LIVRE BLANC

dB Vib CONSULTING

Papéterie

Comment augmenter la production de vos machines à papier tout en minimisant le risque de vibrations

Edito

*Par **Henri CAMPAGNA,** pdg de dB Vib Groupe.*

Beaucoup de machines à papier sont anciennes et tournent à des vitesses de plus en plus élevées afin d'augmenter la productivité.
Pour cela, les systèmes d'entraînement moteur et la conduite du papier sont améliorés au fur et à mesure de l'évolution de la technique ; cependant, le bâti et les dimensions des rouleaux ne peuvent pas être modifiés, plus précisément leur diamètre et leur longueur.
Ces augmentations de la vitesse de rotation accroissent la plage des vitesses de fonctionnement et génèrent des problèmes de vibration pour certaines vitesses. L'objet de cet article est d'expliquer le phénomène de résonance, de décrire les conséquences que cela entraîne sur la maintenance et sur la qualité du produit.

NOTRE GROUPE

dB Vib GROUPE

Expert du bruit, des vibrations, de la maintenance conditionnelle et du traitement de l'air

- dB Vib INGENIERIE
- dB Vib CONSULTING
- dB Vib INSTRUMENTATION

Le phénomène de résonance

Afin d'expliquer le phénomène de résonance, on utilise la structure la plus simple que l'on puisse imaginer, à savoir le système à un degré de liberté (1 ddl).
Elle est constituée d'une masse (m), d'un ressort (k) et d'un amortisseur (λ) (voir figure 1).

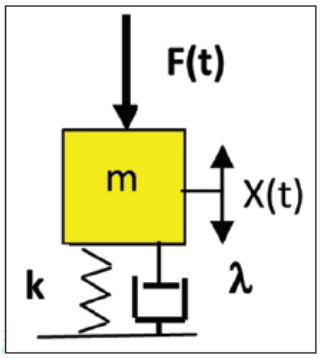


Figure 1.

Cet oscillateur simple constitue un des principes de base de l'analyse dynamique des structures. En effet, le comportement dynamique d'une structure élastique se ramène à celui d'un certain nombre d'oscillateurs simples.
L'oscillateur simple se caractérise par sa fréquence de résonance ou fréquence naturelle, et par son amortissement. La fréquence de résonance correspond au mouvement libre de l'oscillateur en l'absence de force extérieure. En d'autres termes, il s'agit de la fréquence du mouvement que prend l'oscillateur lorsqu'il est écarté de sa position de repos (essai de lâcher) ou à l'issu d'une impulsion.

Lorsque l'oscillateur est "excité" à cette fréquence, il y a "résonance", c'est-à-dire amplification du mouvement. Cette amplification est inversement proportionnelle à l'amortissement de l'oscillateur.

Fréquence de résonance et amortissement suffisent au calcul de la réponse de ce système à tout type d'excitation.

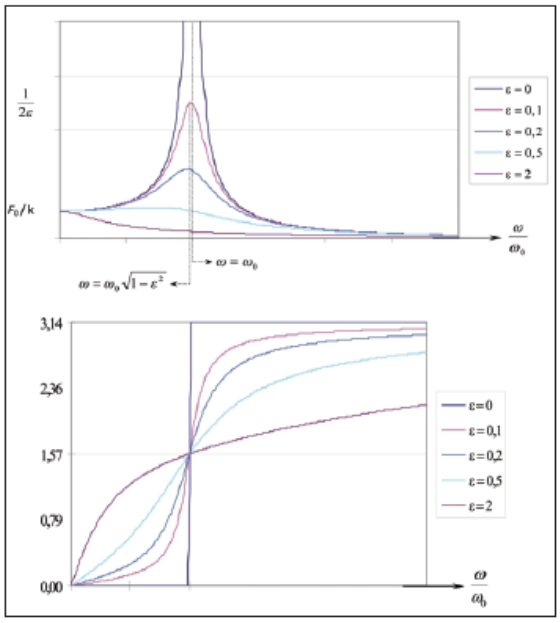


Figure 2.

Deux phénomènes sont à remarquer (voir figure 2) :
- à la résonance, l'amplitude de la vibration est très grande et est limitée par l'amortissement ;
- la phase entre la force et la réponse est décalée de 180° entre avant la résonance et après la fréquence de résonance. En effet, avant la résonance, le mouvement X(t) est régi par le mouvement du ressort : on dit que l'on a un comportement élastique. Après la résonance, le mouvement est régi par la masse qui s'oppose à la force par la loi fondamentale de la dynamique F = Mγ.

Structures élastiques (à N degrés de liberté) - Fréquences de résonance et déformées modales

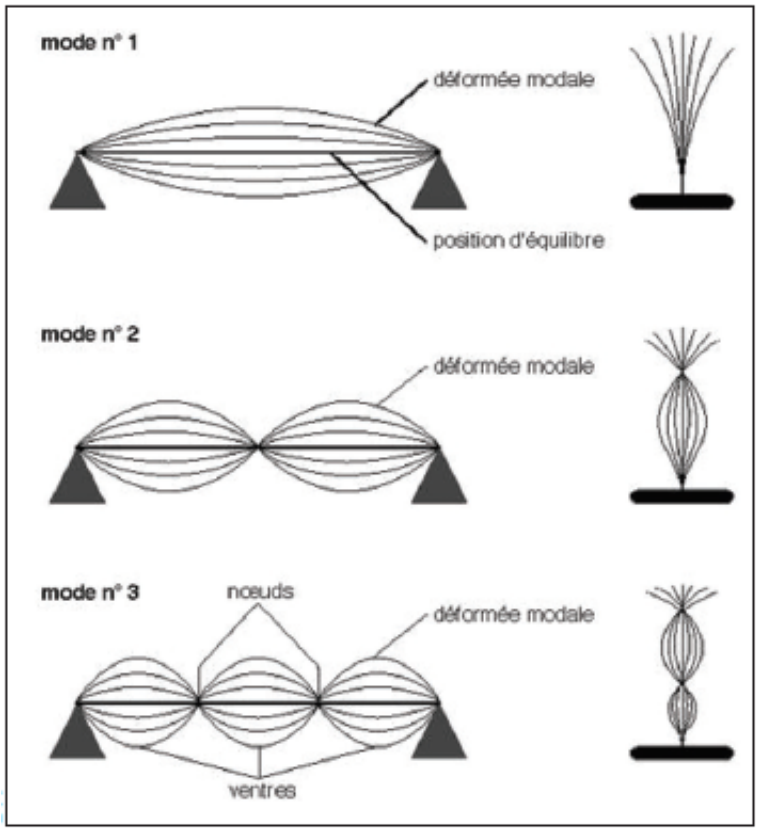


Figure 3.

Dans le cas général, une structure élastique (par exemple une poutre, une machine à papier avec ses rouleaux) se caractérise par une multitude de fréquences de résonance (nombre théoriquement infini) correspondant à des modes de résonance ou modes propres (ces structures sont dites à N degrés de liberté) (voir figure 3). Chacune de ces résonances est accompagnée d'une déformation spécifique de la structure appelée déformée modale ou forme propre. Pour chaque fréquence de résonance, la structure se déforme et oscille de part et d'autre de sa position d'équilibre (les points de la structure évoluent en phase ou en opposition de phase faisant apparaître noeuds et ventres de déformée). Plus l'ordre du mode est élevé, plus la déformée modale correspondante devient complexe avec un nombre croissant de noeuds et de ventres.

Le comportement dynamique des structures, constitué de N structures élémentaires à 1 degré de liberté (voir figure 3), est habituellement abordé en effectuant ce que l'on appelle l'analyse modale de la structure, ce qui revient à rechercher les fréquences de résonance et déformées modales associées sur une bande de fréquence correspondant à la gamme de rotation de la machine. La même poutre est représentée pour deux conditions aux limites différentes (appuyée-appuyée et encastrée-libre). On voit bien que les déformées modales sont très différentes et qu'elles sont influencées par les conditions aux limites.

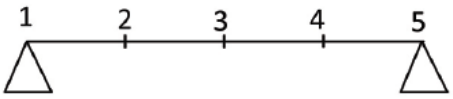
Adaptation fréquentielle et spatiale

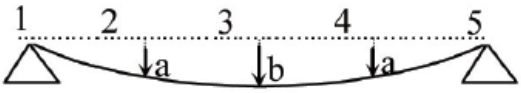
Le régime de résonance d'une structure élastique est obtenu à condition que :

1. la fréquence d'excitation coïncide avec une fréquence de résonance de la structure. Il s'agit de l'appropriation fréquentielle (condition suffisante dans le cas du système à 1 degré de liberté) ;

2. la direction de l'excitation ainsi que sa localisation soient cohérentes avec la déformée modale correspondante. Lorsqu'elle est ponctuelle, l'excitation ne doit pas agir sur un noeud de la structure, et elle est d'autant plus efficace qu'elle s'applique sur un ventre avec une direction parallèle au déplacement du ventre. Dans le cas où les excitations sont multiples, celles-ci doivent de plus respecter les relations de phases de la déformée modale (voir figure 4). Cette deuxième condition correspond à l'appropriation spatiale. Celle-ci est caractérisée par un coefficient appelé taux d'appropriation modale ; c'est pourquoi, bien que l'on mesure une fréquence de résonance par excitation pulsionnelle, il se peut que lorsque la machine fonctionne il n'y ait pas d'amplification, car l'appropriation spatiale n'est pas respectée.

Considérons les 2 premiers modes propres d'une poutre appuyée-appuyée :



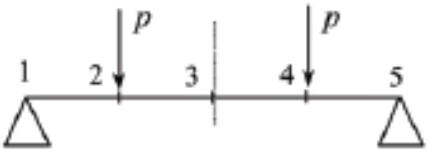
Model n°1 : 

pulsation propre ω_1 $\{\varphi_1\} = \lambda_1 \begin{Bmatrix} 0 \\ a \\ b \\ a \\ 0 \end{Bmatrix}$

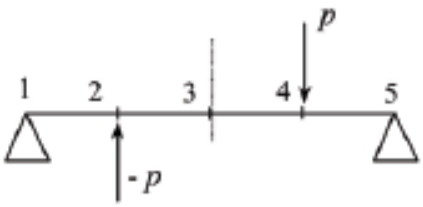
Model n°2 :

pulsation propre ω_2 $\{\varphi_2\} = \lambda_2 \begin{Bmatrix} 0 \\ -a \\ 0 \\ a \\ 0 \end{Bmatrix}$

Considérons deux excitateurs (rappel {F(t)}=[P]{f(t)}) avec une fréquence excitatrice en coïncidence fréquentielle avec le mode 1 et le mode 2, mais de répartition spatiale différente :

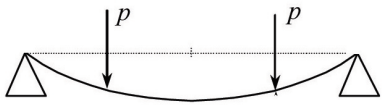


$$\{P_1\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ p \\ 0 \\ p \\ 0 \end{Bmatrix}$$



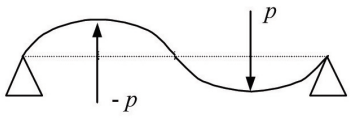
$$\{P_2\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ -p \\ 0 \\ p \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Pour le mode n° 1, l'appropriation spatiale sera réalisée lorsque les 2 excitateurs sont en phase et il y aura résonance si leur fréquence de pulsation vaut f1.



$$\{\varphi\}^T\{P_1\} = \lambda_1 \begin{Bmatrix} 0 \\ a \\ b \\ a \\ 0 \end{Bmatrix}^T \begin{Bmatrix} 0 \\ p \\ 0 \\ p \\ 0 \end{Bmatrix} = 2\,a\,p\lambda_1 \neq 0$$

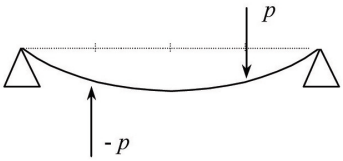
Pour le mode n° 2, l'appropriation spatiale sera réalisée lorsque les 2 excitateurs seront en opposition de phase et il y aura résonance si leur fréquence de pulsation est f2.



$$\{\varphi\}^T\{P_2\} = \lambda_2 \begin{Bmatrix} 0 \\ -a \\ b \\ a \\ 0 \end{Bmatrix}^T \begin{Bmatrix} 0 \\ -p \\ 0 \\ p \\ 0 \end{Bmatrix} = \lambda_2(ax + ax) \neq 0$$

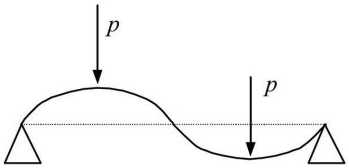
Exemple de **non-appropriation spatiale** conduisant à l'absence d'amplification :

Du mode (1) :



$$\{\varphi\}^T\{P_2\} = \lambda_1 \begin{Bmatrix} 0 \\ a \\ b \\ a \\ 0 \end{Bmatrix}^T \begin{Bmatrix} 0 \\ -p \\ 0 \\ p \\ 0 \end{Bmatrix} = \lambda_1(-ap + ap) = 0$$

Du mode (2) :



$$\{\varphi\}^T\{P_1\} = \lambda_2 \begin{Bmatrix} 0 \\ a \\ b \\ -a \\ 0 \end{Bmatrix}^T \begin{Bmatrix} 0 \\ p \\ 0 \\ p \\ 0 \end{Bmatrix} = \lambda_2(ap - ap) = 0$$

On obtient donc le coefficient d'appropriation spatiale en calculant le produit scalaire des vecteurs forme propre et effort. La comparaison des facteurs de participation pour un torseur de forces donné est riche d'enseignement pour évaluer l'appropriation. Il est alors possible de normer les facteurs de participation entre eux par rapport à la valeur maximale.

Ces deux conditions (coïncidence fréquentielle et appropriation spatiale) nous expliquent que parfois certaines fréquences mesurées à l'arrêt ne sont pas excitées en fonctionnement (produit scalaire nul).

Analyse du torseur des forces excitatrices sur une machine à papier

Les forces excitatrices dynamiques sont principalement de deux types :

- celles générées côté transmission par les fréquences d'engrènement et leurs harmoniques (taux d'harmonique qui dépend du degré d'usure du profil des engrenages), qui sont unidirectionnelles (voir figure 4). Ainsi, suivant le type d'engrenage droit, hélicoïdal ou à chevron les efforts générés par l'engrenage et surtout leur direction seront différents ;

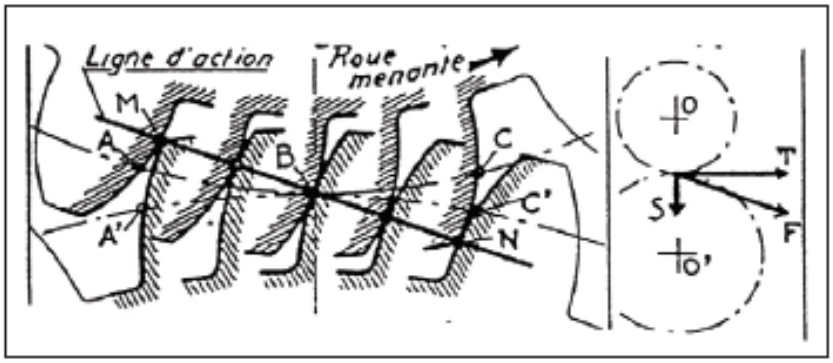


Figure 4.

- celles générées par les balourds résiduels ou excessifs portés par les rouleaux (voir figure 5).

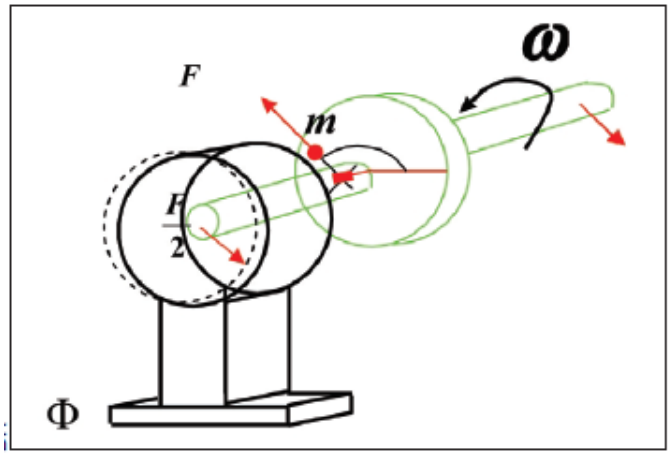


Figure 5.

On constate que cette force dynamique n'a pas une direction fixe dans l'espace mais qu'elle tourne avec l'arbre (on parle de force tournante liée a l'arbre).

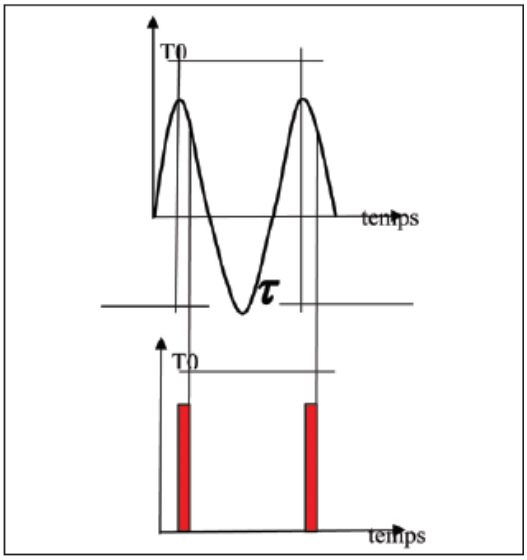


Figure 6.

Le décalage temporel τ qui représente le temps de passage entre le maximum de vibration mesurée dans une direction et le passage du scotch au même point de mesure représente l'angle Φ que l'on obtient par Φ = ω∗τ exprimé en radian, soit en degré :

$$\varphi = \frac{360}{2*\pi} * \Phi.$$

Cette phase est constante si le scotch ne se déplace pas et si le vecteur balourd lié à l'arbre ne change pas en amplitude et direction !!! Cet angle est fixe pour une machine, un montage, un point de mesure et une vitesse de rotation donnée.

Il sera donc possible de connaître à Φ près la position de la force lors de la rotation du rouleau et de tracer, lors des variations de vitesses, l'évolution de l'amplitude et surtout de la phase par ce qui est appelé une analyse d'ordre.

Les moyens de mesure nécessaires à l'obtention des fréquences de résonances dans une machine à papier

Installation à l'arrêt

On excite la structure à l'aide d'un marteau de choc et on mesure la fonction de transfert en amplitude et phase entre l'excitation et la réponse (accéléromètre) qui est un point courant sur la machine.

En effet, on montre que la réponse S(f) d'un système linéaire S(f) = H(f)*E(f) est égale au produit de la fonction de transfert par le spectre de la force d'entrée. Dans le cas d'une excitation impulsionnelle, le spectre de la force est constant en fonction de la fréquence ; la réponse est de fait la fonction de transfert qui représente toutes les fréquences de résonances de la structure (voir figure 7).

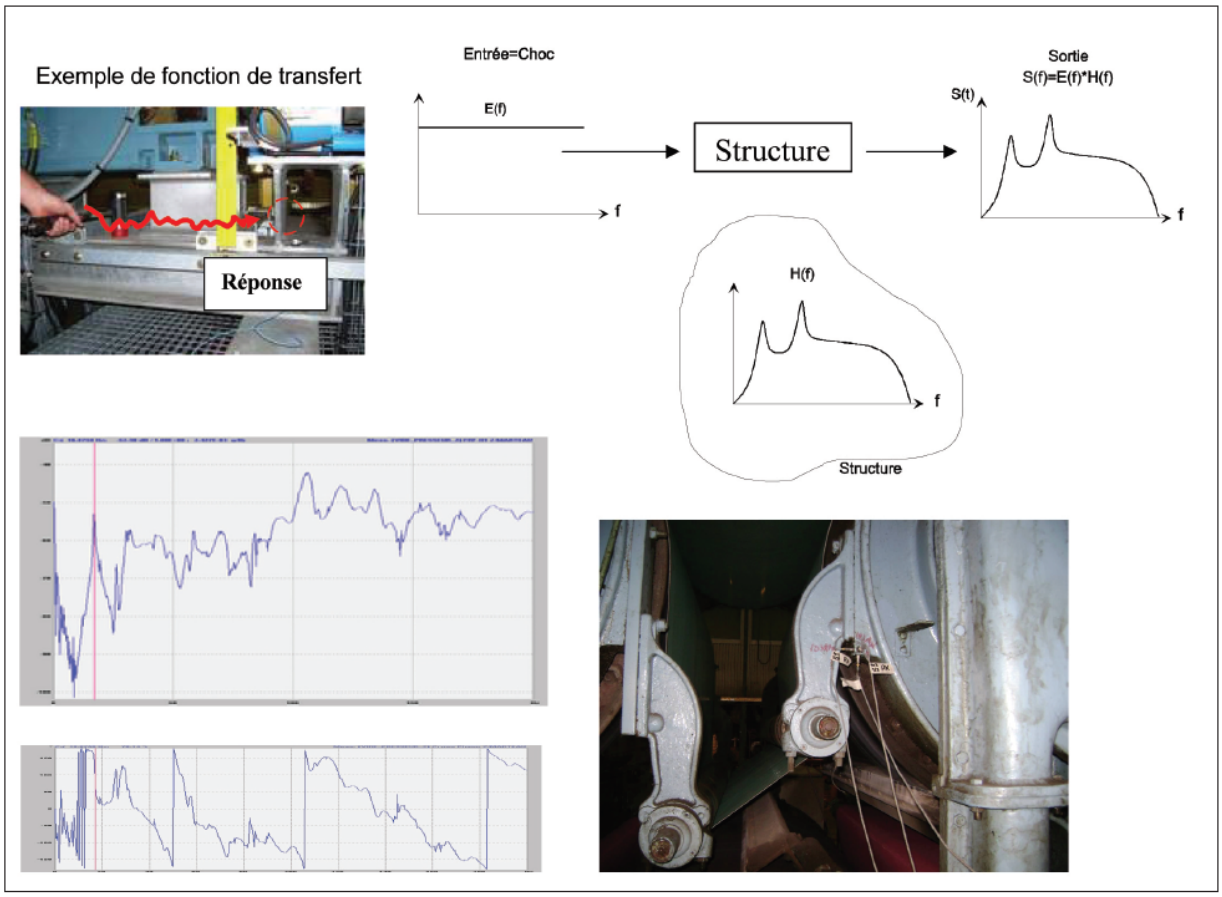


Figure 7.

Installation à l'arrêt

Après avoir positionné un top tour sur un des rouleaux, on mesure l'évolution de l'amplitude et de la phase entre le top tour et l'amplitude vibratoire de la fréquence de rotation et aux fréquences d'engrènements lors d'une montée et d'une descente en vitesse.

Une autre méthode consiste à suivre l'évolution du niveau global d'accélération en fonction de la vitesse de rotation et, lorsque que l'on a une amplification, d'analyser le spectre vibratoire pour cette vitesse de rotation de l'amplitude (voir figure 8).

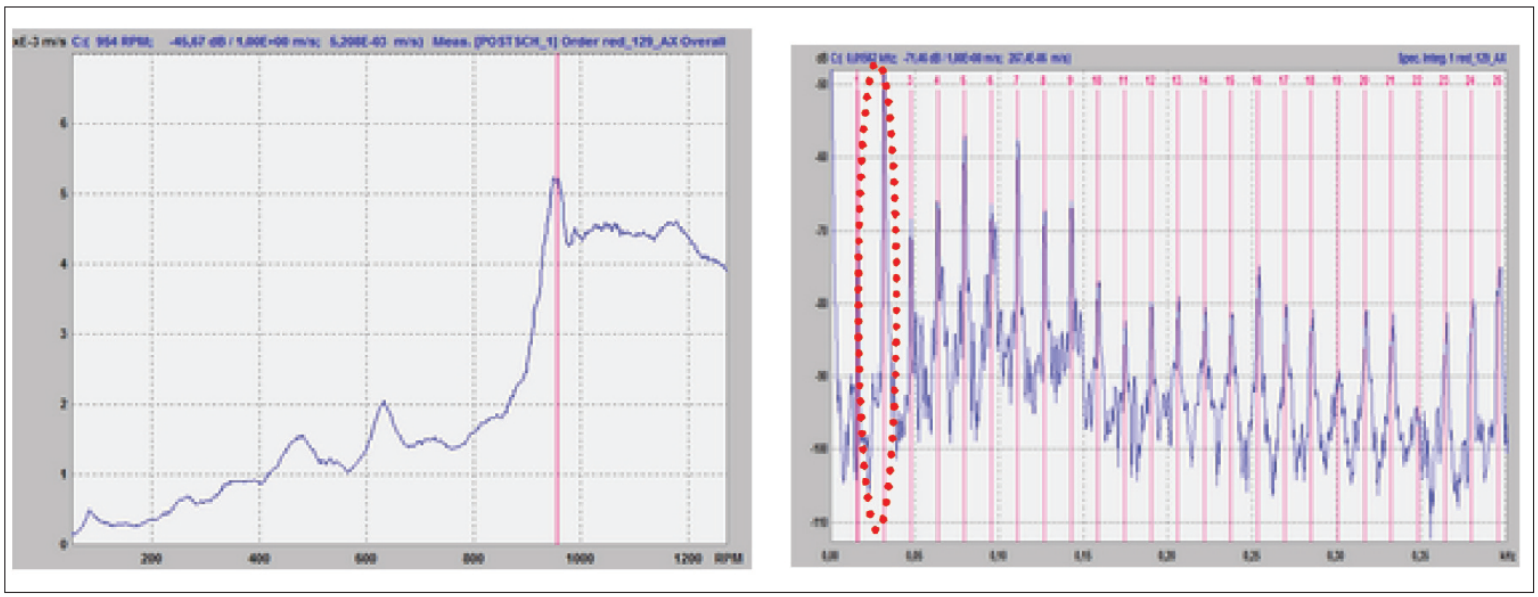


Figure 8.

L'amplification observée intervient pour une vitesse papier d'environ 370 m/min. Le niveau global est porté par l'harmonique 2 de la fréquence de rotation de l'arbre d'entrée du réducteur.
Les niveaux vibratoires restent relativement élevés après le passage de l'amplification.

Conclusion

La détermination des fréquences propres des rouleaux et bâtis des machines à papier permet d'éviter à l'exploitant de fatiguer sa machine intempestivement et d'assurer une bonne qualité du produit fini en évitant des risques de marquage du papier.

Cette mesure s'effectue en deux temps : l'une machine à l'arrêt, l'autre machine en fonctionnement. Elles peuvent être effectuées lors des opérations de maintenance programmées et pendant une durée de 2 jours avec une équipe de 2 personnes équipées de 2 analyseurs enregistreurs 16 voies.

En résumé, cette démarche nous permet :
- de savoir si la vitesse maximum actuelle n'est pas dangereuse pour la machine ;
- de savoir s'il est possible de tourner plus vite ;
- de connaître les plages de vitesse dangereuses pour la machine.