

Maßnahmen zur Geräuschkürderung in Hydraulikanlagen von Ackerschleppern

Von Hans-Heinrich Harms, Braunschweig*)

DK 631.372:613.644

Die von den Hydraulikpumpen verursachte Ungleichförmigkeit bei der Förderung des Druckmittels führt zu einem gerade für das menschliche Ohr unangenehmen Geräusch. Diesem kommt neben dem — heute noch lauterem — Motoren- und Getriebegeräusch der Schlepper eine besondere Bedeutung zu.

Auswahlkriterien und Betriebsgrößen der Hydraulikpumpen können die Geräuschwerte ebenso beeinflussen wie Sekundärmaßnahmen zur Verminderung der Pulsation in der Anlage. Hier sind Dehnschläuche, Reflexionsdämpfer und Speicher geeignete Bauelemente. Darüber hinaus wird der Einfluß verschiedener konstruktiver Detailfragen, wie die Verhinderung von großer Unterdruckbildung auf der Saugseite der Pumpe, die Wahl von geeigneten Verschraubungen usw., auf die Verminderung der Pulsation bzw. die Vermeidung von Körperschallentstehung erläutert.

1. Einleitung

Nachdem man die Auswirkungen von starkem Lärm — vor allem die Langzeitauswirkungen — auf die Gesundheit des Menschen erkannt hat, werden die Bestimmungen über zulässige Grenzwerte von den verschiedenen Gesetzgebern und Berufsorganisationen immer weiter verschärft. Diese Entwicklung führte bei Ackerschleppern zunächst zur Verminderung des Motor- und Getriebe-geräusches. Der Schalldruckpegel L_{ges} in dB des Schleppers setzt sich aber aus mehreren Einzelpegeln L_i zusammen, die logarithmisch nach Gl. (1)

$$L_{ges} = 10 \lg \sum_{i=1}^k 10^{L_i/10} \quad (1)$$

addiert werden müssen [1]. Darin bedeuten L_i die Schalldruckpegel der Einzelquellen, zum Beispiel des Motors, des Getriebes usw., in dB und k die Anzahl dieser Quellen. Für einen Ackerschlepper sind die herausragenden Schallquellen neben dem Motor das Getriebe und die Hydraulikanlage. Da für die Hydraulikanlage allein durchaus eine Reduzierung des Schallpegels um 10 dB und mehr möglich ist, soll der Einfluß dieser Reduktion an einem Beispiel beschrieben werden.

Nimmt man an, daß der Motor und das Getriebe eines Ackerschleppers jeweils einen Schalldruckpegel von 86 dB und die Hydraulikanlage 80 dB (am Fahrerrohr gemessen) verursachen, so bewirkt eine Reduzierung des Schalldruckpegels der Hydraulikanlage um 10 dB nach Gl. (1) nur eine Minderung des Gesamtgeräusches um 0,4 dB — eine Verbesserung also, die nicht mehr wahrnehmbar ist. Wird dagegen das vom Motor und Getriebe ausgehende Geräusch durch konstruktive Maßnahmen auf 82 dB vermindert, dann bewirkt die gleiche Reduzierung des Geräusches der Hydraulikanlage rechnerisch eine Verringerung des Gesamtgeräusches um

mehr als 1 dB. Da die Hydraulikgeräusche außerdem in einem für das menschliche Ohr ungünstigen Bereich liegen, kommt deren Herabsetzung in Zukunft eine immer größere Bedeutung zu.

2. Kriterien der Geräuschkürderung von Hydraulikpumpen bei Auswahl und Betrieb

Bei mobilen Maschinen, wie dem Ackerschlepper, werden die Hydraulikpumpen normalerweise über eine Zahnradstufe direkt vom Verbrennungsmotor angetrieben. Schon durch die Auswahl der Pumpenbauart kann die Größe des entstehenden Schalldruckpegels entscheidend beeinflußt werden, denn die Druckpulsation der Hydropumpe und ihre Übertragung auf das angekoppelte System sind die wesentlichen Faktoren für die Geräuschabstrahlung der gesamten Hydraulikanlage. Kenntnisse über die entstehende Pulsation sind deshalb für die Beurteilung einer Pumpe ebenso wichtig, wie der vom Pumpenhersteller angegebene Schalldruckpegel für die Geräuschabstrahlung durch die Pumpenoberfläche. Erst beide Werte zusammen erlauben eine Entscheidung darüber, welche von den in Frage kommenden Pumpenbauarten die geräuschgünstigste ist.

Die Druckpulsation, die bei verschiedenen Pumpentypen nach Amplitude (Spitzenwert der Druckschwankung) und Frequenz sehr unterschiedlich sein kann, wird in erster Linie durch Schwankungen des Volumenstromes hervorgerufen, die sich wiederum aus der endlichen Zahl der Verdrängerelemente ergeben. Bild 1 zeigt die Druckschwankungen und die dazugehörigen Frequenzanalysen [2] für verschiedene Pumpenbauarten. Es wird deutlich, daß die Axialkolbenpumpe (Schrägachsenbauform) (a) von allen hier dargestellten Bauarten die größte Pulsation verursacht, die Flügelzellenpumpe (c) wegen ihrer geringen Förderstromschwankung und ihres allmählicheren Druckaufbaus die kleinste. Die Radialkolbenpumpe (b) liegt dazwischen. Die Frequenzanalysen der jeweiligen Druckschriebe zeigen einen ähnlichen Verlauf, bei dem u. a. zu erkennen ist, daß sich die Pulsation der Flügelzellenpumpe hauptsächlich aus einer Druckschwingung (Grundfrequenz) ergibt, während die Oberschwingungen nicht mehr ins Gewicht fallen.

Im Bereich der Arbeitshydraulik von Ackerschleppern hat nach wie vor die Zahnradpumpe die größte Bedeutung. Auch hier gibt es hinsichtlich der Druckschwankungen jedoch wieder erhebliche Unterschiede zwischen den verschiedenen Bauarten der Zahnradpumpe, Bild 2. Zeigt z. B. die Zahnradpumpe mit druckseitiger Abdichtung (a) — die Abdichtung zwischen Hoch- und Niederdruck erfolgt nur auf einem kleinen Teil des Umfanges in der Nähe der Druckseite — wegen ihrer nur sehr kurzen Druckaufbauzone eine sehr starke Pulsation, so ist diese bei der Pumpe mit saugseitiger Abdichtung (b) — die Abdichtung erfolgt auf einem großen Teil des Umfanges, beginnend in der Nähe der Niederdruckzone — und allmählichem Druckaufbau deutlich geringer. Wird die letztere Pumpe mit zwei versetzt angeordneten Ritzelpaaren ausgeführt und das Drucköl in einen gemeinsamen Druckraum gefördert (c), so verringert sich die Pulsation um mehr als 50 %. Damit kann diese Pumpe bezüglich der Druckschwankung durchaus mit der günstigen Innenzahnradpumpe (d) konkurrieren. Noch geringere Pulsationswerte weist eine Innenzahnradpumpe auf, bei der 2 Zahnradstufen hintereinander geschaltet sind (e). Die Frequenzanalyse zeigt hier fast nur noch eine Pulsation mit einer Frequenz. Bei der Auswahl und beim Betrieb einer Pumpe sollten in der Regel vor allem die folgenden Gesichtspunkte beachtet werden [3]:

*) Dipl.-Ing. Hans-Heinrich Harms ist wissenschaftlicher Assistent am Institut für Landmaschinen (Direktor: Prof. Dr.-Ing. H.J. Mathies) der Technischen Universität Braunschweig.

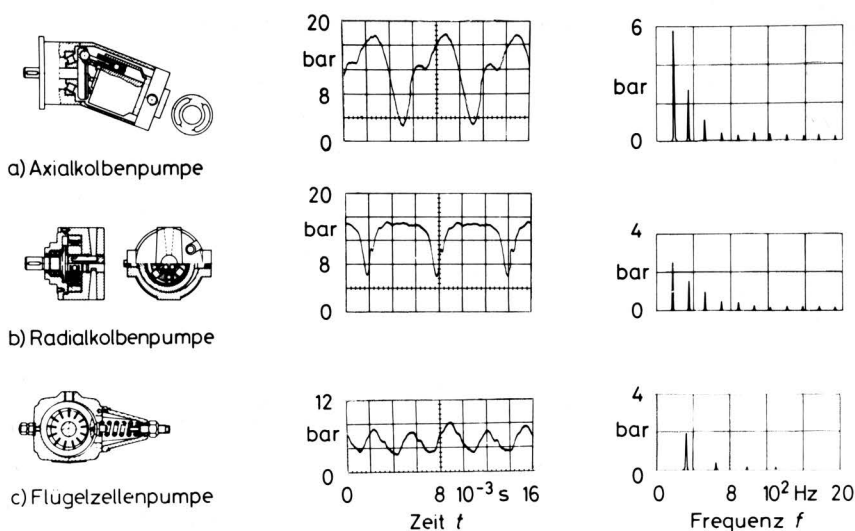


Bild 1. Druckschwankung und Frequenzanalyse für verschiedene Pumpenbauarten, nach Hoffmann [2].

1. Pumpe mit niedrigerer Eigenabstrahlung wählen
2. Pumpe mit allmählichem Druckaufbau und geringer Pulsation wählen
3. Drehzahl möglichst niedrig halten
4. schwingungstechnische Abkoppelung der Pumpe vom Antrieb (z.B. durch einen elastischen Zwischenflansch, eine elastische Kupplung) und vom übrigen Hydrauliksystem (z.B. durch elastische Schläuche) vorsehen.

3. Verminderung der Pulsation in der Hydraulikanlage durch Einbau von Flüssigkeitsdämpfern

Wie bereits erwähnt, sind die Druckschwankungen Δp in der Anlage von den Förderstrom- bzw. Geschwindigkeitsschwankungen Δv abhängig, die im wesentlichen wiederum von den Verdrängerelementen verursacht werden. Nach Hübner [4] sind diese Größen einander proportional:

$$\Delta p = R \cdot \Delta v \quad (2)$$

wobei der Wellenwiderstand R von der Dichte ρ und dem Kompressionsmodul K des Mediums abhängig ist:

$$R = \sqrt{\rho \cdot K} \quad (3)$$

Da sowohl die Dichte ρ als auch der Kompressionsmodul K mit steigendem Druck p zunehmen, ergibt sich eine stärkere Zunahme der Druckschwankung Δp mit steigendem Systemdruck p . Daraus ergäbe sich die Forderung nach Einhaltung eines möglichst geringen Betriebsdruckes, eine Forderung, der aber die Praxis nicht zustimmen kann, weil sie in der Regel zu großen Eigengewichten der Hydraulikelemente und zu hohen Kosten führen würde. Man muß daher zu Sekundärmaßnahmen greifen, um Druckschwankungen abzubauen und die Weiterleitung von Flüssigkeitsschall zu vermindern. Hier sind in den vergangenen Jahren große Fortschritte vor allem durch die Entwicklung von dauerfesten Dehnschläuchen, gut wirksamen Speichern und Reflexionsdämpfern erreicht worden.

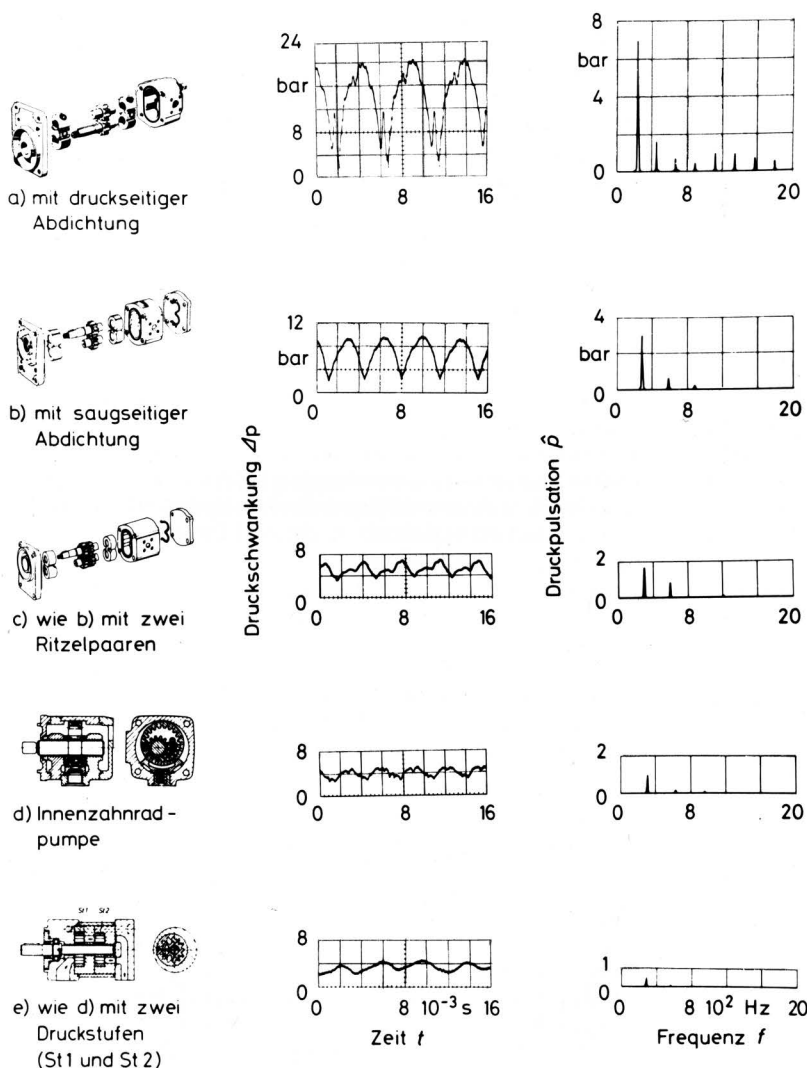


Bild 2. Druckschwankung und Frequenzanalyse für verschiedene Zahnradpumpen, teilweise nach Hoffmann [2].

3.1 Beeinflussung der Pulsation durch die Rohrlänge:

Eine Druckschwingung wird an jeder scharfkantigen Umlenkung (z.B. Krümmer, Wegeventil) und an jedem Widerstand (z.B. Druckbegrenzungsventil, Drosselventil, Hydromotor) teilweise reflektiert. Das kann u.U. zu einer Erhöhung der Pulsation bei Phasengleichheit der hin- und der rücklaufenden Schwingung oder aber zu einer teilweisen Auslöschung der Schwingung führen. Um den Abstand zwischen Pumpe und Widerstand durch die Wahl der Rohrlänge auf ein möglichst günstiges Maß zu bringen, ist die Kenntnis der Grundfrequenz f der Pulsation und der Schallgeschwindigkeit a im Öl notwendig. Für Zahnradpumpen mit einer Zähnezahl z ergibt sich bei der Antriebsdrehzahl n die Grundfrequenz

$$f = n \cdot z \quad (4)$$

Als mittlere Schallgeschwindigkeit kann für übliche Mineralöle etwa $a = 1360$ m/s angegeben werden, so daß sich die Wellenlänge λ der Druckpulsation zu

$$\lambda = a/f \quad (5)$$

errechnet. Versuche haben gezeigt, daß man durch die Wahl der richtigen Rohrlänge die Pulsation in der Anlage um 10 bis 20 % abbauen kann, was u.U. zu einer Minderung des Schalldruckpegels von 1 bis 2 dB(A) führen kann. Dabei wirken sich folgende Abstände zwischen Pumpe und Widerstand l_R günstig aus [4]:

$$l_R = (0,25 i + 0,125) \cdot \lambda \quad (6)$$

mit $i = 0, 1, 2, \dots$

3.2 Dehnschläuche:

Der Einbau von möglichst nah an der Pumpe anzubringenden Schläuchen ergibt eine vielfach sehr erhebliche Verminderung der Pulsation, denn die elastischen Schläuche nehmen unter Druck einen Teil der Förderstromschwankungen der Pumpe auf, und sie mindern die Weiterleitung der Druckschwingungen. Außerdem sind noch andere Vorteile, wie die Vereinfachung bei der Montage und vor allem die Abkopplung der Pumpe vom Rohrleitungssystem und damit die Verhinderung der Körperschallübertragung, zu nennen. Das kann u.U. dazu führen, daß Hydraulikgeräusche auch bei voller Belastung der Hydraulikanlage vom Fahrer kaum noch wahrgenommen werden. Kann der Einbau von Schläuchen mit Stahlgewebeeinlage Druckschwingungen nur etwa um maximal 30 % abbauen, so ist mit Textilgewebesläuchen (Dehnschläuchen) ein Abbau um 60 % und mehr möglich. Allerdings müssen die Schläuche eine Länge von mindestens 0,5 m haben, damit die Dämpfungseinbrüche bei bestimmten Frequenzen, Bild 3 oben, nicht zu stark werden (Auslegung nach [2]).

Dehnschläuche sind auch in der Lage, die Übertragung von Druckstößen zu glätten, wie sie z.B. durch schlagartige Belastung am Frontlader auftreten können. So konnte beispielsweise mit einem 0,7 m langen Dehnschlauch die Druckanstiegszeit in der Hydraulikanlage eines Ackerschleppers (die vor allem für die Körperschallanregung maßgebend ist) im Vergleich zu einem Stahlrohr von 7 auf 34 ms vergrößert werden. Dadurch bedingt wird sich auch die Lebensdauer der Pumpe erhöhen.

Es sei allerdings vermerkt, daß mit dem Einsatz von Dehnschläuchen auch eine größere Unfallgefahr (Platzen der Schläuche und dessen Folgen) verbunden ist.

3.3 Reflexionsdämpfer:

Handelt es sich bei dem Dehnschlauch und dem später beschriebenen Hydrospeicher um sogenannte Absorptionsdämpfer, bei denen die Schallenergie durch Umwandlung in Wärmeenergie teil-

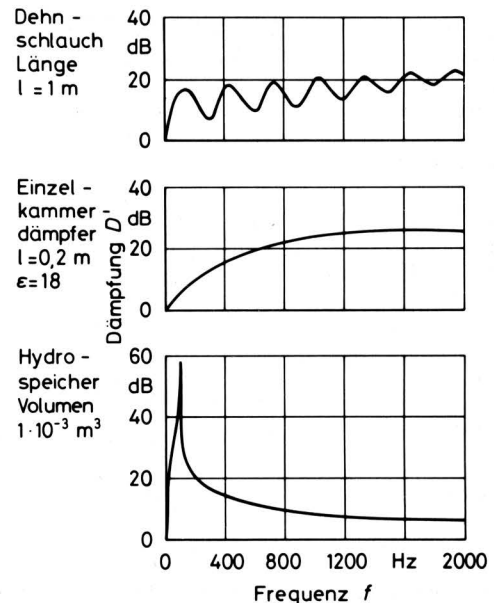


Bild 3. Dämpfungsverlauf verschiedener Flüssigkeitsdämpfer, nach Hoffmann [2].

weise "vernichtet" wird, so bauen Interferenz- oder Reflexionsdämpfer Druckschwingungen dadurch ab, daß sie die Weiterleitung der Schallenergie durch Überlagerung von Wellen mit gleicher Amplitude und Frequenz aber um 180° verschobener Phasenlage behindern, ohne nennenswerte Druckverluste zu verursachen. Als Reflexionsdämpfer kommen in erster Linie Einzelkammerdämpfer, Bild 4, in Frage. Berechnungs- und Auswahlgrundlagen hat Hoffmann [2] erarbeitet. Diese Dämpfer haben einen günstigen Dämpfungsverlauf und können für einen großen Frequenzbereich eingesetzt werden, Bild 3, Mitte. Um eine gute Dämpfung zu erreichen, sollte die Innenlänge etwa 200 mm nicht überschreiten. Das Verhältnis der Querschnitte von Ausdehnungskammer und Druckleitung ϵ sollte möglichst groß gewählt werden.

In der Praxis hat sich die im Bild 4 dargestellte etwa tangential Anströmung als optimal erwiesen, da sich dabei durch Vergrößerung der wirksamen Einströmfläche ein noch größeres Querschnittsverhältnis ϵ ergibt als z.B. bei axialer Anströmung. Mit dem hier abgebildeten Dämpfer wurde der Schalldruckpegel der Hydraulikanlage eines Ackerschleppers bei drucklosem Umlauf (alle Ventile in Neutralstellung) um etwa 8 bis 10 dB(A) abgebaut und das Gesamtgeräusch am Ohr des Fahrers für den ganzen Drehzahlbereich im Stand um etwa 1 dB(A) vermindert, Bild 5. Diese Minderung kann bei höherer Belastung im Hydraulikkreis noch größer sein. So wurde beispielsweise durch den Einbau eines ähnlichen Dämpfers in die Hydraulikanlage eines Hydrobaggers besonders bei hohem Systemdruck eine Reduzierung des Gesamtgeräusches um 7 bis 8 dB(A) erreicht. Außerdem traten nach dem Einbau des Dämpfers störende Schwingungen im Bereich des Bodenblechs der Fahrerkabine nicht mehr auf.

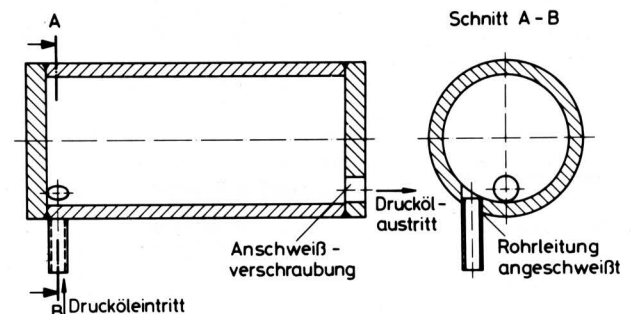


Bild 4. Einzelkammerdämpfer für einen Ackerschlepper.

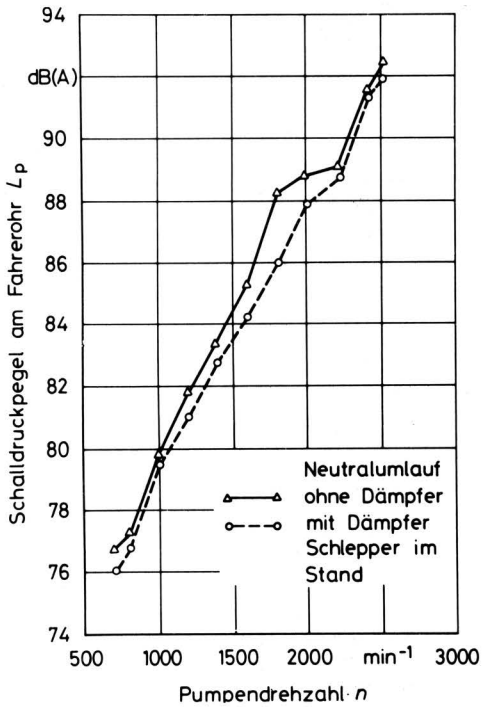


Bild 5. Schalldruckpegel eines Ackerschleppers.

3.4 Speicher:

Der Einsatz von Hydrospeichern in mobilen Arbeitsgeräten als Druckschwankungsdämpfer wäre durchaus denkbar. Hydrospeicher unterliegen aber einmal besonderen Sicherheitsvorschriften und bieten zum anderen nur für einen relativ kleinen Frequenzbereich eine ausreichende Dämpfung der Pulsation. In Bild 3 sind unten die nach [2] theoretisch berechneten Dämpfungswerte für einen Hydrospeicher aufgetragen. Nach dieser Berechnungsvorschrift kann man eine Optimierung eines Hydrospeichers für bestimmte Betriebspunkte erreichen, wenn man die größte Dämpfung in den am stärksten störenden Frequenzbereich legt. Dennoch kommen für den großen Bereich der in Hydraulikanlagen auftretenden Schwingungen Hydrospeicher wohl nur in ringförmiger Anordnung der Gasfeder in Frage, bei denen sich hohe Dämpfungen für einen sehr großen Frequenzbereich ergeben. Dafür dürften diese Speicher aber beträchtlich teurer als im Aufbau wesentlich einfachere Reflexionsdämpfer sein.

4. Verminderung der Geräuschentwicklung durch weitere konstruktive Maßnahmen in der Anlage

Die durch die Förderstromschwankung bestimmte Druckpulsation ist bekanntlich bei weitem nicht der einzige auftretende Geräuschverursacher in einer Hydraulikanlage. Hier wären viele Faktoren zu nennen, die häufig durch einfache konstruktive Veränderungen ausgeschaltet werden können. Die größte Sorgfalt erfordert die Auslegung der Saugleitung. Bei Zahnradpumpen gilt allgemein ein Unterdruck vor der Pumpe von 0,2 bis 0,4 bar als zulässig. Steigt z.B. bei einem Schlepper durch Einbau einer Drosselstelle in die Saugleitung der Unterdruck von 0,4 auf 0,7 bar, so steigt die Pulsation in der Anlage um 50 % an, was unangenehme Geräusche zur Folge hat. Diese Geräusche werden durch das plötzliche Komprimieren der bei niedrigem Druck ausgeschiedenen Luft in der Pumpe (Kavitation) verursacht. Um einen größeren Unterdruck zu vermeiden, sollte die Saugleitung einen nicht zu kleinen Querschnitt haben. Er ergibt sich aus der Forderung, daß die maximale Ölgeschwindigkeit in der Saugleitung etwa zwischen 1,5 und 2 m/s liegen sollte. Darüber hinaus kann man bekanntlich durch einen geometrischen Höhenunterschied zwischen Tank und Pumpe zu große Unterdrücke vermeiden.

Eine weitere Ursache für die Geräuschbildung in der Pumpe kann auch die Verschäumung des Öles sein. Sie wird z.B. durch ungelöste Luft ausgelöst, die durch eine undichte Stelle in der Saugleitung oder bei zu niedrigem Ölstand im Tank angesaugt wird. Ein Anteil von nur 3 % ungelöster Luft auf der Saugseite der Pumpe bewirkt beispielsweise eine Zunahme der Druckpulsation um etwa 30 %.

Natürlich kann auch ein einfaches Bauelement, z.B. eine Schwenk-Winkelverschraubung, Geräuscherzeuger sein. So trat in einer Schlepperhydraulikanlage in einem begrenzten Drehzahlbereich eines bestimmten Pumpentyps eine deutliche Überhöhung des Schalldruckpegels und der Druckpulsation auf, die verschwand, nachdem die einfache Schwenk-Winkelverschraubung durch eine drosselfreie Verschraubung ersetzt worden war. Wahrscheinlich haben örtlich höhere Strömungsgeschwindigkeiten bei der erstgenannten Ausführung zu einer Resonanzanregung durch die Pumpengrundfrequenz geführt. Nach dem Einbau der drosselfreien Verschraubung, Bild 6, sank der Schalldruckpegel in diesem Betriebspunkt um 8 dB(A).

Rohrleitungen werden, wie bereits erwähnt, durch die Druckpulsation zu mechanischen Schwingungen angeregt. An einem geraden Leitungsstück treten hauptsächlich Schwingungen durch Aufweitung der Leitung auf, denen in Krümmernähe noch eine Biegeschwingung überlagert ist. Bei der Auslegung der Rohrleitung und bei deren Befestigung sollte deshalb bedacht werden, daß die mechanischen Resonanzfrequenzen der Leitung nicht mit der Grundfrequenz oder einer Oberschwingung (ganzzahliges Vielfaches der Grundfrequenz) zusammenfallen. Nach Gösele [6] könnten diese Resonanzerscheinungen zu einer Erhöhung des Schalldruckpegels um bis zu 10 dB(A) führen. Ebenso sollte beachtet werden, daß die Rohrleitungen ausreichend befestigt sind, da das Rohr sonst in seiner Halterung "klappern" kann. Schon eine nicht festgezogene Halterung kann erfahrungsgemäß eine Vergrößerung des Gesamtschalldruckpegels am Schlepper um 1 dB(A) und mehr bedeuten. Empfehlenswert wäre der Einbau von körperschallisolierenden elastischen Rohrbefestigungen wenigstens in der näheren Umgebung des Schlepperfahrers.

In einigen kleineren Schleppern wird die hydrostatische Lenkhilfe vom Arbeitshydraulikkreislauf über ein Stromregelventil mitversorgt. An diesem Stromregelventil können recht hohe Strömungsgeräusche, vor allem während des Lenkvorganges, auftreten, die auch durch eine Minderung der Pulsation in der Anlage nicht zu beeinflussen sind. Es bietet sich außer aus den allgemein bekannten Sicherheitsgründen auch aus diesem Grunde an, einen eigenen Hydraulikkreislauf für die Lenkung zu realisieren, damit das Stromregelventil überflüssig wird.

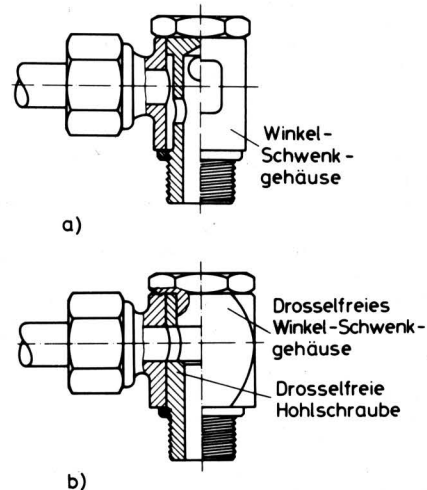


Bild 6. Winkel-Schwenkverschraubung.

- a) einfach
- b) drosselfrei

Ursachen	Auswirkungen	Maßnahmen	mögliche Lärminderung
Weiterleitung der Pumpenpulsation	hohe Pulsation in der Anlage	Einbau von geeigneten Flüssigkeitsdämpfern Einbau von elastischen Dehnschläuchen	4 bis 8 dB(A)
unzureichende Befestigung der Rohrleitungen	starke teilweise klappernde Schwingungen der Rohrleitungen Resonanzschwingungen der Rohrleitungen mit Pulsationsfrequenz	Befestigungselemente nachziehen elastische Befestigungselemente wählen Resonanzfall verhindern	2 bis 3 dB(A)
Reflexionen in der Rohrleitung	durch Längsschwingungen in der Flüssigkeit Pulsationserhöhung	Rohrleitungslänge abstimmen mit Erregerfrequenz	1 bis 2 dB(A)
Stromregelventil für Lenkung	Strömungsgeräusche im Ventil	Stromregelventil einsparen durch eigenen Lenkungsreis	2 bis 3 dB(A)
Umlenkung scharfkantig (z.B. Winkelverschraubung)	Strömungsgeräusche durch örtlich turbulente Strömung; in einigen Betriebspunkten u.U. sehr stark ausgeprägt	nur Umlenkungen mit größerem Krümmungsradius verwenden drosselfreie Winkelverschraubungen verwenden	1 bis 2 dB(A) u.U. in einigen Betriebspunkten bis 8 dB(A)
Wegeventil in Kabine	Strömungsgeräusche von Wegeventilen sind gut hörbar	Wegeventil aus der Kabine herausnehmen, über mechanische oder elektrische Verstellung ansteuern	3 bis 5 dB(A)
Luft im Öl durch: a defekte Saugleitung b zu hohe Geschwindigkeit in d. Saugleitung c Saug- und Rücklaufleitung im Tank zu dicht zusammen d Turbulenzen im Tank e Rücklaufleitung endet über dem Ölspiegel	Verschäumung des Öls klirrende Geräusche in der Pumpe Unterdruck vor der Pumpe zu hoch Ausscheiden von gelöster Luft	a Saugleitung ersetzen b Saugleitungsquerschnitt vergrößern c Abstand vergrößern d Beruhigungsbleche einbauen e Rücklaufleitung verlängern	2 bis 8 dB(A)
Dampfbildung durch zu heißes Öl	Kavitationserscheinungen schneller alterndes Öl schlechter Wirkungsgrad der Pumpe Verschleiß der Dichtungen	zusätzlichen Ölkühler einbauen	2 bis 4 dB(A)

Tafel 1. Geräuschminderung durch Maßnahmen an der Pumpe

Ursachen	Auswirkungen	Maßnahmen	mögliche Lärminderung
ungünstige Pumpenbauart	zu hohe Pulsation zu großer Körperschall	Wahl einer anderen Bauart	5 bis 10 dB(A)
veralteter Pumpentyp	zu hohe Pulsation zu großer Körperschall	Wahl eines geräuschoptimierten Pumpentyps	5 bis 7 dB(A)
Pumpe verschlissen	schlechter Wirkungsgrad	Pumpe auswechseln	bis 10 dB(A)
Montagefehler in der Pumpe	Geräusche in der Pumpe	Pumpe auswechseln	bis 10 dB(A)
Montagefehler in der Antriebszahnradpaarung	klingelnde Geräusche von der Verzahnung	Achsabstand der Zahnräder einstellen	2 bis 3 dB(A)
Pumpe läuft zu schnell	Kavitationserscheinungen	Pumpe langsamer laufen lassen	3 bis 6 dB(A)

Tafel 2. Geräuschminderung durch Maßnahmen in der Anlage

5. Zusammenfassung

Für viele Schlepper wird es nötig sein, die Hydraulikgeräusche zu vermindern. Die verschiedenen Möglichkeiten, die sich dazu anbieten, sind hier eingehend erläutert worden. Dazu gehört sowohl die Auswahl einer möglichst "leisen" Pumpe als auch die eines geeigneten Flüssigkeitsdämpfers zur Verhinderung der Weiterleitung von Druckschwankungen. Es geben **Tafel 1** für die Pumpen und **Tafel 2** für die gesamte Anlage noch einmal einen zusammenfassenden Überblick. Hierin werden für die Ursachen des Geräuschs und seiner Auswirkungen jeweils Maßnahmen angegeben, mit denen man die Intensität des Schalles u.U. verringern kann. Die mögliche Geräuschminderung dieser Maßnahmen bezieht sich nur auf die Hydraulikanlage. Das gesamte Schleppergeräusch hängt darüber hinaus — wie erwähnt — sehr erheblich von der Stärke der übrigen Schallquellen am Schlepper ab.

Es bedarf wohl keiner näheren Erläuterung, daß in diesem Beitrag nicht alle Probleme der Geräuschentwicklung und -minderung für die Schlepperhydraulik angesprochen sind, zumal bei jedem Schlepper immer wieder neue Probleme auftreten, die man nicht generell behandeln kann.

Schrifttum

Bücher sind durch • gekennzeichnet

- [1] *Harms, H.-H.*: Noise-level-deminution in hydraulic-systems of agricultural tractors. Vortrag, gehalten auf dem 9. Internationalen Kongreß für Landwirtschaftstechnik (CIGR) in East Lansing, 1979.
- [2] *Hoffmann, D.*: Die Dämpfung von Flüssigkeitsschwingungen in Ölhydraulikleitungen. VDI-Forschungsheft Nr. 575, Düsseldorf: VDI-Verlag 1976.
- [3] *Hoffmann, D. u. H.-H. Harms*: Wirkungsgrad und Pulsation von Zahnradpumpen hängen ab von den Betriebsgrößen. Maschinenmarkt Bd. 82 (1976) Nr. 93, S. 1804/07.
- [4] • *Hübner, E.*: Technische Schwingungslehre in ihren Grundzügen. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer-Verlag 1957.
- [5] *Voigts, E.*: Der Einfluß der Rohrlänge von Hydraulikanlagen auf die Druckpulsation in der Anlage. Unveröffentlichte Diplomarbeit D 159 Hy/Ha Institut für Landmaschinen der TU Braunschweig 1978.
- [6] *Gösele, R.*: Mechanismus der Geräuschentstehung in Hydro-systemen durch Förderstromschwankungen. Vortrag, gehalten auf dem 3. Aachener Fluidtechnischen Kolloquium, 1978.

Die Messung der Milchttemperatur als Mittel zur Überwachung der Tiergesundheit und zur Steuerung des Milchentzuges

Von Wolfgang Paul und Hermann Speckmann,
Braunschweig-Völkenrode*)

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

DK 637.12:621.317.39:536.53

Die Verbesserung der Qualität von Milch und Milchprodukten mit dem Ziel, den Verbraucher mit qualitativ hochwertigen Nahrungsmitteln preisgünstig zu versorgen, kann geschehen, indem bei der Milchproduktion ein hygienisch hochwertiger Standard eingehalten und die Gesundheit der Tiere laufend überwacht wird. Von maßgeblichem Einfluß auf den hygienischen Standard ist das Infektionsrisiko bei fehlerhafter Melkroutine. Ziel des Beitrages ist deshalb, ein einfaches und bedienungsneutrales Überwachungssystem zu entwickeln und vorzustellen, welches sowohl Signale für die Melkroutine als auch eine Anzeige bei Krankheit oder sonstigen Abweichungen vom Normalzustand des Tieres liefert. Die Realisierung geschieht durch Messen der Milchttemperatur im Melkbecher während des Milchentzuges. Im Beitrag wird die Meßtechnik vorgestellt, und die erreichbaren Ergebnisse werden diskutiert.

Die Verfasser danken Herrn *W. Janßen* für die Mitarbeit beim Bau der Meßschaltung sowie für die Durchführung der Versuche.

*) *Dr.-Ing. W. Paul* und *Dipl.-Ing. H. Speckmann* sind wissenschaftliche Mitarbeiter im Institut für landtechnische Grundlagenforschung (Direktor: *Prof. Dr.-Ing. W. Batel*) der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode.

1. Einleitung

Technische Hilfsmittel zur Steuerung und Überwachung von Produktionsabläufen finden insbesondere in der Milchproduktion zunehmend Beachtung. Die recht vielschichtigen Aufgaben hierbei beinhalten z.B. die leistungsangepaßte Futterzuteilung oder die Überwachung der Tiergesundheit zur Erhaltung des Bestandes und zur Sicherung der Milchqualität.

Für die Überwachung der Tiergesundheit gibt es viele Indikatoren, von denen sich für technische Maßnahmen vor allem die Körpertemperatur anbietet.

Bei Milchkühen liegt die normale Körpertemperatur bei etwa 38,5–39 °C, wobei je nach Tageszeit, Trächtigkeit, Futteraufnahme, geleisteter Arbeit und Umweltbedingungen geringfügige Abweichungen auftreten. Abweichungen werden ferner bei Erkrankungen oder bei Brunst beobachtet. Bei Temperaturen über 39,5 °C ist nach *Barnickel* [1] mit größter Wahrscheinlichkeit auf eine Erkrankung zu schließen.

Für die Messung der Körpertemperatur stehen zahlreiche Methoden zur Verfügung [1, 2, 3]. Eingang in die Praxis kann jedoch nur eine Meßmethode finden, die robust, preisgünstig und bedienungsneutral ist. So ist der Versuch zu verstehen, die Temperaturmessung automatisch an der ausströmenden Milch beim Melken vorzunehmen. Dazu sind in die vier Melkbecher eines Melkzeuges Temperatursensoren eingeklebt, die von der Milch umspült werden. Der Einsatz elektronischer Meßwertaufnehmer macht eine genaue und schnelle Temperaturmessung möglich. Aus dem zeitlichen Verlauf der Meßgröße können neben Maximalwerten weitere Kenndaten in bezug auf die Melkroutine gewonnen werden.