observées, une première campagne fut entreprise fin 1969, en vue de mettre en évidence la ou les sources possibles de bruit, et surtout les types d'ondes stationnaires s'établissant dans le circuit.

Le résultat le plus fructueux de cette phase fut obtenu grâce à une série d'essais effectués en soufflant de l'air dans les tours.

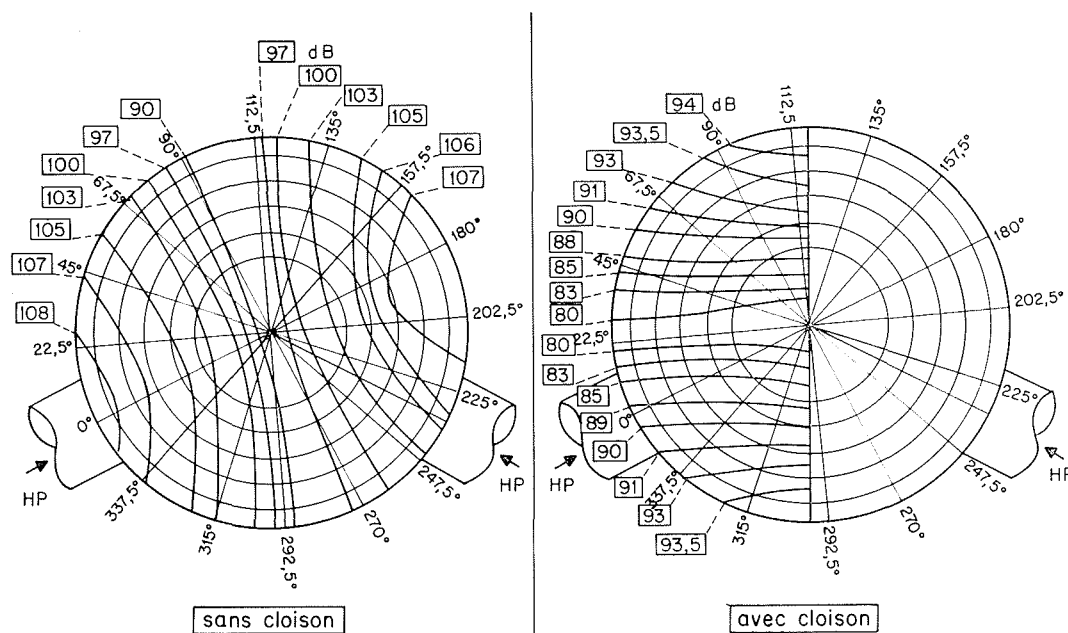
Ces essais furent réalisés à l'aide d'une installation spéciale équipée d'un ventilateur, sur des tours disponibles de modèle nouveau et ancien.

Bien que les conditions soient différentes, entre le fonctionnement réel en CO₂ et l'essai en air, sur trois points importants :

- nature du fluide (air froid à la pression atmosphérique, au lieu de CO₂ chaud sous pression);
 - régime thermique (régime isotherme, au lieu de régime avec gradient de température dû aux échanges de chaleur);
 - conditions de raccordement aux circuits
- on reconstitua des manifestations acoustiques ayant beau-



4/ Niveau sonore relevé sur tours soufflées en air. (Niveau mesuré à l'intérieur des tours.)



5/ Maquette de collecteur froid à l'échelle 1/4,6. Carte des ondes stationnaires. Mode transversal (1,0) à 520 Hz.

coup de ressemblance avec les manifestations en fonctionnement réel.

Les résultats essentiels de ces essais furent les suivants :

- a) en augmentant progressivement le débit d'air, on franchit successivement un certain nombre de résonances acoustiques (de fréquence voisines de 90, 110, 140, 170 Hz pour la gamme de débits explorée);
- b) les relevés de pression acoustique (effectués de 30 en 30 cm sur toute la hauteur des espaces annulaires et de la queue) montrent qu'il s'agit d'ondes longitudinales;
- c) on constate que les anciennes et les nouvelles tours présentent le même type de résonance (fig. 4), mais que les seuils d'apparition des différents modes sont différents sur les « nouvelles » et les « anciennes » tours (dans l'ensemble, plus bas sur la nouvelle).

Notons au passage :

- d'une part, que la coïncidence pratique des fréquences de résonance observées en air et en fonctionnement réel provient du fait que les vitesses du son dans l'air froid et dans le CO₂ sous pression sont très voisines;
- d'autre part, la difficulté de transposition des seuils critiques de débit entre les essais en CO₂ et en air, du fait de la différence des régimes thermiques (les débits en volume sont les mêmes à l'entrée et à la sortie de la tour lors de l'essai en air, ils varient dans le rapport de 1 à 1,3 environ dans le cas du fonctionnement réel).

C'est ainsi que la simulation des vitesses, auxquelles sont proportionnelles les fréquences d'excitation aérodynamique (à géométrie conservée, et abstraction faite de l'influence possible, mais probablement faible, du nombre de Reynolds), se présente comme suit :

- la simulation du régime nominal, sur la base de l'égalité des vitesses de gaz à la sortie de l'économiseur, est obtenue pour une vitesse d'air dans la queue de 11,3 m/s;
- sur la base de l'égalité des vitesses à l'entrée du vaporisateur, elle est obtenue pour une vitesse dans la queue de 14,5 m/s.

Sans qu'on puisse être affirmatif, le rapprochement de ces deux chiffres avec les bandes de résonance de la figure 4 laisse entrevoir la nature de la différence de comportement des deux tours.

2^e partie

4. — Introduction

Nous nous proposons, dans cette partie, d'exposer l'ensemble du programme de recherche et d'essais mis en œuvre à la suite des préliminaires décrits ci-dessus, en vue de remédier aux vibrations et à leurs conséquences.

Comme on le verra, ce programme se révéla long et difficile : il s'est étendu sur toute l'année 1970 et le début de 1971.

Les recherches ont été faites simultanément par voies théoriques et expérimentales, les unes et les autres se servant mutuellement de guide et de complément, comme il est indispensable.

Pour la facilité de l'exposé, nous sommes obligés :

- de ne pas suivre toujours l'ordre chronologique et d'exposer successivement des voies de recherches suivies parallèlement dans la réalité;
- de traiter successivement des recherches expérimentales et théoriques;
- de résumer, pour ne retenir que les grandes lignes et les principaux résultats du programme.

5. — Orientation du programme

Les constatations résumées au paragraphe 3 orientèrent les recherches dans deux voies, qui ont été explorées parallèlement.

A. — Recherche de la suppression d'une possibilité de couplage acoustique des tours par l'intermédiaire du collecteur de CO₂ froid.

B. — Analyse du phénomène au niveau des tours, et recherche de modifications d'ordre acoustique à ce niveau pour éliminer les résonances gênantes.

6. — Recherches dans la voie A

6.1 But de la recherche.

Il avait été observé que la fréquence calculée du premier mode acoustique transversal (mode (1,0) suivant notations classiques) du collecteur de CO₂ froid se situait très près de 110 Hz.

Plusieurs raisons :

- la coïncidence de cette fréquence propre avec une des fréquences propres des tours;
- le débouché en vis-à-vis des queues de tours dans le collecteur froid;
- des résultats de mesure (relevés de pression acoustique dans les collecteurs, mesures de corrélation de phase...). convergeaient pour faire penser qu'un couplage acoustique pouvait se produire entre les tours d'un même huitième d'échangeur par l'intermédiaire du collecteur froid, et que ce couplage pouvait jouer un rôle majeur dans les conséquences mécaniques constatées au régime dit « 110 Hz » et non observées au régime dit « 140 Hz ».

D'où les recherches expérimentales, sur modèle puis sur réel, résumées ci-dessous.

6.2 Expérimentation sur modèles acoustiques.

Les expériences furent faites en laboratoire sur modèles de collecteurs froid et chaud à l'échelle 1/4,6, excités par hauts-parleurs placés dans les tubulures simulant les arrivées des queues sur le collecteur.

Les objectifs de ces expériences étaient :

- de reproduire la résonance transversale cherchée : ce qui fut obtenu sans trop de difficulté;
- de chercher un habillage interne à la fois simple à réaliser industriellement et susceptible d'éliminer ou d'atténuer la résonance : un cloisonnement médian vertical se révéla suffisamment efficace pour que son essai sur le site mérite d'être engagé.

Le figure 5 montre la carte des ondes stationnaires transversales (courbes isobares) relevée sur le modèle, sans et avec cloison.

6.3 Essais de cloisonnements sur le site.

Des cloisonnements du type ci-dessus furent montés dans les collecteurs froids, après une série d'essais de vibrations mécaniques sur les panneaux en vue de s'assurer de l'absence de risques de ce genre.

Les essais effectués en juillet 1970 après montage de ces cloisons de révélèrent décevants : si les niveaux de pression acoustique au régime « 110 Hz » étaient réduits en certains points, l'ensemble des manifestations n'était pas modifié de façon sensible.

7. — Recherches dans la voie B (expériences)

7.1 But des recherches.

Le fait de pouvoir reconstituer sur les tours soufflées en air les phénomènes acoustiques observés en CO₂ conduisait tout naturellement à utiliser ce moyen d'expérimentation pour rechercher des modifications de nature à atténuer ou éliminer les résonances.

La voie choisie a été celle de modifications de géométrie acoustique, cette voie étant celle qui paraissait la plus réaliste sur le plan industriel (tant en ce qui concerne les possibilités pratiques d'exécution que l'indisponibilité du matériel).

7.2 Recherches expérimentales sur tours soufflées en air.

Ces recherches ont comporté plusieurs étapes successives, guidées par les analyses théoriques développées plus loin :

- a) intervention au niveau inférieur de la tour;
- b) intervention sur les cavités placées au-dessous du surchauffeur;
- c) intervention au niveau des faisceaux économiseur-vaporisateur.

7.2.1 NIVEAU INFÉRIEUR DE LA TOUR.

Ce niveau (fond inférieur de la tour, ou « queue » reliant ce fond au collecteur froid) apparaissait comme offrant de loin le plus de facilité et de rapidité pour une modification éventuelle, la partie échangeur proprement dite n'étant pas atteinte.

Toutes les dispositions essayées visaient, par des solutions différentes, à modifier l'impédance acoustique offerte à la sortie de la tour de façon à écarter les résonances gênantes : les premiers résultats obtenus furent encourageants, ce qui nous a fait penser qu'une solution de ce genre pouvait être trouvée.

De nombreuses dispositions (environ une trentaine au total) furent successivement essayées :

- grilles perforées, ou diaphragmes, placés en différents points de la partie inférieure de la tour ou de la queue;
- cavités résonnantes (simples ou multiples, de formes et positions diverses, équipées ou non de grilles), placées à la partie inférieure de la tour : ces cavités disposaient en général, pour l'expérience, de moyens de réglage de dimension (volume) et/ou de position;
- modification des longueurs de canaux (espace annulaire, queue);
- by-pass acoustiques (by-pass externe; by-pass interne constitué par une double trompe exponentielle installée à l'intérieur de la queue);
- résonateur à venturi installé sur la queue.

La plupart de ces dispositifs se révélèrent efficaces, en

supprimant l'une ou l'autre des deux fréquences, mais aucun ne se montra finalement valable industriellement, pour des raisons diverses :

- la fréquence 110 Hz se révélait en général relativement facile à éliminer au moyen de réglages pas trop délicats; par contre, la fréquence 140 Hz se révélait impossible ou très difficile à faire disparaître (réglages « pointus »);
- certains dispositifs, efficaces sur le plan acoustique, auraient augmenté de façon gênante la perte de charge du CO₂ dans l'échangeur.

Le développement de ces expériences fut considérablement gêné par la disparition fortuite, à un certain stade des essais, des résonances étudiées : la cause se révéla en être l'ouverture involontaire d'une cavité au-dessous du surchauffeur, ouverture résultant d'un remontage non étanche d'une paroi, à la suite des travaux de modification.

7.2.2 CAVITÉ AU-DESSOUS DU SURCHAUFFEUR.

Ce dernier résultat conduisit à tenter d'exploiter cette solution, non différente dans son principe des précédentes.

Une série d'essais en air fut réalisée, afin de préciser les dimensions à retenir pour les orifices de la cavité (cavité g de la figure 2).

Vu la facilité relative d'exécution de cette modification, elle fut expérimentée sur une tour en CO₂ : le résultat fut négatif, la cause la plus probable étant — d'après les vérifications faites — l'infidélité de la position des ondes dans cette partie de la tour.

7.2.3 NIVEAU DES FAISCEAUX.

Ces diverses observations nous conduisirent alors à rechercher une solution du type cavité résonnante placée en appendice latéral au niveau des faisceaux.

La raison principale de ce choix résulte de la constatation que la position des ondes stationnaires présente beaucoup plus de fixité dans cette partie que dans le reste du circuit (en particulier qu'elle est relativement fixe en air lorsqu'on modifie les conditions d'extrémité, et pratiquement identique à la position en CO₂). Nous reviendrons sur ce point dans la suite.

La campagne d'essais entreprise dans ce sens a consisté à chercher la meilleure combinaison de paramètres :

- type de cavité (cavité à section constante type « quart d'onde » ou cavité avec orifice d'entrée type « Helmholtz »);
- nombre de cavités;
- position en hauteur de la ou des cavités, et notamment de leurs orifices;
- volume et forme de cavité;
- dimensions et nombre des orifices, déterminant la conductivité acoustique d'entrée.

Cette campagne nécessairement assez longue vu le nombre de paramètres à étudier, a abouti à une solution simple (voir schéma en figure 6) à une seule cavité, placée un peu en-dessous du haut des faisceaux, et communiquant avec le canal annulaire par deux orifices décalés. Cette solution s'est révélée satisfaisante aux essais en air, en ce sens qu'elle a permis d'éliminer les fréquences 110 et 140 Hz, pour une plage de réglage de volume de cavité assez large, condition nécessaire à une application sans trop d'aléas.

7.3 Recherches expérimentales en CO₂.

Ces recherches ont comporté essentiellement, et successivement :

7.3.1 Des relevés des profils d'ondes stationnaires dans les tours.

7.3.2 Les essais, sur quatre tours du quart nord-ouest, de cavités du modèle ci-dessus.

Ces essais avaient pour but :

- de vérifier par des mesures comparées de pression acoustique entre tours voisines modifiées et non modifiées, l'efficacité du système;
- de rechercher le volume optimal de cavité en CO₂, volume qui se trouve théoriquement différent du volume optimal en air, en raison des différences de régime thermique.

Les résultats furent très encourageants et conduisirent à retenir le résonateur dont le dessin définitif est représenté par la figure 6.

La figure 7 montre les courbes de niveau sonore mesuré en fonction du volume de la cavité (variation de réglage obtenue en faisant varier seulement la profondeur de la cavité) d'une part, aux essais en air, d'autre part, aux essais en CO₂. On y voit :

- que le volume optimal varie avec la fréquence à éliminer, mais qu'il est possible de trouver un volume convenant à l'ensemble des fréquences;
- que le volume optimal en CO₂ est un peu plus grand que le volume optimal en air.

Le volume retenu pour le dessin définitif est de 33,8 l.

7.3.3 Le montage, sur un quart complet (48 tours), du dispositif résultant des essais 7.3.2 en vue de l'essai à l'échelle industrielle.

Cet essai vient d'être réalisé. Il a donné des résultats très satisfaisants :

- le bruit extérieur et les vibrations mécaniques observées antérieurement ont disparu dans toute la plage de fonctionnement;
- les mesures de pulsation de pression à l'intérieur des tours ont montré que les fréquences 96 Hz, 112 Hz, 146 Hz ont complètement disparu; il subsiste une résonance vers 116 Hz, mais d'amplitude faible et non gênante (de l'ordre de 50 mb, crête à crête, alors qu'antérieurement l'amplitude était de l'ordre de 2 à 300 mb).

8. — Recherches dans la voie B (analyses théoriques)

8.1 Introduction.

Des études ont été menées en liaison, et par des méthodes complémentaires, les unes par les Services spécialisés d'E.D.F. et du C.E.A., d'autres par notre Société.

Les premières (application du programme de calcul Vibraphone) font l'objet du mémoire présenté par MM. Livolant et Baylac lors de la présente session de la S.H.F.

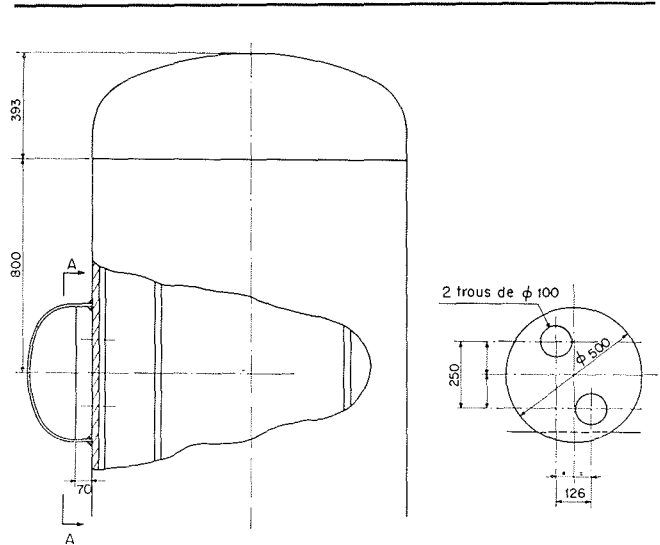
Nous ne faisons mention ici que des secondes.

8.2 Bases des études.

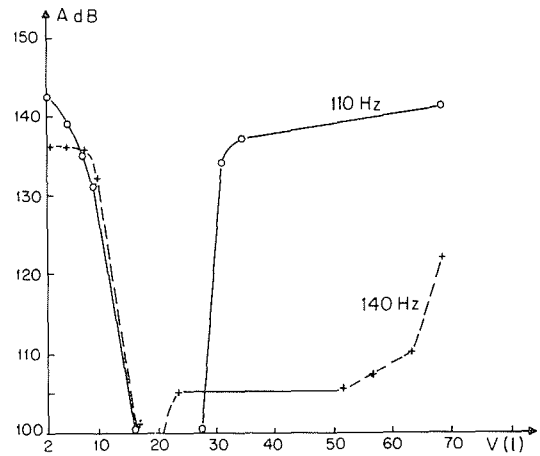
Les relevés de fréquences et de profils d'ondes stationnaires dans les tours soufflées en air, ainsi que les relevés effectués sur les tours en fonctionnement sous CO₂, ont conduit aux remarques suivantes :

a) Les seules fréquences de résonance observées se situent dans des plages autour des quatre valeurs :

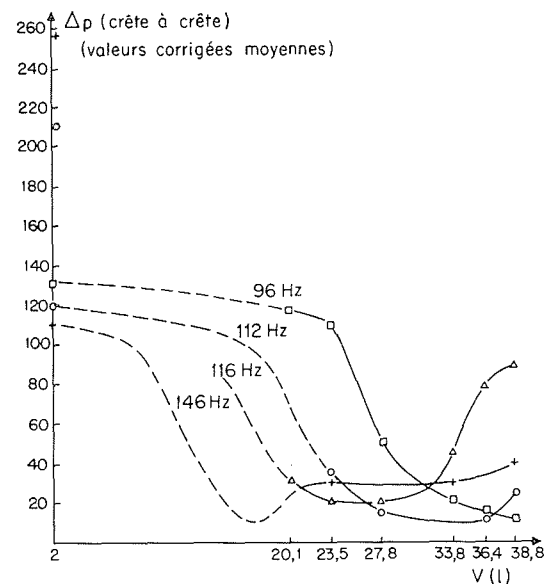
90 - 110 - 140 - 170 Hz



6/ Résonateur à fond elliptique (disposition définitive).



Essai en air A (dB) = f (volume)



Essais en CO₂ Δp = f (volume)

7/ Etude du résonateur.

(les fréquences de la plage 90 n'ont pas toujours été observées en air ou en CO₂; la plage 170 n'a été observée qu'en air, pour la raison que les débits en CO₂ sont trop faibles pour qu'elle puisse être atteinte; nous nous sommes attachés principalement aux plages 110 et 140 qui sont les plus gênantes).

Ces quatre valeurs correspondent très grossièrement aux modes longitudinaux 3, 4, 5 et 6 d'un canal bi-ouvert à section constante d'environ 6 m de longueur.

b) Les profils d'ondes stationnaires montrent la présence de nœuds de pression près des extrémités inférieure et supérieure de l'ensemble faisceaux économiseur-vaporisateur, avec respectivement 3, 4 et 5 demi-ondes entre ces nœuds extrêmes pour les trois premières plages ci-dessus (pas de relevés valables pour la plage 170).

Ces deux remarques nous ont conduits à un certain nombre d'études de caractère théorique dont nous citons seulement ci-après les plus fructueuses.

8.3 Etudes analytiques.

8.3.1 CALCUL DES FRÉQUENCES PROPRES ET DES PROFILS D'ONDES STATIONNAIRES.

a) Etude de l'influence des faisceaux transversaux.

Pour des faisceaux de tubes courants, on considère souvent que la présence des tubes ne modifie pas les caractéristiques acoustiques des cavités dans lesquelles ils se trouvent, pourvu que le diamètre des tubes soit petit par rapport à la longueur d'onde. Ceci n'est plus vrai lorsque, comme dans le cas présent, le « remplissage » par les tubes est important.

L'étude que nous avons faite donne les longueurs et sections acoustiquement équivalentes d'un canal contenant un faisceau de tubes alignés : le canal équivalent a même volume que le canal réel (volume des tubes déduit), mais a, dans le cas présent, une longueur plus grande d'environ 5 à 10 %, suivant les hypothèses faites.

Il en résulte, en particulier, que les zones des faisceaux sont des zones rétrécies, au point de vue acoustique comme au point de vue écoulement, par rapport aux zones contiguës sans tubes.

b) Calcul des résonances.

Le programme B.A. 146 permet, pour un canal dont sont données les impédances aux deux extrémités, de calculer les fréquences propres et le profil des ondes stationnaires correspondantes.

Ce canal peut être constitué de tronçons successifs, soit à section constante (tronçons vides, ou tronçons contenant un faisceau, assimilés aux tronçons équivalents, suivant résultat ci-dessus) soit à section variable suivant une loi donnée. Le canal peut en outre comporter des canaux fermés placés en dérivation (type à section constante, ou type Helmholtz avec résistance acoustique à l'entrée), ceci permettant de simuler, soit des cavités résonnantes, soit des singularités telles que le fond supérieur de la tour.

Ces deux études (a et b) utilisent comme base les méthodes et hypothèses de l'acoustique plane classique. Elles ne prennent en compte aucun terme d'amortissement.

8.3.2 CALCUL DE LA FONCTION D'AMORTISSEMENT.

Ce calcul, dont les principes sont exposés en annexe 1, vise l'étude de la façon dont varie la quantité d'énergie dissipée par frottement dans un tronçon de canal donné, en fonction des caractéristiques de l'onde stationnaire (fréquence et angles de phase) qui s'établit dans ce tronçon.

8.3.3 INFLUENCE DE RÉSONATEURS LATÉRAUX.

Ce calcul donne les altérations des fréquences propres d'un canal sur lequel on place en dérivation une cavité latérale. La méthode de calcul et les résultats sont exposés en annexe 2.

8.4 Résultats et conclusions des études.

8.4.1 RECHERCHE DES FRÉQUENCES PROPRES.

Si on applique les méthodes de calcul 8.3.1 à un canal complet d'échangeur, limité entre collecteurs chaud et froid, avec impédance nulle (canal supposé ouvert) en ces deux extrémités, on trouve un grand nombre de fréquences propres (19 fréquences entre 80 et 180 Hz), ce qui n'est pas étonnant vu la grande longueur du canal (environ 30 m) comparée à la longueur d'onde (2 à 4 m environ).

Même si on change les conditions d'impédance aux extrémités du canal, ce résultat n'est pas modifié de façon sensible.

Par contre, si on applique les mêmes méthodes à un canal limité à la longueur de l'ensemble faisceaux éco-vapo, en supposant ce canal ouvert aux deux extrémités, on trouve seulement un nombre réduit de fréquences propres qui correspondent sensiblement aux valeurs observées (§ 8.2 a), ceci résultant du fait que la longueur du canal est de l'ordre de 6 m; les extrémités sont des nœuds de pression, entre lesquels le profil d'onde stationnaire (conditionné en phases et amplitudes par les changements de section) est en assez bon accord avec l'expérience (fig. 8).

8.4.2 ETUDE DES MINIMA D'AMORTISSEMENT.

Le calcul exposé en annexe 1 montre que, si on suppose un amortissement par frottement réparti seulement sur un tronçon de canal (longueur des faisceaux), l'amortissement global est minimal pour certaines valeurs des fréquences et des phases qui sont assez proches des conditions de résonance de l'ensemble faisceaux supposé isolé comme en 8.4.1.

Ceci incite à deux conclusions :

a) L'une concernant la sélection naturelle des fréquences réellement observées, parmi toutes les fréquences théoriquement possibles :

— seules s'établissent les résonances dont la fonction d'amortissement est suffisamment faible.

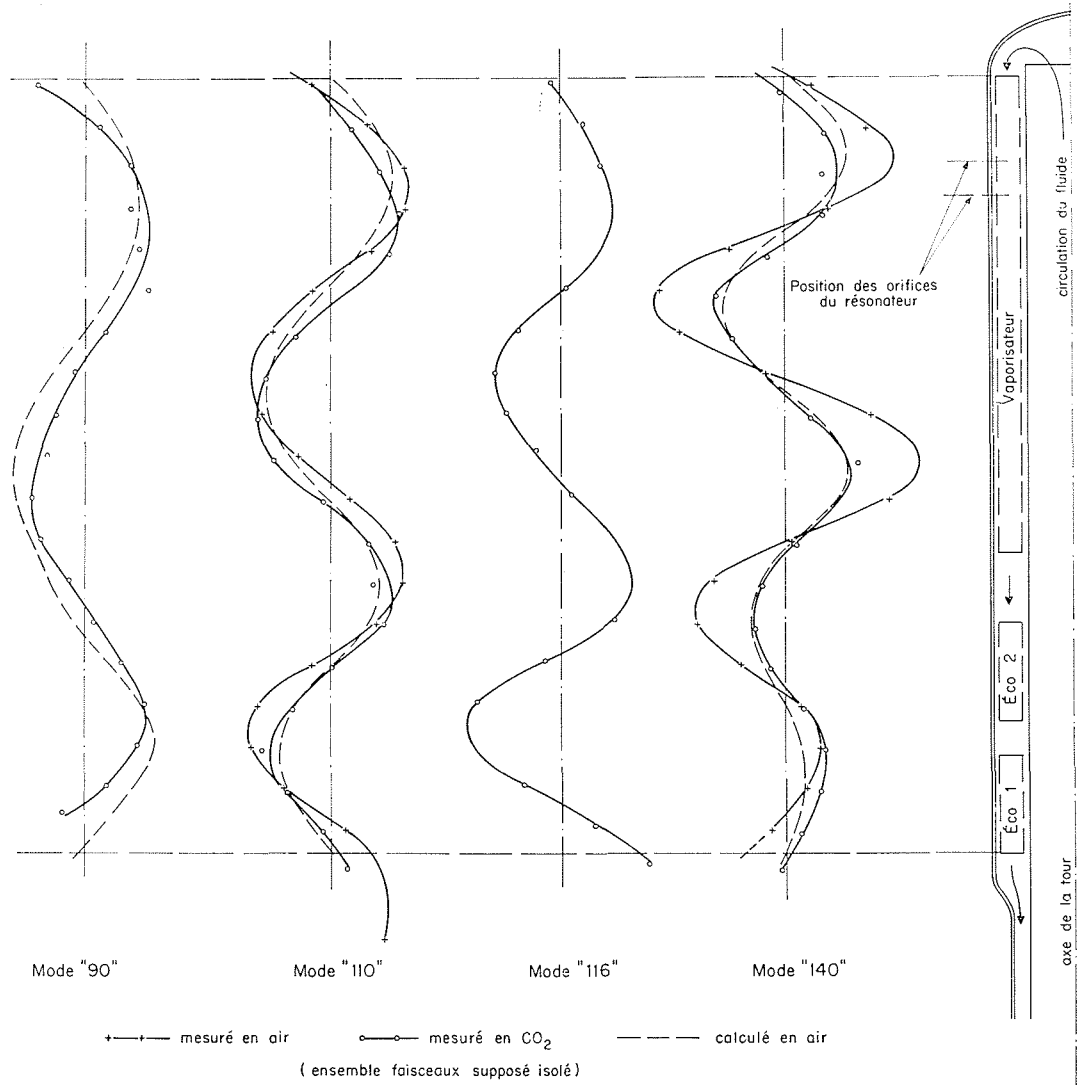
b) L'autre concernant le mode d'action contre ces résonances :

— les modifications d'impédance aval (obtenues en modifiant la géométrie au niveau inférieur des tours) peuvent avoir un effet bénéfique en déplaçant les fréquences et les phases vers des zones de maxima d'amortissement, où celui-ci devient suffisant pour éviter la résonance;

— les altérations de fréquence et de phase provoquées par des cavités placées au niveau des faisceaux agissent de la même façon, mais les déplacements de fréquence et de phase qu'elles procurent sont plus importants et surtout plus stables.

8.4.3 EFFET DES CAVITÉS RÉSONNANTES AU NIVEAU DES FAISCEAUX.

L'étude exposée en annexe 2 montre, sur le cas simplifié du canal de longueur réduite à section constante, que le déplacement de fréquence obtenu est d'autant plus grand : — que la fréquence propre du résonateur est proche de la fréquence à déplacer;



8/ Ondes stationnaires dans la zone des faisceaux éco-vapo. (Amplitudes de pression acoustique.)

- que le volume du résonateur est grand;
- que le résonateur est piqué près d'un ventre de pression de la résonance à déplacer.

8.4.4 CONCLUSIONS DES ÉTUDES.

Les résultats de ces études constituent plus un guide de recherche qu'une reproduction fidèle des phénomènes observés.

Dans l'ensemble, ces résultats s'accordent assez bien avec les observations expérimentales :

a) Fréquences et profils d'ondes stationnaires.

Les fréquences et profils d'ondes de résonance, d'une part, calculés (sur schéma « ensemble faisceaux » supposé isolé), et, d'autre part, mesurés (tant en air qu'en CO₂) sont en assez bon accord.

C'est ce que montre la figure 8, où sont tracés les profils d'amplitude (*) dans la zone des faisceaux économiseurs-vaporisateurs. On y voit les trois modes types déjà cités : mode « 3 » (dit « 90 »), mode « 4 » (dits « 110 » et « 116 »), mode « 5 » (dit « 140 »).

Les profils mesurés, tant en air qu'en CO₂, se sont montrés peu sensibles aux conditions externes (impédance amont et aval, régime thermique), alors que les profils dans le reste du canal (non représentés sur la figure) y sont beaucoup plus sensibles.

b) Effet du dispositif « atténuateur ».

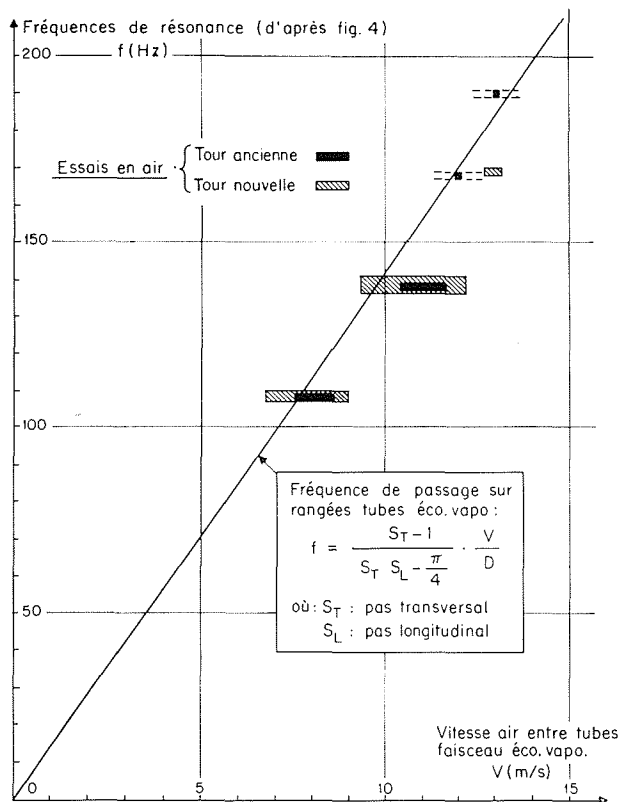
Le dispositif retenu (fig. 6) :

- a ses orifices situés dans la zone du premier ventre de pression (en partant du haut) des trois modes à atténuer (fig. 8);
- réalise un déplacement théorique de fréquence propre de $\pm 9\%$ (calculé suivant la formule de l'annexe 2 (§ 2.2) en supposant le résonateur exactement accordé et placé à un ventre de la fréquence considérée, et en considérant comme volume de canal le volume limité à la zone des faisceaux); ce déplacement n'est pas très éloigné de celui qu'il faut pour placer les modes altérés au milieu des espaces entre les modes naturels, c'est-à-dire dans les zones où l'on peut penser que l'amortissement est maximal.

c) Conclusions.

On peut donc dire en définitive que tout se passe presque comme si le système était limité au canal acoustique correspondant à la zone des trois faisceaux.

(*) Les différentes courbes sont tracées avec des échelles d'amplitude différentes. Le seul but de la présentation est de montrer, pour une courbe donnée, le profil relatif des amplitudes, et de permettre ainsi la comparaison des profils.



9/ Plages de résonance.

3^e partie

9. — Conclusions

Au moment où s'achève le travail qui vient d'être décrit, nous pensons avoir à émettre un certain nombre de remarques et de réflexions, d'ordre d'ailleurs très divers.

9.1 Réalisation des mesures.

Nous n'avons pas fait mention, dans ce qui précède, des problèmes posés par l'exécution des mesures et leur analyse.

Cette question aurait pu occuper à elle seule une bonne partie de l'exposé.

Les mesures en air (sur modèles acoustiques, ou sur tours soufflées en air) ne présentent pas de grandes difficultés, s'agissant d'air froid à la pression atmosphérique.

Il en est tout autrement des mesures sur le matériel fonctionnant sous CO₂, en raison :

- des problèmes posés par l'installation des équipements dans les enceintes chaudes et sous pression;
- des problèmes posés par l'interprétation, la correction et l'analyse des résultats bruts: citons, par exemple, le problème posé par la correction des mesures de pres-

sion acoustique, qui ont, pour la plupart, été faites par des capteurs froids placés à l'extrémité de longues tuyauteries de prise de pression introduisant des facteurs d'amplification qui peuvent être considérables.

Le travail correspondant, sans lequel toute recherche serait aveugle et vaine, a représenté une part importante du travail total.

9.2 Atténuation des ondes acoustiques longitudinales.

Le problème rencontré ici présente une certaine parenté avec les problèmes d'ondes transversales s'établissant entre parois d'échangeurs sous l'excitation par l'écoulement gazeux à travers les faisceaux.

Ces derniers problèmes sont devenus maintenant assez classiques, et l'on sait généralement les prévenir ou les résoudre en installant des cloisonnements qui doivent fort heureusement être placés parallèlement au courant gazeux et ne constituent pas une gêne pour ce courant.

Le cas présent, plus rare, de résonances longitudinales est beaucoup plus difficile à traiter du fait des directions relatives de propagation des ondes et d'écoulement du gaz, qui ne peut être perturbé de façon sensible.

9.3 Importance des effets d'amortissement.

Tous les cas évoqués au paragraphe 9.2 ont toutefois en commun de se heurter à une même difficulté d'approche théorique quantitative des chances de résonance effective. En effet, si le calcul des très nombreuses fréquences possibles est assez accessible, sinon aisé (du moins dans les cas complexes), les données quantitatives sur les niveaux d'excitation et d'amortissement, qui conditionnent les résonances effectives, sont incertaines et demandent encore un travail minutieux de recherche pour être clarifiées.

En particulier, nous pensons pouvoir retenir du cas traité ici, l'importance qui s'attache aux phénomènes d'amortissement, tant en ce qui concerne les différences inattendues de comportement entre des matériels quasi-identiques, que le mode d'action de la solution trouvée.

Ceci est illustré par la figure 9, où sont représentées, pour les essais réalisés en air sur tours des deux modèles, les fréquences et plages de résonance en fonction de la vitesse d'air entre tubes des faisceaux économiseur-vaporisateur.

On y voit que :

- la relation fréquence-vitesse est assez bien rendue, pour les deux modèles, par une même loi, avancée par certains auteurs américains, correspondant à la fréquence de passage du débit gazeux sur les rangées de tubes successives;
- la différence essentielle entre les deux modèles porte sur la largeur de bande de résonance; cette différence provient selon toute vraisemblance, d'un effet d'amortissement beaucoup plus important sur le modèle ancien que sur le nouveau.

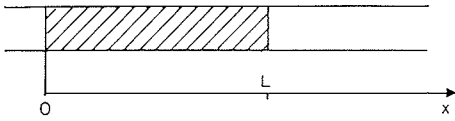
10. — Remerciements

Nous tenons, pour terminer, à exprimer nos remerciements très sincères à toutes les équipes, et notamment celles de l'E.D.F. et du C.E.A., qui ont contribué avec beaucoup de compétence, de persévérance et de volonté, à l'heureux aboutissement du travail entrepris.

Annexe 1 ÉTUDE DE LA VARIATION DE LA FONCTION D'AMORTISSEMENT

1. — Schéma simple

Nous supposons d'abord le schéma le plus simple, d'un canal de section constante dans lequel se produit une onde stationnaire longitudinale.



Notations.

- x : abscisse;
- t : temps;
- ω : pulsation;
- p : pression acoustique;
- u : vitesse acoustique;
- P : amplitude maxi de pression acoustique;
- U : amplitude maxi de vitesse acoustique;
- ρ : masse spécifique du fluide;
- c : vitesse du son;
- λ : longueur d'onde.

Les pressions et vitesses acoustiques sont :

$$p = P \sin \left(\omega \frac{x}{c} + \alpha \right) \cos \omega t$$

$$u = U \cos \left(\omega \frac{x}{c} + \alpha \right) \cos \omega t$$

avec $P/U = \rho c$ et $\alpha =$ angle de phase.

Supposons qu'au déplacement du fluide s'oppose une force de frottement par unité de longueur : $-f'(u)$ qui soit :

- de sens opposé à u ;
- proportionnelle à u (nous supposons pour simplifier un amortissement de type « visqueux » ou « linéaire ») : $f' = au$.

Nous supposons que cet amortissement ne s'exerce que sur une partie L de la longueur du canal.

La puissance instantanée dissipée par amortissement est : par unité de longueur :

$$w_a = |u| \cdot |f'(u)| = au^2$$

sur le tronçon L :

$$W_a = \int_0^L au^2 dx$$

La puissance moyenne sur le tronçon L est :

$$W_{am} = a \frac{U^2}{2} \int_0^L \cos^2 \left(\omega \frac{x}{c} + \alpha \right) dx$$

On voit que cette puissance varie, pour un facteur a et une amplitude U donnés, en fonction de deux paramètres que nous pouvons pour l'instant considérer comme indépendants :

- la fréquence ω ;
- l'angle de phase spatiale α à l'entrée du tronçon L ($x = 0$).

Appelons fonction d'amortissement la fonction :

$$F_1 = \int_0^L \cos^2 \left(\omega \frac{x}{c} + \alpha \right) dx$$

et étudions sa variation en fonction de ces deux paramètres.

On obtient facilement :

$$F_1 = L \left[\frac{1}{2} + \frac{1}{8\pi} \frac{\lambda}{L} \left(\sin 2\alpha' - \sin 2\alpha \right) \right]$$

où $\alpha =$ angle de phase à l'entrée;

$\alpha' = \alpha + \omega L/c =$ angle de phase à la sortie du tronçon L ($x = L$).

Les minima minimum de cette fonction sont obtenus pour :

$$\frac{L}{\lambda} = \frac{2k+1}{4}$$

où k est un entier

$$|\alpha| = |\alpha'| = \frac{\pi}{4}$$

c'est-à-dire :

— pour des fréquences correspondant à :

$$1,5 - 2,5 - 3,5 - 4,5 - 5,5 - 6,5 - \text{etc.}$$

demi-ondes sur la longueur du tronçon L ;

— des nœuds de pression situés à $\lambda/8$ c'est-à-dire à faible distance des extrémités de ce tronçon.

2. — Perfectionnement du schéma

Le schéma ci-dessus accuse bien des minima d'amortissement pour des modes de résonance proches des modes propres du tronçon L supposé bi-ouvert.

Toutefois, il faut noter que les minima de F_1 sont assez peu accusés lorsque le numéro du mode s'élève.

On peut songer à perfectionner le schéma de plusieurs façons :

a) Prendre une loi de frottement d'ordre plus élevé en u que la loi linéaire: ce qui ne doit pas changer le sens de la conclusion, mais doit accuser les minima.

b) Remplacer la fonction F_1 , qui ne prend en compte que les forces d'amortissement, par une fonction plus complexe F_2 , qui représente un rapport amortissement/excitation; ceci, par exemple, en utilisant une loi de répartition de l'excitation en raison directe de la pression acoustique : les pressions et vitesses étant déphasées dans l'espace, la fonction ainsi obtenue est plus accusée.

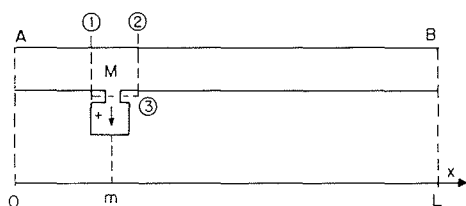
c) Dans le cas d'un ensemble de plusieurs tronçons amortis placés en série dans un même canal, considérer le cumul des fonctions F_1 (ou F_2) des tronçons.

Nous n'avons fait à ce jour que des tentatives dans les voies b) et c), en ajoutant un prolongement au programme B.A. 146 : les résultats obtenus sur l'exemple des trois faisceaux en série donnent des minima qui ne sont pas très éloignés des minima obtenus sur le schéma du tronçon unique.

Annexe 2 ÉTUDE DES ALTÉRATIONS DE RÉSONANCE PROVOQUÉES PAR UN RÉSONATEUR EN DÉRIVATION

1. — Schéma et hypothèses

Nous supposons le schéma simple, d'un canal de section constante, ouvert à ses deux extrémités A et B. En M est piqué un résonateur du type Helmholtz. Nous cherchons comment ce résonateur altère les fréquences propres du système.



Notations.

- x : abscisse courante;
- m : abscisse du résonateur;
- L : longueur du canal;
- S : section du canal;
- V : volume du résonateur;
- c_0 : conductivité acoustique d'entrée du résonateur;
- c : vitesse du son;
- ρ : masse spécifique du fluide;

$\omega_r = c\sqrt{c_0/V}$: fréquence propre du résonateur.

2. — Méthode de calcul

Le problème peut se traiter en utilisant les impédances acoustiques complexes (rapport complexe : pression/débit acoustique) :

z_1 = impédance offerte par le tronçon AM dans la section (1)

$$= -i \frac{\rho c}{S} \operatorname{tg} \omega \frac{m}{c}$$

z_2 = impédance offerte par le tronçon BM dans la section (2)

$$= i \frac{\rho c}{S} \operatorname{tg} \omega \frac{L-m}{c}$$

z_3 = impédance offerte par l'ensemble du canal à son orifice (3)

$$= \frac{1}{(1/z_1) - (1/z_2)}$$

Z = impédance d'entrée du résonateur

$$= -i \frac{\rho c^2}{V} + i \frac{\omega \rho}{c_0}$$

$$= -i \frac{\rho c^2}{\omega V} \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_r^2} \right)$$

On obtient les fréquences propres en écrivant que les impédances se raccordent en M :

2.1 CAS SANS RÉSONATEUR.

En l'absence de résonateur, on a $z_3 = \infty$.

Le calcul donne :

$$z_3 = -i \frac{\rho c}{S} \frac{\sin \omega m/c \sin \omega (L-m)/c}{\sin \omega L/c}$$

D'où les fréquences propres du canal :

$$\omega \frac{L}{c} = K\pi$$

comme prévisible.

2.2 CAS AVEC RÉSONATEUR.

On doit avoir : $z_3 = Z$.

Les fréquences propres sont données par :

$$\frac{\sin \omega L/c}{\sin \omega m/c \sin \omega (L-m)/c} = \frac{\omega V}{cS} \frac{1}{1 - (\omega^2/\omega_r^2)}$$

La résolution peut être faite graphiquement par exemple.

Considérons le cas, qui nous intéresse ici, d'un résonateur de volume relativement faible par rapport au canal. Le rapport $\omega V/cS$ est faible devant l'unité et on peut, grâce aux approximations alors permises, montrer que :

a) Pour écarter le plus possible la fréquence propre du système d'une fréquence propre du canal sans résonateur ω_1 il y a intérêt à prendre $\omega_r = \omega_1$, c'est-à-dire un résonateur accordé sur la fréquence à déplacer.

b) Le déplacement de fréquence propre ainsi obtenu vaut approximativement :

$$\frac{\Delta\omega}{\omega_1} = \pm \sqrt{\frac{V}{2SL}} \sin^2 \alpha$$

où α est l'angle de phase de la pression au point M de l'onde stationnaire à altérer.

Ce deuxième résultat montre que :

- pour un résonateur accordé de volume donné, il y a intérêt, pour obtenir le déplacement de fréquence le plus grand possible, à piquer le résonateur sur un ventre de pression ($\alpha = \pi/2$), le résultat devenant nul si le résonateur est piqué sur un nœud ($\alpha = 0$);
- l'altération relative de fréquence est proportionnelle à la racine carrée du rapport des volumes résonateur (V)/canal (SL).