

78 Bondat

78

avril - mai

LA RATP ET LE BRUIT



RATP

REGIE
AUTONOME
DES
TRANSPORTS
PARISIENS

53 ter, Quai des Grands-Augustins
75271 PARIS CEDEX 06

LA RATP ET LE BRUIT

**Bulletin de documentation et d'information
édité par la Direction des études générales**

Abonnement annuel (5 numéros)
FRANCE et ÉTRANGER : 65 F

SOMMAIRE

PRÉAMBULE	4
GÉNÉRALITÉS SUR LES BRUITS ET PARTICULARITÉS DES BRUITS DES TRANSPORTS COLLECTIFS URBAINS	
● Effets du bruit : troubles pathologiques, fatigue, désagrément	5
● Causes du bruit : aérodynamiques, mécaniques, électromagnétiques	5
● Caractéristiques des signaux acoustiques	7
● « Thermomètre » sonore	8
OBJECTIFS GÉNÉRAUX ET MOYENS D'ACTION	
● Services impliqués dans la lutte contre le bruit	10
● Relations extérieures	10
● Moyens matériels	11
● Définition des objectifs	11
ACTIONS PAR SECTEUR	
● Actions contre le bruit de l'autobus :	
— dans la circulation	12
— la réglementation des bruits extérieurs	12
— les moyens de lutte	13
— les progrès réalisés ou en cours	16
— les perspectives à long terme	17
● Actions contre les bruits émis par les matériels ferroviaires :	
— bruit de roulement normal	18
— bruit de crissement des roues	20
— bruit des organes de traction	23
— bruit des auxiliaires	25
● Protection contre les vibrations dues au roulement des trains :	
— exemples de comportements vibratoires de voies	25
— actions à la source : surfaces de roulement	27
— filtrage par la pose de voie	27
— voies sans ballast	28
● Protection contre les bruits aériens des voies ferrées :	
— améliorations à la source	31
— réverbération en tunnel	31
— rayonnement des viaducs	32
— propagation aérienne selon le terrain	34
— écrans artificiels	34
● Protection contre le bruit des installations fixes :	
— objectifs et réalités	38
— postes de redressement	38
— dispositif silencieux de groupe électrogène	39
— ventilateurs du métro	39
— limitations	39
CONCLUSION	43
ANNEXE I : Le son, gammes d'amplitude et de fréquence	44
ANNEXE II : Moyens de lutte contre le bruit	47

PREAMBULE

Les phénomènes sonores tiennent une place primordiale parmi les composantes de l'environnement auquel sont soumis les hommes de notre époque. Ils apparaissent d'ailleurs comme une conséquence presque inévitable de toute activité industrielle ou commerciale en milieu urbain.

On peut d'emblée distinguer les sons utiles à la communication (parole, musique) des sons qui sont ressentis comme nuisibles, et désignés par le vocable « bruit »; encore faut-il remarquer que cette distinction n'est pas absolue, certains sons pouvant être ressentis comme utiles par les uns et nuisibles par les autres (signal d'alarme, musique foraine...). C'est dire que les problèmes de bruit et de lutte contre le bruit présentent toujours un aspect psychologique et affectif, même si dans les cas limites de sons très intenses ou très durables des conséquences physiopathologiques peuvent être objectivement mises en évidence.

En tant qu'exploitante de réseaux de lignes de métro et d'autobus, la RATP participe à l'émission de bruits susceptibles de gêner les voyageurs, les riverains et ses propres agents; c'est un

devoir évident pour elle de chercher à minimiser cette gêne de façon à améliorer le confort des voyageurs, les conditions de travail des agents, et l'image de l'entreprise et du transport en commun vis-à-vis de l'ensemble de la population parisienne.

C'est pourquoi des actions tendant à lutter contre le bruit ont été engagées par la RATP dès le début des années soixante, dans le cadre des programmes de modernisation lancés à cette époque, et se sont poursuivies et amplifiées depuis. Le moment nous a paru venu de faire le point pour nos lecteurs sur les causes de bruit dans les transports collectifs urbains, sur les remèdes possibles, sur les actions de lutte en cours et sur les résultats obtenus. Le sujet est suffisamment vaste pour que nous ayons cru devoir lui consacrer tout ce numéro de « RATP - Documentation Information », dont nous devons la rédaction aux spécialistes de la Direction des services techniques auxquels ont prêté leur collaboration les ingénieurs de la Direction du réseau routier et de la Direction du réseau ferré chargés des études de matériel roulant.

GENERALITES SUR LES BRUITS ET PARTICULARITES DES BRUITS DES TRANSPORTS COLLECTIFS URBAINS

Les effets du bruit

Avant de faire l'inventaire des générateurs de bruit, il est utile de rappeler les effets que celui-ci peut produire.

— **Effets pathologiques** (avec lésions éventuelles, passagères ou définitives) lorsque l'oreille est soumise à des intensités sonores élevées ou pendant une durée prolongée. On cite souvent le seuil de 85 dB (A) (± 5) comme limite de la zone dangereuse pour une exposition de 8 heures par jour (voir les spectres joints). De telles situations peuvent apparaître dans certains ateliers (chaudronnerie, rivetage) et il est nécessaire de prévoir alors des mesures de sécurité (port du casque antibruit, rotation du personnel). Les niveaux sonores entraînant des lésions immédiates et irréversibles (au-dessus de 135 dB (A)) sont inconnus à la Régie.

— **Effets de fatigue** (action inconsciente sur les centres nerveux, baisse des facultés proprioceptives, retard à l'endormissement, réveils...) pour des niveaux variables entre 35 dB (A) et 105 dB (A), selon le sujet, la durée d'exposition et la nature de l'activité. Ainsi, lorsque le niveau sonore dépasse 65 dB (A) dans un bureau, on y enregistre souvent une baisse de la capacité de travail. De même le sommeil peut être dérangé quand l'ambiance sonore dépasse 35 à 40 dB (A). L'exemple type de la « fatigue » due à des expositions sonores cumulées est celui de l'usager des transports ou du personnel de conduite, et c'est cet argument qui a conduit la RATP, ces dernières années, à accentuer ses efforts en vue d'améliorer le confort acoustique de ses véhicules.

— **Effets psychiques** (fixation de l'attention, consciente ou subconsciente, sur un phénomène particulier jugé a priori gênant et auquel est souvent attribuée une valeur de symbole) dont peuvent être responsables des bruits

même insignifiants. Ces effets sont particulièrement sensibles chez les sujets hypernerveux. Ils sont liés à la notion d'émergence du bruit gênant au milieu d'un bruit de fond admis (parce que d'origine anonyme). Les plaintes de riverains relèvent souvent de ce processus, et il est d'autant plus difficile de leur donner satisfaction que le niveau d'ambiance est plus faible.

Les causes du bruit

On peut les classer en trois catégories.

— **Les sources aérodynamiques.** Le bruit provient du sein même du gaz en écoulement continu où se produisent des variations de pression aléatoires, soit à la rencontre d'une arête (effet de sifflet, bruit assez aigu), soit à proximité d'une paroi (turbulences aux basses fréquences). Aux vitesses d'exploitation courantes, le bruit aérodynamique des autobus et des métros est en général négligeable devant les autres sources. On retiendra toutefois le bruit caractéristique de succion des pneumatiques à sculptures roulant sur piste lisse ou striée (trains de la ligne n° 6).

Les bruits aérodynamiques sont par contre prépondérants dans les installations de ventilation. Le spectre est très étalé en fréquence, mais surtout riche en graves. On y distingue un son pur, correspondant à la cadence de défilement des pales devant les aubes fixes. Dans les moteurs électriques réversibles à ventilateurs en bout d'arbre (moteurs de traction du métro) la bruyance est due aux ventilateurs (mauvais profilage des ailettes du fait de la réversibilité).

Citons enfin certains bruits d'échappement d'air (soupapes de sécurité, fermetures des portes au métro) qui

sont étouffés dans les matériels modernes.

— **Les sources mécaniques.** Le bruit provient du rayonnement de corps solides animés de vibrations par suite d'une action mécanique.

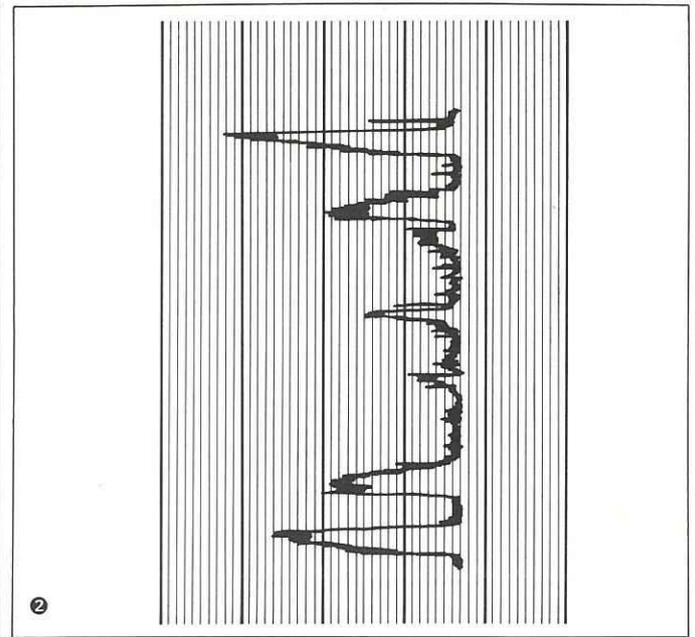
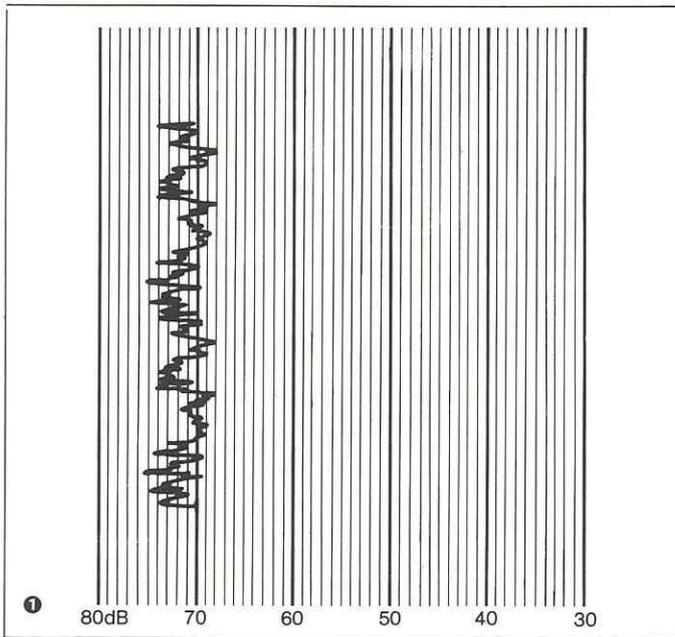
On distingue :

— les bruits de roulement dont les plus caractéristiques sont ceux de la roue en acier se déplaçant sur un rail (variation des contraintes de contact due aux défauts microscopiques et macroscopiques de surface); le bruit de roulement est prépondérant, pour un train classique, dès que la vitesse dépasse 20 km/h, alors que pour les engins à pneumatiques (métro et autobus), les bruits de moteurs et transmissions prédominent toujours; par ailleurs, les défauts de roulements à billes (usure cyclique des cages ou rouleaux) peuvent entraîner des bruyances anormales (exemple : remorques du MS 61);

— les bruits de frottement dont on retiendra surtout les bruits des frotteurs de prise de courant sur troisième rail (la prise par pantographe sur caténaire est assez silencieuse) et de frotteurs négatifs des matériels à pneumatiques, ainsi que les crissements des roues ferrées en courbes (glissement par saccades d'une des roues) et lors du freinage (tambours de freins mal réglés des autobus, sabots en fonte du matériel Z de la ligne B du RER);

— les bruits pulsés qui sont, en général, liés au fonctionnement d'un organe tournant présentant des balourds ou des contraintes cycliques (moteurs à pistons, compresseurs, pompes, etc.); leur rayonnement est souvent amplifié par transmission de l'excitation à une structure de grande surface (compresseurs sous les planchers du métro);

— les bruits de chocs qui vont du simple coup de marteau au bruit cyclique des engrenages en prise (surtout s'ils sont à dentures droites), en passant par le franchissement des joints ouverts ou des cœurs d'appareils de voie et les claquements de portes.



Ci-dessus :

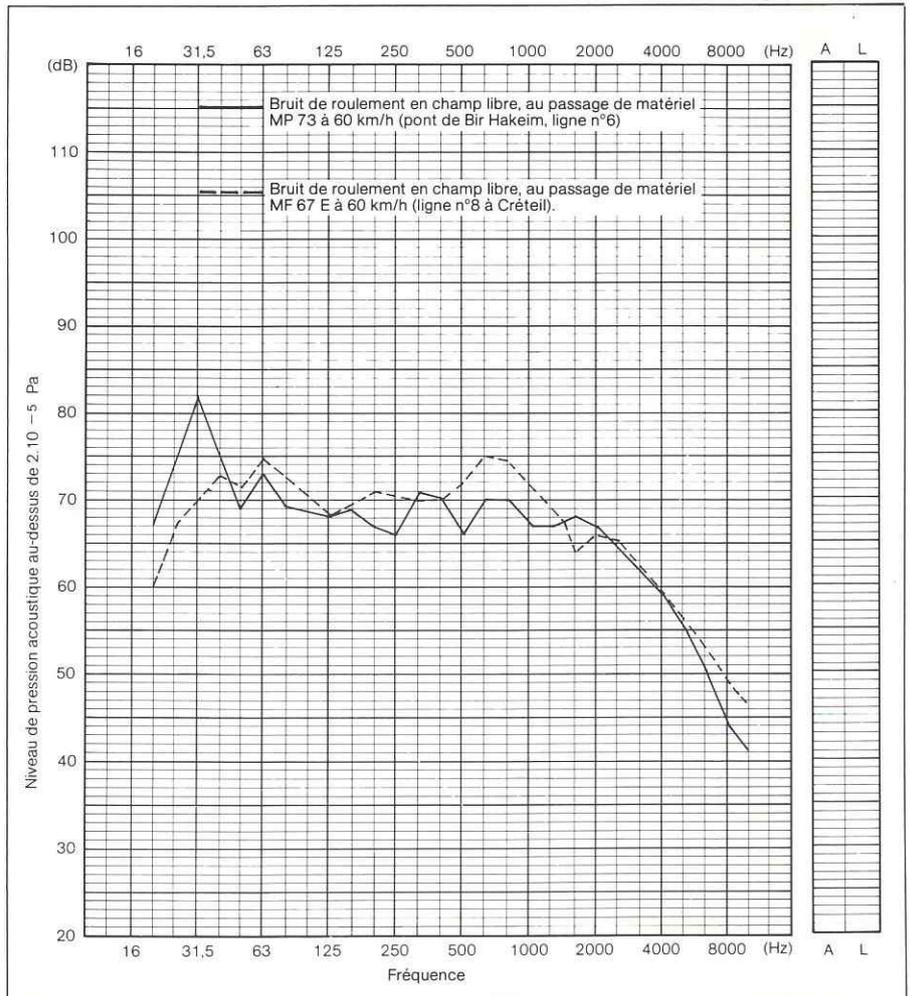
Exemples de signatures sonores :

Fig. 1 - Évolution du bruit d'une chaufferie lors de la mise en route (bruit continu). Gamme 90. Étalonnage 90 dB. Mesure sur gamme 70 dB.

Fig. 2 - Évolution dans le temps du niveau sonore pondéré A relevé chez un riverain de plusieurs lignes de métro (bruit intermittent).

Ci-contre :

Fig. 3 - Exemple de spectre type : bruit de trains à roues équipées de pneumatiques et à roues métalliques.



— **Les sources électromagnétiques.** Elles comprennent les équipements électriques fixes (transformateurs, redresseurs, onduleurs, hacheurs, etc.) et les machines tournantes (moteurs électriques, statodynes, etc.). Le bruit provient de la mise en vibration des spires et des tôles par suite d'une action électromagnétique (magnétostriction). Cet effet étant quadratique, ce sont en général les harmoniques pairs de la fréquence du courant d'excitation qui ressortent. Le bruit se propage soit par rayonnement direct des circuits et bobinages, soit par conduction solide (gros transformateurs).

Caractéristiques des signaux acoustiques Influence du milieu de propagation

D'un point de vue statistique, on distingue les bruits stationnaires, d'intensité constante (installations fixes), les bruits cycliques (passages de trains), les bruits impulsionnels où l'énergie est concentrée dans une durée très brève, les bruits fluctuants enfin (bruits d'ambiance dans la rue) (figures 1 et 2).

L'analyse spectrale (figures 3 à 7) conduit à d'autres classements des signaux :

- les bruits périodiques (mélange de sons purs) présentant un spectre de raies, avec un fondamental et des harmoniques (exemple : bruit de transformateurs);
- les bruits pseudopériodiques, faits de sons purs glissants (bruit d'engrenages en traction);
- les sons purs non stationnaires (bruit de crissement de roues de train);
- les bruits à large bande, ou aléatoires dans lesquels ne se distingue aucune fréquence particulière (le bruit ferroviaire en est le cas type);
- les mélanges des genres précédents (bruit de moteur thermique...).

Le bruit est différemment senti selon qu'il parvient aux oreilles par

trajet aérien direct, indirect, ou après passage dans des milieux solides (parois, terrains).

De façon générale, la transmission à travers un corps solide se traduit par une atténuation sélective filtrant surtout les composantes aiguës. Ainsi le bruit de roulement fer sur fer du métro souterrain est très différemment senti par le voyageur et par le riverain. Le traitement de chaque situation se fait d'ailleurs de façon indépendante : l'insonorisation de la voiture (isolation phonique) et le traitement absorbant du tunnel (diminution de la réverbération) améliorent substantiellement le confort acoustique du voyageur sans que le riverain n'en ressente aucun effet. Réciproquement, l'amélioration des qualités antivibratiles de la pose de voie ne concerne que le riverain.

L'effet des obstacles réfléchissants à proximité de la source est très important. Devant la surface, le niveau sonore de l'onde incidente est augmenté de trois décibels. Lorsque se produisent des réflexions multiples dans un volume clos (ou présentant une faible ouverture sur l'extérieur) on parle de réverbération. C'est un fait d'observation courante que le bruit en voiture augmente lorsqu'on pénètre dans un tunnel. Cet accroissement est encore plus significatif si ce tunnel a des parois très lisses (absence de ballast).

Les moyens d'action au niveau de la réflexion et de la transmission sont abordés dans l'annexe 2.

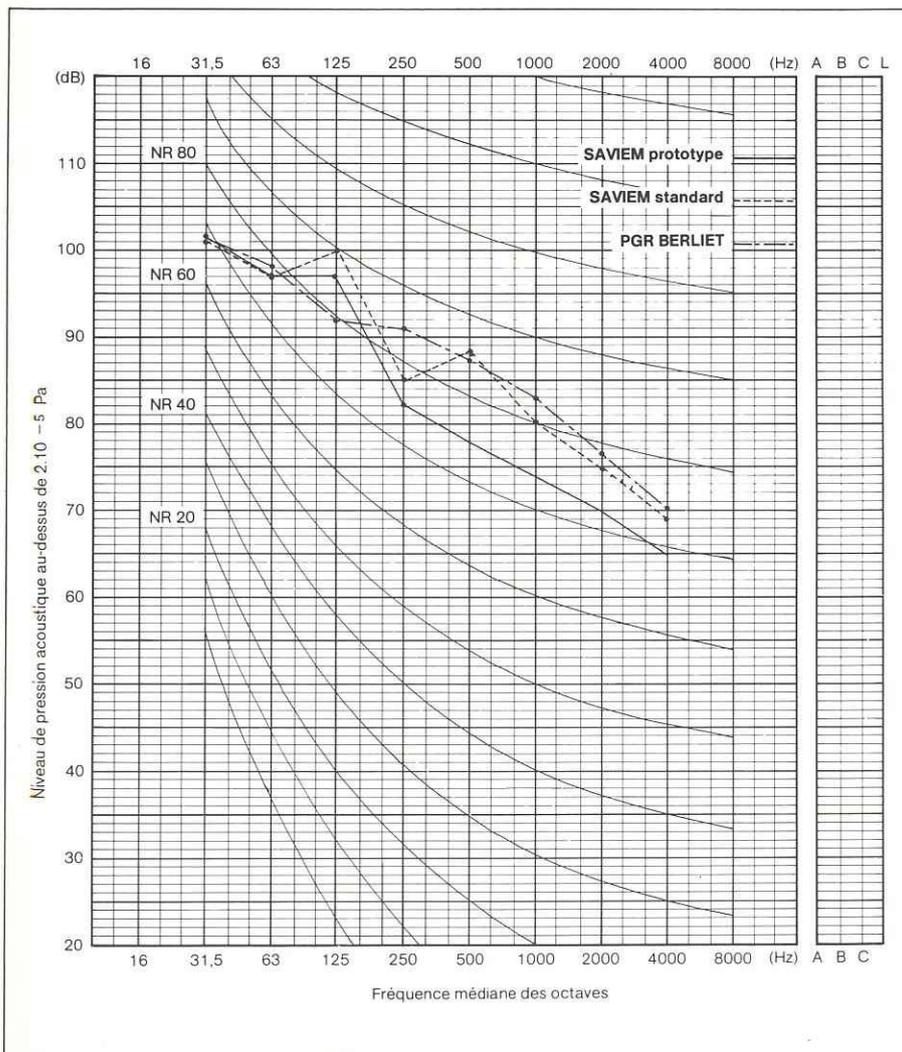
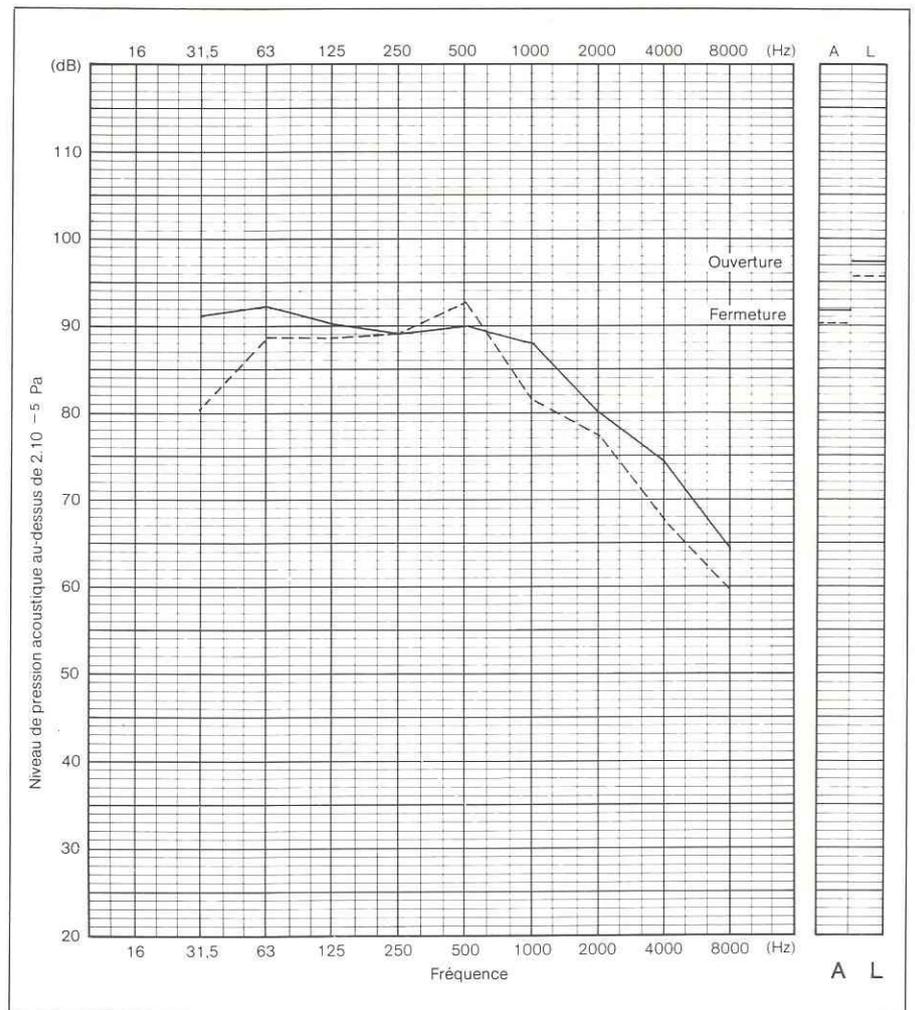


Fig. 4 - Exemple de spectre type : bruit d'autobus à l'emplacement du machiniste. Autobus à 40 km/h (3^e vitesse) sur route pavée.

Fig. 5 - Exemple de spectre type : bruit impulsionnel de disjoncteur - Bruit des disjoncteurs blindés SF6 du P.H.T. Montessuy (groupe A) après insonorisation à 4 m de distance dans le hall.



« Thermomètre » sonore

L'annexe 1 explique le principe de l'échelle des décibels. Pour illustrer cette échelle, il a paru intéressant de donner les niveaux sonores dans quelques situations types de la RATP.

dB (A)	Situation
110	marteaux pneumatiques en action
100	crissements stridents, entendus près de la voie
95	dans le vieux métro (en tunnel)
85	l'autobus qui passe dans la rue, le ventilateur en tunnel
80	dans le métro fer moderne (en tunnel); dans l'autobus
75	dans le métro sur pneus
65	train à l'arrêt en station (bruits d'auxiliaires)
60	bruit en station sans train
50	bruit en sortie de grille de ventilateur bien insonorisé
45 à 30	grondement du métro fer souterrain perçu chez le riverain
25	bruit d'un poste de redressement dans un appartement attenant
20	ambiance la plus basse mesurée chez des riverains dans Paris
15	au milieu du tunnel « Étoile-Défense », en l'absence de trains et de ventilation
0	n'existe pas dans la nature

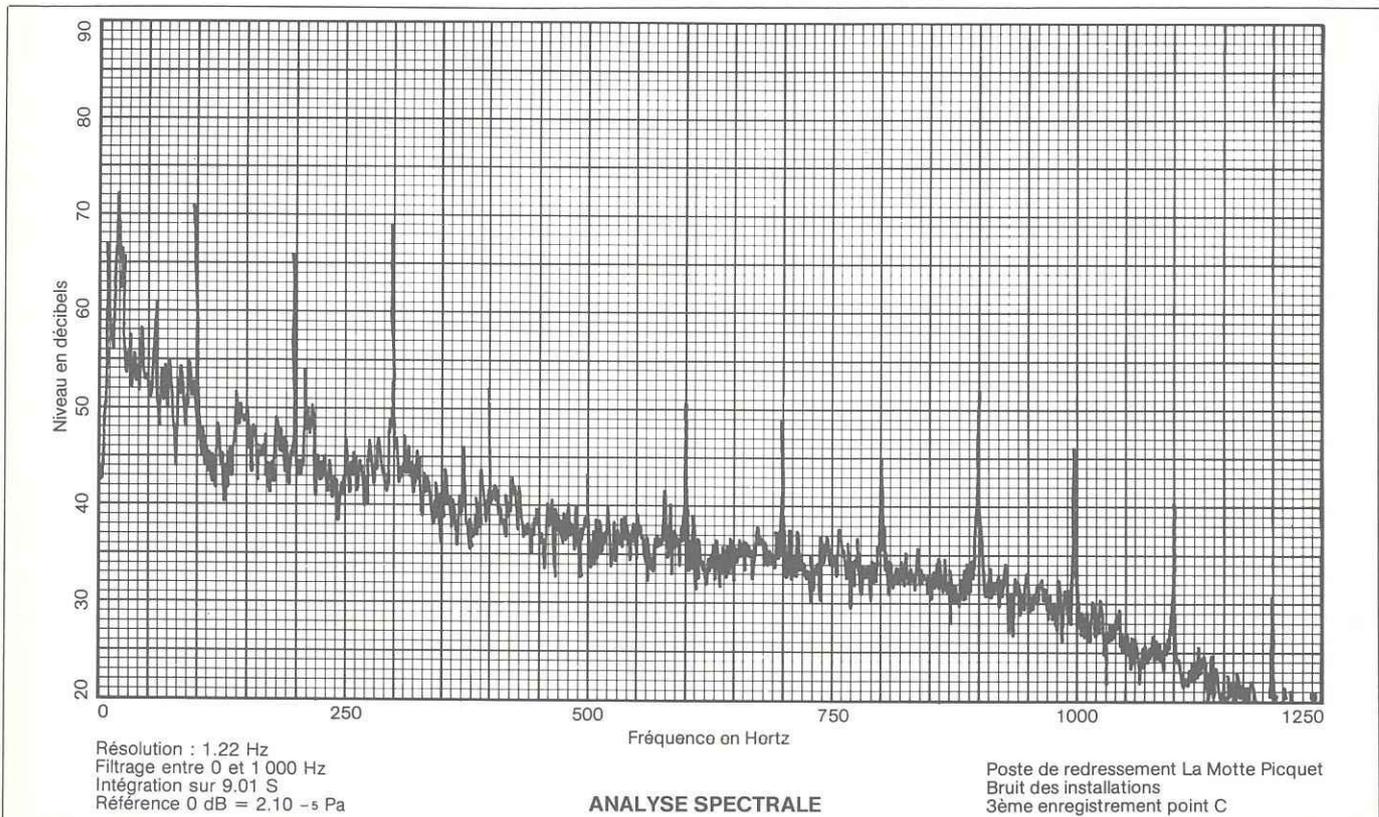
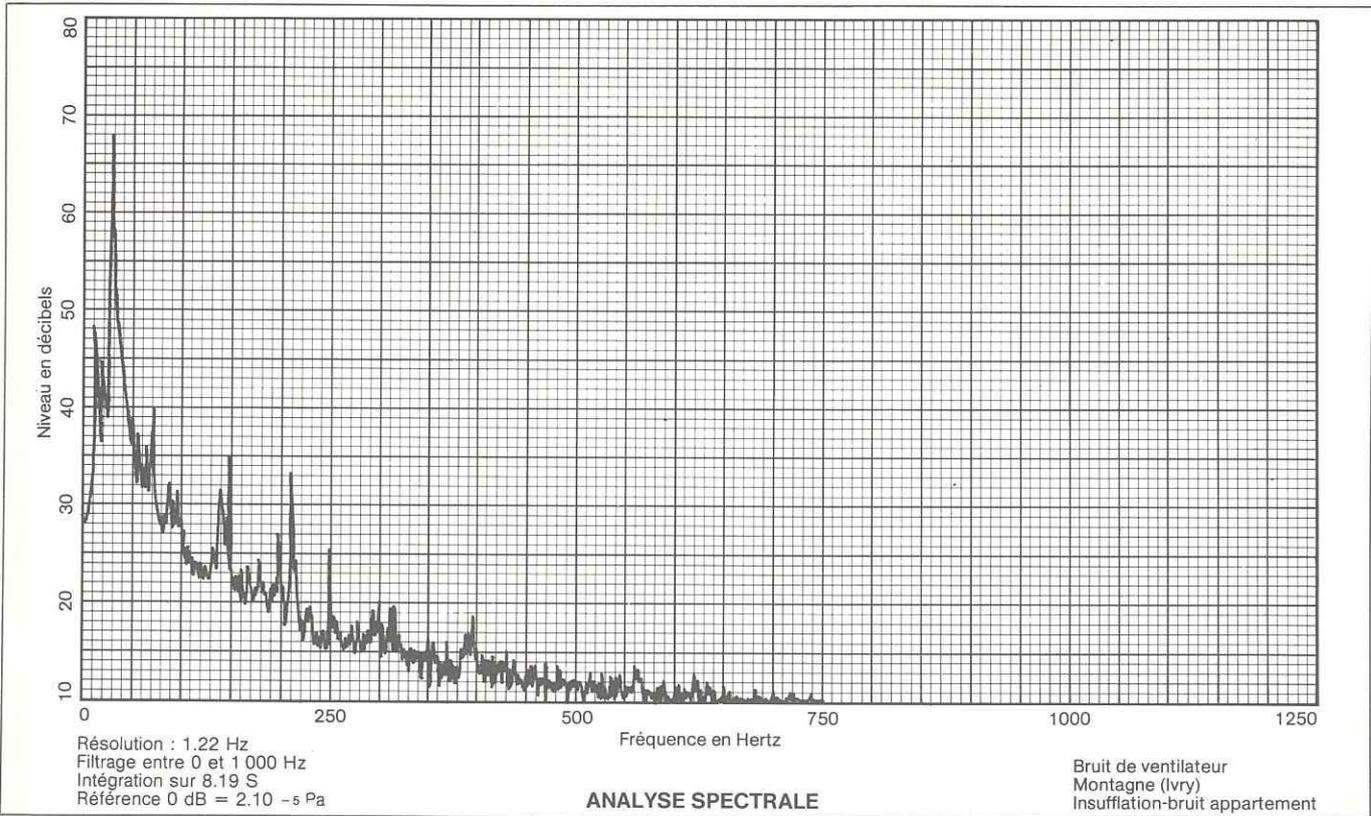
En haut :

Fig. 6 - Exemple de spectre type : bruit de ventilateur.

En bas :

Fig. 7 - Exemple de spectre type : bruit de transformateur.

Bruit dans le hall sur la passerelle. Ventilateurs en petite vitesse + 2 P.R. en service (transformateur redresseur L6 installé au sous-sol).



OBJECTIFS GENERAUX ET MOYENS D'ACTION

Actions des services concernés

Tous les services chargés de réaliser ou d'entretenir des installations ou matériels contribuent à la lutte contre le bruit.

La répartition des tâches entre les différents services n'est pas systématique. On retiendra cependant, de façon schématique, que :

— les services d'étude et d'entretien des matériels roulants ferroviaires et routiers définissent les projets, passent les marchés avec les constructeurs, et procèdent sur le matériel existant à diverses expérimentations (insonorisa-

tion) et opérations d'entretien (rattrapage de défauts);

— les services de maintenance des infrastructures ont surtout pour tâche d'assurer le bon état de fonctionnement des installations (interventions en cas de bruyance anormale) et de mettre en œuvre des conceptions nouvelles sur les installations existantes;

— la Direction des travaux neufs réalise les installations sur les lignes nouvelles;

— les services chargés des études techniques et des travaux neufs interviennent comme coordonnateurs et conseils auprès des réalisateurs et proposent les lignes de conduite;

— le service des études techniques se charge en outre, par les moyens matériels dont il dispose (groupement acoustique et vibrations), des mesures de contrôle et de réception des matériels et des tests des prototypes expéri-

mentaux mis au point par les autres services; il assure enfin l'animation du groupe de travail interne « lutte contre le bruit » qui réunit périodiquement des représentants de tous les services concernés pour faire le point des actions menées et définir les orientations pour l'avenir.

Relations extérieures

Les différents services entretiennent des relations avec les organismes nationaux publics (SNCF, Institut de recherche des transports, ministères) ou internationaux (Comité des métros, Office de recherches et d'essais de l'UIC, réseaux

Séance d'enregistrement sonore en voiture.



étrangers), participent aux travaux de divers comités (« guide du bruit des transports terrestres ». AFNOR, groupement des acousticiens de langue française, comité ORE C 137 sur le bruit ferroviaire, etc.) et aux conférences internationales.

Pour développer des recherches fondamentales ou touchant à des domaines très spécialisés, ils sont amenés à passer des contrats de recherche avec des universités (laboratoire de mécanique et d'acoustique de Marseille par exemple) ou avec des entreprises publiques ou privées.

Enfin les services participent, en ce domaine technique comme dans les autres, à l'activité de coopération technique par l'intermédiaire de la SOFRETU.

Moyens matériels

Le service des études techniques dispose d'un équipement assez complet de mesure et d'analyse des bruits et vibrations :

- appareillages de mesure classiques (microphones jusqu'à 1/4 pouce de diamètre, accéléromètres piézoélectriques et asservis, couvrant différentes gammes d'amplitude et fréquence, sonimpulsimètres, enregistreurs magnétiques divers, jeux de filtres, enregistreurs de niveaux, analyseurs statistiques...);
- analyseurs en temps réel numériques par bandes de tiers d'octave;
- analyseurs en bande fine en temps réel à deux voies;
- excitateur électrodynamique de 196 N;
- machine vibratoire à balourds, pour exciter les voies;
- ensemble de mesure des temps de réverbération.

Les conditions générales de mesure (le plus souvent précaires, en « volant » en exploitation, ou de nuit, en tunnel ou à l'extérieur dans des conditions climatiques variées) ont conduit le service à s'équiper délibérément de matériel portable sinon portable, autonome, aussi fiable et robuste que possible. Pour ces mêmes raisons, on procède le plus souvent par enregistrement des signaux sur bande magnétique, l'analyse étant faite au laboratoire, à tête reposée.

Définition des objectifs

Alors que le bruit émis par les véhicules routiers fait l'objet d'une réglementation officielle, il n'existe rien de tel en ce qui concerne le bruit émis par les trains, ni les vibrations transmises par les terrains. Toutefois, des études sont en cours dans ces domaines. C'est ainsi que le niveau équivalent sera très probablement choisi comme indicateur de gêne pour les bruits aériens.

Pour compléter la réglementation officielle, la RATP s'est attachée à définir pour elle-même des objectifs susceptibles d'améliorer l'attractivité du service public pour l'usage potentiel, et de mieux intégrer les réseaux dans l'environnement urbain. Les premières décisions dans ce sens ont été prises en 1976 par le groupe de travail « lutte contre le bruit ».

Il s'agissait à l'époque d'un juste compromis entre les possibilités techniques du moment et ce qui était jugé souhaitable pour l'usager. Depuis cette époque, ces objectifs ont quelque peu évolué et se sont étoffés. On retiendra les valeurs indicatives suivantes :

- pour le confort de l'usager :

- niveau sonore inférieur à 68 db (A) en tout point à l'intérieur de l'autobus;
- niveau sonore inférieur à 75 dB (A) en voiture de métro à 60 km/h, et à 65 dB (A) à l'arrêt; niveau équivalent inférieur à 73 dB (A) sur le parcours d'une ligne de métro;
- niveau sonore, en tout point d'un quai de station couverte, inférieur à 60 dB (A) en l'absence de train, à 65 dB (A) en présence d'un train à l'arrêt, et à 85 dB (A) aux arrivées et départs.

- pour le calme du voisinage :

- niveau sonore de crête à 7,5 m de la voie en champ libre, au passage d'un métro, n'excédant pas 78 dB (A) à 60 km/h;
- 76 à 78 dB (A) pour le bruit extérieur de l'autobus futur, mesuré dans les conditions de la réglementation (soit 11 à 13 dB (A) de moins que la réglementation actuelle);
- pas d'émergence globale du bruit des installations fixes dans le bruit de

fond où baigne le riverain (en général, on observe l'apparition de plaintes dès que cette règle n'est plus observée).

D'une façon générale, ces objectifs sont pratiquement atteints avec le matériel roulant du métro sur pneumatiques; avec le matériel roulant à roulement fer et avec les autobus actuellement en service, on s'en approche de façon généralement satisfaisante, comme le montrent les développements qui suivent.

ACTIONS PAR SECTEUR

Le bruit de l'autobus

L'examen de l'autobus en tant que source de bruit, ne peut s'effectuer sans évoquer préalablement les caractéristiques du milieu dans lequel il évolue, c'est-à-dire le bruit du trafic émanant de la circulation urbaine.

Bien que les niveaux sonores du bruit dû à la circulation n'aient pas augmenté dans des proportions inquiétantes, compte tenu des mesures déjà prises, ses effets n'ont cessé de s'étendre. Chaque année, le bruit dû à la circulation automobile envahit, dans les villes un nombre toujours plus élevé de quartiers autrefois calmes, et la période troublée du jour et de la nuit devient sensiblement plus longue. De plus, les difficultés de circulation entraînent des démarrages plus fréquents et des fonctionnements de moteurs plus bruyants du fait des régimes transitoires.

Le niveau de bruit reçu en un point proche d'une voie routière dépend d'un certain nombre de paramètres propres au trafic et au site considéré : l'énergie acoustique émise par le trafic est fonction du débit en véhicules, de la vitesse de ces véhicules, de la proportion de poids lourds et de motocycles, de la pente de la voie et de la nature du revêtement utilisé.

Cette énergie acoustique se propage différemment jusqu'au récepteur en fonction des caractéristiques du site, notamment l'absence ou la présence d'obstacles durs ou végétaux, la nature du sol ou bien les conditions météorologiques.

Le bruit exprimé en L_{eq} , croît avec le débit des véhicules : il augmente de 10 dB (A) chaque fois que le volume des véhicules par heure est multiplié par 10. Il croît également avec la vitesse moyenne du trafic. Lorsque celle-ci passe par exemple de 90 à 120 km/h, il peut augmenter d'environ 3 dB (A).

Cependant, ces variations dépendent de la proportion de poids lourds dans le trafic considéré. La présence de poids lourds augmente en effet le niveau de bruit, différemment selon le type de voie.

L'augmentation est très importante s'il s'agit d'une rue de type traditionnel : dans ce cas, un poids lourd émet autant d'énergie acoustique que dix véhicules

légers. Pour une voie rapide urbaine, l'augmentation est moins importante : un poids lourd équivaut à six véhicules légers; elle est moins importante encore pour une autoroute urbaine, où un poids lourd équivaut à trois ou quatre véhicules légers.

Pour les grandes vitesses où le bruit issu du contact entre les pneus et la chaussée devient très important, l'incidence du revêtement routier n'est pas négligeable. Certains revêtements antidérapants peuvent ainsi, par rapport aux revêtements classiques, induire des augmentations de L_{eq} de 3 dB (A).

Bien qu'une certaine analogie s'établisse entre le poids lourd et l'autobus du fait des niveaux de puissance mis en jeu par les moteurs utilisés, du type Diesel, il convient néanmoins de faire une distinction entre ces deux types de véhicules, car l'autobus non insonorisé est déjà moins bruyant que le plus silencieux des camions.

Le bruit des autobus dans la circulation

L'autobus qui a pour vocation une desserte urbaine caractérisée par de fréquents arrêts, emprunte généralement les voies publiques et participe ainsi au trafic général.

De ce fait, la gêne résultant des bruits émis par l'autobus est très variable. Elle est principalement fonction des heures de la journée, du type de voies urbaines empruntées et de l'importance du trafic auquel l'autobus se trouve mêlé. Ainsi la part du bruit incombant à l'autobus est très différente, selon que celui-ci évolue sur un grand axe de circulation aux heures de pointe parmi un trafic très dense, ou qu'il emprunte le soir une voie étroite comportant des arrêts.

Il apparaît par conséquent, que toute réduction du niveau sonore émis par l'autobus aura un impact variable qui sera fonction de la densité de la circulation.

Cependant, on assiste depuis quelques années dans le cadre de la promotion des transports collectifs à la mise en œuvre, par certains réseaux, de plans de circulation instaurant une certaine limitation de la circulation des

voitures particulières conjuguée à l'implantation d'axes prioritaires pour les autobus (sites propres, artères réservées, centres ville réservés).

Sur le plan de l'environnement, dans des cas particuliers, cette promotion de l'autobus urbain n'est pas toujours ressentie par certaines personnes comme une amélioration, en raison du bruit lié à la vitesse des véhicules.

Des mesures de bruit effectuées à Grenoble, Besançon et Lyon par l'Institut de recherche des transports (IRT) et le Centre d'étude et de recherche de nuisances (CERN), ont montré que la gêne évoquée d'une manière diffuse par la population était liée : à la qualité des véhicules, à leur mode de conduite, à l'insertion des lignes dans le tissu urbain, et enfin aux horaires de passage. Ainsi il a été constaté que dans les artères réservées aux transports en commun et aux véhicules prioritaires, malgré une chute très importante du trafic, les niveaux de bruit avaient augmenté de 1 à 5 dB (A) en L_{eq} et de 3 à 8 dB (A) en L_1 . Ces importantes élévations du niveau de bruit seraient dues essentiellement aux niveaux de crêtes liés au passage de chaque autobus.

Des relevés faits à Paris en façade d'un immeuble bordant un boulevard emprunté dans les deux sens par cinq lignes d'autobus ont fait apparaître que pour un niveau équivalent global de toute la circulation (pendant une heure creuse de la matinée) s'élevant à 74 dB (A), la part des 101 autobus passés pendant ce laps de temps était de 69 dB (A) L_{eq} .

La réglementation des bruits émis à l'extérieur par l'autobus

De nombreux pays ont adopté des normes relatives aux niveaux sonores autorisés. Les règlements s'appliquent à des mesures effectuées à l'extérieur du véhicule avec des processus qui sont souvent différents selon les pays, ce qui rend les comparaisons incertaines.

De plus, il convient de mentionner que la communauté européenne (CEE) a revu les procédures de mesure de bruit des véhicules, ainsi que certaines dispositions du règlement n° 9 dans le sens d'une plus grande sévérité. A noter

que ces procédures de mesure découlent de la norme ISO R 362 (deux microphones à 7,5 m de part et d'autre de la ligne d'évolution du véhicule passant à pleine accélération sur le deuxième rapport de transmission).

Les limites maximales acceptables, fixées par l'arrêté du 13 avril 1972, sont les suivantes :

- avec moteur de puissance inférieure à 200 ch
niveau global inférieur à :
 89 ± 1 dB (A)
- avec moteur de puissance supérieure à 200 ch
niveau global inférieur à :
 91 ± 1 dB (A)

Comme toute réglementation, celle-ci sous ses deux aspects, limites et modalités, peut appeler quelques remarques. D'une part, en ce qui concerne les limites fixées, il peut être considéré que leur sévérité est discutable en regard des résultats actuellement obtenus. De fait, les exploitants et particulièrement la RATP par le biais des cahiers des charges, ont toujours fixé progressivement des exigences et des objectifs bien plus sévères que les limites de la réglementation et ce, de façon à inciter les constructeurs à apporter des améliorations. Aussi a-t-on pu enregistrer effectivement des améliorations successives lors des essais de réception, au cours de ces dix dernières années.

Mais une réglementation doit avoir un caractère réaliste et tenir compte des possibilités techniques du moment, ainsi que de l'ensemble des véhicules de type et d'âge différents constituant le parc national. Il n'en reste pas moins que son réajustement devra être considéré à terme.

D'autre part, pour ce qui concerne les modalités, il est vrai que la mesure s'effectue au cours d'un test particulier d'accélération, peu représentatif du fonctionnement du véhicule en ville, car il est bien évident que dans le contexte urbain il apparaît une infinité de cas de figures à partir desquels d'autres modalités peuvent être adoptées.

Mais il est important que la norme soit d'application relativement simple et qu'elle ait valeur de référence. Quoiqu'il en soit, il est vraisemblable qu'une dépendance doit exister entre tous les cas de figures, et que toute amélioration apportée au matériel, révélée par la norme, apparaisse aussi pour les autres configurations, le résultat essentiel étant la réduction de la gêne.

Les moyens de lutte contre le bruit des autobus

Il existe différents moyens de diminuer la gêne occasionnée par le bruit des autobus et plus généralement par le trafic urbain.

Dans ce qui suit, nous exposerons plus particulièrement les solutions inhérentes au matériel, c'est-à-dire celles visant la réduction du bruit au niveau des sources sonores mêmes.

Auparavant, citons néanmoins, pour mémoire, les autres moyens indépendants du véhicule et qui ne relèvent pas de la responsabilité de l'exploitant :

- le choix des itinéraires (pour une ligne d'autobus, il n'y a pas toujours plusieurs choix possibles);

- les infrastructures : écrans, tranchées...;
- l'urbanisme et le traitement des bâtiments;
- la voirie et le revêtement des chaussées.

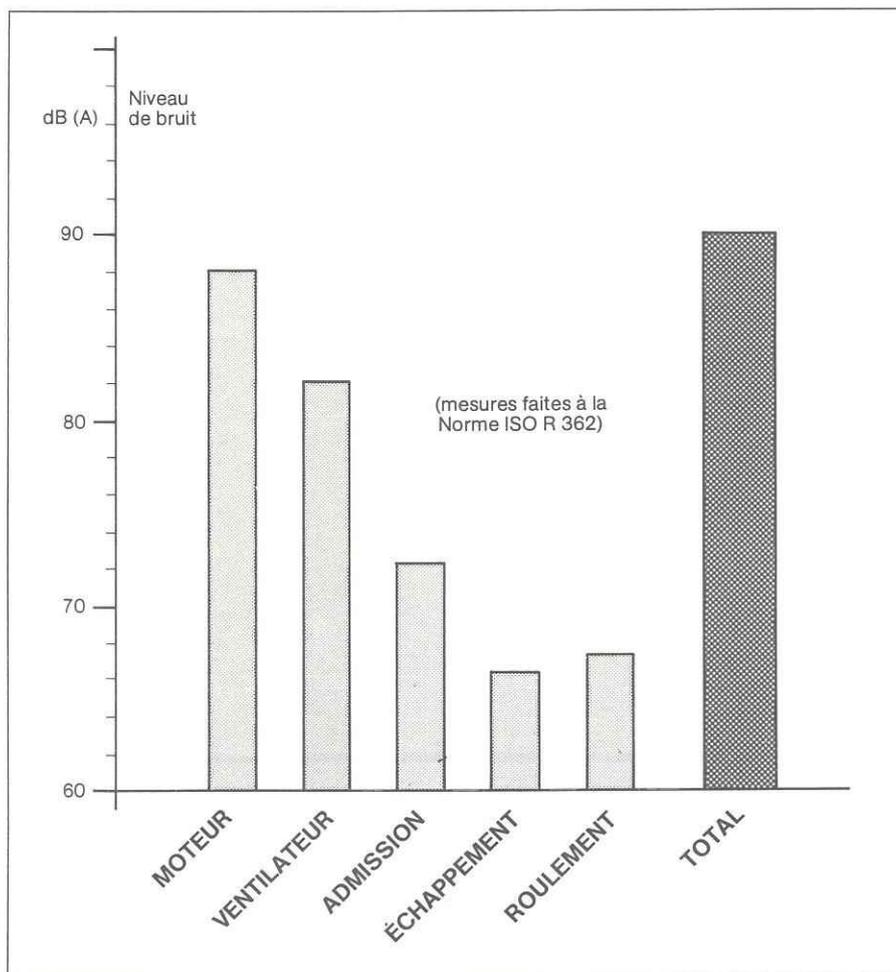
Sur l'autobus lui-même trois types d'action sont à considérer :

- les actions directes sur les mécanismes de production de bruit;
- les actions indirectes consistant à appliquer les techniques d'insonorisation;
- les actions intéressant les modes de conduite du véhicule.

Les actions directes

Avant d'examiner sommairement ces différentes actions, il convient de mentionner la nature des différentes sources, composantes du bruit global émis par l'autobus.

Fig. 8 - Bruit d'un autobus : pondération des sources.



Ces principales sources sont :

- le moteur et ses auxiliaires (compresseur compris);
- le ventilateur;
- l'admission d'air;
- l'échappement des gaz;
- le roulement (contact pneumatique-sol) et l'aérodynamisme.

Il faut aussi citer à un moindre degré :

- la chaîne cinématique (boîte de vitesses et pont arrière);
- les freins;
- les éléments de carrosserie.

L'étude des niveaux atteints par chacune des principales sources (pondération obtenue par la méthode des masques), montre que l'admission, l'échappement, le roulement et l'aérodynamisme sont des générateurs sonores de faible importance par rapport au moteur lui-même (pointe de combustion) et à son ventilateur (figures 8 et 9).

Les caractéristiques globales des bruits émis par un moteur diesel sont :

- la directivité;
- la variation en fonction de la charge et de la vitesse de rotation;
- la puissance acoustique.

Examinons très succinctement les actions possibles sur le moteur et ses auxiliaires.

Elles consistent en des interventions sur la combustion, les jeux mécaniques, et les forces d'impact (délai d'allumage

lié aux formes des chambres de combustion, à la turbulence, au taux de compression, au nombre de jets des injecteurs, à la vitesse d'injection et au calage de l'injection). Les caractéristiques de réglage de l'injection des moteurs diesel modernes laissent peu de possibilités si l'on veut éviter une incidence défavorable sur le rendement et, par conséquent, sur les émissions polluantes dans les gaz d'échappement.

Dans ce domaine de la motorisation, il faut retenir que le problème est délicat et qu'un compromis, certainement difficile à réaliser, est à rechercher, pour ce qui concerne l'injection, entre les impératifs du bruit et de la pollution.

Il faut noter une certaine différence dans l'émission des bruits suivant le type de moteur et le processus de combustion (préchauffeurs, réserves d'air, injection directe, suralimentation, etc.).

A côté des actions à la source, existent les actions sur la structure du moteur qui visent à supprimer les résonances.

Il s'agit des solutions intéressantes, d'une part, la technologie des carters, et d'autre part, les modifications fondamentales de l'ossature du moteur.

Les moteurs diesel comportent de nombreux carters sur leurs surfaces

extérieures (carter de distribution, carter culbuteur, carter inférieur, plaques à eau, etc.) en tôle d'acier emboutie ou en fonte d'aluminium qui peuvent être à l'origine de bruits lorsque leurs fréquences propres se situent dans la zone des fréquences du moteur. L'élimination de ces phénomènes est obtenue par des techniques de blindage au moyen de matériaux absorbants appropriés (feuilles de plomb, sandwiches métal-plastique).

Toutes ces actions concernant le moteur diesel et agissant aux sources mêmes du bruit, conduisent à des gains faibles, de l'ordre de 3 à 4 dB.

Le niveau des bruits émis par le ventilateur dépend essentiellement de sa vitesse de rotation. L'analyse spectrale de ces bruits fait apparaître des crêtes dans les fréquences voisines de 1 000 Hz, particulièrement ressenties par l'oreille humaine. L'augmentation des surfaces d'échanges thermiques dans le système de refroidissement ainsi que l'utilisation de plusieurs ventilateurs dont les vitesses de rotation sont indépendantes de celles du moteur et dont les fonctionnements sont intermittents, permettent de limiter les bruits engendrés par ces accessoires.

Le bruit d'admission ne dépend que du régime du moteur et non de sa charge. L'utilisation d'un résonateur permet d'abaisser les crêtes dans les bandes de fréquences comprises entre 63 et 4 000 Hz.

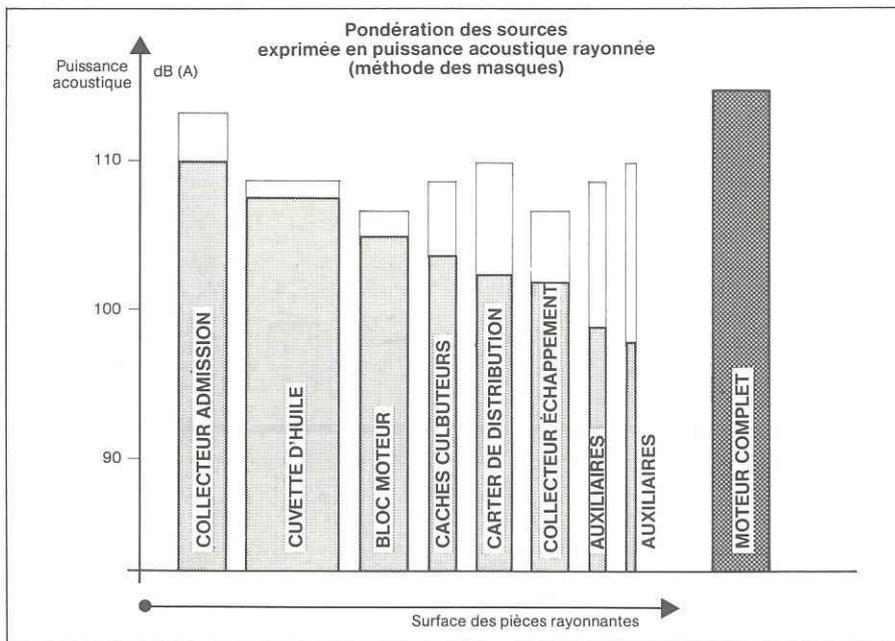
Il faut noter que les emboutis intéressants les tubulures, le filtre à air et le silencieux deviennent plus rigides. Des essais ont été réalisés avec des moulages de polypropylène ou de polyester stratifié.

Le bruit d'échappement est fonction du régime et du couple moteur. L'utilisation de silencieux d'échappement bien adaptés par leur volume, leur structure, leur nature, permet d'amoin-drir ces bruits. Ils doivent présenter de faibles pertes de charge et être fiables.

L'intensité des bruits de roulement et aérodynamiques est sensiblement proportionnelle au cube de la vitesse du véhicule, pour des valeurs élevées.

En ce qui concerne l'autobus urbain, la vitesse étant limitée et souvent réduite en raison de la densité du trafic, les niveaux de bruit découlant de ces sources peuvent être négligés. Cette situation peut évoluer si la vitesse d'exploitation est appelée à croître à l'avenir.

Fig. 9 - Les sources de bruit du moteur diesel.



Il faut retenir que le bruit de roulement, pour un autobus muni de pneumatiques corrects circulant sur un revêtement asphalté en bon état par temps sec à une vitesse de 60 km/h, est de l'ordre de 73 dB (A).

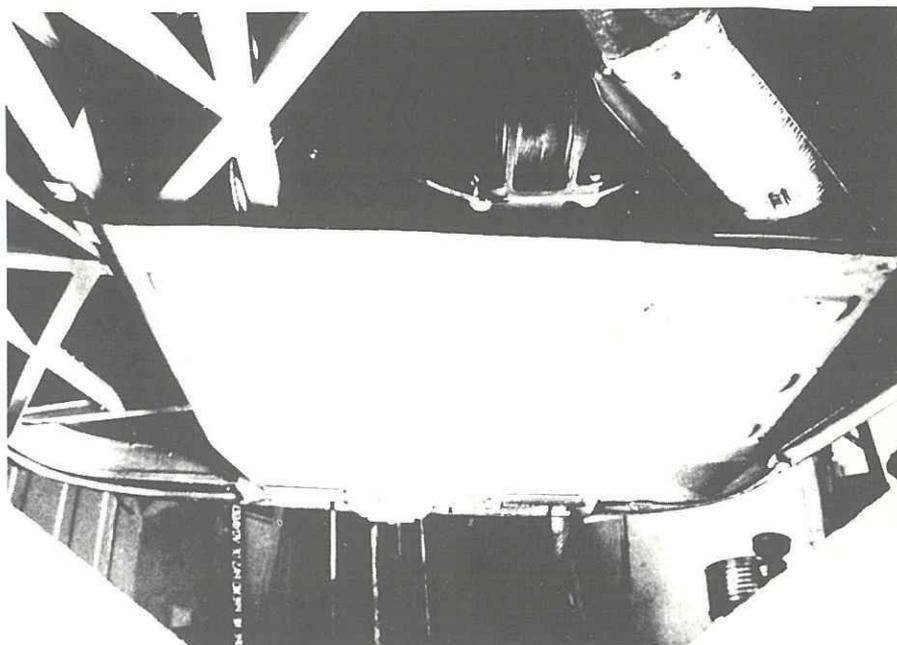
Cette valeur constitue une limite inférieure, pour le niveau de bruit global émis par l'autobus, qu'il faut considérer comme un objectif à long terme et qui sera vraisemblablement difficile à atteindre.

Les actions indirectes Les techniques d'insonorisation

Il s'agit de méthodes consistant en la mise en place rationnelle autour des organes mécaniques, sources de bruit, notamment du moteur, de matériaux absorbants, sous forme d'écrans.

La disposition d'écrans fixés au voisinage immédiat des sources de bruit permet une sensible atténuation. Cette disposition implique une étude poussée du champ vibratoire autour du moteur afin de déterminer l'implantation de ces écrans et leurs points de fixation. Ces écrans peuvent être disposés plus ou moins à proximité du moteur. Très proches, ils permettent de masquer les résonances locales, mais apportent un gain faible sur le bruit émis à l'extérieur. Proches, ils sont plus efficaces mais posent d'importants problèmes industriels pour obtenir une bonne étanchéité.

A la différence des écrans placés à proximité des surfaces émettrices de bruit, les enceintes (appelées aussi boîtes, encapsulage, caissonnage, capotage, etc.) épousent les parois du véhicule constituant le compartiment moteur.



Capotage du moteur.

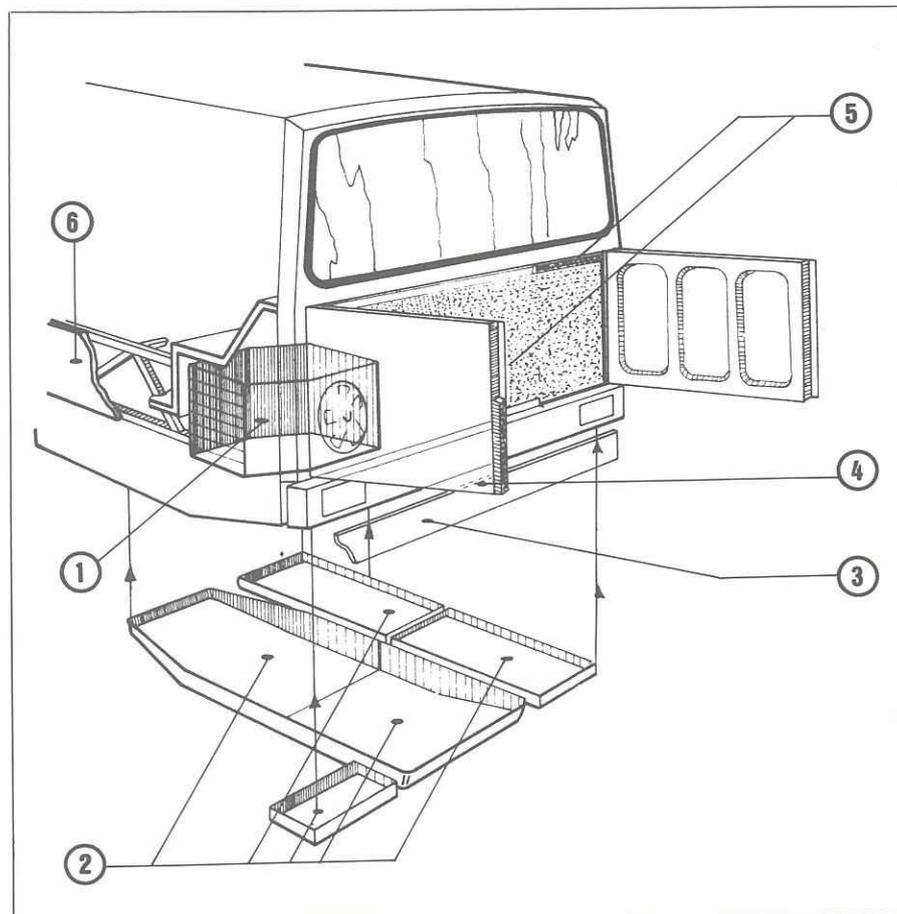


Fig. 10 - Insonorisation du compartiment moteur.

- ① Insonorisation canal d'air.
- ② Écrans sous organes métalliques.
- ③ Tôle de fermeture derrière pare-chocs.
- ④ Insonorisation de portillon.
- ⑤ Étanchéité des portillons.
- ⑥ Tôle écran contre longeron.

Le moteur se trouve ainsi enfermé dans des écrans liés à la structure du véhicule.

Un capot inférieur amovible obture presque complètement (sauf vers l'arrière du moteur pour des questions de refroidissement par le flux d'air), la boîte constituée par les matériaux absorbants disposés sur les parois du compartiment moteur.

Cette technique reconnue la plus efficace actuellement pour la réduction des bruits du moteur, est celle adoptée par les constructeurs. Elle procure une atténuation considérable du niveau de bruit de l'ordre de 6 à 10 dB (A), mais elle est difficilement réalisable sur les autobus existants. Elle implique de réaliser un compromis entre les points suivants :

- refroidissement du moteur;
- accessibilité et entretien du moteur;
- étanchéité au bruit;
- mise en place judicieuse de matériaux absorbants;
- tenue des matériaux et fiabilité des fixations du capotage inférieur.

La figure 10 montre l'exemple d'une réalisation d'insonorisation sur un autobus Berliet PR 100.

Le mode de conduite des véhicules

Le régime de rotation du moteur est un facteur prépondérant du bruit émis par celui-ci. La figure 11 représentant les courbes iso-bruit d'un moteur en fonction de son point de fonctionnement, montre les puissances acoustiques atteintes pour les hauts régimes.

En exploitation normale, avec des autobus équipés de transmissions à commande manuelle, les changements de rapports s'effectuent à des régimes moteurs variables, dépendant de la manière de conduire du machiniste.

Comme les niveaux de bruit émis par le moteur sont principalement fonction de son régime de rotation, un passage de vitesses à haut régime entraînera un niveau sonore de crête élevé.

Il a été observé que pour des véhicules identiques circulant en ligne à des vitesses moyennes analogues (mêmes allures), les niveaux sonores émis pouvaient différer de 10 dB (A), aussi bien pour les démarrages, que pour la

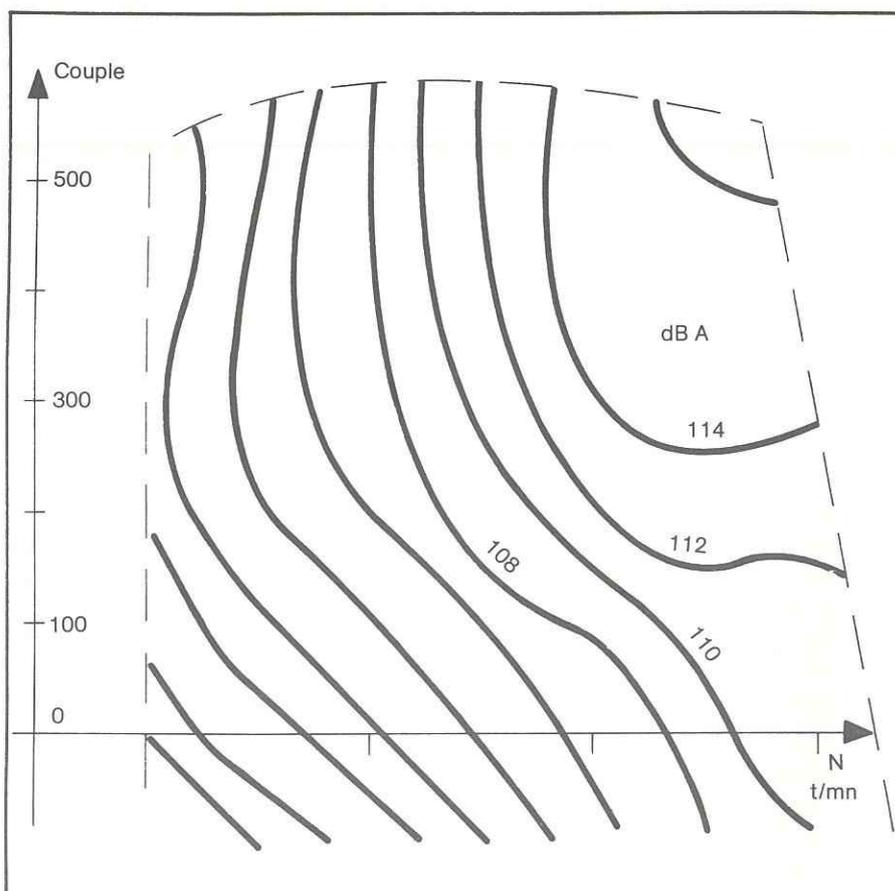


Fig. 11 - Variation du bruit du moteur diesel en fonction du régime. Les courbes ISO représentent le bruit en fonction du point de fonctionnement du moteur (en puissance acoustique).

Les progrès réalisés par l'autobus en matière de lutte contre le bruit

Performances des matériels modernes actuels

En ce qui concerne les bruits extérieurs, les progrès réalisés par l'autobus peuvent se résumer comme suit :

- de 1960 à 1975, les niveaux sonores mesurés dans les conditions de la norme ISO sont passés progressivement de 90 dB (A) à 86 dB (A);
- à partir de 1974, les techniques d'insonorisation plus poussées comme l'encapsulation du moteur, réalisées sur des prototypes tant français qu'étrangers, ont permis d'atteindre le palier de 80 dB (A);

— depuis 1976, on peut considérer que la plupart des autobus du Marché national répondent à cette spécification de 80 dB (A).

Les bruits intérieurs ne font pour le moment l'objet d'aucune réglementation mais compte tenu qu'ils sont une des principales composantes du confort du voyageur, les exploitants et les constructeurs se sont efforcés de les atténuer, ainsi d'ailleurs que les vibrations.

Depuis 1953, les cahiers des charges établis par la RATP fixent des modalités et des limites de bruits intérieurs. Les points de mesure sont situés à l'avant, au milieu et à l'arrière de l'autobus. Ces mesures sont effectuées dans les conditions suivantes :

— à l'arrêt, moteur tournant au régime de ralenti;

— en marche, véhicule roulant sur chaussée goudronnée, à une vitesse stabilisée de 40 km/h pour une vitesse maximale de 60 km/h (autobus urbain), et de 50 km/h pour une vitesse maximale de 85 km/h (autobus suburbain circulant sur autoroute). Les limitations fixées concernent les niveaux globaux pondérés (A) et les niveaux de bandes d'octaves normalisées. Les limites imposées par le cahier des charges des autobus livrés depuis 1976 et effectivement respectées en bruit intérieur sont de :

— 57 dB (A) à l'arrêt, moteur au ralenti;

— 70 dB (A) en prise sur route asphaltée à 40 km/h.

Une dizaine d'années auparavant ces limites étaient respectivement de 70 et 75 dB (A).

Objectifs fixés pour l'autobus futur

En mai 1976, la Direction des transports terrestres a lancé un concours d'idées qui a abouti à la création d'un groupe de projet consacré à la définition des spécifications de l'autobus futur. Un certain nombre d'objectifs à moyen terme (1980) ont d'ores et déjà été arrêtés.

Ainsi, le niveau de bruit à l'extérieur du véhicule mesuré dans les conditions de la norme ne devra pas excéder 78 dB (A), valeur inférieure de 2 dB (A) au projet de réglementation qui devrait entrer en vigueur à cette date. Cette limitation devrait ultérieurement être abaissée à 76 dB (A).

En ce qui concerne les bruits intérieurs, l'objectif est de ne pas dépasser 68 dB (A) à une vitesse stabilisée correspondant aux 4/5 du régime maximal, les niveaux de bandes d'octaves devant respecter les limitations suivantes :

Fréquence (Hz)	31,5	63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
Niveau en dB non pondérés	85	80	75	70	66	61	56	53	50

Perspectives à long terme

Les constructeurs et les laboratoires spécialisés mènent actuellement des expérimentations intéressantes d'une part le moteur diesel associé à divers types de transmission de puissance, ces solutions étant susceptibles d'aboutir à moyen terme, et d'autre part de nouveaux générateurs qui pourraient dans l'avenir supplanter le moteur diesel.

En ce qui concerne le moteur, les solutions retenues jusqu'ici ont consisté en une isolation phonique par enceintes et capotage. Ces dispositions sont parfaites mais restent tributaires du développement industriel de nouveaux matériaux insonorisants. En tout état de cause, il convient de souligner que les techniques de protection tant des voyageurs que de l'environnement contre le bruit du moteur sont plus faciles à mettre en œuvre lorsque le groupe moto-propulseur est disposé à l'arrière du véhicule, en raison des espaces laissés disponibles.

Les études et recherches effectuées au niveau même de la source, visant aux modifications intrinsèques du moteur diesel (procédés de combustion, ossatures spécifiques, technique des carters, écrans etc.), conduisent à des solutions plus délicates du fait de leur incidence sur la puissance massique et la pollution.

Les transmissions de puissance électriques, ou hydrostatiques, en évitant les régimes transitoires auxquels le moteur diesel se trouve actuellement soumis dans son association aux chaînes cinématiques classiques, devraient permettre entre autres améliorations, celle de la réduction des niveaux sonores émis par l'autobus. A priori, ces nouvelles chaînes pourraient être opérationnelles d'ici quelques années.

Enfin, pour un avenir plus lointain, il convient de mentionner les expérimentations

intéressant les nouveaux générateurs de puissance présumés moins bruyants que le moteur diesel. Il s'agit des moteurs à combustion externe et des générateurs électrochimiques (accumulateurs, pile à combustible).

Ces derniers constituent la partie noble de l'autobus électrique dont un des avantages essentiels est précisément d'atteindre un niveau sonore se situant très près des bruits de roulement, lesquels concrétisent une limite inférieure.

Actions contre les bruits émis par les matériels ferroviaires en service sur le métro et le RER

Généralités

Les bruits engendrés par les matériels ferroviaires se classent en trois catégories :

- bruit de roulement;
- bruit de traction (moteurs et engrenages);
- bruits d'auxiliaires : compresseurs, statodyne, ventilation, portes, freins, etc.

Dans le bruit de roulement, acier sur acier, on distingue de plus :

- le bruit de roulement normal sur longs rails soudés, en alignement, qui lorsque le train se déplace sur l'erre, dans les meilleures conditions de surface des roues et des rails, représente le bruit minimal à la vitesse considérée;
- les bruits de chocs au franchissement des joints et appareils de voie;
- le bruit de grognement des essieux en courbes de faible rayon qui semble correspondre à un phénomène d'oscillation de relaxation de l'essieu excité à la torsion par la différence de dévelop-

pement des deux files de rail (80 Hz pour le MF 67);

— le bruit de crissement ou hululement des roues dans les courbes ou au freinage qui se caractérise par l'apparition de sons purs à des fréquences fixes correspondant aux modes propres des roues (460 Hz - 1 150 Hz - 2 040 Hz, etc. jusqu'aux ultrasons), avec des niveaux variables pouvant exceptionnellement atteindre 110 à 120 dB dans la voiture; ces bruits sont nettement plus mal ressentis par les voyageurs que les précédents.

Bruit de roulement normal

Si l'on sait assez bien localiser les sources de bruit, on ne sait toujours pas expliquer le phénomène qui est à l'origine du rayonnement sonore résultant de la mise en vibration des éléments. Le point le plus mal connu demeure la zone de contact entre la roue et le rail. Aucune réponse précise n'a été formulée aux questions posées. Des études sont lancées pour mieux comprendre ces phénomènes et tenter d'en réduire les effets.

Par rapport aux matériels anciens où tout le système de suspension des bogies était métallique, un grand pas a été accompli avec l'adoption de sandwichs caoutchouc-acier, de plots élastiques en caoutchouc ou de suspensions pneumatiques qui ont eu pour effet de supprimer la propagation des vibrations de fréquence élevée depuis les boîtes d'essieux vers les caisses. Le processus d'élimination des vibrations est plus net encore avec le matériel roulant sur pneumatiques : elles disparaissent en grande partie à l'origine.

La mesure du bruit de roulement

Il convient de distinguer :

— Le bruit rayonné à l'extérieur : en tunnel, en station ou en champ libre, qui dépend directement de l'émission à la source et caractérise plus particulièrement la bruyance des bogies (propre au roulement) et celle des transmissions;

— le bruit à l'intérieur d'un véhicule, fonction à la fois de la source et de la qualité de la caisse; cette dernière est caractérisée par l'affaiblissement des bruits extérieurs et la part du bruit intérieur, d'origine solide que créent les vibrations de ses structures; la qualité de la suspension du véhicule est primordiale dans ce domaine.

Les points de mesure principaux sont les suivants :

— dans les voitures : au milieu de la voiture d'essai, microphone à 1,20 m au-dessus du sol, train circulant en tunnel ballasté à deux voies;

— dans les stations : au milieu de chacun des quais, à 1,50 m du bord du quai et à 1,20 m au-dessus du sol;

— en champ libre : à 7,50 m et si possible à 25 m de l'axe de la voie de circulation et à 1,60 m de hauteur, le train circulant sur voie ballastée avec longs rails soudés.

Ces points de mesures sont ceux recommandés par les organismes internationaux (ISO et UITP) qui spécifient par ailleurs que la vitesse de circulation de référence des trains doit être de :

— 60 km/h pour les métros;

— 80 km/h pour les matériels suburbains.

Les niveaux de bruits relevés

Un relevé statistique des niveaux sonores maximaux observés dans une interstation et dans une voiture de métro ancien du type Sprague, fait apparaître une dispersion allant, suivant la voiture, la portion de voie et la vitesse, de 93 dB (A) à 103 dB (A). La gêne est

très importante pour la compréhension des phrases échangées entre interlocuteurs et la réduction de cet inconfort paraît très nécessaire.

L'apparition des premières rames sur pneumatiques a frappé les voyageurs par l'amélioration très nette du confort acoustique offert. La différence avec les rames du type Sprague, résumée dans le tableau A, est d'environ 15 dB (A) pour des vitesses de 60 km/h.

A l'intérieur d'une voiture sur pneumatiques une conversation est possible sans élever la voix.

Compte tenu des différents résultats obtenus tant en France qu'à l'étranger, des objectifs exprimés en niveaux sonores qu'il paraît souhaitable d'obtenir avec des matériels modernes ont été définis. Ces objectifs, qu'on peut raisonnablement espérer atteindre dans un avenir proche, ont été provisoirement fixés à :

— 75 dB (A) dans une voiture circulant en tunnel à une vitesse normale d'exploitation;

— 90 dB (A) dans une station souterraine lors du défilement d'une rame à la vitesse normale d'exploitation.

Depuis neuf ans environ, sont apparues sur le métro des rames modernes à roues métalliques dont l'apparence extérieure est très voisine de celle des rames sur pneumatiques. Grâce à la conception des bogies, dont les suspensions utilisent largement le caoutchouc, et à des caisses possédant des lanterneaux à chicanes (destinés en particulier à régulariser la ventilation) le confort acoustique est nettement accru par rapport aux anciennes rames mais les résultats sont encore éloignés des objectifs comme le montre le tableau B :

A	Dans une motrice en tunnel	Dans une station ballastée sur le quai opposé à la voie de circulation
	Sprague	97,5 dB (A)
Matériel sur pneumatiques (type MP 59)	83 dB (A)	89 dB (A)

B	Dans une voiture en tunnel	Dans une station ballastée sur le quai opposé à la voie de circulation
	Matériel à roues métalliques du type MF 67 circulant à 60 km/h	82 à 88 dB (A)

Le matériel en circulation sur le RER s'apparente à celui des grands réseaux ferroviaires. L'insonorisation y a été notablement poussée. Les caisses sont équipées d'une ventilation mécanique et les éléments constitutifs sont d'épaisseur plus importante que ceux des rames de métro. Les parois sont par exemple des tôles de 2,5 à 4 mm (2 mm seulement pour le matériel du métro) sur lesquelles est appliqué un enduit protecteur amortisseur de vibrations de 2,5 mm fixant une couche de laine de verre de 25 à 30 mm d'épaisseur.

Les niveaux de bruit obtenus avec ce matériel sont résumés ci-dessous :

— de 27 à 69 dB pour une caisse prototype en aluminium du métro (NA 12004 - 47 à 1 000 Hz);

— de 29 à 78 dB pour une caisse de remorque du matériel RER (MS 61 - 58 à 1 000 Hz).

On peut dire que, pour les voitures modernes de série du métro, le bruit intérieur est conditionné aujourd'hui encore par la transparence des planchers ainsi que par l'existence de lanterneaux (du moins lorsqu'ils ont des chicanes).

Par différence entre les niveaux de bruit mesurés en tunnel et les niveaux mesurés dans les voitures, on peut avoir

une idée de la « transparence globale » des caisses des voitures au bruit. On obtient de la sorte :

— matériel du métro ancien type Sprague (lanterneaux largement ouverts) : 8 dB (A)

— matériel du métro type MP 59 (lanterneaux largement ouverts) : 8 dB (A)

— matériel du métro type MF 67 (lanterneaux profilés) : 13 dB (A)

— matériel du RER type MS61 (pas de lanterneaux) : 21 dB (A)

	Dans une voiture en tunnel	Dans une station ballastée sur le quai opposé à la voie de circulation
Matériel à roues métalliques du type MS 61 circulant à 80 km/h	75 dB (A)	95 dB (A)

En général, la croissance du niveau sonore N en fonction de la vitesse V suit approximativement la loi : $N = N_0 + 30 \log V/V_0$, où N est le niveau correspondant à la vitesse de référence V_0 .

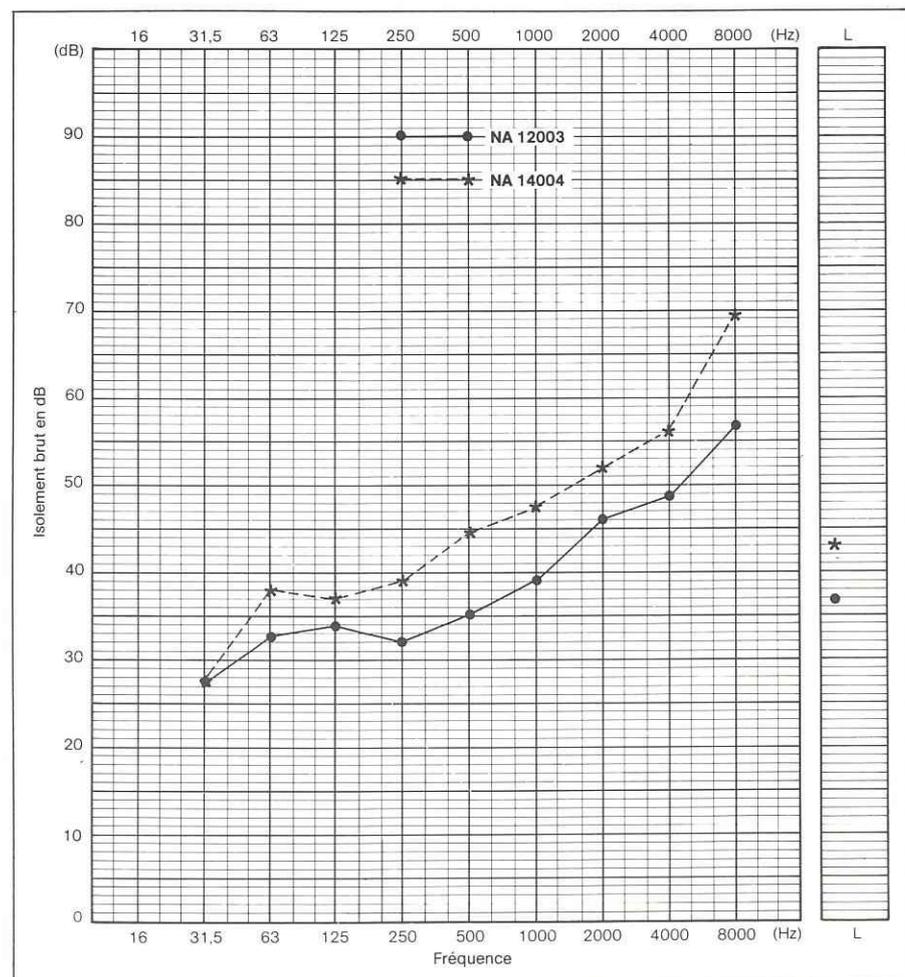
Isolation phonique des caisses : « transparence » au bruit (figure 12)

En ce qui concerne le confort intérieur des voitures, il y a grand intérêt à rendre les caisses étanches aux bruits et à structurer fortement les différents éléments. Ainsi, s'orientent-on vers la ventilation mécanique et la mise en place de portes louvoyantes pour remplacer la ventilation naturelle par lanterneaux et baies ouvrantes ainsi que les portes coulissantes. Malheureusement le gabarit réduit des voitures du métro rend difficile toute adjonction de systèmes épais insonorisants qui s'ajouteraient à ces deux premières dispositions. Des mesures de « transparence de paroi » pratiquées sur des éléments de caisse sont édifiantes en la matière. Ainsi l'isolation phonique des planchers varie, pour les différentes gammes d'octaves de 31 à 8 000 Hz :

— de 17 à 42 dB pour une caisse de motrice du métro (MF 67 CIMT de série - 30 à 1 000 Hz);

— de 24 à 60 dB pour une caisse de remorque du métro (MF 67 Brissonneau et Lotz - 37 à 1 000 Hz);

Fig. 12 - Capacité d'isolation phonique des voitures de métro. Transparence des planchers des rames MF 67 à caisse en aluminium.



Bruit aérien

Compte tenu des nouvelles exigences en matière d'environnement, apparues à la suite des prolongements aériens des lignes de métro en banlieue, la RATP a été amenée à pratiquer des mesures de bruits en champ libre le long d'une voie ballastée équipée de longs rails soudés. Dans ces conditions, les niveaux de bruit mesurés à 7,5 m en course sur l'erre sont les suivants :

- matériel de métro ancien type Sprague (60 km/h) : 90,5 dB (A)
- matériel du métro sur pneumatiques (60 km/h) : 78 dB (A)
- matériel du métro moderne à roues métalliques (60 km/h) : 80 à 82 dB (A)
- matériel du RER moderne à roues métalliques (80 km/h) : 83 dB (A)

Le gain obtenu avec les nouveaux matériels est considérable (près de 10 dB (A)).

Bruit statistique en voiture (en tunnel)

Les conditions de mesure, telles qu'elles ont été définies au début de cette rubrique, représentent un état idéal (course sur l'erre avec des roues en parfait état, sur des rails meulés, soudés, en alignement et en l'absence d'appareils de voie) qui est en fait rarement atteint en exploitation courante. Pour cette raison, il a paru utile de se livrer à une comparaison statistique des niveaux sonores existants sur différentes lignes (en tunnel ballasté seulement) exploitées avec différents types de matériel du métro. Les niveaux statistiques sont les niveaux équivalents (cf. annexe 1) mesurés sur le parcours complet d'une ligne souterraine, sur les deux voies, à une heure creuse de la journée et en intégrant les arrêts, en changeant de motrice toutes les trois ou quatre interstations (moyenne sur environ quatorze voitures).

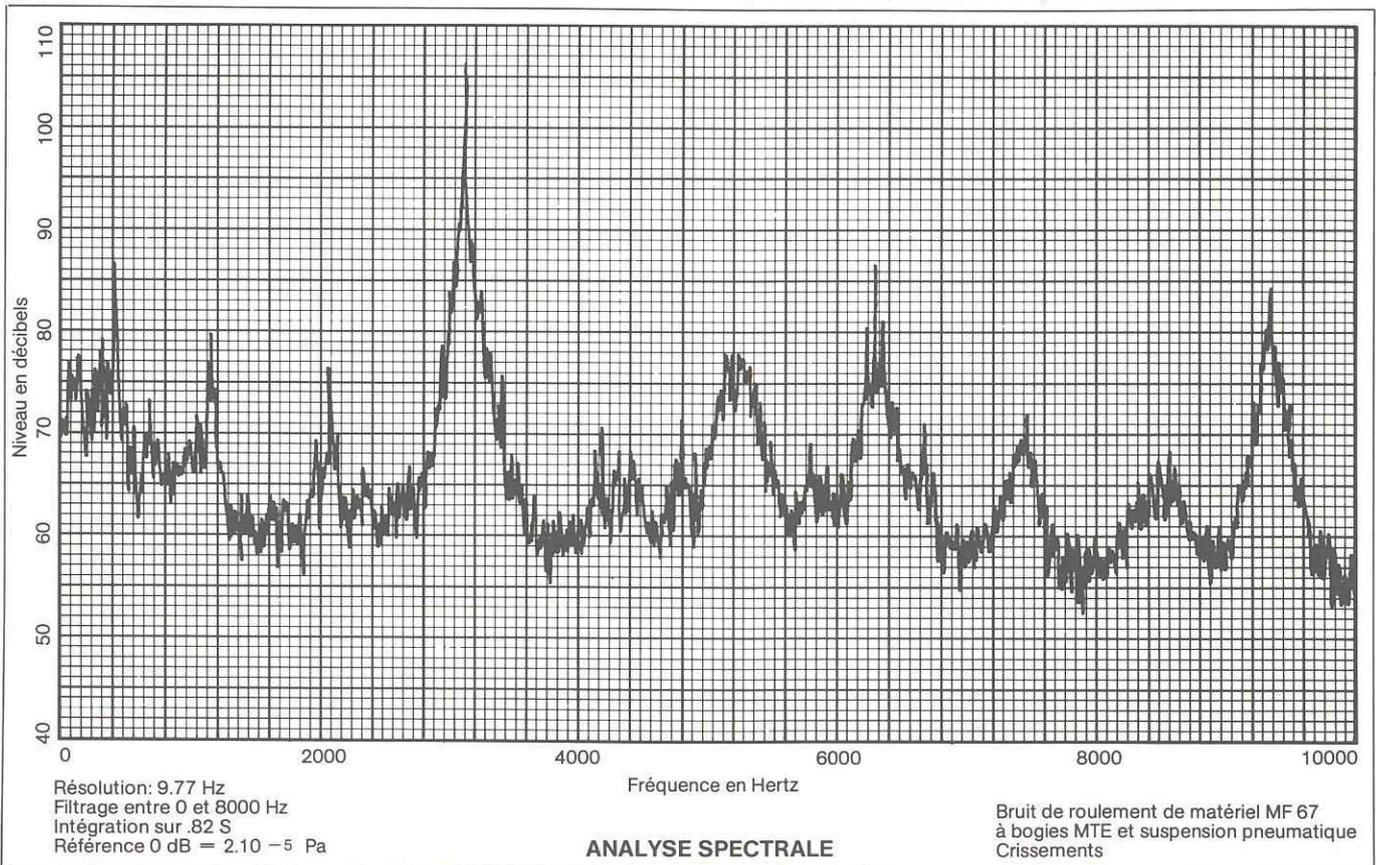
Les niveaux équivalents obtenus sont de l'ordre de 75-76 dB (A) pour le matériel MP 59, de 80 à 90 dB (A) selon les

lignes pour le matériel MF 67 et de 94 dB (A) pour le matériel SPRAGUE ancien. Le niveau particulièrement élevé rencontré sur la ligne n° 3, 90 dB (A), s'explique par l'abondance des courbes (crissements et grognements d'essieux). Ces résultats sont éloquentes, surtout si l'on se rappelle que le matériel MP 59 est plus « transparent » que le MF 67. On remarque notamment que le niveau équivalent sur une ligne « fer » est particulièrement affecté par la sinuosité du tracé, ce qui n'est pas le cas pour une ligne « pneu ».

Bruit de crissement en courbes de faible rayon (roues métalliques)

En raison d'un tracé sinueux (rayon minimal en voie principale de 75 m), gauche en entrées et sorties de courbes

Fig. 13 - Exemple de bruit de crissement relevé sur ligne, en voiture de type MF 67, à bogies MTE et à suspension pneumatique.



de 4 à 6 mm/m, les crissements dans les courbes se sont toujours manifestés dans le métro de Paris comme d'ailleurs, de façon aléatoire mais plus ou moins violente et désagréable, dans la plupart des autres métros à travers le monde (figure 13). Les dispositions à adopter pour réduire ces bruits ont donc fait l'objet de nombreuses recherches, mais la solution définitive du problème n'a encore été trouvée nulle part, sauf avec le matériel sur pneumatique dont les essieux sont les seuls à posséder des différentiels.

Comme le phénomène de crissement se manifeste souvent en concomitance avec celui de l'usure (normale ou ondulatoire) du rail, ils ont été, dès les débuts du métro, l'objet d'études communes et il ne faut donc pas s'étonner de retrouver au chapitre III (usure du rail) certains des moyens de lutte décrits ci-dessous.

Ces phénomènes indésirables commencèrent à se manifester avec une ampleur inconnue jusqu'alors à l'occasion de l'uniformisation du matériel roulant de la ligne n° 3, entièrement équipé de bogies monomoteurs au milieu de 1972. A partir du mois de septembre 1972, il apparut que les crissements redoublaient d'ampleur et s'accompagnaient d'une dégradation rapide de l'état de surface des rails dans les entrées et sorties de courbes (voir plus loin).

Devant l'ampleur des phénomènes, un groupe d'étude créé à cet effet s'est chargé de recueillir une abondante documentation (articles spécialisés, réunions ORE, missions à l'étranger), de procéder à un certain nombre d'expérimentations et de mesures, et s'est attaché les conseils de trois organismes de recherche : le laboratoire de mécanique de l'École polytechnique, la Société hydromécanique et frottements et le laboratoire de mécanique et d'acoustique de Marseille.

Un résumé même succinct de tous ces travaux sortirait du cadre de cet article. Il convient néanmoins d'ajouter que les deux premières études particulières avaient comme objectif la recherche d'une explication scientifique des phénomènes sonores et vibratoires qui accompagnent le passage d'un véhicule en courbe. L'étude de la Société hydromécanique et frottement a porté plus spécialement sur la cinématique de l'inscription du bogie dans la voie. Une seconde commande en cours d'exécution concerne le choix des aciers en présence (roue et rail), et éventuelle-

ment les traitements métallurgiques ou chimiques qu'il y aurait lieu de leur faire subir pour obtenir des états de surface propres à empêcher le déclenchement des vibrations et des usures anormales.

Les recherches du laboratoire de mécanique et d'acoustique de Marseille se sont appuyées, dans un premier temps, sur une maquette à l'échelle 1/2 simulant le contact rail-roue. Elles ont porté sur la théorie de Hertz et sur des mesures de bruit au choc et au roulement avec et sans glissement.

L'étude de faisabilité d'une maquette d'essieu à l'échelle 1 avec la participation financière de la DGRST est ajournée.

Les mesures prises systématiquement ou à titre d'essai pour réduire les crissements peuvent s'énumérer comme suit (celles dont l'efficacité a pu être constatée sont repérées par un ou deux signes + suivant le degré d'efficacité) :

● **concernant la voie :**

- arrosage à l'eau, comme à Hambourg (+ +); ce palliatif a été abandonné à cause du risque de pourrissement des traverses de bois;
- diminution ou suppression du surécartement dans les courbes (effet mal connu);
- meulage des rails usés par le train à meules rotatives;
- abaissement des rachats de dévers ou gauches de voie admis à 6 mm/m en voie principale;
- emploi de rails de plus grande dureté (900 N/mm²) et de rails rechargés par cordons de soudure sur la face interne du champignon et la table de roulement (Francfort et Stuttgart).

● **concernant le matériel roulant :**

- retour au profil des roues au 1/20 (identique à l'inclinaison du rail) et aux roues bandagées avec bandages en acier B V 2;
- graissage des deux files de rail dans les courbes, au lieu du rail extérieur seulement et utilisation d'une huile plus visqueuse (+);
- mise en place d'un accouplement élastique moins rigide sur les bogies monomoteurs destiné à diminuer les déchargements de roues dans les gauches de voie;
- reprofilage des roues tous les 150 000 km environ au moins, en vue d'éviter les chocs ponctuels dus aux plats même de petites dimensions;
- essais en cours de plusieurs traitements insonorisants de roues;
- panachage du matériel par introduction de 2/5 de remorques de bogies très différents (ANF articulé) dont les

essieux sont venus rompre la monotonie de l'excitation.

L'intervention récente (fin 1974) de ce dernier facteur sur la ligne n° 3 a pratiquement mis fin à une situation anormale, de façon tout à fait empirique. Si les crissements n'ont pas totalement disparu, ils se font plus rares et plus supportables; en particulier, on ne dénote plus de sifflements stridents.

Cependant les recherches ne s'en poursuivent pas moins, d'autant que certains de ces phénomènes semblent se manifester aujourd'hui avec une ampleur nouvelle sur d'autres lignes récemment équipées de matériel fer moderne.

Des mesures faites en excitant artificiellement des roues sur leurs résonances à l'aide d'un pot vibrant ont permis de connaître les coefficients d'amortissement de ces résonances et les impédances mécaniques correspondantes, dont dépend la propension de chaque roue à crisser.

Les roues élastiques ont des amortissements importants qui empêchent pratiquement l'entretien des crissements en courbe. Elles sont cependant plus coûteuses que les roues traditionnelles.

Les roues monoblocs ont des coefficients d'amortissement faibles, ce sont elles qui auraient tendance à crisser à haute fréquence; pour celles-ci un traitement d'insonorisation pourrait être envisagé.

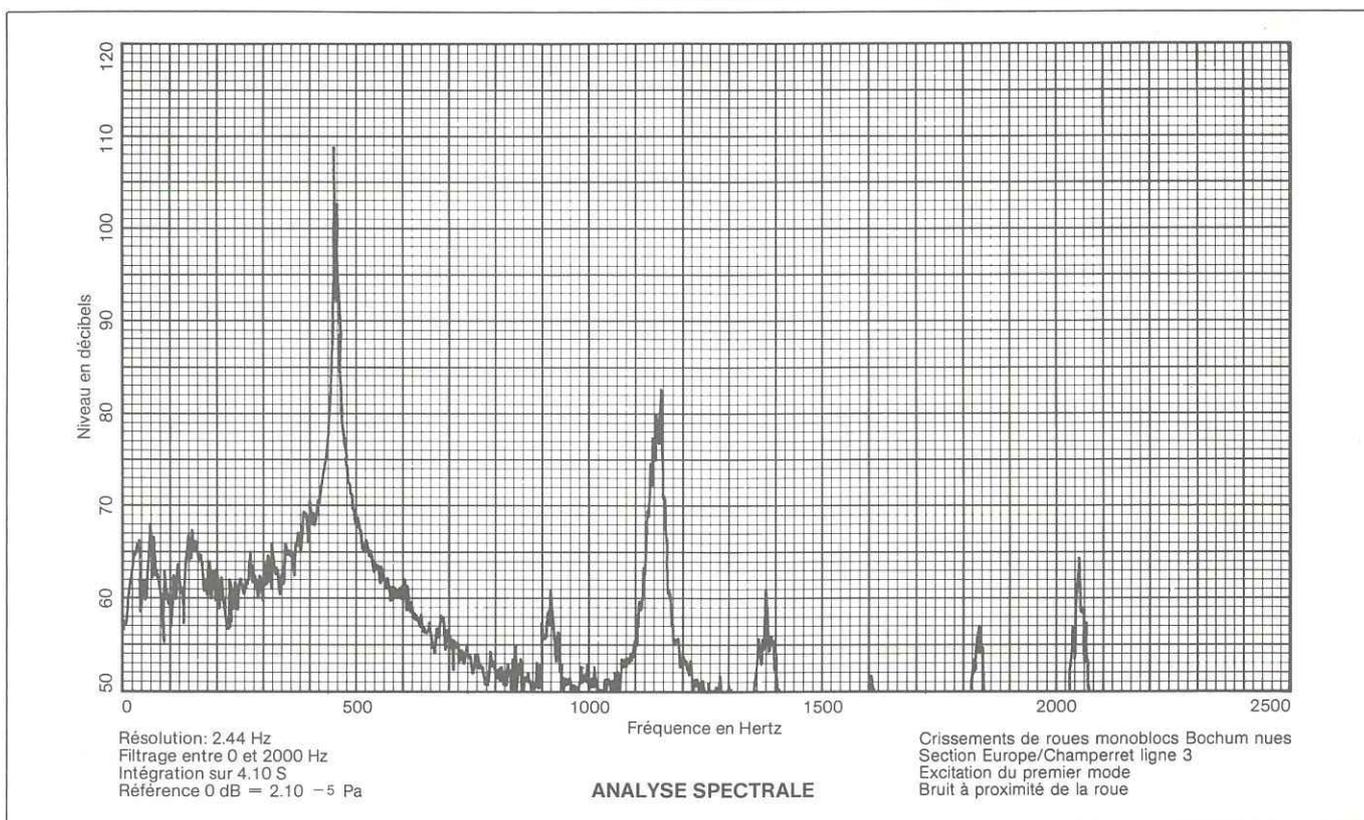
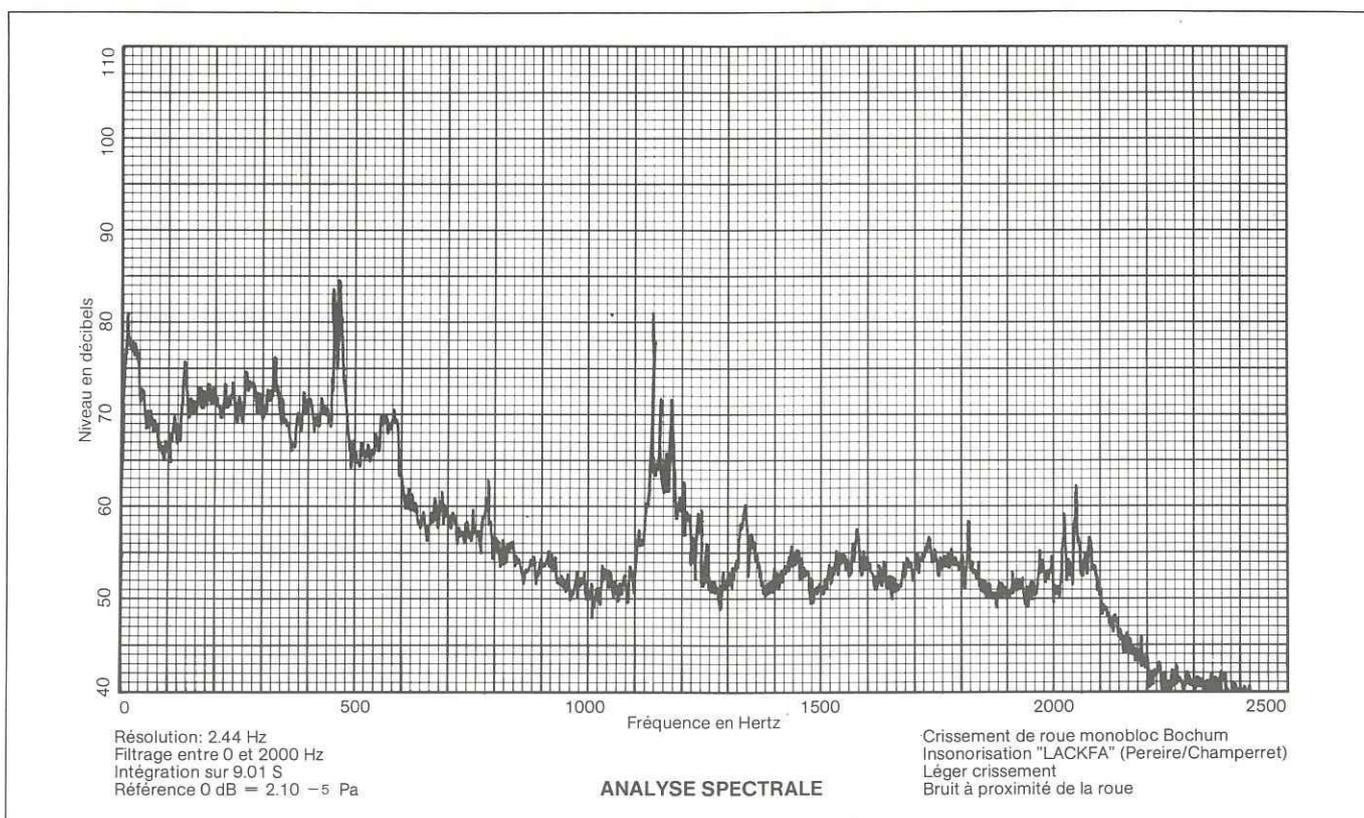
Les roues bandagées ont des coefficients d'amortissement intermédiaires, elles ont été améliorées par adoption d'un voile laminé plus épais et cambré. Des mesures statistiques ont toutefois montré que le mode à 460 Hz apparaissait plus souvent et à plus fort niveau avec certaines roues bandagées qu'avec des roues monoblocs.

Essais de traitements insonorisants

Trois sortes de traitements insonorisants ont été envisagés :

- le premier consistait en l'application, sur la face interne du voile de roue, d'un produit bitumineux dense, inflammable et d'ailleurs peu efficace; il a été abandonné;
- le second, procédé d'origine allemande généralisé sur les anciens-matériels du métro de Hambourg, consiste à enduire le voile de roue d'une couche épaisse de résine amortissante; il a été essayé sur cinq voitures du métro de

Fig. 14 et 15 - Exemples de l'influence du traitement insonorisant sur la réduction des crissements : procédé « LACKFA ».



Paris (figures 14 et 15); les roues ont un assez bon coefficient d'amortissement et le système permet un gain d'environ 3 à 3,5 dB (A) sur le bruit de roulement du train, son inconvénient est que la résine cache complètement le voile de la roue et ne permet donc pas d'observer l'apparition éventuelle de fissures, ce qui est contraire au souci de sécurité;

— le troisième procédé est d'origine américaine : on applique entre la jante et une cornière circulaire faisant battant une bande de matériau très amortissant ce qui présente l'avantage de ne cacher le voile de roue qu'au droit des boulons de fixation de sécurité de l'anneau métallique; le bruit de roulement n'est guère affecté, mais les crissements sont pratiquement supprimés.

Actuellement, les expérimentations se poursuivent, aucune décision de développement n'étant encore prise.

Bruits des organes de traction (moteurs, engrenages et transmissions)

Selon les matériels et selon les conditions de marche (erre ou traction - freinage rhéostatique) l'importance relative de ces sources dans le bruit global est variable.

Ainsi, pour les matériels MF 67 A 2 (bimoteurs), la mise en charge des engrenages droits (traction-freinage) peut provoquer des élévations de niveau sonore en voiture dépassant 5 dB (A) (une nouvelle spécification du cahier des charges prévoit désormais que le bruit global à pleine traction ne doit pas excéder le bruit de roulement sur l'erre à même vitesse, dans les mêmes conditions de mesure, de plus de 2 dB (A)). Pour les matériels MP 59 (sur pneus) par contre, des essais systématiques ont montré que si le bruit des organes de traction était prépondérant (8 à 11 dB (A)) de plus que le bruit de roulement pur, avec des pneus RIB, les transmissions étant déposées, les niveaux correspondants étaient indépendants de la charge des engrenages.

Passons en revue les raisons de la bruyance de ces organes.

● Moteurs

Peu de mesures ont été effectuées sur les moteurs. Un essai au banc de moteur équipant le matériel MS 61 du RER a montré que la puissance acoustique dépend très peu de la charge, mais beaucoup de la vitesse du moteur (108 dB (A) à 2 780 t/mn et 92,5 dB (A) à 1 450 t/mn). Les effets sonores électromagnétiques sont en fait négligeables devant les phénomènes aérodynamiques (bruyance du ventilateur à ailettes réversible en bout d'arbre) et accessoirement mécaniques (roulements, balourd).

Une diminution substantielle des bruits de moteur ne peut être obtenue qu'en pratiquant une ventilation indépendante (à aubes profilées) dans un moteur entièrement encapsulé.

● Engrenages (figures 16 et 17)

Les bruits d'engrènement des réducteurs correspondent aux chocs répétitifs des dents et présentent spectralement une famille de raies harmoniques de la fréquence d'engrènement (vitesse de rotation \times nombre de dents du pignon); ces raies harmoniques sont d'autant plus marquées que les chocs sont plus importants (angle d'attaque et couple transmis) et que certaines peuvent coïncider avec des résonances mécaniques (engrènement, carter...).

Ces bruits ont des importances décroissantes suivant que l'engrènement est à denture droite ou hélicoïdale (renvois parallèles), ou conique droit ou à vis, ou hypoïde (spiro-conique) (renvois perpendiculaires). Pour les deux derniers types, les bruits d'engrènement sont le plus souvent négligeables devant les autres sources sonores. De façon générale, le comportement acoustique d'un réducteur se détériore à mesure de son usure (à l'exception de la période de rodage des engrenages à vis).

D'autres phénomènes pseudo-périodiques peuvent se superposer aux précédents. Ainsi, la présence de défauts (excentrement, ovalisation, défaut de dent) sur un pignon se traduit par une modulation d'amplitude du phénomène d'engrènement au rythme du défaut et détermine l'apparition d'une fréquence basse et de bandes latérales à côté des raies harmoniques précédemment décrites (en roulement sur l'erre, on peut même ne plus constater que les bandes latérales, les « portuses » étant supprimées).

Enfin, il arrive de constater dans le spectre du bruit d'engrènement la pré-

sence d'une ou plusieurs raies de fréquences proportionnelles à celle du fondamental, mais non harmoniques. Ce phénomène tire son origine de la technique d'usinage du pignon : l'outil de taille (qui ressemble lui-même à un pignon) travaille par engrènement progressif avec la roue à tailler et imprime sur les flancs de celle-ci les chocs dus au mouvement d'entraînement de l'outil (cet entraînement se faisant lui-même par un engrènement). Généralement, ces défauts sont invisibles (surfaçage de finition des dents, poli électrolytique, ...) mais peuvent se révéler sous charge ou après usure par les variations fines des contraintes internes dans le métal. En définitive, tout se passe comme si on entendait le pignon d'entraînement de l'outil s'engrener avec le pignon réel (donc à cadence très rapide) : c'est ce qu'on appelle un bruit de pignon fictif ou fantôme.

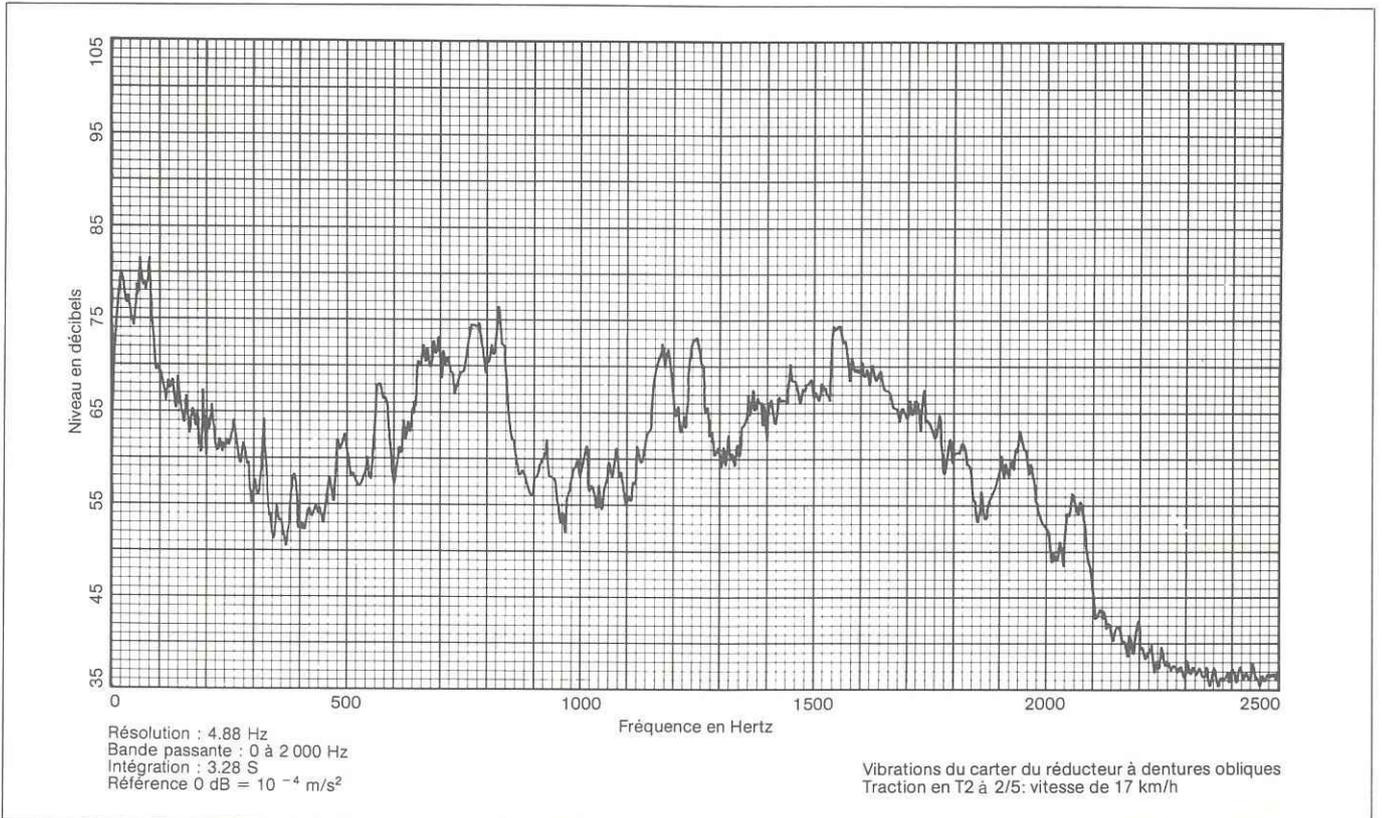
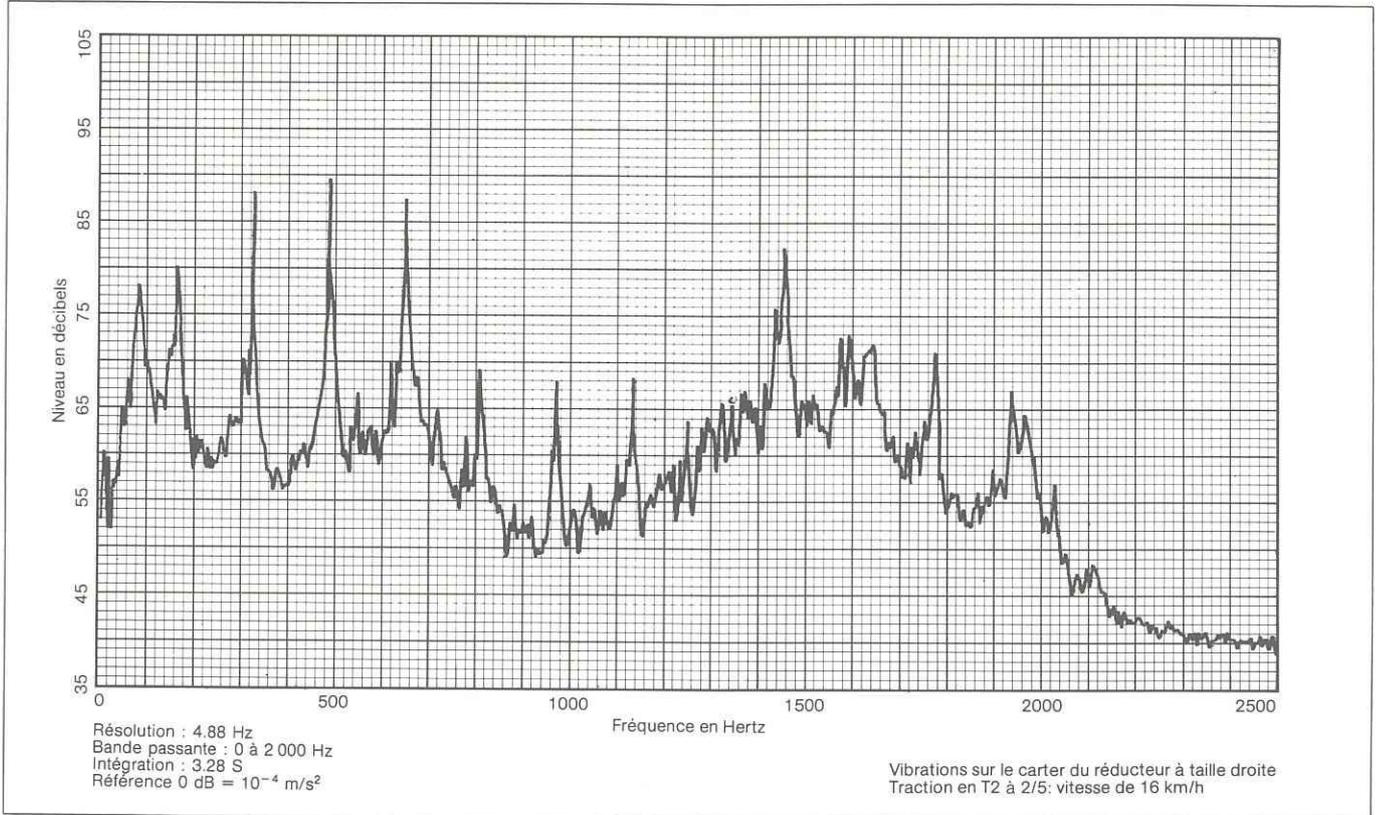
La mise en charge des engrenages des premiers matériels MF 67 (A2) se manifestait par l'émission d'un bruit de sirène caractéristique. L'adoption d'engrenages à denture hélicoïdale à 18° d'angle pour le matériel MF 67 (C2) a considérablement réduit l'ampleur des raies d'engrènement (émergence atténuée de 4 à plus de 12 dB suivant les raies), si bien que le bruit à pleine traction respecte la nouvelle clause de dépassement de 2 dB (A) au maximum.

Par ailleurs, des comparaisons faites au banc entre divers ponts réducteurs de matériels à pneumatiques ont confirmé ces observations. Ainsi, la combinaison de deux étages de réduction, l'un spiroconique (si possible le plus rapide), l'autre hélicoïdal, donne un engrènement relativement silencieux si l'on prend quelques précautions (en particulier, éviter des nombres de dents multiples les uns des autres).

● Roulements à rouleaux.

Les roulements ne font pas à proprement parler partie des organes de traction, mais peuvent donner lieu à des phénomènes comparables. C'est ce qui a été constaté sur les trains MS 61 après quelques années de service : des bruits pseudo-périodiques de fréquence assez élevée (vers 2 000 Hz à 70 km/h) se manifestaient au niveau des roues, notamment sur les remorques et pouvaient provoquer des élévations de niveau atteignant 7 dB (A) à 7,5 m. La dépose des roulements a mis en évidence une usure cyclique des rouleaux et des cages (stries parallèles à l'axe) attribuée à des retours intempestifs de

Fig. 16 et 17 - Exemples de vibrations émises par des engrenages à denture droite ou hélicoïdale.



courants de traction. Le changement des roulements et l'adaptation de shunts efficaces permet d'y remédier.

Bruit des auxiliaires

Les auxiliaires bruyants des trains sont, par ordre d'importance décroissante :

- les compresseurs;
- les systèmes éventuels de ventilation ou de climatisation;
- les moto-alternateurs;
- les dispositifs de fermeture des portes.

Pour les trois premiers, les spécifications des commandes de matériels précisent que leur fonctionnement simultané ne doit pas entraîner de dépassement du niveau de bruit 65 dB (A), tant à l'intérieur de la voiture que sur le quai lorsque le train est arrêté en station.

Les méthodes de réduction de ces bruits relèvent de l'arsenal classique de l'insonorisation : réduction à la source (profilage des aubes, serrage des bobinages et tôles, etc.) et entrave à la transmission (capotages, suspension antivibratile...)

Protection contre les vibrations dues au roulement des trains

Généralités

Le roulement acier sur acier s'accompagne de variations, de nature aléatoire, des contraintes au niveau de la surface de contact entre roue et rail. Ces contraintes sont à l'origine des phénomènes vibratoires que sont le rayonnement sonore des roues et des rails, et l'ébranlement de l'infrastructure de l'ouvrage. Mais, si au départ l'excitation couvre une large bande de fréquences, le transfert d'énergie vibratoire vers le sol par la superstructure de la voie s'accompagne d'un filtrage énergétique des composantes aiguës, si bien qu'on

peut considérer que l'essentiel de ce qui est transmis tient dans une bande de fréquences allant de 20 Hz à 200 Hz (avec des bandes latérales très atténuées dans les octaves à 16 Hz et 250 Hz).

A partir de l'ouvrage, la transmission des vibrations au sol se fait d'autant plus facilement que la surface de contact est plus importante : faible dans le cas d'une ligne en viaduc sur pilotis, le rayonnement prend de l'importance avec une voie en plate-forme et atteint son plus haut degré avec le tunnel (surtout s'il a une section rectangulaire). C'est du reste la circulation des trains en souterrain qui suscite le plus de plaintes concernant les vibrations, le phénomène étant souvent masqué par le rayonnement aérien direct dans le cas d'une ligne à l'air libre.

Sur la propagation des vibrations dans les terrains, on en est réduit à des hypothèses. Il paraît vraisemblable que dans un terrain homogène, la propagation suit des lois voisines de celle du son dans l'air, en champ libre. Mais les terrains sont loin d'être homogènes. La géologie de la région parisienne se compose de diverses strates de caractéristiques mécaniques très différentes : remblais, alluvions récentes, sables de Beauchamp, marnes et caillasses, calcaire grossier, etc. A cette complexité dans le sens vertical, se rajoute une grande variété d'obstacles ou de guides d'onde suivant les cas : autres tunnels, collecteurs d'égouts, galeries techniques, anciennes carrières, cours d'eau souterrains, fondations d'immeubles, injections de consolidation, etc.

L'expérience a permis de tirer quelques règles assez générales :

- sauf propagation exceptionnelle (il en existe quelques cas), l'effet des vibrations n'est plus sensible à une distance supérieure à 60 m en plan de l'axe du tunnel;
- les vibrations ressenties sont atténuées quand le tunnel est plus profond, mais la bande d'habitations concernées s'élargit;
- il y a intérêt, lorsque c'est possible, à ancrer, et mieux à noyer un tunnel en projet dans un banc de roche compact et épais (la mise en vibration de l'ouvrage est d'autant plus difficile);
- au contraire, un tunnel implanté dans un terrain « élastique » et léger entre facilement en vibration;
- il faut systématiquement éviter les ponts acoustiques créés par des ouvrages nouveaux entre le tunnel et les fondations des immeubles;

— il est souhaitable que les réalisateurs d'immeubles à construire à proximité des souterrains existants prévoient dès l'origine un isolement vibratoire (assises antivibratiles, tranchées coupe-son).

Comme le plus souvent la RATP ne peut pas intervenir à ces niveaux, elle se borne à agir au niveau des voies, d'une part en assurant le meilleur roulement possible, d'autre part en améliorant la capacité de filtrage du type de pose de voie.

Bien entendu, les dispositions retenues en définitive pour la construction du gros œuvre et des voies doivent concilier les exigences de la lutte contre le bruit avec d'autres impératifs, tels que la sécurité de la circulation des trains et l'abaissement des coûts d'investissement et d'entretien; ceci explique que toutes les dispositions évoquées ci-après ne puissent pas être mises en œuvre systématiquement dans les réalisations.

Quelques exemples de comportement vibratoire de voies

Presque toutes les expérimentations faites à la RATP concernent des voies en tunnel, ce qui s'explique par leur forte proportion. Le cas idéal est celui où l'on peut successivement tester au même endroit différentes structures de voies avec la même source d'excitation, et mesurer le bruit qui se propage dans un bâtiment témoin voisin. Ces conditions sont rarement réunies sur le terrain : on ne peut modifier à volonté des voies en exploitation, la constance du roulement d'un train est difficile à assurer; enfin dans les zones expérimentales, on n'a pas toujours accès à des immeubles.

Des tentatives ont été faites d'opérer par simulation, à l'aide d'une excitation artificielle sur des coupons de voie expérimentaux (excitateur électrodynamique, vibrogre à balourd). Mais ces méthodes s'écartent trop sensiblement de la réalité (signal très différent, amplitude trop faible, absence de charge des rails) pour ne pas être étayées par des mesures dans des conditions réelles.

On est presque toujours ramené à préjuger du bruit à distance à partir de l'observation des vibrations du tunnel.

Ces vibrations sont mesurées de l'intérieur du tunnel, généralement au niveau des piédroits, parfois sur le radier, à l'aide d'accéléromètres sensibles disposés à l'extrémité de tire-fonds scellés dans la paroi, l'axe étant perpendiculaire à celle-ci.

L'intégration sur les spectres vibratoires ainsi obtenus permet de remonter à la vitesse vibratoire dont le niveau dans la bande de fréquences de 22 à 177 Hz (soit les trois bandes d'octave à 31 - 63 et 125 Hz) sert d'indicateur. Cette procédure se justifie par le fait que le niveau sonore à terme, dans un bâtiment proche, est sensiblement proportionnel au niveau de vitesse vibratoire du tunnel (cf. annexe 1). Les résultats de telles mesures ne donnent que des indications relatives pour des sites comparables (tunnels et terrains).

Lorsque des mesures de contrôle sont faites dans des immeubles (cas de plaintes par exemple), on a accès directement par la mesure au niveau sonore, mais le niveau de vitesse vibratoire au pied d'un mur de fondation est une indication utile et, cette fois, absolue. L'analyse de la vibration permet d'ailleurs de calculer le facteur d'ébranlement correspondant (carré de l'accélération efficace divisé par la fréquence moyenne, le plus souvent située entre 40 et 80 Hz) dans l'échelle de Zeller et Cancani; jusqu'ici, on a toujours vérifié que le phénomène restait insignifiant pour la tenue du bâtiment, enduits compris, même lorsque le bruit de grondement était fort.

Le maximum jamais mesuré dans un immeuble, en sous-sol, s'élève à 69 dB (A); le niveau de vitesse vibratoire était alors de 93 dB (10^{-8} m/s) et le facteur d'ébranlement de $8 \text{ cm}^2/\text{s}^3$ (léger). Après intervention sur la voie, qui était très dégradée, le niveau sonore est tombé de 17 dB (A) et celui de vitesse vibratoire de 15 dB; le facteur d'ébranlement n'était plus alors que de $0,12 \text{ cm}^2/\text{s}^3$, c'est-à-dire insignifiant.

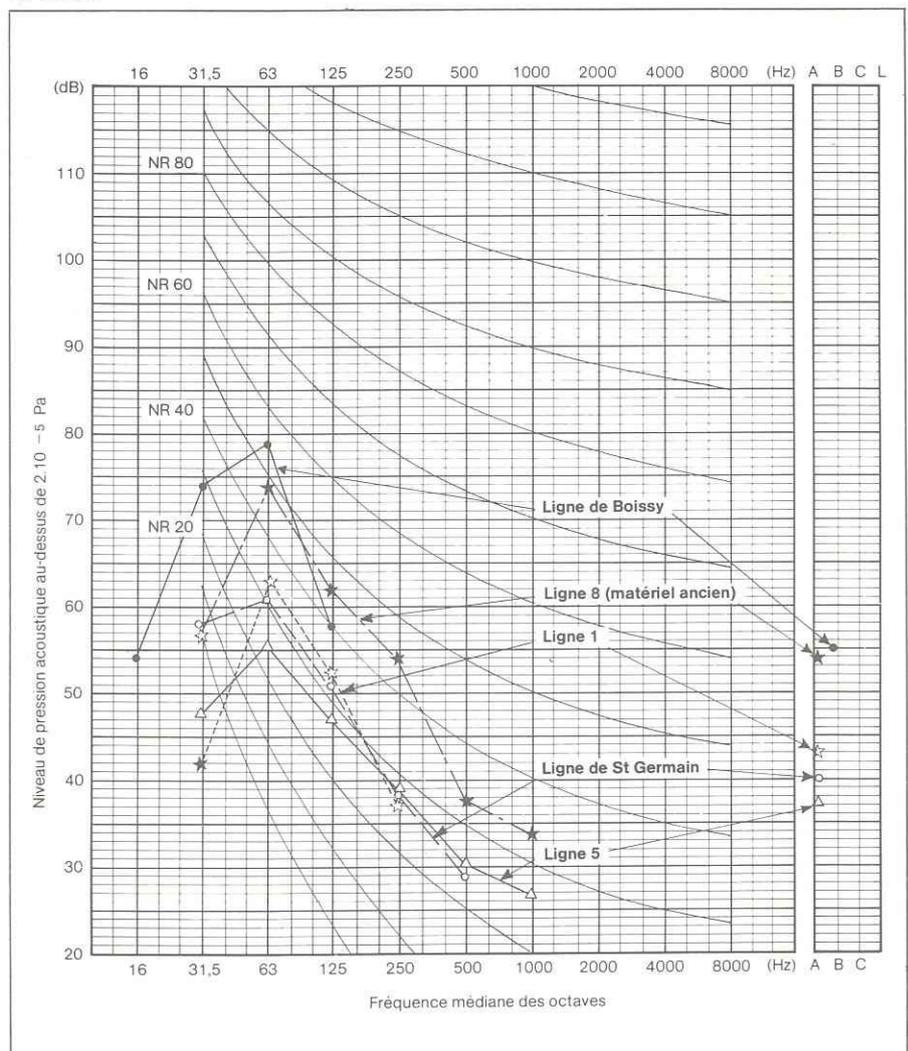
Ainsi une étude sur la transmission des vibrations entre les voies sur ballast d'un tunnel et un immeuble a été effectuée entre le tunnel de la ligne n° 5 dans l'interstation « Bréguet-Sabin - Richard-Lenoir » et l'immeuble RATP sis boulevard Richard-Lenoir. L'immeuble est à 6 m du tunnel environ. Les rames étaient du type MF 67 A1 à bogies monomoteurs et roues monoblocs. Les points de mesures étaient situés au radier du tunnel et à chaque étage de l'immeuble le long de deux poteaux (on a donné en résultats la

moyenne des valeurs obtenues le long de ces deux poteaux). Le tableau ci-dessous résume les niveaux de vitesse

vibratoire mesurée ($0 \text{ dB} = 10^{-8} \text{ m/s}$) et donne la composition spectrale par bandes d'une octave :

Point de mesure	31,5 Hz	63 Hz	125 Hz	250 Hz	Niveau global
Radier du tunnel	69 dB	74 dB	70 dB	67 dB	77 dB
Piédroit	68 dB	68 dB	63 dB	57 dB	72 dB
Sous-sol	60 dB	66 dB	55 dB	47 dB	67 dB
Rez-de-chaussée	62 dB	67 dB	57 dB	49 dB	68 dB
1 ^{er} étage	59 dB	64 dB	50 dB	37 dB	65 dB
2 ^e étage	57 dB	61 dB	49 dB	38 dB	63 dB
3 ^e étage	61 dB	60 dB	50 dB	35 dB	60 dB
4 ^e étage	50 dB	59 dB	46 dB	36 dB	62 dB
5 ^e étage	56 dB	59 dB	45 dB	35 dB	61 dB

Fig. 18 - Exemples de spectres de bruits relevés dans des appartements bordant des tunnels équipés de voies sur ballast.



Le maximum des vibrations se situe généralement dans l'octave centrée sur 63 Hz. Ce phénomène est la caractéristique essentielle de la circulation des rames du métro.

D'autre part, les spectres des bruits enregistrés en certains points de l'immeuble sont représentés sur la figure 18. On retiendra les niveaux de bruit suivants :

- 52 dB (A) au sous-sol;
- 55 dB (A) au rez-de-chaussée;
- 37 dB (A) au 3^e étage.

Actions à la source

L'excitation est fonction de la rugosité et des défauts des surfaces de roulement. L'augmentation du niveau de bruit de grondement d'un train peut atteindre 17 dB (A) (cas cité ci-dessus) lorsque les rails présentent un fort degré d'usure ondulatoire, et 10 dB (A) lorsque les roues des trains comportent d'importants méplats (résultats de mesures faites sur la ligne n° 3). Ces observations justifient les opérations de meulage des rails dans certaines courbes critiques et de reprofilage des bandages de roue des trains.

Diverses expérimentations ont été développées naguère, pour essayer d'entraver l'usure ondulatoire galopante qui se manifestait dans les courbes de la ligne n° 3 (apparition des stries au bout de 15 jours, nécessité de renouveler le rail au bout de quelques mois) : graissage des flancs de rail des deux files; pose de rails plus durs, de nuance B (favorable); surécartement; pulvérisation d'eau sur les champignons (efficace mais non généralisable). Finalement, le problème s'est résolu de lui-même le jour où a été rompue l'uniformité des essieux, par introduction de 2/5 de remorques dans la composition des trains. L'usure ondulatoire demeure néanmoins un problème sur un certain nombre de lignes.

Actuellement, les « points noirs » de la voie restent les appareils (aiguillages), surtout au métro : les tracés des tunnels de raccordement et les exigences de l'exploitation imposent des appareils à grande tangente, à roulement à fond d'ornièrre (type tramway). Le franchissement des cœurs s'accompagne toujours de chocs très importants, qui se répercutent dans le sol. L'étude en cours d'appareils à cœur mobile de type

nouveau ou à « pattes de lièvre » mobiles laisse espérer une amélioration sensible à moyen terme.

Le meilleur traitement à la source reste toutefois l'adaptation des voies à la circulation de trains sur pneumatiques : le roulement des pneus sur les pistes en souterrain ne s'accompagne d'aucun phénomène vibratoire mesurable sur l'ouvrage (inférieur au bruit de fond des appareils) ni audible dans les bâtiments riverains.

Filtrage au niveau de la pose de voie

Les rails ne peuvent être fixés rigidement sur une plate-forme dure : les contraintes qui y prendraient naissance au passage des roues mettraient en jeu la sécurité (usure rapide et risque de rupture). C'est la raison de l'existence de la voie à traverses sur ballast; ce dernier sert de couche d'adaptation entre la superstructure et le sol, qui permet entre autres de conférer à la voie une certaine souplesse et de dissiper par friction une certaine partie de l'énergie vibratoire.

Jusqu'ici, le ballast s'est montré irremplaçable pour des voies posées sur terrain meuble. Il n'offre cependant pas que des avantages. En particulier, ses « qualités » d'isolement vibratoire sont assez médiocres surtout sous faible épaisseur (le bruit de grondement du métro fait partie des « curiosités » de la capitale).

Ces observations ont suscité deux types d'action à la RATP : essayer d'une part d'améliorer les qualités antivibratoires des « poses ballast » existantes et imaginer d'autre part des systèmes de suspension de voie sans ballast.

Dispositifs d'amortissement des vibrations sur voies sur ballast

Pour diminuer les vibrations transmises au tunnel, on a vu qu'il était nécessaire d'agir sur la pose de voie elle-même après qu'on se soit assuré du

bon état des roues et des rails. Le premier dispositif employé avec la voie ballastée consiste à disposer entre le rail et la traverse une semelle de caoutchouc. Ceci se traduit par un gain en bruit de 4 dB (A) dans les immeubles riverains voisins, ainsi que cela a été constaté dans l'avenue de la Grande-Armée (RER Ouest).

Un système de suspension élastique plus complexe, bridant le rail au niveau de l'âme et utilisant des traverses de béton a été mis au point par la société Paulstra et expérimenté dans le tunnel de la ligne n° 8 à Maisons-Alfort. Le gain en vibrations est de 4 à 5 dB par rapport à la voie la plus simple.

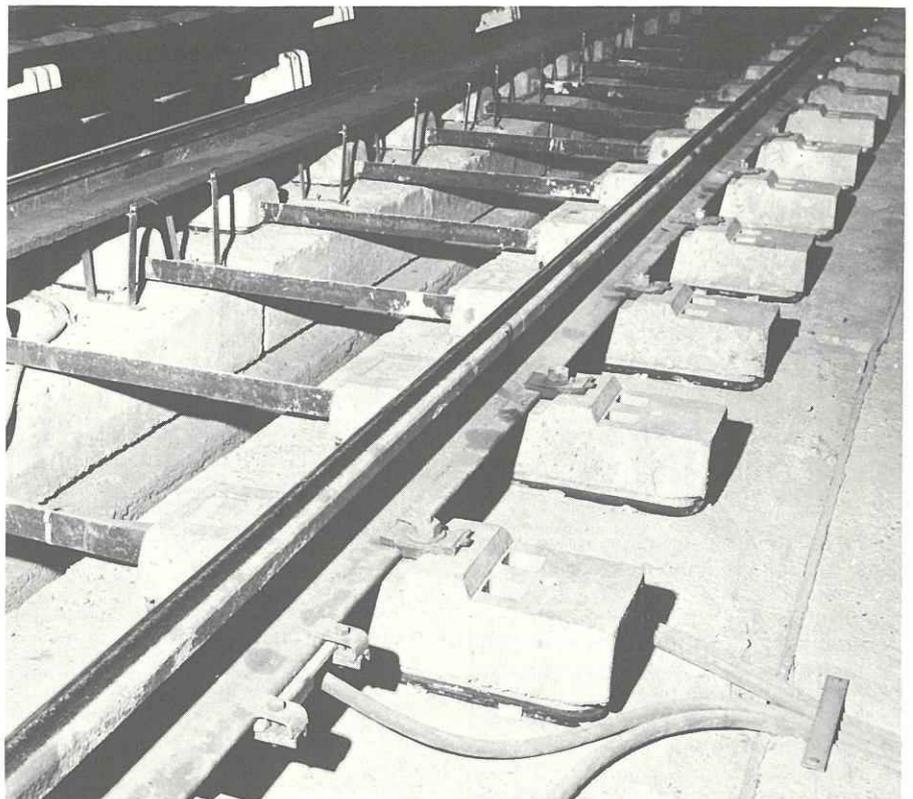
Un autre procédé consiste à placer sous le ballast un tapis élastique à base de caoutchouc, qui absorbe les vibrations. Le matériau le plus connu est le tapis d'Isolif triplex composé de trois couches de caoutchouc d'une épaisseur totale de 25 mm. Il est très efficace dans le cas des voies passant au-dessus de zones de circulation (piétons) : on observe alors des gains de bruit de 12 dB (A) environ (car le spectre à combattre est riche en fréquences moyennes). Il est également efficace pour diminuer les vibrations transmises par les tunnels dans le cas des faibles épaisseurs de ballast (moins de 15 cm sous traverses) comme à la gare d'Orléans-Austerlitz où la SNCF a pu diminuer les bruits dans l'immeuble de façon appréciable (66 dB (A) à 54 dB (A) au premier étage) et les ramener au niveau de ceux qu'on observe avec une voie classique dont l'épaisseur du ballast est de l'ordre de 35 cm. Le dispositif Isolif est moins efficace lorsqu'on le met sous une voie dont l'épaisseur de ballast est grande (gain de 4 dB pour 35 cm d'épaisseur). On peut se l'expliquer par le fait que plus l'épaisseur de ballast est grande, plus la surface du matériau amortisseur intéressée par la transmission des efforts est grande, et donc plus grande la raideur de la suspension. La « fréquence de résonance » d'un tel système peut être estimée entre 100 et 150 Hertz, ce qui est impropre à atténuer les vibrations prépondérantes dans l'octave à 63 Hz.

Des résultats similaires ont été obtenus en recourant à d'autres tapis résilients (Résoplast : agglomérat de poudre de caoutchouc). L'inconvénient de ces techniques tient surtout dans le coût des matériaux et de la mise en œuvre. D'autre part, leur tenue dans le temps est inconnue.

Compte tenu des connaissances actuelles, il ne semble pas qu'on puisse espérer des gains dans la transmission des vibrations à partir du tunnel de plus de 5 dB par des dispositifs amortisseurs disposés sous le ballast ou sous les rails d'une voie sur ballast classique.

Des dispositifs plus sophistiqués utilisant des dalles flottantes sous le ballast ont été réalisés tant en France qu'à l'étranger (Munich). Les résultats sont plutôt décevants compte tenu de la complexité du système et de l'impossibilité d'effectuer un changement ultérieur des produits amortissants disposés sous les dalles. L'essai réalisé à Miromesnil n'a apporté qu'une réduction des vibrations transmises de 5 dB (niveaux de vitesse vibratoire au piedroit du tunnel dans la bande de fréquences de 22 à 180 Hz : 74 dB sur la pose ballastée classique et 69 dB sur la pose ballastée disposée sur radier flottant).

L'effet sur les vibrations du remplacement des traverses de bois par des traverses de béton à deux blochets (mieux ancrés dans le ballast) n'a jamais été testé. Cette disposition permet de gagner 2 dB (A) en bruit dans le tunnel, par moindre réverbération.



Pose de voie sur dalles flottantes dans le tunnel de la ligne n° 13.

Voies sans ballast

Depuis plusieurs années, la RATP effectue des recherches pour définir une voie sans ballast réduisant autant que possible la transmission des vibrations. Trois dispositions ont été testées, dans le tunnel « Étoile-Défense » du RER, à l'origine :

- une pose à un seul étage élastique entre le rail et le radier du tunnel composé d'une semelle de caoutchouc de 20,5 mm d'épaisseur;
- une pose à deux étages élastiques composés d'une semelle de caoutchouc cannelé de 4,5 mm d'épaisseur entre le rail et une selle métallique, et d'une semelle de caoutchouc de 22 mm d'épaisseur entre cette selle métallique et le radier;
- une pose à deux étages élastiques dite pose RS à chaussons, comportant une semelle de caoutchouc cannelé de 4,5 mm d'épaisseur placé entre le rail et un blochet de béton, et d'une semelle de caoutchouc micro-cellulaire de 12 mm d'épaisseur entre ce blochet et le radier du tunnel. Le blochet et la semelle de 12 mm sont logés dans un « chausson » de caoutchouc.



Pose STEDEF sur béton et écrans d'entrevoie à Saint-Denis Basilique.

Les poses sur béton atténuent plus les vibrations que la pose ballastée. Dans la bande de fréquence retenue (22 à 180 Hz), les niveaux de vitesse vibratoire mesurés au radier du tunnel sont les suivants :

— pose sur ballast :	81 dB
— pose directe	
à 1 étage élastique :	76 dB
— pose sur béton	
à 2 étages élastiques :	79,5 dB
— pose sur béton	
RS à chaussons :	74 dB

Un essai supplémentaire a été réalisé sur la pose à traverses RS : l'épaisseur de la semelle de caoutchouc située entre le rail et le blochet a été portée de 4,5 mm à 9 mm. Le niveau de vitesse vibratoire mesuré au radier du tunnel est alors diminué de 3 dB environ. (71 dB).

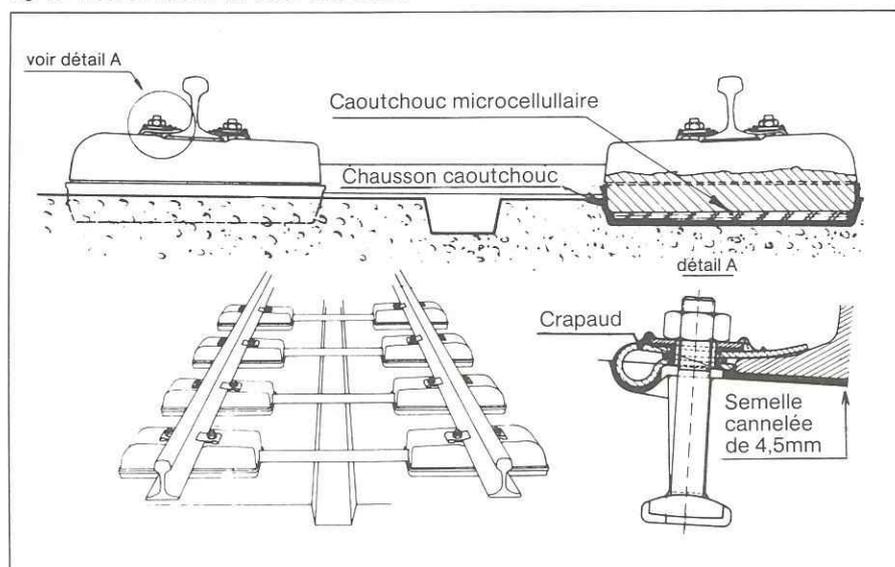
La pose RS (figure 19) à chaussons est la plus performante dans l'atténuation des vibrations. Comme de plus, elle est la moins bruyante des poses sans ballast, elle a été choisie pour équiper l'ensemble des nouveaux tunnels en construction.

Les conclusions d'une étude confiée au CNRS de Marseille ont montré que la

pose RS à chaussons peut être améliorée eu égard à l'atténuation des vibrations soit en augmentant l'élasticité des semelles, soit en augmentant la dissipation interne des semelles.

Pour compléter l'étude, la RATP a demandé à la Société nationale des poudres et explosifs d'étudier et de fabriquer des semelles élastiques à fort coefficient interne d'amortissement.

Fig. 19 - Pose de voie RS sur béton sans ballast.



Ci-dessous : voies sans ballast dans un tunnel du RER : essai de traitement acoustique par épandage de gravier.



Une première livraison a été faite pour équiper une quarantaine de mètres du tunnel à voie unique de La Défense. Le gain obtenu est actuellement faible (1 à 2 dB) car les semelles sont trop raides. Dans ce même tunnel, une expérimentation entre deux tronçons de pose RS-STEDEF à semelles sous blochets de 12 mm et de 24 mm semble révéler une atténuation supplémentaire, mais le gain en filtrage risque d'aller à l'encontre de la stabilité de la voie.

De façon générale, on peut dire que toutes les expérimentations faites ou reprises (tous les ans) à ce jour sur ces dispositifs, que ce soit à La Défense (tunnels à voie double et à voie unique), sur la ligne n° 3 (Porte de Bagnolet), sur la ligne n° 13 (Champs-Élysées et Saint-Denis) ont conduit aux mêmes **résultats relatifs**, le gain en vibrations entre la pose RS simple et la pose sur ballast à

attaches élastiques étant d'au moins 10 dB.

La RATP a complété les mesures de vibrations relatives à la pose RS à chaussons par des essais avec des dalles flottantes disposées sous cette pose. Le dispositif essayé est constitué de petites dalles flottantes préfabriquées de 3 m de longueur disposées longitudinalement sous quatre blochets :

Les résultats obtenus le long du piedroit du tunnel sont représentés sur la figure 20. Les niveaux globaux de vitesse vibratoire mesurés dans la bande de fréquences allant de 22 à 177 Hz sont les suivants pour un élément MS 61 à 80 km/h :

- pose sur ballast : 75,5 dB
- pose RS à chaussons : 53,5 dB
- pose RS à chaussons sur dallettes flottantes : 52,5 dB

On remarquera la très forte atténuation des deux poses sur béton par rapport à la pose sur ballast (près de 20 dB). Les dallettes flottantes ne sont efficaces qu'au-delà de 80 Hz. Ceci tient au fait que le matériau disposé sous ces dalles n'est pas assez souple.

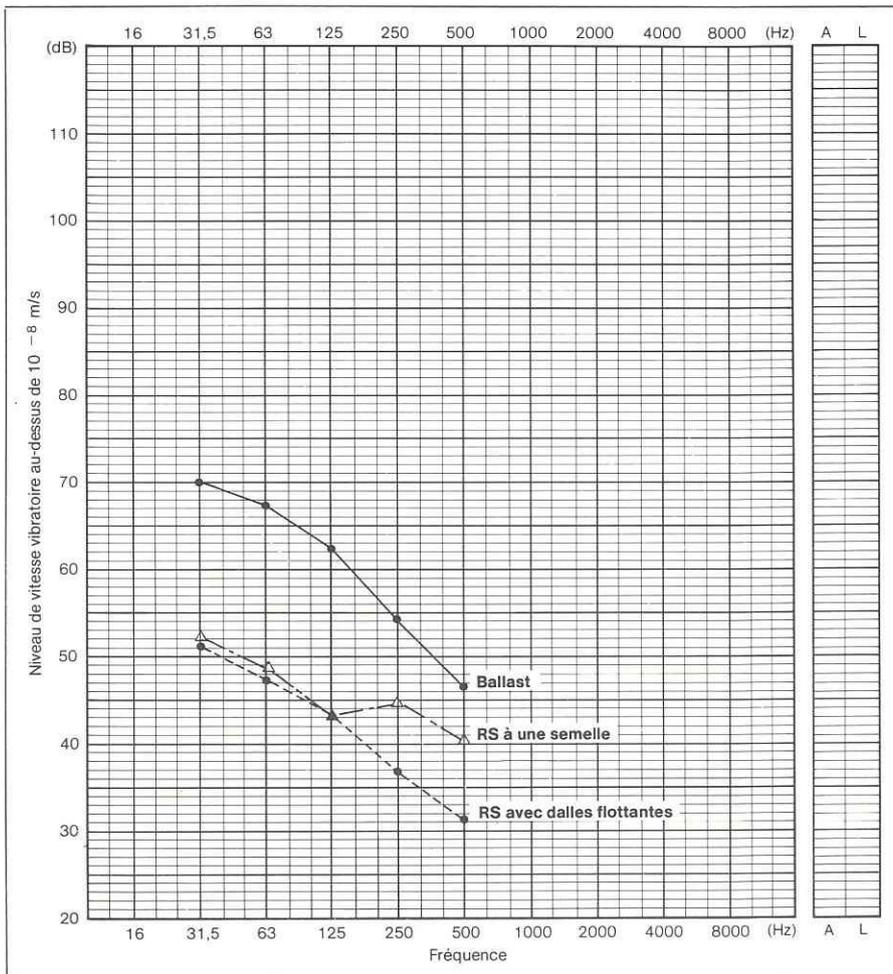
En conclusion

On peut dire que le recours aux dispositifs de pose de voie de type RS, sans ballast, permet dans la plupart des cas de ne pas dépasser 35 dB (A) en niveau de crête chez les riverains. Ce système de pose de voie est généralisé sur tous les prolongements souterrains nouveaux.

Par ailleurs, l'absence de ballast provoque l'augmentation de la réverbération du tunnel aux fréquences aiguës. Ce problème est évoqué au chapitre suivant.

Enfin, la pose sur ballast reste un peu moins chère que la pose sur béton, en premier établissement, et lorsqu'il s'agit de renouveler une voie ancienne ballastée, la conversion ballast/béton présente de grosses difficultés de réalisation et un coût élevé.

Fig. 20 - Comparaison des vibrations en tunnel à voie unique de poses de voies sur ballast, sur béton à deux étages élastiques, ou béton à trois étages élastiques.



Protection contre les bruits aériens des voies ferrées

Le bruit aérien rayonné par la circulation des rames de type métro (automotrices à moteurs électriques) est pour une large part constitué du bruit de roulement provenant du rayonnement sonore des rails et des roues. Des études faites par la SNCF ont montré que les zones proches du contact roue-rail ont un rôle prépondérant dans ce phénomène. Les caractéristiques du bruit de roulement sont les suivantes :

- bruit à large bande, riche en composantes médium et aiguës (de 250 à 4 000 Hertz) dans lequel ne se distingue pas de fréquence pure (sauf cas particulier d'usure ondulatoire de la roue ou du rail);
- directivité assez marquée suivant l'axe transversal, ce qui a pour conséquence des pentes de croissance et

décroissance du son plus raides que pour une source omnidirectionnelle à même vitesse de translation; — ce bruit est généralement mieux accepté — à niveau égal — qu'un bruit de trafic routier, surtout s'il s'agit de camions.

Les composantes du bruit dues au crissement dans les courbes et à l'engrènement des réducteurs comportent par contre des fréquences pures (ou glissantes); les moyens d'action contre ces phénomènes ont été exposés dans les chapitres précédents.

Améliorations à la source

En dehors des actions contre les crissements et les bruits d'engrènement, on retrouve les techniques décrites au sujet des vibrations : la suppression des joints de rails diminue le bruit de roulement de 3 dB (A) environ (en fait, l'impact subjectif est plus important, car il s'agit de bruits impulsionnels). On sait cependant que la pose de longs rails soudés en aérien doit assurer la sécurité du roulement (contraintes thermiques qui pourraient gauchir la voie). Les raccordements de longs rails soudés se font au moyen d'appareils de dilatation qui n'apportent aucun bruit supplémentaire par rapport à la voie courante, s'ils sont en bon état. Le tableau suivant illustre ces commentaires (valeurs en dB (A), réponse dite impulsionnelle).

Passage d'un train MS 61 à environ 100 km/h	Niveau de bruit en dB (A) à proximité du rail (1,5 m de distance)
Voie courante soudée	96
Appareil de dilatation en bon état	96
Appareil de dilatation médiocre	108
Joint de rail ouvert (14 à 18 mm)	112

L'état de surface du rail a une grande importance dans la génération du bruit de roulement (figure 21). Ainsi, des différences de 10 dB (A) en voiture dans un tunnel sans ballast, ont été observées entre des circulations de MF 67 sur des rails ayant subi dix mois d'exploitation et des rails meulés, à l'avantage de ces derniers. Au bout de quelques mois, l'écart se stabilise à environ 7 dB (A).

Des expérimentations de joints en biseau à 45° sont en cours sur la ligne n° 3. Par ailleurs, le premier appareil de voie à cœur coulissant a été installé sur

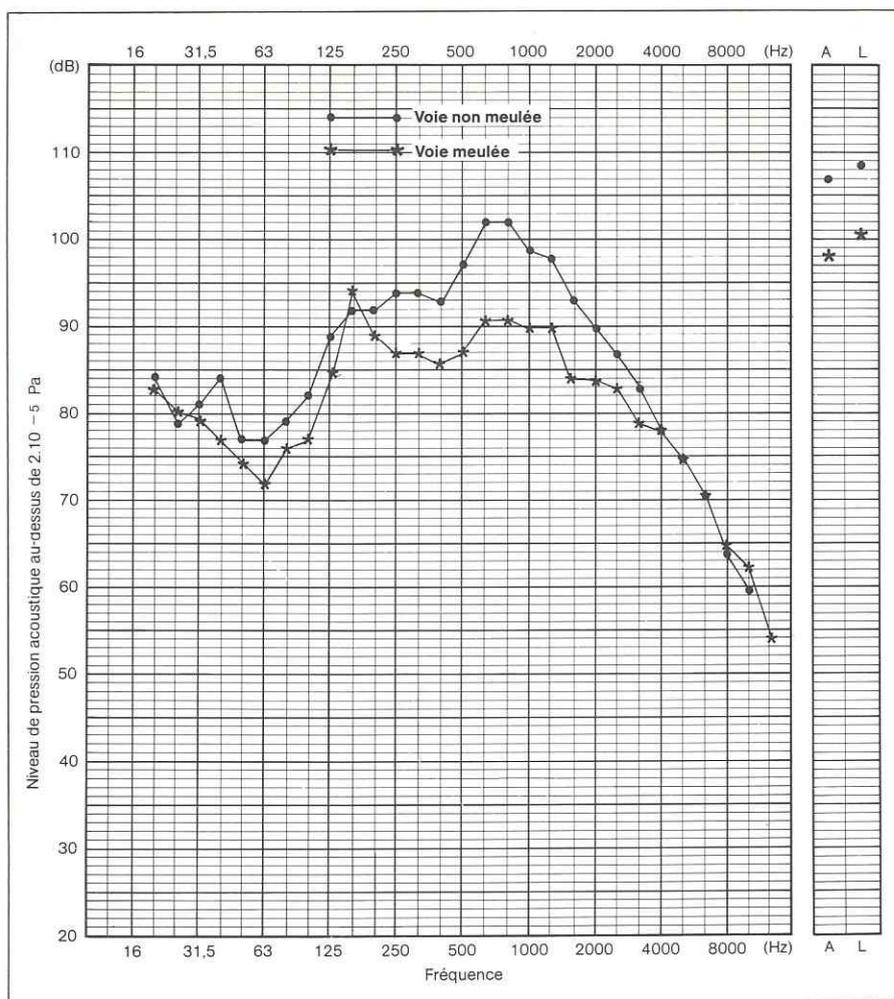


Fig. 21 - Influence du meulage sur le bruit en tunnel. Bruit de passage en souterrain, 60 km/h sur l'erre.

le réseau, à la sortie de la gare de Denfert-Rochereau (RER ligne B). Les premières mesures réalisées n'ont pas permis d'isoler le bruit de franchissement du cœur, du fait de la proximité de joints de rails.

Cette technique ne peut être appliquée au cas des appareils complexes (bretelles, traversée, jonction, appareils enroulés). Chaque fois que cela est possible, ces appareils sont supprimés sur les voies principales et évités pour les lignes nouvelles.

Lignes souterraines : lutte contre la réverbération en tunnel et en station

C'est un fait d'observation courante pour le voyageur que le bruit augmente en voiture lorsque le train quitte un espace dégagé pour pénétrer dans un tunnel. Pour des tunnels à voie double ballastée, cette augmentation se chiffre à environ 10 dB (A) pour les matériels du métro à petit gabarit (dont les caisses sont assez transparentes au

bruit), que le roulement se fasse sur roues métalliques ou sur pneumatiques. On note une recrudescence des bruits de roulement dans les aiguës lorsque le train circule sur une voie sans ballast en souterrain, qui peut se traduire par une élévation supplémentaire de 3 à 5 dB (A) du bruit en voiture. Ceci s'explique en considérant le rôle absorbant pour le bruit aérien joué par le lit de ballast de 40 à 60 cm d'épaisseur.

Dès l'origine des premières poses de voie sans ballast dans le tunnel « Étoile-Défense », la RATP a pris conscience du problème, mais jusqu'ici, aucune solution complètement satisfaisante (durée de vie, entretien, coût) n'a été trouvée. Il a été vérifié expérimentalement que le fait de rajouter sur le radier de béton une couche de gravillons permet de ramener l'ambiance à celle des voies ballastées. Des essais récents effectués tant dans le tunnel de Saint-Denis que dans celui du tronçon central ont conduit aux gains suivants sur le bruit en voiture :

- traitement des piédroits sur 1,7 m de hauteur
- flocage à la laine de roche : - 7 dB (A)
- mousse d'argile : - 4 dB (A)
- pose d'écrans absorbants d'entre-voie : - 3,5 dB (A)
- couverture du radier avec des dalles rugueuses : - 2,5 dB (A)

Les expériences de traitement acoustique de tunnels classiques ballastés sont plus anciennes : il s'agissait de flocage de toute la surface de la voûte et des piédroits à l'aide de matériaux fibreux. Les inconvénients (mauvaise

tenue dans le temps, surtout aux infiltrations, risques de pulvérulence) l'emportent sur l'efficacité acoustique qui atteint difficilement 4 dB (A), malgré l'importance de la surface couverte (il faut dire qu'il est plus difficile de gagner quelques décibels supplémentaires en partant d'un local déjà traité en partie par le ballast, qu'en opérant sur un tunnel sans ballast).

Actuellement, les traitements de tunnels ballastés sont abandonnés, à l'exception des abords immédiats des stations des prolongements de lignes (Champs-Élysées, Saint-Denis Porte de Paris ligne n° 13 par exemple) où toute la voûte est recouverte d'un composé à base de mica et de fibre minérale aggloméré avec une résine (le temps de réverbération est diminué de 40 %). Le traitement a pour but de diminuer l'impact, pour les usagers attendant sur le quai de la station, des bruits de franchissement des appareils de voie (sur ballast) encadrant la station et accessoirement d'étouffer le bruit de roulement. Il est complété par l'installation d'un écran d'entre-voie absorbant couvrant toute la longueur de la station et s'engageant de part et d'autre en tunnel, dont le but est de soustraire les usagers en attente sur le quai au rayonnement sonore direct des bogies des trains circulant sur la voie opposée. Le gain est évalué à 5 ou 6 dB (A).

Certaines stations nouvelles (La Défense, Champs-Élysées ligne n° 13) comportent en outre un traitement du plafond qui permet d'atténuer de façon notable les effets de réflexion sur les parties carrelées. Si l'on excepte le cas

des grandes salles d'échanges (Étoile, Nation), les accès n'ont pas de traitement particulier, hormis le recours de plus en plus fréquent aux tapis de caoutchouc qui amortissent les bruits de pas.

Lignes en viaduc : rayonnement sonore des ouvrages

Le cas des lignes en viaduc se complique du risque de rayonnement sonore de l'ouvrage par suite de son entrée en vibration au moment du passage des trains. Cet effet est d'autant plus marqué que l'ouvrage est plus léger et présente des résonances marquées (structures métalliques), et que le couplage entre la voie et l'ouvrage est plus direct (poses directes).

Le tableau suivant rassemble des valeurs de niveaux sonores en dB (A) mesurés le long des viaducs anciens métalliques de Paris, à 50 m de distance (lignes n°s 2-5 et 6).

D'autre part, le bruit en remorque Sprague augmente brusquement de 5 à 7 dB (A) à la transition entre le viaduc ballasté classique et la pose directe du pont d'Austerlitz (on atteint 96 dB (A), en remorque, à l'air libre).

Type d'ouvrage	Type de pose de voie	Niveau de bruit de passage voie proche en dB (A)	Voie éloignée	Matériel
Pont SNCF-Nord métallique	Directe sur platelage métallique	87	85	Sprague (40 km/h)
Pont d'Austerlitz d°	d°	87	84	d°
Viaduc à voûtains Austerlitz-St-Marcel	Ballast	78	76	d°
Viaduc à voûtains Stalingrad-Jaurès	Ballast	76	74	d°
Pont de Bercy pierre	Élastique sur platelage métallique	82	—	d°
d°	d°	65	—	MP 73 (60 km/h)

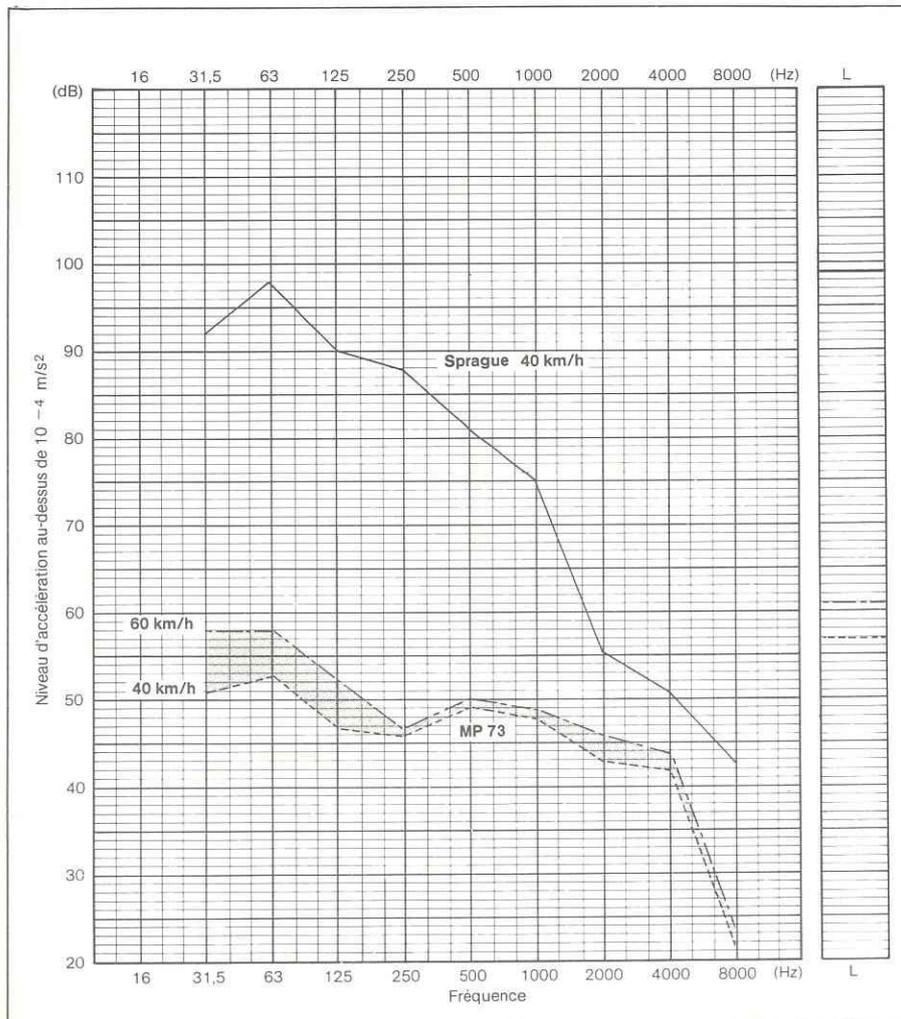
Si le rayonnement sonore des viaducs à voûtains garnis de ballast est relativement faible (surtout à 63 et 125 Hz), il n'en est pas de même des ponts à poses directes (5 au total dans Paris) qui augmentent le niveau sonore de 10 à 11 dB (A). Des études sont en cours

pour remédier à cette situation sur les lignes n°s 2 et 5 : recherche de découplage mécanique entre la voie et le platelage, suivie d'un traitement insonorisant de la structure si besoin est. On sait par ailleurs que le problème ne se pose plus sur les deux ponts de la ligne

n° 6 qui enjambent la Seine : la circulation des trains à pneumatiques a permis de gagner de l'ordre de 18 dB (A) en bruit. Le gain en viaduc courant ballasté est moindre, mais néanmoins significatif comme on peut en juger d'après le tableau suivant :

Vitesse	Points de mesure				
	1 Train (remorque)	2 Immeuble à 20 m	3 Sous- viaduc	4 25 m	5 50 m
MP 73 à 60 km/h	69 dB (A)	—	—	70 dB (A)	65 dB (A)
MP 73 à 50 km/h	67,5 dB (A)	71,5 dB (A)	71 dB (A)	67,5 dB (A)	—
MP 73 à 40 km/h	64 dB (A)	67,5 dB (A)	67 dB (A)	65,5 dB (A)	—
Train Sprague à 40 km/h	82 dB (A) (viaduc) 86 dB (A) (pont)	80 dB (A)	84,5 dB (A)	85,5 dB (A)	82 dB (A)

Fig. 22 - Vibration du viaduc de la ligne n° 6, au passage de matériel ancien Sprague et de matériel sur pneumatiques MP 73.



Perçu de la fenêtre de l'immeuble, le bruit de passage à 40 km/h du MP 73 est inférieur de 12,5 dB (A) à celui du passage du Sprague à même vitesse (figures 22 et 23). Pour mémoire, précisons que la réduction n'était que de 4,5 dB (A) pour le matériel MF 67 A2 et de 1,5 dB (A) pour le matériel MF 67 A1.

Le gain apporté par le matériel à pneumatiques tient d'une part à son faible bruit de roulement propre, d'autre part au fait qu'il n'excite pas la structure du viaduc. Pour se rapprocher de cette seconde condition avec du matériel classique, une tentative a été faite récemment de disposer sous le lit de ballast du viaduc ancien à voûtains (à Stalingrad) un tapis résilient de Réso-plast, épandu à froid sous une épaisseur de 6 cm. Les mesures ont montré qu'on déplace ainsi la résonance basse de 50 à 31 Hz, ce qui permet d'atténuer nettement la vibration du viaduc entre 60 et 150 Hz, mais l'incidence sur le bruit global n'est que de 2 dB (A).

Une évaluation, dans le cas du viaduc de la ligne n° 2, d'une insonorisation complète du viaduc courant (pose de voie amortissante à mettre en œuvre en même temps que la reprise d'étanchéité de l'ouvrage, et écrans de protection latérale) a été faite et a montré que celle-ci ne serait intéressante que si on supprimait les points noirs des ponts à pose directe au-dessus des voies SNCF du Nord et de l'Est : en tablant sur un niveau de 70 dB (A) lors des circulations de trains « fer » modernes en viaduc courant, le niveau maximal serait déterminé par les passages sur ces

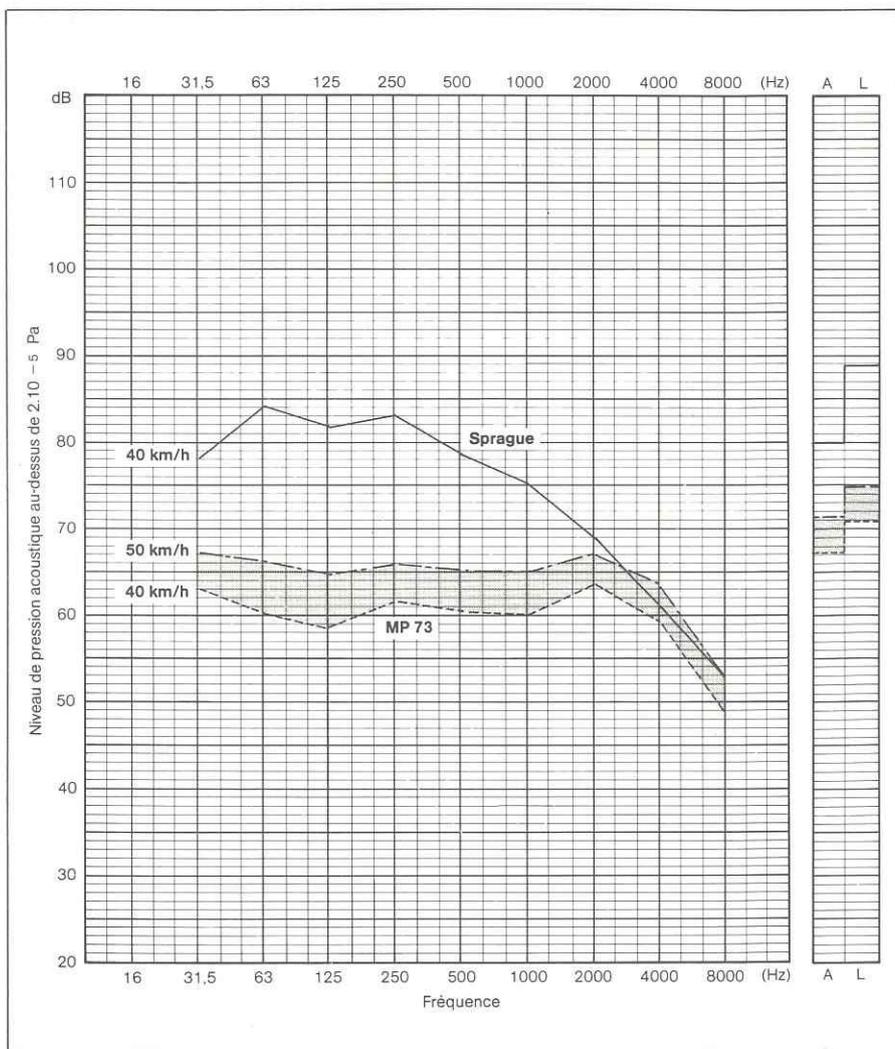


Fig. 23 - Bruit perçu de la fenêtre d'un immeuble bordant le viaduc de la ligne n° 6, au passage du matériel ancien et de matériel sur pneumatiques MP 73.

ponts jusqu'à une distance de 160 m de ceux-ci, ce qui couvre presque deux interstations.

L'essentiel de l'effort est donc porté sur ces ponts (l'un d'eux est responsable d'un niveau sonore de 95 dB (A) en façade d'un immeuble habité), et une première expérience de suspension élastique est en cours sur le viaduc d'Austerlitz ligne n° 5.

Les problèmes des quelques ponts métalliques à pose directe de la ligne B du RER sont similaires. Mais étant donné leur faible longueur et leur vétusté, on recourt à une solution définitive : ces ouvrages sont peu à peu remplacés par des ouvrages lourds en béton, à pose classique sur ballast, qui n'ont pas de rayonnement sonore marqué.

Influence de la configuration du terrain sur le rayonnement sonore à distance

Les mesures des caractéristiques des matériels en aérien sont faites dans des conditions se rapprochant le plus possible du champ libre (pas d'obstacles à la propagation). La présence d'immeubles, de merlons de terre ou de réflecteurs divers bouleverse les données du problème. Une étude assez complète englobant différents types de plates-formes (remblai, viaduc, niveau du sol,

déblai) et différents sites urbains (grands immeubles, pavillons, habitat dispersé) avait été réalisée en 1971 sur le RER.

Le tableau de la page suivante fait une synthèse des résultats obtenus en dB (A), dans les neuf contextes d'implantation des voies étudiées, pour une vitesse de circulation de 80 km/h et à 50 m de distance de la voie la plus proche. Certains de ces chiffres résultent de calculs et d'approximations et n'ont qu'une valeur indicative permettant d'établir un classement des différents contextes.

Parmi les sites étudiés, on peut distinguer trois configurations types :

- sites où les niveaux de crête de bruits perçus sont inférieurs ou égaux à 70 dB (A), soit : la tranchée, même en présence d'immeubles; et le viaduc dont le parapet constitue un écran pour les seules constructions inférieures;
- sites où les niveaux de crête de bruits perçus sont compris entre 70 et 75 dB (A) et pour lesquels divers aménagements seraient souhaitables : talus en terre plutôt que maçonnés; plantations d'essences à feuilles persistantes; édification de murettes jusqu'à hauteur de caisse; entrent dans cette catégorie les voies en remblai, et au niveau du sol pour tous les contextes excepté les grands immeubles;
- sites où les niveaux de crête de bruits perçus sont supérieurs à 75 dB (A) et qui nécessitent, dans le cas de lignes nouvelles, des protections spéciales; c'est le cas des voies en remblai proches d'immeubles où des viaducs proches d'immeubles dépassant le niveau de l'ouvrage. La couverture totale des voies serait la solution radicale, mais elle s'avère le plus souvent insupportable économiquement et esthétiquement. C'est pourquoi on s'oriente vers l'utilisation d'écrans de hauteur réduite.

Protections artificielles : écrans

(annexe 2 et figure 24)

Dans la suite logique de ce qui vient d'être dit, la RATP s'est lancée dans une investigation sur les moyens de protection par barrières acoustiques, afin d'avoir des solutions adaptées à des cas concrets devant se présenter (lignes nouvelles).

		Site urbain			
Implantation des voies		Espace dégagé	Zone boisée	Pavillons	Immeubles
Remblai	Hauteur	(12,5 m) 74 dB (A)	(8,3 m) 70,5 dB (A)	(5,3 m) 77,5 dB (A)	(18 m) 80/89 dB (A)
	H = 1,20 m	73,5 dB (A)	74 dB (A)	75,5 dB (A)	
Viaduc	Hauteur			(15 m) 65 dB (A)	
	H = 1,20 m			62,5 dB (A)	
Niveau du sol	Hauteur	(15 m) 77 dB (A)		(10 m) 75,5 dB (A)	
	H = 1,20 m	70 dB (A)		69,5 dB (A)	
Tranchée	Hauteur			(16 m) 64,5/71 dB (A)	(16 m) 70 dB (A)
	H = 1,20 m			63/67 dB (A)	62 dB (A)

NOTA

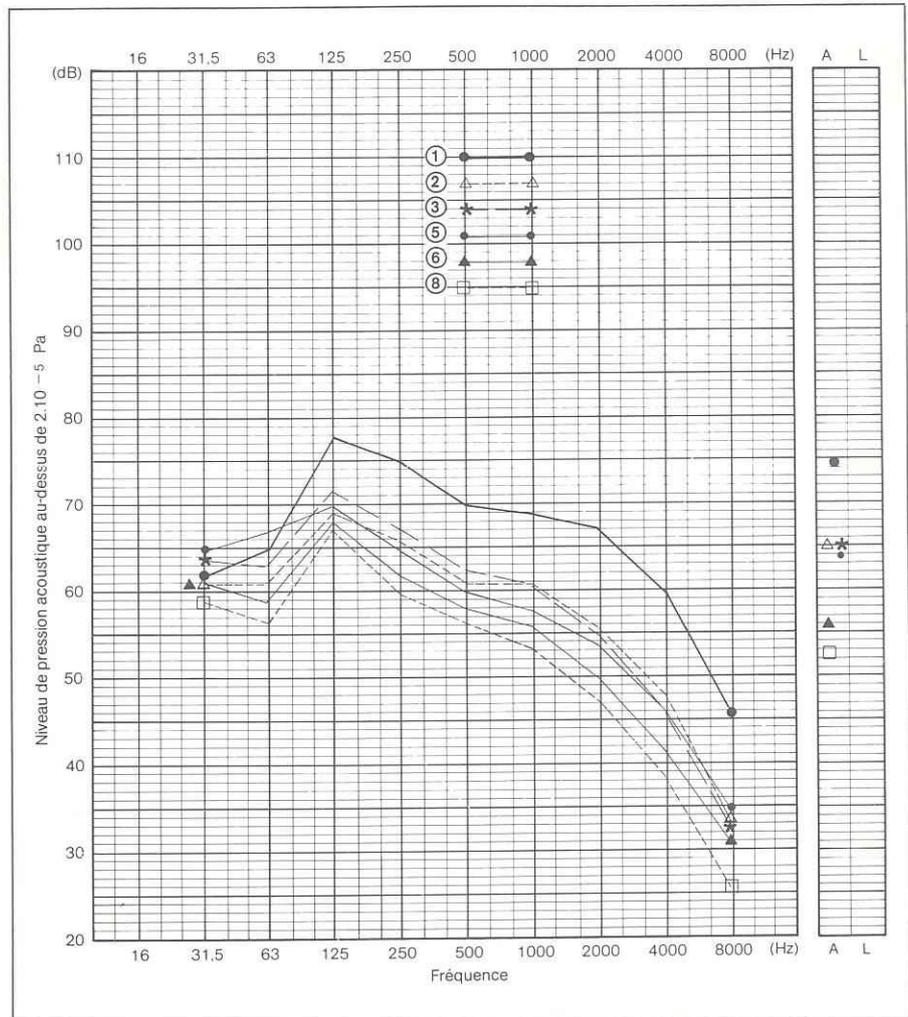
Lorsqu'il existe deux nombres (exemple : immeubles - voies en remblai 80/89 dB (A)), le premier indique le niveau de bruit en voie courante et le second le niveau de bruit au passage sur appareil de voie.

Fig. 24 - Exemples de spectres de bruit à distance de la voie, montrant l'efficacité de quelques types d'écrans de protection phonique (écrans testés dans le site de l'île de Châtou).

Les premières expérimentations d'écrans acoustiques remontent à la mise en service du RER Est et Ouest : les stations souterraines de correspondance avaient été équipées de panneaux d'entre-voie destinés à masquer les bogies à l'ouïe des voyageurs attendant sur le quai opposé. Le gain, évalué à 5 ou 6 dB (A), a justifié l'extension de cette technique à toutes les nouvelles stations souterraines des deux réseaux. Ces écrans se composent d'une âme en contre-plaqué amortie sur les deux faces par un produit baryté en sandwich entre deux panneaux de laine de verre. Des feuilles de PVC perforé assurent la protection extérieure.

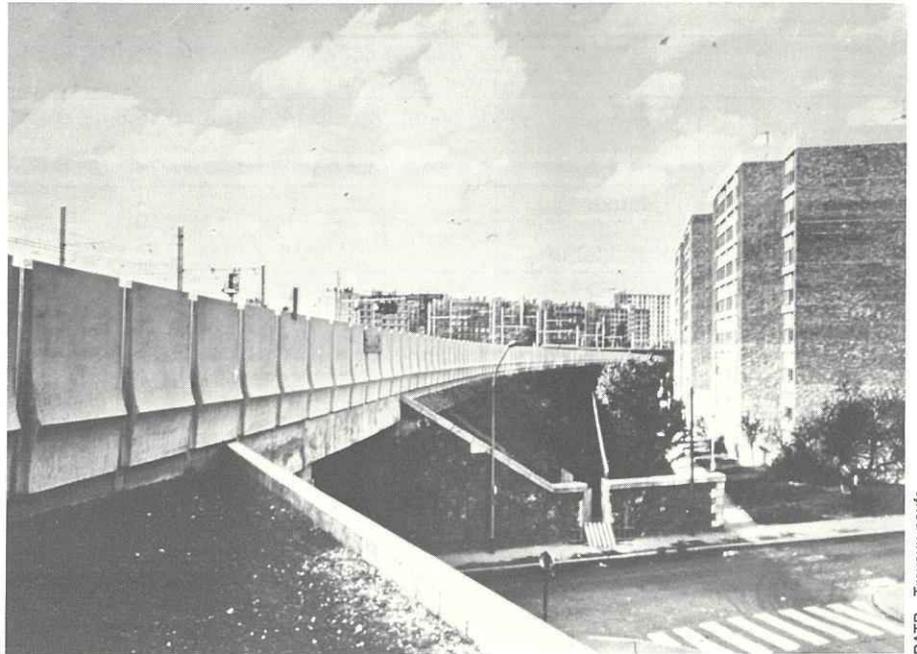
Par la suite, l'idée des écrans acoustiques le long des voies aériennes est apparue au cours des discussions entre la Régie et les collectivités locales à propos du projet du viaduc de la vallée de la Marne. Lors de la campagne d'essais de 1971 décrite plus haut, la comparaison entre la plate-forme en champ libre et le viaduc de Saint-Maurice, sur la ligne régionale Est, avait incidemment mis en évidence l'effet d'écran du muret garde-fou du viaduc : le gain s'élevait à 10 dB (A) dans le plan des rails, derrière l'écran.

La décision d'entreprendre une campagne d'expérimentation systématique pour déterminer les types d'écrans les plus adaptés à la protection des riverains compte tenu des contraintes de coût et d'entretien, fut prise en 1973.

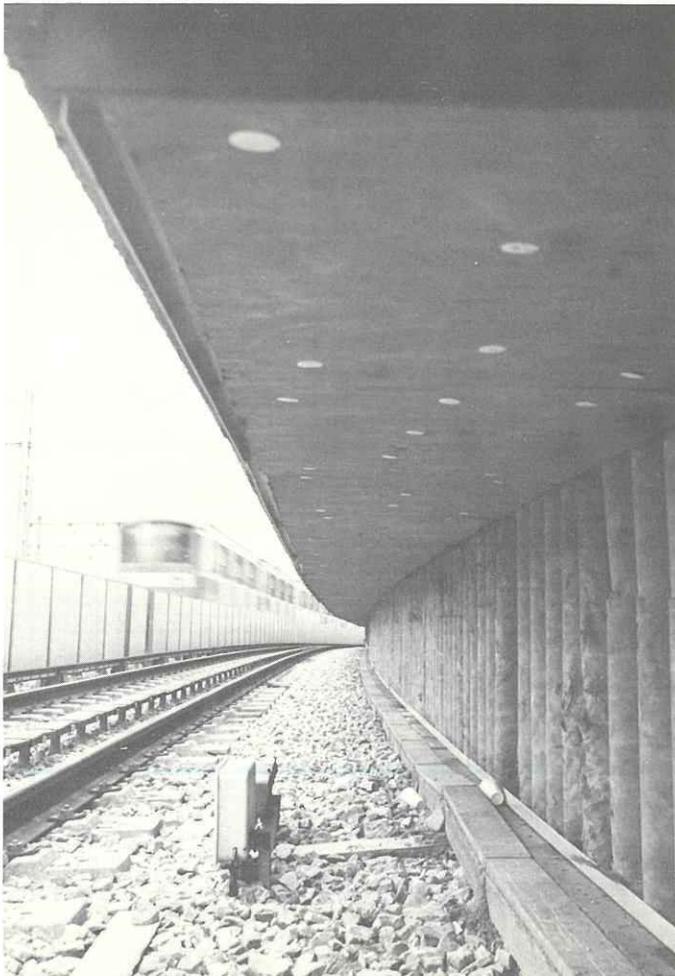


Peu après, le projet de prolongement de la ligne n° 14 vers le Sud et les pourparlers qui s'ensuivirent avec la municipalité de Malakoff donnèrent un caractère d'urgence à cette recherche. Une démonstration ayant pour but de montrer l'atténuation apportée par les murettes de quai dans le demi-plan inférieur (supérieure à 12 dB (A)) fut organisée à la station « Laplace » en présence de représentants de cette municipalité.

Le site de l'île de Chatou fut ensuite choisi comme base des essais systématiques. Les premières mesures en champ libre intervinrent en février et mars 1974, et le premier écran fut érigé en août de la même année. Dix-sept autres installations suivirent, comportant diverses variantes, et la partie proprement expérimentale de cette recherche ne s'est achevée que récemment en juillet 1976, par de nouvelles mesures de zéro, une fois démonté le dernier écran.



RATP - Travaux neufs



*Ci-dessus, ci-contre et ci-dessous :
Protection latérale à Malakoff.*



RATP - Carrier

En haut :
Expérimentation de barrière acoustique à Chatou : mur en mousse d'argile.
Au centre et en bas :
Garde-corps pleins du viaduc de Neuilly-Plaisance.

On en retiendra les données générales suivantes :

- la particularité des sources à cacher (situées toutes dans le bogie et rayonnant des sons assez clairs) et le guidage sur rails permettent d'obtenir des atténuations importantes avec des écrans bas (1,2 m de hauteur), placés assez près des caisses (ce qui ne serait pas possible dans le cas d'une circulation routière);

- pour protéger des points bas (zone pavillonnaire à proximité d'une voie en surplomb), de simples écrans droits absorbants suffisent à donner des gains supérieurs à 15 dB (A);

- les protections en hauteur (immeubles hauts à proximité des voies) nécessitent de recourir à des structures particulières encageant et absorbant le bruit sous les caisses (écrans à banquettes et écrans droits à la limite du gabarit); des atténuations de 15 dB (A) peuvent encore être conservées dans ces conditions jusqu'à un angle de site de 45° par rapport à l'arête de l'écran;

- le coût des écrans est très élevé (équivalent au prix de la voie pour le prolongement de la ligne n° 13 à Malakoff) : leur structure et leur ancrage doivent être calculés pour résister à des vents de 140 km/h et supporter éventuellement des piétons (banquettes);

- les contraintes sur l'entretien des installations fixes (voie) sont importantes et posent notamment le problème de la sécurité des agents qui visitent la voie pour lesquels des trappes relevables ont dû être prévues;

- le recours systématique à ces techniques pour les voies existantes représenterait un coût insupportable pour la collectivité. De plus, certains contextes (voies multiples avec appareils) ne sont pas justiciables de ces techniques.

Actuellement, les écrans constituent un dernier recours pour la protection des sites où s'implantent des voies nouvelles, lorsque toutes les autres possibilités ont été écartées (tunnel, tranchée, merlon de terre).

Trois applications industrielles concernent des voies RATP : sur le remblai de la ligne n° 13 à Malakoff (écran central et écran latéral à banquettes) en service depuis novembre 1976; sur le viaduc de Neuilly-Plaisance du RER (écrans latéraux recourbés intégrés à l'ouvrage); et sur le viaduc de Clichy-Asnières ainsi que dans la rampe qui le précède du côté de Clichy (en cours de réalisation). Les deux premières réalisations déjà visibles améliorent, en plus de l'insonorisation, l'aspect esthétique de l'ensemble.



RATP - Carrier



RATP - Minoli



RATP - Thibaut

Protection contre le bruit des installations fixes

Le développement des installations fixes « bruyantes », telles que postes de ventilation du tunnel, escaliers mécaniques débouchant à l'extérieur, postes de redressement et d'éclairage-force, a conduit la Régie à prendre des dispositions contraignantes au niveau des projets pour éviter de gêner les riverains.

Les caractéristiques de ces installations sont d'engendrer un bruit stationnaire, d'intensité moyenne ou faible au niveau de la rue, et comportant le plus souvent des fréquences pures (fréquence rotationnelle du ventilateur, harmoniques du secteur pour un transformateur). Lorsque ces bruits se manifestent chez des voisins par une certaine émergence (émergence fréquentielle seulement, dans certains cas, et non globale) dans un bruit de fond faible, leur caractère lancinant est particulièrement mal ressenti et entraîne systématiquement des réclamations.

Objectifs et réalités

Pour les installations de ventilation, on s'impose que le bruit de fonctionnement entendu de la plus proche fenêtre d'habitation soit inférieur de 2 dB (A) au bruit de fond nocturne défini par le niveau statistique L_{90} mesuré vers 2 heures du matin. Cet énoncé se traduit par la formulation suivante indiquant le niveau sonore à respecter en sortie de grille :

$$Ng = L_{90} + 20 \log \frac{r}{r_0} - 2$$

où r est la distance de la grille à la fenêtre et r_0 le rayon de l'hémisphère équivalente à la grille.

Cette règle a été définie empiriquement : son respect n'entraîne jamais de plaintes pour raisons de bruit, tandis que son dépassement* de 3 à 4 dB (A) est souvent suivi de réclamations. Elle

est en passe d'être généralisée aux autres installations fixes débouchant sur la voie publique.

Pour le confort du voyageur par ailleurs, la limite pour le bruit en tunnel au droit des ventilateurs est fixée à 85 dB (A), et celle pour le bruit de toute installation fixe en station à 65 dB (A). De plus, les spectres par bandes d'octave doivent se situer au-dessous des courbes NR d'indices respectifs 80 et 60.

Dans le cas des ouvrages de ventilation, les incidences économiques de ces règles ne sont pas négligeables : les renforcements d'insonorisation dans les secteurs calmes obligent à augmenter les dimensions de l'ouvrage (pour placer les caissons insonorisants) et à surdimensionner les moteurs (pour compenser les pertes de charges accrues), le débit nominal étant en général de 60 m³/s. On peut même aboutir à des impossibilités techniques lorsque les niveaux d'ambiance sont trop bas (exemple : projet Norvins ligne n° 12, à Montmartre, où le L_{90} vaut 37 dB (A)).

Dans le cas des postes de redressement, surtout s'il s'agit de postes intégrés dans des immeubles d'habitation, la règle observée est la réglementation légale (niveau sonore au plus égal à 30 dB (A) dans les pièces principales), mais on vise plus loin lorsque c'est possible, car des cas de gêne ont déjà été observés au-dessous (exemple : bruit de 28 dB (A) à 100 Hz, dans une ambiance d'environ 24 dB (A)).

Les installations servant exceptionnellement (exemple : disjoncteurs blindés d'arrivées à 63 kV des postes à haute tension) font l'objet de spécifications particulières, au coup par coup.

Cas des postes de redressement implantés dans des ensembles immobiliers

Le problème particulier des postes de redressement implantés dans des immeubles d'habitation a conduit à

prendre un certain nombre de dispositions propres à empêcher toute propagation sonore.

Pour se prémunir contre toute transmission solide, l'ensemble des installations génératrices de bruit (transformateur de 13 tonnes, redresseur de 4 tonnes et deux ventilateurs de 1,5 tonne chacun) est porté par une dalle reposant sur une fondation indépendante de celle de l'immeuble. La dalle est séparée des murs de fondation du bâtiment par des joints souples d'étanchéité de 4 cm de largeur. Les arrivées moyenne tension se font par des connexions souples et les sorties courant continu vers la ligne par tresses, pour éviter tout « pont » vibratoire.

Les transformateurs utilisés aujourd'hui sont du type « sec », les anciens transformateurs à pyralène réputés moins bruyants étant abandonnés à cause des difficultés de destruction du diélectrique liquide de refroidissement. Les ventilateurs sont du type centrifuge à 70 pales et tournent à environ 760 t/mn (ce type de ventilateurs est moins bruyant que le type hélicoïde).

Les dispositions suivantes sont prises pour éviter la transmission par l'air : l'ensemble des sources (transformateur, redresseur et ventilateur) est enfermé dans une cellule étanche, des caissons insonorisants (73 mm de vide d'air entre panneaux de laine de verre parallèles à l'écoulement) sont disposés aux entrées et sorties d'air de refroidissement des appareils. Les murs du poste sont indépendants de ceux de l'immeuble avec un vide intermédiaire. Une dalle de béton de trente à cinquante centimètres d'épaisseur sépare l'étage de la ventilation des locaux en surplomb.

Ces précautions visent à éliminer tout risque de perturbation dans les appartements limitrophes comme pour les postes de redressement « Porte de Versailles » implantés dans un immeuble HLM de la société Logis-Transport, et « Luxembourg » construit dans l'immeuble ancien de la gare du Luxembourg.

Les dispositions prises contre le bruit aérien sont les suivantes : l'ensemble

* Ce dépassement peut être dû à un mauvais vieillissement de l'installation, mais aussi à la baisse du niveau L_{90} .

des sources (transformateur, redresseur et ventilateur) est enfermé dans une cellule étanche. Des caissons insonorisants (73 mm de vide d'air entre panneaux de laine de verre parallèles à l'écoulement) sont disposés sur 4 m de longueur à l'entrée de la gaine d'air et sur 3,5 m à la sortie pour éviter les fuites acoustiques par la cheminée qui débouche sur le toit. L'ensemble du poste est enfermé dans des doubles cloisons de 15 cm d'épaisseur parallèles aux murs préexistants (vide intermédiaire de 4 cm), et l'appartement en surplomb est séparé de l'étage de ventilation par une dalle flottante de béton de 30 cm, reposant sur un plafond de béton de 25 cm par l'intermédiaire d'un tapis antivibratile de 5 cm.

Ces précautions devraient permettre d'éliminer tout risque de perturbation dans les appartements limitrophes. Des dispositions analogues (quoique un peu moins sophistiquées) adoptées dans d'autres cas similaires ont donné jusqu'ici entière satisfaction.

Silencieux d'échappement du poste haute tension de Lamarck

Un problème particulier s'est présenté dans un passé récent avec le fonctionnement systématique à l'heure de pointe du soir de groupes électrogènes de puissance 1,68 MW, en renforcement des postes à haute tension d'alimentation du réseau. L'échappement des seize cylindres en V produisait un son pur à 100 Hz atteignant un niveau de plus de 110 dB en sortie de cheminée. Il a été imaginé de supprimer cette raie particulièrement gênante en appliquant au conduit d'évacuation de gaz le principe du trombone de Kœnig : le conduit se sépare en deux branches de longueur différant d'un nombre impair de demi-longueurs d'onde à la fréquence considérée, la boucle ainsi réalisée ayant un périmètre égal à un nombre entier de longueurs d'onde. S'il y a en plus égalité des flux acoustiques, on démontre qu'il se produit une extinction totale de l'onde à la sortie du système. Un essai sur maquette à l'échelle 1/40 a permis de gagner 56 dB. Les applications faites dans les postes

« Lamarck » et « Père Lachaise » ont apporté des taux de réjection de 55 et 53 dB à 100 Hz, si bien que le fonctionnement des groupes est aujourd'hui des plus discrets (figures 25 et 26).

Deux exemples d'installations de ventilation

(figures 27 à 30)

Un poste de ventilation mis en service fin 1975 débouche dans une avenue calme située dans un quartier résidentiel. Les mesures d'ambiance imposaient un niveau bas en sortie de grille : 45 dB (A).

Le ventilateur installé est du type hélicoïde réversible à quatre pales et tourne à la vitesse de 480 t/mn (32 Hz de fréquence rotationnelle). Il a un diamètre de 2,4 m et un débit nominal de 60 m³/s en extraction, pour une puissance installée de 24,3 kW. Les caissons insonorisants ont 4,9 m de longueur et une section de 3 m × 2,86 m (huit coulisses) du côté extérieur et 0,98 m de longueur pour la même section du côté du tunnel.

Le débit réel est de 61 m³/s en extraction (2/3 en insufflation). Les niveaux sonores mesurés en insufflation et extraction sont respectivement de 48 et 49 dB (A) sur la grille, et 78 et 77 dB (A) en tunnel. Si les spécifications sont largement respectées en tunnel, il n'en est pas de même au dehors (3 à 4 dB (A) de trop) et cette situation a suscité des réclamations de riverains. Pour cette raison, le ventilateur est laissé constamment en insufflation contrairement à la consigne générale d'alternance (extraction en été et insufflation en hiver).

Un autre exemple est celui d'une installation de ventilation qui a commencé à fonctionner au cours de l'année 1976. Elle débouche près d'une place, dans un quartier relativement animé. La condition imposée en sortie de grille était le respect de la courbe NR 55.

Les caractéristiques techniques du ventilateur sont voisines de celles du précédent. Seuls changent le nombre

de pales (3) et la puissance installée (33 kW). La vitesse de rotation de 730 t/mn conduit à une fréquence rotationnelle de 37,5 Hz.

Le débit réel mesuré en extraction est de 60 m³/s, pour des caissons insonorisants de 3,5 m de long sur 3,02 × 3,20 m² de section du côté de la grille et 1,2 m sur 3,02 × 2,78 m² vers le tunnel. Le bruit en sortie de grille respecte la courbe limite ISO 55, alors que les niveaux sont de 68 dB (A) en extraction et 67 dB (A) en insufflation. On trouve dans les mêmes conditions 79 et 81 dB (A) en tunnel, et 51 dB (A) dans la station la plus proche. Aucune plainte n'a jamais été signalée au sujet du fonctionnement de ce ventilateur.

Limitations

Si l'insonorisation de certaines installations (postes de redressement, postes à haute tension) n'est qu'une question de moyens, on achoppe sur des impossibilités techniques dans certains cas particuliers.

Ainsi pour les installations de ventilation, le bruit étant véhiculé par l'air en mouvement, toute intervention par des moyens classiques d'absorption a pour conséquence d'augmenter les pertes de charge qu'il faut compenser par un accroissement de la puissance du moteur. Cette technique semble cependant avoir des limites (vers 40 à 45 dB (A) en sortie de grille). Or, quelques exemples de nouveaux projets d'implantation de postes de ventilation dans des secteurs particulièrement calmes imposent des niveaux sonores très sévères en sortie de grille, de l'ordre de 38 dB (A).

La RATP envisage, avec le concours du Laboratoire de mécanique et d'acoustique de Marseille qui travaille actuellement à la mise au point de dispositifs d'absorption active (cf. annexe 2), de recourir à moyen terme à de telles techniques. Si elles s'avèrent fiables, ces techniques pourraient aussi servir de recours dans le cas de baisse définitive du niveau sonore d'ambiance de postes existants, pour lesquels la dimension de l'ouvrage ne permettrait pas l'augmentation du volume d'insonorisant.

Fig. 25 et 26 - Efficacité du silencieux d'échappement du groupe électrogène de Lamarck.

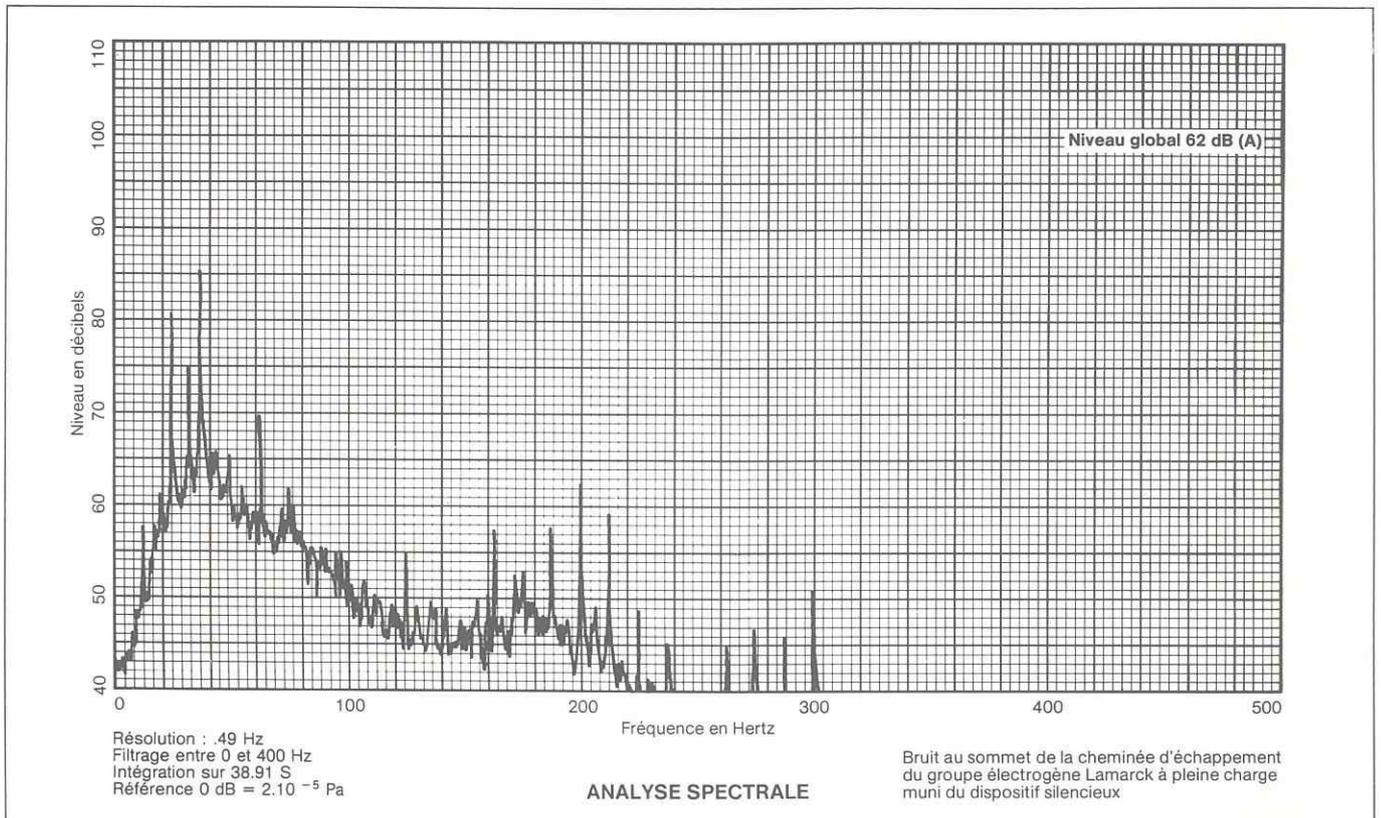
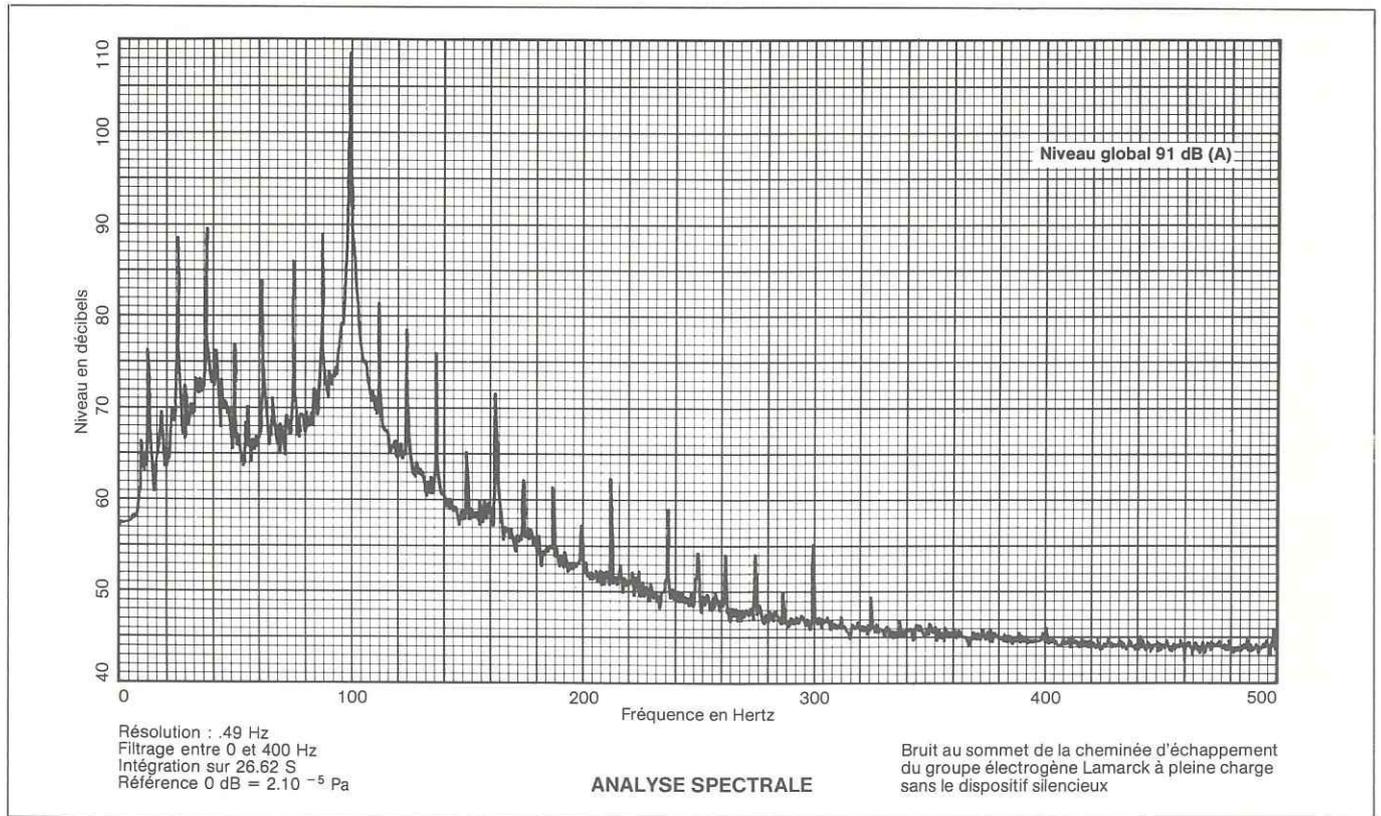


Fig. 27 et 28 - Bruit de fonctionnement du ventilateur Montgallet en extraction et en insufflation.

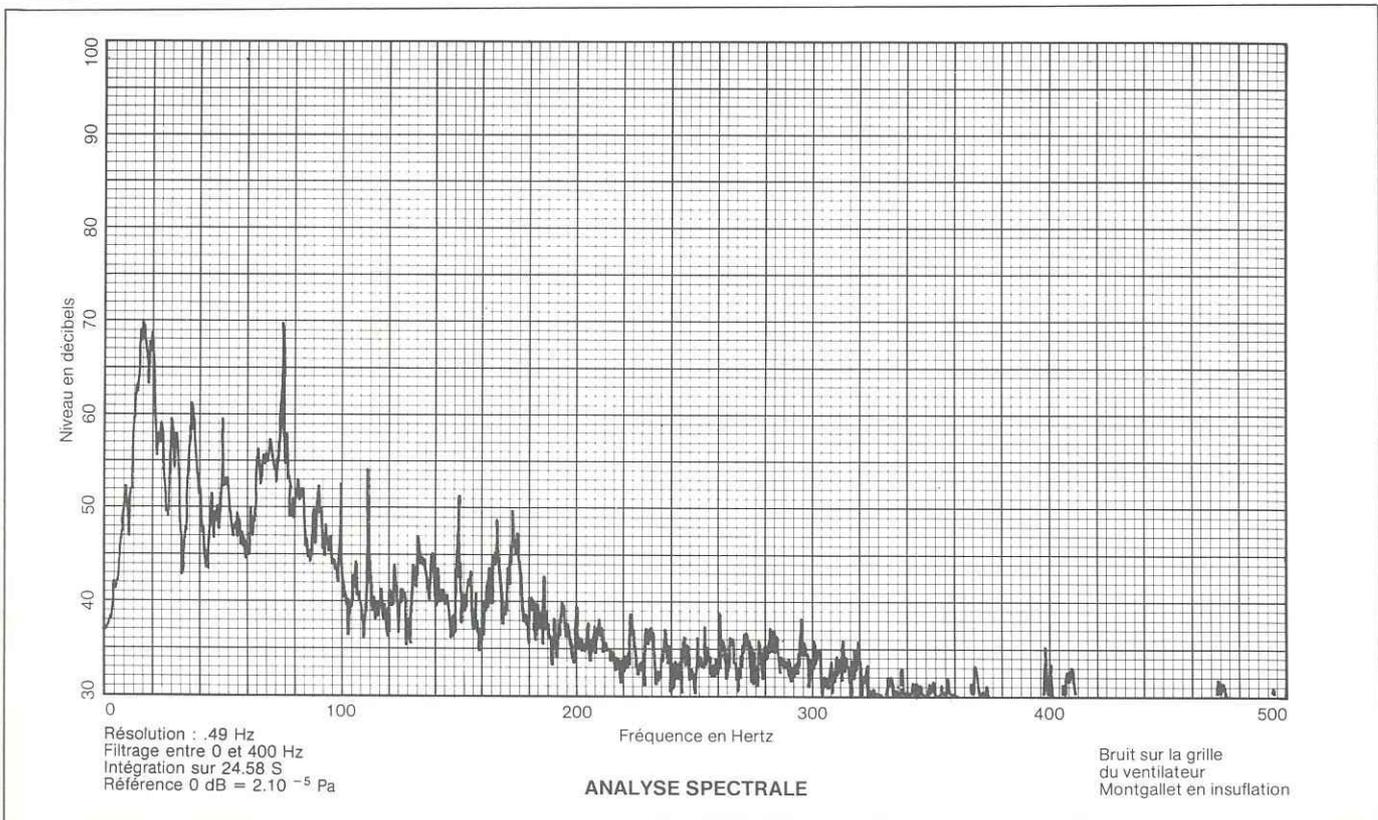
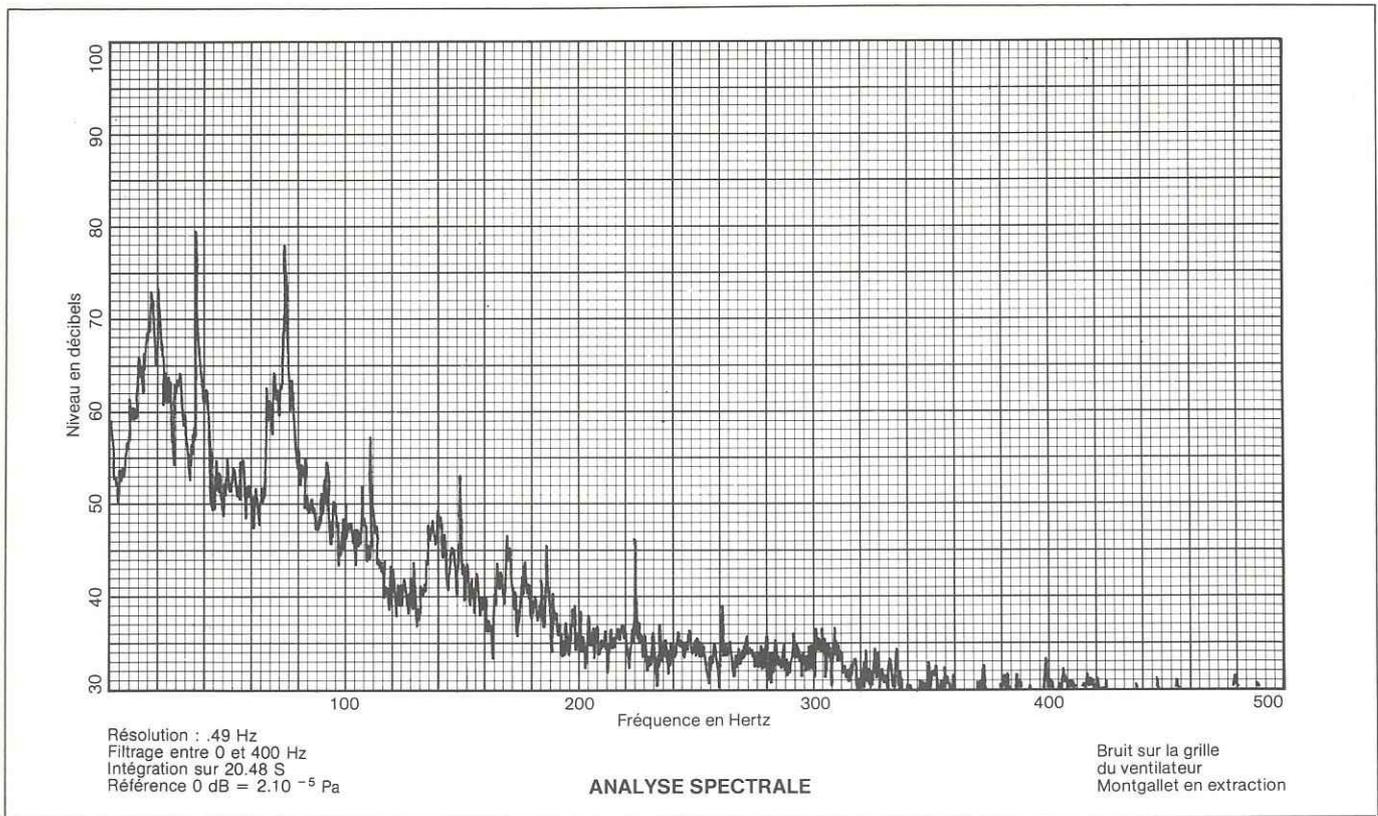
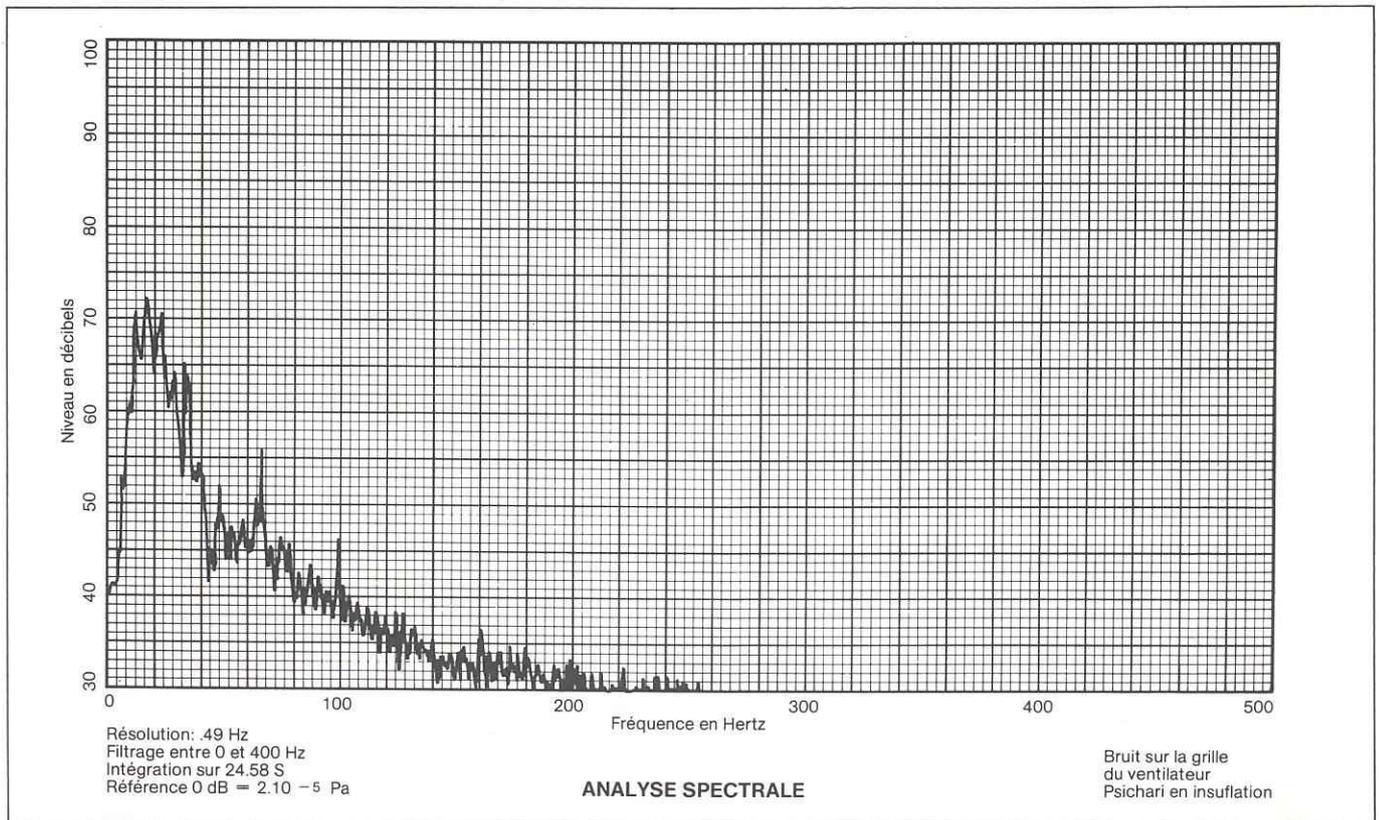
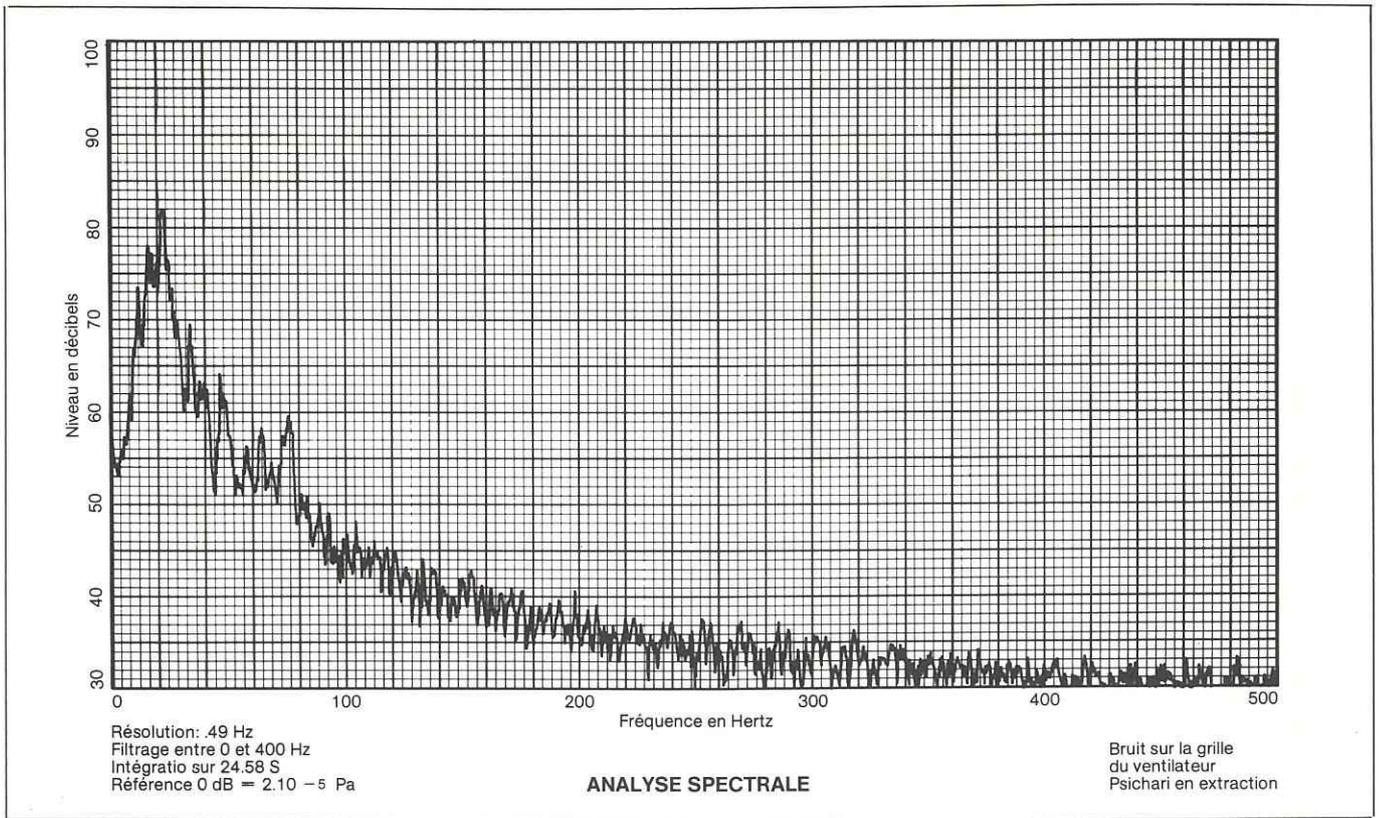


Fig. 29 et 30 - Bruit de fonctionnement du ventilateur Psichari en extraction et en insufflation.



CONCLUSION

La lutte que mène la RATP depuis quelques années contre toutes les manifestations du bruit sur ses réseaux commence à porter ses fruits, même si les résultats sont rarement spectaculaires et restent trop souvent ignorés du public. Il ne faut pas se cacher que des progrès restent à accomplir, mais il convient également de se garder de toute démesure car en ce domaine plus qu'en tout autre, les gains se font avec des contreparties dont la moindre n'est certainement pas celle du coût. L'amélioration du confort acoustique des transports en commun s'intègre dans le cadre plus général de l'amélioration du service public; il est clair qu'elle n'aurait pas de sens si elle ne devait pas se développer en harmonie avec les autres facteurs influençant le cadre de vie : il s'agit d'un problème de conscience de l'intérêt collectif.

ANNEXE I

Le son, gammes d'amplitude et de fréquence

Production

Le mécanisme de production du son est lié à l'existence d'une perturbation locale (variation des contraintes) qui se propage de proche en proche dans le milieu considéré. Il ne faut pas confondre la vitesse particulière qui caractérise le mouvement des molécules autour de leur position d'équilibre, et la célérité de l'onde qui traduit la vitesse à laquelle se propage la perturbation.

Dans un gaz, seules les ondes de compression donnent lieu à une propagation. Pour un gaz parfait, la célérité s'écrit :

$$C = \sqrt{\gamma RT/M}$$

où γ est le rapport des chaleurs massiques à pression et volume constants, R la constante des gaz parfaits, T la température absolue et M la masse moléculaire du gaz.

Amplitudes

Loin de la source, la propagation peut être assimilée localement à un mode par ondes planes parallèles. Dans ces conditions, et si le son est stationnaire, le rapport entre les valeurs quadratiques moyennes de la pression p et de la vitesse v est une constante : l'impédance acoustique du milieu ($\sqrt{\rho_0 C^2}$ pour un gaz parfait, ρ_0 étant la masse volumique).

La transition entre deux milieux d'impédances acoustiques différentes s'accompagne des phénomènes classiques de réflexion et de réfraction (transmission) pour toute onde incidente. Si les impédances sont très différentes, la presque totalité de l'énergie est réfléchie.

Intensité et puissance acoustiques

Le produit $p v$, homogène à un flux de puissance par unité de surface, est

l'intensité I du son; elle s'exprime en watts par mètre carré. L'intégration de cette intensité sur une surface fermée entourant une source donne la puissance acoustique de la source considérée (en W). Alors que la puissance acoustique est une constante caractérisant la source, l'intensité (et donc la pression sonore) est fonction de la distance à la source. Pour une source ponctuelle, la décroissance de l'intensité est dans le rapport 1/4 à chaque doublement de distance. Pour une source linéique uniforme, cette décroissance n'est plus que de moitié.

Sensibilité de l'oreille

Pour un sujet jeune, le seuil de sensibilité de l'oreille se situe aux alentours de la valeur 2.10^{-5} pascal de pression sonore (vers 1 000 Hz). Conventionnellement, cette valeur est prise comme référence P_0 pour les mesures acoustiques. Il lui correspond la valeur I_0 de 10^{-12} W/m² d'intensité sonore, si l'onde est plane.

Les plus fortes intensités sonores que peut supporter une oreille sans dommage immédiat sont de l'ordre de 10 à 100 W/m². La dynamique de perception de l'oreille est donc énorme : de l'ordre de 10^{14} . Par ailleurs, le seuil de sensibilité différentielle relative est grossièrement constant sur toute la gamme d'amplitude ($\Delta I/I = C^{ste}$, ΔI correspondant au minimum de variation perceptible à l'intensité I). Ces deux particularités militent pour l'adoption d'une échelle de mesure logarithmique des intensités (loi de Weber Fechner) : c'est l'échelle des décibels (de Sir Alexander Graham Bell).

Par définition, le niveau sonore en décibels est l'expression logarithmique du rapport de l'intensité à l'intensité de référence.

$$N_{(dB)} = 10 \log_{10} (I/I_0)$$

Étant donné la relation entre l'intensité sonore et la pression sonore, ceci peut encore s'écrire dans l'hypothèse d'une onde plane :

$$N_{(dB)} = 20 \log_{10} (P/P_0)$$

On retiendra donc que le décibel n'est pas une unité, mais l'expression d'un

rapport. Tout peut se mesurer en décibels et il faut constamment avoir présente à l'esprit la valeur de référence qui est en fait l'unité. Ainsi, lorsqu'on s'intéresse aux vibrations d'une structure solide (pour le rayonnement sonore auquel elle peut donner lieu par exemple), on est amené à mesurer des accélérations ou vitesses vibratoires locales, qu'on exprime aussi communément en décibels par rapport à certaines références d'accélération et de vitesse (souvent 10^{-4} m/s² et 10^{-8} m/s). De même les puissances acoustiques s'expriment couramment en décibels par rapport à la référence 10^{-12} W. A noter que le bel (décuple du décibel) n'a jamais été utilisé.

Les lois de décroissance en fonction de la distance précédemment décrites, exprimées en décibels, sont de 6 dB et de 3 dB respectivement par doublement de distance. Lorsque plusieurs sources sonores sont en présence, leurs intensités respectives s'ajoutent, et le niveau total s'écrit :

$$N_{(dB)} = 10 \log \sum_n I_n$$

Si toutes les sources sont identiques et d'intensité I_0 :

$$N_{(dB)} = I_0 + 10 \log n \text{ (+ 3 dB avec deux sources)}$$

Fréquences

Il est coutumier de procéder à la décomposition en fréquence (« analyse spectrale ») d'un son du fait que l'oreille elle-même se comporte approximativement comme une batterie de petits résonateurs, chacun accordé sur une fréquence, et couvrant une gamme très étendue allant de 20 Hz (périodes par seconde) à 20 000 Hz chez un sujet jeune. Ces limites ont tendance à se rapprocher avec l'âge.

La sensibilité de l'oreille n'est pas constante dans toute cette gamme. Le maximum de sensibilité se situe entre 1 000 et 4 000 Hz; au-dessus, elle décroît légèrement jusqu'à la limite des ultrasons. La sensibilité aux sons graves est très réduite et disparaît à la limite du domaine infrasonore. La courbe de sensibilité fréquentielle de l'oreille n'est pas fixe : elle change suivant l'intensité du son et devient presque plate aux très fortes intensités (l'oreille n'a pas un comportement linéaire).

Filtres de pondération

Pour tenir compte de cette caractéristique de l'oreille, les acousticiens ont introduit trois courbes de pondération (filtres) repérées par les lettres A, B et C, et destinées à corriger le signal respectivement pour les intensités faibles, moyennes et fortes (figure 31). Aujourd'hui, l'emploi de la seule pondération « A » s'est généralisé, un peu abusivement, même pour les sons intenses (cette pondération sous-estime l'effet des composantes graves de forte amplitude).

Le niveau en décibels pondéré « A », ou dB (A) s'exprime à partir de l'intensité I_A du son filtré par le réseau « A » :

$$N_{\text{dB(A)}} = 10 \log (I_A/I_0)$$

Il est en général inférieur au niveau dit linéaire ou dB (L) du même son filtré.

Les courbes NR sont un réseau de courbes non parallèles normalisées représentant approximativement les lieux des niveaux sonores donnant la même sensation pour un son pur de fréquence variable. L'indice de chaque

courbe est le niveau en dB du son pur de fréquence 1 kHz donnant la même intensité subjective (figure 32). Ces courbes sont parfois utilisées dans des spécifications de spectres en fréquence.

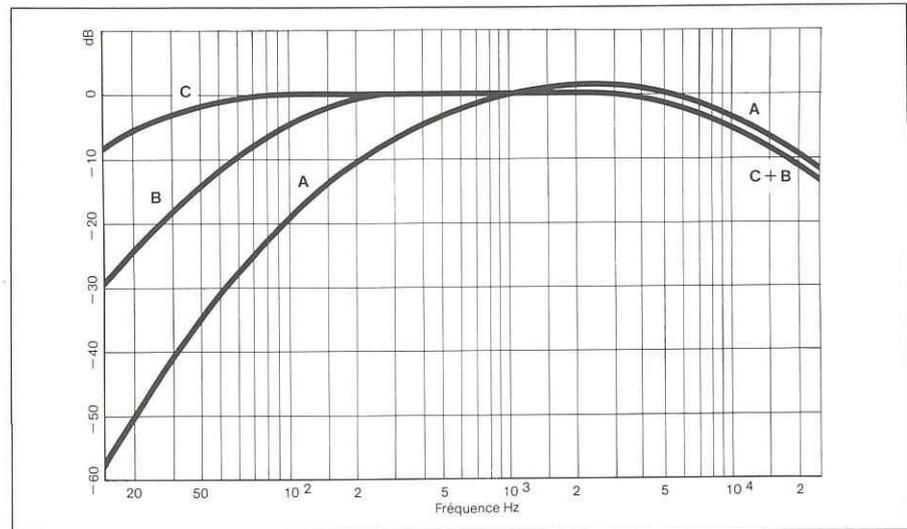
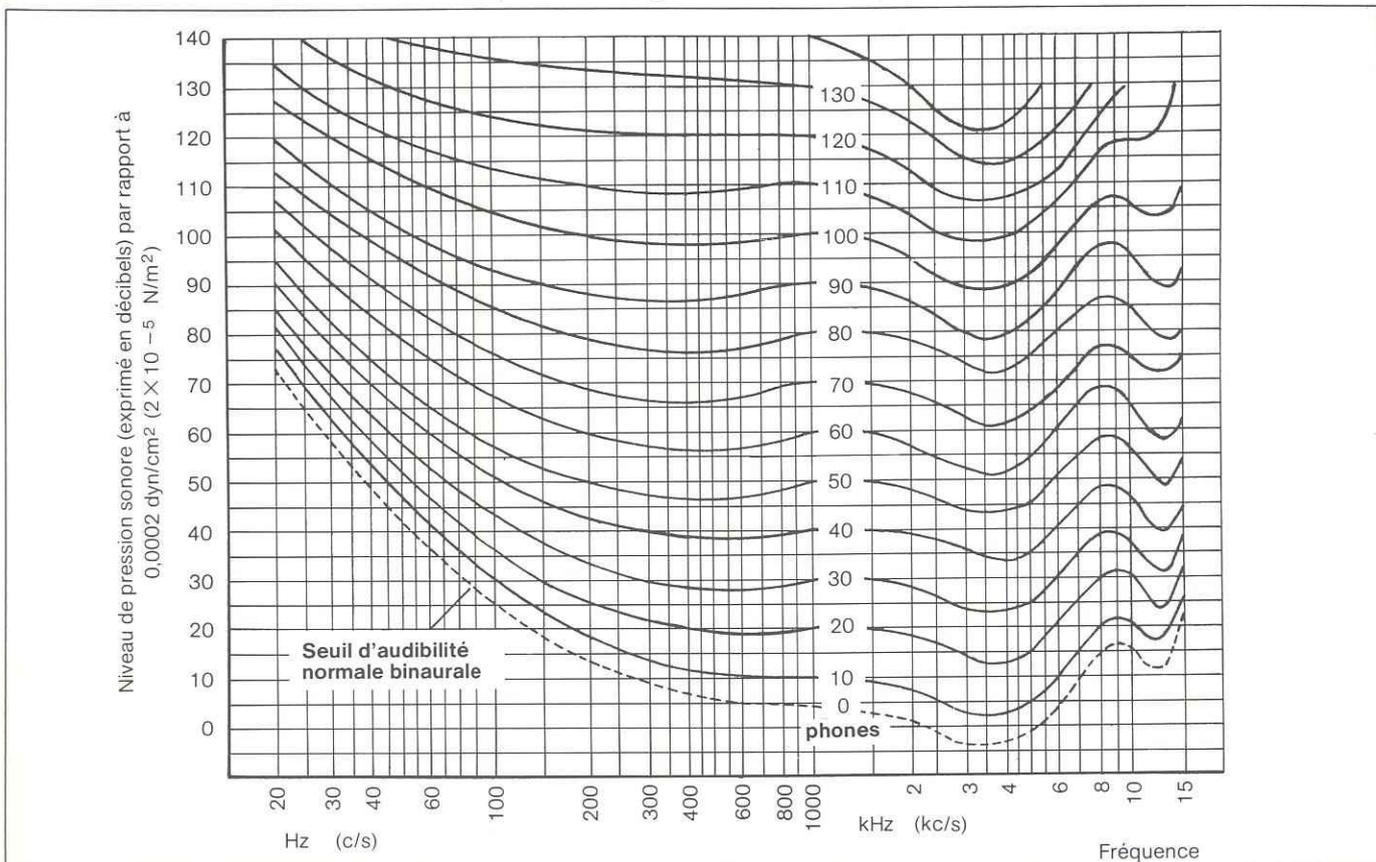


Fig. 31 - Caractéristiques spectrales des filtres de pondération subjective.

Fig. 32 - Courbes d'égalité de sensibilité de l'oreille (moyenne).



Analyse spectrale

L'analyse spectrale a pour but d'isoler les différentes composantes constitutives d'un son complexe afin d'étudier leurs effets séparément. Cette analyse peut se faire en bande large (filtre passe-bande entre les fréquences f_1 et f_2) ou en bande étroite. On recourt en général à la première méthode lorsqu'il s'agit de caractériser l'allure d'un son de nature aléatoire ou d'établir des normes. On utilise le plus souvent un réseau de filtres adjacents au $n^{\text{ième}}$ d'octave (*) couvrant la bande des sons audibles, et dont les fréquences limites sont définies comme suit :

$$f_{\text{inf}(n+1)} = f_{\text{sup}(n)} = \sqrt[n]{2} \times f_{\text{inf}(n)}$$

La fréquence centrale de la bande n est la moyenne harmonique des fréquences limites :

$$f_{\text{cen}(n)} = \sqrt[n]{f_{\text{inf}(n)} \times f_{\text{sup}(n)}} = \sqrt[n]{2} \times f_{\text{inf}(n)}$$

Toutes les bandes sont définies à partir de la bande de fréquence centrale 1 000 Hz. Les plus utilisées sont les bandes d'octave ($n = 1$) et de tiers d'octave ($n = 3$). Le niveau dans chaque bande peut s'exprimer en décibels par rapport à la référence I_0 .

L'analyse en bande étroite à largeur constante permet d'approximer la densité spectrale de puissance, qui n'est autre que le module carré de la transformée de Fourier du signal. On recourt à ce type d'analyse lorsqu'on cherche à mettre en évidence des sons purs (sinusoïdaux) ou des raies harmoniques (développement en série de Fourier de fonction périodique).

Autres échelles subjectives

Il est hors de propos de faire l'inventaire complet des méthodes d'évaluation de l'intensité subjective ou de la gêne (ce qui n'est pas la même chose).

Signalons l'échelle des phones, identique à celle des décibels à la fréquence de 1 000 Hz, et qui recourt au réseau de pondération des courbes NR (en quelque sorte une interpolation des courbes A, B et C), diverses méthodes d'expres-

sion du niveau d'isotonie tenant compte de l'effet de masque d'un son grave sur un son aigu (selon Stevens, selon Zwicker), enfin les échelles particulières à l'aéronautique (dB (D), PNdB, EPNdB, etc.).

Niveaux statistiques

Il est souvent nécessaire de recourir aux méthodes de l'analyse statistique pour caractériser un son fluctuant (un bruit de circulation routière par exemple).

Par définition le niveau L_N (L de l'anglais level = niveau) est le niveau qui est dépassé pendant $N\%$ du temps d'analyse. Si $p(I)$ est la densité de probabilité du niveau sonore I , L_N s'exprime par l'équation intégrale :

$$\int_{L_N}^{+\infty} p(I) dI = N\%$$

Dans la pratique :

L_1 est très proche du niveau maximum et L_{99} du niveau minimum. Généralement, les niveaux L_N s'entendent en dB (A).

Mais plus encore que les niveaux L_N , on recourt aujourd'hui à la notion de niveau équivalent L_{eq} lié à l'intensité moyenne I pendant un temps donné T :

$$L_{\text{eq}} = 10 \log I/I_0 = 10 \log \frac{1}{T \cdot I_0} \int_0^T I dt$$

Pour un bruit répétitif de période T par créneaux de niveau moyen L_u et de durée τ , l'expression du niveau équivalent se simplifie en :

$$L_{\text{eq}} = 10 \log \frac{\tau}{T} + L_u$$

Le terme soustractif $10 \log \frac{\tau}{T}$ vaut (-10 dB) pour un taux d'apparition de 10% et (-20 dB) pour 1% (application aux passages de trains).

On caractérise parfois un bruit répétitif par son niveau équivalent unihoraire $L_{\text{eq/uh}}$ correspondant à une manifestation du phénomène par heure.

S'il se manifeste n fois par heure, le niveau équivalent réel a pour expression :

$$L_{\text{eq}} = L_{\text{eq/uh}} + 10 \log n$$

Le niveau équivalent L_{eq} est généralement différent du niveau L_{50} (ils coïncident si la fonction densité de probabilité est symétrique).

* Le terme d'octave est une analogie musicale : un intervalle d'octave en musique représente un rapport de deux entre les fréquences de deux notes.

ANNEXE II

Moyens de lutte contre le bruit

Les techniques d'insonorisation classiques relèvent de trois types d'intervention :

- la réduction à la source (action sur le mécanisme de production du son);
- la dissipation par absorption (traitement acoustique);
- l'entrave à la transmission (isolation phonique).

Réduction à la source

La réduction à la source est bien sûr la technique à laquelle il faut songer au départ. Chaque fois que faire se peut, on supprime le phénomène qui est à l'origine de l'émission du bruit. Quelques exemples pris au métro :

- graissage des flancs de rails en courbes (suppression partielle des crissements);
- suppression des chocs aux joints par soudage des rails;
- réduction du bruit de roulement par recours aux pneumatiques;
- élimination des éléments lâches sur le bogie (fixations de sabots, timonerie);
- équilibrage, suspension, isolation phonique des machines tournantes auxiliaires;
- abandon des engrenages droits responsables de bruits de sirène;
- meulage des rails et reprofilage des bandages;
- serrage soigné des circuits électriques en alternatif;
- arrêt nocturne de certaines installations fixes bruyantes;
- dans les accès, suppression des bruits de pas par emploi de tapis de caoutchouc.

La réglementation légale prévoit d'ailleurs un certain nombre de restrictions à la source : interdiction de l'usage de l'avertisseur routier en agglomération, interdiction du tapage nocturne, etc. et l'on peut dire qu'une amélioration importante serait déjà acquise si la loi était strictement respectée.

Il reste que dans bien des cas, on est incapable de maîtriser l'émission sonore, et il est alors nécessaire de recourir aux techniques d'insonorisation.

Absorption passive

L'absorption acoustique consiste à amortir l'onde sonore en lui faisant céder de son énergie à un élément dissipatif. Les produits les plus utilisés dans cette application sont des matériaux poreux ou fibreux : laine de verre, feutres, mousse d'argile, qui présentent un maximum d'absorption pour les fréquences aiguës. Lorsqu'on veut traiter les fréquences médium, on recourt aux résonateurs de Helmholtz amortis (plaques perforées, tubes, etc.). Les sons graves sont les plus difficiles à absorber; en acoustique architecturale, on les traite au moyen de diaphragmes, sortes de membranes à résonances très amorties en basse fréquence.

En général, l'absorption acoustique est utilisée pour faire du traitement interne des locaux : en supprimant une bonne partie des réflexions par les parois, on parvient à diminuer la réverbération et donc le champ sonore dès que se manifeste une source. On apprécie le gain obtenu en mesurant le temps de réverbération qui est le temps que met l'intensité sonore en un point pour décroître de 60 décibels après l'extinction de la source. Comme la réverbération est fonction de la fréquence du son, la mesure se fait en général à partir d'une source artificielle (haut-parleur) qui produit successivement du bruit aléatoire dans des bandes de fréquence d'octave ou tiers d'octave couvrant la gamme acoustique. On en déduit autant de temps de réverbération moyens dans chaque bande. On peut aussi utiliser des sons ululés (wobulation d'une fréquence pure) mais jamais de sons purs car ils peuvent produire des ondes stationnaires qui rendent la mesure impossible.

L'absorption acoustique est également utilisée dans certains cas sur une grande épaisseur pour apporter une atténuation à la transmission : caissons insonorisants de ventilateurs, flocage de gaines de ventilation, traitement absorbant des parois internes des écrans de protection, certains silencieux d'échappement de moteurs. Il faut savoir que l'atténuation de transfert apportée par un simple panneau de laine de verre est aussi négligeable que l'effet d'un rideau d'arbres devant une voie ferrée (inférieur au décibel).

Isolation phonique

La coupure à la transmission consiste à créer une ou plusieurs ruptures d'impédance acoustique dans la chaîne de transfert. Elle englobe les techniques d'isolation phonique, de capotage d'écrans et de suspension antivibratile.

La base de l'isolation phonique est la loi de masse : on interpose entre la source et le récepteur une paroi lourde, supprimant toute transmission aérienne directe ou indirecte. La transmission ne se fait plus alors que par ébranlement intermédiaire de la paroi et rayonnement sonore en retour; ceux-ci sont d'autant plus faibles que la paroi est plus lourde et le son incident plus aigu (gain d'environ 5 dB par doublement d'épaisseur ou de fréquence).

Une vitre classique a une isolation phonique de 15 à 25 dB, un mur de briques de 30 cm atteint 55 à 65 dB (vers 500 Hz).

Parois multiples

La technique des parois multiples demande des précautions de réalisation. En théorie, on peut penser qu'au lieu de gagner quelque 5 dB en doublant l'épaisseur d'une paroi, on profitera de la somme des atténuations de chacune en installant deux parois distinctes. Ceci serait vrai s'il n'y avait aucun couplage entre les parois, mais il subsiste des interactions par les joints, les ponts phoniques accidentels et même par la lame d'air entre les parois. On se rapproche de la situation idéale en éloignant les parois, en disposant intérieurement de l'absorbant et en réalisant des joints élastiques.

Ce sont des techniques voisines qui sont utilisées dans les capotages industriels : absorption interne et isolation phonique par paroi aussi légère que possible pour des raisons d'entretien. Comme en général les matériaux insonorisants sont aussi de bons isolants thermiques, il se pose des problèmes cruciaux d'évacuation de la chaleur produite par les machines ou moteurs ainsi capotés (cas des autobus).

Écrans

Les écrans ou barrières acoustiques sont des parois supprimant seulement la transmission aérienne directe entre la source et le récepteur. En conséquence, la transmission sonore se fait en partie à travers la paroi (voir ci-dessus), mais surtout par diffraction des ondes sonores aériennes sur l'arête de l'écran (le premier effet est en général négligeable par rapport au second). La transmission par diffraction est d'autant plus faible que l'angle de diffraction est plus important (hauteur relative de l'écran) et que l'arête est plus absorbante.

Suspensions antivibratiles

Les techniques de suspension antivibratile ont pour but d'empêcher la transmission de vibrations solides (généralement d'une machine) à une infrastructure susceptible de rayonner du bruit. Le principe consiste à découpler mécaniquement la source d'excitation de son socle au moyen d'une suspension élastique ayant une fréquence de résonance très basse, bien inférieure à la plus basse des fréquences d'excitation. L'ensemble se comporte alors comme un oscillateur harmonique. L'atténuation au-delà de la fréquence propre augmente de 6 décibels par octave en fréquence. On peut améliorer la coupure en réalisant une suspension à plusieurs étages élastiques et masses de réaction intermédiaires (au-delà de la fréquence de coupure haute, on gagne 12 dB, 18 dB, ... par octave selon la complexité de la suspension).

S'il n'est pas possible de choisir une fréquence propre de suspension au-dessous du spectre d'excitation général (pour des raisons de débattement), il devient nécessaire d'introduire de l'amortissement pour éviter une amplification de transfert à la résonance. Si l'amortissement est supercritique, il n'y a jamais amplification. L'amortissement peut être obtenu par frottement sec (ressorts à lames, brins d'acier, etc.) ou visqueux (amortisseurs hydrauliques, matériaux visco-élastiques). On utilise en particulier des traitements de surface amortissants pour éliminer les résonances de plaques (tôles de carrosserie par exemple).

Les suspensions pneumatiques diffèrent un peu des techniques précédentes dans le sens où elles ont des réponses fortement non linéaires (force de rappel plus ou moins hyperbolique). Elles sont particulièrement adaptées pour filtrer les chocs.

Absorption active

Avant de clore ce chapitre, il faut mentionner les recherches qui se font actuellement sur des procédés dits d'absorption active, qui consistent à créer artificiellement à l'aide d'un ensemble de chambres de compression (généralement un dipôle + un haut-parleur) à l'extérieur d'un volume fermé englobant la source gênante, un champ acoustique en tout point et à tout instant opposé à celui de la source à combattre. Ces recherches ne sont encore pas sorties du stade des expérimentations de laboratoire, mais elles semblent assez prometteuses pour que la RATP y voie une solution à moyen terme aux problèmes acoustiques posés par certains projets d'installations fixes.

