

Messung der im Betrieb auftretenden Kräfte und Drehmomente an einem Anbau-Rechwender

Institut für landtechnische Grundlagenforschung, Braunschweig-Völkenrode

Zweck der Messungen und Auswahl der Meßstellen

An einem Anbau-Rechwender wurden mit dynamischen Dehnungsmessungen die Art und Größe der Betriebskräfte in der Konstruktion sowie das Antriebsdrehmoment und die Antriebsleistung unter verschiedenen Bedingungen ermittelt. Der Rechwender hatte Arbeitsbreiten von etwa 2,5 ... 2,0 m für die Arbeitsstellungen vom Wenden bis Schwaden.

Die dynamischen Betriebsbeanspruchungen mußten gemessen werden [1], um Unterlagen für die Belastung bei den nachfolgenden statischen Untersuchungen zu bekommen, bei denen die Konstruktion hinsichtlich ihrer richtigen spannungsmäßigen Auslegung überprüft wurde [2]. Mit den dynamischen Messungen sollte festgestellt werden, auf welche einfachen Belastungsfälle sich die Betriebsbeanspruchungen zurückführen lassen und durch welche Belastungen diese Beanspruchungen statisch nachgeahmt werden können.

Die Betriebsbeanspruchungen wurden mit dynamischer Dehnungsmessung mit elektrischem Verfahren am Anbaurahmen des Rechwenders gemessen. Dabei war der Aufwand an elektronischen Meßverstärkern und Schleifenoszillographen nicht sehr groß, weil die gesuchten Belastungsfälle durch nur drei einzelne Meßstellen erfaßt werden konnten.

Die Anordnung der Meßstellen *a*, *b* und *e* auf dem Anbaurahmen des Rechwenders wurde so gewählt (Bild 1), daß aus der Größe der dort gemessenen Dehnungen beziehungsweise der daraus ermittelten Spannungen σ_e , σ_a und σ_b auf folgende Belastungsfälle geschlossen werden konnte:

1. Quasistatische Wirkung des Rechwendergewichts beim Ausheben des Rechwenders im Stand;
2. statische und dynamische Wirkungen des Eigengewichts bei der Arbeit mit angehobenem Rechwender bei verschiedenen Geschwindigkeiten;

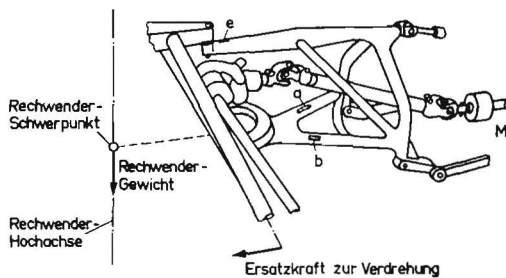


Bild 1: Schematische Skizze der Meßstellenanordnung am Anbaurahmen und der wichtigsten Kraftwirkungen am Rechwender

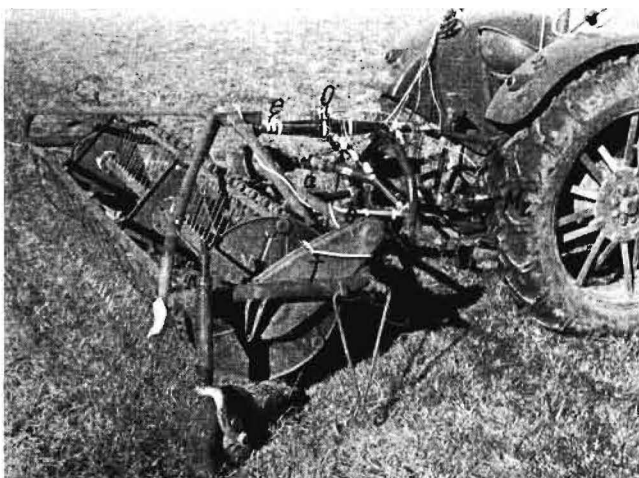


Bild 2: Ansicht des Versuchs-Rechwenders mit den Meßgebern

3. dynamische Wirkungen der Rechwendermassen und Bodenunebenheiten: Verdrehungen des Rechwenders um seine Hochachse beim Fahren;
4. dynamische Wirkungen der Rechwendermassen und Bodenunebenheiten: Rollwiderstand und Nickschwingungen des Rechwenders um seine Querachse beim Fahren.

Die dynamischen Betriebsmessungen hatten nebenbei den Zweck, das für den Antrieb nötige Drehmoment und die vom Rechwender aufgenommene Leistung zu ermitteln. Hierfür wurden in besonderen Versuchen der Drehmomentverlauf an der Zapfwelle und die Trommeldrehzahl gemessen.

Bild 2 zeigt den Versuchs-Rechwender mit den geschützten Dehnungsmeißstreifen auf den Meßstellen *a*, *b* und *e* und dem optischen Dehnungsschreiber *O* [2] sowie den Drehmoment-Meßgeber *M*_z an der Zapfwelle und den Trommelkontakt *T* zum Markieren der Trommeldrehzahl.

Die Versuche wurden auf einer Wiese mit nicht sehr guter Oberfläche durchgeführt, wobei der Rechwender mit einem 24-PS-Schlepper betrieben wurde. Da für die Messungen beim Wenden und Schwaden nur verhältnismäßig leichtes, zum Teil gar kein Heu zur Verfügung stand, wurde der Rechwender meist so tief eingestellt, daß die Zinken auf dem Wiesenboden kratzten, wie es auch in der Praxis häufig vorkommt.

Betriebsspannungsmessungen am Anbaurahmen des Rechwenders beim Ausheben, Wenden und Schwaden

Betriebsspannungen beim Ausheben im Stand

Als Beispiel für den Verlauf der Spannungen beim Ausheben, das heißt beim Anheben und Absenken des Rechwenders im Stand, zeigen die Bilder 3 und 4 Ausschnitte aus einem Oszillogramm mit den registrierten Spannungen σ_a , σ_b und σ_e der Meßstellen *a*, *b* und *e*. Da die gemessenen Spannungswerte, die mit Dehnungsmessungen gewonnen wurden, meist durch nicht eindeutig erfaßbare Überlagerungen von Zug- (bzw. Druck-) und Biegespannungen entstanden sind, kann aus diesen Werten nicht auf die im Anbaurahmen wirkenden Kräfte geschlossen werden.

Beim Anheben steigt die Spannung σ_e stetig an, das heißt auf der Oberkante des Anbaurahmens entsteht infolge der Überlagerung von Zug und Biegung eine Zugspannung, die mit zunehmender Belastung durch den Wender bis auf den statischen Größtwert von etwa 6 bis 7 kg/mm² (Grenzwerte bei mehreren Versuchen) ansteigt.

Die Spannungen σ_a und σ_b an den Meßstellen *a* und *b* auf den beiden unteren Seitenrohren des Anbaurahmens müssen bei reiner Verdrehung des Rechwenders um seine Hochachse stets entgegengesetzt gleich als Zug- und Druckspannung auftreten. Um die Übereinstimmung des entgegengesetzt zeitlichen Verlaufes der Spannungen im Oszillogramm besser erkennen zu können, wurde der gegensinnige Verlauf in einen gleichsinnigen Verlauf umgewechselt, indem die Spannungen σ_a und σ_b mit entgegengesetzten Vorzeichen registriert wurden.

Nach Bild 3 entstehen beim Anheben des Rechwenders an den beiden Meßstellen *a* und *b* gleichzeitig ansteigende Druckspannungen.

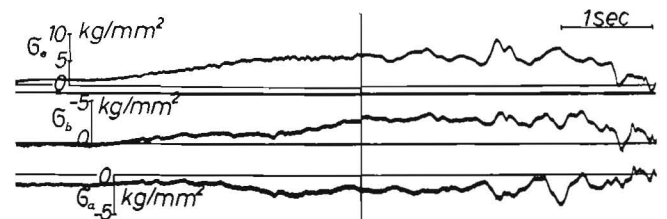


Bild 3 und 4: Zeitlicher Spannungsverlauf im Anbaurahmen beim Anheben (Bild 3, links) und Absenken (Bild 4, rechts) des Rechwenders im Stand

gen $-\sigma_a$ und $-\sigma_b$ in den unteren Seitenrohren des Anbaurahmens infolge der Momentwirkung durch das Rechwendergewicht. Diesem Anstieg der Druckspannungen ist eine langsame Spannungsschwankung kleiner Amplitude überlagert, die sich an den beiden Meßstellen als entgegengesetzt gleich große Zug- und Druckspannung äußert. Diese Spannungsschwankung rührt also von einer Drehschwingung des Rechwenders um seine Hochachse her.

Im Beharrungszustand bei ausgehobenem Rechwender sind den statischen Spannungswerten nur kleine Spannungsschwankungen mit Amplituden von weniger als etwa 10% der statischen Werte überlagert. Diese Schwingungen, die vom Schleppermotor erregt werden, brauchen nicht weiter beachtet zu werden.

Beim ruckartig unterbrochenen Absenken des Rechwenders durch Entlastung der Schlepperhydraulik entstehen sowohl senkrechte Schwingungen als auch Drehschwingungen des Rechwenders, wie sich aus den Spannungsschwankungen in Bild 4 ergibt. In der teilweisen Übereinstimmung besonders der Spannungen σ_a und σ_b erkennt man sogar eine gewisse Koppelung dieser Schwingungen. Auf die Drehschwingungen um die Rechwenderhochachse weist wiederum der gleichsinnige (in Wirklichkeit gegensinnige) Verlauf der Spannungen σ_a und σ_b hin. Die Frequenz der Schwingung liegt über 2 Hz. Ihr genauer Wert läßt sich ohne eine Frequenzanalyse kaum exakt angeben.

Beim Anheben und Absenken des Rechwenders im Stand wurden am Anbaurahmen des Rechwenders in mehreren Versuchen folgende Spannungswerte ermittelt: An der Meßstelle e betrug die statische Zugspannung bei ruhendem, ausgehobenem Wender $\sigma_e = +6 \dots +7 \text{ kg/mm}^2$, beim Absinken entstanden Spannungsspitzen von $\sigma_{e \text{ max}} = +10 \dots +11 \text{ kg/mm}^2$. Damit hatte sich an der Meßstelle e ein Stoßfaktor von etwa 1,6 ergeben. An der Meßstelle a wurden statische Druckspannungen von $\sigma_a = -1,7 \dots -2,5 \text{ kg/mm}^2$ gemessen, die beim Absinken zwischen Spitzenwerten von $\sigma_{a \text{ max}} = -3,0 \dots -3,6 \text{ kg/mm}^2$ schwankten. An der Meßstelle b herrschten dabei statische Zugspannungen von $\sigma_b = +2,3 \dots +3,0 \text{ kg/mm}^2$ und $\sigma_{b \text{ max}} = +3,7 \dots +4,0 \text{ kg/mm}^2$. Die Streuung der Werte σ_a und σ_b ist wahrscheinlich dadurch bedingt, daß der Rechwender bei aufeinander folgenden Versuchen verschieden schräg hing.

Auf Grund der bisherigen Ergebnisse kann man bereits erkennen, daß Betriebsbeanspruchungen durch folgende zwei statische Belastungsfälle nachgeahmt werden können. Belastungsfall 1: durch Wirkung des Rechwendergewichts (vgl. Bild 1) im angehobenen Zustand, wobei für die in der Praxis auftretenden Spannungen mit einem Stoßfaktor von etwa 1,5 gerechnet werden muß. Belastungsfall 2: durch Verdrehen des Rechwenders um seine Hochachse, wobei das Verdrehmoment auch einfach durch eine an der rechten Rechwenderseite nach hinten gerichtete Ersatzkraft, wie in Bild 1 bereits angedeutet ist, aufgebracht werden kann. Nun ist aber noch zu untersuchen, wie groß die Wirkungen der weiteren Betriebsarten des Rechwenders in diesen vorgenannten Belastungsfällen sind und ob weitere Belastungsfälle angesetzt werden müssen.

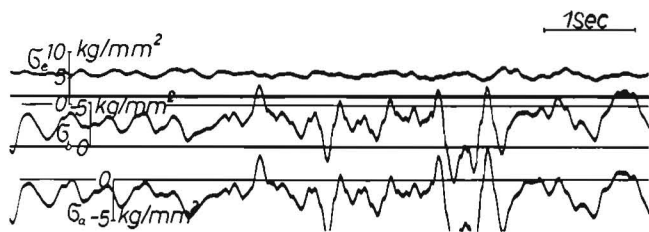


Bild 5: Zeitlicher Spannungsverlauf im Anbaurahmen beim Fahren mit 5 km/h mit dem angehobenen Rechwender

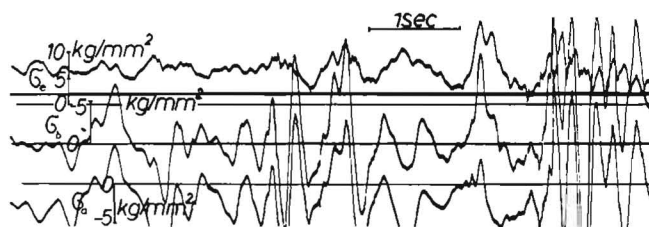


Bild 6: Zeitlicher Spannungsverlauf im Anbaurahmen beim Fahren mit 13 km/h mit dem angehobenen Rechwender

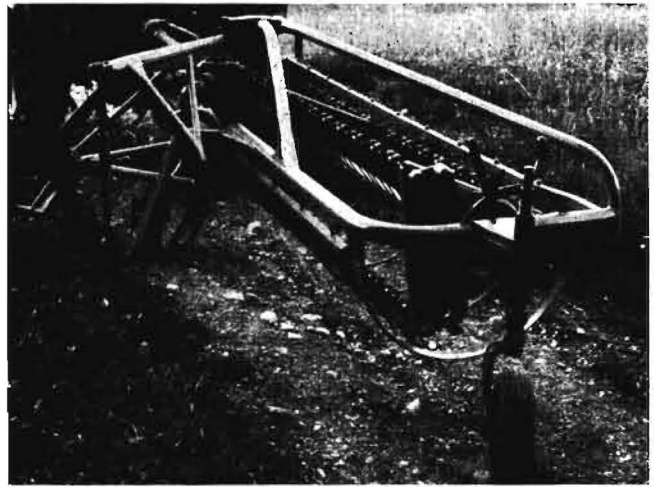


Bild 7: Rollen des Anbau-Rechwenders hinter dem Schlepper beim Straßentransport

Fahren mit dem angehobenen Wender

Bei der Arbeit mit dem angehobenen, nichtrotierenden Rechwender auf der Versuchswiese mit 5 km/h im dritten Schleppergang wurde an der Meßstelle e die bereits im Standversuch gewonnene Spannung $\sigma_e = 6 \text{ kg/mm}^2$ gemessen. Wie man in Bild 5 erkennen kann, schwankt diese Spannung nur sehr wenig, das heißt der Rechwender führt nur sehr schwache senkrechte Schwingungen aus. Der dabei auftretende Stoßfaktor ist also kleiner als beim Absenken des Rechwenders im Stand. Dagegen entstehen während der Fahrt sehr starke Drehschwingungen des Rechwenders um seine Hochachse, wodurch sich den mittleren Druckspannungen von $\sigma_a = -2,2 \text{ kg/mm}^2$ und $\sigma_b = -2,6 \text{ kg/mm}^2$ (bewirkt durch das Rechwendergewicht) große Schwankungen überlagern. Daß es sich um Drehschwingungen handelt, beweist die Übereinstimmung des zeitlichen Verlaufs der Spannungsschwankungen von σ_a und σ_b . Die maximalen Spannungsspitzen wurden bei diesem Versuch mit $\sigma_{a \text{ max}} = -8,5 \text{ kg/mm}^2$ und $\sigma_{b \text{ max}} = -6,8 \text{ kg/mm}^2$ gemessen. Die Drehschwingungen des Rechwenders erhalten dabei Frequenzen von über 2 und 4 Hz.

Bei der Arbeit mit dem angehobenen Rechwender auf der Versuchswiese mit 13 km/h im fünften Schleppergang entstanden nicht nur sehr große Drehschwingungen, sondern auch beachtliche senkrechte Nickschwingungen, was sich aus dem zeitlichen Spannungsverlauf ergibt (Bild 6). Die teilweise Übereinstimmung des zeitlichen Spannungsverlaufes an allen drei Meßstellen zeigt die stärkere Koppelung dieser Dreh- und Nickschwingungen.

Die hier vorhandenen extrem hohen Einzelspitzen an der Meßstelle e von $\sigma_{e \text{ max}} = 15 \text{ kg/mm}^2$ ergeben mit dem statischen Mittelwert von $\sigma_e = 6,5 \text{ kg/mm}^2$ einen maximalen Stoßfaktor von etwa 2,3. Die Frequenz der besonders großen Schwingung beträgt etwa 4 Hz.

Die Spannungen σ_a und σ_b nehmen abwechselnd sehr häufig positive Werte an. Bei diesem Versuch im fünften Schleppergang schwankten die maximalen Spannungswerte etwa im Bereich von $\sigma_{a \text{ max}} = -17 \dots +12 \text{ kg/mm}^2$ und $\sigma_{b \text{ max}} = -15 \dots +10 \text{ kg/mm}^2$. Mit diesen Extremwerten sind wahrscheinlich die in der Praxis bei der Arbeit mit ausgehobenem Rechwender im Anbaurahmen vorkommenden größten Betriebsspannungen ermittelt worden, weil man über besonders große Bodenunebenheiten kaum so schnell wie hier mit 13 km/h fahren wird. Beim normalen Transport des Rechwenders auf der Straße wirken im Anbaurahmen keine Kräfte, da der Rechwender in Längsrichtung an den Schlepper angehängt wird (Bild 7) und auf drei Gummirädern rollt. Wichtig ist aber noch, die Betriebswerte für die verschiedenen anderen Betriebszustände bei der Arbeit des Rechwenders zu erfassen.

Betriebsspannungen beim Wenden und Schwaden

Beim Messen der Betriebsspannungen am Anbaurahmen des Rechwenders beim Wenden und Schwaden wurde die Wirkung des Heues hauptsächlich durch Kratzen der Zinken auf der Wiese nachgeahmt, da für die Versuche kein Heu mehr verfügbar war. Dieser Fall dürfte wohl auch in der Praxis die höchsten Kräfte ergeben [3].

Ausschnitte aus Oszillogrammen mit Stellen hoher Amplitude der Spannungen σ_a , σ_b und σ_c , die beim Wenden und Schwaden bei einer Fahrgeschwindigkeit von 5 km/h im dritten Schleppgang aufgenommen wurden, zeigen die Bilder 8 und 9. Sowohl beim Wenden als auch beim Schwaden weisen die Spannungen σ_c und besonders σ_a und σ_b sehr starke Schwankungen auf. Der Synchronverlauf von σ_a und σ_b läßt wiederum starke Drehschwingungen des Rechwenders erkennen. Die Frequenz der Schwingungen liegt über etwa 2,5 Hz.

Über den meßtechnischen Inhalt und die Tendenzen dieser dynamischen Spannungsmessung kann man infolge der Unregelmäßigkeit der Amplituden in den Oszillogrammen selbst nicht sehr viel erkennen. Aufschluß darüber kann nur eine statistische Auswertung bringen. Aus diesem Grunde sind in den Bildern 10 und 11 die Häufigkeitsverteilungen der Spannungsspitzen für die Messungen beim Wenden und Schwaden gezeichnet. Da diese Häufigkeitsverteilungen aus nur etwa 50 Werten bei verhältnismäßig großer Klassenbreite ermittelt wurden, ergeben sich keine stetigen Glockenkurven. Hierzu müßte ein Mehrfaches an Meßwerten vorliegen. Aus der dargestellten prozentualen Häufigkeit kann man aber schon folgende Ergebnisse ablesen:

Beim Wenden ergaben die Häufigkeitsverteilungen nach Bild 10, daß an der Meßstelle c höhere Druckspannungsspitzen $-\sigma_c$ als Zugspannungsspitzen $+\sigma_c$ auftraten. Dieses Übergewicht der Druckkraftspitzen kann auf den Einfluß des Rollwiderstandes und der Nickschwingungen des Rechwenders zurückgeführt werden. Die Hubstangen der Schlepperhydraulik im Dreipunktanbau waren bei diesen Messungen entlastet. Aus den sich ähnelnden Häufigkeitsverteilungen der Spannungsspitzen σ_a und σ_b kann man auf die starken Drehschwingungen des Rechwenders um seine Hochachse schließen. Außerdem ist hier wiederum der

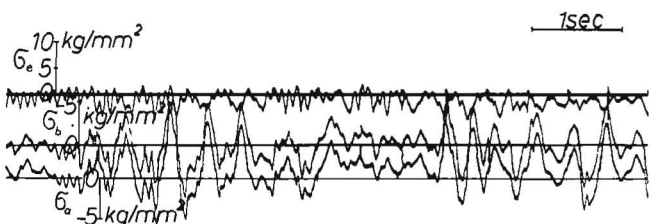


Bild 8: Zeitlicher Spannungsverlauf beim Wenden mit einer Fahrgeschwindigkeit von 5 km/h

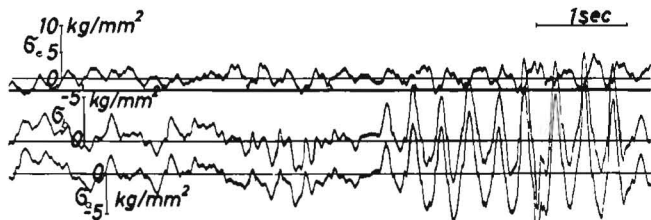


Bild 9: Zeitlicher Spannungsverlauf im Anbaurahmen beim Schwaden mit einer Fahrgeschwindigkeit von 5 km/h

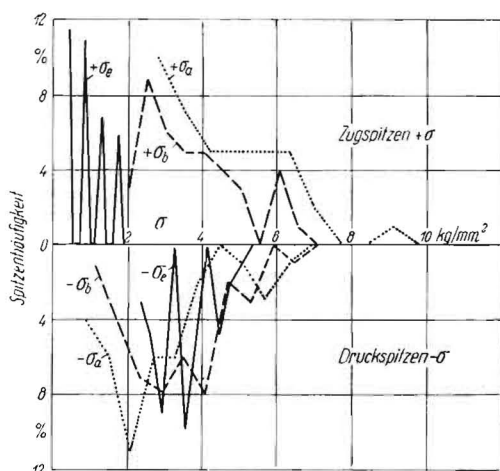


Bild 10: Häufigkeitsverteilungen der Spannungsspitzen am Anbaurahmen beim Wenden

Einfluß des Rollwiderstandes zu erkennen, der sich im Gegensatz zu den Druckspannungsspitzen von σ_c in einem Überwiegen von Zugspannungsspitzen von σ_a und σ_b äußert. Die Größenverteilung der Anteile durch den Rollwiderstand und durch die Rechwender-Nickschwingungen kann man aus diesem Ergebnis nicht entnehmen.

Die beim Schwaden gewonnenen Häufigkeitsverteilungen der Spannungsspitzen von σ_a und σ_b zeigt Bild 11. Die Werte für σ_c wurden wegen ihrer Kleinheit nicht mit eingezeichnet. Beim Schwaden lassen die Häufigkeitsverteilungen der Spannungsspitzen σ_a und σ_b auch die Drehschwingungen des Rechwenders um seine Hochachse erkennen. Diese beiden Häufigkeitsverteilungen sind aber unsymmetrisch. An der Meßstelle a überwiegen die Druckspannungsspitzen $-\sigma_a$ und an der Meßstelle b die Zugspannungsspitzen $+\sigma_b$, normalerweise bedingt durch die beim Schwaden auftretende Momentwirkung des zusammengeballten ablaufenden Heues auf der rechten Seite des Rechwenders. Diese Wirkung kann man für statische Untersuchungen durch die in Bild 1 angedeutete Ersatzkraft nachahmen.

Über die Größe der beim Wenden und Schwaden gemessenen Spannungsspitzen kann man folgendes aussagen: Die obere Grenze aller Spannungsspitzen des Hauptkollektivs der Häufigkeitsverteilungen liegt bei etwa 6 kg/mm². Die hier gemessenen Spannungsspitzen von σ_c sind also nicht größer als die früher bei den Versuchen mit dem angehobenen Rechwender ermittelten Werte. Die gemessenen Spannungsspitzen von σ_a und σ_b haben noch einige seltener auftretende Werte, die beim Wenden auf fast 10 kg/mm² und beim Schwaden bis etwa 11 kg/mm² ansteigen.

Ergebnisse

Aus den vorliegenden Messungen kann man schließlich folgern, daß man die Betriebsbeanspruchungen im Rechwenderahmen durch statische Belastungen nachahmen kann, und zwar hauptsächlich durch die folgenden beiden statischen Belastungsfälle:

Belastungsfall 1

Belastung des angehobenen Rechwenders durch sein Eigengewicht. Den Stoßfaktor für den normalen Betriebsfall kann man mit etwa 1,5; für Extremwerte mit etwa 2,3 annehmen.

Belastungsfall 2

Verdrehung des Rechwenders durch Aufbringen einer auf der rechten Seite des Rechwenders nach hinten gerichteten Ersatzkraft (Bild 1). Die Größe der Ersatzkraft ist dabei so zu wählen, daß die durch sie hervorgerufenen Spannungen σ_a und σ_b den gemessenen dynamischen Werten entsprechen.

Den Einfluß des Rollwiderstandes und der Nickschwingungen des Rechwenders bei der Arbeit braucht man nicht besonders zu

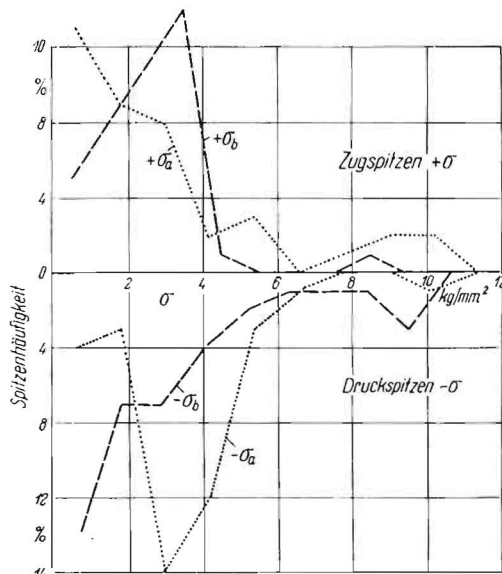


Bild 11: Häufigkeitsverteilungen der Spannungsspitzen am Anbaurahmen beim Schwaden

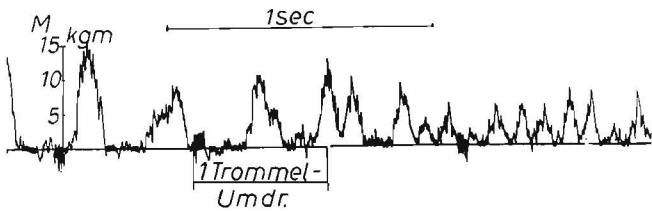


Bild 12: Zeitlicher Verlauf des Zapfwellendrehmomentes beim Wenden mit einer Fahrgeschwindigkeit von 5 km/h

Drehzahl der Trommel $n_T = 120$ U/min, der Zapfwelle $n_Z = 325$ U/min

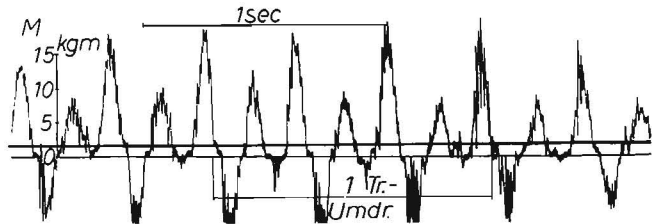


Bild 13: Zeitlicher Verlauf des Zapfwellendrehmomentes beim Schwaden mit einer Fahrgeschwindigkeit von 5 km/h

Drehzahl der Trommel $n_T = 52$ U/min, der Zapfwelle $n_Z = 350$ U/min

berücksichtigen, da er nicht sehr bedeutend ist. Man könnte ihn eventuell zum Teil mit erfassen, wenn man die einseitig wirkende Ersatzkraft nicht in der Höhe des Schwerpunktes über dem Boden, sondern etwas tiefer angreifen läßt.

Dynamische Drehmomentmessungen in der Zapfwelle beim Wenden und Schwaden

Für die Ermittlung der Rechwenderleistung wurde das Drehmoment in der Zapfwelle beim Wenden und Schwaden von Heu gemessen. Die Oszillogramme in den Bildern 12 und 13 zeigen den Drehmomentverlauf M beim Wenden und Schwaden bei einer Fahrgeschwindigkeit von 5 km/h im dritten Schleppgang.

Beim Wenden (Bild 12) wirken in der Zapfwelle nur antreibende Drehmomente. Der Drehmomentverlauf schwankt dabei von Null bis zu maximalen Werten mit einer Frequenz von etwa 2 bis 12 Hz. Die Größe der Trommeldrehzahl von 2 Hz läßt erkennen, daß die Drehmomentschwankungen in der Zapfwelle von der Trommeldrehung verursacht werden. Der langsamen Drehmoment-schwingung ist eine Oberwelle mit kleiner Amplitude von etwa 80 Hz überlagert.

Beim Schwaden fällt auf, daß der Drehmomentverlauf M in der Zapfwelle (Bild 13) nicht nur antreibende, sondern auch rücktreibende Momentamplituden enthält. Nach jeder zweiten antreibenden Drehmomentspitze pendelt das Drehmoment besonders stark gegen rücktreibende Werte. Die Frequenz der Drehmoment-schwingung stimmt auch beim Schwaden mit der Trommeldrehzahl von 0,87 Hz überein. Die Frequenz der überlagerten Oberwelle mit kleiner Amplitude beträgt wiederum etwa 80 Hz. Bei anderen Fahrgeschwindigkeiten verläuft das Drehmoment sehr ähnlich wie im gezeigten Beispiel.

Beim Wenden von Heu bei einer Fahrgeschwindigkeit von etwa 5 km/h wurden in mehreren Messungen folgende Werte der antreibenden Drehmomente gemessen. Die arithmetischen Mittelwerte der Drehmomentspitzen betragen $\hat{M}_{mi} = 5 \dots 12$ kgm und deren maximale Werte $\hat{M}_{maz} = 6 \dots 15$ kgm. Die arithmetischen Mittelwerte der zeitlichen Mittelwerte (planimetrierte Drehmomentflächen) waren $M_{mi} = 0,6 \dots 3,3$ kgm und deren maximale Werte $M_{maz} = 1 \dots 4,5$ kgm. Aus den zeitlichen Mittelwerten der Drehmomente wurden mit Hilfe der gemessenen Trommeldrehzahlen (unter Berücksichtigung des Übersetzungsverhältnisses zwischen der Zapfwellen- und der Trommeldrehzahl beim Wenden von $i = 2,7:1$) die Zapfwellenleistungen als Mittelwerte zu $N_{mi} = 0,4 \dots 2$ PS und deren maximalen Werte zu $N_{maz} = 0,6 \dots 3$ PS berechnet.

Das Ergebnis der Drehmomentmessungen beim Schwaden bei Fahrgeschwindigkeiten von etwa 3...13 km/h im zweiten bis fünften Schleppgang ist in den Bildern 14 und 15 dargestellt. In Bild 14 sind jeweils für verschiedene Versuche bei den einzel-

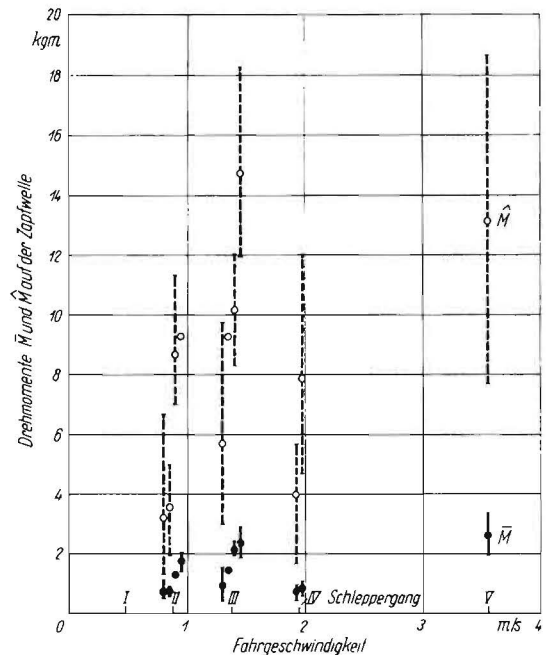


Bild 14: Drehmomente an der Zapfwelle

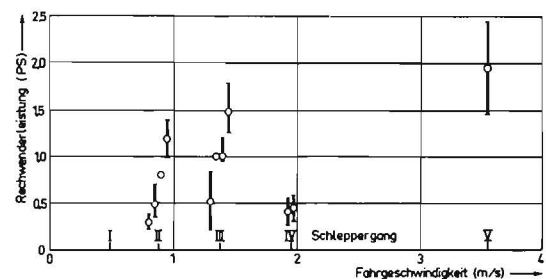


Bild 15: Antriebsleistung des Anbau-Rechwenders

nen Schleppgängen die Streubereiche (mit deren arithmetischen Mittelwerten) von den auf der Zapfwelle gemessenen antreibenden Drehmomentspitzen \hat{M} eingetragen. Die negativen Drehmomentspitzen sind in diesem Bild nicht enthalten, weil sie verhältnismäßig klein sind. Beim Planimetrieren des Drehmomentverlaufes in den Oszillogrammen zur Ermittlung der Flächenmittelwerte M wurden von den positiven Flächen die negativen Flächen abgezogen. Es wurde also vorausgesetzt, daß die Energie der rücktreibenden Drehmomente in den rotierenden Massen des Schleppers verlustlos gespeichert und daraus wieder entnommen werden kann.

Die aus den Drehmoment-Flächenmittelwerten mit den gemessenen Trommeldrehzahlen (unter Berücksichtigung des Übersetzungsverhältnisses zwischen der Zapfwellen- und Trommeldrehzahl beim Schwaden von $i = 6,75:1$) errechneten Werte der Rechwenderleistung zeigt Bild 15. Die absolute Höhe der gemessenen Werte ist wahrscheinlich nicht ursächlich durch die verschiedenen Schleppgänge bedingt, sondern durch Zufälligkeiten bei der Versuchsdurchführung gegeben. Die Meßzeiten über etwa 10–20 Trommelumdrehungen waren leider zu kurz, um ausreichend gesicherte Mittelwerte zu bekommen.

Beim Schwaden liegen die maximalen Drehmomentspitzen bei 18 kgm und die Leistungswerte bei 2,5 PS. Diese Werte liegen in der gleichen Größenordnung wie die entsprechenden beim Wenden gemessenen Werte.

Die Bedeutung der Getriebebeanspruchungen für die Haltbarkeit des Rechwenders wurde nicht weiter untersucht, da sie im Hinblick auf den Rahmen weniger wichtig erschien.

Zusammenfassung

Am Anbauahmen eines Rechwenders wurden in Feldversuchen alle möglichen Betriebsbeanspruchungen durch dynamische Spannungsmessungen ermittelt. Es stellte sich heraus, daß alle

Betriebsbeanspruchungen durch zwei einfache, statische Belastungsfälle nachgeahmt werden können. Erster Fall ist gegeben durch die Belastung des angehobenen Rechwenders mit seinem Eigengewicht, wobei für die zu erwartenden Spannungs-Höchstwerte ein Stoßfaktor bis 2,3 anzunehmen ist. Zweiter Fall ist gegeben durch eine rechts am Rechwender nach hinten wirkende Ersatzkraft bestimmter Größe, die eine Verdrehung der Maschine um ihre Hochachse bewirkt.

Mit Hilfe der gemessenen Werte wurden so Unterlagen für die später im Labor durchzuführenden statischen Spannungsuntersuchungen geschaffen.

Die dynamischen Drehmomentmessungen an der Zapfwelle ergaben beim Wenden und Schwaden eine gemessene Rechwenderleistung von maximal etwa 3 PS.

Schrifttum

- [1] KLOTH, W.: Die Vorausbestimmung der Haltbarkeit von Landmaschinen. Landtechnische Forschung 10 (1960), S. 94—95
- [2] SPANGENBERG, D.: Spannungsuntersuchungen an einem Anbau-Rechwender. Landtechnische Forschung 10 (1960), S. 100—104
- [3] THIEL, R., und W. BERGMANN: Ein Beitrag zur Haltbarkeit der Heuwendergabeln. In: 11. Konstrukteurheft, Düsseldorf VDI-Verlag 1953 (Grundlagen der Landtechnik H. 4) S. 34—45

Résumé

Roman Thiel: "Measurement of Forces and Torques in Actual Practice on a Turnover Rake Attachment."

All possible forces in the framework of a turnover rake were measured in the field by means of dynamic stress measurements. It was ascertained that all stresses occurring during operation could be duplicated by two simple static loading systems. The first case occurs as a result of the load due to the tare weight of the turnover rake when raised, when the maximum stresses are assumed to have a thrust factor of 2.3. The second case is that which occurs when a supplementary force acting on the right-hand side of the turnover rake in a backward direction and which creates a torque about the vertical axis of the machine.

Data for use in the subsequent static stress investigation in the laboratory were obtained from the primary measurements.

Dietrich Spangenberg:

Spannungsuntersuchungen an einem Anbau-Rechwender

Institut für landtechnische Grundlagenforschung, Braunschweig-Völkenrode

Die Untersuchungen wurden am Rahmen und Anbaurahmen des Anbau-Rechwender mit dem Ziel durchgeführt, über die tatsächlichen im Betrieb auftretenden Beanspruchungen (dynamische Untersuchungen) und über eventuell auftretende Spannungskonzentrationen im Rahmen bei normaler Belastung (statische Untersuchungen) Aufschluß zu erhalten.

Die dynamischen Untersuchungen bei verschiedenen Arbeitsgängen wurden mit Dehnungsmeßstreifen [1] festgehalten. Sie ergaben, daß die größten Beanspruchungen im wesentlichen bei zwei Belastungsfällen auftraten, die in den Bildern 1 und 2 dargestellt sind. Im Fall 1 wird der Rahmen beim Anheben durch Eigengewicht belastet. Der Fall 2 wurde gefunden, indem die dynamisch beim Schwaden ermittelten Meßwerte am Gestänge

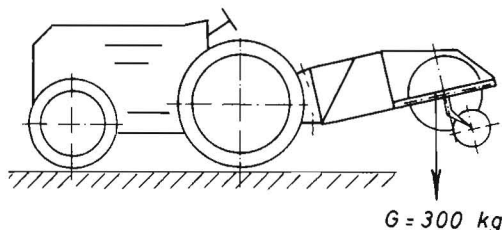


Bild 1 (oben): Statischer Belastungsfall 1. Belastung des Anbaugestänges durch Eigengewicht $G = 300 \text{ kg}$

Bild 2 (rechts): Statischer Belastungsfall 2. Belastung durch Ersatzkraft $P = 100 \text{ kg}$

Ermittelt aus dynamischen Beanspruchungsmessungen im Feldversuch

The dynamic torque measurements at the power take-off shaft gave a maximum value of approximately 3 HP during turning and swathing operations.

Roman Thiel: «La mesure des efforts et des couples agissant sur le système d'attelage d'un râteau-faneur lors du fonctionnement.»

On a déterminé par des mesures dynamiques les multiples contraintes que subit le système d'attelage d'un râteau-faneur au cours de son utilisation dans le champ. Il en résultait que toutes les contraintes auxquelles est soumis le râteau-faneur, peuvent être reproduites par deux cas de contraintes simples statiques. Le premier cas est caractérisé par la contrainte que subit le râteau-faneur soulevé et qui est due à son propre poids. On peut estimer que la contrainte maximum possible peut atteindre un facteur de pointe de 2,3. Le deuxième cas de contrainte est réalisé quand on fait agir une force d'une grandeur déterminée vers l'arrière du râteau-faneur dont résulte une torsion de la machine autour de son axe vertical.

Les résultats de ces mesures peuvent servir d'éléments de base aux essais statiques à entreprendre dans l'avenir au laboratoire.

Les mesures dynamiques du couple appliqué à la prise de force ont donné une puissance d'environ 3 CV au maximum du râteau-faneur pendant le retournement et l'andainage.

Román Thiel: «La medición de los esfuerzos y de los momentos de giro que se presentan en la práctica a un rastrillo oreador montado al tractor.»

Por mediciones de tensiones dinámicas se han determinado todas las solitudes que en la práctica puedan presentarse en el bastidor de montaje de un rastrillo oreador, encontrándose que todas las sollicitaciones de servicio pueden reproducirse con dos casos de sollicitación estática sencillos: El primer caso se da por la carga del volteador levantado con su peso propio, empleándose un factor de choque hasta de 2,3 para los valores de tensión máximos que puedan presentarse. El segundo caso se presenta, aplicando un esfuerzo de sustitución de un valor determinado en el lado derecho del rastrillo que obre hacia atrás y que efectúe una torsión de la máquina alrededor de su eje alto.

Con los valores medidos se dispone de las bases para la investigación estática de las tensiones, que se hará después en el laboratorio.

Las mediciones de los momentos de giro dinámicos en el eje de toma de fuerza en el trabajo de voltear darán un consumo de potencia del volteador de rejilla medido de aprox. 3 C. V. como máximo.

des Anbaurahmens im statischen Versuch durch Anbringen einer entsprechenden Ersatzkraft wieder hergestellt wurden. Diese Ersatzkraft wurde dann als Belastung für die statischen Messungen aufgebracht. Da der Belastungsfall 2 die höchsten Beanspruchungen zur Folge hatte, wurden die statischen Messungen im wesentlichen darauf beschränkt.

Es wurden zunächst die Hauptspannungsrichtungen mit Hilfe des MAYBACH-Reißlackverfahrens [2; 3; 4] bestimmt. Die aufgetretenen Dehnungsrisse wurden mit weißer Farbe teilweise nachgezeichnet und fotografiert. Man kann aus dem Verlauf der Dehnungslinien, die den Hauptspannungstrajektorien entsprechen, auch Rückschlüsse auf die Art der Beanspruchung ziehen. Besonders wichtig sind sie für die anschließenden Feindehnungs-

