

Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 58 (1932)
Heft: 24

Artikel: Les graves inconvénients de la résonance due aux machines installées dans les bâtiments
Autor: Katel, I.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-44883>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 05.05.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

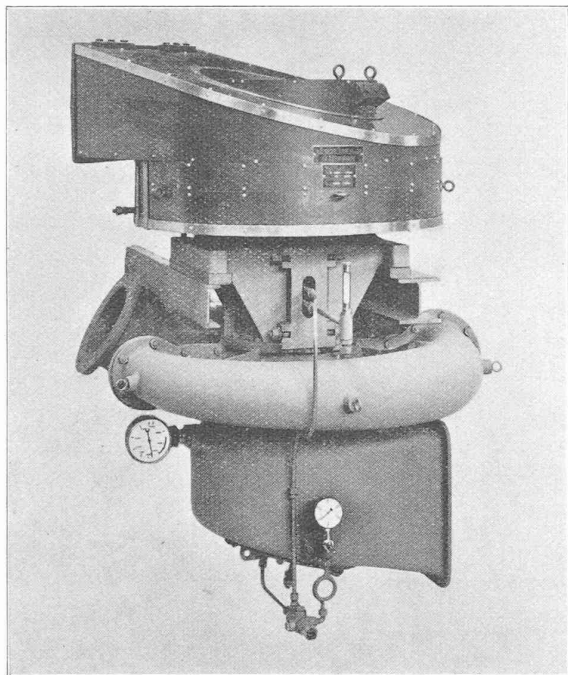


Fig. 12. — Turbo-soufflante très légère Brown, Boveri.

cylindre). La quantité d'air de balayage est ainsi de deux à trois fois le volume de cette chambre. Ceci a pour conséquence un refroidissement intense des parois des cylindres, culasses, soupapes, etc. et la nouvelle charge d'air ne s'échauffe que peu. Le poids d'air est augmenté ainsi de 16 % environ. A ce poids vient s'ajouter encore celui qui résulte de la pression d'air d'alimentation plus élevée. Pour une pression absolue de 1,3 atm. le poids d'une charge d'air, comparé à celui d'un moteur Diesel ordinaire où la pression d'air à la fin de la course d'aspiration est de 0,95 atm. absolu, est ainsi de :

$$\frac{1,16 \times 1,3}{0,95} = 159 \%$$

soit d'environ 60 % plus grand. La quantité de combustible pouvant être brûlée dans cet excès d'air augmente dans la même proportion et par là aussi la puissance. A remarquer qu'en même temps les températures du cycle sont identiques ou même plus basses que dans un moteur Diesel ordinaire, comme c'est visible sur les figures en question. La fig. 7 représente un moteur de 750 CVe et la fig. 8, un moteur de 3000 CVe, avec alimentation par turbo-soufflante système Büchi construits par la Société suisse pour la construction de locomotives et de machines, à Winterthour. L'installation marine du paquebot à moteur « Llangibby Castle » avec alimentation système Büchi est représentée par la fig. 9. Le moteur a une puissance de 4750 CV. Après la turbine, les gaz d'échappement passent dans deux chaudières Clarkson fournissant, en mer, toute la vapeur nécessaire au bateau. La fig. 10 fait voir sur le banc d'essai un des quatre moteurs Diesel à 12 cylindres à quatre temps, avec alimentation Büchi, du « MV. Reina del Pacifico ». Ces moteurs

de 5500 CVe attinent une consommation remarquablement faible de 160 gr/ch-heure eff. Une turbo-soufflante ouverte, de Brown Boveri & C^{ie}, à Baden, est visible à la fig. 11. La fig. 12 représente un modèle de la même firme, particulièrement léger pour la marine et les sous-marins. Le poids d'un groupe pareil est très faible, même pour 1000-2000 CVe il est en dessous de 1,5 tonne.

(A suivre.)

Les graves inconvénients de la résonance due aux machines installées dans les bâtiments,

par I. KATEL, ingénieur civil ¹

La question de la résonance pouvant avoir lieu entre la machine et le bâtiment dans laquelle elle est placée est très délicate et pleine de surprises.

Supposons que, dans le sous-sol d'un bâtiment soit installé un Diesel de quatre temps, quatre cylindres, et tournant à une vitesse de régime de 600 tours par minute.

Ce moteur, comme suite au calage des manivelles à 180°, dû aux quatre temps, produit des forces d'inertie de seconde catégorie, dont le rythme correspond à la double vitesse de la machine, c'est-à-dire, à 1200 tours par minute.

Supposons, en outre, que le moteur soit isolé à sa base par une couche isolante appropriée, tandis que latéralement il soit séparé du sol l'entourant par un vide.

Comme nous le savons, il n'est pas possible, même par les meilleurs isolants que l'on puisse imaginer, d'obtenir une absorption totale des vibrations.

Une couche d'air seule peut être considérée comme un isolant absolu, mais on ne peut pas, évidemment, s'imaginer un massif suspendu dans l'air.

N'importe quelle matière isolante possède et doit posséder une densité plus grande que l'air car elle est destinée à supporter les charges statiques du massif et à résister aux efforts dynamiques de la machine.

Ainsi, déjà la nature des choses impose des limites à l'efficacité des isolants et toute la question consiste donc dans le choix de l'isolant approprié.

Or, entre tous les matériaux isolants, c'est bien le liège naturel qui se rapproche le plus de l'air, au point de vue élasticité, son module d'élasticité étant 50 kg/cm² tandis que, à titre de comparaison, celui du fer est 2 200 000 kg/cm².

D'autre part, la vitesse du son dans l'air est de 340 m par seconde, celle dans le liège, pas plus de 430 m, tandis que dans le bois de sapin, elle est de 5256 m, dans le verre de 5991 m ; enfin, la densité du liège naturel est d'environ 240 kg, celle du caoutchouc manufacturé, de 1000 à 2000 kg par m³.

Dans la pratique, le restant des vibrations qui se trans-

¹ Paris (12^e) rue Lamblardie, 10.

met au sol et au bâtiment par le radier sur lequel la couche isolante repose est trop insignifiant pour être gênant si, bien entendu, les dimensions du massif, la disposition de la machine sur celui-ci et, enfin, l'épaisseur et la surface du radier qui dépendent elles-mêmes de la nature du sol, sont dûment calculées.

Revenant à notre exemple, l'expérience nous apprend que l'efficacité de l'isolement est nettement prouvée, car le massif isolé vibrait sensiblement plus fort que le sol. Néanmoins, les vibrations dues au moteur se percevaient dans diverses autres parties du bâtiment. Ceci est la conséquence d'un facteur dont l'action ne pouvait être ni prévue ni encore moins préalablement calculée — la résonance — c'est-à-dire, la coïncidence de la fréquence des vibrations de la machine avec la fréquence d'une partie quelconque du bâtiment. Ensuite de ce phénomène, la faible amplitude du reste des vibrations qui se transmettent encore à travers le radier et qui, autrement, serait restée inaperçue, s'est amplifiée jusqu'à un degré devenant gênant.

Comme nous l'avons supposé, la machine produisait des vibrations correspondant à sa double vitesse, c'est-à-dire, 1200 tours par minute, ou 20 tours par seconde. Ces impulsions se transmettent dans l'air ambiant par des ondes de $340/20 = 17$ m de longueur. Or, l'acoustique des instruments musicaux nous apprend que les espaces clos d'une dimension correspondant à une demi-longueur, à une longueur, à une longueur et demie, à une double longueur, etc... des ondes d'un son donné, sont considérés comme étant en résonance avec cette source sonore.

Il suffit donc que les espaces clos (les pièces ou les corridors) du bâtiment en question aient une dimension de $8\frac{1}{2}$, 17, $25\frac{1}{2}$, etc... mètres, pour que se produise la résonance. En effet, dans ces pièces, il se forme des ondes stationnaires très caractéristiques avec des compressions et des détentes alternatives.

Ainsi, les plus faibles impulsions qui se perçoivent encore à travers la couche isolante sous forme de vibrations mécaniques et qui se transmettent aux cloisons et aux planchers du bâtiment, ces derniers n'étant autre chose que des membranes dont la sensibilité dépend de leur poids et des matériaux qui les composent, produisent dans les pièces une sorte de résonateur de *Helmholtz* dès que ces pièces ont une des dimensions ci-dessus indiquées.

Evidemment et par bonheur, de pareils cas sont relativement rares car il faut qu'il se produise des coïncidences bien exceptionnelles.

Pourtant, nous avons jugé intéressant de les mentionner pour illustrer à quel point la question de l'acoustique appliquée est complexe et n'exclut pas des surprises bien désagréables.

Comment y remédier ? On peut envisager dans notre cas, les moyens suivants :

1. Modification de la vitesse de la machine. Il suffit, en effet, parfois de la modifier de quelques tours pour éviter la résonance. Dans certains cas, au contraire, il faut aller jusqu'à une réduction égale à environ 30 % de la

vitesse de régime, ce qui présente, évidemment, des inconvénients souvent insurmontables, surtout si la machine en question est directement accouplée avec une génératrice exigeant une vitesse déterminée.

2. Le déplacement des cloisons formant les pièces, comme suite à leurs dimensions que nous appelons critiques. Sauf quelques exceptions, ce remède ne doit pas présenter, en pratique, des difficultés notables.

3. L'introduction d'un isolant supplémentaire pour diminuer les impulsions gênantes à tel point que malgré leur amplification par la résonance, elles ne puissent plus être nuisibles.

On peut recourir, dans ce cas, aux amortisseurs dits « *Bit* »¹ posés entre le massif existant et la machine et, enfin,

4. Le déplacement de la machine, ce qui présente le cas le plus complexe et, ainsi, le moins recommandé.

Voici quelques cas courants de résonance très caractéristiques :

La figure 1 représente une courbe des amplitudes moyennes en fonction de la vitesse de la machine prise sur un groupe *Diesel électrogène de 500 ch* installé dans le sous-sol d'une grande banque, à Paris.

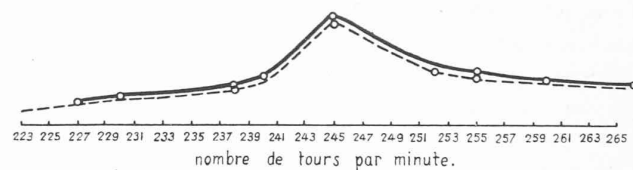


Fig. 1.

Cette courbe a été déterminée à l'aide de deux sismographes horizontaux placés à 90° l'un de l'autre dans une pièce du premier étage située exactement au-dessus de la centrale Diesel.

L'expérience a été faite en partant d'une vitesse de 227 tours par minute que l'on augmentait par bonds successifs de 5 tours jusqu'à 266 tours par minute et enregistrant les vibrations à chaque bond. Ensuite, on est progressivement redescendu à 223 tours mais toujours par bonds successifs de 5 tours.

En étudiant cette courbe, on voit que la vitesse critique de la machine est vers 245 tours à la minute.

La courbe pleine correspond à la vitesse croissante, la courbe en pointillés à la vitesse décroissante et, comme on le voit, elles ont très sensiblement la même allure.

La zone d'accroissement rapide des amplitudes des vibrations brusques est entre 240 et 250 tours environ, avec le maximum indiqué à 245 tours.

Pour les vitesses inférieures à 240 tours à la minute ou supérieures à 250, les amplitudes des vibrations diminuent.

Cette expérience montre que la différence au-dessous, respectivement au-dessus, de 5 tours de la vitesse critique,

¹ Voir notre article « Acoustique des bâtiments » dans le numéro du 3 mai 1930 de cette revue.

avait en effet parfaitement suffi pour éviter l'effet de résonance, car à partir de 240, respectivement 250 tours, les vibrations sont pratiquement imperceptibles dans la pièce en question.

Il y a même des cas où la résonance due à un Diesel, pourtant convenablement isolé, n'a d'autre origine que son aspiration d'air.

Dans des cas pareils, il faut tout d'abord se rendre compte où l'on perçoit des vibrations, c'est-à-dire, sur la fondation de la machine même, sur le sol l'entourant, sur les murs, ou, enfin, sur le plafond de la salle des machines, surtout s'il est vitré, ce qui est souvent le cas dans les usines.

Si l'on constate par exemple des vibrations, seulement sur la fondation de la machine et sur le plafond, il est à peu près sûr qu'il ne s'agit pas de vibrations de la machine se transmettant à travers l'isolant, mais de vibrations aériennes se produisant dans la salle des machines par l'aspiration du Diesel.

Avec chaque aspiration des cylindres, il se produit une sous-pression qui se transforme en vibrations de l'air, faisant vibrer les vitres du plafond.

Nous connaissons un cas où les vibrations d'un bâtiment voisin pouvaient être évitées par la construction d'une porte donnant dans un couloir entre la salle des machines et le bâtiment en question.

Dans ce cas, il fallut amener l'air du dehors pour éviter que son aspiration se fasse dans la salle des machines même.

Dans un autre cas, un Diesel produisait des vibrations très gênantes pour les habitants de deux immeubles situés à 300, respectivement 400 m de son emplacement¹.

Qu'il s'agissait bien de la résonance, cela résultait du fait qu'à proximité de la machine, les vibrations étaient presque imperceptibles.

Pour vérifier ce diagnostic, les vitesses de la machine étant tenues entre 180 et 205 tours par minute, on a pu prouver par les appareils enregistreurs qu'en effet les plus grandes amplitudes des vibrations dans les immeubles coïncidaient avec celle de la machine. Ces mesures ont été prises dans deux étages superposés.

¹ Voir : « Resonanzschwingungen von Gebäuden ». Werner Bretzke, Schalltechnik n° 6, 1931.

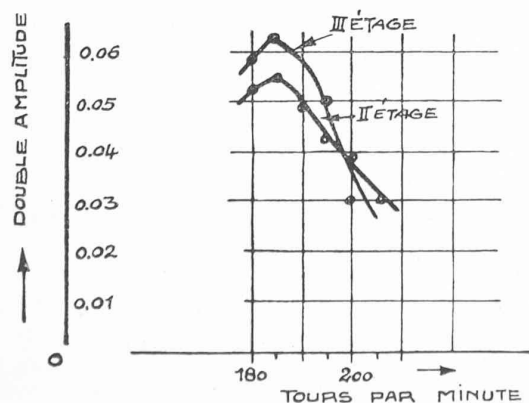


Fig. 2.

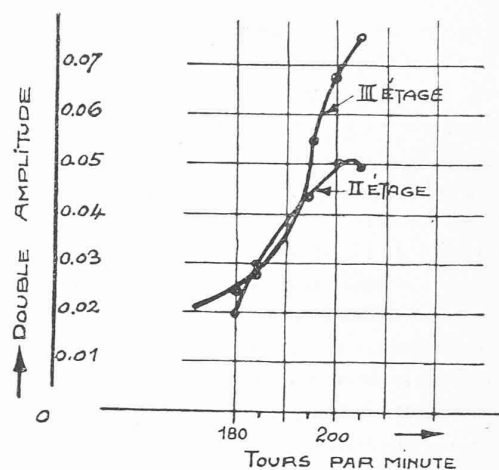


Fig. 3.

La fig. 2 montre les amplitudes dans un de ces immeubles. On y voit que la plus grande amplitude correspond à environ 180 tours par minute.

La petite différence d'amplitude entre le deuxième et le troisième étage s'explique certainement par le fait que dans le sous-sol, les murs portants étaient remplacés par des poteaux. Grâce à cela, la fréquence propre des vibrations de ce bâtiment, en comparaison avec celui de la même grandeur construit sur des murs portants, est plus basse.

D'autre part, la partie supérieure du bâtiment construite sur les poteaux portants peut être considérée comme étant presque rigide et doit avoir à peu près la même fréquence propre, pour les diverses parties de cette construction.

Les mesures faites ont démontré que dans cet immeuble, il s'agissait surtout de vibrations horizontales car seulement dans cette direction il possédait des fréquences basses, coïncidant avec celles de la machine.

Même phénomène pour le second immeuble. La dépendance des vibrations du bâtiment de celles de la machine est figurée par les courbes de la fig. 3. On y voit que les amplitudes augmentent avec la vitesse de la machine et que la vitesse dite critique correspond à environ 205 tours par minute.

La fréquence basse pour les vibrations horizontales dans ce bâtiment s'explique par le fait que pour ses trois étages, sa surface est relativement petite en comparaison avec sa hauteur.

Ensuite de la résonance, il se produisait dans les étages, à la vitesse de la machine égale à 205 tours par minute, des impulsions primaires du sol correspondant au rythme de la machine, dont l'amplitude était sensiblement augmentée et était à peu près 150 fois plus grande que celle dans le rez-de-chaussée.

Comme nous l'avons vu, le moyen le plus simple pour éviter la résonance aurait consisté dans le changement de la vitesse de la machine. Pourtant, dans ce cas concret, le problème était très délicat, car la vitesse critique pour un bâtiment se trouvait à 180, tandis que celle de l'autre, à 205 tours par minute.

À la suite des études bien détaillées sur les efforts produisant ces vibrations, on a trouvé qu'ils proviennent surtout des masses non équilibrées du compresseur. Après la reconstruction du Diesel, en enlevant le compresseur, les vibrations gênantes ont disparu.

Un autre cas d'une résonance caractéristique est dû à une machine à vapeur qui transmettait des vibrations amplifiées à un immeuble situé à 300 m environ de la machine, bien que la fondation de cette machine reposât sur les pieux et que son volume, à cause du mauvais état du sol, fût augmenté de 60 % en comparaison de celui prévu par le constructeur de la machine.

Malgré cela, l'amplitude des vibrations rythmiques avec la machine constatée sur le massif et dans la salle des machines, était d'environ 0,35 mm. Le fait qu'entre plusieurs immeubles se trouvant dans le voisinage de la machine, seul l'immeuble en question ait subi des vibrations

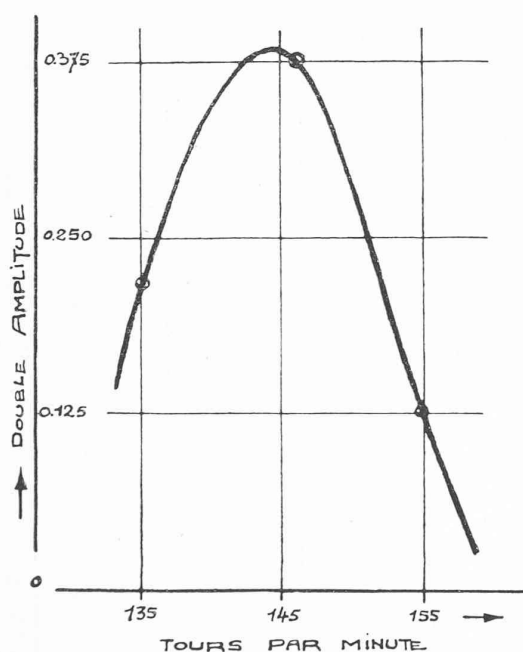


Fig. 4.

nuisibles indique avec évidence qu'il s'agit bien du phénomène de la résonance. Le changement de la vitesse de la machine pourrait avoir lieu dans des limites très restreintes, c'est-à-dire, entre 135 et 155 par minute. La vitesse critique, comme l'indique la fig. 4, était de 145 tours par minute.

En diminuant ou en augmentant cette vitesse, les vibrations disparaissaient peu à peu et à la vitesse de 160 tours par minute elles sont devenues pratiquement imperceptibles. Mais voilà que s'est présenté un autre inconvénient : le terrain sur lequel était construit ce bâtiment se trouvait infiltré périodiquement par l'eau et à un certain niveau, même la vitesse de 160 tours par minute de la machine devenait très gênante pour le bâtiment.

Sans recourir aux dépenses très importantes pour un appareil d'équilibrage des efforts d'inertie, on dut s'aider

par la modification de la vitesse de la machine, selon le niveau d'eau.

La fréquence propre relativement basse de ce bâtiment pour les vibrations horizontales, s'explique par ce fait que sa largeur de 5 m est très minime en comparaison de sa hauteur et parce qu'il était isolé dans le sens de sa longueur et sur un de ses côtés. Un autre immeuble de la même grandeur et de la même construction construit dans le fond et séparé de celui-ci seulement par une petite courette, ne subissait aucune gêne, car il s'appuyait de trois côtés sur d'autres immeubles, grâce à quoi, sa fréquence propre tombait en dehors de la résonance.

Comme on le voit, dans ce cas également, il fut possible de remédier aux inconvénients de la résonance par des solutions relativement simples, grâce à la fréquence propre relativement basse de ces bâtiments. Ceci n'est qu'un hasard.

Normalement, la fréquence propre des bâtiments est plus haute et, en considérant que les constructeurs de machines, pour des raisons d'économie et d'encombrement, recourent actuellement aux vitesses plus grandes, le danger de résonance augmente.

Pour éviter ces conséquences, un des moyens les plus efficaces consiste dans l'interposition, sous les machines, d'une couche élastique appropriée susceptible de recevoir l'impulsion de la machine sans la transmettre, à un degré gênant, dans le voisinage.

Comme matériau approprié de ce genre, nous indiquons les plaques dites « Korfund », composées d'une façon spéciale de bandes en liège naturel armé et dont nous avons déjà eu l'occasion de parler dans notre article, déjà cité, sur « Acoustique des bâtiments »,

Aptitude des matériaux à l'isolement phonique.

Sur mandat du *Touring Club de France*, M. J.-F. Cellerier, directeur du Laboratoire d'essais du Conservatoire national des Arts et Métiers, à Paris, a entrepris l'étude systématique des bruits et de l'isolement phonique des matériaux et des bâtiments.

La *Revue générale de l'électricité*, du 29 octobre dernier, a publié un aperçu des résultats, d'un grand intérêt scientifique et d'une grande portée pratique, auxquels M. Cellerier a déjà abouti. Nous en extrayons le tableau suivant relatif au *facteur de transmission phonique* défini comme le rapport

$$\sigma = \frac{\text{intensité sonore transmise}}{\text{intensité sonore directe}}$$

et à l'affaiblissement, n , du son produit par différents matériaux, affaiblissement qui peut être mesuré en *décibels* et qui est relié à σ par l'expression

$$n = 10 \log_{10} \sigma$$