

# GEWINDEPAARUNG MIT GLEICHMÄSSIGER LASTVERTEILUNG

L. ZBOROVJÁN und Gy. KRAMM

Institut für Maschinenkonstruktionslehre,  
Technische Universität, H-1521 Budapest

Eingegangen am 20 Juni 1984  
Vorgelegt von Prof. Dr. L. Varga

## Summary

The uniformity of stress distribution between the threads of bolt and nut, along the height of the nut, provides a great contribution for the rational designing of threaded joints especially in the case of varying loads or power screws.

This paper describes a method to calculate the load distribution and so the stress concentration along the length of a joint. By means of this method it is possible to model a threaded joint and compute the load transmission through the length of it. Further more it is shown how to reach the optimal or uniform stress distribution. Finally a practical example is given to demonstrate the effectiveness of the method.

## Einleitung

Es ist typisch für alle Verbindungen, die die Kraft- bzw. Momentübertragung zwischen einzelnen Maschinenelementen sichern, daß ihre Lastverteilung mehr oder weniger ungleichmäßig ist. Die Belastbarkeit dieser Verbindungen wird durch die Spannungsspitzen bestimmt, die durch die sich im allgemeinen als Lösungsmöglichkeit anbietende Verbindungverlängerung proportionell nicht vermindert werden können. Deshalb erhöhen die Konstrukteure oft die anderen Abmessungen der Verbindungen (abhängig von deren Typ zB. die Dicke der Fügeteile, den Durchmesser, usw.). Infolgedessen erhöht sich das Gewicht des Erzeugnisses ungünstigerweise unmittelbar, besonders jedoch in indirekter Weise.

Die obigen Feststellungen sind auch für Gewindegänge gültig, wo die Spitzenbeanspruchungen in erster Linie die Ermüdungstragfähigkeit der Gewinde bei wiederholter Beanspruchung bzw. den Verschleiß der Bewegungsgewinde entscheidend bestimmen. Zur Verminderung der Ungleichheit des Lastverlaufes läßt sich in der Fachliteratur eine Reihe konstruktiver Möglichkeiten auffinden, deren Anwendungsgebiete aus unterschiedlichen Gründen begrenzt sind, und wenn sie doch angewendet werden, nur eine Teillösung des Problems sichern.

Völlig gleichmäßige Lastverteilung und somit eine günstige konstruktive Gestaltung von Gewindepaarungen ist mit Hilfe von längs der Verbindung sich

ändernden, axialen Fertigungsspalt (oder Übermaß — als „negativer“ Spalt —) zu erreichen.

Fertigungstechnisch betrachtet, kann der veränderliche, axiale Gewindespalt auf zwei Wegen hergestellt werden:

1. Gewindegang beliebigen Profils mit konstantem Flankendurchmesser und veränderlicher Gewindesteigung,

2. scharfgängiges Gewinde mit kleinem Flankenwinkel, und veränderlicher Gewindetiefe, wo die Gewindeflanken in Abhängigkeit von der Gewindetiefe eine veränderliche Gewindesteigung aufweisen, obwohl die Steigung der Symmetrieachsen der Gewindeprofile gleich ist (s. Abb. 1).

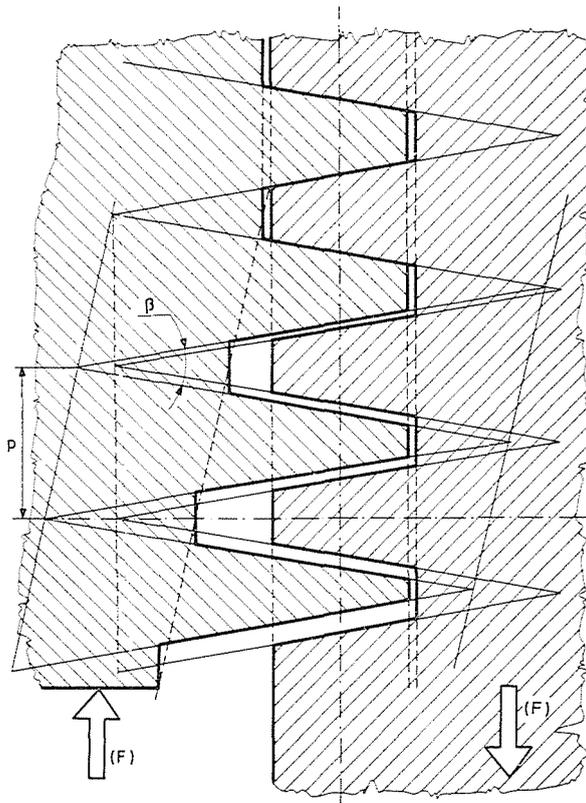


Abb. 1. Gewinde mit veränderlichem Spalt

### Beanspruchungsarten der Gewindeverbindungen

Eine Gewindepaarung kann von dem Gesichtspunkt der Lastübertragung aus als eine „gleichgerichtete“ oder „gegengerichtete“ Verbindung aufgefaßt werden. Die Verbindung ist „gleichgerichtet“ wenn die Belastung in den gepaarten Gewindegängen (im Bolzen und in der Gewindebuche) Spannungen gleichen Sinnes hervorruft (z. B. beide sind gezogen). Die Verbindung ist „gegengerichtet“ wenn im Gewindebolzen und in der Mutter widersinnige Spannungen entstehen (z. B. im einen Zug-, im anderen Druckspannungen).

In Abb. 2 ist eine „gleichgerichtete“, in Abb. 3 eine „gegengerichtete“ Verbindung dargestellt. Natürlich gibt es auch Verbindungen, die als

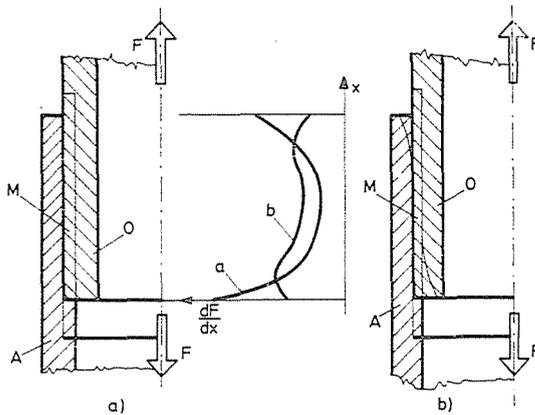


Abb. 2. „Gleichgerichtete“ Gewindeverbindung

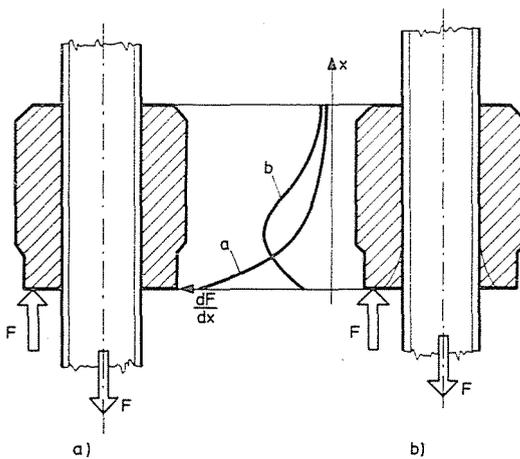


Abb. 3. „Gegengerichtete“ Gewindeverbindung

„gemischt“ oder zusammengesetzt belastet betrachtet werden können. (Abb. 4). Für diese Beanspruchungsarten sind die folgenden Ausführungen sinngemäß anwendbar.

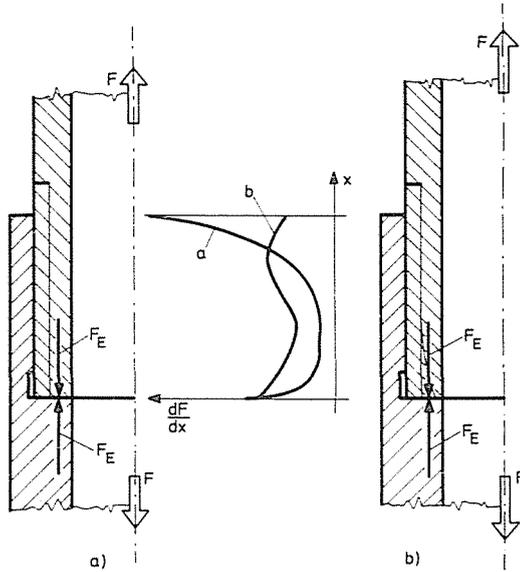


Abb. 4. „Gemischt belastete“ Gewindeverbindung

### Differentialgleichung der Gewindeverbindung

Wird die aus der Literatur [2] bekannte Gleichung der spezifischen Formänderungen mit den in Abb. 5. gezeigten Symbolen auf einer Stelle  $x = \lambda L$  der Gewindeverbindung aufgeschrieben, und mit den infolge der Schubspan-

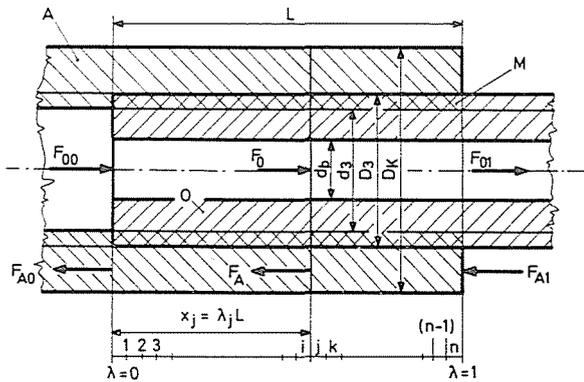


Abb. 5. Modell der Verbindung

nungen im Bolzen bzw. in Mutter entstandenen, spezifischen Verformungen und dem spezifischen Gewindespalt  $df/d\lambda$  ergänzt, weiterhin die Gleichung  $F_0 + F_A = F_{00} + F_{A0}$  in Betracht gezogen, so ergibt sich nach den in der angeführten Literatur beschriebenen Vernachlässigungen die folgende, den Kräfteverlauf des Bolzens beschreibende Differentialgleichung:

$$F_0(V_0 + V_A) - \frac{d^2 F_0}{d\lambda^2} \frac{1}{L^2} (Z_0 + Z_A + Z_M) - \frac{1}{L} \frac{df}{d\lambda} - \frac{(F_{00} + F_{A0})V_A}{4} = 0 \quad (2)$$

wobei:

$$V_0 = \frac{4}{(d_3^2 - d_b^2)\pi E_0}; \quad V_A = \frac{4}{(D_k^2 - D_3^2)\pi E_A};$$

$$Z_0 = \frac{1}{2(d_3^2 - d_b^2)\pi G_0} \left[ \frac{1}{2} (d_3^2 - d_b^2) - d^2 \ln \left( \frac{d_3}{d_b} \right) \right];$$

$$Z_A = \frac{1}{d(D_k^2 - D_3^2)\pi G_A} \left[ D_k^2 \ln \left( \frac{D_k}{D_3} \right) - \frac{1}{2} (D_3^2 - D_3^2) \right];$$

$$Z_M = \frac{2}{\pi} \frac{D_3 - d_3}{D_3 - d_3} \left[ \frac{1}{E} \left( \frac{D_3 - d_3}{P} \right)^2 + \frac{1,2}{G} \right];$$

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{E_0} + \frac{1}{E_A} \right); \quad \frac{1}{G} = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{G_0} + \frac{1}{G_A} \right);$$

$d_3$  — Kerndurchmesser des Bolzens

$d_b$  — Durchmesser der eventuellen Bohrung des Bolzens

$D_3$  — Außendurchmesser des Gewindegangs der Mutter

$D_k$  — Außendurchmesser der Mutter (falls die Mutter nicht zylindrisch ist der Ersatz- oder äquivalente Durchmesser)

$P$  — Gewindeteilung (bei mehrgängigen Gewinden die Gewindesteigung dividiert mit der Zahl der Gänge)

$E$  — Elastizitätsmodul des Bolzens

$E_A$  — Elastizitätsmodul der Mutter

$G_0$  — Gleitmodul des Bolzens

$G_A$  — Gleitmodul der Mutter

Das Modell (die Differentialgleichung) beinhaltet nicht die radialen Verformungen, da die im Falle der in der Praxis zweckmäßig angewendeten kleinen Flankenwinkel vernachlässigt werden können. Wird die Gleichung geordnet, ergibt sich

$$\frac{d^2 F_0}{d\lambda^2} - \frac{V_0 + V_A}{Z_0 + Z_A + Z_M} L^2 F_0 = - \frac{L^2}{Z_0 + Z_A + Z_M} \left[ \frac{1}{L} \frac{df}{d\lambda} + V_A \cdot (F_{00} + F_{A0}) \right] \quad (3)$$

die auch einfacher geschrieben werden kann:

$$F_0'' - \alpha^2 F_0 = \beta \quad (4)$$

### Lösung der Differentialgleichung im Falle konstanter Koeffizienten

Falls  $V_i$ ,  $Z_i$  und  $df/d\lambda$  konstant sind, ist die allgemeine Lösung der Gleichung (4):

$$F_0(\lambda) = A \operatorname{ch} \alpha \lambda + B \operatorname{sh} \alpha \lambda + C \quad (5)$$

wobei:

$$C = \frac{\beta}{\alpha^2}.$$

Die Randbedingungen sind:

$$\begin{aligned} F_0(\lambda=0) &= F_{00} \\ F_0(\lambda=1) &= F_{01} \end{aligned}$$

Demgemäß wird

$$F_{00} = A + C, \quad \text{das heißt}$$

$$A = F_{00} - \frac{\beta}{\alpha^2},$$

und so ergibt sich

$$F_{01} = A \operatorname{ch} \alpha + B \operatorname{sh} \alpha + C,$$

sowie

$$B = \frac{1}{\operatorname{sh} \alpha} \left[ F_{01} - \frac{\beta}{\alpha^2} - \left( F_{00} - \frac{\beta}{\alpha^2} \right) \operatorname{ch} \alpha \right].$$

Setzt man die Integrationskonstanten in Gleichung (5), so kann der Kraftverlauf im Bolzen, oder — wenn man die Ableitung von (5) bildet — die die Lastverteilung charakterisierende Intensität der Kraftübertragung ( $dF_0/d\lambda$ ) für beliebige  $\lambda$ -Werte berechnet werden.

### Bestimmung des Gewindespalt für gleichmäßige Lastübertragung

Sind  $V_i$  und  $Z_i$  konstant, so ist die Bestimmung des Gewindespalt  $f(\lambda)$ , die eine gleichmäßige Lastverteilung ermöglicht, verhältnismäßig einfach. In diesem Fall besteht die Beziehung  $F_0(\lambda) = \lambda(F_{01} - F_{00})$ ; demzufolge wird

$$\frac{dF_0}{d\lambda} = F_{01} - F_{00} \quad \text{und} \quad \frac{d^2F_0}{d\lambda^2} = 0$$

Setzt man diese Zusammenhänge in Gleichung (2), so ergibt sich:

$$\frac{df}{d\lambda} = L[\lambda(F_{01} - F_{00})(V_0 + V_A) - (F_{00} + F_{A0})V_A]. \quad (6)$$

Integriert man (6), gelangt man zu

$$f = L \left[ \frac{\lambda^2}{2} (F_{01} - F_{00})(V_0 + V_A) - \lambda(F_{00} + F_{A0}) \cdot V_A + C^* \right] \quad (7)$$

Die Integrationskonstante  $C^*$  kann entsprechend den Folgenden berechnet werden:

$$f(\lambda = \lambda^*) = 0 \quad \text{und}$$

$$\frac{df}{d\lambda}(\lambda = \lambda^*) = 0.$$

Aufgrund dieser Beziehungen und Gleichung (6) ergibt sich

$$\lambda^* = \frac{F_{00} + F_{A0}}{F_{01} - F_{00}} \frac{V_A}{V_0 + V_A} \quad (8)$$

und man kann  $C^*$  entsprechend Gleichung (7) bestimmen zu

$$C^* = \frac{\lambda^*}{2} (F_{00} + F_{A0}) V_A.$$

Somit ergibt sich für den Gewindespalt:

$$f = L \left[ \frac{\lambda^2}{2} (F_{01} - F_{00})(V_0 + V_A) + \left( \frac{\lambda^*}{2} - \lambda \right) \cdot (F_{00} + F_{A0}) V_A \right]. \quad (9)$$

Wendet man diese Gleichung für den Fall der „gleichgerichteten“ Belastung an, wo  $F_{00} + F_{A0} = F$  und  $F_{01} - F_{00} = F$  und so  $\lambda^* = \frac{V_A}{V_0 + V_A}$  ist, gelangt man zu der folgenden Gleichung:

$$f = FL \left[ \frac{\lambda^2}{2} (V_0 + V_A) + \left( \frac{V_A}{2(V_0 + V_A)} - \lambda \right) V_A \right]. \quad (10)$$

Ist die Belastung rein „gegengerichtet“, wobei  $F_{00} + F_{A0} = 0$  und  $F_{01} - F_{00} = F$  ist, wird der optimale Gewindespalt:

$$f = FL \frac{\lambda^2}{2} (V_0 + V_A). \quad (11)$$

### Berechnung der Lastverteilung im allgemeinen Fall

Die Differentialgleichung (4) hat im allgemeinen, falls  $V_i$ ,  $Z_i$  und  $df/d\lambda$  sich der Verbindung entlang ändern, keine analytische Lösung. In diesen Fällen muß man sich den Näherungslösungen zuwenden.

Teilt man die Verbindung in  $n$  äquidistante Teile, die eine Länge von  $L/n$  haben, auf, und betrachtet  $V_i$ ,  $Z_i$  und  $df/d\lambda$  in den einzelnen Unterteilungen als konstante Werte, so erschließt sich die Möglichkeit, in jeder Unterteilung die Lösung der Differentialgleichung mit konstanten Koeffizienten (5) anzuwenden. Eigentlich werden meist stetige Funktionen (die Koeffizienten) hier mit Treppenfunktionen approximiert.

Dementsprechend wird der Kraftverlauf in der Unterteilung  $i$

$$F_{0i}(\lambda) = A_i \operatorname{ch} \alpha_i \lambda + B_i \operatorname{sh} \alpha_i \lambda + C_i$$

wobei

$$C_i = \frac{\beta_i}{\alpha_i^2} \quad \text{ist.}$$

Schreibt man an den Anschlußpunkten der Unterteilungen die Gleichheit der Funktionen  $F_{0i}$  bzw.  $F_{0i+1}$  und deren Ableitungen  $F'_{0i}$  bzw.  $F'_{0i+1}$  (die Intensität der Kraftübertragung) vor, so reduziert man das Problem auf die Lösung eines linearen Gleichungssystems der Integrationskonstanten  $A_i$  und  $B_i$  mit  $2n$  Unbekannten.

Aufgrund der Kontinuität der Kraftfunktion an der Grenze der Unterteilungen  $i$  bzw.  $i+1$  ergibt sich:

$$F_i(\lambda = \lambda_j) = F_{i+1}(\lambda = \lambda_j) = F_j,$$

das heißt

$$\begin{aligned} A_i \operatorname{ch} \alpha_i \lambda_j + B_i \operatorname{sh} \alpha_i \lambda_j + \frac{\beta_i}{\alpha_i^2} &= A_{i+1} \operatorname{ch} \alpha_{i+1} \lambda_j + \\ &+ B_{i+1} \operatorname{sh} \alpha_{i+1} \lambda_j + \frac{\beta_{i+1}}{\alpha_{i+1}^2}. \end{aligned} \quad (12)$$

Die Stetigkeit der Intensität der Kraftübertragung führt zu:

$$\frac{dF_i}{d\lambda}(\lambda = \lambda_j) = \frac{dF_{i+1}}{d\lambda}(\lambda = \lambda_j) = \left( \frac{dF}{d\lambda} \right)_j,$$

das heißt

$$\begin{aligned} A_i \alpha_i \operatorname{sh} \alpha_i \lambda_j + B_i \alpha_i \operatorname{ch} \alpha_i \lambda_j &= A_{i+1} \alpha_{i+1} \operatorname{sh} \alpha_{i+1} \lambda_j + \\ &+ B_{i+1} \alpha_{i+1} \operatorname{ch} \alpha_{i+1} \lambda_j. \end{aligned} \quad (13)$$

Bei  $\lambda=0$  ist  $F_0$  ist  $F_0 = F_{00}$  und so

$$A_1 = F_{00} - \frac{\beta_i}{\alpha_i^2}, \quad \text{weiterhin} \quad (14)$$

bei  $\lambda=1$  ist  $F_0 = F_{01}$  und dementsprechend ergibt sich:

$$F_{01} = A_n \operatorname{ch} \alpha_n + B_n \operatorname{sh} \alpha_n + \frac{\beta_n}{\alpha_n^2}. \quad (15)$$

Um die unbekanntenen Koeffizienten zu berechnen, wurde eine rechen-  
technisch vorteilhafte und gleichzeitig schnelle Rekursionsmethode gewählt.  
Aufgrund der Gleichungen (12), (13) sowie unter Berücksichtigung der  
Gleichung (14) ist es einzusehen, daß die Koeffizienten in Form:

$$A_i = a'_i B + a''_i \quad (16)$$

bzw.

$$B_i = b'_i B + b''_i \quad (17)$$

zu schreiben sind, wobei

$$B = B_1 \quad \text{und} \quad a'_i, a''_i, b'_i \text{ sowie } b''_i.$$

Konstanten sind. Nimmt man  $i=n$  in den Gleichungen (16) und (17) und setzt  
man sie in Gleichung (15) so kann man  $B$  bestimmen zu

$$B = \frac{F_{01} - a''_n \operatorname{ch} \alpha_n - b''_n \operatorname{sh} \alpha_n - \frac{\beta_n}{\alpha_n^2}}{a'_n \operatorname{ch} \alpha_n + b'_n \operatorname{sh} \alpha_n}. \quad (18)$$

In Kenntnis von  $B$  können dann die unbekanntenen Koeffizienten  $A_i$  bzw.  
 $B_i$  alle berechnet werden, d. h. der Verbindung entlang können Kraftverlauf  
und Kraftübertragungsintensität bestimmt werden.

### Anwendungsbeispiel

Die Belastungsverhältnisse einer bei Erdölbohrungen verwendeten,  
sogenannten „leicht lösbaren Gewindepaarung“ mit einem Nennmaß von  
2 7/8" werden in zwei Ausführungen, in herkömmlicher Form und mit  
korrigierter Gewindesteigung hergestellter Gestaltung, vorgestellt.

Die Belastung der Gewindeverbindung ergibt sich aus dem übertragen-  
den Drehmoment  $M=830-960$  Nm. Die aufgrund des Drehmoments  
berechnete Axialkraft wird  $F=98-113$  kN. Die Länge der Verbindung ist  
 $L=135$  mm. Die an den Gewindeflanken entstehende Nominal-Flächenpres-  
sung ist  $\bar{p}=12-13,9$  MPa. Bei der gewöhnlichen Gestaltung ist der Gewinde-

querschnitt und die Gewindesteigung konstant, und demgemäß kann die Spitzenspannung in analytischer Form berechnet werden:

$$\hat{p} = \left| \frac{dF_0}{d\lambda} \right|_{\lambda=1} \frac{1}{F} \bar{p} = \left| \frac{\alpha}{\operatorname{sh} \alpha} \operatorname{ch} \alpha \lambda \right|_{\lambda=1} \quad \bar{p} = 12.26 \bar{p}, \quad \text{d.h.}$$

$$\hat{p} = 147 - 170 \text{ MPa}$$

Die Lastübertragung kann in diesem Fall mit Hilfe der Tabelle 1 eingehender verfolgt werden. In Tabelle 2 sind die bei einer mittleren Belastung berechneten Resultate der korrigierten Gewindepaarung dargestellt. Der gleichmäßige Lastverlauf wurde mit Hilfe der Änderung des Durchmessers eines scharfgängigen Gewindes mit kleinem Flankenwinkel erreicht. Durch stetige Erhöhung des Außendurchmessers des Gewindeganges der Mutter wird die Flankensteigung (an einem gegebenen Durchmesser) veränderlich. Somit kann erreicht werden, daß die Gewindegänge, zwischen denen vorher ein Spalt vorhanden war, mit der Erhöhung der Belastung fortlaufend in Berührung kommen.

Abmessungen der Gewindepaarung:

Das Gewinde ist zwei- und rechtsgängig.

Gewindeteilung:  $P = 6 \text{ mm}$

Flankenwinkel:  $\beta = 4^\circ \pm 30''$

Kerndurchmesser des Bolzens:  $d_3 = 71,5 \text{ mm}$

Nenndurchmesser des Bolzens:  $d = 78 \text{ h9}$

Innendurchmesser der Mutter:  $D = 72 \text{ H11}$

Außendurchmesser der Mutter:  $D_3$  verändert sich ab  $D_{03} = 78 \text{ mm}$  gemäß einer Parabel mit dem Exponenten 2,5

Länge der Gewindeverbindung:  $L = 180 \text{ mm}$ .

Die Verbindung wurde in 36 äquidistante Teile aufgeteilt und die geometrischen Kennwerte — in der Mitte der einzelnen Unterteilungen berechnet — abschnittsweise als Konstante betrachtet.

Die in den Tabellen angewendeten Symbole:

$L$  [mm] Längskoordinate

$F$  [N] Beanspruchung an der Stelle  $L$

$DEF/AF$  [—] spezifische Laständerung in einem Segment an der Stelle  $L$

$D$  [mm] Außendurchmesser des Gewindeganges der Mutter in der Mitte der Unterteilung, d. h. in dem Punkt  $L - \Delta L/2$ .

In Tabelle 2 bedeuten die 0 Werte von  $DEF/AF$  bei  $L > 155$ , daß die Gewindeflanken bei gegebener Belastung sich hier nicht berühren.

Tabelle 1

L	F	DF/AF	DEF/AF	D
3.75	.329586	.000123201	.000118651	80.5
7.5	.697755	.000144436	.000132541	80.5
11.25	1.1476	.000182579	.000161946	80.5
15	1.7318	.000242095	.000210309	80.5
18.75	2.51871	.000329951	.000283291	80.5
22.5	3.60048	.000456432	.000389436	80.5
26.25	5.10373	.000636344	.00054117	80.5
30	7.20444	.000890749	.000756254	80.5
33.75	10.1485	.00124943	.00105987	80.5
37.5	14.2806	.00175437	.00148755	80.5
41.25	20.0844	.00246467	.00208937	80.5
45	28.2394	.00346351	.00293578	80.5
48.75	39.7001	.00486778	.00412586	80.5
52.5	55.8082	.0068419	.00579892	80.5
56.25	78.4494	.00961694	.00815082	80.5
60	110.274	.0135178	.0114569	80.5
63.75	155.008	.019001	.0161041	80.5
67.5	217.887	.0267086	.0226365	80.5
71.25	306.272	.0375427	.0318188	80.5
75	430.511	.0527717	.0447259	80.5
78.75	605.147	.0741783	.0628688	80.5
82.5	850.622	.104268	.0883712	80.5
86.26	1195.67	.146564	.124219	80.5
90	1680.69	.206018	.174607	80.5
93.75	2362.46	.289588	.245436	80.5
97.5	3320.78	.407058	.344996	80.5
101.25	4667.85	.572179	.484942	80.5
105	6561.34	.804282	.681657	80.5
108.75	9222.92	1.13054	.958169	80.5
112.5	12964.2	1.58913	1.34685	80.5
116.25	18223	2.23376	1.89319	80.5
120	25615.1	3.13987	2.66115	80.5
123.75	36005.8	4.41355	3.74064	80.5
127.5	50611.4	6.20389	5.25801	80.5
131.25	71141.7	8.72047	7.39091	80.5
135	100000	12.2579	10.389	80.5

Die Resultate der Berechnungen sind in Abb. 6 zusammengefaßt. Die spezifische Spitzenbelastung der Flanke ( $p_u$ ) wurde in Abhängigkeit der Belastung dargestellt. Es ist zu sehen, daß es gelang die maximale spezifische Flankenbelastung bis zu einer Belastung von 0,16 MN kleiner als 10 MPa zu halten, was ein sehr günstiger Wert ist.

Bei einer Belastung von 0,16 MN berühren sich die Gewindegänge schon überall der Verbindung entlang und  $\hat{p}_u$  steigt von diesem Punkt an etwas steiler.

Tabelle 2

L	F	DF/AF	DEF/AF	D
5	1758.83	.672181	.63318	78.5001
10	3701.82	.748506	.699475	78.5019
15	5875.28	.840686	.782445	78.507
20	8307.43	.937631	.875575	78.5162
25	1103.7	1.03378	.970673	78.5304
30	13958.4	1.12641	1.06366	78.5502
35	17160	1.21428	1.15258	78.5762
40	20595	1.29691	1.23661	78.609
45	24249.1	1.37424	1.31546	78.649
50	28107.9	1.44636	1.38918	78.6968
55	32157.5	1.51343	1.45787	78.7527
60	36384.4	1.57561	1.5217	78.8172
65	40775.5	1.633	1.58079	78.8907
70	45317.8	1.68564	1.63522	78.9736
75	49998.3	1.73348	1.68499	79.0663
80	54803.9	1.7764	1.73	79.169
85	59720.7	1.81411	1.77006	79.2822
90	64734.1	1.84619	1.80482	79.4062
95	69827.8	1.87201	1.83375	79.5412
100	74983.7	1.89067	1.85611	79.6877
105	80180.4	1.90091	1.87081	79.8458
110	85392.5	1.90097	1.87637	80.016
115	90589	1.88845	1.87072	80.1985
120	95730.6	1.86	1.851	80.3935
125	100768	1.81106	1.81331	80.6015
130	105635	1.73542	1.7523	80.8225
135	110248	1.62462	1.66073	81.0569
140	114493	1.46707	1.52827	81.305
145	118221	1.24737	1.34197	81.567
150	121236	.945326	1.08518	81.8432
155	123268	.533139	.731751	82.1338
160	123958	0	.248294	82.439
165	123958	0	0	82.7591
170	123958	0	0	83.0943
175	123958	0	0	83.4449
180	123958	0	0	83.811

Bei dem gewöhnlichen Gewinde ist das Maximum der spezifischen Flankenbelastung ( $\hat{p}_r$ ) mehr als eine Größenordnung größer. Deswegen wurde ein Zehntel dessen Wertes dargestellt.

Es fällt sofort auf, daß die Spitzenbelastung bei der neuen Gestaltung in dem Bereich vom  $F=0,06$  MN bis  $F=0,19$  MN kleiner als 10% der herkömmlichen Konstruktion ist. Es kann weiterhin festgestellt werden, daß dieser Wert bei einer Belastung von 0,16 MN nicht einmal 4% beträgt.

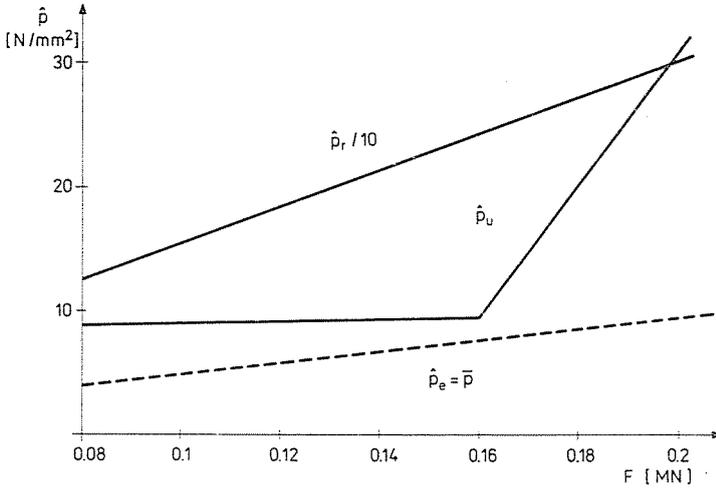


Abb. 6. Die spezifische Spitzenbelastung in Abhängigkeit der Belastung

### Zusammenfassung

Die Gleichmäßigkeit der Lastverteilung einer Gewindeverbindung entlang — zwischen den Gewindegängen des Bolzens und der Mutter — fördert ihre rationale Gestaltung besonders bei wiederholter Beanspruchung oder Bewegungsgewinden. Der Aufsatz beschreibt eine Methode mit deren Hilfe der Lastverlauf und so auch die Spannungsspitzen einer Verbindung berechnet werden können. Aufgrund dieser Methode ist das Modellieren und die Berechnung der Lastverteilung von Gewindeverbindungen möglich. Außerdem wird gezeigt, wie ein gleichmäßiger Lastverlauf zu erreichen ist. Zuletzt wird die Wirksamkeit der Methode an einem Beispiel aus der Praxis demonstriert.

### Literatur

1. TEN BOSCH: Gépelemek (Maschinenelemente) MK Budapest, 1957.
2. SCHLOTTMANN: Maschinenelemente Verl. Technik, Berlin, 1973.
3. TOCHTERMAN—BODENSTEIN: Konstruktionselemente des Maschinenbaues, Springer Verl. 1979.

László ZBOROVJÁN }  
 György KRAMM } H-1521 Budapest