

## BEANSPRUCHUNG UND KONSTRUKTION VON SPEICHENRADERN

Von Hans Müller

Die Untersuchungen an Speichenrädern<sup>1)</sup> wurden durchgeführt, um diejenigen Einflüsse klarzustellen, die sich besonders auf die Haltbarkeit auswirken. Diese ist abhängig

1. von den äusseren Kräften, deren Grösse, abgesehen von der Radbelastung und der Fahrgeschwindigkeit, von den geometrischen Beziehungen zwischen Fahrbahnunebenheiten, Raddurchmesser und Radkranzbreite, sowie von der Elastizität des Rades beeinflusst wird,
2. von der Konstruktion des Rades und
3. von dem verwendeten Werkstoff.

Im Folgenden sollen die unter 1. und 2. aufgeführten Einflüsse näher betrachtet werden.

#### 1. Fahrbahnunebenheiten und Radbeanspruchung

Eine starre, holperige Fahrbahn ergibt bei ihrem Befahren fortwährend Stösse auf das Rad, da jede Unebenheit Massenbeschleunigungen hervorruft oder gar die stetig fortschreitende Bodenberührung des Radkranzes unterbricht. Diese Überlegung führte dazu, verschiedene Strassenoberflächen auf ihre Unebenheiten hin in Richtung einer Radspur zu prüfen. Die weitaus grössten Unebenheiten traten, wie vorauszusehen war, bei Kopfsteinpflaster auf. Diese Pflasterart wurde daher eingehend untersucht.

Die Registrierung der Strassenoberfläche erfolgte mit einem Tastschreiber, der die Unebenheiten in Originalgrösse auf einen Papierstreifen schrieb. Die Registrierungen wurden in zwei verschiedenen Dörfern auf einer Messtrecke von je 15 m vorgenommen und zunächst getrennt ausgewertet. In beiden Fällen, also bei ganz verschiedenen Kopfsteinpflasterstrecken, zeigten sich die gleichen Tendenzen bei der Häufigkeitsverteilung, sodass wohl die Annahme berechtigt ist, dass das Ergebnis dieser Untersuchungen für Kopfsteinpflaster verallgemeinert werden kann.

Die ausgewerteten Messungen sind als Häufigkeitskurven in Bild 1 bis 3 dargestellt. Als Abszisse sind die in Klassen zusammengefassten wirksamen Höhen der Unebenheiten und als Ordinate ihre Anzahl auf 10 Meter Fahrweg aufgetragen. Jede Häufigkeitskurve gilt für einen bestimmten Raddurchmesser und eine bestimmte Radkranzbreite. An Hand der Häufigkeitskurven ist es möglich, die Anzahl und Grösse der auftretenden Stösse zahlenmässig zu erfassen und daraus Rückschlüsse auf die dynamische Beanspruchung der Räder zu ziehen.

1) Die Durchführung der nachstehenden Versuche wurde durch einen Forschungsauftrag des Herrn Ministers für Ernährung, Landwirtschaft und Forsten des Landes Nordrhein-Westfalen in dankenswerter Weise ermöglicht.

#### 2. Raddurchmesser und die wirksamen Strassenunebenheiten

Die Registrierung der Strassenunebenheiten und die Umrechnung der Messergebnisse auf die Anzahl und Höhe der wirksamen Unebenheiten von Kopfsteinpflaster sollte über den allgemeinen Verlauf der Häufigkeitskurven hinaus noch über den Einfluss der äusseren geometrischen Abmessungen des Rades, also des Raddurchmessers und der Radkranzbreite, auf die Anzahl und Höhe der wirksamen Unebenheiten Aufschluss geben.

Die Bilder 1 bis 3 zeigen den Verlauf der Häufigkeitskurven bei jeweils konstanter Radkranzbreite und je drei verschiedenen Raddurchmessern. Man erkennt deutlich die Tendenz, dass mit zunehmendem Raddurchmesser die Anzahl der wirksamen Unebenheiten abnimmt. Eine konkrete Aussage über den Einfluss des Raddurchmessers auf die wirksame Höhe der Unebenheiten lässt sich nicht mit Sicherheit machen, da im Kurvenauslauf zu wenig Messpunkte zur Verfügung stehen.

#### 3. Radkranzbreite und die wirksamen Strassenunebenheiten

Der Einfluss der Radkranzbreite auf die wirksame Anzahl und Höhe der Unebenheiten bei Kopfsteinpflaster geht aus den Bildern 4 bis 6 hervor, die den Verlauf der Häufigkeitskurven bei jeweils konstantem Raddurchmesser und drei verschiedenen Radkranzbreiten zeigen. Man erkennt folgende Tendenz der Kurven: Mit zunehmender Radkranzbreite nimmt auch die Anzahl der wirksamen kleinen Unebenheiten zu. Die Anzahl wirksamer grosser Unebenheiten dagegen nimmt ab, und grösste Unebenheiten werden völlig ausgeschaltet. Man kann sich diese Tatsache folgendermassen erklären: Wenn ein Rad über eine Reihe Steine rollt, so erfährt es eine bestimmte Anzahl Stösse, die durch die einzelnen Fugen zwischen den Steinen hervorgerufen werden. Denkt man sich jetzt neben dieser einen Steinreihe eine zweite, die um einen halben Stein in Längsrichtung der ersten Reihe verschoben ist, so erfährt ein Rad, das einen so breiten Radkranz besitzt, dass er auf beiden Steinreihen gleichzeitig abrollt, doppelt so viele, aber entsprechend kleinere Stösse als im ersten Falle. Ein Vergleich der beiden Bilder lässt erkennen, dass die Tendenz des Einflusses der Radkranzbreite unabhängig von dem Raddurchmesser bestehen bleibt.

#### 4. Raddurchmesser und Stosskraft beim Fahren

Auf Grund der geometrischen Beziehungen zwischen dem Radhalbmesser  $r$  und der Hindernishöhe  $h$ , aus der aufzunehmenden Stossarbeit

$$A = \frac{m}{2} (v \cdot \cos \alpha)^2 \quad (1)$$

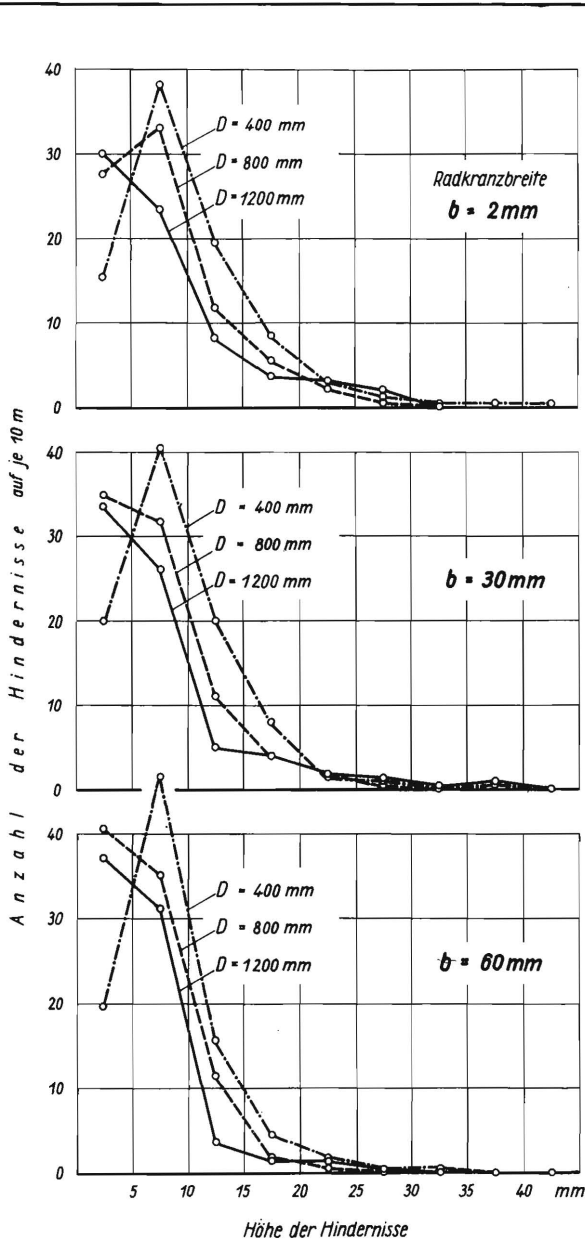


Bild 1 bis 3. Einfluss des Raddurchmessers auf die wirksame Anzahl und Höhe der Hindernisse bei Kopfsteinpflaster.

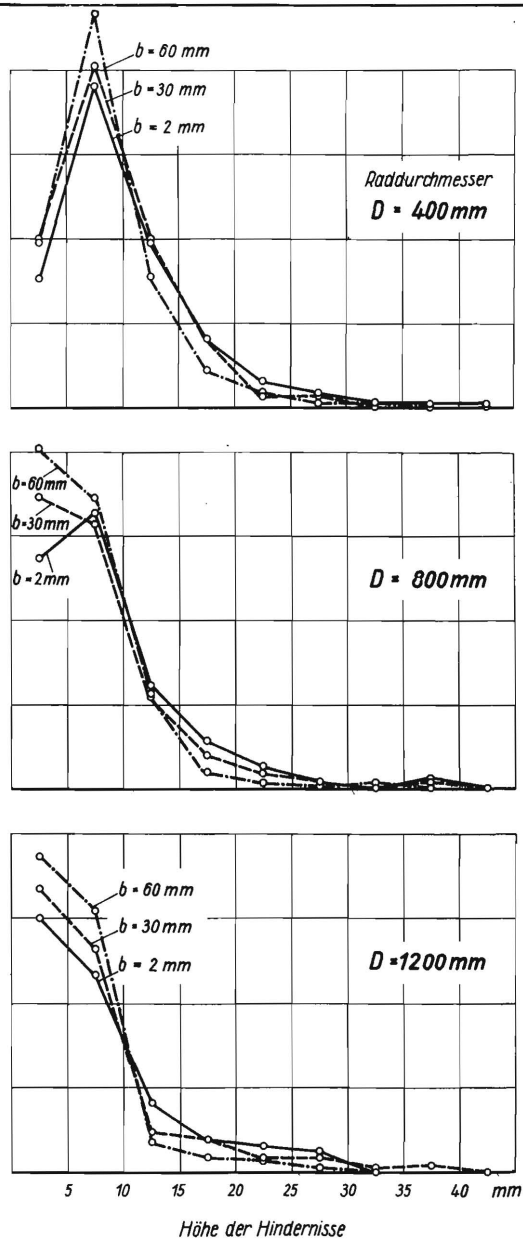


Bild 4 bis 6. Einfluss der Radkranzbreite auf die wirksame Anzahl und Höhe der Hindernisse bei Kopfsteinpflaster.

und aus der Elastizität des Rades, die durch die Federkonstante  $c = P/f$  bestimmt ist, lässt sich die beim Überfahren eines starren Hindernisses auftretende Stosskraft errechnen.  $\alpha$  ist nach Bild 7 der Winkel, den Stossrichtung und Fahrtrichtung bilden, und  $v \cdot \cos \alpha$  ist die in Stossrichtung verlaufende Geschwindigkeitskomponente von der Fahrgeschwindigkeit  $v$ . Setzt man  $\cos \alpha = \sqrt{h(2r - h)}/r$  in Gleichung (1) ein, so erhält man für die Stossarbeit

$$A = \frac{mv^2}{2r^2} [h(2r - h)]. \quad (2)$$

Da diese Stossarbeit gleich der Federarbeit

$$A = \frac{1}{2} P \cdot f \quad (3)$$

sein muss, so erhält man aus (2) und (3) für die Stosskraft  $P$  die Gleichung

$$P = \frac{v}{r} \sqrt{\frac{G}{g} \cdot c \cdot h(2r - h)}. \quad (4)$$

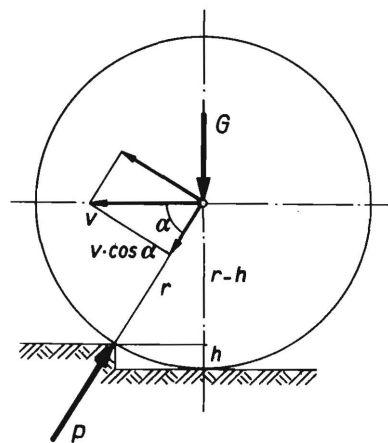


Bild 7. Die Stosskraft  $P$  in Abhängigkeit von Hindernishöhe und Raddurchmesser.

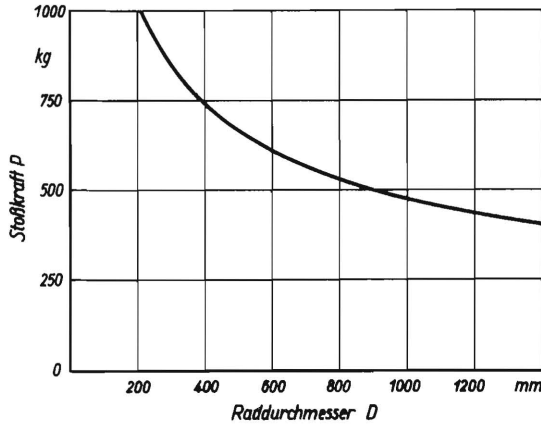


Bild 8. Einfluss des Raddurchmessers auf die Stoßkraft beim Fahren über ein starres Hindernis.

Hindernishöhe  $h = 1,5$  cm  
 Fahrgeschwindigkeit  $v = 1,25$  m/s  
 Radbelastung  $G = 80$  kg  
 Federkonstante des Rades  $c = 3000$  kg/cm

Bild 8 zeigt die Stoßkraft  $P$  in Abhängigkeit vom Raddurchmesser. Man stellt aus dem Kurvenverlauf fest, dass bei kleinen Raddurchmessern die Stoßkraft steil ansteigt, während eine starke Vergrößerung des Raddurchmessers nur noch eine verhältnismäßig kleine Herabsetzung der Stoßkräfte mit sich bringt.

#### 5. Federung, Stoßkraft und Radbeanspruchung

Als letzter Faktor, der die äusseren Kräfte am Rade beeinflusst, ist die Elastizität des Rades zu nennen. Sie ist, wie oben schon einmal erwähnt, durch die Federkonstante  $c = P/f$  bestimmt und lässt sich auf einfache Weise durch Messungen feststellen.

Die Stoßkraft  $P$  lässt sich auch in Abhängigkeit von der Elastizität des Rades und der aufgenommenen Stossarbeit  $A$  ausdrücken:

$$P = \sqrt{2 c A} \quad (5)$$

Bild 9 zeigt für eine konstante Stossarbeit von  $A = 46,75$  cmkg eine Parabel, die sich unter Zugrunde-

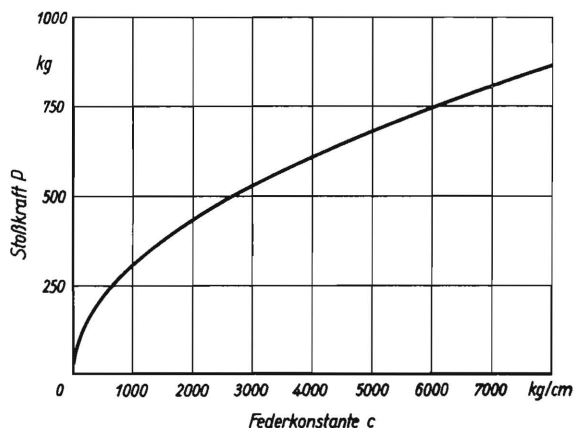


Bild 9. Einfluss der Federkonstante eines Rades auf die Stoßkraft bei konstanter Stossenergie ( $A = 46,75$  cmkg).

gung von  $h = 1,5$  cm,  $v = 1,25$  m/s,  $G = 80$  kg (s. auch Bild 7) und für einen Raddurchmesser von 800 mm ergibt. Aus dem Kurvenverlauf ist zu erkennen, dass durch eine Verringerung der Federkonstante, also durch grössere Weichheit des Rades, die Stoßkräfte, besonders im ersten Teil der Kurve, stark abnehmen.

Für die Beanspruchung sind aber nicht allein die Stoßkräfte verantwortlich, sondern auch die Konstruktion des Rades. Sie beeinflusst weitgehend die Grösse der auftretenden Beanspruchungen.

#### 6. Radkranzprofil und Beanspruchungen im Radkranz

Nach den bisher beschriebenen Einflussfaktoren auf die äusseren Kräfte, die auf ein Rad einwirken, sollen nun an Hand einiger Beispiele, wie sie bei Vielfachgeräten vorkommen, die Einflüsse einzelner Radteile auf die gemessene Beanspruchung behandelt werden. Die Messungen wurden mit Feindehnungsmessern (Huggenberger) durchgeführt, wobei die Räder statisch belastet wurden.

Bild 10 zeigt die Spannungsverteilung über dem Radkranz bei einer Radbelastung von 680 kg (d.h. einer Gewichtsbelastung von 150 kg und einem Stossfaktor 4 bis 5). Das Rad besitzt einen Flacheisenkranz von  $50 \times 8$  mm, hat einen Durchmesser von 800 mm und acht durchgenietete Rundeisenspeichen von 12 mm Durchmesser. Der Kraftangriff erfolgt am Radkranz in radialer Richtung genau in der Mitte zwischen zwei Speichen. Die in Umfangsrichtung an den Stellen  $a$  und  $i$  gemessenen Spannungen sind an den Messstellen radial über dem Radkranz aufgetragen. Die Beanspruchung des Radkranzes ist besonders an der Stelle des Lastangriffes sehr hoch. (Es sei an dieser Stelle besonders darauf hingewiesen, dass die gezeichneten Spannungskurven nicht das vergrösserte Abbild der elastischen Linien darstellen.) Wie später noch gezeigt wird, werden die beiden nach unten gerichteten Speichen durch die grosse Radkranzverformung in der Radebene stark auf Biegung beansprucht, da die Verbindung von Radkranz und Speichen sehr steif ist.

Bild 11 zeigt ein in allen Abmessungen gleiches Rad wie Bild 10, nur der Radkranzquerschnitt ist nach innen gewölbt. Mit dieser Formgebung ist vermutlich beabsichtigt, die Steifigkeit des Radkranzes zu erhöhen und die Nietköpfe der Speichen indirekt etwas zu versenken. Betrachtet man Bild 11, so erkennt man, dass trotz dieser Wölbung des Radkranzes die Beanspruchungen genau so hoch liegen wie bei dem vorigen Rad. Auffällig ist lediglich die unterschiedliche Grösse der Spannungen an der Aussen- und Innenseite des Radkranzes. Die Erklärung dafür ist in der durch die Wölbung bedingten Verschiebung der neutralen Faser nach aussen zu suchen, sodass die Messwerte an der Aussenseite zwangsläufig niedriger als an der Innenseite sein mussten (es wurde in Radkranzmitte gemessen!). Es kann also festgestellt werden, dass durch die Radkranzwölbung eine Verringerung der Spannungen nicht eingetreten ist. Bild 10 und 11 zeigen bei die-

sen beiden weichen Rädern so hohe Beanspruchungen, dass ihre Verwendung für Vielfachgeräte wenig geeignet erscheint. Die Federkennlinien beider Räder zeigen ausserdem, dass eine schwache Radkranzwellung praktisch keine Erhöhung der Steifigkeit mit sich bringt.

Als Gegenstück zu diesen beiden weichen Rädern zeigt Bild 12 ein ziemlich steifes Rad. Es hat ebenfalls 800 mm Durchmesser. Der Radkranz ist als Kastenprofil ausgebildet, die sechs Speichen

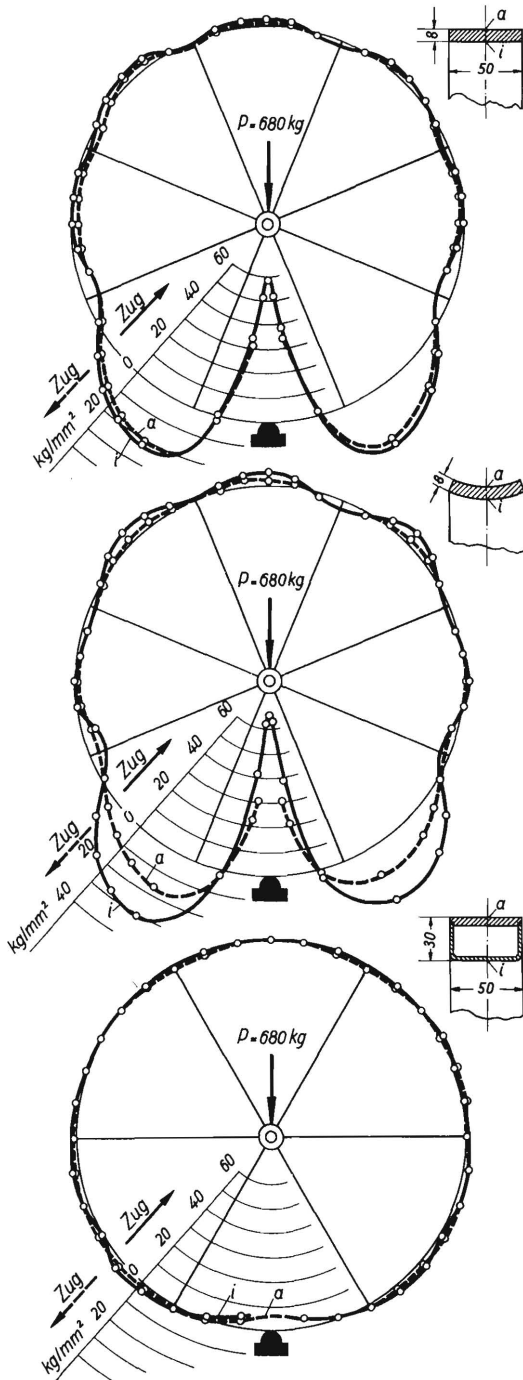


Bild 10 bis 12. Spannungsverteilung auf dem Radkranz bei drei verschiedenen Radkränzen.

Statische Belastung  $P = 680 \text{ kg}$   
a Spannung an der Aussenseite des Radkranzes  
i „ „ „ Innenseite „ „

bestehen aus gesickten Blechstreifen, die nach aussen konisch zulaufen. Sämtliche Teile sind zusammengeschweisst. Man sieht, dass die Beanspruchungen bei gleicher Belastung in diesem Falle wesentlich geringer sind. Sie betragen nur etwa  $\frac{1}{8}$ , obwohl das Radkranzstück zwischen zwei Speichen bei diesem Rad um  $\frac{1}{3}$  länger ist als bei den beiden anderen Rädern. Der vorstehende Vergleich der Beanspruchungen der drei Räder gilt unter der Voraussetzung gleicher Last. Da jedoch die Federkonstanten dieser Räder verschieden sind, wird auch die Stosskraft beim Auftreffen auf ein bestimmtes Hindernis verschieden sein. Als Federkonstanten für die drei Räder wurden 1340, 1380 und 6800 kg/cm gemessen. Unter Zugrundelegung dieser Federkonstanten und einer Stossarbeit, die bei allen drei Rädern gleich gross sein soll ( $P = \sqrt{2 c A} = C \sqrt{c}$ ), ist bei dem steifen Rad die grösste Beanspruchung im Kraftangriffspunkt um etwa 30% kleiner als bei den anderen Rädern. Kriterium für die Brauchbarkeit einer Radkranzkonstruktion bleibt aber, dass an keiner Stelle die zulässige Beanspruchung überschritten wird.

## 7. Speichenzahl und Durchbiegung des Radkranzes

Im vorigen Abschnitt wurde darauf hingewiesen, dass die stärkste Beanspruchung des Radkranzes dann eintritt, wenn die Kraft genau in der Mitte zwischen zwei Speichen angreift. Betrachtet man das Radkranzstück zwischen zwei Speichen als Träger auf zwei Stützen, der in der Mitte belastet wird, so ergibt sich, dass die Durchbiegung der dritten Potenz der Sehnenlänge proportional ist.

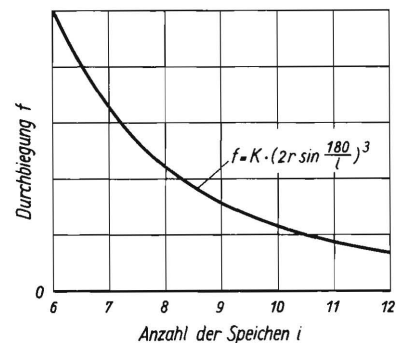


Bild 13. Einfluss der Speichenanzahl auf die Durchbiegung des Radkranzes bei gleicher Belastung und gleichem Radkranzquerschnitt.

Setzt man nun noch die Speichenanzahl zu dieser Länge in Verbindung, so erhält man die Abhängigkeit der Radkranzdurchbiegung von der Speichenanzahl. Bild 13 stellt die Kurve, die hyperbelähnlich verläuft, dar und zeigt, dass eine Vergrösserung der Speichenanzahl (unabhängig vom Raddurchmesser!) der Radkranzdurchbiegung stark entgegenwirkt.

## 8. Speichensteifigkeit und Durchbiegung des Radkranzes

Die Verbindung zwischen Speiche und Radkranz kann bei den bisherigen Radausführungen als starr angenommen werden. Es werden sich also bei einer

Durchbiegung des Radkranzes die benachbarten Speichen ebenfalls in der Radebene durchbiegen. Wählt man eine grosse Steifigkeit der Speichen (in Radebene) oder des Radkranzes, so wird die Durchbiegung des Radkranzes oder im anderen Falle der Speichen herabgesetzt.

Bild 14 zeigt den Verlauf der Spannungen an zwei Speichen, die das Radkranzstück, auf dem das Rad aufsteht, begrenzen. Als Abszisse ist die Speichenlänge aufgetragen. Die Lage der vier Messreihen a bis d geht aus der Skizze in Bild 14 hervor. Als

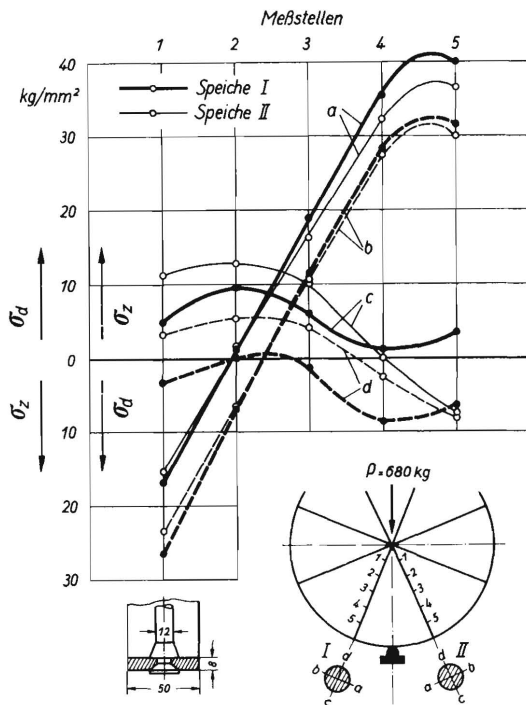


Bild 14. Spannungsverteilung an den beiden unteren Speichen. Radkranzquerschnitt 50 x 8 mm, Speichen d = 12 mm, statische Belastung 680 kg.

Ordinate sind die Spannungen aufgetragen. Man erkennt, dass die Speichen in der Radebene auf Biegung beansprucht werden und die Beanspruchungen in der Radebene wesentlich grösser als in der Axialebene sind. Die grössten Spannungen treten in den Messpunkten 4 und 5, also in der Nähe der Befestigungsstellen am Radkranz, auf. Je weicher der Radkranz ist, umso grösser werden die Durchbiegungen der Speichen in der Radebene sein.

Die Beanspruchung der Speichen bei seitlicher Belastung des Radkranzes ist weitgehend vom Radkranzdurchmesser abhängig. Sie wird bei grösseren Rädern so hoch, dass ein Verspannen des Rades, ähnlich einem Rad eines Fahrrades, unumgänglich erscheint, wodurch die grossen Biegebeanspruchungen der Speichen vermieden werden.

9. Gekröpfte Rundeisenspeichen, ihre Elastizität und Beanspruchungen

Gekröpfte Rundeisenspeichen sind sehr verbreitet und wurden daher näher untersucht. Bild 15 zeigt fünf Speichen mit verschiedener Kröpfung. Die Be-

lastungsversuche wurden an einzelnen, senkrecht stehenden Speichen, die an beiden Enden eingespannt waren, durchgeführt. Die Belastung (P = 725 kg) erfolgte mit einer Spindel. Die Kräfte wurden durch einen Zugkraftmesser, die Durchsenkungen f von einer Messuhr und die Beanspruchungen mit Feindehnungsmessern ermittelt. Die Speichen sind in dem Bild stark ausgezogen und senkrecht dazu die ermittelten Spannungen aufgetragen. Die Spannung wächst etwa proportional mit der Kröpfung. Die unsymmetrische Verteilung der Spannungen über die Speichenlänge erklärt sich aus der Überlagerung der Biegespannung mit der über die ganze Speichenlänge konstanten Druckspannung, die bei dieser Belastungshöhe noch weit unterhalb der Knickspannung liegt.

Das Diagramm im unteren Teil des Bildes zeigt die Abhängigkeit der Federkonstanten einer Speiche

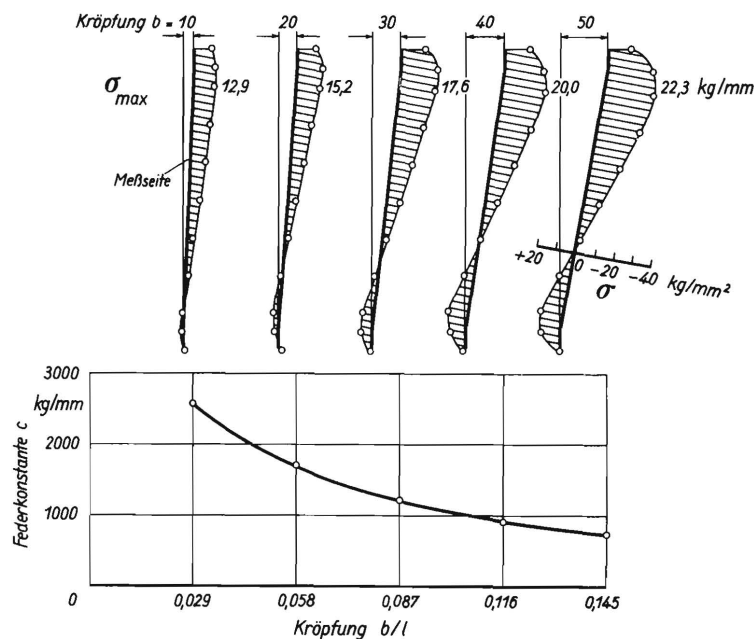


Bild 15. Einfluss der Speichenkröpfung auf die Federkonstante und auf die Beanspruchungen bei konstanter Belastung.

Speichen d = 12 mm Ø  
Kröpfung b = 10 bis 50 mm  
freie Länge l = 350 mm

von ihrer Kröpfung. Der Kurvenverlauf lässt erkennen, dass der Zuwachs an Weichheit mit grösser werdender Kröpfung kleiner wird.

10. Erkenntnisse aus den bisherigen Dauerversuchen

Bei Rädern von Vielfachgeräten nach Bild 10 und 11 hat die Verbindung Speiche – Radkranz bei stärkerer Belastung des Rades ein Biegemoment von rechnerisch etwa 3000 cmkg zu übertragen. Dadurch treten sehr hohe Beanspruchungen an den Speichen nahe der Nietlöcher auf. Die Dauerversuche<sup>2)</sup> zeigten auch durch Brüche an diesen Stellen die beson-

2) s. a. Landtechnik 6 (1951) S. 250/251.

ders grosse Beanspruchung. Es ist also der Ausbildung gerade dieser Knotenpunkte besondere Beachtung zu schenken.

Weiterhin erwiesen sich die durch den Radkranz durchgenieteten Speichen mit z.T. noch stark hervorstehenden Nietköpfen als ungünstig. Derartige Räder gingen bei den Dauerversuchen auf dem Prüfstand an den Speichennietköpfen schon nach etwa 20 000 Nockenstössen zu Bruch, obwohl nur ein 5 mm hoher Nocken verwendet wurde. Jeder Nietkopf verursachte nämlich einen etwa gleich grossen Stoss, sodass die Anzahl der Stösse bei diesem Achtspeichenrad in Wirklichkeit rund 180 000 betrug. Es ist daher anzustreben, wie es bei den neueren Rädern auch meistens schon der Fall ist, die Nietköpfe weitgehend oder besser völlig zu versenken.

Ausserdem zeigten sich nach etwa der halben Laufzeit Lockerungen der in die Nabe eingegossenen

Speichen, wodurch die Beanspruchung der noch festen Speichen erhöht wurde und zu einer Beschleunigung eines Bruches an den Speichenenden führte.

#### 11. Zusammenfassung

Es wurden die Spannungen in dem Radkranz und den Speichen verschiedener eiserner Räder gemessen und die Spannungsverteilung über dem Radkranz und den Speichen bei verschiedenen Betriebsbedingungen ermittelt. Durch Vergrösserung des Raddurchmessers und auch der Radkranzbreite werden die Stosskräfte verringert, was allerdings auch ein grösseres Radgewicht zur Folge hat. Es wurden ferner Betrachtungen über die Wechselwirkung zwischen Federung der Räder, den wirksamen Stosskräften und den Beanspruchungen in Speiche und Radkranz unter gewissen Voraussetzungen angestellt.

Institut für Landtechnische Grundlagenforschung  
der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode  
Direktor: Prof. Dr. Ing. W. Kloth

Anschrift des Verfassers: Dipl.-Ing. Hans Müller, (20b) Braunschweig, Forschungsanstalt für Landwirtschaft

## SPANNUNG UND GESTALT BEI KNOTENPUNKTEN INSBESONDERE BEI VERWINDUNGSFÄHIGEN KONSTRUKTIONEN

Von Walter Bergmann

Mit Hilfe der klassischen Festigkeitslehre und der Mechanik ist man imstande, einfache Konstruktionselemente zu berechnen und sie so zu bemessen, dass sie mit ausreichender Sicherheit halten. Es lassen sich beispielsweise die Stabkräfte in ebenen und räumlichen Fachwerken genügend genau ermitteln. Auch ist die Erfassung von Biege- und Verdrehspannungen in einfachen Bauteilen ohne besonderen Rechenaufwand möglich. Aber in den seltensten Fällen kann man im voraus etwas über die Höhe der Beanspruchungen in Knotenpunkten aussagen. In der Mehrzahl aller Belastungsfälle sind in zusammengesetzten Konstruktionen die Knotenpunkte die Stellen höchster Beanspruchung, während über der rechnerisch einfacher zu erfassenden Länge des Bauteils keine Spannungsspitzen zu erwarten sind. Die Erfahrung lehrt, dass Brüche entweder an Krafteinleitungsstellen oder in den Knoten auftreten. Das gilt besonders auch für die sperrige Bauweise der Landmaschinen. Es ist das Ziel dieser Ausführungen, dem Konstrukteur Hinweise für die beanspruchungsgerechte Gestaltung von Knotenpunkten zu geben.

Anknüpfend an den im gleichen Heft veröffentlichten Aufsatz über die Steifigkeit sperriger Bau-

teile, sollen hier zunächst Knotenbeanspruchungen in verwundungsfähigen Bauteilen behandelt werden.

Bei reiner Verdrehbeanspruchung entstehen in einem Stab Verdrehspannungen, deren Hauptspannungsrichtung auf der Oberfläche unter  $45^\circ$  zur Stabachse verläuft. Solange der Querschnitt des Stabes ein Kreisring ist, bleibt diese Richtung für die gesamte Stablänge erhalten, auch wenn die Enden des Stabes stirnseitig gegen dicke Platten geschweisst sind; denn die Querschnitte eines Kreisrohres bleiben an allen Stellen eben. Bei offenen Profilstäben bleibt die Richtung der Hauptspannungen nur dann über der Trägerlänge konstant, wenn alle Querschnitte sich bei Verdrehbeanspruchung frei verwölben können. Wird diese freie Verwölbung z.B. durch Anschweissen der einen Stirnseite an eine starre Platte verhindert, so ändert sich in der Nähe der Schweisstelle nach und nach die Richtung der Hauptspannungen dadurch, dass zusätzliche Normalspannungen die Verdrehspannungen überlagern. Die Normalspannungen entstehen dadurch, dass ein aus Querkräften bestehendes Kräftepaar den eingespannten Torsionsstab in den Flanschen zusätzlich auf Biegung beansprucht.