

Caractérisation fine de bruits moteur par analyse temps-fréquence de Wigner-Ville

*Accurate identification
of engine noise with Wigner-ville
time-frequency analysis*



Monique CHIOLLAZ

Laboratoire Traitement du Signal,
URA 346 CNRS, ICPI Lyon,
31 Place Bellecour 69288 Lyon Cedex
02

Diplômée Ingénieur ICPI en 1974, Monique Chiollaz a soutenu une thèse de Docteur Ingénieur en octobre 1979, en Traitement du Signal, à l'INPG de Grenoble. Depuis elle exerce des activités d'enseignement et de recherche au Laboratoire de Traitement du Signal de l'ICPI. De 1980 à 1990, ses travaux portent essentiellement sur le traitement d'antenne en acoustique aérienne et depuis 1985 sur l'analyse temps-fréquence et ses applications à l'étude de signaux réels.



Bernard FAVRE

Direction de la Recherche, RENAULT,
92500 Rueil Malmaison.
Actuellement : RVI-DER, 69800 Saint
Priest Cedex

Ingénieur diplômée de l'École des Mines de Paris (1971), et de l'École du Pétrole et des Moteurs, Bernard Favre est entré en 1972 à l'Institut de Recherche et des Transports (INRETS) pour des recherches liées

aux bruits et vibrations des systèmes de transport et des véhicules. En 1984, il obtint le titre de Docteur ès Sciences pour ses travaux en bruit des transports. A partir de 1985, il devient responsable, à la Direction de la Recherche de Renault, des activités de recherche automobile, concernant le Bruit et les Vibrations, le Confort, et l'Ergonomie. C'est dans ce contexte qu'a été menée avec l'ICPI, l'étude du bruit du moteur associant les techniques de Wigner-Ville. Depuis 1991, Bernard Favre est responsable des activités de recherche à Renault Véhicules Industriels.

RÉSUMÉ

La réduction du bruit rayonné par les moteurs passe par une meilleure connaissance des mécanismes d'excitation et de propagation du bruit au sein de la structure moteur. L'analyse temps-fréquence de signaux vibratoires captés sur la structure externe et interne d'un cylindre permet d'associer chaque événement observé dans le plan temps-fréquence à une source d'excitation donnée. Une mesure locale d'énergie de chaque événement dans le plan temps-fréquence permet ensuite de quantifier la

part respective de chacun des mécanismes d'excitation dans l'énergie vibratoire rayonnée vers la structure externe du moteur.

MOTS CLÉS

Analyse temps-fréquence, bruit, moteur.

SUMMARY

Reduction of the sound emitted by engines requires an accurate identification of the excitation and propagation mechanisms inside the engine structure. Time-Frequency analysis of vibration signals picked up on the external and internal structure of an engine cylinder enables to link every event observed in the time frequency plane to one excitation source. Afterwards it is possible to measure the energy of each event and to

quantify the part of each excitation mechanism in the vibration energy emitted towards the outside structure of the engine.

KEY WORDS

Time Frequency Analysis, noise, engine.

1. Introduction

Le moteur automobile à combustion interne est une source de bruit complexe, dont la maîtrise est une préoccupation majeure de l'industrie automobile. Des progrès considérables ont été effectués depuis son origine ; cependant, la recherche de niveaux sonores réduits constitue un challenge toujours plus difficile, dont la solution implique une identification très précise des mécanismes de génération et de propagation des sollicitations dynamiques au sein de la structure moteur, entre la chambre de combustion et le carter externe rayonnant [1 à 10].

L'article porte sur les problèmes de traitement du signal que pose cette identification, et l'apport que constituent les techniques de représentation temps-fréquence, et notamment l'analyse de Wigner-Ville [11 à 18].

2. Mécanismes d'excitation et de propagation du bruit dans la structure [1 à 10]

Ces mécanismes, qui ont leur siège dans le carter cylindre, sont à l'origine de bruits de moyenne et haute fréquence (500 à 3 000 Hz), et en particulier le bruit de claquement caractéristique d'un moteur Diesel en démarrage à froid.

Au moment où l'équipage mobile (piston, bielle, manivelle, vilebrequin) traverse la configuration transitoire du point mort haut avec combustion, un ensemble d'événements provoque des vibrations brèves et intenses de caractère fortement non stationnaire.

Les variations de la pression dans la chambre sont une première source de bruit, elles ont un rôle primordial. Leur évolution est due à la combinaison du mouvement alternatif du piston, et de la combustion.

Le choc de pression exerce d'une part une excitation directe sur la paroi du cylindre et sur la culasse. Ceci constitue une première voie de propagation.

Le choc de pression sollicite d'autre part l'équipage mobile, selon deux autres voies de propagation :

— l'excitation transversale, qui transite par la jupe de piston et la paroi du cylindre, en se conjuguant avec le basculement du piston,

— l'excitation verticale, qui se propage le long de l'équipage mobile (piston, bielle, vilebrequin), jusqu'aux paliers et à la jupe du carter-cylindre.

Le mouvement du piston est une deuxième source complexe de bruits superposés :

— le mouvement alternatif au voisinage du point mort haut s'accompagne d'une inversion des forces de frottement du piston contre le cylindre,

— d'autre part, le piston bascule par un mouvement plan d'amplitude très faible (de l'ordre de 50 microns) le faisant passer d'un côté à l'autre de la chemise (du côté « opposé poussée » au côté « poussée ») en deux phases qui se terminent par deux chocs successifs dits « de bascule-

ment ». Il s'ensuit un chargement transversal sur les parois du cylindre, pour lequel l'énergie cinétique constitue le principal indicateur d'intensité.

D'autres mécanismes source, comme la retombée de l'aiguille de l'injecteur (à l'origine de vibrations sur la culasse à 7 000-8 000 Hz) sont d'une importance secondaire.

La réponse des éléments de structure à ces excitations fait intervenir des modes de structure ou de cavité :

— mode de la cavité que constitue l'ensemble pré-chambre/chambre de combustion (de l'ordre de 2 500 Hz pour le premier mode),

— modes de structure pour la jupe de piston (en flexion), l'ensemble piston-bielle (en traction) dans lequel le piston peut être assimilé à une masse attachée à la bielle qui fait ressort (environ 3 500 Hz).

En conséquence, en un temps très court (quelques ms), nous sommes en présence d'un ensemble non découplé de mécanismes d'excitation et de transfert. Ils ont les particularités suivantes :

— plusieurs sources d'excitation, de surcroît fortement transitoires (en particulier la combustion, et les chocs de piston)

— plusieurs chemins de propagation,

— des transferts non linéaires (jeux et frottements).

3. Expérimentations effectuées

L'objet de ces expérimentations est de comprendre de manière fine les mécanismes d'excitation et de transfert au sein d'un moteur.

Les expérimentations ont porté sur un moteur Diesel ayant les caractéristiques suivantes : Injection indirecte, 4 cylindres en ligne, cylindrée de 1 596 cm³.

Des capteurs ont été placés sur le cylindre N° 2 et sur la structure du moteur conformément à la figure 1. Ils comportent :

— 3 capteurs de pression : 1 dans la préchambre, 2 dans la chambre (côté poussée, et côté opposé poussée),

— des accéléromètres, fixés en différents emplacements de l'attelage mobile (piston et bielle) et sur le carter moteur (paliers, chemise et paroi extérieure).

Les signaux correspondants sont indiqués dans le tableau 1.

Un bras articulé a été placé entre l'équipage mobile et l'extérieur du moteur, afin d'acquérir les signaux provenant des parties mobiles.

L'acquisition des signaux a été effectuée en fonction du temps ou de l'angle de rotation du vilebrequin, avec une fenêtre d'acquisition centrée sur le voisinage du point mort haut du cylindre considéré. Toute l'analyse a porté sur les événements positionnés dans cette fenêtre.

Les signaux issus de ces capteurs permettent d'analyser les différentes sources d'excitation (combustion, chocs piston-

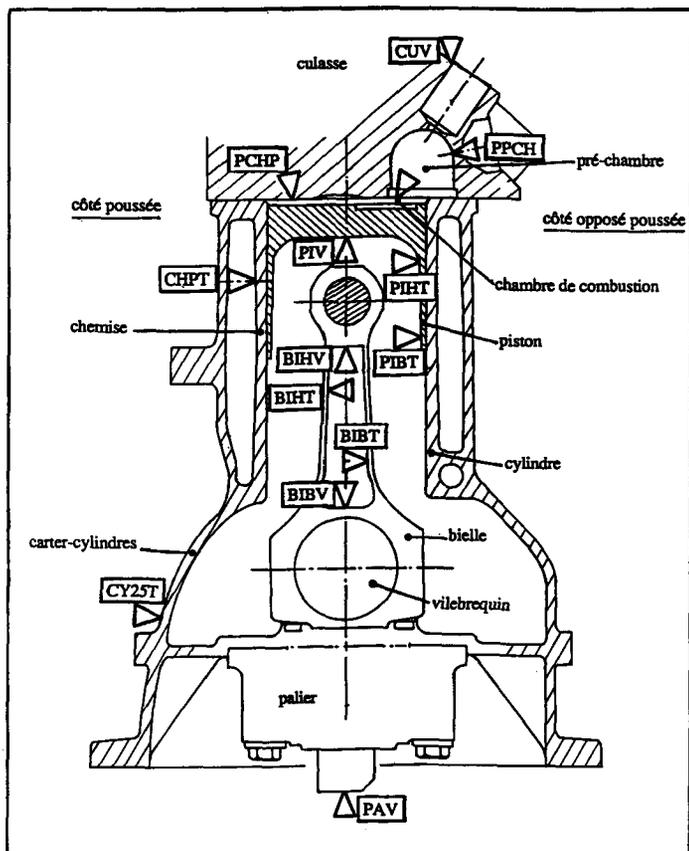


Fig. 1. — Vue en coupe du cylindre instrumenté.

TABLEAU 1

Signaux correspondants aux différents points de mesure

Pression en bars

PCHP : Pression chambre côté poussée
 PPCH : Pression pré-chambre

Accélérations en m/s²

- PIV : Piston vertical
- PIHT : Piston haut transversal
- PIBT : Piston bas transversal
- BIHV : Bielle haut vertical
- BIBV : Bielle bas vertical
- BIHT : Bielle haut transversal
- BIBT : Bielle bas transversal
- CHPT : Chemise côté poussée transversal
- CY25T : Bas jupe transversal
- PAV : Palier vertical
- CUV : Culasse vertical

chemise, frottements, variations d'inertie) et les différentes voies de propagation (chambre-chemise, piston-chemise, chambre-piston, vilebrequin-palier-carter).

Deux conditions de fonctionnement du moteur ont été étudiées, correspondant à une avance ou un retard du début de l'injection du gasoil par rapport au point mort haut (P.M.H.) (avance ou retard mesuré en degrés de rotation).

On notera par la suite Essai 1 et Essai 2 ces deux points de fonctionnement.

Essai 1 : début de l'injection 6 degrés avant le P.M.H.

Essai 2 : début de l'injection 3 degrés après le P.M.H.

« Ralenti à chaud à 800 tours par minute ».

Une illustration de ces deux points de fonctionnement est donnée figure 2 où est représentée la pression dans la chambre de combustion dans les deux cas de figure (ici la pression n'est pas filtrée en fréquence contrairement aux signaux que nous allons analyser).

Pour l'Essai 1, l'injection démarrant 6° avant le P.M.H., la combustion est violente, se produit peu après le P.M.H., et se manifeste par une forte pression.

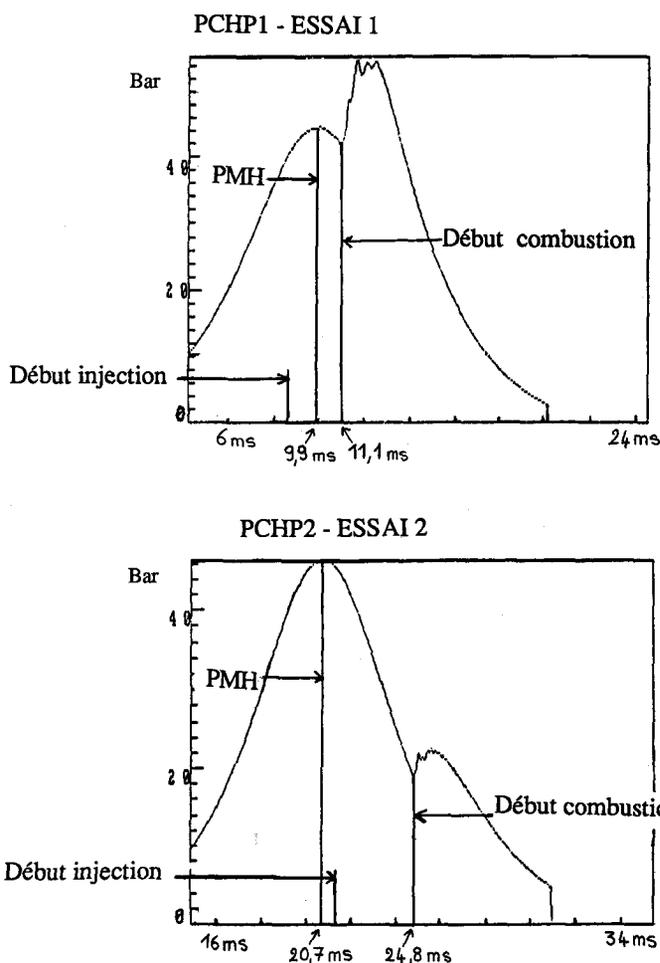


Fig. 2. — Pressions chambre côté poussée (signaux non filtrés). Enchaînement des différentes phases (injection, point mort haut, combustion).

Pour l'Essai 2, l'injection se produit 3° après le P.M.H., la combustion est beaucoup plus douce et se produit plus tardivement.

Pour chaque point de fonctionnement, les signaux ont été enregistrés de façon synchrone. Ils sont filtrés au préalable de la façon suivante :

* Filtrage passe haut

- 500 Hz pour les pressions PCHP et PPCH
- 50 Hz pour tous les accéléromètres.

Ce filtrage permet de limiter les composantes très basses fréquences présentes dans les signaux captés sur l'attelage mobile.

* Filtrage passe bas 8 kHz pour tous les signaux.

En effet, la gamme de fréquences qui nous intéresse pour l'analyse des vibrations (en vue d'une réduction du bruit rayonné) se situe entre 100 Hz et 6 kHz.

La période d'échantillonnage des signaux est de 48,8 μ s. Les signaux seront donc analysés sur une bande de fréquence 0-10,2 kHz. Sur les 50 ms d'enregistrement disponibles, la durée utile d'analyse des signaux a été restreinte à 12,45 ms. Pour l'Essai 1, la tranche retenue pour tous les signaux débute à 8 ms et se termine à 20,45 ms. Pour l'Essai 2, elle débute à 19 ms et se termine à 31,45 ms. Compte tenu des conditions d'enregistrement, la date origine $t = 0$ n'est pas la même, par rapport au point mort haut, pour l'Essai 1 et l'Essai 2.

On notera PIV1, ... les signaux relatifs à l'Essai 1 et PIV2, ... ceux relatifs à l'Essai 2.

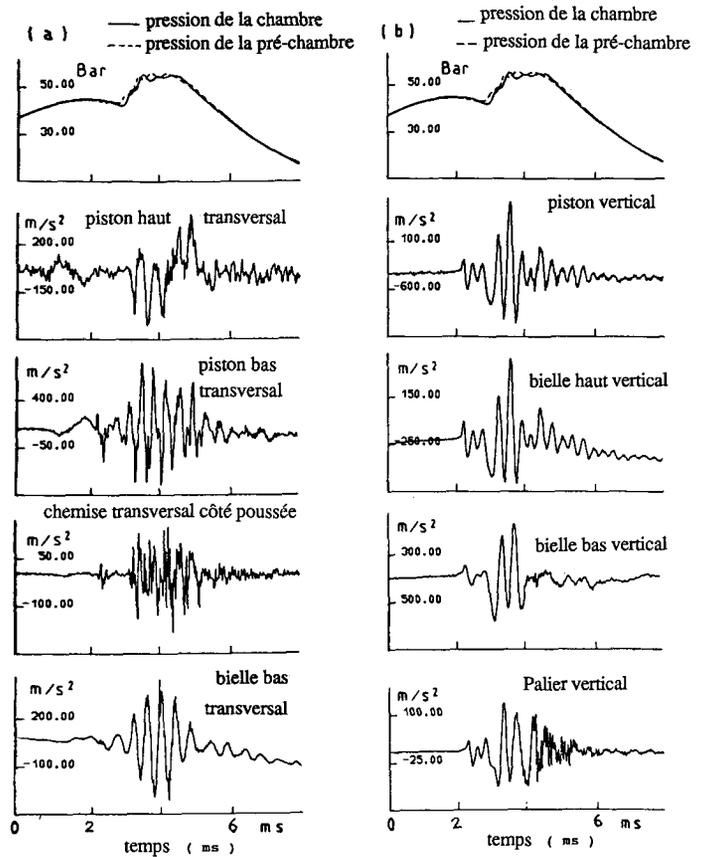


Fig. 3. — Evolution de la pression et de l'accélération aux différents capteurs (Essai 1).
a) vibrations transversales
b) vibrations verticales.

4. Traitements effectués dans le domaine temporel ou dans le domaine fréquentiel

Dans un premier temps, on a examiné chaque signal mesuré en fonction du temps d'une part, et de la fréquence d'autre part.

La figure 3 montre l'évolution temporelle des signaux pour une configuration d'essai (avance 6 degrés). Sur cette figure, les signaux représentés ne sont pas filtrés en fréquence ; le tracé a été effectué sur une durée de 8 ms, dans une fenêtre centrée autour du point mort haut et de la combustion. La figure 4 montre le contenu spectral de ces mêmes signaux (sur cette figure, les spectres ne sont représentés que sur la gamme de fréquence 0-4 kHz).

L'analyse des signaux temporels permet d'extraire des informations pertinentes sur la cinématique de l'équipage mobile et sur ses relations avec les variations de pression et les paramètres temporels de l'injection. On a pu ainsi reconstituer, par un traitement adéquat de ces signaux (double intégration), le mouvement de l'ensemble piston bielle, son énergie cinétique, et sa force d'impact (fig. 5).

L'analyse des signaux fréquentiels permet d'identifier des fréquences caractéristiques de modes de différentes parties de la structure. On peut par exemple reconnaître les modes de palier et de jupe (entre 1 000 et 2 000 Hz), la résonance de la cavité constituée par la chambre (vers

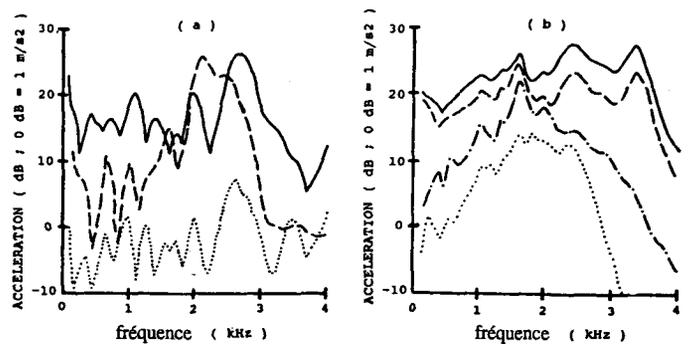


Fig. 4. — Spectres de vibrations - Essai 1

- a) Vibrations transversales
- : piston bas transversal
 - - - : bielle bas transversal
 - : chemise transversal côté poussée
- b) Vibrations verticales
- : piston vertical
 - - - : bielle haut vertical
 - . - . : bielle bas vertical
 - : palier vertical

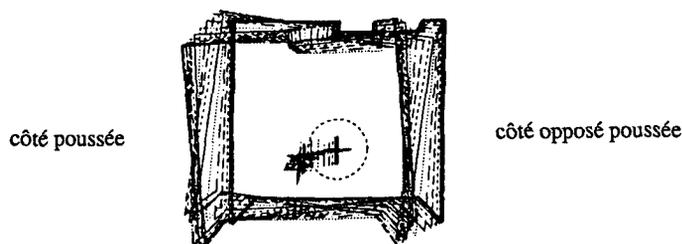


Fig. 5. — Reconstitution par calcul des phases successives de basculement du piston. L'amplitude maximum des déplacements est de l'ordre de 50 microns.

2 500 Hz), le mode de traction-compression de l'ensemble bielle-piston (vers 3 500 Hz). Elle permet de déterminer des fonctions de transfert entre la pression de la chambre et les vibrations mesurées aux différents points qui peuvent servir de critère pour évaluer les conséquences opérationnelles de modifications (géométrie ou matériau) d'un composant du moteur.

Si l'on retire de l'analyse temporelle ou fréquentielle des renseignements importants sur le comportement dynamique de la structure, ceux-ci sont insuffisants pour reconstituer de manière fine l'enchaînement des mécanismes d'excitation et de transfert, car il y a superposition temporelle et/ou fréquentielle des événements.

On peut déjà remarquer sur la figure 3 la superposition de différents événements liés aux différentes sources d'excitation. Il n'est pas possible de séparer ces événements par des méthodes classiques de traitement du signal telles que de simples signatures temporelles ou spectrales. C'est pourquoi nous avons envisagé l'utilisation de méthodes d'analyse temps-fréquence.

5. Traitements effectués dans l'espace temps-fréquence

5.1. LES REPRÉSENTATIONS TEMPS-FRÉQUENCE. LA DISTRIBUTION DE WIGNER-VILLE

Comme il a été dit précédemment, les signaux à étudier présentent des caractéristiques complexes. Ils sont de nature transitoire et résultent de la superposition de réponses vibratoires de la structure à différentes excitations aux points de mesure étudiés.

Les signaux étant de type impulsif, les méthodes classiques de traitement du signal s'avèrent insuffisantes, ceci dans la mesure où on ne dispose pas, a priori, de modèles suffisamment précis pour les représenter.

Les méthodes d'analyse temps-fréquence ont été développées pour l'étude des signaux non stationnaires [12, 13, 16]. Cette notion de non-stationnarité peut s'appliquer aussi bien à des signaux aléatoires (ex. : bruits dont la moyenne et/ou la variance évoluent au cours du temps)

qu'à des signaux certains (ex. : signaux modulés en amplitude et/ou en fréquence), la propriété physique essentielle étant l'absence d'une permanence temporelle de leur contenu spectral.

Plus généralement, elles s'appliquent à des signaux dont le contenu fréquentiel ou les propriétés statistiques évoluent au cours du temps.

L'analyse spectrale classique par l'intermédiaire de la transformée de Fourier, parfaitement adaptée à l'étude de signaux périodiques (cas stationnaire pour les signaux certains), ne peut naturellement pas prendre en compte l'évolution temporelle des caractéristiques fréquentielles d'un signal non stationnaire. Pour décrire cette évolution temporelle, il faut réaliser une *analyse spectrale évolutive*, d'où les méthodes temps-fréquence.

De telles méthodes sont un bon outil pour décrire en fonction du temps le contenu fréquentiel d'un signal transitoire, par nature fortement non stationnaire : elles permettent de *localiser et de séparer dans le plan temps-fréquence*, à l'intérieur d'un même signal transitoire, plusieurs motifs se superposant en temps et/ou en fréquence [11, 14, 15, 17, 18].

L'analyse temps-fréquence de tels signaux devrait donc permettre de mieux séparer les réponses vibratoires associées à chaque source d'excitation et par conséquent une meilleure compréhension des mécanismes de combustion, des chocs associés et du transfert des vibrations vers la structure externe du moteur.

Le but de cette analyse sera multiple :

- localiser en chaque point de la structure les réponses propres à chaque source d'excitation,
- analyser les fréquences et les résonances éventuelles associées à chaque source d'excitation,
- mesurer en terme d'énergie la contribution de chaque source d'excitation sur chaque point de la structure externe. Ceci devrait permettre ensuite de quantifier la part de bruit rayonné dû à chacune des sources d'excitation.

Grâce en particulier à sa haute résolution en temps et en fréquence et à sa localisation précise des motifs dans le plan temps-fréquence, c'est la *transformation de Wigner-Ville* qui a été choisie [12, 13].

$$W_x(t, \nu) = \int_{R_x} \left(t + \frac{\tau}{2} \right) x^* \left(t - \frac{\tau}{2} \right) e^{-2i\pi\nu\tau} d\tau$$

avec $x(t)$ signal complexe quelconque.

C'est une fonction réelle qui définit une distribution d'énergie dans le plan temps-fréquence. En effet, on a la relation suivante :

$$E_x = \int_R \int_R W_x(t, \nu) dt d\nu$$

(où $E_x = \int |x(t)|^2 dt$ est l'énergie du signal)

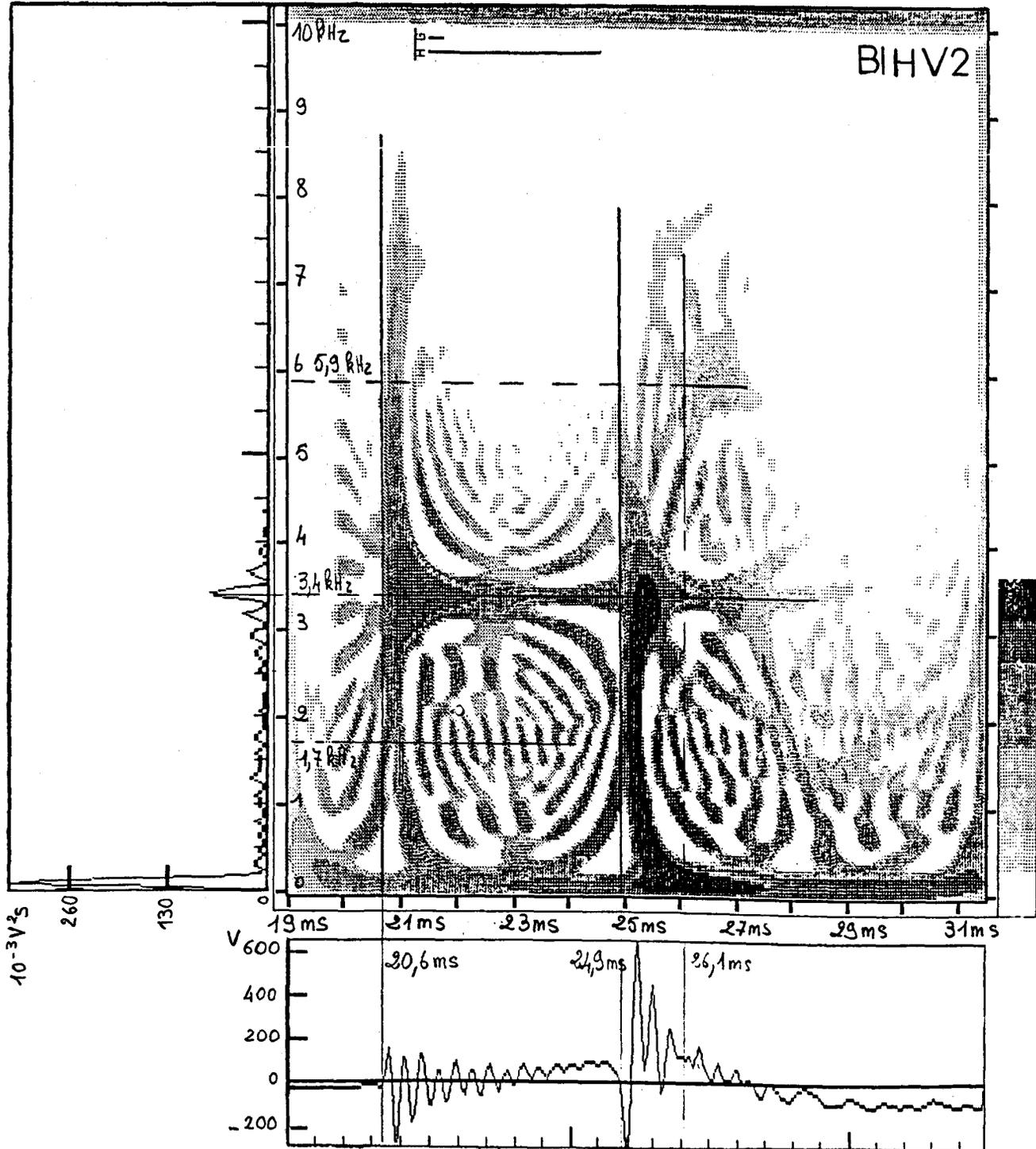


Fig. 6. — Distribution pseudo Wigner-Ville lissée du signal BIHV2.

— un des avantages de cette définition est de ne plus contenir, de manière intrinsèque, de fenêtre d'observation comme le spectrogramme ; il n'y a donc pas de limitation en tant que telle au niveau des résolutions temporelle et fréquentielle. *La distribution de Wigner-Ville $W_x(t, \nu)$ a même support en temps et en fréquence que le signal.* Elle assure donc une localisation précise des composantes du signal dans le plan temps-fréquence.

— si l'on intègre cette représentation suivant l'axe des temps ou des fréquences, on retrouve respectivement la densité spectrale d'énergie et la puissance instantanée du signal étudié :

$$\gamma_x(\nu) = \int_{\mathbb{R}} W_x(t, \nu) dt \quad \text{et} \quad |x(t)|^2 = \int_{\mathbb{R}} W_x(t, \nu) d\nu.$$

Outre ces propriétés, cette distribution est compatible avec le filtrage linéaire, les modulations, les translations temps-fréquence, les changements d'échelle [12, 13] ;

Cependant la structure bilinéaire de la transformation introduit des termes d'interférences entre composantes distinctes d'un même signal. Ces termes possèdent une structure fortement oscillatoire à l'inverse des composantes propres du signal qui possèdent une structure beaucoup plus régulière. Ceci suggère de réduire l'influence des termes parasites d'interaction par une procédure appropriée de lissage en temps et en fréquence. On est alors amené, lorsque cela est nécessaire, à utiliser une version modifiée de la transformation, la représentation Pseudo-Wigner-Ville Lissée du signal $x(t)$.

$$\text{PWL}_x(t, \nu) = \int_{\mathbb{R}} h(\tau) \int_{\mathbb{R}} g(t-u) x\left(u + \frac{\tau}{2}\right) \times \\ \times x^*\left(u - \frac{\tau}{2}\right) du e^{-2i\pi\nu\tau} d\tau$$

$$\text{PWL}_x(t, \nu) = H(\nu') *_{(\nu)} W_x(t', \nu') *_{(t)} g(t')$$

avec
$$H(\nu) \stackrel{\tau}{\rightleftharpoons} h(\tau)$$

On obtient donc la convolution de la Distribution de Wigner-Ville W_x par les fenêtres $H(\nu)$ et $g(t)$.

Les lissages (convolutions) opérés par la fenêtre d'analyse $h(t)$, par l'intermédiaire de sa transformée de Fourier $H(\nu)$, et par la fenêtre de lissage en temps $g(t)$, permettent de s'affranchir dans une certaine mesure des termes d'interférences. Un exemple simple peut en être donné.

Un signal comportant deux composantes identiques, l'une à la date t_1 , l'autre à la date t_2 , présentera des termes d'interférences de structure oscillante en fonction de la fréquence ν de période $\frac{1}{|t_1 - t_2|}$, localisés à la date $\frac{t_1 + t_2}{2}$. Le lissage fréquentiel opéré par $H(\nu)$ permet de diminuer l'amplitude de ces termes. Pour ce faire, la largeur équivalente de $h(t)$, Δh , doit être inférieure à $|t_2 - t_1|$.

De même un signal comportant 2 motifs fréquentiels aux fréquences ν_1 et ν_2 présentera des interférences de structure oscillante en fonction du temps t de période $\frac{1}{|\nu_1 - \nu_2|}$ localisés à la fréquence $\frac{\nu_1 + \nu_2}{2}$. La fenêtre de lissage en temps $g(t)$ permet de diminuer l'amplitude de ces termes si sa largeur équivalente Δg est supérieure à $\frac{1}{|\nu_1 - \nu_2|}$.

Nous reviendrons sur la structure des interférences et leur localisation dans le plan temps-fréquence dans les paragraphes suivants.

$g(t)$ fixe la résolution en temps Δg et $H(\nu)$ la résolution en fréquence ΔH . Ces deux résolutions peuvent être fixées de façon indépendante contrairement au cas du spectrogramme.

Les représentations Pseudo-Wigner-Ville Lissée sont calculées à partir de la formulation en temps discret suivante [12, 13] :

$$\text{PWL}_x(n, k) = \sum_{\ell} h_1(\ell) \sum_j g_1(j) z(n+j+\ell) \times \\ \times z^*(n+j-\ell) e^{-2i\pi \frac{\ell k}{N}}$$

n indice des temps, k indice des fréquences
 $z(t)$ signal analytique associé au signal réel $x(t)$
 $x(t)$ échantillonné à la fréquence de Shannon.

La figure 6 représente l'image temps-fréquence à l'aide de la distribution de Wigner-Ville d'un des signaux que nous avons analysé : BIHV2 accélération en bielle haut vertical de l'Essai 2. Cette image est codée en échelle logarithmique (32 dB) sur 8 niveaux de gris. On note la présence de deux motifs impulsions à 20,6 ms et 24,9 ms avec une résonance à 3,4 kHz. Pour cette image, les largeurs de la fenêtre d'analyse et de la fenêtre de lissage en temps sont telles que la résolution en fréquence ΔH est de 320 Hz et en temps Δg de 0,2 ms.

Ces paramètres d'analyse assurent une bonne localisation en temps et en fréquence des composantes du signal mais laissent apparaître des termes d'interférences qui peuvent masquer d'autres composantes du signal. On est donc obligé de faire plusieurs analyses temps-fréquence d'un même signal avec des paramètres d'analyses différents, c'est-à-dire en faisant varier les largeurs des fenêtres d'analyse $h(t)$ et $g(t)$. Ensuite, on peut extraire une signature temps-fréquence propre au signal.

5.2. SIGNATURES TEMPS-FRÉQUENCE : MÉTHODOLOGIE UTILISÉE

Pour associer une signature temps-fréquence à chaque signal, il faut donc comparer plusieurs images temps-fréquence obtenues avec différents paramètres d'analyse.

Les images non ou peu lissées permettent de déterminer avec précision la date d'arrivée des événements, leurs composantes en fréquence. Les images obtenues avec des lissages plus importants, donc avec une résolution moins

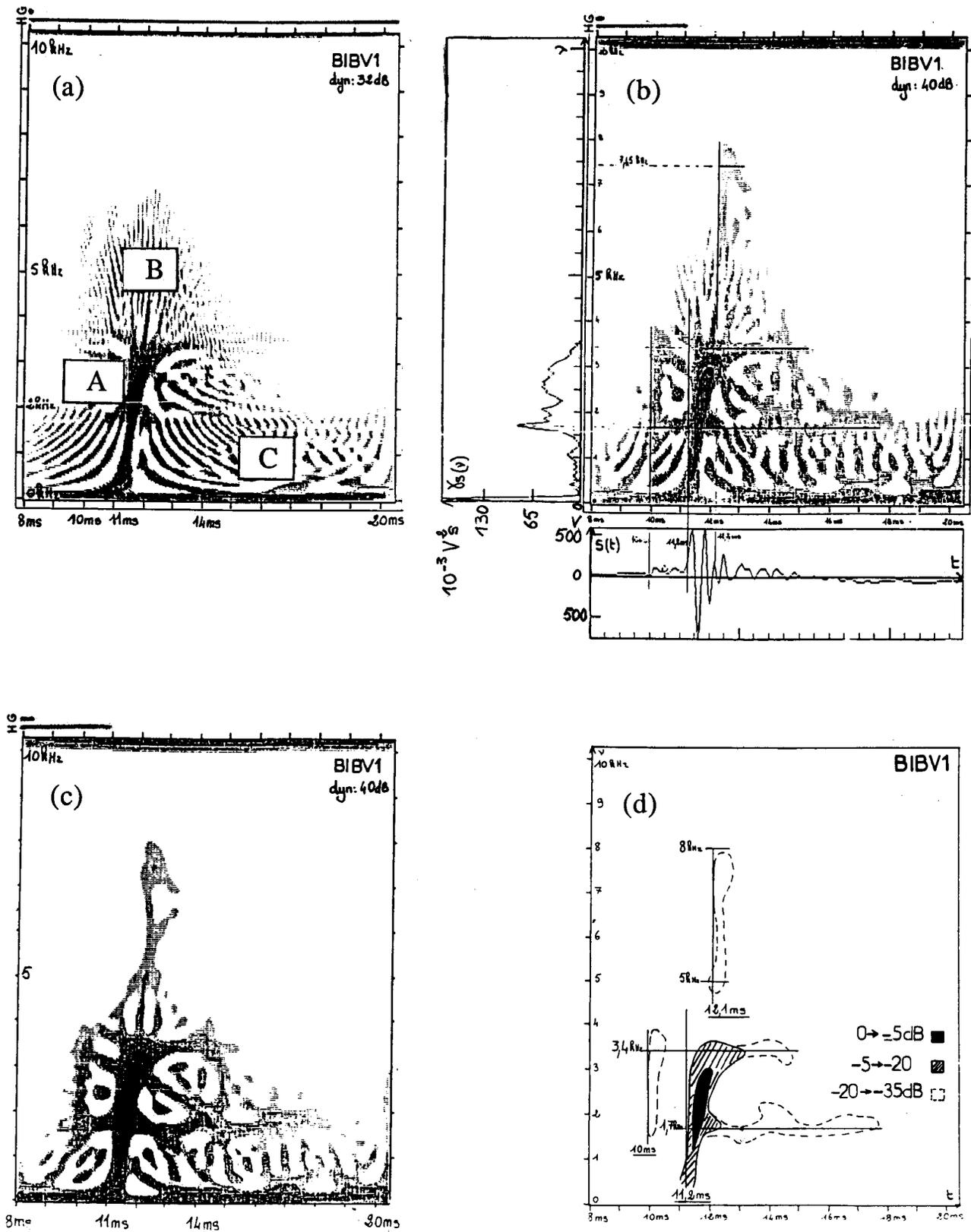


Fig. 7. — Extraction d'une signature temps-fréquence.

dre, permettent néanmoins de visualiser les composantes de niveau plus faible masquées par des interférences. Elles permettent de distinguer plus clairement par rapport aux premières images les interférences des composantes vraies. Prenons pour exemple un des signaux traités : l'accélération en bielle bas vertical de l'essai 1 : BIBV1. La figure 7 représente 3 images temps-fréquence de ce même signal avec différents paramètres d'analyse, et la signature temps-fréquence qui en a été déduite.

Le signal traité comporte, comme tous les signaux analysés, 256 points (12,45 ms). Les images comportent 256 points en temps (échelle graduée en ms de 8 à 20,5 ms) et 256 points en fréquence (échelle graduée en kHz de 0 à 10 kHz). Elles sont codées en échelle logarithmique sur 8 niveaux de gris. La dynamique est de 32 ou 40 dB (4 ou 5 dB par niveau de gris) suivant les images. La référence 0 dB correspond au maximum de chaque image.

Les fenêtres sont de type Kaiser-Bessel. La largeur équivalente en temps des fenêtres d'analyse h et g est représentée en haut de chaque figure (largeur à mi-hauteur pour $g(t)$ et largeur équivalente à la largeur spectrale à -3 dB pour $h(t)$).

La figure 7 *a* qui représente la distribution de Wigner-Ville vraie c'est-à-dire sans lissage permet de bien localiser la structure de l'événement situé autour de 11 ms. Mais les interférences présentes en A, B, et C dénotent la présence d'autres motifs que l'on peut mettre en évidence avec d'autres paramètres d'analyse : figure 7 *b* (h : 127 pts, $\Delta H = 320$ Hz, g : 11 pts, $\Delta g = 0,2$ ms) et figure 7 *c* (h : 127 pts, $\Delta H = 320$ Hz, g : 21 pts, $\Delta g = 0,4$ ms).

La réduction de la fenêtre d'analyse $h(t)$, figure 7 *b*, permet de faire apparaître les événements situés à 10 ms et 12,1 ms avec néanmoins une bonne résolution en fréquence $\Delta H = 320$ Hz. L'augmentation du lissage en temps $\Delta g = 0,2$ ms ou $0,4$ ms fait apparaître une composante autour de 1,7 kHz, auparavant masquée par les interférences entre le motif principal et la composante continue résiduelle.

La signature temps-fréquence (fig. 7 *d*) est extraite de l'image figure 7 *b* qui assure une bonne localisation des composantes dans le plan temps-fréquence tout en conservant de bonnes résolutions en temps et en fréquence, ceci en tenant compte des autres images. Elle retient les composantes propres du signal en omettant les interférences.

Ce type d'analyse a été fait pour tous les signaux. Les signatures temps-fréquence sont codées sur trois niveaux de gris : 0 dB \rightarrow - 5 dB, - 5 dB \rightarrow - 20 dB, - 20 dB \rightarrow - 35 dB.

6. Analyse des signatures temps-fréquence

On associe ainsi une signature temps-fréquence à chaque point de mesure du moteur. Les motifs observés sur chaque signature temps-fréquence sont attribués à des événements dont on identifie la date d'arrivée, les fréquences prépondérantes et les résonances éventuelles.

En comparant les signatures temps-fréquence aux différents points de mesure, on peut associer chaque motif ou événement du plan temps-fréquence à une réponse vibratoire de la structure pour une source d'excitation particulière. On peut également dissocier la réponse modale des pièces concernées, de l'excitation à laquelle elles sont soumises.

6.1. LOCALISATION DES ÉVÉNEMENTS

Les signatures temps-fréquence des pressions en pré-chambre et chambre de combustion, et des accélérations sur les parties mobiles de l'attelage, proches des sources d'excitation, permettent d'avoir une idée précise des dates d'arrivée de ces sources ainsi qu'une information sur leur contenu spectral.

Le point de fonctionnement correspondant à l'essai 2 permet de bien séparer les événements liés aux sources d'excitation, puisque dans ce cas la combustion est tardive et débute 4 ms après le Point Mort Haut (P.M.H.) (fig. 2).

La pression dans la chambre de combustion (fig. 8 *a* PCHP2) donne l'instant de début de la combustion : 24,8 ms. Ceci permet de trouver le motif lié à la combustion sur le piston vertical (fig. 8 *b* PIV2).

A cet instant, on observe un motif impulsif avec une résonance à 3,4 kHz qui correspond au mode de traction-compression piston-bielle. Sur cette même image, on observe un motif à 20,7 ms qui correspond à l'excitation de passage au point mort haut.

A l'aide de ces informations, on peut déduire sur l'image temps-fréquence du piston haut transversal (fig. 8 *c* PITH2) les motifs associés aux deux chocs de basculement de piston. Le premier se produit à 19,1 ms avant le point mort haut, le deuxième se produit à 22,4 ms après le point mort haut. On peut alors en déduire sur la structure interne et externe du cylindre les motifs liés à chacune de ces excitations. On montre un exemple sur la figure 8 *d* qui correspond au point de mesure sur la chemise (CHPT2) où l'on peut associer chaque motif à une source d'excitation donnée.

Le point de fonctionnement correspondant à l'Essai 1 est caractérisé par une combustion beaucoup plus violente et plus proche du point mort haut ; ceci entraîne que le deuxième choc de basculement piston intervient pendant la combustion comme on peut le voir sur la figure 9 (piston haut transversal PIHT1). Le motif de combustion débute à 11,4 ms et celui associé au deuxième choc de basculement piston, plus basse fréquence, débute à 11,7 ms.

On peut ainsi déterminer sur tous les points de la structure les réponses vibratoires liées à chacune des 4 sources d'excitation. En particulier, on peut observer les modes de chaque pièce de la structure.

6.2. DÉTERMINATION DES RÉPONSES DE LA STRUCTURE

Retard à l'injection (condition 2)

Nous avons par ordre chronologique des dates d'arrivée :
— le premier choc de basculement de piston : 19,1 ms

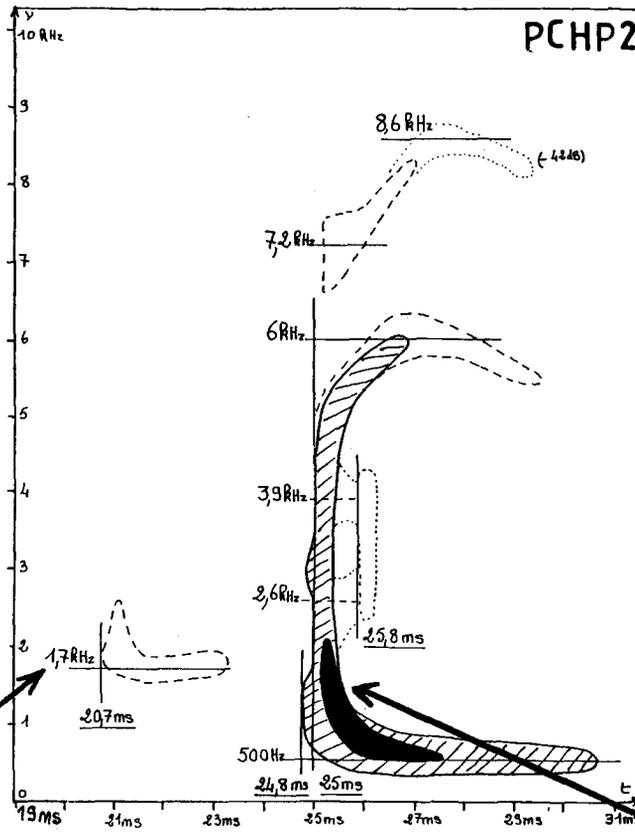


Fig. 8a. — Signature temps-fréquence du signal PCHP2.

Point Mort Haut

Combustion

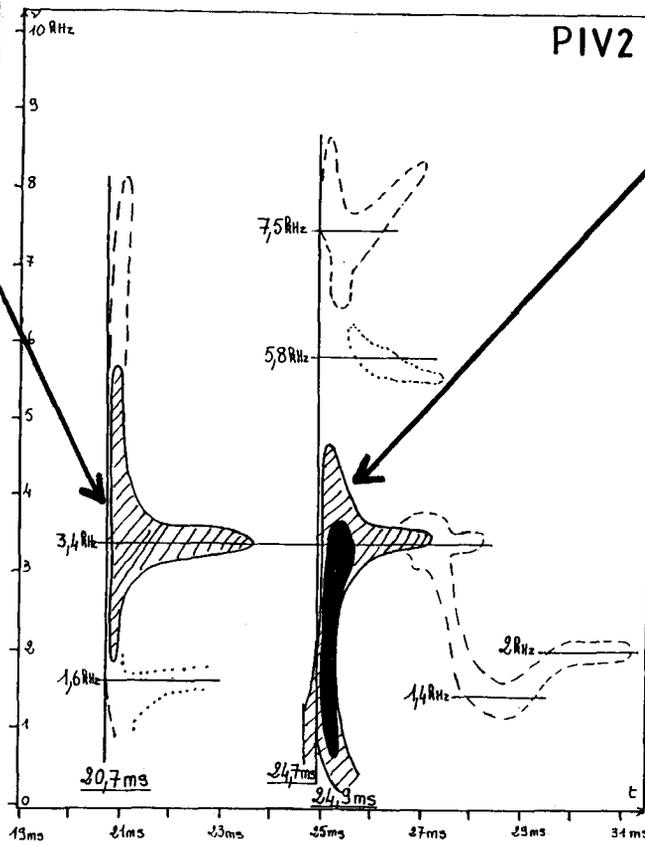


Fig. 8b. — Signature temps-fréquence du signal PIV2.

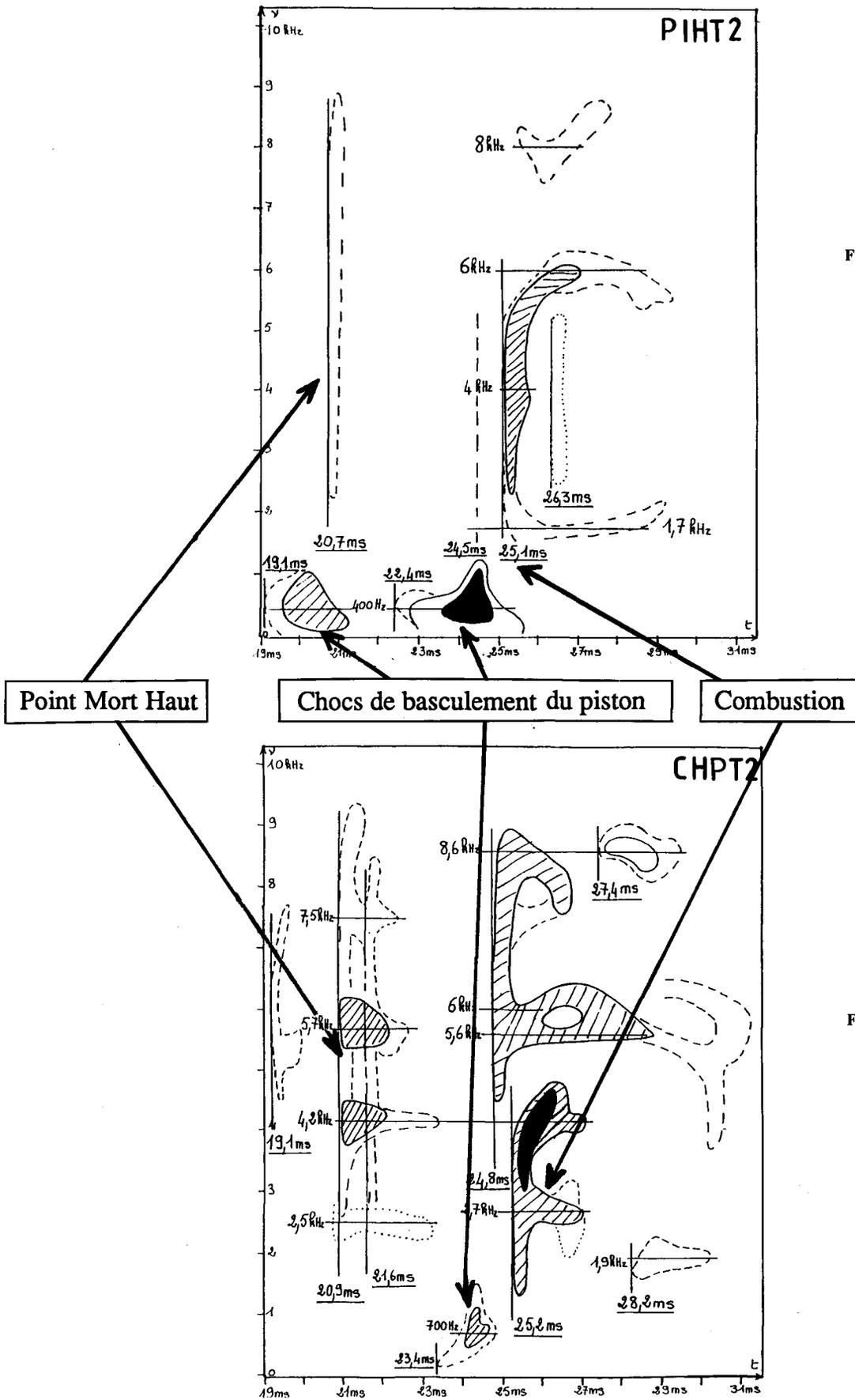


Fig. 8c. — Signature temps-fréquence du signal PIHT2.

Fig. 8d. — Signature temps-fréquence du signal CHPT2.

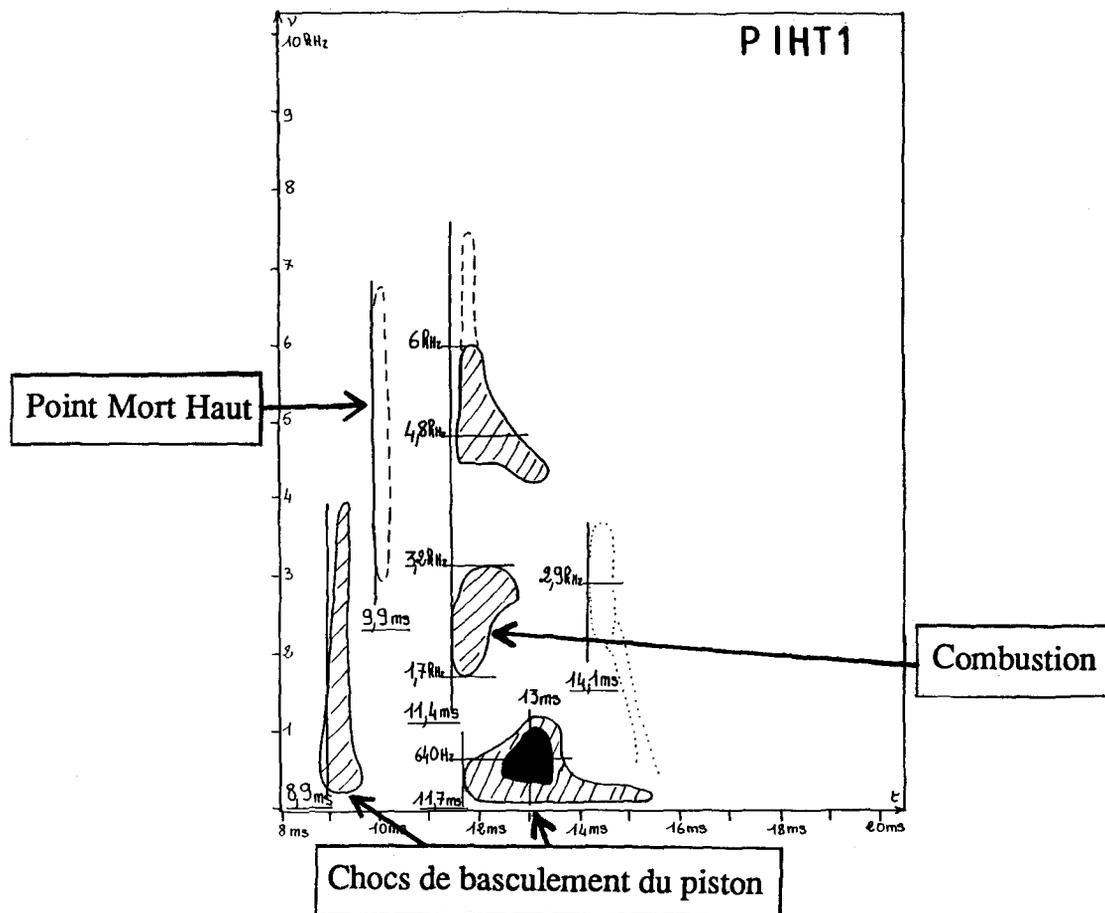


Fig. 9. — Signature temps-fréquence du signal PIHT1.

- l'inversion des forces de frottement au passage du point mort haut : 20,7 ms
- le deuxième choc de basculement de piston : 22,4 ms
- la combustion : 25 ms.

Chaque figure présente une distribution de Wigner-Ville lissée (a) ($\Delta H = 320$ Hz et $\Delta g = 0,2$ ms) et la signature temps-fréquence correspondante (b).

* Pression dans la chambre de combustion PCHP2 (fig. 10) :

on constate à 25 ms une excitation initiale brève (1 ms) et à large bande, s'atténuant progressivement de 30 dB de 2 000 à 6 000 Hz. Elle évolue rapidement en deux bandes étroites, la première limitée à 800 Hz, la seconde centrée sur 6 000 Hz. Cette dernière correspondrait à la réponse d'un mode de cavité entre préchambre et chambre.

* Accélération transversale bas du piston PIBT2 (fig. 11) : on distingue clairement les deux chocs de piston (en basses fréquences), le point mort haut et la combustion. On note également l'apparition du mode de flexion transversale de bielle, à 2,5 kHz, et du mode d'ovalisation du piston, à 5,5 kHz.

* Accélération verticale haut de la bielle BIHV2 (fig. 12) :

seules sont identifiables les excitations liées à l'inversion des forces au point mort haut et à la combustion. La première signature vibratoire s'atténue progressivement et est réactivée par la combustion sous la forme d'une excitation forcée plus intense. On identifie les réponses modales de l'ensemble piston-bielle (traction-compression à 3 400 Hz) ainsi que des paliers et des jupes du carter-cylindre entre 1 000 et 2 000 Hz.

* Accélération transversale haut de la bielle BIHT2 (fig. 13) :

on distingue les deux chocs piston. On note surtout au point mort haut et pendant la combustion, l'apparition du mode transversal de bielle à 2 kHz.

* Accélération transversale du carter-cylindre CY25T2 (fig. 14) : Ce capteur est caractéristique du bruit rayonné par le moteur, on voit la richesse des motifs en présence, qui peuvent être interprétés en termes de sources d'excitation, de voie de transfert, et de réponse modale.

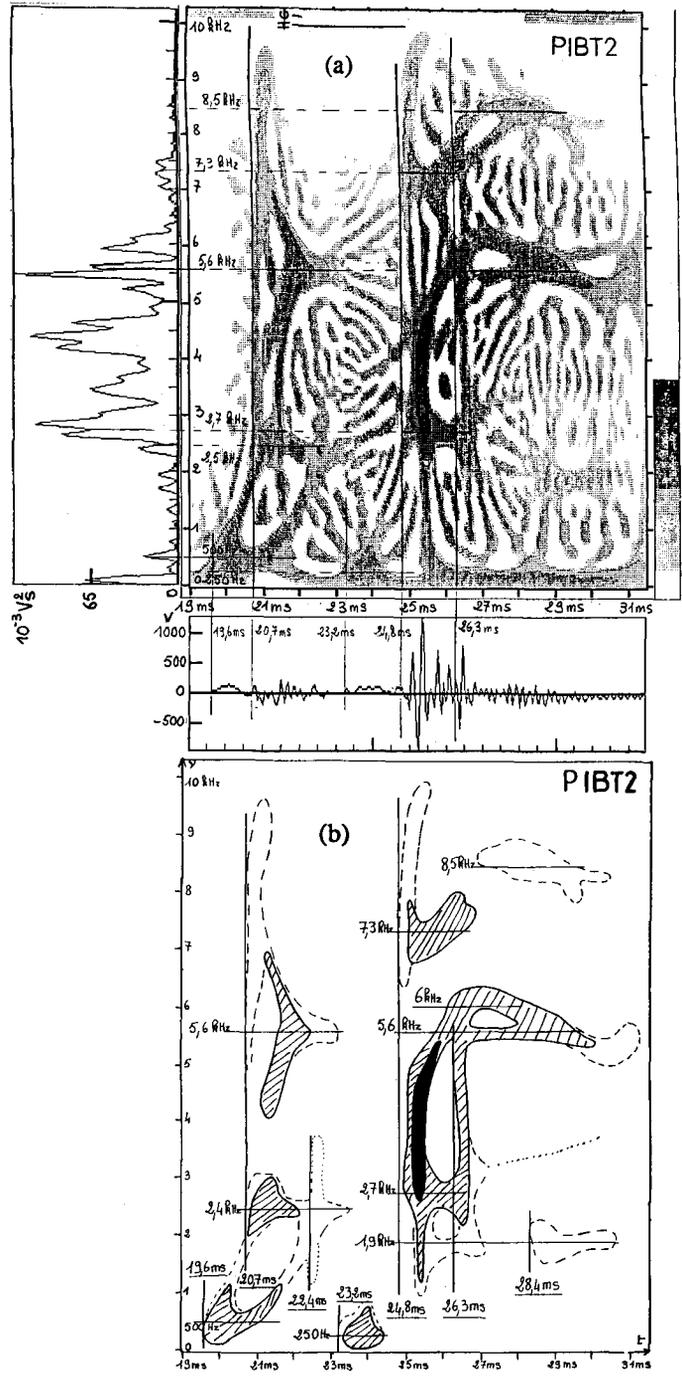
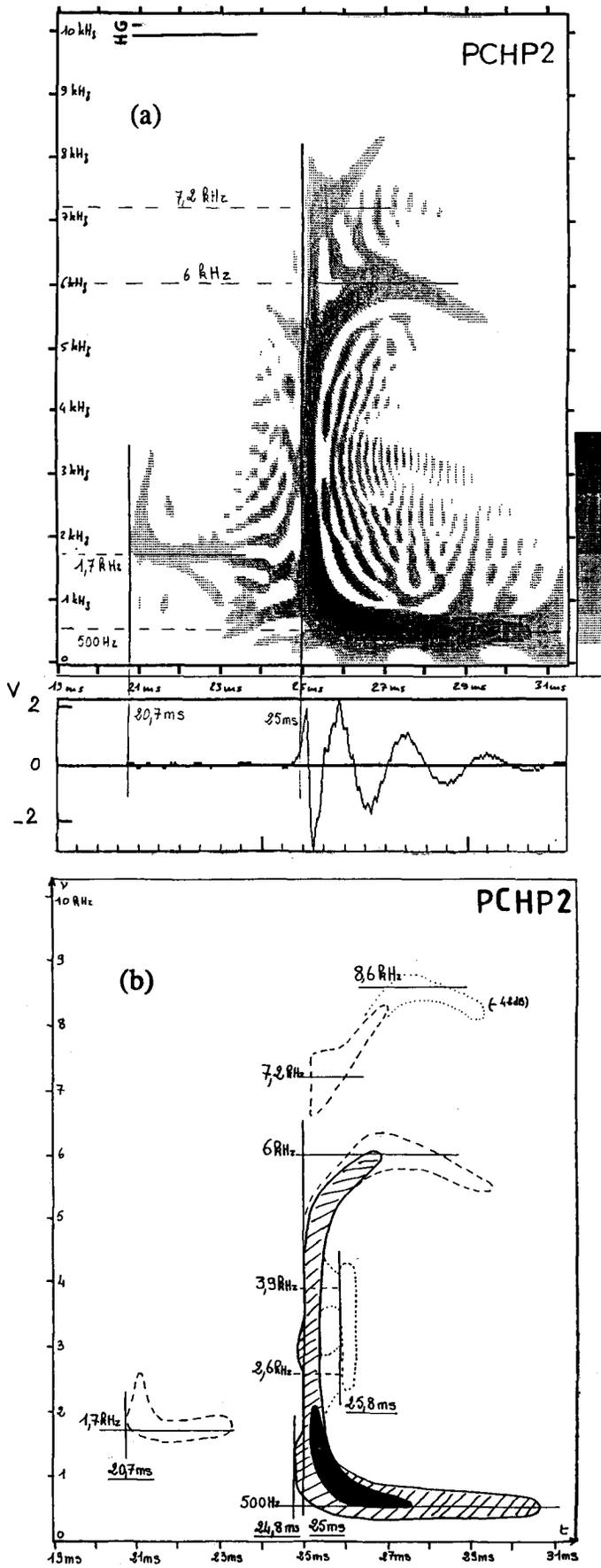


Fig. 11. — Accélération transversale bas du piston (condition 2).

◀ Fig. 10. — Signal de pression de la chambre de combustion (condition 2).

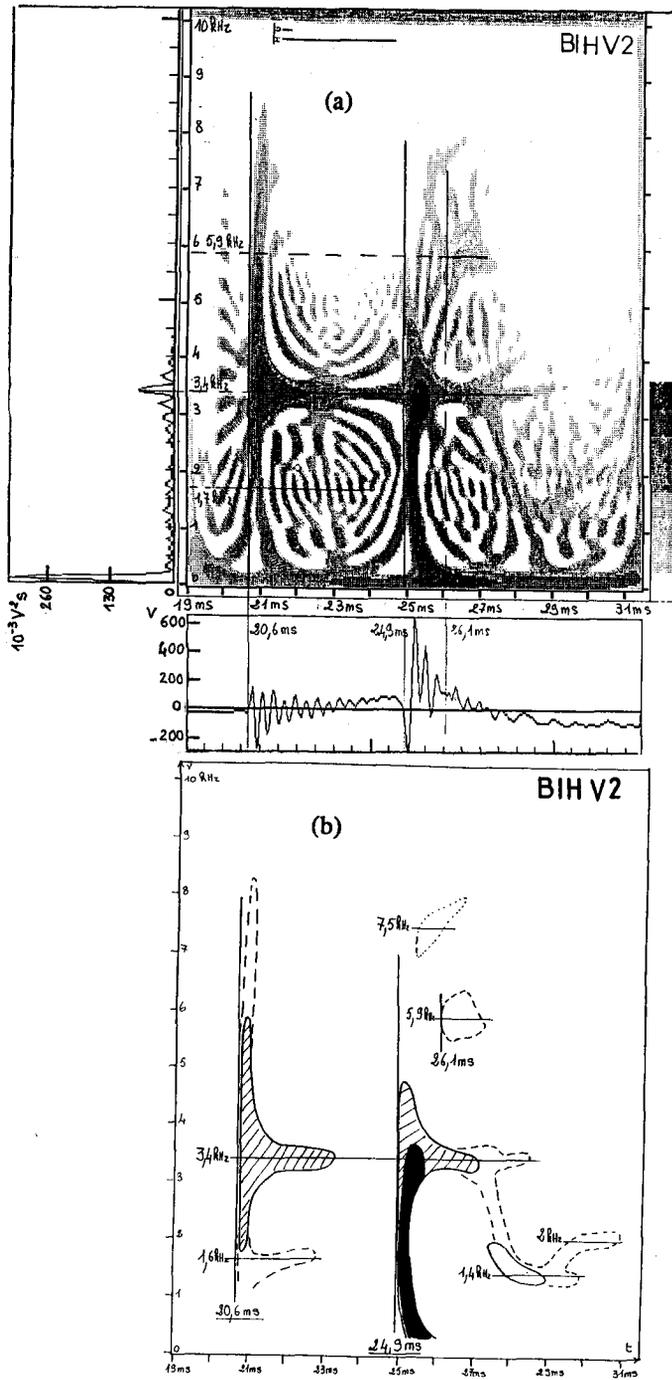


Fig. 12. — Accélération verticale haut de la bielle (condition 2).

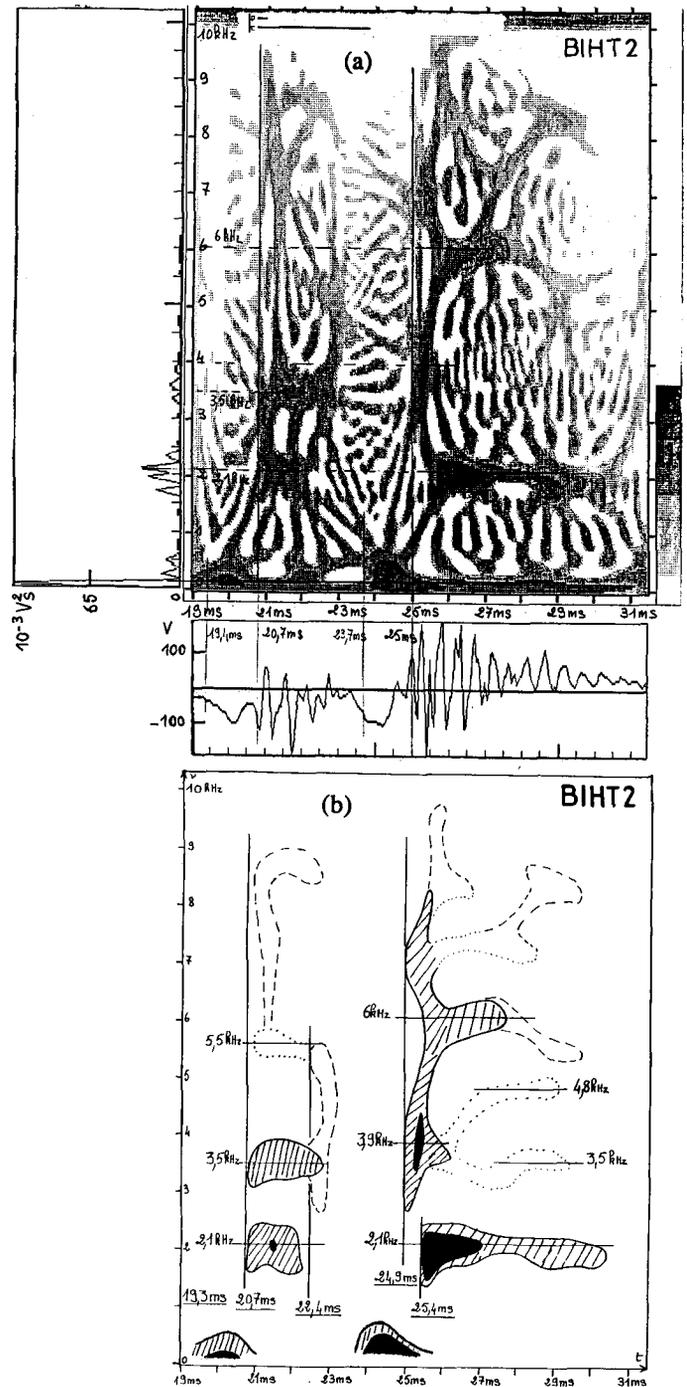


Fig. 13. — Accélération transversale haut de la bielle (condition 2).

Avance à l'injection (condition 1)

La combustion, plus précoce, s'intercale entre le point mort haut et le deuxième choc de basculement de piston.

Par ordre chronologique on a :

- le premier choc de basculement de piston : 8,9 ms
- l'inversion des forces de frottement au passage du point mort haut : 9,9 ms

— la combustion : 11,2 ms

— le deuxième choc de basculement de piston : 11,7 ms.

* Pression dans la chambre de combustion PCHP1 (fig. 15) :

on observe la même résonance limitée à 800 Hz que pour l'Essai 2. Mais on note ici un motif centré autour de 2,4 kHz (1er mode de cavité chambre - préchambre de combustion). En fait on observe une fréquence légèrement

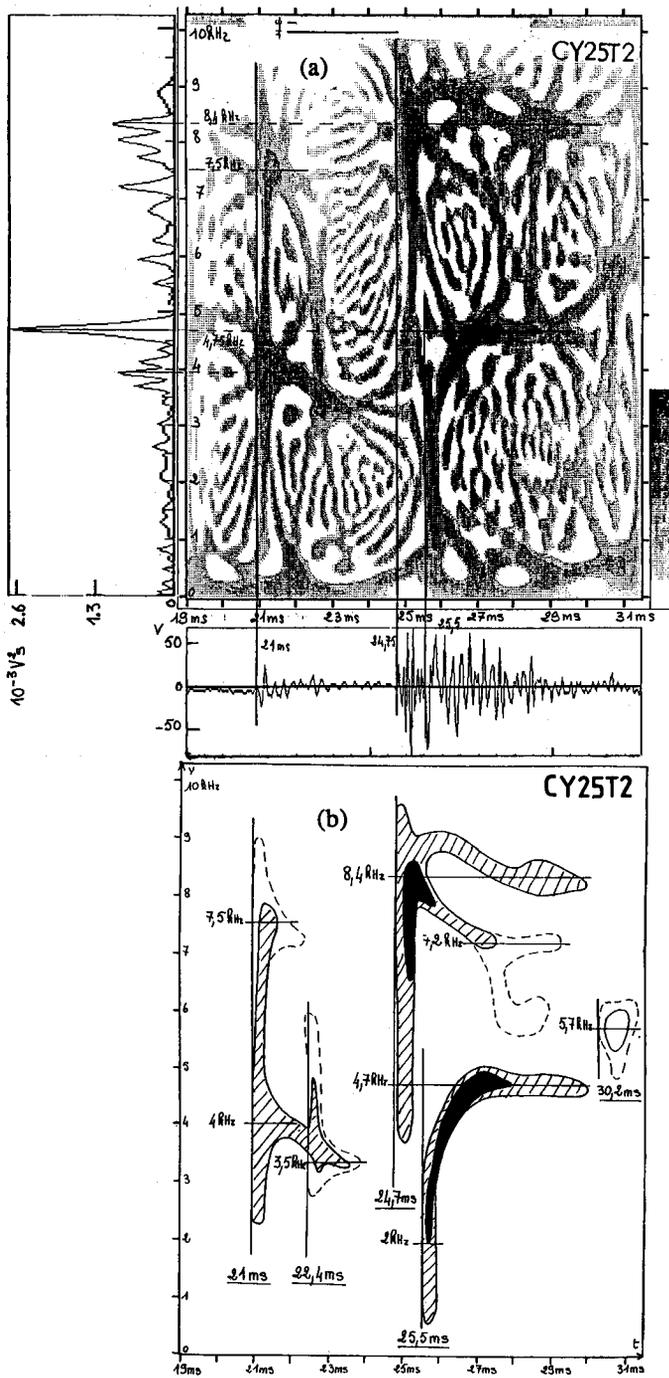


Fig. 14. — Accélération transversale du carter-cylindre (condition 2).

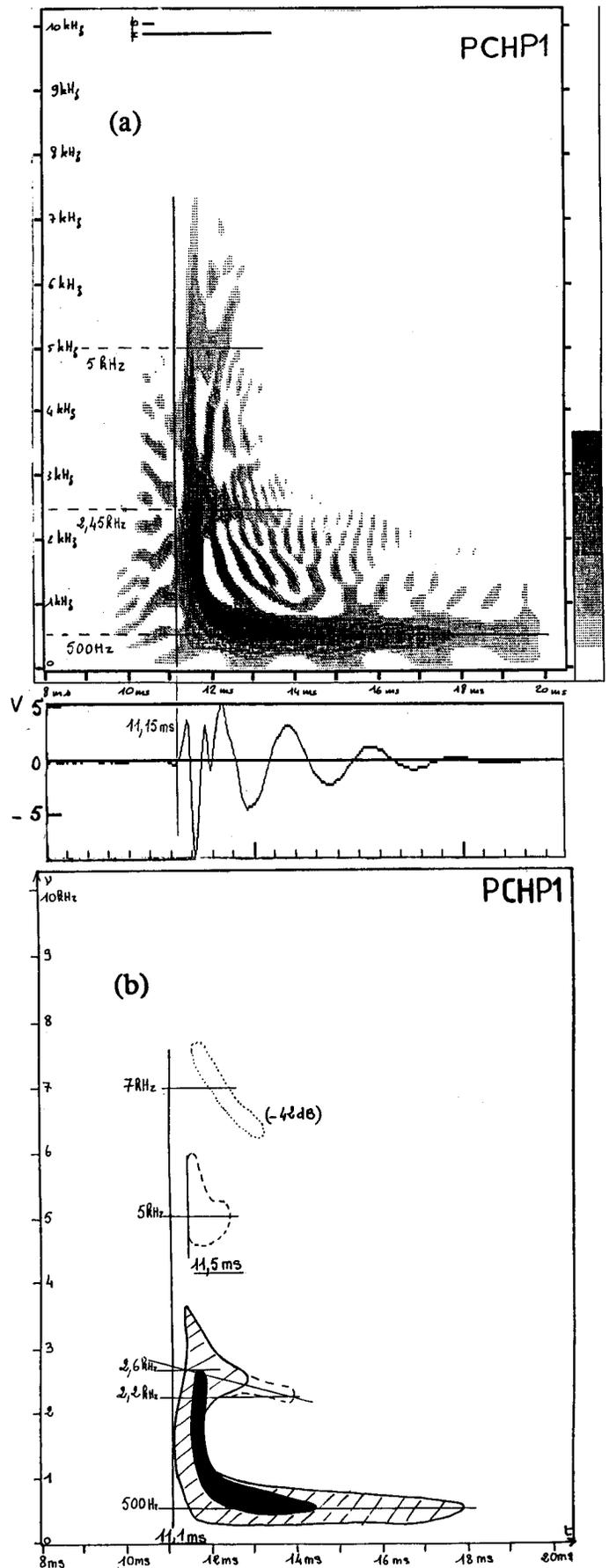


Fig. 15. — Signal pression de la chambre de combustion (condition 1). ▶

décroissante de 2,6 kHz à 2,2 kHz, ce qui pourrait provenir de l'évolution du volume de la chambre. La pression dans la préchambre de combustion présente, elle, une fréquence de résonance constante à 2,4 kHz.

* Accélération transversale haut de la bielle BIHT1 (fig. 16) : on note surtout l'apparition du mode transversal de bielle à 2 kHz (fréquence légèrement décroissante de 2 kHz à 1,7 kHz).

* La figure 17 (accélération transversale du carter-cylindre CY25T1) est à comparer à la Figure 14. La modification la plus notable par rapport à l'essai 2 est l'énergie de combustion à 2,5 kHz ; l'état du contact piston-fût avant le 2^e choc de basculement de piston conditionne ainsi la propagation des vibrations transversales dues à la combustion.

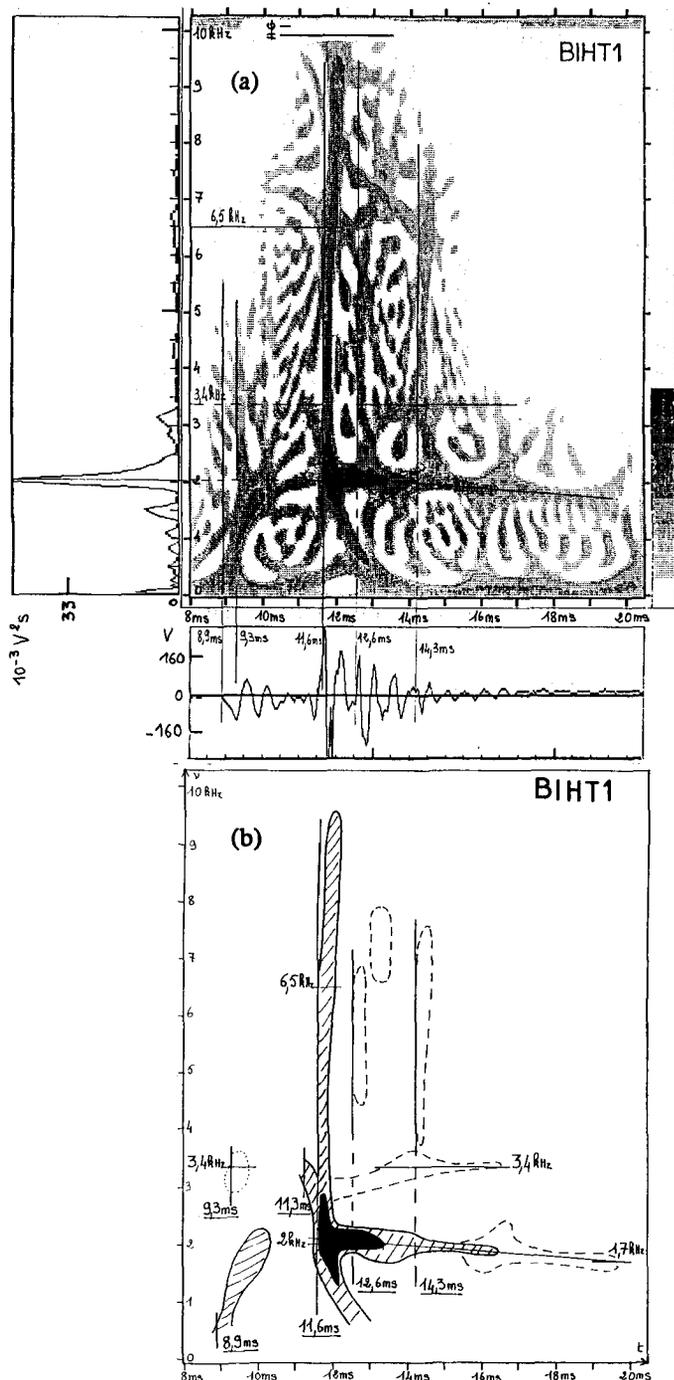


Fig. 16. — Accélération transversale haut de la bielle (condition 1).

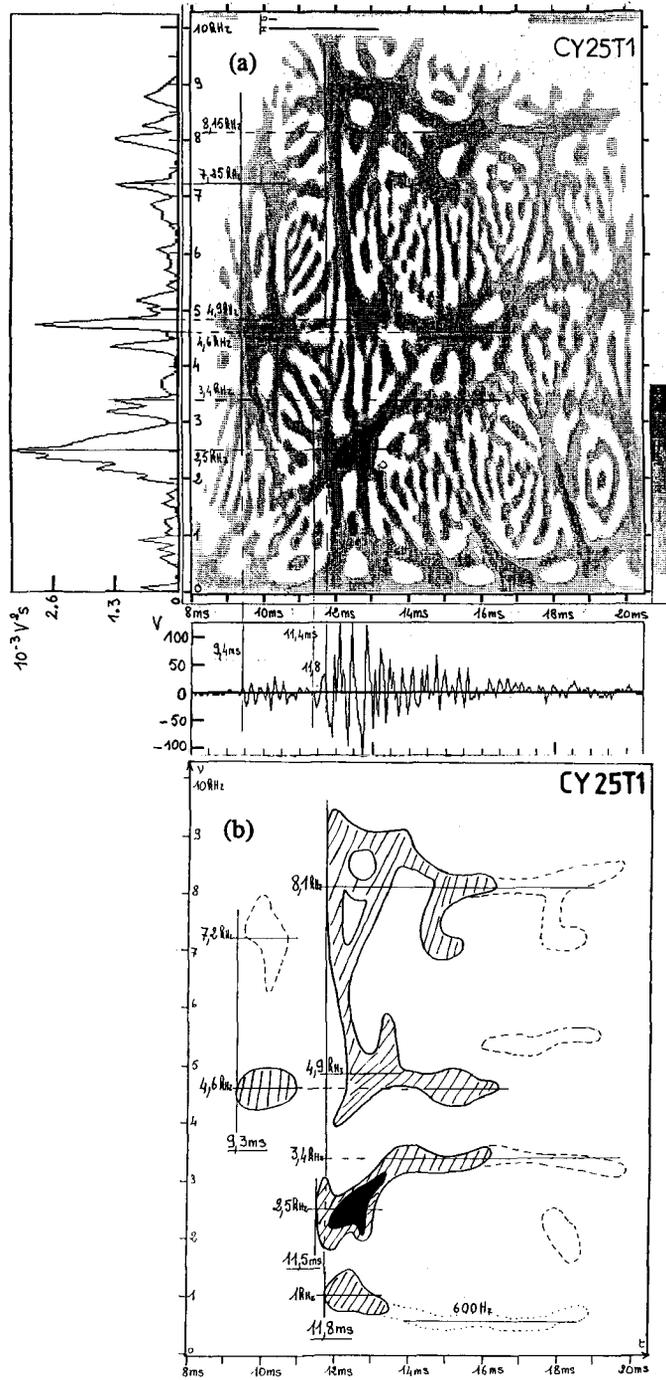


Fig. 17. — Accélération transversale du carter-cylindre (condition 1).

6.3. VALIDITÉ DES SIGNATURES TEMPS-FRÉQUENCE PROPOSÉES

Après avoir montré un certain nombre d'images temps-fréquence et la signature associée, il est peut-être souhaitable de préciser pourquoi, sur telle ou telle signature, figurent deux composantes distinctes, au lieu d'une composante globale unique, et vice-versa. Pour ce faire, il est nécessaire de revenir sur la structure des interférences et leur localisation dans le plan temps-fréquence.

Si un signal est formé de deux composantes identiques décalées en temps et en fréquence, on peut montrer [13] que le terme d'interférence a même support dans le plan temps-fréquence que celui des composantes propres, qu'il est situé au milieu de la droite joignant les supports des deux composantes, et présente des oscillations dans une direction perpendiculaire à cette droite. Plus généralement, si l'on est en présence de deux composantes non identiques, une approche géométrique permet d'estimer point à point le support des termes d'interférence [19, 20]. C'est l'ensemble des points milieu joignant l'ensemble des points des supports des deux composantes. La structure des oscillations et leur fréquence possèdent localement les mêmes propriétés. De plus, *si les supports temps-fréquence des deux composantes sont disjoints, leur énergie d'interaction est nulle ainsi que celle contenue dans le terme d'interférence* [19].

Bien qu'ayant une contribution énergétique nulle dans ce cas, les interférences se superposent aux composantes propres si celles-ci sont trop proches. D'où la nécessité des lissages pour :

- estimer correctement le support temps-fréquence de chaque composante et décider si deux composantes sont séparables ou non dans le plan temps-fréquence ;

- réduire l'amplitude des termes d'interférence, donc leur support, jusqu'à ce que l'on puisse négliger la part des interférences se superposant aux composantes propres. Ce dernier point est important concernant les mesures locales d'énergie.

Les trois jeux de paramètres de lissage, que nous avons appliqué sur l'ensemble des signaux, ont permis d'extraire la structure temps-fréquence des composantes principales des signaux, dans une gamme de fréquence donnée. D'autres jeux de paramètres de lissage seraient nécessaires pour analyser plus finement certains motifs complexes haute fréquence ; mais ceux-ci étaient en dehors de la gamme de fréquence d'intérêt. De plus, la bande spectrale d'analyse était mal adaptée pour extraire certaines composantes basse fréquence, lorsque celles-ci se superposaient à la composante très basse fréquence résiduelle. Dans ce cas, elles ne figurent pas sur les signatures temps-fréquence.

6.4. MESURE D'ÉNERGIE

Pour chiffrer la contribution énergétique de chacune des excitations, il faut mesurer l'énergie de chacun des motifs associés. Pour ce faire, on effectue une découpe de l'image pour chaque motif et l'on calcule ensuite l'énergie en intégrant la distribution de Wigner-Ville suivant les deux

axes temps et fréquence. Un exemple en est donné figure 18 qui correspond à un point de mesure sur la structure externe du cylindre : bas de jupe transversal de l'essai 2 CY25T2.

Le motif MP correspond au point mort haut, le motif M2 au deuxième choc de basculement du piston et le motif MC à la combustion. L'énergie est mesurée dans la bande 500 Hz-5 kHz, bande de fréquence qui correspond au rayonnement acoustique du moteur. Les énergies mesurées sont :

$$E_{MP} = 0,1$$

$$E_{M2} = 0,03 \text{ (Réf. Volt}^2 \cdot \text{s)}$$

$$E_{MC} = 2$$

Il faut noter cependant, que l'énergie attribuée, dans ce cas, au deuxième choc de basculement est sans doute un peu surévaluée. En effet, la réponse de la structure à l'excitation de passage au point mort haut n'est pas tout à fait terminée. Néanmoins, il n'est pas possible de séparer deux composantes parfaitement superposées en temps et en fréquence.

Ces mesures d'énergie ont été effectuées sur les trois points de la structure externe du cylindre : culasse, chemise, carter-cylindre et pour les deux essais traités. L'exploitation de ces résultats est en cours.

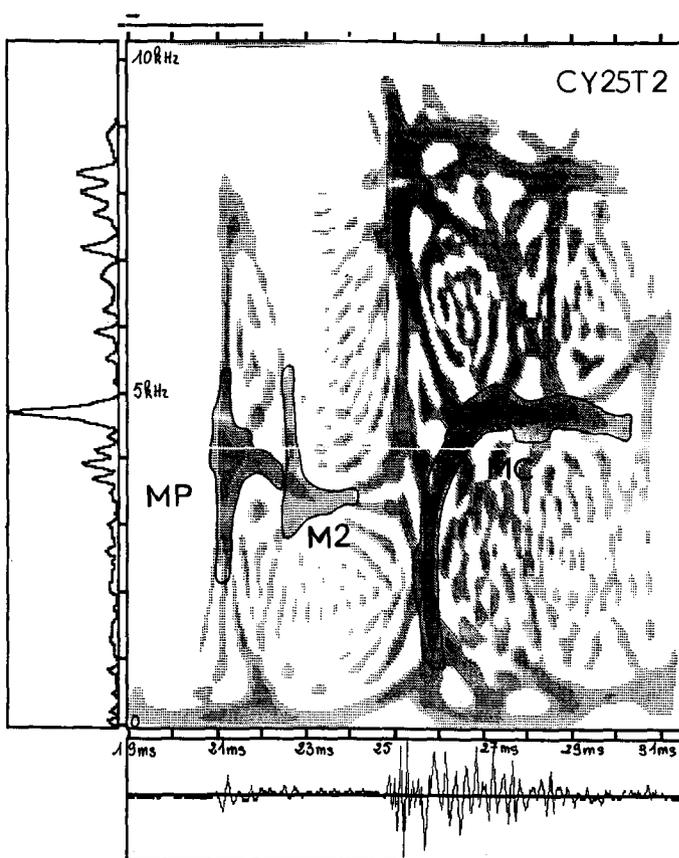


Fig. 18. — Représentation temps-fréquence du signal CY25T2.

7. Conclusion

Dans l'exemple présenté, les mécanismes d'excitation et de transfert vibroacoustiques au sein de la structure moteur n'ont pu être suffisamment caractérisés par une analyse temporelle et une analyse fréquentielle traditionnelles. Or, la maîtrise de ces mécanismes est une nécessité pour déterminer les voies d'action permettant de réduire le bruit généré par le moteur.

L'analyse temps-fréquence basée sur la transformation de Wigner-Ville a pu ainsi apporter de précieux éléments de diagnostic et d'identification : grâce à la localisation précise des événements dans le temps qu'elle autorise, nous avons pu :

- comprendre l'enchaînement chronologique des mécanismes d'excitation et de propagation,
- identifier l'instant d'implication et le rôle de certaines structures, dont nous connaissions par ailleurs les fréquences modales : cavité acoustique de la chambre et de la pré-chambre de combustion, modes résonnants du piston, de la bielle, de l'ensemble piston-bielle, des paliers et jupes de carter-cylindres,
- même, évaluer la contribution énergétique respective des différentes sources de bruit et des différentes voies de propagation, par intégration locale de contours dans le plan temps-fréquence.

La conjonction d'un programme d'essais adapté et de cette technique de traitement du signal nous permet de valider nos priorités d'action en matière d'essais et de modélisation.

Cette méthode permet donc de traiter le cas de sources sonores complexes, de caractéristiques fortement non stationnaires, non linéaires, et constitue un outil très utile pour résoudre des problèmes d'acoustique industrielle.

8. Remerciements

Les auteurs remercient P. Flandrin* (ENS Lyon), T. Doligez* (KURTOSIS Ingénierie Cergy-Pontoise), M. Herrmann, B. Baudet et A. Aouichi (RENAULT-Direction de la Recherche) pour leur contribution à la réalisation de ce travail.

(*) (anciennement LTS ICPI Lyon).

Manuscrit reçu le 22 novembre 1991.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] A. AOUICHI, M. HERRMANN, Diesel Engine Noise and Internal Excitation Mechanisms, *SAE*, Paper 890132, 1989.
- [2] Y. USUBA, I. NAGAYAMA, Y. ARAKI and K. KAKUTA, The role of Static and Dynamic Finite Element Analysis in Designing Low Noise Cylinder Blocks, *SAE*, Paper 830251, 1983.
- [3] V. T. C. TUNG, M. J. CROCKER, Diesel Engine Noise and Relationship to Cylinder Pressure, *SAE*, PAPER 820237, 1982.
- [4] H. OKAMURA, M. FURUBAYASHI, Experiments on Cylinder Pressure Pulsation and Distribution in Swirl Chamber-Type Automotive Diesel Engine : Ilding Knocking Noise Induced by Non-Uniformly Distributed Cylinder Pressure Pulsation, *SAE*, Paper 831329, 1983.
- [5] S. FURUHAMA, K. HIRUKAWA, Piston Slap Motion and Engine Noise under Low Temperature Ilding Operation of Diesel Engines, *SAE*, Paper 830066, 1983.
- [6] D. A. PARKER, J. W. RICHMOND, B. TAYLOR, J. C. AVEZOU and L. BRUNI, The Reduction of Piston Friction and Noise, *Automotive Technology International*, 1987, pp. 178-188.
- [7] C. CHUCHOLOWSKI, G. WOSCHNIG, K. ZEILINGER, Computer Simulation of Piston Slap Motion, *Motortechnische Zeitschrift*, 48, 1987, 4.
- [8] N. LALOR, E. C. GROVER and T. PRIEDE, Engine Noise due to Mechanical Impacts on Piston and Bearings, *SAE*, PAPER 800402, 1980.
- [9] J. M. CUSCHIERI, E. J. RICHARDS, On the Prediction of Impact Noise, Part VIII, Diesel Engine Noise, *J.S.V.*, 1985, 102 (1), pp. 21-56.
- [10] J. DIXON, E. C. GROVER and T. PRIEDE, Simulation of Combustion Noise in a Non-Running Engine Structure by Impulsive Hydraulic Excitation, *SAE*, Paper 820364, 1982.
- [11] P. FLANDRIN, Some features of time-frequency representations of multicomponent signals, *IEEE Int. Conf. on Acoust., Speech and Signal Proc.*, ICASSP-1984, San Diego, vol. 3, pp. 41B41-41B44.
- [12] P. FLANDRIN, B. ESCUDIE, Principe et Mise en Oeuvre de l'Analyse Temps-Fréquence par Transformation de Wigner-Ville, *Traitement du Signal*, 1985, vol. 2, n° 2, pp. 143-151.
- [13] P. FLANDRIN, Représentations Temps-Fréquence des Signaux Non Stationnaires, Thèse de Doctorat d'Etat ès Sciences Physiques, INPG, Grenoble, 1987.
- [14] M. CHIOLLAZ, P. FLANDRIN, N. GACHE, Utilisation de la Représentation de Wigner-Ville comme Outil de Diagnostic des Défauts de Fonctionnement des Moteurs Thermiques, *11e Colloque GRETSI sur le Traitement du Signal et ses Applications*, Nice 1987, pp. 579-82.
- [15] M. ZAKHARIA, P. FLANDRIN, J. SAGELOLI, J. P. SESSAREGO, Analyse Temps-Fréquence Appliquée à la Caractérisation Acoustique de Cibles, *Journal Acoustique*, 1988, Vol. 1, n° 1-2, pp. 185-188.
- [16] P. FLANDRIN, Représentation Temps-Fréquence des Signaux Non Stationnaires, *Traitement du Signal*, 1989, Vol. 6, n° 2, pp. 89-101.
- [17] M. CHIOLLAZ, Th. DOLIGEZ, P. FLANDRIN, Analyse Temps-Fréquence de Signaux Vibratoires Transitoires pour l'Étude du Bruit des Moteurs, Contrat RENAULT ICPI/10, 1989.
- [18] M. CHIOLLAZ, Th. DOLIGEZ, P. FLANDRIN, B. FAVRE, M. HERRMANN, A. AOUICHI, B. BAUDET, Identification des sources de bruit d'un moteur automobile - Caractérisation à l'aide de méthodes d'analyse temps-fréquence de type Wigner-Ville, *Colloque de Physique - Colloque C2*, supplément au n° 2, Tome 51, Février 1990, 1^{er} Congrès Français d'Acoustique 1990, tome 2, pp. 741-744.
- [19] F. HLAWATSCH, Interference terms in the Wigner distribution, *Proc. 1984 Int. Conf. Digital Signal Processing*, Florence (Italie), sept. 1984, pp. 363-367.
- [20] P. FLANDRIN, F. HLAWATSCH, Signal representations geometry and catastrophes in the time-frequency plane, *Mathematics in Signal Processing*, Eds. T. S. Durrani *et al.*, Clarendon Press, Oxford, 1987, pp. 3-14.