

Lärmentwicklung von Schlepperanbau- und -anhängegeräten bei praktischem Einsatz

Von Ernst Witte, Braunschweig-Völkenrode*)

Mitteilung aus dem Institut für landtechnische Grundlagenforschung der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode

Professor Dr.-Ing. Wilhelm Batel zum 60. Geburtstag

DK 631.3:631.372:534.83

Beim praktischen Einsatz von Schleppern mit angetriebenen Anbau- oder Anhängengeräten sind für die Lärmbelastung der Fahrer in bestimmten Fällen weniger die Schlepper als die Anbau- oder Anhängengeräte maßgebend. Im Hinblick auf die Bewertung der Lärmbelastung der Schlepperfahrer sind daher vorrangig Geräte zu untersuchen, die eine erhebliche Geräusentwicklung erwarten lassen wie etwa Feldhäcksler, Kreiselmäher, Hochdruckpressen und Sprühgeräte.

Voraussetzung für die Geräusmessungen an solchen Geräten im praktischen Einsatz ist eine ausreichende Pegeldifferenz zwischen dem Schallpegel des Gesamtgeräusches und dem Schallpegel des Schleppergeräusches. Um dieser Forderung zu genügen, wurden die Hauptgeräusquellen des verwendeten Schleppers weitgehend gekapselt.

1. Einleitung

Beim praktischen Einsatz von Schleppern mit angetriebenen Anbau- oder Anhängengeräten sind für die Lärmbelastung des Fahrers in vielen Fällen weniger die Schlepper als vielmehr die Geräte maßgebend.

Im Rahmen der Arbeiten zum Umwelt- und Arbeitsschutz werden daher im Institut für landtechnische Grundlagenforschung in Fortführung von Messungen an Schleppern und landwirtschaftlichen Arbeitsmaschinen mit Eigenantrieb nun Messungen zur Bestimmung des Geräusches von Anbau- und Anhängengeräten durchgeführt.

Vorrangig von Interesse sind dabei Geräte, die eine erhebliche Geräusentwicklung erwarten lassen. Die Untersuchungen konzentrieren sich daher zunächst auf Feldhäcksler, Kreiselmäher, Hochdruckpressen und Sprühgeräte.

Die Messungen dienen in erster Linie zur Feststellung des Istzustandes der Geräusentwicklung von Schlepperanbau- und -anhängegeräten. Darüber hinaus zielen die Untersuchungen auch auf die Ermittlung der Geräusentstehungsursachen, um ggf. Minderungsmaßnahmen treffen zu können. Schließlich sollen die Meßergebnisse einen Beitrag bei der Entwicklung von Prüfvorschriften liefern, mit denen die gehörschädigende Wirkung des Geräusches der betreffenden Geräte beurteilt werden kann.

2. Versuchsdurchführung

2.1 Geräuscharmer Schlepper

Voraussetzung für Geräusmessungen an Anbau- und Anhängengeräten bei praktischem Einsatz ist eine Pegeldifferenz von mindestens 10 dB zwischen dem sich ergebenden Gesamtgeräusch und dem Schleppergeräusch.

Um dieser Forderung genügen zu können, wurden die Hauptgeräusquellen des eingesetzten Schleppers weitgehend gekapselt. Durch diese Maßnahme wurde der Pegelwert bei Nenndrehzahl des Motors an der für das Fahrerohr repräsentativen Meßstelle um ca. 10 dB auf ca. 80 dB(AI) abgesenkt. Ferner erlaubten die verfügbaren Leistungsreserven des Schleppers, Geräte für eine Zapfwellennormdrehzahl 540 min^{-1} mit auf 1000 min^{-1} geschaltetem Zapfwellenantrieb und entsprechend verminderter Motordrehzahl zu betreiben, wodurch die Geräusentwicklung des Schleppers weiter um ca. 6 dB vermindert werden konnte. In Anbetracht der Tatsache, daß vor allem die Geräte von Interesse sind, die am Fahrerohr einen Schalldruckpegel hervorrufen, der größer als 85 bis 90 dB(A) ist, erscheint diese Pegelabsenkung des Schleppergeräusches als ausreichend.

2.2 Meßstellen und Meßgrößen

Die Messungen erfolgten im Rahmen der bei der Versuchstation der FAL anfallenden Arbeiten an Geräten, die zum Teil von Landmaschinenherstellern zur Verfügung gestellt wurden, zum Teil zu dem Gerätepark der Versuchstation gehörten.*)

Das Geräusch wurde jeweils an zwei ausgewählten Stellen gemessen und für die weitere Auswertung mit einem Bandgerät aufgezeichnet. Eine Meßstelle war als repräsentativ für die Lärmbelastung am Fahrerohr bei Standardschleppern 2,30 m über der Schlepperaufstandsfläche und 1,00 m vor dem Kupplungspunkt des zu untersuchenden Gerätes angeordnet und diente zur Bestimmung der Summenhäufigkeitslinien des A-bewerteten Schalldruckpegels und des daraus hervorgehenden Mittelungspegels. Die Zeitdauer für die Bestimmung dieser Größen betrug je Messung 5 min mit einem zeitlichen Abstand zwischen den einzelnen Momentanwerten von 0,1 s, so daß jeweils 3000 Einzelwerte statistisch ausgewertet wurden.

Die andere Meßstelle lag im Nahbereich des jeweils zu untersuchenden Gerätes und wurde für die Frequenzanalysen zur Identifizierung der Geräusquellen herangezogen.

*) Dr.-Ing. E. Witte ist wissenschaftlicher Mitarbeiter im Institut für landtechnische Grundlagenforschung (Leiter: Prof. Dr.-Ing. W. Batel) der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode.

*) Besonderer Dank gilt den Landmaschinenfirmen für die Bereitstellung von Geräten, dem Leiter der Versuchstation Herrn Ing. agr. Bestian für das freundliche Entgegenkommen bei der Versuchsdurchführung und dem Meßtechniker Herrn Wiemann für die Hilfe bei der Durchführung und Auswertung der Messungen.

3. Versuchsergebnisse

3.1 Schalldruckpegel am Fahrerohr

Als erstes Ergebnis der durchgeführten Untersuchungen werden in **Bild 1** Summenhäufigkeitslinien des A-bewerteten Schalldruckpegels sowie des Mittelungspegels am Fahrerohr für verschiedene Anbau- und Anhängegeräte gezeigt. Auffallend ist die geringe Schwankungsbreite der Pegelwerte. In eine Klassenbreite von 2 dB fallen für alle betrachteten Geräte mindestens 50 %, meistens aber über 75 % der gemessenen Werte. Eine herausragende Stellung nimmt innerhalb der untersuchten Geräte der Feldhäcksler ein, er erreicht den beachtlichen Pegelwert von 101,9 dB(A_{Im}).

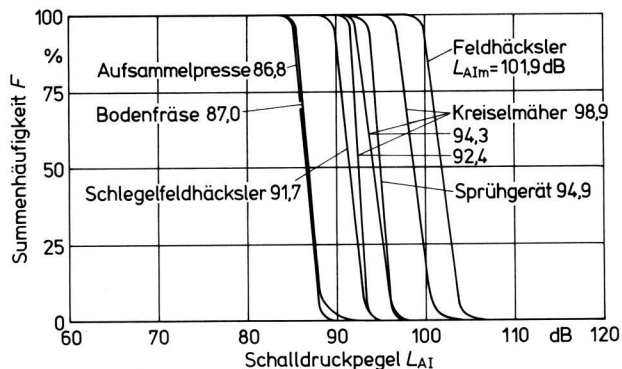


Bild 1. Summenhäufigkeitslinien des Schalldruckpegels am Fahrerohr für verschiedene Schlepperanbau- und -anhängegeräte.

Die Geräuschentwicklung der Anbau- und Anhängegeräte hängt verständlicherweise auch von den Betriebsbedingungen ab. Der Einfluß der Zapfwelldrehzahl und der Fahrgeschwindigkeit und damit des Gutsdurchsatzes auf die Geräuschentwicklung wird beispielhaft für einen Schlegelfeldhäcksler in **Bild 2** dargestellt. Danach ziehen Drehzahlschwankungen von etwa $\pm 10\%$ Pegeländerungen von etwa 3 bis 4 dB nach sich. Die Wahl eines höheren Ganges, wodurch die Fahrgeschwindigkeit um rd. 36 % vergrößert wurde, hatte ein Anwachsen des Pegels um etwa 1 bis 2 dB zur Folge. Von beachtlichem Einfluß kann auch das bearbeitete Gut sein. So verringerte sich beispielsweise der Schallpegel beim Feldhäckseln von Mais um 4,6 dB gegenüber dem Wert beim Feldhäckseln von welkem Gras. Dieser Unterschied wird aber sicher auch mit von der jeweils durchgesetzten Masse bestimmt.

In **Bild 2** sind außerdem noch die Pegelwerte aus Standversuchen über verschiedenem Untergrund aufgetragen. Hier hat der schallharte asphaltierte Untergrund gegenüber dem Untergrund mit Grasnarbe einen etwa 1 dB höheren Pegelwert zur Folge, doch wurde bei anderen Geräten auch der umgekehrte Fall beobachtet. Meist lag der Unterschied innerhalb der Meßgenauigkeit, so daß der Einfluß des Untergrundes bei den vorliegenden hohen Pegelwerten nicht die Rolle zu spielen scheint, die ihm oft zugemessen wird.

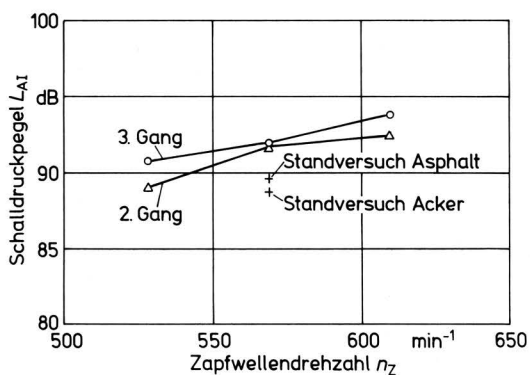


Bild 2. Einfluß der Zapfwelldrehzahl und der Fahrgeschwindigkeit auf die Geräuschentwicklung eines Schlegelfeldhäckslers.

Für die Herleitung einfach durchzuführender Prüfvorschriften zur Beurteilung der Lärmentwicklung ist die Frage von Interesse, ob die Geräte im Standversuch beurteilt werden können. Dazu ist zu klären, in welchem Maße sich die beim praktischen Einsatz auftretenden Pegelwerte von denen im Standversuch ohne Gutsdurchsatz unterscheiden. Eine Antwort auf die Frage ist **Bild 3** zu entnehmen.

Wenn das Gerät bei praktischem Einsatz lauter war als im Standversuch, liegt der Meßpunkt im Diagramm oberhalb der unter 45° verlaufenden Korrelationsgeraden, im anderen Fall unterhalb, bei gleicher Geräuschentwicklung auf der Korrelationsgeraden. Mit Ausnahme des Feldhäckslers, bei dem der Unterschied fast 10 dB beträgt, ergibt sich für die bisher untersuchten Geräte bei praktischem Einsatz ein bis zu 3 dB höherer Pegelwert als bei Standversuchen.

Wenn die vorliegenden Untersuchungen auch noch zu wenig aussagekräftig sind, so lassen sie doch hoffen, daß eine Abschätzung der Geräuschentwicklung von Anbau- und Anhängegeräten in einfachen Standversuchen möglich ist, wenn für die Meßwerte entsprechende Zuschläge gemacht werden.

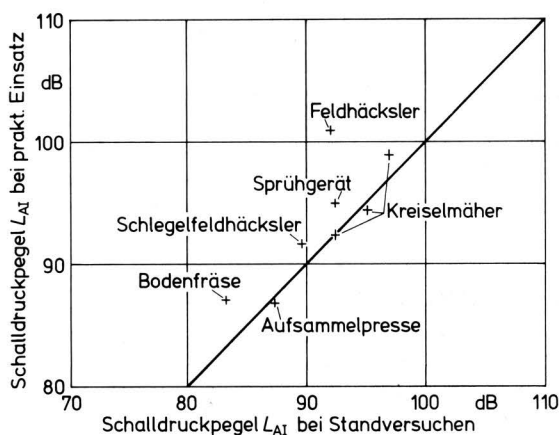


Bild 3. Vergleich der Schalldruckpegelwerte bei praktischem Einsatz und bei Prüfstandversuchen.

3.2 Geräuschentstehungsmechanismen und Möglichkeiten der Bekämpfung

Vor dem Versuch, das Geräusch der Anbau- und Anhängegeräte an Beispielen mit Hilfe von Frequenzspektren zu analysieren, sollen anhand des stark vereinfachten Schemas in **Bild 4** die Hauptursachen der Entstehung von Maschinengeräuschen in Erinnerung gerufen werden.

Grundsätzlich kann zwischen der Geräuschentstehung auf direktem Weg und auf indirektem Weg unterschieden werden. Direkte Luftschallanregung wird durch Luftdruckschwingungen (Druckausgleichvorgänge, schnell bewegte Körper) hervorgerufen. Ein Beispiel hierfür sind Gebläse, bei denen am Laufrad Wirbel ablösen, die zu einem breitbandigen Rauschen führen. Bei der indirekten Luftschallanregung verursachen veränderliche Kräfte (Wechselkräfte) Schwingungen der Maschinenstruktur. Von der Oberfläche der Maschinenteile wird dann dieser Körperschall als Luftschall abgestrahlt.

Besondere Aufmerksamkeit ist auch dem ganz rechts in **Bild 4** eingezeichneten Nebenweg zu schenken. Hier wird Maschinenteilen, die selbst nicht durch wechselnde Betriebskräfte beansprucht werden, an den Befestigungsstellen durch krafterregte schwingende Teile eine Schwinggeschwindigkeit aufgeprägt [3, 4]. Bei Anbau- und Anhängegeräten ist dies in der Regel bei Abdeckungen der Fall, die dem Berührungsschutz dienen.

3.2.1 Feldhäcksler

Als erstes Beispiel soll wegen seiner hinsichtlich der Geräuschentwicklung herausragenden Bedeutung der Geräuschentstehungsmechanismus eines Feldhäckslers untersucht werden.

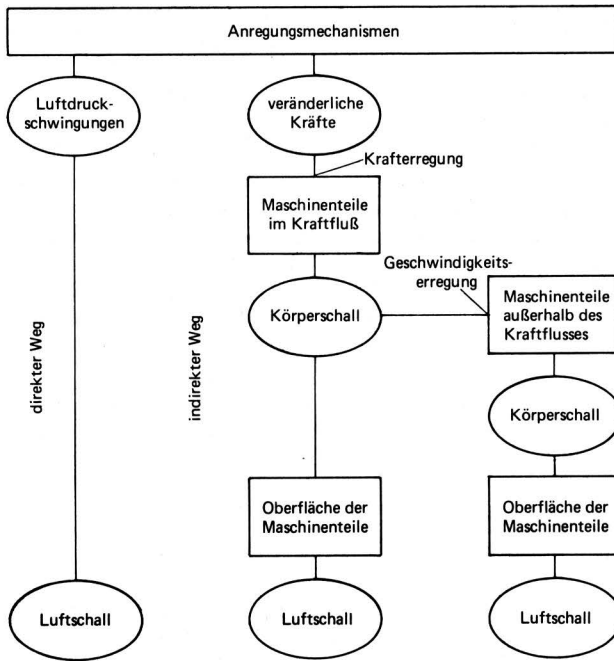


Bild 4. Entstehung von Maschinengeräuschen [1, 2].

Bild 5 zeigt das Schmalbandspektrum des Arbeitsgeräusches. Es wird ähnlich wie bei Hobelmaschinen der Holzbearbeitung [1, 5, 6, 7] durch zwei Komponenten bestimmt. Zusammen mit dem eigentlichen Schnittgeräusch, das durch Wechselkräfte an den Schneiden verursacht wird, treten Strömungsgeräusche auf, die schon im Leerlauf durch die auf der Schneidwurtrommel angeordneten Messer in Verbindung mit der Gegenschneide als Strömungshindernisse entstehen. Im Frequenzspektrum spiegelt sich dieser Geräuschentstehungsmechanismus durch ausgeprägte Pegelspitzen bei der Grundfrequenz, die das Produkt von Trommel-drehzahl und Messerzahl ist, sowie bei den Harmonischen wieder, die bis zu hoher Ordnung im Spektrum erkennbar sind.

Aus dem unbewerteten Schmalbandspektrum ist nicht ohne weiteres ersichtlich, welche Frequenzbänder für den A-bewerteten Gesamtpegel maßgebend sind. Diese Frage ist aber von einiger Wichtigkeit für Lärmbekämpfungsmaßnahmen, da diese immer der lautesten Teilquelle gewidmet sein müssen. Aus diesem Grund wurden neben den Schmalbandanalysen noch A-bewertete Terzbandanalysen durchgeführt, die auch noch den Vorteil besitzen, wegen der logarithmischen Frequenzskala den ganzen hörbaren Frequenzbereich umfassen zu können, ohne an Aussagekraft zu verlieren.

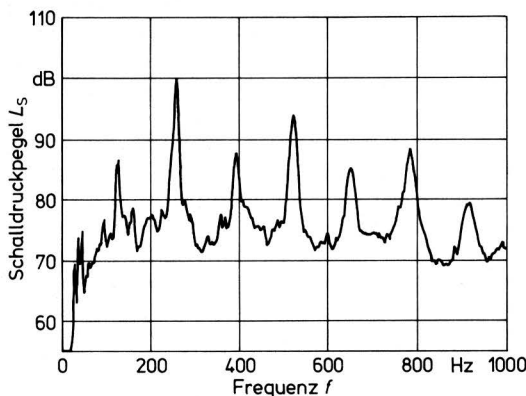


Bild 5. Frequenzanalyse des Schalldruckpegels eines Feldhäckslers bei praktischem Einsatz; Zapfwellen-Nenn-drehzahl $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, Bandbreite $\Delta f = 2,5 \text{ Hz}$.

Im vorliegenden Fall sind auch im Terzspektrum, **Bild 6**, in den entsprechenden Bändern die durch das Schnitt- und Strömungsgeräusch hervorgerufenen Pegelüberhöhungen noch zu erkennen. Durch sie wird der Gesamtpegel entscheidend bestimmt, wenngleich auch der Bandbereich zwischen 1000 und 4000 Hz Mittelfrequenz nennenswerte Beiträge liefert.

Das Schnittgeräusch entsteht dadurch, daß sich die Schnittkräfte zeitlich sehr schnell ändern und beschleunigte Bewegungen hervorrufen. Die kurze Zeitdauer und die steilen Gradienten der Kraftimpulse sind dafür verantwortlich, daß eine Körperschallanregung bis in den Bereich hoher Frequenzen erfolgt. Primäre Lärmbekämpfungsmaßnahmen, die auf die Kraft-erregung Einfluß nehmen sollen, müssen daher die Zeitdauer der Kraftimpulse verlängern und die Gradienten im Kraft-Zeit-Verlauf abbauen [1, 2].

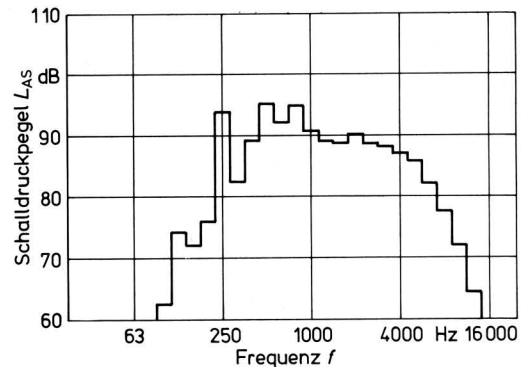


Bild 6. Frequenzanalyse des A-bewerteten Schalldruckpegels eines Feldhäckslers bei praktischem Einsatz; Zapfwellen-Nenn-drehzahl $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, Terzbandbreite.

Der Zusammenhang zwischen der Geräuschminderung und der Verlängerung der Stoßdauer geht aus **Bild 7** hervor. Links im Bild sind zwei verschiedene Stoßkraftverläufe mit gleichem Impuls, rechts davon die dazugehörigen Anregungsspektren aufgetragen, die den Zusammenhang zwischen einer zeitlichen Verlängerung der Kraftimpulse und der damit erreichbaren Geräuschminderung erkennen lassen. Danach beträgt die Pegelsenkung in dem Frequenzbereich, wo sich eine Geräuschminderung einstellt, $\Delta L = 20 \log(\tau_2/\tau_1) \text{ dB}$.

Im vorliegenden Fall des Feldhäckslers kann durch schräggestellte Messer oder versetzt auf halber Trommelbreite angeordnete Messer die Zeitdauer des Kraftimpulses beim Schneiden gedehnt werden, wobei allerdings für den maximal möglichen Neigungswinkel der Messer aus Funktionsgründen Grenzen gesetzt sind.

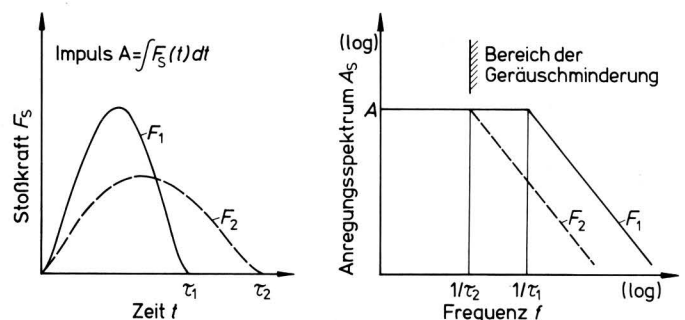


Bild 7. Einfluß der Stoßdauer auf die zeitabhängige Stoßkraft und das Anregungsspektrum [1, 2].

3.2.2 Kreiselmäher

Als nächstes Beispiel ist in **Bild 8** die Schmalbandanalyse des Geräusches eines Kreiselmähers bei praktischem Einsatz dargestellt. Die im unteren Frequenzbereich des Spektrums auftretenden Pegelspitzen sind dem Schnittgeräusch zuzuordnen, dessen Grundfrequenz sich als Produkt aus der Drehzahl der Mähteller und der Anzahl der Messer ergibt. Im oberen Frequenzbereich wird das Spektrum durch das Geräusch des Antriebes bestimmt. Die beiden ausgeprägten Pegelspitzen markieren die entsprechenden Zahneingriffsfrequenzen der Kegelradgetriebe, die sich jeweils aus Wellendrehzahl und Anzahl der Zähne ergeben.

Dem in **Bild 9** gezeigten Terzspektrum ist zu entnehmen, daß das Schnittgeräusch keinen Beitrag zum A-bewerteten Gesamtschallpegel liefert. Den entscheidenden Beitrag liefern die Terzbänder mit 630 und 800 Hz Mittenfrequenz, in deren Bereich die Zahneingriffsfrequenzen der Kegelradgetriebe fallen. Als Hauptgeräuschserzeuger tritt hier also das Antriebssystem auf.

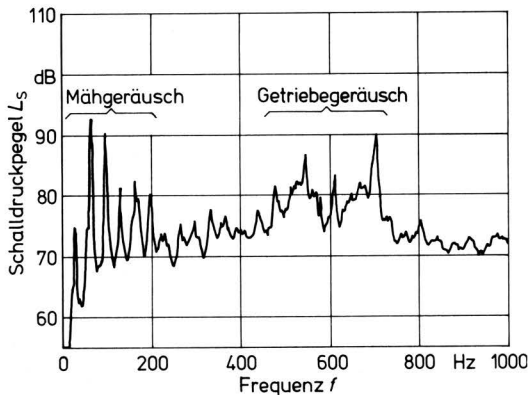


Bild 8. Frequenzanalyse des Schalldruckpegels eines Kreiselmähers bei praktischem Einsatz; Zapfwellen-Nenn Drehzahl $n = 540 \text{ min}^{-1}$, Bandbreite $\Delta f = 2,5 \text{ Hz}$.

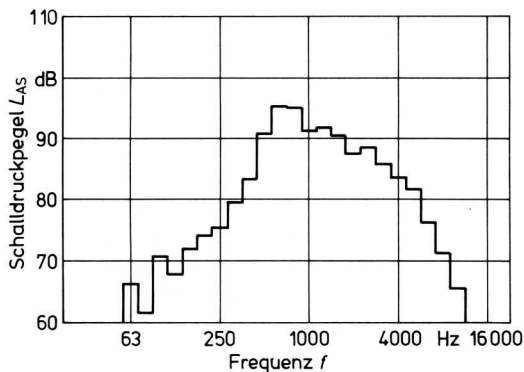


Bild 9. Frequenzanalyse des A-bewerteten Schalldruckpegels eines Kreiselmähers bei praktischem Einsatz; Zapfwellen-Nenn Drehzahl $n = 540 \text{ min}^{-1}$, Terzbandbreite.

Weil bei Anbau- und Anhängergeräten das Antriebssystem oftmals eine wesentliche Geräuschursache ist, soll der Geräuschentstehungsmechanismus von Zahnradgetrieben anhand von **Bild 10** näher erläutert werden. Das Geräusch eines Zahnradgetriebes wird im wesentlichen durch Wechselkräfte infolge von Drehwinkelfehlern und durch Stoßkräfte beim Eingriff infolge von Teilungsfehlern verursacht [1, 2, 7 bis 11]. Drehwinkelfehler entstehen dadurch, daß wechselweise eine unterschiedliche Zahl von Zähnen am Eingriff beteiligt ist. Wie der Skizze links in **Bild 10** zu entnehmen ist, tritt infolgedessen eine laufende sprunghafte Änderung der Gesamtverformung auf, die mit einer ebensolchen Änderung der Zahnkräfte verbunden ist. Dies führt zu einer Schwingungsanregung mit der Zahneingriffsfrequenz. Eine Verbesserung läßt sich hier mit einer Schrägverzahnung erreichen.

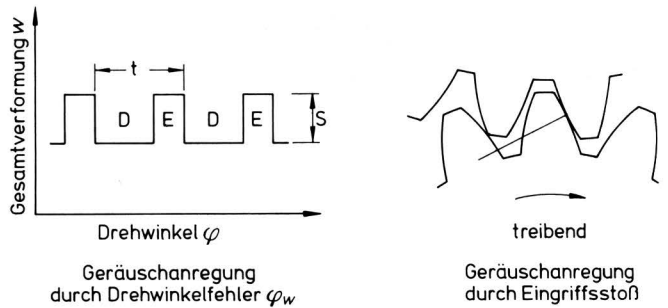


Bild 10. Geräusch-anregung in Zahnradgetrieben [8, 9].

D Doppelseingriffsgebiet S Drehwinkelabweichung
E Einzeleingriffsgebiet t Eingriffsteilung

Ein anderer Grund für die Geräuschentstehung ist der Eingriffsstoß. Aus der Skizze rechts in **Bild 10** wird deutlich, daß die Zahnkraft während des Einzeleingriffs den oberen Zahn in der Weise verformt, daß die einlaufende Zahn-lücke breiter wird, während sich der untere Zahn so verformt, daß die einlaufende Zahn-lücke schmaler wird. Infolge dieses durch Formänderungen verursachten Teilungsfehlers entsteht nicht – wie gewünscht – ein tangenciales, gleitendes Berühren, sondern ein Eingriffsstoß, der gleichfalls eine Schwingungsanregung mit der Zahneingriffsfrequenz zur Folge hat. Eine Abhilfe kann hier durch eine Kopf- oder Fußrücknahme erfolgen, welche die Verformung auszugleichen versucht, aber daher auch nur für eine bestimmte Zahnkraft optimal sein kann.

Die Hauptursache der Geräusch-anregung von Kettentrieben sind ebenfalls die Stoßvorgänge beim Einlaufen der Kette auf das Antriebsritzel, die zum Teil aus Betriebsteilungsfehlern zwischen Rad und Kette, zum Teil aus nach Betrag und Richtung ungleichen Geschwindigkeiten von Kette und Rad im Augenblick des Eingriffs herrühren [1].

Bei Kegelradgetrieben ist durch Achsversatz eine deutliche Minderung der Geräuschentwicklung zu erreichen [12, 13]. Ursache dafür ist die zusätzliche Gleitgeschwindigkeit in Längsrichtung der Zahnflanken, die sich aus der geometrischen Differenz der Umfangsgeschwindigkeiten ergibt. Außerdem ist besonderer Wert auf eine genügend steife Lagerung der Kegelräder zu legen, da sonst bei Belastung unerwünschte Tragbildverlagerungen und damit verbundene Geräusch-erhöhungen auftreten.

Im vorliegenden Fall wäre also zunächst zu prüfen, ob die Lagersteifigkeit ausreichend ist. Eine weitere Geräuschabsenkung könnte dann durch Kegelradgetriebe mit Achsversatz, d.h. durch sog. Hypoidgetriebe, herbeigeführt werden.

3.2.3 Sprüheräte

Als letztes Beispiel zeigt **Bild 11** die Schmalbandanalyse des Geräusches eines angebauten Sprüherätes. Das Geräusch des Sprüherätes wird überwiegend durch das Gebläse verursacht.

Bestimmend für das Gebläsegeräusch ist ein breitbandiges Strömungsrauschen, das durch Wirbelbildung innerhalb des Luftstromes hervorgerufen wird. Als weitere Komponente tritt der sogenannte Drehklang hinzu, der für die herausragenden Spitzen im unteren Frequenzbereich des Spektrums verantwortlich ist. Der Drehklang entsteht durch Kräfte, die von den Gebläseschaufeln auf die Umgebungsluft ausgeübt werden, und die Drehklangfrequenz ist demzufolge das Produkt aus Drehzahl und Anzahl der Schaufeln. Sowohl die Grundfrequenz als auch die 1. Harmonische des Drehklanges treten in dem gezeigten Schmalbandspektrum deutlich hervor.

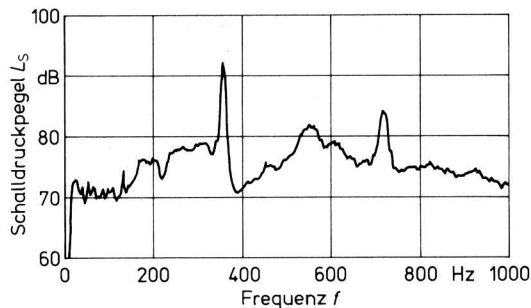


Bild 11. Frequenzanalyse des Schalldruckpegels eines Sprühgerätes bei praktischem Einsatz; Zapfwellen-Nenn Drehzahl $n = 540 \text{ min}^{-1}$, Bandbreite $\Delta f = 2,5 \text{ Hz}$.

Bild 12 zeigt das zugehörige Terzspektrum des A-bewerteten Schalldruckpegels. Die Mittenfrequenzen der den Gesamtpegel maßgeblich bestimmenden Frequenzbänder liegen im Bereich von 315 bis 2000 Hz. Die aus dem Schmalbandspektrum herausragenden Spitzen des Drehklanges sind hier fast verschwunden, der Schalldruckpegel wird also fast ausschließlich durch das Strömungsrauschen bestimmt.

Da die Geräuscentwicklung eines Gebläses entscheidend von der Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades abhängt, und zwar je nach Frequenzbereich mit der 5. bis 7. Potenz [14, 15], kann grundsätzlich mit einer Verminderung der Drehzahl auch eine Verminderung des Geräusches erreicht werden. Durch eine stärkere Verwindung der Flügel, eine größere Flügelprofil-Sehnenlänge sowie eine größere Flügelzahl kann bei gleichem Volumenstrom und gleicher Druckerhöhung die Umfangsgeschwindigkeit gegenüber Gebläsen üblicher Bauart um die Hälfte verringert werden [16]. Inwieweit solche Maßnahmen mit dem Funktionsprinzip der Sprühgeräte in Einklang zu bringen sind, muß im Einzelfall geprüft werden.

Bei den betrachteten Beispielen reichte eine Frequenzanalyse des Luftschalles aus, um die Ursachen für die Geräuscentstehung aufzudecken. In schwierigeren Fällen sind jedoch noch weitere Untersuchungen, insbesondere auch Körperschallmessungen und deren Frequenzanalyse, notwendig, um die Geräuschquellen sicher identifizieren zu können.

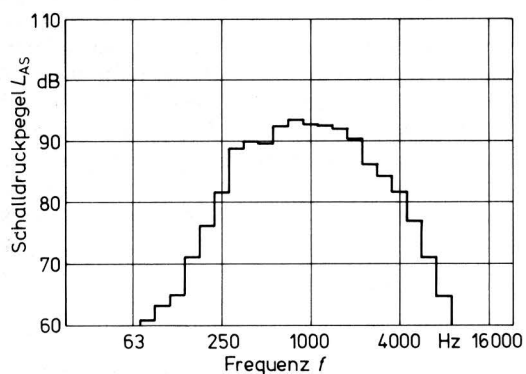


Bild 12. Frequenzanalyse des A-bewerteten Schalldruckpegels eines Sprühgerätes bei praktischem Einsatz; Zapfwellen-Nenn Drehzahl $n = 540 \text{ min}^{-1}$, Terzbandbreite.

4. Zusammenfassung

Die Messungen zeigen, daß der von Schlepperanbau- und -anhängergeräten hervorgerufene Lärm in vielen Fällen die als zulässig erachtete Pegelgrenze erheblich übersteigt.

Zur Abschätzung der Geräuschmission am Fahrerohr bei praktischem Einsatz sind unter Vorbehalt auch einfache Standversuche

vertretbar. Die dann für den Standversuch zulässigen Grenzwerte müssen so festgelegt werden, daß sie den zwischen Messung bei praktischem Einsatz und Standmessungen bestehenden Wechselbeziehungen und Pegelunterschieden bestmöglich Rechnung tragen.

In Vorschriften festgelegte Grenzwerte können den Anstoß zur Entwicklung geräuschärmerer Geräte geben, eine Verbesserung ist nur durch an diesem Ziel orientierte konstruktive Maßnahmen möglich. Die Analyse der Geräuscentstehung zeigt, daß diese Möglichkeit grundsätzlich besteht. Am wirkungsvollsten ist dabei dem Lärm an der Entstehungsquelle, d.h. durch primäre Maßnahmen, zu begegnen. Diese können aber nur langfristig im Zuge von Neukonstruktionen volle Berücksichtigung finden.

Schrifttum

- [1] *Föller, D.*: Geräuscharme Maschinenteile – Die Entstehung von Maschinengeräuschen und konstruktive Maßnahmen zu ihrer Verminderung. Forschungshefte Forschungskuratorium Maschinenbau e.V., H. 26, 1974.
- [2] *Föller, D. u. R.-G. Nicklau*: Werkzeugmaschinen lärmarm konstruieren. Werkstatt und Betrieb Bd. 112 (1979) Nr. 4, S. 209/19.
- [3] *Tuffentsammer, K. u. R. Gösele*: Einfluß der Befestigung von Maschinengehäusen auf ihre Geräuschabstrahlung. Annals of the CIRP Bd. 25 (1976) Nr. 1, S. 307/11.
- [4] *Schmidt, K.-P.*: Lärmarm Konstruieren, Folge 1. Beispiele für lärmarme Gestaltung von Maschinenschutzverkleidungen. Sicher ist sicher Bd. 27 (1976) Nr. 7/8, S. 334/35.
- [5] *Heydt, F.*: Möglichkeiten der Lärminderung bei Holzbearbeitungsmaschinen. VDI-Berichte Nr. 239, S. 163/66, Düsseldorf: VDI-Verlag 1975.
- [6] *Heydt, F. u. H.-J. Schwarz*: Geräuschemission von Holzbearbeitungsmaschinen und Maßnahmen zur Lärminderung. Forschungsbericht Nr. 150 der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Unfallforschung. Bremerhaven: Wirtschaftsverlag Nordwest 1976.
- [7] VDI-Richtlinie 3720, Bl. 2: Lärmarm konstruieren – Beispielsammlung. Entwurf, Juli 1977.
- [8] *Toppe, A.*: Stand und Entwicklung der Lärminderung an Getrieben. Stahl u. Eisen Bd. 98 (1978) Nr. 10, S. 481/85.
- [9] *Brosius, K.*: Geräuscharme Anlagen mit Zahnradgetriebe – Erkenntnisse und Verbesserungsmöglichkeiten. Voith Forschung und Konstruktion (1978) Nr. 24, S. 41/48.
- [10] *Ill, M.*: Lärmarme Getriebe. VDI-Berichte Nr. 239, S. 109/15, Düsseldorf: VDI-Verlag 1975.
- [11] *Hebenstreit, H.*: Geräuschenkung bei Zahnradgetrieben. Antriebstechnik Bd. 18 (1979) Nr. 6, S. 293/96.
- [12] *Langenbeck, K., H. Benthake u. H. Dillenkofer*: Geräuschminderung bei Kegelstirnradsgetrieben. Antriebstechnik Bd. 16 (1977) Nr. 7, S. 393/95.
- [13] *Briehl, G.*: Geräuscentstehung und Lärminderungsmaßnahmen bei Zahnradgetrieben. Maschinenmarkt Bd. 84 (1978) Nr. 66, S. 1286/87.
- [14] *Zeller, W.*: Zur rechnerischen Beherrschung des Geräuschverhaltens bei Ventilatoren für Komfort-Belüftungsanlagen. VDI-Berichte Nr. 38, S. 67/73, Düsseldorf: VDI-Verlag 1959.
- [15] *Finkelstein, W.*: Vorausberechnung des Ventilatorgeräusches. Heizung-Lüftung-Haustechnik Bd. 23 (1972) Nr. 7, S. 210/15.
- [16] *Stüber, B. u. H. Ludewig*: Schallabstrahlung für Luftkühler und Kühltürme. Z. Lärmbekämpfung Bd. 27 (1980) Nr. 3, S. 104/108.