

Tragfähigkeitsberechnung von Zylinder-Schneckengetrieben mit Achsenwinkel $\Sigma = 90^\circ$

DIN
3996

ICS 21.200

Deskriptoren: Tragfähigkeitsberechnung, Schneckengetriebe, Zylinder-Schneckengetriebe

Calculation of load capacity of cylindrical worm gear pairs with shaft angle $\Sigma = 90^\circ$ Calcul de la capacité de charge des engrenages à vis cylindrique avec un angle des axes de $\Sigma = 90^\circ$

Inhalt

	Seite		Seite
Vorwort	1	9.5 Anpassung des Rechenverfahrens an eigene Versuche	17
1 Anwendungsbereich	2	10 Durchbiegung	17
1.1 Schneckenwerkstoffe	2	10.1 Allgemeines	17
1.2 Schneckenradwerkstoffe	2	10.2 Durchbiegesicherheit	17
1.3 Schmierstoffe	2	10.3 Auftretende Durchbiegung	18
1.4 Flankenformen	2	10.4 Grenzwert der Durchbiegung	18
2 Normative Verweisungen	2	11 Zahnfußtragfähigkeit	18
3 Formelzeichen, Benennungen und Einheiten	3	11.1 Allgemeines	18
4 Allgemeines	6	11.2 Zahnbruchsicherheit	18
4.1 Grundlagen, Wechselwirkungen	6	11.3 Auftretende Zahnfußspannung	18
4.2 Absolutrechnung bzw. Relativrechnung	7	11.4 Grenzwert der Schub-Nennspannung am Zahnfuß	19
4.3 Standard-Referenzgetriebe	7	11.5 Anpassung des Rechenverfahrens an eigene Versuche	20
4.4 Berechnungsansätze, Methoden A, B, C, D	8	12 Temperatursicherheit	20
4.5 Sicherheitsfaktoren	8	12.1 Allgemeines	20
4.6 Hinweis auf Zahlenwertgleichungen	8	12.2 Temperatursicherheit bei Tauchschmierung	20
4.7 Sonstige Hinweise	8	12.3 Auftretende Ölsumpftemperatur	20
5 Notwendige Eingangsgrößen	8	12.4 Grenzwert der Ölsumpftemperatur	21
6 Kräfte, Geschwindigkeiten sowie Kennwerte für die Berechnung der Beanspruchung	8	12.5 Temperatursicherheit bei Einspritzschmierung	21
6.1 Allgemeines	8	12.6 Kühlleistung	21
6.2 Zahnkräfte	9	13 Bestimmung der Radmassentemperatur	21
6.3 Gleitgeschwindigkeit am Mittenkreis	9	13.1 Allgemeines	21
6.4 Physikalische Kennwerte	10	13.2 Radmassentemperatur bei Tauchschmierung	21
6.5 Berechnung der mittleren Flankenpressung	11	13.3 Radmassentemperatur bei Einspritzschmierung	22
6.6 Berechnung der minimalen mittleren Schmierpaltdicke	11	Anhang A (informativ) Hinweise zu den inneren Kräften und zur Kraftverteilung	22
6.7 Berechnung des Verschleißweges	12	Anhang B (informativ) Hinweise zu den physikalischen Kennwerten	22
7 Wirkungsgrad und Verlustleistung	12	Anhang C (informativ) Methoden zur Ermittlung der Kennwerte	23
7.1 Allgemeines	12	Anhang D (informativ) Schmierpaltdicke nach der EHD-Theorie	24
7.2 Gesamtwirkungsgrad	12	Anhang E (informativ) Berechnung des Verschleißweges	24
7.3 Gesamtverlustleistung	12	Anhang F (informativ) Hinweise zur Berechnung des Verschleißabtrags	25
7.4 Verzahnungswirkungsgrad	13	Anhang G (informativ) Hinweise zur Zahnfußtragfähigkeit	25
7.5 Verzahnungsverlustleistung	14	Anhang H (informativ) Hinweise zu Schneckenrädern aus Polyamid 12-Guß	25
8 Verschleißtragfähigkeit	14	Anhang J (informativ) Beispiele	26
8.1 Allgemeines	14		
8.2 Verschleißsicherheit	14		
8.3 Zu erwartender Verschleißabtrag	14		
8.4 Zulässiger Verschleißabtrag	16		
8.5 Anpassung des Rechenverfahrens an eigene Versuche	17		
9 Grübchentragfähigkeit	17		
9.1 Allgemeines	17		
9.2 Grübchensicherheit	17		
9.3 Auftretende Flankenpressung	17		
9.4 Grenzwert der Flankenpressung	17		

Vorwort

Diese Norm wurde vom Arbeitsausschuß „1.4 Schneckenverzahnung“ des Fachbereiches Antriebstechnik im NAM erarbeitet.

Fortsetzung Seite 2 bis 28

Normenausschuß Maschinenbau (NAM) im DIN Deutsches Institut für Normung e.V.

1 Anwendungsbereich

Diese Norm gibt eine Anleitung zur Nachrechnung der Tragfähigkeit von Zylinder-Schneckengetrieben. Sie legt keine Regeln oder Hinweise für die Dimensionierung, Wahl von Werkstoffen und Schmierstoffen usw. fest.

Die Berechnung nach dieser Norm erfaßt folgende Tragfähigkeitsgrenzen: Verschleiß, Grübchen, Schneckendurchbiegung, Zahnbruch und Temperatur.

Die Freßtragfähigkeit ist noch zu wenig erforscht, um bereits genormte Berechnungsgleichungen angeben zu können. Hierzu sei auf die Erfahrungen von Herstellern und Anwendern sowie Literaturangaben (z. B. die in [11] beschriebenen Untersuchungen) verwiesen.

Der Anwendungsbereich verschiedener Teile des Berechnungsverfahrens dieser Norm beschränkt sich auf Bereiche, für die praktische Erfahrungen vorliegen. Liegen beim Anwender weitergehende Versuchsergebnisse vor, kann durch eine Anpassung des Rechenverfahrens der Anwendungsbereich je nach Art und Umfang der eigenen Versuche entsprechend erweitert werden.

Der Anwendungsbereich dieser Norm erstreckt sich auf folgende Schnecken- und Schneckenradwerkstoffe, Schmierstoffe sowie Flankenformen:

1.1 Schneckenwerkstoffe

- a) Einsatzstähle (z. B. 16MnCr5 nach DIN 17210), einsatzgehärtet (58 bis 62 HRC),
- b) Vergütungsstähle (z. B. 42CrMo4 nach DIN EN 10083-2), flamm- oder induktionsgehärtet (50 bis 56 HRC),
- c) Nitrierstähle (z. B. 31CrMoV9V), gasnitriert.

Die Rechenverfahren basieren auf Untersuchungen mit Schnecken aus 16MnCr5 nach DIN 17210. Für andere Werkstoffe liegen bisher noch keine systematischen Untersuchungen vor. Bei ausreichender Oberflächenhärte, Einhärtungstiefe und Kernhärte sowie einwandfreier Wärmebehandlung lassen sich die Rechenverfahren jedoch auf die anderen o. a. Werkstoffe übertragen.

1.2 Schneckenradwerkstoffe ¹⁾

Die Werkstoffe sowie eine Übersicht über den Erfahrungshintergrund sind in Tabelle 1 dargestellt.

1.3 Schmierstoffe

- a) mildlegierte CLP-Öle nach DIN 51517-3.

- b) Polyglykole; hier wird bezüglich des Verhältnisses von Ethylenoxid zu Propylenoxid im Grundöl (EO : PO) unterschieden.
- c) Polyalphaolefine; da keine Versuchsergebnisse vorliegen, werden Polyalphaolefine im Rahmen dieser Norm wie Mineralöle behandelt.

1.4 Flankenformen

A, N, K, I, C nach DIN 3975.

Die Berechnungsgleichungen basieren im wesentlichen auf Untersuchungen mit Schneckengetrieben der Flankenform I. Die Ergebnisse wurden aufgrund praktischer Erfahrungen und durch Ähnlichkeitsbetrachtungen auf Schneckengetriebe mit den anderen Flankenformen übertragen.

2 Normative Verweisungen

Diese Norm enthält durch datierte oder undatierte Verweisungen Festlegungen aus anderen Publikationen. Diese normativen Verweisungen sind an den jeweiligen Stellen im Text zitiert, und die Publikationen sind nachstehend aufgeführt. Bei datierten Verweisungen gehören spätere Änderungen oder Überarbeitungen dieser Publikationen nur zu dieser Norm, falls sie durch Änderung oder Überarbeitung eingearbeitet sind. Bei undatierten Verweisungen gilt die letzte Ausgabe der in Bezug genommenen Publikation.

DIN 1691

Gußeisen mit Lamellengraphit (Grauguß) – Eigenschaften

DIN 1693

Gußeisen mit Kugelgraphit

DIN 1705

Kupfer-Zinn- und Kupfer-Zinn-Zinn-Gußlegierungen – (Guß-Zinnbronze und Rotguß) – Gußstücke

DIN 1714

Kupfer-Aluminium-Gußlegierungen – (Guß-Aluminiumbronze) – Gußstücke

¹⁾ In dieser Norm werden Kupfer-Zinn-Legierungen mit den im Bereich der Schneckengetriebe üblichen Begriffen Bronze bzw. Schleuderbronze, Kupfer-Aluminium-Legierungen mit dem Begriff Aluminiumbronze bezeichnet.

Tabelle 1: Übliche Schneckenradwerkstoffe

Schneckenradwerkstoff nach DIN	GZ-Cu Sn12 ¹⁾	GZ-Cu- Sn12Ni ¹⁾	GZ-Cu- Al10Ni ¹⁾	GGG-40	GG-25	Polyamid- 12-Guß
	1705		1714	1693	1691	–
Verschleiß	+	+	o	o	o	--
Grübchen	+	+	o	–	–	--
Zahnbruch	+	+	+	+	+	+
Übertemperatur	+	+	+	–	–	--
+ abgesicherte Untersuchungsergebnisse vorhanden o Untersuchungsergebnisse bekannt – Erfahrungswerte bekannt -- keine Erfahrungswerte bekannt ¹⁾ Schleuderbronzen sollten ein homogenes, lunkerfreies Gefüge im Verzahnungsbereich aufweisen. Die mittlere Korngröße sollte unter 150 µm liegen.						

- DIN 3974-1
Toleranzen für Schneckengetriebe – Verzahnungen – Teil 1: Grundlagen
- DIN 3974-2
Toleranzen für Schneckengetriebe – Verzahnungen – Teil 2: Toleranzen für Abweichungen einzelner Bestimmungsgrößen
- DIN 3975
Begriffe und Bestimmungsgrößen für Zylinderschneckengetriebe mit Achsenwinkel $\Sigma = 90^\circ$
- DIN 3990-1
Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern – Teil 1: Einführung und allgemeine Einflußfaktoren
- DIN 3990-6
Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern – Teil 6: Betriebsfestigkeitsrechnung
- DIN EN 10083
Vergütungsstähle – Teil 2: Technische Lieferbedingungen für unlegierte Qualitätsstähle
- DIN 17210
Einsatzstähle – Technische Lieferbedingungen
- DIN 51517-3
Schmierstoffe – Schmieröle – Schmieröle CLP, Mindestanforderungen
- [1] Dierich, H.: Weiterentwicklung der Theorie zur Ermittlung von Hertzischen Drücken und Reibungszahlen in Verzahnungen von Schneckengetrieben. Diss. Uni. Bochum (1989)
- [2] Dowson, D.; Higginson, G. R.: Elastohydrodynamic Lubrication. Oxford: Pergamon Press (1966)
- [3] Funck, G.: FVA-Forschungsvorhaben Nr. 69. Wärmeabführung bei Getrieben, FVA-Heft Nr. 162 (1983)
- [4] Höhn, B.-R.; Michaelis, K.; Steingröver, K.; Winter, H.: Reibungszahlen und Wirkungsgrade bei Schneckengetrieben. VDI-Berichte Nr. 905, S. 105–120, (1991)
- [5] Mathiak, D.: FVA-Forschungsvorhaben Nr. 70. Zahnfußfestigkeit von Schneckenrädern. FVA-Heft Nr. 153 (1983)
- [6] Mende, S.: Physik. Gleichungen und Tabellen. Heyne (1974)
- [7] Neupert, K.: FVA-Forschungsvorhaben Nr. 12/III. Versuche zum Einfluß der Baugröße auf Wirkungsgrad und Flankentragfähigkeit von Schneckengetrieben unter Berücksichtigung der Schmierstoffviskosität. FVA-Heft Nr. 312 (1990)
- [8] Niemann, G.; Winter, H.: Maschinenelemente Bd. III. Berichtigter Nachdruck, Springer-Verlag (1986)
- [9] Predki, W.: Hertzische Drücke, Schmierpalthöhen und Wirkungsgrade von Schneckengetrieben. Diss. Uni. Bochum (1982)
- [10] Simon, M.: Messung von elastohydrodynamischen Parametern und ihre Auswirkung auf die Grübchen-tragfähigkeit vergüteter Scheiben und Zahnräder. Diss. TU München (1984)
- [11] Steingröver, K.: FVA-Forschungsvorhaben Nr. 141. Fressen bei Schneckengetrieben. FVA-Heft Nr. 390 (1993)
- [12] Stöbel, K.: Reibungszahlen unter elastohydrodynamischen Bedingungen. Diss. TU München (1973)
- [13] Vill, D.: FVA-Forschungsvorhaben Nr. 155. EDV-Programmpaket zur Berechnung von Schneckengetriebeverzahnungen, Benutzeranleitung (1990)
- [14] Vogelpohl, G.: Betriebssichere Gleitlager. Springer-Verlag (1958)

- [15] Wellauer, J. E.; Borden, D. L.: Analysis of factors used for strength rating of worm wheel gear teeth. AGMA 229.18 (1974)
- [16] Wilkesmann, H.: Berechnung von Schneckengetrieben mit unterschiedlichen Zahnprofilformen. Diss. TU München (1974)

3 Formelzeichen, Benennungen und Einheiten

Die in dieser Norm verwendeten Formelzeichen, deren Benennungen und Einheiten sind in Tabelle 2 dargestellt.

Tabelle 2: Formelzeichen, Benennung und Einheit

Formelzeichen	Benennung	Einheit
a	Achsabstand	mm
a_T	Achsabstand des Standard-Referenzgetriebes	mm
b_2	Zahnbreite des Schneckenrades nach DIN 3975	mm
b_{2H}	Radbreite	mm
b_{2R}	Radkranzbreite des Schneckenrades	mm
b_H	halbe Hertzische Abplattungsbreite	mm
c_0, c_1	Beiwerte zur Ölsumpftemperaturberechnung nach Methode D	–
c_k	Eintauchfaktor	–
c_{oil}	spezifische Wärme des Öles zur Temperaturberechnung bei Einspritzschmierung	Ws/(kg K)
c_α	Näherungswert für den Druckviskositäts-exponenten α	$m^2/(N)$
d_{i2}	Fußkreisdurchmesser des Schneckenrades	mm
d_{m1}	Mittenkreisdurchmesser der Schneckenwelle	mm
d_{m1T}	Mittenkreisdurchmesser der Schneckenwelle des Standard-Referenzgetriebes	mm
d_{m2}	Mittenkreisdurchmesser des Schneckenrades	mm
d_{m2T}	Mittenkreisdurchmesser des Schneckenrades des Standard-Referenzgetriebes	mm
h_{min}	minimale Schmierpaltdicke	μm
h_a	Zahnkopfhöhe	mm
h_{minm}	minimale mittlere Schmierpaltdicke	μm
h^*	Kennwert für die minimale mittlere Schmierpaltdicke	–
(fortgesetzt)		

Tabelle 2 (fortgesetzt)

Formelzeichen	Benennung	Einheit
h_T^*	Kennwert für die minimale mittlere Schmierpaltdicke des Standard-Referenzgetriebes	–
k_{oil}	Ölstandshöhenfaktor	–
k_{ϱ}	Schmierstoffkonstante	1/K
k^*	mittlere Wärmedurchgangszahl	W/(m ² · K)
l_1	Abstand der Schneckenwellenlager	mm
l_{11}, l_{12}	Lagerabstände der Schneckenwelle	mm
d_l	Berührlinienabschnitt	mm
m_n	Normalmodul der Schnecke	mm
m_x	Axialmodul der Schnecke	mm
m_t	Stirnmodul des Schneckenrades	mm
Δm	Massenabtrag	mg
Δm_{lim}	Grenzwert für den Massenabtrag	mg
n_1	Drehzahl an der Schneckenwelle	min ⁻¹
n_2	Drehzahl am Schneckenrad	min ⁻¹
p	Hertzsche Pressung; Mittelwert für das gesamte Eingriffsgebiet	N/mm ²
p_0	Umgebungsdruck	N/mm ²
p_m^*	Kennwert für die mittlere Hertzsche Pressung	–
p_{mT}^*	Kennwert für die mittlere Hertzsche Pressung des Standard-Referenzgetriebes	–
p_{Hm}	Mittelwert der Hertzschen Pressungen	N/mm ²
q	Formzahl der Schnecke	–
s_{f12}	mittlere Zahnfußdickensehne des Schneckenradzahnes im Stirnschnitt	mm
s_{gB}	Gleitweg der Schneckenflanke innerhalb der Hertzschen Abplattung der Radflanke je Lastspiel in der Umgebung eines Berührungspunktes (lokaler Wert)	mm
s_{gm}	mittlerer Gleitweg	mm
s_{mt2}	Zahndicke am Mittenkreis des Schneckenrades	mm
(fortgesetzt)		

Tabelle 2 (fortgesetzt)

Formelzeichen	Benennung	Einheit
s_K	Zahnkranzdicke	mm
s_{Wm}	Verschleißweg innerhalb der geforderten Lebensdauer	mm
s^*	Kennwert für den mittleren Gleitweg	–
s_T^*	Kennwert für den mittleren Gleitweg des Standard-Referenzgetriebes	–
Δs	Zahndickenabnahme	mm
u	Zähnezahlverhältnis	–
u_T	Zähnezahlverhältnis des Standard-Referenzgetriebes	–
v_{2n}	Komponente der Radgeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie	m/s
v_g	Gleitgeschwindigkeit zwischen den Flanken von Schnecke und Rad	m/s
v_{gm}	Gleitgeschwindigkeit am Mittenkreis in Flankenrichtung	m/s
x	Profilverschiebungsfaktor des Schneckenrades	–
z_1	Zähnezahl der Schneckenwelle	–
z_2	Zähnezahl des Schneckenrades	–
A_{ges}	freie Oberfläche des Getriebegehäuses	m ²
A_{fl}	Gesamtzahnflankenfläche des Schneckenrades	mm ²
A_R	maßgebliche Kühlfäche des Radsatzes	m ²
E	Elastizitätsmodul	N/mm ²
E_1	E-Modul der Schneckenwelle	N/mm ²
E_2	E-Modul des Schneckenrades	N/mm ²
E_{red}	Ersatz-E-Modul	N/mm ²
F_{xm1}	Axialkraft an der Schneckenwelle	N
F_{xm2}	Axialkraft am Schneckenrad	N
F_{rm1}	Radialkraft an der Schneckenwelle	N
F_{rm2}	Radialkraft am Schneckenrad	N
F_{tm1}	Umfangs- oder Tangentialkraft an der Schneckenwelle	N
(fortgesetzt)		

Tabelle 2 (fortgesetzt)

Formel- zeichen	Benennung	Einheit
F_{tm2}	Umfangs- oder Tangentialkraft am Schneckenrad	N
dF/db	spezifische Belastung	N/mm
J_{0T}	Bezugsverschleißintensität	—
J_W	Verschleißintensität	—
K_n	Drehzahlfaktor (Radmassen- temperatur)	—
K_s	Baugrößenfaktor (Radmassen- temperatur)	—
K_v	Dynamikfaktor	—
K_A	Anwendungsfaktor	—
$K_{H\alpha}$	Stirnfaktor	—
$K_{H\beta}$	Breitenfaktor	—
K_W	Schmierspalthöhenkennwert	—
K_v	Viskositätsfaktor (Radmassen- temperatur)	—
L_h	Lebensdauer	h
N_L	Lastspielzahl des Schnecken- rades	—
P_1	Leistung an der Schnecken- welle	W
P_2	Leistung am Schneckenrad	W
P_K	Kühlleistung des Öles bei Einspritzschmierung	W
P_V	Gesamtverlustleistung des Schneckengetriebes	W
P_{V0}	Leerlaufverlustleistung	W
P_{Vz}	Verzahnungsverlustleistung bei treibender Schnecke	W
P'_{Vz}	Verzahnungsverlustleistung bei treibendem Schneckenrad	W
P_{VD}	Dichtungsverlustleistung	W
P_{VLP}	Lagerverlustleistung durch Belastung	W
Q_{oil}	Einspritzmenge	m ³ /s
R_a	arithmetische Mittenrauheit	µm
R_{a1}	arithmetische Mittenrauheit der Schnecke	µm
R_{aT}	arithmetische Mittenrauheit der Schnecke des Standard- Referenzgetriebes	µm
(fortgesetzt)		

Tabelle 2 (fortgesetzt)

Formel- zeichen	Benennung	Einheit
R_{z1}	gemittelte Rauhtiefe der Schnecke	µm
S_F	Zahnbruchsicherheit	—
S_H	Grübchensicherheit	—
S_W	Verschleißsicherheit	—
S_T	Temperatursicherheit	—
S_δ	Durchbiegesicherheit	—
T_1	Moment an der Schneckenwelle	Nm
T_{1N}	Nennmoment an der Schneckenwelle	Nm
T_2	Moment am Schneckenrad	Nm
T_{2N}	Nennmoment am Schneckenrad	Nm
W_{ML}	Werkstoff-Schmierstofffaktor	—
W_S	Schmierstoffstrukturfaktor	—
Y_F	Formfaktor (Zahnbruch)	—
Y_G	Geometriefaktor (Reibungszahl)	—
Y_K	Kranzdickenfaktor (Zahnbruch)	—
Y_{NL}	Lebensdauerfaktor (Zahn- bruch)	—
Y_R	Rauheitsfaktor (Reibungszahl)	—
Y_S	Baugrößenfaktor (Reibungszahl)	—
Y_W	Werkstofffaktor (Reibungszahl)	—
Y_A	Überdeckungsfaktor (Zahnbruch)	—
Y_Y	Steigungsfaktor (Zahnbruch)	—
Z_h	Lebensdauerfaktor (Grübchen)	—
Z_{oil}	Schmierstofffaktor (Grübchen)	—
Z_s	Baugrößenfaktor (Grübchen)	—
Z_v	Geschwindigkeitsfaktor (Grübchen)	—
α	Druckviskositätsindex	m ² /N
α_o	Erzeugungswinkel	°
α_L	Wärmeübergangskoeffizient für tauchende Radzähne	W/(m ² K)
γ_m	Steigungswinkel am Mitten- kreis der Schnecke	°
δ_{lim}	Grenzwert der Durchbiegung	mm
δ_m	auftretende Durchbiegung	mm
(fortgesetzt)		

Tabelle 2 (fortgesetzt)

Formelzeichen	Benennung	Einheit
δ_{Wn}	Flankenabtrag am Schneckenrad durch abrasiven Verschleiß im Normalschnitt	mm
δ_{Wlim}	Grenzwert des Flankenabtrages	mm
δ_{Wlimn}	Grenzwert des Flankenabtrages im Normalschnitt	mm
η_{ges}	Gesamtwirkungsgrad des Schneckengetriebes bei treibender Schnecke	—
η'_{ges}	Gesamtwirkungsgrad des Schneckengetriebes bei treibendem Schneckenrad	—
η_z	Verzahnungswirkungsgrad bei treibender Schnecke	—
η'_z	Verzahnungswirkungsgrad bei treibendem Schneckenrad	—
η_{0M}	dynamische Viskosität des Schmierstoffes bei Umgebungsdruck und Radmassentemperatur	Ns/m ²
ϑ_0	Umgebungstemperatur	°C
ϑ_E	Einspritztemperatur	°C
ϑ_M	Radmassentemperatur	°C
ϑ_S	Ölsumpftemperatur	°C
ϑ_{Slim}	Grenzwert der Ölsumpftemperatur	°C
$\Delta\vartheta$	Übertemperatur des Schneckenradzahnes über der Ölsumpftemperatur	°C
$\Delta\vartheta_{oil}$	Temperaturdifferenz des Schmieröls	°C
μ_{0T}	Grundreibungszahl	—
μ_{zm}	mittlere Zahnreibungszahl	—
ν_1	Querkontraktionszahl der Schnecke	—
ν_2	Querkontraktionszahl des Schneckenrades	—
ν_{40}	kinematische Viskosität bei 40°C	mm ² /s
ν_{100}	kinematische Viskosität bei 100°C	mm ² /s
ν_E	kinematische Viskosität bei Einspritztemperatur	mm ² /s
ν_M	kinematische Viskosität bei Radmassentemperatur	mm ² /s
ϱ_0	Profilradius der Schleifscheibe	mm

(fortgesetzt)

Tabelle 2 (abgeschlossen)

Formelzeichen	Benennung	Einheit
ϱ_{oil}	Dichte des Schmierstoffes	kg/dm ³
ϱ_{oil15}	Dichte des Schmierstoffes bei 15°C	kg/dm ³
ϱ_{oilM}	Dichte des Schmierstoffes bei Radmassentemperatur	kg/dm ³
ϱ_{red}	Ersatzkrümmungsradius	mm
ϱ_z	Reibungswinkel der Zahnreibungszahl μ_{zm}	°
ϱ_{Rad}	Dichte des Radwerkstoffes	mg/mm ³
σ_{HlimT}	Grübchenfestigkeit	N/mm ²
σ_{Hm}	mittlere Flankenpressung	N/mm ²
σ_{HG}	Grenzwert der mittleren Flankenpressung	N/mm ²
τ_F	Schub-Nennspannung am Zahnfuß	N/mm ²
τ_{FlimT}	Schub-Dauerfestigkeit	N/mm ²
τ_{FG}	Grenzwert der Schub-Nennspannung am Zahnfuß	N/mm ²
Index min	Mindestwert	—

4 Allgemeines

4.1 Grundlagen, Wechselwirkungen

4.1.1 Verschleiß

Das angegebene Verfahren lehnt sich an die in [7] beschriebenen Untersuchungen an und berücksichtigt praktische Erfahrungen.

4.1.2 Grübchenschäden

Das angegebene Verfahren lehnt sich an die in [8] beschriebenen Untersuchungen an und berücksichtigt praktische Erfahrungen. Die Hertzsche Pressung ist eine wesentliche Einflußgröße für die physikalischen Ursachen der Grübchenbildung. Darüber hinaus sind jedoch andere Einflüsse von Bedeutung, z. B. die Tangentialkräfte und die Wirkung von Gleit- und Wälzbewegungen. Diese lassen sich bei dem heutigen Stand des Wissens theoretisch noch nicht berücksichtigen. Aus den o. a. Gründen werden die Grenzwerte der Tragfähigkeit (Festigkeitswerte) durch Versuche an Schneckengetrieben oder durch Auswertung von entsprechenden Betriebsergebnissen ermittelt. Festigkeitswerte, die aus Untersuchungen an Proben (z. B. aus Scheibenversuchen) resultieren, gestatten nur relative Aussagen und dürfen nur für die Tragfähigkeitsberechnung benutzt werden, wenn wissenschaftliche Untersuchungen diese Vorgehensweise rechtfertigen.

4.1.3 Wechselwirkung zwischen Fressen und Verschleiß

Kurzzeitig auftretende Freßschäden an Bronzerädern können wieder „ausheilen“. Dieses Ausheilen ist nur durch Verschleiß möglich, kann aber zur Zeit bei der Abschätzung der Verschleißlebensdauer nach dieser Norm nicht berücksichtigt werden.

4.1.4 Wechselwirkung zwischen Verschleiß und Grübchen

Aus Praxisversuchen ist bekannt, daß die Grübchenentwicklung durch erhöhten Verschleiß zum Stillstand kommen kann. Grübchen können auch durch kontinuierlichen Verschleißabtrag wieder verschwinden. Bei hoher Verschleißintensität, d. h., wenn die Verschleißtragfähigkeit die Lebensdauer begrenzt, spielt die Grübchenbildung jedoch nur eine untergeordnete Rolle. Umgekehrt ist bei nennenswerter Grübchenbildung der Verschleiß nicht das maßgebende Grenzkriterium.

4.1.5 Wechselwirkung zwischen Verschleiß und Zahnbruch

Durch Verschleiß wird die Zahndicke des Schneckenrades verringert. Dies wird bei der Berechnung der Sicherheit gegen Zahnbruch berücksichtigt.

4.2 Absolutrechnung bzw. Relativrechnung

Die Berechnungsmethoden beruhen zu einem Teil auf Untersuchungen an Testgetrieben (Standard-Referenzgetriebe, siehe 4.3), zum anderen auf Erfahrungen von Herstellern. Untersuchungen an Testgetrieben wurden zum großen Teil bei unterschiedlichen Versuchsbedingungen durchgeführt und durch Praxiserfahrungen abgesichert. Die auf Erfahrung von Herstellern beruhenden Berechnungsverfahren erfassen zwar die wesentlichen Einflußgrößen, lassen sich aber nicht physikalisch begründen. Die für die Berechnungsverfahren verwendeten Gleichungen sind in dieser Norm zum einen in absoluter Form (Absolutrechnung), zum anderen in relativer Form (Relativrechnung) angeführt.

4.2.1 Absolutrechnung

Die Absolutrechnung wird angewendet, wenn keine eigenen Versuche vorliegen. Die Genauigkeit der Nachrechnung eines Getriebes wird um so besser, je geringer die Differenzen bezüglich der geometrischen Abmessungen, der Betriebsbedingungen, der Werkstoffe und Schmierstoffe von denen des Standard-Referenzgetriebes sind.

4.2.2 Relativrechnung

Die Relativrechnung bietet die Möglichkeit, Untersuchungsergebnisse des Anwenders unmittelbar in die einzelnen Berechnungsverfahren einzufügen. So kann das Berechnungsverfahren den eigenen Untersuchungsergebnissen angepaßt werden.

Je näher das nachzurechnende Getriebe bezüglich Abmessungen, Werkstoffen, Schmierstoffen und Betriebsbedingungen beim Standard-Referenzgetriebe liegt oder falls Daten eines eigenen Versuchsgetriebes vorliegen, für das entsprechende Versuchsergebnisse oder Erfahrungen existieren, um so geringer ist die Abweichung. Dieses ist an einem Beispiel anhand der Einflußgröße „Achsabstand“ erläutert (siehe Bild 1).

Das nachzurechnende Getriebe habe den Achsabstand a_1 , welcher deutlich vom Achsabstand des Standard-Referenzgetriebes a_T abweicht. Somit ergibt sich eine relative Abweichung Δf_T . Weiterhin liegen Versuchsergebnisse mit einem Getriebe des Achsabstandes a_V vor. Bei Kalibrierung der Rechenverfahren auf diesen Achsabstand ergibt sich nun bei der Nachrechnung eine relative Abweichung Δf_V (gleiches Fehlergesetz zugrunde gelegt), welche deutlich kleiner als die Abweichung Δf_T ist, da das nachzurechnende Getriebe deutlich näher bei dem Versuchsgetriebe als bei dem Referenzgetriebe liegt. Nach Möglichkeit sollten deshalb die Grenzwerte aus Betriebserfahrungen oder Versuchen ermittelt werden, die den jeweiligen Betriebsbedingungen (Zahnform, Werkstoffe, Schmierstoffe, Drehzahl, Belastung usw.) möglichst ähnlich sind.

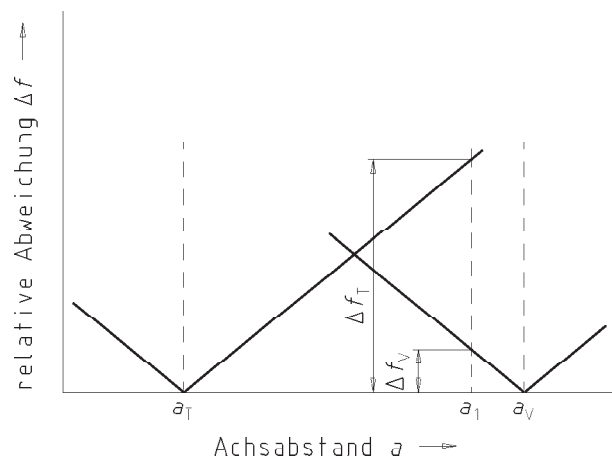


Bild 1: Betrachtung der Abweichungen am Beispiel der Einflußgröße „Achsabstand“ (lineares Fehlergesetz zugrunde gelegt)

Für die Tragfähigkeitsberechnung bzw. für die Berechnung verschiedener Faktoren sind mehrere Methoden zugelassen (siehe 4.4).

Die Benutzung der Berechnungsverfahren erfordert für jeden Anwendungsfall eine realistische Abschätzung aller Einflußfaktoren, insbesondere der Belastungen, der Umgebungsbedingungen, des Schadensrisikos (Schadenswahrscheinlichkeit) usw. Die angegebenen Mindestsicherheiten sind entsprechend zu erhöhen.

4.3 Standard-Referenzgetriebe

Bei einigen Berechnungsverfahren sind neben den Gleichungen der Absolutrechnung die Gleichungen der Relativrechnung angegeben. Die Gleichungen der Relativrechnung können in die Gleichungen der Absolutrechnung überführt werden, wenn für die bezogenen Größen (Index T) die entsprechenden Werte des Standard-Referenzgetriebes eingesetzt werden (siehe Tabelle 3).

Tabelle 3: Hauptdaten des Standard-Referenzgetriebes

Achsabstand a_T	100 mm
Zähnezahlverhältnis u_T	20,5
Mittenkreisdurchmesser Schneckenwelle d_{m1T}	36 mm
Mittenkreisdurchmesser Schneckenrad d_{m2T}	164 mm
Kennwert für die mittlere Hertzsche Pressung p_{mT}^*	0,92 (s. Gleichung (10))
Kennwert für die minimale mittlere Schmierpaltdicke h_T^*	0,07 (s. Gleichung (12))
Kennwert für den mittleren Gleitweg s_T^*	30,8 (s. Gleichung (14))
Schneckenwerkstoff	16MnCr5 einsatzgehärtet
Schneckenradwerkstoff	GZ-CuSn12Ni
arithmetische Mittenrauheit der Schnecke R_{aT}	0,5 μm
Ersatz-E-Modul E_{red}	150 622 N/mm ²

4.4 Berechnungsansätze, Methoden A, B, C, D

Die in dieser Norm enthaltenen Einflußfaktoren basieren auf Forschungsergebnissen und Betriebserfahrungen. Es wird hinsichtlich der Faktoren unterschieden:

- 1) Faktoren, die durch die Verzahnungsgeometrie oder eine Vereinbarung festgelegt sind. Sie werden nach den angegebenen Gleichungen berechnet.
- 2) Faktoren, die eine Vielzahl von Einflüssen berücksichtigen und/oder als unabhängig voneinander behandelt werden (sich jedoch tatsächlich in zahlenmäßig nicht abschätzbarem Maße gegenseitig beeinflussen). Dazu gehören Faktoren, die die zulässige Spannung beeinflussen.

Die Faktoren können mit verschiedenen Methoden bestimmt werden. Sie sind – wenn nötig – durch zusätzliche Indizes A bis D gekennzeichnet. Methode A ist genauer als Methode B usw. Es ist möglichst die genaueste Methode anzuwenden. Bei wichtigen Antrieben sollte die zu benutzende Methode zwischen Hersteller und Anwender vereinbart werden.

4.4.1 Methode A

Hierbei wird der Faktor durch genaue Messung, umfassende mathematische Analyse des Übertragungssystems oder gesicherte Betriebserfahrung bestimmt. Dazu müssen alle Getriebe- und Belastungsdaten bekannt sein.

Im allgemeinen wird Methode A nur selten angewendet werden, weil entweder die betreffenden Zusammenhänge noch nicht genügend erforscht sind, die Betriebsdaten nicht vollständig bekannt sind, geeignete Meßeinrichtungen fehlen oder die Kosten der Analyse bzw. Messungen zu hoch sind.

4.4.2 Methode B

Der Faktor wird nach einer Methode bestimmt, die für die meisten Anwendungsfälle ausreichend genau ist. Die Annahmen, unter denen er ermittelt wurde, sind angeführt. Es ist jeweils zu prüfen, ob diese Annahmen für die vorliegenden Verhältnisse zutreffen.

4.4.3 Methode C und Methode D

Für einige Faktoren sind zusätzlich vereinfachte Näherungsverfahren angegeben. Die Annahmen, unter denen sie ermittelt wurden, sind angeführt. Es ist jeweils zu prüfen, ob diese Annahmen für die vorliegenden Verhältnisse zutreffen. Zum Geltungsbereich der Methode C zur Ermittlung der physikalischen Kennwerte für die o. a. Zahnformen siehe 6.4.

Im Streitfall ist Methode A genauer als B, B genauer als C und C genauer als D.

4.5 Sicherheitsfaktoren

Für die Wahl der Sicherheitsfaktoren ist von besonderer Bedeutung, daß die Anforderungen in verschiedenen Anwendungsgebieten beträchtlich variieren können. Es werden (rechnerische) Sicherheitsfaktoren gegen Verschleiß S_W , gegen Grübchen S_H , gegen Durchbiegung S_δ , gegen Zahnbruch S_F sowie gegen Übertemperatur S_T unterschieden. Bestimmte Mindestsicherheitswerte S_{Wmin} , S_{Hmin} , $S_{\delta min}$, S_{Fmin} und S_{Tmin} dürfen nicht unterschritten werden. In dieser Norm sind dafür Zahlenwerte angegeben.

Je genauer alle Einflußgrößen erfaßt werden, desto zuverlässiger ist das Berechnungsverfahren und desto weiter dürfen sich die Sicherheitswerte den Mindestwerten annähern. Unter diesen Gesichtspunkten sollten die Sicherheitsfaktoren nach sorgfältiger Abschätzung folgender Einflüsse gewählt werden:

1. Wie sicher sind die Annahmen bezüglich der Belastungen?

2. Wie sicher sind die Annahmen bezüglich der Betriebsbedingungen?
3. Welche Folgen hat ein Schadensfall?

Die Sicherheitsfaktoren sollten zwischen Hersteller und Anwender vereinbart werden. Für untergeordnete Anwendungsfälle können die Mindestsicherheiten dann auch unterschritten werden.

4.6 Hinweis auf Zahlenwertgleichungen

Die in dieser Norm angegebenen Zahlenwertgleichungen machen es erforderlich, daß alle Parameter mit den angegebenen Einheiten nach Abschnitt 3 eingesetzt werden.

4.7 Sonstige Hinweise

Für die Tragfähigkeitsnachweise nach dieser Norm wird von kontinuierlichem Dauerbetrieb ausgegangen. Bei Anlaufvorgängen, Aussetzbetrieb, wechselnden Belastungen usw. wird auf die Erfahrungen der Getriebehersteller verwiesen.

5 Notwendige Eingangsgrößen

Für die Nachrechnung müssen mindestens folgende Eingangsgrößen bekannt sein:

1. Geometriedaten (siehe auch Bild 2)
 - Achsabstand a ;
 - Zahnbreite des Schneckenrades b_2 ;
 - Radkranzbreite b_{2R} ;
 - Mittenkreisdurchmesser $d_{m1,2}$;
 - Axialmodul der Schnecke m_x ;
 - Zähnezahzahl $z_{1,2}$;
 - Profilverschiebungsfaktor x ;
 - Erzeugungswinkel α_0 .
2. Belastung
 - Nennmoment am Schneckenrad T_{2N} ;
 - Anwendungsfaktor K_A ;
 - Drehzahl an der Schneckenwelle n_1 .

Zusätzlich wird benötigt:

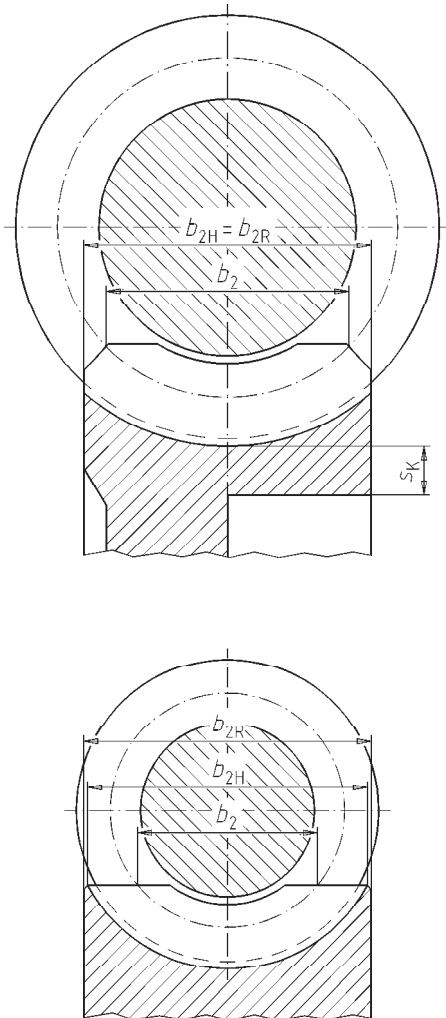
- a) Für die Berechnung des Wirkungsgrades, der Verlustleistung sowie der Verschleiß- und Grübchensicherheit:
 - Schnecken- und Radwerkstoff;
 - Schmierstoffdaten ρ_{oil} , ν_{40} .
- b) Für die Berechnung der Durchbiegesicherheit:
 - Abstand der Schneckenlager l_1 bzw. l_{11} , l_{12} .
- c) Für die Berechnung der Zahnfußsicherheit:
 - Fußkreisdurchmesser d_{f2} .

6 Kräfte, Geschwindigkeiten sowie Kennwerte für die Berechnung der Beanspruchung

6.1 Allgemeines

Für die Tragfähigkeitsberechnung werden die nachfolgend angeführten Kräfte, Geschwindigkeiten und Kennwerte benötigt, mit deren Hilfe sich die Beanspruchungsmechanismen von Zahnflanke und Zahnfuß beschreiben lassen, die für die in 4.1 angeführten Schäden wesentlich sind.

Beim Ansatz der auf die Verzahnung wirkenden Kräfte sind sämtliche in das Getriebe eingeleiteten Kräfte möglichst genau zu erfassen und bei der Berechnung zu berücksichtigen. Dies ist besonders wichtig für die Zuverlässigkeit und Treffsicherheit der Berechnung. Bei der Berechnung der Zahnkräfte sind die äußeren und inneren



ANMERKUNG: b_2 nach DIN 3975

Bild 2: Radzahn- und Radkranzbreiten

Einflüsse auf die Zahnkräfte zu berücksichtigen (siehe 6.2.1 und Anhang A).

6.2 Zahnkräfte

6.2.1 Anwendungsfaktor K_A

Der Anwendungsfaktor K_A berücksichtigt alle Kräfte, die – über die in 6.2.2 beschriebenen Nennkräfte hinaus – von außen in das Getriebe eingeleitet werden. Diese Zusatzkräfte hängen von den Charakteristiken der treibenden und der getriebenen Maschine, den Massen und Federsteifigkeiten im An- und Abtriebsstrang (z. B. von Wellen und Kupplungen) und den Betriebsbedingungen ab. Nach Möglichkeit sollten diese Einflüsse durch eine Betriebsfestigkeitsrechnung mit Hilfe einer Schadensakkumulationshypothese (z. B. nach Miner) berücksichtigt werden. Hinweise zur Berechnung des Anwendungsfaktors K_A aus bekannten Lastkollektiven liefert DIN 3990-6. Erfahrungswerte für K_A sind in DIN 3990-1 zu finden.

6.2.2 Zahnkraftkomponenten

Die für die Berechnung der nachfolgend angeführten Kräfte benötigten Drehmomente werden aus den Nenn Drehmomenten nach den Gleichungen (1) und (2) berechnet:

$$T_1 = T_{1N} \cdot K_A \quad (1)$$

$$T_2 = T_{2N} \cdot K_A \quad (2)$$

Basis für die Tragfähigkeitsberechnung ist eigentlich das Nennmoment der Arbeitsmaschine. Dies ist das Betriebsmoment für die schwersten, ordnungsgemäßen Arbeitsbedingungen. Es wird ersatzweise vom Nennmoment des Antriebsmotors ausgegangen, sofern dies dem Momentbedarf der Arbeitsmaschine entspricht, oder es wird eine andere sinnvolle Definition gewählt.

Die Umfangs-, Axial- und Radialkräfte $F_{tm1,2}$, $F_{xm1,2}$, $F_{rm1,2}$ an Schnecke und Rad zeigt Bild 3.

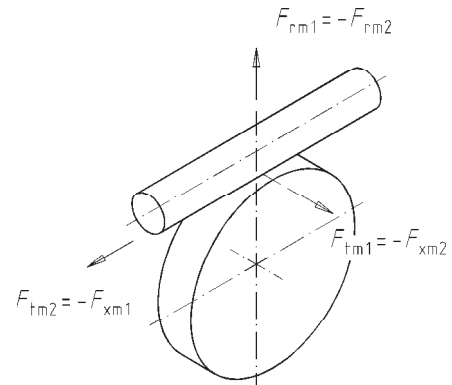


Bild 3: Zahnkraftkomponenten

6.2.2.1 Schnecke treibt

Bei treibender Schnecke werden die Umfangskraft an der Schneckenwelle nach Gleichung (3), die Umfangskraft am Schneckenrad nach Gleichung (4) sowie die Radialkraft an der Schneckenwelle nach Gleichung (5) berechnet.

$$F_{tm1} = 2000 \cdot \frac{T_1}{d_{m1}} = 2000 \cdot \frac{T_2}{d_{m1} \cdot \eta_{ges} \cdot u} = -F_{xm2} \quad (3)$$

$$F_{tm2} = 2000 \cdot \frac{T_2}{d_{m2}} = 2000 \cdot \frac{T_1 \cdot \eta_{ges} \cdot u}{d_{m2}} = -F_{xm1} \quad (4)$$

mit η_{ges} nach 7.2

$$F_{rm1} = -F_{rm2} = F_{tm1} \cdot \frac{\tan \alpha_0}{\sin(\gamma_m + \varrho_z)} \quad (5)$$

6.2.2.2 Schneckenrad treibt

Bei treibendem Schneckenrad werden die Umfangskraft an der Schneckenwelle nach Gleichung (6), die Umfangskraft am Schneckenrad nach Gleichung (7) sowie die Radialkraft am Schneckenrad nach Gleichung (8) berechnet.

$$F_{tm1} = 2000 \cdot \frac{T_1}{d_{m1}} = 2000 \cdot \frac{T_2 \cdot \eta'_{ges}}{d_{m1} \cdot u} = -F_{xm2} \quad (6)$$

$$F_{tm2} = 2000 \cdot \frac{T_2}{d_{m2}} = 2000 \cdot \frac{T_1 \cdot u}{d_{m2} \cdot \eta'_{ges}} = -F_{xm1} \quad (7)$$

mit η'_{ges} nach 7.2

$$F_{rm2} = -F_{rm1} = F_{tm2} \cdot \frac{\tan \alpha_0}{\cos(\gamma_m - \varrho_z)} \quad (8)$$

6.3 Gleitgeschwindigkeit am Mittenkreis

Aufgrund der meist großen Gleitanteile in Umfangsrichtung der Schnecke ist es ausreichend, die Gleitgeschwindigkeit am Mittenkreis v_{gm} in Flankenrichtung für die Tragfähigkeitsberechnung zu benutzen:

$$v_{gm} = \frac{d_{m1} \cdot n_1}{19098 \cdot \cos \gamma_m} \quad (9)$$