

DIN 3996

ICS 21.200

Ersatz für
DIN 3996:2012-09**Tragfähigkeitsberechnung von Zylinder-Schneckengetrieben mit sich rechtwinklig kreuzenden Achsen**

Calculation of load capacity of cylindrical worm gear pairs with rectangular crossing axes

Calcul de la capacité de charge des engrenages à vis cylindriques à axes orthogonaux

Gesamtumfang 72 Seiten

DIN-Normenausschuss Maschinenbau (NAM)

Inhalt

	Seite
Vorwort	6
1 Anwendungsbereich	7
1.1 Allgemeines	7
1.2 Schneckenwerkstoffe	7
1.3 Schneckenradwerkstoffe	7
1.4 Schmierstoffe	8
1.5 Flankenformen	8
2 Normative Verweisungen	8
3 Begriffe, Symbole und Abkürzungen	9
3.1 Begriffe	9
3.2 Symbole und Abkürzungen	9
4 Allgemeines	15
4.1 Grundlagen, Wechselwirkungen	15
4.1.1 Verschleiß	15
4.1.2 Grübchenschäden	15
4.1.3 Fressen	16
4.1.4 Wechselwirkung zwischen Fressen und Verschleiß	16
4.1.5 Wechselwirkung zwischen Verschleiß und Grübchen	16
4.1.6 Wechselwirkung zwischen Verschleiß und Zahnbruch	16
4.1.7 Riefenbildung	16
4.2 Absolutrechnung bzw. Relativrechnung	16
4.2.1 Allgemeines	16
4.2.2 Absolutrechnung	16
4.2.3 Relativrechnung	17
4.3 Standard-Referenzgetriebe	17
4.4 Berechnungsansätze, Methoden A, B, C	18
4.4.1 Allgemeines	18
4.4.2 Methode A	18
4.4.3 Methode B	19
4.4.4 Methode C	19
4.5 Sicherheitsfaktoren	19
4.6 Hinweis auf Zahlenwertgleichungen	19
4.7 Sonstige Hinweise	19
5 Notwendige Eingangsgrößen	19
6 Kräfte, Geschwindigkeiten sowie Kennwerte für die Berechnung der Beanspruchung	20
6.1 Allgemeines	20
6.2 Zahnkräfte	20
6.2.1 Anwendungsfaktor	20
6.2.2 Zahnkraftkomponenten	21
6.3 Gleitgeschwindigkeit am Mittenkreis	22
6.4 Methoden zur Bestimmung der physikalischen Kennwerte	22
6.4.1 Allgemeines	22
6.4.2 Methode A	22
6.4.3 Methode B	22
6.4.4 Methode C	22

6.5	Physikalischer Kennwert für die mittlere Hertzsche Pressung	23
6.5.1	Allgemeines	23
6.5.2	Methode A	23
6.5.3	Methode B.....	23
6.5.4	Methode C.....	23
6.6	Physikalischer Kennwert für die mittlere Schmierpaltdicke	24
6.6.1	Allgemeines	24
6.6.2	Methode A	24
6.6.3	Methode B.....	24
6.6.4	Methode C.....	24
6.7	Physikalischer Kennwert für den mittleren Gleitweg	25
6.7.1	Allgemeines	25
6.7.2	Methode A	25
6.7.3	Methode B.....	25
6.7.4	Methode C.....	25
6.8	Berechnung der mittleren Flankenpressung.....	25
6.9	Berechnung der mittleren minimalen Schmierpaltdicke	26
6.9.1	Allgemeines	26
6.9.2	Berechnung der mittleren minimalen Schmierpaltdicke zur Bestimmung des Verschleißabtrages.....	26
6.9.3	Berechnung der mittleren minimalen Schmierpaltdicke zur Berechnung des Verzahnungswirkungsgrades	27
6.10	Berechnung der kinematischen Viskosität.....	28
6.11	Berechnung der dynamischen Viskosität beim Umgebungsdruck	28
6.12	Berechnung des Verschleißweges.....	29
7	Wirkungsgrad und Verlustleistung	29
7.1	Allgemeines	29
7.2	Gesamtwirkungsgrad.....	29
7.2.1	Methode A	29
7.2.2	Methoden B und C.....	29
7.3	Gesamtverlustleistung.....	30
7.3.1	Methode A	30
7.3.2	Methode B.....	30
7.4	Lastabhängiger Verzahnungswirkungsgrad	30
7.4.1	Methode A	30
7.4.2	Methode B.....	30
7.4.3	Methode C.....	30
7.4.4	Grenzreibungszahl.....	31
7.4.5	Festkörpertraganteil.....	31
7.4.6	Flüssigkeitsreibungszahl.....	32
7.4.7	Anpassung des Berechnungsverfahrens an eigene Versuchsergebnisse	34
7.5	Lastabhängige Verzahnungsverlustleistung	34
7.5.1	Methode A	34
7.5.2	Methode B.....	34
7.5.3	Methode C.....	34
8	Verschleißtragfähigkeit.....	34
8.1	Allgemeines	34
8.2	Verschleißsicherheit.....	35
8.3	Zu erwartender Verschleißabtrag	35
8.3.1	Methode A	35
8.3.2	Methoden B und C.....	35
8.4	Zulässiger Verschleißabtrag	40
8.5	Anpassung des Rechenverfahrens an eigene Versuche	41
9	Grübchentragsfähigkeit.....	41

9.1	Allgemeines	41
9.2	Grübchensicherheit	42
9.3	Auftretende Flankenpressung	42
9.3.1	Methode A	42
9.3.2	Methoden B und C	42
9.4	Grenzwert der Flankenpressung	42
9.5	Anpassung des Berechnungsverfahrens an eigene Versuche	44
10	Durchbiegung	44
10.1	Allgemeines	44
10.2	Durchbiegesicherheit	44
10.3	Auftretende Durchbiegung	44
10.3.1	Methode A	44
10.3.2	Methode B	44
10.3.3	Methode C	44
10.4	Grenzwert der Durchbiegung	45
11	Zahnfußtragfähigkeit	45
11.1	Allgemeines	45
11.2	Zahnbruchsicherheit	45
11.3	Methode A	46
11.4	Methode B	46
11.5	Methode C	46
11.5.1	Allgemeines	46
11.5.2	Auftretende Zahnfußspannung	46
11.5.3	Grenzwert der Schub-Nennspannung am Zahnfuß	47
11.5.4	Anpassung des Berechnungsverfahrens an eigene Versuche	50
12	Temperatursicherheit	50
12.1	Allgemeines	50
12.2	Temperatursicherheit bei Tauchschmierung	50
12.3	Auftretende Ölsumpftemperatur	51
12.3.1	Methode A	51
12.3.2	Methode B	51
12.3.3	Methode C	51
12.4	Grenzwert der Ölsumpftemperatur	52
12.5	Temperatursicherheit bei Einspritzschmierung	52
12.6	Kühlleistung	53
12.6.1	Methode A	53
12.6.2	Methode B	53
12.6.3	Methode C	53
13	Bestimmung der Radmassentemperatur	53
13.1	Allgemeines	53
13.2	Radmassentemperatur bei Tauchschmierung	53
13.2.1	Methode A	53
13.2.2	Methode B	53
13.2.3	Methode C	53
13.3	Radmassentemperatur bei Einspritzschmierung	54
13.3.1	Methode A	54
13.3.2	Methode B	54
13.3.3	Methode C	54
	Anhang A (informativ) Hinweise zu den inneren Kräften und zur Kraftverteilung	56
	Anhang B (informativ) Hinweise zu den physikalischen Kennwerten	57
	Anhang C (informativ) Methoden zur Ermittlung der Kennwerte	58

Anhang D (informativ) Schmierspaltstärke nach der EHD-Theorie.....	60
Anhang E (informativ) Berechnung des Verschleißweges.....	61
Anhang F (informativ) Hinweise zur Berechnung des Verschleißabtrags.....	62
Anhang G (informativ) Hinweise zur Zahnfußtragfähigkeit.....	63
Anhang H (informativ) Lebensdauerabschätzung grübchengefährdeter Radsätze.....	64
Anhang I (informativ) Beispiele.....	66
Literaturhinweise.....	71

Bilder

Bild 1 — Betrachtung der Abweichungen am Beispiel der Einflussgröße „Achsabstand“ (lineares Fehlergesetz zugrunde gelegt).....	17
Bild 2 — Zahnkraftkomponenten bei rechtssteigender Schnecke.....	21
Bild 3 — Veränderung des Druckviskositätskoeffizienten über der Temperatur.....	28
Bild 4 — Reibleistungskennzahl R	33
Bild 5 — Bezugsverschleißintensitäten nach [13], [2], [5].....	38
Bild 6 — Lagerabstände.....	45
Bild 7 — Kranzdickenfaktor Y_K	47
Bild 8 — Lebensdauerfaktor Y_{NL} nach Versuchen [20].....	50
Bild C.1 — Berechnete Berührlinien für ein Beispiel (Projektion in die Radebene).....	58

Tabellen

Tabelle 1 — Übliche Schneckenradwerkstoffe.....	7
Tabelle 2 — Formelzeichen, Benennung und Einheit.....	9
Tabelle 3 — Hauptdaten des Standard-Referenzgetriebes.....	18
Tabelle 4 — E-Module und Querkontraktionszahlen.....	26
Tabelle 5 — Werkstoff-Schmierstofffaktor W_{ML}	39
Tabelle 6 — Dichte für Schneckenradwerkstoffe nach [2].....	41
Tabelle 7 — Grübchenfestigkeiten nach [2].....	42
Tabelle 8 — Schub-Dauerfestigkeitswerte τ_{FlimT} für verschiedene Radwerkstoffe.....	48
Tabelle 9 — Lebensdauerfaktor Y_{NL} in Abhängigkeit von der Lastspielzahl N_L , dem Werkstoff und der zulässigen Qualität des Schneckenrades.....	49

Vorwort

Dieses Dokument wurde vom Arbeitsausschuss NA 060-34-14 AA „Schneckenverzahnung“ im Fachbereich „Antriebstechnik“ des DIN-Normenausschusses Maschinenbau (NAM) erarbeitet.

Diese Norm gibt eine Anleitung zur Nachrechnung der Tragfähigkeit von Zylinder-Schneckengetrieben. Zur Veranschaulichung sind im Anhang I Beispiele zur Berechnung der Tragfähigkeit aufgeführt. 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.

Es wird auf die Möglichkeit hingewiesen, dass einige Elemente dieses Dokuments Patentrechte berühren können. DIN ist nicht dafür verantwortlich, einige oder alle diesbezüglichen Patentrechte zu identifizieren.

Änderungen

Gegenüber DIN 3996:2012-09 wurden folgende maßgebliche Änderungen vorgenommen:

- a) Das Verfahren zur Bestimmung der lastabhängigen Verzahnungsverluste P_{VZP} wurde durch die Methode nach [1] ersetzt. Hierzu wurde eine zweite Gleichung (22) zur Schmierstalthöhenberechnung eingeführt, um eine nicht-iterative Vorgehensweise beizubehalten (6.6.2).
- b) Die Sumpftemperatur hat einen Einfluss auf die lastabhängigen Verzahnungsverluste P_{VZP} .
- c) Die Aufteilung der Gesamtverlustleistung P_V in einzelne Verlustleistungskomponenten wurde nach ISO/TR 14179-2 angepasst.
- d) Die Näherungsgleichungen zur Berechnung der Leerlauf-, Lager- und Dichtungsverlustleistung sind nicht mehr Bestandteil des genormten Berechnungsumfanges. Somit erlaubt die Norm weiterhin die Berechnung des Verzahnungswirkungsgrades, jedoch nicht die eines Gesamtwirkungsgrades.
- e) Die Unterscheidung nach Methode A, B und C bei der Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit in Abschnitt 11 wurde überarbeitet. Es wurde eine allgemeingültige Gleichung zur Berechnung der Zahnfußsicherheit ergänzt. Im Anhang G wurden Hinweise zur Berechnung der Zahnfußsicherheit nach Methode B ergänzt.

Frühere Ausgaben

DIN 3996: 1998-09, 2012-09

1 Anwendungsbereich

1.1 Allgemeines

Der Anwendungsbereich verschiedener Teile des Berechnungsverfahrens dieser Norm beschränkt sich auf Bereiche, für die praktische Erfahrungen vorliegen ($a \geq 63 \text{ mm}$, $n_1 \geq 60 \text{ min}^{-1}$, $v_{\text{gm}} < 25 \text{ m/s}$). 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 die nachfolgend angeführten Schnecken- und Schneckenradwerkstoffe, Schmierstoffe sowie Flankenformen.

1.2 Schneckenwerkstoffe

- a) Einsatzstähle (z. B. 16MnCr5 nach DIN EN 10084), 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. 31CrMoV9+QT nach DIN EN 10085), gasnitriert.

Die Rechenverfahren basieren auf Untersuchungen mit einsatzgehärteten Schnecken aus 16MnCr5 nach DIN EN 10084. 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.

1.3 Schneckenradwerkstoffe¹

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

Tabelle 1 — Übliche Schneckenradwerkstoffe

Schneckenradwerkstoff	Nach	Verschleiß	Grübchen	Zahnbruch	Übertemperatur
CuSn12-C-GZ ^a	DIN EN 1982	+	+	+	+
CuSn12Ni2-C-GZ ^a		+	+	+	+
CuSn12Ni2-C-GC		+	+	–	+
CuAl10Fe5Ni5-C-GZ ^a		o	o	+	+
EN-GJS-400-15	DIN EN 1563	o	–	+	–
EN-GJL-250	DIN EN 1561	o	–	+	–
+ abgesicherte Untersuchungsergebnisse vorhanden o Untersuchungsergebnisse bekannt – Erfahrungswerte bekannt ^a Schleuderbronzen sollten ein homogenes, lunkerfreies Gefüge im Verzahnungsbereich aufweisen. Die mittlere Korngröße sollte unter 150 µm liegen.					

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

1.4 Schmierstoffe

- a) mildlegierte CLP-Öle nach DIN 51517-3;
- b) Polyalphaolefine;
- c) Polyglykole.

1.5 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

Die folgenden Dokumente werden im Text in solcher Weise in Bezug genommen, dass einige Teile davon oder ihr gesamter Inhalt Anforderungen des vorliegenden Dokuments darstellen. Bei datierten Verweisungen gilt nur die in Bezug genommene Ausgabe. Bei undatierten Verweisungen gilt die letzte Ausgabe des in Bezug genommenen Dokuments (einschließlich aller Änderungen).

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 51517-3, *Schmierstoffe — Schmieröle — Schmieröle CLP, Mindestanforderungen*

DIN EN 1561, *Gießereiwesen — Gusseisen mit Lamellengraphit*

DIN EN 1563, *Gießereiwesen — Gusseisen mit Kugelgraphit*

DIN EN 1982, *Kupfer- und Kupferlegierungen — Blockmetalle und Gussstücke*

DIN EN 10083-2, *Vergütungsstähle — Teil 2: Technische Lieferbedingungen für unlegierte Stähle*

DIN EN 10084, *Einsatzstähle — Technische Lieferbedingungen*

DIN EN 10085, *Nitrierstähle — Technische Lieferbedingungen*

DIN EN ISO 25178-2, *Geometrische Produktspezifikation (GPS) — Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft — Teil 2: Begriffe und Oberflächen-Kenngrößen*

ISO/TR 14179-2, *Gears — Thermal capacity — Part 2: Thermal load-carrying capacity*

3 Begriffe, Symbole und Abkürzungen

3.1 Begriffe

In diesem Dokument werden keine Begriffe aufgeführt.

DIN und DKE stellen terminologische Datenbanken für die Verwendung in der Normung unter den folgenden Adressen bereit:

- DIN-TERMinologieportal: verfügbar unter <https://www.din.de/go/din-term>
- DKE-IEV: verfügbar unter <http://www.dke.de/DKE-IEV>

3.2 Symbole und Abkürzungen

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_{ges}	freie Oberfläche des Getriebegehäuses	m^2
A_{fl}	Gesamtzahnflankenfläche des Schneckenrades	mm^2
A_{R}	maßgebliche Kühlfläche 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
F_{tm2}	Umfangs- oder Tangentialkraft am Schneckenrad	N
$J_{0\text{T}}$	Bezugsverschleißintensität	—
J_{W}	Verschleißintensität	—
K_{n}	Drehzahlfaktor (Radmassentemperatur)	—
K_{s}	Baugrößenfaktor (Radmassentemperatur)	—
K_{v}	Dynamikfaktor	—
K_{A}	Anwendungsfaktor	—
$K_{\text{H}\alpha}$	Stirnfaktor	—

Formelzeichen	Benennung	Einheit
$K_{H\beta}$	Breitenfaktor	—
K_W	Schmierspalthöhenkennwert	—
K_V	Viskositätsfaktor (Radmassentemperatur)	—
L	Dimensionsloser Schmierungsparameter	—
L_h	Lebensdauer	h
N_L	Lastspielzahl des Schneckenrades	—
N_S	Anzahl der Anlaufvorgänge/h	—
P_1	Leistung an der Schneckenwelle	W
P_2	Leistung am Schneckenrad	W
P_K	Kühlleistung des Öles bei Einspritzschmierung	W
P_V	Gesamtverlustleistung des Schneckengetriebes	W
P_{VD}	Dichtungsverlustleistung	W
P_{VL0}	lastunabhängige Lagerverlustleistung	W
P_{VLP}	lastabhängige Lagerverlustleistung	W
P_{VX}	Verlustleistung weiterer Getriebekomponenten	W
P_{VZ0}	lastunabhängige Verzahnungsverlustleistung	W
P_{VZP}	lastabhängige Verzahnungsverlustleistung	W
Q_{oil}	Einspritzmenge	dm ³ /s
R	Reibleistungskennzahl	—
Ra_1	arithmetische Mittenrauheit der Schnecke	µm
Ra_{1T}	arithmetische Mittenrauheit der Schnecke des Standard-Referenzgetriebes	µm
Rq_{12}	Mittelwert der quadratischen Mittenrauheiten von Schnecke und Schneckenrad in 2D	µm
S_F	Zahnbruchsicherheit	—
S_H	Grübchensicherheit	—
Sq_1	quadratische Mittenrauheit der Schnecke in 3D	µm
Sq_2	quadratische Mittenrauheit des Schneckenrades in 3D	µm
Sq_{12}	Mittelwert der quadratischen Mittenrauheiten von Schnecke und Schneckenrad in 3D	µm
S_W	Verschleißsicherheit	—
S_T	Temperatursicherheit	—

Formelzeichen	Benennung	Einheit
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_H	Pressungsfaktor	—
W_{ML}	Werkstoff-Schmierstofffaktor	—
W_{NS}	Startfaktor	—
W_S	Schmierstoff-Strukturfaktor	—
Y_F	Formfaktor (Zahnbruch)	—
Y_K	Kranzdickenfaktor (Zahnbruch)	—
Y_{NL}	Lebensdauerfaktor (Zahnbruch)	—
Y_{ε}	Überdeckungsfaktor (Zahnbruch)	—
Y_{γ}	Steigungsfaktor (Zahnbruch)	—
Z_h	Lebensdauerfaktor (Grübchen)	—
Z_{oil}	Schmierstofffaktor (Grübchen)	—
Z_s	Baugrößenfaktor (Grübchen)	—
Z_u	Übersetzungsfaktor (Grübchen)	—
Z_v	Geschwindigkeitsfaktor (Grübchen)	—
a	Achsabstand	mm
a_T	Achsabstand des Standard-Referenzgetriebes	mm
b_{2H}	Radbreite	mm
b_{2R}	Radkranzbreite des Schneckenrades	mm
b_H	halbe Hertzsche Abplattungsbreite	mm
c_0, c_1, c_2	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 Druckviskositätsexponenten α	m ² /N
d_{e2}	Außendurchmesser des Schneckenrades	mm
d_F/d_b	spezifische Belastung	N/mm

Formelzeichen	Benennung	Einheit
d_{f2}	Fußkreisdurchmesser des Schneckenrades	mm
dl	Berührlinienabschnitt	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	Zahnhöhe	mm
$h_{\min}$	minimale Schmierpaltdicke	μm
h_a	Zahnkopfhöhe	mm
$h_{\min m}$	mittlere minimale Schmierpaltdicke	μm
h^*	Kennwert für die mittlere minimale Schmierpaltdicke	—
h_T^*	Kennwert für die mittlere minimale Schmierpaltdicke des Standard-Referenzgetriebes	—
k_{oil}	Ölstandshöhenfaktor	—
k_p	Schmierstoffkonstante	1/K
k^*	mittlere Wärmedurchgangszahl	W/(m ² K)
l_1	Abstand der Schneckenwellenlager	mm
l_{11}, l_{12}	Lagerabstände der Schneckenwelle	mm
m_n	Normalmodul der Schnecke	mm
m_x	Axialmodul der Schnecke	mm
n_1	Drehzahl an der Schneckenwelle	min ⁻¹
n_2	Drehzahl am Schneckenrad	min ⁻¹
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_{f2}	mittlere Zahnfußdickensehne des Schneckenradzahnes im Stirnschnitt	mm

Formelzeichen	Benennung	Einheit
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_{m2}	Zahndicke am Mittenkreis des Schneckenrades	mm
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	—
u	Zähnezahlverhältnis	—
u_T	Zähnezahlverhältnis des Standard-Referenzgetriebes	—
v_{2n}	Komponente der Schneckenradgeschwindigkeit senkrecht zur Berührlinie	m/s
v_g	Gleitgeschwindigkeit zwischen den Flanken von Schnecke und Schneckenrad	m/s
v_{gm}	Gleitgeschwindigkeit am Mittenkreis in Flankenrichtung	m/s
x_2	Profilverschiebungsfaktor des Schneckenrades	—
z_1	Zähnezahl der Schneckenwelle	—
z_2	Zähnezahl des Schneckenrades	—
Δm	Massenabtrag	mg
Δm_{lim}	Grenzwert für den Massenabtrag	mg
Δs	Zahndickenabnahme	mm
$\Delta \vartheta$	Übertemperatur des Schneckenradzahnes über der Ölsumpftemperatur	°C
$\Delta \vartheta_{oil}$	Temperaturdifferenz des Schmieröls	°C
$\Delta \vartheta_{SH}$	Temperaturdifferenz zwischen Ölsumpf- und Spalttemperatur	°C
α	Druckviskositätsindex	m ² /N
α_0	Erzeugungswinkel	°
α_L	Wärmeübergangskoeffizient für tauchende Radzähne	W/(m ² K)
γ_m	Steigungswinkel am Mittenkreis der Schnecke	°
δ_{lim}	Grenzwert der Durchbiegung	mm
δ_m	auftretende Durchbiegung	mm
δ_{Wlim}	Grenzwert des Flankenabtrages	mm

Formelzeichen	Benennung	Einheit
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_{0H}	dynamische Viskosität des Schmierstoffes bei Umgebungsdruck und Temperatur im Schmierspalt	Ns/m ²
η_{0M}	dynamische Viskosität des Schmierstoffes bei Umgebungsdruck und Radmassentemperatur	Ns/m ²
η_{0S}	dynamische Viskosität des Schmierstoffes bei Umgebungsdruck und Ölsumpftemperatur	Ns/m ²
$\eta_{0\vartheta}$	dynamische Viskosität des Schmierstoffes bei Umgebungsdruck und Temperatur ϑ	Ns/m ²
η_{HH}	dynamische Viskosität des Schmierstoffes bei Druck und Temperatur im Schmierspalt	Ns/m ²
ϑ_0	Umgebungstemperatur	°C
ϑ_E	Einspritztemperatur	°C
ϑ_H	Temperatur im Schmierspalt	°C
ϑ_M	Radmassentemperatur	°C
ϑ_S	Ölsumpftemperatur	°C
ϑ_{Slim}	Grenzwert der Ölsumpftemperatur	°C
λ	Dimensionslose Schmierspalthöhe	—
μ_{Fl}	Flüssigkeitsreibungszahl	—
μ_{Gr}	Grenzreibungszahl	—
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
ν_{ϑ}	kinematische Viskosität bei Temperatur ϑ	mm ² /s

Formelzeichen	Benennung	Einheit
ρ_0	Profilradius der Schleifscheibe	mm
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
$\rho_{oil\vartheta}$	Dichte des Schmierstoffes bei Temperatur ϑ	kg/dm ³
ρ_{red}	Ersatzkrümmungsradius	mm
ρ_z	Reibungswinkel der mittleren Zahnreibungszahl μ_{zm}	°
ρ_{Rad}	Dichte des Radwerkstoffes	mg/mm ³
σ_F	Zahnfußspannung	N/mm ²
σ_{FG}	Grenzwert der Zahnfußspannung	N/mm ²
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_{FI}	Mittlere Schubspannung des Schmierstoffes im Schmierpalt	N/mm ²
τ_{FlimT}	Schub-Dauerfestigkeit	N/mm ²
τ_{FG}	Grenzwert der Schub-Nennspannung am Zahnfuß	N/mm ²
τ_{lim}	Grenzs Schubspannung	N/mm ²
ψ	Festkörpertraganteil	—
Index min	Mindestwert	—

4 Allgemeines

4.1 Grundlagen, Wechselwirkungen

4.1.1 Verschleiß

Das angegebene Verfahren lehnt sich an die in [2] beschriebenen Untersuchungen an und berücksichtigt praktische Erfahrungen.

4.1.2 Grübchenschäden

Das angegebene Verfahren lehnt sich an die in [3] 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 Fressen

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 (siehe z. B. [4], [5]) verwiesen.

4.1.4 Wechselwirkung zwischen Fressen und Verschleiß

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

4.1.5 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.

4.1.6 Wechselwirkung zwischen Verschleiß und Zahnbruch

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

4.1.7 Riefenbildung

Bei niedrigen Drehzahlen und hohen Belastungen können die Oberfläche von Schnecke und Schneckenrad durch Riefen geschädigt werden, wodurch ein höherer Verschleiß zu erwarten ist (siehe [6]). Diese Erhöhung des Verschleißes berücksichtigt die Norm nicht.

4.2 Absolutrechnung bzw. Relativrechnung

4.2.1 Allgemeines

Die Berechnungsverfahren 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.

4.2.2 Absolutrechnung

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

4.2.3 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, umso geringer ist die Abweichung. Dieses ist an einem Beispiel anhand der Einflussgröße „Achsabstand“ erläutert (siehe Bild 1).

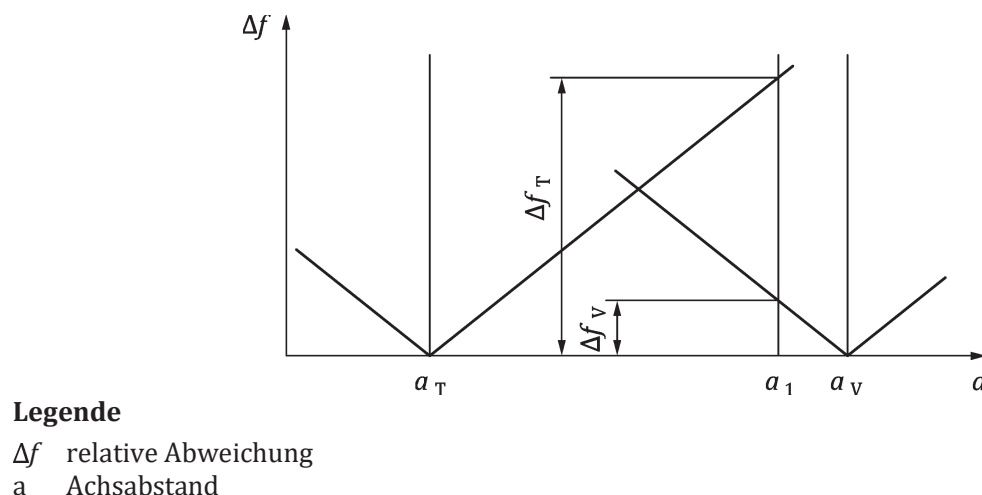


**Bild 1 — Betrachtung der Abweichungen am Beispiel der Einflussgröße „Achsabstand“
 (lineares Fehlergesetz zugrunde gelegt)**

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 (Drehzahl, Belastung, Zahnform, Werkstoffe, Schmierstoff usw.) möglichst ähnlich sind.

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}^*	0,962 (siehe Gleichung (10))
Kennwert für die mittlere minimale Schmierpaltdicke h_T^*	0,07 (siehe Gleichung (12))
Kennwert für den mittleren Gleitweg s_T^*	30,8 (siehe Gleichung (14))
Schneckenwerkstoff	16MnCr5 einsatzgehärtet
Schneckenradwerkstoff	CuSn12Ni-C-GZ
arithmetische Mittenrauheit der Schnecke Ra_{1T}	0,5 μm
Ersatz-E-Modul E_{red}	150 622 N/mm ²

4.4 Berechnungsansätze, Methoden A, B, C

4.4.1 Allgemeines

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 C 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. **Im Streitfall ist Methode A genauer als B und B genauer als C.**

4.4.2 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.

4.4.3 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.

4.4.4 Methode C

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 6.5.

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
 - Achsabstand a ;
 - Radkranzbreite b_{2R} ;
 - Mittenkreisdurchmesser $d_{m1,2}$;
 - Axialmodul der Schnecke m_x ;

- Zähnezahl $z_{1,2}$;
- Profilverschiebungsfaktor x_2 ;
- 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 Grübchen-sicherheit:
 - Schnecken- und Radwerkstoff;
 - die quadratischen Mittenrauheiten der Zahnflanken Sq_1 und Sq_2 bzw. Rq_1 und Rq_2
 - Schmierstoffdaten ρ_{oil} , ν_{40} , ν_{100}
- 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 Einflüsse auf die Zahnkräfte zu berücksichtigen (siehe 6.2.1 und Anhang A).

6.2 Zahnkräfte

6.2.1 Anwendungsfaktor

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 Nenndrehmomenten 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 Schneckenrad zeigt Bild 2.

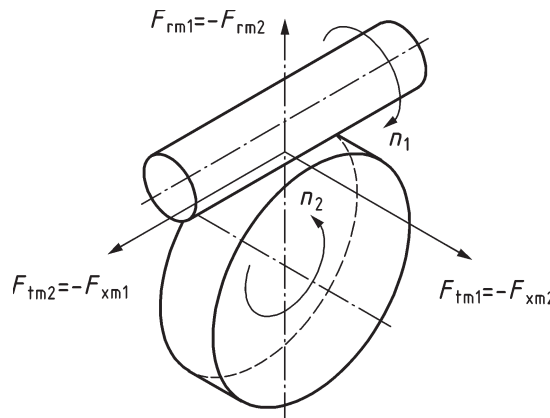


Bild 2 — Zahnkraftkomponenten bei rechtssteigender Schnecke

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.

$$F_{tm1} = 2\,000 \cdot \frac{T_1}{d_{m1}} = 2\,000 \cdot \frac{T_2}{d_{m1} \cdot \eta_{ges} \cdot u} = -F_{xm2} \quad (3)$$

$$F_{tm2} = 2\,000 \cdot \frac{T_2}{d_{m2}} = 2\,000 \cdot \frac{T_1 \cdot \eta_{ges} \cdot u}{d_{m2}} = -F_{xm1} \quad (4)$$

nach η_{ges} nach 7.2

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

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.

$$F_{tm1} = 2\,000 \cdot \frac{T_1}{d_{m1}} = 2\,000 \cdot \frac{T_2 \cdot \eta'_{ges}}{d_{m1} \cdot u} = -F_{xm2} \quad (6)$$

$$F_{tm2} = 2\,000 \cdot \frac{T_2}{d_{m2}} = 2\,000 \cdot \frac{T_1 \cdot u}{d_{m2} \cdot \eta'_{ges}} = -F_{xm1} \quad (7)$$

mit η'_{ges} nach 7.2

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

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 nach Gleichung (9) zu benutzen:

$$v_{gm} = \frac{d_{m1} \cdot n_1}{19\,098 \cdot \cos \gamma_m} \quad (9)$$

6.4 Methoden zur Bestimmung der physikalischen Kennwerte

6.4.1 Allgemeines

Zur Beurteilung der Tragfähigkeit von Schneckengetrieben ist es zweckmäßig, dimensionslose Kennwerte p_m^* für die mittlere Hertzsche Pressung, h^* für die mittlere minimale Schmierpaltdicke und s^* für den mittleren Gleitweg festzulegen. Diese Kennwerte sind nur von der Geometrie der verwendeten Verzahnung abhängig. Baugröße, Belastung und Schmierstoff beeinflussen sie nicht. Die Herleitungen dieser Kennwerte sind in [7] zu finden. Die Kennwerte lassen sich nach den Methoden A, B und C ermitteln.

6.4.2 Methode A

Die physikalischen Kennwerte werden aus Mess- und Versuchswerten unmittelbar abgeleitet. Dies ist jedoch zurzeit nicht möglich.

6.4.3 Methode B

Die physikalischen Kennwerte sind mit numerischen Verfahren, z. B. nach [7], [8] zu ermitteln (physikalische Grundlagen für die Kennwerte siehe Anhang B und Anhang C).

6.4.4 Methode C

Für die physikalischen Kennwerte werden Näherungsgleichungen für die mit den EDV-Programmen nach [7], [8], [9] erzielten Lösungen verwendet.

Die Gleichungen gelten für die Flankenform I. Sie können aber für die Flankenformen A, K und N näherungsweise ebenfalls verwendet werden. Die Näherungsgleichungen für die Flankenform C sind aus [5] sowie praktischen Erfahrungen abgeleitet.