

Die Belastungen von Motor, Fahrgetriebe und Zapfwelle bei Ackerschleppern

Zur Analyse ihrer Häufigkeitsverteilungen

Von **Hans-Helmut Coenberg**, Braunschweig-Völkenrode

In umfangreichen Feldversuchen wurde die Motor-, Getriebe- und Zapfwellenbelastung von Ackerschleppern im praktischen Einsatz gemessen, worüber nachstehend berichtet wird. Die sich ergebenden Drehmomentverläufe aus Lastschwankungen und Schwingungen werden hinsichtlich Zusammensetzung und Ursachen analysiert und die Frage ihrer Übertragbarkeit auf andere Schlepper unter normalen Einsatzbedingungen erörtert. Die so gewonnenen Merkmale, zusammen mit denen der stationären und dynamischen Leistungsgrenzen von Schleppern und Landmaschinen ermöglichen das Abschätzen und Zusammensetzen von Last-Häufigkeitsverteilungen für längere Einsatzperioden. Vergleicht man diese mit den auftretenden Spitzenbeanspruchungen, so kommt man zu einigen Schlußfolgerungen hinsichtlich der für Berechnungen maßgebenden dynamischen Belastungsmerkmale.

1. Aufgabe der Untersuchung

Mit der fortschreitenden Mechanisierung wurden die Ackerschlepper in den letzten Jahren immer intensiver und vielseitiger genutzt. Im Hinblick auf Preis und allgemeine Wirtschaftlichkeit ist man um Konstruktionen bemüht, die bei bestmöglicher Erfüllung der funktionellen Forderungen mit einem Minimum an Material- und Lohnaufwand hergestellt werden können. Das setzt aber eine hinreichend genaue Kenntnis der auf die einzelnen Baugruppen und -teile einwirkenden Kräfte und Momente voraus, nach denen sich die Gestaltung und Bemessung richten müssen. Dem Streben nach einer möglichst gleich großen Lebensdauer des Schleppers in allen seinen Teilen steht jedoch die große Variationsbreite der Einsatzbedingungen entgegen. Diese große Variationsbreite könnte durch Einsatzmodelle aufgeteilt und abgegrenzt werden, um so möglicherweise zu einer Abstimmung der Schlepperkonstruktion auf gewisse Bereiche der Einsatzbedingungen zu kommen.

Zu diesen Fragen lassen sich aus dem einschlägigen Schrifttum zahlreiche Hinweise entnehmen, z. B. über stationäre und dynamische Betriebsbelastungen des Schleppermotors [1 bis 5], Zugkraft- und Leistungsbedarf bei den wichtigsten Feldarbeiten [6 bis 11], die Beanspruchungen des Schleppertriebwerkes [12 bis 20] und den Einfluß der Hauptkupplung des Schleppers darauf [13; 15; 21 bis 26], über Belastungen bzw. Beanspruchungen durch von der Zapfwelle getriebene Geräte und Maschinen [15; 27; 28] und dergleichen mehr. Ein Übertragen dieser oft bei sehr speziellen Untersuchungsaufgaben gewonnenen Ergebnisse auf andere Verhältnisse ist in stationärer Hinsicht zwar vielfach möglich, in dynamischer jedoch oft unsicher oder gar bedenklich.

Im Zuge dieser Entwicklung wurden im Anschluß an die früheren Arbeiten [12; 15; 21; 22; 29] die nachstehenden Messungen über den Verlauf wichtiger Kräfte und Drehmomente im Schlepper durchgeführt und die Ursachen sowie grundlegenden Zusammenhänge dieser Kräfte und Drehmomente analysiert. In Verbindung mit einigen rechnerischen Untersuchungen, insbesondere über den Einfluß statistisch unregelmäßiger Belastungsschwankungen auf das Schwingungsverhalten des Schleppers und seiner einzelnen Baugruppen, ermöglichten die Meßergebnisse das Aufstellen von Kennwerten und einigen Belastungskollektiven.

Dr.-Ing. Hans-Helmut Coenberg war wissenschaftlicher Mitarbeiter des Institutes für Schlepperforschung (Direktor: Prof. Dipl.-Ing. Helmut Meyer) der Forschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode; er ist nun bei der Firma Wallerscheid KG, Siegburg-Lohmar.

2. Die Messungen und ihre Ergebnisse

2.1 Meßverfahren und -einrichtungen

Zur Ermittlung der Häufigkeitsverteilungen der Schlepperbelastung in längeren Einsatzversuchen hat *Gerlach* ein Verfahren mit drahtloser Meßwertübertragung entwickelt und über die bis 1957 damit erzielten Versuchsergebnisse berichtet [12].

Die von zwei Vielpolgeneratoren auf der Kupplungswelle des Schleppers (bzw. auf der Antriebsgelenkwelle zwischen Schlepper und Arbeitsmaschine) erzeugten Wechselspannungen sind in der Frequenz der Drehzahl und in ihrer Phasenverschiebung dem in der Meßwelle wirksamen Drehmoment proportional. Sie werden mittels Pulsmodulation über die Trägerfrequenz eines Senders zu dem am Feldrand abgestellten Meßwagen übertragen. Diese Signale werden dort verstärkt, in Meßspannungen zerlegt und von Tintenschreibern oder einem Oszillographen aufgezeichnet. Ferner wird in rhythmisch gleichen Zeitabständen die momentane Klassenlage des Drehmoments von einer Zählergruppe in insgesamt 12 Klassen als Summenhäufigkeit registriert. Auf den Erfahrungen und Ergebnissen mit diesem Verfahren aufbauend, war vom Verfasser für längere Einsatzversuche noch ein Zählverfahren entwickelt worden, bei dem die Motorbelastung unter Verzicht auf elektronische Mittel über die Stellung der Regelstange der Einspritzpumpe erfaßt werden konnte. Über die Anwendungsmöglichkeiten wurde bereits berichtet [29].

Daneben waren in anderem Zusammenhang die Schwingungs- und Spitzenbeanspruchungen von Schleppertriebwerken in bekannter Weise mittels Dehnungsmeßstreifen über Kabelverbindungen, Verstärker und Oszillograph gemessen worden [15; 21; 22].

Die im vorliegenden Bericht erörterten Meßergebnisse wurden vorwiegend mit dem zuerst genannten Verfahren gewonnen, werden aber durch die mit dem zweiten Meßverfahren erhaltenen Ergebnisse gestützt und bestätigt. Die in mehr als 600 Arbeitsstunden registrierten Häufigkeitsverteilungen der Motorbelastung stimmten unter vergleichbaren Arbeitsbedingungen mit den mit dem drahtlosen Verfahren an der Kupplungswelle erhaltenen hinsichtlich Zentralwert, Streuung sowie allgemeinen Tendenzen recht gut überein. Diese Übereinstimmung beruhte bei dem betreffenden Versuchsschlepper darauf, daß durch Reglerschwingungen und „Vibrieren“ der Regelstange ein Streuungsanteil erhalten wurde, der meistens dem durch schnellere Lastschwankungen und Schwingungen in der Kupplungswelle bewirkten entsprach.

2.2 Versuchsschlepper und -geräte

Der mit der drahtlosen Meßwertübertragung ausgestattete Schlepper I, **Tafel 1**, hatte knapp 27 PS Motorleistung und bei den Versuchen i. M. rd. 1900 kg Masse. Für Messungen der über die Zapfwelle zu Geräten und Maschinen übertragenen Leistung wurde aber oft der Versuchsschlepper II mit fast gleicher Leistung und etwa gleicher Masse benutzt, bei anderen Messungen auch Schlepper III mit knapp 38 PS und rd. 2300 kg Masse. Dieser war auch mit einer Einrichtung zur Messung der Zugwiderstände angehängter, aufgesattelter oder angebaute Geräte ausgestattet.

Die Schlepper unterschieden sich in der Zylinderzahl und der relativen Schwungradgröße Γ des Motors (Kennwert des Verhältnisses der kinetischen Energie der Schwunghmassen zur Höchstleistung des Motors): Die relative Schwungradgröße lag bei Schlepper I etwas unter, bei Schlepper III in und bei Schlepper II etwas über dem optimalen Bereich ($\Gamma = 3$ bis 7 s [5]).

Tafel 1. Daten der Versuchsschlepper

Versuchsschlepper		I	II	III
Motorleistung N_{vo}	PS	26—27	26—27	36—38
Schleppermasse mit Fahrer	kg	1850	1950	2200
		bis 2000	bis 2050	bis 2450
relative Schwungradgröße Γ (nach [5])	s	rund 2,6	rund 8	rund 5
Höchstzahl n_{vo}	U/min	1600	1800	2300
Zapfwelldrehzahl bei n_{vo}	U/min	560	560	590
(gegebenenfalls wurden nach Drehzahlmesser etwa 540 U/min eingestellt)				
Fahrtgeschwindigkeit (schlupflos bei n_{vo})	km/h			
		3,1	2,0	2,2
		4,4		3,3
		5,1	5,0	4,9
		6,2		
		7,4		7,3
		10,3		9,3
		12,2		13,8
		20,4	20,0	20,0
↓ stufenlos regelbar				

Die Schlepper I und III hatten im Bereich der Arbeitsgeschwindigkeit Getriebegänge mit fast gleichen Nennfahr- geschwindigkeiten, Schlepper II dagegen ein mechanisch-stufen- loses Getriebe. Dieses wurde bei den hier interessierenden Mes- sungen meistens auf entsprechende Geschwindigkeiten fest ein- gestellt. (Die daneben für Vergleiche vorgenommene ständige Nachregelung zum Erzielen höherer Geschwindigkeit und Flächenleistung bei höchstmöglicher Motorbelastung wurde bereits in anderem Zusammenhang besprochen [30 bis 33].) Diese Wahl und Ausstattung der Versuchsschlepper erleichterten das Durchführen und Beurteilen der Versuche sehr erheblich¹⁾.

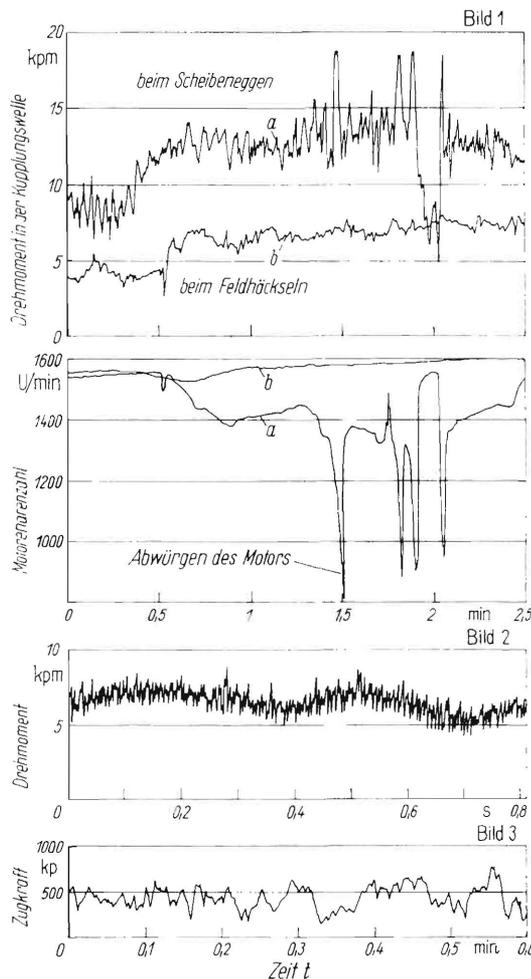
2.3 Versuchsdurchführung und Auswertung

Die Messungen der Belastungen des Motors sowie des Fahr- getriebes erstreckten sich auf die wichtigsten landwirtschaft- lichen Arbeiten und Transporte, wie Pflügen, Schälern, Eggen und Scheibeneggen, jeweils unter verschiedenen Einsatzbedingungen, Zug von Erntemaschinen und Anhängern auf dem Acker sowie Leerfahrten und leichte bis schwere Transporte auf Straßen und Wegen. Zum Teil wurden die Versuche unter normalen Arbeits- bedingungen gefahren, in anderen Fällen aber die Motorbelastung bis zum Abwürgen des Motors gesteigert. Ferner wurden die Belastungen des Schleppers durch den Zapfwellenantrieb beim Mähdrusch, beim Feldhäckseln von Mais, Landsberger Gemenge, Luzerne und Halbheu sowie beim Kartoffel- und Rübenroden und beim Stallungstreuen gemessen²⁾.

Bei den Messungen wurden jeweils der Verlauf von Dreh- moment und Drehzahl mit Tintenschreibern sowie typische Versuchsabschnitte mittels Oszillograph aufgezeichnet (Bei- spiele in den Bildern 1 bis 3). Die Trägheit und Dämpfung der Tintenschreiber unterdrücken Schwankungen und Schwingungen von mehr als etwa 1 Hz; diese erfaßt (bis zu 10³ Hz und mehr) der Oszillograph, Bild 2, der jedoch für längere Aufnahmen und deren Auswertung unpraktisch ist. In einigen Fällen wurde auch der Verlauf der Zugkraft über die erwähnte Einrichtung an Schlepper III mit einem hydraulischen Zugkraftschreiber auf- genommen, Bild 3.

¹⁾ Für die Arbeiten wurden Geräte des Institutes für Schlepperforschung sowie Geräte und Maschinen der landwirtschaftlichen Einsatzbetriebe, bei denen gearbeitet wurde, verwendet; ferner Maschinen und Wagen, die in dankens- werter Unterstützung der Versuche insbesondere von den Firmen Gebr. Claas, Esterer, Mengele, Gebr. Stoll und Welger zur Verfügung gestellt worden waren. Diese Hilfsbereitschaft ermöglichte eine günstige Abstim- mung auf die gewählten Arbeitsbedingungen.

²⁾ Für das Gelingen der Versuchsarbeiten war es besonders wichtig, daß einige Landwirte in der näheren und weiteren Umgebung Braunschweigs bereit- willig geeignete Ackerflächen für die Messungen zur Verfügung stellten, obgleich damit für sie unvermeidbare Nachteile durch Termenschwierigkeiten, häufigeres Befahren der Äcker und dergleichen mehr verbunden waren. Ihnen sei für diese Hilfsbereitschaft auch an dieser Stelle ganz besonders gedankt.



Bilder 1 bis 3. Drehmomente und Drehzahlen, in der Kupplungs- welle des Fahrgetriebes des Schleppers gemessen, beim Scheiben- eggen und Feldhäckseln, sowie Zugkraftverlauf beim Ziehen eines Feldhäckslers mit angehängtem Wagen.

Bild 1: mit Tintenschreiber aufgezeichnet
Bild 2: Oszillogramm (180fache Zeitdehnung gegenüber Tintenschreiber)
Bild 3: auf Wachspapier mit hydraulischer Zugkraftmeßeinrichtung

Die Häufigkeitsverteilungen des Drehmoments konnten direkt aus den erwähnten Zählregistrierungen als Summenhäufigkeits- verteilungen im Wahrscheinlichkeitsnetz [34] über dem Dreh- moment als Abszisse aufgetragen werden. In diesem wird be- kanntlich die im linearen Netz S-förmige Summenhäufigkeits- verteilung einer Gaußschen Normalverteilung eine gerade Linie. Ihr Schnittpunkt mit der 50%-Ordinate gibt den Zentralwert (Häufigkeitsmaximum) und ihre Neigung die Streuung an. Durch Differenzenbildung zwischen den Klassen ergibt sich die im Wahrscheinlichkeitsnetz parabel- und im Linearnetz glocken- förmige Häufigkeitskurve.

Diese einfache und oft schon während der Versuche mögliche Auswertung von Meßabschnitten läßt erkennen, ob das Meß- ergebnis angenähert einer Gaußschen Normalverteilung ent- spricht. Eine Nebenverteilung tritt auch im Wahrscheinlichkeits- netz deutlicher in Erscheinung als im Linearnetz.

Beim Dominieren nur einer Hauptvariablen (Bodenwider- stand, Fahrwiderstand, Drehmoment- oder Leistungsbedarf der Maschine und dgl.) und ihren statistisch willkürlichen Schwan- kungen erhält man meistens eine angenäherte Normalverteilung [12; 29]. Bei den Messungen wurden deshalb im Rahmen des einzuhaltenden üblichen Arbeitsablaufs nach den bereits vor- liegenden Erfahrungen durch fotografische Registrierung von Zwischenergebnissen der Zählerstände der Gesamtversuch so in Meßabschnitte unterteilt, daß für die Mehrzahl der Abschnitte jeweils angenäherte Normalverteilungen erwartet werden konn- ten. Andererseits kann die Summierung einer größeren Zahl einzelner Normalverteilungen mit statistisch streuenden Zen-

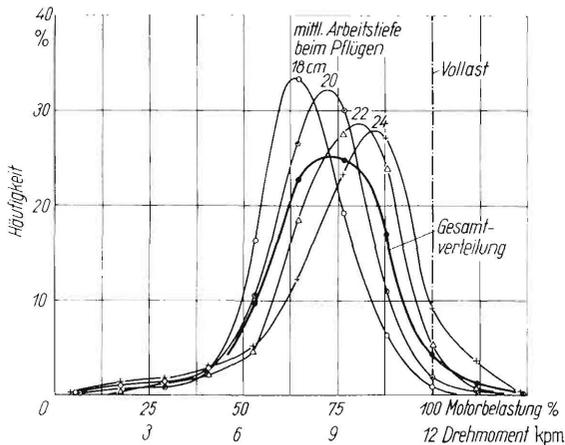


Bild 4. Häufigkeitsverteilungen des Motordrehmoments beim Pflügen auf mittlerem Boden bei verschiedener Arbeitstiefe und die Gesamtverteilung (nach Gerlach [12]).

tralwerten wieder eine angenäherte Normalverteilung ergeben. Diese Tendenz zeigte Gerlach [12] schon an einem Pflugversuch mit stufenweise gesteigerter Arbeitstiefe, **Bild 4**, sowie mit den Gesamtergebnissen längerer Pflugversuche auf einem gleichmäßigen leichten sowie auf einem ungleichmäßigen, sehr schweren Boden, **Bild 5**.

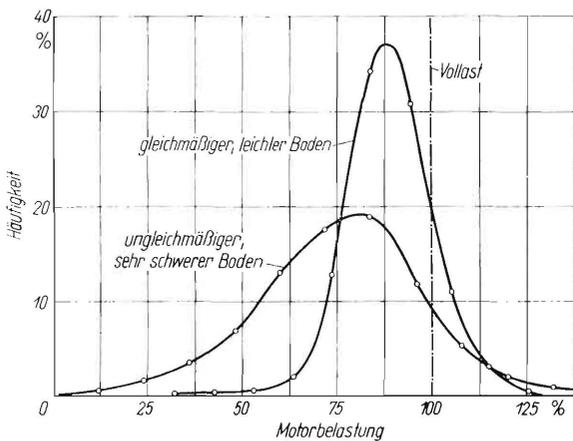


Bild 5. Häufigkeitsverteilungen der Motorbelastung beim Pflügen auf gleichmäßigem, leichtem und ungleichmäßigem, sehr schwerem Boden, jeweils mit höchstmöglicher Motorbelastung (nach Gerlach [12]).

2.4 Einzelergebnisse

Neuere Meßreihen beim Pflügen, Schälern, Eggen und Scheibeneggen, deren Arbeitsbedingungen und Ergebnisse vergleichbar sind, zeigen ähnliche Tendenzen. Bei etwa gleichbleibendem Bodenzustand wachsen im allgemeinen, ähnlich Bild 5, mit der Arbeitstiefe die Zentralwerte und auch die Streuungen etwa proportional. Ferner zeigte sich immer wieder, [3; 4; 12; 15], daß bei durchschnittlichen Arbeitsbedingungen die höchstmögliche mittlere Motorbelastung (Zentralwert der Verteilung) kaum über 80% und bei recht gleichförmigen Bedingungen nur selten über 85% der Vollast gebracht werden konnte (ähnlich Bild 5); sonst führten Höhe und Dauer der zeitweiligen Überschreitungen der höchsten Dauerleistung des Motors zu stärkerem „Würgen“ des Motors bis zum Abwürgen.

Eine größere Variationsbreite der Arbeitsbedingungen lag beim Scheibeneggen auf einem großen Acker vor, der außer wechselnder Hangneigung stark wechselnden Boden sowie Verdichtungen durch Fahrspuren aufwies. Als Teilergebnisse wurden daher sowohl Normalverteilungen als auch Mischverteilungen erhalten, **Bild 6**, ebenso bei der anschließenden Zugbelastung durch Eggen und Schottlöfleeggen. Das aus etwa 70 000 Meßpunkten bestehende Gesamtergebnis, Bild 6, konnte aber bei Ergänzung durch einige Teilkollektive, die bei nur wenig veränderten Bodenverhältnissen wohl noch erhalten worden wären,

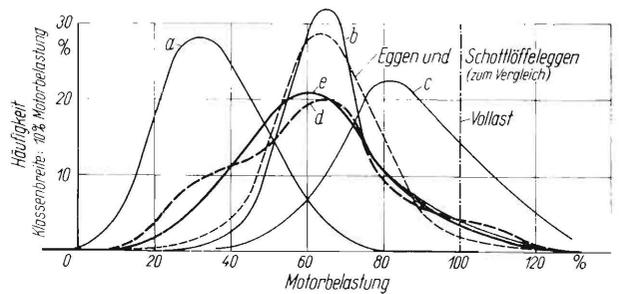


Bild 6. Häufigkeitsverteilungen der Motorbelastung beim Scheibeneggen auf schwerem, wechselndem Boden (örtlich durch Fahrspuren verfestigt) in hügeligem Gelände; dem Gesamtergebnis d bzw. e sind die Teilergebnisse a, b und c nicht mehr anzusehen; geringe Änderungen des Bodenzustandes hätten zu der angenäherten Normalverteilung c geführt.

- a Scheibeneggen, leichter Boden, bergab
- b Scheibeneggen, mittlerer Boden, in der Ebene
- c Scheibeneggen, höchste Belastung des Schleppers mit häufigem Ausnutzen der Energie des Motorschwungrads
- d Scheibeneggen, gemessenes Gesamtergebnis
- e Scheibeneggen, „normalisiertes“ Gesamtergebnis

zu der ausgezogenen angenäherten Normalverteilung mit einer mittleren Motorbelastung von etwa 60% der Vollast und relativ großer Streuung ergänzt werden. Diese läßt aber die in dem Bild links und rechts davon gezeigten Teilergebnisse mit Zentralwerten von 30% sowie 80% der Vollast schon nicht mehr erkennen. Verteilungen ähnlich der linken in Bild 6, wenn auch meist mit geringerer Streuung, wurden auch oft bei der Zugbelastung durch Feldhäcksler und Wagen oder Transporten auf dem Acker erhalten. Die rechts in Bild 6 dünn ausgezogene Mischverteilung mit einem Zeitanteil der Vollastüberschreitungen von fast 25% konnte andererseits nur bei immer wieder überlastetem Motor (in Verbindung mit einem vorübergehend stärkeren Abfall der Drehzahl) erhalten werden.

Leichtes, langsames Ziehen von Anhängern oder Maschinen in der Ebene sowie Leerfahrt des Schleppers ergaben Verteilungen mit Zentralwerten bis auf etwa 10% der Vollast herab. Bremsfahrten des Schleppers mit und ohne angehängtes Gerät im Gefälle konnten auch zu negativen Zentralwerten der Motorbelastung führen, was jedoch nicht näher untersucht wurde.

Im Rahmen dieser Untersuchungen interessierten vor allem Messungen der Schlepperbelastung durch das bei Arbeiten mit zapfwellengetriebenen Geräten und Maschinen hinzukommende Zapfwelldrehmoment. **Bild 7** zeigt zunächst Versuchsergebnisse beim Mähdreschen mit dem Claas-Super-Junior hinter den beiden leichteren Versuchsschleppern I und II. 100% Motorbelastung entsprechen einem Drehmoment von rd. 33 kpm an der Zapfwelle bzw. einer Leistung von rd. 25 PS. Für die Einzelergebnisse war kennzeichnend: Beim Arbeiten in stets gleichmäßigem Bestand wurden wieder angenäherte Normalverteilungen erhalten. Zeitweiliger Leerlauf der Dreschtrummel hatte eine Nebenverteilung mit einer mittleren Motorbelastung von etwa 25% der Vollast zur Folge, während vorübergehendes Verstopfen der Dreschtrummel mit erheblichem Anstieg der Motorbelastung bis zum schnellen Abwürgen verbunden sein konnte. Die jeweils erhaltene Streuung entsprach etwa den Ungleichmäßigkeiten des Bestandes.

Im wesentlichen ähnliche Relationen ergaben sich beim Feldhäckseln von Landsberger Gemenge, **Bild 8**. Bei Mais, Luzerne und Halbheu ergaben sich ähnliche Leistungsmittelwerte mit teils größeren, teils geringeren Streuungen. Diese rühren beim Scheibenradhäcksler (Kurven a bis c in Bild 8) von Ungleichmäßigkeiten des Schwads sowie denen seiner Aufnahme her und sind beim Schlegelfeldhäcksler (Kurve d und e) auf Unterschiede des Bestandes und funktionell ungleichmäßiges Arbeiten und bei dem als Feldschneider bezeichneten Schneidgebläse-Feldhäcksler (Kurve f) im wesentlichen auf das letztere zurückzuführen.

Die kleineren Schlepper waren mit einer mittleren Motorbelastung von 50 bis 60% der Vollast durch die Zapfwelle wegen der gleichzeitig aufzubringenden Fahr- und Zugleistung

schon oft an der Leistungsgrenze. Bei dem stärkeren Schlepper wurde die Leistungsgrenze meist im nächst schnelleren Gang erreicht und zeitweilig auch überschritten. Beim Steigern des Durchsatzes befriedigte jedoch die Arbeitsgüte nicht mehr; beim Scheibenradhäcksler traten auch Verstopfungen im Zuführkanal auf.

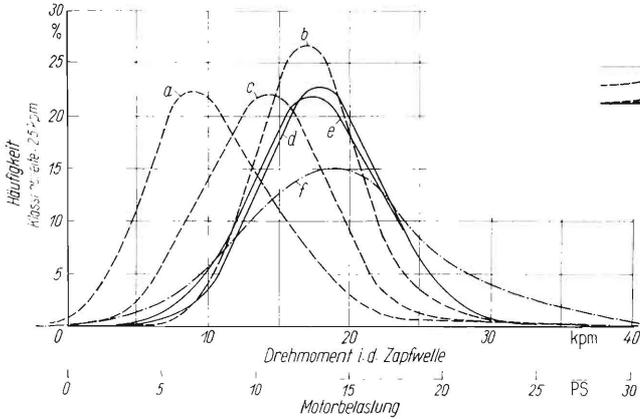


Bild 8. Häufigkeitsverteilungen der Motorbelastung durch die Zapfwelle beim Feldhäckseln von Landsberger Gemenge mit Scheibenrad- und Schlegelfeldhäcksler sowie Feldschneider.
a Scheibenradfeldhäcksler, Schlepper I
b Scheibenradfeldhäcksler, Schlepper II
c Scheibenradfeldhäcksler, Schlepper III
d Schlegelfeldhäcksler, Schlepper II
e Schlegelfeldhäcksler, Schlepper III
f Feldschneider, Schlepper III

Beim Stallungstreuen lagen dagegen — wie bereits bekannt [35] — von den bisherigen abweichende Merkmale und Tendenzen vor. Beim Abstreuen der einzelnen Ladungen wurden vielfach Drehmoment- und Drehzahlverläufe ähnlich den in **Bild 9** gezeigten gefunden: Nach dem ersten Freiräumen der Streuwalzen mit Drehmomentspitzen bis zum Rutschmoment der Schlepperkupplung oder dem eines Drehmomentbegrenzers in der Gelenkwelle (in **Bild 9** nicht gezeigt) steigt die abgestreute Menge und damit das Drehmoment in der ersten Minute erst langsam und im allgemeinen stetig an. Das Drehmoment stellt sich dann während des Betriebes auf verschieden hohe Mittelwerte ein und fällt zum Schluß wieder langsam auf Null ab. Diese Tendenz war bei zwei Streuern verschiedener Fabrikate sowie bei horizontalen und vertikalen Streuwalzen annähernd gleich. Die dabei erhaltenen Häufigkeitsverteilungen, **Bild 10**, erwiesen sich dementsprechend als ausgesprochene Mischverteilungen mit großer Gesamtstreuung. Bei gleichem Rollbodenvorschub, gleicher Dungkonsistenz und Ladehöhe hatten sich die Streuer hinsichtlich der Häufigkeitsverteilung des Drehmomentes kaum voneinander unterschieden.

In ähnlicher Weise ergaben sich beim Kartoffel- und Rübenroden mit verschiedenen Vorratssammelroden (meist bekannten und verbreiteten Typen) auch wieder Häufigkeitsverteilungen der Fahr- und Zapfwellenleistung, die dem funktionellen Ablauf des Vorganges entsprachen. Der Leistungsbedarf der Zapfwelle blieb im allgemeinen bei mäßigen Streuungen verhältnismäßig gering; die Zugkräfte bzw. -leistungen (und damit die Fahrtriebebelastung) wiesen dagegen größere Schwankungen und Veränderungen auf, wobei sich auch der „stationäre“ Mittelwert in Abhängigkeit von Bodenzustand, Bunker- bzw. Wagenfüllung und dergleichen stärker ändern konnte. Bei der Rüben-ernte wurden auf schweren und tief durchweichten Böden gelegentlich auch hohe Zentralwerte der Motorbelastungen und Triebwerksbeanspruchungen gemessen; sie blieben jedoch seltener als bei den übrigen schweren Arbeiten.

Aus der Sicht der gestellten Aufgabe möge diese kurze Wieder-gabe einiger kennzeichnender Versuchsergebnisse und ihrer Tendenzen genügen³⁾.

³⁾ Der Verfasser ist Herrn Dr. Schünke vom Institut für Schlepperforschung für die zweckmäßige Wahl der Einsatzbedingungen, der Versuchsmaschinen und -geräte sowie für die fachgerechte Durchführung der landwirtschaftlichen Arbeiten sehr dankbar, ebenso den als Meßtrupp jeweils beteiligten Institutsmitarbeitern, vor allem Herrn Krzywania als Meßtechniker.

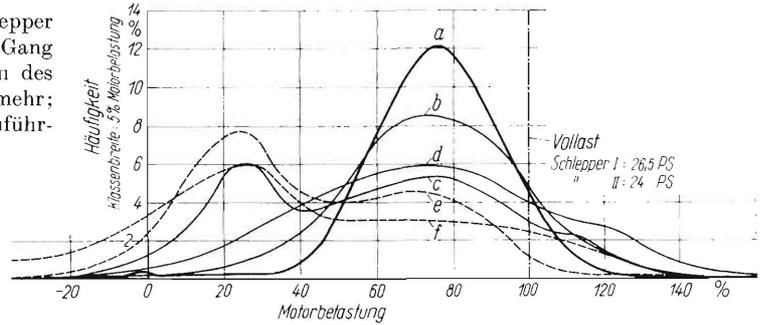


Bild 7. Häufigkeitsverteilungen der Motorbelastung durch die Zapfwelle beim Mähdrusch von Wintergerste und Weizen bei sehr unterschiedlichen Beständen.

- a Wintergerste, mäßig feucht, Schlepper I
b Wintergerste, naß, Lager, Schlepper I
c Wintergerste, trocken, teilweise Lager, Schlepper I
d Wintergerste, trocken, teilweise Lager, Schlepper II
e Weizen, teilweise Lager, Schlepper I
f Weizen, teilweise Lager, Schlepper II

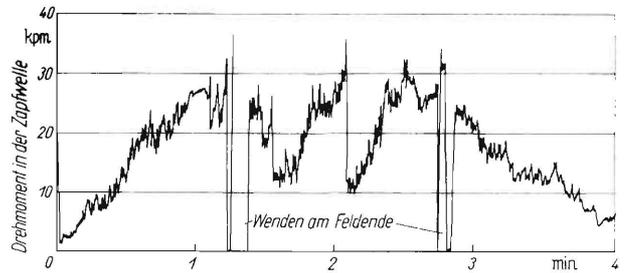


Bild 9. Typischer Verlauf des Zapfwelldrehmomentes beim Abstreuen einer Ladung Stallung.

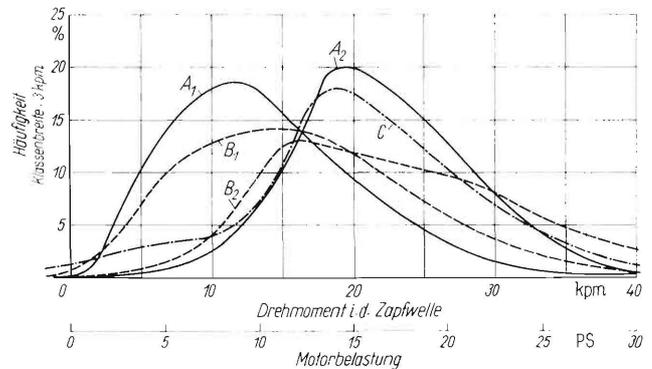


Bild 10. Häufigkeitsverteilungen der Motorbelastung durch die Zapfwelle beim Stallung-Streuen mit horizontalen und vertikalen Streuwalzen (Wagen zweier Hersteller).

Fabrikat Versuch*)	Streu-vorrichtung	Ladung kg	Vorschub-einstellung
A ₁ A ₂	zwei horizontale Walzen	2630 2700	3
B ₁ B ₂	zwei horizontale Walzen	2390 2500	4
C ₁	drei vertikale Walzen	2290	3

*) Index 1: Strohanteil, kurz und stark verrottet
Index 2: Strohanteil, lang und zähweich

3. Analyse der Meßergebnisse

Die Aufgabe einer Analyse der Meßergebnisse wurde bereits durch die Darstellung als Häufigkeitsverteilungen der gemessenen Drehmomente sowie durch Beziehen dieser Drehmomente auf kennzeichnende Werte angedeutet. Aus der Sicht des Schleppers

Ähnlichkeit zu Merkmalen und Eigenschaften unebener Fahrbahnen. Daher kann eine von Mitschke [44; 45] entwickelte Betrachtungsweise in den Grundzügen übernommen werden⁵⁾:

Wird unterstellt, daß bei konstanter Fahrgeschwindigkeit v die Fahrwiderstände eines Schleppers und die zu überwindenden Zug- bzw. Zapfwelldrehwiderstände für eine gewisse Fahrstrecke als ein im Grunde beliebiger „Belastungsverlauf“ $\varphi(t) = KM(t)$ bekannt sind, Bild 12, so kann dieser für eine endliche Zeitspanne $2T$ als Fouriersche Reihe und für eine unendliche durch das Fouriersche Integral dargestellt werden [44]. Dann ist (in komplexer Schreibweise)

$$\varphi(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} a_{\varphi}(\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad \dots \dots \dots (1)$$

die zugehörige „Lastschwankungsfunktion“, wobei $a_{\varphi}(\omega)$, z. B. über der Frequenz $\omega/2\pi$ aufgetragen, das Spektrum der komplexen Amplituden angibt. Die letzteren können aus der inversen Beziehung

$$a_{\varphi}(\omega) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-T}^{+T} \varphi(t) e^{-i\omega t} dt$$

oder z. B. mittels Frequenz-Analysatoren erhalten werden.

Bei einer Konstanz von Bodenart, -zustand und -oberfläche und gegebenenfalls einer solchen des Bestandes sowie konstanter Fahrgeschwindigkeit dürften typische Merkmale des Amplitudenspektrums der Lastschwankungsfunktion schon nach kurzer Zeit bzw. Fahrstrecke vorliegen und dann angenähert gleich bleiben; Änderungen können dagegen jeweils neue Verteilungen hineinbringen.

Ein zu einem Zeitpunkt t_0 für eine Abschnittslänge bzw. -dauer $2T'$ gebildeter linearer Mittelwert

$$\bar{\varphi}(t_0) = \frac{1}{2T'} \int_{t_0-T'}^{t_0+T'} \varphi(t) dt \quad \dots \dots \dots (2)$$

kann definitionsgemäß nur die zeitliche Änderung des mittleren Belastungsniveaus erkennen lassen, während die Lastschwankungen um den Mittelwert nach [44] durch den quadratischen Mittelwert als Maß für die Streuung angegeben werden. Über einige Umrechnungen wird dann

$$\bar{\varphi}^2 = \int_0^{\infty} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{|a_{\varphi}(\omega)|^2}{T} d\omega \quad \dots \dots \dots (3)$$

Hierbei besagt der Absolutwert $|a_{\varphi}(\omega)|$, daß die Streuung nur von den Amplituden und nicht von den Phasenverschiebungen abhängt. Der Integrand in Gl. 3

$$p_{\varphi}(\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{|a_{\varphi}(\omega)|^2}{T} \quad \dots \dots \dots (4)$$

wurde mit $p(\omega)$ als Symbol analog für Fahrbahnebenheiten als Power- oder Energiedichtespektrum bezeichnet [44]. Hier ist ein Beibehalten dieser Bezeichnung zweckmäßig, weil damit auch auf die quadratische Abhängigkeit verwiesen wird. Gegebenenfalls kann die rotatorische Bedeutung durch den Index φ kenntlich gemacht werden.

Auf diese Weise lassen sich vor allem statistisch unregelmäßige Lastschwankungsfunktionen ohne periodische Anteile erfassen und als Energiedichtespektren beschreiben. Hierauf wird noch eingegangen.

3.3 Triebwerksschwingungen durch Lastschwankungen

Die in 3.1 erwähnten vielgliedrigen Drehschwingungssysteme von Fahrzeugen, insbesondere von Ackerschleppern, können bei

⁵⁾ Die Gleichartigkeit des mathematischen Problems gestattet es, hier Einzelheiten der Ableitung und Beweisführung zu übergangen; stattdessen sind Besonderheiten der landtechnischen Anwendung zu erörtern. Zum leichteren Einarbeiten wurde die sehr übersichtliche Bezeichnungsweise von Mitschke [44] weitgehend beibehalten.

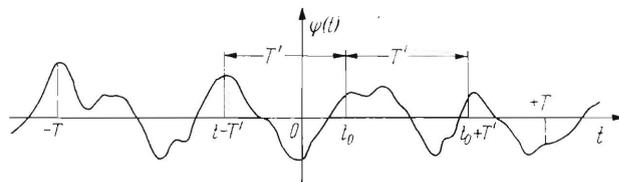


Bild 12. Beispiel eines Lastschwankungsverlaufs um einen quasi-statischen Mittelwert. Funktion $\varphi(t)$ in Abhängigkeit von der Zeit t .

Vernachlässigen höher-frequenter Teilsysteme, von Schwingbewegungen der Triebräder gegeneinander sowie von Unstetigkeiten (Überschreiten von Kraftschlußgrenzen in der Kupplung und an den Triebrädern) nach Bild 13 zu einfachen Ersatzsystemen auf einer Welle reduziert werden. Die nicht unerhebliche Tangentialfederung und -dämpfung der Triebdriften [21] wurde durch eine ihr entsprechende Drehfeder c_1 und Drehdämpfung k_1 dargestellt. Analog sind die an den Triebrädern angreifenden Umfangskräfte sowie Tangentialfederwege durch entsprechende Momente bzw. Drehwinkel auszudrücken. Würden diese z. B. über eine am anderen Ende mit völlig gleichförmig-konstanter mittlerer Winkelgeschwindigkeit $\varphi_0 \sim v$ angetriebene Ersatzdrehfeder aufgenommen, so wären deren Verwindungen $\varphi(t)$ durch die Lastschwankungen den bereits in 3.2 betrachteten proportional.

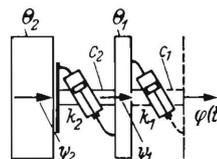


Bild 13. Sehr vereinfachtes „längs-symmetrisches“ Ersatzdrehschwingungssystem eines Schleppertriebwerkes; die kraftschlüssige Verbindung der Triebräder mit der Fahrbahn wurde, auf das System reduziert, gestrichelt angedeutet.

Die gewählte Form des Ansatzes gestattet es, mit einem dem zuletzt besprochenen ähnlichen System ohne störende Eigenfrequenzen Lastschwankungsfunktionen direkt experimentell zu ermitteln.

Für das Ersatz-Schwingungssystem nach Bild 13 und die darauf einwirkenden Lastschwankungen lassen sich aus den Gleichgewichtsbedingungen die Bewegungsgleichungen des Systems anschreiben:

$$\left. \begin{aligned} \Theta_2 \ddot{\psi}_2 + \mathfrak{t}_2 (\psi_2 - \dot{\psi}_1) + c_2 (\psi_2 - \psi_1) &= 0 \\ \Theta_1 \ddot{\psi}_1 - \mathfrak{t}_1 (\psi_2 - \dot{\psi}_1) - c_2 (\psi_2 - \psi_1) &= c_1 (\varphi - \psi_1) + c_1 (\dot{\varphi} - \dot{\psi}) \end{aligned} \right\} (5)$$

Werden hierzu die Winkel φ mit $\varphi(t)$ nach Gleichung 1 als gegeben vorausgesetzt, so können mit Lösungsansätzen der Form

$$\psi_n(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} a_n(\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad \dots \dots \dots (6)$$

die Schwingungsamplituden für die Motor- und Triebdriften erhalten werden. Dabei ist

$$\begin{aligned} M_1 &= \Theta_1 \ddot{\psi}_1 + \Theta_2 \ddot{\psi}_2 = c_1 (\varphi - \psi_1) + \mathfrak{t}_1 (\dot{\varphi} - \dot{\psi}) \\ &= \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} a_p(\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad \dots \dots \dots (7) \end{aligned}$$

den Schwankungen der Kraftschlußbeanspruchung zwischen Triebdrift und Fahrbahn proportional. Je größer diese Schwankungen im Verhältnis zum stationären Mittelwert sind, um so weiter muß dieser Mittelwert von den stationär noch nutzbaren Kraftschlußgrenzen entfernt bleiben, sofern dadurch die maximale Zugfähigkeit bzw. die Spurhaltung beeinträchtigt werden können; auf diese Zugkraft-Schlupf-Relationen kann hier aber nicht eingegangen werden.

Für die Beanspruchungen im Schleppertriebwerk ist andererseits die Beziehung

$$M_2 \sim \ddot{\psi}_2(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} -\omega^2 a_2(\omega) e^{i\omega t} dt \quad \dots (8)$$

kennzeichnend.

Die als bekannt unterstellte Lastschwankungsfunktion $\varphi(t)$ hat nach 3.2 ein ebenfalls bekanntes Energiedichtespektrum, dessen quadratischer Mittelwert nach Gl. 3 angegeben werden kann. Entsprechend läßt sich, von Gl. 8 ausgehend, auch der quadratische Mittelwert der den Triebwerksbeanspruchungen proportionalen Amplitude $\ddot{\psi}_2$ der Schwungradbeschleunigung bilden:

$$\overline{M_2^2} \sim \overline{\ddot{\psi}_2^2} = \int_0^\infty \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{|\omega^2 a_2(\omega)|^2}{T} d\omega \quad \dots (9)$$

Wird nun (nach [44]) die vorstehende Beziehung mit $|a_\varphi(\omega)|^2$ erweitert, so stellt der Integrand das Produkt aus dem Energiedichtespektrum $p_\varphi(\omega)$ sowie dem Ausdruck

$$\left| \frac{\omega^2 a_2(\omega)}{a_\varphi(\omega)} \right|^2$$

dar. Der letztere entspricht dem Quadrat des Amplitudenverhältnisses als Funktion der Frequenz und somit dem Quadrat der Resonanzkurve des Schwingungssystems.

Damit ist nun die gesuchte Beziehung zwischen dem Resonanzverhalten des unterstellten Ersatzschwingungssystems — das auch auf andere, bekannte Weise ermittelt werden kann [21; 36 bis 42] — sowie seiner ständig wechselnden Anregung, gekennzeichnet durch deren Energiedichtespektrum, hergestellt. Für konkrete Folgerungen müssen allerdings erst Energiedichtespektren aus entsprechenden und in der experimentellen Durchführung schwierigen Untersuchungen bekannt sein.

Die Betrachtung am sehr vereinfachten Ersatzschwingungssystem zeigte ferner, daß an seine Stelle auch mehrgliedrige Schwinger gesetzt werden könnten. Diese wären aber erst bei konkreten und speziellen Anwendungen des Verfahrens von Interesse.

Überschlägige Beurteilungen der Schwingungsabläufe im Schleppertriebwerk sind jedoch bereits möglich: In **Bild 14** wurde über dem Logarithmus der Frequenz als Abszisse ein

angenommenes Energiedichtespektrum $p_\varphi(\omega)$ (gestrichelte Kurve) mit einer im allgemeinen mit der Frequenz stetig abnehmenden spektralen Verteilung aufgetragen. Dieser sind jedoch an den Triebrädern bereits gewisse periodische Anteile überlagert, vor allem als Folge der hier nicht getrennt zu berücksichtigenden äußeren Fahrzeugschwingungen (z. B. Nickschwingungen) sowie ungleichförmiger Umfangskraftabstützung durch die Reifenstollen oder Klappgreifer. Ferner werden, besonders im Triebwerk, die Zündfrequenzen des Motors fühlbar. Eine Abschätzung dieser Einflüsse nach gemessenen Drehmomentverläufen führte zu der in **Bild 14** angenommenen mehrgipfligen spektralen Verteilung; im Einzelfall kann sie zweifellos auch wesentlich anders aussehen.

Ihr wurde (strichpunktierte Kurve) das Quadrat einer für ein Schleppertriebwerk etwa anzunehmenden Funktion der Amplitudenvergrößerung als Resonanzkurve gegenübergestellt. Diese hat im allgemeinen nach **Bild 11** drei Haupt-Resonanzbereiche [15].

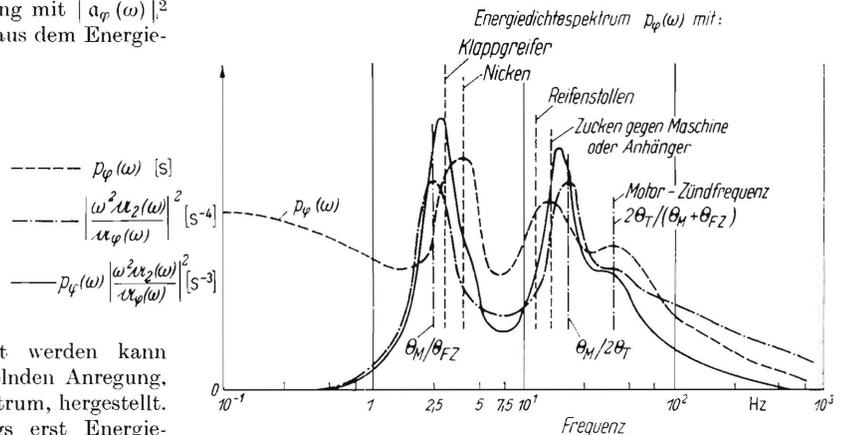


Bild 14. Einfluß der Lastschwankungen und äußeren Schwingungsanregungen sowie des Resonanzverhaltens der Schwingungssysteme des Schleppertriebwerkes auf das Amplitudenspektrum der Triebwerksdrehmomente (Näheres s. Text).

Multiplikation beider Funktionen (ausgezogene Kurve) liefert dann das gesuchte Amplitudenspektrum der Drehmoment-schwankungen und -schwingungen des Triebwerkes unter Einfluß einer statistisch unregelmäßigen Lastschwankungsfunktion. Dabei erweist sich, daß die letztere auf den resultierenden Verlauf des Amplitudenspektrums, insbesondere auf die Höhe seiner

Verwendete Formelzeichen:

a	$\widehat{1}$	Schwingungsamplitude (rotatorisch)
α	$\widehat{1}$	Schwingungsamplitude (rotatorisch) in komplexer Schreibweise
c	kpm/ $\widehat{1}$	Drehfederhärte
e	—	= 2,7182... = Eulersche (natürliche) Zahl
G	kp	Gewicht
h	—	Häufigkeit
H	$\widehat{1}$	konst. Amplituden-Niveau von Belastungs-Schwankungen
i	—	im Exponent als imaginäre Einheit, mit Index ges als Triebwerksübersetzung
k	kpm/s $\widehat{1}$	Dämpfungskonstante (rotatorisch) bei geschwindigkeitsproportionaler Dämpfung
K	—	Konstante
l	m	Länge, als \bar{l}_S für mittlere Länge von Lastschwankungen
LN	ha	landwirtschaftliche Nutzfläche (in Hektar)
M	kpm	Drehmoment
n	1/min	Drehzahl
N	kpm/s	Leistung, ggf. in PS
$p_\varphi(\omega)$	s	Energiedichte-Spektrum
Q	m ³ /s	Durchsatz-Volumen (je Zeiteinheit)
R	m	Radius
t	s	(variable) Zeit
t_0	—	Zeitpunkt
T, T'	s	Zeitaltschnitte, als \bar{T} für mittlere Dauer des Vorgangs
U	kp	Kraft (insbes. an Radumfang)
v	m/s	Geschwindigkeit
w	—	Wahrscheinlichkeit
r	s	relative Schwungradgröße (nach [30])
Δt	s	variabler Zeitaltschnitt

λ	—	= $M_K/M_{vo} - 1$ = Überschreitung des Vollast-Drehmoments des Motors, auf das letztere bezogen
Θ	kpms ²	Massenträgheitsmoment
σ	kp/mm ²	Spannung im Werkstoff
\sum	—	Summe der nachstehenden Größen
φ	$\widehat{1}$	(variable) Drehwinkel als Funktion der Lastschwankungen, mit $\varphi(t)$ als deren zeitlicher Ablauf
ψ	$\widehat{1}$	(variable) Drehwinkel des Dreh-schwingungssystems
ω	1/2 π s	(variable) Kreisfrequenz
ν	1/2 π s	Ersatz-Kreisfrequenz für mittlere Lastschwankungs-Dauer

Indizes zu vorseh. Bezeichnungen:

1, 2, 3, ... n	} Reihenfolgen (jeweils in Text, Tafeln oder Bild erläutert)
a, b, c, ...	
A, B, C, ...	
I, II, III, ...	
$\alpha, \beta, \gamma, \dots$	
FZ	Fahrzeug
ges	gesamt
K	an Kupplung
LS	Lastschwankungen
M, Mot	Motor
opt	Optimalwert
p	als Funktion des betrachteten Energiedichte-Spektrums
s	Schlepper
T	Triebrad
v	Vergleich (z. B. für Vergleichsspannung)
vo	bei Vollast des Motors an der oberen Drehzahlgrenze
Zapfw	Zapfwelle
zul	zulässig (z. B. zulässiges Gesamtgewicht)
φ	als Index zum Hervorheben des rotatorischen Zusammenhangs

Maxima, viel weniger Einfluß hat als die spektrale Verteilung der hier dem Energiedichtespektrum überlagerten periodischen Anteile durch äußere Fahrzeugschwingungen, Ungleichförmigkeiten der Übertragung sowie Zündfrequenzen des Motors. Der Grund ist, daß die Frequenzen dieser periodischen Anteile, wie auch aus Bild 11 hervorgeht, bei Schleppern denen der Maxima der Resonanzkurve gleich oder eng benachbart sein können.

Das bedeutet aber, daß die gemessenen, größeren Drehmomentamplituden viel weniger durch funktionell bedingte Lastschwankungen als durch das Schwingungsverhalten von Schlepper, Gerät oder Maschine bedingt sind. Die Resonanzfälle lassen sich aber durch konstruktive Maßnahmen in gewissem Umfang zweifellos vermeiden oder doch mildern und damit der Größe der funktionell unvermeidbaren Drehmomentamplituden wesentlich näherbringen.

Das Amplitudenspektrum der Umfangskräfte an den Triebrädern dürfte sich von dem in Bild 14 gezeigten der Triebwerksdrehmomente erst oberhalb von etwa 10 Hz etwas unterscheiden, aber keine grundsätzlich anderen Tendenzen haben; auf seine gesonderte Ermittlung konnte daher verzichtet werden. Messungen des auf Geräte oder Maschinen übertragenen Zapfwellen-drehmoments ließen meist auf Amplitudenspektren schließen, die dem in Bild 14 gezeigten hinsichtlich Lage und Betonung der Eigenfrequenzen ähnlich waren, so daß sich analoge Folgerungen ergeben.

3.4 Annahmen über Energiedichtespektren der Lastschwankungen

Wie aus Bild 11 und 14 hervorging, sind im Bereich unter etwa 1 Hz praktisch keine Vergrößerungen der Amplituden durch Schwingungssysteme mehr möglich. Entsprechend niederfrequente Anteile in Drehmomentverläufen sind daher wirklich auftretende Belastungsschwankungen, die bei Aussieben höherer Frequenzen auch allein aufgezeichnet werden können, wie etwa bei den Ausschnitten in Bild 1 und 9 sowie in **Bild 15 und 16**, die von trägen und nahezu aperiodisch gedämpften Tintenschreibern aufgezeichnet wurden. Sie zeigen erhebliche Unterschiede in der „Schnelligkeit“ der Belastungsschwankungen um teils gleichbleibende, teils periodisch wechselnde, teils aber auch unregelmäßig wechselnde Mittelwerte. Gewisse Wiederholungen im Verlauf sowie die überlagerten Schwingungen (**Bilder 17 bis 19**) ergeben zwar charakteristische Merkmale, von denen aber nicht ohne weiteres auf die betreffende Arbeit geschlossen werden kann.

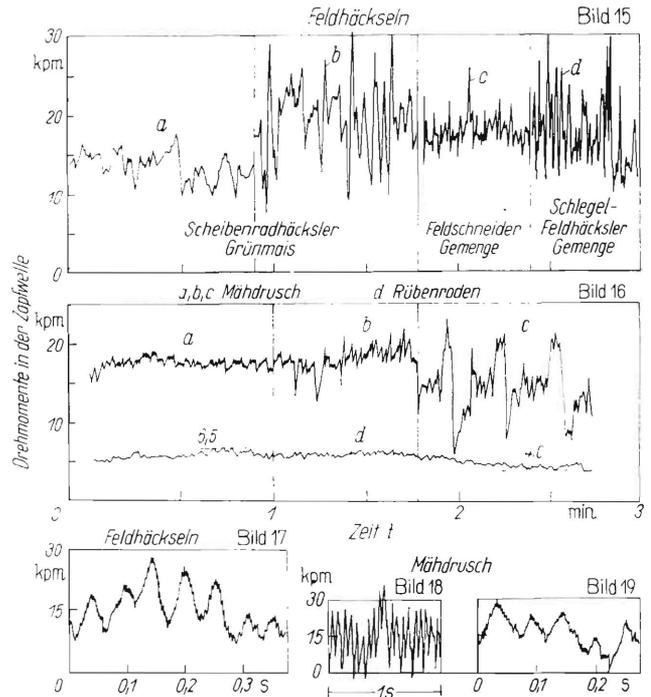
Ein etwas klarerer Überblick ergab sich bei dem Versuch, Frequenz- bzw. Ersatzfrequenzanteile der Lastschwankungen überschlägig als Teil der Energiedichtespektren aufzutragen. Zur Stützung dieser Annahmen wurden zunächst (in Anlehnung an [44]) Spektren von Funktionen aufgetragen, bei denen die Belastung zwischen zwei jeweils konstanten Belastungsgrenzen $\pm H$ hin- und herspringt, die Länge bzw. Dauer T der einzelnen Stufen sich jeweils aber nach einer *Poissonschen* Wahrscheinlichkeitsverteilung

$$w(t) = \frac{1}{\bar{T}} e^{-\frac{t}{\bar{T}}}$$

verhält, wobei $\bar{T} = \bar{l}/v$ der mittleren Länge \bar{l} der Stufen bei konstanter Geschwindigkeit v proportional ist. Über die Ersatzkreisfrequenz $\nu = 2\pi v/\bar{l}$ kann das Energiedichtespektrum solcher Funktionen aus

$$p(\omega) = \frac{2}{\nu} \frac{H^2}{1 + \pi^2 (\omega/\nu)^2} \dots \dots (10)$$

erhalten werden. Einige Beispiele sind in **Bild 20** in doppelt-logarithmischen Koordinaten aufgetragen. Im Gegensatz zu den Annahmen über Fahrbahnunebenheiten (nach [44; 45]) darf bei Lastschwankungsfunktionen vorausgesetzt werden, daß oft Mischungen aus mehreren Wahrscheinlichkeitsverteilungen mit recht unterschiedlichen mittleren „Wellenlängen“ \bar{l} vorliegen können, bei denen außerdem vielfach die Amplituden der kürzeren Wellen größer als die der langen Wellen sind. Dementsprechend dürften die wirklichen Energiedichtespektren mit



Bilder 15 bis 19. Drehmomentverläufe in der Zapfwelle beim Feldhäckseln, beim Mähdrusch und Rübenroden.

Bild 15 und 16. Tintenschreiberaufzeichnung.
Bild 17. Oszillogramm. Verlauf ähnlich wie Bild 15a. 190fache Zeitdehnung gegenüber Tintenschreiber.
Bild 18 und 19. Oszillogramme. Verlauf ähnlich wie Bild 16a und b. 60- bzw. 195fache Zeitdehnung.

zunehmender Frequenz meistens nicht so stark abfallen wie die der einzelnen Wahrscheinlichkeitsverteilung. Durch Vergleich mit den letzteren sind andererseits die unterstellten Voraussetzungen sowie die qualitativen Folgerungen wohl hinreichend begründet.

Der abstrakte Zusammenhang in Bild 20 wird durch die Interpretation wirklicher Betriebsbedingungen anschaulicher: Den Bereich von etwa 1 bis zu mehreren hundert Sekunden Periodendauer kann man den bei der Feldarbeit vorliegenden Einflüssen der Hügeligkeit, Welligkeit oder Kurzwelligkeit des Geländes, den mehr oder weniger anhaltenden Änderungen von Bodenart, Bodenzustand und Pflanzenbestand zuordnen. Ferner kommen Ungleichmäßigkeiten der Tiefenhaltung der Werkzeuge, der Aufnahme des Erntegutes und der Beschickung der Arbeitsorgane hinzu. Diese Einflüsse lassen sich ganz grob Bereichen z. B. von mehr als 1 Minute Periodendauer bei besonderer Langwelligkeit, etwa 10 bis 30 Sekunden bei durchschnittlicher Welligkeit sowie nur wenigen Sekunden bei ausgesprochener Kurzwelligkeit zuordnen. (Die Schwingungsanregungen durch schnellere Schwankungen als 1 Hz seien hier vernachlässigt.)

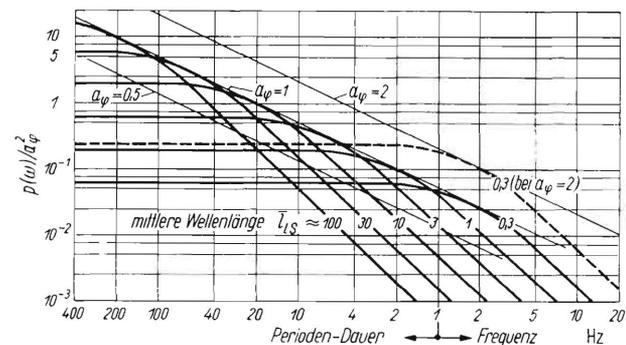


Bild 20. Energiedichtespektren *Poissonscher* Wahrscheinlichkeitsverteilungen mit verschiedener mittlerer Periodendauer bzw. (bei gleicher Geschwindigkeit) entsprechenden mittleren Wellenlängen. $\bar{l}_{1,5}$ mittlere Wellenlänge der Lastschwankungen in m mit $v = 1,5$ m/s und $a_\varphi = 1$.

Die erwähnten langwelligen Schwankungen können hinsichtlich des Leistungsbedarfs stufenweise durch Gangwechsel oder durch stufenlose Übersetzungsänderung teilweise nivelliert werden, die kürzeren Welligkeiten von z. B. 10 bis 30 s Periodendauer dagegen praktisch nur noch durch automatische Regelung eines stufenlosen Getriebes [32]. Die gespeicherte Schwungradenergie reicht andererseits im allgemeinen nur für kurzwellige Schwankungen von 1 bis 10 s Periodendauer aus. Diese könnten aber durch stufenlose Übersetzungsänderung, regelnde Kraftheber oder dgl. kaum noch ausgeglichen werden.

3.5 Belastungsgrenzen des Schleppers

Die zuletzt erörterten Fragen sind zugleich Kriterien für die stationären und dynamischen Leistungsgrenzen von Schleppern. Die erstere wird durch die verfügbare Dauerleistung des Motors bestimmt. Ihre erforderliche Höhe ergibt sich bekanntlich aus anderen, insbesondere landwirtschaftlichen sowie arbeitstechnischen Erfordernissen, auf die hier nicht eingegangen werden kann. Kurzzeitig kann die Höchstleistung des Motors aber durch Arbeitsabgabe der Schwungmassen noch überschritten werden, so z. B. beim Anfahren (bis zum Erreichen des Rutschmoments der Kupplung) sowie während der Fahrt oder Arbeit zum Bewältigen vorübergehender Vollastüberschreitungen infolge der hier besprochenen Lastschwankungen, **Bild 21**. Die jeweils erforderliche Arbeitsabgabe der Motorschwungmassen ergibt sich dabei aus der relativen Überschreitung des Vollastdrehmoments λ und der zeitlichen Summierung — hier vereinfacht mit dem Produkt $\lambda \Delta t$ angegeben. Der damit verbundene Abfall der Motordrehzahl muß bei dem anschließenden Rückgang der Belastung wieder ausgeglichen werden.



Bild 21. Beispiele für Dauer und Höhe von Überschreitungen der Vollast nach Meßschrieben vom Anfahren sowie während der Arbeit; die schraffierten Flächen zeigen etwa die dem Schwungrad entnommene bzw. wieder zugeführte Arbeit.

Bei früheren Untersuchungen über den Einfluß der Schwungradgröße [5] wurden Erfahrungs- und Meßwerte in einem doppelt-logarithmischen Netz von λ und Δt aufgetragen und besprochen. Dabei zeigte sich, daß Werte von $\lambda \Delta t \geq 1$ funktionell erforderlich sind, solche von 2 und darüber jedoch meist vermieden werden können. Daraus konnte damals der Bereich der optimalen relativen Schwungradgrößen abgeleitet werden. Die in diesem Bericht erörterten Meßergebnisse haben diesen Bereich bestätigt. Über bekannte und kennzeichnende Energiedichtespektren wäre unter Heranziehung weiterer Kriterien auch ein rechnerischer Nachweis möglich.

3.6 Belastungsschwankungen und Leistungsbedarf von Geräten und Maschinen

Über das Zusammenwirken des Schleppers mit zapfwellengetriebenen Geräten und Maschinen kann hinsichtlich der Schwankungen des Leistungsbedarfs folgende Betrachtung Aufschluß geben.

Wie im rechten Teil von **Bild 22** steigt die Leistungsaufnahme beispielsweise einer Erntemaschine von einem „Leerlaufbedarf“ mit der Steigerung des Durchsatzes in einem gewissen, meistens zunehmenden Verhältnis an. Der Berührungspunkt dieser Kurve mit einer aus dem Koordinatenursprung an sie gelegten Tangente gibt — wie leicht einzusehen ist — den Punkt des günstigsten technischen Wirkungsgrades an, für den in diesem Beispiel auch das Vorliegen der besten Arbeitsgüte unterstellt wurde. Leistung und Durchsatz wurden auf diesen optimalen Punkt bezogen, ebenso die Häufigkeitsverteilung des Durchsatzes

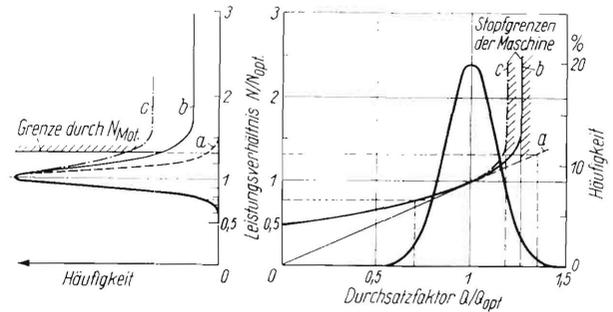


Bild 22. Häufigkeitsverteilungen der Zapfwellenleistung N (auf einen Optimalwert N_{opt} bezogen) als Funktion von Häufigkeitsverteilungen des auf einen optimalen Durchsatz Q_{opt} bezogenen Durchsatzes Q , z. B. einer Erntemaschine bei unterschiedlicher Zunahme der Leistungsaufnahme mit dem Durchsatz bzw. dem Erreichen von Stopfgrenzen (Verläufe a, b und c).

angenähert als Normalverteilung. Ließen sich von hier aus Durchsatz und Leistung stetig weiter steigern (wie Verlauf a), so würde sich — wie nach links herüberprojiziert — auch eine angenäherte Normalverteilung der Leistungsaufnahme ergeben. Treten jedoch beim Steigern des Durchsatzes Verstopfungen oder dgl. auf (Verläufe b und c), so werden sie, sofern sie nur sehr kurz und vereinzelt auftreten, wie bei Verlauf b, im allgemeinen noch keine wesentlichen Störungen ergeben. Wird jedoch die Durchsatzgrenze häufiger oder länger erreicht (Verlauf c), so kann das Weiterarbeiten unter diesen Bedingungen unmöglich sein.

Für die links in **Bild 22** aufgetragene Häufigkeitsverteilung der Leistungsaufnahme wird ersichtlich, daß mindestens das angegedeutete Leistungsverhältnis vom Antrieb her verfügbar sein muß, eine wesentliche Steigerung über dieses Verhältnis hinaus aber nicht mehr ausgenutzt werden kann.

Die vorstehenden Relationen können mittels üblicher und bekannter Verfahren [6 bis 8] aufgestellt und feiner differenziert werden. Bei Berücksichtigen der vorkommenden Variationsbreiten der Arbeitsbedingungen sowie insbesondere der Durchsatzschwankungen können so die dynamischen Leistungsgrenzen der Maschine in ihrem Zusammenwirken mit dem Schlepper festgestellt werden.

4. Zusammenfassung der Ergebnisse

Die im vorigen Abschnitt behandelte Synthese von Belastungen bzw. Beanspruchungen während einzelner Arbeitsabschnitte ist wegen des Rechnungsumfanges an die Verarbeitung in elektronischen Rechenmaschinen sowie an einige meßtechnische Voraussetzungen gebunden. Hierbei ist unter anderem noch die Behandlung von Unstetigkeiten (Nulldurchgang mit Flankenspiel der Zahnräder, Überschreiten der Kraftschlußgrenzen in der Kupplung oder an den Triebrädern und dgl.) bzw. deren Auswirkung auf das Ergebnis zu klären. Die qualitative Berücksichtigung des dargestellten Zusammenhangs gestattet aber schon eine teilweise Synthese von Häufigkeitsverteilungen.

4.1 Synthese von Häufigkeitsverteilungen

Man kann voraussetzen, daß das Schwingungsverhalten von Ackerschleppern — von einem gewissen Spielraum innerhalb der Resonanzbereiche abgesehen — weitgehend ähnlich ist. Aus den Meßergebnissen ist ersichtlich, daß sich die durch Belastungsschwankungen und Schwingungen ergebenden Streuungen meistens in guter Näherung als Gaußsche Normalverteilungen angeben lassen. Es liegt daher nahe, ihre Summenverteilungen im Wahrscheinlichkeitsnetz — jeweils als Normalverteilung — in einen Schwankungs- und einen Schwingungsanteil zu zerlegen bzw. sie zur Gesamtstreuung zu addieren. Begnügt man sich hierbei mit Abschätzungen, so können als erster Schritt Häufigkeitsverteilungen aus ihren kennzeichnenden Anteilen zusammengesetzt werden. **Bild 23**.

Nach den Meßergebnissen können die Streuungsanteile durch Lastschwankungen (z. B. als 95%ige Streuung [34]) bei sehr

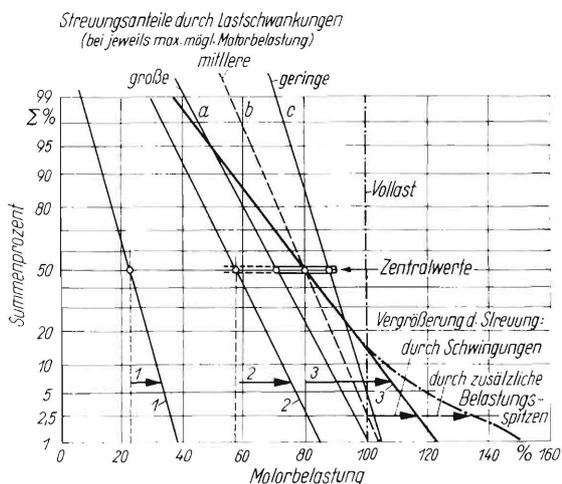


Bild 23. Entwicklungen von Häufigkeitsverteilungen der Motorbelastung im Wahrscheinlichkeitsnetz über Annahmen von Zentralwerten sowie Streuungsanteilen (Normalverteilungen) der Lastschwankungen und Schwingungen unter Berücksichtigung der Grenze der zulässigen Vollastüberschreitungen durch Lastschwankungen. Die Gesamtverteilung (Kurve 3) kann aus dem Fahranteil (Gerade 1) und dem Zapfwellenanteil (Gerade 2) zusammengesetzt sein.

gleichförmigen Arbeitsbedingungen oft mit etwa $\pm 15\%$, bei durchschnittlichen Veränderungen des Bodens oder Bestandes häufig mit etwa $\pm 25\%$ und bei großen (oder z. B. beim Zusammentreffen mehrerer Variationsbreiten) mit etwa $\pm 40\%$ und mehr angesetzt werden.

Nach Abschnitt 3.5 kann andererseits nur ein geringer Teil von ihnen — je nach Verlauf der anzunehmenden Energiedichtespektren — das Vollastdrehmoment des Motors überschreiten, im Wahrscheinlichkeitsnetz im allgemeinen mit einem Summenhäufigkeitsanteil von etwa 1 bis 5%. Entsprechendes Einzeichnen von Geraden (a, b, c) für diesen Streuungsanteil in Bild 23 ergibt maximal mögliche Zentralwerte der Motorbelastung von 70 bis knapp 90%, wie sie im praktischen Betrieb bei günstigen Relationen von Leistung, Geschwindigkeit und Widerständen durchaus vorliegen.

Die Streuungsanteile durch Schwingungen sind z. B. auf festen, aber sehr unebenen Fahrbahnen viel größer als auf weichen und relativ ebenen Böden. Dementsprechend sind bei hoher mittlerer Motorbelastung im allgemeinen Werte von $\pm 10\%$ (bei geringer Schwingungsanregung und großer „Dämpfung“, z. B. durch stetigen Triebbradschlupf) bis etwa $\pm 40\%$ (auf fester Bahn) möglich, beim Fahren mit verringerter Motordrehzahl wegen stärkerer Schwingungsanregungen durch die Zündspitzen des Motors auch noch größere. Bei Zapfwellenarbeiten können andererseits oft Resonanzfälle mit vergrößerten Schwingungsanregungen, z. B. infolge ungünstig abgewinkelter Gelenkwelle, zusammenfallen, so daß der Schwingungsanteil ebenfalls sehr groß werden kann.

In Bild 23 wurde einer Lastschwankungsstreuung von $\pm 25\%$ (Gerade b) ein Schwingungsanteil von $\pm 15\%$ überlagert. Zu der damit erhaltenen Gesamtstreuung (Gerade 3, ausgezogen) kann u. U. noch eine durch Unstetigkeiten des Fahrzustandes (z. B. zeitweilige Triebbradschwingungen) bewirkte Nebenverteilung hinzukommen; diese würde eine Vergrößerung des Anteils der Vollastüberschreitungen (Kurve 3, strichpunktiert) ergeben.

Bei Zapfwellenarbeiten setzt sich die Motorbelastung (Gerade 3) aus den Anteilen für Fahr- und Zapfwellenleistung (Geraden 1 und 2) zusammen. Hierbei addieren sich einerseits die Zentralwerte und andererseits — von Schwingungen zwischen den Abtrieben und anderen Feinheiten abgesehen — auch die Streuungen angenähert zur Gesamtverteilung. Differenzieren (oder Differenzenbildung zwischen den Klassen) würde jeweils wieder die glockenförmigen Häufigkeitsverteilungen liefern.

So wird ersichtlich, daß man bei Berücksichtigen der allgemeinen statistischen sowie dynamischen Zusammenhänge schon über grobe Abschätzungen der Streuungsanteile im Wahrscheinlichkeitsnetz zu Häufigkeitsverteilungen gelangen kann, die den gemessenen in den wesentlichen Merkmalen entsprechen. Das kann beim Auswerten und Beurteilen von Meßergebnissen sowie Abschätzen vergleichbarer Fälle vorteilhaft sein; ebenso für die weiteren Betrachtungen. Ein nur gefühlsmäßiges Beurteilen des Streuungsanteils durch Schwingungen kann recht unsicher und ungenau werden, wenn starke periodische Schwingungsanregungen mit Resonanzgebieten des Frequenzspektrums zusammenfallen oder ihnen eng benachbart sind.

Als zweiter Schritt einer Synthese sind nun aus den Meßergebnissen Häufigkeitsverteilungen längerer Einsatzperioden zusammensetzen. Dazu kann nach dem Wahrscheinlichkeitsprinzip beim Ansatz der Einzelverteilungen wieder, wie zuvor erwähnt, von angenäherten Normalverteilungen ausgegangen werden.

Für die Dauerbelastungen des Fahrgetriebes von Schleppern können dementsprechend die gemessenen, in Bild 24 wiedergegebenen Verteilungen als typische Beispiele für den gesamten Bereich von geringer Belastung (z. B. durch Leerfahrt und leichten langsamen Zug von Anhängern und Maschinen) bis zur

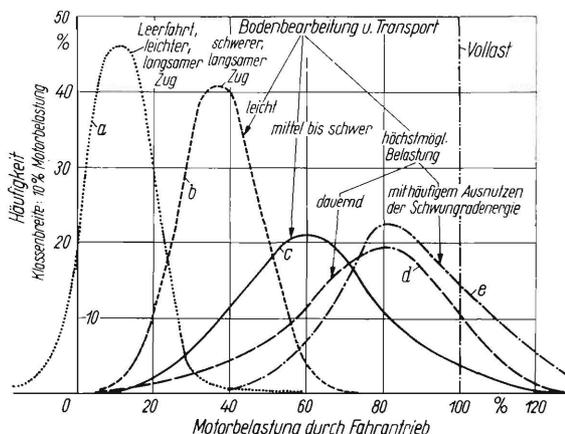


Bild 24. Beispiele für Häufigkeitsverteilungen der Belastungen des Fahrgetriebes von Ackerschleppern (bezogen auf die Kuppelungswelle):

- a) bei Leerfahrt oder sehr langsamer Fahrt mit geringen Zugwiderständen;
- b) bei schneller Fahrt mit geringen, mäßigen Zugwiderständen; bei mittlerer und langsamer Fahrt bei hohen Fahr- und Zugwiderständen (z. B. leichte Transporte, leichte Bodenbearbeitung und Pflege, Zug von Feldhäckslern und Wagen);
- c) im Mittel bei schweren Arbeiten oder Transporten;
- d) bei längeren schweren Arbeiten und im allgemeinen höchstmöglicher Motorbelastung;
- e) kurzzeitig bei Arbeiten mit höchstmöglicher Motorbelastung und häufigem Ausnutzen der Schwungradenergie (unter Inkaufnahme eines entsprechenden Drehzahlabfalls).

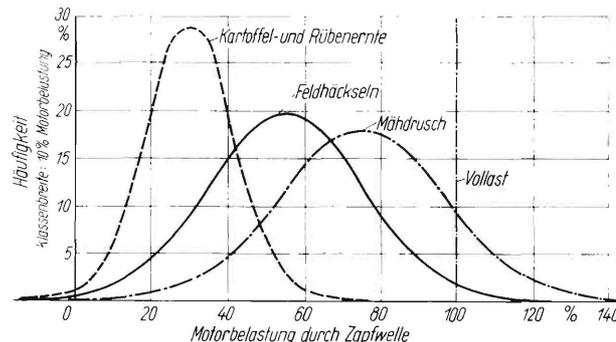


Bild 25. Beispiele für Häufigkeitsverteilungen der Motorbelastung durch zapfwellengetriebene Erntemaschinen; der Abstand der Zentralwerte von der höchstmöglichen mittleren Gesamtbelastung des Motors (etwa 80%) ist durch die gleichzeitige Fahr- und Zugleistung, u. U. auch die Rücksicht auf die Arbeitsgüte, bedingt.

höchstmöglichen dauernden Belastung und deren Steigerung durch häufiges Ausnutzen der Schwungradenergie angesehen werden. Im Einzelfall sind allerdings sämtliche Zentralwerte zwischen negativen und 80 bis 85% der Vollast (kurzzeitig auch mehr) bei jeweils größerer oder kleinerer Streuung möglich.

Ähnliche Relationen ergeben sich für die Zapfwellenbelastung, **Bild 25**. Bei üblicher und zweckmäßiger Zuordnung von Schlepper und Maschine können oft die angegebenen Verteilungen vorliegen. Der Abstand der Zentralwerte von der maximal möglichen mittleren Motorbelastung (etwa 80 bis 85%) ist durch die gleichzeitige Fahr- und Zugleistung, u. U. auch die Rücksicht auf die Arbeitsgüte [30], bedingt.

Nun wurden den in einem landwirtschaftlichen Betriebsmodell, **Tafel 2**, anfallenden Arbeiten und Fahrten durchschnittliche Häufigkeitsverteilungen der Belastungen zugeordnet. Deren klassenweises Aufsummieren unter Berücksichtigung der Arbeits- und Fahrzeitanteile ergab ein Gesamtkollektiv für die Belastung des Fahrgetriebes während einer Einsatzperiode, das bei unveränderten Betriebsbedingungen auch für die Lebensdauer des Schleppers typisch ist. **Bild 26**. Es entspricht weitgehend der bereits von Gerlach [12] angegebenen Gesamtverteilung, die ihrerseits auf Untersuchungen von Seifert [47] aus dem Jahre 1949 basiert. Variationen durch Ansatz leichterer oder schwererer Arbeitsbedingungen sowie wesentliche Änderungen des Einsatzmodells haben auf das Gesamtkollektiv nur geringen Einfluß. Erst bei Wegfall fast aller leichten Arbeiten und Transporte sowie eines großen Teils der Leerfahrten, also fast ausschließlicher

Tafel 2. Durchschnittliche Einsatzbedingungen von Ackerschleppern in einem Modellbetrieb nach Schünke (unveröffentlichte Arbeit des Institutes für Schlepperforschung; siehe auch Bergmann [46]).

Betriebsgröße: 20 ha landwirtschaftliche Nutzfläche (LN)
 Bodennutzung: 25% Hackfrucht, 40% Getreide, 35% Futterbau
 Bei etwa 60 Schlepperstd./ha LN und Jahr sowie einer durchschnittlichen Feldentfernung von 1 km ergeben sich folgende Wege- bzw. Arbeitszeiten:

Schleppereinsatz	Wegezeit (als Leerfahrt oder Transport) h	Arbeitszeit h	Geschwindigkeit von km/h bis
Leerfahrt (Personenbeförderung)	6,4	—	8 —15 (20)
Transport (Zug von Anhängern)			
„leicht“	84	217	8 —20
„schwer“		24	3 —12 (20)
Einachs-Stallmiststreuer	16		4 — 6
Anbaupflug	10	165	8 —18
Anbaueggen	3		3,5— 7
Anhängewalzen	3	44	6 —12
Anbaukrümmer		20	4 — 8
		40	3 — 5
Düngerstreuer	3,4	52	8 —12
Drillmaschine	3,6	36	3 — 5
Kartoffellegemaschine	1,1		4 — 8
(geringe Leistung über Zapfwelle)		13,5	1,5— 3
Unkrautstriegel	1,3		6 —12 (18)
		17,5	4 — 6
Anbauspritze	1,3		8 —18
(mäßige Leistung über Zapfwelle)		20	8 —12
Hackgerät	2,3		8 —18
		36	3 — 7
Häufelgerät	1,2		8 —18
		15	3 — 7
Anhänger und Mähwerk	38		8 —20
		238	4 — 8
Heuwerbemaschinen (z. T. mit Zapfwellenbetrieb)	5	71	6 —12
Mähdrescher (mit Zapfwellenantrieb)	3		8 —15
(mit Zapfwellenantrieb)		24	2,5— 5
Kartoffel- oder Rübenroder (mit Zapfwellenantrieb)	2,4		4 — 8
		36	2 — 4,5
Zusammen	188	1069	

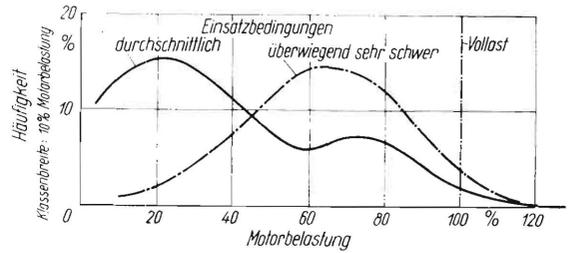


Bild 26. Häufigkeitsverteilungen der Gesamtbelastung des Motors und meist auch des Fahrgetriebes von Ackerschleppern (ausgezogene Kurve). Bei überwiegend sehr schwerem Einsatz und fast ohne leichte Arbeiten und Leerfahrten kann als maximal mögliche die strichpunktierte Verteilung in Frage kommen.

Verwendung des Schleppers für schwere und sehr schwere Arbeiten, kann der Zentralwert der Motorbelastung (einschließlich der Zapfwellenbelastung) auf 50 bis max. etwas über 60% (strichpunktiert in Bild 26, siehe auch [3]) — und bei stufenlosem Getriebe noch etwas mehr — anwachsen. Der dabei relativ verdoppelte Anteil der Vollastüberschreitungen bleibt aber prozentual immer noch gering.

Ferner muß — auch im Hinblick auf das Beanspruchungskollektiv des Achsantriebes — die Häufigkeitsverteilung der Fahrgeschwindigkeit bekannt sein. Für diese ergab sich nach Elimination des Einflusses der Schaltstufen **Bild 27**. Bei üblicher Verwendung von Ackerschleppern dominiert der Bereich zwischen etwa 3 und 8 km/h. Darüber nimmt die Häufigkeit der Geschwindigkeit bis zur Höchstgeschwindigkeit etwa stetig ab. Nur besonders häufige und lange leichte Transporte können unterhalb der Höchstgeschwindigkeit noch zu einem relativen Maximum führen, das gegen die Hauptverteilung aber unbedeutend bleibt. Die unterstellte Lebensdauer von etwa 10 000 Arbeitsstunden ergibt eine Fahrstrecke von rd. 100 000 bis 120 000 km; die daraus gemittelte Fahrgeschwindigkeit beträgt somit etwa 10 bis 12 km/h.

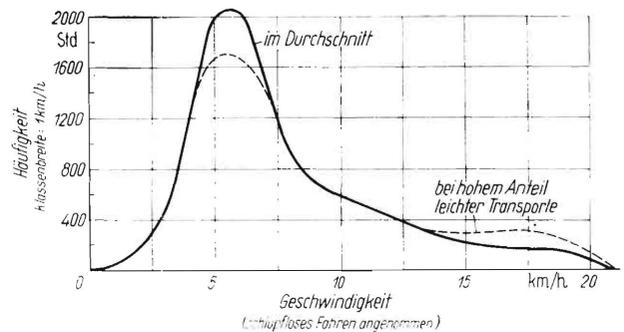


Bild 27. Häufigkeitsverteilungen der Fahrgeschwindigkeit von Schleppern (schlupfloses Fahren angenommen) nach Elimination des Einflusses der Getriebebestufung.

Um ein Belastungskollektiv des Achsantriebes zu erhalten, wurden nun die Belastungszeitanteile des Einsatzmodells (unter Annahme eines Achtganggetriebes) auf den Achsantrieb umgerechnet. Den Einzelverteilungen wurden noch abgeschätzte für die (nach dem vorn in Abschnitt 2 erwähnten Versuchseinsatz und nach [15; 21]) etwa anzunehmenden Zeitanteile für Anfahren, Beschleunigen und Fahren mit herabgesetzter Motordrehzahl zugeschlagen. Ferner waren die üblichen Variationen des Schleppergewichts bzw. der Triebachslasten im Hinblick auf die Drehmomente bei Erreichen der Kraftschlußgrenzen an den Triebrädern (sowie deren Überschreiten durch Triebradschwingungen) überschlägig zu berücksichtigen. Außerdem war zu beachten, daß bei Fahrt auf Straßen und Wegen das Drehmoment oft bis auf Null herabpendelt, wegen des Zahnradspiels aber keine negativen Werte mehr erreicht. Die Einzelverteilungen wurden schließlich auf das Verhältnis

$$\frac{\sum (M_T/R_T)}{G_{S\text{ zul}}} = \frac{\sum U_T}{G_{S\text{ zul}}}$$

d. h. auf das „zulässige Gesamtgewicht“⁶⁾ des Schleppers als Festwert bezogen und über die entsprechende Klassenteilung aufsummiert, **Bild 28**. Einem solchen Kollektiv können vor allem die z. B. für Berechnungen der Zahnflanken- und Wälzlager-Tragfähigkeiten wichtigen Laufzeitanteile entnommen werden [49 bis 51].

4.2 Vergleich mit den Spitzenbeanspruchungen

Aus der üblichen Auftragung von Häufigkeitsverteilungen wird — auch im Wahrscheinlichkeitsnetz — nur der zeitliche Anteil der Belastungen ersichtlich. Das erfordert, wie früher und von anderer Seite erörtert [12; 15 bis 18; 21; 29; 52 bis 55], eine gesonderte Ermittlung und Darstellung von Zahl und Höhe der Dauerbelastungen wesentlich überschreitenden Spitzenbeanspruchungen. Hierzu ist der besondere Einfluß der Kuppelung des Schleppers auf die Schwingungs- und Spitzenbeanspruchungen des Triebwerks bekannt [13; 15; 21; 22; 25; 26; 29]. Beim Anfahren sowie anderen Kuppelvorgängen wird relativ häufig das Rutschmoment der Kupplung erreicht und durch Schwingungen noch überschritten. Die entsprechenden Drehmomentenspitzen durchlaufen das ganze Triebwerk bis in den Achsantrieb. Bei den größeren Übersetzungen der langsamen Gänge wird zwar zuerst die Kraftschlußgrenze an den Triebrädern erreicht; die ihr entsprechenden Drehmomente werden aber ebenfalls durch Schwingungen überschritten.

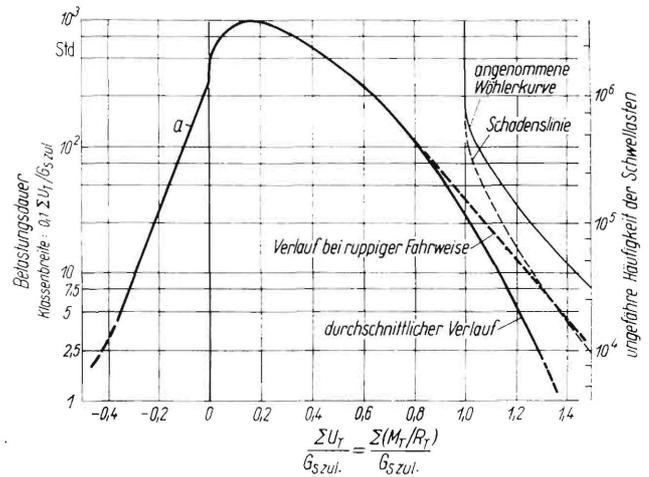
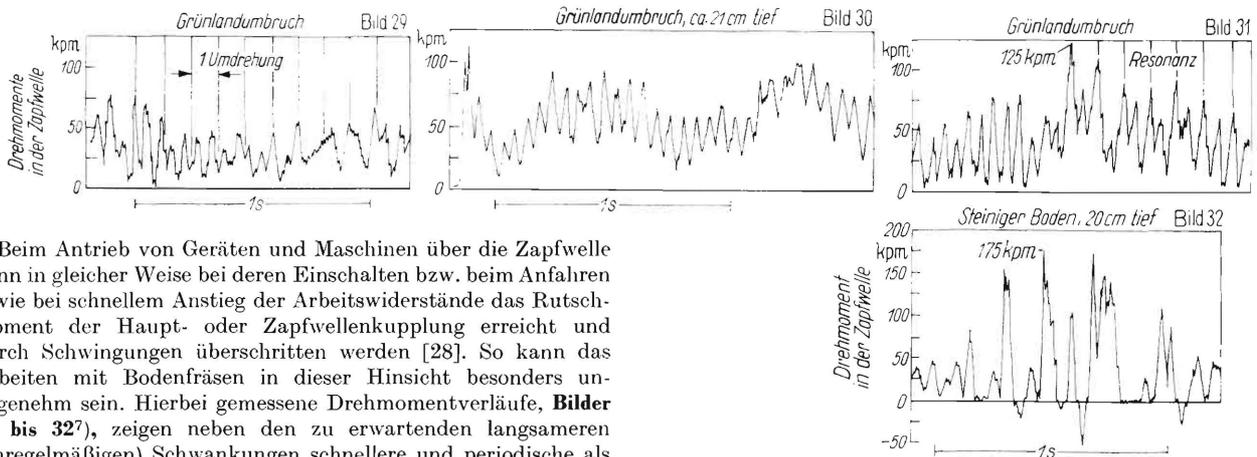


Bild 28. Häufigkeitsverteilung der Triebbradwellendrehmomente hinterradgetriebener Vierrad-Ackerschlepper, dargestellt als Verhältnis der Summe der Umfangskräfte ΣU_T an den Triebrädern zum zulässigen Gesamtgewicht $G_{S\text{ zul}}$ des Schleppers. Dem rechten Teil der Kurve a wurden angenähert die Häufigkeit ausgeprägter Schwelasten zugeordnet und mit einer Wöhlerkurve als Maß für Dauer- und Zeitfestigkeit der Wellen und Zahnräder des Achsantriebes verglichen.

Die Kurve a wurde für einen Hackfrucht-Getreide-Grünlandbetrieb nach Tafel 2 ermittelt: etwa 1250 Schlepper-Std./Jahr und 8 bis 10 Jahre Lebensdauer.



Beim Antrieb von Geräten und Maschinen über die Zapfwelle kann in gleicher Weise bei deren Einschalten bzw. beim Anfahren sowie bei schnellem Anstieg der Arbeitswiderstände das Rutschmoment der Haupt- oder Zapfwellenkupplung erreicht und durch Schwingungen überschritten werden [28]. So kann das Arbeiten mit Bodenfräsen in dieser Hinsicht besonders unangenehm sein. Hierbei gemessene Drehmomentverläufe, **Bilder 29 bis 32**⁷⁾, zeigen neben den zu erwartenden langsameren (unregelmäßigen) Schwankungen schnellere und periodische als Folge des Einschlagens der einzelnen Werkzeuge, daneben meistens auch Schwingungen. Deren Frequenz und Amplitudenvergrößerung lassen vielfach, Bild 30 und 31, auf Resonanz mit der Frequenz der Gelenkwellenungleichförmigkeit schließen. Die Gesamtstreuung kann bei solch hohen Anteilen schneller Schwankungen und Schwingungen abnorm groß werden. Der Schwingungsanteil dürfte sich oft durch Verringern der Gelenkwellenungleichförmigkeit, z. B. durch Doppelgelenke, Ändern der Werkzeugfrequenz usw., also bessere geometrische Anordnung, fühlbar verringern lassen. Die höchsten Drehmomentenspitzen mit Werten von 150 bis 175 kpm, Bild 32, ergaben sich andererseits auf steinigem Boden anscheinend beim Auftreffen der Werkzeuge auf Steine. Das anschließende höherfrequente „Flackern“ des Drehmomentenverlaufs läßt zwar auf ein Ansprechen und Gleiten der Hauptkupplung schließen; dieses beginnt jedoch erst nach gewissen Überschreitungen des stationären Rutschmoments.

Bilder 29 bis 32. Beispiele von Drehmomentenverläufen in der Zapfwelle bei Arbeiten mit Bodenfräsen. Starke periodische Schwankungen und Schwingungen können abnorm große Streuungen ergeben. Bild 31. In Bild 32 wird mehrfach das Rutschmoment der Haupt- bzw. Zapfwellenkupplung des Schleppers erreicht⁷⁾.

Durch die erwähnten Untersuchungen über die Spitzenbeanspruchungen im Fahrgetriebe von Schleppern [15; 21; 22] sind bereits Relationen der Zahl und Höhe nach bekannt, **Bild 33**. Der Abstand der Streubänder der Häufigkeitsverteilungen von dem „unvermeidbaren“ Streuband hängt fast ausschließlich von der Wahl des Rutschmoments der Kupplung und dem im Betrieb auftretenden Abweichungen dieses Rutschmomentes ab [21]. Dem „normalen“ und wohl häufigsten Streubereich wurde als Beispiel für die Bemessung von Triebwerksteilen die Wöhlerkurve eines Zahnradpaares (nach Zahnradlaufversuchen von Brugger [56]) über der in kp/mm^2 geteilten Hilfsabszisse zugeordnet. Dabei zeigt sich, daß die Dauerfestigkeit mindestens dem unterstellten Nennwert des Rutschmoments entsprechen muß.

Für die Zapfwelle ergeben sich prinzipiell gleiche Relationen: Das Zapfwellenprofil nach DIN 9611, Form A, hätte bei einem 35-PS-Schlepper mit üblichem stationärem Rutschmoment der Kupplung bei dessen Erreichen allein schon Verdrehspannungen aufzunehmen, die (auf den Kernquerschnitt des Profils bezogen und ohne Berücksichtigung der Kerbwirkung) die Größen-

⁶⁾ Das zulässige Gesamtgewicht $G_{S\text{ zul}}$ wurde, heutigen Durchschnittswerten entsprechend, als das 1,8fache des Leergewichts der Schlepper angesetzt. Die tatsächlichen Werte bleiben nach Sonnen [48] innerhalb einer Spanne vom 1,7fachen bis (vereinzelt) zum 2fachen.

⁷⁾ Hierzu lagen keine hinreichend umfassenden eigenen Messungen vor. Von einem Landmaschinenteilerhersteller wurde jedoch freundlicherweise ein Untersuchungsbericht mit umfangreichen Meßergebnissen zur Verfügung gestellt, dem auch die in den Bildern 29 bis 32 gezeigten Beispiele entnommen wurden. Den Herren dieses Werkes sei an dieser Stelle für ihre Hilfsbereitschaft herzlich gedankt.

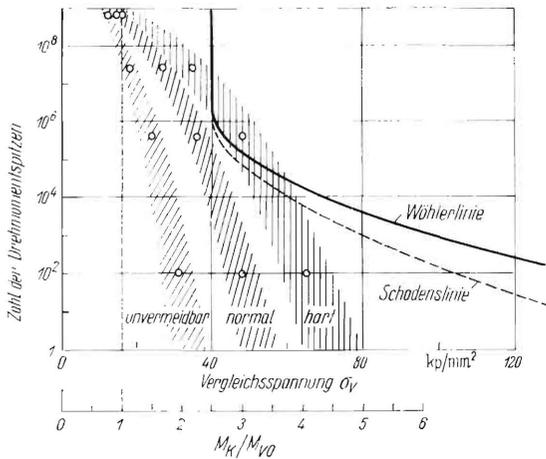


Bild 33. Einfluß von Kupplung und Fahrweise auf Zahl und Höhe der Drehmomentspitzen in der Kupplungswelle von Ackerschleppern während der Lebensdauer (aus je vier Klassen erhalten) im Vergleich zu einer für Zahnräder oder Wellen angenommenen *Wöhlerkurve* [56]. Das „unvermeidbare“ Streuband ergab sich aus dem Anteil durch Lastschwankungen und Schwingungen während der Dauerbelastungen, das „normale“ Streuband bei üblicher Fahrweise für den heute vielfach üblichen Nennwert des Rutschmoments der Kupplung vom etwa 2,5fachen des Vollastdrehmoments des Motors und der „harte“ Bereich für höheres Rutschmoment, ungünstige Reibpaarungseigenschaften und „ruppige“ Fahrweise (Näheres s. Text und [21; 22]).

M_K Drehmoment in der Kupplungswelle,
 M_{VO} Vollastdrehmoment des Motors.

ordnung von 45 kp/mm² erreichen und überschreiten können. Damit wäre zweifellos auch die Dauerfestigkeit überschritten. Die Häufigkeit dieser Beanspruchungen ist gegen die des Fahrtriebes zwar im allgemeinen wohl wesentlich geringer. Den Verdrehbeanspruchungen sind aber — gerade in den Zonen hoher Kernwirkung — oft recht hohe Wechselbiegemomente überlagert.

Für das Belastungskollektiv des Achsantriebes war analog eine „Ersatzfrequenz“ zu ermitteln, die als Hilfsordinate in Bild 28 überschlägig die Häufigkeit der Schwelllasten erkennen läßt, welche die Achswellen, Zahnräder und dgl. bis in die Zeitfestigkeit des Werkstoffes hinein beanspruchen können [14; 17; 21; 22]. Bei durchschnittlicher Fahrweise liegen solche oder gar Wechsellasten aber nur zeitweilig vor. Aus gemessenen Drehmomentverläufen konnte (für übliche Frequenzspektren) vielfach auf Ersatzfrequenzen von etwa 1 bis 1,2 Hz geschlossen werden. (Bei ständig extrem schweren Bedingungen und „ruppiger“ Fahrweise sind aber auch 10 Hz und mehr möglich.) Der Ersatzfrequenz konnte dann als Beispiel eine angenommene *Wöhlerkurve* für die Zahnräder und Wellen des Achsantriebes zugeordnet werden. Deren auf den Abszissenmaßstab bezogene Dauerfestigkeit müßte mindestens dem Faktor 1,0 entsprechen.

Bei der sehr unterschiedlichen Verwendung der Ackerschlepper sind zwar merkliche Veränderungen gegen den in Bild 28 angegebenen Verlauf möglich. Für den Konstrukteur sind sie aber bis auf solche des rechten abfallenden Astes unwesentlich. Harte Einsatzbedingungen und ruppige Fahrweise können dessen Neigung (wie gestrichelt angedeutet) verringern sowie evtl. die Zuordnung einer höheren als der unterstellten Ersatzfrequenz für den Ansatz der *Wöhlerkurve* erfordern.

5. Folgerungen

Aus den Versuchsergebnissen und Überlegungen wurde ersichtlich, daß die gemessenen Häufigkeitsverteilungen hinsichtlich des statistischen Zusammenhangs, wie für spezielle Probleme des Landmaschinenbaus schon lange bekannt ist [52], meistens in guter Näherung *Gaußschen* Normalverteilungen von der Form $h = a e^{-b x^2}$ entsprechen. Ihre Summenhäufigkeitsverteilungen lassen sich im Wahrscheinlichkeitsnetz als Gerade

darstellen, die z. B. durch einen Punkt (z. B. den Zentralwert) und die Neigung bzw. die Lage von zwei oder drei Punkten definiert sind. Die gemessenen Zentralwerte und Streuungen bleiben meistens innerhalb gewisser typischer Grenzen. Diese Merkmale und auch gewisse Abweichungen davon stehen in engem und erkennbarem Zusammenhang mit dem wirklichen Arbeitsablauf.

Ein erhebliches Ausdehnen der Einzelversuche wie auch des gesamten Programms hätte zwar ein besseres Abstufen und Sichern der Ergebnisse bewirkt, an dem grundsätzlichen technischen Zusammenhang aber nichts geändert. Spezielle Fragestellungen erfordern ohnehin besondere Versuche und Analysen.

5.1 Folgerungen für Konstruktion und Entwicklung

Nach den Bildern 24 bis 26 und 28 sind die Häufigkeitsverteilungen der Dauerbelastungen für die Gestaltung und Bemessung von solchen Teilen des Schleppertriebwerkes maßgebend, deren Lebensdauer sich nach ihrer Tragfähigkeit (z. B. Wälzlager) oder den auf sie einwirkenden Pressungen (Zahnflanken oder dgl.) richtet. Hierfür sind die Laufzeitanteile in den verschiedenen Belastungsstufen maßgebend [49 bis 51]. Der Verschleiß der Teile dürfte sich neben allen anderen Einflüssen (Schmierung, Oberflächenrauigkeit und dgl.) ebenfalls vorwiegend nach den Laufzeitanteilen richten.

Für die Gestaltung und Bemessung der Bauteile nach den auftretenden Verdreh- und Biegespannungen und dgl. sind dagegen, siehe auch Bild 28 und 33, primär Höhe und Häufigkeit der Spitzenbeanspruchungen entscheidend [52 bis 55]. Diese müssen entsprechend der jeweiligen *Wöhlerkurve* unterhalb der Dauer- oder Zeitfestigkeit bzw. Schadenslinie bleiben [56]. Sie hängen bei Fahrgetriebe und Zapfwelle hauptsächlich vom Rutschmoment der Hauptkupplung bzw. Zapfwellenkupplung (evtl. auch dem weiterer Drehmomentbegrenzer) ab sowie von der Häufigkeit der Betriebs- oder Fahrzustände, bei denen das Rutschmoment erreicht oder überschritten wird.

Somit sind z. B. die Zahnräder und Wellen des Triebwerkes hinsichtlich ihrer Festigkeit vorwiegend nach den Spitzenbeanspruchungen zu bemessen. Das gilt auch für die Flankenpressungen und die Tragfähigkeit der Wälzlager, sofern auch ihre statischen Grenztragfähigkeiten überschritten werden. Bei den Beanspruchungen des Achsantriebes kommt sekundär noch der Einfluß der stationären dynamischen Triebachslasten hinzu, über die in einer inzwischen vorbereiteten Untersuchung Aufschluß gewonnen werden soll [57].

Aus alledem geht erneut der für die Beanspruchungen des Schleppertriebwerkes maßgebende Einfluß des Rutschmoments der Kupplung hervor. Wie weit es (und mit ihm die Triebwerksdimensionierung) an das Streuband der unvermeidbaren Belastungen herangelegt werden kann, bleibt vorerst vor allem eine Frage der Kupplungsentwicklung zu geringerer Ansprechtoleranz bei größerer Unempfindlichkeit in bezug auf thermische Belastung und Verschleiß. Die letzteren werden aber bei durchschnittlichen Betriebsbedingungen, wie sich erneut bestätigte, erst merklich größer, wenn die Anfahrvorgänge häufig durch ein zu niedriges Rutschmoment behindert werden, und Dreh- und Schwingungsamplituden es oft erreichen können. Das wäre aber erst bei Rutschmomenten von weniger als etwa dem 1,7fachen des Vollastdrehmoments des Motors möglich. Auf die Folgerungen daraus wurde bereits hingewiesen [15; 21; 22].

5.2 Gesichtspunkte für weitere Untersuchungen

Nach wie vor besteht eine relativ große Unsicherheit in der Definition und Abgrenzung der „Härte“ der Betriebsbedingungen von Ackerschleppern. Von ihr hängen aber die Werte für den Berechnungsansatz ab, insbesondere die Häufigkeiten des Erreichens und Überschreitens des Rutschmoments der Kupplung, der Spitzenbeanspruchungen des Achsantriebes sowie der gesamten Achskonstruktion hinterradgetriebener Vierradschlepper. So wurde aus den Ergebnissen, Bild 28 und 33, ersichtlich, daß eine Häufung der Spitzenbeanspruchungen durch sehr harte Betriebsbedingungen und ruppige Fahrweise Brüche von Teilen verursachen kann, die unter durchschnittlichen Betriebs-

bedingungen absolut dauerhaft sind und bestenfalls an Verschleißstellen schadhaft werden. (Diese Tendenz deckt sich mit Ergebnissen bekanntgewordener „Gewalterprobungen“ von Schleppern.)

Bei der Schaffung von Konstruktionsunterlagen sollte man künftig deshalb zu einer klaren Differenzierung von Einsatzmodellen und zu statistisch gesicherten Vorstellungen über die Fahrweise und ihren Einfluß auf die Beanspruchungen gelangen. Bei Kenntnis dieser Variationsbreiten lassen sich Meßergebnisse zuverlässig einordnen und aus relativ wenigen Stichproben auch statistisch gesicherte Kollektive angeben. Dabei werden sich wohl klare Unterschiede zwischen leichten, mittleren, schweren und extrem harten Betriebsbedingungen herausstellen.

Ähnlich große Variationsbreiten bestehen bekanntlich auch für landwirtschaftliche Arbeitsgeräte, Maschinen und Wagen. Die Erfassung der dabei auftretenden Belastungen kann vielleicht in manchen Fällen dadurch erleichtert werden, daß in gleicher Weise die bei den interessierenden Arbeits- und Fahrzuständen vorkommenden Lastschwankungsverläufe meßtechnisch erfaßt und über ihre Energiedichtespektren und deren Merkmale analysiert werden. Dabei lassen sich vermutlich gewisse Gruppen oder „Typen“ finden und vermutlich auch über Wahrscheinlichkeits- oder Zufallsverteilungen mathematisch definieren. Werden andererseits — z. B. experimentell — Resonanzkurven der beteiligten Schwingungssysteme von Schleppern und Landmaschinen sowie ihrer Kombinationen aufgenommen, so lassen sich Amplitudenspektren der Belastungen bzw. Beanspruchungen gewinnen. Diese ermöglichen die Berechnung vieler Detailprobleme, die bislang nur gefühlsmäßig beurteilt werden können.

Es ist dabei besonders anschaulich, daß die wichtigsten der beteiligten Schwingungssysteme von Schleppern und Landmaschinen über ihre Bewegungsgleichungen im Analogrechner nachgebildet und durch Einspeisen von Schwingungsanregungen, z. B. experimentell erfaßten Lastschwankungsverläufen, „in Bewegung“ versetzt werden können. Auf die damit nach Überwinden anfänglicher Schwierigkeiten mögliche umfassende rechnerische Behandlung zahlreicher Probleme, die den daneben noch erforderlichen Meßaufwand außerordentlich verringern kann, wurde bereits hingewiesen [15].

In ähnlicher Weise können sich auch für die funktionelle Entwicklung von Schleppern und Landmaschinen neue Aspekte ergeben: Analog zu der hier vorwiegend diskutierten Optimierung der Gestaltung und Bemessung von Teilen des Schleppertriebwerkes gibt es auch in funktioneller Hinsicht zahlreiche Probleme, für die auf entsprechenden rechnerischen Wegen optimale Lösungen erhalten werden können.

Es wurde versucht, bei der Analyse gemessener Häufigkeitsverteilungen ihren teils statistischen, teils mechanischen Zusammenhang durch ein geschlossenes rechnerisches Fachwerk darzulegen. Dieses ist zwar noch durch weitere Untersuchungen auszufüllen und zu festigen, bevor es mit der erforderlichen Sicherheit praktisch angewendet werden kann. Sein Rohbau genügt aber schon zum Einordnen von Erfahrungs- und Meßwerten; seine schrittweise Weiterentwicklung kann für Forschung und Industriepraxis in gleicher Weise vorteilhaft sein. Im Rahmen der Landtechnik müssen solche Möglichkeiten verfolgt und genutzt werden, denn erst die Beherrschung der technischen Probleme führt zu funktionell und ökonomisch optimalen Lösungen.

Schrifttum

- [1] Seifert, A.: Ackerschlepper. In: Hütte — Des Ingenieurs Taschenbuch, Bd. II B, Berlin: Ernst & Sohn 1960. 28. Aufl., S. 77/156.
- [2] Meyer, H.: Verbrennungsmotor und Schlepper. In: Handbuch der Landtechnik, hrsgg. v. C. H. Dencker. Hamburg/Berlin: Parey 1961.
- [3] Ricketts, C. J. u. J. A. Weber: Tractor Engine Loading. Agric. Engng. **42** (1961) S. 236/39, 250, 252.
- [4] Bolotin, A. A.: Über den Charakter der Belastung von Motor und Getriebe eines Schleppers (russ.). Traktory i sel'chozmaš. (1959) **11**, S. 15/19.
- [5] Coenenberg, H. H.: Zur Schwungradbemessung bei Ackerschleppern. Landtechn. Forschg. **10** (1960) S. 5/9.
- [6] Sass, H.: Der Leistungsbedarf der wichtigsten Landmaschinen unter besonderer Berücksichtigung des Zapfwellenantriebs. Schrift.-Reihe Landw. Fakultät Universität Kiel, H. 18, Hamburg 1958.
- [7] Segler, G.: Landtechnik (Jahresübersicht). VDI-Z. **104** (1962) S. 607/14, ferner VDI-Z. **102** (1960) S. 105/12 und VDI-Z. **103** (1961) S. 117/25 (mit Schrifttum).
- [8] Segler, G. u. F. Wieneke: Dreschverluste und Leistungsbedarf des Mähdreschers beim Verarbeiten von Getreide mit Grüngutbesatz; Landtechn. Forschg. **11** (1961) S. 141/44.
- [9] Steffen, G.: Betrachtungen zur landtechnischen Entwicklung. Landtechn. Forschg. **9** (1959) S. 29/34.
- [10] Franke, R.: Ein Schlepperbauprogramm. Landtechn. Forschg. **9** (1959) S. 57/62.
- [11] Skalweil, H.: Über die gegenseitige Abhängigkeit von Schleppergewicht und Pflugfurche. Landtechn. Forschg. **10** (1960) S. 10/15.
- [12] Gerlach, A.: Über die Kräfte in Zahnradgetrieben von Schleppern. In: 13. Konstrukteurheft. Düsseldorf: VDI-Verlag 1956. S. 107/10 (Grundlg. d. Landtechn. H. 7). Gerlach, A.: Erfassung der Triebwerksbelastung von Ackerschleppern. Landtechn. Forschg. **8** (1958) S. 61/67, Ref. Automob. techn. Z. **62** (1960) S. 198/99.
- [13] Straub, H.: Drehmomentmessungen an Lastwagen und Ackerschleppern. Automob. techn. Z. **58** (1956) S. 139/44. Straub, H.: Kraftverlaufmeßgerät für rasch wechselnde Beanspruchungen. Konstruktion **7** (1955) S. 389/93.
- [14] Jenkins, A. I.: Power and Life Investigation of the Farm Tractor Drive Components. Vortr. b. SAE National Farm Construction and Industrial Meeting, Milwaukee (Wis.) 12.—15. Sept. 1960. SAE-Paper Nr. 219 B.
- [15] Coenenberg, H. H.: Dynamische Beanspruchungen bei Ackerschleppern. Landtechn. Forschg. **11** (1961) S. 145/50 und **12** (1962) S. 7/12 und **12** (1962) S. 33/39.
- [16] Graham, J. A., D. K. Berns u. D. R. Olberts: Use of Cumulative Damage to Analyze Tractor Final Drives. Vortr. b. Winter-Meeting 1961 d. ASAE in Chicago (Ill.) 12.—15. Dez. 1961. Paper No. 61—642.
- [17] Baker, Ch. L. u. W. F. Hayes: Laboratory and Field Test Correlation. Vortr. b. Winter-Meeting 1961 d. ASAE in Chicago (Ill.) 12.—15. Dez. 1961. Paper No. 61—611.
- [18] Hofmeister, W. F.: Application of the Cumulative Fatigue Damage Theory to Practical Problems. SAE-Transactions **68** (1960) S. 274/81.
- [19] Thiemig, W.: Prüfstände für Fahrzeuggetriebe. Automob. techn. Z. **63** (1961) S. 239/42.
- [20] Skundin, G. I.: Eine Methodik zur beschleunigten Standprüfung von Getrieben (russ.). Traktory i sel'chozmaš. (1961) **7**, S. 11/14.
- [21] Coenenberg, H. H.: Zum Verhalten der Kupplung im Schleppertriebwerk. Diss. T. H. Braunschweig 1962.
- [22] Coenenberg, H. H.: Drehmomentschwingungen in Kupplungen von Schleppern und Maschinen. In: 18. Konstrukteurheft. Düsseldorf: VDI-Verlag 1961, S. 44/53 (Grundlg. d. Landtechn. H. 13).
- [23] Čertok, B. N.: Untersuchungen an Reibkupplungen für elektrische Anlasser von Fahrzeugmotoren (russ.). Traktory i sel'chozmaš. (1962) **1**, S. 11/14.
- [24] Rodgers, I. I. u. M. L. Haviland: Friction of Transmission Clutch Materials as Affected by Fluids, Additives and Oxidation. Vortr. b. SAE Summer-Meeting in Chicago (Ill.) 5.—10. 6. 1960. SAE-Paper No. 194 A.
- [25] Anilovič, V. J.: Über den Kupplungsreservefaktor bei Schleppern (russ.). Traktory i sel'chozmaš. (1960) **8**, S. 15/18.
- [26] Carlson, C. A.: Driver Use of Clutch Can Damage Drivelines. SAE-Journ. **69** (1961) **2**, S. 132.
- [27] Hansen, M.: Loads Imposed on Power-Take-Off-Shafts by Farm Implements. Agric. Engng. **33** (1952) S. 67/70.

- [28] *Schröter, K. u. H. Geisthoff*: Drehmoment- und Längskraftmessungen an Gelenkwellen im Feldebetrieb. Landtechn. Forschg. **11** (1961) S. 33/37.
- [29] *Coenenberg, H. H.*: Zählverfahren für rauhe Einsatzbedingungen. Landtechn. Forschg. **8** (1958) S. 152/57.
Coenenberg, H. H.: Meßgeräte und Verfahren für Drehmomentmessungen an Ackerschleppern. Archiv f. Landtechnik. Akademie-Verl. Berlin **2** (1960) H. 2, S. 111/24.
- [30] *Meyer, H.*: Die Bedeutung eines stufenlosen Getriebes für den Ackerschlepper und seine Geräte. In: 16. Konstrukteurheft. Düsseldorf: VDI-Verlag 1959. S. 5/12 (Grundlg. d. Landtechn. H. 11).
- [31] *Meyer, H. u. H. H. Coenenberg*: Welche Stufung der Fahrgeschwindigkeiten sollte der Schlepper haben. Landtechn. **14** (1959) S. 710/13.
- [32] *Coenenberg, H. H.*: Einige Grundbedingungen und Möglichkeiten für die automatische Regelung stufenloser Getriebe in Schleppern. Landtechn. Forschg. **11** (1961) S. 101/7.
- [33] *Petuchov, A. V.*: Stufenlose Getriebe für Traktoren (russ.). *Mechan. i. Elektrifik. socialist. sel'choz. Moskva.* **16** (1958) 4, S. 20/22.
Petrušow, V. A.: Mehrscheiben-Reibkupplungsgetriebe (russ.). *Avtomobilnaja promyšlenost* (1959) 10, S. 26/31.
- [34] *Daeves, K. u. A. Beckel*: Großzahl-Methodik und Häufigkeits-Analyse. 2. Aufl. Weinheim/Bergstr.: Verlag Chemie 1958.
- [35] *Schulze, K. H.*: Technische Erfahrungen mit Stallungstreuung. (In diesem Heft.)
- [36] *Che-Czi-Czen*: Die Resonanzbereiche des Getriebes der Kraftwagen GAZ- 21 V (russ.). *Avtomobilnaja promyšlenost* (1960) 11, S. 26/29.
- [37] *Lukin, P. P.*: Der Einfluß von Schwingungsdämpfern auf Belastungen des Kraftwagengetriebes „Moskvic“ (russ.). *Avtomobilnaja promyšlenost* (1961) 9, S. 26/28.
- [38] *Stefjanovič, J. G., V. N. Moskalev u. I. S. Lunev*: Die Bestimmung der Drehschwingungen im Getriebe des Automobils GAZ-51 (russ.). *Avtomobilnaja promyšlenost* (1960) 10, S. 10/12.
- [39] *Chuan Ši-Lin*: Selbsterregte Triebwerksschwingungen durch Reibung im Ausgleichgetriebe (russ.). *Avtomobilnaja promyšlenost* (1960) 6, S. 14/16.
- [40] *Abaškin, V. A.*: Methode zur Bestimmung des reduzierten Trägheitsmoments des aus Landmaschine und Traktor bestehenden Aggregats (russ.). *Traktory i sel'chozmaš.* **31** (1961) 11, S. 14/15.
- [41] *Sergeev, M. P. u. J. N. Lomonosov*: Bestimmung des Trägheitsmoments sich drehender Teile des Schleppergetriebes (russ.). *Traktory i sel'chozmaš.* **31** (1961) 5, S. 15/16.
- [42] *Sergeev, M. P. u. J. N. Lomonosov*: Die Verwendung einer elastischen Kupplung im Schlepper MTZ (russ.). *Traktory i sel'chozmaš.* **31** (1961) 2, S. 6/7.
- [43] *Laning, J. H. u. R. H. Battin*: Random processes in automatic control. New York/Toronto/London: McGraw-Hill Book Comp. Inc. 1956.
- [44] *Mitschke, M.*: Schwingungsverhalten und Sicherheit eines Kraftfahrzeuges. *Automob. techn. Z.* **60** (1958) S. 168/74.
- [45] *Mitschke, M.*: Einfluß von Straße und Fahrzeugabmessungen auf die Aufbaubewegungen und die dynamischen Radlasten. *VDI-Z.* **104** (1962) S. 361/72 u. S. 445/48.
- [46] *Bergmann, H.*: Lohnt sich eine Erhöhung der Schlepper-geschwindigkeit? *Landtechn.* **17** (1962) S. 400/04 (m. Schrifttum).
- [47] *Seifert, A.*: Belastung und Kraftstoffverbrauch der Motoren in der Landwirtschaft. Ber. üb. Landtechn. H. VII d. Teil 4, S. 7/28 und Das gelbe Schlepperbuch. Wiesbaden: Verlag Techn. 1950.
- [48] *Sonnen, F. J.*: Einfluß einiger Bauvorschriften der Verkehrsgesetzgebung auf Ackerschlepper und Landmaschinen. *Landtechn.* **17** (1962) S. 404/10.
- [49] *Palmgren, A.*: Grundlagen der Wälzlagertechnik. Stuttgart: Frank'sche Verlagshandl. 1950.
- [50] *Eschmann, Hasbargen u. Weigand*: Die Wälzlagerpraxis. München: Verl. R. Oldenbourg 1953.
- [51] *Niemann, G.*: Maschinenelemente. Berlin. Göttingen. Heidelberg: Verl. Springer, 1. Bd. (1950) u. 2. Bd. (1960).
- [52] *Kloth, W. u. Th. Stroppel*: Kräfte, Beanspruchungen und Sicherheiten in den Landmaschinen. *VDI-Z.* **80** (1936) S. 85 ff.
Kloth, W.: Kräfte, Beanspruchungen und Sicherheiten in den Landmaschinen. RKTL-Schriften Heft 71. Berlin: RKTL-Verlag 1936.
- [53] *Gassner, E.*: Betriebsfestigkeit: Eine Bemessungsgrundlage für Konstruktionsteile mit statistisch wechselnden Betriebsbeanspruchungen. *Konstruktion* **6** (1954) S. 97 ff.
Gassner, E.: Effect of variable load and cumulative damage on fatigue in vehicle and airplanes structures. Vortr. b. d. Tagg. d. Brit. Instit. of Mechan. Eng. London 10.—14. Sept. 1956.
- [54] *Bautz, W.*: Gestaltfestigkeit bei dynamischer Beanspruchung. Wege zu ihrer Erhöhung durch konstruktive und fertigungstechnische Maßnahmen. *VDI-Berichte* Bd. 28 (1958) S. 35/42.
- [55] *Svenson, O.*: Unmittelbare Bestimmung der Größe und Häufigkeit von Betriebsbeanspruchungen. *Transactions of Instruments and Measurements Conference.* Stockholm 1952. S. 243 ff.
- [56] *Brugger, H.*: Laufversuche an einsatzgehärteten Zahnradern als Grundlage für ihre Bemessung. *Automob. techn. Z.* **57** (1955) S. 127/32.
- [57] *Coenenberg, H. H.*: Das „äußere“ Schwingungsverhalten von Ackerschleppern, insbesondere ihre dynamischen Achslasten. *Landtechn. Forsch.* **12** (1962) S. 157/65 und **13** (1963) S. 1/10.