

4. Erfahrungen bei der Untersuchung des Antriebes einer Pflanzenschutzmaschine

Zu untersuchen war der Antrieb einer zapfwellenangetriebenen Pflanzenschutzmaschine als Bestandteil des Antriebsystems Traktor — Pflanzenschutzmaschine. Bedingt durch das Verhältnis der Primärmasse (rotierende Teile im Traktor) zu der Sekundärmasse (rotierende Teile in der Maschine) und der Verdrehelastizität des Wellenstranges entstanden durch „plötzliches“ Einschalten der Zapfwellenkupplung im Traktor große Anfahrlastamplituden (Bild 10). Die unteren Drehmomentspitzen ragten anfangs in den negativen Drehmomentbereich, so daß die besonders schädigenden Null-Durchgänge beim Anlauf immer auftraten. Der erste Md-Spitzenwert war 5fach größer als das Nenn Drehmoment, so daß eine starke Überlastung der Bauteile eintrat. Die Frequenz — eine freie Drehschwingung mit abklingender Beanspruchungsamplitude — entsprach der Eigenschwingungszahl des Systems. Die nach dem Anlaufen auftretenden Amplituden durch erzwungene Schwingungen (Gelenkwellenungleichförmigkeit, Pumpenfrequenz usw.) waren wesentlich kleiner. Das Hauptinteresse galt daher den großen Anlaufamplituden.

Dazu wurde die Erregung (Pendelgetriebe) beim Prüfstand an der gleichen Stelle wie in der Praxis angeordnet (s. Bild 7 in Teil I). Damit war gewährleistet, daß die Drehschwingungen im Hinblick auf die Schwingungsbüchse und Schwingungsknoten an der gleichen Stelle wie in der Praxis wirksam wurden. Die Erregung erfolgte mit einem Kurbeltrieb. Zur Aufstellung des Laufprogramms wurde der Anlaufvor-

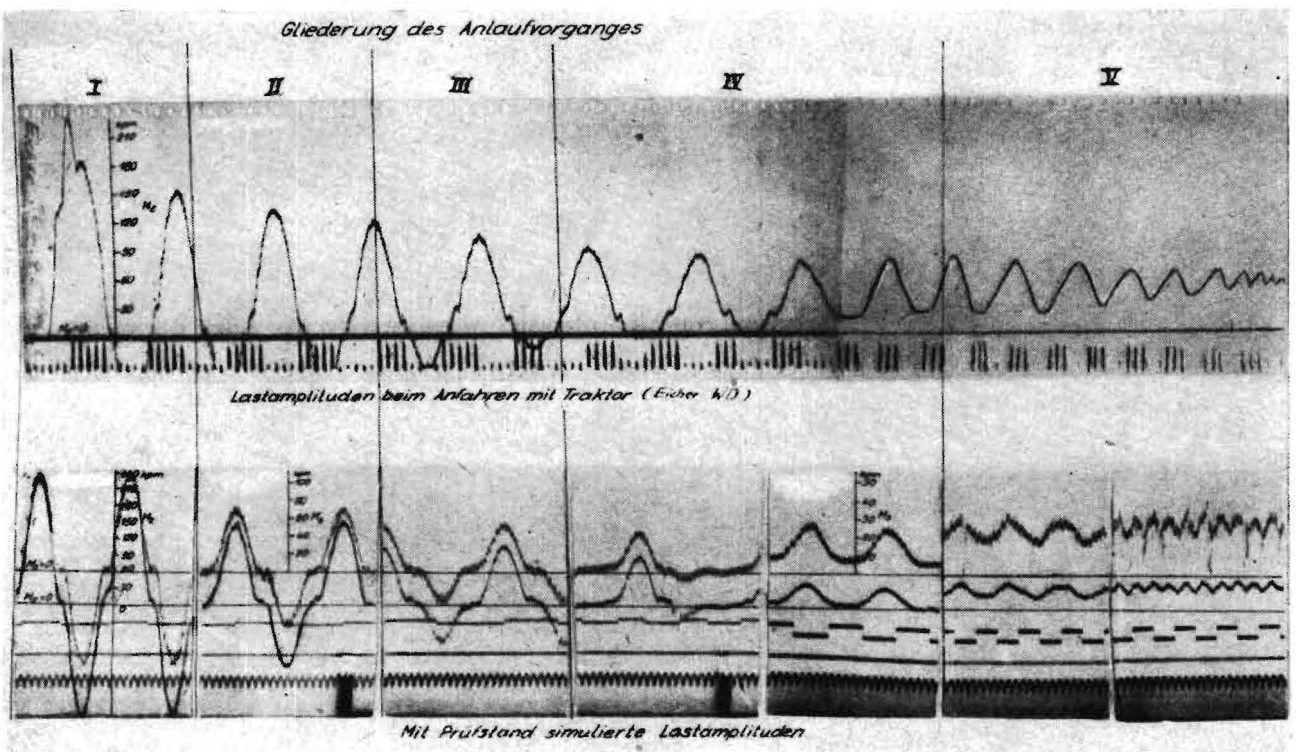
gang in 5 Laststufen gegliedert (Bild 10), die Anzahl der in jeder Laststufe auftretenden Lastspitzen mit den während der Grenznutzungsdauer der Maschine zu erwartenden 20 000 Anlaufvorgängen multipliziert und so die Gesamtsumme der in jeder Laststufe zu erwartenden Lastwechsel ermittelt. Bei jeder Laststufe diente die größte Beanspruchungsamplitude und die mittlere Zapfwellendrehzahl als Grundlage. Um eine gewisse Werkstoffholung und Glättung der miteinander gleitenden Flächen zu erreichen, wurden die großen Beanspruchungsamplituden nicht fortlaufend hintereinander gefahren, vielmehr das Laufprogramm in 4 Etappen zu je 25 Prozent der Gesamtwechselzahl unterteilt (Vermischungseffekt).

Im Ergebnis dieser Laufversuche wurden 24 Schwachstellen im Antriebssystem ermittelt, bei denen im Verlaufe der Grenznutzungsdauer Instandsetzungen erforderlich gewesen wären. Außerdem ließ sich die Beanspruchungsamplitude ermitteln, die für die während der Grenznutzungsdauer auftretende, oben genannte Zahl von Anlaufvorgängen gerade noch tragbar wäre. Eindeutig wurde die Notwendigkeit einer Anlaufkupplung zur Drehmomentbegrenzung nachgewiesen. Wie aus Bild 10 zu ersehen ist, bestehen kaum Unterschiede zwischen dem simulierten und dem praktischen Drehschwingungsverlauf.

Bei diesen Untersuchungen wurden auch die kritischen Drehzahlen und die im Resonanzfall auftretenden größten Beanspruchungsamplituden ermittelt sowie Versuche mit verschiedenen Dämpfungsgliedern durchgeführt. Die eingeleiteten Maßnahmen ließen sich schnell auf ihre Auswirkungen überprüfen.

¹ Teil I s. H. 9, S. 429

Bild 10. Praktischer und prüfstandsmäßig simulierter Anlaufvorgang einer Landmaschine; Drehzahlen bei Laststufe I: 100 min⁻¹, II: 200 min⁻¹, III: 270 min⁻¹, IV: 320 min⁻¹, V: 540 min⁻¹



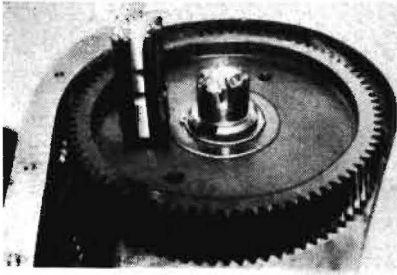


Bild 11. Durch Umlaufbiegung und Dreh-schwingungen besonders gefährdete Schwachstelle bei einer Antriebswelle

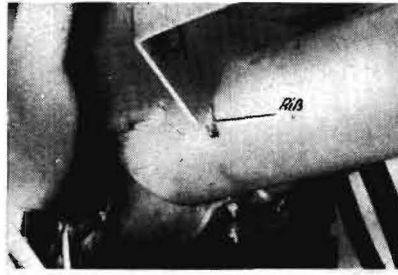


Bild 12. Rißbildung an einem Rahmen durch Reaktionsmomente infolge Dreh-schwingungen

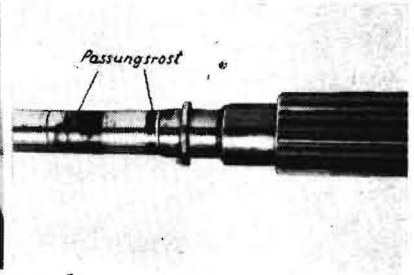


Bild 13. Reibkorrosion durch Drehschwin-gen

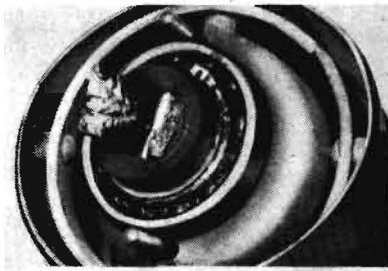


Bild 14. Bruch an einer Gelenkwelle

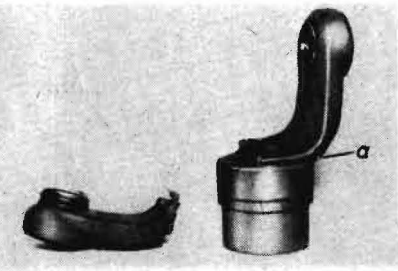


Bild 15. Bruch an der Gabel einer Gelenkwelle

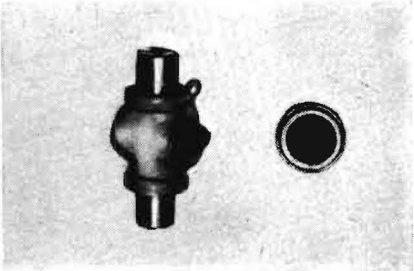


Bild 16. Zerstörtes Gelenkkreuz einer Gelenkwelle

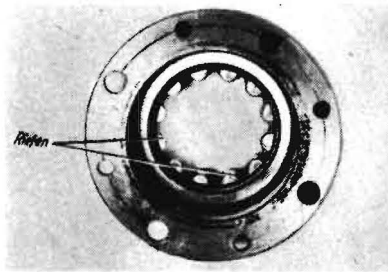


Bild 17. Laufriefen durch schwingende Axial-kräfte

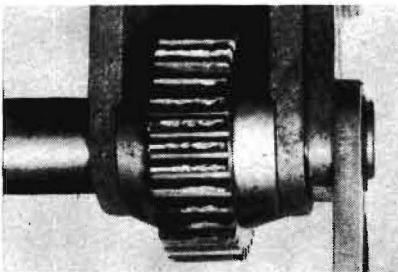


Bild 18. Zerstörungen am Zahnkopf infolge schwingender Achsabstandsänderungen

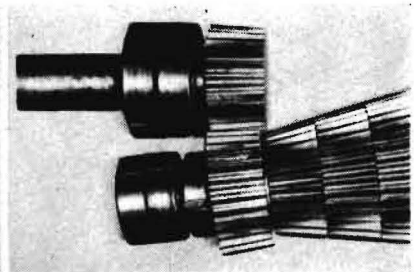


Bild 19. Zahnbrüche bei einer fliegenden Wel-lenlagerung

Wenn alle ermittelten Schwachstellen konstruktiv günstiger gestaltet werden und man eine entsprechende Anlaufkupplung einbaut, ist zu erwarten, daß bei sachgemäßer Handhabung der Maschine kaum noch Instandsetzungen notwendig sind. Auf Einzelheiten dieser umfangreichen Untersuchungen läßt sich im Rahmen dieses Aufsatzes nicht eingehen.

5. Einige nach diesem Verfahren ermittelte Schwachstellen

Bild 11 zeigt eine Antriebswelle einer Landmaschine. Diese Welle hielt den Belastungen durch Umlaufbiegung bei gleichzeitig wechselnder Drehschwingungsbeanspruchung nicht stand. Derart zusammengesetzte Belastungen treten in der Praxis bei Wellen häufig auf, können aber mit den üblichen Prüfständen nicht wählbar simuliert werden.

Der im Bild 12 ersichtliche Riß an einem Fahrzeugrahmen wurde durch wechselnd wirkende Reaktionsmomente hervorgerufen. Sie entstanden durch ein auf dem Konsol angeschraubtes Getriebe, das Drehschwingungen unterworfen war. Durch den Antrieb auf den Rahmen einwirkende Reaktionsmomente werden oft nicht genügend beachtet.

Eine Schwachstelle ganz anderer Art zeigt Bild 13. Auf der Antriebswelle eines Gebläse-Ventilators hatten sich infolge der Drehschwingungen durch oszillierende Wirkung im Sitz starker Passungsröst gebildet. Dadurch wurde ein Abziehen des Ventilators unmöglich. Neben Maßnahmen zur Minderung dieser Erscheinung machte sich eine besondere Abziehvorrückung notwendig.

Der durch Drehschwingungen entstandene Bruch (Bild 14) an der Verbindung einer Gelenkwelle zeigte, daß der Wellenquerschnitt durch den Kerbstift stark geschwächt wird. Eine Verlagerung des Kerbstiftes nach dem Inneren des Vierkantloches würde die Belastungsgrenze der Gelenkwelle beträchtlich erhöhen.

Der Bruch nach Bild 15 war bei 4 Gelenkwellen immer an der gleichen Stelle entstanden. Durch die Kerbe *a* wurde die dynamische Belastbarkeit erheblich gemindert. Eine Verstärkung des gefährdeten Bereiches und die Vermeidung der Kerbe würde eine Erhöhung der Belastungsgrenze ergeben.

Infolge wechsend wirkender Drehmomentbelastungen entstand in den Gelenkwellenteilen starker Verschleiß. Die immer ungünstiger werdende Kinematik verursachte schließlich den Bruch des Gelenkkreuzes (Bild 16).

Analog den dynamischen Zahnkräften wirkte im Getriebe eine schwingende Axialkraftkomponente. Die Stirnseiten der Wälzkörper eines Rollenlagers wurden dadurch stoßweise belastet, so daß Riefen (Bild 17) entstanden.

Die Zerstörung am Zahnkopf (Bild 18) resultierte aus einer radial schwingenden Wellendurchbiegung. Gerade zum Zeitpunkt der größten Spitzenbelastungen vergrößerte die Durchbiegung den Achsabstand derart, daß vorwiegend der Zahnkopf trug.

Die fliegende Lagerung einer Getriebewelle ist im Hinblick auf die einseitige Wellendurchbiegung bei Drehschwingungs-

beanspruchung besonders ungünstig. Es entstanden Zahn-Eckbelastungen, die zum Zahnbruch (Bild 19) führten.

6. Schlußbetrachtungen

Zusammengefaßt seien die Möglichkeiten des Verfahrens nochmals erläutert:

- Simulation praxisnaher Drehschwingungen auch mit negativem Drehmoment und den besonders schädigenden Drehmoment-Nulldurchgängen zur Ermittlung von Leistungsgrenze und Grenznutzungsdauer.
- Ermittlung der Schwachstellen hinsichtlich Verformung und Verschleiß zur Vermeidung von Instandsetzungen, zur Anhebung der Leistungsgrenze und Optimierung der Erzeugnisse bereits im Entwicklungsstadium.
- Durchführung von Schwingungsuntersuchungen, Ermittlung der kritischen Drehzahlen und der dabei auftretenden Beanspruchungsamplituden, Verlagerung der kritischen Drehzahlen und Dämpfungsmaßnahmen.
- Ermittlung von Grenznutzungsdauerkurven für komplette Antriebsaggregate usw.

Wird dieses Verfahren unter Berücksichtigung der Betriebsfestigkeits- und Schwingungslehre bereits im Entwicklungsstadium einer Maschine angewendet, dann ließen sich die

Instandsetzungen radikal einschränken. Die Qualität der Erzeugnisse wird gesteigert. Da man einen Drehschwingungsverlauf wiederholbar in ein Antriebssystem zeittraffend einleiten kann, lassen sich gleiche Erzeugnisse untereinander besser vergleichen. Besondere Anwendungsgebiete für diese Verfahren sind z. B. im Getriebe-, Landmaschinen-, Motoren-, Schienenfahrzeug- und im Kraftfahrzeugbau vorhanden.

Der ökonomische Nutzen kann noch nicht abgeschätzt werden.

Ein derartiger Prüfstand mit Kurbeltrieberregung wurde im IFL Dresden aufgebaut, er hat sich gut bewährt. Erste Erfahrungen liegen vor.

Diese Darlegungen sind nur als grobe Übersicht anzusehen. Bei der Lösung solcher Aufgaben ergeben sich noch eine Fülle von Teilproblemen in methodischer und technischer Hinsicht, über die im einzelnen noch später berichtet wird.

Schutzrechte für dieses Verfahren wurden im In- und Ausland angemeldet.

Literatur

Patentschrift 59 962 Kl. 42s

BÜHME, K.-H.: IFL-Bericht Nr. 6-132/65

SCHOBERT, H.: IFL-Bericht Nr. 6-59/69

A 7803

Automatisch lastabhängige Bremse durch Bremsdruckbegrenzer im Anhänger (Teil I)

Ing. E. SEILER*

Ziel des Einbaues der automatisch lastabhängigen Bremse ist es, den Bremsluftdruck der Achsen untereinander besser einer optimalen Abbremsung anzupassen. Funktionell wird dabei zur Steuerung die auf die Fahrbahn drückende Last genutzt, denn eine maximale Bremskraft kann nicht größer sein als Last mal Haftbeiwert Straße—Reifen.

1. Allgemeines

Der Einbau einer automatisch lastabhängigen Bremse, genannt ALB, wird in unserer StVZO noch nicht gefordert. Es ist aber bekannt, daß man in vielen Ländern daran arbeitet und in einigen Ländern für bestimmte Fahrzeuge der Einbau gesetzlich gefordert ist.

Bei guter Wartung und Pflege des Fahrzeuges, vor allem der Blattfedern, verbessert der Einbau der ALB das Bremsverhalten bei fast allen Beladungs- und Fahrbahnzuständen. Sie übernimmt aber nicht die Funktion einer Antiblockier-einrichtung. Hier bestimmt nach wie vor der Fahrer, wie stark aufgrund der Fahrbahnverhältnisse gebremst werden kann. Zur Sicherheit im Straßenverkehr gehört auch bei Einbau der ALB ein gefühlsmäßiges, rechtzeitiges Bremsen, denn über den vorhandenen Haftbeiwert zwischen Reifen und Fahrbahn müssen die Bremskräfte und die Seitenführungskräfte übertragen werden.

Mit eingebauter ALB wird die gesetzlich vorgeschriebene Verzögerung bei normalem Reibbeiwert (Trommel—Belag) mit Sicherheit gewährleistet und dann der Bremsluftdruck automatisch lastabhängig begrenzt. Im Fahrbetrieb ist Verstellen des Hand-Bremskraftreglers, Abschätzen der Last usw., nicht mehr notwendig.

Die Bremsanlage arbeitet automatisch lastabhängig. Der bisherige Hand-Bremskraftregler mit seinen Stellungen

Lösen — Leerlast — Halblast — Vollast entfällt. Die erforderliche Lösestellung wird bei ALB-Einbau durch ein halbautomatisches Dreivegventil ermöglicht.

2. Einbau der ALB

Allgemein wird der automatisch lastabhängige Bremsdruckbegrenzer am Anhängerrahmen bzw. bei der Vorderachse am Drehschemel über Mitte Achse befestigt. Der bewegliche Hebel des Bremsdruckbegrenzers wird über ein Gestänge mit der Anhängerachse verbunden. Durch diesen Einbau wird der Federweg bei den jeweiligen Lasten zur Stellgröße für den Hebel des Bremsdruckbegrenzers. Den Einbau zeigt schematisch dargestellt Bild 1 bei verschiedenen Lasten und während des Bremsens. Dieser Einbau und Vorgang ist zunächst sehr einfach und unkompliziert. Jedoch sind dabei folgende Probleme zu beachten:

- Übereinstimmung des Federweges unter verschiedener Last mit dem ausgesteuerten Bremsluftdruck und
- Steuerung des Bremsluftdruckes bei unveränderter Last aber veränderter Verzögerung (Abbremsung).

Aus diesen beiden Punkten kann man entnehmen, daß für eine lastabhängige Regelung des Bremsdruckes über den ganzen Verzögerungs- und Lastbereich das Steuergerät auf zwei Regelgrößen reagieren müßte, und zwar

- jeweilige dynamische Achslast und
- vom Fahrer ausgesteuerter Bremsluftdruck.

Die damit verbundenen konstruktiven Probleme können hier des Umfangs wegen nicht behandelt werden.

Der vom VEB Berliner Bremsenwerk gegenwärtig zur Verfügung stehende automatisch lastabhängige Bremsdruckbegrenzer reagiert nur auf die jeweilige Achslast (Federweg) und arbeitet nach dem Prinzip der Begrenzungsregelung.

Mit ihm ist daher eine Bremsluftdruckregelung über den gesamten Verzögerungsbereich nicht möglich. Jedoch kann

* IFA-Kombinat „Anhänger“, VEB Kraftfahrzeugwerk „Ernst Grube“ Werdau