

# Polarisationsoptische Spannungsuntersuchungen an einer Schraubenverbindung und an einzelnen Gewindezähnen \*)

Von HANS JEHLÉ VDI, Berlin

*Das ebene Abbild einer Schraubenverbindung wurde mit dem spannungsoptischen Verfahren untersucht. Die ungleiche Verteilung der Last auf die einzelnen Gewindgänge und die Kerbwirkung ergeben Spannungen, die ein Vielfaches der Bolzenspannung betragen. An einem Modell mit wenigen Gewindezähnen wurde der Spannungsverlauf in einem Zahn festgestellt.*

## I. Schraubenverbindung

**1. Zweck der Versuche.** Die zahlreichen Schraubenbrüche, die trotz teilweise hoher Sicherheit [6, 7] <sup>1)</sup> immer wieder eintreten und manchmal zur Zerstörung ganzer Maschinen führen -- man denke z. B. an Schubstangenschrauben -- beweisen, daß die übliche einfache Berechnungsart einer Schraubenverbindung den tatsächlichen Verhältnissen nicht entspricht. Eine einfache Erhöhung der Sicherheit genügt einerseits in vielen Fällen nicht und führt andererseits zu größeren Querschnitten, also zu größerem Raumbedarf und erhöhtem Werkstoffverbrauch.

Die vorliegende Arbeit soll einen Beitrag zur Kenntnis der wirklichen Spannungsverteilung in Schrauben liefern, indem mit Hilfe des polarisationsoptischen Verfahrens das ebene Abbild einer Schraubenverbindung untersucht wurde. Das Verfahren im allgemeinen und die an der Technischen Hochschule München verwendete Versuchseinrichtung im besonderen sind schon mehrfach beschrieben worden [1, 2, 3] und sollen hier als bekannt vorausgesetzt werden.

**2. Bisherige Arbeiten.** Früher wurden bereits spannungsoptische Versuche ausgeführt von E. G. Coker [8], jedoch nur qualitativ. Da bei der angewandten Versuchseinrichtung die Mutterhälften oben zusammenkippen, stellen die Ergebnisse nur den Sonderfall dar, daß die oberen Gewindezähne mehr tragen als die unteren.

A. G. Solakian [9] <sup>2)</sup> untersucht eine Schraube, bei der die Abmessungen des Gewindes selbst gegenüber Bolzen- und Außendurchmesser verdoppelt waren, also keine normale Schraube.

Eine theoretische Untersuchung von E. Jaquet [10] geht auf die Dehnung in den verschiedenen Gewindegängen ein, bestimmt hieraus die Belastungen und behandelt einen Vorschlag zur Verbesserung der Schraubenverbindung nach Solt durch konisches Hinterdrehen der Mutter.

Kurz vor Drucklegung dieser Arbeit wurde noch eine Veröffentlichung von R. F. Baud [11] bekannt über spannungsoptische Untersuchungen an Zahnrädern und Gewindezähnen. Die Versuche wurden an einzelnen Zähnen verschiedener Gewindeformen und an einem schraubenähnlichen Modell mit flachgängigem Gewinde vorgenommen. Die Ergebnisse können wegen z. T. verschiedener Versuchsanordnungen nicht ohne weiteres mit der vorliegenden Arbeit verglichen werden.

**3. Beschreibung der Versuchseinrichtung.** Das Modell aus vorspannungsfreiem Glas <sup>3)</sup> stellt einen Axialschnitt durch eine 2 Zoll-Schraube mit Mutter in natürlicher Größe dar (die Größe war durch die vorhandene Einrichtung bestimmt). Die Modelldicke beträgt 10 mm; die Mutterhöhe ist 0,8 d nach DIN 934; das Whitworthgewinde ist nach DIN 11 und 12 mit Spitzenspiel ausgeführt, da praktisch die meisten Schrauben Spitzenspiel haben [12] und zufällige örtliche Pressungen in den Kerbrundungen vermieden werden sollten. Die Schaftlänge ist so groß gewählt, daß vor dem Gewinde gleichmäßige Spannungsverteilung vorhanden ist.

Die Schraubenverbindung ist in einen Rahmen eingehängt, Abb. 1, der durch eine Federwaage über eine Hebelübersetzung mit Ausgleichgewicht nach oben gezogen wird.

Für jede Mutterhälfte tritt ein Moment der Auflagerkraft auf, das sie im oberen Teil einwärts zu kippen sucht. Durch Schneidenlagerung der Mutterunterlagen wird das Auflager möglichst nahe an den Bolzen gerückt und das Moment verkleinert. Das Einkippen der Mutter wird aber außerdem noch auf der Oberseite durch einstellbare Häkchen ganz verhindert. Die eine Schneide und die seitlichen Führungsstücke sind nachstellbar.

\*) Die vorliegende Arbeit wurde in den Jahren 1932/35 im Mechanisch-Technischen Laboratorium der Technischen Hochschule München durchgeführt. Ich möchte auch an dieser Stelle vor allem meinem hochverehrten Lehrer, Herrn Prof. Dr. L. Föppl, für die Anregungen und dauernde Förderung der Arbeit meinen verbindlichsten Dank aussprechen. Auch Herrn Prof. Dr. K. Huber bin ich für das stets bewiesene Entgegenkommen zu Dank verpflichtet.

<sup>1)</sup> Die Zahlen in eckiger Klammer beziehen sich auf das Schrifttumsverzeichnis am Ende der Arbeit.

<sup>2)</sup> Die Arbeit wurde 1933/34 bekannt, nachdem der Verfasser seine Versuche bereits 1932/33 durchgeführt hatte.

<sup>3)</sup> Sämtliche Glasmodelle wurden von der Firma C. A. Steinheil Söhne, Optisch-Astronomische Werkstätte München, einwandfrei hergestellt.

Zum Ausgleich von kleinsten Unebenheiten in den Gewindegewinden ist zwischen diese dünne glatte Seide eingelegt. Ferner mußte mit möglichster Genauigkeit darauf geachtet werden, daß im unbelasteten Zustand sämtliche Gewindegewinde gleichzeitig gerade zur Berührung kamen. Durch genaue Einstellung aller Stellschrauben und ständige optische Prüfung der Spannungsverteilung gelang es dann, etwa symmetrische Belastung zu erreichen.

Mit Rücksicht auf die Kerbwirkung mußte die mittlere Schaftspannung gering gehalten werden. Dadurch ergaben sich schwierige Ablesungen und andererseits die Notwendigkeit sorgfältigster Messungen. Dabei war das punktweise Ausmessen mittels Kompensator eine langwierige Arbeit, wurden doch für einen Versuch über 800 Punkte gemessen. Dies brachte wieder die Gefahr mit sich, daß während einer Versuchsdauer z. B. durch Erschütterungen eine völlig andere Spannungsverteilung eintreten konnte. Auch mit dem gleichen Modell dürfte es aber nur schwer möglich sein, ein zweites Mal genau die gleichen Verhältnisse herzustellen. Dafür bot aber das Glas als Modellwerkstoff die bekannten Vorteile der völligen Vorspannungslosigkeit, der Gültigkeit des Hookeschen Gesetzes, der Freiheit von elastischen und optischen Veränderungen während des Versuches und der scharfen Isoklinenbilder, die sich besonders bei den kleinen Modellabmessungen günstig auswirkten.

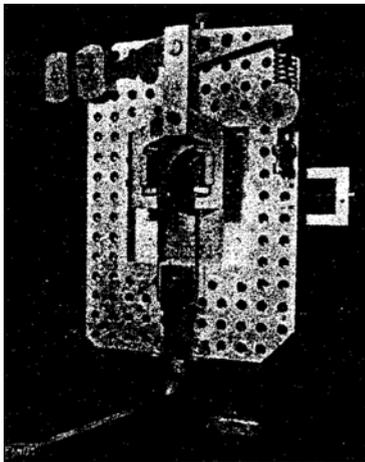


Abb. 1. Versuchseinrichtung

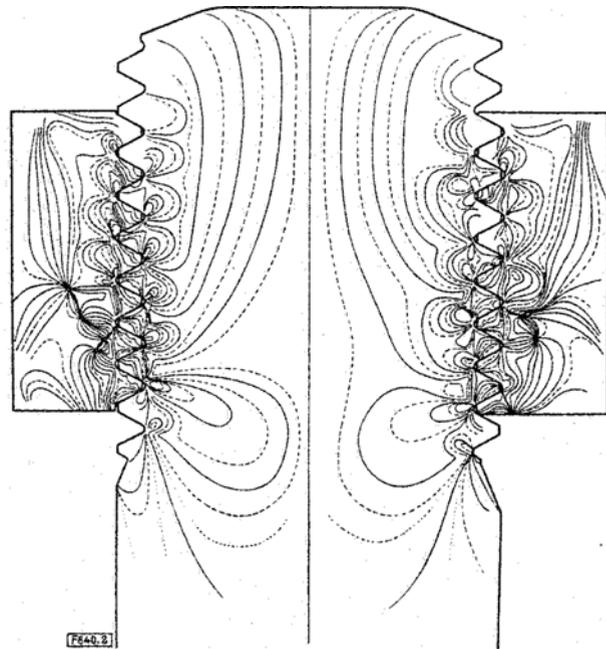


Abb. 2. Isoklinennetz  
 ——— Isoklinen von 10 zu 10°  
 - - - - - Zwischen-Isoklinen (5°)

#### 4. Versuch A mit gut passender Mutter

Isoklinen, Abb. 2 und 3. Das Isoklinennetz läßt bereits eine gewisse Symmetrie erkennen. Die obersten unbelasteten Zähne und der unterste rechts sind spannungslos, bleiben also stets dunkel; desgleichen rechts der 6. Zahn von unten infolge Herstellfehler. Dagegen ist zu ersehen, wie von oben nach unten das Isoklinenbild vielfältiger und damit die Spannung höher wird. Dies geht auch deutlich aus der photographischen Aufnahme von Isoklinen hervor, Abb. 3. Je höher nämlich der Gradient der Spannung, desto schärfer werden die Isoklinen.

Das besonders verwickelte Isoklinennetz der Mutter soll nicht weiter erörtert werden, da die Spannungsverhältnisse in der zweiseitigen Mutter sicher von der wirklichen Mutter erheblich abweichen.

Hauptspannungslinien, Abb. 4. Die Schar axial gerichteter Hauptspannungslinien verteilt sich von unten nach oben auf die einzelnen Gewindegewinde so, daß in die unteren mehr Linien einmünden als in die oberen, ein Anhaltspunkt für die stärkere Belastung des unteren Gewindeteiles. Die gleiche Feststellung macht man auch bei der orthogonalen Schar, die in gleichen Abständen die Mittellinie schneidend angenommen wurde, und für die beiden Mutterhälften. An den Zahnkerben, besonders an den unteren, drängen sich die Trajektorien zusammen und lassen dadurch auf Spannungserhöhung schließen.

Der Knick, mit dem die Hauptspannungslinien zum Teil an den belasteten Gewindeflanken vom Bolzen zur Mutter übergehen, ist auf Schubspannungen in diesen Flächen, d. h. auf Reibung zurückzuführen.

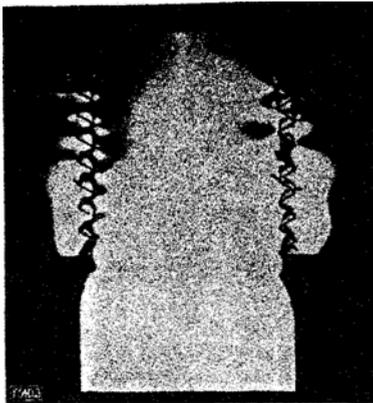


Abb. 3. Photographische Aufnahme der 40°-Isoklinen (dunkle Linien)

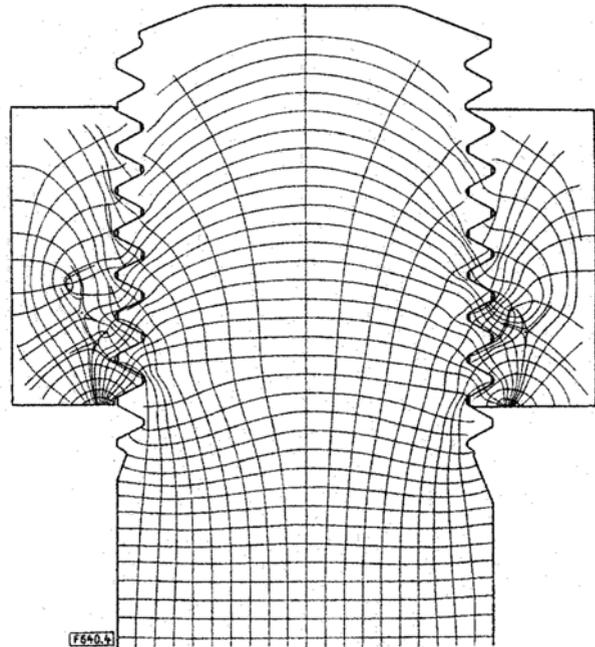


Abb. 4. Hauptspannungslinien

Im Schaft kann erst in einer Entfernung von ungefähr  $\frac{1}{2}$  Bolzendurchmesser von den untersten belasteten Zähnen von einer gleichmäßigen Spannungsverteilung gesprochen werden. Die Angriffspunkte der Auflagerkräfte an den Mutterhälften bilden sich klar ab.

Hauptschubspannungen, Abb. 5. Da die Auflagerbedingungen für die ringförmige wirkliche Mutter ganz andere sind als beim vorliegenden Versuch mit der zweiteiligen, wurde nur der Schraubenbolzen ausgemessen, und zwar vor allem die linke Seite. Hierzu wurden Schnitte gelegt und in diesen punktweise die Hauptschubspannung  $\tau_{\max} = \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2)$  bestimmt; dann wurden die Hauptschubspannungslinien (Linien gleicher Hauptschubspannung) aufgetragen. Da jedoch die gemessenen Punkte in den oberen Zähnen nicht ausreichten, um ein sicheres Bild der Hauptschubspannungslinien zu zeichnen, sind dort nur die Größtwerte von  $\tau_{\max}$  im Kerbgrund und in einem Schnitt durch die Zahnmitte angegeben, die bereits ein Maß für die Belastung jedes Zahnes darstellen. Eine genaue Ermittlung des Normalspannungsverlaufs an einem einzelnen Zahn war wegen der Kleinheit des Modells nicht möglich. Es sei hier erwähnt, daß alle Zeichnungen photographisch stark vergrößert wurden, um die Genauigkeit zu steigern bzw. überhaupt ein Aufzeichnen der Linien zu ermöglichen.

Als naheliegender Bezugswert  $\tau_{\max} = 100\%$  ist die gleichmäßige Spannung im Schaft eingesetzt. (Für die Berechnung einer Schraube im Maschinenbau wird dagegen der Kernquerschnitt zugrunde gelegt. Im vorliegende Fall verhalten sich Bolzendurchmesser zu Kerndurchmesser wie 50,8 zu 43,6.)

Die starke Zusammendrängung der Höhenlinien des Hauptschubspannungshügels bei den Kerben läßt ohne weiteres den steilen Spannungsanstieg erkennen. Schon in den Kerben der unbelasteten unteren Zähne sind bedeutende Spannungserhöhungen vorhanden, links auf 450%, rechts auf 320%. Die höhere Spannung auf der linken Seite erklärt sich aus dem schärferen Einschnitt dieser Kerbe in den Bolzen. Daraus geht schon hervor, daß auch die Form des Gewindeauslaufs von praktischer Bedeutung ist. Der höchste Wert von  $\tau_{\max}$  tritt übrigens nicht im Kerbgrund selbst auf, d. h. in der Symmetrielinie, sondern etwas unterhalb; er konnte wegen der geringen Modellabmessungen nicht ganz genau festgestellt werden, liegt jedoch um einige Hundertteile höher als die Spannung im Kerbgrund.

Besonders deutlich zeigt die starke Spannungssteigerung ein waagerechter Schnitt, Abb. 6. Die Spannung steigt hier von etwa 80% in Bolzenmitte bis auf 825% im Kerbgrund an. Auf der rechten Seite, im Zahnmittelschnitt, ist der örtliche Höchstwert kennzeichnend. Einen grundsätzlich ähnlichen Verlauf weisen auch die anderen waagerechten Schnitte auf.

Belastung der einzelnen Gewindgänge. In Abb. 7 sind für die linke Bolzen-seite die Kerbgrundspannungen  $\tau_{\max} = k$  und die relativen Größtwerte  $m$  im Mittelschnitt durch den Zahn (vgl. Abb. 6) für die verschiedenen Querschnitte (Ordnungsnummer  $n$ ) eingetragen und durch Kurven verbunden. Setzt man nun die Spannung  $k_n$  im Kerbgrund des  $n$ ten Schnittes in Beziehung

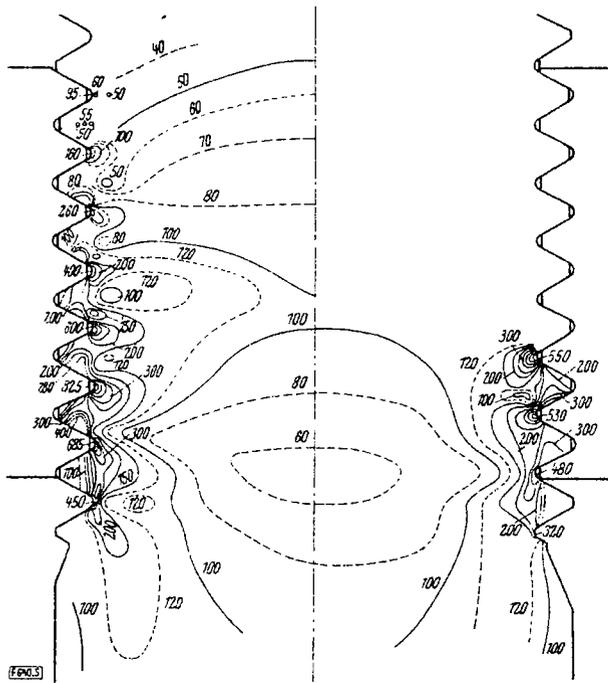


Abb. 5. Linien gleicher Hauptschubspannung  $\tau_{max}$ . Linien von 50 zu 50% sind ausgezogen, dazwischenliegende gestrichelt, der mutmaßliche Verlauf punktiert. Der Niveauabstand ist im Interesse der Klarheit teilweise geändert

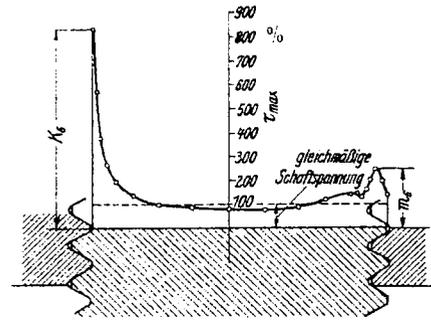
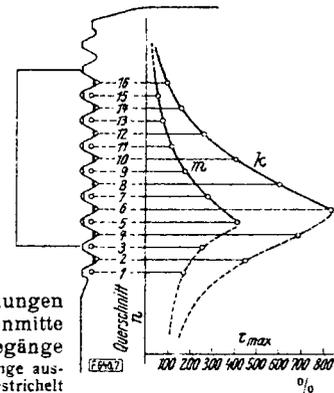


Abb. 6. Verlauf der Hauptschubspannungen  $\tau_{max}$  in einem waagerechten Schnitt durch Kerbgrund ( $k$ ) bzw. Zahnmitte ( $m$ )

Abb. 7. Hauptschubspannungen in Kerbgrund ( $k$ ) und in Zahnmitte ( $m$ ) der einzelnen Gewindegänge. Kurven für belastete Gewindegänge ausgezogen, für unbelastete gestrichelt



Zahlentafel 1 Hauptschubspannungen in Kerbgrund und Zahnmitte für Versuch A (links)

$n$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
$k_n$ . . . .		450		685		825		600		400		260		160		95
$m_n$ . . . .	170		255		410		280		175		120		75		55	
$k_n/m_{n-1}$ .		2,65		2,68		2,01		2,14		2,28		2,17		2,13		1,73
$k_n/m_{n+1}$ .		1,77		1,67		2,95		3,42		3,33		3,47		2,91		

zur Spannung  $m_{n-1}$  im Mittelschnitt des vorhergehenden und zur Spannung  $m_{n+1}$  im Mittelschnitt des nächstoberen Zahnes, so erhält man Zahlentafel 1. Für den stark eingerahmten Teil der Zahlentafel ( $n = 6$  bis 14) ergibt sich im Mittel das Verhältnis

$$k_n/m_{n-1} = 2,15 \quad \text{und} \quad k_n/m_{n+1} = 3,25.$$

Die größte Abweichung von diesen Mittelwerten beträgt für das erste Verhältnis 6,5%, für das zweite 10,5%. (Diese Unterschiede sind in Anbetracht der Kleinheit des Modells und des steilen Spannungsanstieges durchaus annehmbar, da neben Meßgenauigkeiten auch sonstige Ursachen vorhanden sein können. Vgl. den folgenden Versuch B.) Die unbelasteten Gewindegänge ( $n = 1$  bis 4) reihen sich in die Zahlentafel nicht ein. Ebenso fällt der letzte Wert ( $n = 16$ ) aus dem Rahmen.

Die Kurven in Abb. 7 zeigen deutlich, daß der erste belastete Gewindegang den größten Anteil der Gesamlast aufzunehmen hat und daß die Belastung etwa parabolisch nach oben abnimmt.

Auch das mit idealer Genauigkeit in Mutter und Bolzen geschnittene Gewinde wird eine solche Lastverteilung aufweisen. In jedem Gewindegang wird ein Teil der gesamten Schraubenzugkraft an die Mutter abgegeben. Die Zugspannung und damit die Dehnung des Bolzens nimmt daher vom ersten belasteten Gang bis zum obersten ab. Da die Mutter nicht die gleiche Zugdehnung erfährt wie der Bolzen, so hat der erste belastete Gang am meisten zu tragen, während die letzten nur noch einen kleinen Teil der gesamten Last aufnehmen. Von einer gleichmäßigen Beanspruchung aller Gänge, wie sie die Rechnung annimmt, kann demnach allgemein keine Rede sein. Bilder von ausgeführten Schrauben, welche diese Überlegung bestätigen, sind schon mehrfach veröffentlicht worden [13], ein anschauliches Beispiel ist in Abb. 8 wiedergegeben.

Zu dieser verschiedenen Belastung kommt noch die Kerbwirkung hinzu, die für sämtliche Zähne eine weitere Spannungserhöhung bedingt, welche nicht in der Rechnung berücksichtigt ist.

Besonders wichtig ist, daß am ebenen Abbild einer belasteten Schraube die größte Schubspannung gleich dem 8,25fachen der Schaftspannung gemessen wurde, und zwar im Kerbgrund beim ersten belasteten Zahn. Da sowohl im Schaft bei gleichmäßig verteilter Zugspannung (einachsiger Spannungszustand) als auch im Kerbgrund wegen des Fehlens äußerer Lasten die eine Hauptnormalspannung senkrecht zur Schraubenachse gleich null ist, so ist an beiden Stellen die andere Hauptnormalspannung (parallel zur Schraubenachse) gleich der doppelten Hauptschubspannung. Für die Zugspannung an diesen Stellen gilt demnach das gleiche Verhältnis wie für  $\tau_{\max}$ , d. h. auch die größte Zugspannung beträgt das 8,25fache der Bolzenzugspannung. Bei den üblichen Werten der zulässigen Zugspannung im Kernquerschnitt nach der einfachen Schraubenberechnung würde demgemäß die Streckgrenze weit überschritten. An den höchstbeanspruchten Stellen tritt bei der Belastung plastische Verformung ein, also zuerst im ersten Gang. Damit werden aber die nächsten Gänge stärker zum Tragen herangezogen usw., bis ein gewisser Ausgleich eingetreten ist. Die Schraube wird für statische Beanspruchung in beschränktem Maße tragfähiger. Dagegen ist sie gegenüber einer wechselnden Beanspruchung, wie sie praktisch sehr häufig vorkommt, empfindlich geworden und der Gefahr eines Dauerbruches stark ausgesetzt, der seinen Anfang an den überbeanspruchten Stellen nehmen wird.

Die im Versuch gegebene Lastverteilung stellt aber offenbar auch keinen besonders ungünstigen Fall dar, sondern kommt wohl der theoretischen ziemlich nahe. Dies geht aus den gleichbleibenden Verhältnissen  $k_n/m_n - 1$  und  $k_n/m_{n+1}$  hervor. Ein solch einwandfreier Verlauf der Kerbgrundspannungen  $k$  und der Spannungen  $m$  in Zahnmitte ist nur zu erreichen, wenn die Gewindegänge genau ineinandergreifen. Wollte man etwa versuchen, die oberen Zähne noch mehr zu entlasten, indem man den oberen Teil der Mutter mit Hilfe des Einstellhäkchens, Abb. 1, weiter vom Bolzen wegzieht, so würden in dem Verlauf der beiden Kurven  $k$  und  $m$  selbst sowie in den Verhältnissen  $k_n/m_n - 1$  und  $k_n/m_{n+1}$  Unregelmäßigkeiten auftreten, wie auch der folgende Versuch bestätigt. Außerdem lassen sich solche Unregelmäßigkeiten schon im Isoklinenbild feststellen.

Praktisch können nun verschiedene Ursachen noch größere Spannungserhöhungen hervorrufen, als sie hier ermittelt wurden. Schon ganz geringe Herstellungsunauigkeiten, z. B. Steigungsfehler, bewirken u. U., daß die untersten Gewindegänge besonders stark tragen, während die oberen fast oder überhaupt nicht zum Anliegen kommen. Oder es können durch schiefe Auflage der Mutter zusätzliche Biegebeanspruchungen erzeugt werden. So erklärt sich die Angabe von *Modersohn* [6], wonach Pleuelstangenschrauben, die rechnermäßig nur bis zum 15. Teil der Streckgrenze beansprucht waren, nach längerem Betrieb gebrochen sind.

### 5. Versuch B mit schlecht passender Mutter

Bei diesem Versuch wurde das Einkippen der Mutter (s. S. 19) nicht verhindert; bei Belastung greifen daher die oberen Zähne der Mutter stärker in den Bolzen ein, so daß sie mehr beansprucht werden als die unteren; eine derartige Lastverteilung kommt bei Schrauben der Praxis infolge von Mängeln der Herstellung sicher häufig vor.

Die Versuchseinrichtung ist die gleiche wie vorher. Nur die Haken auf der Oberseite der Mutter sind weggelassen. Die Mutterhälften wurden wieder so eingestellt, daß beim Fehlen der Belastung die Gewindegänge möglichst gleichmäßig ineinander eingreifen, aber eben noch spannungslos bleiben.

Isoklinen, Abb. 9. Die Symmetrie war hier nicht so gut zu erreichen wie im vorigen Fall. Schon das Isoklinenbild läßt erkennen, daß die oberen Zähne mehr belastet sind als die unteren.

Hauptspannungslinien, Abb. 10. Im Gegensatz zu Versuch A laufen hier die axialen Trajektorien an den unteren Zähnen größtenteils vorbei und münden erst in den oberen, ein Zeichen der höheren Beanspruchung des oberen Gewindeteils. Auch von der dazu senkrechten Schär münden mehr Linien in den oberen Gewindegängen. Das gleiche gilt schließlich auch für die Mutterhälften.

Hauptschubspannungen und Belastung der einzelnen Gewindegänge. Die gemessenen Werte genügten hier nicht, um den Verlauf der Hauptschubspannungslinien zu-



Abb. 8. Abnahme der Dehnung eines Schraubenbolzens in den oberen Gewindegängen  
Bruch im untersten belasteten Gewindegang

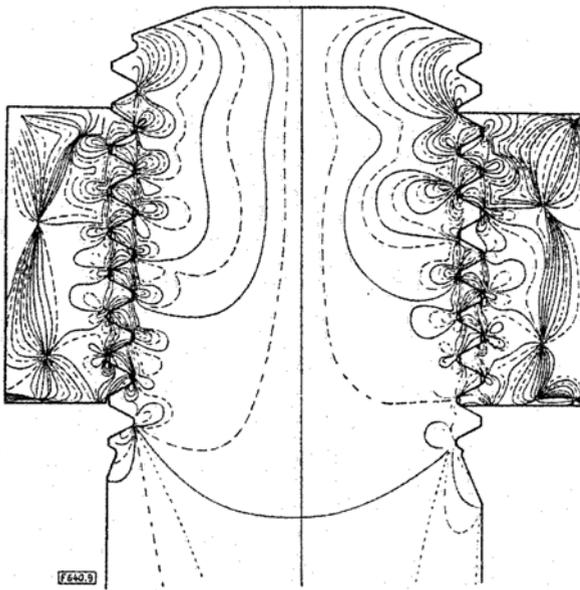


Abb. 9. Isoklinennetz

—— Isoklinen von 10 zu 10° - - - - Zwischen-Isoklinen (5°)

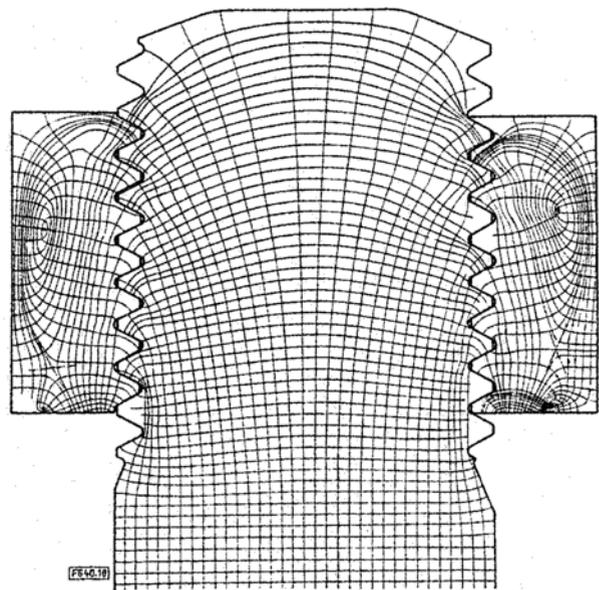


Abb. 10. Hauptspannungslinien

Zahlentafel 2 Hauptschubspannungen in Kerbgrund und Zahnmitte für Versuch B

	$n$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
links	$k_n$		200		428		340		340		675		375		665		480
	$m_n$	160		220		214		200		260		145		247		170	
rechts	$k_n$	200		285		265		330		510		440		445		555	
	$m_n$		294		208		215		212		320		200		310		275

verlässig festzulegen. In Zahlentafel 2 sind für die Schnittbezeichnungen von Abb. 7 wieder die Kerbgrundspannungen und die Spannungen im Zahnmittelschnitt eingetragen.

Die Verteilung der Belastung auf die einzelnen Zähne ist diesmal ziemlich ungleichmäßig, auf eine Darstellung in Kurven wurde daher verzichtet. Wahrscheinlich berührten sich durch das Einkippen der Mutterhälften verschiedene Punkte der Gewindeflanken, wodurch der Hebelarm für die Biegung und auch die Beanspruchung durch zufällige örtliche Pressungen verändert wurden. Demgemäß schwanken auch die Verhältnisse der Kerbgrundspannung  $k_n$  zur Spannung des Zahnmittelschnittes  $m_{n+1}$  bzw.  $m_{n-1}$ . Hiermit wird die frühere Behauptung (Seite 23) bestätigt, daß nur bei einwandfreiem Zahneingriff ein stetiger Verlauf der Kurven für  $k$  und  $m$  zu erwarten ist.

Zahlentafel 2 zeigt, daß auch bei diesem Versuch mehrere Kerbgrundspannungen im Betrage von 600 bis 675 % gemessen wurden, und zwar diesmal in den oberen Zähnen, allerdings sind die unteren Zähne nicht im gleichen Maße entlastet worden; vielmehr ist ein gewisser Ausgleich erfolgt. Dies entspricht auch der theoretischen Überlegung, wie sie früher (Seite 22) angedeutet wurde. Andererseits ist aber die größte Spannung bereits auf etwa 675 % gegen 825 % bei Versuch A gesunken, obwohl die höhere Belastung der oberen Gänge nicht gerade in idealer Weise, sondern durch schiefen Eingriff der Zähne erzeugt wurde. Es ist daher sicher zu erwarten, daß bei einer Schraubenverbindung mit gutem Zahneingriff eine bedeutend stärkere Spannungsverminderung zu erzielen ist, wenn die unteren Gewindegänge auf Kosten der oberen entlastet werden. Damit würde die ganze Schraube tragfähiger.

Beachtenswert ist auch die gegenüber Versuch A wesentlich geringere Spannung in den untersten Kerben bei den noch unbelasteten Zähnen; sie erreicht nur etwa 200 %.

Die Versuchsergebnisse lassen erkennen, daß die übliche Schraubenverbindung schlecht ausgenutzt bzw. hinsichtlich der Festigkeit noch unsicher ist. Es ist daher auch schon von verschiedenen Seiten versucht worden, die Schraube zu verbessern. So werden beim Solt-Gewinde [10] die Gewindegänge der Mutter von oben nach unten immer mehr hinterdreht. Dadurch werden die unteren Gänge nachgiebiger und auf diese Weise die oberen stärker zum Tragen herangezogen. Dauerversuche mit Wechselbeanspruchung an scharfgängigen Schrauben mit in allerdings etwas

anderer Art hinterdrehten Muttern, die am Mechanisch-technischen Laboratorium der Technischen Hochschule München durchgeführt wurden, ergaben denn auch eine beträchtliche Erhöhung der Dauerfestigkeit. Die praktische Schwierigkeit in der Verwirklichung der gewonnenen Erkenntnisse liegt vor allem darin, daß die Schraube als Massenware mit den einfachsten Mitteln herstellbar bleiben muß.

Im Zusammenhang hiermit steht auch die Frage der Doppelmutter. Diese bewirkt offenbar zunächst eine erwünschte Entlastung der unteren Gewindegänge auf Kosten der oberen. Wenn dabei aber die obere Mutter so stark angezogen wird, daß die untere völlig entlastet wird, so ist keine Besserung erreicht, sondern dann haben eben die untersten Gänge der oberen Mutter die größte Last zu übernehmen. Erst bei einer größeren Verformung des Bolzens würde die untere Mutter wieder zum Tragen herangezogen. Bei einer gewöhnlichen Doppelmutter dürfte es aber sehr schwierig sein, gerade soweit anzuziehen, daß die untere Mutter in vorteilhaftem Maße entlastet wird. Daher hat z. B. die „Prager Eisenindustrie-Gesellschaft“ bei der sogenannten Berma-Sicherungsmutter die untere Mutter mit kegeliger oberer Stirnfläche ausgeführt und oben geschlitzt, so daß die obere Mutter mit einer entsprechenden Eindrehung den Kegel zusammenpressen kann. Auf diese Weise werden die oberen Gänge der unteren Mutter stärker gegen den Bolzen gedrückt (also etwa wie bei dem letzten Versuch B) und der erwünschte Lastausgleich herbeigeführt.

## II. Einzelne Gewindegänge

**1. Beschreibung der Versuchseinrichtung** (Abb. 11). Zur genauen Ermittlung des Spannungsverlaufs in einem Gewindegang wurde ein besonderer Versuch mit wenigen Gewindegängen, und zwar wegen der gegenseitigen Beeinflussung der Kerben [16] mit drei Zähnen ausgeführt, von denen der mittlere eingehend untersucht wurde.

Die Druckbelastung geht durch die Mitte der Gewindeflanke, um ein Kippmoment auf das Modell auszuschalten; sie wurde an Stelle der Zugbelastung gewählt, da sich hierdurch der Glaskörper einfacher gestalten ließ. Die beiden Modellhälften sind symmetrisch, so daß nur eine ausgemessen zu werden brauchte. Jede Hälfte ist für sich an seitlichen Führungsstücken gefaßt, deren Abstand mittels Stellschrauben und Spanschlössern oben und unten genau eingestellt werden kann (Schnitt A—B). Das Modell mit Einstellvorrichtung ist mit dem Aufspanntisch nicht verbunden, sondern frei zwischen den Druckstücken gehalten. Um die Reibung an der Führungsschiene zu vermindern, ist zwischen Glas und Metall Papier eingelegt.

Die Abmessungen der Zähne entsprechen einem 2"-Gewinde nach DIN 12 (wie beim Schraubenmodell) in 4facher Vergrößerung. Zwischen die Gewindegänge wurde wie beim vorigen Versuch ein dünner Seidenstreifen gelegt.

Das Modell wurde bei ständiger spannungsoptischer Kontrolle so eingestellt, daß alle Gewindeflanken auf der ganzen Länge trugen.

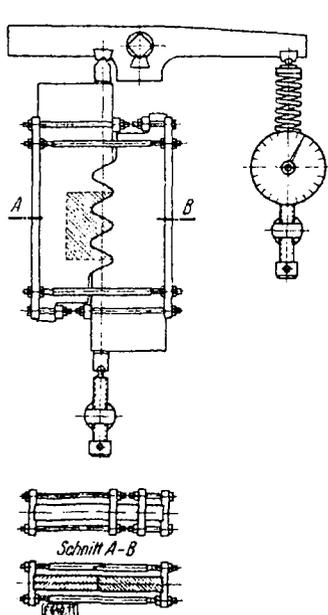


Abb. 11. Versuchseinrichtung  
Der schraffierte Teil des Modells  
ist im folgenden näher untersucht

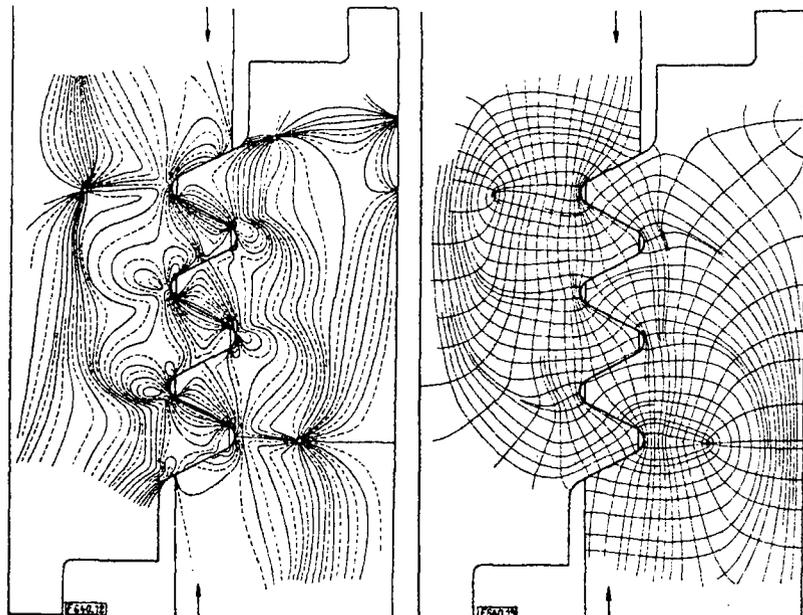


Abb. 12. Isoklinennetz  
—— Isoklinen von 10 zu 10°  
----- Zwischen-Isoklinen (5°)

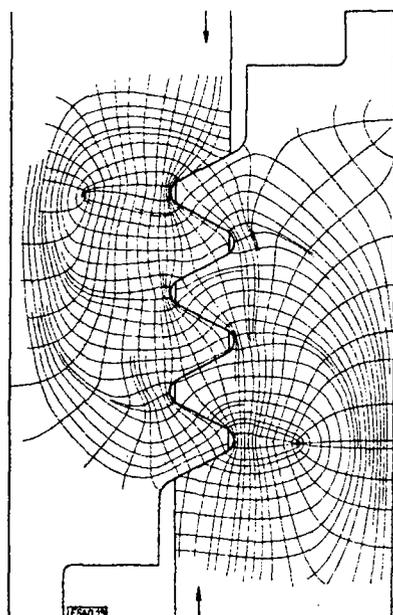


Abb. 13. Hauptspannungslinien

Isoklinen, Abb. 12, und Hauptspannungslinien, Abb. 13. Isoklinen und Hauptspannungslinien beweisen, daß die symmetrische Belastung gut erreicht ist. Ihr Verlauf stimmt in den einzelnen Gewindefäden überein. An den belasteten Flanken weisen die Trajektorien einen Knick auf, entsprechend einer zwischen den Zähnen übertragenen Reibung. Dagegen stehen sie an den unbelasteten Flanken senkrecht zum Rand, ebenso am äußeren Modellrand, d. h. hier ist die Reibung nur ganz gering. Die singulären Punkte im Innern des Modells sollen nicht weiter erörtert werden, da sie offenbar durch die Begrenzung des Modells entstanden sind. In der Nähe des Kerbgrundes zeigen die Hauptspannungslinien die erwartete Einschnürung (Spannungserhöhung!).

Hauptschubspannungen. Abb. 14 gibt die Linien gleicher Hauptschubspannung  $\tau_{max}$  für den in Abb. 11 gekennzeichneten Modellteil wieder. Der absolute Wert der Spannungen in  $kg/cm^2$  ist für die Auswertung belanglos. Es ist daher willkürlich als Bezugsgröße  $\tau_{max} = 100\%$  der Wert in ungefähr der doppelten Gewindetiefe angenommen, da hier  $\tau_{max}$  in einer senkrechten Linie annähernd konstant ist.

Um Maßstabsrechnungen zu ersparen, seien folgende Abkürzungen eingeführt:

L. E. = Längen-Einheiten (cm), K. E. = Kraft-Einheiten (kg), Sp. E. = Spannungs-Einheiten ( $kg/cm^2$ ), M. E. = Moment-Einheiten ( $kg \cdot cm$ ).

Der Verlauf der Hauptschubspannungslinien in den Zähnen und in den beiden Zahnkerben stimmt weitgehend überein. Nur die Höhe der Spannung ist unten geringer als oben, vgl. auch Abb. 15. Bei beiden Kerben liegt der Größtwert unterhalb der Symmetrielinie auf der Seite der unbelasteten Gewindeflanke wie bei der Schraube -- an der betrachteten Modellhälfte sind jeweils die unteren Flanken belastet. Die Höchstspannungen betragen 1220 Sp. E. in der oberen und 1020 Sp. E. in der unteren Kerbe.

$p$ - $K$ -Netz, Abb. 16. Obwohl der Hauptschubspannungshügel bereits ein gutes Bild von den auftretenden Spannungserhöhungen gibt, wurden bei diesem Versuch auch die Hauptnormalspannungen  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$ , sowie  $\sigma_y$  und  $\sigma_z$  ermittelt. (Dabei seien die  $y$ -Richtung waagrecht und die  $z$ -Richtung senkrecht angenommen.) Zu diesem Zweck wurde das Verfahren von H. Neuber [1, 5] angewendet. Dieses benutzt neben den Gleichgewichtsbedingungen auch die Verträglichkeitsbedingung und liefert aus der Richtung und dem Betrage der Hauptschubspannungslinie (Isochromate) zunächst das für unendlich kleine Unterschiede  $\Delta p$  und  $\Delta K$  quadratische Netz der  $p$ - $K$ -Linien. Dabei ist

$$p = \sigma_1 + \sigma_2 = \sigma_y + \sigma_z$$

die Summe der Hauptnormalspannungen in einem Punkt, und

$$K = \frac{E}{2} \left( \frac{\partial z}{\partial y} - \frac{\partial \eta}{\partial z} \right)$$

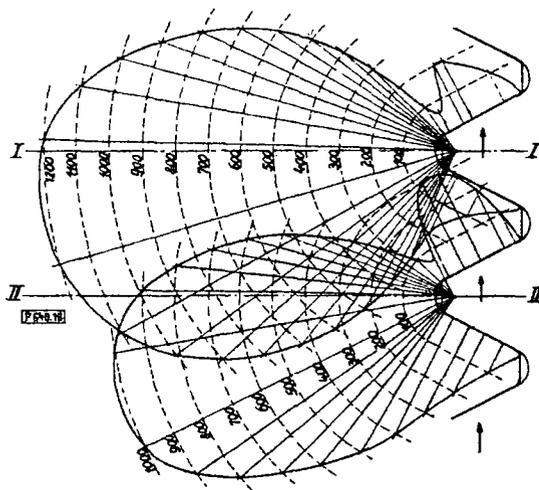


Abb. 15. Hauptschubspannungen  $\tau_{max}$  am Rand, senkrecht zu diesem aufgetragen

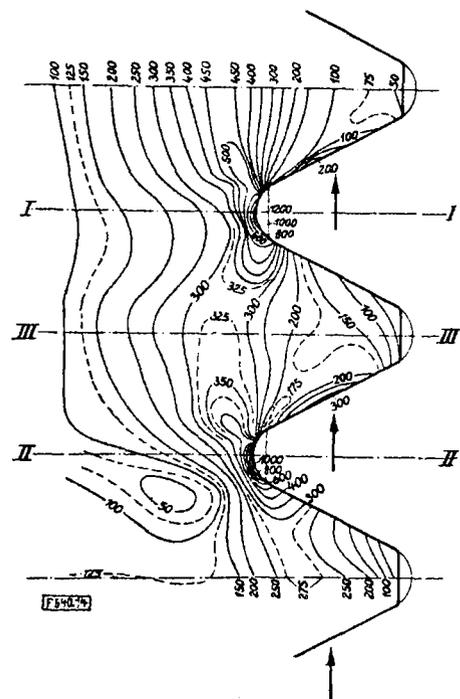


Abb. 14 (rechts). Linien gleicher Hauptschubspannung

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{q}{2}$$

die relative Verdrehung, wenn  $E$  der Elastizitätsmodul und  $\eta$  und  $\zeta$  die Verschiebungen in der  $y$ - bzw.  $z$ -Richtung sind. Wegen Einzelheiten der Konstruktion muß auf [1, 5] verwiesen werden.

Aus den Isochromaten:  $q = \sigma_1 - \sigma_2 = 2 \tau_{\max} = \text{konst}$  und den  $p$ -Linien:  $p = \sigma_1 + \sigma_2 = \text{konst}$  können nun für jeden Punkt die Hauptnormalspannungen

$$\sigma_1 = \frac{1}{2}(p + q) \quad \text{und} \quad \sigma_2 = \frac{1}{2}(p - q)$$

der Größe nach entnommen werden, während die Isokline bzw. Trajektorie die Richtung der Hauptspannung angibt. Mit Hilfe des Mohrschen Spannungskreises [4] erhält man daraus die Spannungen in beliebigen Schnittrichtungen.

Eine Schwierigkeit bei der praktischen Anwendung des Verfahrens auf den vorliegenden Fall bestand darin, daß vom lastfreien verhältnismäßig kleinen Kerbgrund ausgehend die Abstände des quadratischen Netzes entwickelt werden mußten; ferner fallen etwa in der Verbindungslinie der beiden Kerben je eine Sattelfläche der Isoklinen und der Isochromaten nahe zusammen, wodurch die Konstruktion sehr ungenau wird. Da hier aber wohl ein ziemlich schwieriger Fall der Spannungsermittlung vorliegt und trotzdem das neue Verfahren zum Ziele führte, glaubt der Verfasser, daß es gegenüber dem Integrationsverfahren von *Filon* [1] einen erheblichen Fortschritt darstellt.

Zur Prüfung der Genauigkeit der Messungen und des Auswertungsverfahrens wurden in einer Reihe von Schnitten das Gleichgewicht der Spannungen festgestellt.

Spannungen in waagerechten Schnitten und an der belasteten Gewindeflanke, Abb. 17. In den Schnitten *I* und *II* steigt die Druckspannung steil an bis zum Randwert  $(\sigma_z)_I = 2 \tau_{\max} = 2420$  Sp. E. bzw.  $(\sigma_z)_{II} = 1880$  Sp. E. In Kerbgrund ist nämlich  $\sigma_y = 0$ .

Um aus den Randspannungen an der belasteten Flanke die resultierende Vertikalkraft  $V$  zu ermitteln, denkt man sich die Flanke von der tragenden Fläche  $F$  in eine Stufenfläche zerlegt, Abb. 18. Dann ist die Vertikalkraft

$$V = - \int (\sigma_z \cos \alpha - \tau_{yz} \sin \alpha) dF = 18600 \text{ K. E.}$$

Spannungen in senkrechten Schnitten längs des Kerbgrundes, Abb. 19. Aus der Integration über die ganze Höhe des Querschnittes  $IV$  von Kerbgrund zu Kerbgrund ergibt sich eine vertikale Querkraft, wenn die Modelldicke gleich 1 gesetzt wird,

$$V = \int \tau_{yz} dz \cdot 1 = 17000 \text{ K. E.}$$

Der vorher aus den Randspannungen ermittelte Wert weicht um etwa 9% ab, was sich vor allem aus der Ungenauigkeit der Randwerte und der tragenden Fläche  $F$  erklärt. Es soll daher der zuletzt erhaltene Betrag zugrunde gelegt werden.

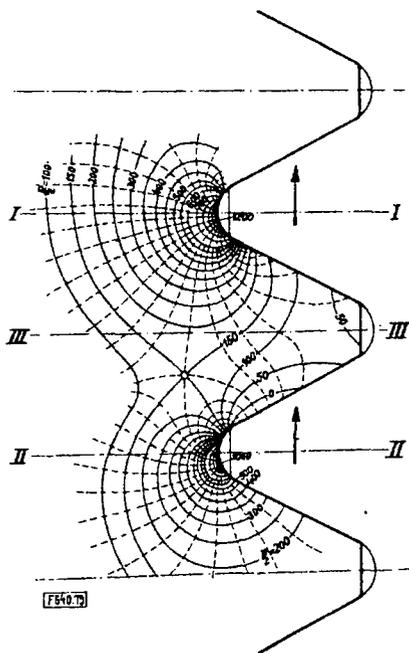


Abb. 16.  $p$ -K-Netz

— Linien  $\frac{p}{2} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} = \text{konst}$   
 - - - Linien  $K = \text{konst}$

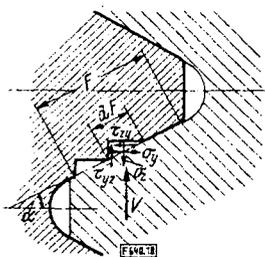


Abb. 18. Bestimmung der resultierenden Zahnbelastung  $V$  aus den Randspannungen

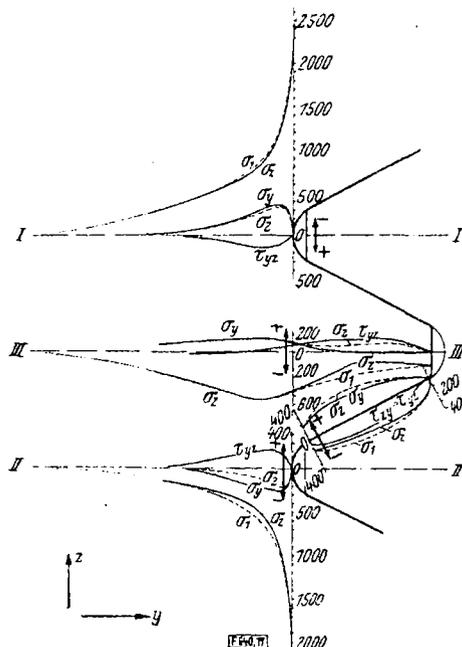


Abb. 17. Spannungen in waagerechten Schnitten *I*, *II*, *III* und an der belasteten Gewindeflanke

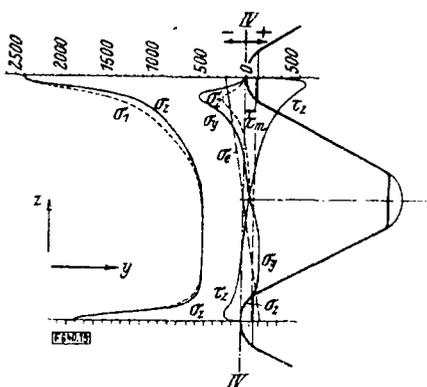
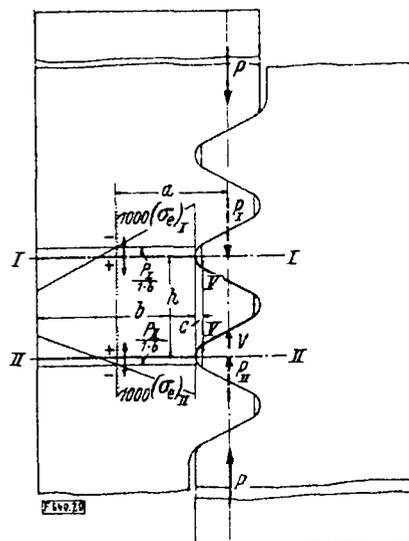


Abb. 19 (links)  
Spannungen in einem senkrechten Schnitt IV—IV längs des Kerbgrundes

Abb. 20 (rechts)  
Spannungen in den Querschnitten I und II nach den elementaren Formeln



Das Biegemoment für den Querschnitt IV erhält man aus:

$$M_b = \int \sigma_y z dz \cdot 1 = 650000 \text{ M. E.}$$

Vergleich der gemessenen Spannungen mit der elementaren Rechnung. Um die Spannungserhöhungen infolge der Kerbwirkung zahlenmäßig zu erfassen, berechnen wir zunächst die Spannungen im Kerbgrund nach den gewöhnlichen Formeln. Die in das ganze Modell eingeleitete Druckkraft wird an die 4 tragenden Gewindeflanken abgegeben, Abb. 11 und 20, und zwar nicht zu gleichen Teilen. Auf den betrachteten Zahn, der durch Schnitt I und II begrenzt ist, trifft die bereits ermittelte Kraft V, während eine Kraft P<sub>II</sub> an diesem Zahn vorbei durch Querschnitt II hindurch zum nächsten Zahn weitergeleitet wird. Durch Querschnitt I fließt somit die Kraft P<sub>I</sub> = P<sub>II</sub> + V. Die Richtungslinien von P<sub>I</sub> und P<sub>II</sub> liegen in Zahnmittellinie, die beiden Kräfte bewirken daher außer mittige Beanspruchungen für die Querschnitte I und II. Durch Integration erhält man aus Abb. 17 P<sub>I</sub> = ∫ σ<sub>z</sub> dy · 1 = 59 000 K. E. und P<sub>II</sub> = 42 000 K. E., so daß P<sub>I</sub> - P<sub>II</sub> = V erfüllt ist. Mit den Bezeichnungen der Abb. 20 wird für a = 151 L. E. und b = 216 L. E. das Widerstandsmoment der Querschnitte I und II:

$$W_I = W_{II} = 1 \cdot b^2/6 = 7776 \text{ (L. E.)}^3.$$

Der Größtwert der Druckspannungen nach den elementaren Formeln [4] tritt am Kerbgrund auf und berechnet sich zu

$$(\sigma_e)_I = \frac{P_I}{1 \cdot b} + \frac{P_I \cdot a}{W_I} = 273 + 1146 = 1419 \text{ Sp. E.}, \quad (\sigma_e)_{II} = \frac{P_{II}}{1 \cdot b} + \frac{P_{II} \cdot a}{W_{II}} = 195 + 316 = 1011 \text{ Sp. E.}$$

Vergleicht man die gemessenen Höchstspannungen mit diesen elementaren Spannungen, so ist zu beachten, daß erstere etwas unterhalb der Schnitte I und II am Kerbrand liegen, also nicht an der gleichen Stelle wie der elementare Größtwert, da sie offenbar durch die Biegebeanspruchung der Zähne verlagert sind. Die gemessenen Höchstspannungen seien deshalb mit ' bezeichnet.

Da am lastfreien Rand die eine Hauptspannung verschwindet, ist σ = 2 τ<sub>max</sub>, also nach S. 26

$$\sigma'_I = 2440 \text{ Sp. E.} = 1,72 (\sigma_e)_I \text{ und } \sigma'_{II} = 2040 \text{ Sp. E.} = 2,02 (\sigma_e)_{II}.$$

Diese Zahlen gelten für den Fall, daß die gemessenen Größtspannungen nur von der außermittigen Beanspruchung herrühren würden. Tatsächlich werden sie aber sicher auch von der Biegebeanspruchung des Zahnes selbst und von der hierbei auftretenden Kerbwirkung abhängen. Nimmt man nun einmal an, daß die Spannungserhöhungen in den Kerben nicht durch die außermittige Kräfteinleitung mitbedingt, sondern nur durch die Biegung des Zahnes infolge der Kraft V hervorgerufen wird, so hat man zu Vergleichszwecken zunächst die vorher berechneten Elementarspannungen (σ<sub>e</sub>)<sub>I</sub> und (σ<sub>e</sub>)<sub>II</sub>, die ja auf jeden Fall vorhanden wären, von den gemessenen Höchstspannungen abzuziehen und erhält die Spannungserhöhungen

$$\text{in Querschnitt I: } \Delta \sigma_I = 2440 - 1419 = 1021 \text{ Sp. E.}$$

$$\text{in Querschnitt II: } \Delta \sigma_{II} = 2040 - 1011 = 1029 \text{ Sp. E.}$$

(Dabei ist die etwas veränderte Richtung vernachlässigt.)

Die Biegespannung im Zahn berechnet sich nach der gewöhnlichen Biegeformel σ<sub>e</sub> = M/W für den Querschnitt IV (bei h = 133,8 L. E.; W<sub>IV</sub> = 1 · h<sup>2</sup>/6 = 2983 (L. E.)<sup>3</sup> und M<sub>b</sub> = 650 000 M. E.) im Kerbgrund zu

$$(\sigma_e)_{IV} = 650000 : 2983 = 218 \text{ Sp. E.}$$

Die geradlinig verteilte Biegespannung  $\sigma_e$  ist in Abb. 19 eingetragen. Vergleicht man jetzt diese Elementarspannung mit der gemessenen Spannungserhöhung, so erhält man:

$$\Delta \sigma_I = 4,68 (\sigma_e)_{IV} \quad \text{und} \quad \Delta \sigma_{II} = 4,72 (\sigma_e)_{IV}.$$

Manche ziehen es vor, die Spannungserhöhungen auf den Querschnitt  $V$  zu beziehen, in dem die gerade Flanke in die Kerbrundung übergeht. Dort würde die elementare Biegespannung  $(\sigma_e)_V = 280$  Sp. E. betragen. Der Vergleich mit den gemessenen Spannungserhöhungen liefert:

$$\Delta \sigma_I = 3,65 (\sigma_e)_V \quad \text{und} \quad \Delta \sigma_{II} = 3,67 (\sigma_e)_V.$$

Dabei ist aber zu beachten, daß die elementaren Biegespannungen im Zahn waagrecht gerichtet sind, also Spannungen  $\sigma_y$  darstellen, die mit nahezu in der  $z$ -Richtung liegenden Spannungen verglichen werden. Man kann sich jedoch längs der Kerbrundung eine Umleitung der Biegespannungen des Zahnes in die  $z$ -Richtung vorstellen.

Die tatsächlichen Spannungen sind also:

$$\begin{aligned} \sigma'_I &= (\sigma_e)_I + 4,68 (\sigma_e)_{IV} \quad \text{bzw.} \quad \sigma'_I = (\sigma_e)_I + 3,65 (\sigma_e)_V, \\ \sigma'_{II} &= (\sigma_e)_{II} + 4,72 (\sigma_e)_{IV} \quad \text{bzw.} \quad \sigma'_{II} = (\sigma_e)_{II} + 3,67 (\sigma_e)_V. \end{aligned}$$

Schubspannungen in senkrechten Schnitten. Die gesamte Schubkraft  $V$  in Querschnitt  $IV$  wurde schon auf S. 27 ermittelt zu 17 000 K. E. Die mittlere, d. h. gleichmäßig über den Querschnitt verteilte Schubspannung wäre für Querschnitt  $IV$  (Querschnittshöhe  $h = \text{Steigung}$ ) und für den Übergangsquerschnitt  $V$  ( $h_V = 103$  L. E.)

$$(\tau_m)_{IV} = V/h = 127 \text{ Sp. E.} \quad \text{bzw.} \quad (\tau_m)_V = 165 \text{ Sp. E.}$$

Im Kerbgrund ist die eine Hauptspannung  $\sigma_y = 0$ , demnach die Hauptschubspannung  $\tau_{\max} = \frac{1}{2} \sigma_z$ . Setzt man für  $\sigma_z$  die nach den elementaren Formeln berechneten Spannungen  $(\sigma_e)_I$  bzw.  $(\sigma_e)_{II}$  (s. S. 28) ein, so erhält man die durch die außermittige Kräfteinleitung allein hervorgerufenen elementaren Hauptschubspannungen

$$(\tau_{\max})_{eI} = 710 \text{ Sp. E. in Querschnitt } I \quad \text{und} \quad (\tau_{\max})_{eII} = 505 \text{ Sp. E. in Querschnitt } II.$$

Der Vergleich mit den unterhalb der Symmetrielinie gemessenen größten Hauptschubspannungen  $(\tau_{\max})'_I = 1220$  Sp. E. und  $(\tau_{\max})'_{II} = 1020$  Sp. E. (S. 26) ergibt natürlich die gleichen Faktoren wie bei der Druckbeanspruchung, also:

$$(\tau_{\max})'_I = 1,72 (\tau_{\max})_{eI} \quad \text{und} \quad (\tau_{\max})'_{II} = 2,02 (\tau_{\max})_{eII}.$$

Nimmt man entsprechend der Normalspannung auch hier den andern Fall an, daß die Spannungserhöhung durch die Biegebeanspruchung des Zahnes allein erzeugt wird, so hat man die eben berechneten elementaren Hauptschubspannungen — unter Vernachlässigung des kleinen Richtungsunterschiedes — von den gemessenen Höchstwerten abzuziehen und erhält die Hauptschubspannungserhöhungen

$$\Delta \tau_I = 1220 - 710 = 510 \text{ Sp. E. in Kerbe } I \quad \text{und} \quad \Delta \tau_{II} = 1020 - 505 = 515 \text{ Sp. E. in Kerbe } II.$$

Der Vergleich liefert

$$\begin{aligned} \text{für den Querschnitt } IV: \quad \Delta \tau_I &= 4,02 (\tau_m)_{IV} \quad \text{und} \quad \Delta \tau_{II} = 4,05 (\tau_m)_{IV}, \\ \text{für Querschnitt } V: \quad \Delta \tau_I &= 3,09 (\tau_m)_V \quad \text{und} \quad \Delta \tau_{II} = 3,12 (\tau_m)_V. \end{aligned}$$

Bei den Schubspannungen sind demnach die Spannungserhöhungen verhältnismäßig kleiner als bei den Normalspannungen. Die wirklich gemessenen Spannungen sind also:

$$\begin{aligned} (\tau_{\max})'_I &= (\tau_{\max})_{eI} + 4,02 (\tau_m)_{IV} \quad \text{bzw.} \quad (\tau_{\max})'_I = (\tau_{\max})_{eI} + 3,09 (\tau_m)_V \\ \text{und} \quad (\tau_{\max})'_{II} &= (\tau_{\max})_{eII} + 4,05 (\tau_m)_{IV} \quad \text{bzw.} \quad (\tau_{\max})'_{II} = (\tau_{\max})_{eII} + 3,12 (\tau_m)_V. \end{aligned}$$

Welcher Anteil der Spannungserhöhung nun tatsächlich durch die außermittige Kräfteinleitung und welcher durch die Biegebeanspruchung des Zahnes selbst hervorgerufen wird, kann vorerst weder für die Normal- noch für die Schubspannungen entschieden werden. Hierzu wird die Messung der Kerbspannungen in einem weiteren Versuch notwendig, bei dem die mittleren Zähne unbelastet bleiben, die gesamte Druckkraft also unmittelbar von oben zum letzten Zahn geleitet wird. Die naheliegende Untersuchung eines einzelnen Zahnes auf Biegung dürfte dagegen wegen der gegenseitigen Beeinflussung der Kerben für ein Gewinde nicht die gleich einwandfreien Ergebnisse zeitigen wie etwa für die Zähne eines Zahnrades, bei dem jeweils nur 1 Zahn im Eingriff steht.

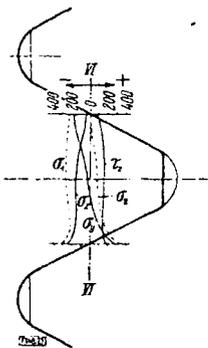


Abb. 21. Spannungen in einem senkrechten Schnitt VI—VI durch die Mitte der Zahnflanke

Schnitt VI, Abb. 21. Ein Schnitt VI in der Nähe der Flankenmitte zeigt, daß die Kerbe hier keinen Einfluß mehr hat, dafür aber die Wirkung der Randbelastung zu erkennen ist. Die Spannungen  $\sigma_y$  nähern sich ziemlich dem Geradliniengesetz, die Schubspannungen einer parabolischen Verteilung (abgesehen vom belasteten Rand).

**2. Versuch mit eingespanntem Modellrand.** Außer dem eben beschriebenen Versuch wurde ein zweiter mit dem gleichen Glasmodell durchgeführt, bei dem aber die zu untersuchende Modellhälfte am äußeren geraden Rand nicht in einer Führungsschiene verschieblich, sondern fest eingespannt war. Auf die andere Modellhälfte, die in senkrechter Richtung am Aufspanntisch verschiebbar war, wirkte wieder in Flankenmittellinie eine Druckkraft. Die Untersuchung ergab in der Nähe der Zähne ein ähnliches Isoklinenbild und Hauptspannungsgesetz wie beim ersten Versuch. Ebenso war der Verlauf des Hauptschubspannungshügels grundsätzlich ähnlich dem früheren, wenn auch die Zahlenwerte der Spannungen anders waren.

### III. Zusammenfassung

Es wurden zwei Versuche ausgeführt, um die in einem ebenen Abbild einer Schraubenverbindung tatsächlich auftretenden Spannungen zu ermitteln. Der Versuch A dürfte der theoretischen Spannungsverteilung bei einer genau hergestellten Schraube nahe kommen. Er beweist, daß die übliche Berechnungart der Schraube bei gleichmäßiger Lastaufteilung auf alle Gewindgänge und Vernachlässigung der Kerbwirkung keineswegs den wirklichen Beanspruchungen gerecht wird. Auch bei der ideal genau geschnittenen Schraube tragen wegen der verschiedenen Dehnung des Bolzens die untersten Gewindgänge weitaus am meisten. In der Kerbe des untersten belasteten Gewindezahnes wurde eine Spannung in Höhe der 8fachen Bolzenspannung festgestellt. Damit ist im allgemeinen die Streckgrenze weit überschritten. Im Versuch B wurden die oberen Gänge mehr belastet und dadurch eine Verringerung der Höchstspannung um die 1,5fache Bolzenspannung erreicht.

Der Spannungsverlauf in einem Gewindezahn und besonders in den Kerben wurde für ein Whitworth-Gewinde an einem Glasmodell gemessen. Wegen der gegenseitigen Beeinflussung der Kerben bestand das Modell aus mehreren Zähnen, von denen der mittlere genauer untersucht wurde. Die an den Kerben gemessenen Größtspannungen wurden mit verschiedenen nach elementaren Formeln berechneten Normal- und Schubspannungen verglichen und ergaben beträchtliche Spannungserhöhungen infolge der Kerbwirkung. [RF 640]

#### Schrifttum

##### I. Spannungsoptik und Allgemeines.

- [1] L. Föppl u. H. Neuber, Festigkeitslehre mittels Spannungsoptik, München-Berlin 1935.
- [2] L. Föppl, Spannungsmessung mit Hilfe der opt. Doppelbrechung, Z. techn. Physik 15 (1934) S. 430
- [3] E. Lehr, Spannungsverteilung in Konstruktionselementen, Berlin 1934.
- [4] A. Föppl, Vorlesungen über Technische Mechanik. 3. Bd. Festigkeitslehre, Leipzig-Berlin 1927.
- [5] H. Neuber, New method of deriving stresses graphically from photo-elastic observations, Proc. Roy. Soc. Lond. A, 141 (1933) S. 314.

##### II. Schraubenverbindung und Gewinde.

- [6] Fr. Modersohn, Die praktische Berechnung von Maschinenteilen auf Grund neuerer Anschauungen, Masch.-Bau 8 (1929) S. 39.
- [7] A. Salingré, Beispiele unzureichender Festigkeit an Schrauben von Marineköpfen, Masch.-Bau 8 (1929) S. 39.
- [8] E. G. Coker u. L. N. G. Filon, A treatise on photoelasticity, Cambridge 1931, S. 692/683.
- [9] A. G. Solakian, Stress analysis by photoelasticity, Columbia-University (1933/34).
- [10] E. Jaquet, Über eine neuartige Schraubenverbindung, Ingenieur-Archiv 2 (1931) S. 569.
- [11] R. V. Baud, Beiträge zur Kenntnis der Spannungsverteilung in prismatischen und keilförmigen Konstruktionselementen mit Querschnittsübergängen, Schweiz. Verb. f. d. Materialprüfungen d. Technik. Bericht Nr. 29 (Ber. Nr. 83 d. Eidgen. Materialprüfungsanstalt). Zürich 1934.
- [12] G. Schlesinger, DIN-Buch 2, S. 146/147. Die Normung der Gewindesysteme, Berlin 1926
- [13] W. Staedel, Dauerfestigkeit von Schrauben. Ihre Beeinflussung durch Form, Herstellung und Werkstoff. Mitteilungen der MPA Darmstadt, Heft 4, Berlin 1933, S. 21/25.
- [14] A. Thum u. W. Staedel, Über die Dauerfestigkeit von Schrauben, Masch.-Bau 11 (1932) S. 230.
- [15] H. Oschatz, Gesetzmäßigkeiten des Dauerbruches und Wege zur Steigerung der Dauerhaltbarkeit, Mitteilungen der MPA Darmstadt, Heft 2, Berlin 1933, S. 25.
- [16] A. Thum u. S. Berg, Die Entlastungskerbe, Forschg. Ing.-Wes. Bd. 2 (1931) S. 345.