

Mitteilung aus den Kamax-Werken, Osterode

Untersuchungen  
über den Einfluß der Reibung  
auf Vorspannung und Anzugsmoment  
von Schraubenverbindungen

Von

RUDOLF KELLERMANN und HANS-CHRISTOF KLEIN

Osterode

Es werden die in einer Schraubenverbindung wirksamen Kräfte und Drehmomente unter Berücksichtigung der Reibungsverhältnisse und Toleranzen berechnet. Für die Werkstoffanstrengung in Gewinde und Dehnschaft werden Gleichungen abgeleitet, welche die Abhängigkeit von der Gewindereibungszahl deutlich erkennen lassen. Weiterhin wird der Begriff des Gewindespannungsquerschnittes erörtert und eine jedem Schraubenwerkstoff anpaßbare Formel mitgeteilt.

Ein für die Untersuchung des Anzugsverhaltens von Schraubenverbindungen entwickelter Prüfstand wird beschrieben, sowie damit erhaltene Versuchsergebnisse angegeben und diskutiert. Gesamt-, Kopf- und Gewindereibung werden experimentell ermittelt. Der Einfluß von Schraubenoberfläche, Schmierzustand, Gewindeherstellung, Flächenpressung, Form- und Maßabweichungen, Nenndurchmesser, sowie der Einfluß einer wiederholten Montage wird in besonderen Versuchsreihen erfaßt. In einer weiteren Versuchsreihe wird der Streubereich einer Fertigung dem einer Anzahl anderer Fabrikate gleicher deklarerter Eigenschaften gegenübergestellt.

Sonderdruck aus Zeitschrift „Konstruktion“ 1955, Heft 2

Springer-Verlag · Berlin / Göttingen / Heidelberg

# Untersuchungen über den Einfluß der Reibung auf Vorspannung und Anzugsmoment von Schraubenverbindungen

Von R. Kellermann und H.-Ch. Klein

(Mitteilung aus den Kamax-Werken, Osterode)

## Formelzeichen

- $d_A$  Außendurchmesser des Bolzengewindes;
- $d_F$  Flankendurchmesser des Bolzengewindes;
- $d_K$  Kerndurchmesser des Bolzengewindes;
- $d_T$  Dehnschaftdurchmesser;
- $D_A, D_I$  Äußerer und innerer Durchmesser der Kopfauflage;
- $D_K$  Kerndurchmesser des Muttergewindes;
- $F_A$  Kopfauflagefläche;
- $F_K$  Kernquerschnitt des Gewindes;
- $F_S$  Spannungsquerschnitt des Gewindes;
- $h$  Gewinde-Steigung;
- $M_A$  Anzieh-Drehmoment;
- $M_G$  durch das Gewinde übertragenes Drehmoment;
- $M_{K1}$  Reibungsdrehmoment an Kopfauflage;
- $M_{K2}$  Reibungsdrehmoment an Mutterauflage;
- $p_A$  Flächenpressung an der Kopfauflage;
- $P_B$  Bruchlast;
- $P_v$  Vorspannkraft;
- $r_{RG}$  Reibungshalbmesser des Gewindes;
- $R_{RK}$  Reibungshalbmesser der Kopf- bzw. Mutterauflage;
- $t_1$  Gewindetiefe;
- $U_G$  Umfangskraft im Gewinde;
- $W_p$  polares Widerstandsmoment;
- $\alpha$  Steigungswinkel des Gewindes;
- $\beta$  Flankenwinkel des Gewindes;
- $\gamma$  Neigungswinkel der Kopfauflage;
- $\mu$  Gewindereibungszahl;
- $\mu'$  scheinbare Gewindereibungszahl;
- $\mu_A$  Reibungszahl an der Kopfauflage;
- $\mu_{ges}$  Gesamtreibungszahl der Schraube;
- $\nu$  Ausnutzungsgrad der Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes;
- $\varrho$  Halbmesser der Kugelzone an der Auflage;
- $\varrho'$  Scheinbarer Gewindereibungswinkel;
- $\sigma$  Zugvorspannung im Gewinde;
- $\sigma_V$  Vergleichsspannung;
- $\sigma_T$  Zugspannung im Dehnschaft;
- $\sigma_S$  Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes;
- $\sigma_{zB}$  Zugfestigkeit;
- $\sigma_B^k$  zügige Haltbarkeit des Gewindes;
- $\tau$  Torsionsspannung im Gewinde;
- $\tau_T$  Torsionsspannung im Dehnschaft;
- $\varphi$  Zentriwinkel der Kopfauflage.

## Theoretische Untersuchungen

### Kräfte und Drehmomente beim Anziehen einer Schraubenverbindung

Durch das Anziehen der Mutter (oder auch der Schraube) mit dem Anzieh-Drehmoment  $M_A$  wird in der Schraubenverbindung eine Vorspannkraft  $P_v$  erzeugt, welche die zu verbindenden Teile aufeinanderpreßt. Bei der Relativbewegung zwischen Unterlage und Mutter tritt eine Reibung auf, die das Anzieh-Drehmoment um den Betrag des Reibungsmomentes an der Mutterauflage  $M_{K2}$  vermindert. Der Rest ( $M_A - M_{K2} = M_G$ ) wird durch das Gewinde auf die Schraube übertragen und erzeugt infolge der Keilwirkung desselben in dem Bolzen eine Längskraft (Bild 1).

Das Anzieh-Drehmoment ist also aus zwei Anteilen zusammengesetzt:

$$M_A = M_G + M_{K2} \quad (1)$$

Soll sich die Schraube nicht mitdrehen, dann muß das Drehmoment  $M_{K1}$  der Haftreibung am Schraubenkopf

größer sein als das durch das Gewinde übertragene

$$M_{K1} > M_G \quad (2)$$

Wird mit der Schraube angezogen, dann bestehen sinngemäß die gleichen Beziehungen.

### 1. Vom Gewinde übertragenes Drehmoment $M_G$

Zur Ermittlung des Drehmomentes  $M_G$  betrachtet man die Kräfte an einem Gang des Gewindes (Bild 2). Die Gleichgewichtsbedingung im Zylinderschnitt mit dem

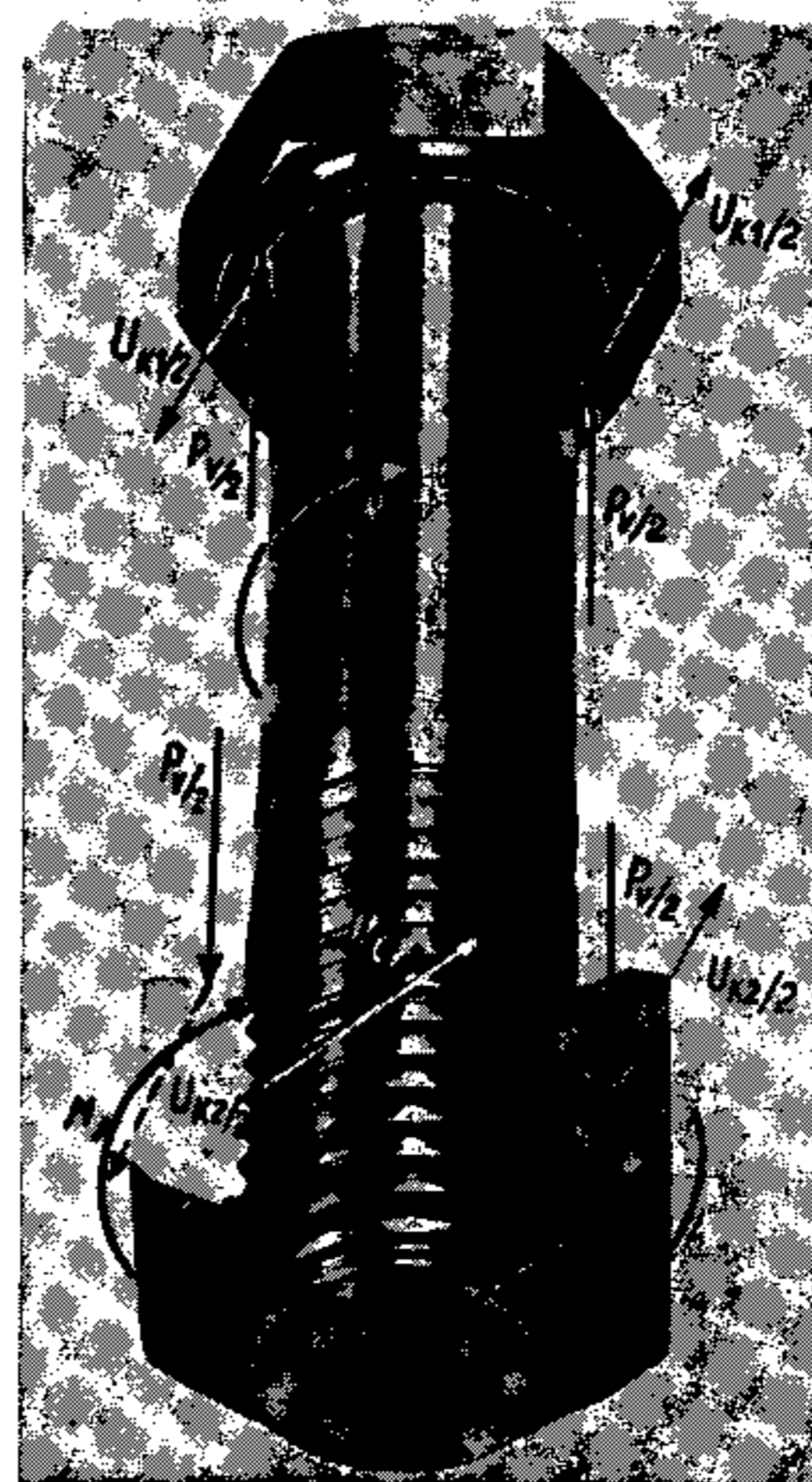


Bild 1. Kräfte und Momente in einer Schraubenverbindung.

$$\begin{aligned} M_{K1} &= R_{K1} \cdot U_{K1} \\ M_{K2} &= R_{K2} \cdot U_{K2} \\ M_G &= r_{RG} \cdot U_G \end{aligned}$$

$R_{K1}$  Reibungshalbmesser des Kopfes;  $R_{K2}$  Reibungshalbmesser der Mutterauflage;  $r_{RG}$  Reibungshalbmesser des Gewindes.

Durchmesser  $2 r_{RG}$  durch das Gewinde ergibt zunächst (Bild 3):

$$U_G = P_v \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho') \quad (3)$$

Hierbei ist für  $\frac{R}{N'} = \mu' = \operatorname{tg} \varrho'$  gesetzt worden.

Um die Allgemeingültigkeit der Rechnung zu wahren, muß auf die wirkliche Reibungszahl  $\mu = R/N$  zurückgegangen werden.

Aus Bild 2 und 3 entnimmt man:

$$\frac{N''}{N} = \cos \frac{\beta}{2} \quad \frac{N'}{N''} = \cos \alpha$$

Damit ergibt sich für die scheinbare Gewindereibungszahl<sup>1</sup>:

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos \alpha \cdot \cos \beta/2} \quad (4)$$

<sup>1</sup> Die exakte Ableitung ergibt:

$$\mu' = \frac{\mu}{\sqrt{1 - \cos^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta/2}}$$

Der Einfluß von  $\alpha$  ist bei normalen Gewinden sehr gering (z. B. ist bei  $M 2$ , also bei einem verhältnismäßig ungünstigen Fall,  $\alpha$  nur  $4^\circ 11'$  und  $\cos \alpha$  dann 0,9973. Das entspricht einem Fehler von nur 0,27%), so daß er nicht berücksichtigt wird.

Wird eine gleichmäßige Verteilung der Reibungskräfte im Gewindeprofil vorausgesetzt, und bezeichnet  $r_{RG}$  den Abstand des Kräfteschwerpunktes von der Gewindeachse, dann ergibt sich

$$M_G = P_v \cdot r_{RG} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho') \quad (5)$$

Der Reibungshalbmesser des Gewindes ist von der Flankenüberdeckung abhängig, d. h. vom Außendurchmesser des Bolzen gewindes und vom Kerndurchmesser des Muttergewindes

$$r_{RG} = \frac{d_A + D_K}{4} \quad (6)$$

Er ist verschieden je nach der Lage des Gewindes im Toleranzfeld (Bild 4). Die Abweichung des mittleren Wertes für  $2 r_{RG}$  von dem Flankendurchmesser ist klein und gestattet

$$2 \cdot r_{RG} = d_F \quad (7)$$

zu setzen.

In Bild 4 sind auch die durch die Toleranz bedingten Schwankungen von  $r_{RG}$ , welche sich natürlich auch auf  $M_G$  auswirken, angegeben. Sie sind um eine Größenordnung kleiner gegenüber jenen, die durch Fehler im Flankenwinkel auftreten können.

2. Das Reibungs-Drehmoment an der Kopfauflage  $M_K$

Wird mit  $R_{RK}$  der Reibungshalbmesser der Kopf- bzw. Mutteraufgabe bezeichnet, dann läßt sich für das Reibungsmoment schreiben:

$$M_K = \mu_A \cdot P_v \cdot R_{RK} \quad (8)$$

Es wird zunächst eine gleichmäßige Flächenpressung  $p_A = P_v/F_A$  in der Auflagefläche angenommen. Das Reibungsmoment für ein ringförmiges Flächenelement ist dann (mit  $n$  als spezifischer Normalkraft)

$$dM_K = n \cdot \mu_A \cdot dF \cdot R \quad (9)$$

Für eine rotationssymmetrische Kopfaufgabe (Bild 5a) gilt weiter

$$n = \frac{p_A}{\cos \gamma}$$

und  $dF = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot dR$

womit

$$M_K = 2 \cdot \pi \cdot \mu_A \cdot p_A \cdot \int_{R_I}^{R_A} \frac{R^2}{\cos \gamma} \cdot dR$$

und

$$R_{RK} = \frac{2 \cdot \pi}{F_A} \cdot \int_{R_I}^{R_A} \frac{R^2}{\cos \gamma} \cdot dR \quad (10)$$

Die Lösung dieses Ansatzes sei für drei technisch wichtige Fälle angegeben:

a) Kugelzone als Auflagefläche (Bild 5a)

In diesem Fall ist

$$\cos \gamma = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{\varrho}\right)^2}$$

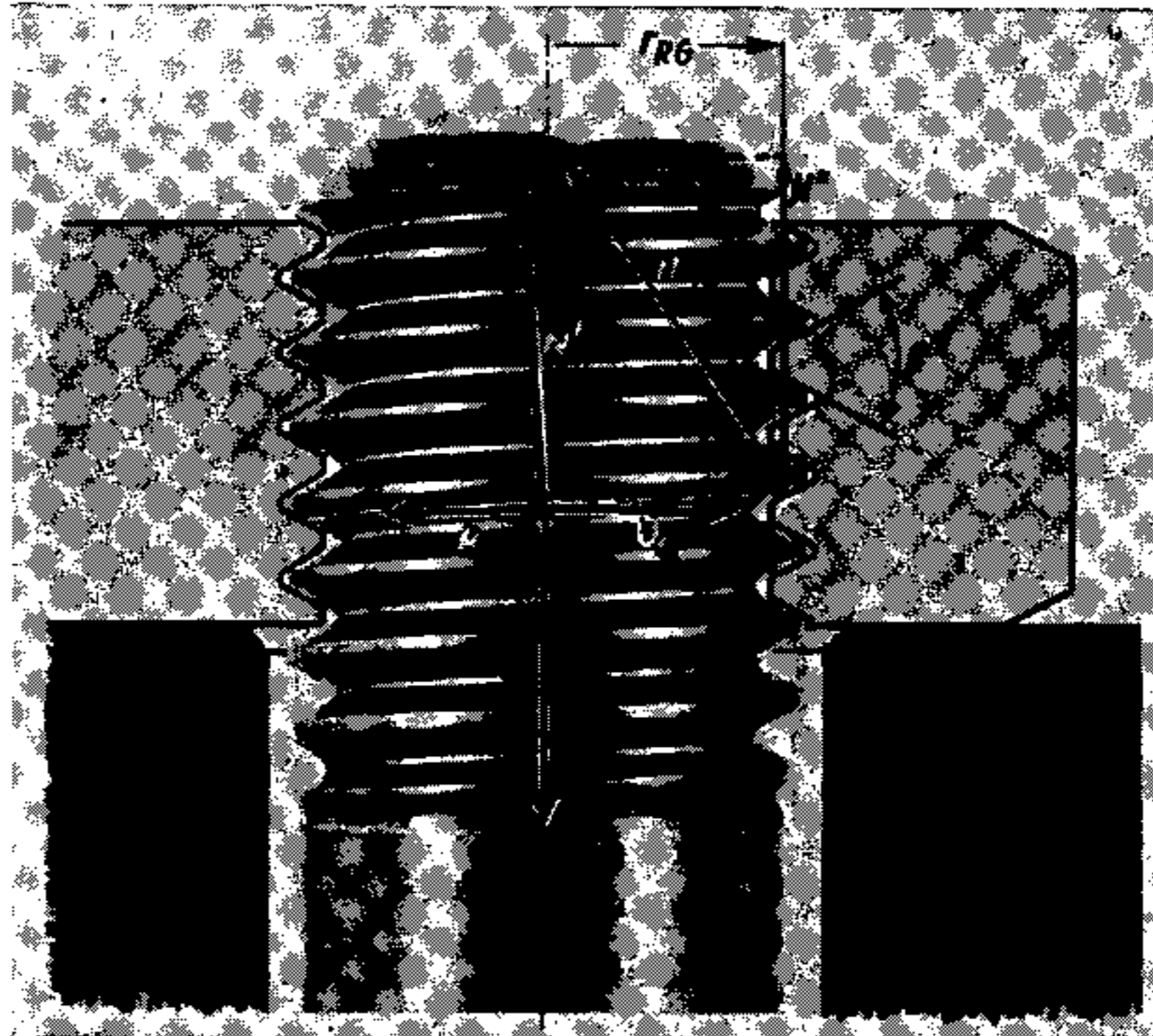


Bild 2. Kräfte in einem Gewinde.

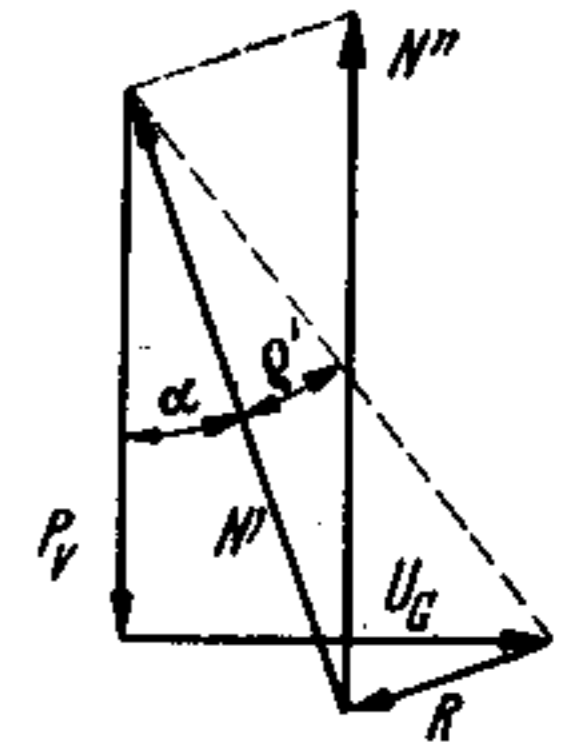


Bild 3. Gleichgewichtsbedingung im Schnitt eines Gewindes.

und die Lösung des Integrals ergibt:

$$R_{RK} = \frac{\pi \cdot \varrho^3}{F_A} \cdot \left[ \operatorname{arc} \sin \frac{R_A}{\varrho} - \operatorname{arc} \sin \frac{R_I}{\varrho} + \frac{R_I}{\varrho} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{R_I}{\varrho}\right)^2} - \frac{R_A}{\varrho} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{R_A}{\varrho}\right)^2} \right]$$

Dieser Ausdruck ist für numerische Rechnungen sehr unhandlich. Die Einführung der Hilfsgrößen  $b$ ,  $t_I$  und  $t_A$  (s. Bild 5a) vereinfacht ihn

$$R_{RK} = \frac{4 \varrho}{D_A^2 - D_I^2} \cdot (b \cdot \varrho + R_I \cdot t_I - R_A \cdot t_A) \quad (11)$$

b) Abgestumpfter Kreiskegel als Auflagefläche

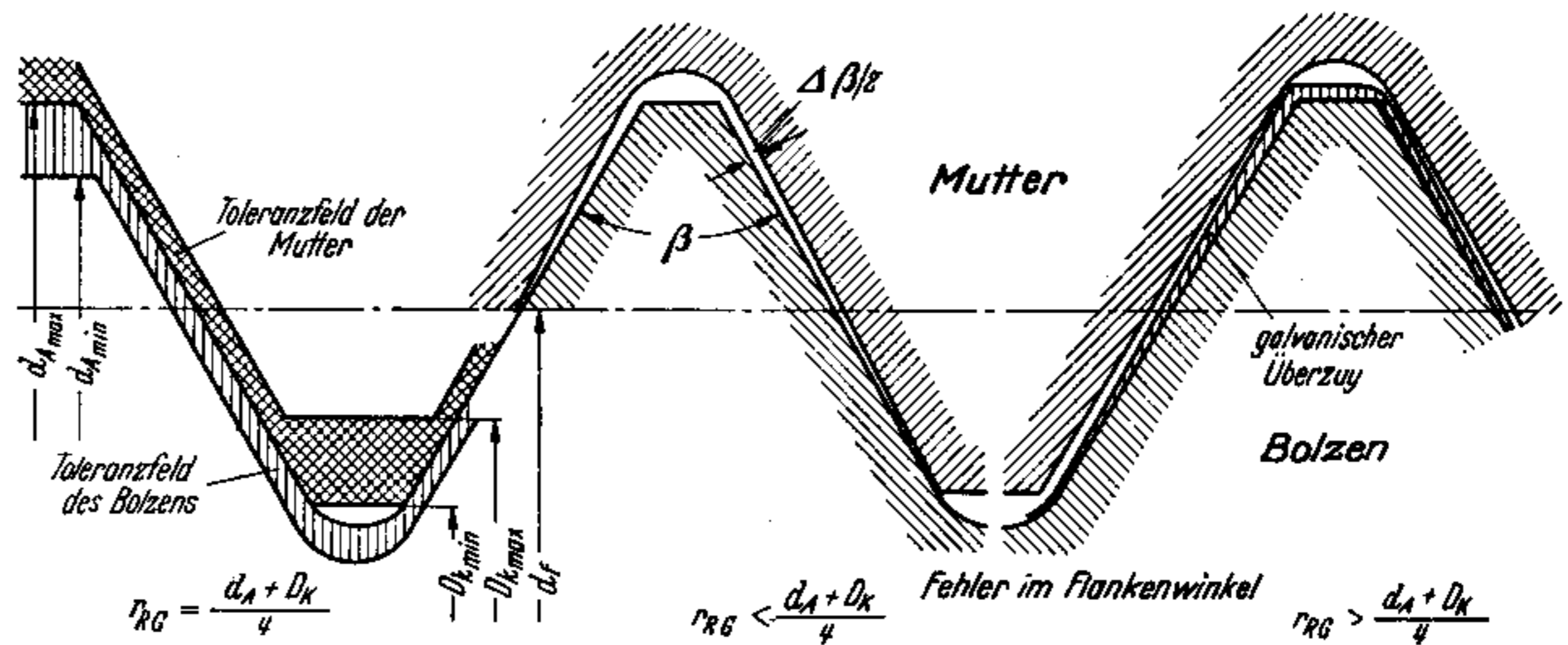
Hierbei ist  $\cos \gamma = \text{const}$  und die Rechnung ergibt

$$R_{RK} = \frac{1}{3 \cdot \cos \gamma} \cdot \frac{D_A^3 - D_I^3}{D_A^2 - D_I^2} \quad (12)$$

c) Kreisringfläche als Auflagefläche:

Für  $\gamma = 0$  folgt direkt aus Gl. (12)

$$R_{RK} = \frac{1}{3} \cdot \frac{D_A^3 - D_I^3}{D_A^2 - D_I^2} \quad (13)$$



Gewinde	Schwankungen durch Toleranz				$d_F$ mm	Abweichung durch Fehler im Flankenwinkel Anlage bei $d_A$	
	$2r_{RG}$ max mm	$2r_{RG}$ min mm	$2r_{RG}$ Mittelwert mm	Abweichung %		%	%
M 6	5,507	5,255	5,381	$\pm 2,3$	5,35	-12	+11
M 10	9,226	8,908	9,067	$\pm 1,5$	9,026	-11	+10
M 16	14,966	14,491	14,728	$\pm 1,4$	14,701	-8,5	+8,5

Bild 4. Einwirkungen der Toleranzen auf den Reibungshalbmesser verschiedener Gewinde.

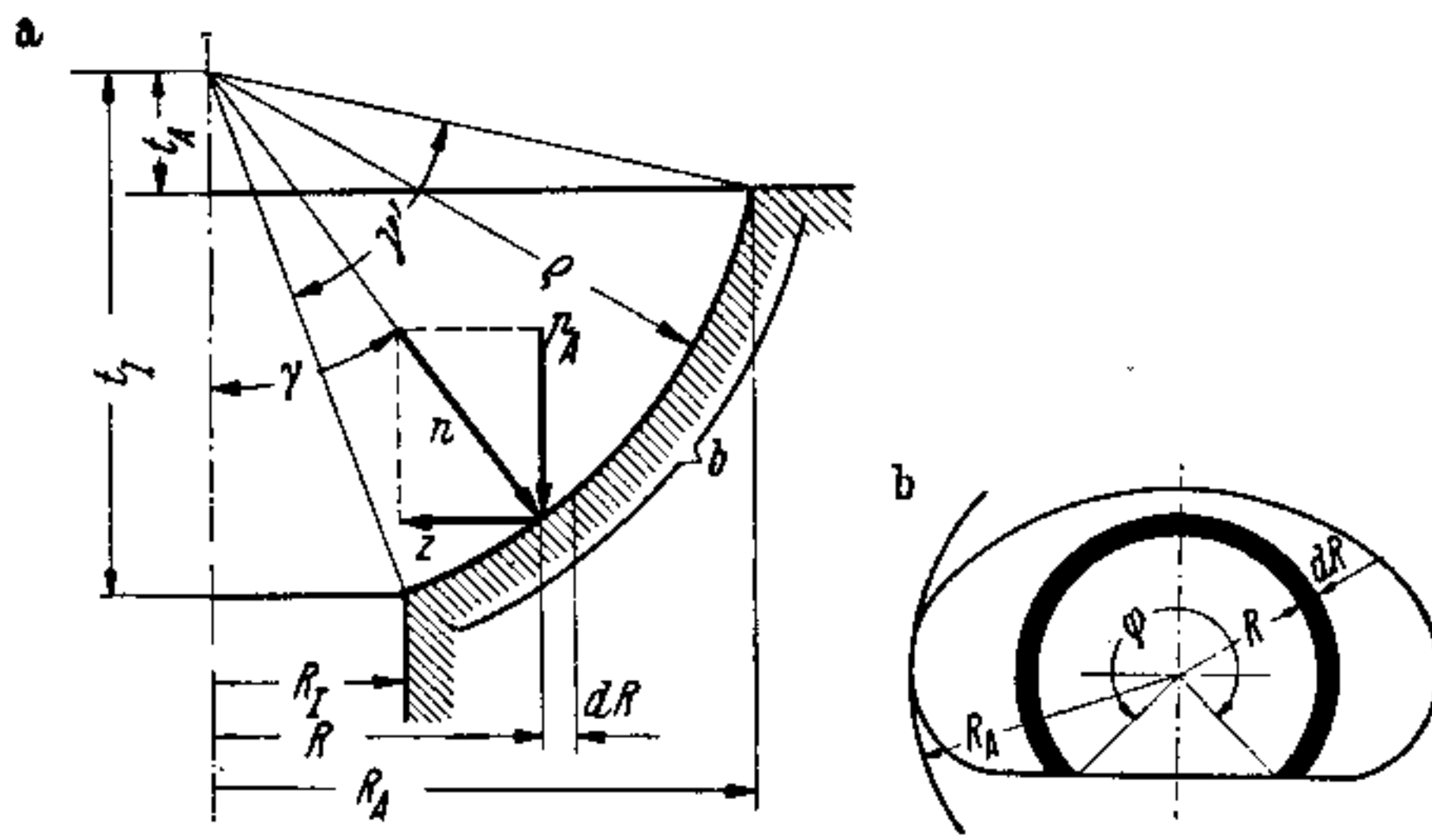


Bild 5. Kopfauflagen.

Hierfür läßt sich auch schreiben:

$$R_{RK} = \frac{D_A + D_I}{3} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\frac{D_A}{D_I} + 2 + \frac{D_I}{D_A}} \right)$$

Wird  $D_A \approx D_I$ , dann folgt daraus:

$$R_{RK} = \frac{D_A + D_I}{4} \quad (14)$$

Diese Näherung ist in allen praktischen Fällen ausreichend, wie die Gegenüberstellung der Werte in Tab. 1 zeigt. Dort sind auch die größten theoretischen Abweichungen für den Fall angeführt, daß keine gleichmäßige Kraftverteilung in der Auflagefläche vorliegt, sondern entweder der Außenrand oder der Innenrand trägt.

Tabelle 1. Vergleich der Gleichungen (13) und (14).

	$R_{RK}$			Fehler bei Anlage am	
	nach Gl. (13) mm	nach Gl. (14) mm	Fehler %	Außenrand* %	Innenrand** %
M 6	4,3	4,25	-1,16	+17,5	-17,5
M 10	7,2	7,125	-1,04	+19,0	-19,4
M 16	10,58	10,50	-0,7	+14,2	-14,3

\*  $D_A$  nach DIN 931. \*\*  $D_I$  nach DIN 69 (mittel).

Bei der Nachprüfung, inwieweit die Schraube beim Anziehen mit der Mutter durch die Haftreibung des Kopfes festgehalten wird, muß dessen Reibungshalbmesser bekannt sein.

Die Kopfauflegeflächen sind bei Sonderschrauben (z. B. Pleuelschrauben) oft nicht rotationssymmetrisch, weshalb die vorstehend entwickelten Gleichungen nicht anzuwenden sind.

Für eine Kopfauflage beliebiger Gestalt (Bild 5b) gilt:

$$n = p_A \quad \text{und} \quad dF = \frac{\varphi^\circ}{180} \cdot \pi \cdot R \cdot dR$$

Mit Gl. (9) ergibt sich dann das Kopfreibungs-Drehmoment

$$M_K = \pi \cdot \mu_A \cdot p_A \cdot \int_{R_I}^{R_A} \frac{\varphi^\circ}{180} \cdot R^2 \cdot dR$$

Aus  $M_K$  ergibt Teilung durch  $\mu_A \cdot P_v$  den Reibungshalbmesser der Kopfauflage  $R_{RK}$  zu

$$R_{RK} = \frac{\pi}{F_A} \cdot \int_{R_I}^{R_A} \frac{\varphi^\circ}{180} \cdot R^2 \cdot dR \quad (15)$$

Dieses Integral ist zeichnerisch auszuwerten, da eine rechnerische Abhängigkeit zwischen  $\varphi$  und  $R$  meist nicht gegeben ist.

### 3. Anzieh-Drehmoment $M_A$

Nach dem bisher Gesagten läßt sich das Anzieh-Drehmoment durch folgende Gleichung angeben:

$$M_A = P_v \cdot \left[ \frac{d_F}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho') + R_{RK} \cdot \mu_A \right] \quad (16)$$

Dieser Ausdruck soll für den in der Praxis am häufigsten auftretenden Fall eines metrischen Gewindes ( $\beta = 60^\circ$ ) mit Kreisring-Auflagefläche vereinfacht werden. Es ergibt sich zunächst unter Berücksichtigung, daß  $\operatorname{tg} \alpha = h/(\pi \cdot d_F)$  ist

$$M_A = P_v \cdot \left[ \frac{1}{2} \cdot \frac{h + 1,154 \cdot \pi \cdot \mu \cdot d_F}{\pi - 1,154 \cdot \mu \cdot \frac{h}{d_F}} + \mu_A \cdot \frac{D_A + D_I}{4} \right]$$

Praktisch liegt die obere Grenze der Gewindereibungszahl bei  $\mu = 0,25$ ; das Verhältnis  $h/d_F$  liegt höchstens bei  $0,1975$  ( $M 4 \times 0,7$ ), so daß der Ausdruck  $(1,154 \cdot \mu \cdot h/d_F)$  klein gegen  $\pi$  bleibt. Wird er deshalb vernachlässigt, so liegen die Drehmomente um 1 bis 2% unter dem richtigen Wert. Dies kann durch Erhöhung des Faktors 0,5 um 1% ausgeglichen werden. Damit wird

$$M_A = P_v \cdot [0,161 \cdot h + 0,583 \cdot \mu \cdot d_F + 0,25 \cdot \mu_A \cdot (D_A + D_I)] \quad (17)$$

Für die in die Rechnung einzusetzenden Maße sind Normwerte zu nehmen. Die Abweichungen der Reibungshalbmesser sind in den Reibungszahlen berücksichtigt, da diese bei der Auswertung der Versuche auch auf die Normwerte bezogen wurden.

### Spannungsquerschnitt des Gewindes

Unter dem Spannungsquerschnitt  $F_S$  des Gewindes ist keine, etwa durch einen Schnitt darstellbare, Fläche zu verstehen. Er ist als rechnerischer Hilfsbegriff zu betrachten, der gestattet, die Bruchlast eines Gewindes aus der Festigkeit, die an einem glatten Probestab gefunden wurde, zu errechnen:

$$P_B = \sigma_{zB} \cdot F_S \quad (18)$$

Schon ein einfacher Zugversuch an einem Gewindestab zeigt, daß

$$P_B > \sigma_{zB} \cdot F_K \quad (19)$$

oder auch daß

$$F_S > F_K$$

ist. Es wird teilweise auch eine andere Betrachtungsweise gewählt [1], indem durch Einführen einer zügigen Haltbarkeit  $\sigma_B^k$  die Ungleichung (19) beseitigt wird:

$$P_B = \sigma_B^k \cdot F_K$$

Wie die Verfasser durch Versuche an Stahlschrauben fanden, hängt die Belastungssteigerung bei gerollten Gewinden nur vom Gewinde selbst ab. Ein Einfluß der Zugfestigkeit konnte nicht festgestellt werden. Aus diesem Grunde erscheint die Darstellung mit Hilfe des Spannungsquerschnittes als geeigneter.

Rechnerisch wurden die Spannungsverhältnisse an gekerbten Körpern, insbesondere am Kraftfeld der Schraube von Th. Wyss untersucht [2]. Durch spannungsoptische Untersuchungen (Bild 6) [3] konnte gezeigt werden, daß die Kraftwirkungen bis in das Gewindeprofil hinein reichen. Das Gewindeprofil trägt also zur Kraftleitung bei. In den SAE-Empfehlungen

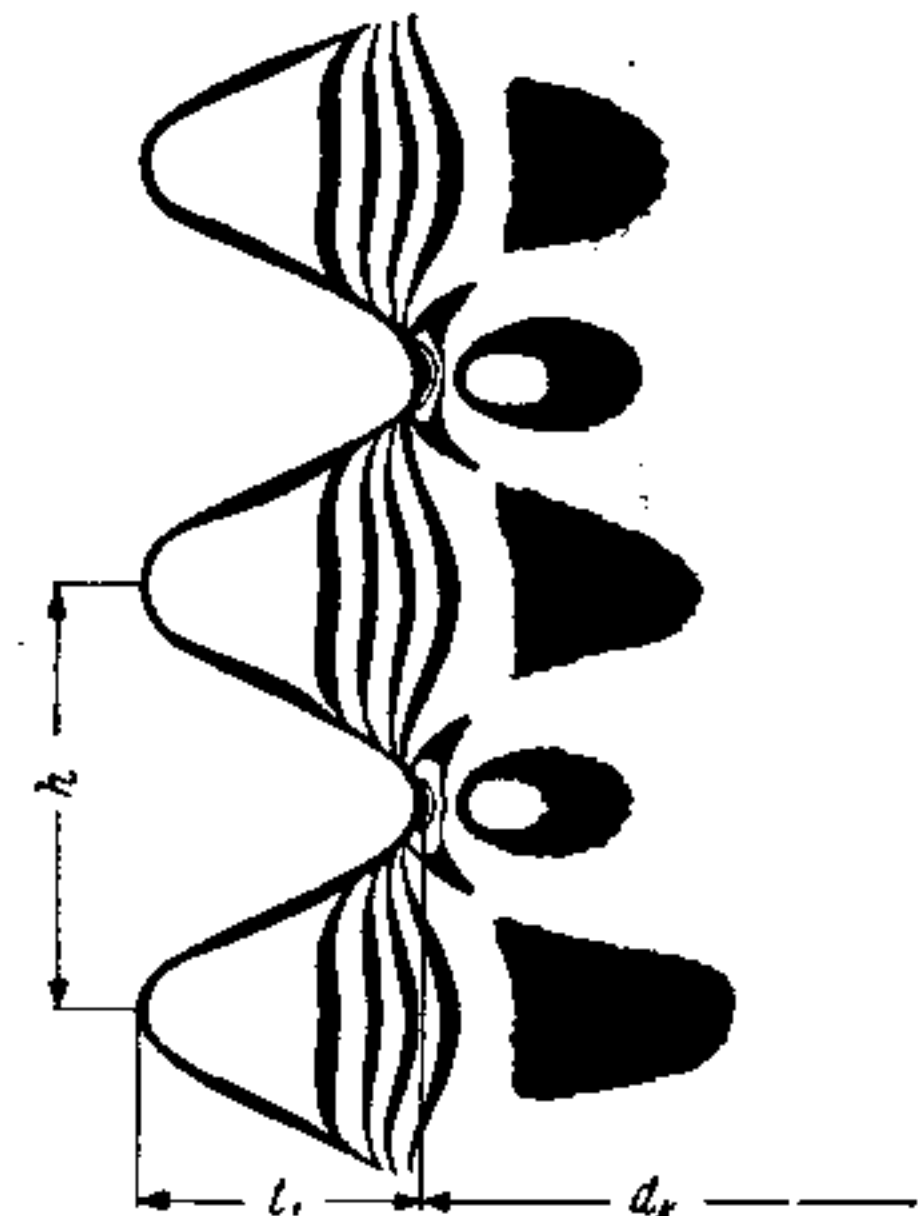


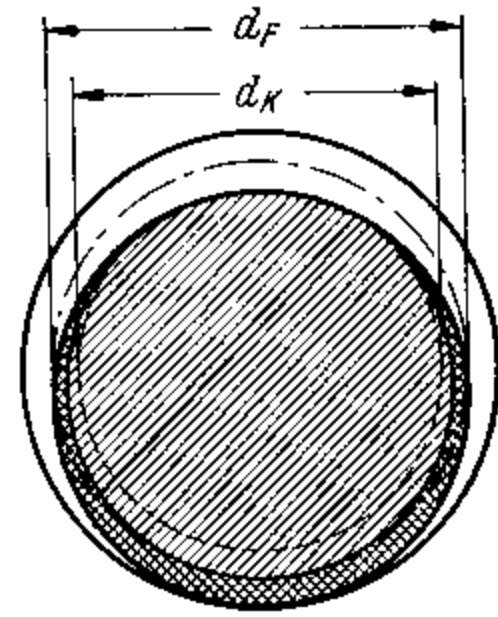
Bild 6. Spannungsoptische Aufnahme eines zugbeanspruchten Gewindes (nach M. Hetényi).

vom Januar 1949 wird deshalb auch für den Spannungsquerschnitt angegeben

$$F_S = \frac{\pi}{4} \left( \frac{d_K + d_F}{2} \right)^2 \quad (20)$$

Für ein metrisches Regelgewinde läßt sich diese Formel umformen in:

$$F_S = \frac{\pi}{4} \cdot d_K^2 \times \left( 1 + 0,65 \cdot \frac{h}{d_K} \right) \quad (20a)$$



Spannungsquerschnitt  
Spannungsloser Querschnittsrest

Bild 7. Querschnitt eines Gewindes.

Diese Schreibweise läßt den Zusammenhang mit der Theorie der Kerbwirkung deutlich werden und ist theoretisch exakter. Da der Abrundungsradius im Gewindegrund  $r$  der Gewindesteigung  $h$  direkt proportional ist ( $r = 0,1082 h$ ) entspricht das Verhältnis  $h/d_K$  also dem von Neuber in der Kerbspannungslehre angewandten Verhältniswert  $\rho/a$ . In Bild 7 ist der der Gl. (20) entsprechende Spannungsquerschnitt in die Schnittzeichnung eingetragen.

1. Versuche an Gewinden zur Ermittlung des Verhältniswertes  $F_S/F_K$

Untersucht wurden zunächst Schraubenschrauben mit Festigkeiten zwischen 100 und 110 kp/mm<sup>2</sup>. Die Gewinde wurden teils spanabhebend, teils spanlos hergestellt. Die freie Gewindelänge war ausreichend, um den „Übergangseffekt“ des Gewindeauslaufes auszuschalten. Die Gewinde wurden zerrissen und die auf den gemessenen Kernquerschnitt bezogene Bruchspannung errechnet. Aus der errechneten Festigkeitsdifferenz  $\Delta\sigma$  gegenüber der wirklichen Zugfestigkeit  $\sigma_W$  eines gleichbehandelten zylindrischen Stabes gleicher Abmessung ließ sich das Flächenverhältnis  $F_S/F_K$  wie folgt ermitteln:

$$\frac{F_S}{F_K} = 1 + \frac{\Delta\sigma}{\sigma_W}$$

Die Versuchsergebnisse sind in Bild 8 über der relativen Kerbtiefe der untersuchten Gewinde aufgetragen.

Eine weitere Versuchsreihe mit spanlos hergestellten Schraubenschrauben von 50 bis 140 kp/mm<sup>2</sup> Festigkeit wurde zur Kontrolle durchgeführt. Die wirkliche Zugfestigkeit wurde hierbei aus der Brinellhärte errechnet, wobei die Abhängigkeit des Umrechnungsfaktors  $\sigma_{zB}/HB$  von dem Streckgrenzenverhältnis (G. Finke [4]) zu berücksichtigen war. Auch diese Versuchsergebnisse sind aus Bild 8 zu entnehmen.

Die Meßergebnisse lassen sich in Anlehnung an Gl. (20a) durch folgende Formel ausdrücken:

$$\frac{F_S}{F_K} = 1 + 0,70 \cdot \frac{h}{d_{Kmax}} \quad (21)$$

Die hierdurch festgelegte Gerade stellt etwa die untere Grenze für spanlos hergestelltes Gewinde dar. Die unter der Geraden liegenden beiden Werte sind für geschnittenes Gewinde ermittelt worden.

Zum Vergleich ist in Bild 8 noch die nach Gl. (20a) errechnete Gerade eingezeichnet. Sie liegt um etwa 1% niedriger.

Danach der Ansatz für den Spannungsquerschnitt

$$F_S = d_{Kmin}^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left( 1 + 0,70 \cdot \frac{h}{d_{Kmax}} \right) \quad (22)$$

Er hat gegenüber Gl. (20) außer dem theoretisch besser gerechtfertigten Aufbau den Vorteil, auch an beliebige andere Werkstoffe durch entsprechende andere Faktoren — anstelle von 0,70 — anpassungsfähig zu sein.

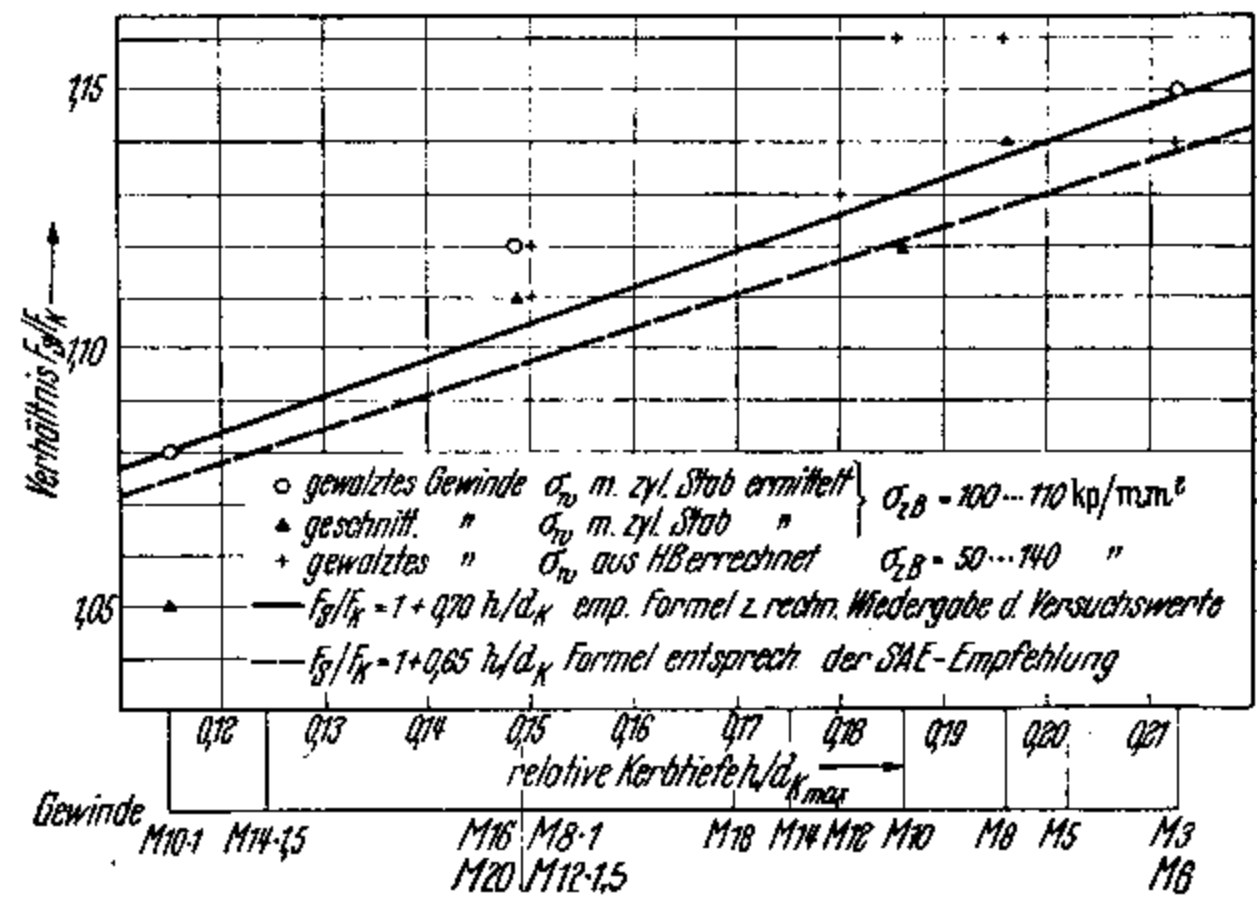


Bild 8. Abhängigkeit des Verhältnisses  $F_S/F_K$  von der relativen Kerbtiefe.

2. Einfluß des Gewindeauslaufes

Beim zügigen Zerreißen von Schraubenschrauben wurde beobachtet, daß die Bruchlast immer höher wird, je weniger freie Gewindgänge zwischen Gewindeauslauf und Mutter bleiben. Diese als „Übergangseffekt“ bezeichnete Erscheinung ist im wesentlichen auf die fließbehindernde Wirkung der Gewindgänge zurückzuführen. Sie kann nicht durch ein allmähliches Einlaufen des Gewindes erklärt werden. Nach der ersten Umdrehung des Gewindes ist ein nur um 4% größerer Kernquerschnitt, nach 3 Umdrehungen der endgültige Kernquerschnitt erreicht.

Aus Bild 9 ist zu ersehen, in welcher Größenordnung diese Spannungserhöhung beim statischen Zugversuch auftritt. Die Untersuchungen wurden an zylindrischen Stäben mit eingedrehten Umlaufkerben durchgeführt. Das Kerbprofil entsprach dem Gewinde  $M 10 \times 1,5$ .

Man wird diese Verhältnisse besonders bei Abnahme-Zerreißenversuchen an kurzen Gewindeteilen berücksichtigen müssen\*. Für den Konstrukteur ist es ratsam, mit Rücksicht auf eine hohe Dauerhaltbarkeit der Schraubenverbindung möglichst viele freie Gewindgänge zwischen Mutter und Gewindeauslauf zu legen [5], noch besser wäre eine Entlastungsrille oder eine Dehnschraube!

\* (Zugversuche nur dann durchführen, wenn zwischen Gewindeauslauf und Mutter ein Mindestabstand  $d_A$  vorhanden ist.)

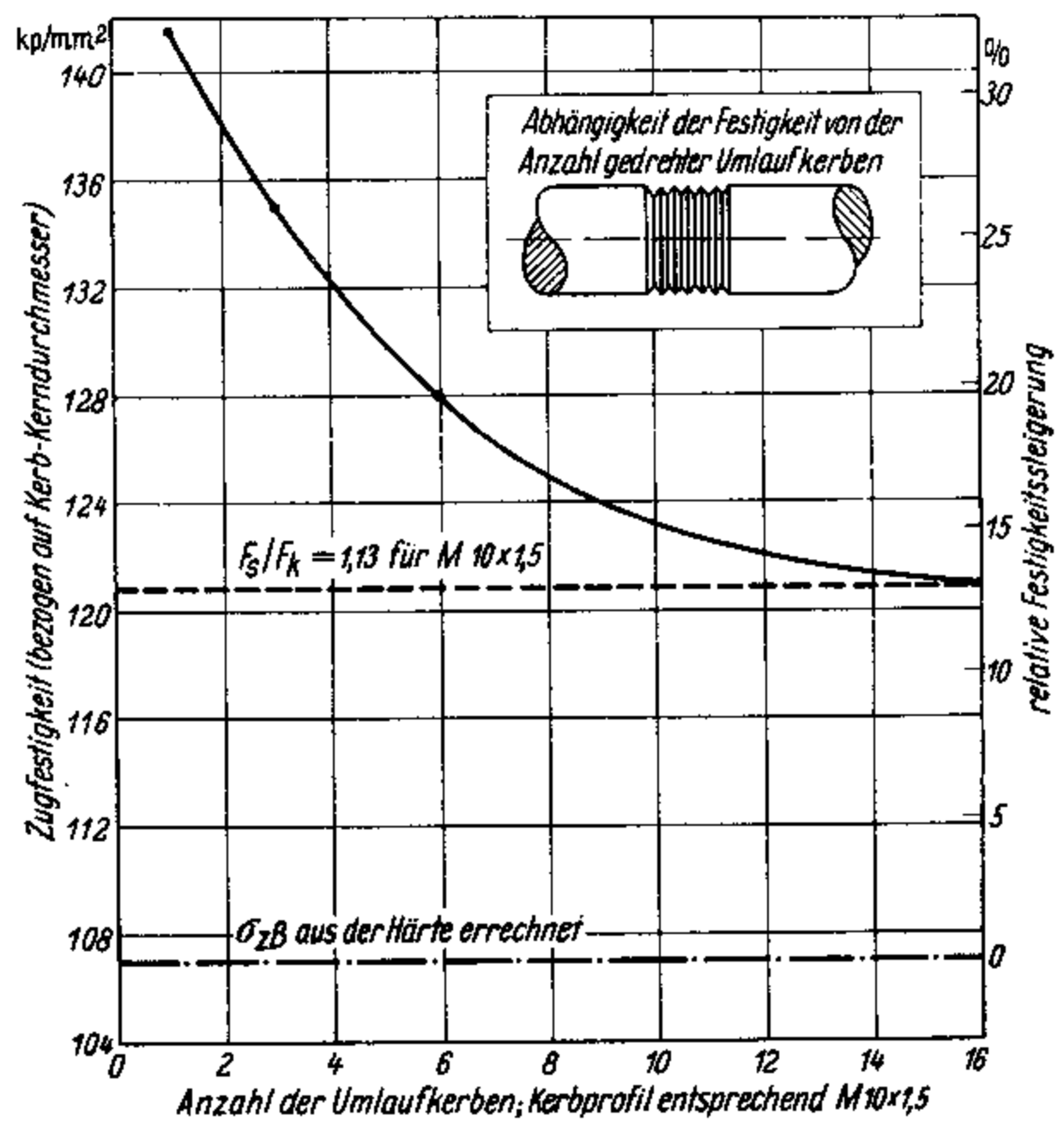


Bild 9. Abhängigkeit der Festigkeit von der Anzahl gedrehter Umlaufkerben.

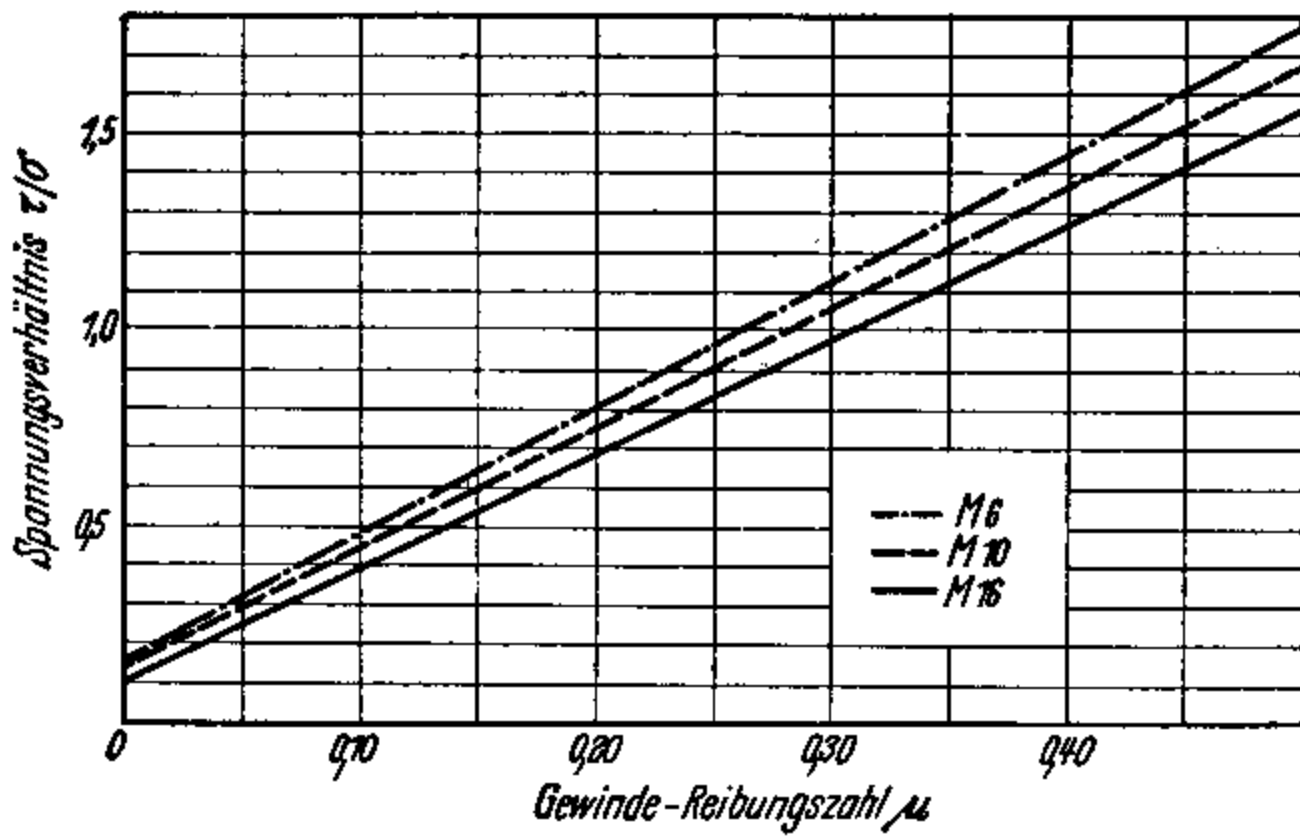


Bild 10. Anteil der Torsionsspannung in Abhängigkeit von der Gewinde-Reibungszahl.

Spannungen beim Anziehen der Schraubenverbindung

Beim Anziehen einer Schraubenverbindung ist die Schraube, wie schon am Anfang ausgeführt, einer zweifachen Beanspruchung unterworfen: einer Zugbeanspruchung, hervorgerufen durch die Vorspannkraft  $P_v$ , und einer Torsionsbeanspruchung, hervorgerufen durch das vom Gewinde übertragene Moment  $M_G$ :

$$\sigma = \frac{P_v}{F_S} \quad \tau = \frac{M_G}{W_p} \quad (23)$$

Das polare Widerstandsmoment ist dabei aus dem kleinsten Kerndurchmesser zu errechnen ( $W_p = \pi \cdot d_{K \min}^3 / 16$ ). Inwieweit auch bei der Torsionsbeanspruchung das Gewindeprofil mitbeansprucht wird, ist noch ungeklärt.

Zur Kennzeichnung der gesamten Werkstoffanstrengung wird nach der Hypothese der größten Gestaltänderungsarbeit (Huber, v. Mises, Hencky)  $\sigma$  und  $\tau$  zur Vergleichsspannung zusammengesetzt

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3 \tau^2} \quad (24)$$

Die Anwendbarkeit dieser Bruchhypothese in der Nähe der Fließgrenze ist von M. Roš und A. Eichinger [6] erneut bestätigt worden. Es ist dabei noch vorausgesetzt, daß Zug und Torsion dem gleichen Belastungsfall folgen. Auch eigene Messungen von  $\sigma$  und  $\tau$  an Stahlschrauben in der Nähe der Fließgrenze bestätigen diesen Ansatz.

1. Spannungen im Gewinde

Mit den Gln. (23) folgt aus Gl. (5) für die Torsionsspannung:

$$\tau = \sigma \cdot \frac{d_F}{2} \cdot \frac{F_S}{W_p} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho') \quad (25)$$

Die Torsionsspannung ist sehr von der Gewindereibung abhängig. In Bild 10 ist das Verhältnis  $\tau/\sigma$  für M 6, M 10 und M 16 über der Gewindereibungszahl aufgetragen. Der Einfluß der Abmessung ist gegenüber dem der Reibung gering.

Die Werkstoffanstrengung muß unter der Streckgrenze liegen. Bezeichnet  $\nu$  die zulässige Ausnutzung derselben, dann muß  $\sigma_v \leq \nu \cdot \sigma_S$  sein, und mit Gl. (24) und (25) ergibt sich für die zulässige Zugspannung im Gewinde

$$\sigma = \frac{\nu \cdot \sigma_S}{\sqrt{1 + 0,75 \cdot \left[ d_F \cdot \frac{F_S}{W_p} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho') \right]^2}} \quad (26)$$

Für  $\sigma$  ergibt sich also ebenfalls eine Abhängigkeit von der Gewindereibung (Bild 11).

2. Spannungen im Dehnschaft

Die Spannungsverhältnisse im Dehnschaft liegen ähnlich. Es wird mit  $d_T$  als Dehnschaftdurchmesser

$$\tau_T = \sigma_T \cdot \frac{z}{d_T} \cdot \left( \frac{h}{\pi} + \frac{\mu \cdot d_F}{\cos \beta/2} \right) \quad (27)$$

Hierbei ist der Ausdruck  $\operatorname{tg}(\alpha + \varrho')$  wie bei Gl. (17) vereinfacht worden. Für die zulässige Zugspannung im Dehnschaft ergibt sich entsprechend

$$\sigma_T = \frac{\nu \cdot \sigma_S}{\sqrt{1 + 12 \cdot \left( \frac{h}{\pi \cdot d_T} + \frac{\mu}{\cos \beta/2} \cdot \frac{d_F}{d_T} \right)^2}} \quad (28)$$

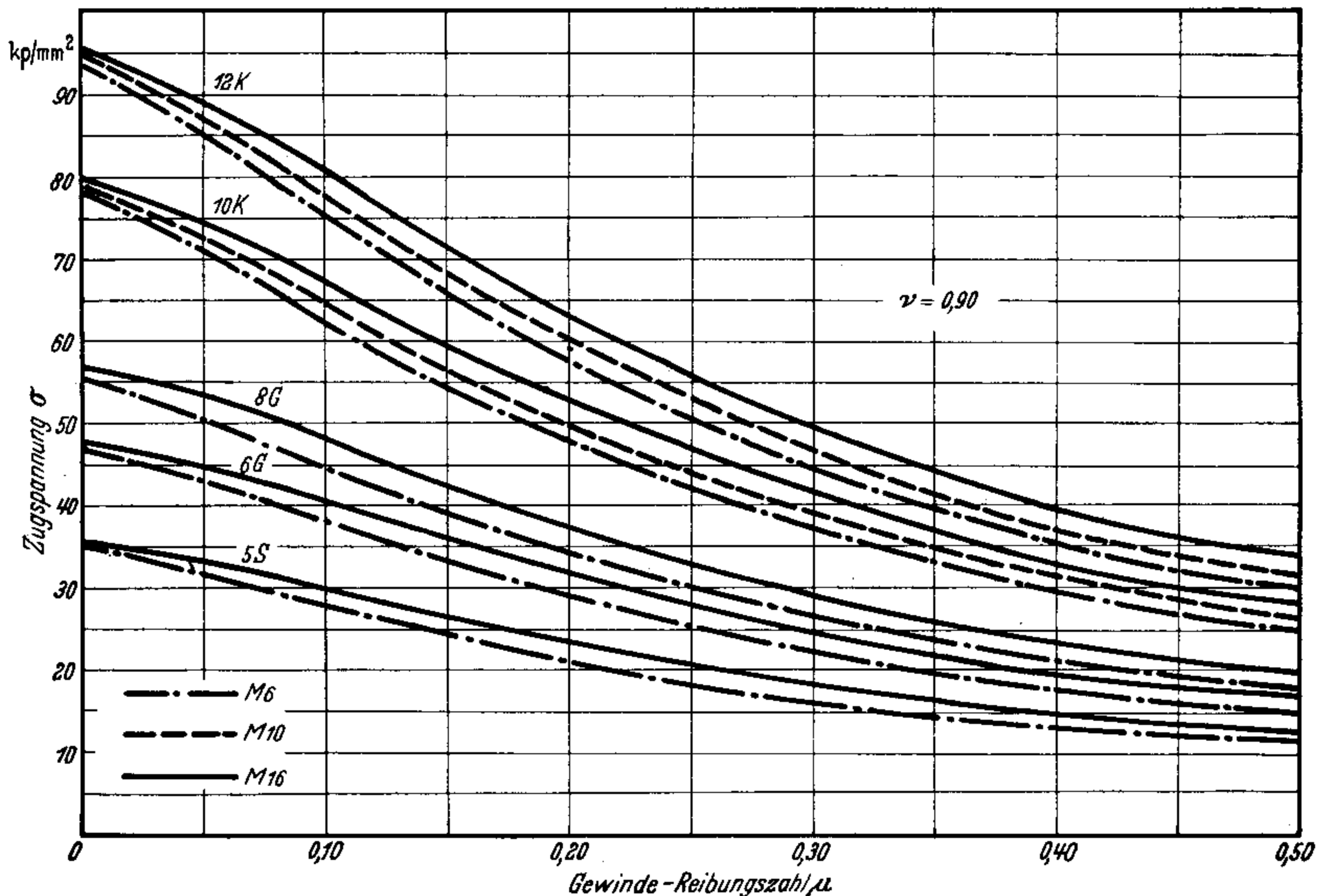


Bild 11. Zulässige Zugspannung in Abhängigkeit von der Gewinde-Reibungszahl.

Hierbei tritt neben der Gewindereibung noch der Dehnschaftdurchmesser in den Vordergrund. Je kleiner  $d_T$  bei einem bestimmten Gewinde gemacht wird, desto niedriger muß auch die Zugvorspannung gehalten werden.

**Gestaltungshinweise für zügig beanspruchte Schraubenverbindungen**

Die Aufgabe der hier untersuchten Schrauben ist die Übertragung einer Zugkraft. Daß dabei eine zusätzliche Torsionsspannung auftritt, ist ein unumgängliches Übel. Wie Gl. (26) und Bild 11 erkennen lassen, wird die zulässige Schraubenvorspannung um so größer, je kleiner die Gewindereibung und der Steigungswinkel des Gewindes sind. Durch die Oberflächenbehandlung der Gewinde und die Schmierung bei der Montage kann man also die wirtschaftliche Ausnutzung des Schraubenwerkstoffes beeinflussen! Bei der Anwendung reibungsmindernder Überzüge oder Schmiermittel besteht dann allerdings die Gefahr, daß die Schrauben bei der Montage, vor allem aber bei Reparaturen, abgewürgt werden. Um dies zu vermeiden, ist es vorteilhaft, das Kopfreibungsdrehmoment zu vergrößern. Es gibt hierfür mehrere Möglichkeiten. Eine davon ist die Bundschraube. Bei dieser kommt als weiterer Vorteil hinzu, daß die Flächenpressung an der Kopfaufgabe klein wird und Vorspannungsverluste — durch bleibende Verformungen der aufeinandergepreßten Oberflächen — vermieden werden [7]. Auf weitere Möglichkeiten wird bei der Besprechung der Versuchsergebnisse hingewiesen.

Bei hochfesten Schrauben ist die zulässige Zugbeanspruchung der Schraubenverbindung oft nicht durch die Tragfähigkeit des Gewindequerschnittes, sondern durch die des Gewindeprofils begrenzt. Es tritt dann ein Ausschmieren z. B. des Muttergewindes auf. Aus diesem Grunde kann für Normalgewinde  $\nu = 0,9$ , für Feingewinde aber wegen der geringeren Flankenüberdeckung nur  $\nu = 0,7$  zugelassen werden. Für Feingewinde der Güteklasse 12K — wenn 8G-Muttern verwendet werden — sogar nur  $\nu = 0,5$ . Ein Normalgewinde läßt also trotz des geringfügig höheren Torsionsanteiles stets eine höhere Werkstoffausnutzung zu.

**Experimentelle Untersuchungen**

Durch eingehende Versuche sollte der Einfluß sämtlicher Faktoren auf die Reibungsverhältnisse beim Anziehen einer Schraubenverbindung untersucht werden. Es hat sich für die Versuche die Trennung der Untersuchungsgebiete nach Tab. 2 als zweckmäßig erwiesen:

Tabelle 2. Unterteilung der Versuche.

Beanspruchung	Untersuchung der Reibung		
	im Gewinde	unter Kopf	insgesamt
im elastischen Bereich unterhalb $\sigma_S$	a	c	b
bis zum Fressen an der Gleitfläche	—	e	—
bis zum Bruch	—	—	d

**Aufstellung der Versuchsreihen**

1. In 26 Versuchsgruppen wird der Einfluß des Oberflächenzustandes von Schraube und Mutter und der Schmierzustand beim Anziehen untersucht. Folgende Oberflächen werden betrachtet: Blank, phosphatiert, phosphatiert und geschwärzt, galvanisch verzinkt, galvanisch vercadmet. Als Schmiermittel wird Voltol V und Molybdän-Disulfid untersucht. Graphit wurde nicht getrennt be-

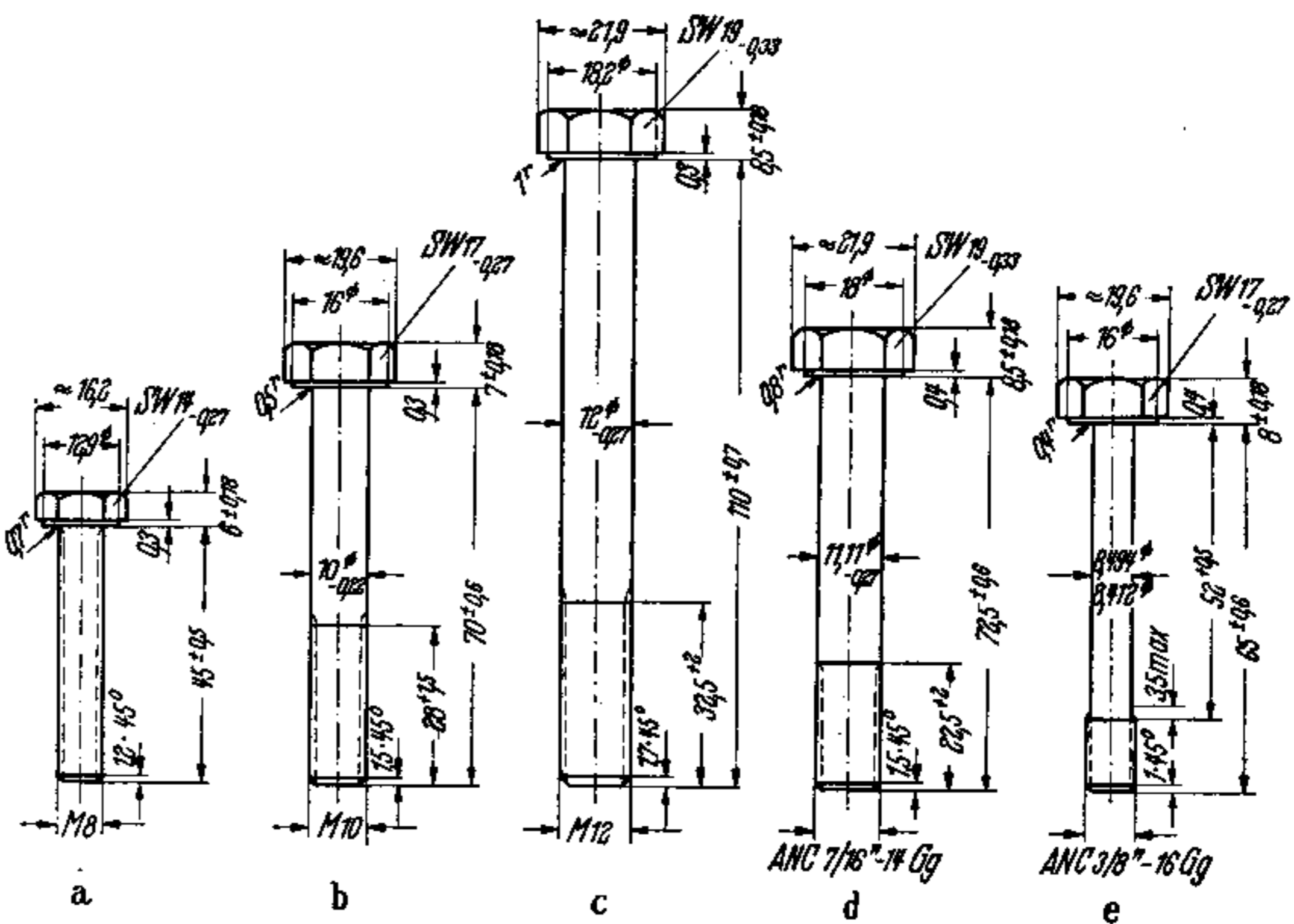


Bild 12. Versuchsschrauben.

trachtet, da die Schmiereigenschaften desselben bekanntlich zwischen denen von Voltol V und MoS<sub>2</sub> liegen.

2. Vergleich der Reibungsverhältnisse bei spanlos und spanabhebend hergestellten Gewinden. Außerdem wird die Zugfestigkeit von Schraube und Mutter geändert.

3. Untersuchung der Reibungsverhältnisse an der Kopfaufgabe und Vergleich der Streuungen bei verschiedener Anordnung der Auflagefläche.

4. In dieser Versuchsreihe wird der Auswirkung einer geringen konkaven bzw. konvexen Neigung der Kopfaufgabe nachgegangen. Ihre Rauigkeit liegt jeweils verändert zwischen 1 bis 30/1000 mm.

5. Vergleich der Reibung bei mehrmaligem Anziehen für folgende Oberflächen: Blank, phosphatiert, phosphatiert und geschwärzt, galvanisch verzinkt.

6. Für die Abmessung M 8, M 10, M 12, 3/8" ANC, 7/16" ANC mit der gleichen Oberflächenbehandlung werden die Streubereiche der Vorspannkraft bei  $M_A = \text{const}$  ermittelt.

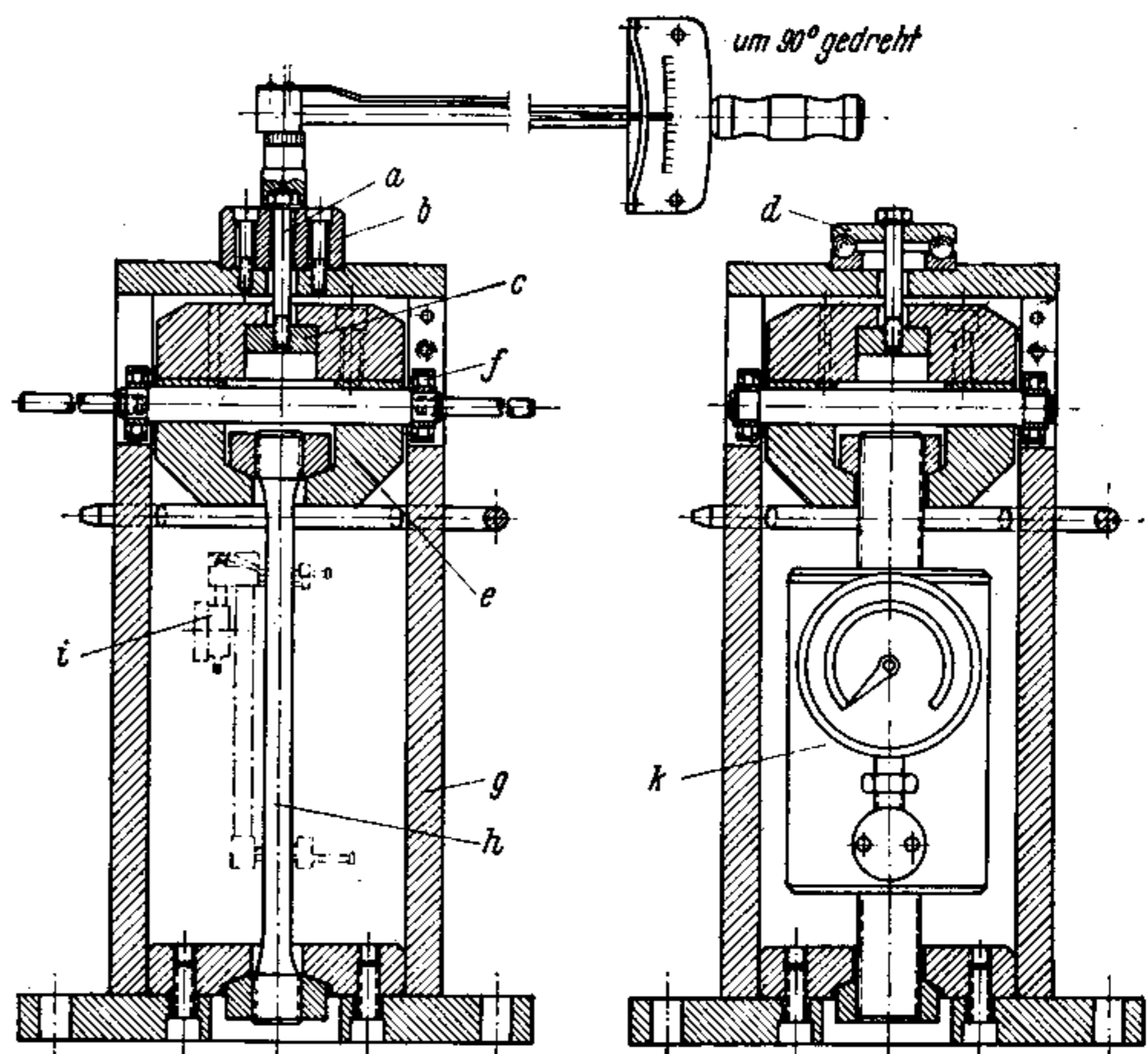


Bild 13. Versuchseinrichtung.

a untersuchte Schraube; b starre Kopfunterlage; c Prüfmutter; d Kugellager-Unterlage; e Spannkopf; f Kugellager; g Grundkörper; h Zugmeßstab; i Meßuhr; k Zugkraftmeßdose.

7. Vergleich der  $P_v$ -Streubereiche für  $M_A = \text{const}$  zweier Fertigungslose eines Schraubenherstellers und Vergleich dieser mit denen mehrerer Hersteller.

8. Ermittlung der zulässigen Flächenpressung an der Kopfauflage im Hinblick auf den Beginn des Fressens.

9. Untersuchung der Stützwirkung des Gewindes beim Abwürgeversuch (Vergleich mit dem Einfluß des Gewindeauslaufes).

Insgesamt wurden an 2300 Schrauben 5725 Messungen durchgeführt.

#### Probenvorbereitung

Die Schrauben für die Versuche (Bild 12) wurden der laufenden Fertigung entnommen. Die Schwankungen der Maße und des Werkstoffes liegen innerhalb der technisch zulässigen Grenzen. Die spanlose Gewindeherstellung erfolgte z. T. mit ebenen Walzbacken, z. T. mit Rundwerkzeugen.

Vor den eigentlichen Vorspannungsversuchen wurde von jeder Versuchsgruppe an 10 Proben die Festigkeit ermittelt (aus HB umgerechnet) und der Flankendurchmesser des Gewindes über 1 Gang und 8 Gänge gemessen. Die Rauigkeit der Kopfauflagefläche lag, wenn nicht anders angegeben, zwischen 5 bis 10/1000 mm (s. hierzu [8]).

#### Versuchseinrichtung

Bei den Vorversuchen wurde die Längenänderung der Schraube in Abhängigkeit vom Anzugsmoment  $M_A$  gemessen. Um jedoch über Gl. (17) den  $\mu$ -Wert zu bekommen, mußte die Längenänderung in  $P_v$  umgerechnet werden. Diese Umrechnung ist mit zusätzlichen Fehlern verbunden.

Die für die Hauptversuche entwickelte Prüfvorrichtung zeigt Bild 13. Die zu untersuchende Schraube  $a$  wird durch eine auswechselbare starre Kopfunterlage  $b$  gesteckt und mit der Prüfmutter  $c$  festgeschraubt. Soll die Gewindereibung getrennt betrachtet werden, wird an Stelle der festen Kopfunterlage ein besonderes geeichtes Kugellager  $d$  verwendet. Das durch das Gewinde übertragene Drehmoment  $M_G$  wirkt durch die Prüfmutter  $c$  auf den Spannkopf  $e$  und von diesem durch die Kugellager  $f$  auf den Grundkörper  $g$ . Die Zugkraft der Schraube wird durch einen geeichten Zugmeßstab  $h$  auf den Grundkörper übertragen. An der aufgesetzten Meßuhr  $i$  ist dann ein der Zugkraft direkt proportionaler Wert abzulesen. An Stelle des Zugmeßstabes läßt sich auch eine Zugkraftmeßdose  $k$  verwenden.

Zu der Meßgenauigkeit der Vorrichtung kann gesagt werden: Der verwendete Drehmomentschlüssel hat in dem untersuchten Bereich einen Anzeigefehler von  $\pm 3\%$ , bezogen auf den jeweiligen Wert. Die Ablesegenauigkeit der Meßuhr beträgt  $0,43\%$ . Der Fehler der Zugkraftmeßdose liegt zwischen 2 bis  $3\%$ . Eine Änderung der Anzeige des Meßstabes konnte auch nicht über längere Zeiträume festgestellt werden.

Die Reibungsmomente der verwendeten Kugellager wurden getrennt ermittelt und bei der Auswertung berücksichtigt.

#### Versuchsdurchführung und Auswertung

Die Schraube wird mit einem einarmigen Drehmomentschlüssel auf ein bestimmtes Drehmoment angezogen. Die hierbei erreichte Zugkraft ist dann unmittelbar an der Meßuhr abzulesen. Es läßt sich umgekehrt auch das zur Erreichung einer bestimmten Vorspannkraft erforderliche Drehmoment messen. Die erste Arbeitsweise wurde für die Versuche angewendet, da hierbei geringere Ablesefehler entstehen. (Die Drehmoment-Anzeige mit ihrer geringeren Ablesegenauigkeit wird konstant gehalten und an der Meßuhr — mit einer Ablesegenauigkeit von  $0,43\%$  — die dann veränderliche Kraftanzeige abgelesen).

Bei der Auswertung der  $P_v$ - $M_A$ -Messungen werden drei Reibungszahlen unterschieden:

a) Der Fall, daß  $\mu = \mu_A = \mu_{ges}$  ist. Dieser, die Gesamtreibung der Schraube kennzeichnende Wert  $\mu_{ges}$  ist jedoch nicht ohne weiteres auf andere Verhältnisse zu übertragen.

b) Die Gewindereibungszahl  $\mu$ . Sie wird bei ausgeschalteter bzw. bekannter Kopfreibung ermittelt und ist beliebig übertragbar.

c) Die Reibungszahl an der Kopfauflage  $\mu_A$ . Sie läßt sich indirekt berechnen und ist dann gleichfalls von den gerade vorliegenden Verhältnissen unabhängig.

Die Reibungszahl läßt sich rechnerisch durch Umformen der Gl. (5), (8), (16) oder zeichnerisch ermitteln. Hierzu wird in das  $M_A$ - $P_v$ -Diagramm eine Kurvenschar mit der Reibungszahl als Parameter eingezeichnet. Zu jedem eingezeichneten  $M_A$ - $P_v$ -Wertepaar läßt sich dann sofort der  $\mu$ -Wert angeben. Es ist dabei jedoch zu beachten, daß man nicht die wirkliche, bei der gerade bestehenden Zugkraft wirksame Reibungszahl erhält, sondern einen Mittelwert, der den gesamten Anziehvorgang von Null bis zu dem betreffenden Wert kennzeichnet. (Der wirkliche Reibungswert ergibt sich aus  $dM_A/dP_v$ . Er interessiert in diesem Zusammenhang nicht.) Die gewählte Darstellung gestattet, auch die Reibungszahl bis zum Bruch der Schraube zu verfolgen.

#### Versuchsergebnisse

##### 1. Versuchsreihe

Der Mittelwert einer Reibungszahl hat keine praktische Bedeutung; denn, soll eine Schraubenverbindung auf eine Mindestvorspannkraft angezogen werden, so muß diese auch bei dem ungünstigsten  $\mu$ -Wert erreicht werden. Eine andere Schraube mit bestem Reibungsverhalten darf hierbei jedoch nicht über die zulässige Grenze beansprucht sein. In Tab. 3 sind aus diesem Grunde die Grenzen der Gewindereibungs- und Gesamtreibungsbeiwerte angegeben. Es ist wahrscheinlich, daß sich diese Grenzen bei einer größeren Anzahl Messungen noch etwas erweitern. Je Versuchsgruppe wurden bei der vorliegenden Arbeit 10 Schrauben durchgeprüft.

Bei der Betrachtung eines  $M_A$ - $P_v$ -Diagrammes (Bild 14) fällt auf, daß die mittlere Reibungszahl mit der Belastung veränderlich ist. Die Auswertung der Meßergebnisse war daher nur in Abhängigkeit von einer Kenngröße für die Belastung möglich. Im Hinblick auf einfache Unterlagen für den Konstrukteur zur Berechnung des Anzieh-Drehmomentes wurden die Reibungswerte in Abhängigkeit von  $v$  ausgewertet.

In den Bildern 14 bis 18 ist eine Auswahl charakteristischer und wichtiger  $M_A$ - $P_v$ -Diagramme wiedergegeben. Eingezeichnet ist in diesen außerdem die Kurve der Vergleichsspannung für den Fall  $\sigma_v = \sigma_{s, \text{min}}$ . Sie begrenzt den praktisch verwendbaren Vorspannbereich nach oben.

Bild 19 gibt den Streubereich der  $M_A$ - $P_v$ -Werte beim Abwürgeversuch bis zum Bruch wieder. Sehr deutlich ist hier das Abfallen der erreichbaren Maximallast bei zunehmender Reibung zu sehen.

Die Reibungszahl an der Kopfauflage  $\mu_A$  läßt sich rechnerisch ermitteln. Aus Gl. (17) mit  $\mu = \mu_A = \mu_{ges}$  erhält man für den theoretischen Fall

$$M_A = P_v [0,161 \cdot h + \mu_{ges} \cdot (0,583 \cdot d_F + 0,25 \cdot (D_A + D_I))] .$$

Wenn aber  $\mu$  und  $\mu_A$  bekannt sind, dann läßt sich das gleiche  $M_A$  — das Verhältnis von  $M_A/P_v$  ist in beiden Fällen dasselbe, da eine gleiche Schraube vorausgesetzt wurde — nach Gl. (17) berechnen.

Durch Gleichsetzen beider Ausdrücke ergibt sich

$$\mu_A = \mu_{ges} - \frac{0,583 \cdot d_F}{0,25 (D_A + D_I)} (\mu - \mu_{ges}) . \quad (29)$$

Für die Schraube nach Bild 12b mit  $d_F = 9,026$  mm;  $D_A = 16,0$  mm;  $D_I = 11,5$  mm wird

$$\mu_A = \mu_{ges} - 0,765 \cdot (\mu - \mu_{ges}) .$$

In Tab. 4 ist der  $\mu_A$ -Wert für einige interessierende Fälle aufgeführt.

Tabelle 3. Grenzen bei Gewinde- und Gesamtreibung der Versuchsreihe 1.

Schraube n. Bild 12b  
 Gewinde gerollt  
 Werkstoff: Cq 45  
 Zugfestigkeit: 88 bis 97 kp/mm<sup>2</sup> (HB 0,34)

Prüfmutter: gehärtet 40 RC (Ausnahmen: 8 G-Normmuttern bei Versuchsgruppe Nr. 1.10; 1.12; 1.15; 1.16; 1.20; 1.22; 1.25; 1.26)  
 Kopfunterlage: gehärtet 49 RC; Rauigkeit 1,5/1000 mm

Versuchsgruppe	Oberflächenzustand *		Schmierung **	Rauigkeit der Schraubenkopfauflage 1/1000 mm	Flankendurchmesser der Schraube		Gewindereibungszahl $\mu$						Gesamtreibungszahl $\mu_{ges}$							
	Schraube	Mutter			der Kopfauflage	des Gewindes	1 Gg. mm	8 Gg. mm	$\nu = 0,5$		$\nu = 0,7$		$\nu = 0,9$		$\nu = 0,5$		$\nu = 0,7$		$\nu = 0,9$	
									max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.		
1.01	Oo	Oo	—	—	8,89 bis 8,94	8,91 bis 8,97	0,33	0,21	0,35	0,20	0,36	0,19	0,23	0,15	0,20	0,15	0,18	0,15	0,15	
1.02	Oo	Oo	geölt Paste	geölt Paste	8,92 bis 8,94	8,94 bis 8,96	0,23	0,16	0,23	0,16	0,24	0,155	0,155	0,14	0,155	0,14	0,153	0,137	0,137	
1.03	Op	Oo	—	—	8,93 bis 8,96	8,95 bis 8,97	0,42	0,28	0,40	0,28	0,40	0,28	0,20	0,16	0,20	0,15	0,21	0,143	0,143	
1.04	Op	Oo	geölt Paste	geölt Paste	8,92 bis 8,96	8,95 bis 8,98	0,40	0,15	0,33	0,16	0,30	0,17	0,165	0,135	0,14	0,15	0,14	0,14	0,14	
1.05	Ops	Oo	—	—	8,93 bis 8,97	8,97 bis 9,00	0,40	0,25	0,37	0,26	0,35	0,27	0,24	0,165	0,235	0,16	0,22	0,16	0,16	
1.06	Ops	Oo	geölt Paste	geölt Paste	8,93 bis 8,97	8,95 bis 9,00	0,24	0,21	0,27	0,24	0,28	0,25	0,25	0,15	0,24	0,16	0,23	0,16	0,16	
1.07	Zn 2	Oo	—	—	8,95 bis 8,96	8,98 bis 9,01	0,18	0,11	0,20	0,12	0,22	0,13	0,20	0,13	0,19	0,13	0,18	0,13	0,13	
1.08	Zn 8	Oo	—	—	8,95 bis 8,98	9,00 bis 9,03	0,22	0,11	0,24	0,11	0,26	0,11	0,20	0,14	0,19	0,14	0,18	0,14	0,14	
1.09 A	Zn 15	Oo	—	—	8,97 bis 9,00	9,01 bis 9,03	0,44	0,17	0,44	0,175	0,43	0,18	0,40	0,20	0,35	0,18	0,32	0,17	0,17	
1.10	Zn 3	Zn 5 <sup>1</sup>	—	—	8,94 bis 8,97	8,97 bis 9,02	0,40	0,20	0,40	0,20	0,43	0,21	0,20	0,14	0,17	0,135	0,16	0,13	0,13	
1.11	Zn 7	Zn 5 <sup>1</sup>	—	—	8,94 bis 8,97	8,99 bis 9,02	0,45	0,15	0,50	0,15	0,55	0,145	0,20	0,13	0,18	0,13	0,17	0,12	0,12	
1.12	Zn 14	Zn 5 <sup>1</sup>	—	—	8,96 bis 8,99	9,00 bis 9,02	0,35	0,14	0,38	0,16	0,40	0,17	0,22	0,125	0,20	0,12	0,20	0,115	0,115	
1.13	Cd 2	Oo	—	—	8,91 bis 8,95	8,95 bis 8,99	0,20	0,11	0,19	0,10	0,185	0,10	0,125	0,095	0,125	0,095	0,115	0,095	0,095	
1.14	Cd 7	Oo	—	—	8,99 bis 9,05	9,05 bis 9,11	0,30	0,18	0,31	0,18	0,31	0,18	—	—	—	—	—	—	—	
1.15	Cd 2	Cd 6 <sup>1</sup>	—	—	8,93 bis 8,96	8,96 bis 9,01	0,37	0,17	0,38	0,16	0,38	0,15	—	—	—	—	—	—	—	
1.16	Cd 7	Cd 6 <sup>1</sup>	—	—	8,98 bis 9,01	9,03 bis 9,06	0,38	0,21	0,38	0,23	0,38	0,24	0,13	0,09	0,13	0,088	0,12	0,085	0,085	
1.17 A	Zn 4	Oo	geölt Paste	geölt Paste	8,93 bis 8,96	8,98 bis 9,02	0,19	0,14	0,185	0,14	0,185	0,135	0,21	0,14	0,18	0,135	0,17	0,13	0,13	
1.18 A	Zn 10	Oo	geölt Paste	geölt Paste	8,95 bis 8,98	8,99 bis 9,02	0,15	0,10	0,165	0,10	0,175	0,105	0,11	0,10	0,11	0,10	0,105	0,095	0,095	
1.19 A	Zn 14	Oo	geölt Paste	geölt Paste	8,95 bis 9,00	8,99 bis 9,03	0,17	0,11	0,19	0,12	0,20	0,125	0,12	0,10	0,115	0,095	0,115	0,095	0,095	
1.20	Zn 4	Zn 6 <sup>1</sup>	geölt Paste	geölt Paste	8,94 bis 8,97	8,96 bis 9,01	0,15	0,08	0,14	0,09	0,13	0,10	0,17	0,11	0,16	0,11	0,14	0,10	0,10	
1.21	Zn 10	Zn 6 <sup>1</sup>	geölt Paste	geölt Paste	8,94 bis 8,99	8,97 bis 9,05	0,19	0,13	0,18	0,12	0,18	0,12	0,18	0,12	0,165	0,115	0,14	0,115	0,115	
1.22	Zn 14	Zn 6 <sup>1</sup>	geölt Paste	geölt Paste	8,95 bis 9,00	8,98 bis 9,02	0,24	0,14	0,23	0,16	0,23	0,15	0,24	0,14	0,20	0,14	0,19	0,14	0,14	
1.23	Cd 3	Oo	geölt Paste	geölt Paste	8,91 bis 8,96	8,94 bis 8,96	0,17	0,10	0,17	0,10	0,17	0,10	0,125	0,10	0,12	0,10	0,115	0,095	0,095	
1.24	Cd 7	Oo	geölt Paste	geölt Paste	8,93 bis 8,96	8,96 bis 8,99	0,16	0,105	0,14	0,10	0,13	0,095	0,10	0,09	0,10	0,09	0,09	0,08	0,08	
1.25	Cd 2	Cd 6 <sup>1</sup>	geölt Paste	geölt Paste	8,92 bis 8,97	8,95 bis 9,01	0,15	0,13	0,15	0,13	0,15	0,13	0,11	0,10	0,11	0,10	0,10	0,09	0,09	
1.26	Cd 9	Cd 6 <sup>1</sup>	geölt Paste	geölt Paste	8,98 bis 9,01	9,04 bis 9,01	0,19	0,11	0,17	0,10	0,17	0,095	0,18	0,14	0,16	0,125	0,15	0,11	0,11	

\*\* — = ohne besondere Schmierung, jedoch nicht entfettet;  
 geölt = Schmierung von Gewinde und Kopfauflage mit Öl Voltol V;  
 Paste = Schmierung mit Gemisch Voltol V-Molybdän-Disulfid.

<sup>1</sup> Für jede Schraube eine neue Mutter verwendet.  
 \* Oo = Oberfläche nach Vergüten nicht behandelt;  
 Op = Oberfläche auf der Basis von Zinkphosphaten phosphatiert;  
 Ops = Nach der Op-Behandlung in Nigrosinschwärze getaucht;  
 Zn 2 = In cyanalkalischen Bädern verzinkt (2 weist auf Zn-Schichtdicke = 1/1000 mm hin).  
 Cd 2 = In cyanalkalischen Bädern vercadmet, Ziffernbedeutung wie Zn;

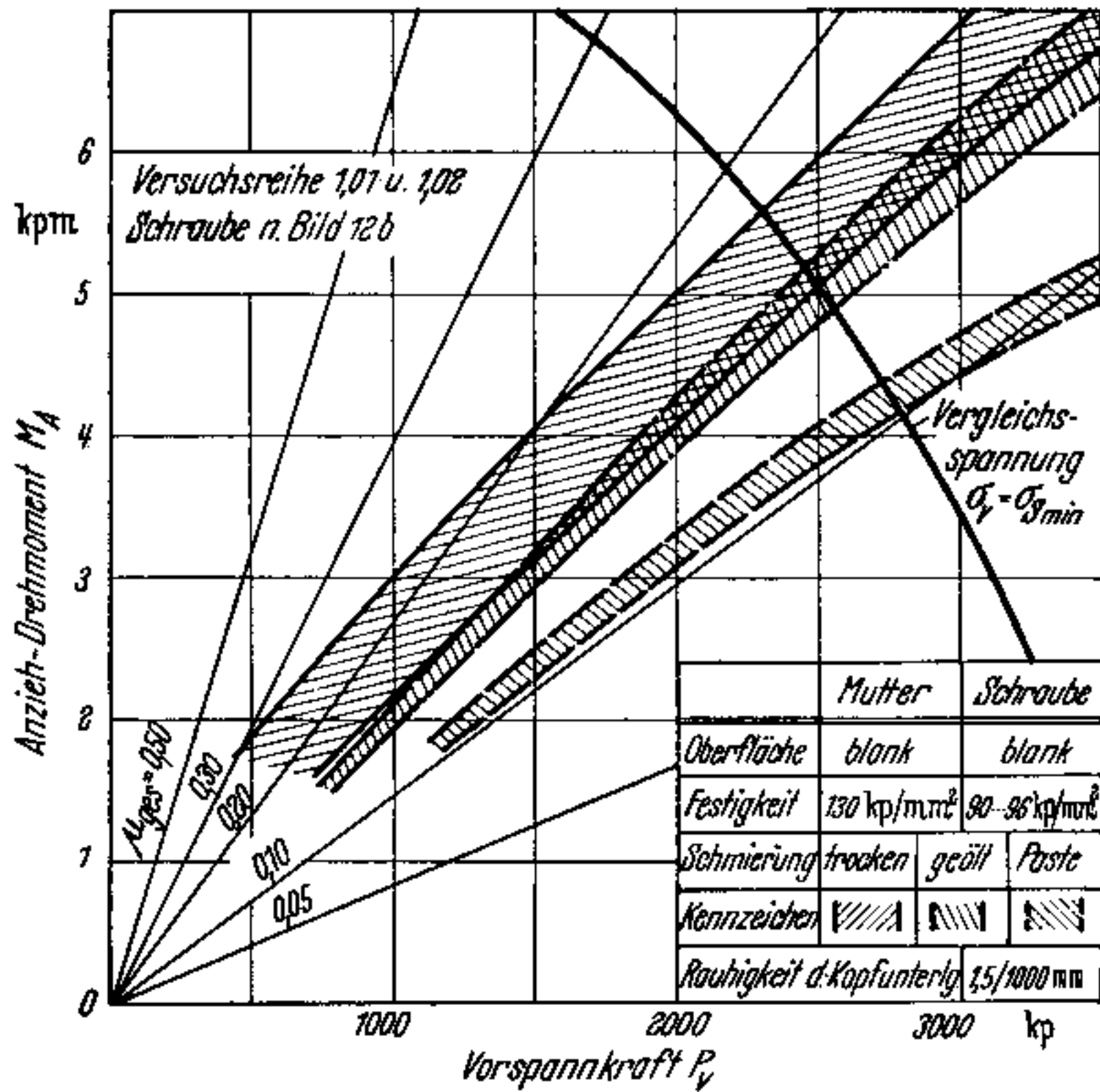


Bild 14. Streubereiche der Vorspannung an blanken Schrauben (Oo).

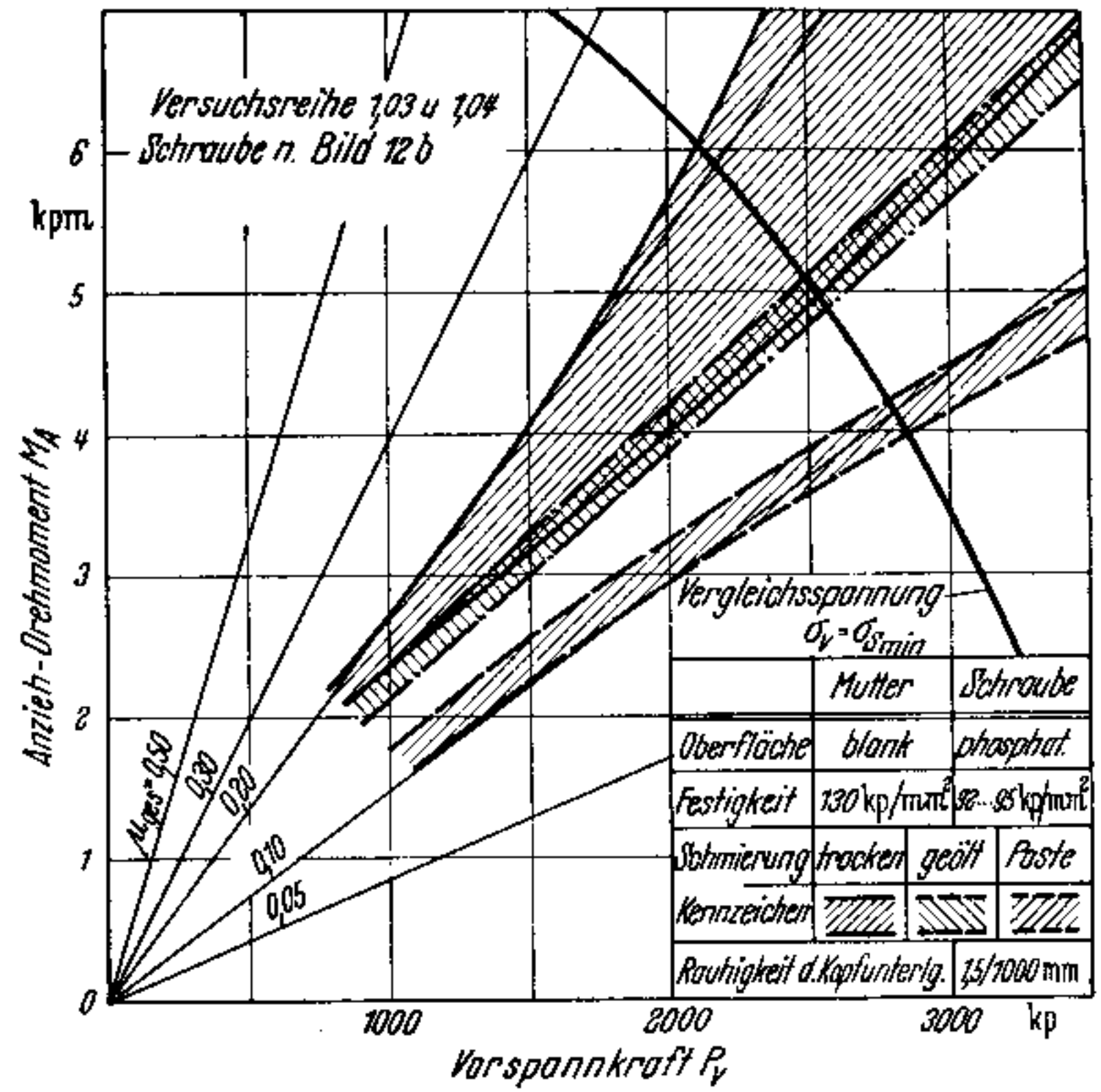


Bild 15. Streubereiche der Vorspannung an phosphatierten Schrauben (Zinkphosphat) (Op).

Tabelle 4. Streuung von  $\mu_A$  und  $M_G$  bei verschiedenen Versuchsgruppen.

Versuchsgruppe	$\mu_A^1$ min	$M_G$ Mittelwert <sup>2</sup> kpm	Abweichung %	Verteilung der Streuung (geschätzt)		
				$\mu$ -Streuung %	Anlage- streuung %	Toleranz- streuung %
1.01	0,12	2,63	± 24	± 22	± 1	± 1
1.02	0,123	1,95	± 18	± 16	± 1	± 1
—	0,085	1,7	± 12	± 10	± 1	± 1
1.03	—	3,3	± 18	± 16	± 1	± 1
1.04	0,12	2,15	± 25	± 23	± 1	± 1
—	0,068	1,75	± 14	± 12	± 1	± 1
1.09	0,16	2,75	± 34	± 23	± 11	—
1.14	—	2,35	± 23	± 21	± 1	± 1

<sup>1</sup> Für  $\nu = 0,9$ . <sup>2</sup> Bezogen auf  $P_V = 1500$  kp.

Die Schwankungen von  $M_G$  sind, wie am Anfang ausgeführt, z. T. durch Streuungen der die Reibungszahl direkt beeinflussenden Größen (Rauigkeit, Schmierfilm, Verunreinigungen), z. T. aber auch durch eine Verschiebung der Flankenanlagelinie und damit des Reibungshalbmessers bedingt.

Zum Vergleich mit den in Bild 4 angeführten theoretischen Abweichungen sind in Tab. 4 die bei den Versuchen gemessenen Werte angegeben. Wird berücksichtigt, daß der größte, durch eine Verschiebung der Flankenanlagelinie mögliche Fehler  $\pm 11\%$  beträgt, dann läßt sich abschätzen, daß die Gewindereibungszahl um  $\pm 10$  bis  $23\%$  streuen muß.

Messungen des Flankenwinkels mit einem Werkstattmeßmikroskop zeigten, daß an blanken Gewindeprofilen bei der Herstellung Flankenwinkelabweichungen von  $+1^\circ$  bis  $+2^\circ$ , bei galvanisierten Gewindeprofilen solche von  $-2^\circ$  bis  $-4^\circ$  auftreten können. Es konnte ferner festgestellt werden, daß sich die Gewindeprofile nach einmaligem Anzug um etwa  $1^\circ$  durchgebogen haben. Dies kann bei mehrmaligem Anziehen auf  $\mu$  vergrößernd oder verkleinernd wirken, je nachdem ob sich das Mutter- oder das Bolzenprofil stärker verformt.

Faßt man die in Tab. 3 und den Bildern 14 bis 19 dargestellten Ergebnisse qualitativ zusammen, wie das in Tab. 5 geschehen ist, dann ist der bedeutende Einfluß von Oberflächenbehandlung und Schmierung deutlich erkennbar.

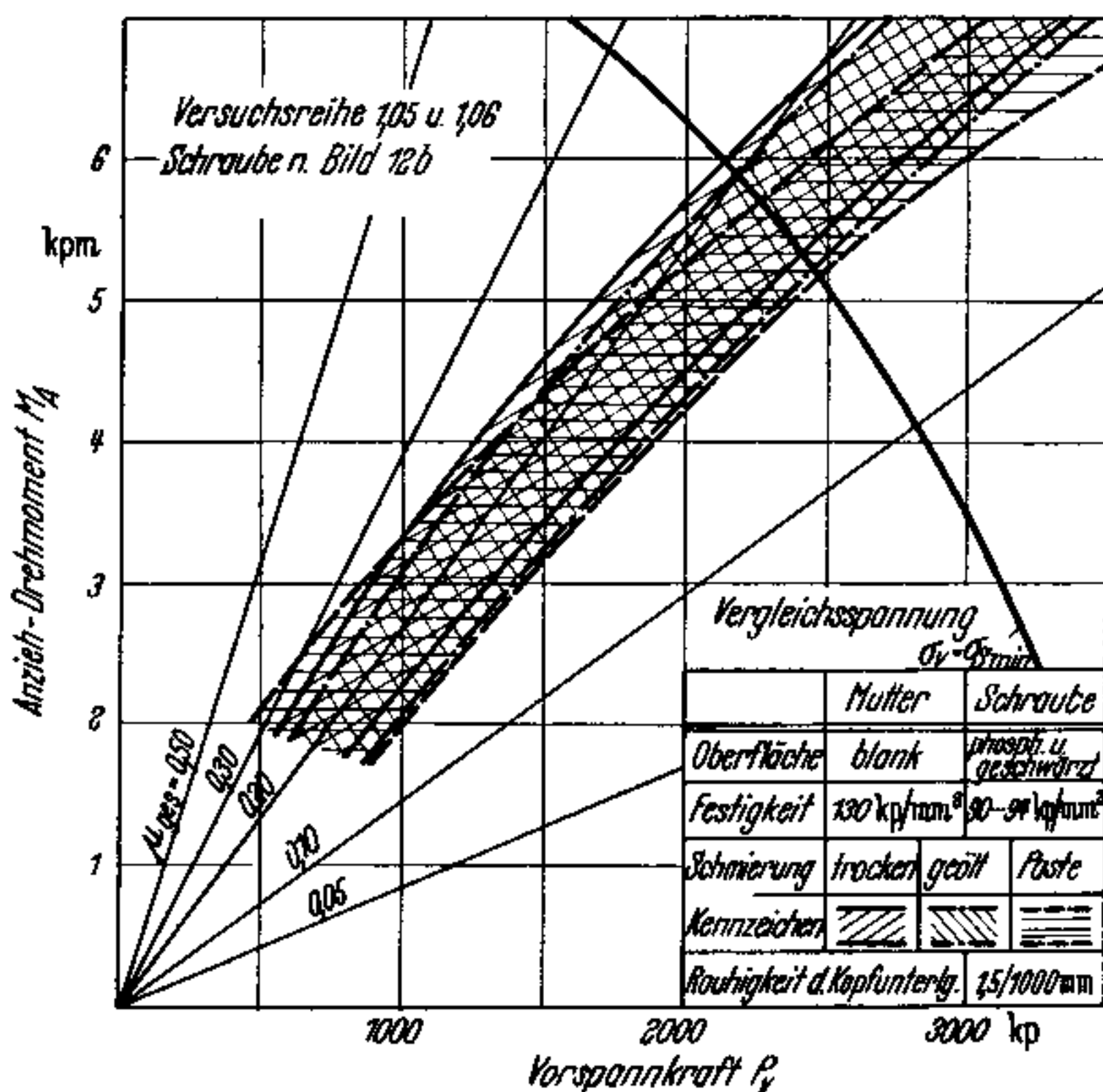


Bild 16. Streubereiche der Vorspannung an phosphatierten und geschwärtzten Schrauben (Ops).

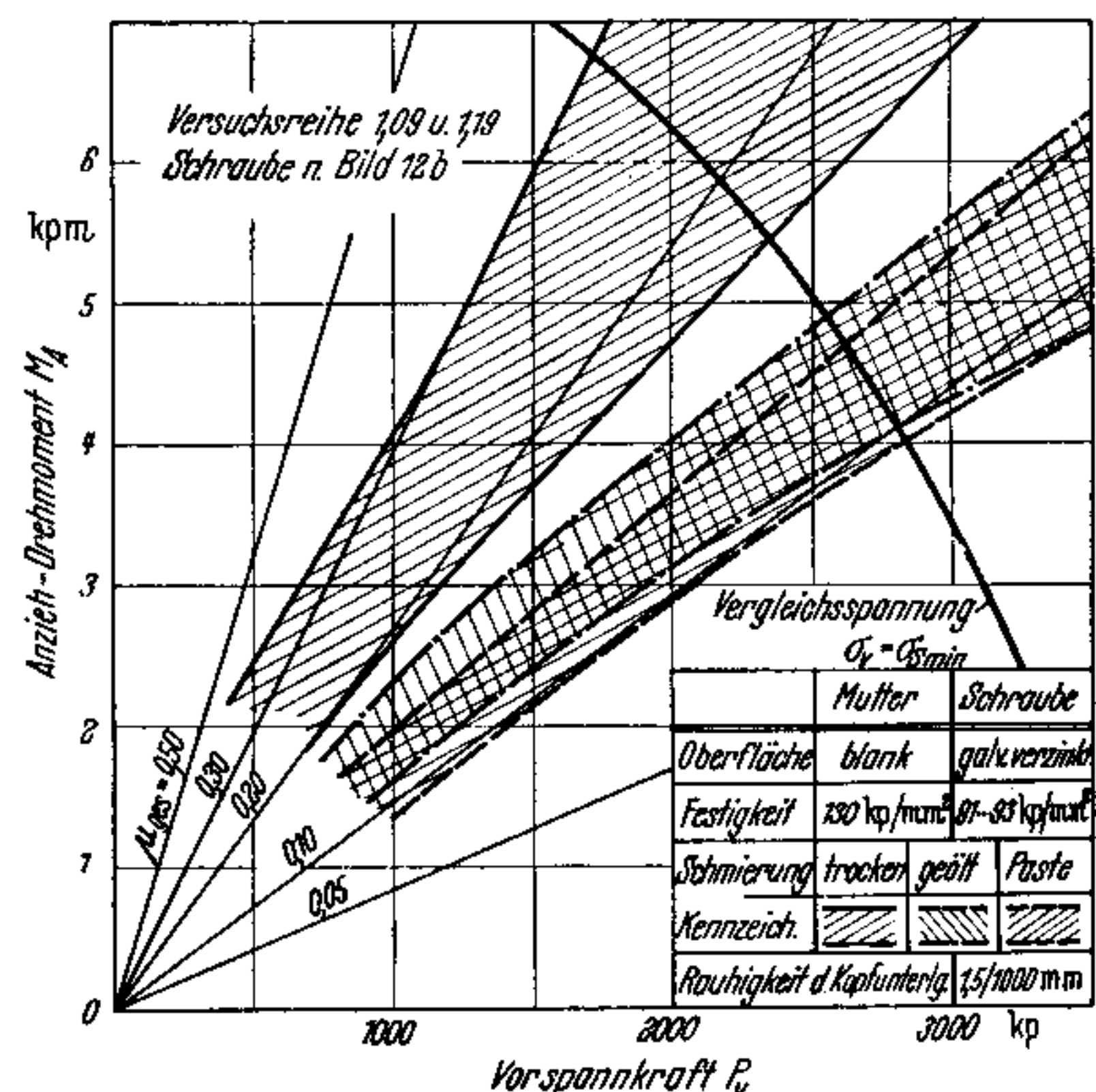


Bild 17. Streubereiche der Vorspannung an galvanisch verzinkten Schrauben (Zn).

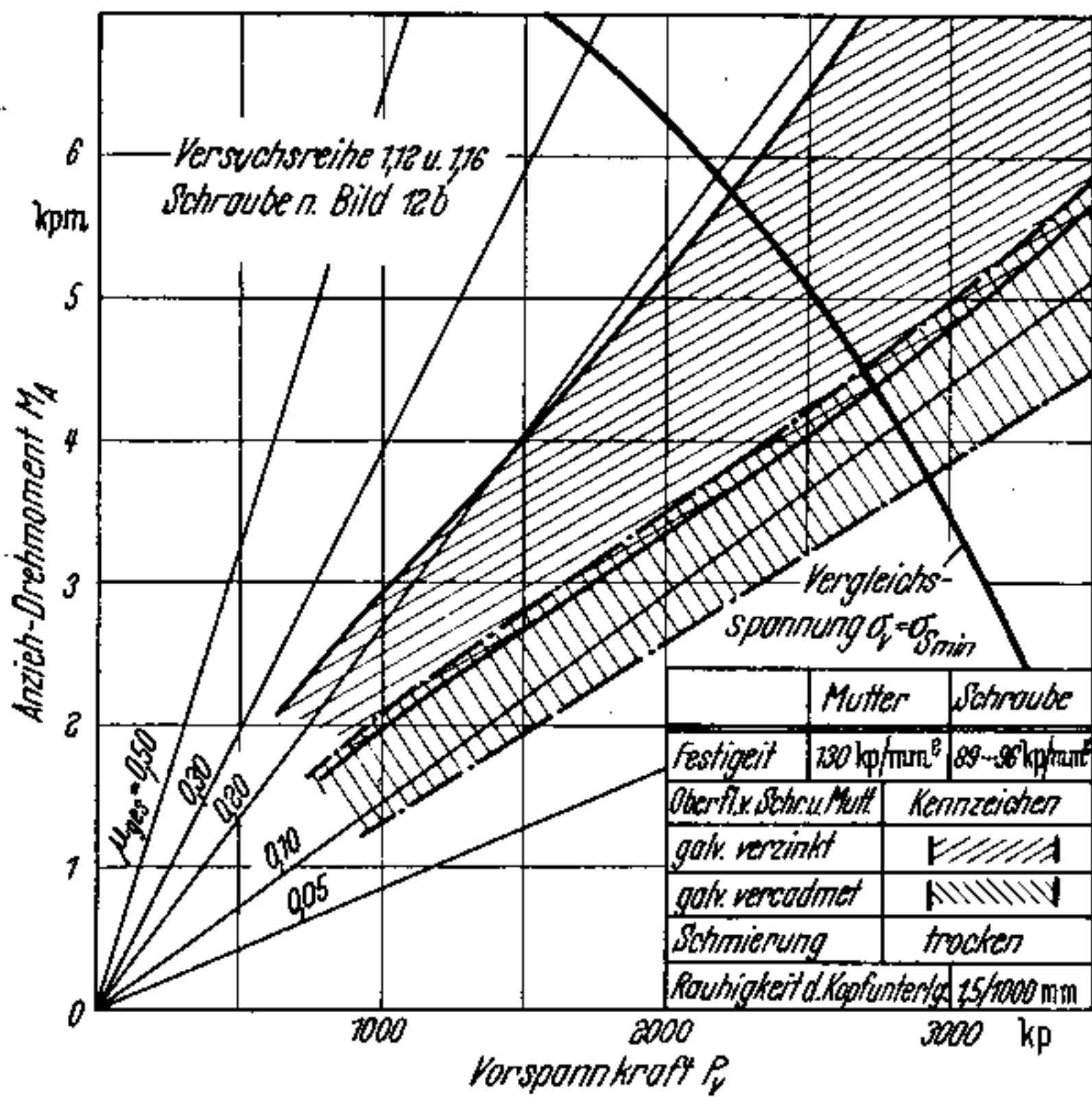


Bild 18. Streubereiche der Vorspannung an galvanisch behandelten Schrauben.

2. Versuchsreihe

Vergleicht man die Ergebnisse (Tab. 6) der entsprechenden Versuchsgruppen, so ist zu erkennen, daß zwischen spanlos und spanabhebend hergestellten Gewinden kein bedeutender Unterschied besteht. Bei vergüteten Schrauben

Tabelle 5. Wirkung verschiedener Oberflächen- und Schmierzustände auf  $\mu_{ges}$ .  
a. bei blanker Mutter

Oberfläche	Streuung und Reibungszahlen ungeschmiert	Wirkung einer Ölschmierung (Voltol V)	Wirkung einer Pastenschmierung (Mo S-Paste)
Blank	Normal	Streuung geringer, $\mu_{ges}$ kleiner.	Streuung geringer, $\mu_{ges}$ sehr niedrig.
Phosphatiert	Bei größeren Kräften nimmt Streuung zu. $\mu_{ges}$ wie bei „blank“.	Streuung merklich geringer. $\mu_{ges}$ an unterer Grenze von ungeschmiert.	Streuung merklich geringer. $\mu_{ges}$ sehr niedrig.
Phosphatiert und geschwärzt	$\mu_{ges}$ etwas größer, Streuung normal.	Kaum bemerkbar.	Kaum bemerkbar.
Galvanisch verzinkt	Bei dünnen Schichten $\mu_{ges}$ und Streuung normal, bei dicken Schichten stärkere Streuung.	Kaum bemerkbar.	Außer bei dicken Schichten. $\mu_{ges}$ !' ner.
Galvanisch vercadmet	$\mu_{ges}$ sehr niedrig, Streuung merklich geringer.	Keine Verbesserung gegenüber ungeschmiert.	Noch kleinere $\mu_{ges}$ und Streuungen.

b. bei galvanisch behandelter Mutter

Galvanisch verzinkt	Streuung allgemein größer als bei blanker Mutter.	Kaum bemerkbar.	$\mu_{ges}$ kleiner; nicht immer ist die Streuung geringer.
Galvanisch vercadmet	Streuung allgemein größer als bei blanker Mutter.	Kaum bemerkbar.	Kaum bemerkbar.

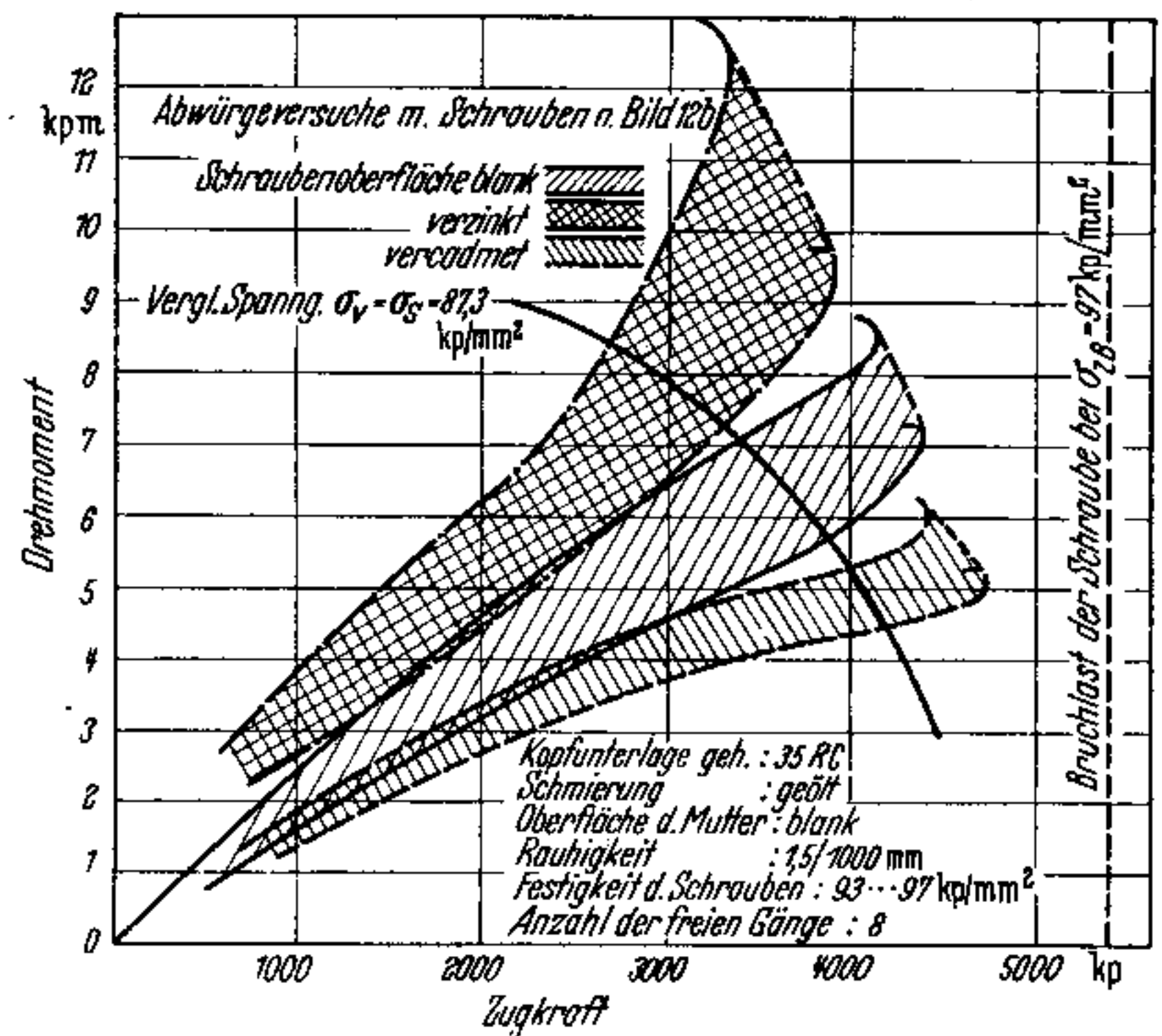


Bild 19.  $M_A$ - $P_v$ -Streubereich bis zum Bruch.

ben mit geschnittenem Gewinde ist jedoch der Streubereich größer.

Nach Bild 20 wirkt die Art der Wärmebehandlung merklich auf die Reibungszahl und das Streuband. Die ungünstigsten  $\mu_{ges}$ -Werte wurden bei schlußgeglühten Gewinden gefunden. Ein vergütetes Gewinde zeigt bessere Reibungseigenschaften. Wird überhaupt keine Wärmebehandlung vorgenommen, dann liegen die  $\mu_{ges}$ -Werte zwar sehr niedrig, streuen jedoch stärker. Günstig wirkt ein Vorvergüten des Rohlings. Hierbei ist die Streuung im allgemeinen geringer als bei schlußvergüteten Gewinden.

3. Versuchsreihe

Für die Untersuchung der Reibungsverhältnisse an der Kopfaufgabe wurde eine Sechskant-Bundkopfschraube verwendet. Da eine Berechnung von  $\mu_A$  aus Gl. (29) vermieden werden sollte, sich jedoch das Reibungsmoment an der Kopfaufgabe nicht direkt messen läßt, mußte das durch das Gewinde übertragene Drehmoment  $M_G$  getrennt bestimmt werden, um  $M_{K1}$  als Unterschied aus  $M_A$  und  $M_G$  zu berechnen. Dieses ist zulässig, wenn ein Gewinde mit einem engen Streubereich verwendet wird, so daß  $M_G$  keinen großen Schwankungen unterworfen ist.

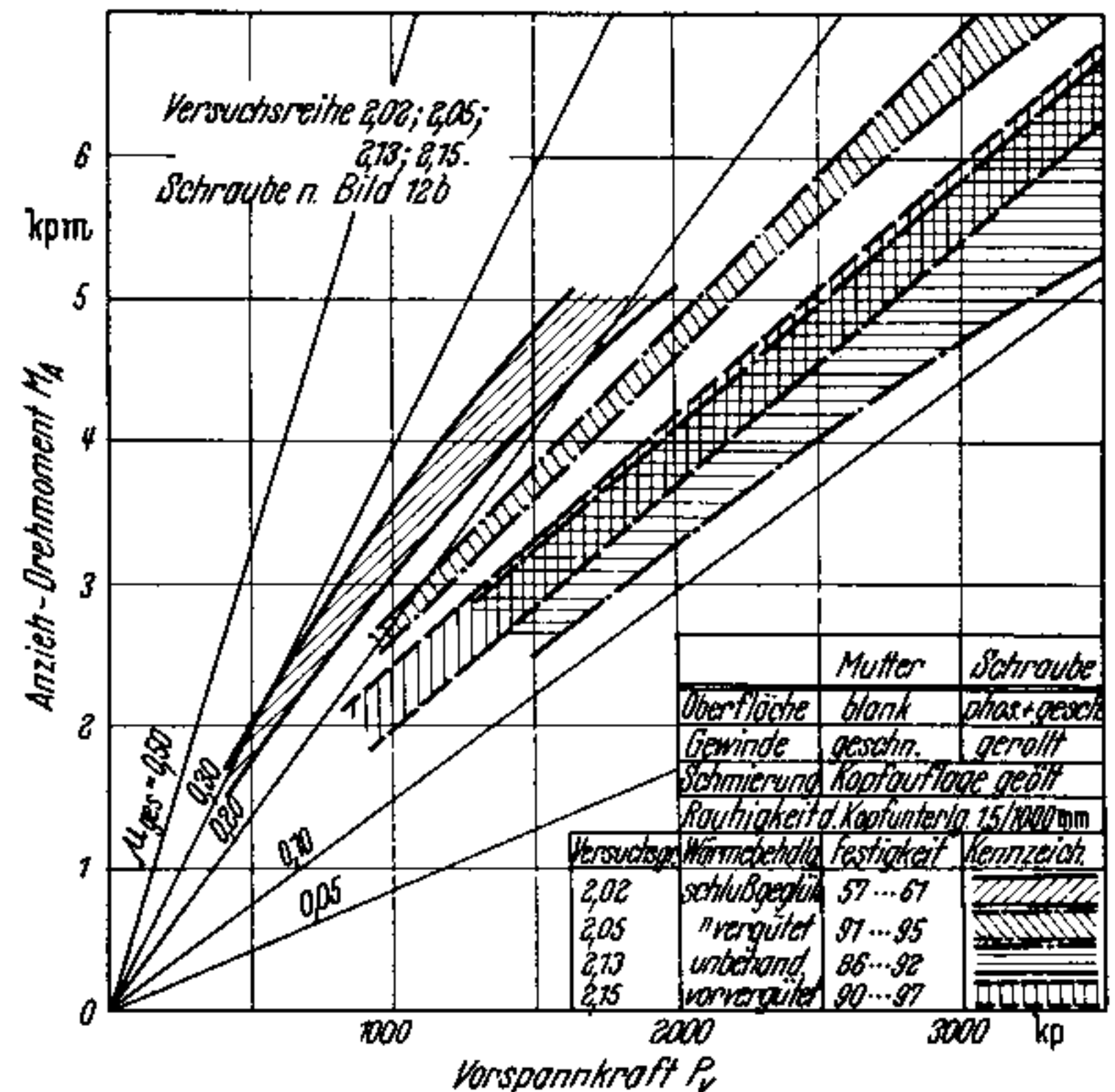
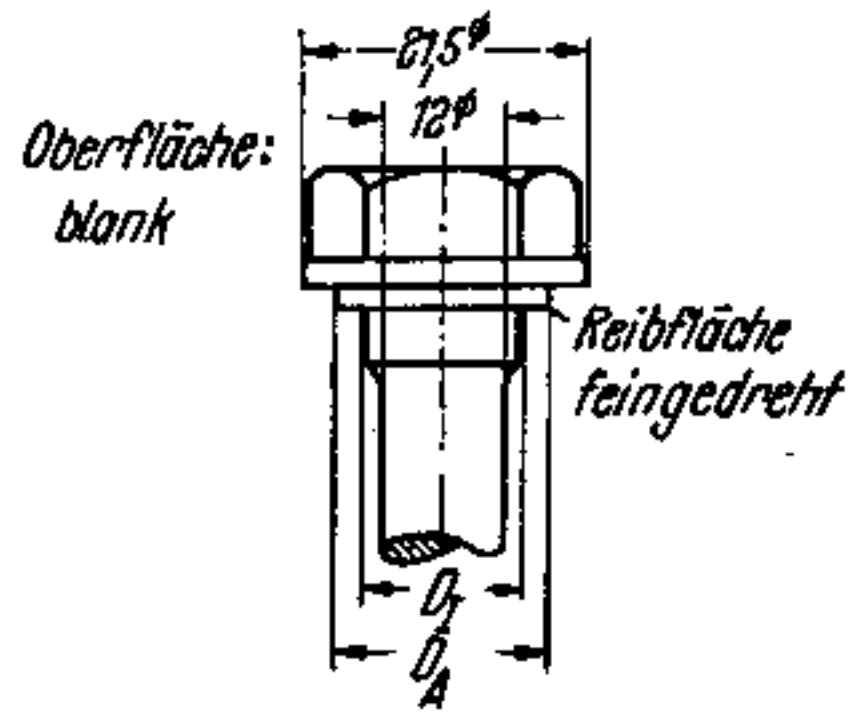


Bild 20. Streubereich der Vorspannung an Schrauben mit verschiedener Wärmebehandlung.



Tabelle 7. Vergleich der errechneten und gemessenen Abweichung bei ungleichmäßiger Kopfauflage in verschiedenen Versuchsgruppen der Versuchsreihe 3.



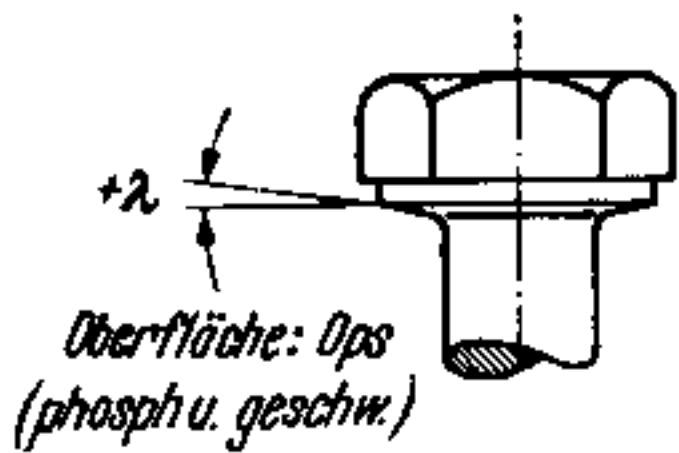
Versuchsgruppe	$D_I^1$	$D_A^1$	theoret. Abweichung	Auflagefläche $F_A$	$M_{K1 \max}^3$	$M_{K1 \min}^3$	$M_{K1 \text{mittel}}$	prakt. Abweichung	$\mu_{A \max}^4$	$\mu_{A \min}^4$
	mm	mm	%		kpm	kpm	kpm	%		
3.01	12,5	21,5	$\pm 26,5$	$3,4 F_{sch}^2$	4,2	2,8	3,3	$\pm 27$	0,18	0,12
3.02	12,5	15,7	$\pm 11$	$1,0 F_{sch}$	2,9	2,3	2,6	$\pm 11,5$	0,15	0,119
3.03	12,5	18,3	$\pm 19$	$2,0 F_{sch}$	3,8	2,1	3,0	$\pm 26,5$	0,18	0,10
3.04	19,3	21,5	$\pm 5,5$	$1,0 F_{sch}$	4,8	3,8	4,0	$\pm 20$	0,171	0,135
3.05	16,8	21,5	$\pm 12$	$2,0 F_{sch}$	5,4	2,8	4,2	$\pm 28,5$	0,205	0,106

<sup>1</sup> Kopfform siehe nebenstehende Skizze.  
<sup>2</sup> Schaftquerschnitt  $F_{sch} = 71 \text{ mm}^2$ .  
<sup>3</sup>  $P_v = 2750 \text{ kp}$ ;  $M_G = 3,6 \text{ kpm}$ .  
<sup>4</sup> Mit Voltol V geschmiert; Mutter gehärtet 55 RC; Kopfunterlage gehärtet 56 RC; Rauigkeit  $1,8/1000 \text{ mm}$ .

Tabelle 8. Einfluß von Rauigkeit und Winkligkeit der Kopfauflagefläche der Versuchsreihe 4.

Versuchsgruppe	Schmierung *	Oberflächenbearbeitung	Rauigkeit $1/1000 \text{ mm}$	Neigung der Kopfauflage $\lambda$ Grad <sup>1</sup>	$M_{K1 \text{mittel}}$ kpm	praktische Abweichung %	$\mu_{A \max}$	$\mu_{A \min}$	Änderung von $M_{K1}$ , bezogen auf ebene Kopfauflage
4.01	geölt Paste	grob gedreht	23	0	2,04	$\pm 5$	0,156	0,141	1,0
4.02	geölt Paste	fein gedreht	8,5	0	1,14 1,94	$\pm 10$	0,097 0,156	0,054 0,127	—
4.03	geölt Paste	poliert	4	0	0,54 3,44	$\pm 14,5$	0,054 0,286	0,025 0,228	1,0
4.04	geölt	grob gedreht	15	-3	0,84	—	0,112	0,039	—
4.05			22	-6	2,94	$\pm 7$	0,228	0,200	1,44
4.06			22	+2	3,34	$\pm 6$	0,258	0,214	1,64
4.07			19	+4	2,24	$\pm 4,5$	0,170	0,156	1,10
4.08	geölt	poliert	5	-3	3,04	$\pm 29,5$	0,287	0,170	1,49
4.09			5	-6	4,34	$\pm 55$	0,490	0,243	1,26
4.10			3,5	+2	4,14	$\pm 38,5$	0,418	0,272	1,205
4.11			5	+4	3,44	$\pm 14,5$	0,287	0,243	1,0
					2,44	$\pm 12,5$	0,200	0,170	0,71

<sup>1</sup> Kopfform siehe nebenstehende Skizze.  
<sup>2</sup>  $P_v = 2000 \text{ kp}$ ;  $M_G = 3,26 \text{ kpm}$ .  
 Kopfunterlage gehärtet 59 RC,  
 Rauigkeit  $1,5/1000 \text{ mm}$ ,  
 Prüfmutter gehärtet 40 RC.  
 \* geölt mit Voltol V., Paste aus  $\text{MoS}_2$ .



Die Versuchsergebnisse sind der Tab. 7 zu entnehmen. Die Reibungszahl  $\mu_A$  liegt zwischen 0,10 bis 0,20, was mit dem in Tab. 4 angeführten Wert  $\mu_A = 0,123$  (für Versuchsgruppe 1,02) gut übereinstimmt. Eine Abhängigkeit von der Flächenpressung  $p_A$  ist nicht zu erkennen. Die Abweichungen liegen noch innerhalb des normalen Streubereiches. Ein Vergleich der errechneten und der gemessenen Abweichungen des Kopfreibungsmomentes vom Mittelwert ergibt zunächst eine Übereinstimmung beider Werte (Versuchsgruppen 3.01 und 3.02). Das ist jedoch rein zufällig, denn in den restlichen drei Fällen ist die gemessene Abweichung erheblich größer als die errechnete. Diese Streuung muß, entsprechend der bei der Gewindereibung, auf direkte Schwankungen der Reibungszahl zurückgeführt werden.

4. Versuchsreihe

Nach Tab. 8 macht sich der Einfluß von Rauigkeit und Winkligkeit der Kopfauflagefläche stark bemerkbar. Die feingedrehte Oberfläche zeigt sowohl bei Öl, als auch bei der Schmierung mit  $\text{MoS}_2$ -Paste die günstigsten Gleiteigenschaften. Das ist durchaus zu verstehen, denn in den kleinsten Vertiefungen befindet sich noch Schmierstoff, der einen dünnen Schmierfilm gewährleistet. Bei polierter Oberfläche ist dies unmöglich, weil der Schmierstoff sofort weggepreßt wird. Die Rauigkeit der feingedrehten Oberfläche ist nicht so groß, daß sich die Oberflächenunebenheiten ineinander verkrallen und so auf den Gleitvorgang hemmend wirken. Die Streuung des Kopfreibungsmomentes um den Mittelwert nimmt mit zunehmender Glättung der Oberfläche zu.

Eine negative (konkave) Neigung der Kopfauflagefläche vergrößert in allen Fällen das Kopfreibungsmoment. Bei einer grobgedrehten Oberfläche beträgt diese Erhöhung bis zu 64%. Interessant ist dabei noch, daß die gemessenen Abweichungen vom Mittelwert bei  $\pm 6$  bis  $\pm 7\%$  liegen. Bei einer polierten Oberfläche ist die Steigerung von  $M_{K1}$  nicht so groß. An einer erhabenen Schraubenkopfauflage müßte eigentlich ein kleineres  $M_{K1}$  gemessen werden. Das war aber nur bei der polierten Oberfläche der Fall, die mit der größten Genauigkeit hergestellt werden konnte.

Wie bereits ausgeführt, ist es oft von Nutzen, Schrauben mit großer Kopfreibung zu verwenden. Eine Kopfform wie die hier untersuchte, mit hohler Auflage, ist also eine weitere gestaltende Möglichkeit in dieser Richtung.

5. Versuchsreihe

Wie sich die Vorspannung einer Schraubenverbindung bei mehrmaligem Anziehen und Lösen verhält, ist sehr bedeutungsvoll, weil viele, durch Schrauben befestigte

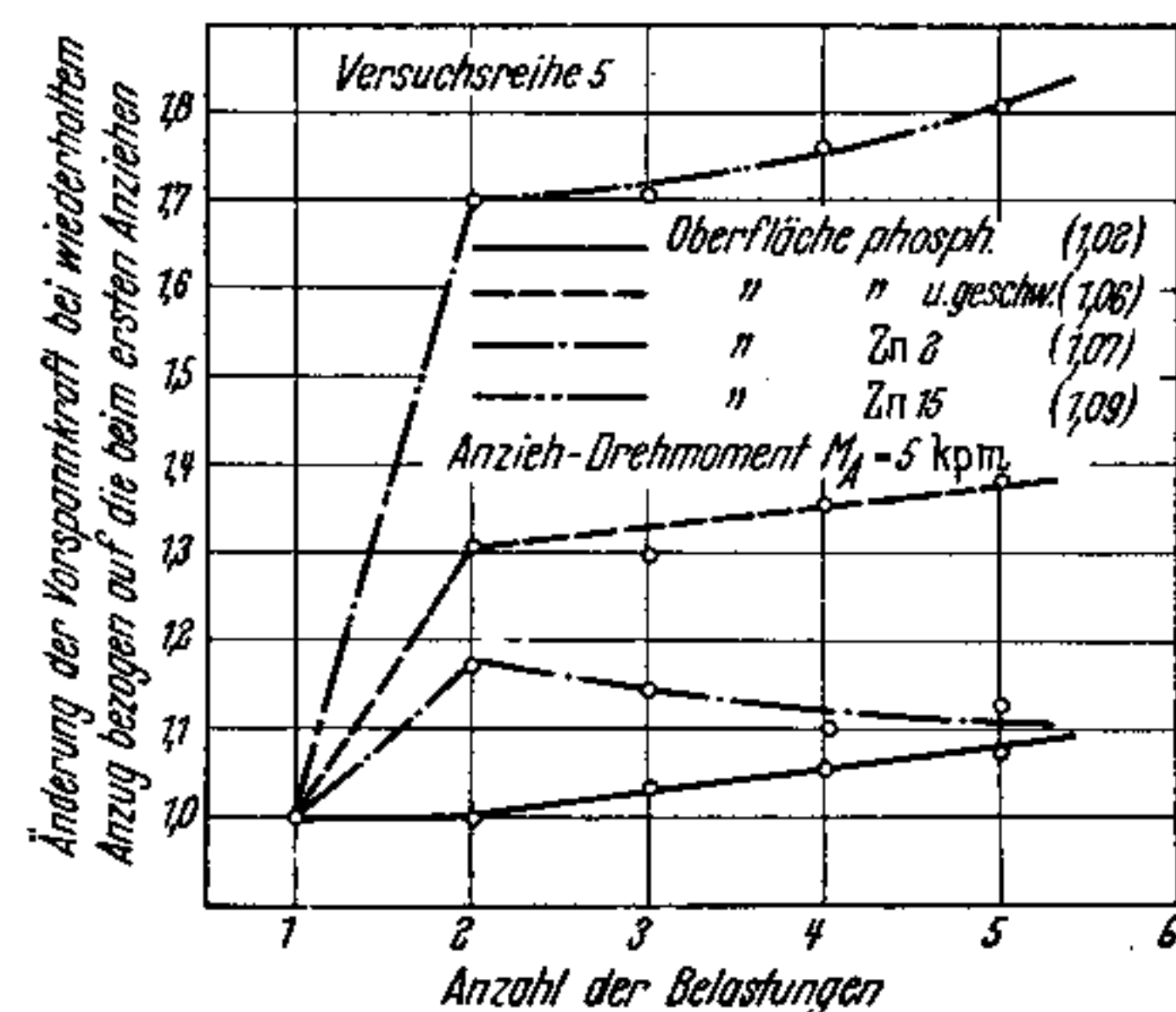


Bild 21. Der dimensionslose Wert der Änderung der Vorspannkraft bei wiederholtem Anziehen.

Tabelle 9. Änderung der Vorspannkraft der Versuchsreihe 5 bei wiederholtem Anziehen einer Schraube nach Bild 12b.

Schrauben aus Versuchsgruppe	Änderung der Vorspannkraft beim Anziehen mit fester Kopfunterlage					Änderung der Vorspannkraft beim Anziehen mit ausgeschalteter Kopfreibung				
	1.	2.	3.	4.	5.	1.	2.	3.	4.	5.
1.01	1,0	1,02	1,04	1,05	1,04	1,0	0,924	1,00	0,985	1,07
1.02 geölt	1,0	1,00	1,04	1,058	1,075	1,0	0,99	1,01	1,05	1,062
1.03	1,0	1,022	1,06	1,052	1,082	1,0	1,44	1,54	1,51	1,48
1.05	1,0	1,12	1,19	1,23	1,24	1,0	1,49	1,58	1,49	1,52
1.06 geölt	1,0	1,31	1,30	1,355	1,385	1,0	1,37	1,47	1,54	1,57
1.07	1,0	1,175	1,145	1,10	1,13	1,0	1,025	1,038	1,01	1,0
1.09	1,0	1,70	1,71	1,76	1,81	1,0	1,70	1,68	1,81	1,79
1.10	1,0	1,10	1,085	1,061	1,052	1,0	1,29	1,02	0,855	0,875
1.12	1,0	1,16	1,17	1,175	1,19	1,0	1,29	1,06	0,93	0,865
1.19 geölt	1,0	1,045	1,082	1,045	1,08	1,0	1,155	1,195	1,202	1,205
1.22 geölt	1,0	1,29	1,35	1,41	1,445	1,0	0,84	0,88	0,935	0,973

Prüfmutter: Gehärtet 49 RC (außer 1,10 u. 1,12); Oberfläche s. Versuchsreihe 1, Kopfunterlage: Gehärtet 59 RC, Rauigkeit 1,2/1000 mm, Anzieh-Drehmoment: 5 kpm (bzw. 3 kpm bei Gewindeuntersuchung).

Tabelle 10. Vergleich verschiedener Gewindearten der Versuchsreihe 6.

Versuchsgruppe	Gewinde	Schraube nach	$\mu_{ges}^1$ max.	$\mu_{ges}^1$ min.	$d_F$ über 1 Gg. gem.	$d_F$ über 8 Gg. gem.	$\sigma_{zB}$	Streuung von $P_v$ bei $M_A \cdot const$
					mm	mm		
6.01	M 8	Abb. 12a	0,25	0,19	7,10 bis 7,13	7,14 bis 7,17	108 bis 111	7
6.02	M 10	Abb. 12b	0,22	0,15	8,88 bis 8,91	8,93 bis 8,97	112 bis 115	5
6.03	M 12	Abb. 12c	0,22	0,18	10,68 bis 10,73	10,73 bis 10,77	111 bis 115	8
6.04	3/8"	Abb. 12e	0,22	0,19	8,42 bis 8,46	8,46 bis 8,50	110 bis 117	9
6.05	7/16"	Abb. 12d	0,22	0,17	9,84 bis 9,87	9,87 bis 9,93	115 bis 118	7

<sup>1</sup> Für  $\nu = 0,9$ ; Prüfmutter gehärtet 40 RC; Kopfunterlage gehärtet 59 RC; Rauigkeit 1,5/1000 mm; Oberfläche der Schraube: Ops; Schmierung mit Voltol V.

Maschinenteile regelmäßig ausgetauscht werden. Dabei wird die Schraubenverbindung gelöst und wieder angezogen. Je nachdem ob sich die Reibungsverhältnisse bessern oder verschlechtern, wird die Vorspannung größer oder kleiner ausfallen als beim ersten Anziehen. Das kann in dem einen Fall zum Abwürgen der Schraube, in dem anderen Fall zum Lockern der Schraubenverbindung führen.

Die Untersuchungen ergaben, daß sich die Vorspannkraft beim wiederholten Anziehen mit gleichbleibendem Drehmoment bis zu 80% vergrößern kann (Tab. 9). Insbesondere die Steigerung beim zweiten Anziehen ist sehr groß (Bild 21). Es ist zu vermuten, daß beim ersten Anziehen eine Oberflächenglättung stattfindet. Nach etwa 10 bis 15 Belastungen sind die anfänglichen großen Schwankungen abgeklungen, und die Vorspannkraft streut um einen Mittelwert, der jedoch höher liegt als die Vorspannkraft beim ersten Anziehen (Bild 22).

Bei der Festlegung der Anzieh-Drehmomente für oft zu lösende Schraubenverbindungen wären also zwei Angaben erforderlich:

1. das Erst-Anzieh-Drehmoment (z. B. am Fließband),
2. das Reparatur-Anzieh-Drehmoment.

Nur so wird eine gleichbleibende Werkstoffausnutzung ge-

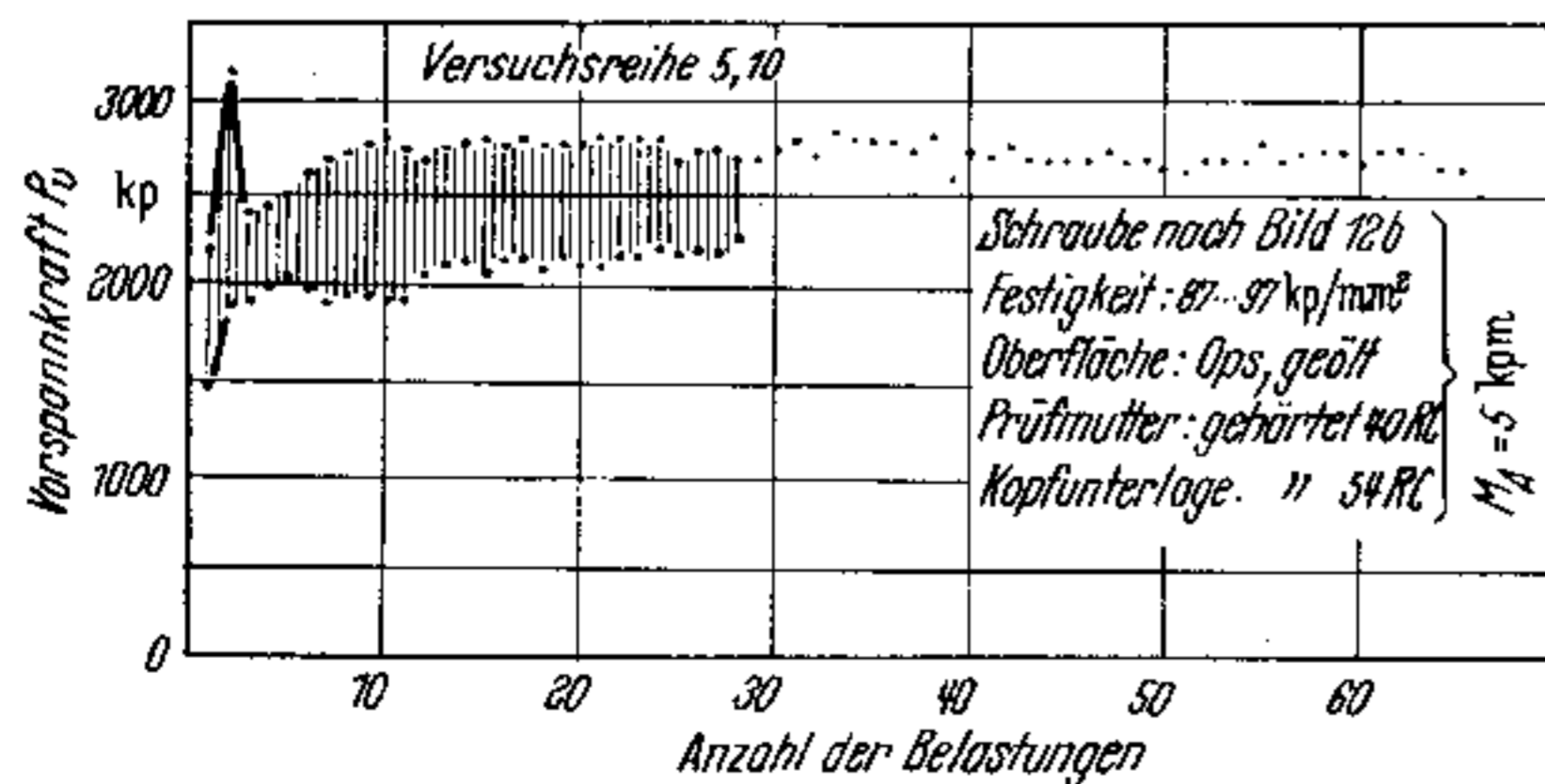


Bild 22. Änderung der Vorspannkraft bei wiederholtem Anziehen.

währleistet und ein Versagen der Schraubenverbindung vermieden.

### 6. Versuchsreihe

Durch diese Messungen sollte zunächst untersucht werden, inwieweit die Reibungszahl von der Nennabmessung abhängt. Es gibt in der Literatur Hinweise auf einen derartigen Einfluß [9]. Nach Tab. 10 ist die allgemeine Streuung der Reibungszahl so groß, daß ein Einfluß der Abmessung nicht mit Sicherheit festzustellen ist. Die Ergebnisse sind mit den in der Versuchsgruppe 1.06 bestimmten Werten in guter Übereinstimmung. Auch die

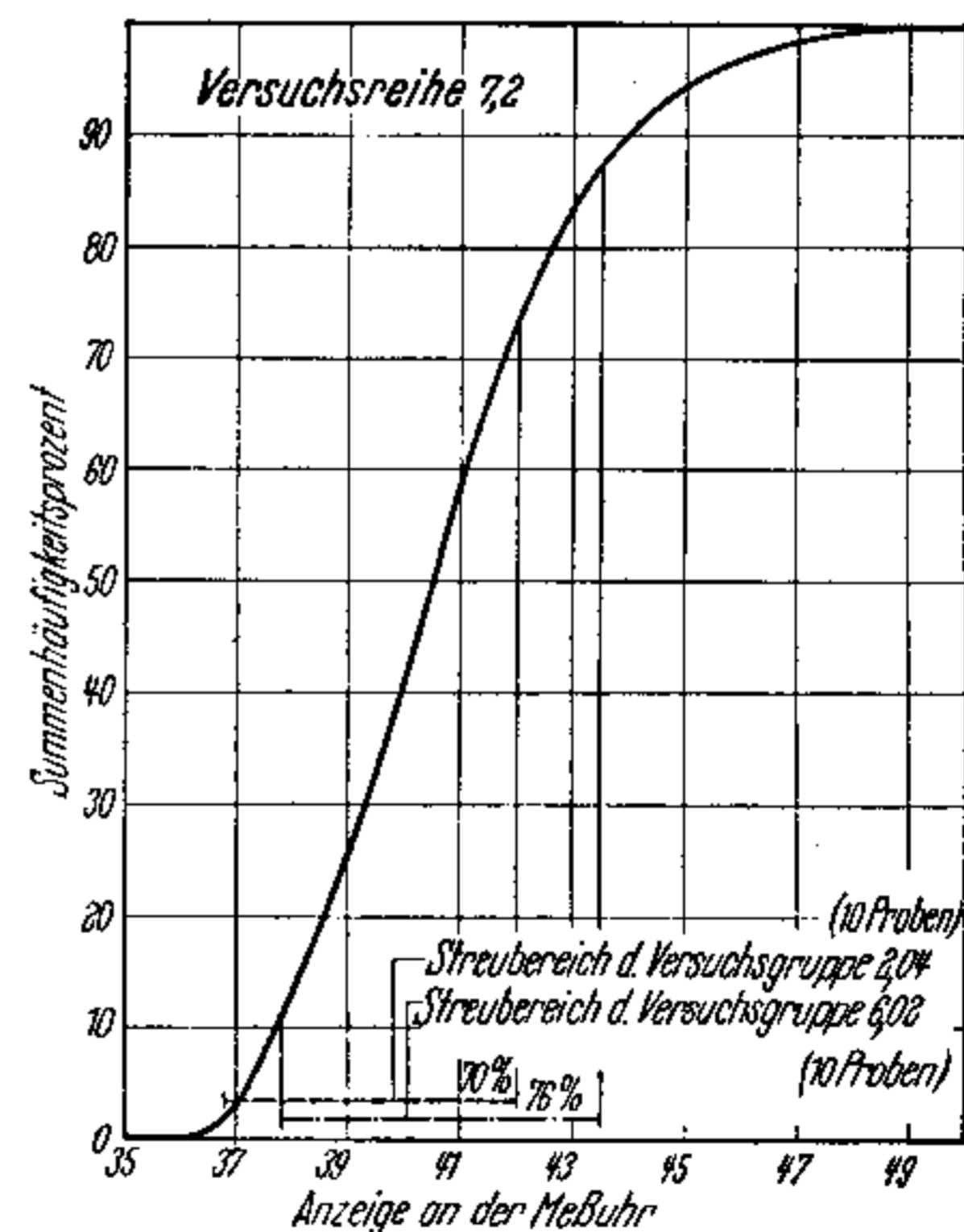


Bild 23. Summenhäufigkeitskurve. Schraube nach Bild 12b; Güteklasse 8 G; Oberfläche phosphatiert und geschwärzte Kopfaufgabe; Gewinde geölt; Mutter gehärtet 40 RC; Kopfunterlage gehärtet 59 RC;  $M_A = 5$  kpm; Anzahl der untersuchten Schrauben  $N = 209$ .

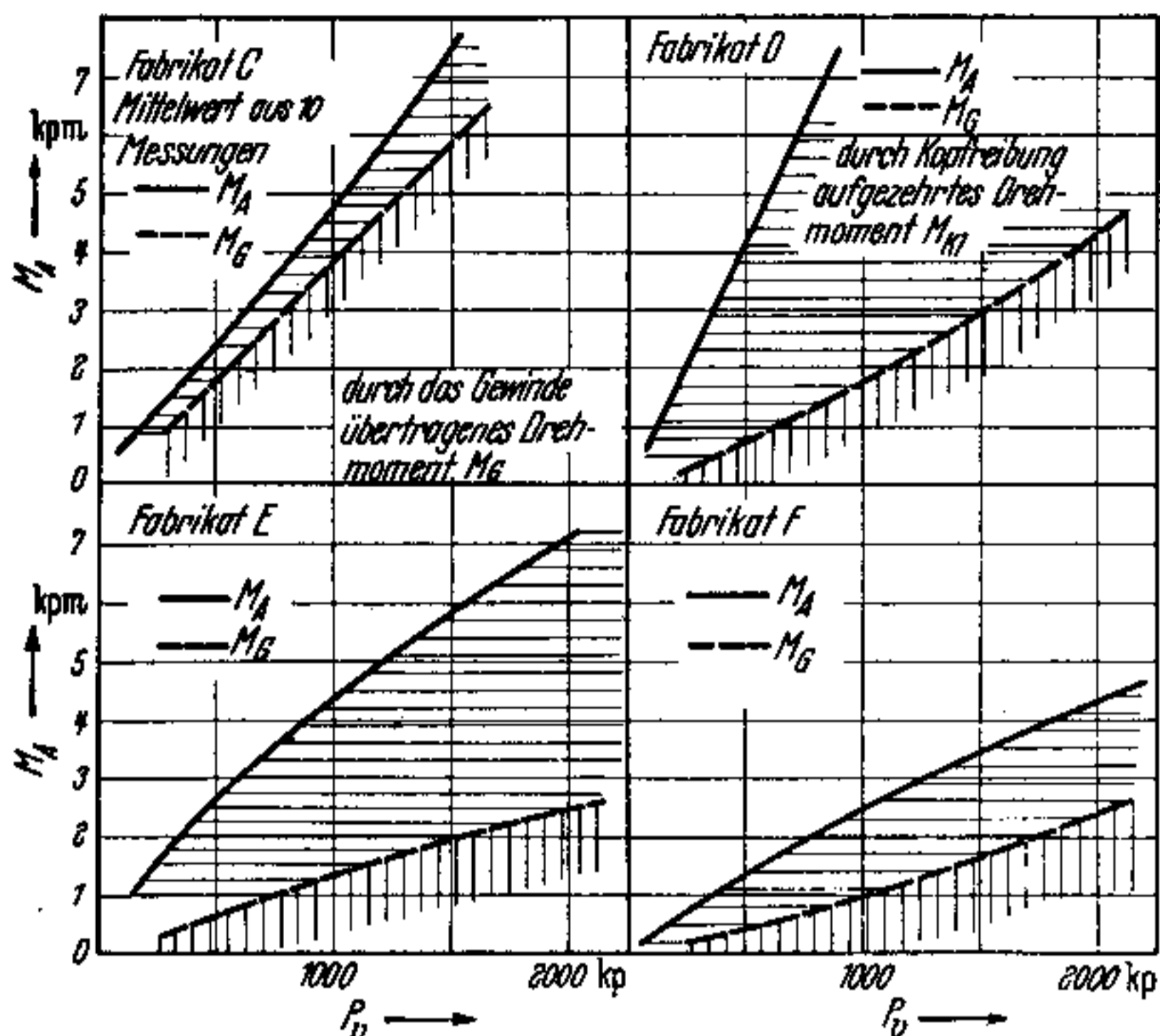


Bild 24. Gewinde- und Kopfreibung bei Schrauben verschiedener Hersteller

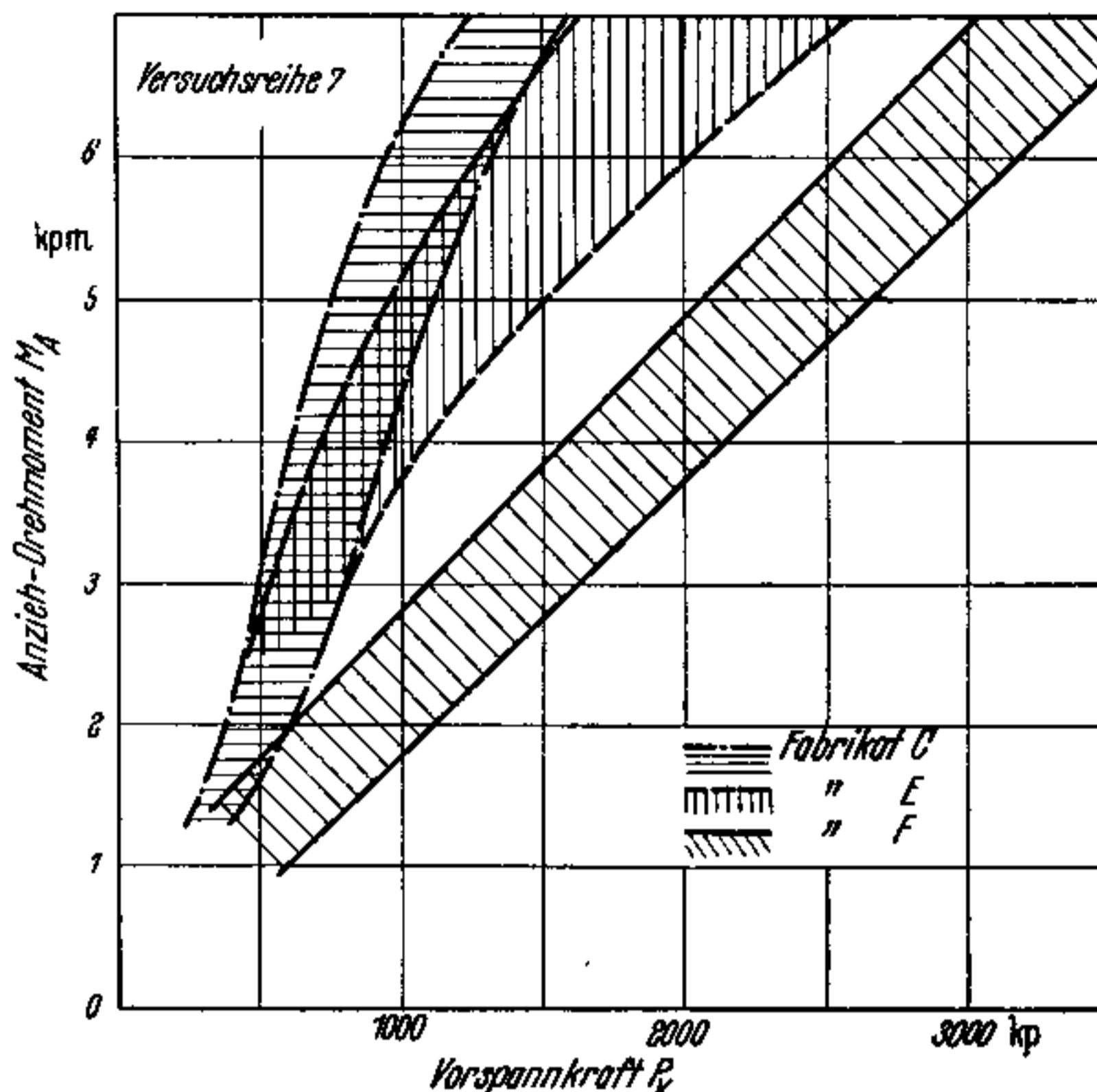


Bild 25. Streubereiche der Vorspannung an Schrauben verschiedener Hersteller.

Streuungen der Vorspannkraft bei einem bestimmten Drehmoment sind für alle Abmessungen etwa gleich groß. Das betrachtete Drehmoment entspricht etwa dem zulässigen Anzieh-Drehmoment.

7. Versuchsreihe

In Bild 23 ist die Summenhäufigkeitskurve einer Auswertung von 209 Messungen dargestellt. Es ist anzunehmen, daß hierbei der gesamte Streubereich eines Fertigungsloses erfaßt ist. Er geht (bei einem Anzieh-Drehmoment von 5 kpm) über 15 Skaleneinheiten entsprechend einer Längskraft von 1900 bis 2630 kp. 90% der untersuchten Schrauben liegen aber schon innerhalb von 8 Skaleneinheiten. — Zum Vergleich sind in Bild 23 die Streubereiche der Versuchsgruppen 2.04 und 6.02 eingezeichnet. Die Proben zu 2.04 und 6.02 wurden getrennt von denen für 7.2 hergestellt, d. h. wärme- und oberflächenbehandelt. Sie liegen beide innerhalb des Streubereiches von 7.2 und überdecken dabei einen Bereich, in dem auch etwa 70% bzw. 76% der Schrauben aus Versuchsgruppe 7.2 liegen.

Damit erscheint es möglich, für eine Fertigung ein allgemein gültiges Streuband für eine Oberflächen- und Wärmebehandlung anzugeben. Damit man die Streuung der Gewinne mehrerer Hersteller feststellen konnte (vgl. Tab. 11), wurden an verzinkten Schrauben sechs verschiedener Fabrikate die  $M_A$ - $P_v$ -Werte gemessen.

Tabelle 11. Schrauben verschiedener Hersteller in der Versuchsreihe 7.

	Abmessung	Güte	Oberfläche	$D_A$
Fabrikat A	M 10 x 70	8 G	Zn 3	15,5
B	M 10 x 85	8 G	Zn 6	15,8
C	M 10 x 85	8 G	Zn 5	15,8
D	M 10 x 85	8 G	Zn 3	16,2
E	M 10 x 80	8 G	Zn 6	16,0
F	M 10 x 70	8 G	Zn 7	15,5

Prüfmutter: 8 G, blank; Kopfunterlage: gehärtet 59 RC; geschmiert mit Voltol III.

Nicht nur der gesamte Streubereich interessiert für einen Vergleich, sondern auch die Verteilung des Anzieh-Drehmomentes auf Gewinde und Schraubenkopf. Für vier Fabrikate sind in Bild 24 die Mittelwerte von  $M_A$  und  $M_G$  eingezeichnet. Man erkennt deutlich die starken Unterschiede. Zum Beispiel wirkt in dem Fabrikat C infolge der hohen Gewindereibung eine sehr hohe Torsionsspan-

nung, was zu einer Überbeanspruchung des Schraubenwerkstoffes führt.

Sehr groß sind auch die Unterschiede in der erzeugten Zugvorspannung. Werden alle Schrauben, z. B. mit 4,5 kpm, angezogen, dann ergeben die einzelnen Fabrikate im Mittel die in Tab. 12 angegebenen Zugkräfte.

Tabelle 12. Vergleich der  $P_v$ -Werte von Schrauben verschiedener Hersteller.

	A	B	C	D	E	F
$P_v$ in kp	875	1000	950	550	1025	2150

Die Erweiterung des gesamten Streubereiches durch mehrere Fabrikate ist aus Bild 25 zu ersehen.

8. Versuchsreihe

Wie schon die Auswertung der Reibungsuntersuchung von Kopfauftragflächen (Tab. 8) zeigte, liegt die feingedrehte Oberfläche am günstigsten. Die Streckgrenze der Schraube wird erreicht, ohne daß an der Kopfauftragfläche eine Beschädigung auftritt. Angaben über die erreichbare Flächenpressung sind in Tab. 13 gemacht.

Tabelle 13. Flächenpressung an Kopfauftragflächen der Versuchsreihe 8.

Schrauben aus Versuchsgruppe	$p_{Azul}^1$ bei Ölschmierung	$p_{Azul}^1$ bei Schmierung mit MoS <sub>2</sub>
	kp/mm <sup>2</sup>	kp/mm <sup>2</sup>
4.01	36	+ <sup>2</sup>
4.02	+ <sup>2</sup>	+ <sup>2</sup>
4.03	39	41
4.04	29	+ <sup>2</sup>
4.05	36	+ <sup>2</sup>
4.06	31	+ <sup>2</sup>
4.07	36	+ <sup>2</sup>
4.08	34	36
4.09	39	39
4.10	31	31

<sup>1</sup> Bezogen auf  $F_A = 97,2 \text{ mm}^2$  (ganze Auflagefläche).

<sup>2</sup> Schraubenstreckgrenze ohne Beschädigung der Unterlage erreicht.

Sonstige Angaben siehe Tab. 6.

Bei Verwendung einer MoS<sub>2</sub>-Paste als Schmiermittel konnte nur an der polierten Kopfauftragfläche ein Fressen festgestellt werden.

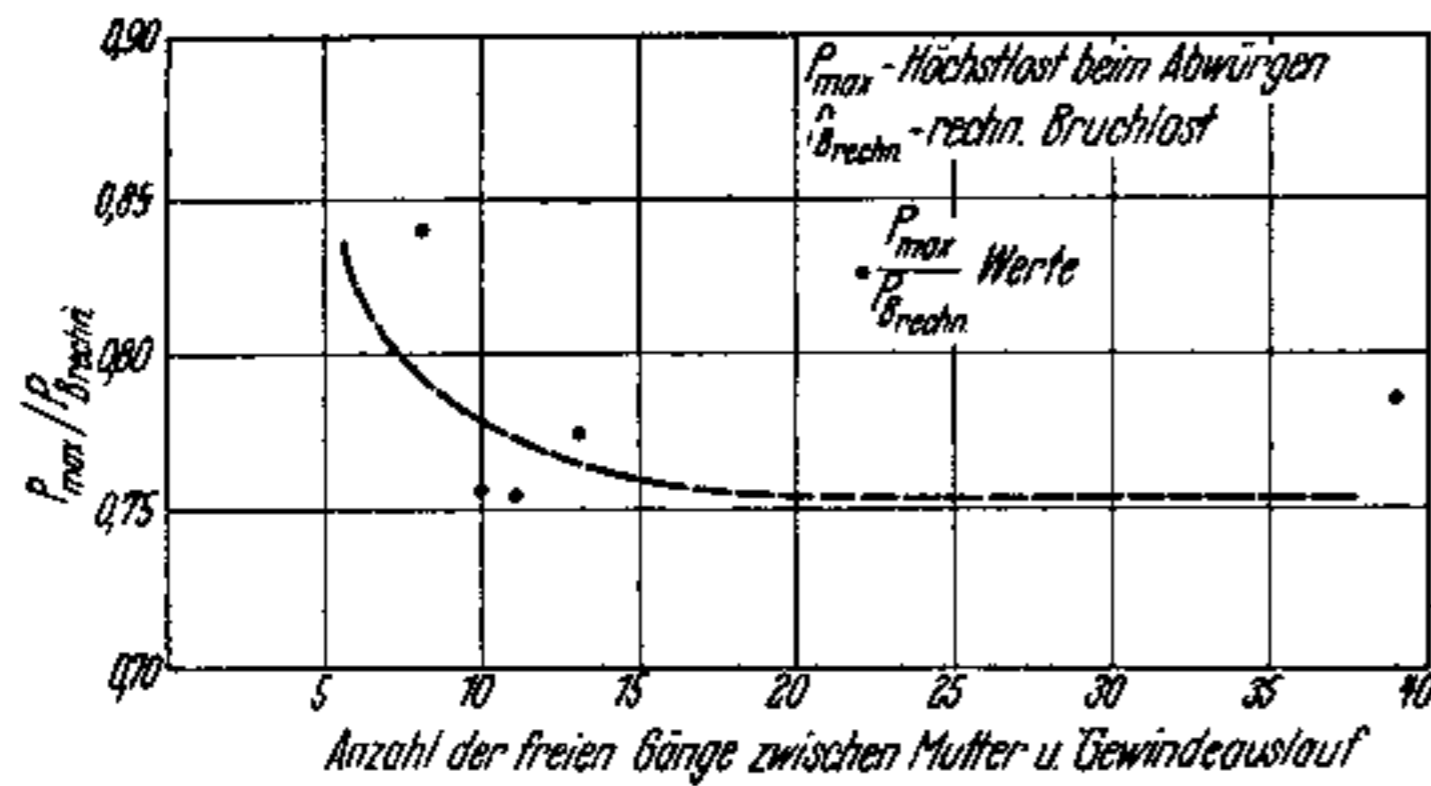


Bild 26. Einfluß der Anzahl freier Gewindegänge auf die Bruchlast beim Abwürgeversuch.

### 9. Versuchsreihe

Bei Abwürgeversuchen bis zum Bruch der Schraube trat eine dem Übergangseffekt des Gewindeauslaufes ähnliche Erscheinung auf. Je weniger freie Gewindegänge zwischen Mutter und Gewindeauslauf bleiben, desto größer wurde die erreichte Höchstlast  $P_{max}$ . In Bild 26 ist das Verhältnis dieses  $P_{max}$  zu der beim Zugversuch ertragbaren Bruchlast aufgetragen.

Ganz so klar wie beim Zugversuch liegen beim Abwürgeversuch die Verhältnisse nicht. Zu dem reinen Übergangseinfluß kommen hier noch unkontrollierbare Spannungen, die durch das Hineinziehen schon verformter Gewindeteile in die Mutter entstehen. DIN 267 schreibt deshalb für Abnahmeversuche vor, die freie Einspannlänge durch Nachlegen von Scheiben zu vergrößern, wobei — wie in Versuchsreihe 5 gezeigt — man jedoch durch mehrmaliges Anziehen zu abweichenden Ergebnissen gelangen kann (s. Versuchsreihe 5).

### Zusammenfassung

Indem man von den beim Anziehen in einer Schraube wirksamen Kräften und Drehmomenten ausgeht, wird die Werkstoffanstrengung in Gewinde und Dehnung berechnet. Für das zulässige Anzieh-Drehmoment werden daraus Gleichungen abgeleitet, die den Einfluß der Gewindegröße, des Dehnungsdurchmessers sowie den der Reibungsverhältnisse berücksichtigen. Das Kopfreibungsdrehmoment wird für alle technisch wichtigen Formen berechnet. Für Sechskant-Kopfschrauben wird eine Gebrauchsformel angegeben.

Durch Anwendung reibungsmindernder Überzüge wie Op-geölt und O gal Cd 3 oder Molybdän-Disulfid kann die wirtschaftliche Ausnutzung des Schraubenwerkstoffes verbessert werden. Die Gefahr, daß dann die Schrauben bei der Montage, vor allem aber bei Reparaturen abgewürgt werden, ist durch Verwendung von Bundköpfen bzw. Sechskantköpfen mit konkaver Auflagefläche zu umgehen.

Im Hinblick auf die Anwendung von Drehmoment-schlüsseln zum Anziehen von Schrauben werden Reib-

wertbestimmungen — unter immer gleichen Einschraubbedingungen — an allen praktisch vorkommenden Schraubeneroberflächen und Paarungen durchgeführt. Es konnte festgestellt werden, daß die Streuungen der Vorspannkraft im wesentlichen durch das Reibungsverhalten der Gleitflächen bestimmt sind. Durch einen Vergleich theoretischer Überlegungen mit Meßergebnissen wurde gezeigt, daß sich maßliche und Formabweichungen nur unbedeutend auswirken.

Ausgehend vom Behandlungszustand zeigten blanke, phosphatierte und normal vercadmete Oberflächen verhältnismäßig enge Streubereiche und niedrige Reibungswerte. Das trifft für eine Paarung mit unbehandelten Gegenflächen zu. Eine Paarung mit gleichbehandelten Gegenflächen führte stets zu einer Verschlechterung. Feingedrehte gegen geschliffene Grundflächen ergaben die günstigsten Reibungswerte.

Als Schmiermittel wirkt Öl nicht immer,  $\text{MoS}_2$  dagegen in den meisten Fällen bereichereinend. — Werden in die Betrachtungen Schrauben mehrerer Hersteller einbezogen, so erstreckt sich dabei der Vorspannungs-Streubereich von der noch fast losen Verbindung bis zur bereits gelangten Schraube.

Bei der Anwendung des Drehmoment-Schlüssels im Betrieb ist zu beachten, daß sich die Reibungsverhältnisse bei wiederholtem Anziehen ändern können. Bei phosphatierten Oberflächen ist diese Erscheinung am schwächsten.

### Literatur

1. Wiegand, H. und B. Haas: Berechnung und Gestaltung von Schraubenverbindungen. Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer 1940 und 1951.
2. Wyss, Th.: Untersuchungen an gekerbten Körpern, insbesondere am Kraftfeld der Schraube unter Berücksichtigung der Vergleichsspannung. EMPA Zürich, Dez. 1945, Bericht Nr. 151.
3. Hetényi, M.: A Photoelastic Study of Bolt and Nut Fastenings Journal of Applied Mechanics, June 1943, P. A—93 — A—100.
4. Finke, G.: Umrechnung zwischen Brinellhärte und Zugfestigkeit für verschiedene Streckgrenzenverhältnis-Bereiche Werkstoff-Handbuch Stahl und Eisen. 3. Aufl. Düsseldorf: Verlag Stahleisen 1953. S. C 1/3.
5. Thum, A. und W. Staedel: Dauerfestigkeit von Schrauben. Maschinenbau 11 (1932), S. 230.
6. Roš, M. und A. Eichinger: Die Bruchgefahr fester Körper bei ruhender statischer Beanspruchung. EMPA Zürich, Sept. 1949, Bericht Nr. 172.
7. Erker, A.: Die vorgespannte Schraubenverbindung unter Dauerbeanspruchung und Überlastungen. MAN-Forschungsheft 1953. S. 3/17.
8. Ausschuss „Oberflächen“ des Deutschen Normenausschusses: Über die Zuordnung der Rauheitswerte von Oberflächen. Wt. u. Mb. 44 (1954), S. 290/93.
9. Theophanopoulos, N.: Gesetzmäßigkeiten beim Einbau von Schrauben, insbesondere Kopfschrauben. Berlin: Springer 1940.