



Wolf



**Berechnungsanleitung
zur Ermittlung der Tragfähigkeit
von Geradstirnrädern
aus ZEDEX 100**

Inhaltsverzeichnis

1.	Definition der verwendeten Variablen und ihre Einheiten	3
2.	Tragfähigkeitsberechnung	4
2.1.	Ermittlung fehlender Grundgrößen	4
2.1.1.	Drehmoment	4
2.1.2.	Nennumfangskraft	4
2.1.3.	Umfangsgeschwindigkeit am Teilkreis	4
2.1.4.	Betriebseingriffswinkel	4
2.1.5.	Überdeckungsgrad	5
2.2.	Ermittlung der Zahntemperatur	5
2.3.	Ermittlung der Flankentemperatur	5
2.4.	Ermittlung der wirklichen Last	6
2.5.	Ermittlung der Zahnfußspannung	6
2.5.1.	Überdeckungsfaktor	6
2.5.2.	Zahnfußspannung	6
2.6.	Ermittlung der zulässigen Zahnfußspannungen bzw. der Zahnfußbruchsicherheit	6
2.7.	Ermittlung der Flankenpressung	6
2.8.	Ermittlung der zulässigen Flankenpressung bzw. der Grübchensicherheit	7
2.9.	Ermittlung der Zahnverformung	7
2.10.	Ermittlung des Zahnverschleißes	8
2.11.	Verdrehflankenspiel	8
3.	Gestaltungshinweise	9
4.	Berechnung von α aus $\text{inv } \alpha$	9
4.1.	Rechenanweisung	9
5.	Tabellen und Diagramme zur Zahnradberechnung	10
6.	Gestaltung der Stirnzahnräder aus ZX-100	22
6.1.	Gestaltung ohne Kraftübertragung zwischen Zahnrad und Welle	22
6.1.1.	Gleitlagersitz	22
6.2.	Gestaltung mit Kraftübertragung zwischen Welle und Zahnrad	22
6.2.1.	Formschlüssige Verbindungsarten	22
6.2.1.1.	Verbindung durch Paßfeder und beidseitiger Nabe	22
6.2.1.2.	Verbindung durch zwei Paßfedern	22
6.2.1.3.	Verbindung durch Preßsitz auf einem Rändel oder einer Vielkeilwelle	23
6.2.1.4.	Verbindung durch eine Sechskantwelle	23
6.2.1.5.	Verbindung durch Paßstift	23
6.2.1.6.	Verbindung durch Metallnabe	24
6.2.1.7.	Verbindung durch einen Stahlflansch	24
7.	Berechnungsanleitung formschlüssiger Verbindungsarten zwischen Stirnrädern aus ZX-100 und einer Welle	25
7.1.	Einführung	25
7.1.1.	Verbindung zwischen Zahnrad und Welle durch eine oder zwei Paßfedern	25
7.1.2.	Verbindung zwischen Zahnrad und Welle durch eine Sechskantwelle	25
7.1.3.	Verbindung Zahnrad-Welle durch Paßstifte	26
7.1.4.	Verbindung Zahnrad-Welle durch Metallnabe	26
7.1.5.	Verbindung Zahnrad-Welle durch einen Stahlflansch	26
7.2.	Diagramme zur Berechnung der Verbindung Zahnrad-Welle	27
7.2.1.	Bild 20: Grenzflankenpressung in Abhängigkeit von der Lastwechselzahl und der Temperatur bei Trockenlauf	27
7.2.2.	Bild 21: Grenzflankenpressung in Abhängigkeit von der Lastwechselzahl und der Temperatur bei Fettschmierung	27
7.2.3.	Bild 22: Grenzflankenpressung in Abhängigkeit von der Lastwechselzahl und der Temperatur bei Ölschmierung	27
7.2.4.	Bild 23: Betriebsfaktor c_B	28
7.3.	Berechnungsbeispiele	29
7.3.1.	Berechnung einer Verbindung durch eine Paßfeder	29
7.3.2.	Berechnung einer Verbindung durch einen Stahlflansch	29
8.	Anmerkung	30

1. Definition der verwendeten Variablen und ihre Einheiten

Kurzzeichen	Einheit	Benennung
A	mm ²	Getriebeoberfläche
b	mm	Zahnbreite
d	mm	Teilkreisdurchmesser des betreffenden Rades
da	mm	Kopfkreisdurchmesser des betreffenden Rades
db	mm	Grundkreisdurchmesser des betreffenden Rades
E	N/mm ²	Elastizitätsmodul
Ft	N	Nennumfangskraft
Fw	N	wirkliche Kraft
f	1	Korrekturfaktor aus Abb. 1
i	1	Übersetzung
Ka	1	Anwendungsfaktor (Tab. 2-5)
M	Nm	Drehmoment
m	mm	Modul
n	min	Drehzahl
P	kW	Leistung
pf	N/mm ²	Flankenpressung
pf zul.	N/mm ²	zul. Flankenpressung aus Abb. 11-13
Rt	µm	Rauhtiefe des Gleitpartners
S	µm	Zahnverschleiß
S zul.	mm	zulässiger Zahnverschleiß
v	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
x	mm	Profilverschiebung
z	1	Zähnezahl
α	Grad	Eingriffswinkel
α w	Grad	Betriebseingriffswinkel
r F	N/mm ²	Zahnfußspannung
r Fzul.	N/mm ²	zul. Zahnfußspannung aus Abb.2
u a	Grad C.	Außentemperatur
u f	Grad C.	Flankentemperatur
u z	Grad C.	Zahntemperatur
k	mm	Zahnverformung
k zul.	mm	zul. Zahnverformung

2. Tragfähigkeitsberechnung

2.1. Ermittlung fehlender Grundgrößen

Die Tragfähigkeit von Zahnrädern hängt von der Geometrie des Zahnrades, den Anwendungsbedingungen und den Eigenschaften des Werkstoffes ab. Deswegen ist es wichtig zuerst fehlende Grundgrößen, wie Überdeckungsgrad, Nennumfangskraft und Umfangsgeschwindigkeit, zu ermitteln. Hierzu müssen die Geometrie des Zahnrades, die Drehzahl des Zahnrades, sowie das wirkende Drehmoment auf das Zahnrad bekannt sein. Da meistens die zu übersetzende Leistung P bekannt ist, ergibt sich hieraus das Drehmoment.

2.1.1. Drehmoment

$$M = \frac{9500 \times P}{n}$$

M= Drehmoment in Nm

P= Leistung in kW

N= Drehzahl in min^{-1}

2.1.2. Nennumfangskraft

$$F_t = \frac{2000 \times M}{d}$$

d = Teilkreisdurchmesser in mm

F_t = Nennumfangskraft in N

2.1.3. Umfangsgeschwindigkeit am Teilkreis

$$v = \frac{d \times \pi \times n}{60000}$$

v = Umfangsgeschwindigkeit in m/s

2.1.4. Betriebseingriffswinkel

Falls keine Profilverschiebung vorliegt, dann ist $\alpha = \alpha_w$

$$\text{inv } \alpha_w = 2 \times \frac{X_1 + X_2}{Z_1 + Z_2} \times \tan(\alpha) + \text{inv } \alpha$$

X_1 = Profilverschiebung Rad 1 in mm

X_2 = Profilverschiebung Rad 2 in mm

Z_1 = Zähnezahln Rad 1

Z_2 = Zähnezahln Rad 2

α = Eingriffswinkel in Grad

α_w = Betriebseingriffswinkel in Grad

wobei:

$$\text{inv } \alpha = \tan \alpha - \frac{\pi \times \alpha}{180}$$

Den Berechnungsgang zur Ermittlung von α aus $\text{inv } \alpha$ erspart man sich, indem man die Werte für α aus Tabelle 1 entnimmt. Für die rechnerische Ermittlung siehe Kapitel 4.

2.1.5. Überdeckungsgrad

Der Überdeckungsgrad setzt sich aus den Einzelüberdeckungsgraden ε_1 , ε_2 und ε_a zusammen.

$$\varepsilon_1 = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2}}{2 \times \pi \times m \times \cos(\alpha_w)}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}}{2 \times \pi \times m \times \cos(\alpha_w)}$$

$$\varepsilon_a = \left\{ x_1 + x_2 + \frac{z_1 + z_2}{2} \right\} \times m \times \frac{\tan \alpha_w}{\pi \times m}$$

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_a$$

d_{a1} = Kopfkreisdurchmesser Rad 1 in mm

d_{a2} = Kopfkreisdurchmesser Rad 2 in mm

d_{b1} = Grundkreisdurchmesser Rad 1 in mm

d_{b2} = Grundkreisdurchmesser Rad 2 in mm

ε_a = Gesamtüberdeckungsgrad

2.2. Ermittlung der Zahntemperatur

Bei der Berechnung der Zahntemperatur wird davon ausgegangen das sich das Betriebssystem in einem stationären Wärmezustand befindet.

Die Erfahrungswerte K_2 , K_3 und μ sind entsprechend ihrem Anwendungsfall zu bestimmen.

$K_2 = 0$ bei Ölschmierung
 $K_2 = 2,4$ bei Paarung ZX-100/Zx-100
 $K_2 = 1$ bei Paarung ZX-100/Stahl

$K_3 = 0$ bei offenem Getriebe, freier Luftzutritt
 $K_3 = 0,085$ bei teilweise offenem Getriebe
 $K_3 = 0,172$ bei geschlossenem Getriebe

$\mu = 0,2$ bei Trockenlauf
 $\mu = 0,09$ bei einmaliger Schmierung bei Montage
 $\mu = 0,07$ bei Getriebe mit Ölnebelschmierung
 $\mu = 0,04$ bei Dauerschmierung

Der Korrekturfaktor f kann dem Bild 1 in Abhängigkeit der relativen Einschaltdauer entnommen werden. Die Zahntemperatur lässt sich darauf hin wie folgt berechnen:

$$V_z = V_a + f \times P \times 136 \times \mu \times \frac{i+1}{Z_2+5} \times \left[\frac{17100 \times k_2}{b \times Z_{1,2} \times (v \times m)^{0,75}} + 7,33 \times \frac{k_3}{A} \right]$$

2.3. Ermittlung der Flankentemperatur

Zur Berechnung der Flankentemperatur tritt auch die Gleichung der Zahntemperatur in Kraft, jedoch sind zwei Erfahrungswerte höher.

$K_2 = 10$ bei Paarung ZX-100/ZX-100
 $K_2 = 7$ bei Paarung ZX-100/Stahl

$$V_f = V_a + f \times P \times 136 \times \mu \times \frac{i+1}{Z_2+5} \times \left[\frac{17100 \times k_2}{b \times Z_{1,2} \times (v \times m)^{0,75}} + 7,33 \times \frac{k_3}{A} \right]$$

2.4. Ermittlung der wirklichen Last

Durch die Beaufschlagung der Nennumfangskraft durch den Anwendungsfaktor K_A wird die Kraft-erhöhung durch äußere Einwirkung von der Ein- und Ausgangsseite des Getriebes berücksichtigt. Der Anwendungsfaktor K_A ist durch die Tabellen 2-5 für den jeweiligen Anwendungsfall zu bestimmen.

$$F_w = K_A \times F_t$$

2.5. Ermittlung der Zahnfußspannung

Die Berechnung der Zahnfußspannung hängt in erster Linie von der Gestalt und der Größe des Zahnra-des ab. Deswegen sind der Kopffaktor Y_{FS} und der Überdeckungsfaktor Y_ϵ durch Geometrie-größen des Zahn-rades zu bestimmen. Der Kopffaktor Y_{FS} kann, entsprechend dem jeweiligen Bezugsprofil, den Bil-dern 2-9, in Abhängigkeit der Profilverschiebung x und der Zähnezah z , entnommen werden. Für Bezugsprofile deren Kopffaktor nicht aus den Bildern 3-10 bestimmbar ist, läßt sich dieser durch den Berechnungsgang nach DIN 3990 bestimmen.

2.5.1. Überdeckungsfaktor

Der Überdeckungsfaktor Y_ϵ ist durch den Überdeckungsgrad zu bestimmen.

$$Y_\epsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\epsilon_\alpha}$$

2.5.2. Zahnfußspannung

$$\sigma_F = \frac{F_w}{b \times m} \times Y_{FS} \times Y_\epsilon$$

2.6. Ermittlung der zulässigen Zahnfußspannungen bzw. der Zahnfußbruch-sicherheit

Mit der Berücksichtigung des Sicherheitsbeiwertes S_F , der in der Tabelle 6 für den jeweiligen An-wendungsfall entnommen werden kann, ist im Vergleich mit der nach 2.5.2 errechneten Zahnfuß-spannung, die Bestimmung der zulässigen Zahnfußspannung und der Grenzlastwechselzahl möglich. Die zulässige Zahnfußspannung bzw. Lastwechselzahl kann dem Bild 2 in Abhängigkeit der unter 2.2. errech-neten Zahntemperatur ermittelt werden.

$$S_F = \frac{\sigma_{Fzul}}{\sigma_F}$$

2.7. Ermittlung der Flankenpressung

Die Flankenpressung nach Hertz im Wälzpunkt ergibt sich aus:

$$P_f = \sqrt{\frac{0,7}{(1/E_1 + 1/E_2) \times \sin \alpha \times \cos \alpha} \times \frac{F_w \times (z_1 + z_2)}{b \times m \times z_1 \times z_2}}$$

Hierbei ist der dynamische Elastizitätsmodul von ZX-100 in Abhängigkeit der nach 2.3. errechneten Flankentemperatur einzusetzen. Der dynamische Elastizitätsmodul kann dem Bild 16 in Abhängigkeit der Temperatur entnommen werden. Da die Flankenpressung in den Einzeleingriffspunkten oder der Fuß- oder Kopfeingriffspunkten durchaus größer sein kann als im Wälzpunkt, sind die Flankenpressungswerte des Wälzpunktes auf jene Eingriffspunkte umzurechnen. Die Umrechnung erfolgt durch die Um-rechnungsfaktoren Y_a , Y_e , Y_d und Y_b .

$$Y_a = \frac{\varepsilon_a}{\varepsilon_2} \times \frac{1}{i+1} \times \sqrt{\frac{i}{\frac{\varepsilon_a}{2} - 1}}$$

$$Y_b = \frac{\varepsilon_a}{\varepsilon_1 - 1} \times \frac{1}{i+1} \times \sqrt{\frac{i}{\frac{\varepsilon_a}{\varepsilon_1} - 1}}$$

$$Y_e = \frac{\varepsilon_a}{\varepsilon_1} \times \frac{1}{i+1} \times \sqrt{\frac{i}{\frac{\varepsilon_a}{\varepsilon_1} - 1}}$$

$$Y_d = \frac{\varepsilon_a}{\varepsilon_2 - 1} \times \frac{1}{i+1} \times \sqrt{\frac{i}{\frac{\varepsilon_a}{\varepsilon_2} - 1}}$$

wobei der größte dieser Umrechnungsfaktoren mit der Flankenpressung im Wälzpunkt zu multiplizieren wäre, und somit den maximalen Flankenpressungswert ergibt.

2.8. Ermittlung der zulässigen Flankenpressung bzw. der Grübchensicherheit

Mit der Berücksichtigung des Sicherheitsbeiwertes $S_H \geq 2$, ist im Vergleich mit der nach 2.7. errechneten maximalen Flankenpressung, die Bestimmung der zulässigen Flankenpressung und der Grenzlastwechselzahl möglich. Die zulässige Flankenpressung kann den Bildern 11-13 entnommen werden.

$$S_H = \frac{p_{f \text{ zul}}}{p_{f \text{ max}}}$$

2.9. Ermittlung der Zahnverformung

Zur Ermittlung der Zahnverformung sind die Beiwerte φ und ψ den Bildern 14 und 15 in Abhängigkeit der Profilverschiebung und der Zähnezah z_1 und z_2 zu entnehmen.

Das eingesetzte dynamische Elastizitätsmodul wird in Abhängigkeit der nach 2.2. errechneten Zahn-temperatur dem Bild 16 entnommen. Bei Paarung ZX-100/Stahl ist b die Breite des ZX-100 Zahnrades, ansonsten ist b die Breite des dünnsten Zahnrades. Demnach ergibt sich die Zahnverformung aus:

$$\lambda = \frac{3 \times F_w}{2 \times b \times \cos \alpha} \times \varphi \times \left\{ \frac{\psi_1}{E_1} + \frac{\psi_2}{E_2} \right\}$$

Die errechnete Zahnverformung wird mit der zulässigen Zahnverformung $\lambda_{zul} = 0,4 \text{ mm}$ verglichen. Für Module kleiner als $m = 4 \text{ mm}$, errechnet sich die zulässige Zahnverformung nach:

$$\lambda_{zul} = 0,1 \times m$$

m = Modul in mm

2.10. Ermittlung des Zahnverschleißes

Der Zahnverschleiß wird nach folgender Gleichung berechnet:

$$S = 0,0000005 \times Lw \times \left\{ 1 + \left[\frac{v_f}{100} \right]^5 \right\} \times \left\{ 1 + \left[\frac{R_t}{10} \right]^4 \right\} \times \left\{ 1 + \left[\frac{p_{f \max}}{10} \right]^{0,5} \right\}$$

Für Paarung ZX-100 / ZX-100 oder ZX-100 / Kunststoff ist die Rauhtiefe $R_t=0$ zu setzen.

Lw = gewünschte Lastwechselzahl

S = Verschleiß in μm .

Oben errechneter Zahnverschleiß ist mit dem zulässigen Zahnverschleiß S_{zul} zu vergleichen:

$$S_{zul} = 0,2 \times m$$

S_{zul} = zulässiger Verschleiß in μm

m = Modul in mm

2.11. Verdrehflankenspiel

Beim Festlegen des Verdrehflankenspiels muß die Wärmedehnung und das Quellen durch Feuchtigkeitsaufnahme des Zahnrades berücksichtigt werden. Das Verdrehflankenspiel ergibt sich aus:

$$Jt = Jt_{\min} + 0,02 \times L \times \sin \alpha_w \times (\varepsilon_f + \varepsilon_{\vartheta})$$

wobei:

Jt_{\min} = Mindestverdrehflankenspiel siehe Abb. 17

L = Mit Kunststoff belegte Strecke zwischen den Wellen siehe Abb. 18

ε_f = Dehnung in % durch Feuchtigkeitsaufnahme. Feuchtigkeitsaufnahme tritt nur bei dauerhaftem Einsatz im Wasser auf (mind. 3 Monate), wenn das Wasser eine Temperatur von mind. 50°C besitzt. Die Feuchtigkeitsaufnahme bis zum Sättigungsprozeß dauert, je nach Abmessungen, bis zu 3 Monaten. Nach Abschluß des Sättigungsprozesses sind 0,6 Gewichtsprozent Feuchtigkeit aufgenommen worden. Die Dehnung durch Feuchtigkeit beträgt dann:

$$\varepsilon_f = 0,2\%$$

$$\varepsilon_{\vartheta} = \text{Dehnung in \% durch Temperaturänderung}$$

$$\varepsilon_{\vartheta} = \alpha t (\vartheta) \quad (\alpha t \text{ aus Abb. 19})$$

$$\vartheta = \frac{\vartheta_z \quad (\text{aus 2.2.}) + \vartheta \text{ Welle}}{2}$$

3. Gestaltungshinweise

- a) Radkörper und Nabe möglichst symmetrisch zur Verzahnung ausführen.
- b) Nabenaußendurchmesser bei Paßfederverbindungen $d_N \geq dw + 8 \times t_2$, t_2 = Tiefe der Paßfedernut in der Nabe in mm.
- c) Schrägverzahnung nur wählen, wenn ein schrägverzahntes Stahl-Gegenrad vorgegeben ist, oder wenn sehr gleichförmige Bewegungsübertragung gefordert ist (z.B. Nockenwellenräder).
- d) Bei großen Abmessungen sind Verbundkonstruktionen mit einer Metallnabe zu bevorzugen.
- e) Metallrad einige Millimeter breiter als Kunststoffrad ausführen.
- f) In Betracht auf hohe Lebensdauer wird das größere Zahnrad aus Kunststoff ausgeführt und das kleinere Zahnrad aus Metall.
- g) Abstand zwischen Keilnut und Zahnfuß $> 4 \times m$
- h) Zahnkranzdicke unter dem Zahnfuß $> 3 \times m$

4. Berechnung von α aus $\text{inv } \alpha$

Gegeben: $\text{inv } \alpha$

Gesucht: α in $^\circ$

Regel:
$$\alpha_{n+1} = \frac{-\tan \alpha_n + \alpha_n + \text{inv } \alpha}{\tan^2 \alpha_n} + \alpha_n$$

4.1. Rechenanweisung

Schritt 0:
$$(0.1) \quad \hat{\alpha}_0 = \sqrt[3]{3 \times \text{inv } \alpha}$$

$$(0.2) \quad \delta = -\sqrt{\tan^2 \alpha_0 + \hat{\alpha}_0 \text{inv } \alpha}$$

Kontrolle:

$|\delta| \leq 0,001$? Ja - Nein

Ja → Ende Nein → Schritt 1:

$$(1.1) \quad \hat{\alpha}_1 = \frac{\delta}{\tan^2 \alpha_0} + \hat{\alpha}_0$$

$$(0.3) \quad \text{Nach der Iteration :} \\ \alpha \text{ in } ^\circ = \frac{\hat{\alpha}_0 \times 180}{\pi}$$

$$(1.2) \quad \delta = -\sqrt{\tan^2 \alpha_1 + \hat{\alpha}_0 \text{inv } \alpha}$$

Kontrolle:

$|\delta| \leq 0,001$? Ja - Nein

Ja → Ende Nein → Schritt 2:

$$(1.3) \quad \text{Nach der Iteration :} \\ \alpha \text{ in } ^\circ = \frac{\hat{\alpha}_1 \times 180}{\pi}$$

Bis $\alpha = 30^\circ$ meist zwei bis drei Iterationsschritte ausreichend.

5. Tabellen und Diagramme zur Zahnradberechnung

Tabelle 1: Werte der Evolventenfunktion $\text{inv } \alpha$ aus α :

α °	.0	.1	.2	.3	.4	.5	.6	.7	.8	.9
0	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000
1	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00001	0,00001	0,00001	0,00001	0,00001
2	0,00001	0,00002	0,00002	0,00002	0,00003	0,00003	0,00003	0,00003	0,00004	0,00004
3	0,00005	0,00005	0,00006	0,00006	0,00007	0,00008	0,00008	0,00009	0,00010	0,00011
4	0,00011	0,00012	0,00013	0,00014	0,00015	0,00016	0,00017	0,00018	0,00020	0,00021
5	0,00022	0,00024	0,00025	0,00026	0,00028	0,00030	0,00031	0,00033	0,00035	0,00037
6	0,00038	0,00040	0,00042	0,00045	0,00047	0,00049	0,00051	0,00054	0,00056	0,00059
7	0,00061	0,00064	0,00067	0,00069	0,00072	0,00075	0,00078	0,00081	0,00085	0,00088
8	0,00091	0,00095	0,00099	0,00102	0,00106	0,00110	0,00114	0,00118	0,00122	0,00126
9	0,00131	0,00135	0,00139	0,00144	0,00149	0,00154	0,00159	0,00164	0,00169	0,00174
10	0,00179	0,00185	0,00190	0,00196	0,00202	0,00207	0,00214	0,00220	0,00226	0,00233
11	0,00239	0,00246	0,00253	0,00260	0,00267	0,00274	0,00281	0,00289	0,00296	0,00304
12	0,00312	0,00320	0,00328	0,00336	0,00344	0,00353	0,00362	0,00370	0,00379	0,00388
13	0,00398	0,00407	0,00416	0,00426	0,00436	0,00446	0,00456	0,00466	0,00477	0,00487
14	0,00498	0,00509	0,00520	0,00531	0,00543	0,00554	0,00566	0,00578	0,00590	0,00603
15	0,00615	0,00628	0,00640	0,00653	0,00667	0,00680	0,00693	0,00707	0,00721	0,00735
16	0,00749	0,00764	0,00778	0,00793	0,00808	0,00823	0,00839	0,00854	0,00870	0,00886
17	0,00902	0,00919	0,00936	0,00952	0,00969	0,00987	0,01004	0,01022	0,01040	0,01058
18	0,01076	0,01095	0,01113	0,01132	0,01152	0,01171	0,01191	0,01211	0,01231	0,01251
19	0,01272	0,01292	0,01313	0,01335	0,01356	0,01378	0,01400	0,01422	0,01445	0,01467
20	0,01490	0,01514	0,01537	0,01561	0,01585	0,01609	0,01634	0,01659	0,01684	0,01709
21	0,01735	0,01760	0,01787	0,01813	0,01840	0,01867	0,01894	0,01921	0,01949	0,01977
22	0,02005	0,02034	0,02063	0,02092	0,02122	0,02151	0,02182	0,02212	0,02243	0,02274
23	0,02305	0,02337	0,02368	0,02401	0,02433	0,02466	0,02499	0,02533	0,02566	0,02601
24	0,02635	0,02670	0,02705	0,02740	0,02776	0,02812	0,02849	0,02885	0,02922	0,02960
25	0,02998	0,03036	0,03074	0,03113	0,03152	0,03192	0,03232	0,03272	0,03312	0,03353
26	0,03395	0,03436	0,03479	0,03521	0,03564	0,03607	0,03661	0,03695	0,03739	0,03784
27	0,03829	0,03874	0,03920	0,03966	0,04013	0,04060	0,04108	0,04156	0,04204	0,04253
28	0,04302	0,04351	0,04401	0,04452	0,04502	0,04554	0,04605	0,04658	0,04710	0,04763
29	0,04816	0,04870	0,04925	0,04979	0,05034	0,05090	0,05146	0,05203	0,05260	0,05317
30	0,05375	0,05434	0,05492	0,05552	0,05612	0,05672	0,05733	0,05794	0,05858	0,05918
31	0,05981	0,06044	0,06108	0,06172	0,06237	0,06302	0,06368	0,06434	0,06501	0,06560
32	0,06636	0,06705	0,06774	0,06843	0,06913	0,06984	0,07055	0,07127	0,07199	0,07272
33	0,07345	0,07419	0,07493	0,07568	0,07644	0,07720	0,07797	0,07874	0,07952	0,08031
34	0,08110	0,08189	0,08270	0,08351	0,08432	0,08514	0,08597	0,08680	0,08764	0,08849
35	0,08934	0,09020	0,09107	0,09194	0,09282	0,09379	0,09459	0,09549	0,09640	0,09731
36	0,09822	0,09915	0,10008	0,10102	0,10196	0,10292	0,10388	0,10484	0,10581	0,10680
37	0,10778	0,10878	0,10978	0,11079	0,11181	0,11283	0,11386	0,11490	0,11595	0,11699
38	0,11806	0,11913	0,12021	0,12129	0,12238	0,12348	0,12459	0,12571	0,12683	0,12797
39	0,12911	0,13025	0,13141	0,13258	0,13375	0,13493	0,13612	0,13732	0,13853	0,13974
40	0,14097	0,14220	0,14344	0,14469	0,14595	0,14722	0,14850	0,14997	0,15108	0,15239
41	0,15370	0,15503	0,15636	0,15770	0,15905	0,16041	0,16179	0,16317	0,16456	0,16596
42	0,16737	0,16879	0,17022	0,17166	0,17311	0,17457	0,17604	0,17752	0,17901	0,18051
43	0,18202	0,18355	0,18508	0,18663	0,18818	0,18975	0,19132	0,19391	0,19451	0,19612
44	0,19774	0,19938	0,20102	0,20268	0,20435	0,20603	0,20772	0,20942	0,21114	0,21286
45	0,21460									

Bild1: Korrekturfaktor f in Abhängigkeit der relativen Einschaltdauer:

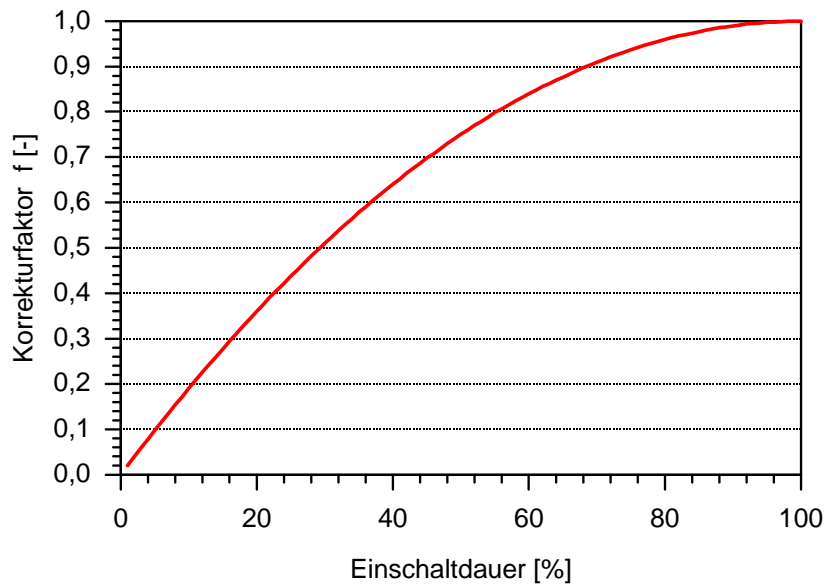


Tabelle 2: Ermittlung des Anwendungsfaktors K_A

Arbeitsweise der Antriebsmaschine:	Arbeitsweise der getriebenen Maschine			
	gleichmäßig:	mäßige Stöße:	mittlere Stöße:	starke Stöße:
gleichmäßig	1,00	1,25	1,50	1,75
leichte Stöße	1,10	1,35	1,60	1,85
mäßige Stöße	1,25	1,50	7,75	2,00
starke Stöße	1,50	1,75	2,00	2,25

Tabelle 3: Beispiele für Antriebsmaschinen mit unterschiedlicher Arbeitsweise

Arbeitsweise:	Antriebsmaschine:
gleichmäßig	Elektromotor (z.B. Gleichstrommotor), Dampf-, Gasturbine bei gleichmäßigem Betrieb (geringe, sehr selten auftretende Anfahrmomente)
leichte Stöße	Dampfturbine, Gasturbine, Hydraulik-, Elektromotor (größere, häufig auftretende Anfahrmomente)
mäßige Stöße	Mehrzylinder – Verbrennungsmotor
starke Stöße	Einzylinder – Verbrennungsmotor

Tabelle 4: Schnellaufgetriebe und Getriebe ähnlicher Anforderungen:
Beispiele für die Arbeitsweise der getriebenen Maschinen

Arbeitsweise:	Antriebsmaschine:
gleichmäßig	Radialverdichter für Klimaanlage, - für Prozeßgas; Leistungsprüfstand; Generator und Erregermaschine für Grundlast oder Dauerlast; Papiermaschinen - Hauptantrieb.
mäßige Stöße	Radialverdichter für Luft oder Rohrleitungen; Axialverdichter; Zentrifugal-Ventilator, Generator und Erregermaschine für Spitzenlast; Kreiselpumpen (alle Arten, außer den nachstehend besonders angegebenen); axial durchströmende Rotationspumpe, alle Arten; Zahnradpumpe; Papier-Industrie; Jordan - oder Refiniermaschine, Papiermaschinen-Nebenantrieb, Papierzeugstampfer.
mittlere Stöße	Rotations-Nockengebläse; radial durchströmter Rotationsnockenkompressor; Kolbenkompressor (3 oder mehr Zylinder); Ventilatoren: Saugluft, Industrie und Bergwerk (große, mit häufigen Anlaufvorgängen); Kesselspeise-Kreiselpumpe, Rotationsnockenpumpe, Kolbenpumpe (3 Zylinder und mehr).
starke Stöße	Kolbenkompressor (2 Zylinder); Kreiselpumpe (mit Wasserschloß); Schlamm-pumpe; Kolbenpumpe (2 Zylinder).

Tabelle 5 : Industriegetriebe: Beispiele für die Arbeitsweise der getriebenen Maschinen

Arbeitsweise:	Getriebene Maschine:
gleichmäßig	Stromerzeuger, gleichmäßig beschickte Gurtförderer oder Plattenbänder, Förderschnecken, leichte Aufzüge, Verpackungsmaschinen, Vorschubantriebe von Werkzeugmaschinen, Lüfter, leichte Zentrifugen, Kreiselpumpen, Rührer und Mischer für leichte Flüssigkeiten oder Stoffe mit gleichmäßiger Dichte, Scheren, Pressen, Stanzen. Drehwerke, Fahrwerke.
mäßige Stöße	Ungleichmäßig (z.B. mit Stückgut) beschickte Gurtförderer oder Plattenbänder, Hauptantriebe von Werkzeugmaschinen, schwere Aufzüge, Drehwerke von Kränen, Industrie- und Grubenlüfter, schwere Zentrifugen, Kreiselpumpen, Rührer und Mischer für zähe Flüssigkeiten oder Stoffe mit unregelmäßigem Dichter, Kolbenpumpen mit mehreren Zylindern, Zuteilpumpen, Extruder, Kalanders, Drehöfen, Walzwerke.
mittlere Stöße	Extruder für Gummi, Mischer mit unterbrochenem Betrieb für Gummi und Kunststoffe, Kugelmühlen, Holzbearbeitung (Sägegatter, Drehmaschinen), Blockwalzenwerke, Hubwerke, Einzylinderkolbenpumpe.
starke Stöße	Bagger (Schaufelradantrieb), Eimerkettenantriebe, Siebantriebe, Löffelbagger, Kugelmühlen, Gummiknecher, Brecher, Hüttenmaschinen, schwere Zuteilpumpen, Rotary-Bohranlagen, Ziegelpressen, Schälmaschinen, Kaltbandwalzwerke, Brikettpressen.

Tabelle 6: Sicherheitsbeiwerte gegen Zahnfußbruch für ZX 100:

Sicherheit S_{Fmin}	Eingriff mehrerer Zähne gleichzeitig	hohe Drehzahl (Dauerbruch)	niedrige Drehzahl (Gewaltbruch)
Normalbetrieb	0,85	1,20	1,80
hohe Schalthäufigkeit	1,00	1,50	2,20
Stoßbetrieb	2,80	4,00	6,00

Bild 2: Zulässige Zahnfußspannung von ZX-100 in Abhängigkeit der Lastwechselzahl und der Temperatur

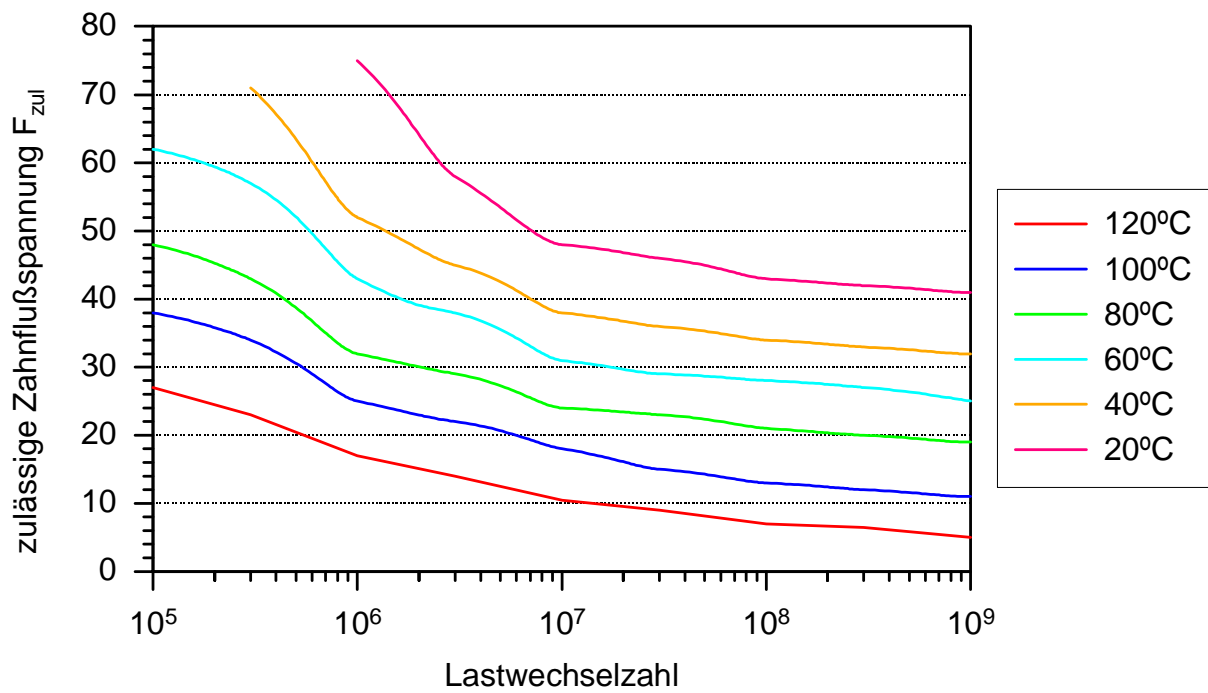


Bild 3 Kopffaktor Y_{FS} mit Bezugsprofil: $a = 20^\circ$, $h_a = 1 \text{ m}$, $h_f = 1,25 \text{ m}$, $P_{fp} = 0,25 \text{ m}$

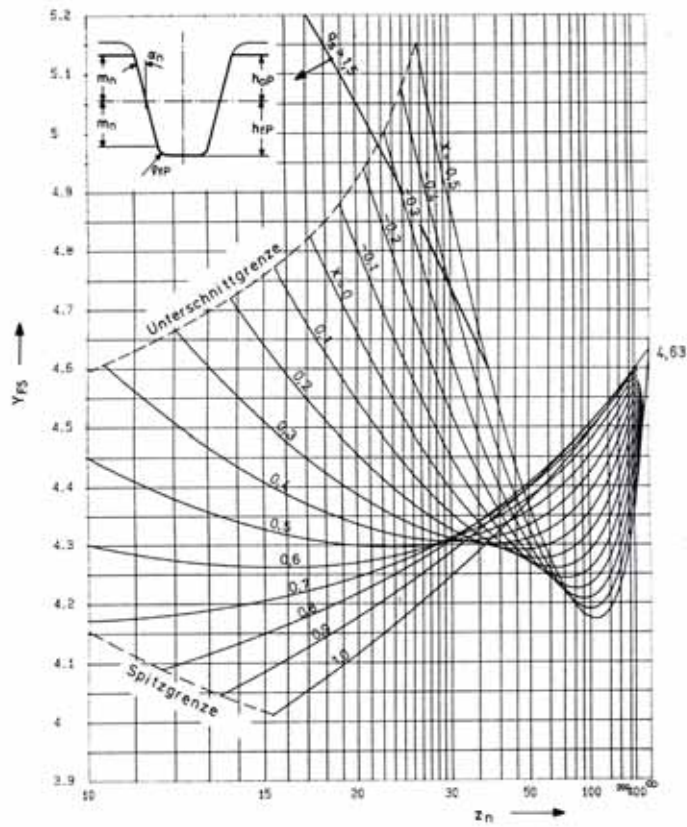


Bild 4: Kopffaktor Y_{FS} mit Bezugsprofil: $a = 20^\circ$, $h_a = 1 \text{ m}$, $h_f = 1,25 \text{ m}$, $P_{fp} = 0,3 \text{ m}$

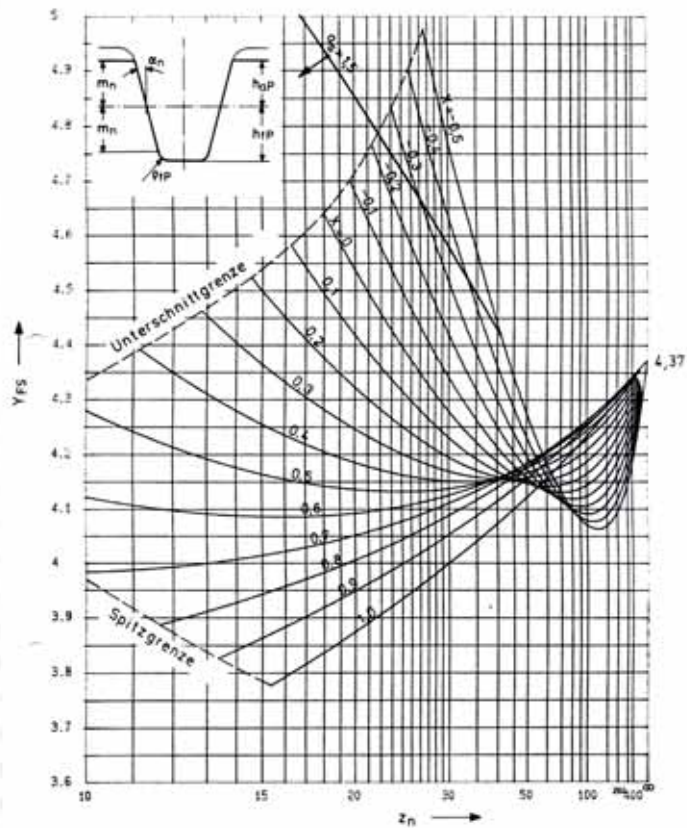


Bild 5: Kopffaktor Y_{FS} mit Bezugsprofil: $a = 20^\circ$, $h_a = 1 \text{ m}$, $h_f = 1,25 \text{ m}$, $P_{fp} = 0,375 \text{ m}$

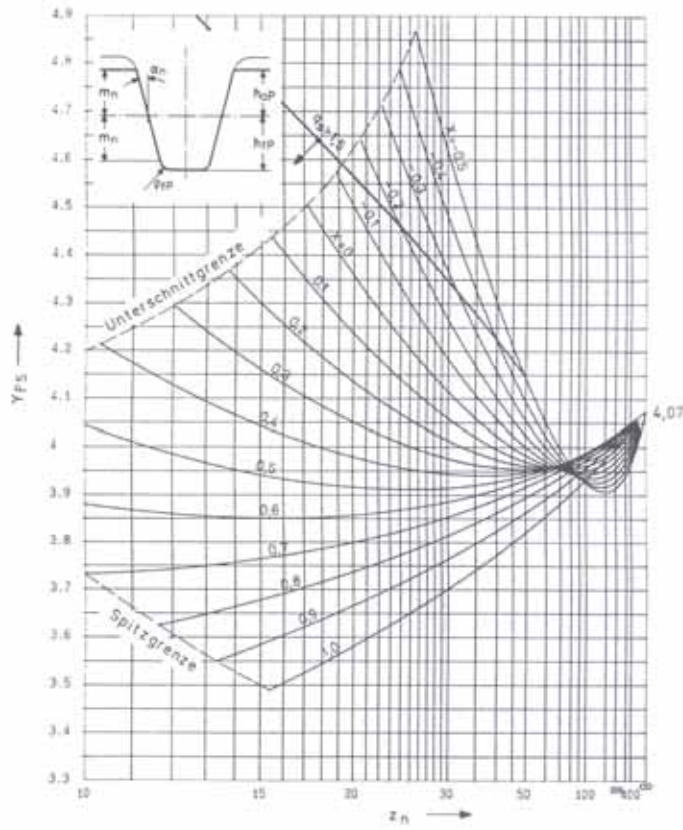


Bild 6: Kopffaktor Y_{FS} mit Bezugsprofil: $a = 20^\circ$, $h_a = 1 \text{ m}$, $h_f = 1,35 \text{ m}$, $P_{fp} = 0,3 \text{ m}$

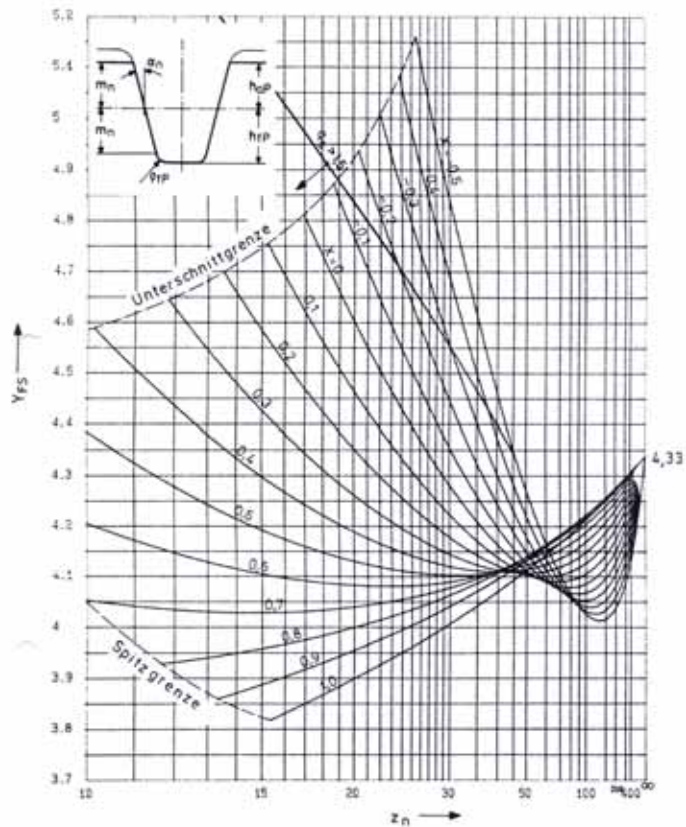


Bild 7: Kopffaktor Y_{FS} mit Bezugsprofil: $a = 20^\circ$, $h_a = 1,2 \text{ * m}$, $h_f = 1,5 \text{ * m}$, $P_{fp} = 0,3 \text{ * m}$

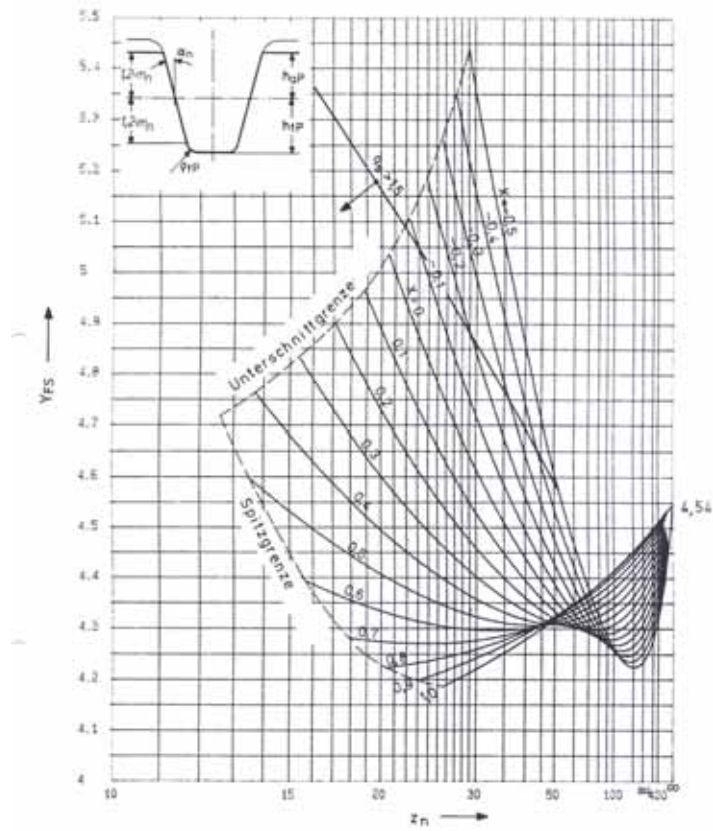


Bild 8: Kopffaktor Y_{FS} mit Bezugsprofil: $a = 20^\circ$, $h_a = 1 \text{ * m}$, $h_f = 1,4 \text{ * m}$, $P_{fp} = 0,4 \text{ * m}$, $s_{pr} = 0,02 \text{ * m}$

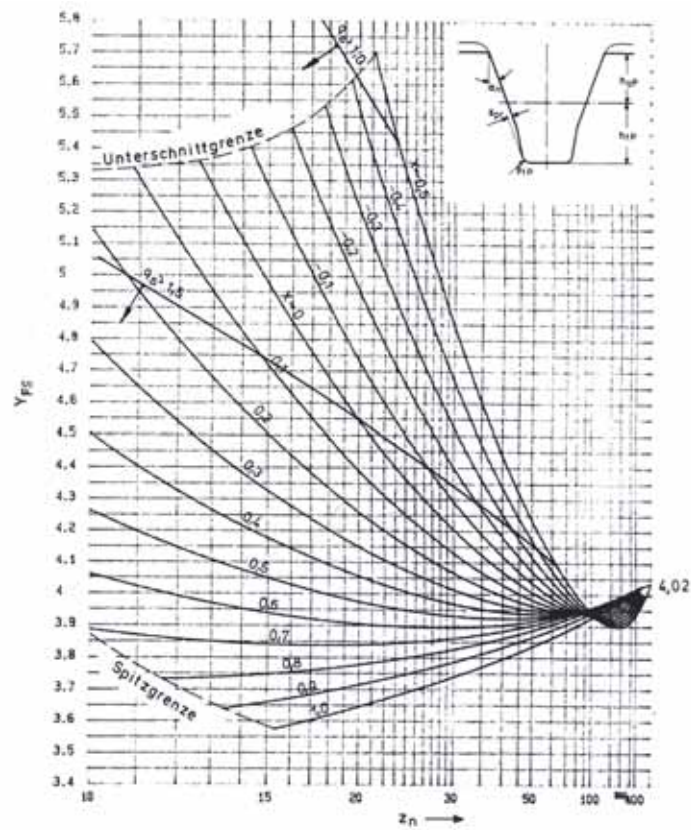


Bild 9: Kopffaktor Y_{FS} mit Bezugsprofil: $a = 22,5^\circ$, $h_a = 1 \text{ m}$, $h_f = 1,25 \text{ m}$, $P_{fp} = 0,4 \text{ m}$

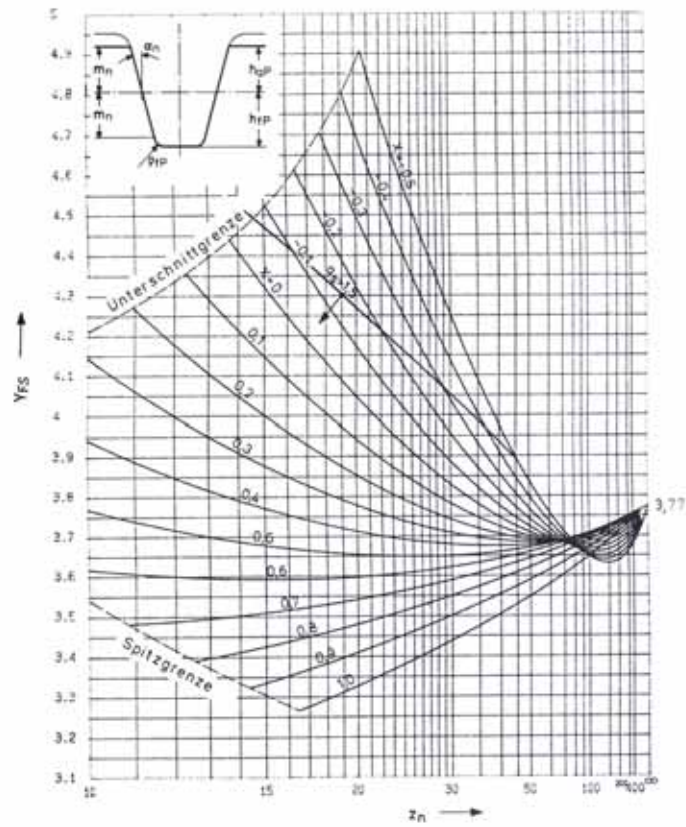
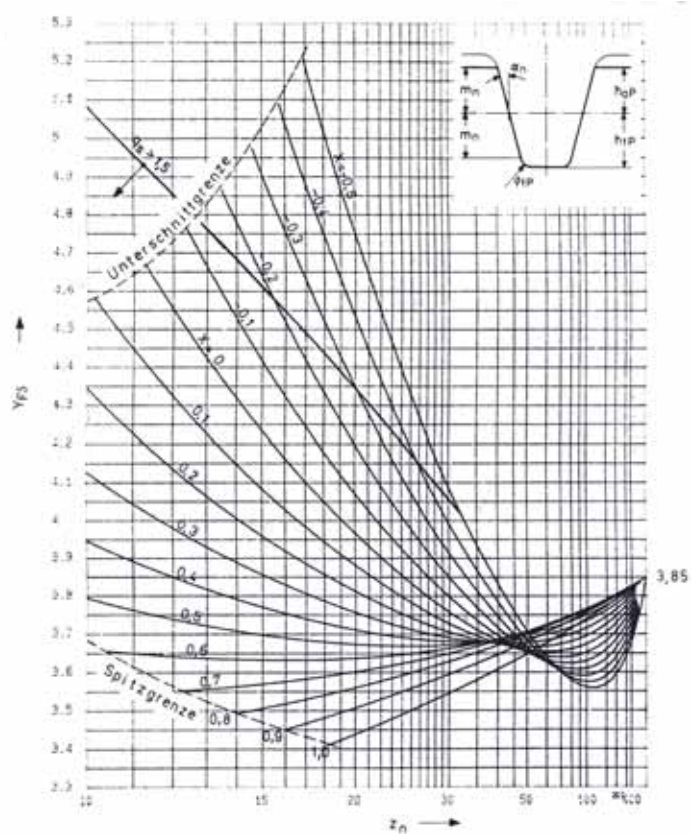


Bild 10: Kopffaktor Y_{FS} mit Bezugsprofil: $a = 25^\circ$, $h_a = 1 \text{ m}$, $h_f = 1,25 \text{ m}$, $P_{fp} = 0,318 \text{ m}$, $0,318 \text{ m}$



Grenzflankenpressung in Abhängigkeit von der Lastwechselzahl:

Bild 11: Bei Trockenlauf

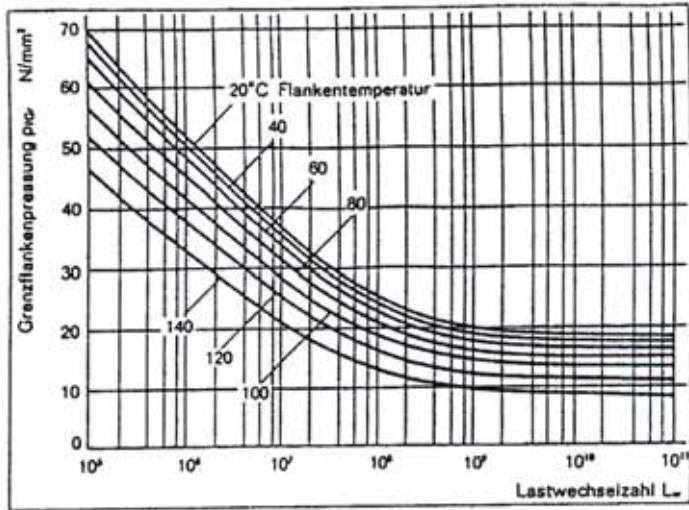


Bild 12: Bei Fettschmierung

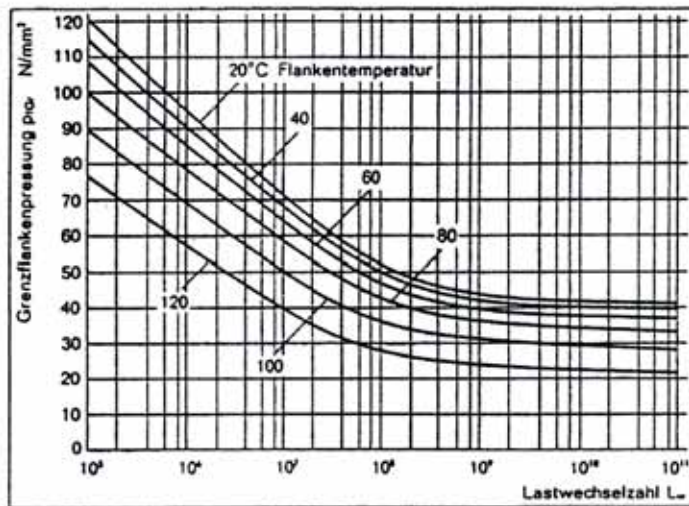


Bild 13: Bei Ölschmierung

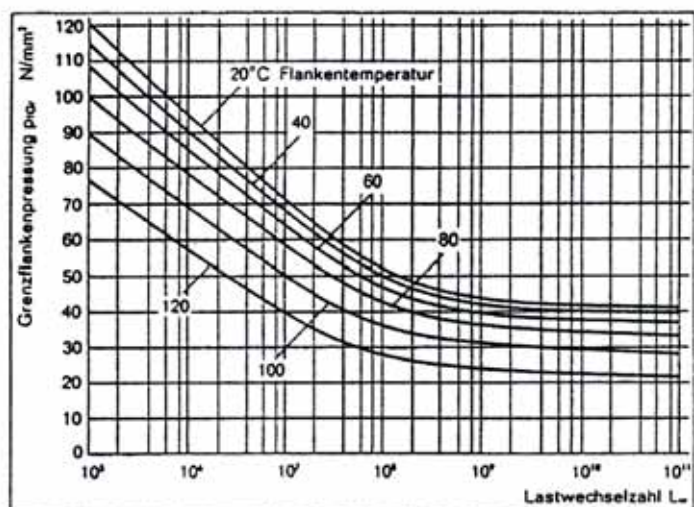


Bild 14: Beiwert zur Berechnung der Zahnverformung

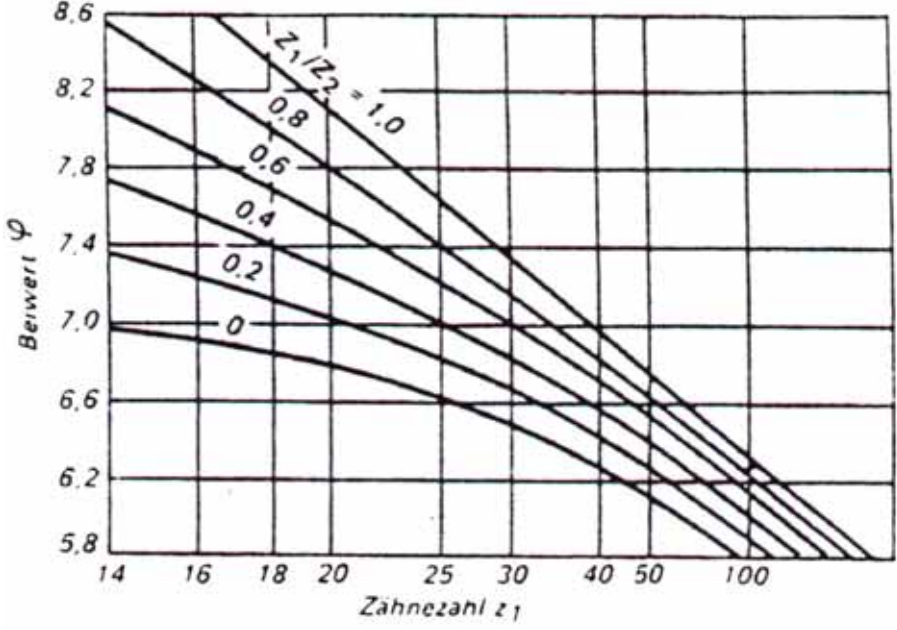


Bild 15: Beiwert psi zur Berechnung der Zahnverformung

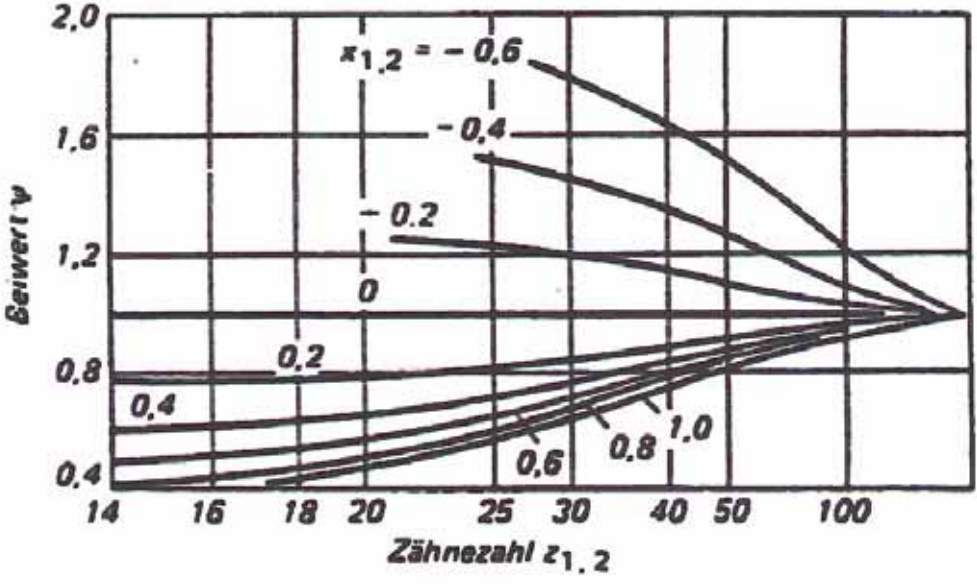


Bild 16: E-Modul von ZX-100K in Abhängigkeit der Temperatur [°C]

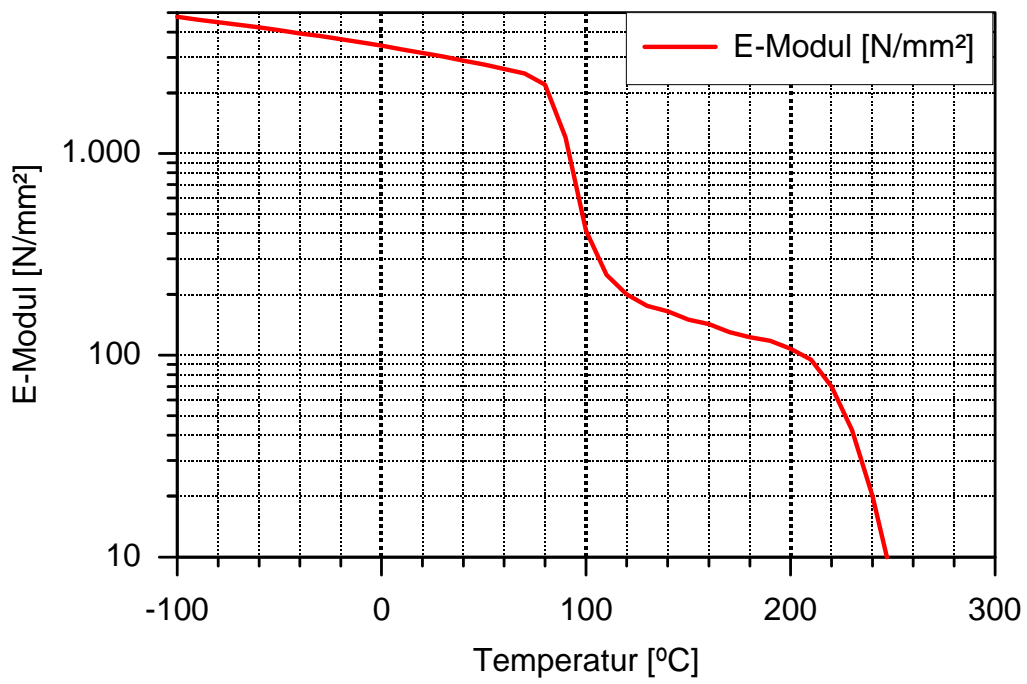


Bild 17: Verdrehflankenspiel in Abhängigkeit des Moduls

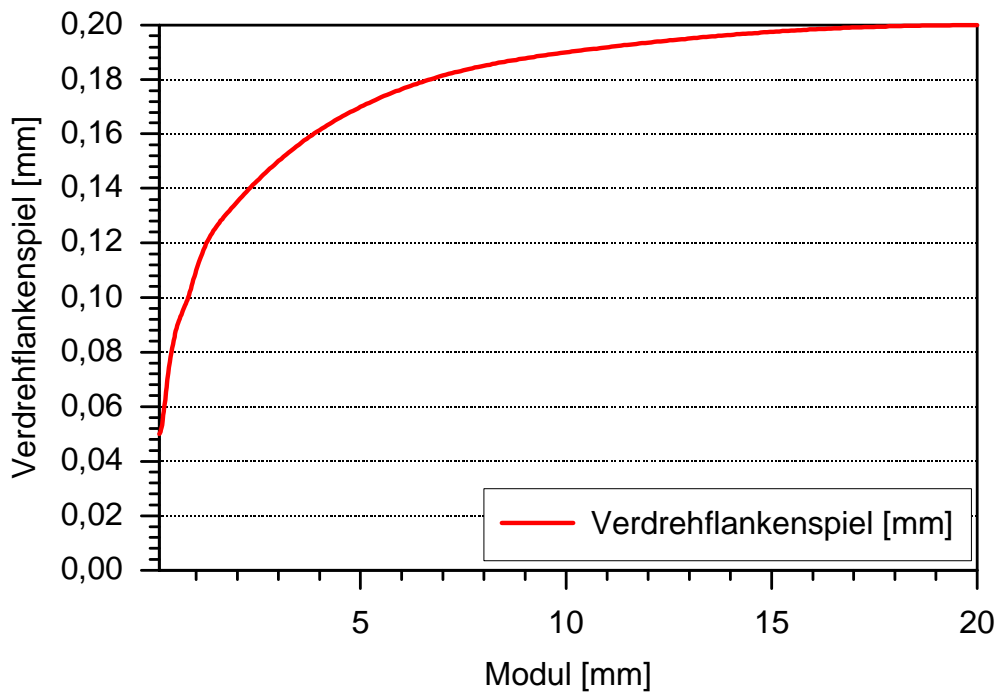


Bild18: Darstellung der mit Kunststoff belegten Strecke

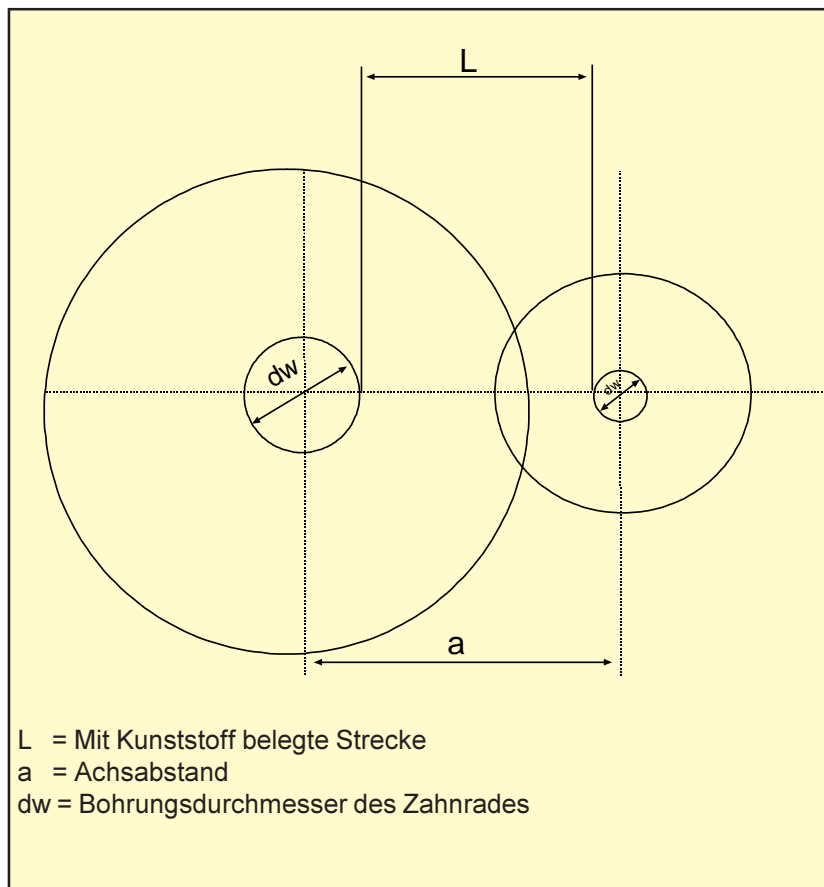
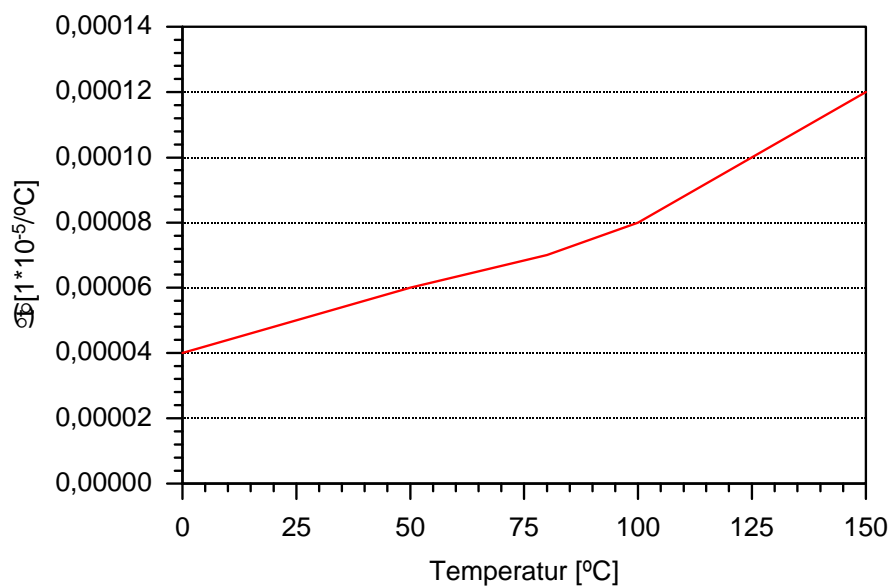


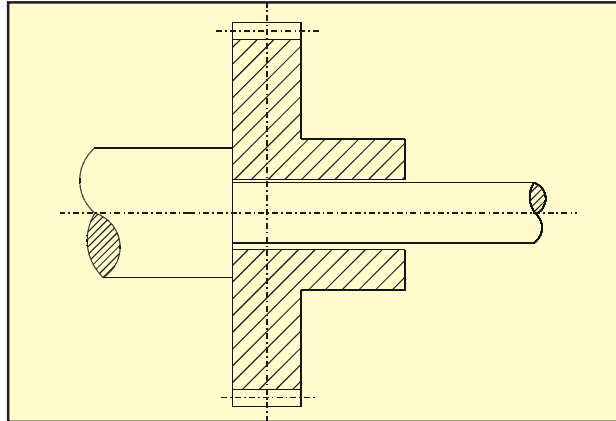
Bild19 : α_t in Abhängigkeit der Temperatur von ZX 100



6. Gestaltung der Stirnzahnräder aus ZX-100

6.1. Gestaltung ohne Kraftübertragung zwischen Zahnrad und Welle

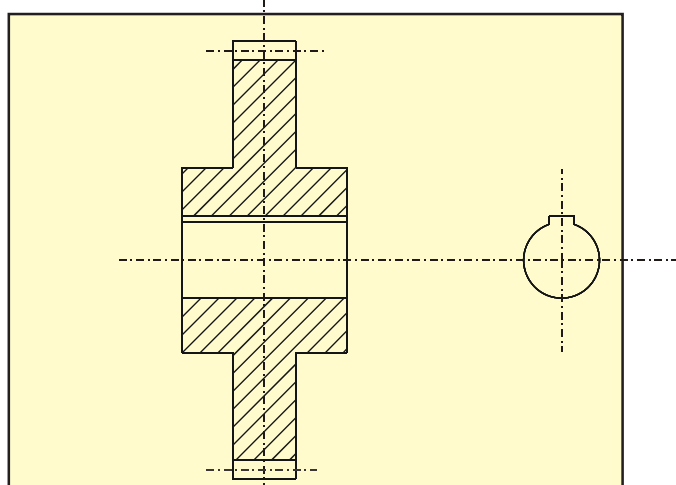
6.1.1. Gleitlagersitz



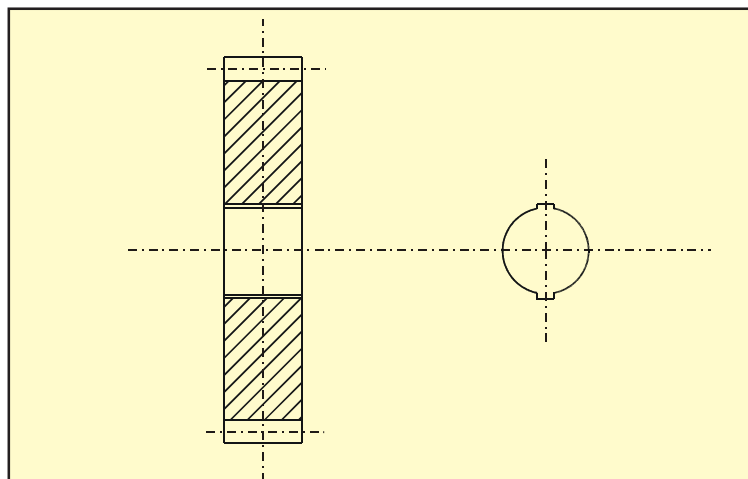
6.2. Gestaltung mit Kraftübertragung zwischen Welle und Zahnrad

6.2.1. Formschlüssige Verbindungsarten

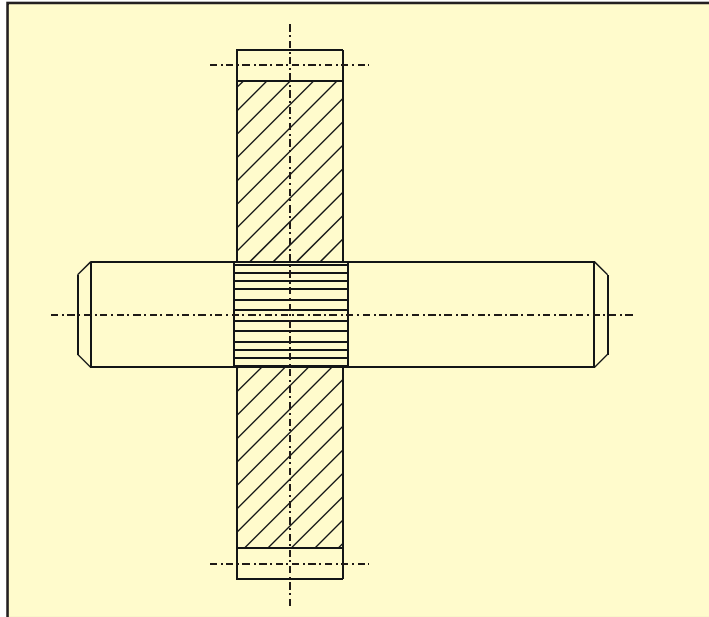
6.2.1.1. Verbindung durch Paßfeder und beidseitige Nabe



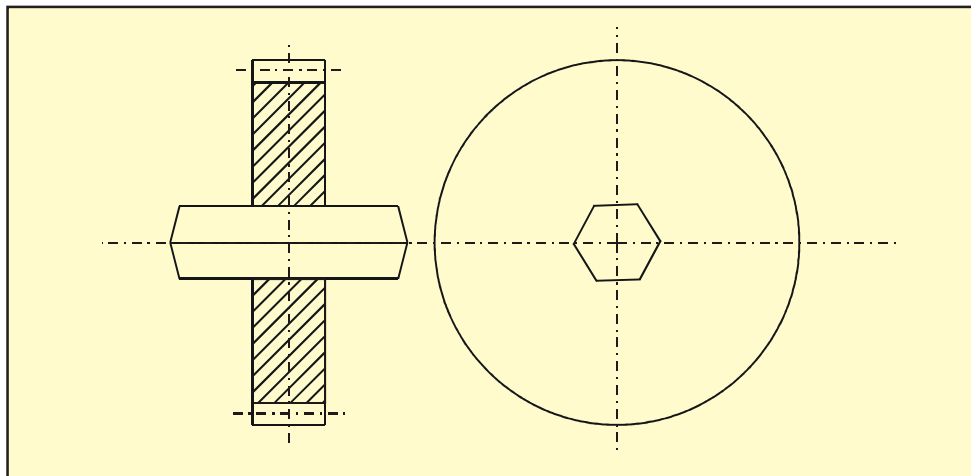
6.2.1.2. Verbindung durch zwei Paßfedern



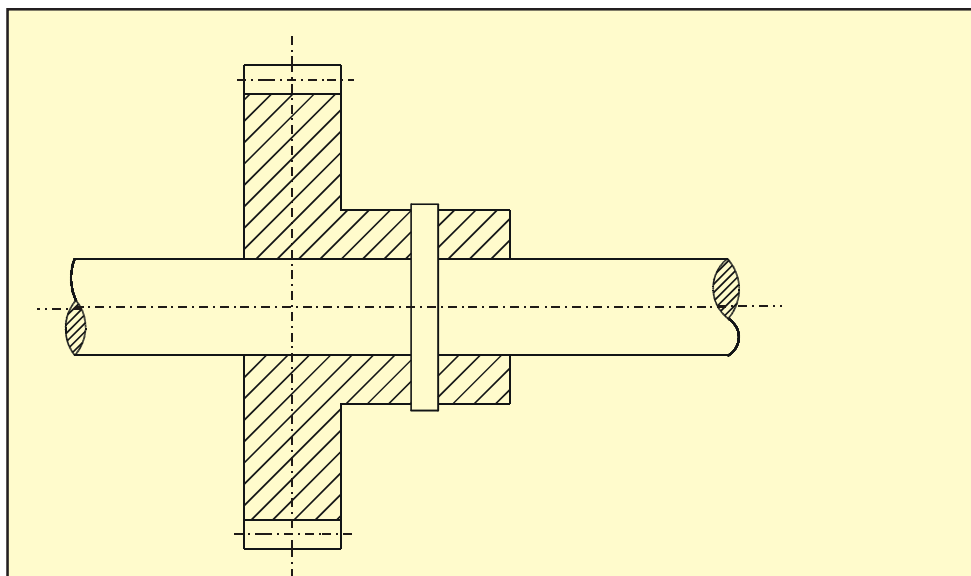
6.2.1.3. Verbindung durch Preßsitz auf einem Rändel oder einer Vielkeilwelle



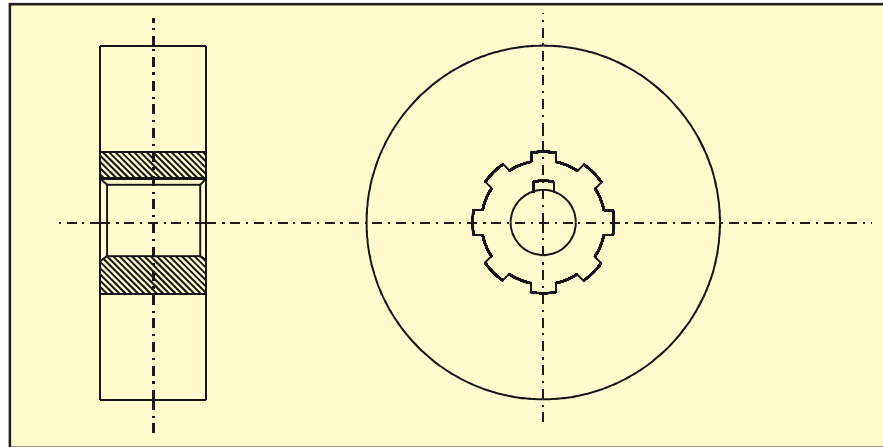
6.2.1.4. Verbindung durch eine Sechskantwelle



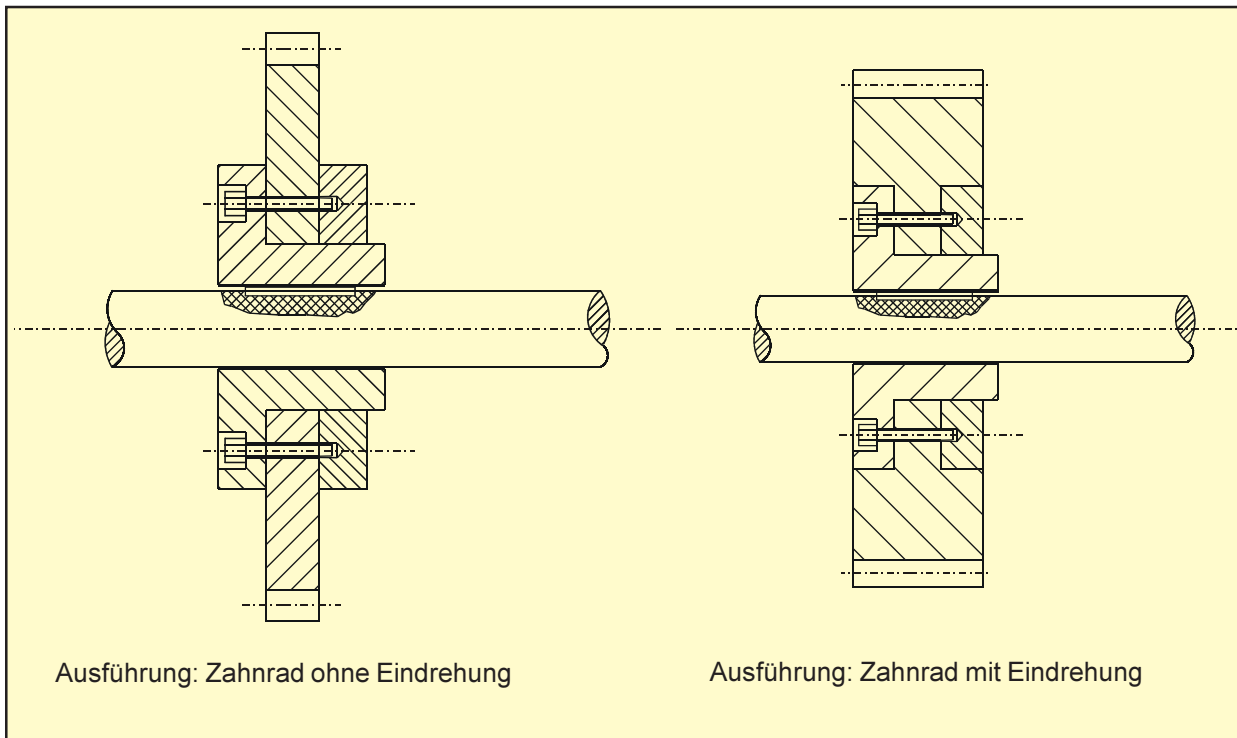
6.2.1.5. Verbindung durch Paßstift



6.2.1.6. Verbindung durch Metallnabe



6.2.1.7. Verbindung durch eine Stahlflansch



7. Berechnungsanleitung formschlüssiger Verbindungsarten zwischen Stirnrädern aus ZX-100 und einer Welle

7.1. Einführung

Die zulässige Belastung der Verbindung wird begrenzt durch die max. Flächenpressung auf den Zahnradwerkstoff. Die max. zul. Flächenpressung für ZX-100 ist der Abb.20 in Abhängigkeit der Zahnradtemperatur und der Lastwechselzahl zu entnehmen.

7.1.1. Verbindung zwischen Zahnrad und Welle durch eine oder zwei Paßfedern

Die auftretende Flächenpressung ergibt sich aus:

$$P = \frac{C_B \times T \times 1000}{\left\{ \frac{d}{2} + \frac{h'}{2} \right\} \times h' \times l' \times n \times \varphi} \leq p_{zul}$$

wobei:

C_B = Betriebsfaktor siehe Abb.23

T = Drehmoment in Nm

d = Bohrungsdurchmesser des Zahnrades in mm

h' = tragende Paßfederhöhe in mm

l' = tragende Paßfederlänge in mm (für die Nabennut gilt: $l' = l - b$)

l = Paßfederlänge in mm

b = Paßfederbreite in mm

n = Anzahl der Paßfedern pro Verbindung

p_{zul} = zulässige Flächenpressung in Abhängigkeit der Temperatur siehe Abb.20-22

ω = Korrekturfaktor für ungleichmäßiges Tragen für:

$$n = 1 \Rightarrow \varphi = 1$$

$$n = 2 \Rightarrow \varphi = 0,87$$

P = Flächenpressung in N/mm²

7.1.2. Verbindung zwischen Zahnrad und Welle durch eine Sechskantwelle

Die Flächenpressung ergibt sich aus:

$$P = \frac{455 \times T \times C_B}{1 \times Sw^2} \leq p_{zul}$$

wobei:

T = Drehmoment in Nm

C_B = Betriebsfaktor siehe Abb.23

l = tragende Länge der Sechskantwelle in mm

Sw = Schlüsselweite der Sechskantwelle in mm

p_{zul} = zulässige Flächenpressung aus Abb.20

P = Flächenpressung in N/mm²

7.1.3. Verbindung Zahnrad-Welle durch Paßstifte

Die auftretende Flächenpressung ergibt sich aus:

$$P = \frac{12000 \times T \times C_B}{D \times \pi \times (Da^2 - Di^2)} \leq p_{zul}$$

wobei:

- T = Drehmoment in Nm
- C_B = Betriebsfaktor siehe Abb.23
- D = Durchmesser des Paßstiftes in mm
- Da = Außendurchmesser der Zahnradnabe in mm
- Di = Innendurchmesser der Zahnradbohrung in mm
- p_{zul} = zulässige Flächenpressung aus Abb.20-22
- P = Flächenpressung in N/mm²

7.1.4. Verbindung Zahnrad-Welle durch Metallnabe

Die auftretende Flächenpressung ergibt sich aus:

$$P = \frac{C_B \times T \times 1000}{\left\{ \frac{d}{2} + \frac{h^f}{2} \right\} \times h^f \times l^f \times n \times \varphi} \leq p_{zul}$$

wobei:

- C_B = Betriebsfaktor siehe Abb.23
- T = Drehmoment in Nm
- d = Außendurchmesser der Metallnabe in mm
- h^f = Zahnhöhe der Metallnabe in mm
- l^f = Nabenbreite in mm
- n = Anzahl der Zähne der Metallnabe
- p_{zul} = zulässige Flächenpressung in Abhängigkeit der Temperatur siehe Abb.20-22
- P = Flächenpressung in N/mm²

7.1.5. Verbindung Zahnrad-Welle durch ein Stahlflansch

Die Flächenpressung ergibt sich aus:

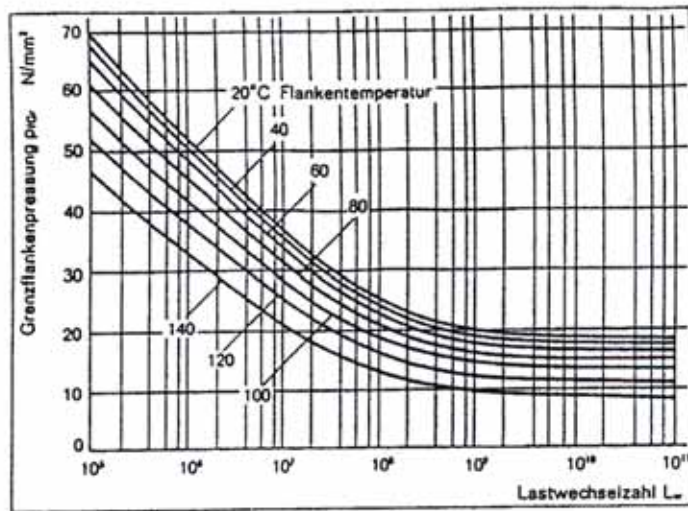
$$P = \frac{C_B \times T \times 1000}{r \times n \times t \times d} \leq p_{zul}$$

wobei:

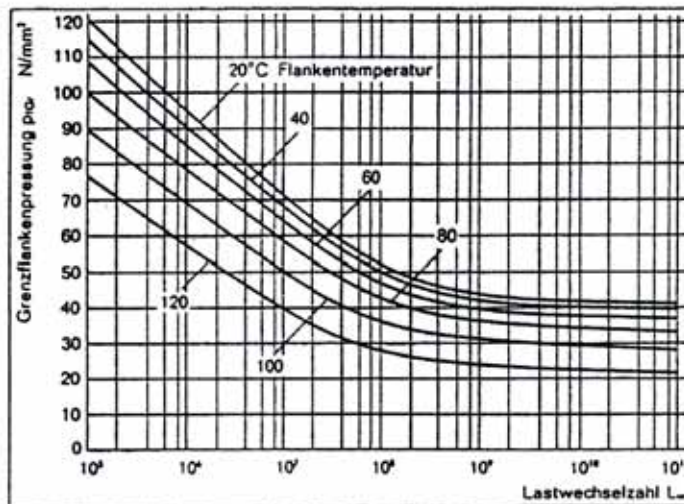
- C_B = Betriebsfaktor siehe Abb.23
- T = Drehmoment in Nm
- d = Durchmesser der Schrauben in mm
- r = Sitzradius der Schrauben in mm
- n = Anzahl der Schrauben
- t = Dicke des Zahnrades in mm
- p_{zul} = zulässige Flächenpressung in Abhängigkeit der Temperatur siehe Abb.20-22
- P = Flächenpressung in N/mm²

7.2. Diagramme zur Berechnung der Verbindung Zahnrad-Welle

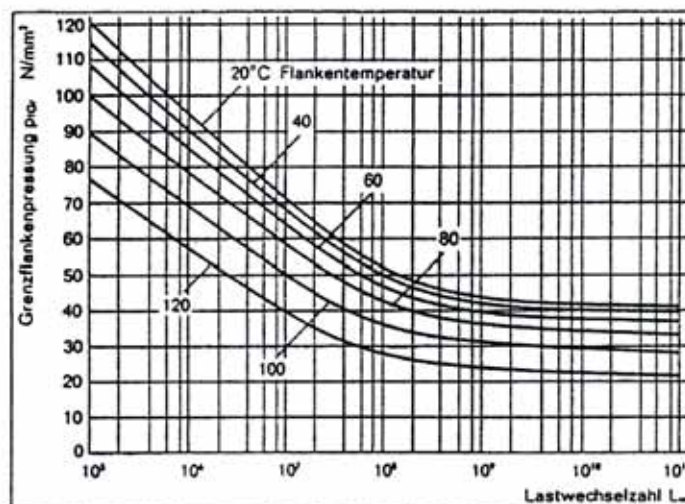
7.2.1. Bild 20: Grenzflankenpressung in Abhängigkeit von der Lastwechselzahl und der Temperatur bei Trockenlauf:



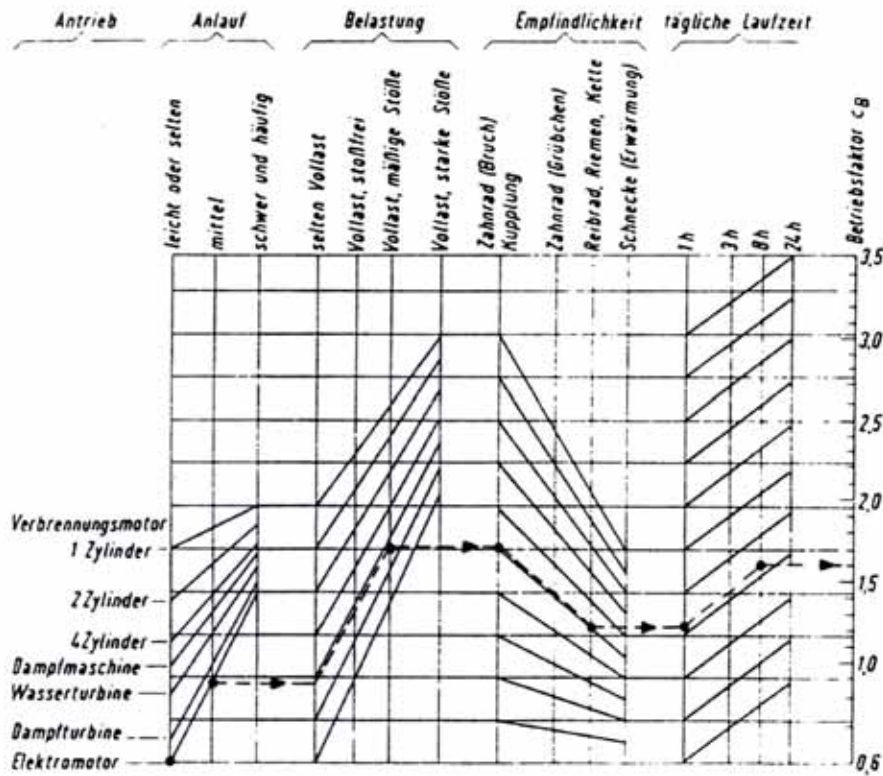
7.2.2. Bild 21: Grenzflankenpressung in Abhängigkeit von der Lastwechselzahl und der Temperatur bei Fettschmierung:



7.2.3. Bild 22: Grenzflankenpressung in Abhängigkeit von der Lastwechselzahl und der Temperatur bei Ölschmierung:



7.2.4. Bild 23: Betriebsfaktor C_B



Ablesebeispiel:

Antrieb durch Elektromotor; mittlere Anlaufverhältnisse; Vollast, mäßige Stöße; 8 h tägliche Laufzeit. Hierfür wird bei einem Kettentrieb der Betriebsfaktor $C_B = 1,6$

7.3. Berechnungsbeispiele

7.3.1. Berechnung einer Verbindung durch eine Paßfeder

Die Berechnung erfolgt nach folgender Formel:

$$P = \frac{C_B \times T \times 1000}{\left\{ \frac{d}{2} + \frac{h'}{2} \right\} \times h' \times l' \times n \times \varphi} \leq p_{zul}$$

wobei:

C_B = Betriebsfaktor siehe Abb.23

T = Drehmoment in Nm = 15

d = Bohrungsdurchmesser des Zahnrades in mm = 48

h' = tragende Paßfederhöhe in mm = 3,8

l' = tragende Paßfederhöhe in mm (für die Nabennut gilt: $l' = l - b$) = 49

l = Paßfederlänge in mm = 63

b = Paßfederbreite in mm = 14

n = Anzahl der Paßfedern pro Verbindung = 1

p_{zul} = zulässige Flächenpressung in Abhängigkeit der Temperatur siehe Abb.20-22 = bei 20°C, 10^9 Lastwechsel und Trockenlauf $p_{zul} = 20 \text{ N/mm}^2$

W = Korrekturfaktor für ungleichmäßiges Tragen für: $n = 1 \Rightarrow \varphi = 1$

P = Flächenpressung in N/mm^2

Nach dem Einsetzen ergibt sich:

$$P = \frac{1,6 \times 15 \times 1000}{\left\{ \frac{48}{2} + \frac{3,8}{2} \right\} \times 3,8 \times 49 \times 1 \times 1}$$

$P = 4,97 \text{ N/mm}^2 \leq p_{zul} \Rightarrow$ Die Verbindung ist ausreichend dimensioniert.

7.3.2. Berechnung einer Verbindung durch einen Stahlflansch

Die Berechnung erfolgt nach folgender Formel:

$$P = \frac{C_B \times T \times 1000}{r \times n \times t \times d} \leq p_{zul}$$

wobei:

C_B = Betriebsfaktor siehe Abb.23 = 1,6 aus Ablesebeispiel

T = Drehmoment in Nm = 150

d = Durchmesser der Schrauben in mm = 8

r = Sitzradius der Schrauben in mm = 60

n = Anzahl der Schrauben = 4

t = Dicke des Zahnrades in mm = 30

p_{zul} = zulässige Flächenpressung in Abhängigkeit der Temperatur siehe Abb.20-22= bei 20°C, 10^9 Lastwechsel und Trockenlauf $p_{zul} = 20 \text{ N/mm}^2$

P = Flächenpressung in N/mm^2

Nach dem Einsetzen ergibt sich:

$$P = \frac{1,6 \times 150 \times 1000}{60 \times 4 \times 30 \times 8} \leq p_{zul}$$

$P = 4,16 \text{ N/mm}^2 \leq p_{zul} \Rightarrow$ Die Verbindung ist ausreichend dimensioniert.

8. Anmerkung

Die Angaben in diesem Text entsprechen dem heutigen Stand der Technik, und sollen den Kunden bei der Anwendung der beschriebenen Materialien wertvolle Hinweise geben.

Wir garantieren keine Ergebnisse und übernehmen keine Verpflichtungen im Zusammenhang mit der Verwendung dieser Dokumentation. Sollte Material, das auch von uns als fehlerhaft anerkannt wird, zum Kunden gelangt sein, werden wir die Kosten des Materials, nicht aber weitere aus der Anwendung desselben entstehende Kosten übernehmen. Wir empfehlen deshalb, diese Materialien speziell auf die entsprechende Anwendung hin zu überprüfen.



Wolf Kunststoff Gleitlager GmbH

Heisenbergstr. 63-65
D-50169 Kerpen - Türrich
Telefon: +49 (0) 2237 / 97 49 - 0
Telefax: +49 (0) 2237 / 97 49 - 20
email: info@plasticbearings.com
<http://www.plasticbearings.com>

- **Beratung**
- **Entwicklung**
- **Problemlösungen**
- **Bauteilauslegung**
- **neue Kunststofflegierungen**
- **Herstellung von Serienteilen**
- **Prototypenfertigung**

Gleitlager aus Kunststoff