

**A study into the available technology offering  
noise reduction for lawnmowers as presented  
to the european union market.**

**707720/492.m**

**April 2002**

annule et remplace la version de février 2002

**Monsieur B. ROSS**

DG ENV.

Rue de la Loi, 200

B-1049 BRUSSELS

**Contract : B4 3040/2000/286785/MAR/D3**

**Final Report (Period : 1/2001-12/2001)**

## **S O M M A I R E**

### **1. Spécifications de l'objet de l'étude et de son environnement**

#### 1.1 Objet de l'étude et démarche

##### 1.1.1 Objet de l'étude

##### 1.1.2 La démarche

#### 1.2 Contexte économique

### **2. Bilan de l'existant (état de l'art)**

#### 2.1 Bruit des tondeuses et paramètres connexes

##### 2.1.1 Collecte de données EGMF

##### 2.1.2 Les paramètres associés

##### 2.1.3 Techniques de mesure

##### 2.1.4 Les principes de la conception silencieuse

#### 2.2 Chiffres récents

##### 2.2.1 Les causes du bruit

##### 2.2.2 Etude UBA

##### 2.2.3 Etude Ministère Français de l'Environnement

##### 2.2.4 Etude OPEI sur la qualité de coupe

#### 2.3 Publications disponibles

##### 2.3.1 Bibliographie

##### 2.3.2 Brevets

### **3. Evolutions techniques récentes**

#### **3.1 Domaine des tondeuses et des coupe-gazon/coupe-bordures**

- 3.1.1 Maîtrise des composants
- 3.1.2 Changement de concept
- 3.1.3 Méthodes d'analyse
- 3.1.4 Maîtrise de la production

#### **3.2 Domaines connexes**

- 3.2.1 Conception silencieuse
- 3.2.2 "Design" acoustique
- 3.2.3 Dynamique des fluides

### **4. Conception de tondeuses silencieuses**

#### **4.1 Possibilités et conditions de progrès**

- 4.1.1 Optimisation/choix des composants
- 4.1.2 Autres améliorations potentielles

#### **4.2 Paramètres d'évolutions futures**

- 4.2.1 Les "freins" au progrès.
- 4.2.2 Les "incitations" au progrès

#### **4.3 Coût de la réduction du bruit**

### **5. Synthèse et recommandations**

- 5.1 Résumé et conclusions
- 5.2 Recommandations pour des travaux futurs

## **Bibliographie**

*Historique : la version de février 2002 du rapport se distingue de la version de décembre 2001 par des compléments au chapitre 4.3 (page 36).  
La version d'avril 2002 du rapport comporte des modifications rédactionnelles faisant suite à la demande du 11/03/02 de M. Gilles PAQUE.*

# 1. Spécifications de l'objet de l'étude et de son environnement

## 1.1 Objet de l'étude et démarche

### 1.1.1 Objet de l'étude

La Directive européenne 2000/14/CE du 8 mai 2000, publiée le 3 juillet 2000, relative aux émissions sonores dans l'environnement des matériels destinés à être utilisés à l'extérieur des bâtiments distingue 57 matériels :

- pour 22 matériels, dont les tondeuses à gazon et coupe-gazon/coupe-bordures, elle fixe des niveaux limites en terme de puissance acoustique globale pondérée A,
- 35 matériels sont soumis à la déclaration du bruit seulement.

Dans le but d'un abaissement progressif des limites, la Directive prévoit deux phases :

- phase I à compter du 3/01/02 (18 mois après l'entrée en vigueur de la Directive),
- phase II à compter du 3/01/06 (66 mois après l'entrée en vigueur de la Directive).

Pour les tondeuses à gazon et les coupe-gazon/coupe-bordures les niveaux limites, variables avec la largeur de coupe, sont les suivants :

Largeur de coupe L en cm	Niveaux limites de puissance acoustique en dBA	
	Phase I	Phase II
$L \leq 50$	96	94 (*)
$50 < L \leq 70$	100	98
$70 < L \leq 120$	100	98 (*)
$L > 120$	105	103 (*)

Les valeurs marquées par une astérisque (\*) sont données seulement à titre indicatif et le présent rapport a pour objet d'évaluer la faisabilité d'un tel abaissement pour ces 3 classes de matériel.

Par "tondeuse à gazon" on entend selon la définition n° 32 de la Directive, toute machine, à siège ou à conduite à pied, destinée à couper du gazon ou équipée d'accessoires de coupe qui fonctionnent dans un plan approximativement parallèle au sol. Les organes de coupe sont :

- soit des éléments rigides : lames rotatives coupant par impact ou dispositifs coupant par cisaillement (1 élément fixe + 1 élément mobile),
- soit des fils non métalliques ou des lames non métalliques à pivotement libre, d'une énergie cinétique supérieure à 10 J chacun.

Sont exclus les matériels agricoles et forestiers et les dispositifs multi-usage dont l'élément motorisé principal possède une puissance installée supérieure à 20 kW.

Les coupe-gazon/coupe-bordures sont, selon définition n° 33, des machines munies d'un moteur électrique à conducteur à pied ou utilisés à la main, dont le dispositif de coupe est constitué d'un ou plusieurs fils non métalliques ou de lames non métalliques à pivotement libre, d'une énergie cinétique inférieure ou égale à 10 J chacun. Dans le cas du coupe-gazon la coupe est effectuée dans un plan approximativement parallèle au sol, dans le cas du coupe-bordure dans un plan perpendiculaire.

Remarque : contrairement à ce que l'on pourrait attendre, les matériels suivants ne sont pas soumis à limite mais seulement à déclaration :

- débroussailleuses (définition n° 2),
- coupe-herbe/coupe-bordure (définition n° 24) : appareil portable, à moteur à combustion interne, sans limitation de l'énergie cinétique des dispositifs de coupe.

Les deux familles de matériels, tondeuses à gazon et coupe-gazon/coupe-bordures, couvrent un spectre très large de produits qui se distinguent notamment par :

- la taille (largeur de coupe),
  - la motorisation,
  - la technique de coupe.
- Les largeurs de coupe les plus faibles, 20 à 30 cm environ, sont rencontrées sur les coupe-gazon/coupe-bordures dont les moteurs électriques peuvent être à accus ou à secteur.
  - Les largeurs de coupe intermédiaires de 32 à 56 cm sont du domaine de la tondeuse à conducteur à pied. Les plus petites sont généralement électriques à accus (400 à 800 W) ou à secteur (800 à 1 700 W), les plus grandes (à partir de 40 cm) sont munies de moteurs à combustion interne: 3 à 5 kW environ, 2 ou 4 temps. Les moteurs 2 temps, à priori plus aptes à fonctionner sur des pentes de forte inclinaison, ont progressivement cédé la place aux moteurs 4 temps, moins polluants.

L'élément de coupe dominant est la lame rotative, mais il faut également mentionner les tondeuses à cylindre, très présentes sur le marché anglais, et les tondeuses à fils.

Une autre particularité anglaise que l'on trouve aussi dans cette gamme est la tondeuse à coussin d'air. La surpression nécessaire à la lévitation est créée par un ventilateur (principe HOVER).  
Motorisation : surtout électrique mais aussi thermique.

- Les largeurs de coupe supérieures à 60 cm caractérisent les tondeuses à conducteur porté, équipées de moteurs à combustion interne, soit à essence, soit Diesel.

Les outils de coupe sont généralement la lame ou le cylindre dont la multiplication permet d'étendre les largeurs de coupe jusqu'à 5 m environ pour les plus grandes. Les configurations typiques les plus courantes se situent dans les fourchettes suivantes :

60 à 80 cm (1 lame) moteur: 6 à 10 kW  
90 à 120 cm (2 lames) moteur: 10 à 15 kW  
110 à 180 cm (3 lames) moteur: 10 à 20 kW

L'herbe, une fois coupée par les tondeuses, peut subir plusieurs traitements. Elle peut être :

- éjectée (latéralement ou en arrière) et déposée,
- éjectée et ramassée,
- recyclée sur place (mulching).

Le traitement retenu conditionne fortement le profil de la lame et donc le bruit de la tondeuse; en effet les deux premières techniques nécessitent des lames à déflecteurs importants (causes principales du bruit) tandis que en version "mulching" on utilise une lame plus plate (et on n'a pas besoin d'un canal de sortie pénalisant pour le bruit). Le "mulching" est globalement moins bruyant que les deux autres techniques, mais il nécessite des tontes plus fréquentes (ce qui peut se solder par un niveau continu équivalent Leq comparable à celui des autres techniques).

La première technique (éjection avec ou sans ramassage) est répandue aux USA, la deuxième (mulching) prédomine en Europe.

## 1.1.2 La démarche

La démarche retenue pour cette étude a consistée à collecter des informations par le biais de trois approches complémentaires :

- enquête auprès des acteurs de la profession (constructeurs de tondeuses, fournisseurs de composants, associations ...)\*
- étude documentaire (bibliographie, brevets),
- exploitation de l'expertise CETIM, laboratoire agréé pour les mesures de bruit des tondeuses.

L'évaluation de ces données a permis d'établir l'état de l'art dans le domaine du bruit des tondeuses et de conclure sur la faisabilité d'actions de réduction du bruit.

---

\*

- Constructeurs de tondeuses
  - français : OUTIL WOLF, GRANJA, GABY STAUB, HONDA
  - allemands : SABO, WOLF GARTEN, ROTH, GUTBROD
  - anglais : HAYTER, COUNTAX, BLACK & DECKER, ELECTROLUX ...
  - italien : CASTELGARDEN
  - américain : TORO, J. DEERE, EHP, ARIENS, MURRAY
- Fabricants de moteurs : BRIGGS & STRATTON, TECUMSEH
- Associations : EGMF, FRG, OPEI
- Administrations : DTI, UBA

(pour plus de détails voir rapport partiel)

## 1.2 Contexte économique

En Europe la fabrication de tondeuses à gazon et de leurs accessoires était historiquement le ressort de PMI d'envergure surtout nationale. Depuis quelques années on assiste à une concentration progressive au sein d'un petit nombre de groupes à vocation internationale (Electrolux, GGN ...) ; néanmoins on peut dénombrer actuellement encore une cinquantaine d'entreprises plus ou moins indépendantes, localisées surtout en Italie et en Allemagne, mais aussi en Grande Bretagne et en France.

Depuis peu on observe aussi l'émergence d'entreprises des pays de l'Est (Pologne, Hongrie, République Tchèque ...).

Aux USA la concentration est déjà plus ancienne et la production est assurée pour l'essentiel par une demie douzaine de grands groupes employant chacun typiquement 3 000 à 7 000 personnes. Ces groupes sont présents sur le marché européen par l'export direct (10 à 20 % de leur production selon les groupes) et/ou par la production sur place dans des entreprises rachetées ou associées (SABO pour J. DEERE, GUTBROD pour MTD, GRANJA et RANSOMES pour TEXTRON, ROTH pour The TORO Company...).

Par rapport aux capacités de l'Europe et des USA, la production dans le reste du monde (Japon, Australie, Nouvelle Zélande...) est pratiquement négligeable.

Les fabricants de petits moteurs thermiques sont peu nombreux. Il s'agit essentiellement de BRIGGS & STRATTON (USA, 6 à 8 millions d'unités/an), TECUMSEH (USA) et HONDA (Japon). Ces deux derniers ont des unités de production en Europe avec des capacités de 1 million d'unité/an chacun. Des moteurs plus puissants sont fabriqués par MITSUBISHI, KAWASAKI, KUBOTA (Japon), KOHLER (USA), HATZ (Allemagne) ...

En Europe le marché des tondeuses est essentiellement un marché de remplacement avec une progression moyenne (sur 10 ans) de 1 % par an.

Le tableau suivant indique le nombre de tondeuses vendues en 1998 dans les principaux pays de l'Europe. Les ventes de cette année peuvent être considérées comme représentatives car elles correspondent à peu près à la moyenne des ventes de 3 années successives (1997-1999).

	Nombre total	Conducteur à pied	Conducteur porté
Grande Bretagne	1 385 000	1 356 000	29 000
Allemagne	1 091 000	1 017 000	74 000
France	805 000	708 400	96 600
Italie	288 000	270 000	18 000
Belgique	148 000	137 800	10 500
Suède	127 000	123 680	3 820
Autriche	116 000	108 345	8 155
Danemark	101 000	84 840	16 160
Pays Bas	97 300	93 800	3 500
Espagne	93 500	91 200	2 300
Reste de l'Europe	241 860	225 285	16 575
Total Europe	4 495 960	4 216 350	278 610

Figure 1 : Nombre de tondeuses vendues en Europe en 1998  
(source : ERC Statistics International)

On remarque que les plus importants marchés nationaux sont la Grande Bretagne, l'Allemagne, la France et l'Italie. On observe également que les tondeuses à conducteur porté représentent seulement 6 % du marché européen mais 12 % du marché français. Globalement ces chiffres sont en progression.

Le premier producteur européen est le groupe GGN (STIGA, CASTELGARDEN, ALPINA, MOUNTFIELD ...) avec environ 2 000 000 d'unités, c'est-à-dire 45 % du marché européen.

Les importations en provenance des USA (année 2000) représentaient 429 000 unités, soit environ 9% du marché. Pour plus de 30 % ils s'agissaient de gros matériels à conducteur porté.

Le marché des USA représente environ 7 500 000 unités/an dont presque un quart à conducteur porté. Les plus grands producteurs sont ELECTROLUX HOME PRODUCTS, MTD, MURRAY, J. DEERE, The TORO Company (source OPEI, chiffres : août 2000).

Grâce aux chiffres de vente de l'année 1999 collectés auprès de ses ressortissants par l'EGMF (European Gardenmachinery Manufacturers Federation), qui couvrent 3,6 millions d'unités/an sur un total de 4,5 millions pour toute l'Europe, nous avons pu effectuer une ventilation en fonction de plusieurs paramètres :

- type de tondeuses (lame rotative, cylindre, coussin d'air),
- motorisation (thermique ou électrique),

Le tableau 2 montre les pourcentages respectifs. On remarque que le matériel à petite largeur de coupe ( $\leq 50$  cm) représente plus de 90 % du marché, avec 1/3 de tondeuses thermiques et 2/3 de tondeuses électriques. Dans les grandes largeurs de coupe les pourcentages sont très réduits mais ne

permettent pas pour autant de conclure qu'ils engendrent une nuisance négligeable car il s'agit souvent de matériel de professionnels beaucoup plus utilisé que la petite tondeuse du particulier.

<b>Tondeuses</b>				<b>Volume (en %) par taille de machines</b>			
<i>Type</i>	<i>Moteur</i>	<i>Ramassage</i>	<i>Total</i>	<i>&lt;= 50 cm</i>	<i>50 à 70 cm</i>	<i>70 à 120 cm</i>	<i>&gt; 120 cm</i>
A lame rotative	thermique	oui	38,2	30,8	5,2	2,0	0,2
A lame rotative	thermique	non	1,2	0,7	<0,1	0,4	<0,1
A lame rotative	électrique	oui	30,7	30,7	-	-	-
A lame rotative	électrique	non	0,3	0,3	-	-	-
<b>Sous-total</b>			<b>70,5</b>	<b>62,5</b>	<b>5,3</b>	<b>2,4</b>	<b>0,2</b>
A coussin d'air	thermique	non	0,6	0,5	<0,1	-	-
A coussin d'air	électrique	oui	10,0	10,0	-	-	-
A coussin d'air	électrique	non	12,8	12,8	-	-	-
<b>Sous-total</b>			<b>23,4</b>	<b>23,3</b>	<b>&lt;0,1</b>	<b>-</b>	<b>-</b>
A cylindre	thermique	oui	0,4	0,15	0,18	<0,01	0,02
A cylindre	thermique	non	<0,1	-	-	<0,01	0,07
A cylindre	électrique	oui	5,7	5,74	-	-	-
<b>Sous-total</b>			<b>6,2</b>	<b>5,89</b>	<b>0,18</b>	<b>&lt;0,01</b>	<b>0,08</b>
<b>Total général</b>			<b>100,0</b>	<b>91,7</b>	<b>5,6</b>	<b>2,4</b>	<b>0,3</b>

Figure 2: Volume des ventes de tondeuses à gazon en Europe (chiffres: EGMF 1999)

## 2. Bilan de l'existant (état de l'art)

### 2.1 Bruit des tondeuses et paramètres connexes

#### 2.1.1 Les causes du bruit

Plusieurs mécanismes de génération très différents sont à l'origine du bruit global d'une tondeuse. Certains sont associés à un seul composant, d'autres résultent de l'interaction de plusieurs composants (ce qui rend leur analyse plus difficile).

La démarche de l'acousticien sera illustrée par l'exemple d'une tondeuse thermique classique à lame rotative et à conducteur à pied. Dans ce cas les deux principaux mécanismes de génération de bruit sont les suivants :

- Combustion interne dans le moteur et mécanismes associés (aspiration, échappement). Ils produisent un bruit cyclique dont les fréquences dominantes dépendent du type de moteur (2 ou 4 temps) et de la vitesse de rotation.
- Phénomènes aérodynamiques, engendrés par la lame en rotation. Le spectre du bruit résultant varie également avec la vitesse de rotation ; il montre des raies marquées aux fréquences de passage de la lame et à ses harmoniques. Ces raies se situent plutôt dans les graves, les médiums et aigus étant caractérisés par un bruit large bande dû aux écoulements instationnaires de l'air autour de la lame en mouvement. Puisque les phénomènes aérodynamiques dépendent très sensiblement des obstacles placés au voisinage du corps en mouvement, ce qu'on appelle par simplification le "bruit de lame" est indissociable de la présence de la coque, de sa géométrie ...

Les bruits engendrés par les 2 mécanismes se propagent ensuite selon des schémas différents :

- Une partie seulement du bruit du moteur est directement rayonnée par le moteur lui-même sous forme de bruit "aérien" ; le complément appelé bruit "solidien" est injecté sous forme d'énergie vibratoire dans les structures connectées, c'est-à-dire essentiellement dans la coque de la tondeuse. Par ce biais la coque, qui n'est pourtant pas une source de bruit, devient à son tour un radiateur de bruit aérien.
- Pour le bruit de lame on observe également une part de bruit aérien direct, rayonné par les volumes d'air en mouvement au voisinage de la lame, et une fraction d'énergie cheminant par la lame, et l'arbre et surtout par la coque.

Si dans cette analyse il n'y a que deux mécanismes de génération du bruit il faut néanmoins considérer trois composants :

Composants actifs	Composants passifs
Moteur Lame	Coque

La figure suivante synthétise les mécanismes de génération et les chemins de propagation des différents types de bruit dans un modèle acoustique simplifié de la tondeuse.

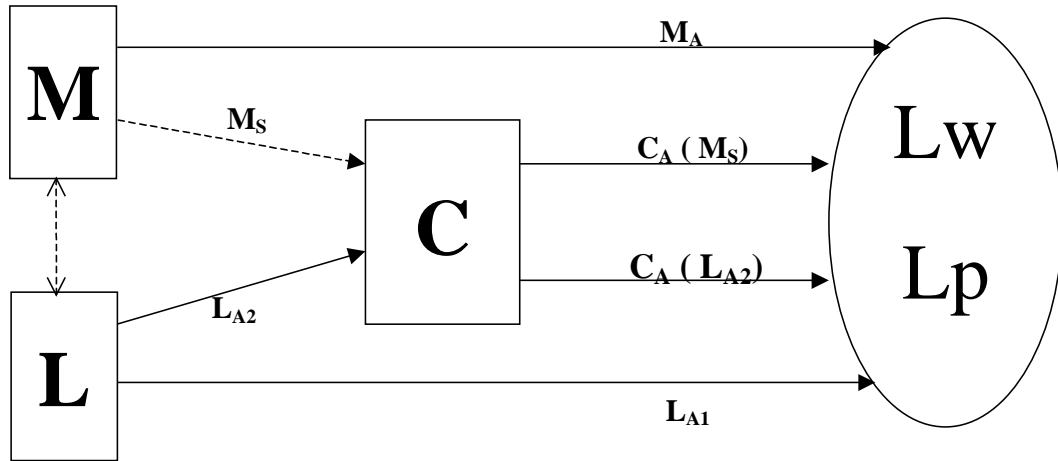


Figure 3 : Modèle acoustique simplifié d'une tondeuse à gazon

M	:	Moteur
L	:	Lame
C	:	Coque
Indice A	:	Bruit aérien
Indice S	:	Bruit solidien
L <sub>w</sub> , L <sub>p</sub>	:	niveaux de puissance et de pression acoustique (observateur)

## 2.1.2 Les paramètres associés

Pour assurer sa fonction principale de couper l'herbe une tondeuse à lame rotative doit fonctionner à une vitesse minimum qui dépend de l'espèce, de la hauteur et de l'humidité de l'herbe. Une lame plate, bien affûtée est parfaitement adaptée à remplir cette fonction.

La majorité des tondeuses vendues en Europe doit assurer une fonction seconde qui est l'éjection ou plus encore le ramassage de l'herbe coupée. Cela nécessite la création :

- d'une dépression entre le sol et le plan de la lame afin de soulever l'herbe coupée,
- d'un mouvement d'air vers la sortie (latérale ou arrière) pour éjecter la matière coupée ou pour la transporter jusqu'au panier de ramassage.

Pour assurer cette fonction les lames sont munies de déflecteurs qui créent la dépression et le débit d'air mais qui agissent aussi mécaniquement comme des pelles. La vitesse en bout de lame se situe dans une plage de 60 à 90 m/s environ. La valeur supérieure est courante aux USA sur des machines qui déchargent sans collecter ; la valeur inférieure est considérée comme limite en-dessous de laquelle il devient difficile de collecter correctement la matière coupée.

Pour déterminer les performances d'une tondeuse, différentes définitions et donc différentes méthodes de mesure sont utilisées par les constructeurs. Une façon de caractériser la performance d'une tondeuse consiste à mesurer le temps nécessaire pour tondre une surface donnée. C'est la base de l'une des 2 procédures normalisées disponible aujourd'hui. L'autre méthode est fondée sur la mesure de la densité d'herbe collectée (poids d'herbe ramassée par rapport au volume total du panier de la tondeuse). La qualité de coupe, un autre aspect de la performance, relève de l'appréciation purement subjective selon des critères complexes (voir 2.1.3).

## 2.1.3 Techniques de mesure

### *Bruits*

- Puisque le bruit des tondeuses est réglementé depuis longtemps, il existe des procédures normalisées pour déterminer leur niveau de puissance acoustique globale pondéré A.

La Directive européenne 2000/14/CE a retenu la méthode de détermination en champ libre sur plancher artificiel (partiellement absorbant) dont les principes acoustiques généraux sont exposés dans la norme ISO 3744 et les détails spécifiques dans la norme ISO 11094.

Remarque : la Directive admet également des mesures moins précises selon ISO 3746, mais en cas de conflit c'est ISO 3744 qui fait foi.

- Pour les bruits aériens des composants il n'existe pas de procédures normalisées dédiées. Beaucoup de constructeurs procèdent alors par masquage des sources hors analyse (matelas de plomb ...). D'autres utilisent des bancs d'essais spécifiques pour l'analyse des composants. L'un des problèmes dans ce cas est d'assurer une charge réaliste (mais non bruyante) du composant. Pour les moteurs par exemple beaucoup de constructeurs utilisent simplement un volant d'inertie à la place d'un vrai dispositif de charge, créant un couple résistant (frein à courant de Foucault ...), ce qui fausse évidemment le résultat car le couple résistant du seul volant d'inertie est très faible.

Dans les deux cas on peut utiliser les normes de base de la série ISO 3740. Certains constructeurs se sont également équipés de matériels de mesures plus onéreux pour faire des mesures par intensimétrie selon les normes ISO 9614, parties 1 ou 2.

- Le bruit solidien des composants, notamment du moteur, n'est pas un paramètre couramment mesuré. Une possibilité expérimentée au CETIM consiste à comparer les puissances acoustiques obtenues avec deux configurations différentes :
  - moteur seul (+charge silencieuse),
  - moteur sur coque (+ charge silencieuse).

et à caractériser le bruit solidien par la différence des deux niveaux.

### ***Paramètres aérauliques***

- En absence de procédures normalisées dédiées aux tondeuses, les constructeurs ont recours aux méthodes générales. Les publications sur les tondeuses mentionnent le tube de Pitot et les anémomètres de différents types. Une variante moins courante a été mise en œuvre au CETIM (et ailleurs) ; elle consiste à établir une cartographie de la dépression sous la lame grâce à un plateau tournant dans le plan du sol, équipé d'une multitude de tubes de Pitot.
- Une méthode assez simple pour visualiser les écoulements de manière qualitative consiste à fixer des bouts de fils au bord de la coque ou dans le canal d'éjection. Elle est couramment utilisée par les constructeurs.

### ***Rendement et qualité de coupe***

Comme mentionné déjà au chapitre précédent il existe deux procédures normalisées pour caractériser le rendement d'une tondeuse :

- la norme DIN 1873 est dédiée aux performances mécaniques générales des tondeuses à lame rotative et conducteur à pied. Elle décrit en particulier une méthode qui ramène la surface tondue en m<sup>2</sup> au temps nécessaire en heures ("Flächenleistung"). Par ailleurs, le dispositif de ramassage est évalué par la quantité d'herbe en litre effectivement collectée.
- la norme NF 415-182 évalue la performance de ramassage par une densité, à savoir la masse d'herbe ramassée sur le volume utile de réceptacle (en gramme/litre).

La qualité de coupe, notion plus subjective, n'a pas encore fait l'objet de normalisation. Aux USA, l'OPEI (Outdoor Power Equipment Institute) est en train de mettre au point une procédure dont le dernier projet (mars 2000) distingue 13 critères différents que les membres d'un jury doivent apprécier sur une échelle de 0 à 10.

## 2.1.4 Les principes de la conception silencieuse

Confronté à la nécessité d'améliorer d'un point de vue acoustique la conception d'un composant mécanique ou d'une machine complète, le concepteur dispose a priori de trois types d'actions qui peuvent être combinées et cumulées. Mais bien entendu, ces actions ne peuvent être entreprises qu'après une hiérarchisation initiale fixant l'ordre des priorités et le dosage optimal des gains visés.

Les possibilités du concepteur sont les suivantes :

### *Mise en œuvre de moyens "passifs"*

Il s'agit d'actions qui ne modifient en rien les mécanismes de génération du bruit ; elles consistent à :

- empêcher la propagation et le rayonnement des bruits (découplage vibratoire du moteur et de la lame, cartérisation partielle ou complète ...),
- ou à dissiper l'énergie vibroacoustique (amortissement par matériaux viscoélastiques, absorption par matériaux poreux).

Ces actions posent les problèmes suivants : difficultés d'alignement et de centrage du moteur, poids supplémentaires, encombrement, tenu des matériaux dans le temps ...

### *Mise en œuvre de moyens "actifs"*

Les moyens actifs agissent à la source. Sans supprimer les mécanismes de génération ils réduisent les bruits produits (modification du profil de lame, optimisation de la combustion des moteurs...).

Ces actions nécessitent déjà des efforts plus substantiels de R & D que les précédentes.

### *Changement de concept*

C'est l'action la plus radicale, nécessitant généralement la reconception complète de l'objet. Il s'agit de remettre en cause le principe fonctionnel même auquel est lié le mécanisme de génération du bruit à réduire et de choisir un principe qui engendre moins de bruit (coupe par cisaillement à la place de coupe par impact ...).

Si ces principes sont effectivement connus de certains constructeurs ils ne semblent pas être pratiqués dans la majorité des entreprises. A la place d'une prise en compte méthodique au bureau d'étude dès les premiers stades du processus de conception on observe plutôt des approches par tâtonnements qui débutent lorsqu'un prototype est disponible.

## 2.2 Chiffres récents

Dans le contexte de préparatifs pour la mise en œuvre de la Directive 2000/14/CE plusieurs collectes de données ont été réalisées par les différents acteurs concernés. Nous en présentons quatre ici.

### 2.2.1 Collecte de données EGMF

L'EGMF a réalisé une enquête très complète auprès de ses membres couvrant les ventes de l'année 1999. Elle recense par type, par taille et par modèle de machine :

- les chiffres de vente,
- les puissances acoustiques mesurées,
- les puissances acoustiques déclarées.

Une synthèse réalisée selon notre demande nous a été communiquée par l'EGMF. Cette synthèse ne retient que les valeurs mesurées. Pour chaque type de machine les données ont été classées selon la largeur de coupe des matériels en 4 groupes. Dans chaque groupe la valeur moyenne des niveaux de tous les modèles a été calculée ensuite.

Bien entendu, cette méthode a ses faiblesses :

- elle ne pondère pas les niveaux en fonction des chiffres de vente de chaque modèle,
- lorsqu'il y a peu de modèles dans un groupe (comme c'est le cas pour les grandes machines) il suffit de quelques points "atypiques" pour fausser déjà la vue d'ensemble,
- on n'a pas d'informations sur la dispersion des niveaux dans chaque groupe.

Puisqu'elle permet tout de même de tirer quelques conclusions intéressantes nous présentons les résultats dans la figure 4.

Les valeurs grisées qui correspondent aux catégories numériquement dominantes (voir chapitre 1.2) sont particulièrement fiables puisque la moyenne est calculée sur un nombre de modèles important.

Type	Moteur	Ramassage	<= 50 cm	50 à 70 cm	70 à 120 cm	> 120 cm
A lame rotative	thermique	oui	95,5	99,1	99,9	102,0
A lame rotative	thermique	non	94,5	98,6	98,8	103,9
A lame rotative	électrique	oui	90,4	-	-	-
A lame rotative	électrique	non	95,1	-	-	-
A coussin d'air	thermique	non	95,8	99,2	-	-
A coussin d'air	électrique	oui	92,3	-	-	-
A coussin d'air	électrique	non	95,5	-	-	-
A cylindre	thermique	oui	94,1	96,6	98,6	100,6
A cylindre	thermique	non	-	-	99,2	102,6
A cylindre	électrique	oui	91,2	-	-	-
<b>Limites de la phase I</b>			<b>96</b>	<b>100</b>	<b>100</b>	<b>105</b>
<b>Limites (indicatives) de la phase II</b>			<b>94</b>	<b>98</b>	<b>98</b>	<b>103</b>

Figure 4: Niveaux de puissance acoustique pondérés A, moyennés par groupe de largeurs de coupe

(source: EGMF 1999)

On constate alors :

- beaucoup de chiffres frôlent les limites réglementaires prévues en phase I de la Directive. Compte tenu de la dispersion statistique autour de la moyenne, cela signifie qu'une fraction approchant les 40 à 50 % des modèles se situe au-dessus de cette limite,
- avec 90,4 dBA les petites tondeuses électriques ( $\leq 50$  cm) avec ramassage constituent l'exception majeure. Une analyse plus détaillée de ce segment donne des chiffres suivants :

Type	Part de marché	Niveau moyen de puissance acoustique
Alimentation par batterie	7 %	85,5 dBA
Secteur (moteur universel)	23 %	93,3 dBA
Secteur (moteur asynchrone à induction)	70 %	90,3 dBA

La qualité du moteur a un effet significatif sur le bruit global de ces tondeuses, ce qui montre bien que même pour les tondeuses électriques le moteur est encore une source déterminante de bruit.

- la valeur élevée de 95,1 dBA pour les petites tondeuses électriques ( $\leq 50$  cm) sans ramassage est surprenante mais s'explique peut être par le nombre très faible de machines (de bas de gamme ?) qui n'est que de 1 % de la catégorie précédente,
- les tondeuses à cylindre sont systématiquement un peu moins bruyantes que leurs homologues à lames rotatives, surtout lorsqu'on considère celles qui sont équipées de moteurs électriques (qui représentent de surcroît une fraction non négligeable du marché).

Pour les coupe-gazon/coupe-bordures les niveaux mesurés sont les suivants :

Largeur de coupe	20 cm	25 cm	30 cm
Niveaux de puissance acoustique moyens	91 dBA	92,3 dBA	93,5 dBA
min/max	90/92 "	90/95,5 "	92,1/94,7 "

(source : présentation D. LAMBERT, Spellbrook 17/05/01)

Dû à la faible stabilité de l'outil de coupe la dispersion des valeurs est un peu plus importante que pour les tondeuses. Certains de ces matériels doivent être déjà corrigés pour respecter la limite de la phase I (8 modèles sur 28 disponibles, représentant 1 million des 1,5 millions d'unités fabriquées/an).

## 2.2.2 Etude UBA

L'office fédéral allemand pour l'environnement UBA (Umwelt-Bundesamt) a fait réaliser en 2001 une campagne de mesures sur 32 modèles actuellement commercialisés afin de contrôler leur niveau de puissance acoustique globale à la vente. Ces mesures, réalisées par le LGA Bayern ont révélé un dépassement des limites légales actuelles (valeurs reprises dans la Directive 2000/14/CE pour la phase I) par une majorité des machines (80 %).

## 2.2.3 Etude Ministère Français de l'Environnement

Le ministère français de l'environnement (M. MOTTARD, Service de l'Environnement Industriel) a financé en 2001 au CETIM Senlis l'étude d'un lot de 9 tondeuses thermiques à lames rotatives ; largeur de coupe 46 à 55 cm. Elle avait un double but :

- déterminer les puissances acoustiques globales des tondeuses,
- analyser et hiérarchiser pour chaque tondeuse les sources partielles.

Dans la première partie sont apparus des dépassements vis à vis des limites actuelles pour 4 machines, toutes de petite largeur de coupe ( $\leq 50$  cm).

La hiérarchisation des sources partielles a montré que pour les largeurs  $\leq 50$  cm la source principale est tantôt le moteur thermique tantôt la coque (ce qui explique l'avantage des tondeuses électriques observées dans la figure 4), tandis que pour les largeurs  $> 50$  cm c'est clairement la lame. La figure 5 montre schématiquement la tendance générale de puissances partielles en fonction de la largeur de coupe. Pour les grandes machines il ne suffit plus de considérer les 3 sources élémentaires, puisqu'il y a d'autres mécanismes (courroies, engrenages ...) dont le bruit peut émerger.

Remarque : les chiffres ainsi collectés caractérisent bien le marché à un moment donné et l'appréhension et l'interprétation des limites légales par les fabricants. Il faut bien se garder de les considérer comme le reflet d'un état de l'art ou d'une limite technologique.

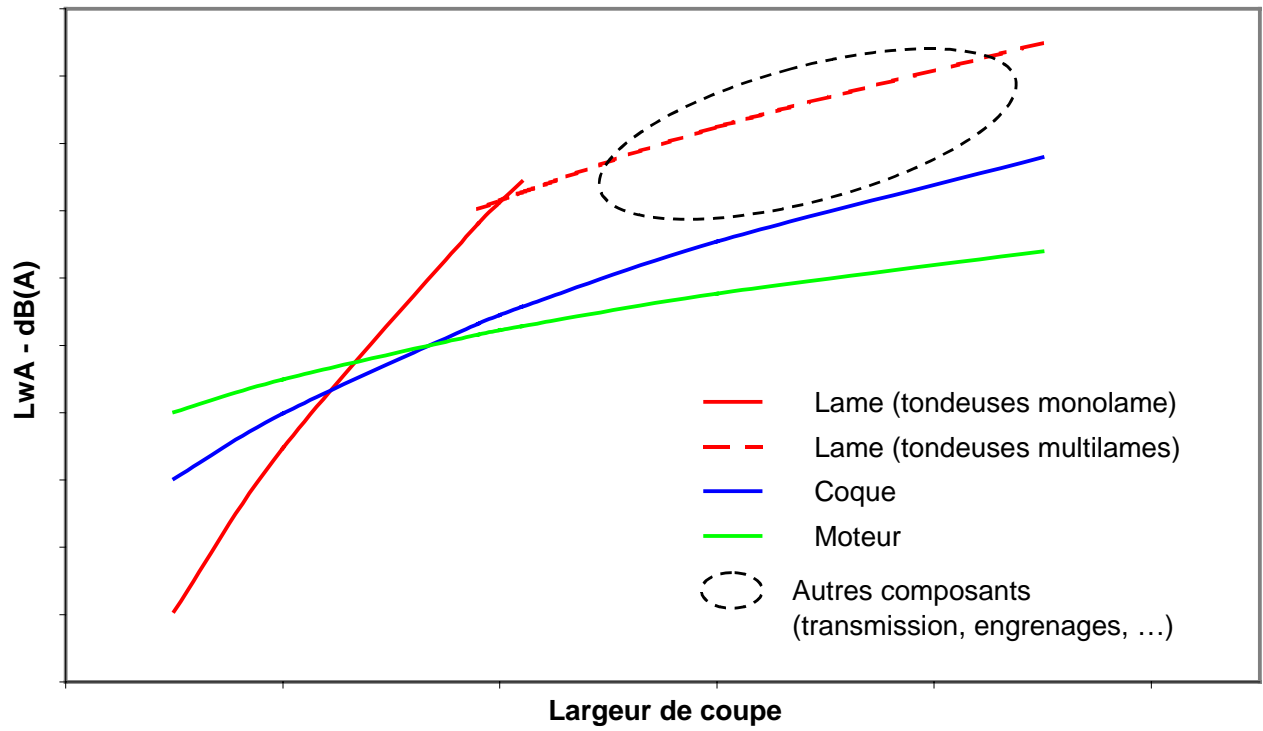


Figure 5 : Evolution schématique des puissances partielles en fonction de la largeur de coupe

## 2.2.4 Etude OPEI sur la qualité de coupe

Afin d'évaluer la corrélation entre la qualité de coupe et la vitesse de rotation (et donc le bruit) l'OPEI a organisé en 2001 une campagne d'essais mettant en œuvre la procédure mentionnée déjà au chapitre 2.1.3. Quatre constructeurs américains ont participé à cette action avec 8 machines de la catégorie 70 à 120 cm et 1 machine encore plus grande (183 cm).

Chaque modèle a été évalué pour les réglages suivants :

- ① vitesse pratiquée aux USA,
- ② vitesse pratiquée en Europe pour le respect de la Directive 84/538
- ③ vitesse limite pour le respect de la Directive 2000/14 – phase I
- ④ vitesse limite pour le respect de la Directive 2000/14 – phase II

Il apparaît clairement que la qualité de coupe (note moyenne de l'ensemble des critères, échelle de 0 "mauvais" à 10 "excellent") baisse au fur et à mesure que l'on réduit la vitesse.

Au réglage ① les notes se situent entre 7 et 8, elles descendent à 5 environ, pour le réglage ③. Pour cette valeur commencent à apparaître des réclamations de la clientèle.

Le passage de ③ à ④ qui correspond à une réduction du bruit de 2 dBA par rapport à la phase I de la Directive, entraîne une baisse (moyenne) des notes de :

- 1.0 pour le mode éjection sans ramassage
- 1.6 pour le mode éjection avec ramassage
- 1.4 pour le mode mulching

La dégradation la plus forte est donc observée en mode ramassage qui domine en Europe.

La figure 6 illustre les tendances générales et les dispersions des notes individuelles pour 2 modèles de tondeuses.

Ces essais montrent bien que dans la plupart des cas il ne suffit pas de réduire la vitesse de rotation pour rendre le matériel conforme avec la phase II de la Directive, sans pertes de performances.



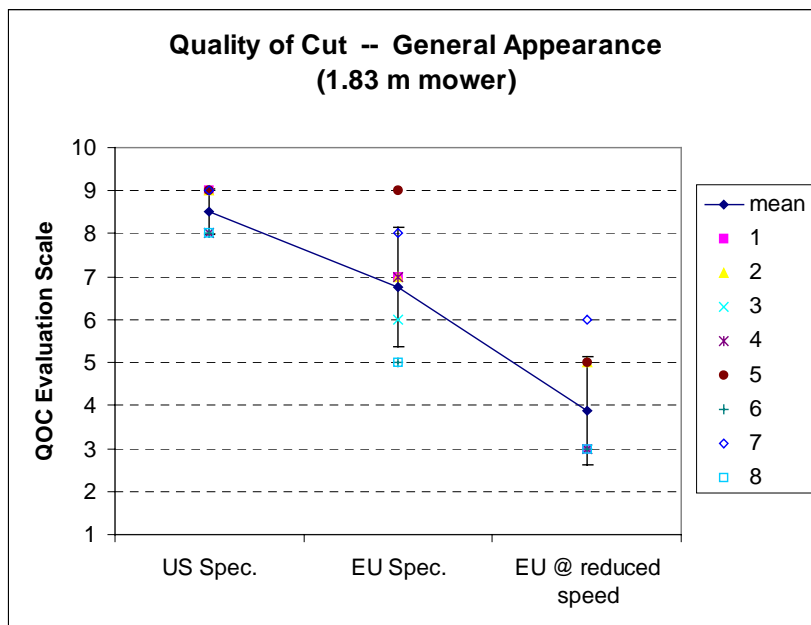
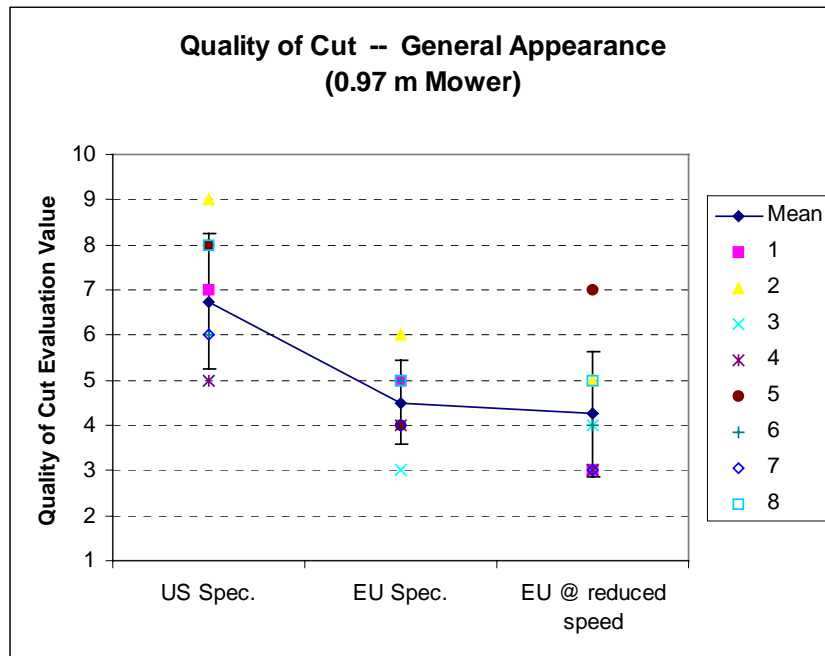


Figure 6 : Evaluation de la qualité de coupe pour 3 réglages de vitesse (①, ② et ④).

## 2.3 Publications disponibles

Deux sources de données ont été explorées, couvrant approximativement la période des 30 dernières années :

- bibliographie générale (articles de revues, de congrès, rapports techniques),
- brevets d'invention.

### 2.3.1 Bibliographie

Les banques de données consultées ont été les suivantes : CETIM (serveur CETIM) COMPENDEX, METADEX, ISMEC, INSPEC, NTIS, MOBILITY (SAE).

Bien que les premiers travaux (réalisés pour BRIGGS & STRATTON) remontent aux années 50 [1], [2], il faut attendre les années 70 pour trouver des publications beaucoup plus nombreuses. Les principaux foyers de cette recherche sont alors :

- Ohio State University, USA [3 à 10], où des générations de thésards ont étudié tout particulièrement le bruit des lames.
- quelques autres instituts aux USA : MIT, Georgia Institute of Technology ... [11 à 15],
- le CSIRO (Commonwealth Scientific and Industrial Research Organization) en Australie [16 à 19] où a vu le jour notamment le brevet sur la tondeuse Vortex.

L'activité de recherche et de publication s'est encore intensifiée en début des années 80 dans le contexte de la préparation de la première directive européenne sur le bruit des tondeuses.

Ces travaux ont été réalisés presque exclusivement en Allemagne où l'UBA a financé bon nombre d'études, en particulier celle de l'Institut für Baumaschinen u. Baubetrieb de l'Université Technique de Aix-la-Chapelle.

Ces travaux [20 à 25] couvrent :

- le développement d'une méthode de mesure,
- la définition du plancher artificiel,
- l'analyse des sources de bruit des différents types de tondeuses,
- la recherche de solutions pour la réduction.

Au début des années 90 une très nette accalmie s'observe. Quelques publications traitent des aspects particuliers de la mesure du bruit des lames [26], et du bruit solidien des moteurs [28,29]. La technique du contrôle actif [27] est explorée et les premières tentatives d'utilisation de codes de calcul nouveaux pour la prévision des phénomènes aérodynamiques sont documentés [30].

## 2.3.2 Brevets

Les brevets relatifs au bruit des tondeuses à gazon et autres matériels de jardinage ont été recherchés sur la base WPIL (World Patent Index Lastest).

La recherche a été orientée à partir de noms de constructeurs de matériels de jardinage d'une part, et à l'aide de mots-clefs d'autre part.

La recherche de base a été menée en croisant les termes "tondeuse" ou "trimmer" avec "bruit" (noise\* ou acoustic\* ou sound\*) et avec "lame" (cutter\* ou blade\*). Les autres mots clefs ont permis de restreindre le nombre de documents à analyser.

Sur l'ensemble des brevets recensés, 37 ont été retenus pour leur rapport direct avec les problèmes de bruit des matériels de jardinage. Sans être exhaustive, cette sélection permet toutefois de connaître les tendances des trente dernières années, tant au niveau des domaines techniques abordés qu'au niveau de l'évolution des recherches dans le temps.

Le graphique de la figure 7 présente le nombre de brevets déposés en fonction du domaine technique traité.

On relève une forte dominance des recherches relatives à la géométrie des lames, c'est-à-dire essentiellement celle des déflecteurs. Sont présentés les déflecteurs perforés, en forme de peigne, à angle variable par rapport au plan de coupe.

L'encoffrement acoustique du moteur est la deuxième voie explorée par les constructeurs de tondeuses, suivie par la mise au point d'outils de coupe particuliers. Les autres thèmes cités sont de moindre importance vis-à-vis du nombre de brevets déposés.

Le brevet concernant le VORTEX Mower mérite toutefois d'être mentionné pour son originalité. La solution décrite, qui repose sur une analyse du champ de pression sous la coque de la tondeuse, est la première à proposer une séparation des fonctions "coupe" et "éjection" de l'herbe.

Géométrie de lames	11
Capotage moteur	7
Outils de coupe avec 2 lames ou plus	5
Fil pour coupe-bordure	3
Isolation vibratoire du moteur	2
Coque conçue comme capot de lame	2
Silencieux d'échappement	2
Déviations de l'échappement sous la coque	2
Lames faucilles	1
Pilotage régime moteur	1
Vortex Mower	1

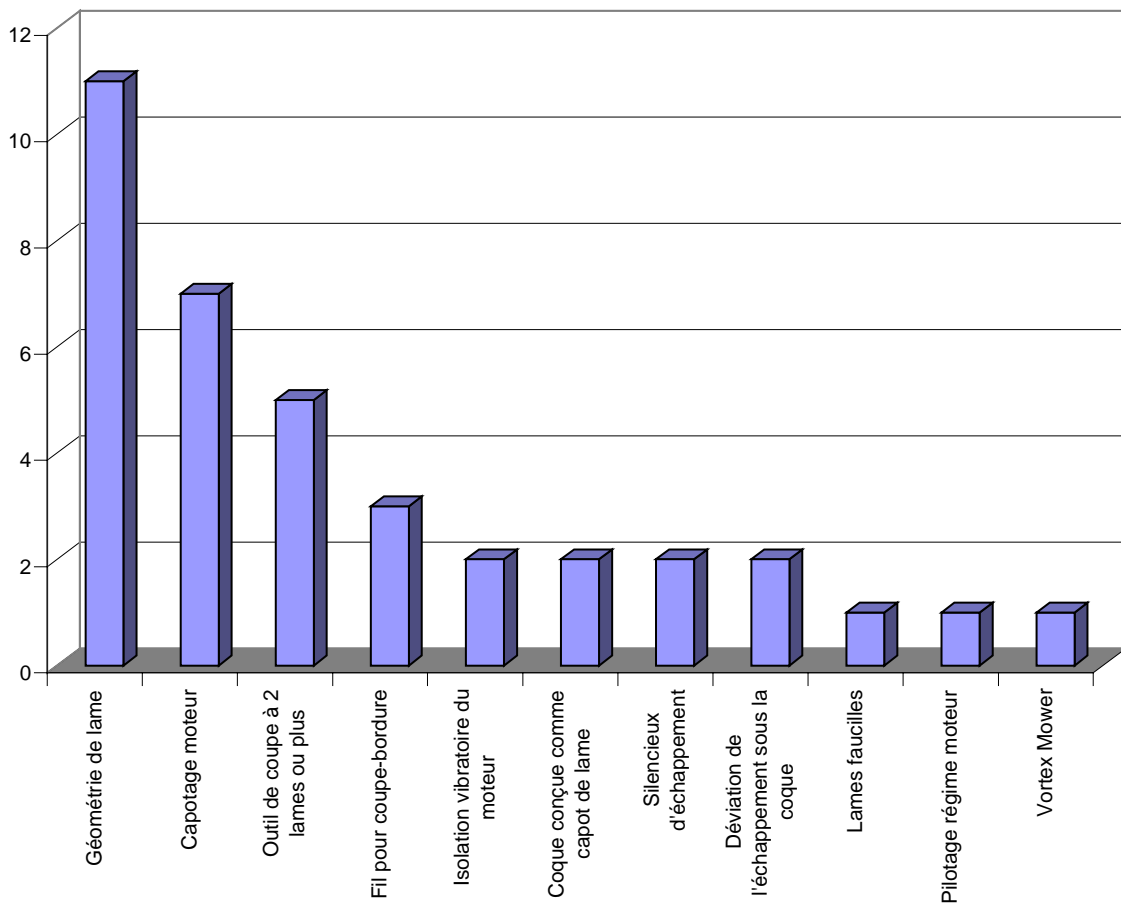


Figure 7: Nombre de brevets par thème

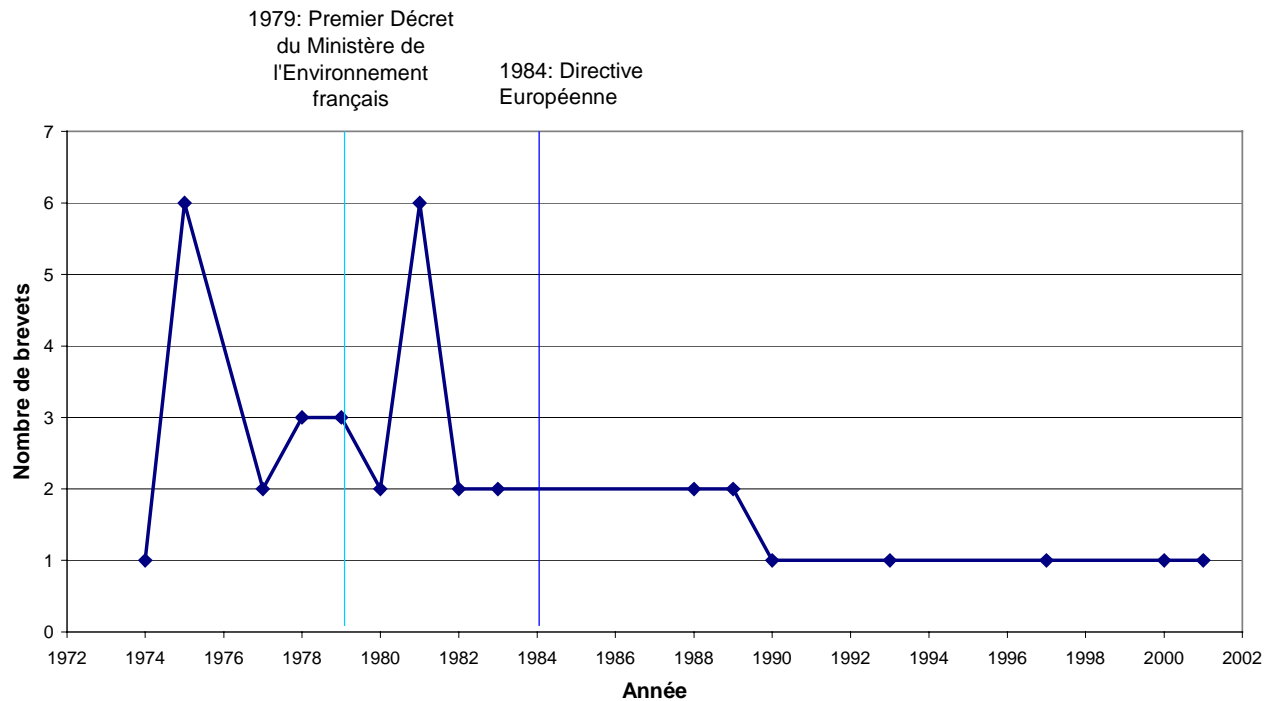


Figure 8 : Nombre de brevets par année

L'évolution du nombre de brevets déposés au fil des ans, mise en parallèle avec les dates de parution des premiers décrets relatifs au bruit, est tracée dans la figure 8. Elle souligne l'effet moteur de ces décrets sur les recherches de conception silencieuse. On constate sans surprise que les constructeurs ont augmenté leurs efforts de recherche et de dépôts de brevets peu avant la mise en place de cette nouvelle réglementation.

Les 15 dernières années sont caractérisées par une fréquence réduite de publications aussi bien dans le domaine des brevets que des articles et rapports techniques. L'effort s'est apparemment porté sur d'autres sujets, comme par exemple la sécurité.

## 3. Evolutions techniques récentes

Un regard sur l'évolution technique du passé récent permet souvent de repérer des tendances nouvelles et prometteuses et parfois de deviner plus facilement ce que pourraient être les développements possibles dans le futur proche !

Dans le domaine des tondeuses on conclura qu'il y a eu une multitude de petites améliorations mais pas de grand pas en avant. Dans le domaine connexe de la connaissance des écoulements (ventilateurs, turbomachines) en revanche, la progression semble plus marquée et on peut espérer à terme une répercussion bénéfique sur les tondeuses.

### 3.1 Domaine des tondeuses et des coupe-gazon/coupe-bordures

#### 3.1.1 Maîtrise des composants

Des progrès certains ont été réalisés dans l'optimisation et la réduction du bruit des composants.

- Les moteurs thermiques, souvent première source de bruit il y a 5 à 10 ans encore, ont cédé cette place aux lames dans les grandes largeurs de coupe. Des gains de plusieurs dBA ont été obtenus en agissant sur les éléments suivants :
  - silencieux d'échappement (optimisation des cavités),
  - arbre à came (meilleurs profils, engrenage en plastique),
  - ventilateur de refroidissement (profil des aubes).
- Une coque "sandwich" (paroi double avec acier à l'extérieur – ABS à l'intérieur) a été commercialisée (KYNAST), affichant une réduction de 2 dBA. De manière générale les coques ont reçu des profils très progressifs, surtout dans un souci de bon ramassage ; parfois un ventilateur complémentaire est prévu pour renforcer les performances de ramassage (brevet Vortex, système triplex de WOLF). L'efficacité de ces éléments, si elle existe, n'est pas notoire pour l'instant ; certains ont déjà été abandonnés depuis leur mise sur le marché.

Un montage "élastique" du moteur sur la coque est pratiqué par différents constructeurs (ELECTROLUX, Outils WOLF) qui annoncent une réduction de l'ordre du dBA grâce à cette technique.

- Les lames subissent des améliorations constantes, sans que l'on assiste pour autant à des sauts technologiques. Le gisement d'idées observé dans les années 70 et 80 n'a apparemment pas laissé beaucoup de traces. La plupart des lames sont d'une grande simplicité (limitation des coûts oblige ....) et il n'y a que quelques constructeurs proposant des lames de profils complexes (SABO, HARRY ...).

Une nouveauté originale qui n'a pas seulement été brevetée mais aussi commercialisée est le fil non lisse (mais selon les brevets, rugueux, torsadé, ondulé ou annelé) pour coupe-gazon et coupe-bordures à fil qui réduit le bruit de l'outil de plusieurs dBA.

### 3.1.2 Changement de concept

Peu d'exemples existent mais on doit en mentionner deux :

- le développement général des technologies alternatives de coupe a trouvé une nouvelle application grâce à la tondeuse au laser (WOLF Gartengeräte). Présent en 2000 ce système reste au stade expérimental avec au moins deux problèmes majeurs à résoudre, la consommation électrique et le prix.
- la tondeuse robot (HUSQVARNA, Friendly Robotics) n'a plus besoin de conducteur. Dans une zone à tondre délimitée par un fil elle coupe toute seule (mulching) selon un parcours aléatoire, tout en évitant les obstacles. La largeur de coupe de 55 cm est obtenue avec 3 petites lames de 19,5 cm. Là aussi les inconvénients majeurs sont l'alimentation par batteries (2,5 h max. d'autonomie, poids des batterie 14 kg) et le prix qui est celui d'un petit tracteur.

### 3.1.3 Méthodes d'analyse

- l'analyse du bruit solidien du moteur a fait l'objet d'études systématiques et de mise au point d'une méthode de mesure [25, 29],
- la visualisation de l'écoulement d'air sous la coque est pratiquée depuis longtemps grâce à l'utilisation de traceurs divers. L'utilisation d'une technique plus moderne utilisant la vélocimétrie Doppler à laser a été mentionnée récemment [30].

### 3.1.4 Maîtrise de la production

Bien avant que la notion de valeur garantie soit apparue dans la discussion autour de la Directive 2000/14/CE, le problème de la dispersion des vitesses des moteurs thermiques a déjà préoccupé les constructeurs de tondeuses. Car au moins pour les petites largeurs de coupe, là où le bruit du moteur domine, la dispersion du niveau de bruit global est due souvent exclusivement à la difficulté de maîtriser la vitesse du moteur.

Les constructeurs de moteur admettent eux-mêmes un écart-type de la production de 60 à 90 tr/mn selon le système de régulation utilisé (mécanique ou pneumatique) qui correspond à un écart-type du niveau de bruit de 0,5 à 1 dBA. Le seul progrès que l'on peut constater aujourd'hui est une prise de conscience chez les motoristes, mais les améliorations proposées restent peu ambitieuses ; même avec un écart-type réduit à 60 ou 50 tr/mn le moteur reste la première cause de dispersion.

Les constructeurs de tondeuses ont tous commencé des campagnes de mesures systématiques afin d'évaluer les dispersions de leurs productions. L'ordre de grandeur qui est souvent cité comme valeur plancher de l'écart type total est de :

- 0,5 dBA pour les tondeuses électriques
- 1,0 dBA pour les tondeuses thermiques
- 1,5 dBA pour les coupe-gazon/coupes-bordures

L'incertitude liée à la mesure proprement dite fait également l'objet d'analyses, à la fois chez les constructeurs (répétabilité) et entre organismes de mesure : un round robin test a été réalisé en 2001 en marge de l'étude systématique financée par l'UBA. La mesure de 6 tondeuses par 3 laboratoires différents a montré un écart type de reproductibilité de 1,8 à 2,0, voir 2,5 dBA.

## 3.2 Domaines connexes

### 3.2.1 Conception silencieuse

Les règles pour la réduction du bruit et la conception de machines silencieuses, connues pendant longtemps des seuls spécialistes et publiées de façon fragmentaire ici et là, ont été réunies et synthétisées. Le fruit de ce travail est une véritable méthodologie qui s'adresse plus particulièrement aux concepteurs et moins aux acousticiens : ISO/TR 11 688-1 et -2 (1995) Recommended practice for the design of low-noise machinery and equipment. Part 1 : Planning. Part 2 : Introduction into physics of low-noise design.

Des progrès ont également été faits dans les techniques de réduction du bruit :

- un regain d'intérêt pour la technique de cartérisation s'est manifesté dans différents domaines :
  - élaboration de nouvelles normes (ISO 15667 (1998) Guidelines for noise control by enclosures and cabins),
  - développement de logiciels de dimensionnement et d'optimisation acoustique et thermique (CETIM-Capot),
  - mise en œuvre sur des petits moteurs thermiques (HATZ, TECUMSEH...).
- le contrôle actif qui, pour réduire le bruit d'une source utilise une 2<sup>ème</sup> source de bruit ("anti-bruit") est une technologie très efficace pour atténuer des sons purs en basse fréquence. Expérimentée la première fois dans le domaine des tondeuses (coque à 3 lames de tondeuse autoportée TORO [27]) elle a permis un abaissement de 15 à 18 dB pour les raies en-dessous de 200 Hz. Cette technique continue à faire l'objet de recherches, en particulier sur les actionneurs, mais sa mise en œuvre reste encombrante et onéreuse.

### 3.2.2 "Design" acoustique

L'étude des effets subjectifs est devenu une branche importante de l'acoustique technique. De fortes avancées sont réalisées actuellement surtout dans l'industrie automobile où la notion de "qualité acoustique" est utilisée jusqu'à la caractérisation de composants et à la création de sonorités perçues positivement par l'utilisateur et permettant l'identification du produit.

Des méthodes particulières ont été mises au point pour l'analyse :

- description des phénomènes (paramètres psycho-acoustiques)
- mesure (enregistrement par tête artificielle ...)
- évaluation (jury d'écoute)

### 3.2.3 Dynamique des fluides

Depuis longtemps les lois de la mécanique des fluides sont utilisées pour mieux comprendre le comportement des ventilateurs et turbomachines et pour augmenter leur rendement grâce à des formes optimisées. De nature très complexe, les calculs exacts sont quasiment impossibles et des approximations étaient la règle jusqu'au jour où des outils informatiques sont apparus, plus adaptés au calcul précis et aux itérations successives. Les premiers codes de calcul étaient encore très lourds et réservés à des applications particulières (industries militaires, nucléaires...). Depuis quelques années ce domaine évolue fortement et des codes plus accessibles de CFD (Computational Fluide Dynamics) sont apparus :

- FLUENT
- TASKFLOW
- FLOWVISION

Dans les travaux très prometteurs récents et/ou en cours on assimile l'ensemble coque-lame(s) à une turbomachine type ventilateur centrifuge et on cherche à optimiser les écoulements grâce à ces outils.

Chez EHP l'application du code FLUENT à permis de supprimer la recirculation sous la coque et d'améliorer ainsi les performances de la machine [30]. Au CETIM on cherche à faire un pas de plus et à prendre en compte dans une telle démarche également l'aspect bruit (grâce au code HARMONY).

## 4. Conception de tondeuses silencieuses

### 4.1 Possibilités et conditions de progrès

Afin de mieux cerner les possibilités d'une réduction supplémentaire du bruit des tondeuses à gazon ainsi que les conditions d'un tel progrès, nous examinerons :

- les éléments sur lesquels on peut agir,
- les paramètres qui ont une influence sur le bruit,
- les solutions envisageables et les contraintes,
- les gains potentiels.

Nous avons retenu prioritairement les solutions qui ne nécessitent pas un changement fondamental de concept car à l'échelle de la période visée par l'étude (phase I de la Directive) on ne peut pas s'attendre à la généralisation des 2 ou 3 approches nouvelles fondées sur des principes différents.

#### 4.1.1 Optimisation/choix des composants

##### *Le moteur*

Le moteur à combustion interne constitue la source prédominante seulement pour les tondeuses de petite largeur de coupe, typiquement  $\leq 40$  à  $45$  cm ; une réduction exclusive du bruit de moteur ne bénéficiera qu'à cette catégorie de matériels.

Pour agir sur le bruit des moteurs il y a principalement deux approches :

- encoffrement du moteur

Le fabricant de tondeuses peut tenter de donner une fonction acoustique aux habillages du moteur qui existent généralement pour des raisons esthétiques et de sécurité, mais les résultats risquent d'être aléatoires. La conception d'un capot intégré nettement plus efficace est plutôt l'affaire du motoriste mais une coopération entre fournisseur de composants et intégrateur peut être fructueuse. Gain : jusqu'à 3 dBA environ sur la puissance acoustique partielle du moteur rayonnée directement, pas d'effet sur le bruit solidien.

- réduction du bruit à la source

Elle est l'affaire exclusive du fabricant de moteurs et chez les principaux motoristes on observe effectivement quelques activités dans ce domaine mais qui sont souvent subordonnées à la recherche plus actuelle de réduction des émissions polluantes : changement de technologie générale des moteurs (disposition de l'arbre à came et des soupapes, contrôle de la carburation ...), optimisation des composants (silencieux d'échappement ...), choix des matériaux. Par ailleurs il y a depuis peu de temps des projets visant à réduire la dispersion de la production.

Les gains que l'on peut attendre ne dépasseront peut-être pas quelques dBA mais ils sont en partie cumulables avec les réductions obtenues par encoffrement.

## ***La lame***

Le bruit de la lame, assimilable à celui d'un ventilateur, augmente avec la vitesse de rotation et avec la largeur de coupe ; il devient souvent dominant à partir de 45 à 50 cm environ.

Le profil de la lame joue un rôle important dans la génération du bruit, ce qui explique que depuis les années 50 une variété impressionnante de formes a été étudiée, aussi bien par les constructeurs de tondeuses que par les motoristes. Les variations les plus couramment répertoriées concernent les aspects suivants :

- lames droites, courbées, en S, à 4 branches. Variantes utilisant un disque muni d'éléments coupants,
- déflecteurs : hauteur, largeur, inclinaison (par rapport au plan de coupe et/ou par rapport au rayon), emplacement sur la lame,
- bord de fuite : largeur, angles, perforation ...

Le potentiel dans ce domaine n'est pas encore épuisé, à condition d'accepter un coût de fabrication et d'entretien plus élevé. Mais si des gains sont effectivement possibles sur le niveau de bruit il y a toujours un risque de perte d'efficacité mécanique et/ou aéraulique et des études assez fines sont nécessaires pour arriver au bon dosage.

Par ailleurs, beaucoup de profils intéressants sur le plan acoustique ont des inconvénients en exploitation (colmatage de trous ou de fentes ...).

Gains escomptables :    - insignifiant pour les petites largeurs de coupe,  
                                  - jusqu'à 3 dBA environ pour les grandes largeurs.

## ***La coque***

Le rayonnement de bruit par la coque est proportionnel à sa surface ; il augmente alors avec la largeur de coupe et à partir de 45 à 50 cm il constitue souvent la deuxième contribution (après la lame).

Les techniques classiques de réduction du bruit applicables à la coque consistent à augmenter l'amortissement (soit par le choix des matériaux, soit par revêtements viscoélastiques) ou à agir sur le rapport masse/raideur de la structure. Dans les deux cas il s'agit d'actions relativement complexes et donc onéreuses pour des gains somme toute limités tant que les autres composants ne sont pas optimisés.

### ***L'assemblage lame-coque***

Nous l'avons déjà dit au chapitre 2.1, ce que l'on appelle de manière un peu floue "bruit de lame" est en réalité fortement conditionné par les interactions entre lame et coque. En absence de coque une lame de tondeuse en rotation engendre un bruit qui est de 6 à 12 dBA plus faible.

Le potentiel de réduction que l'on devine à ce niveau n'est pratiquement pas exploité aujourd'hui car les mécanismes responsables de la génération des bruits aérodynamiques sont très complexes et les paramètres déterminant le bruit ont un lien étroit avec les performances de la tondeuse. L'optimisation de l'ensemble lame-coque telle qu'elle est pratiquée aujourd'hui est exclusivement empirique, faute d'outils de prévision et de simulation par calcul. Les champs des pressions instationnaires sous coque et les phénomènes d'interactions lame-coque commencent seulement à faire l'objet de recherches et il faudra attendre encore 2 à 3 années avant que les outils incorporant également l'aspect bruit soient disponibles.

L'optimisation des formes grâce à ces outils nouveaux devrait permettre des réductions de 3 à 4 dBA environ du bruit de lame.

### ***Ejection et ramassage***

L'éjection efficace de l'herbe coupée nécessite une ouverture (latérale ou arrière) dans la coque, qui, à priori n'est pas favorable à la réduction du bruit. C'est l'une des raisons pour lesquelles le bruit des tondeuses de type "mulching" est plus bas.

En cas de ramassage de l'herbe un traitement "acoustique" du conduit de sortie et/ou du bac peut en partie compenser cette faiblesse mais il faut rester vigilant pour que la réduction de bruit ne se fasse pas au détriment de l'efficacité de ramassage (sections de passage réduites et devenues insuffisantes).

## 4.1.2 Autres améliorations potentielles

- Dans la méthodologie générale de conception silencieuse des machines les techniques d'assemblage jouent un rôle important car elles conditionnent souvent la propagation des énergies vibroacoustiques entre composants. Dans le domaine des tondeuses c'est principalement la fixation du moteur sur la coque qui a fait l'objet de recherches. La désolidarisation, tentée ici et là, reste nécessairement très relative, mais les constructeurs qui la pratiquent mentionnent des gains de l'ordre d'un dBA.
- Le choix des matériaux, en particulier pour la coque, ne semble pas un paramètre significatif mais les études comparatives sont difficiles, faute de coques de géométries rigoureusement identiques et en matières différentes (acier, fonte d'alu, plastique). Dans les rares cas où la coque est un "radiateur" dominant il peut être utile de l'amortir par des matériaux viscoélastiques ou envisager même une coque en tôle sandwich.
- Le design global est fortement conditionné par des aspects de fonctionnalité, ergonomie, sécurité, esthétique ... laissant peu de latitude à l'acousticien. Optimiser l'ensemble des paramètres ayant un effet sur le bruit et assurer l'équilibre des sources partielles sont des questions complexes mais pourraient fournir pour beaucoup de tondeuses des gains de 2 à 3 dBA.
- Le paramètre déterminant pour le bruit d'une tondeuse est généralement la vitesse de rotation de l'outil de coupe. Pour les lames rotatives l'expérience montre qu'autour de 3 000 tr/mn la variation du bruit est d'environ 1 dBA par 100 tr/mn (l'énergie acoustique d'un ventilateur auquel on peut assimiler la lame varie en théorie avec la puissance 5 à 6 de la vitesse de rotation). Il s'agit là d'une tendance moyenne qui n'exclut pas des "accidents" à certains régimes. Puisque ce potentiel de réduction a été exploité déjà dans le passé (1<sup>ère</sup> directive européenne pour les tondeuses) il n'y a souvent plus beaucoup de marge pour réduire encore plus la vitesse.

## **4.2 Paramètres d'évolutions futures**

### **4.2.1 Les "freins" au progrès.**

Le manque de connaissances sur les phénomènes aéro-acoustiques liés aux interactions entre coque et lame constitue le principal frein au progrès aujourd'hui. Dans cette situation, et faute d'outils de prévision, l'approche du concepteur reste nécessairement très empirique.

En revanche, sur d'autres aspects de la réduction du bruit des tondeuses des connaissances non négligeables ont été accumulées au cours des 30 dernières années et constituent un acquis précieux. Ces connaissances sont relativement partagées car il n'y a eu que peu de brevets et la plupart sont aujourd'hui dans le domaine public, c'est-à-dire qu'on ne peut pas parler d'un monopole de connaissances.

Un autre élément peut avoir des conséquences sur l'évolution future. En effet, les constructeurs de tondeuses thermiques de faible largeur de coupe sont tributaires d'un très petit nombre de fournisseurs de moteurs, tous non-européens (BRIGGS & STRATTON, TECUMSEH, HONDA). Le marché américain, premier marché du monde, n'étant pas (encore) marqué par des critères de bruit, les priorités en R & D des motoristes ne sont pas très focalisées sur la réduction du bruit. Les associations de constructeurs, comme par exemple l'EGMF, auront un rôle important à jouer dans le dialogue avec les fournisseurs.

Pour certaines entreprises un autre frein peut être leur taille limitée et les difficultés organisationnelles et financières qui en résultent pour faire face aux efforts de R & D. Mais compte tenu de la concentration que l'on observe actuellement dans la branche, cette barrière est globalement en perte d'importance.

### **4.2.2 Les "incitations" au progrès**

Le respect de l'environnement, un sens civique ou même des effets de mode peuvent motiver certains utilisateurs à investir dans des produits silencieux.

Néanmoins l'incitation majeure restera la réglementation qui ne deviendra réellement contraignante que s'il y a contrôle et sanction. Cela est vrai aussi bien pour le fabricant vis-à-vis de la réglementation qui frappe ses produits que pour l'utilisateur final vis-à-vis de la réglementation de l'environnement et de son voisinage.

La qualité de coupe obtenue par une conception plus soignée (de même que le confort et la sécurité) constituent a priori des atouts, encore faut-il donner aux utilisateurs des éléments objectifs et quantifiables de comparaison.

### 4.3 Coût de la réduction du bruit

- Les conséquences financières de la Directive ont fait l'objet d'estimations par les représentants de la branche (A.E.A.) en Grande Bretagne. Les coûts cumulés pour les 3 principaux constructeurs anglais sont évalués approximativement à :

	Phase I	Phase II
Perte sur chiffre d'affaire	3 000 k€/an	52 000 k€/an
Coût du développement de nouveaux produits (reconception, mise en place de la fabrication)	8 750 k€	40 000 k€

Il s'agit là d'une sous-estimation du coût total car le nombre de constructeurs dominant le marché anglais est plutôt de 5 à 6.

Remarque : compte tenu des chiffres présentés ci-dessous, le coût de 40 000 k€ pour la phase II correspond à peu près à 15 à 20 modèles à renouveler entièrement, nombres qui ne paraissent pas déraisonnables pour 3 grands constructeurs.

- La société TORO de son côté estime ses pertes à 10 000 k€/an pour la phase II.
- L'estimation du coût donnée par la société J. DEERE pour la reconception et le lancement de la production d'un ensemble tracteur + coque est de 3 000 k€ (2 000 k€ pour le développement proprement dit, 1 000 k€ pour tests, certifications, outillage ...). Durée : 2 ans.
- Pour le développement d'un nouveau modèle de tondeuse à conducteur à pied HONDA annonce un coût de 2 000 k€ (R & D, investissement d'outillages ...) et une durée de 2 ans.
- Chez EHP on confirme le chiffre de 1 000 k€ pour tests et outillage ainsi que la durée de 2 ans pour le développement d'un nouveau produit.
- Une étude de faisabilité, financée par l'UBA, a permis à un constructeur en association avec un organisme de mesures de revoir la conception d'une tondeuse à conducteur porté (2 lames, largeur de coupe 100 cm) et de réduire sur un prototype le niveau de puissance acoustique de 5 dBA (en partant de 101 dBA). L'exercice, d'un coût total de 300 k€, a duré 2 années.
- En conclusion on peut retenir pour le développement d'un nouveau produit une durée de 2 ans et une fourchette de coûts de 2 000 à 3 000 k€

## 5. Synthèse et recommandations

### 5.1 Résumé et conclusions

La présente étude avait pour but d'établir l'état de l'art dans le domaine du bruit des tondeuses à gazon et de dresser un tableau des actions de réductions encore envisageables, des contraintes inhérentes et des gains estimés correspondants.

La démarche a consisté à :

- enquêter auprès des principaux constructeurs de tondeuses dans le monde, des fournisseurs de composants (notamment de moteurs), des associations professionnelles et de certaines administrations de l'environnement,
- examiner les différentes publications disponibles dans ce domaine et sur des sujets connexes (bibliographie générale, brevets),
- exploiter l'expertise du CETIM, laboratoire agréé depuis 25 ans pour les mesures de bruit des tondeuses.

L'évaluation de l'ensemble de ces éléments a montré qu'il subsiste toujours un potentiel de progrès qui permettra des réductions supplémentaires du bruit des tondeuses sans perte d'efficacité mais au prix d'investissements substantiels et croissants en R & D qui pèseront également sur le prix de vente des nouveaux produits.

Deux approches sont envisageables pour les actions futures :

- Une approche empirique qui consiste à poursuivre les actions d'optimisation des composants individuels, de la conception globale et de l'équilibre des contributions des composants, des paramètres de fonctionnement.  
Cette approche a l'avantage d'utiliser des méthodes qui sont familières aux constructeurs. Elles peuvent être complétées avantageusement par la mise en œuvre de la méthodologie de conception silencieuse dont l'assimilation est relativement rapide.  
L'inconvénient de l'approche est son potentiel relativement limité de gains dont l'ordre de grandeur est de 2 à 3 dBA (toutes largeurs de coupe).
- Une deuxième approche, beaucoup plus lourde, consiste à mettre en œuvre des outils informatiques de modélisation et de simulation pour les bruits de lame, ainsi que des expérimentations plus complexes. L'avantage réside dans un potentiel plus important qui peut être estimé à 3 à 4 dBA supplémentaires. L'inconvénient de cette approche est son coût plus important et le délai nettement plus long de mise en œuvre. En effet, les outils mentionnés n'existent que partiellement aujourd'hui et il faut tabler sur une durée supplémentaire de 2 à 3 ans pour le développement indispensable de l'outil. Ensuite, pour la mise en œuvre de l'outil et le développement de nouveaux prototypes par les constructeurs il faut bien compter 2 à 3 ans. Par ailleurs, dans un premier temps cette approche ne sera efficace que pour les moyennes et grandes largeurs de coupe. Pour en tirer bénéfice aussi pour les largeurs  $\leq 50$  cm il faut préalablement réduire le bruit des moteurs thermiques qui constitue en quelque sorte un verrou dans cette catégorie.

Le tableau suivant résume les deux approches.

N° action	Approche	Réduction du bruit (dBA)	Durée nécessaire du développement (années)	Année de commercialisation
1	Optimisation : - composants - conception globale - cond. fonctionnement	2 à 3	<u>1</u> à 2	<u>2004</u> à 2005*
2	Développement d'outils	-	<u>2</u> à 3	<u>2004</u> à 2005
	Optimisation lame-coque	3 à 4	2 à 4	2007 à 2010*

\*Hypothèse : le délai entre la fin du développement et la commercialisation est d'environ 1 an.

Pour apprécier ces chiffres il faut rappeler qu'une fraction importante, approchant 50 % dans certaines catégories, des modèles actuellement commercialisés a des niveaux de puissance acoustique mesurés qui dépassent les limites de la phase I de la Directive 2000/14/CE. Pour ces matériels l'action n° 1 assurera juste une mise en conformité en terme de puissance acoustique garantie.

L'action n° 2 permettra ensuite de respecter des limites réduites de 2 dBA mais ne produira des effets sur le marché qu'entre 2007 et 2010. Même si l'on arrive à raccourcir le développement d'un an pour un modèle particulier, il n'est pas réaliste d'envisager un abaissement général des niveaux pour l'ensemble de la production.

En conclusion il est suggéré pour les largeurs de coupe >70 cm de repousser de 4 ans la date d'abaissement tout en maintenant la valeur de 2 dBA de réduction.

Pour les largeurs ≤50 cm qui représentent plus de 90 % du marché européen, dont 1/3 avec moteurs thermiques et 2/3 avec moteurs électriques, la conclusion est plus nuancée.

Pour la majorité des tondeuses électriques l'abaissement de 2 dBA en 2006 constituerait une contrainte acceptable.

En revanche le matériel thermique a besoin d'un délai supplémentaire de 4 ans à cause de la difficulté prévisible d'obtenir des moteurs améliorés de façon significative.

## 5.2 Recommandations pour des travaux futurs

Quelques suggestions pour des travaux futurs découlent des recensement effectués lors de cette étude.

Sur les thèmes suivants des recherches complémentaires sont indispensables si l'on veut progresser de façon rationnelle :

- compréhension et maîtrise des phénomènes d'écoulements instationnaires sous la coque d'une tondeuse,
- liens entre la mécanique des fluides et les paramètres acoustiques,
- modélisation du mélange air-herbes coupées,
- recherche des paramètres déterminant l'interaction entre lame et coque ...

Par ailleurs il pourrait être intéressant et utile de traiter le bruit des tondeuses non seulement du point de vue de l'émission mais également en termes de confort et de nuisance.

En effet, le dBA ne reflète pas forcément la gêne perçue à distance car les hautes fréquences qui dominent le niveau en dBA d'un bruit large bande sont plus fortement atténuées que les graves (diffraction par des bâtiments et écrans, absorption par le sol, isolation par des parois et fenêtres). La pondération C serait peut être plus adaptée.

La prise en compte de paramètres psycho-acoustiques et du concept de la qualité acoustique constitueraient une autre approche puissante. Les premières étapes pourraient couvrir les aspects suivants :

- détermination des paramètres psycho-acoustiques pour une tondeuse et ses différents composants,
- analyse du rapport entre ces paramètres et la nuisance,
- évaluation de la corrélation entre niveaux d'émission et niveaux d'exposition.

Il apparaîtra peut être que le dBA n'est pas l'indicateur le plus approprié !

le Reponsable de l'Affaire,

le Responsable du Département  
Acoustique Vibrations Thermique,

Michaël BOCKHOFF

Gilles ALLORY

## Bibliographie

- 1 Sperry, W.C. Development of quiet blades for 18-inch rotary type power lawn mowers.  
Armour Research foundation of Illinois Institute of Technology, Technical Report 1958
- 2 Sperry, W.C. Noise quieting principles for rotary type power lawn mowers.  
Armour Research foundation of Illinois Institute of Technology, Final Report (ARF 1698-1) 1959
- 3 Faulkner, L.L. Noise character of a riding lawn mower.  
Proc. 82 Meeting of ASA, 51, 1972 p. 143
- 4 Khosropour, M. Acoustic investigations of a riding lawn mower.  
M.Sc. Thesis, The Ohio State University 1971
- 5 Richardson, S.D. An investigation of lawn mower blade noise.  
M.Sc. Thesis, The Ohio State University 1972
- 6 Leeb, G.H. An experimental investigation of sound generated by rotary lawn mower blades.  
M.Sc. Thesis, The Ohio State University 1974
- 7 Guenther, D.A. An investigation of the sound generated by low speed, small diameter rotating blades.  
Ph.D. Dissertation, The Ohio State University 1974
- 8 Khosropour, M. Noise investigation of small engines.  
Ph.D. Dissertation, The Ohio State University 1975
- 9 Guenther, D.A. et al. Control of rotary lawn mower noise.  
Applied acoustics vol. 10 n° 1, 1977, p.9-18
- 10 Guenther, D.A. Rotary lawn mower noise measurement.  
ASME Proceedings Winter Annual Meeting New York, 1979, p.1-7

- 11 Pope, J. Noise from rotary lawn mower.  
B.Sc.Thesis, M.I.T. 1972
- 12 Clark, W.D. Rotary lawn mower noise  
M.Sc. Thesis, Georgia Institute of Technology, 1973
- 13 Rudd, M.J. et al. Lawn mowers : noise and cost of abatement.  
US EPA Office of Noise Abatement and Control Report,  
PB-234932, 1974
- 14 Peifer, C.R. Engine mounting systems for noise and vibration control on  
riding lawn mowers.  
Proceedings National Noise Control Conference, New York,  
1976
- 15 Applegate, S.L.,  
Crocker, M.J. Reducing the noise of a rotary lawn mower blade.  
Noise Control Engineering 6(1), 1976, p.30-4
- 16 Jones, A.D. et al. Characteristics of the noise sources in a rotary two-stroke  
lawn mower.  
Workshop paper, Vibration and Noise Control Engineering  
Conference, Sidney, 1976
- 17 Gibson, D.C. Aerodynamic blade design for rotary lawn mowers,  
Technical Report TR11, Division of Mechanical  
Engineering CSIRO (Australia), 1977
- 18 Shepherd, I.C. et al. The VORTEX mower, a quiet rotary lawn mower.  
Technical Report TR11, Division of Mechanical  
Engineering CSIRO (Australia), 1980
- 19 Shepherd, I.C. et al. Reduction of aerodynamic blade noise in a rotary lawn  
mower.  
Noise Control Engineering 14(3), 1980, p.110-118
- 20 --- Untersuchungen zur Entwicklung geräuscharmer  
Rasenmäher.  
Institut für Baumaschinen und Baubetrieb RWTH Aachen,  
i .A. des UBA Berlin, Rapport du projet n° 108.03.701, 1980

- 21 Frenking, H. et al. Einfluss der Aufstellungsfläche bei der Geräuschmessung von Rasenmähern.  
Institut für Baumaschinen und Baubetrieb RWTH Aachen, i .A. des UBA Berlin, Forschungsbericht 83-105-03-701/03, 1983, UBA-FB 83-017
- 22 Mosdzianowski, G. et al. Geräuschemission von Rasentrimmern mit Elektro- und mit Verbrennungsmotor.  
FIGE GmbH, Aachen, i .A. des UBA Berlin, FB 105-03-104/09, 1988
- 23 Mosdzianowski, G. et al. Lärminderung an kommunalen Park- und Landschaftspflegegeräten. Sichel-Mähwerke.  
FIGE GmbH, Aachen, i .A. des UBA Berlin, FB 105-03-104/10, 1990
- 24 Mosdzianowski, G. et al. Mower attachment noise  
(1<sup>er</sup> congrès français d'acoustique, 1990)  
Colloque de physique, Colloque C2, supplément au n°2, tome 2 février 1990
- 25 Behrendt, M. et al. Lärminderungsmassnahmen an Motorsensen mit Verbrennungsmotor  
DOLMAR GmbH Hamburg, i.A. des UBA Berlin, FB 105-03-706/1, 1994
- 26 Tauro, D., Mann, J.A. Test rig for studying lawn mower blade noise.  
Noise Control Engineering Journal 45(2), 1997, p.95-99
- 27 Zuroski, M. et al. Multi-channel active control of blade noise on a rotary lawn mower.  
Proceedings of Active 95, Newport Beach, CA, 1995, p.697-706
- 28 Bockhoff, M. et al. Small combustion engines : Structure-borne versus airborne noise.  
Proceedings of Internoise 97, Budapest 1997, p.223-226
- 29 Bockhoff, M. et al. Characterization of structure-borne noise emitted by small combustion engines.  
Proceedings of Internoise 2000, Nice 2000 (poster session)
- 30 Schwarz, W. Go with the flow  
Machine Design, August 3, 2000, p.52-56