

Beanspruchungen der Antriebselemente von Schlegelfeldhäckslern

Von **Hans Kühlbörn**, Braunschweig-Völkenrode

Mitteilung aus dem Institut für Betriebstechnik der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode

Die Ermittlung von Lastkollektiven ist eine notwendige Voraussetzung, um die wirklichen Betriebsbeanspruchungen dynamisch beanspruchter Bauteile im Mehrstufen-Festigkeitsversuch nachzujahren und deren festigkeitgerechte Gestaltung im Laborversuch überprüfen zu können. Es wird in Feldversuchen an ausgeführten Schlegelfeldhäckslern der Drehmomentenverlauf in der Antriebswelle ermittelt und der Einfluß der verschiedenen Parameter zu klären versucht. Es wird ferner gezeigt, wie man aus den für bestimmte Betriebszustände erstellten Teilkollektiven der Beanspruchungen zu einem für die Lebensdauer der betreffenden Bauteile repräsentativen Gesamtkollektiv kommen kann.

Inhalt

- 1 Ursachen auftretender Schwingungen
- 2 Möglichkeiten der Auswertung
- 3 Im Feldversuch ermittelte Lastkollektive
 - 3.1 Allgemeine Voraussetzungen
 - 3.2 Einfluß des Feuchtegehaltes
 - 3.3 Einfluß der Art des Gutes
 - 3.4 Einfluß der Zapfwelldrehzahl
 - 3.5 Einfluß der Arbeitsbreite und Maschinenbauart
 - 3.6 Einfluß des Durchsatzes
- 4 Bildung des Gesamtkollektivs der Beanspruchungen
- 5 Das Gesamtkollektiv als Grundlage für den Mehrstufenfestigkeitsversuch
- 6 Zusammenfassung
- 7 Schrifttum

Die Auslegung und Berechnung dynamisch beanspruchter Bauteile kann nicht nach einzelnen Lastgrößen (Mittelwerten) durchgeführt werden, weil die dabei notwendige Berücksichtigung von Stoß- und Sicherheitsfaktoren nicht den wirklichen Werkstoffbeanspruchungen, die vielartigen Einflüssen unterliegen, gerecht werden. *Kloth* und *Stroppel* [7] haben dies schon früh erkannt und auf die Möglichkeit bzw. Notwendigkeit einer Auswertung der Meßergebnisse mit Hilfe der Methoden der Großzahlforschung hingewiesen. Sie bildeten unter Zugrundelegen des in Betriebsversuchen aufgenommenen Verlaufs der Belastungsgrößen Häufigkeitskurven über die Lastverteilung, sogenannte Lastkollektive, und setzten diese in Beziehung zu der Dauerfestigkeit des Werkstoffes [7].

Die in Feldversuchen ermittelten Lastkollektive sind die Voraussetzung für die Durchführung von Ein- und Mehrstufenfestigkeitsversuchen mit dynamisch beanspruchten Bauteilen der Landmaschinen bzw. deren festigkeitgerechte Gestaltung. *Stroppel* hat für einzelne Baugruppen von Mähmaschinen [7; 8] und Ackerwagen [13] erste Lastkollektive ermittelt. Später haben u. a. *Gerlach* [4] und *Coenenberg* [1] an Schleppern, sowie *Gluth* und *Voß* [5] an Exaktfeldhäckslern und *Sacht* [12] an Hochdruckpressen Lastkollektive aufgrund von Betriebsmessungen aufgestellt.

Der nachfolgende Beitrag über Schlegelfeldhäckslern soll ein weiterer Beitrag in dieser Richtung sein.

1 Ursachen auftretender Schwingungen

Im Feldeinsatz sind die Antriebswellen der Schlegelfeldhäckslern hohen Beanspruchungen ausgesetzt, die auf verschiedene Ursachen zurückzuführen sind. In **Bild 1** sind kurze Ausschnitte

Dipl.-Ing. Hans Kühlbörn ist wissenschaftlicher Mitarbeiter im Institut für Betriebstechnik (Direktor: Prof. Dr. agr. Sylvester Rosegger) der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode.

aus Meßschrieben gezeigt, die kennzeichnend für die Betriebsverhältnisse in der Antriebswelle von Feldhäckslern sind. Das zeitlich unregelmäßige Schwanken der mittleren Drehmomente (gestrichelte Linien) ist die Folge einer ungleichmäßigen Gutzufuhr. Dies kann beim Abschlagen des Gutes aus dem stehenden Bestand oder bei der Aufnahme aus dem Schwad durch einen ungleichmäßigen Bestand bzw. eine unterschiedliche Schwadstärke verursacht sein.

Wesentlich höher frequente Schwingungen, die diesem mittleren Drehmoment überlagert sind, sind eine Folge der besonderen Bewegungsverhältnisse an den Kreuzgelenken der Antriebsgelenkwelle. Eine vollkommen gleichförmige Bewegung der Gelenkwellenenden ist u. a. gegeben, wenn die Ablenkungswinkel der beiden Gelenkwellenenden gleich groß sind. Da diese Bedingung jedoch im Feldbetrieb durch die Nickbewegungen, die dem Schlepper und dem Häckslern durch die Bodenunebenheiten aufgezwungen werden, nicht eingehalten werden kann, ist eine ungleichförmige Drehbewegung auf der Abtriebsseite der Gelenkwelle die Folge. Daraus ergibt sich auf der Abtriebsseite eine zweimalige Beschleunigung und Verzögerung pro Umdrehung, die durch die Massenwirkung von Schlegeltrommel und Motorschwungrad entsprechende positive und negative Beschleunigungsdrehmomente an der Zapfwelle zur Folge haben, **Bild 1**.

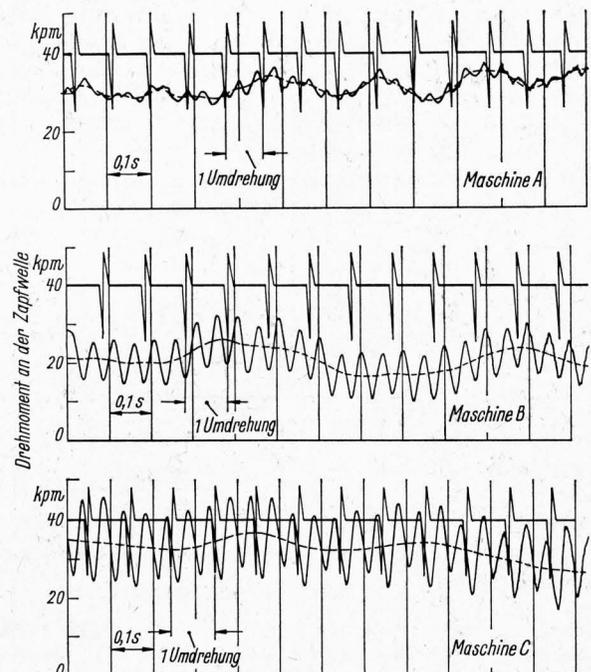


Bild 1. Drehmomentverlauf an der Zapfwelle bei drei verschiedenen Schlegelfeldhäckslern A, B und C beim Schlegeln und gleichzeitigen Fördern des Gutes auf einen angehängten Wagen unter verschiedenen Betriebsbedingungen.

Konstruktionsdaten der Maschinen A, B und C siehe [9].

Schnittgut: Weidegras

Maschine	Zapfwelldrehzahl n_z U/min	Leistungsaufnahme N PS	Feuchtegehalt U %	Durchsatz	
				feuchtes Gut Q dz/h	Trockenmasse Q_{tr} dz/h
A	695	31,8	79,6	103	21,0
B	609	19,6	79,6	62,3	12,7
C	602	30,0	77,3	80,5	18,3

Anhand von **Bild 2** kann dieser Vorgang mit einigen vereinfachten Annahmen erläutert werden. Das resultierende Zapfwellen-drehmoment bestimmt sich zu:

$$M_Z = M_A + M_{bW} + M_{bT},$$

worin M_A das Arbeitsdrehmoment, M_{bW} das Beschleunigungs-drehmoment der Welle und M_{bT} das Beschleunigungsdrehmoment der Schlegeltrommel sind. Die einzelnen Beschleunigungsdrehmomente der ungleichförmig rotierenden Massen können, wenn die einzelnen Trägheitsmomente Θ und Drehbeschleunigungen $\ddot{\varphi}$ bekannt sind, errechnet werden:

$$M_{bW} = \Theta_W \ddot{\varphi}_W,$$

$$M_{bT} = \Theta_T \ddot{\varphi}_T.$$

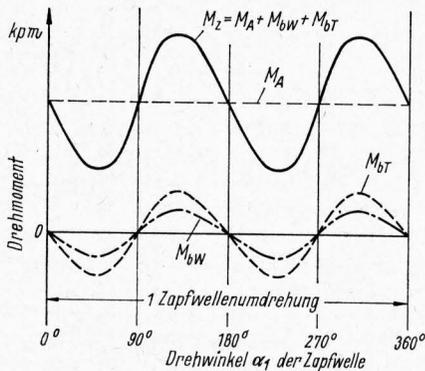


Bild 2. Zusammensetzung des resultierenden Zapfwelldrehmomentes M_Z nach Moser [10].

- M_A Arbeitsdrehmoment
- M_{bW} Beschleunigungsdrehmoment der Antriebswelle
- M_{bT} Beschleunigungsdrehmoment der Schlegeltrommel

Die Winkelbeschleunigungen können bei vorgegebenen Ablenkungswinkeln und konstanter Winkelgeschwindigkeit der Zapfwelle anhand der Bewegungsgesetze der Kreuzgelenke [10; 11] ermittelt werden. Da sich, wie bereits erwähnt, die Ablenkungswinkel und damit die Beschleunigungen ständig ändern, stellen sich auch ungleich große Amplituden der Beschleunigungsmomente ein, wie in **Bild 1** zu erkennen ist.

Eine weitere Ursache auftretender Belastungsspitzen kann in der Beschleunigung der rotierenden Massen beim Anlauf der

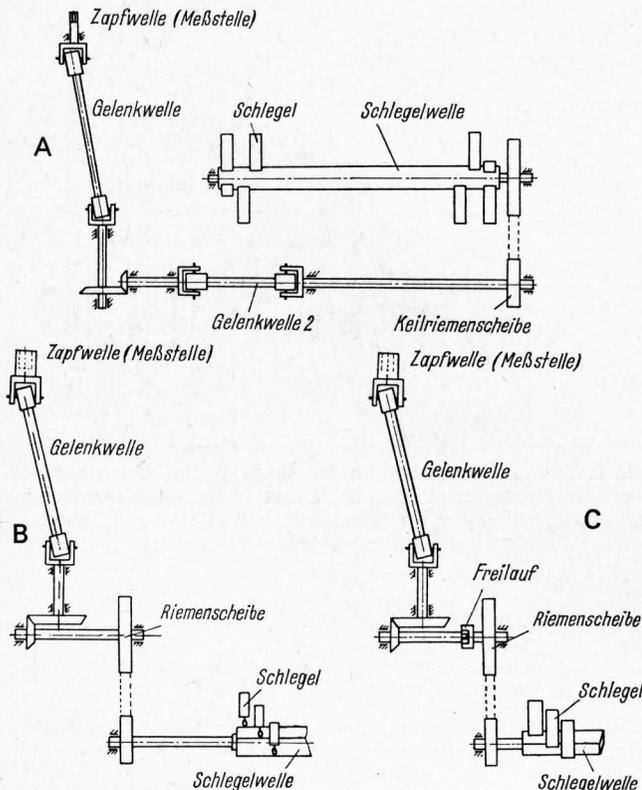


Bild 3. Antriebschemas der drei Versuchsmaschinen.

Maschine gesehen werden. Auf diesen Umstand hat der Verfasser an anderer Stelle [9] bereits hingewiesen. Schließlich sei noch auf die Anregung von Schwingungen durch Resonanz hingewiesen, die bei allen Schwingungssystemen gegeben ist.

2 Möglichkeiten der Auswertung

Im Laufe der Zeit sind verschiedene Klassierverfahren zum Aufstellen der Häufigkeitsverteilungen von Belastungen, häufig auch Lastkollektive genannt, entwickelt worden. An dieser Stelle kann nicht im einzelnen auf die verschiedenen Verfahren eingegangen werden; auch sind diese, u. a. von Kahrs [6], bereits umfassend erläutert worden. Es sollen hier lediglich zusammenfassend die einzelnen Verfahren genannt werden.

Grundsätzlich kann man zwischen einparametrigem und mehrparametrigem Klassieren unterscheiden. Zu den ersteren zählen:

- a) die Überschreitungshäufigkeit von Spitzenwerten,
- b) die Überschreitungshäufigkeit von Lastgrenzen,
- c) die Auszählung nach Lastbereichen und
- d) das Stichprobenverfahren.

Das Stichprobenverfahren ist für Festigkeitsuntersuchungen nicht geeignet, weil Stichproben nicht unbedingt die Spitzenwerte mit erfassen müssen. Es kommt im wesentlichen für die Leistungsermittlung von Arbeitsmaschinen zur Anwendung.

Mehrparametrische Klassierverfahren ermöglichen eine Auswertung nach verschiedenen Parametern. So können für eine genauere Festigkeitsauslegung neben den Amplituden auch deren jeweilige Lage sowie die Reihenfolge und letztlich auch die Zeitdauer eines Belastungsspiels bedeutsam sein.

3 Im Feldversuch ermittelte Lastkollektive

3.1 Allgemeine Voraussetzungen

In den folgenden Ausführungen werden im wesentlichen die Maschinen B und C berücksichtigt, die bereits an anderer Stelle vorgestellt wurden [9]. Maschine A kann nur mit Einschränkung zu einem Vergleich herangezogen werden, da sich bei ihr keine eindeutige zeitliche Zuordnung der Momentenschwingungen ergibt. Dieser Umstand ist auf die unterschiedliche Anbringung der Maschinen am Schlepper zurückzuführen. Während es sich bei B und C um Anhängemaschinen handelt, ist Maschine A in Seitenbauweise mit dem Schlepper verbunden. Dadurch ergeben sich bei Maschine A infolge kleinerer Relativbewegungen zwischen Häcksler und Schlepper geringere Ablenkungswinkel der Gelenkwelle, und die charakteristischen Schwingungen werden unterdrückt, so daß Maschine A einen wesentlich gleichmäßigeren Momentenverlauf hat (vgl. in **Bild 1** die drei Drehmomentenverläufe).

Eine weitere Abweichung ist in **Bild 3** zu erkennen. Maschine A ist im Gegensatz zu den Maschinen B und C mit einer zweiten Gelenkwelle ausgerüstet, die ebenfalls eine Momentenschwingung hervorruft. Durch die so entstehende Überlagerung der Schwingungen ist keine eindeutige Angabe der Lastwechsel während einer bestimmten Zeit mehr möglich. Die Umrechnung der relativen zur absoluten Summenhäufigkeit während der Gesamtlebensdauer der betreffenden Antriebsteile ist deshalb problematisch und kann nur näherungsweise erfolgen.

Weiterhin muß erwähnt werden, daß eine gültige Voraussage von der Anzahl der registrierten Meßwerte abhängt, daß also mehrere Meßschriebe, die unter ähnlichen Bedingungen aufgenommen wurden, zusammengefaßt worden sind.

Der Auswertung wurde das Verfahren der Überschreitungshäufigkeit von Lastgrenzen zugrunde gelegt, das dahingehend vereinfacht wurde, als nur die Spitzen bei Lastanstieg Berücksichtigung fanden, also von der Nulllinie ausgehende Schwelasten unterschiedlicher Amplitude angenommen wurden. Dies bewirkt eine gegenüber den wirklichen Verhältnissen schärfere Beanspruchung. Die Auswahl des benutzten Registrierverfahrens geschah aus der Notwendigkeit heraus, vorhandene Auswerteinrichtungen und Klassiergeräte zu verwenden¹⁾.

¹⁾ An dieser Stelle sei dem Institut für Landmaschinen der TU Braunschweig und dem Institut für landtechnische Grundlagenforschung der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode für die Bereitstellung der erforderlichen Geräte gedankt.

Bei der Besprechung der untersuchten Parameter wurden zum größten Teil die relative Summenhäufigkeit der Spitzendrehmomente herangezogen. Die Lastkollektive (absolute Häufigkeit) für die gesamte, unter Umständen unterschiedliche Lebensdauer der betreffenden Antriebsteile, kann aufgrund der Tatsache, daß bei den Maschinen B und C zwei Beschleunigungs- und zwei Verzögerungsdrehmomente je Zapfwellenumdrehung auftreten, bei bekannter Zapfwelldrehzahl leicht errechnet werden. Dabei kann auch dem Umstand Rechnung getragen werden, daß aufgrund der verschiedenen Getriebeübersetzungen zwischen Schlepper und Häcksler bei gegebener Drehzahl der Trommelwelle unterschiedliche Zapfwelldrehzahlen erforderlich werden.

Zur Durchführung der Versuche ist folgendes zu bemerken: Für hohen Feuchtegehalt (>75%) wurde das Gut durch Schlegeln aus dem stehenden Bestand gewonnen; bei niedrigerem Feuchtegehalt, die ein Vortrocknen des Gutes erfordern, wurde das Gut aus dem Schwad aufgenommen. In beiden Fällen wurde das Gut auf einen angehängten Wagen gefördert.

Die Änderung des Durchsatzes bei der Aufnahme aus dem stehenden Bestand wurde durch entsprechende Änderung der Fahrgeschwindigkeit erzwungen; diese bewegte sich in den Grenzen zwischen 0,5 und 2 m/s.

3.2 Einfluß des Feuchtegehaltes

Die Kenntnis des Feuchtegehaltes des Gutes ist deshalb wichtig, weil mit diesem die Beziehung zwischen dem Durchsatz an feuchtem Grüngut und dem an Trockenmasse hergestellt werden kann. Je nach dem Feuchtegehalt ist bei gleichem Trockenmassendurchsatz mehr oder weniger Feuchtmasse zu beschleunigen; die Trockenmasse ist fütterungstechnisch, die Feuchtmasse hinsichtlich der Beanspruchungen des Feldhäckslers von Bedeutung. Größere Feuchtegehalte und damit größere Massen setzen größere Beschleunigungsdrehmomente im Antrieb voraus und bewirken nicht nur eine Erhöhung der Schwingungsamplituden, sondern auch des mittleren Drehmomentes.

In Bild 4 ordnen sich die Kurven a, b, c und d der Summenhäufigkeit der Spitzendrehmomente eindeutig nach der Größe des Durchsatzes Q an feuchtem Gut: je höher der Durchsatz Q ist, um so mehr sind die Summenkurven zu größeren Drehmomenten verschoben. Dagegen ist bei den Versuchen b und c bei etwa gleichgroßem Durchsatz kein Einfluß des Feuchtegehaltes zu erkennen, obwohl er in diesen beiden Fällen sehr verschieden ist (44% und 77%). Es muß hier darauf hingewiesen werden, daß — wie bereits erwähnt — das Gut mit hohem Feuchtegehalt aus dem stehenden Bestand geschlegelt war, und die Gutzufuhr und damit der Arbeitsbedarf der Schlegeltrommel relativ gleichmäßiger sein wird (Kurve c) als beim Schwaden des vortrockneten Gutes, wo es zu Stauungen, d. h. einer ungleichmäßigen Gutzufuhr kommen kann, was zu einer Verbreiterung des Spektrums der Spitzendrehmomente führen kann (Kurve b).

Die Darstellung der relativen Summenhäufigkeit im Wahrscheinlichkeitsnetz müßte, sofern es sich um Normalverteilungen handelt, Geraden ergeben. Die Kurven verlaufen in Bild 4 teilweise nichtlinear, was darauf hinweist, daß die Häufigkeitsverteilung der Spitzendrehmomente mehr oder weniger von einer idealen Gaußschen Verteilung abweicht. Trotz dieser Einschränkung können die Kurven zu den größeren Drehmomenten verlängert werden (gestrichelte Linien), so daß nach den Gesetzen der Wahrscheinlichkeit die Möglichkeit besteht, die zahlenmäßig höchsten Belastungen zu bestimmen, die für den Konstrukteur von Interesse sind.

3.3 Einfluß der Art des Gutes

Die Ermittlung der mittleren Zapfwellenleistung hat keinen wesentlichen Einfluß der Gutart ergeben [9]. Ähnliche Beobachtungen konnten nun auch bezüglich der Häufigkeitsverteilung der Spitzendrehmomente an der Zapfwelle gemacht werden. Infolge der sehr hohen Schneidgeschwindigkeiten und der daraus

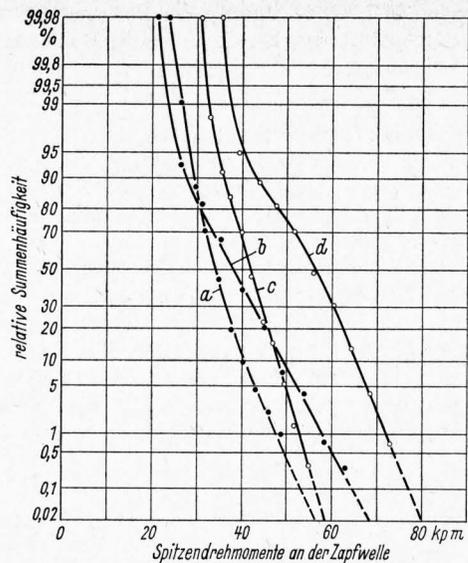


Bild 4. Relative Summenhäufigkeit der Spitzendrehmomente an der Zapfwelle der Maschine C bei verschiedenem Feuchtegehalt des Gutes (bzw. verschiedenem großem Durchsatz).
Schnittgut: Weidegras

Arbeitsvorgang	Versuch	Fahrgeschwindigkeit v m/s	Feuchtegehalt des Gutes U %	Durchsatz feuchtes Gut Q dz/h	Trockenmasse Q_{tr} dz/h
Aufnahme aus dem Schwad	a	0,43	43	26,5	15,1
	b	0,84	44	60,2	33,7
Aufnahme durch Schlegeln	c	0,63	77	64,3	14,8
	d	1,25	75	124,8	31,2

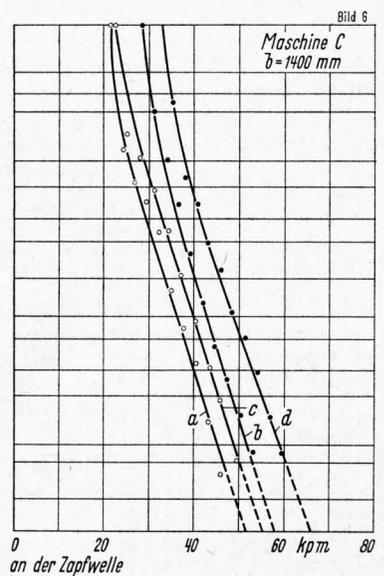
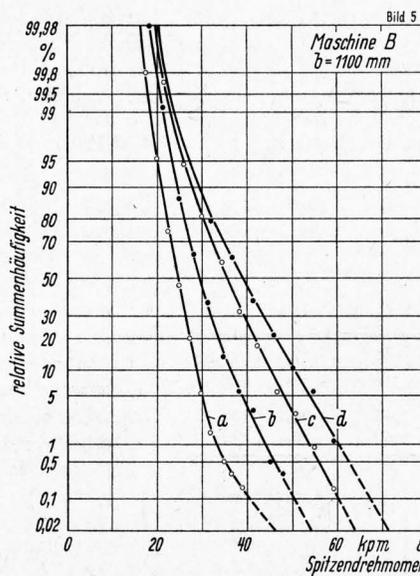


Bild 5 und 6. Relative Summenhäufigkeit der Spitzendrehmomente an der Zapfwelle für verschieden große Drehzahlen und verschieden große Durchsätze.

Maschine	Versuch	Fahrgeschwindigkeit v m/s	Zapfwelldrehzahl n_z U/min	Schnittgut, Feuchtegehalt U %	Durchsatz feuchtes Gut Q dz/h	Trockenmasse Q_{tr} dz/h
B (Bild 5)	a	0,45	545	Luzerne 80	32,0	6,4
	b	0,74	611		36,5	7,3
	c	1,60	545		95,5	19,1
	d	2,00	606		96,5	19,3
C (Bild 6)	a	0,64	521	Feldgras 81	45,3	8,6
	b	0,73	597		48,4	9,2
	c	1,10	514		77,9	14,8
	d	1,30	598		86,3	16,4

resultierenden kinetischen Energie der Schlegel sind die verschiedenen technologischen Eigenschaften der Halmgutarten auf die Beanspruchungen der Antriebs Elemente von untergeordneter Bedeutung.

3.4 Einfluß der Zapfwelldrehzahl

Der Einfluß der Zapfwelldrehzahl auf die Spitzendrehmomente ist zweierlei Art: Mit größer werdender Antriebsdrehzahl wachsen die von den Gelenkwellen herrührenden Winkelbeschleunigungen der Abtriebswelle und damit auch die Beschleunigungsdrehmomente; zum anderen wächst mit der Drehzahl der Luftwiderstand der Schlegeltrommel, und damit die Vorlast an der Zapfwelle.

Bild 5 und 6 zeigen die Summenhäufigkeit der Spitzendrehmomente an der Zapfwelle für je zwei verschiedene Drehzahlen und Durchsätze. Beispielsweise bringt nach Bild 6 eine Steigerung der Drehzahl von 545 auf 611 U/min (Kurve a und b) bei

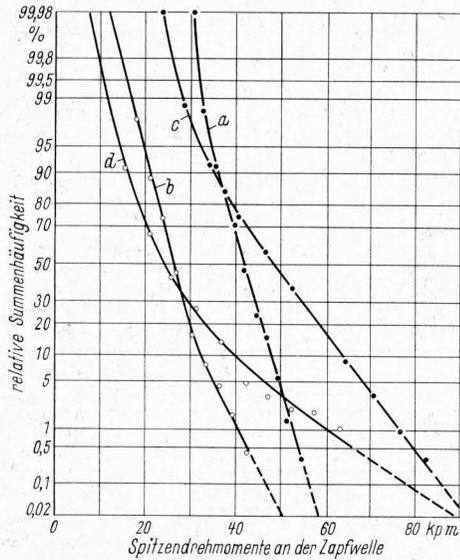


Bild 7. Relative Summenhäufigkeit der Spitzendrehmomente bei Maschinen mit unterschiedlicher Arbeitsbreite (1100 und 1400 mm) und verschiedenen großen Durchsätzen.
Schnittgut: Weidegras

Maschine, Arbeitsbreite	Versuch	Fahrgeschwindigkeit v m/s	Zapfwelldrehzahl n_z U/min	Feuchtegehalt des Gutes U %	Durchsatz feuchtes Gut Q dz/h	Trockenmasse Q_{tr} dz/h
C 1400 mm B 1100 mm	a b	0,62 0,94	608	78 78	67,3 70,0	14,8 15,4
C 1400 mm B 1100 mm	c d	1,30 2,00		44 40	95,2 89,2	53,3 53,5

gleichem Durchsatz bereits eine beachtliche Verschiebung zu größeren Beanspruchungen. Ähnliches ergibt sich auch bei einem höheren Durchsatz (Kurve c und d). Die Aussagen sind weder von der verwendeten Maschine (B und C) noch von der bearbeiteten Gutart (Luzerne und Feldgras) abhängig, wie aus Bild 5 und 6 hervorgeht.

3.5 Einfluß der Arbeitsbreite und Maschinenbauart

Da die untersuchten, verschieden breit arbeitenden Häcksler B und C von verschiedenen Herstellern kommen, ist in dem Meßergebnis neben dem Einfluß der Arbeitsbreite auch der Einfluß der Bauart enthalten; dieser wird jedoch aufgrund der ähnlichen Konstruktion von untergeordneter Bedeutung sein.

Der große Einfluß der Arbeitsbreite auf die Beanspruchungsspitzen läßt Bild 7 erkennen. Die Ausführung C mit der größeren Arbeitsbreite (1400 mm gegenüber 1100 mm) hat in jedem Falle bei sonst gleichen Voraussetzungen, wie konstanter Durchsatz, gleiche Drehzahl und gleicher Feuchtegehalt, höhere Spitzendrehmomente zur Folge, die sich jedoch bei größer werdenden Belastungen immer mehr denen von Maschine B nähern. Dieser Unterschied ist u. a. auf das größere Trägheitsmoment der Rotormasse von Maschine C zurückzuführen. Die rechnerische Bestimmung der Trägheitsmomente der rotierenden Schlegeltrommeln ergab ein Verhältnis zwischen Ausführung C und B von etwa 2,5 : 1.

Als weitere und zugleich wichtigere Ursache dieser erhöhten Beanspruchung der Antriebs Elemente muß der sich einstellende höhere Luftwiderstand der breiteren Schlegeltrommel angesehen werden. Der Verlauf der Drehmomentkurven ist ähnlich dem des früher festgestellten Leistungsbedarfs der Maschinen B und C [9].

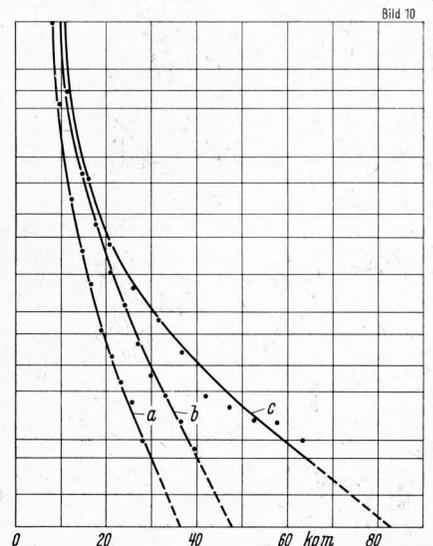
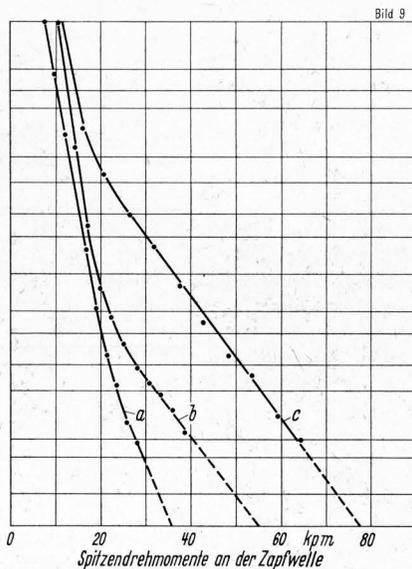
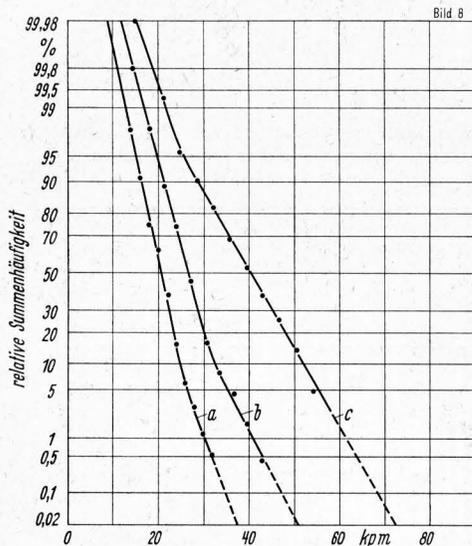
3.6 Einfluß des Durchsatzes

Da sich mit dem Durchsatz die jeweilige Gutzufuhr und damit die zu beschleunigenden Massen ändern, müssen bei großem Durchsatz auch große Vorlasten mit hohen Beschleunigungsdrehmomenten auftreten. Die sich dabei ergebenden Auswirkungen sind in Bild 8 bis 13 wiedergegeben. Bei allen Feuchtegehalten verschieben sich die Kurven bei größerem Durchsatz zu größeren Beanspruchungen, unabhängig von der Maschinenbauart und Art des Gutes.

4 Bildung des Gesamtkollektivs der Beanspruchungen

Damit diese Ergebnisse nun auch für die Bemessung und Konstruktion der Antriebs Elemente verwendet werden können, müssen die bisher vorgestellten Kurven (Teilkollektive) auf eine gewisse Benutzungsdauer umgerechnet und zu einem Gesamtkollektiv zusammengefaßt werden.

Nimmt man einmal eine Einsatzdauer von 1000 Betriebsstunden an und berücksichtigt die frühere Feststellung, daß auf eine Zapfwelldrehung zwei Spitzendrehmomente in der Gelenkwelle kommen, so ergibt sich bei einer Normdrehzahl der Zapfwelle von 540 U/min eine absolute Lastwechselzahl von insgesamt $6,48 \cdot 10^7$.



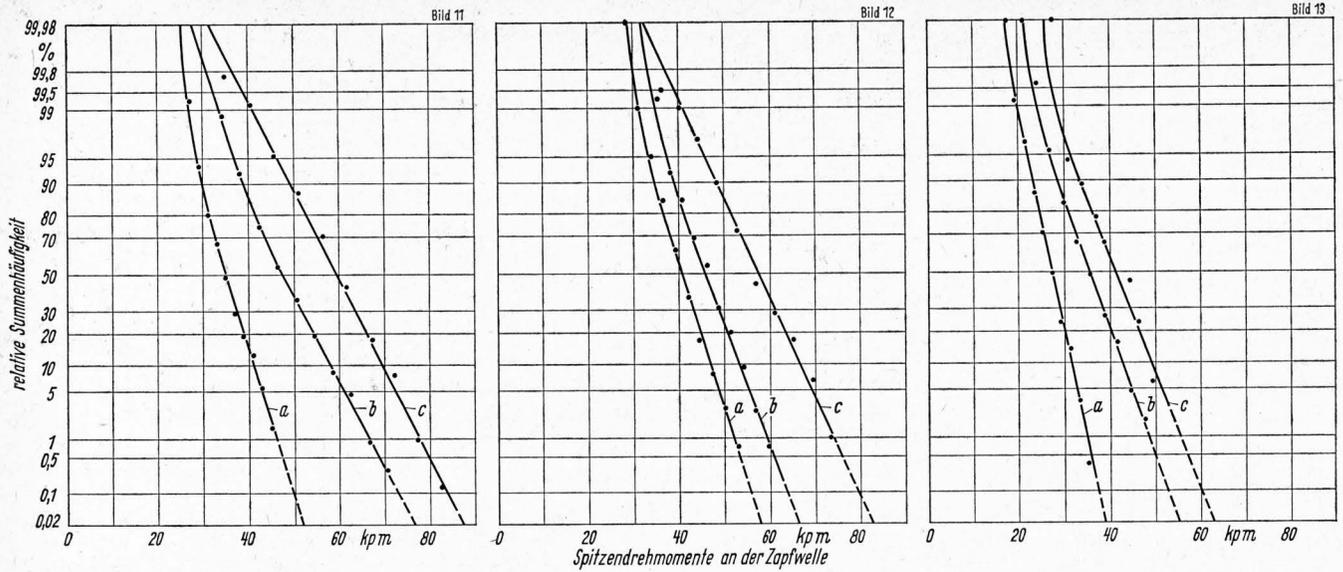


Bild 8 bis 13. Relative Summenhäufigkeit der Spitzendrehmomente an der Zapfwelle bei verschiedenem großem Durchsatz und verschiedenem großem Feuchtegehalt bei den Schlegelfeldhäckslern A, B und C.

Maschine, Bild	Versuch	Fahrgeschwindigkeit v m/s	Zapfwelldrehzahl n_z U/min	Schnittgut, Feuchtegehalt U %	Durchsatz feuchtes Gut Q dz/h	Trockenmasse Q_{tr} dz/h
B Bild 8	a	0,63	612	Weidegras 79	51,0	10,7
	b	0,85			73,3	15,4
	c	2,00			179,5	37,7
B Bild 9	a	0,42	610	Weidegras 60	22	8,8
	b	0,74			46	18,4
	c	1,60			131	52,4
B Bild 10	a	0,63	608	Weidegras 40	24,3	14,6
	b	1,10			44,8	26,9
	c	2,00			89,2	53,5
C Bild 11	a	0,43	606	Klee, Gerste 81	36,8	7,0
	b	1,30			117,9	22,4
	c	2,00			177,4	33,7
C Bild 12	a	0,73	596	Feldgras 81	48,4	9,2
	b	1,30			86,3	16,4
	c	1,90			140,0	26,6
A Bild 13	a	0,67	696	Weidegras 78	73,6	16,2
	b	1,90			125,5	27,6
	c	2,20			161,4	35,5

In **Bild 14 und 15** ist für die Maschinen B und C unter Zuerundelegung dieser Lastwechsel die absolute Summenhäufigkeit der Spitzendrehmomente verschiedener Teilkollektive (a bis k bzw. a bis g) übereinander gezeichnet. Diese Teilkollektive unterscheiden sich in der Schnittgutart, im Feuchtegehalt und im Durchsatz. Man erkennt, daß die Ausführung C (**Bild 15**) durchweg höher beansprucht ist als die Ausführung B (**Bild 14**). Bei der Maschine A (hier nicht gezeigt) liegen die Beanspruchungen unter der von Maschine B, und zwar infolge der bereits erwähnten günstigen Auswirkungen der seitlichen Anhängung der Maschine an den Schlepper.

In Wirklichkeit ist aber für die Dauerfestigkeit der Antriebs-teile nicht ein einzelnes Teilkollektiv bei einer bestimmten Lastwechselzahl maßgebend, sondern ein aus verschiedenen Teilkollektiven zusammengesetztes Gesamtkollektiv, wobei für die Teilkollektive wohl eine bestimmte Zapfwelldrehzahl in Ansatz gebracht werden kann, unter Umständen aber die Gesamtlastwechselzahl sich aus verschiedenen Einsatzzeiten der Teilkollektive zusammensetzt.

An einem einfachen Beispiel soll kurz die Bildung eines Gesamtkollektivs aus Teilkollektiven gezeigt werden. In **Bild 16 und 17** wurden drei kennzeichnende Teilkollektive mit unterschiedlichem Durchsatz und verschiedenen Einsatzzeiten ge-

wählt und deren absolute Summenhäufigkeit ermittelt; anschließend wurde deren Summe gebildet. Die sich ergebenden Gesamtkollektive Σ_B und Σ_C , **Bild 16 und 17**, werden weitgehend von den ungünstig verlaufenden Teilkollektiven c trotz deren verhältnismäßig geringer Einsatzdauer (300 h gegenüber 1000 h insgesamt) bestimmt.

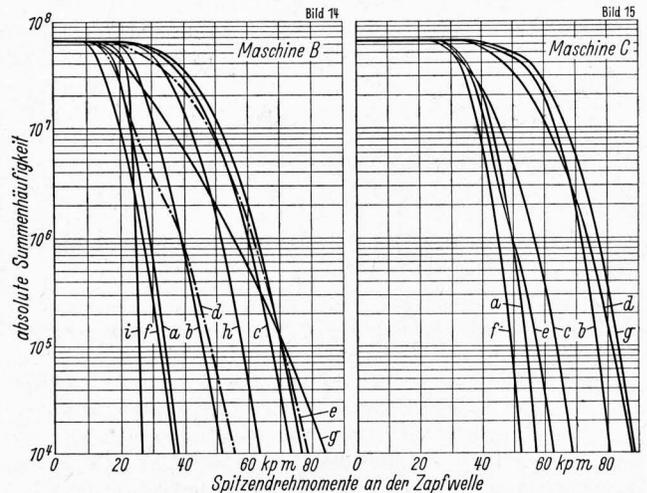


Bild 14 und 15. Absolute Summenhäufigkeit der Drehmomentenspitzen an der Zapfwelle für verschiedene Teilkollektive für eine angenommene Lebensdauer von je 1000 Betriebsstunden und einer Drehzahl von $n_z = 540$ U/min.

Maschine	Versuch	Fahrgeschwindigkeit v m/s	Schnittgut	Feuchtegehalt U %	Durchsatz feuchtes Gut Q dz/h	Trockenmasse Q_{tr} dz/h
B 1100 mm (Bild 14)	a	0,63	Weidegras	79	51,0	10,7
	b	0,85	Weidegras	79	73,3	15,4
	c	2,00	Weidegras	79	179,5	37,7
	d	0,74	Weidegras	60	46,0	18,4
	e	1,60	Weidegras	60	131,0	52,4
	f	0,63	Weidegras	40	24,3	14,6
	g	2,00	Weidegras	40	89,2	53,5
	h	1,60	Luzerne	78	86,8	19,1
	i	0,70	Erbsen	86	45,0	6,3
	k	1,83	Erbsen	86	215,7	30,2
	C 1400 mm (Bild 15)	a	0,42	Weidegras	76	41,3
b		1,25	Weidegras	76	130,4	31,8
c		0,84	Weidegras	44	66,1	33,7
d		1,25	Wiesengras	72	38,6	10,8
e		1,60	Wiesengras	72	105,7	29,6
f		0,43	Klee, Gerste	81	36,8	7,0
g		2,00	Klee, Gerste	81	177,4	33,7

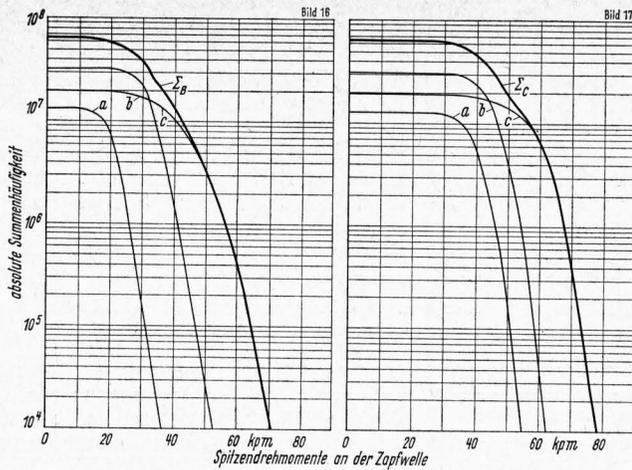


Bild 16 und 17. Absolute Summenhäufigkeit der Spitzendrehmomente von drei verschiedenen Teilkollektiven (a, b, c) und dem daraus gebildeten Gesamtkollektiv Σ_B bzw. Σ_C für die Maschinen B und C.

Maschine	Lastkollektiv	Fahrge-	Zapf-	Schnittgut,	Durchsatz		Ein-
		schwin-	wellen-	Feuchte-	feuchtes	Trok-	
		digkeit	dreh-	gehalt	Gut	ken-	stunden
		v	zahl	U	Q	masse	
		m/s	n _z	%	dz/h	Q _{tr}	
			U/min			dz/h	
B 1100 mm (Bild 16)	a	0,63	612	Weidegras 79	51,0	10,7	200
	b	1,25			99,0	20,8	500
	c	2,00			179,5	37,7	300
							$\Sigma=1000$
C 1400 mm (Bild 17)	a	0,42	606	Weidegras 77	43,0	9,9	200
	b	0,63			78,7	18,1	500
	c	1,26			135,7	31,2	300
							$\Sigma=1000$

5 Das Gesamtkollektiv als Grundlage für den Mehrstufen-Festigkeitsversuch

Das früher verwendete Wöhler-Schaubild als Bemessungsgrundlage für Maschinenteile ist für eine festigkeitgerechte Dimensionierung der vorliegenden Antriebssteile nicht besonders geeignet, da die Teile im Feldeinsatz durch die bereits erwähnten Ursachen sehr unterschiedlichen dynamischen Beanspruchungen unterliegen; Wöhler hat jedoch nur das Bruchverhalten von Stahl im sogenannten Einstufenversuch ermittelt. Da ferner noch keine zutreffende Schädigungstheorie vorliegt, liefert z. Z. der Mehrstufen-Festigkeitsversuch die besseren Ergebnisse. Durch die Möglichkeit einer erhöhten Belastungsfrequenz kann im Mehrstufenversuch die Versuchsdauer verkürzt werden, ohne größere Einschränkungen bezüglich der Versuchsaussage [2; 3] in Kauf nehmen zu müssen. Die verfügbaren Meß- und Auswertegeräte tun ein übriges, den erforderlichen Versuchsaufwand in Grenzen zu halten.

6 Zusammenfassung

Der Weg einer festigkeitgerechten Auslegung der Antriebs-elemente von Schlegelfeldhäckslern wird gezeigt. Es wird versucht, die eigentlichen Ursachen der auftretenden Lastschwingerungen in der Gelenkwelle zu klären und über ein geeignetes Auswerteverfahren Lastkollektive zu ermitteln. Die durch Feldversuche aufgenommenen Lastkollektive sind einigen Parametern unterworfen. Der Einfluß der Gutfeuchte, der Drehzahl, der Arbeitsbreite und des Durchsatzes wurde festgestellt. Der Einfluß der Gutart ist vernachlässigbar klein.

Bei einer Weiterverarbeitung der Meßwerte muß schließlich über die absolute Summenhäufigkeit der Teilkollektive ein Gesamtkollektiv der Belastungsgröße gefunden werden, das als Grundlage für den Mehrstufenversuch zur Festigkeitsprüfung der Antriebssteile der Häcksler dienen kann.

7 Schrifttum

- [1] Coenenberg, H. H.: Dynamische Beanspruchungen von Ackerschleppern. Landtechn. Forsch. **11** (1961) H. 6, S. 145/50 und **12** (1962) H. 1, S. 7/12.
- [2] Eimer, M.: Möglichkeiten einer festigkeitgerechten Bewertung von Belastungsaufzeichnungen. Landtechn. Forsch. **16** (1966) H. 2, S. 56/62.
- [3] Gassner, E., und K. F. Horstmann: Einfluß des Start-Landelastwechsels auf die Lebensdauer der böenbeanspruchten Flügel von Verkehrsflugzeugen. Advances in Aeronautical Sciences **3/4** (1962), S. 763/80.
- [4] Gerlach, A.: Erfassung der Triebwerksbelastung von Ackerschleppern. Landtechn. Forsch. **8** (1958) H. 3, S. 61/67.
- [5] Gluth, M., und H. Voß: Ein Beitrag zur Frage der Betriebsbeanspruchungen von Feldhäckslerorganen. Landtechn. Forsch. **16** (1966) H. 5, S. 177/82.
- [6] Kahrs, M.: Die Auslegung von Landmaschinenbauteilen nach Lastkollektiven. Landtechn. Forsch. **13** (1963) H. 6, S. 171/79.
- [7] Kloth, W., und Th. Stroppel: Kräfte, Beanspruchungen und Sicherheiten in den Landmaschinen. VDI-Z. **80** (1936) Nr. 4, S. 85/92.
- [8] Kloth, W., und Th. Stroppel: Der Energiefluß im Zapfwellenbinder. Techn. i. d. Landw. **13** (1932) H. 4, S. 88.
- [9] Kühlborn, H.: Die Ermittlung des Leistungsbedarfs von Schlegelfeldhäckslern. Beitrag für einen betriebstechnischen Vergleich der Halmfütterergewinnung. Grundl. d. Landtechn. **18** (1968) Nr. 2, S. 55/61.
- [10] Moser, E.: Bewegungen, Kräfte und Momente in Gelenkwellenrieben für Landmaschinen. Fortschritts-Ber. VDI-Z. Reihe 14, Nr. 5. Düsseldorf: VDI-Verlag 1966.
- [11] Reuthe, W.: Die Bewegungsverhältnisse bei Kreuzgelenkantrieben. Konstruktion **2** (1950) H. 10, S. 305/12.
- [12] Sacht, H. O.: Betriebsbeanspruchungen in den Organen einer Hochdruckballenpresse. Landtechn. Forsch. **16** (1966) H. 5, S. 184/88.
- [13] Stroppel, Th.: Kräfte und Beanspruchungen im luftbereiften Ackerwagen. Techn. i. d. Landw. **21** (1940) H. 3, S. 41 und H. 4, S. 62 und 63.

KURZAUSZÜGE AUS DEM SCHRIFTTUM

Lenkung von Geländefahrzeugen

Saran, C., and C. W. Suggs: Steering of off-the-road vehicles — A servo system approach. (Das Lenken von Geländefahrzeugen — Ein einfaches Modell für die Handregelung.) J. agric. Engng Res. **13** (1968) Nr. 2, S. 96/102. 6 B., 1 T., 12 Q. DK 621-5:631.373

Das Lenken von Fahrzeugen wurde mit Hilfe eines Simulators untersucht und durch eine Übertragungsfunktion für das Mensch-Maschine-System näherungsweise beschrieben. Der Simulator bestand aus einem Karren mit einem lenkbaren Rad, das auf einem Laufband abrollt. Der Karren, auf dem ein Sitz und das Lenkrad aufgebaut waren, war nur quer zur Bewegungsrichtung des Laufbandes beweglich. Seine seitliche Bewegung konnte mit Hilfe des Rades gesteuert werden. Dem Simulator konnten angenähert sprung- oder sinusförmige Störungen (Querbewegungen relativ zum Laufband) aufgeschaltet werden, um das Verhalten des Menschen bzw. des gesamten Systems beim Ausgleichen

solcher Störungen zu untersuchen. Aufgabe der Untersuchungspersonen war, bei Einwirkung der Störungen eine vorgegebene Lage des Karrens einzuhalten. — Mit insgesamt 6000 Versuchen mit sprunghaften Störungen von etwa 2,5 bis 30 cm und 600 Versuchen mit sinusförmigen Störungen wurde das Verhalten zweier Personen untersucht. Es wurden zwei Arten von Übertragungsfunktionen erhalten, solche mit und solche ohne Überschwingen. Die Übergangsvorgänge lassen sich in vier charakteristische Phasen, und zwar Reaktionszeit (Totzeit), aktive und passive Bewegungsphase sowie Ausgleichsphase einteilen. — Ausgehend von den experimentellen Übertragungsfunktionen wurden mit Hilfe eines Analogrechners Modellübertragungsfunktionen für das System Mensch-Fahrzeug untersucht. Mit einem System 3. Ordnung wurden bereits gute Näherungen für das „mittlere Übergangsverhalten“ der Versuchspersonen erhalten. GL 161

Braunschweig-Völkenrode

H. Hesse