

Méthode d'évaluation des surcharges dynamiques

Poids lourds

Jean-Pierre DESROCHE

Technicien supérieur
Section Instrumentation
Laboratoire central des Ponts et Chaussées
Centre de Nantes

En plus de la diversité des surfaces de chaussées, la charge à l'essieu d'un poids lourd et sa répartition sous chacune des roues se trouvent modulées en fonction du type de suspension par les effets des variations de vitesse (freinage) et du tracé de la route (report de charge dans les virages, pente du profil en travers, etc.). L'intérêt porté par les mécaniciens des chaussées aux sollicitations verticales sous l'action du trafic poids lourd nécessite d'évaluer les différents types d'efforts à partir d'une méthode susceptible de s'appliquer à tous les itinéraires, capable de prendre en compte la diversité des technologies de suspensions et de fournir l'information avec une précision acceptable. Une première approche menée par la section Instrumentation du service Métrologie et instrumentation du LCPC, en collaboration avec un constructeur de remorques de Vendée (Société JIMECAL), limitée à l'instrumentation d'un essieu poids lourd, a permis de mettre en œuvre une méthode de mesure en continu des forces verticales transmises à la chaussée.

Cette note technique présente brièvement les études réalisées sur la période 19, et les principaux enseignements qui en ont été tirés.

Essieu instrumenté

L'essieu instrumenté est neuf : il s'adapte sous une remorque plateau de 12 mètres. De conception atypique, il est une solution innovante dans son principe en matière de sécurité : il est composé de deux demi-essieux indépendants, chacun d'eux étant constitué par :

- un bras de suspension court oscillant (55 cm de longueur),
- un coussin pneumatique à compensation d'assiette automatique pour assurer une fonction ressort,

- un amortisseur hydraulique à tarage pneumatique variable mis au point par le constructeur,
- une liaison pneumatique entre le soufflet et l'amortisseur qui permet de contrôler l'amortissement en fonction des reports de charge (limitation du roulis par exemple).

L'intérêt porté à cette suspension s'est justifié par le fait que l'indépendance des roues et la disposition des organes de suspension rendaient l'ensemble facilement instrumentable : de plus, le taux de frottements secs, fonction de la charge pour ce type d'essieu est faible comparativement aux autres suspensions de poids lourd. En contre partie, il a été réalisé à peu d'exemplaires, et reste donc assez peu représentatif des technologies de suspension des poids lourds actuellement en circulation.

Méthode d'évaluation

Le principe adopté pour accéder à l'effort sous la roue est celui de la compensation des effets d'inertie des masses non suspendues. Chaque demi-essieu constitue en première approximation, suivant l'axe vertical, un système à deux degrés de liberté (masse, ressort, amortisseur) modélisé comme indiqué sur la figure 1 :

- M_1 représente la masse équivalente du châssis (déplacement z),
- K_1 , la raideur du soufflet, A_1 la constante d'amortissement de l'amortisseur,
- M_2 , la masse équivalente roue avec la contribution du bras porte-roue (déplacement y),
- K_2 , la raideur du pneumatique.

L'équilibre des efforts au niveau de la masse M_2 pour un déplacement X_0 (variation d'uni de la chaussée) est traduit par l'équation :

$$M_2 y'' = -K_2 (y - X_0) + K_1 (z - y) + A_1 (z' - y')$$

$$M_2 y'' = F_{\text{roue}} + F_{\text{ressort}} + F_{\text{amort}}$$

$$F_{\text{roue}} = M_2 y'' - F_{\text{ressort}} - F_{\text{amort}}$$

Cette expression du mouvement montre que la connaissance des différentes forces peut conduire à l'information sur F_{roue} à condition d'estimer correctement les forces d'inertie de la roue.

En pratique, F_{ressort} est donnée par un peson circulaire monté sous le coussin pneumatique. La force de réaction de l'amortisseur F_{amort} est donnée par une goupille de cisaillement montée sur l'ancrage de la partie supérieure du corps de l'amortisseur.

La compensation des forces d'inertie est réalisée par un accéléromètre de grande sensibilité dont l'axe est placé au plus près de l'axe vertical de la roue. Le pneu repose sur la table verticale du banc de vibration, équipée d'un peson de référence : le châssis est immobilisé. La compensation est réalisée en ajustant F_{roue} à la force de référence en optimisant le gain de la composante accélération ($M_2 y''$) dans une gamme de fréquences réalistes. Compte tenu des non linéarités et de l'importance des masses en mouvement, cette compensation reste délicate (compensation aussi des inerties du dispositif d'excitation).

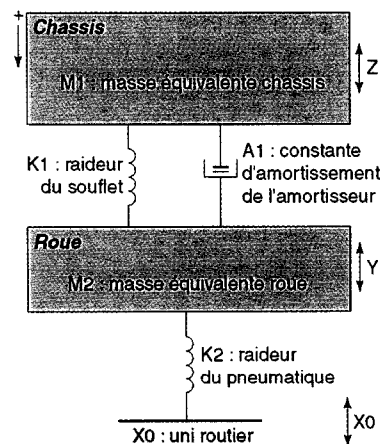


Fig. 1 - Modèle mécanique du demi-essieu.

Comportement dynamique de l'essieu

Les caractéristiques statiques et dynamiques du soufflet, de l'amortisseur et de chaque demi-essieu ont été évaluées séparément.

La masse M_2 de la roue et la contribution du bras a été estimée à 360 +/- 3 kg ; suivant la pression dans le coussin, les frottements secs varient de 25 à 75 daN. Aux surcharges faibles, le

Note
technique

pneumatique présente une raideur non linéaire : elle est évaluée pour une pression de service de 8,5 bars à $2,10^6$ N/m.

Étude sur banc du comportement de la remorque

L'essieu est monté sous le plateau de la remorque et sollicité verticalement au niveau d'une roue : l'autre roue est placée sur une glissière à bille ; le troisième point d'appui est rotulé sous l'ancrage tracteur/remorque. Le signal d'excitation utilisé est de type aléatoire avec des caractéristiques proches de celles d'un uni routier (spectre de pente - 8db/octave).

Cette excitation met en évidence, suivant l'importance du chargement, un mode de translation vertical vers 2 Hz, un mode de vibration de la roue entre 10 et 12 Hz et un mode de torsion de la remorque vers 4 Hz.

Pour un mauvais uni et, pour un chargement à la roue de 2 800 kg les surcharges dynamiques mini/maxi sont comprises entre ± 332 daN (efforts de référence : ± 337 daN).

La comparaison des signaux instantanés (effort de référence et effort mesuré) est présentée sur la figure 2 : les déphasages liés en partie à l'amortissement structural du pneumatique et la présence des frottements secs conduisent à des écarts estimés à ± 50 daN.

Rapportés à la composante dynamique de F_{roue} (± 340 daN) l'incertitude sur la mesure est importante, de l'ordre de

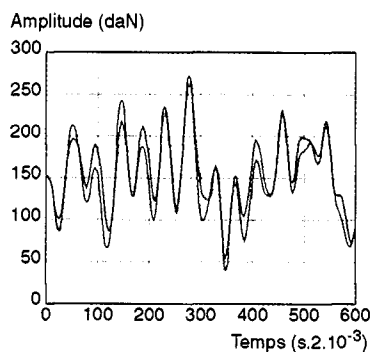


Fig. 2 - Comparaison des signaux temporels (effort de référence imposé et effort mesuré).

15 %. Cette même incertitude est minimisée pour la composante « continue » (statique + dynamique) du signal où le dispositif devient performant, donnant une estimation à 2 % près de la masse roulante (2 800 daN \pm 50 daN à la roue).

Il faut noter que ces résultats obtenus au banc de vibrations sont mesurés suivant l'axe vertical, roue non tournante. Les effets de rotation de la roue ainsi que les reports de charge liés à la déformation de la remorque n'ont pas été pris en compte dans la réponse dynamique de l'essieu.

Essais sur piste

La remorque tractée à différentes vitesses sur la piste du centre de Nantes du LCPC a effectué une série de passages sur des défauts ponctuels. L'analyse en fréquence des résultats montre, au passage sur les défauts, que le mode de

translation à 2 Hz reste prépondérant ainsi que le mode de roue vertical entre 9 et 12 Hz. Une résonance à 5 Hz, qui correspond vraisemblablement à l'harmonique des défauts de roue (balourd, excentricité), s'ajoute à la signature spectrale mise en évidence sur le banc.

Le signal temporel pour un effort instantané à l'attaque d'un des défauts (empilage de bandes de caoutchouc de 38 mm de hauteur et 250 mm de large) est estimé à 2 400 daN : la surcharge qui succède annonce une alternance à 3 500 daN pour une charge initiale $P_0 = 2 800$ kg à la roue. Trois passages à deux vitesses montrent que l'amplitude de ces surcharges après l'attaque du défaut est peu sensible à la vitesse et que, si l'écart de répétitivité est faible (3 % à 30 km/h) le nombre de passages n'est pas suffisant pour valider les dispersions.

Conclusion

Ces premiers résultats montrent que l'approche instrumentale menée à Nantes en 1997 demande à être améliorée pour estimer l'influence des défauts d'uni sur les surcharges dynamiques. Les simplifications relatives au comportement dynamique du pneumatique, à l'importance des frottements secs et à la prise en compte de la déformation du plateau ont conduit à une incertitude de 15 % sur la mesure de l'effort sous la roue.

Par contre, la connaissance en temps réel de la masse en mouvement avec une précision de l'ordre de 2 % ouvre des perspectives pour l'étalonnage des dispositifs de pesage en marche.