

Schrifttum

- [1] Heidt, H.: Arbeitsunfälle mit Schleppern. Bundesverb. Landw. Berufsgenossenschaften, Kassel 1965.
- [2] Moberg, H.: Tractor safety cabs. National Swedish Testing Institute for Agricultural Machinery, Uppsala 1964.
- [3] OECD: Standard Code for the Official Testing of Safety Cabs and Frames. OECD Council Decision C (73) 199, 1973.
- [4] ASAE: Agricultural Engineers Yearbook 1977. St. Joseph, Michigan, USA: ASAE 1977.
- [5] Bundesverband der landwirtschaftlichen Berufsgenossenschaften e.V.: Durchführungsregeln, Richtlinien, Prüfgrundsätze zu den Unfallverhütungsvorschriften der Landwirtsch. Berufsgenossenschaften. Kassel 1974.
- [6] Schwanghart, H.: Berechnungsmethode für das Umsturzverhalten eines Ackerschleppers am Hang. Grundl. Landtechnik Bd. 23 (1973) Nr. 6, S. 170/76.
- [7] Bundesverband der landwirtschaftlichen Berufsgenossenschaften e.V.: Besondere Grundsätze für die Unfallschutzprüfung von Schutzvorrichtungen für Schlepperfahrer. Bundesverb. Landw. Berufsgenossenschaften, Kassel 1976.
- [8] Schwanghart, H.: Der statische Test als Prüfung der Festigkeit von Schlepperumsturzschutzvorrichtungen in der Europäischen Gemeinschaft. Grundl. Landtechnik Bd. 28 (1978) Nr. 5, S. 184/89.
- [9] Schwanghart, H.: Kippsicherheit von Fahrzeugen, insbesondere von Traktoren am Hang. Proceedings of the Intern. Society f. Terrain Vehicle Systems, Wien 1978.

Der statische Test als Prüfung der Festigkeit von Schlepperumsturzschutzvorrichtungen in der Europäischen Gemeinschaft

Von Helmut Schwanghart, München*)

DK 614.8-084:631.372

Zur Beseitigung der technischen Handelshemmnisse bei Ackerschleppern in den Ländern der Europäischen Gemeinschaft soll zur Prüfung der ausreichenden Festigkeit von Schlepperumsturzschutzvorrichtungen ein Test ausgearbeitet werden, der in allen Ländern Gültigkeit hat und verbindlich ist.

Da der in den OECD-Ländern eingeführte Pendelschlagtest für kleine Schlepper unter 1,5 t und große Schlepper über 6 t ungeeignet ist, wurden Bestimmungen für einen "Statischen Belastungstest" erstellt. Sie liegen im Entwurf vor. Die Grundlagen für die Ermittlung der Testenergien und der Vergleich mit anderen Prüfungen werden in diesem Bericht aufgezeigt.

1. Einleitung

Es gibt gegenwärtig vier Möglichkeiten, eine Umsturzschutzvorrichtung an Schleppern auf ihre Sicherheit hin zu testen: Pendeltest, statischer Test, reeller Umsturz und Berechnung. Bei der Entwicklung eines für die Europäische Gemeinschaft gültigen statischen Belastungstests gab es die Schwierigkeit, daß er sich in bestehende andere Prüfregeln einpassen mußte. So sollte er ein Alternativtest zum OECD-Pendeltest sein, sollte aber auch keine zu großen Abweichungen zum schon bestehenden ASAE-Test aufweisen. Vor allem mußten auch neuere Erkenntnisse über die beim Umsturz tatsächlich auftretenden Energien, besonders an den Übergängen zu den kleinen ($m < 1,5$ t) und großen ($m > 4,5$ t) Schleppern beachtet werden. Der bestehende Pendeltest, der sich

in dem Bereich, für den er vor ca. 20 Jahren entwickelt wurde, ausgezeichnet bewährt hat, muß bei großen Schleppern zwangsläufig abgelöst werden, da mit realen Pendelgewichten die geforderten Energien wegen der begrenzten Hubhöhe nicht mehr zur Verfügung stehen. Auch für sehr kleine Schlepper ist er nicht geeignet. Daneben sollen auch theoretische Betrachtungen zumindest qualitativ das Problem der Energien beim Umsturz analysieren helfen.

2. Inhalt der statischen Festigkeitsprüfung

Für die statische Festigkeitsprüfung ist nicht ein kompletter Schlepper notwendig, doch muß die Umsturzschutzvorrichtung für den Test zumindest auf den Schlepperkörper aufgebaut sein. Die zugrundegelegte Masse ist proportional zum unballastierten Gewicht. Folgende Einzelbelastungen werden vorgenommen, Bild 1, [1]:

- Längsbelastung von hinten (Gewichtanteil auf der Hinterachse $> 50\%$), sonst von vorne
- Einbeultest hinten an der Ecke der Längsbelastung
- Seitliche Belastung (gleiche Seite wie bei Längsbelastung)
- Einbeultest vorne (gegenüber dem Ort der Längsbelastung).

Die Fläche der Lasteinleitung darf $A = 105 \text{ mm}^2$ mit einer Länge von 700 mm nicht überschreiten. Neuerdings ist auch eine Einleitungslänge von 33 % der belasteten Gesamtlänge vorgeschlagen. Der seitliche Lastangriff ist möglichst 300 mm vor dem Sitzbezugspunkt (seat reference point, SRP), der rückwärtige 1/6 der Kabinenbreite von der Ecke entfernt.

Die Größe der Belastungen beträgt:

- längs: $E_{il} = 1,4 \cdot m$ [J]
seitlich: $E_{is} = 1,75 \cdot m$ [J]
v. oben: $F = 20 \cdot m$ [N] (5 Sekunden-Dauer).

Bei all diesen Belastungen darf der Freiraum nicht verletzt werden. Er ist gleich dem Freiraum in der OECD-Regel. Seitlich darf die Umsturzschutzvorrichtung in einer Höhe von 900 mm bis 100 mm vor der Mittelebene verformt werden, von rückwärts mindestens bis zum SRP.

Dieser Aufsatz ist die Zusammenfassung eines Vortrages, den der Verfasser am 19.5.1978 in einem NIAE-Symposium in Silsoe/England gehalten hat.

*) Dr.-Ing. Helmut Schwanghart ist Oberingenieur am Institut für Landmaschinen (Direktor: Prof. Dr.-Ing. W. Söhne) der Technischen Universität München.

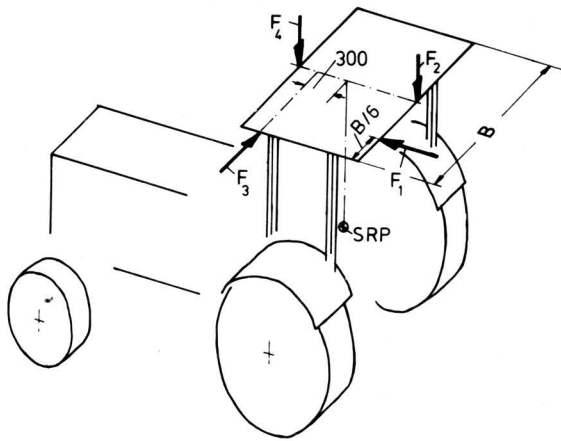


Bild 1. Richtungen und Angriffspunkte der Belastungen beim "Statischen Test" der vorgeschlagenen EG-Regelung.

Tritt ein Riß auf, darf bei der rückwärtigen und seitlichen Belastung ein sogenannter berlasttest absolviert werden. Hierbei muß die Gesamtenergie $E_i' = 1,2 \cdot E_i$ bei einer Mindestkraft von $F' > 0,8 F_{max}$ aufgenommen werden. Das Eindringen in den Freiraum ist hierbei ohne Bedeutung. Neuerdings spricht man auch über eine zweite Längsbelastung von $E_{i21} = 0,35 \cdot m$, die aber keinen großen Einfluß hat, außer die verbogene Schutzvorrichtung aufzurichten für einen besseren Widerstand gegen die Last von oben.

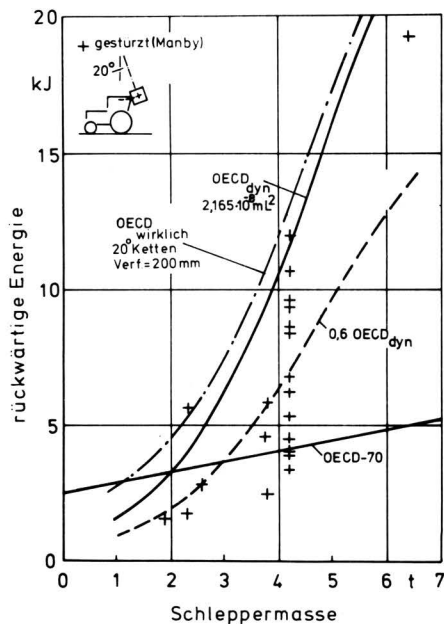


Bild 2. Rückwärtige Belastung auf die Umsturzschutzvorrichtung in Abhängigkeit von der Schleppermasse.

3. Ermittlung der Energie für die rückwärtige Belastung

Um die Kabinen und Schutzvorrichtungen auf ihre Wirkung gegen einen rückwärtigen Umsturz, der in Europa nur in 5–15 %, in den USA in 15–25 % der Umstrte vorkommt, zu prüfen, wurden Pendelschlagtests von hinten mit den in **Bild 2** angegebenen Energien durchgeführt [2]. Wie Versuche von John Deere zeigten, waren die dabei auftretenden Belastungen viel größer als die mit der Testenergie nach der älteren OECD-Vorschrift (OECD_{alt}). Die

Prfenergie wurde deshalb erhöht und einem Trägheitsmoment (mL^2) proportional gesetzt. Das ergibt einen progressiven Anstieg in Abhängigkeit von der Schleppermasse. Die Beziehung für die rückseitig aufzubringende Energie

$$E_r = 2,165 \cdot 10^{-8} \cdot mL^2 \cdot 2 \cdot 9,81 \text{ [J]}$$

ist für mittlere Radstände L [mm] in Abhängigkeit von der Masse m [kg] in **Bild 2** aufgetragen. Berücksichtigt man, daß der Schwerpunkt des Pendelgewichtes durch die Voreinstellung der Haltekettens unter 20° nach dem Aufschlag noch sinkt, so erhöht dies die Belastungsenergie in Abhängigkeit von der Verformung. Bei einer mittleren Deformation von 200 mm wird dadurch ein 5-t-Schlepper um 8 %, ein 2-t-Schlepper sogar um 38 % mehr belastet, als die Formel angibt.

In den zahlreichen Versuchen in England, in Schweden, in den USA, in Deutschland und in Frankreich wurde gemessen, welcher Anteil der formelmäßigen Pendelenergie in der Schutzvorrichtung absorbiert wird. Nach **Bild 3** liegen die Werte zwischen 20 % und 100 % mit einer sehr großen Streubreite. Ein angenommener Mittelwert von 60 % ist in **Bild 2** eingetragen.

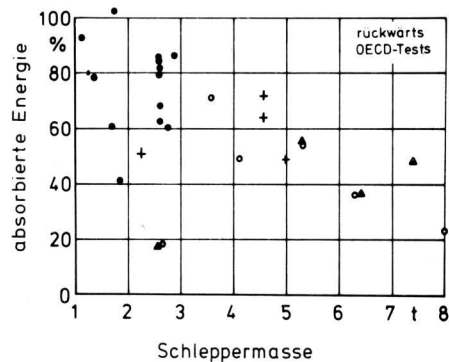


Bild 3. Die auf die Pendelenergie bezogene, in der Schutzvorrichtung bei rückwärtiger Belastung absorbierte Energie in Abhängigkeit von der Schleppermasse (● auf Energie des alten OECD-Tests bezogen).

Bei den Umstrzmessungen von John Deere (Meßpunkte in **Bild 2**) fallen außerordentlich große Streuungen für verschiedene Umstrztvorgnge des gleichen Schleppers auf. Eine Prüfregel kann nur einen charakteristischen Vorgang herausgreifen und ihn zur Grundlage für die Belastung machen. In Deutschland ist das der Umstrz am Grashang (Neigung 1 : 2). Bisher wurden 127 Schlepper gestürzt, **Bild 4**. Die nach der Berechnung dieses Umstrztz, **Bild 5**, ähnlich der seitlichen Umstrztz sich ergebenden Energien [3] sind im **Bild 6** mit eingetragen. Dabei wird angenommen, daß der Boden eine Energie von ca. 2 kJ beim Aufschlag der gesamten Kabinenbreite absorbiert. Dieses Ergebnis stimmt mit den gemessenen Energien gut überein. Die Lage der Umstrztzschutzvorrichtung auf dem Schlepper, charakterisiert beispielsweise durch das Maß L_2 der Skizze in **Bild 6**, spielt dabei eine entscheidende Rolle. Dies wird in der Prüfregel für den Pendeltest und den statischen Test jedoch nicht berücksichtigt.

Wegen der Einfachheit der Beziehung und wegen der gewünschten Angleichung an die bestehende ASAE-Forderung wurde für die rückwärtige Belastung die Energieformel der ASAE für den statischen Test

$$E_{ir} = 1,4 \cdot m \text{ [J]}$$

vorgeschlagen. Sie stellt einen Kompromiß mit einer ausreichenden Übereinstimmung aller Prfenergien für Schlepper bis 4,5 t dar.



Bild 4. Rückwärtiger Schlepperumsturz am Hang 1 : 2.

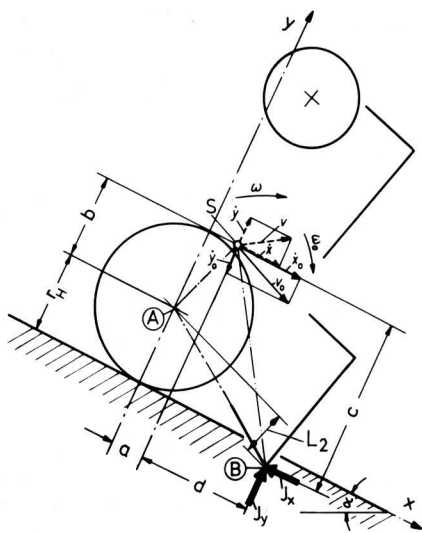


Bild 5. Geometrie an einem aus dem Stand rückwärts umstürzen- den Schlepper.

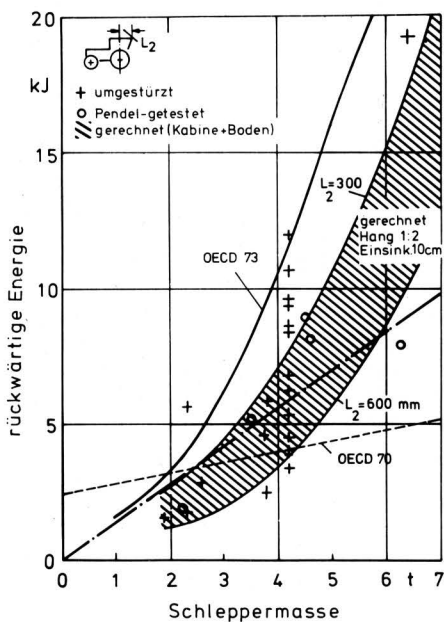


Bild 6. Vergleich der Energien der rückwärtigen Belastung bei Umsturztest, Pendeltest und Rechnung.

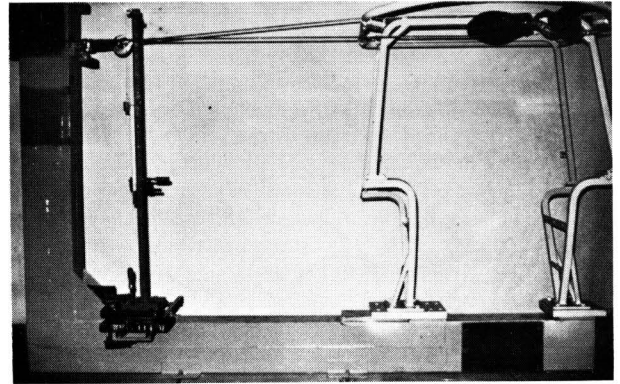


Bild 7. Versuchseinrichtung für statische Belastung an Schlepper- umsturzschutzvorrichtungen.

4. Ermittlung der Energie für die seitliche Belastung

Um die während des Pendeltests aufgenommenen Energien zu ermitteln, wurden auf einer Zugversuchsanlage, Bild 7, an der Technischen Universität München Rahmen durch Pendeltest und statisch belastet, welche in Groß-Umstadt, der offiziellen deutschen Prüfstation, dem OECD-Pendeltest unterworfen worden waren. Während die ohne Schlepper auf dieser Prüfeinrichtung fest verankerten Schutzrahmen beim Pendeltest 70–80 % der Pendelenergie aufnahmen, wurde bei den normal nach dem OECD-Pendeltest geprüften Rahmen nur 40–60 % der Energie bis zur Pendeltest-Verformung aufgenommen. Daraus resultiert eine Aufteilung der Energien beim Pendeltest nach Bild 8:

$$E_{\text{Pendel}}^{\text{OECD}} = E_{\text{el+pl}} + E_{\text{Über}} + E_{\text{Schl.}} + E_{\text{Verl.}}$$

Nimmt man an, daß etwa 20–25 % der Energie zur Bewegung des Schleppers ($E_{\text{Schl.}}$), 5–10 % durch Überschwingen des Gewichtes durch die unterste Lage ($E_{\text{Über}}$) und 20 % als echte Verlustenergie (Reibung, Wellen) ($E_{\text{Verl.}}$) verloren gehen, so werden nur etwa 50 % der Pendelenergie infolge elastischer und plastischer Arbeitsaufnahme im Schutzrahmen absorbiert ($E_{\text{el+pl}}$) [4, 5]. Eine weiche Schutzvorrichtung nimmt beim Pendeltest und beim Umsturz bei gleichen Bedingungen mehr Arbeit auf als eine steife, Bild 9, da z.B. beim Pendeltest die Kraft zu klein ist, um den in den Seilen verspannten Schlepper zu beschleunigen.

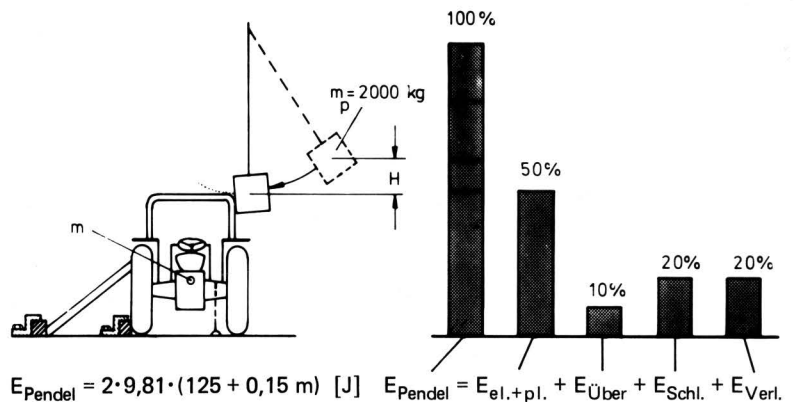


Bild 8. Mögliche Aufteilung der Pendelenergie beim Schlag gegen einen mit Seilen verankerten Schlepper.

E_{Pendel}	Energie des Pendels	$E_{\text{Schl.}}$	Vom Schlepper aufgenommene Energie
$E_{\text{el+pl}}$	Energie der elastischen u. plastischen Verformung	$E_{\text{Verl.}}$	Verlustenergie
$E_{\text{Über}}$	Energie für Überschwingen des Pendels durch die tiefste Lage		

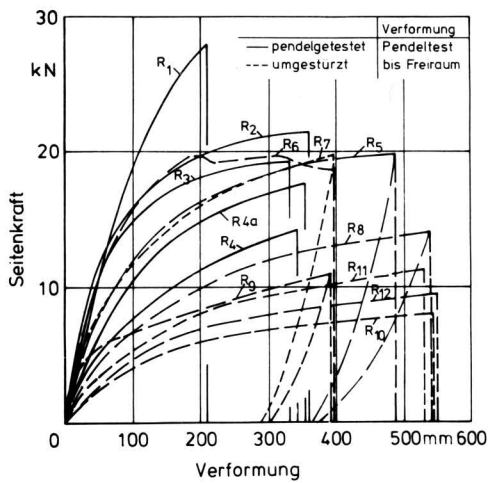


Bild 9. Kraft-Verformungsdiagramm bei statischer seitlicher Belastung unterschiedlicher Schutzvorrichtungen.

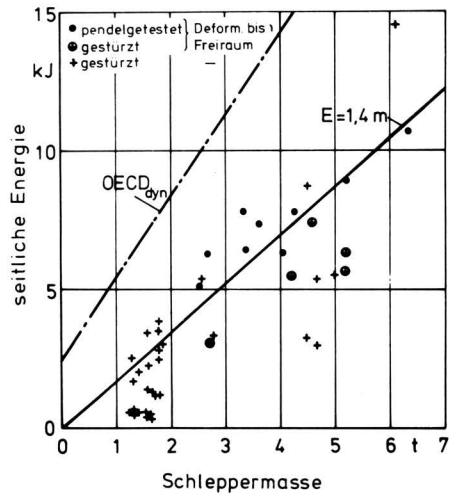


Bild 10. Energie der seitlichen Belastung beim Pendeltest und beim Umsturz.

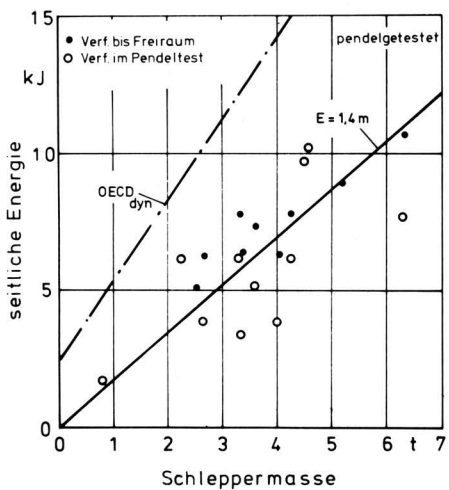


Bild 11. Seitliche Energieaufnahme von Schutzvorrichtungen im Pendeltest bei angegebener Verformung.

Wichtig ist bei Vergleichsversuchen auch die Angabe der Verformung bis zur Freiraumgrenze oder bis zur Pendeltestverformung. So nahmen im Umsturztest geprüfte Bügel bei Verformung bis zum Freiraum weniger Energie (30–55 %) auf als im Pendeltest (40–60 %), **Bild 10**. Im Pendeltest absorbierten aber die Rahmen bei der geringeren Pendeltestverformung, **Bild 11**, ebenfalls nur 40–50 % der Energie, so daß im mittleren Massenbereich von 2 bis 4 t die Belastung im Pendeltest und beim seitlichen Umsturz am Hang 1 : 2 ähnlich hoch ist [6].

In Abhängigkeit von der Schleppermasse ist in **Bild 12** dargestellt, welcher Anteil der Pendelenergie von den Rahmen im Pendeltest aufgenommen wird. Auch hier kann trotz der großen Streuungen ein Mittelwert von 50 % angesetzt werden [7, 8, 9].

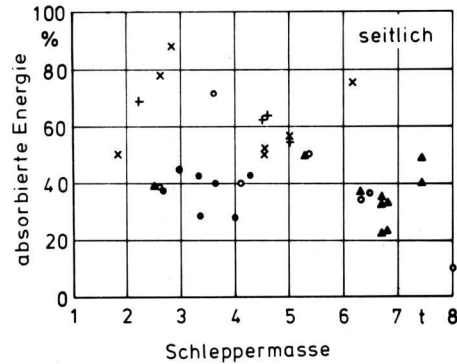


Bild 12. Die auf die Pendelenergie bezogene, in der Schutzvorrichtung absorbierte Energie in Abhängigkeit von der Schleppermasse.

In **Bild 13** sind Energien bei echten Umstürzen eingetragen. Darunter sind 26 Tests kleinerer Schlepper, die in den letzten Monaten an der Technischen Universität München an einem Hang 1 : 1,5 (mit Kunststoffplatten belegt) umgestürzt wurden,

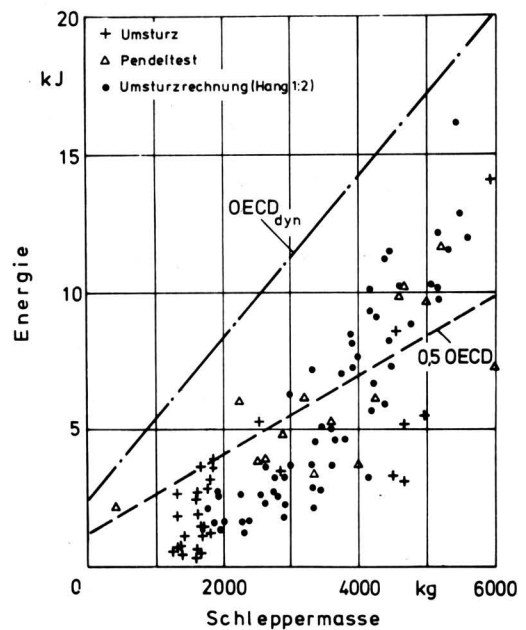


Bild 13. Vergleich der Energien der seitlichen Belastung aus Rechnung, Umsturz und Pendeltest mit den im OECD-Test geforderten Energien.

Bild 14, [10]. Die dabei im Boden vernichtete Energie liegt im Mittel bei 1 bis 2 kJ, **Bild 15**. In Bild 13 sind neben allen bisherigen Ergebnissen von Umsturz- und Pendeltests [11] auch die Umsturzenergien aus individuellen Berechnungen einzelner Schlepper eingetragen. Insgesamt ergibt sich auch für die seitliche Umsturzenergie ein leicht progressiver Anstieg in Abhängigkeit von der Masse. Es wurde als mittlere Belastungsenergie vorgeschlagen

$$E_{is} = 1,75 \cdot m \text{ [J]}$$

eine Beziehung, welche ebenfalls einen Kompromiß darstellt.

Diese Gerade ergibt 38,25 % auf den Pendeltest bezogene Energie bei einer Schleppermasse von 1,5 t, 50,2 % bei 4,5 t und 53,5 % bei 7,5 t. Sie liegt innerhalb von 10 % Abweichung gegenüber der Energie beim Erdbaumaschinenest für Maschinen mit Massen (ohne Ballast) von 8,6 bis 19 t. Bei 9 t ist die Überlappung mit den Erdbaumaschinen, was der Wirklichkeit entspricht. Auch



Bild 14. Umsturzhang für Schmalspurschlepper im Institut für Landmaschinen der TU München.

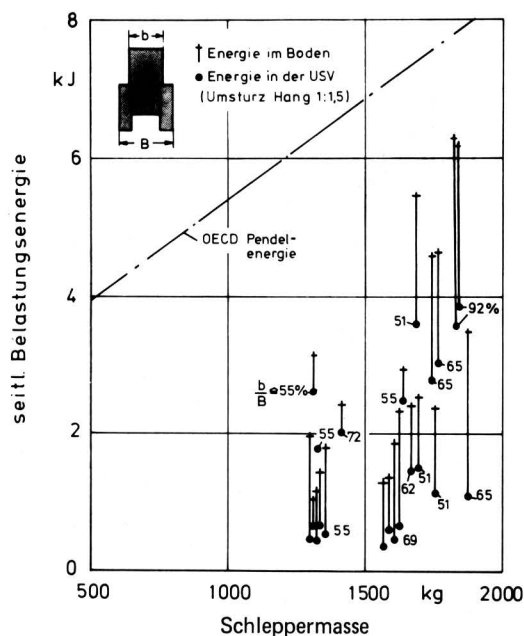


Bild 15. Die beim Umsturz von Schmalspurschleppern gemessenen Energien der seitlichen Belastung auf die Schutzvorrichtung.

mit der von der ASAE für den statischen Test geforderten Energie besteht eine gute Übereinstimmung. Obwohl in der ASAE-Regelung eine um 15 % über der EG-Formel liegende Energie gefordert wird, ergibt die um 50 mm größere zulässige Deformation wieder eine Erniedrigung des Energieniveaus, **Bild 16**.

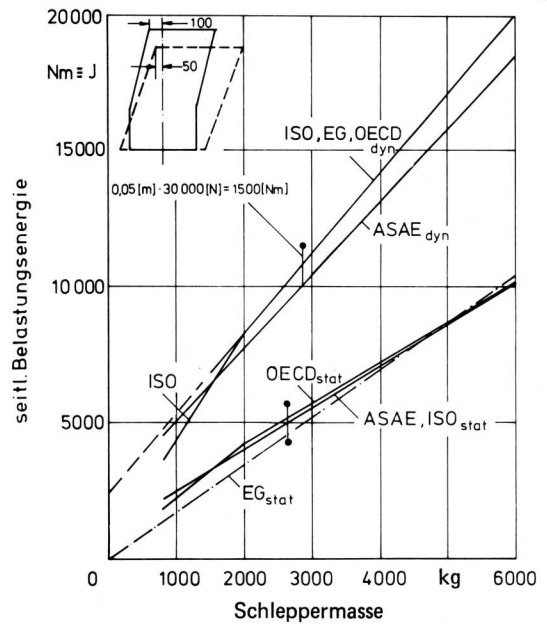


Bild 16. Vergleich von dynamischen und statischen Energien in Prüfregeln.

5. Zusammenfassung

Der statische Test der Festigkeit von Schlepperumsturzschutzvorrichtungen kann in seiner derzeitigen Form bezüglich der Belastungsenergien als eine Alternative zum OECD-Pendeltest angesehen werden. Aber auch in den Bereichen über 4,5 bis 10 t oder unter 1,5 t, für die der Pendeltest nicht so geeignet ist, erscheint der statische Test sinnvoll.

Die Energien sind so definiert, daß sie relativ gut mit denen in anderen Prüfregeln wie ISO, ASAE und OECD sowie mit denen im realen Umsturz übereinstimmen. Durch den langsamen Testablauf erlaubt der statische Belastungstest dem Konstrukteur eine genauere Beobachtung des Verformungsablaufes und der schwachen Stellen. Ein Überlasttest gewährleistet ein Abschließen des Testes selbst bei unwesentlichen Rissen und Brüchen. Insgesamt überdeckt der statische Test in dieser Form die bisherigen Prüfungen hinreichend und berücksichtigt dabei auch neuere Erkenntnisse.

Schrifttum

- [1] Boyer, Chisholm, Schwanghart: Roll-over protective structures for wheeled agricultural or forestry tractors. Final Report to the EC Brussels (1976).
- [2] OECD paper, Safety Cabs and Frames. DAA/T/959, May 1970.
- [3] Schwanghart, H.: Kipp- und Umsturzverhalten von Traktoren und Auswirkung auf die Schutzvorrichtungen und die Sicherheit. Inst. f. Landmaschinen, TU München (1978) (unveröffentlichte Arbeit).

- [4] *Schwanghart, H.*: Festigkeitsbetrachtung von Schlepper-Umsturzsicherheitsrahmen, besonders für die Nachrüstung. Landtechnik Bd. 30 (1975) H. 10, S. 441/45.
- [5] *Söhne, W. u. H. Schwanghart*: Nachrüstung von Acker-schleppern mit Umsturzsicherheitsvorrichtungen. Merkblatt der Landw. Berufsgenossenschaften, Kassel 1974.
- [6] *Söhne, W. u. H. Schwanghart*: Methods of testing safety frames for agricultural and forestry tractors. Report to the Commission of the European Communities 1975.
- [7] *Norström, O.*: Report from the 5th meeting of ISO/TC 23/SC 3/WG 1 (Secr.-24) 62 E (Annex A).
- [8] FIEI, Ad Hoc Protective Frame Committee, Exhibits, Illinois 1970.
- [9] *Picker, S.*: Contribution a l'étude des energies a mettre en oeuvre an cours des essais statiques de cadres et cabines de securite. CNEEMA, ISO/TC-23/SC-3/GT-1 1976.
- [10] *Söhne, W. u. H. Schwanghart*: Stand und Entwicklung von Prüfmethode bei Schlepperumsturzsicherheitsvorrichtungen. Grundl. Landtechnik Bd. 28 (1978) Nr. 5, S. 178/84.
- [11] *Sullivan, H.D.*: Structural strength tests for protective cabs for agricultural tractors using static methods. Inst. Mech. Engrs., Conference, London 1975.

Allgemeine Zusammenhänge zwischen der Leistung, dem Gewicht und den optimalen Betriebsparametern von Schleppern

Von G. Sitkei, Budapest*)

DK 631.372:531

Die Nutzung der Motorleistung von Schleppern im landwirtschaftlichen Betrieb spielt heute eine wichtige Rolle. Um eine optimale Abstimmung von Schlepper und Gerät zu gewährleisten, ist es notwendig, die allgemeinen Beziehungen zwischen Schlepper- und Betriebsparametern zu kennen. In diesem Aufsatz werden aufgrund der Schleppertheorie allgemeine Zusammenhänge abgeleitet und Versuchsergebnissen von großen Allrad-Schleppern erörtert.

1. Einleitung

In den letzten Jahrzehnten wurde die Motorleistung der Acker-schlepper ständig erhöht und das auf die Leistung bezogene Gewicht der Schlepper vermindert. In den letzten Jahren verbreitet sich die Anwendung der großen Allrad-Schlepper mit 150 bis 225 kW Leistung. Die Nutzung der Motorleistung spielt bei diesen großen Schleppern aus Gründen der Ökonomie eine sehr wichtige Rolle; daher ist es notwendig, die großen Schlepper möglichst mit optimalen Betriebsparametern zu nutzen.

Ein Vergleich der optimalen Betriebsparameter (Zugkraft, Fahrgeschwindigkeit, Schlupf) für die früheren kleineren und die heutigen großen Schlepper hat gezeigt, daß eine wesentliche Änderung bei diesen Betriebsparametern zu beobachten ist. Während bei den kleinen Schleppern der optimale Schlupf bei 15–18 % und die optimale Fahrgeschwindigkeit bei 5–6 km/h lag, nehmen dieselben Parameter für große Allrad-Schlepper die Werte von 8–10 % bzw. 10–11 km/h an [1]. Obwohl diese Tendenz aus Feldversuchen bekannt ist, fehlt doch eine theoretische Begründung für die Änderungen der Betriebsparameter in Abhängigkeit von den konstruktiven Daten des Schleppers.

2. Theoretische Grundlagen

Der Schlepper stellt im allgemeinen eine Zugmaschine dar, daher soll die Zugleistung als wichtigster Optimierungsparameter untersucht werden.

Die Leistungsbilanz eines Schleppers kann wie folgt beschrieben werden:

$$P_e = Z v + U v_{th} i + R v + P_e (1 - \eta_m) \quad (1),$$

worin

P_e Motorleistung

Z Zugkraft

U Umfangskraft

R Rollwiderstand

v_{th}, v theoretische bzw. tatsächliche Fahrgeschwindigkeit

i Schlupf

η_m mechanischer Wirkungsgrad

sind.

Unter Berücksichtigung, daß

$$U = Z + R \quad \text{oder} \quad \mu = \kappa + \rho;$$

mit

$$\mu = \frac{U}{G} \quad \kappa = \frac{Z}{G} \quad \rho = \frac{R}{G},$$

kann Gl. (1) auf die folgende einfache Form gebracht werden:

$$\frac{P_e \eta_m}{G v_{th}} = \mu$$

oder

$$v_{th} = \frac{P_e \eta_m}{G \mu} \quad (2).$$

*) Prof. Dr.-Ing. G. Sitkei, Budapest, war Gastwissenschaftler am Institut für Landmaschinen der TU München im Jahre 1966/67.

Gl. (2) stellt den Zusammenhang zwischen der Fahrgeschwindigkeit und dem auf die Leistung bezogenen Gewicht dar.