

# Actions de réduction de bruit sur un moteur poids lourd

**Laurent Moulin,**  
Renault VI,  
99, route de Lyon,  
69802 Saint Priest,  
e-mail : laurent.moulin@renaultvi.com

**D**epuis 1974 à aujourd'hui, la réglementation de la CEE a imposé une réduction de 80 % du niveau de bruit émis par les véhicules industriels. D'autre part, l'amélioration du confort dans l'habitacle, le travail sur la perception sonore sont désormais une nécessité pour satisfaire le client dans le marché des poids lourds à très forte concurrence. Dans ce contexte, la réduction du bruit des moteurs de véhicule industriel devient un enjeu majeur.

Pour euro 2 (octobre 1996), la mise en place de solutions classiques de type écrans sur châssis ne suffit plus pour atteindre les nouveaux niveaux réglementaires (78 dB (A) et 80 dB (A) pour les VI respectivement inférieurs et supérieurs à 150 kW) et a contraint à mettre en place des solutions acoustiques spécifiques sur les moteurs.

Configuration	6 cylindres en ligne Suralimenté
Alésage/course (mm)	123/156
Cylindrée (l)	11.1
Puissance (ch)	303 kW
Couple max (Nm)	1 870 à 1 200 rpm
Injection (max 1 400 bars)	Common rail Injecteur 8 trous
Pression cyl max (bars)	160
Culasse	Monobloc
Piston	Acier articulé
Nb soupapes/cyl	4
Frein moteur	210 kW
Masse	1 000 kg
Réglementation	euro2/euro3

Tabl. 1 : Caractéristiques moteur

Le projet N260 de moteur de 11 litres de cylindrée (les caractéristiques sont présentées dans le tableau 1), a été le premier moteur RVI concerné puisqu'il devait respecter les normes euro 2 et euro 3. Pour respecter l'ensemble des exigences réglementaires et clients, un plan d'action a été établi avec une phase calcul très importante pour l'optimisation acoustique des carters (Chapitre I) et des excitations (Chapitres II et III). Dans le chapitre IV, l'importance des choix technologiques sur le bruit est mise en évidence avec la mise au point expérimentale des paramètres d'injection du Common rail pour réduire les émissions sonores.

## Phase d'optimisation des carters

L'objectif de cette phase est d'améliorer le comportement acoustique des principaux éléments constituant le moteur. Cette optimisation doit être réalisée dans la phase début du projet entre le moment où les informations techniques sont suffisantes pour effectuer une étude précise et le moment

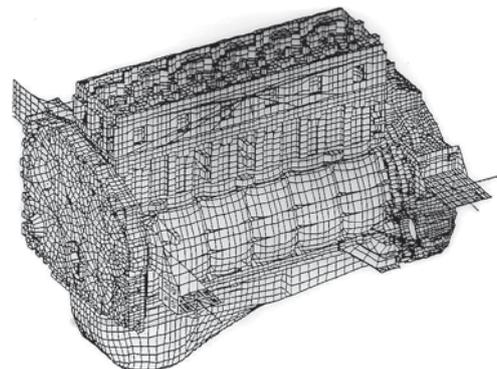


Fig. 1 : Modèle EF du GMP

où le process industriel peut être encore modifié avec des délais et des coûts raisonnables, soit un délai de quelques mois environ.

Le délai réduit, le coût des prototypes et des essais nous conduit à effectuer une étude de calcul, utilisant les techniques de type FEM ou BEM qui sont bien adaptées à la bande de fréquence d'étude [100-3 000 Hz]. Le modèle EF de tout le GMP est ainsi réalisé (figure 1) et comporte 70 000 nœuds. Une phase de validation du modèle a été menée au moyen de l'analyse modale.

Les principales excitations internes du moteur doivent être modélisées correctement, pour assurer la prédictivité des calculs et ceci dans le domaine de fréquence étudié. Ce type de calcul est très complexe et la connaissance précise des excitations nécessite des logiciels adaptés, prenant en compte l'interaction entre le bloc et les parties tournantes, la flexibilité des éléments et le comportement des films d'huile. Pour l'optimisation, les efforts suivants ont été considérés : efforts vilebrequin-paliers, efforts de combustion, efforts du piston sur la chemise.

Le calcul est effectué pour différentes conditions moteur en stabilisé, pour représenter le mieux possible les conditions d'utilisation du VI pour l'aspect confort (couple maximum à 1 200 tr/mn pleine charge) et la condition de bruit maxi du moteur (puissance nominale à 2 000 tr/mn pleine charge) pour l'aspect réglementaire. La corrélation entre le calcul et la mesure a été vérifiée en certains points des modèles (partie tournante et structure) pour les conditions de régime et de charge étudiées (figure 2).

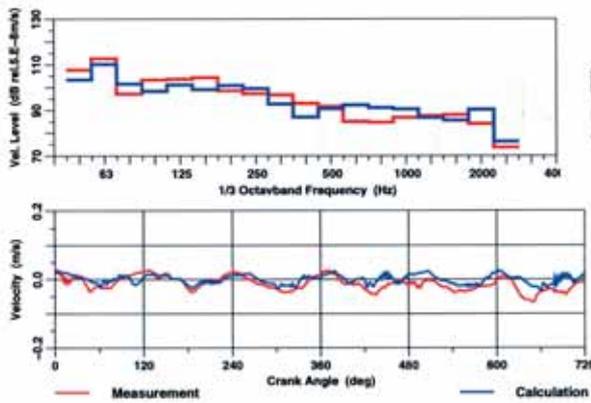


Fig. 2 : Recalage calcul/mesure vibration du bloc 2 000 rpm pleine charge

## Résultats

Globalement, le constat moteur (calcul baseline) a montré les principaux défauts acoustiques du moteur :

- la cuvette en tôle rayonne trop,
- le bas du bloc n'est pas assez rigide,
- des modifications sont nécessaires pour assurer un meilleur compromis entre masse et rigidité pour le bloc.

Dans un deuxième temps, des propositions de solutions ont été faites pour atteindre les objectifs de réduction de bruit tout

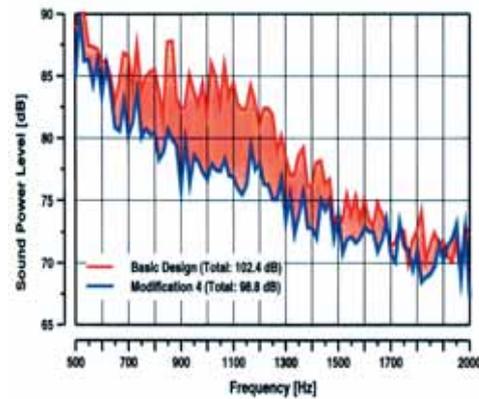


Fig. 3 : Spectre de la puissance acoustique calculée sur une sphère à 1 m

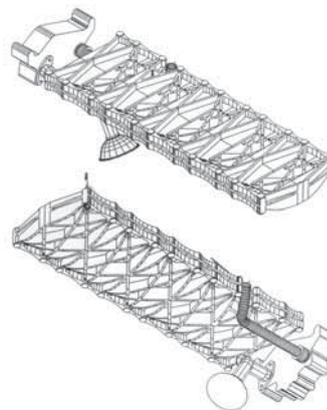


Fig. 4 : Rigidificateur bas de bloc : ladder frame



en étant compatibles avec les exigences très fortes en terme de fiabilité, masse, coût et encombrement moteur. Certaines solutions ont été optimisées après plusieurs étapes de calcul et d'études de coût et de faisabilité.

Globalement, les calculs sur la figure 3 montrent que l'on peut gagner 3,6 dB (A) dans le domaine [500-2 000 Hz] sur le rayonnement des parois latérales du bloc et de cuvette (figure 3) avec les modifications suivantes :

- un ladder frame pour rigidifier le bas de bloc (fig. 4),
- un découplage de la cuvette,
- des modifications de structure sur le bloc pour augmenter la rigidité.

Dans une étape ultérieure, le matériau de la cuvette a été modifié (tôle pour de l'aluminium). Le comportement acoustique s'est ainsi amélioré, l'aluminium apportant une rigidité en basses fréquences et le joint de découplage réduisant les niveaux acoustiques en hautes fréquences.

Le spectre (figure 5) mesuré par la technique d'holographie acoustique sur banc moteur à la puissance nominale montre une réduction de 3 dB (A) sur la fonction carter d'huile.

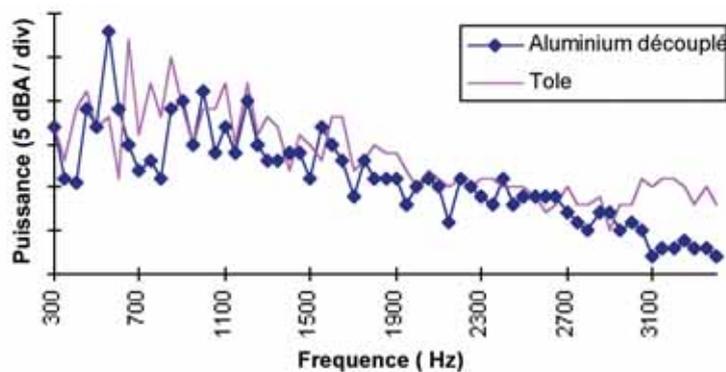


Fig. 5 : Puissance acoustique partielle rayonnée par le carter d'huile

Le modèle développé sur ADAMS ne comporte que des parties rigides (figure 6), le bloc et les paliers étant modélisés par des amortissements et des raideurs adaptées. Le claquement est modélisé par une fonction non linéaire et l'ensemble de la distribution du moteur est présenté sur la figure 7.

Les efforts sont calculés sous ADAMS, injectés dans le modèle EF du moteur pour un calcul vibratoire sur le carter de distribution. Enfin, les vitesses sont injectées comme conditions limites pour le calcul acoustique dans la bande de fréquence [200 -1 500 Hz] sur un domaine d'observation situé à 1 m du moteur.

### Phase d'optimisation du bruit de distribution

Pour les moteurs de poids lourds, l'entraînement des accessoires, des pompes et de l'arbre à cames nécessite une distribution par trains de pignons pour transmettre les couples importants et assurer la fiabilité (800 000 km).

Au niveau acoustique, la transmission par pignons n'est pas un avantage. On peut noter deux phénomènes qui peuvent générer une forte émission sonore :

- le sifflonnement "whine noise" qui correspond aux irrégularités cycliques d'engrènement et génère un fort niveau à certaines fréquences particulières.
- le claquement "rattle noise" intervient lorsque le pignon mené subit de la part du système qu'il entraîne un couple résistant et claqué donc contre le pignon menant, l'impact générant un bruit large bande.

Pour les moteurs à forte cylindrée d'ancienne génération, il a toujours été observé une face avant (qui abrite la distribution de pignons) beaucoup plus bruyante que les autres faces avec un spectre associé large bande dû aux mécanismes de claquement d'engrenages. De plus, cette source à l'avant est dominante pour une grande majorité des conditions moteur, du ralenti à la condition de puissance maximum. Réduire le claquement d'engrenages est donc un objectif majeur, pour améliorer le confort dans l'habitacle (niveau et qualité perçue à tous régimes) et faciliter le respect réglementaire (hauts régimes).

### Modèle numérique

Pour le projet N260, il a été décidé d'utiliser un modèle numérique de claquement afin d'optimiser la distribution. Ce modèle a été développé sous la base d'un modèle existant recalé (déplacement sur un cycle, vitesses instantanées d'arbre) pour un moteur de cylindrée équivalente. Une étude de sensibilité a été effectuée pour connaître les paramètres influents.

À ce stade du projet, il n'était déjà plus possible d'effectuer d'importantes modifications (choix technologiques d'accessoires, de pignons...) et la recherche s'est concentrée sur l'étude de la réduction des jeux. Pour limiter l'étude, seule la condition de puissance maximum à 2 000 rpm pleine charge est étudiée.

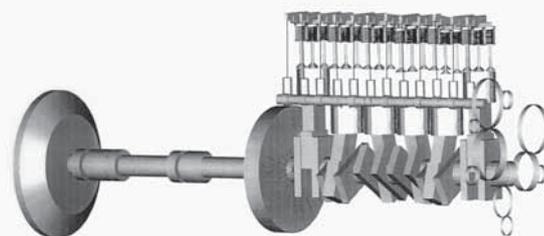


Fig. 6 : Modèle d'engrenages ADAMS

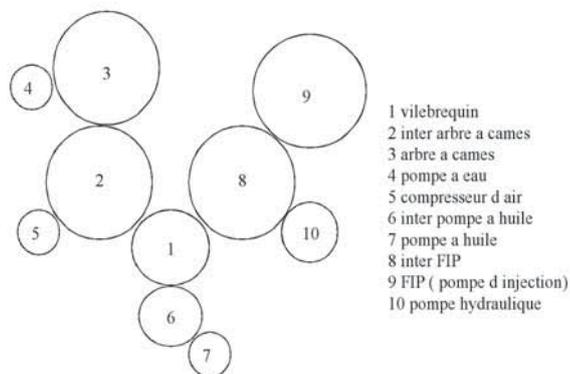


Fig. 7 : Schéma de la distribution DCI 11

### Résultats

Dans un premier temps, la distribution a été divisée (côté arbre à cames, côté pompe à injection (Fuel Injection Pump : FIP), côté vilebrequin pompe à huile). Il a été montré que les efforts provenant du train de pompe à injection génèrent le rayonnement acoustique large bande le plus important. Les deux jeux entre dents suspectés comme les plus sensibles ont ensuite été étudiés :

- Jeu A : vilebrequin/intermédiaire FIP de 0,2 mm réduit à 0,1 mm
- Jeu B : intermédiaire FIP/FIP de 0,2 mm réduit à 0,1 mm

L'effet de la réduction du jeu sur les efforts appliqués au palier du pignon intermédiaire FIP idler est observé. La figure 8 montre que le jeu B réduit le niveau de l'émergence de claquement de 20 % contre 5 % pour le jeu A.

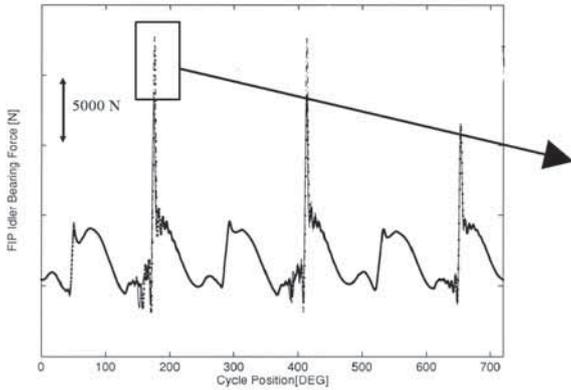


Fig. 8a : Amplitude des efforts sur le palier de pignon intermédiaire FIP en fonction de l'angle vilebrequin : base (- -), jeu inter FIP/FIP réduit (-), jeu inter FIP/vile réduit (point)

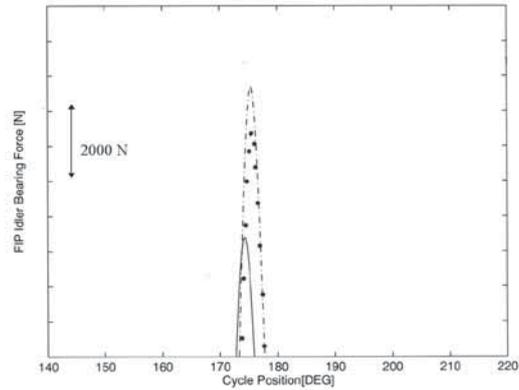


Fig. 8b : Amplitude des efforts sur le palier de pignon intermédiaire FIP en fonction de l'angle vilebrequin base (- -), jeu inter FIP/FIP réduit (-), jeu inter FIP/vile réduit (dot)

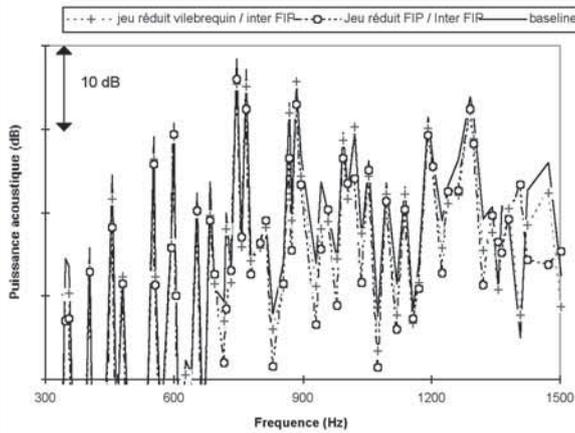


Fig. 9a : Influence des jeux sur le spectre de puissance calculé [300, 1 500 Hz]

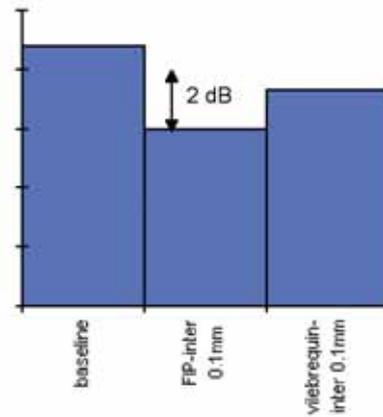


Fig. 9b : Influence des jeux sur la puissance acoustique calculée

Suite au calcul vibroacoustique, le spectre acoustique (figure 9) met en évidence une réduction de 2, 8 dB pour le jeu B et de 1, 2 dB pour le jeu A. Un autre calcul a montré que la réduction simultanée des deux jeux apporte un résultat similaire à celui du jeu réduit B.

Fort de ce résultat, des pignons intermédiaires pompe à injection prototypes ont été taillés pour reproduire les cas calculés. La figure 10 montre que 3 dB (A) de gain avec le jeu B sont obtenus sur le spectre mesuré par holographie de la face avant, ce qui correspond au gain prédit par calcul.

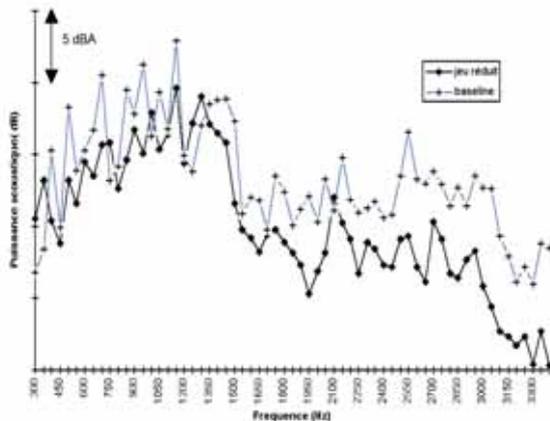


Fig. 10 : Influence du jeu réduit FIP idler/Fip sur le spectre mesuré de puissance rayonnée par le carter de distribution

La mesure de puissance acoustique globale moteur montre 1 dB (A) de gain à 2 000 rpm mais également une réduction notable du bruit pour l'ensemble des régimes (figure 11, page suivante).

Le rapport efficacité/coût relatif à cette modification est particulièrement intéressant et le pignon à jeu réduit a été spécifié sur d'autres moteurs.

### Phase d'optimisation du bruit turbo

Certains turbocompresseurs qui équipent les moteurs de poids lourds délivrant un fort couple sont munis côté compresseur d'un système intégré de recyclage des gaz, pour augmenter la marge vis-à-vis de l'apparition du pompage au compresseur du turbo (figure 12).

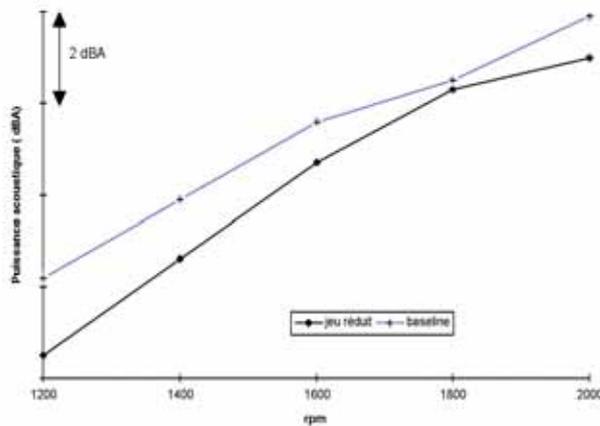


Fig. 11 : Influence du jeu réduit FIP idler/Fip sur la puissance rayonnée moteur

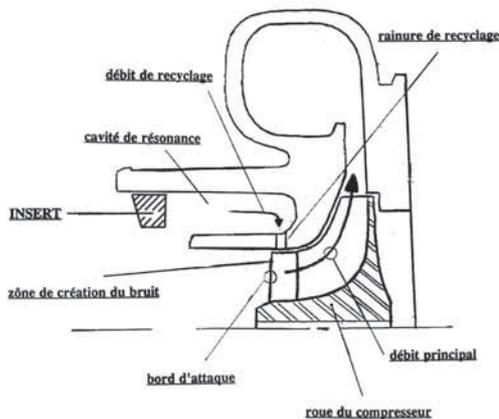


Fig. 12 : Position de l'insert dans la cavité

L'inconvénient de ce système est de créer un résonateur de type Helmholtz devant le passage des pales. La forte émergence acoustique apparaît dans le domaine [10-14 kHz], à une fréquence correspondant à la vitesse de rotation du turbocompresseur multipliée par 7 (le nombre de pales). Cette émergence non réduite est généralement inacceptable du point de vue confort sonore.

Une solution est de placer un anneau du côté compresseur, appelé insert, afin de modifier la géométrie de la cavité et atténuer la résonance. La position de cet anneau doit être optimisée tout en ne réduisant pas les performances du turbocompresseur dans toute la plage d'utilisation.

Cette mise au point est généralement déterminée par essai, avec différentes positions d'insert. Pour le projet N260, une étude numérique a été menée en parallèle. Les pièces étant de révolution, un modèle 2D acoustique suffit pour étudier le Transmission Loss (TL) de la cavité en fonction de l'insert mais on s'est également attaché à faire varier les dimensions de la cavité.

## Résultats

Les calculs montrent que le TL peut être augmenté en optimisant la position d'insert mais c'est surtout la profondeur de la cavité qui apporte le maximum de gain estimé (figure 13).

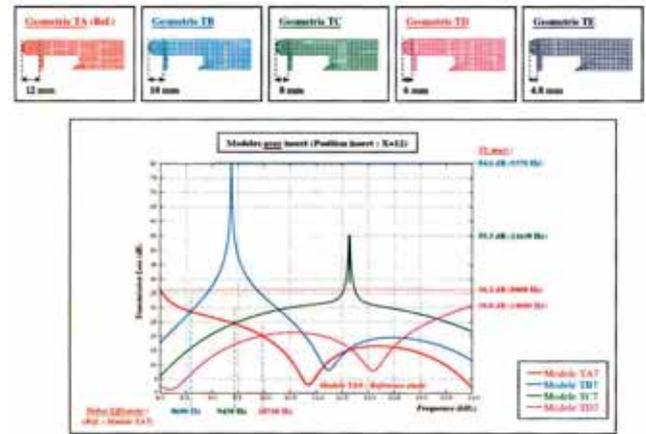


Fig. 13 : Influence de la géométrie de la cavité de recyclage sur le TL acoustique calculé

Des essais sur moteur ont montré qu'avec la position d'insert déterminée par calcul et la modification de géométrie de fond de cavité à 8 mm, la réduction de l'émergence du 7 N en champ proche turbocompresseur est de 12 dB (A) sur le domaine fréquentiel d'apparition de l'émergence 7 N (tableau 2).

### Niveau d'émergence (dB (A)) [10-14 kHz]

Sans insert cavité 12 mm	103
Avec insert cavité 12 mm	99
Sans insert cavité 8 mm	98
Avec insert cavité 8 mm	91

Tabl. 2 : Niveau maximum d'émergence acoustique mesuré pour différentes configurations

## Optimisation du common rail

Le dci 11 est le premier moteur de poids lourd européen équipé d'une rampe commune en série, succédant chez RVI aux traditionnelles pompes en ligne.

En fait, la comparaison vibroacoustique entre un CR et une pompe en ligne n'a pas été effectuée. A priori, la technologie CR possède de nombreux atouts favorables à la réduction de bruit :

- la réduction de taille et de poids de la pompe,
- la réduction des acyclismes,
- la mise au point des paramètres d'injection indépendamment des conditions de régime et de charge, la pilot injection (pré et post injection) peuvent conduire à optimiser les cartographies moteur d'un point de vue acoustique.

L'objet ici est de présenter l'influence des paramètres d'injection et de la pilot sur la puissance globale moteur, estimée sur la base de mesure de pression de 8 micros sur toute la gamme de fréquence.

## Résultats

Globalement, la pré-injection permet de réduire le bruit dans les bas régimes et les faibles charges, améliorant ainsi le confort du véhicule (figure 14a, b et c). Pour le réglage de 420 ch, on obtient 1 dB (A) au ralenti et 0,5 dB (A) à 1 400

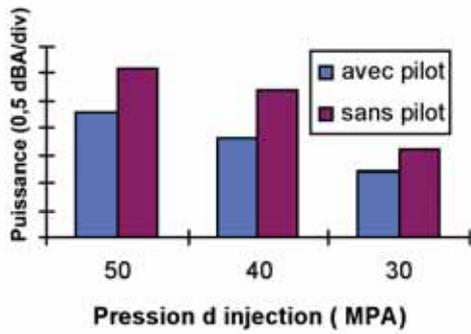


Fig. 14a : Influence de la pilot injection au ralenti

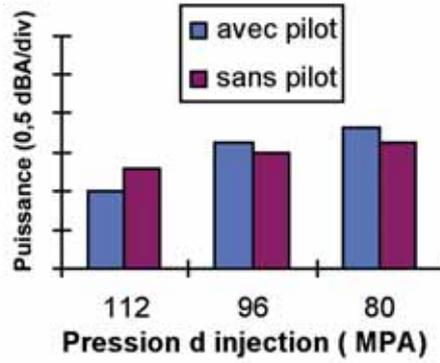


Fig. 14c : Rôle de la pilot injection à 1 400 rpm pleine charge

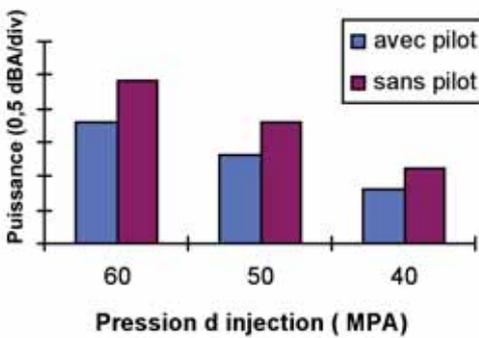


Fig. 14b : Rôle de la pilot injection à 1 400 rpm sans charge

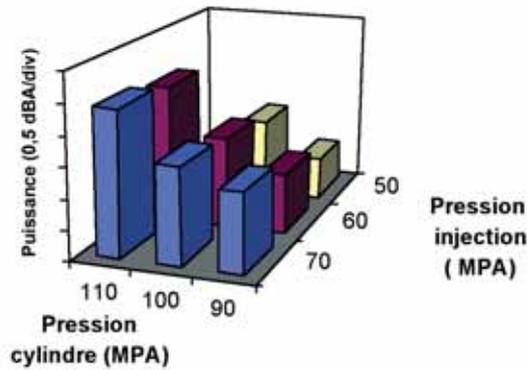


Fig. 15 : Rôle des paramètres d'injection sur le bruit à 2 230 rpm sans charge

rpm sans charge. En revanche, lorsque le régime et la charge augmentent, la pré-injection n'apporte aucune réduction (1 400 rpm pleine charge).

Il est intéressant également de faire une étude paramétrique dans les hauts régimes, pour tenter de réduire le bruit du moteur en vue de faciliter la condition d'homologation. La figure 15 montre que la diminution de la pression d'injection et surtout la pression cylindre sont susceptibles de réduire significativement le bruit moteur. Cependant, un compromis doit être trouvé afin de ne pas pénaliser la consommation et la pollution. Ainsi, la réduction de bruit n'a été effective que sur certaines conditions moteur, mais elle a été possible qu'au moyen de la technologie d'injection haute pression choisie pour le dci 11.

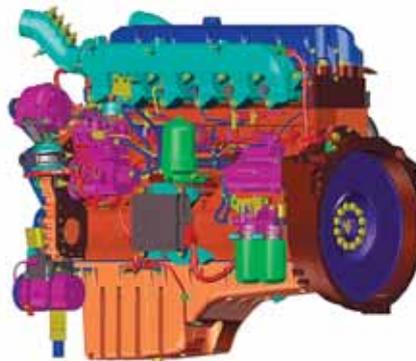


Fig. 17 : Moteur dci 11 euro3

## Conclusion

La figure 16 montre la puissance acoustique générée par le dci 11 420 ch (figure 17) comparée à celle du moteur 62356

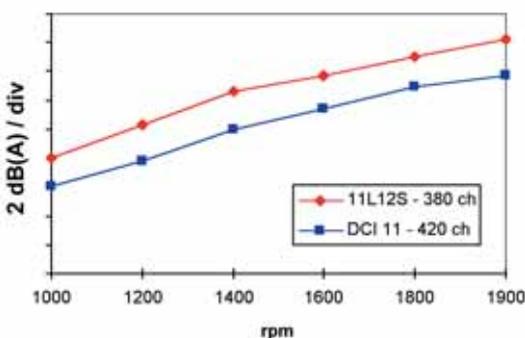


Fig. 16 : Puissance acoustique moteur au banc d'essai

de cylindrée équivalente (11l 12 soupapes) et délivrant 380 ch. Sur toute la plage de régime, le niveau acoustique du moteur est réduit de 2 dB (A) alors que la puissance du moteur est augmentée de 40 ch. Cette performance a pu être atteinte notamment par des choix technologiques (Common rail) mais également par une optimisation de structure et des excitations au plus tôt du projet, avec une importante phase calcul.