

L'analyse des mécanismes de génération de bruit : un outil pour la réduction du bruit à la source

Cas des engrenages

P. Delhoume, M. Vercammen, P. Heringa, société Peutz et Associés (), avec la collaboration de G. Lovat, J.P. Thomé et H.S. Arbey, Service Métrologie – acoustique – vibrations, centre de recherche de l'INRS, Nancy*

Analysis of noise generation mechanism : a tool for noise reduction at source

The case of gear noise

The new European directives require machine manufacturers to reduce the noise generated by their machines to the lowest level possible, in particular by action at source. For each machine part this requires proper knowledge of noise generation mechanisms, and assessment of expected noise levels and an estimation of the contribution of the main parameters to noise emission. In many cases these factors can help to point noise reduction efforts in the right direction and give an idea of the level of noise reduction possible.

This data sheet covers noise emission by machine gears. It demonstrates the variety of different noise generation factors (cog contact and friction, load variation) and how the noise is transmitted through the air or mechanically from the source (the cog contact point) to the radiating surfaces (housing), illustrating the basic mechanisms often found in other types of machinery. The data sheet combines comprehension of the different mechanisms with a number of ways of reducing acoustic emission : geometric parameters, tribological factors, degrees of quality, operating conditions, etc., and clarifies the notion of action at source.

Machinery / Gear / Transmission / Noise

Les nouvelles directives européennes imposent aux constructeurs de machines de réduire l'émission acoustique de celles-ci au niveau le plus bas possible, notamment par des actions à la source. Une telle démarche nécessite, pour chaque élément de machine, une bonne connaissance des mécanismes générateurs de bruit, une évaluation des niveaux attendus et une estimation de l'influence des principaux paramètres sur l'émission acoustique. Ces éléments peuvent permettre dans de nombreux cas d'orienter les actions de réduction à la source et d'avoir une idée des gains possibles.

Cette note porte sur l'analyse du bruit émis par les engrenages. Elle montre la diversité des mécanismes possibles d'excitation (chocs de denture, variations de charge, forces de frottement entre dents), de transfert aérien ou solide entre la zone d'action des efforts (le point de contact des dents) et les surfaces rayonnantes (le carter) et illustre les mécanismes de base qui seront souvent retrouvés dans d'autres types de machines. Le document associe la compréhension des différents mécanismes à la panoplie des moyens permettant de jouer sur l'émission acoustique : paramètres géométriques, facteurs tribologiques (liés aux frottements), degrés de qualité, conditions de fonctionnement, etc., et concrétise la notion d'action à la source.

Machine / Bruit / Engrenage / Transmission

Ces dernières années, le Conseil des Communautés européennes a adopté deux directives concernant en particulier le bruit émis par les machines : les directives n° 86/188/CEE [1], relative à la protection des travailleurs contre le bruit, et n° 89/392/CEE [2], relative à la sécurité des machines. Entre autres dispositions, ces deux directives posent comme obligation une réduction générale du bruit (cf. encadré) [3], en stipulant que non

seulement les employeurs, mais également les constructeurs de machines ou d'équipements industriels et les concepteurs de locaux industriels doivent réduire le bruit au niveau le plus bas raisonnablement possible compte

(*) Société Peutz et Associés, 103 boulevard Magenta, 75010 Paris.

Principaux éléments des directives CEE relatives à l'obligation générale de réduction du bruit [1, 2]

- Les actions techniques de réduction du bruit doivent être mises en œuvre.
- En particulier, la préférence doit être donnée aux solutions avancées et éprouvées pour les problèmes de réduction du bruit.
- La réduction du bruit à la source est prioritaire. Une information adéquate doit être donnée sur l'émission sonore des machines.
- La réduction du bruit doit être prise en compte au stade de la conception des installations et des ateliers.
- L'émission acoustique des machines et des installations industrielles doit être maintenue au niveau le plus bas possible, notamment par des actions à la source.
- L'atténuation de la propagation du son doit être obtenue par des actions de réduction le long des chemins de transmission.
- Des actions de réduction du bruit doivent être appliquées dès que les limites de bruit sont dépassées.
- Quand des actions de réduction du bruit ont été prises, leur justification technique et économique doit être considérée.
- Les mesures de réduction du bruit doivent être appliquées en prenant en compte la sécurité, l'environnement et l'ergonomie.

tenu de l'état des techniques. L'émission acoustique des machines et des procédés industriels doit être minimisée par des actions de réduction du bruit, notamment à la source.

C'est pourquoi, dans le cadre de la protection des travailleurs contre le bruit, l'INRS mène, dans le domaine de la réduction du bruit des machines et à différents niveaux, des actions complémentaires parmi lesquelles on peut citer :

– une participation active à la normalisation européenne et un soutien technique à l'élaboration de la réglementation française ;

– la participation à des programmes de recherche français ou européens destinés à l'élaboration et la mise au point d'outils informatiques prévisionnels destinés aux concepteurs de machines, d'installations industrielles ou de locaux ;

– la validation et l'utilisation de tels outils lors d'actions d'assistance technique aux CRAM dans le cadre de la résolution de problèmes de réduction de bruit rencontrés dans les entreprises ;

– l'élaboration de synthèses bibliographiques sectorielles permettant de regrouper des connaissances existantes, plus ou moins dispersées, qui fournissent un certain nombre d'éléments sur les mécanismes générateurs de bruit, sur les niveaux acoustiques habituellement rencontrés et sur les solutions

couramment mises en œuvre pour les réduire. Ces documents fournissent de nombreux éléments concrets, directement utilisables pour la plupart, qui n'ont pas la prétention de donner des recettes permettant de régler tous les problèmes de bruit mais qui peuvent servir :

– soit à tester ou mettre en œuvre des solutions « simples » qui dans certains cas peuvent d'avérer suffisantes,

– soit à acquérir les éléments permettant de bien cerner le problème, de bien le poser à des sociétés spécialisées dans le cas où une telle intervention s'avérerait nécessaire et enfin de mieux mettre en œuvre les solutions prescrites.

Dans ce cadre, l'INRS a sous-traité à la société Peutz et Associés la rédaction d'un document intitulé : « Bruit des systèmes de transmissions mécaniques – Etude des mécanismes de génération du bruit et des moyens mis en œuvre pour le réduire ». Cet article présente un extrait de ce travail.

La notion d'action de réduction à la source a déjà largement été employée dans le passé, sans pour autant avoir exactement la même signification. Il y a encore quelques années, cette notion s'opposait à la notion de protection individuelle ou de traitement de locaux et pouvait désigner, par exemple, un encoffrement de machine. Aujourd'hui, un tel dispositif ne pourrait plus être désigné par le vocable de « réduction à la

source », cette notion étant réservée à des actions sur la machine proprement dite ; on se rapproche davantage du lieu d'origine des efforts vibratoires ou même au cœur de celle-ci (choix de géométrie de denture ou de traitement de surface, par exemple), ce qui nécessite de prendre en compte le problème dès le stade de la conception. Le technicien en arrive donc à intervenir au cœur des mécanismes générateurs de bruit, ce qui multiplie ses moyens d'action, sous réserve d'appréhender les problèmes assez tôt.

Parmi les actions possibles de réduction du bruit à la source, l'exemple présenté ici, et qui a trait aux seuls engrenages, fait bien apparaître l'action sur la qualité, au niveau de la réalisation des pignons, des matériaux du carter, du montage des arbres, etc. Cette conclusion est valable pour de nombreuses machines et sa réciproque est souvent admise : un produit moins bruyant bénéficiera d'un a priori favorable vis-à-vis de sa qualité et par là, de sa longévité.

Les engrenages (fig. 1 à 4) sont utilisés pour transmettre des puissances fournies par un moteur à des vitesses plus lentes ou plus rapides que celle de l'arbre moteur. Le choix d'un type d'engrenage correspond à des impératifs techniques. Il dépend de la puissance à transmettre, de la direction dans laquelle on veut transmettre cette puissance, de l'espace dont on dispose. Quelquefois ce sont les impératifs d'ordre financier qui guident le choix. Le tableau I présente les divers types d'engrenages existants ainsi que leurs possibilités de rapport de réduction (ou de multiplication) mécanique et leurs plages de puissances mécaniques.

1. NIVEAUX SONORES EMIS

Une étude allemande [4] a permis de déterminer un niveau de puissance L_w pour chaque type d'engrenage en fonction de la puissance transmise P , avec une relation simple de la forme :

$L_w = A + B \log P$, où A et B sont deux constantes,

avec L_w [dB(A)], P [kW].

L'utilisation de cette relation se fera en respectant les conditions limites de puissances, de vitesses, de couples et de réductions mécaniques décrites dans chaque cas de figure. La ligne des 80 % de la régression linéaire indique que ce niveau n'est pas dépassé par 80 % du parc de machines étudié. Toutes les équations données ci-après représentent cette ligne des 80 %.

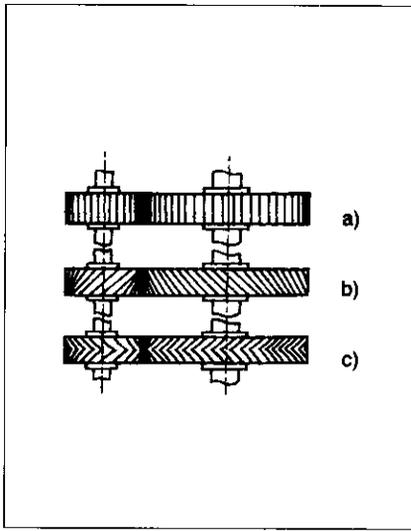


Fig. 1. Schémas d'engrenages cylindriques à denture droite (a) puis oblique (b), puis en chevron (c)

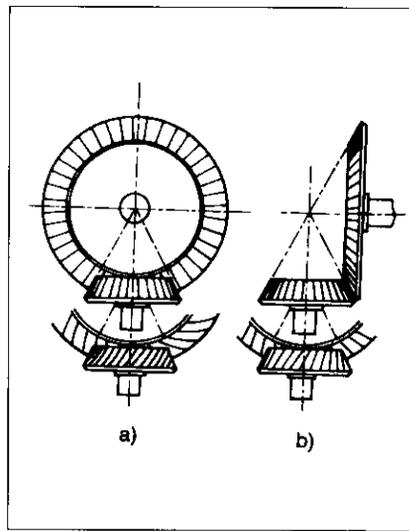


Fig. 2. Schéma d'un engrenage conique à angle droit (renvoi d'angle), à denture droite ou hélicoïdale (a), puis oblique (b)

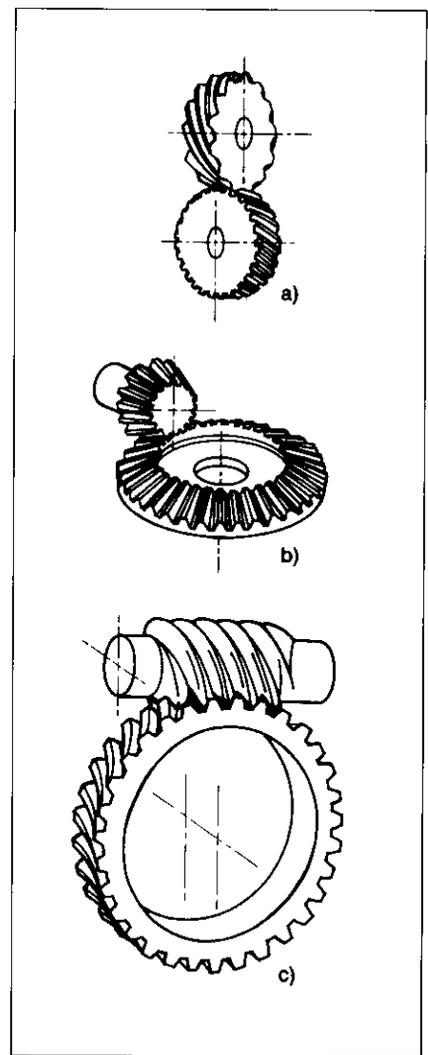


Fig. 3. Schémas d'engrenages hélicoïdaux. (a) : avec roue à vis ; (b) : hypoïde ; (c) : à vis sans fin

TABLEAU I

Caractéristiques des engrenages

Type	Géométrie	Rapport de réduction mécanique usuel	Puissances mécaniques usuelles (kW)
Engrenage cylindrique (fig. 1)	Denture droite Denture inclinée Chevron (V)	Simple train : 1 à 7 Double train : 3 à 40 Triple train : 30 à 200 Quadruple train : 150 à 900	0,7 à 2 400 pour les machines classiques, 500 à 50 000 pour les turbo machines
Engrenage conique à angle droit (fig. 2)	Denture droite Denture oblique Denture hélicoïdale	1 à 6	2 à 1 800
Engrenage hélicoïdal (fig. 3)	Avec roue et vis Hypoïde A vis sans fin	5 à 60 1 à 40 1 à 36	0,7 à 80 0,7 à 56 0,2 à 34
Engrenage à roue ou pignon planétaire (fig. 4)	Denture droite Denture inclinée	1 à 10	6 à 12 500

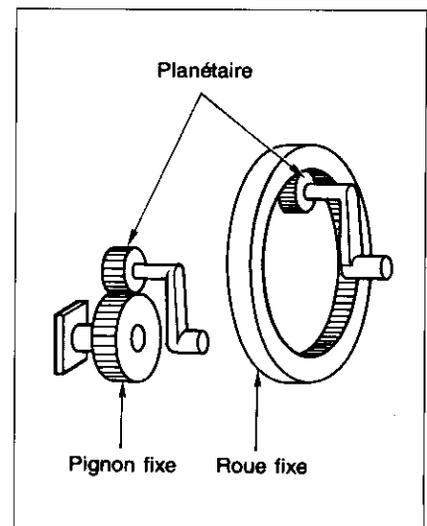


Fig. 4. Schéma d'engrenages planétaires

- Engrenage cylindrique machines classiques (fig. 5) :

$$L_{WA} = 77,1 + 12,3 \log P$$

- Engrenage cylindrique pour turbomachines (fig. 6) :

$$L_{WA} = 85,6 + 6,4 \log P$$

- Engrenage à train planétaire (fig. 7) :

$$L_{WA} = 87,7 + 4,4 \log P$$

- Engrenage roue et vis (fig. 8) :

$$L_{WA} = 65 + 15,9 \log P$$

- Engrenage à angle droit (fig. 9) :

$$L_{WA} = 71,7 + 15,9 \log P$$

Ces relations sont à utiliser avec précaution lorsque les vitesses se situent dans les plages beaucoup plus élevées que pour une utilisation normale ou

pour certaines vitesses de rotation bien précises. En effet, il est possible que l'un des modes propres du carter soit excité. Le niveau sonore peut alors augmenter de plus de 10 dB (fig. 10).

Il existe bien entendu d'autres relations permettant de définir le niveau de puissance d'un engrenage. Mais ces relations prennent en compte les divers paramètres de la denture, tels que le dia-

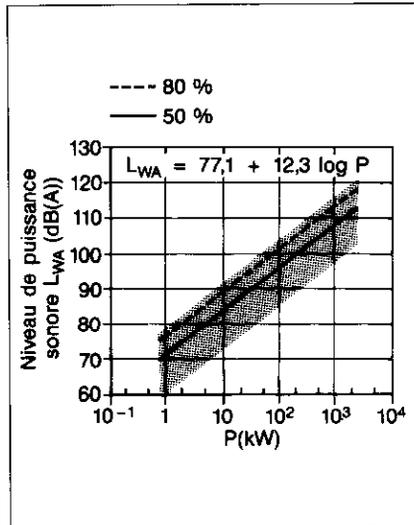


Fig. 5. Engrenage cylindrique – Evolution, avec la puissance transmise, du niveau sonore émis [4] (Puissance transmise : de 0,7 à 2 400 kW ; vitesse : de 1 000 à 5 000 tr/min ; vitesse tangentielle : de 1 à 20 m/s ; rapport : de 1 à 3 ; angle β : de 10° à 30° ; qualité : de DIN 5 à 8 ; couple : de 100 à 200 000 Nm)

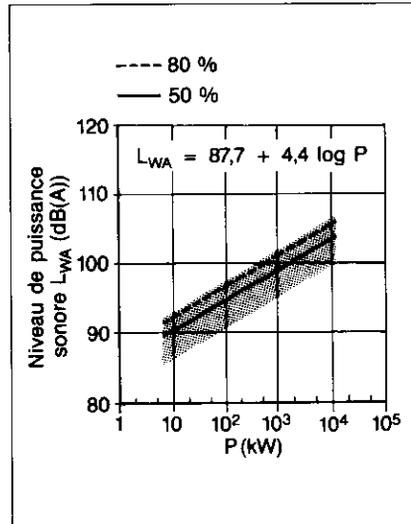


Fig. 7. Engrenage planétaire – Evolution, avec la puissance transmise, du niveau sonore émis [4] (Puissance transmise : de 6 à 12 500 kW ; vitesse : de 350 à 16 500 tr/min ; couple : de 1 000 à 330 000 Nm ; rapport : de 1 à 2 ; train lent à denture droite ; train rapide β : de 25° à 30° ; qualité croissante en fonction de la vitesse)

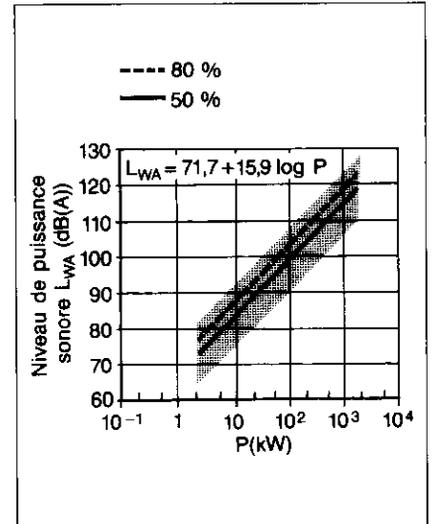


Fig. 9. Engrenage à angle droit – Evolution, avec la puissance transmise, du niveau sonore émis [4] (Puissance transmise : de 2 à 1 800 kW ; vitesse : de 970 à 3 000 tr/min ; vitesse tangentielle : de 2 à 24 m/s ; couple : de 800 à 190 000 Nm ; rapport : de 1 à 3)

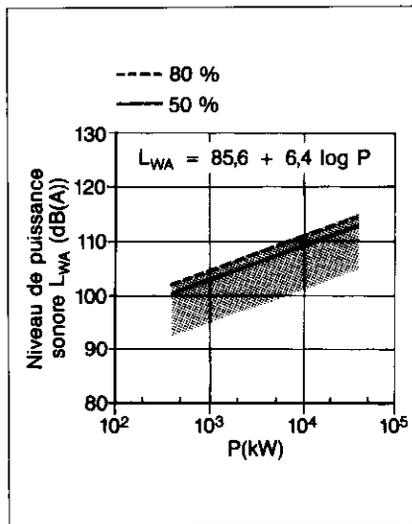


Fig. 6. Engrenage cylindrique de turbomachine – Evolution, avec la puissance transmise, du niveau sonore émis [4] (Puissance transmise : de 380 à 42 000 kW ; vitesse : de 1 000 à 12 700 tr/min ; vitesse tangentielle : > 35 m/s ; rapport : de 1 à 2 ; angle β : de 20° à 30° ; qualité : de DIN 3 à 5 ; couple : de 3 600 à 460 200 Nm)

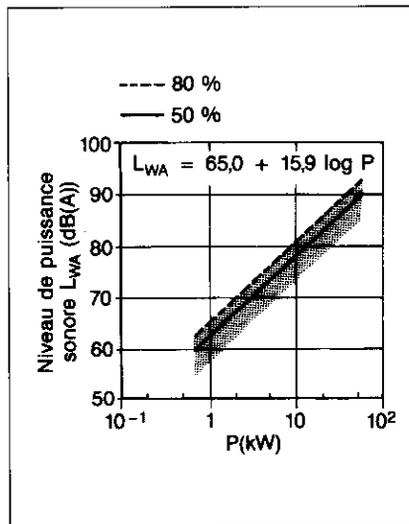


Fig. 8. Engrenage roue et vis – Evolution, avec la puissance transmise, du niveau sonore émis [4] (Puissance transmise : de 0,7 à 56 kW ; vitesse : de 1 360 à 1 480 tr/min ; couple : de 67 à 3 800 Nm ; rapport : de 1 à 6)

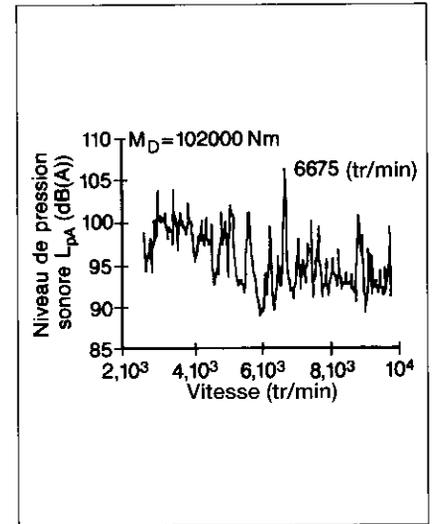


Fig. 10. Niveau de pression sonore émis par un engrenage cylindrique, en fonction de la vitesse, à couple constant [4]

mètre primitif, le moment, la vitesse tangentielle, le module, etc. Mais ces relations sont complexes et parfois minimisent le niveau sonore. Le rapport ICG [5] rassemble les relations théoriques obtenues depuis 1960.

La figure 11 rassemble les valeurs des niveaux sonores émis par les différents types d'engrenages en fonction de la puissance transmise. On constate que

pour de faibles puissances (de 1 à 50 kW), il est préférable d'utiliser des engrenages à roue et vis. Les engrenages à angles droits sont les plus bruyants pour des puissances supérieures à 100 kW. Les engrenages à train planétaire sont les plus silencieux sur une large gamme de puissance (variant de 50 kW à 10 000 kW).

– l'inexactitude des profils de dentures,
– un mauvais alignement du mécanisme,

– la non-continuité de la charge transmise (variation dans le temps).

• Dans les cas où la charge transmise est constante, on observe une excitation due à la variation de la rigidité de la denture. Ce sont les variations de ces forces de contact au cours de l'engrènement qui engendrent des vibrations.

La rigidité de chaque dent est différente selon que la force est appliquée en haut de la denture (tête de denture) ou à la

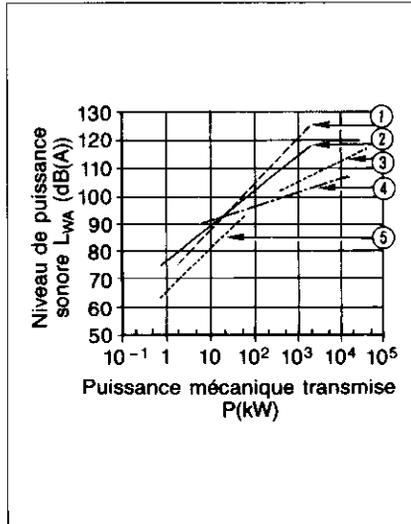


Fig. 11. Récapitulatif des niveaux sonores émis par les différents types d'engrenage en fonction de la puissance transmise [5] (1) : à angle droit ; (2) : cylindrique ; (3) : cylindrique (turbomachines) ; (4) : planétaire ; (5) : roue et vis

2. ORIGINE DU BRUIT

Le mécanisme de production du bruit met en jeu trois facteurs : les sources d'excitation, la transmission des vibrations aux parois et le rayonnement de ces parois (fig. 12).

• Les excitations sont associées à la fluctuation de forces dans le temps. Dans les engrenages, les deux excitations principales proviennent d'une part de la variation de la charge sur la dent (transmission de la puissance), d'autre part de l'importance de l'impact des dents au début de chaque engrènement (fonction de la rigidité).

L'excitation secondaire, moins importante, correspond au changement de sens de la force de frottement au moment du passage du point de contact des cercles primitifs (fig. 13).

En réalité, ces forces théoriques sont perturbées par des surcharges dynamiques, dont l'origine est :

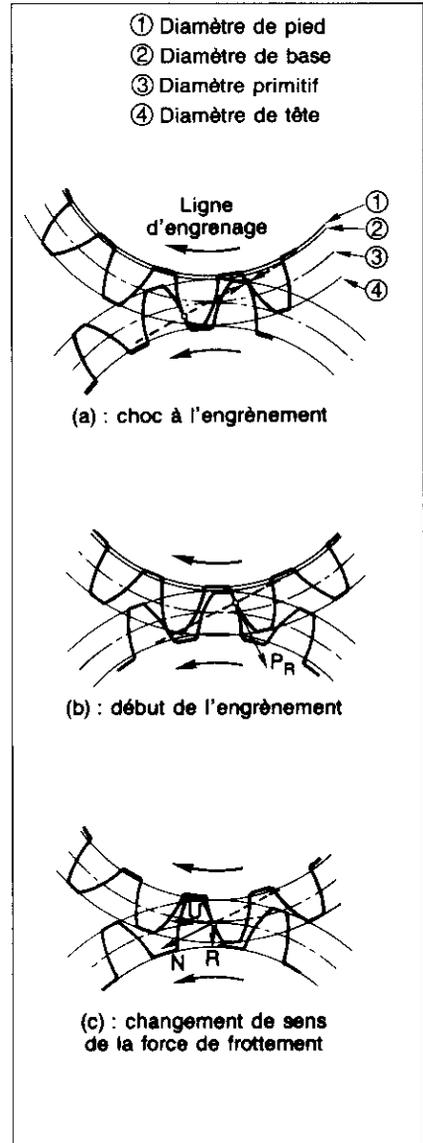


Fig. 13. Schéma de la cinématique de l'engrènement [7]

Représentation des forces exercées : Pr = frottement ; U = tangentielle ; R = radiale ; N = normale

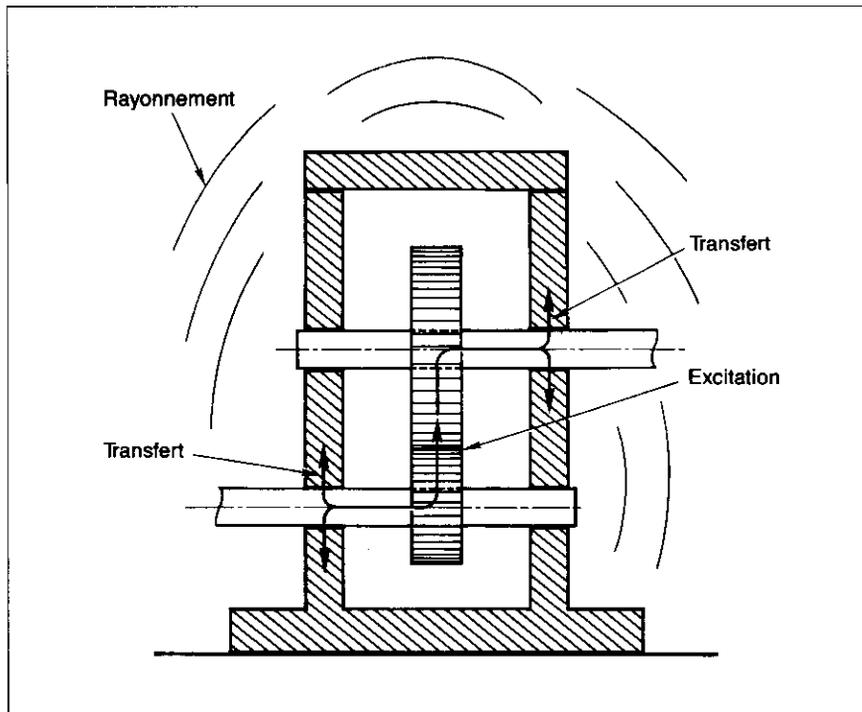


Fig. 12. Génération, transfert et rayonnement du bruit dans un réducteur [6]

base de la denture. La déformation (ou flexion) de la dent sera donc plus importante lorsque la force est appliquée en haut de denture (fig. 14).

On définit la rigidité C d'une dent à l'aide de la formule suivante :

$$C = F_n / (bx)$$

où F_n : force appliquée [N],

b : largeur de la dent [mm],

et x : déplacement de la dent [μm].

La rigidité globale C pour chaque couple de dent qui dépend de la position de leur point de contact est donnée par la relation suivante (fig. 15) :

$$1/C_{1,2} = 1/C_1 + 1/C_2$$

où C_1 : rigidité d'une dent de la roue,

C_2 : rigidité d'une dent du pignon.

Lors de l'engrènement, il y a plusieurs dents de la roue et du pignon en contact. La rigidité de l'ensemble dépend donc du nombre de dents en contact et du temps de contact entre chaque dent.

On définit ϵ_α comme étant le nombre de dents en contact, ϵ_β comme étant le taux de recouvrement pour une denture et ϵ_γ , la somme des deux, comme la couverture totale d'engrènement [7]. Afin de réduire le bruit généré par les vibrations, on doit réduire l'impact des dentures et obtenir des variations de la rigidité globale du couple d'engrènement les plus faibles possible. Pour cela on peut faire varier les valeurs ϵ_α et ϵ_β de manière que ϵ_γ soit grand et proche d'une valeur entière. Le tableau II donne, en fonction des valeurs des ϵ , l'influence sur les paramètres « rigidité » et « impact de l'engrènement ».

TABLEAU II

Influence des paramètres de denture sur l'engrènement

Valeurs des ϵ	Influence sur l'engrènement
ϵ_γ est entier ϵ_α et ϵ_β sont non entiers	Variation plus faible de la rigidité
Seul ϵ_α est entier	Impacts sur la denture plus faibles
ϵ_γ est entier ϵ_α et ϵ_β sont entiers	Variation de la rigidité et impacts plus faibles

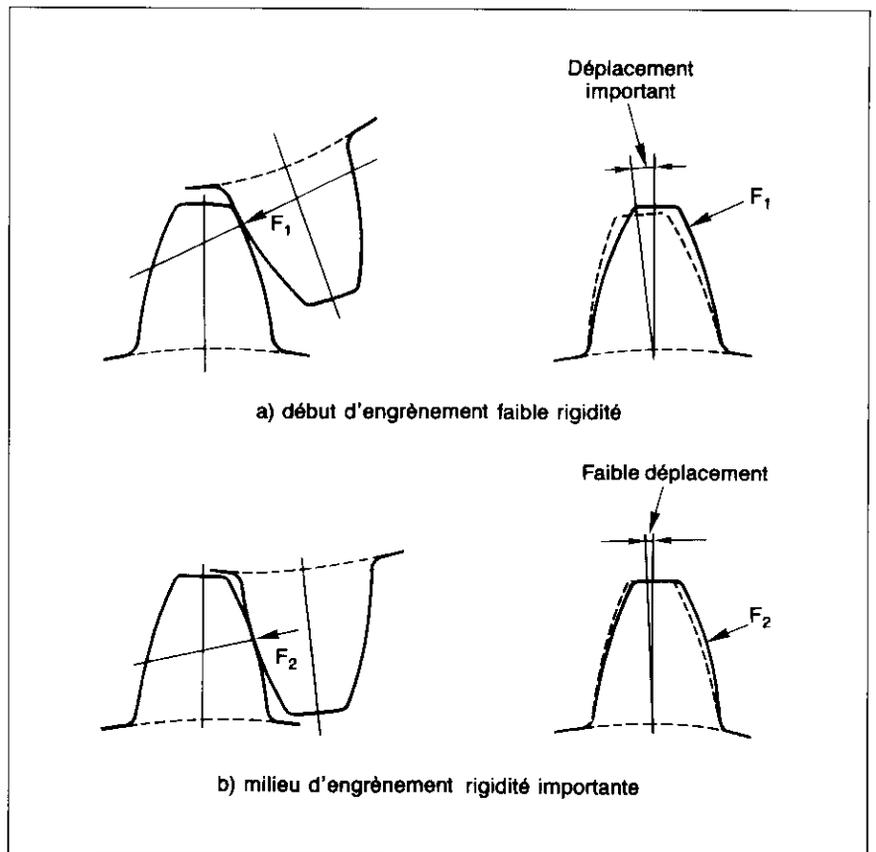
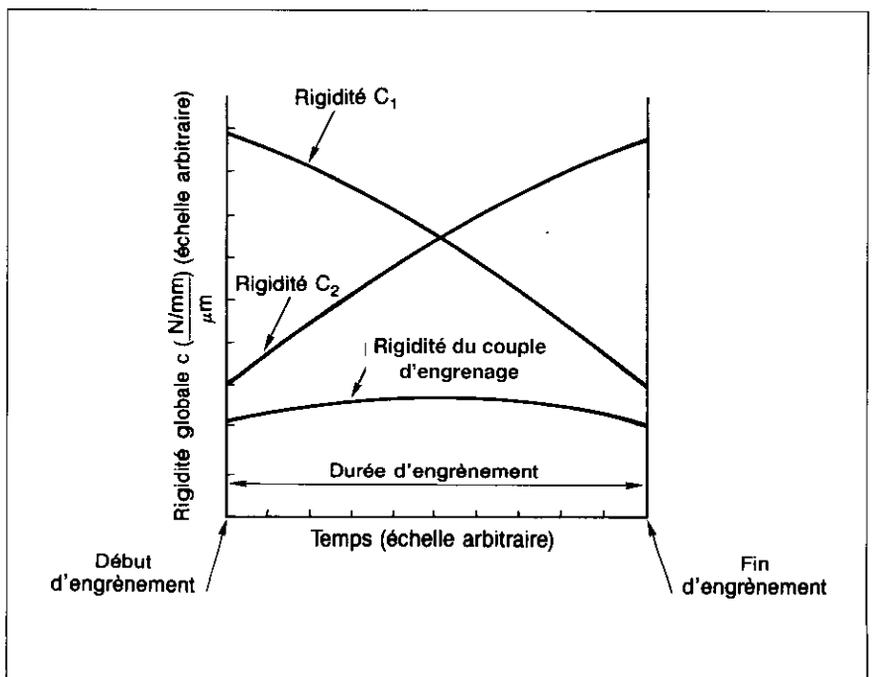


Fig. 14. Schéma illustrant la variation de la rigidité de la dent

Fig. 15. Evolution, pendant la durée d'engrènement, de la rigidité d'un couple d'engrènement pour une dent de la roue et du pignon [6]



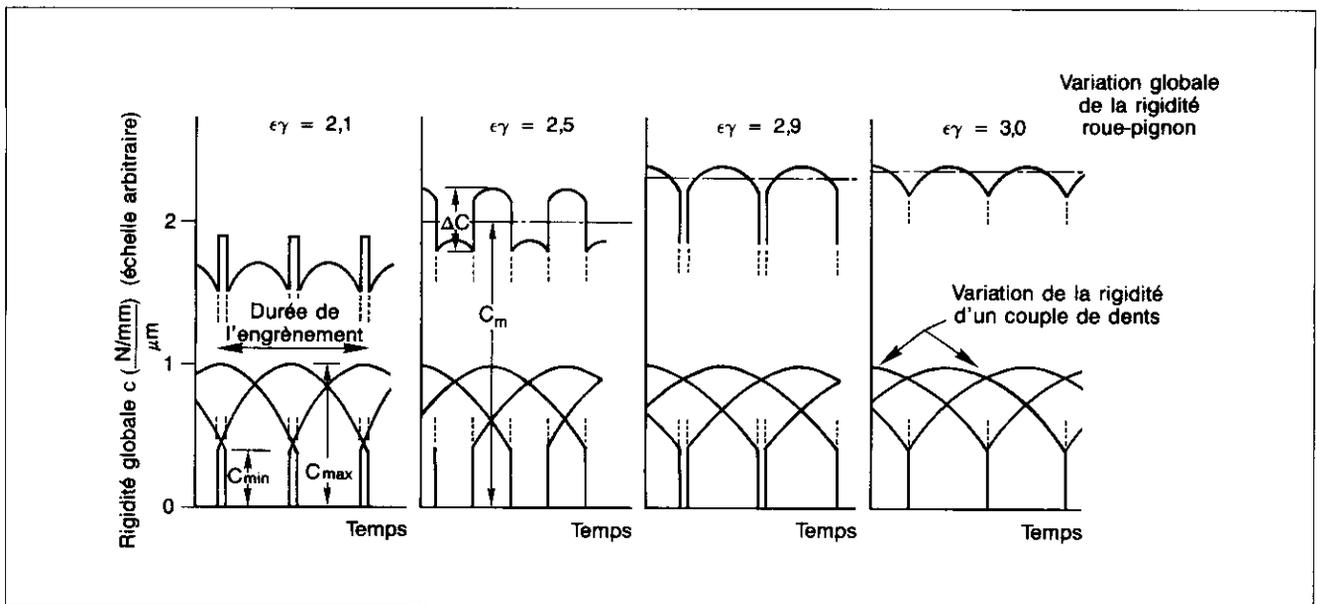


Fig. 16. Variation de la rigidité d'un engrenage cylindrique pour diverses valeurs de la couverture d'engrènement $\epsilon\gamma$ [6]

La figure 16 donne les variations de la rigidité globale en fonction de la couverture d'engrènement pour un $\epsilon\gamma$ compris entre 2,1 et 3. On voit que la variation est la plus faible pour $\epsilon\gamma = 3$.

- Le transfert de ces excitations se fait en général par la voie solidienne (fig. 17). Lorsque les vibrations arrivent au niveau des parois des carters,

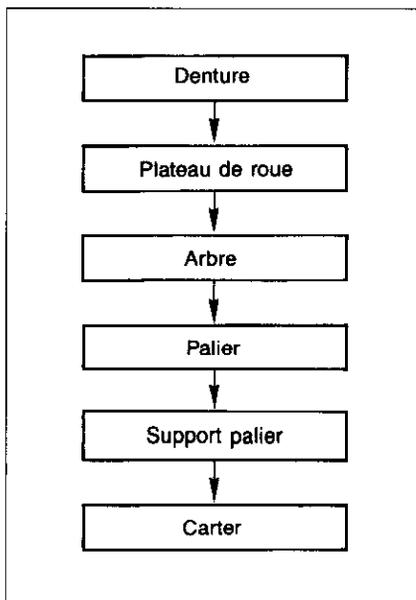


Fig. 17. Schéma du transfert des excitations par voie solidienne

celles-ci se mettent à vibrer et donnent lieu à un rayonnement acoustique dont l'ampleur dépend de la surface et de la forme des parois.

On peut réduire les transmissions solidiennes et par conséquent le bruit rayonné en utilisant des matériaux dont le coefficient d'amortissement interne (capacité à absorber l'énergie) est élevé. Dans la pratique, les arbres, les supports paliers et les paliers utilisés possèdent des coefficients d'amortissement faibles. De ce fait, pratiquement toute l'énergie vibratoire due à l'engrènement est transmise aux parois du carter ; il n'y a pas de réduction du bruit.

3. MOYENS DE REDUCTION DU BRUIT EMIS

Réduire le bruit des engrenages consiste d'abord à réduire les forces existantes pendant l'engrènement. On cherche donc à étaler ces forces dans le temps, à limiter la variation de rigidité des dentures et à limiter les forces de frottement (qui sont les moins importantes au niveau acoustique). Pour cela, on peut agir sur les différents paramètres liés à la géométrie de la denture et sur les autres organes de la boîte à engrenage.

En premier lieu, on peut intervenir sur la vitesse et le couple transmis. Réduire la vitesse de moitié entraîne une diminu-

tion théorique de 9 dB, réduire le couple de moitié entraîne entre 3 et 6 dB de réduction [8, 9]. Il est très difficile d'utiliser ces moyens de réduction car ces paramètres sont souvent imposés par les contraintes techniques (puissance nécessaire pour qu'un certain travail soit effectué).

3.1. Paramètres liés à la géométrie de la denture

Influence du module

Le module est le rapport du diamètre primitif au nombre de dents du pignon ou de la roue. Pour un même diamètre, plus le nombre de dents est petit, plus le module est grand et plus les fréquences d'engrènements (fréquences où l'énergie est la plus importante) sont faibles ; il y a donc un décalage vers les basses fréquences, dans le domaine où l'ouïe est la moins sensible. Cependant, le bruit décroît lentement lorsque le module croît [10].

Influence de la largeur de la denture (denture droite)

Pour une même puissance transmise, une augmentation de la largeur de la denture entraîne une diminution de la pression sur la denture. Les forces de frottement sont plus faibles. Une denture plus large augmente la rigidité de chaque dent ; les impacts à l'engrènement seront moins importants.

Cela entraîne une diminution du niveau sonore, qui restera assez faible pour les engrenages dont l'erreur de profil est élevée (de qualité moyenne) : les forces résultantes des erreurs de profils sont amplifiées lorsque la denture est plus large. Mais cette réduction peut être importante pour les engrenages dont l'erreur de profil est faible (de haute qualité ; cf. fig. 18).

Influence de la couverture d'engrènement

La couverture d'engrènement a été définie précédemment (cf. § 2). Pour éviter les discontinuités de rigidité (donc de transmission de puissance), ce nombre doit être supérieur ou égal au moins à 2 et être entier. Par exemple, un nombre inférieur à 2 donne une transmission de puissance alternée par 2 puis par 1 seule dent. Entre une couverture de 2,4 et une couverture de 3,4, 3 dB d'atténuation peuvent être obtenus (fig. 19, 20).

Influence des forces de frottement

On peut diminuer les forces de frottement en utilisant une bonne surface de finition (cf. § « Influence de la qualité des engrenages ») ou une graisse adaptée aux conditions d'utilisations (température, poussière, etc.). Pour des réducteurs de petite puissance (de 1 à 2 kW), de 2 à 3 dB d'atténuation peuvent être obtenus entre un engrenage lubrifié et un engrenage non lubrifié.

Remarque

Il est possible de provoquer une augmentation de plusieurs dB du niveau sonore par fouettement de l'huile contre les parois du carter, si le bain d'huile est trop important. Le rendement des engrenages diminue également.

Influence de la qualité des engrenages

La précision du taillage des engrenages peut varier. Pour un engrenage de haute qualité, les tolérances d'erreurs par rapport au profil géométrique théorique du pignon ou de la roue seront très faibles. Les principaux critères de qualités portent sur les tolérances suivantes :

- surface de finition,
- pas d'engrenage (ou erreur de division),
- angle d'attaque,
- flanc de denture,

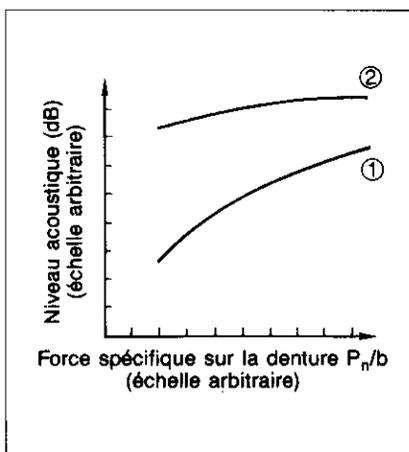


Fig. 18. Evolution du niveau sonore en fonction de la largeur de la denture [10]
Erreur de profil : (1) = 6 µm ; (2) = 40 µm

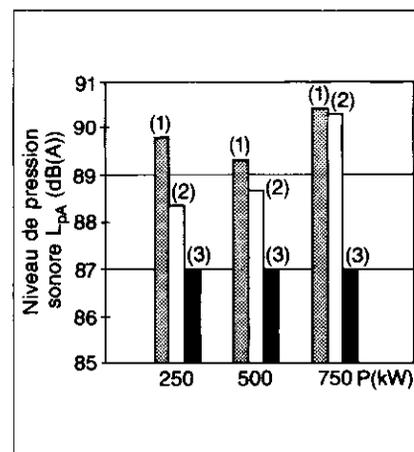


Fig. 20. Evolution, pour différentes valeurs de la puissance transmise, du niveau de pression acoustique en fonction de la couverture d'engrènement [6]
Résultats correspondant aux 3 versions définies sur la figure 19 ; (1) : version 1 ; (2) : version 2 ; (3) : version 3

	Version 1	Version 2	Version 3
Module normal	: 5 mm	4 mm	4 mm
Nombre de dents du couple	: 19/77	25/98	25/98
Angle des flancs de denture	: 11°	11°	11°
Diamètre primitif	: 98,8 mm	101,9 mm	101,9 mm
Facteur de correction de profil	: 0,59	0,25	0,25
Diamètre de base	: 90,7 mm	95,5 mm	95,5 mm
Diamètre de tête	: 111,8 mm	112,1 mm	113,9 mm
Diamètre primitif	: 98,8 mm	101,9 mm	101,9 mm
Diamètre de pied	: 90,2 mm	93,9 mm	93,9 mm
Nombre de dents en contact	: 1,368	1,625	2,021
Taux de recouvrement	: 1,093	1,367	1,367
Couverture totale	: 2,4	3	3,4

Fig. 19. Exemple de modifications de la couverture d'engrènement [6] (Qualité DIN = 6)

- direction des flancs,
- excentricité.

Selon les pays, le mode de classement des engrenages est différent. Le tableau III indique le mode de classement des engrenages retenus par différents pays. Il existe des équivalences entre les modes de classement des qualités [11].

En France, les « masters » (matrices) qui servent à réaliser les engrenages ont une qualité de l'ordre de 4. Les en-

grenages fabriqués ne pourront donc avoir qu'une qualité inférieure (entre 5 et 16).

• La tolérance sur le profil à développante de cercle est très importante. On peut obtenir jusqu'à 12 dB d'atténuation entre la classe de qualité 11 et la classe 15 (selon la norme américaine AGMA). Cette atténuation dépend de la vitesse et sera plus importante pour des vitesses élevées, avec la même différence de classe (fig. 21, 22). Il est à noter que la réduction de bruit sera plus

Normes nationales de qualité des engrenages

Pays	Norme	Faible qualité	Haute qualité
France	ISO	De 16	à 1
RFA	DIN	De 12	à 1
USA	AGMA	De 5	à 16
Japon	JIS	De 8	à 0
Grande-Bretagne	BSI	De D	à A1

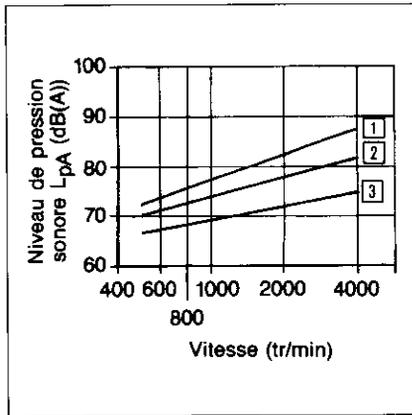


Fig. 21. Evolution, en fonction de la vitesse de rotation, du niveau de pression acoustique émis par un engrenage pour différentes valeurs de la qualité [12]
(1) : qualité AGMA 11 ; (2) : qualité AGMA 13 ; (3) : qualité AGMA 15

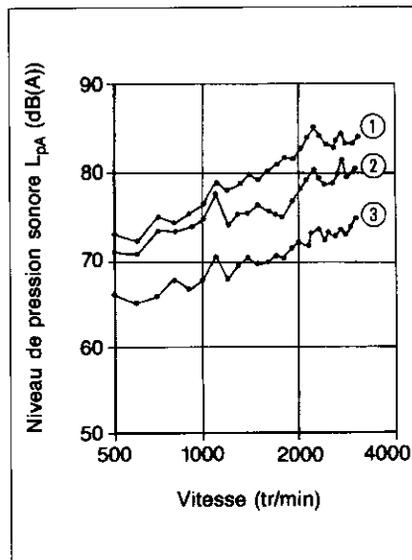


Fig. 22. Evolution, en fonction de la vitesse de rotation, du niveau de pression acoustique émis par un engrenage pour différentes valeurs de l'erreur de profil.
(1) : erreur de 15 à 20 μm ; (2) : erreur de 10 μm ; (3) : erreur de 5 μm . Engrenage à denture droite - Module 2 mm. $z_1 = 60$; $z_2 = 65$ - Charge 60 N/mm²

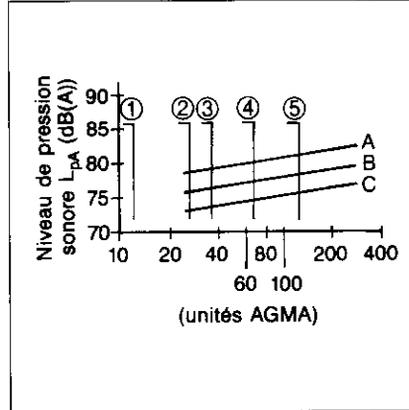


Fig. 23. Evolution du niveau de pression sonore en fonction de la qualité de la surface de finition pour différentes valeurs du rapport de la charge par dent à la largeur de la denture [12]
(1) : rodage avec superfinition ; (2) : rodage ; (3) : rectification ou fraisage précis ; (4) : rectification ou fraisage classique ; (5) : ébauche de rectification ou de fraisage. Valeurs du rapport de la charge par dent à la largeur de la denture : (A) : 330 N/mm ; (B) : 250 N/mm ; (C) : 120 N/mm

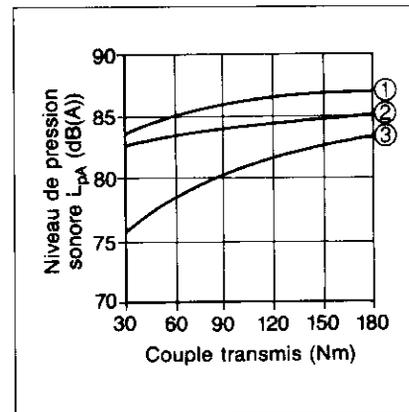


Fig. 24. Evolution du niveau de pression sonore en fonction du couple transmis pour différentes valeurs d'erreurs de division
Engrenage de module 5 mm ; $z_1 = z_2 = 25$ (1) : erreur de 50 μm ; (2) : erreur de 40 μm ; (3) : erreur de 6 μm

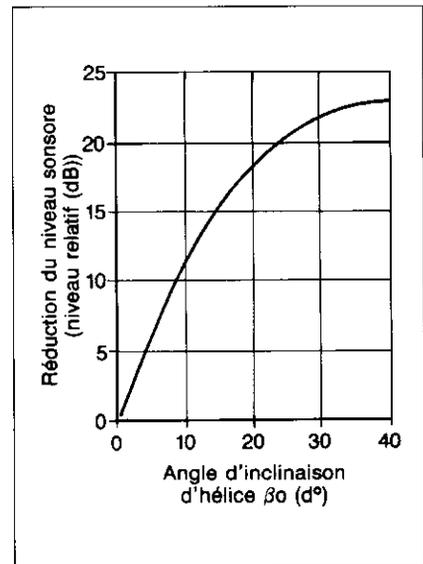


Fig. 25. Influence de l'angle d'inclinaison d'hélice β_0 sur la réduction de bruit obtenue [12]

importante (pour la même différence de classe) pour des engrenages de faibles qualités [12].

- Entre une surface de finition moyenne et une finition de basse qualité (surface obtenue par rodage ou rectification), le gain de bruit n'est que de 2 à 3 dB, alors que le prix de revient peut être de 2 à 5 fois plus élevé (fig. 23).

- Une faible erreur de division (erreur de pas d'engrenage) peut entraîner une réduction de 8 dB (fig. 24). Cette réduction sera d'autant plus importante que l'on se situe dans les cas de couples transmis faibles.

Influence de la denture hélicoïdale

En utilisant ce type de géométrie, on « étale » les forces dans le temps. Selon l'angle d'inclinaison d'hélice (β_0), on peut obtenir d'importantes réductions de bruit. Entre une denture droite ($\beta_0 = 0^\circ$) et un angle d'hélice de 30° , une réduction de plus de 20 dB peut être obtenue (fig. 25). Des mesures effectuées pour deux largeurs de dentures et pour différents couples confirment l'importance des réductions qui peuvent être obtenues. Les angles d'hélice les plus intéressants se situent entre 17° et 33° (fig. 26).

Correction de profil : le déplacement de la dent, dû à la transmission de puissance, et fonction de la rigidité de la

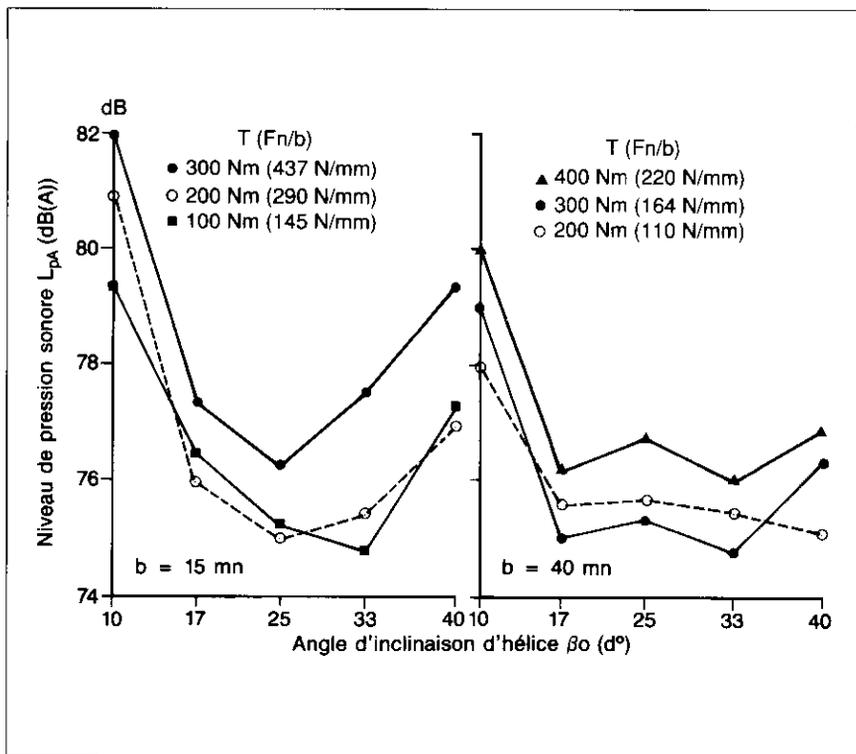


Fig. 26. Evolution du niveau de pression sonore en fonction de β_0 ; pour 2 largeurs de denture ($b = 15 \text{ mm}$, puis $b = 40 \text{ mm}$)

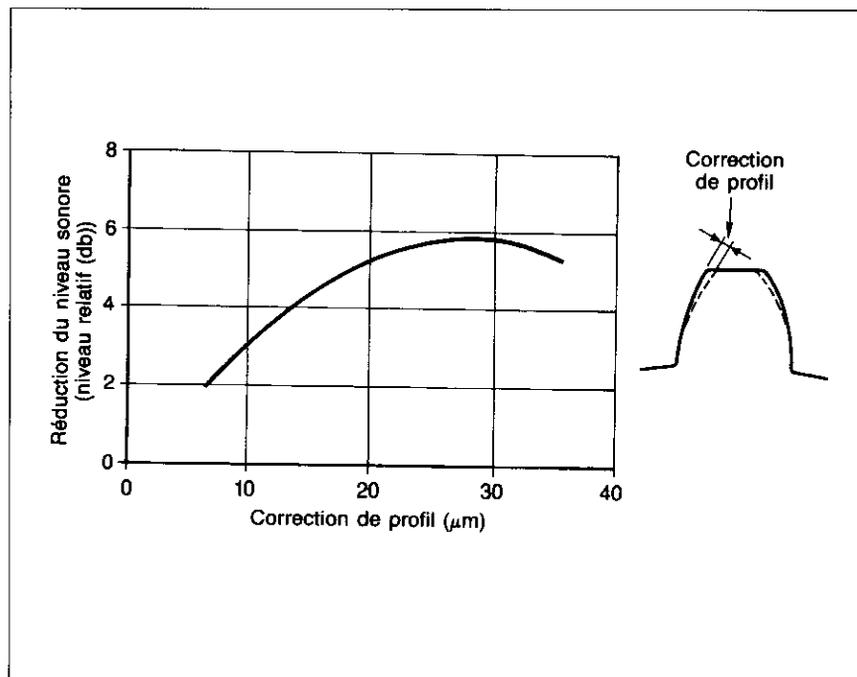


Fig. 27. Réduction du niveau sonore obtenue pour différentes valeurs de correction de profil

dent, provoque un impact sur la dent suivante pendant l'engrènement. Cet impact peut être réduit par une correction de profil en haut de la denture (fig. 27). Le gain de bruit, obtenu pour une valeur de la correction de profil et à une puissance de transmission données, est de 2 à 5 dB au maximum.

3.2. Paramètres indépendants de la géométrie de la denture

Influence du désalignement

Les engrenages sont supportés par des arbres. Des désalignements d'arbres provoquent des forces de pressions supplémentaires sur les dents. Ce désalignement des axes de la roue et du pignon augmente donc les forces de friction et d'impact qui engendrent du bruit. La figure 28 montre une réduction non négligeable (entre 2 et 5 dB) du bruit en diminuant le désalignement.

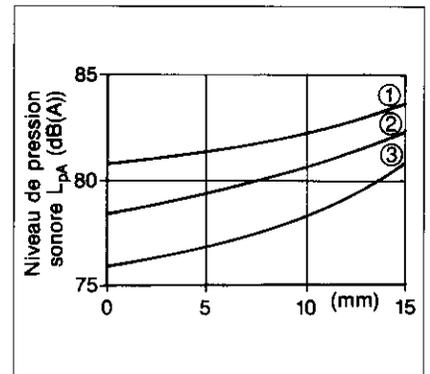


Fig. 28. Evolution, pour différentes valeurs du couple transmis, du niveau de pression sonore en fonction du désalignement d'arbre [12]

Valeurs du couple transmis - (1) : 1 600 Nm ; (2) : 1 070 Nm ; (3) : 535 Nm

Influence de la masse, de la rigidité et de la composition du carter

On peut obtenir des réductions de bruits significatives en agissant sur la masse des carters (masse plus importante), leur rigidité et leurs constitutions. Ainsi, la figure 29 montre qu'on peut favoriser l'amortissement du bruit en utilisant des formes plus arrondies et des nervures, symétriques ou non ; le nervurage du carter augmente la rigidité. Une réduction globale de 15 dB a été ainsi obtenue. Ce résultat est optimal et ne peut être réalisé qu'à une vitesse et

un couple donnés. Il faut attendre des réductions du niveau sonore plus faibles pour une utilisation à divers couples et différentes vitesses.

Des structures « nids d'abeilles » ou des carters désolidarisés des engrenages par des ressorts ou des couches résilientes réduisent de 8 à 20 dB(A) le niveau sonore, en fonction de la vitesse et de la puissance [14 à 17].

Le matériau peut aussi jouer un rôle. La fonte grise de type GG 18 est plus intéressante que l'acier de type St 37 et le polyamide (fig. 30). Le choix d'un carter en aluminium est aussi à déconseiller car sa rigidité et sa masse sont très faibles [5].

Lorsqu'on ne peut pas augmenter la masse des carters ou du bâti de manière conséquente, on a recours à une modélisation de la boîte (par éléments finis, notamment) pour déterminer les modes de vibrations du carter [18, 19]. Sur une boîte à engrenage d'un hélicoptère [6], une adjonction de masse, optimisée par calcul sur des petites surfaces, a permis un gain de 7 dB pour une augmentation de masse de seulement 3 kg pour l'ensemble du carter (masse totale 47 kg). Ce type de réduction n'est utilisé que dans des cas très limités, le coût de l'étude étant très élevé.

Influence du matériau de denture

Les dentures en plastique, en Nylon ou en polyamide sont de plus en plus utilisées. Il y a plusieurs raisons qui justifient le choix de ces types de matériaux :

- ils amortissent mieux les vibrations et évitent les transferts vers les parois ;
- ils réduisent le bruit en moyennes et hautes fréquences [15]. Ils n'ont pas besoin de lubrification importante.

On peut remplacer les engrenages en acier par des engrenages en Nylon pour des puissances maximales de quelques dizaines de kilowatts (50 kW). C'est dans l'industrie textile, du papier et de l'appareillage ménager que cette technique est le plus souvent utilisée.

Des réductions de 5 à 10 dB sont couramment observées :

- une réduction de 7 dB est obtenue en utilisant une denture en Nylon sur une machine à tisser [20],
- une réduction de 10 dB est obtenue en utilisant un pignon en acier et une roue en Nylon sur une machine à bobiner [21].

Pour une qualité équivalente, ces dentures en Nylon peuvent augmenter le prix de 10 % à 100 % par rapport à une denture en acier [6].

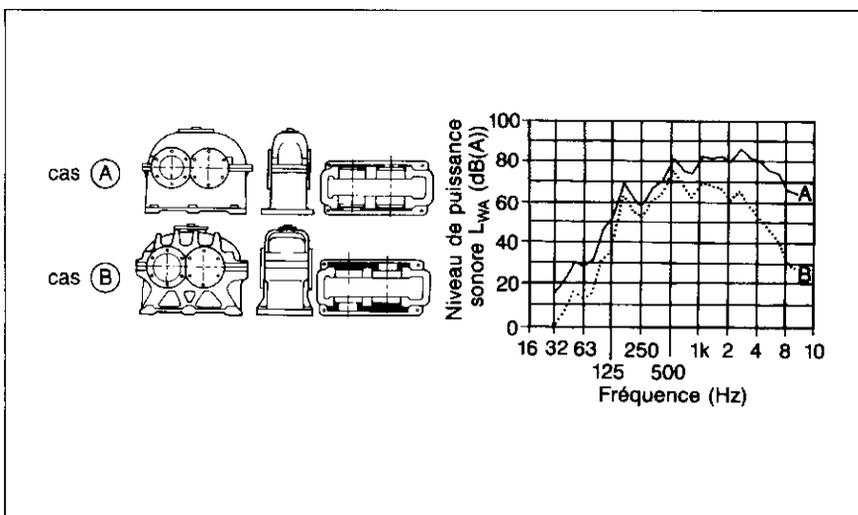


Fig. 29. Spectre du bruit émis pour deux formes différentes de boîte d'engrenage [13]
A : LwA = 93,8 dB(A) ; B : LwA = 78,3 dB(A)

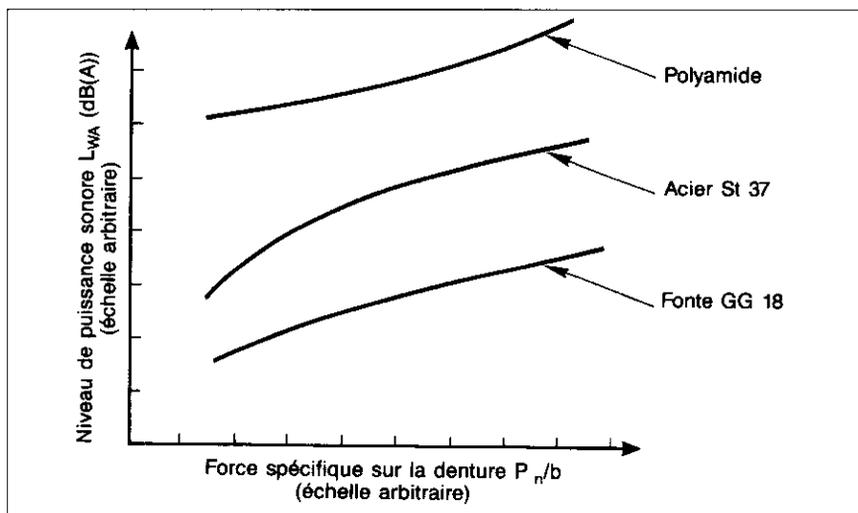


Fig. 30. Influence du matériau constituant le carter sur le niveau de bruit émis [10]

Les dentures en Nylon les plus courantes sont en Zytel®, Nylatron®. Les dentures en polyamide-imide (Vespel®, Torlon®) sont beaucoup plus chères, mais ont des caractéristiques de résistance à la compression et à la déformation plus élevées que les précédentes. Les transmissions de puissance peuvent être plus importantes.

Cependant, pour une utilisation à très faible couple, les dentures en plastique de basse qualité sont quelquefois suffisantes et sont de 10 % à 30 % moins chères qu'une denture en acier. Une réduction de plus de 10 dB(A) peut être obtenue en recouvrant les surfaces de dentures en acier en contact par une ou plusieurs couches d'élastomères

(fig. 31). Les couples transmis dans ces conditions sont faibles (35 N.m) et les vitesses peu élevées (500-600 tr/min) (fig. 32).

Une couche élastomère peut aussi être utilisée comme amortisseur entre le noyau et la couronne de denture (fig. 33). Des réductions de bruit supérieures à 10 dB sont réalisables (fig. 34). L'essai présenté sur la figure 34 a été effectué selon ce principe pour des puissances de 20 kW environ.

Une étude réalisée en 1983 auprès de constructeurs de boîtes d'engrenage permet d'établir le prix de revient relatif de chaque élément composant un engrenage (fig. 35). Des diverses discussions avec les constructeurs, il ressort que les plages de pourcentages indiquées restent encore valables aujourd'hui pour une boîte d'engrenage cylindrique pouvant transmettre 1 000 kW, avec un rapport de réduction mécanique de 5 et un entraxe de 220 mm.

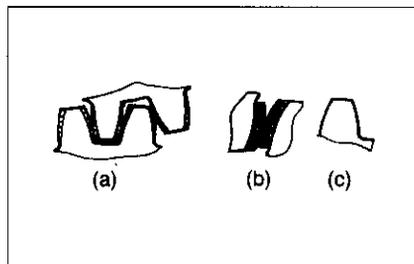


Fig. 31. Exemples de roues dentées recouvertes d'élastomère [22]

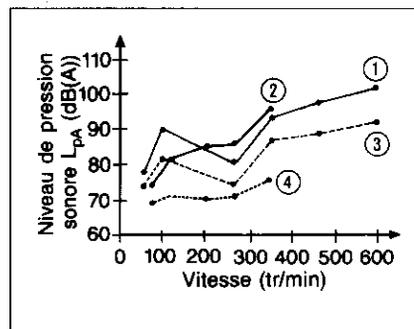


Fig. 32. Niveau de pression acoustique pour diverses dentures recouvertes de couches élastomères [22]

(1) denture acier : en développante de cercle ; (2) : denture acier de type "Symarc" (Japon) ; (3) : denture avec couche élastomère ; (4) : denture "Symarc" avec élastomère

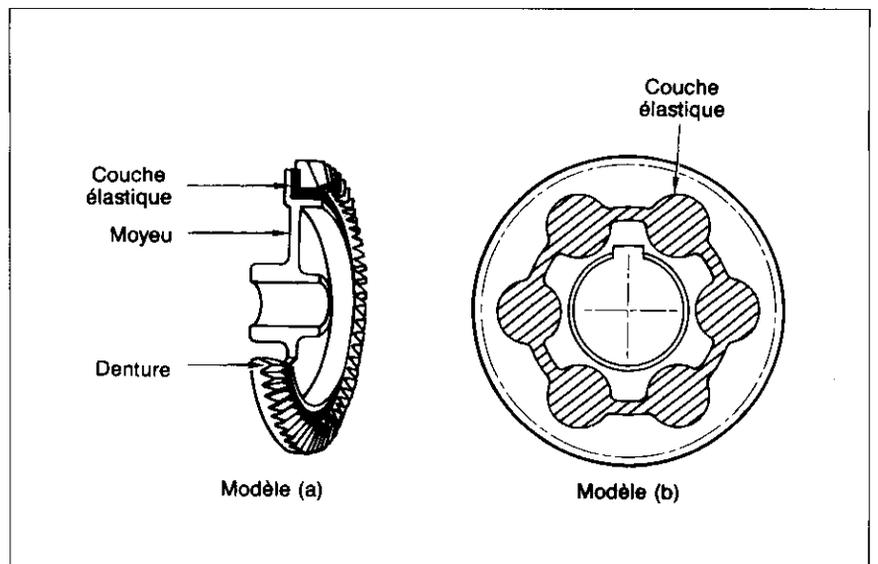


Fig. 33. Principe d'insertion d'élastomère entre le moyeu et la couronne d'une denture [23]

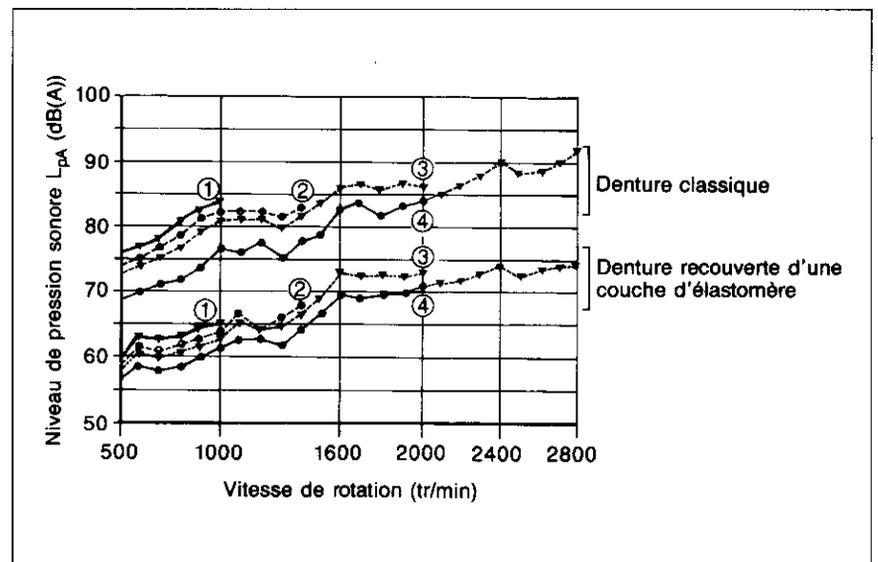


Fig. 34. Comparaison, pour diverses valeurs du couple transmis, entre le niveau sonore émis par une roue normale et celui émis par une roue avec élastomère (modèle b de la figure 31) [23]

Couple transmis : (1) : 100 Nm ; (2) : 75 Nm ; (3) : 50 Nm ; (4) : 25 Nm

Ce sont les carters qui coûtent le plus cher, environ 30 % du prix total de la boîte d'engrenage. Les moyens de réductions du bruit, tels que des formes de carters nervurés ou un ajout de masse, augmentent rapidement le coût global sur de petites et moyennes séries. Ces moyens de réductions ne sont d'ailleurs pas une direction privilégiée de recherche chez les constructeurs.

Les engrenages représentent 33 % du prix total de la transmission (roue :

21 %, pignon : 11 %). Aussi l'utilisation de dentures hélicoïdales, d'une très haute qualité géométrique et d'un excellent état de surface, pourra augmenter le prix de l'ensemble de 20 à 50 % (les dentures de haute qualité coûtent quatre fois plus cher qu'une denture de qualité moyenne). Les fabricants n'emploient ces moyens de réduction de bruit que pour de très grandes séries.

En général, les constructeurs axent leurs recherches vers une réduction du

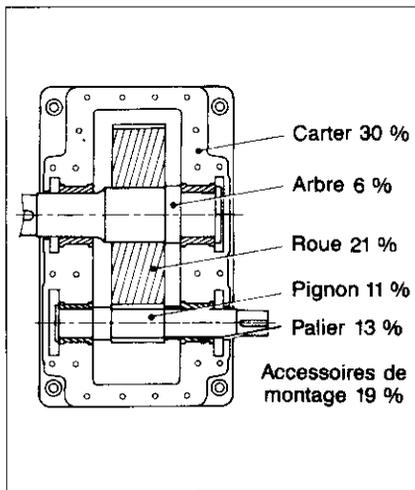


Fig. 35. Prix de revient relatif des éléments d'une boîte d'engrenage [23]

Boîte d'engrenage cylindrique, puissance transmise de 1 000 kW ; rapport de réduction de 5 ; entraxe de 220 mm

bruit sur les autres éléments de la boîte d'engrenage. En effet, la qualité des engrenages est prépondérante mais elle devient inutile si la qualité des arbres, des logements ou des paliers est faible. De ce fait, il est préférable de diminuer légèrement la haute qualité d'un engrenage et d'utiliser des qualités supérieures pour les paliers, les arbres et les logements. Le coût total pourra même diminuer dans certains cas et un gain de plusieurs dB pourra être réalisé.

Actuellement, les constructeurs se penchent sur le problème du montage des engrenages. Un mauvais montage entraîne des désalignements des arbres qui, eux-mêmes, provoquent des forces de frottement supplémentaires sur les paliers et des forces plus importantes sur les surfaces en contact avec les dentures. Il en résulte une augmentation du niveau sonore très variable selon la qualité du montage (par exemple, des différences de 5 dB ont été observées pour des réductions de faibles puissances, de 1 kW).

Influence des paliers

Ce sujet est traité dans le chapitre 6 de l'étude complète (cf. « Pour en savoir plus » page suivante).

CONCLUSION

Lorsque les contraintes techniques le permettent, on utilise, pour des puissances inférieures à 50 kW, des engrenages à roue et vis et des engrenages à trains planétaires pour des puissances supérieures. Les engrenages cylindriques sont moins onéreux dans l'ensemble mais plus bruyants pour de faibles puissances transmises (jusqu'à 30 kW). Les engrenages à angle droit doivent être évités pour des puissances de plus de 50 kW.

Une haute qualité, ainsi qu'un bon état de surface des dentures, pourrait donner des réductions de bruits allant jusqu'à 10 dB. Mais le coût de revient de telles qualités peut multiplier le prix global par 1,5 à 2.

Les dentures hélicoïdales sont plus silencieuses que les dentures droites. Cette différence de technologie peut permettre des gains acoustiques de plus de 15 dB. Les dentures de type

Nylon sont de plus en plus utilisées pour des puissances de l'ordre de quelques dizaines de kW. Des réductions de bruit de 7 dB seront envisageables pour un prix sensiblement plus élevé qu'une denture en acier.

Les gains de bruit, obtenus par augmentation de la masse des carters ou par utilisation de nouvelles formes de carters, sont importants (plus de 10 dB), mais ne sont réalisables que dans des conditions particulières (engrenage d'hélicoptère, de sous-marin, production de bruit à des fréquences précises). Les budgets à prévoir pour de telles réalisations sont élevés.

Pour un gain de bruit de l'ordre de 5 dB et un coût de revient assez faible, il est préférable de choisir une bonne qualité de l'ensemble de la boîte à engrenage (palier, arbre, logement), plutôt que de privilégier une très haute qualité de denture. De même, il ne faut pas négliger le montage de la boîte à engrenage. Un mauvais montage de celle-ci augmentera le bruit et diminuera la durée de vie du matériel.

Bibliographie

1. Directive européenne n° 86/188/CEE du Conseil du 12 mai 1986 concernant la protection des travailleurs contre les risques dus à l'exposition au bruit pendant le travail. *Journal Officiel des Communautés Européennes*, 24 avril 1986, L.137, pp. 28-34.
2. Directive européenne n° 89/392/CEE du Conseil du 14 juin 1989 concernant le rapprochement des législations des Etats membres relatives aux machines. *Journal Officiel des Communautés Européennes*, 26 juin 1989, L.183, pp. 9-32.
3. JACQUES J. – The effects on european standardization on noise reduction. *Health and Safety at Work*, 1992, 5, pp. 27-30.
4. Directive VDI-ETS 2159 – Emissionskennwerte technischer Schallquellen. Berlin, Verein Deutscher Ingenieure (VDI), juil. 1985, 24 p.
5. Rapport GD HR 14.01. Geluidproductie van tandwiel overbrengingen. Amsterdam, ICG, 1987, 19 p.
6. WECK M. – Auslegung einer geräuscharmen Schagverzahnung. *Industrie Anzeiger*, 1981, 103, 18, pp. 38-42.
7. MULLER H.A. – Geräusche von Zahnradgetrieben. In : Taschenbuch der technischen Akustik. Berlin, Springer-Verlag, 1975.
8. TERAUCHI Y. et coll. – On the effect of the tooth profile modification on the dynamic load and the sound level of the spur gear. *Journal of the Society of Mechanical Engineers*, 1982, 25, 297, pp. 1474-1481.
9. MARK W.D. – Analysis of the vibratory excitation of gear systems *Journal of the Acoustic Society of America*, 1979, 66, 6, p. 1787.
10. KROLO M., LANDMARK C. – Motoréducteur par composants standardisés. *Revue Générale des Techniques*, 1978, 10.
11. NAGLER – Noisy gears drive manufacturers to computerized testing. *Tooling and Production*, 1982, 6, pp. 66-71.
12. DRAGO R.J. – How to design quiet transmissions ? *Machine Design*, 1980, 12, 11, pp. 175-181.
13. PEEKEN H., TROEDER C., DIEKHANS A. – Parametererregte Getriebschwingungen (Teile 1-4). *VDI Zeitschrift*, 1980, 122, resp. 22, pp. 869-877 ; 21, pp. 967-977 ; 22, pp. 1029-1043 ; 23-24, pp. 1101-1113.
14. HEBENSTREIT H. – Geräuschminderung bei der Gestaltung der Zahnräder und des Gehäuses. *Antriebstechnik*, 1984, 23, 8, pp. 42-46.
15. MACFARLAND W. – Straight talk about speed reducers. *Machine Design*, 1975, 9, 18, pp. 90-93.

16. SABOT J., BOUCHAREB M. – Mechanical sources of the noise radiated by gears. In : Inter Noise '88. Proceedings, Avignon, 30 août-4 sept. 1988, pp. 607-610.
17. WILTZSCH M. – Verringerung des Geräusches von Zahnradgetrieben durch Anwendung elastisch abgestutzter Gehäuse. *Maschinenbautechnik*, 1980, pp. 17-26.
18. MULLER H.W. et coll. – Einfluß der Gehäuseschalluntersuchungen und geräuschemindernde Massnahmen an Getrieben. *VDI Berichte*, 1979, 332, pp. 263-271.
19. SINGH R., GARY L., HOUSER D. – Gear Noise Modeling. In : Inter Noise '81. Proceedings, Amsterdam, 6-8 oct. 1981, pp. 165-168.
20. TSUKAMOTO N., YAMO T., SAKAI H. – Noise and transmission efficiency under deformation of tooth from of Nylon gears. *Journal of the Society of Mechanical Engineers*, 1982, 25, 207, pp. 1465-1473.
21. REISCH K. – Quiet ! Nylon gears at work. *Plant Engineering*, 1975, 3, 20, pp. 127-130.
22. RIMN I. – Low noise power transmission gears. In : op. cit. [16], pp. 627-630.
23. GAFITANU M., DRAGAN B. – Rubber insulation, an efficient solution for silent gear transmissions. In : Inter Noise '87. Proceedings, Beijing, 15-17 sept. 1987, pp. 71-74.
24. EHRENSPIEL K. – Herstellkosten von Zahnradern – zwischen-betrieblicher Vergleich. *VDI Berichte*, 1983, 488, 15 p.

POUR EN SAVOIR PLUS

Cette note documentaire est un extrait d'une étude publiée dans la collection des Notes scientifiques et techniques de l'INRS :

DELHOUME P., VERCAMMEN M., HERINGA P. – Bruit des systèmes de transmissions mécaniques. Etude des mécanismes de génération du bruit et des moyens mis en œuvre pour le réduire. Vandœuvre-lès-Nancy, INRS, 1992, NST 93, 110 p.

Elle peut être obtenue en s'adressant à :

INRS
BP 27 – Avenue de Bourgogne
54500 Vandœuvre-lès-Nancy
Prix : 36,00 F HT