Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 71 (1953)
Heft: 17

Artikel: Berechnung einer Getriebewelle auf Dauerhaltbarkeit
Autor: Hänchen, R.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-60540

Nutzungsbedingungen
Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

Conditions d'utilisation
L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

Terms of use
The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 13.12.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, https://www.e-periodica.ch

71. Jahrgang

Nachdruck von Bild oder Text nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet
Der S. I. A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich

Nummer 17

Berechnung einer Getriebewelle auf Dauerhaltbarkeit

Von Dipl. Ing. R. HÄNCHEN, Braunlage (Harz)

DK 621.824:539.43

Die Getriebewellen der Maschinen wurden bisher nach der Tafel «Zulässige Spannungen im Maschinenbau» von Bach[1]) berechnet. Diese zulässigen Spannungen entsprechen jedoch nicht dem heutigen Stand der Erkenntnisse und sind daher nicht mehr anwendbar. Inzwischen sind die Werkstoff-Forschung und die Gestaltungslehre, besonders hinsichtlich der gefährlichen Kerbwirkung, soweit fortgeschritten, dass es möglich ist, die meisten Maschinenteile, insbesondere Bolzen, Achsen und Wellen, auf Dauerhaltbarkeit zu berechnen[2]).

Die Berechnung auf Dauerhaltbarkeit ermöglicht es, die Maschinenteile mit grösserer Treffsicherheit und mit geringerem Werkstoffaufwand als bisher zu berechnen. Auch gibt sie die Grundlagen zum Bestimmen oder Abschätzen der Spannungserhöhung an den konstruktiven Kerben. Wie diese Grundlagen angewendet werden, wird am Beispiel einer Getriebewelle gezeigt. Hierbei kann mit den Werkstoffkennwerten und den betriebsmässigen Sicherheitswerten oder mit zulässigen Spannungen gerechnet werden. Wegen der zahlreichen heute genormten Werkstoffe und den festigkeitsmindernden Einflüssen (Bauteilgrösse, Oberflächengüte, Kerbwirkung, Korrosion usw.) ist es nicht möglich, eine neue Tafel der zulässigen Spannungen nach Art der klassischen Tafel von Bach aufzustellen. Die zulässige Spannung muss daher von Fall zu Fall und unter Berücksichtigung der genannten festigkeitsmindernden Einflüsse bestimmt werden.

Die Welle, deren Berechnung hier gezeigt werden soll, gehört zu einer schweren Werkzeugmaschine und liegt im Entwurf vor (Bild 1a). An den Nabensitzen der Zahnräder ist das Dreieckprofil mit gewölbten Seiten angeordnet (Bild 5), das auf der Polygon-Schleifmaschine der Manufacture de Machines du Haut-Rhin, Mulhouse-Bourtzwiller (Frankreich) für Nabe und Welle genau kongruent geschliffen wird. Die Abmessungen der Welle (Bild 1a) sind: Durchmesser $d = 100$ mm; $D_m = 85$ mm (Nenndurchmesser des Dreieckprofils P_3 85/3,7 · H_7); $d_1 = 70$ mm. Abstände $l_1 = 105$ mm; $l_2 = 315$ mm; $l_3 = 130$ mm. Stützweite $l = 550$ mm. Nabenlängen $\lambda_1 = 120$ mm; $\lambda_2 = 170$ mm. Lagerlänge (DIN 505) $L = 100$ mm. Die Berechnung der Welle soll für die prozentuale Häufigkeit des grössten Drehmomentes $h_b = 100 - 75 - 50$ und 25 % durchgeführt werden.

[1]) Bach: Elastizität und Festigkeit. Berlin 1927.

[2]) Hänchen: Grundlagen der Berechnung von Maschinenteilen auf Dauerhaltbarkeit. «Konstruktion», 1950, S. 7.

Bild 2 gibt das angenommene Belastungsbild des Drehmomentes M_t [tcm] der Welle für einen Betriebsabschnitt $T = 10$ h. Betriebsart: Dauerbetrieb (prozentuale Betriebsdauer $BD = 100$ %). Derartige Belastungsbilder können mit einem Torsionsdynamometer an der Hauptwelle einer Arbeitsmaschine aufgenommen werden. Auf die Vorgelegewellen sind sie entsprechend umzurechnen. Die Momentenwerte 1 bis 9 in Bild 2 werden nach Grösse und Wirkungszeit geordnet und ergeben die Summenkurve Bild 3, die für die Berechnung der Welle massgebend ist.

Aus der Summenkurve werden das grösste Drehmoment max $M_t = 40\,000$ kgcm mit der prozentualen Häufigkeit $h_b = 50$ % und das kleinste Drehmoment min $M_t = 12\,000$ kgcm mit der prozentualen Häufigkeit $h_b = 15$ % entnommen. Für $h_b = 100 - 75 - 50$ und 25 % sind die Berechnungswerte in Tabelle 2 zusammengestellt. Die Drehzahl der Welle ist $n = 70$ U/min. Den betriebsmässig auftretenden Stössen wird durch die Stosszahl $\varphi = 1{,}2$ Rechnung getragen. Als Werkstoff wird Stahl St 60 · 11 mit $\sigma_B = 60$ bis 70 kg/mm²; $\delta_5 = 17$ %; $\delta_{10} = 14$ %; min $\sigma_S = 30$ kg/mm² und einem Kohlenstoffgehalt von 0,45 % verwendet. Die Bearbeitungsgüte ist «mittelfein schleifen». Die Teilkreisdurchmesser der Stirnräder mit Geradverzahnung (Bild 1a) betragen

$$D_1 = 608 \text{ mm}; \quad D_2 = 192 \text{ mm}$$

Die Zahndrucke ergeben sich damit zu

$$P_1 = \frac{M_t}{R_1} = \frac{40\,000}{30{,}4} = 1315 \text{ kg}$$

$$P_2 = \frac{M_t}{R_2} = \frac{40\,000}{9{,}6} = 4160 \text{ kg}$$

Zur Berücksichtigung der die Welle noch belastenden Radialkraft P_r wird mit dem in Richtung der Eingriffslinie wirkenden Zahndruck P_z (Bild 1a) gerechnet, wobei $P_z = P/\cos\alpha$ ist. Mit dem genormten Eingriffswinkel $\alpha = 20^0$ sind die Zahndrücke

$$P_{z_1} = \frac{P_1}{\cos\alpha} = \frac{1315}{0{,}93} = 1410 \text{ kg}$$

$$P_{z_2} = \frac{P_2}{\cos\alpha} = \frac{4160}{0{,}93} = 4450 \text{ kg}$$

Beide Zahndrücke stehen unter einem Winkel $\beta = 130^0$ (Bild 1a, Seitenriss).

Auflagerdrücke

Belastungsebene 1 — 1 (Bild 1a, Seitenriss)

$$A_1 = 1140 \text{ kg}; \quad B_1 = 270 \text{ kg}$$

Belastungsebene 2 — 2

$$A_2 = 1050 \text{ kg}; \quad B_2 = 3400 \text{ kg}$$

Bild 1b zeigt den Verlauf des Drehmomentes M_t (kgcm).

Biegemomente (Bild 1c)

Belastungsebene 1 — 1 (Bild 1a, Seitenriss)

$$M_{P_1} = A_1\, l_1 = 1140 \cdot 10{,}5 = 12\,000 \text{ kgcm}$$

Belastungsebene 2 — 2

$$M_{P_2} = B_2\, l_3 = 3400 \cdot 13 = 44\,000 \text{ kgcm}$$

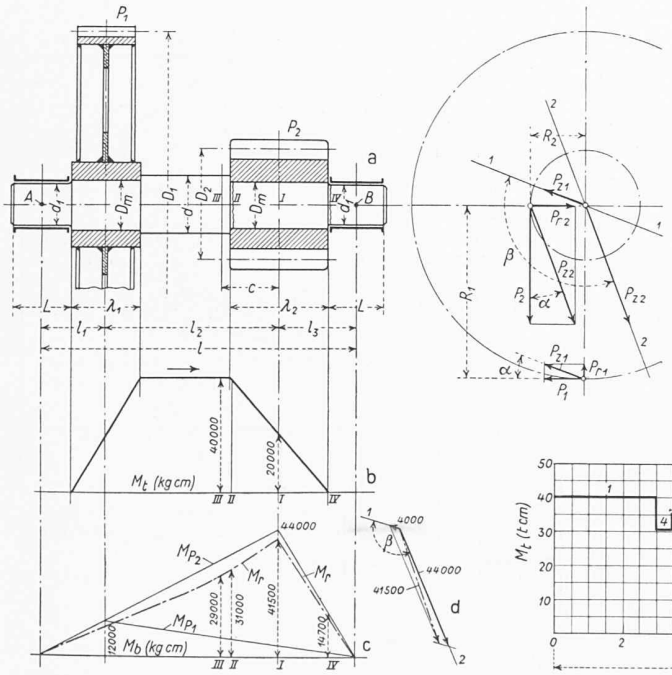

Bild 1. a Abmessungen der Welle; b Verlauf des Drehmomentes; c Biegemomente; d grösstes resultierendes Biegemoment

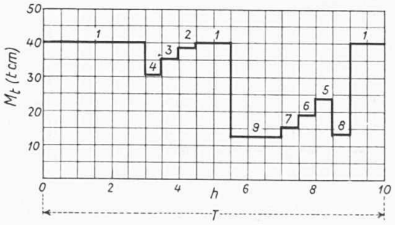

Bild 2. Belastungsbild des Drehmomentes M_t

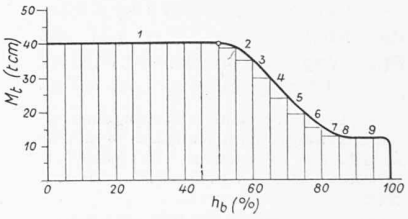

Bild 3. Summenkurve des Drehmomentes

Grösstes resultierendes Biegemoment (Bild 1d)

$$M_r = 41\,500 \text{ kgcm}$$

Mit diesen Kräften und Momenten können nun die Spannungen in den gefährdeten Querschnitten nach den bekannten Methoden der Festigkeitslehre bestimmt und mit den zulässigen Spannungen verglichen werden. Dazu wählen wir die vier in Bild 1 mit römischen Ziffern bezeichneten Querschnitte.

Querschnitt I
Nabensitz des Ritzels

Am Nabensitz (Bild 4) sind der Flächenpressung p [kg/cm²] aus dem gewählten Ruhesitz (k_6 bis s_6), die Biegespannung σ_b [kg/cm²] und die Drehungsspannung τ_t [kg/cm²] überlagert. Die hierbei auftretende Spannungssteigerung wird mit der Spannungssteigerungszahl (Kerbwirkungszahl) β_{Nb} bei Biegung und β_{Nt} bei Verdrehung ermittelt. Die Spannungssteigerungszahl kann nur durch Versuche bestimmt werden.

Bei Rundwellen mit Schrumpfsitz oder mit Keil beträgt für Stahl/Stahl bei Biegung $\beta_{Nb} = 2$ bis 2,5 und bei Verdrehung $\beta_{Nt} = 1{,}4$ bis 1,6[3]). Bei dem Polygon-Dreieckprofil (Bild 5) und dem Ruhesitz m_6 für die Welle ist die Flächenpressung wesentlich niedriger und die Spannungssteigerungszahlen sind entsprechend kleiner.

1. *Angriff*[4])

Resultierendes Biegemoment (Bild 1d)

$$M_r = 41\,500 \text{ kgcm}$$

Drehmoment (Bild 1b):

$$M_t = 20\,000 \text{ kgcm}$$

Für das Polygon-Dreieckprofil (Bild 5) gibt Tabelle 1 die Abmessungen und Querschnittsfunktionen im Bereich der Nennmasse (Messweite) $D_m = 75$ bis 100 mm.

2. *Zulässige Biegespannung*

(1) $$\sigma_{b\,zul} = \frac{b_1\, b_2\, \sigma_{bW}}{\varphi\, \beta_{Nb}\, \nu_{erf}} \text{ [kg/cm²]}$$

Die Biegewechselfestigkeit σ_{bW} wird auf dem Dauerfestigkeits-Schaubild des Stahls *St* 60·11 (Bild 6, Schaulinie a) entnommen zu 3000 kg/cm²; der Beiwert für den Grösseneinfluss ist nach Bild 7 $b_1 = 0{,}72$; der Beiwert für die Bearbeitungsgüte (mittelfein schleifen) ist nach Bild 8 $b_2 = 0{,}88$; die Stosszahl ist $\varphi = 1{,}2$; die Spannungssteigerungszahl wird zu $\beta_{Nb} = 1{,}5$ angenommen; der erfor-

[3]) Thum: Beanspruchungsmechanismus und Gestaltfestigkeit von Nabensitzen. Deutsche Kraftfahrforschung», Heft 37. VDI-Verlag Berlin 1942.

[4]) Die an den Bauteilen «angreifenden» Kräfte P [kg] und Momente M [kgcm] werden im folgenden kurz als «Angriff» bezeichnet.

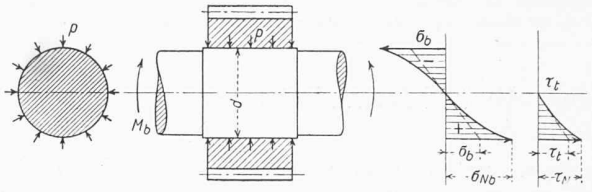

Bild 4. Spannungszustand am Nabensitz

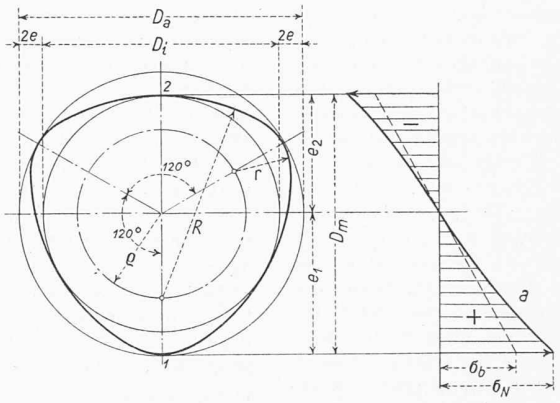

Bild 5. Polygon-Dreieckprofil. Messweite (Nenndurchmesser): $D_m = 85$ mm; Maschinenexzenter (Exzentrizität): $e = 3{,}7$ mm; Durchmesser des Aussenkreises: $D_a = 92{,}4$ mm; Durchmesser des Innenkreises: $D_i = 77{,}6$ mm. *a* Spannungsschaulinie (Biegung). Nennspannung (Zug): $\sigma_b = +730$ kg pro cm²; gesteigerte Spannung: $\sigma_N = \beta_{Nb}\,\sigma_b = 1{,}5 \times 730 = 1100$ kg/cm²

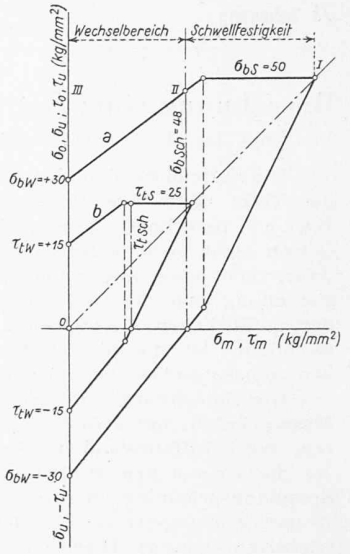

Bild 6. Dauerfestigkeits-Schaubild des Stahls St 60.11. *a* **Biegung;** σ_{bS} Streckgrenze; σ_{bSch} reine Schwellfestigkeit ($\sigma_U = 0$); $\pm\,\sigma_{bW}$ reine Wechselfestigkeit ($\sigma_m = 0$); *b* **Verdrehung;** τ_{tS} Streckgrenze; τ_{tSch} reine Schwellfestigkeit ($\tau_U = 0$); $\pm\,\tau_{tW}$ reine Wechselfestigkeit ($\tau_m = 0$), I bis III Belastungsfälle nach Bach

Tabelle 1. Abmessungen und Querschnittsfunktionen der Polygon-Dreieckprofile (Bild 5)

Nr.	D_m mm	e mm	D_a mm	D_i mm	ϱ mm	r mm	R mm	e_1 mm	e_2 mm	F cm²	J_b cm⁴	J_t cm⁴	W_{b_1} cm³	W_{b_2} cm³	W_t cm³
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1.	75	3,15	81,3	68,7	23,5	17	57,8	40,6	34,3	43	157	270,7	39	47	74
2.	80	3,4	86,8	73,2	25,3	18	62	43,4	36,6	49,5	205	348	47	56	87
3.	85	3,7	92,4	77,6	27,6	18.6	66.4	46.2	38,8	56	261	442	57	68	104
4.	90	4,0	98	82,0	30,0	19	71	49	41	63	328	554	67	80	123
5.	95	4.25	103,5	86,5	32,0	20	75	51,8	43,3	70	407	687	78	94	160
6.	100	4,50	109	91,0	33,5	21	78	54,5	45,5	77	500	842	99	110	168

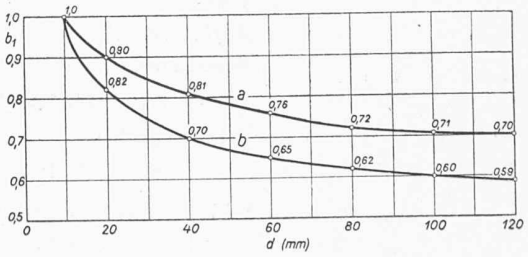

Bild 7. Beiwert b_1 für die Bauteilgrösse (Grösseneinfluss). *a* Beiwerte nach neueren Versuchen; *b* ältere Beiwerte nach Lehr[5])

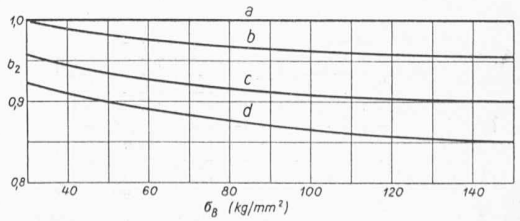

Bild 8. Beiwerte b_2 für die Bearbeitungsgüte. *a* fein poliert (Probestab, $H = 0 \ldots 1\,\mu$); *b* mittelfein poliert ($H = 1{,}5 \ldots 2\,\mu$); *c* fein geschliffen ($H = 2{,}5 \ldots 6\,\mu$); *d* mittelfein geschliffen (geschlichtet), $H = 6 \ldots 16\,\mu$)

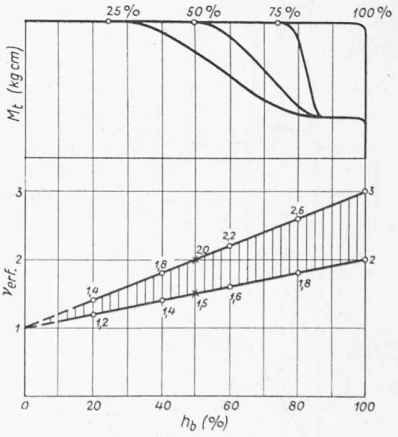

Bild 9. Erforderlicher Sicherheitswert in Abhängigkeit von der prozentualen Häufigkeit h_b [%] des grössten Drehmomentes

[5]) Lehr: Formgebung und Werkstoffausnutzung. «Stahl und Eisen» 1941, S. 965.

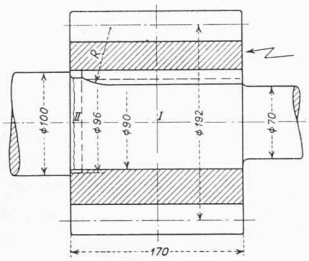

Bild 10a. Sitz des Ritzels auf rundem Querschnitt mit Einlegekeil (zum Vergleich)

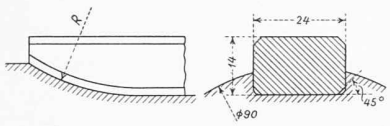

Bild 10b. Gestaltung des Einlegekeils

derliche Sicherheitswert ist nach Bild 9 $\nu_{erf} = 1{,}5$. Mit diesen Werten ist die zulässige Biegespannung

$$\sigma_{b\,zul} = \frac{0{,}72 \cdot 0{,}88 \cdot 3000}{1{,}2 \cdot 1{,}5 \cdot 1{,}5} = 710 \text{ kg/cm}^2$$

3. *Erforderliches Widerstandsmoment*

$$W_{b\,erf} = \frac{M_r}{\sigma_{b\,zul}} = \frac{41\,500}{710} = 58 \text{ cm}^3$$

Aus Tabelle 1 wird das Profil mit der Messweite $D_m = 85$ mm gewählt.

4. *Nennspannungen*

Vorhandene Biegebeanspruchung (Bild 5)

$$\sigma_{b_1} = \frac{M_r}{W_{b_1}} = \frac{41\,500}{57} = +730 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{b_2} = \frac{M_r}{W_{b_2}} = \frac{41\,500}{68} = -610 \text{ kg/cm}^2$$

Vorhandene Drehungsspannung

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} = \frac{20\,000}{104} = 192 \text{ kg/cm}^2$$

5. *Zulässige Verdrehungsspannung*

$$(2) \qquad \tau_{t\,zul} = \frac{b_1\, b_2\, \tau_O}{\varphi\, \beta_{Nt}\, \nu_{erf}} \; [\text{kg/cm}^2]$$

Aus Bild 6 wird $\tau_O = \tau_{tS} = 2500$ kg/cm² entnommen; die Beiwerte b_1 und b_2, die Stosszahl φ und der erforderliche Sicherheitsbeiwert sind die gleichen wie in (1) angegeben. Die Spannungssteigerungszahl wird zu $\beta_{Nt} = 1{,}2$ angenommen. Mit diesen Werten ist die zulässige Drehungsspannung

$$\tau_{t\,zul} = \frac{0{,}72 \cdot 0{,}88 \cdot 2500}{1{,}2 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}5} = 735 \text{ kg/cm}^2$$

6. *Vergleichspannung*

Nach der Schubspannungshypothese von Mohr ist die Vergleichspannung

$$(3) \qquad \sigma_V = \sqrt{\sigma_b^2 + 4\,(\alpha_0\, \tau_t)^2} \leq \sigma_{b\,zul} \; [\text{kg/cm}^2]$$

wobei $\alpha_0 = \sigma_{bW} / 2\,\tau_D$ das Anstrengungsverhältnis bedeutet. Aus Bild 6 wird die Biegewechselfestigkeit zu $\sigma_{bW} = 3000$ kg/cm² (Belastungsfall III) entnommen. Für Verdrehung liegt der Belastungsfall zwischen I und II näher bei II. Nach Bild 6 ist $\tau_D = 2500$ kg/cm². Damit wird das Anstrengungsverhältnis

$$\alpha_0 = \frac{3000}{2 \cdot 2500} = 0{,}6$$

und die Vergleichspannung

$$\sigma_V = \sqrt{730^2 + 4 \cdot (0{,}6 \cdot 192)^2} = 765 \text{ kg/cm}^2$$

Die zulässige Biegespannung wurde oben zu $\sigma_{b\,zul} = 710$ kg/cm² berechnet. σ_V ist um rd. 7,5 % grösser als $\sigma_{b\,zul}$ und wird daher noch zugelassen.

Wird statt des Dreieckprofils (Bild 5) das übliche Rundprofil nach Bild 10 mit Einlegekeil angeordnet, dann stelle man die Nut mit dem Scheibenfräser her, da hierbei die Kerbwirkungszahl kleiner ist als bei Fertigung mit dem Fingerfräser (vgl. Fussnote 2). Die Form des Keils wird dann der Nutform angepasst (Bild 10b). Die Nuten werden an den Ecken abgerundet und die Keilkanten werden unter 45° abgeschrägt. Mit der Spannungssteigerungszahl bei Biegung $\beta_{Nb} = 2$ (siehe Fussnote 3) ist die zulässige Biegespannung nach Gleichung (1) $\sigma_{b\,zul} = 530$ kg/cm². Das erforderliche Widerstandsmoment ist

$$W_{b\,erf} = \frac{M_r}{\sigma_{b\,zul}} = \frac{41\,500}{530} = 78 \text{ cm}^3$$

Erforderlicher Durchmesser: 93 mm. Nächster Normdurchmesser: 90 mm. Vorhandene Biegespannung:

$$\sigma_b = \frac{M_r}{W_b} = \frac{41\,500}{9^3\,\pi/32} = 580 \text{ kg/cm}^2$$

welcher Wert noch zugelassen wird. Vorhandene Drehungsspannung:

$$\tau_t = \frac{M_r}{W_t} = \frac{20\,000}{9^3\,\pi/16} = 140 \text{ kg/cm}^2$$

Zulässige Verdrehungsspannung nach Gleichung (2) mit $\beta_{Nt} = 1{,}4$ (siehe Fussnote 3):

$$\tau_{t\,zul} = 630 \text{ kg/cm}^2$$

Die Vergleichsspannung ist nach der Schubspannungshypothese (Gleichung 3):

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_b^2 + 4\,(\alpha_0\, \tau_t)^2} = \sqrt{580^2 + 4 \cdot (0{,}6 \cdot 140)^2} = 600 \text{ kg/cm}^2$$

Dieser Wert ist um rund 13 % höher als $\sigma_{b\,zul} = 530$ kg/cm², kann jedoch noch zugelassen werden.

Querschnitt II (Bild 1a), Uebergang vom Dreieckprofil zum grossen Durchmesser

1. *Angriff*

Das resultierende Biegemoment ist nach Bild 1c $M_r = 31\,000$ kgcm, das Drehmoment $M_t = 40\,000$ kgcm.

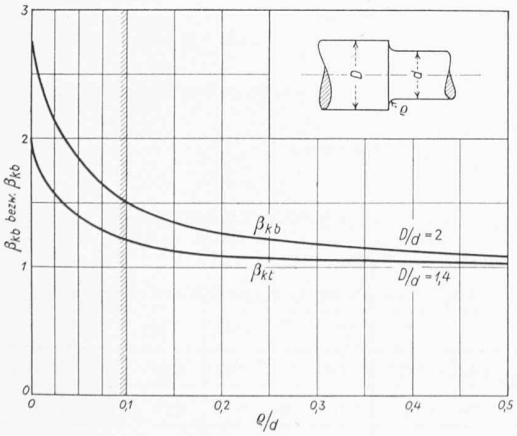

Bild 11. Kerbwirkungszahlen an Querschnittsabsätzen mit Hohlkehle. Biegung β_{kb} nach Versuchen von Lehr, mit $D/d = 2$. Verdrehung β_{kt} nach Versuchen von Herold mit $D/d = 1{,}4$

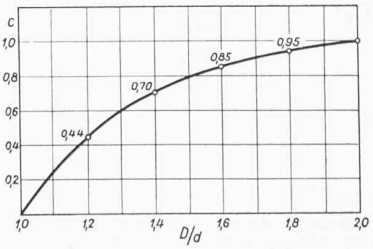

Bild 12. Umrechnungszahl c für andere Verhältnisse als $D/d = 2$ für Biegung nach Bild 11 (nach Lehr)

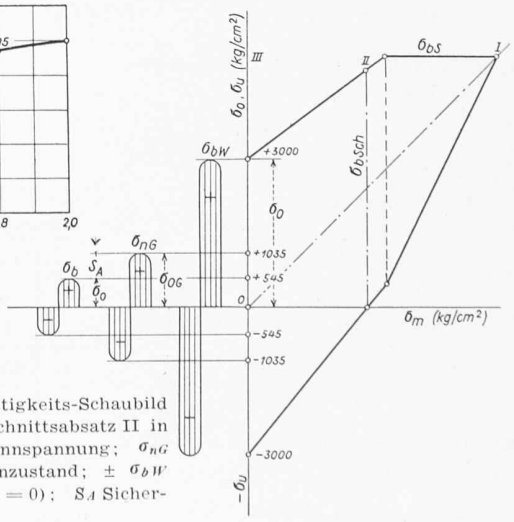

Bild 13 (rechts). Dauerfestigkeits-Schaubild und Spannungen am Querschnittsabsatz II in Bild 1a (Biegung). σ_b Nennspannung; σ_{nG} Nennspannung im Gefahrenzustand; $\pm\,\sigma_{bW}$ reine Wechselfestigkeit ($\sigma_m = 0$); S_A Sicherheitsabstand

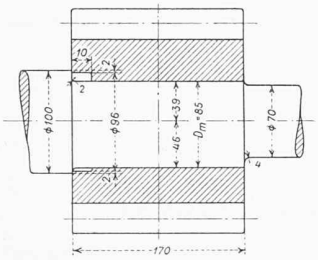

Bild 14. Anlagefläche des Ritzels am grossen Wellendurchmesser

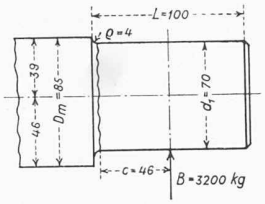

Bild 15. Berechnung des rechten Wellenzapfens

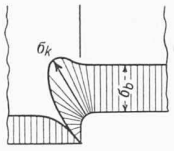

Bild 16. Spannungsverlauf an der Hohlkehle. Nennspannung: σ^b = 436 kg/cm²; Kerbspannung: $\sigma_k = \beta_{kb} \times \sigma^b$ = 1,35 · 436 = 590 kg/cm²

Das Ritzel (Bild 14) wird an der Anlagefläche des grossen Durchmessers $d = 100$ mm auf 96 mm ⌀ und die Länge von 10 mm ausgedreht. Die Anlagefläche von 2 mm am grossen Durchmesser ist ausreichend.

Bei Anwendung des Rundprofils mit Einlegekeil (Bild 10 a) ist der grosse Durchmesser mit $d = 100$ m der gleiche wie in Bild 14. Das Ritzel ist ebenfalls auf 96 mm ⌀ ausgedreht und hat die gleiche Anlagefläche von 2 mm.

Querschnitt III (Bild 1a).

Durchmesser $d = 100$ mm

Abstand $c = 100$ mm

1. *Angriff*

Resultierendes Biegemoment (Bild 1c) $M_r = 29\,000$ kgcm; Drehmoment (Bild 1b) $M_t = 40\,000$ kgcm.

2. *Nennspannungen*

a) Biegung

$$\sigma_b = \sigma_0 = \frac{M_r}{W_b} = \frac{29\,000}{10^3\,\pi/32} = 296 \text{ kg/cm}^2$$

b) Verdrehung

$$\tau_t = \tau_0 = \frac{M_t}{W_t} = \frac{40\,000}{10^3\,\pi/16} = 204 \text{ kg/cm}^2$$

c) Vergleichspannung nach der Schubspannungshypothese

$$\sigma_V = \sqrt{296^2 + 4 \cdot (0{,}6 \cdot 204)^2} = 385 \text{ kg/cm}^2$$

3. *Zulässige Spannungen*

a) Biegung

$$\sigma_{b\,zul} = \frac{b_1\, b_2\, \sigma_{bW}}{\varphi\, \nu_{erf}} = \frac{0{,}72 \cdot 0{,}88 \cdot 3000}{1{,}2 \cdot 1{,}5} = 1050 \text{ kg/cm}^2 \quad (6)$$

σ_{bW}, b_1, b_2 und φ wie bei Querschnitt I; ν_{erf} aus Bild 9.

b) Verdrehung

$$\tau_{t\,zul} = \frac{b_1\, b_2\, \tau_0}{\varphi\, \nu_{erf}} = \frac{0{,}72 \cdot 0{,}88 \cdot 2500}{1{,}2 \cdot 1{,}5} = 880 \text{ kg/cm}^2 \quad (7)$$

Der Querschnitt ist verhältnismässig niedrig belastet. Der Durchmesser $d = 100$ mm ist jedoch konstruktiv bedingt, wie aus Bild 14 hervorgeht.

Querschnitt IV (Bild 1a) Querschnittsabsatz am Zapfen

Abmessungen (Bild 15): $d_1 = 70$ mm; $D_m = 85$ mm (Bild 5); $\rho = 4$ mm; $L = 100$ mm. Resultierende Lagerkraft B = 3200 kg.

1. *Angriff*

Biegemoment (Bild 15)

$$M_b = B\,c = 3200 \cdot 4{,}6 = 14\,700 \text{ kgcm}$$

2. *Nennspannung*

$$\sigma_b = \sigma_0 = \frac{M_b}{W_b} = \frac{14\,700}{7^3\,\pi/32} = 436 \text{ kg/cm}^2$$

3. *Nennspannung im Gefahrenzustand* (Oberspannung)

$$\sigma_{0G} = \frac{b_1\, b_2\, \sigma_{bW}}{\varphi\, \beta_{kb}^*} \text{ [kg/cm}^2\text{]} \quad (8)$$

2. *Nennspannungen*

a) Biegung

$$\sigma_b = \sigma_0 = \frac{M_r}{W_{b_1}} = \frac{31\,000}{57} = 545 \text{ kg/cm}^2$$

b) Verdrehung

$$\tau_t = \tau_0 = \frac{M_t}{W_t} = \frac{40\,000}{104} = 384 \text{ kg/cm}^2$$

c) Vergleichspannung. Nach der Schubspannungshypothese (3) ist die Vergleichspannung

$$\sigma_V = \sqrt{545^2 + 4 \cdot (0{,}6 \cdot 384)^2} = 710 \text{ kg/cm}^2$$

3. *Nennspannung im Gefahrenzustand (Oberspannung)*

a) Biegung

$$\sigma_{0G} = \frac{b_1\, b_2\, \sigma_{bW}}{\varphi\, \beta_{kb}^*} \text{ [kg/cm}^2\text{]} \quad (4)$$

Hier haben σ_{bW}, b_1, b_2 und φ die gleiche Bedeutung wie in (1). Die Abhängigkeit der Kerbwirkungszahl bei $D/d = 2$ vom Verhältnis ρ/d zeigt Bild 11. Im vorliegenden Fall sind $\varrho/D_m = 2/85 = 0{,}024$ und $D/d\,(d/D_m) = 100/85 = 1{,}2$. Hieraus folgt $\beta_{kb} = 2{,}2$. Die Umrechnungszahl c für verschiedene Werte von D/d geht aus Bild 12 hervor. Darnach ist für $D/d\ (d/D_m) = 1{,}2$ die Umrechnungszahl $c = 0{,}44$ und damit

$$\beta_{kb}^* = 1 + c\,(\beta_{kb} - 1) = 1 + 0{,}44 \cdot (2{,}2 - 1) = 1{,}53$$

Mit diesen Werten ist die Nennspannung im Gefahrenzustand

$$\sigma_{0G} = \frac{0{,}72 \cdot 0{,}88 \cdot 3000}{1{,}2 \cdot 1{,}53} = 1035 \text{ kg/cm}^2$$

b) Verdrehung

$$\tau_{0G} = \frac{b_1\, b_2\, \tau_0}{\varphi\, \beta_{kt}} \text{ [kg/cm}^2\text{]} \quad (5)$$

τ_0, b_1, b_2 und φ wie in Gleichung (2). Die Kerbwirkungszahl wird nach Bild 11 geschätzt zu $\beta_{kt} = 1{,}2$. Damit ist die Nennspannung im Gefahrenzustand

$$\tau_{0G} = \frac{0{,}72 \cdot 0{,}88 \cdot 2500}{1{,}2 \cdot 1{,}2} = 1100 \text{ kg/cm}^2$$

4. *Sicherheit.* Vorhandene Sicherheit.

a) Biegung (Bild 13)

$$\nu_b = \frac{\sigma_{0G}}{\sigma_0} = \frac{1035}{545} = 1{,}9$$

b) Verdrehung

$$\nu_t = \frac{\tau_{0G}}{\tau_0} = \frac{1100}{384} = 2{,}9$$

c) Gegen die Vergleichspannung

$$\nu_V = \frac{\sigma_{0G}}{\sigma_V} = \frac{1035}{710} = 1{,}46$$

Erforderliche Sicherheit bei $h_b = 50\,\%$ (Bild 9).

$$\nu_{erf} = 1{,}5 \text{ bis } 2{,}0$$

Tabelle 2. Berechnungswerte für den Querschnitt I (Bild 1a) für verschiedene Werte von h_b [%]

Nr.	h_b %	ν_{erf} [1]) —	$\sigma_{b\,zul}$ [2]) kg/cm²	$W_{b\,erf}$ cm³	D_m [3]) mm	e mm	D_a mm	D_i mm	d mm	d_1 mm	L mm	σ_{b_1} kg/cm²	σ_{b_2} kg/cm²	τ_t kg/cm²
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1.	100	2,0	528	78,6	95	4,25	103,5	86,5	110	70	100	530	432	125
2.	75	1,75	600	69,0	90	4,0	98	82	110	70	100	620	620	162
3.	50	1,5	710	58	85	3,7	93,4	77,6	100	70	100	730	610	192
4.	25	1,25	845	49	80	3,4	86,8	73,2	90	60	90	880	745	230

[1]) Bild 9; [2]) Gleichung (1); [3]) Tabelle 1

σ_{bW}, b_1, b_2 und φ wie bei Querschnitt I. Für die Bestimmung der Kerbwirkungszahl sind massgebend: $\rho/d = 4/70 = 0{,}057$; $D_m/d_1 = 85/70 = 1{,}2$. Alsdann erhält man für $D/d = 2$ nach Bild 11 $\beta_{kb} = 1{,}8$. Die Umrechnungszahl ist nach Bild 12 $c = 0{,}44$ und damit die Kerbwirkungszahl bei $D_m/d_1 = 1{,}2$.

$$\beta_{kb}^* = 1 + c\,(\beta_{kb} - 1) = 1 + 0{,}44 \cdot (1{,}8 - 1) = 1{,}35$$

Damit ist die Oberspannung im Gefahrenzustand

$$\sigma_{OG} = \frac{0{,}72 \cdot 0{,}88 \cdot 3000}{1{,}2 \cdot 1{,}35} = 1170 \text{ kg/cm}^2$$

4. *Sicherheit*

Die vorhandene Sicherheit ist:

$$\nu_b = \frac{\sigma_{OG}}{\sigma_0} = \frac{1170}{436} = 2{,}7$$

Die erforderliche Sicherheit ergibt sich bei $h_b = 50\,\%$ nach Bild 9 zu $\nu_{erf} = 1{,}5$ bis 2,0.

In Tabelle 2 sind die Berechnungswerte für die prozentuale Häufigkeit des grössten Drehmomentes $h_b = 100 - 75 - 50$ und 25 % zusammengestellt. Bei kleinerer, prozentualer Häufigkeit können die Wellendurchmesser verringert werden, wobei sich eine gewisse Ersparnis an Werkstoffaufwand ergibt. Beträgt dieser Aufwand bei $h_b = 100$ 100 %, so ist er bei $h_b = 75\,\%$ noch unverändert, sinkt aber bei $h_b = 50$ auf 83 % und bei $h_b = 25\,\%$ auf 67 %.

Verkehrstechnische Projektgrundlagen für Park-Garagen

Von MARCEL JENNI, Dipl. Ing., Zürich

DK 725.381:656.13

Der Verfasser, jetzt beim Tiefbauamt der Stadt Zürich tätig, hat mit einem Stipendium der Int. Road Federation ein Studienjahr beim Bureau of Highway Traffic, Yale University, New Haven USA (s. SBZ 1949, S. 666 *), zugebracht. Red.

*

Bisher waren Park-Garagen bei uns eine grosse Seltenheit. Die ständig anwachsende Parkraumnot in unseren Städten lässt aber keinen Zweifel darüber offen, dass in den nächsten Jahren an solche Projekte herangegangen werden muss.

Dieser Aufsatz behandelt weder die architektonische noch die konstruktive Gestaltung solcher Gebäude, sondern lediglich die verkehrsbetrieblich bedingte Anordnung der Ein- und Ausfahrten, der Rampensysteme und der einzelnen Parkplätze. Wahrscheinlich das ausführlichste Material über diese Probleme wurde von E. R. Ricker in seinem Buche «The Traffic Design of Parking Garages» [1)] [1)] zusammengestellt. Die vorliegenden Ausführungen sind weitgehend eine Zusammenfassung der genannten Schrift.

Für den Betrieb einer Garage ist nicht nur das Fassungsvermögen von ausschlaggebender Bedeutung, sondern vielleicht noch viel mehr die Zeit, die man benötigt, um einen Wagen zu versorgen oder wiederum zu holen. Eine saubere funktionelle Gestaltung der Einzelheiten vermag einen grossen Beitrag an die Zeiteinsparung zu bieten.

Es gilt, zwei Typen von Garagen auseinanderzuhalten. In der ersten wird der Wagen vom Besitzer selbst parkiert; beim zweiten Typ wird der Wagen bei der Einfahrt vom Garagepersonal übernommen, und dort auch wieder abgeliefert.

Die betrieblichen Anforderungen gliedern die verkehrstechnischen Probleme in drei Gruppen: 1. Der Stauraum unmittelbar bei der Einfahrt, wo die Wagen dem Garagepersonal übergeben und wieder abgeholt werden; 2. Die einzelnen Parkflächen; 3. Die Zufahrten zu den einzelnen Parkplätzen.

I. Parkierungscharakteristika

Die folgenden Faktoren sind von ausschlaggebender Bedeutung: 1. Park-Raum-Bedarf; 2. Park-Dauer des einzelnen Wagens. Je nach Standort der Garage werden diese beiden Charakteristika ganz verschiedenartig sein. Steht die Garage in einem Einkaufszentrum, wo die Wagen für ½ bis 1 Stunde abgestellt werden, muss sie betrieblich ganz anders organisiert sein, als wenn sie den Angestellten eines Geschäftsviertels dienen soll. Eine genaue Erhebung der Parkgewohnheiten ist für den Betrieb einer Garage ausserordentlich wichtig. Dass solche betrieblich-funktionellen Ueberlegungen auch ihre baulichen Konsequenzen haben, scheint klar. Darauf soll noch zurückgekommen werden.

Die Bilder 1 und 2 zeigen graphisch die Auswertung einer solchen Erhebung der Parkgewohnheiten für eine gewisse Garage. Uns interessiert vor allem der tägliche Ablauf des Fahrzeugandranges. Ohne eine genaue Regel angeben zu können, fand Ricker, dass im allgemeinen der stärkste Stundenandrang einer Garage zwischen 25 % und 45 % ihres Gesamtfassungsvermögens beträgt.

II. Bewegung der Fahrzeuge innerhalb der Garage

Die Zeit, die es braucht, um einen Wagen auf den entsprechenden Abstellplatz zu fahren, gibt ein direktes Mass für die Leistungsfähigkeit eines Garagebetriebes. Die Geschwindigkeit der einzelnen Handlungen ändert stark von Garage zu Garage. Sie ist vor allem auch sehr stark verschieden für Garagepersonal und Wageneigentümer. Einige typische Mittelwerte sind in Tabelle 1 wiedergegeben.

Die totale Zeit, um einen Wagen zu versorgen, ergibt zusammen mit den Parkierungscharakteristika die Grundlagen für die nachfolgenden Projektierungs- und Dimensionierungs-Betrachtungen.

1) Die Zahlen in eckigen Klammern beziehen sich auf die Literaturzusammenstellung am Schluss.

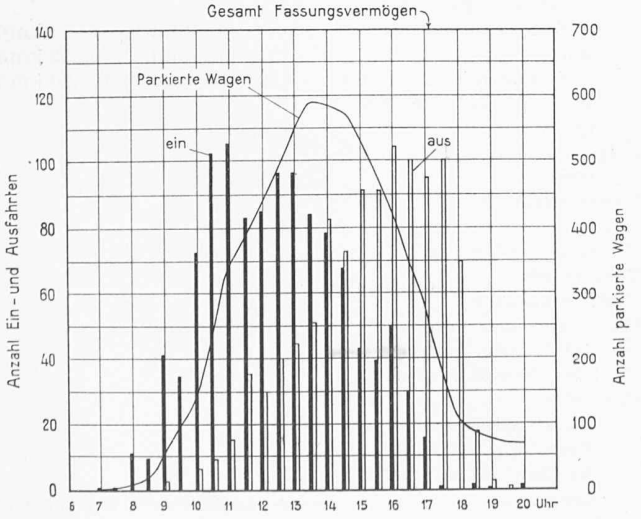

Bild 1. Täglicher Ablauf des Fahrzeugandranges und die entsprechende Anhäufung von Fahrzeugen in einer Garage

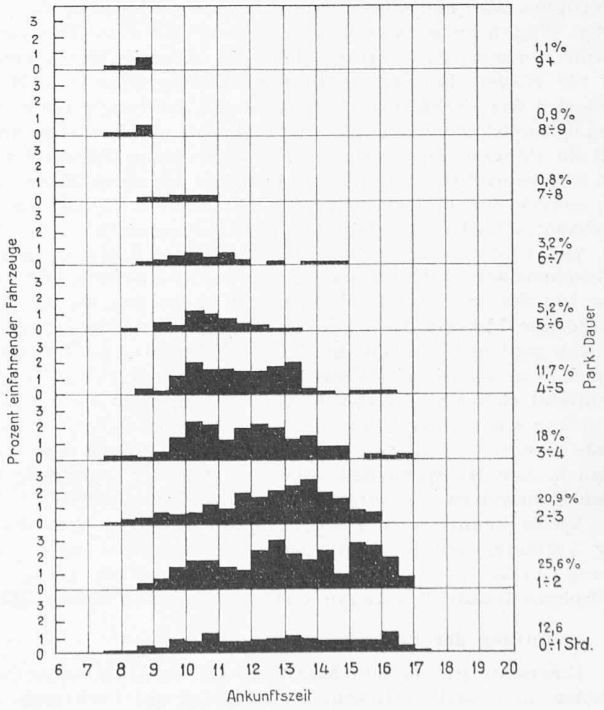

Bild 2. Parkdauer der in Bild 1 dargestellten Fahrzeuge, gruppiert nach Ankunftszeit