

Panorama des principales méthodes expérimentales et numériques d'étude des bruits parasites

Nicolas Merlette, Meryem Le Deunf,
HaDong Hwang
CEVAA
2, rue Joseph Fourier
76800 Saint Étienne du Rouvray
E-mail : n.merlette@cevaa.com

Résumé

Les nuisances acoustiques dans les véhicules, comme les bruits du moteur ou les bruits de roulement, ont diminué avec l'amélioration des systèmes d'insonorisation. En diminuant le bruit global dans l'habitacle, des bruits parasites émergent tel que le craquement du tableau de bord d'une voiture ou encore le grésillement des tablettes de sièges dans un train. Les bruits parasites sont appelés des bruits de squeak & rattle (grincement et claquement), c'est la conséquence des vibrations des sous-systèmes constituant le véhicule. Pour améliorer le confort des usagers, plusieurs études ont été faites pour détecter et réduire ces bruits parasites. Il est souvent difficile de quantifier ou même de connaître l'origine des bruits parasites. Cet article présente un panorama des différentes techniques d'essais et de simulation permettant de détecter les bruits parasites et de les réduire en modifiant le type de matériau ou en optimisant la structure. En phase amont d'un projet, des essais sont effectuées pour évaluer le risque de squeak & rattle entre deux composants pour déterminer le couple matériau adapté. Lors de la validation, une mesure est réalisée pour détecter la présence ou non de bruit parasite lors de la mise en vibration de la structure. Si des bruits parasites sont mesurés, alors un diagnostic est effectué pour déterminer la zone critique. Les techniques de simulation sont utilisées, le plus tôt possible dans la phase de développement du véhicule, pour déterminer les risques d'émergence de squeak & rattle et en analyser les causes.

Abstract

Noise pollution in vehicles, such as engine noise or road noise, has decreased with the improvement of soundproofing systems. By reducing the overall noise in the passenger compartment, squeak & rattle noises such as the crackling of a car's dashboard or the rattling of seat shelves in a train emerge. It is the consequence of the vibrations of the elements contained in the vehicle. To improve user comfort, several studies have been carried out to detect and reduce these unwanted noises. It is often difficult to quantify or even know the origin of them. This article presents an overview of the different test and simulation techniques for detecting and reducing noise by modifying the type of material or optimizing the structure. The tests make it possible to evaluate the noise caused by the vibration of the two structures in contact, in order to obtain the areas and mechanisms causing a noise emission. Simulation techniques are used, as early as possible in the vehicle development phase, to determine the risks of noise emergence and perform the root cause analysis.



amélioration du confort acoustique à l'intérieur des véhicules reste un enjeu important pour les industriels du secteur des transports. De nombreux progrès ont été réalisés ces dernières années pour réduire le bruit de la motorisation, le bruit de roulement et les bruits d'origine aérodynamique. La réduction de ces bruits a fait émerger des sources secondaires, qui étaient jusqu'alors masquées. Parmi ces sources, tous les bruits de grincement, de couinement, de grésillement perçus à l'intérieur d'un véhicule sont regroupés sous la dénomination de bruits parasites ou encore de bruits sales. Ils peuvent être pour l'acheteur d'une voiture ou pour les usagers de moyens de transport collectifs un indicateur de mauvaise qualité de fabrication du véhicule, en particulier des assemblages. Dans un marché mondialisé, les constructeurs automobiles européens se sont rapidement aperçus que le marché asiatique était plus

sensible à ces bruits parasites, qu'à des bruits de motorisation. En effet, ces bruits semblent aléatoires et ne sont pas attendus par les clients. La compréhension et la maîtrise de ces phénomènes parasites sont donc devenues un axe majeur de travail pour les équipes acoustiques des constructeurs et des équipementiers. De plus, de nouveaux matériaux apparaissent dans la construction des véhicules que ce soit dans un objectif d'allègement et de réduction des émissions de polluants ou dans l'utilisation de matières renouvelables, comme des matériaux agrosourcés. Ces matériaux sont moins connus et leur mise en œuvre moins maîtrisée que pour des matériaux standards. Ils présentent donc des risques accrus d'émission de bruits parasites. Il est alors crucial de disposer de méthodes expérimentales de caractérisation et de méthodes numériques de conception pour étudier et limiter ces risques.

Dans un premier temps, différents essais de caractérisation de matériau et de validation sont décrits afin de comprendre leur utilisation dans le cycle de développement d'un véhicule. Dans un second temps, deux méthodes numériques sont présentées. Les méthodes s'appuient sur des données obtenues lors des précédents essais. La méthode SnRD permet de calculer le risque de bruit parasite à l'interface d'un couple de matériaux en vis-à-vis. À la différence de la méthode phénoménologique qui décrit une approche fondamentale du problème en étudiant les différents phénomènes de frottement selon un modèle à trois degrés de liberté. Dans un troisième temps, un exemple de l'utilisation de la méthode SnRD est présenté afin d'illustrer les différentes étapes et les possibilités de mise en données et d'analyses.

Mesures expérimentales des bruits parasites

Différents types de méthodes expérimentales existent pour mesurer les bruits de *squeak & rattle*. Chacune ayant leurs avantages et leurs inconvénients.

Banc Vibrant six axes Acoustique orienté « détection de bruits parasites »

Le centre d'essais dynamiques (CED) à Caligny [1] utilise un moyen pour détecter des bruits parasites sur des sous-systèmes complets, voire des véhicules. C'est un banc vibrant six axes acoustique opéré dans une chambre calme permettant de mesurer la réponse acoustique du spécimen testé pour une excitation selon les 3 axes de translation et les 3 axes de rotation. Plusieurs microphones sont placés à une certaine distance du spécimen selon le cahier des charges.

Le domaine de validité en fréquence est entre 20 - 20 kHz. Un filtre passe-haut est utilisé à partir de 200 Hz pour réduire les bruits de la table de mesure et d'identifier les bruits de *squeak & rattle* en haute-fréquence. Les signaux sont ensuite post-traités en sonne avec l'indicateur « *10th percentile zwicker loudness - free field* ». Pour chaque microphone, une courbe de sonie en fonction du temps est obtenue, puis un calcul de *10th percentile* est effectué pour parvenir à une valeur par microphone, qui est par la suite moyennée. Trois mesures sont effectuées et moyennées pour obtenir l'écart type permettant de contrôler la reproductivité de la mesure.

Méthode SAE J2192

Au CEVAA, un banc d'essai a été mis en place en s'appuyant sur un standard SAE [2] pour mesurer les bruits parasites dus aux grésillements (*rattle*) et aux grincements (*rub/squeak*) entre deux échantillons de matériaux. Selon le type de bruit parasite, l'orientation du système est différente. Une cabine anéchoïque est conçue pour atténuer de 30 dB le bruit ambiant de la salle. Un microphone est placé à l'intérieur de la cabine et un vibreur est placé à l'extérieur de la cabine pour mettre en vibration un des deux matériaux, dont une surface est placée sur l'autre matériau pour provoquer un frottement entre les deux structures.

Les figures 1 et 2 présentent des essais pour deux types de systèmes.

Le frottement de deux structures peut produire des bruits parasites tel que le grésillement (*rattle*) et le grincement (*rub/squeak*).

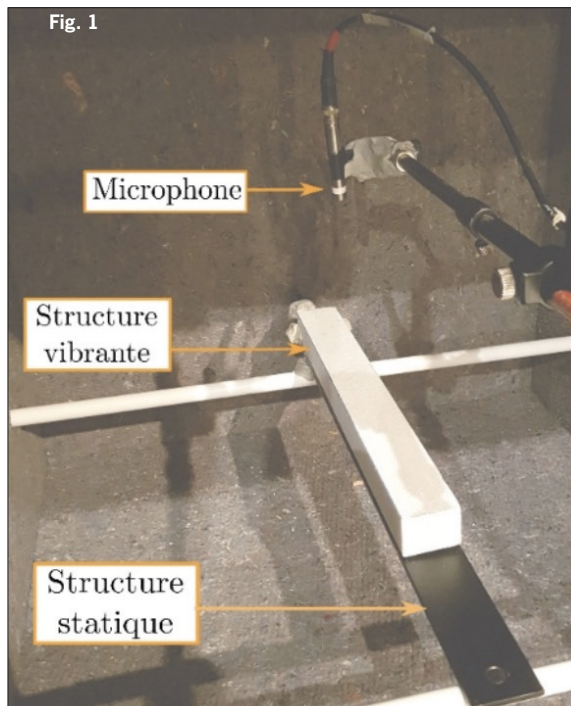


Fig. 1 : Essai *Rubbling* sur deux matériaux différents (le second matériau étant la tôle)
Rubbling test on two different materials (the second material being sheet metal)

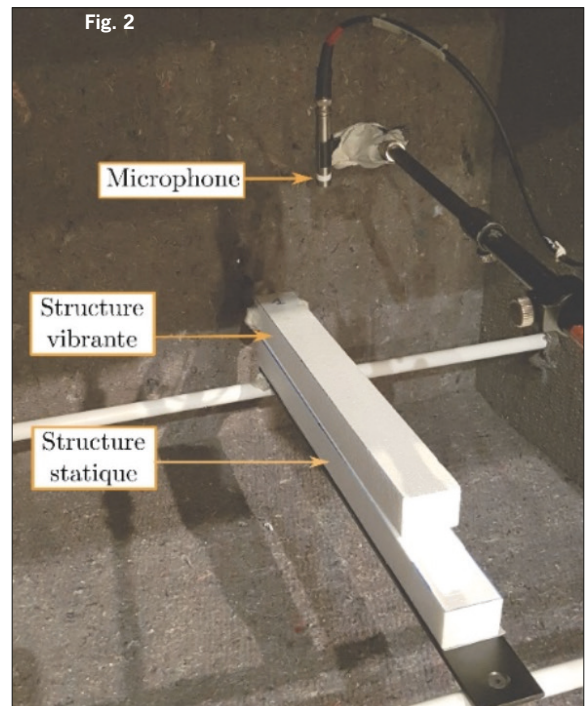


Fig. 2 : Essai *Rubbling* sur le même matériau *Rubbling test on the same material*

Une première mesure est effectuée pour connaître le bruit de fond de l'essai, puis une seconde série de mesures permet de quantifier le bruit parasite. Les mesures sont effectuées entre 200 – 5 kHz. Cette méthode est principalement utilisée pour identifier les couples de matériaux qui produisent le maximum de bruit. Il est par la suite possible d'identifier les matériaux provoquant le moins de bruits parasites.

Systèmes Ziegler Instruments (ZINS) et MB DYNAMICS

Plusieurs systèmes permettent de quantifier l'origine des effets de *squeak & rattle* (S&R) entre deux structures. Ziegler Instruments (ZINS) a conçu plusieurs bancs de mesure tel que Korema, SSP-04 et H3P Stick-Slip. Le *Tribological Test Stand SSP-04* [3] utilise un capteur à courants de Foucault pour mesurer la flexion du ressort afin de calculer la force de frottement et un accéléromètre est utilisé pour mesurer l'effet de *stick-slip*. De plus pour chaque couple l'impulse rate est déterminé. Il permet de connaître le nombre d'impulsions de *stick-slip* par mètre. Cela est utile pour mesurer le risque potentiel, lorsque le déplacement relatif est connu pour chaque combinaison de matériaux. Le risque potentiel est quantifié par un facteur appelé *Risk-Priority-Number* (RPN), qui varie entre 1 et 10 (1 = faible risque de bruit parasite, 10 = fort risque de bruit parasite). ZINS a capitalisé une base de données permettant de caractériser l'origine des bruits parasites. Cette base de données est constituée de 10 000 résultats de tests de S&R pour différents couples de matériaux. Les résultats obtenus sont utilisés en données d'entrée pour les simulations de S&R. MB DYNAMICS conçoit aussi plusieurs bancs de test pour le *stick-slip*, dont un en 3D [4]. Les paramètres de contrôles sont la force, la position et l'accélération. Ces différents systèmes sont basés sur la friction de deux structures pour séparer, quantifier et cibler les divers bruits parasites.

Essais de validation sur véhicule

En toute fin de projet, des essais de validation sur véhicule permettent de vérifier l'absence de bruit parasite. Ces essais peuvent être réalisés de manière subjective, par exemple en faisant rouler une voiture sur piste ou lors des essais de réception d'un nouveau train. Un autre moyen est de placer le véhicule sur des pots vibrants et de mesurer à l'aide de microphones la pression acoustique à l'intérieur de l'habitacle.

Simulations pour la détection de bruits parasites

Méthode SnRD [5]

L'outil de simulation utilisé s'appuie sur la méthodologie SAR-LINETM, qui permet d'évaluer le déplacement relatif entre deux structures dans le domaine temporel. Le temps de calcul varie selon la dimension du système étudié et du nombre de *E-line* défini, le calcul d'une *E-line* est court et diffère selon sa taille. Dans le cas de l'étude du *rattle*, le domaine des fréquences est en général en basses fréquences avec des modes calculés au maximum jusqu'à 300 Hz.

La méthode *E-Line* (*Evaluation-line*) mise en œuvre dans le module SnRD (*Squeak and Rattle Director*) intégrant de la suite *HyperWorks* est constituée de trois étapes.

La première étape est de définir les interfaces avec les *E-lines*. Comme le montre la figure 3, une *E-line* est composée d'une série de ressorts (CBUSH) qui connecte les deux composants (le maître et l'esclave) susceptibles de produire un bruit de *squeak & rattle*.

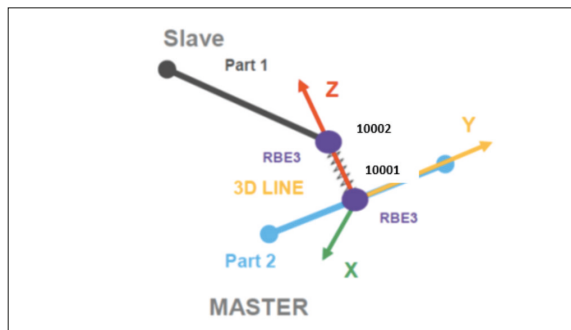


Fig. 3 : L'élément CBUSH sur un point d'une *E-line*. 10001 et 10002 sont les numéros du maître et de l'esclave respectivement. The CBUSH element on a point of an *E-line*. 10001 and 10002 are the master and slave numbers respectively.

A l'aide des données DTS (*Dimensional Technical Specifications*), il est possible de spécifier les jeux et les tolérances pour chaque *E-line*. Les *E-lines* sont définies sur un modèle Élément finis, permettant d'évaluer le déplacement relatif pour la direction normale à la surface maître et également dans le plan.

La deuxième étape est le calcul transitoire par superposition modale, ce qui permet de calculer la réponse du système pour une excitation qui varie temporellement. Plusieurs profils d'entrées, chargements génériques et scénarii physiques peuvent être appliqués en entrée pour simuler différentes conditions de roulage ou de chargement. Le déplacement des surfaces maître et esclaves pour chaque point des *E-lines* est calculé avec le solveur Optistruct.

La troisième étape est le post-traitement des résultats de la deuxième étape, pour déterminer le risque d'émission de bruits de *squeak & rattle* à partir des déplacements relatifs des *E-lines*.

Pour chaque point de chaque *E-line*, les jeux et les tolérances, obtenus à la première étape, sont comparés au déplacement relatif pour la direction normale à la surface maître pour déterminer le risque de rattle. Cependant la réponse de la structure est dépendante du chargement en entrée, ce qui implique une définition subjective du phénomène de rattle. Ce phénomène peut être défini comme un seul impact ou une répétition d'impacts. Il est alors impossible de représenter le changement aléatoire de la réponse structurelle par une seule valeur maximale. Une approche statistique est donc nécessaire pour évaluer le déplacement relatif des *E-lines*. Des résultats sont présentés à la figure 4, page suivante.

Selon le pourcentage choisi, lors de l'évaluation statistique, il est possible de détecter plusieurs ou un seul impact de rattle. Par exemple pour M 0% HV, l'évaluation statistique permet de détecter tous les impacts. Ce pourcentage peut être défini arbitrairement ou selon le retour d'expérience.

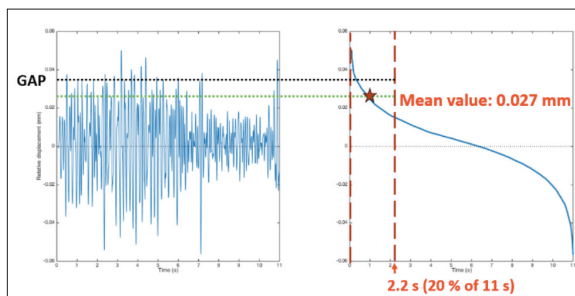


Fig. 4 : L'évaluation statistique : Aucun rattle n'apparaît si le déplacement relatif est évalué à M 20% HV, soit la valeur moyenne des 20 % des valeurs les plus élevées.
Statistical evaluation: No rattle appears if the relative displacement is evaluated at M 20% HV, which is the average value of the 20% of the highest values.

La détermination des risques de bruit de *squeak* est réalisée à partir des résultats du calcul transitoire sur base modal. Le domaine de fréquence du calcul est identique à celui pour le cas du *rattle*. Seule l'analyse des résultats diffère. En effet, dans le cas du *squeak*, les déplacements relatifs sont post-traités dans le plan des interfaces définies par les *E-lines*. Ces *E-lines* peuvent être identiques à celles étudiées pour le bruit de *rattle* ou bien différentes. Ce choix est réalisé a priori par l'ingénieur vibro-acoustique à l'aide de la géométrie du système étudié et du plan de tolérancement. Pour chaque point d'une *E-line*, le déplacement relatif calculé est combiné à la valeur de l'impulse rate connue pour les deux matières en vis-à-vis (cf. §2.3). Une probabilité de risque d'émission de bruit de *squeak* est alors estimée en tous points des *E-lines* du modèle.

Modèle phénoménologique [6]

Cette méthode se base sur la compréhension des phénomènes en présence de bruits parasites. Les différents mécanismes pris en compte sont le *stick-slip*, le *sprag-slip* et le couplage modal. Le temps de calcul associé à l'analyse linéaire de stabilité ou le temps de simulation sont faibles, cela apporte un certain avantage à la méthode. Une étude paramétrique permet de connaître les paramètres influents qui provoquent un changement de comportement ou une instabilité au sein du système.

Le modèle présenté à la figure 5 est à trois degrés de liberté. Il représente le contact entre un frotteur d'une certaine masse m_1 frottant sur la surface d'un support dont la masse est représentée par m_2 . Les raideurs k_{1j} et k_{1i} représentent respectivement les raideurs en traction-compression et en flexion du frotteur et la raideur k_{2y} caractérise le lien entre le support et le tapis roulant. La raideur des ressorts est appliquée uniquement dans leur direction axiale. Initialement, les ressorts sont comprimés, cela exige d'avoir une précharge F du système. Le déplacement du tapis roulant impose une vitesse V au support dans la direction x et ainsi entraîne le frotteur sous l'effet du frottement. Des amortissements visqueux sont ajoutés en parallèle des raideurs. Ils sont introduits par les coefficients c_{1i} , c_{1j} et c_{2y} . Enfin, l'angle formé par les axes x et i correspond à l'angle d'incidence θ du frotteur sur le support.

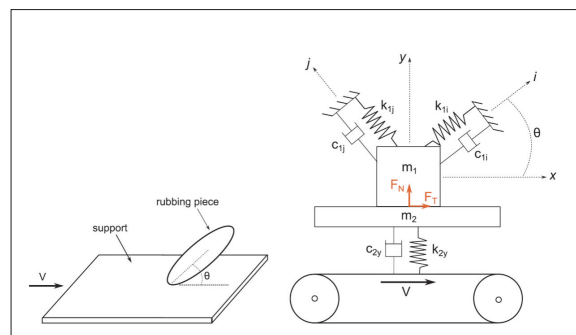


Fig. 5 : Schéma du modèle phénoménologique
Schematic diagram of the phenomenological model

Pour résoudre ce problème, il est nécessaire de résoudre les équations du mouvement qui sont liées aux déplacements de la masse m_1 selon les directions i et j , ainsi que le déplacement de la masse m_2 selon y . Pour caractériser le contact, soit les forces à l'interface entre les masses m_1 et m_2 , il est nécessaire de s'appuyer sur la loi de Coulomb, afin de définir les différents états de contact. Les forces de contact entre la masse m_2 et m_1 sont représentées par la force normale F_N et la force tangentielle F_T . Les trois états de contact sont le décollement, l'adhérence et le glissement. Lors du décollement, les deux masses ne sont pas en contact, donc les forces de contact sont nulles. Lors de l'adhérence, la force tangentielle doit être inférieure ou égale à la force normale multipliée par le coefficient de frottement statique μ_s , telle que $|F_T| \leq \mu_s F_N$. Enfin, lors du glissement, la force tangentielle est plus ou moins égale à la force normale multipliée par le coefficient de frottement dynamique μ_d . Le glissement correspond à $F_T = \mu_d F_N$ dans le cas d'un déplacement dans le sens des x positifs et pour un déplacement dans le sens des x négatifs, le glissement correspond à $F_T = -\mu_d F_N$. Grâce à ce modèle, il est possible de simuler n'importe quel système, si toutes les données d'entrée sont connues. Il est cependant difficile de connaître l'entièreté des paramètres d'entrée.

Exemple de la méthode SnRD appliquée à une planche de bord

Pour expliquer le principe de la méthode, un modèle de Toyota Yaris libre de droit est utilisé.

La figure 6 montre la planche de bord du véhicule sur lequel la méthode SnRD est appliquée. L'intérêt se porte uniquement sur les risques de bruit de rattle.

La première étape est de définir les interfaces pour détecter les risques de rattle à l'aide des *E-lines*. Le risque de rattle est plus important à l'interface entre deux structures, il n'est donc pas nécessaire de modéliser toute la planche de bord, mais uniquement les points de liaison. Comme le montre la figure 7, seules les quinze interfaces les plus importantes sont choisies pour réduire le temps de calcul et d'analyse. Une excitation de type profil routier est appliquée sur un nœud maître selon les trois axes. Ce nœud est relié par des éléments rigides aux fixations de la planche de bord avec le châssis du véhicule.

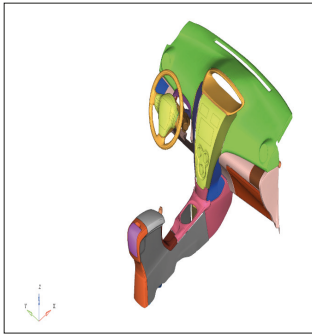


Fig. 6 : Modèle de la planche de bord d'une Toyota Yaris
Dashboard model of a Toyota Yaris

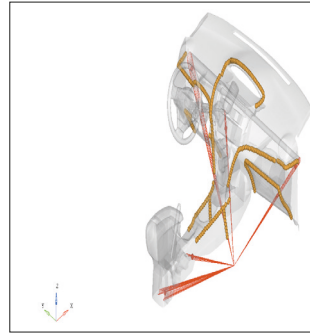


Fig. 7 : Quinze E-lines de rattle et les points de chargements du tableau de bord
15 rattle E-lines and loading points on the dashboard

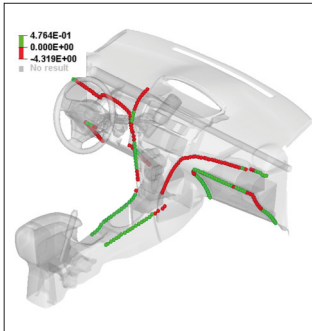


Fig. 8 : Photo des risques de bruit de rattle : Les zones en rouge indiquent une interface à risque
Rattle noise risk picture: The red areas indicate a risk interface

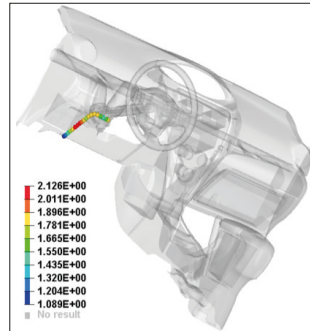


Fig. 9 : Analyse détaillée d'une zone à risque pour un bruit de rattle
Detailed analysis of an area at risk for rattle noise

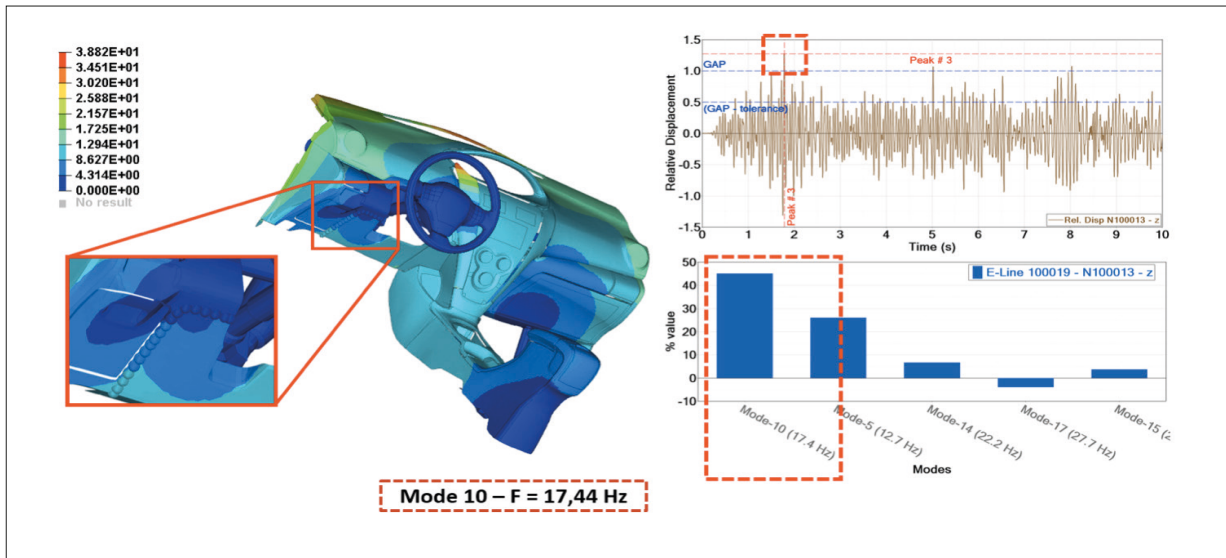


Fig. 10 : Analyse du mode 10 participant le plus au risque de bruit de rattle
Analysis of the mode 10 most involved in the risk of rattle noise

Seuls les composants du châssis pouvant modifier le comportement modal de la planche de bord sont conservés dans le modèle. La réponse du système est alors obtenue par un calcul transitoire sur base modale. Une analyse statistique des déplacements relatifs, des jeux et des tolérances permet d'obtenir la photo des risques présentées dans la figure 8.

En isolant une zone, il est possible d'analyser en détails les risques de rattle au niveau des points d'une E-line, comme

cela est présenté dans la figure 9. Pour connaître le mode de vibration qui est le principal contributeur au bruit de rattle, il est nécessaire d'analyser le déplacement relatif d'un point particulier.

Sur la figure 10, il est possible d'observer le mode qui participe le plus au risque de bruit de rattle et observer sa déformée modale sur l'ensemble de la planche de bord.

La méthode SnRD permet de visualiser le risque de rattle précisément pour en réduire les causes. Dans l'exemple précédant, pour réduire le risque de rattle dans la zone d'étude, il est nécessaire de diminuer l'amplitude du mode 10. Pour cela, un ou plusieurs raidisseurs pourraient être ajoutés, en modifiant le moule d'injection ; la pièce plastique de la planche de bord présentant un mode de vibration à 17,44 Hz.

Conclusion

Un panorama des principales méthodes expérimentales et numériques d'étude des bruits parasites a été présenté. Ces méthodes interviennent séquentiellement ou simultanément lors des différentes phases de développement d'un véhicule. Le recours à la simulation s'intensifie dans le but de réduire les risques de bruits parasites, au plus tôt dans le cycle de développement, lorsque la conception du produit peut encore être modifiée sans engendrer des surcoûts importants pour le projet. Établir la photo des risques de bruits parasites d'un prototype virtuel nécessite des données d'entrée sur les couples de matériaux en vis-à-vis et des données de sorties avec lesquelles les résultats des calculs seront corrélés. Pour cela, des méthodes expérimentales et des moyens de caractérisation sont développés à différentes échelles : celle des échantillons de matériaux, celle des composants d'un sous-système ou encore celle d'un sous-système complet, voire d'un véhicule.

Aujourd'hui, les méthodes présentées sont utilisées principalement dans l'automobile et le ferroviaire. Une possibilité est d'étendre leur utilisation au secteur aéronautique, à l'électroménager ou à d'autres secteurs pour lesquels les bruits parasites sont une source d'inconfort pour le client final. Dans l'avenir, d'autres méthodes expérimentales vont devoir être mises en œuvre, afin de permettre une corrélation plus fine entre les essais et les calculs.

En particulier, l'utilisation d'un vibromètre laser 3D pour mesurer le déplacement aux interfaces peut permettre d'effectuer une corrélation avec les résultats obtenus à l'aide de la méthode SnRD au niveau des *E-lines*. Les perspectives d'amélioration des méthodes de simulation sont également intéressantes. Des travaux sont actuellement menés pour envisager le calcul d'indicateurs acoustiques, voire même développer des fonctionnalités d'auralisation. La corrélation pourra ainsi porter également sur des spectres de pression acoustique ou des signaux sonores temporels pour de la réécoute. Enfin, comme dans le cas de nombreuses méthodes déterministes de simulation, la méthode SnRD est utilisée sur un modèle Éléments finis dont les propriétés matériaux, les conditions aux limites et les autres données d'entrée ont des valeurs fixes et déterminées. La prise en compte dans les modèles numériques de dispersions de fabrication et du vieillissement des assemblages lié au changement de température, à l'humidité, aux rayons U.V. restent des voies de progrès d'ores et déjà identifiées pour les méthodes mixtes calculs/essais.

Références bibliographiques

- [1] CED-Normandie. Centre d'essais dynamiques. <https://www.ced-normandie.com/banc-vibrants-six-axes/>
- [2] SAE, J2192. Recommended testing Methodes for Physical Protection of Wiring Harnesses, 2016
- [3] Ziegler Instruments, ZINS. THP Systems. https://www.thp.systems.com/wp-content/uploads/2013/10/SSP-04_Engl.pdf
- [4] MB Dynamics. <https://mbdynamics.de/wp-content/uploads/2019/05/Data-sheet-3D-Stick-Slip-Test-System.pdf>
- [5] H. Hwang, F. Aubin, J. Kengne, F. Dubois, N. Merlette. Étude par simulation des bruits de rattle d'un siège de TGV. Le Havre : s.n., 2018
- [6] A. Elmaian, F. Gautier, C. Pezerat, J.-M. Duffal. How can automotive friction-induced noises be related to physical mechanisms? s.l. : Applied Acoustics, 2013