

# Zur geometrischen Profilform des Polygonprofils

Oft werden für die zeichnerische Darstellung des Polygonprofils Radien verwendet. Für die maschinelle Herstellung der Polygonprofile nach DIN-Norm sind Radien absolut falsch und unzulässig.

## Allgemeines zur Berechnung der Polygonprofile

Bei der Dimensionierung von Polygonwellen und -naben nach der Festigkeitslehre gelten die gleichen Grundsätze wie bei den herkömmlichen Keilverbindungen sowie die üblichen Gesetze der Festigkeitslehre.

Um möglichst rasch zu vernünftiger Dimensionierung zu gelangen, setzt der gewandte Konstrukteur überschlägig und freizügig nur einige wichtige Hauptabmessungen fest, um zum Schluss je nach Bedarf vorhandene Spannungen nachzurechnen.

## Berechnung der Polygonwellen

Für den Grobentwurf des Polygonwellendurchmessers wird meist nur mit der Drehbeanspruchung gerechnet.

Dafür gelten folgende Näherungsberechnungen:

Torsionsbeanspruchung:

$$M_t = W_p \cdot \tau \quad \text{wobei} \quad W_p \approx \frac{\pi \cdot D_i^3}{16}$$

$D_i$  = Profil-Innenkreisdurchmesser

Diese Formel gilt für P3G- und P4C-Profile.

## Berechnung der Polygonnabe

Bei der Dimensionierung der Nabe gelten folgende Grundsätze:

- bei der Drehmomentübertragung einer Polygonwelle auf die Nabe entsteht auf der Seite der Krafteinleitung eine Maximalspannung, d. h. auf der Seite, wo das Drehmoment durch die Welle eingeleitet wird.
- je grösser der Exzenter gewählt wird, desto kleiner ist die Nabenaufweitungskraft.
- das P4C-Profil besitzt prinzipiell eine kleinere Nabenaufweitungskraft als das P3G-Profil.

Konstruktive Folgen zur Verstärkung einer Nabe:  
z.B.

- Stege oder Radkränze auf der Seite der Drehmomenteinleitung anordnen.
- schwache Nabenelemente, die hoch belastet werden, nach Möglichkeit als P4C-Profil anstatt P3G-Profil ausbilden.
- Nabenwandstärke vergrössern.
- Härten der Nabenelemente nur bei absoluter Notwendigkeit.

Bei der überschlägigen Dimensionierung der Polygonnabe werden unter anderem folgende Werte ermittelt:

- Torsionsspannung
- effektive Nabenaufweitung
- effektive Nabenspannung

Die Torsionsspannung wird analog zur Welle mit dem Innenkreis des Profils berechnet.

Die effektive Nabenaufweitung und die effektive Nabenspannung werden mit Hilfe von Diagrammen näherungsweise ermittelt. Bei der P3G-Nabe wird im Diagramm mit dem mittleren Profildurchmesser  $D_m$  und der kleinsten Nabenwandstärke  $s$  gerechnet.

Bei der P4C-Nabe wird der Profilaussendurchmesser  $D_a$  sowie  $s$  benutzt.

## Berechnungsbeispiel einer Welle für den Grobentwurf

Annahmen:

Profil P4C 35x30/5,0

Material CK45: Streckgrenze  $\delta_f \approx 370 \text{ N/mm}^2$

$$\tau_{\max} \approx 0,7 \delta_f : \tau_{\max} \approx 260 \text{ N/mm}^2$$

Beanspruchung auf Biegung wird hier nicht berechnet.

Drehbeanspruchung:

$$\begin{aligned} M_{t\max} &= \tau_{\max} \cdot W_p \\ &= 260 \text{ N/mm}^2 \cdot \frac{\pi \cdot (30 \text{ mm})^3}{16} \approx 1377000 \text{ Nmm} \\ &\quad \text{oder } 1377 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Resultat:

Die Welle kann mit höchstens ca. 1300 Nm Drehmoment belastet werden, bevor sie sich zu verformen beginnt (ohne Sicherheitsfaktor, nur Drehbeanspruchung).

# Berechnungsbeispiel einer Nabe für den Grobentwurf

(für vorgehend berechnete Welle)

Vorgegeben:

Profil P4C 35x30/5,0

$$W_p \approx \frac{\pi \cdot (30 \text{ mm})^3}{16} \approx 5300 \text{ mm}^3$$

Annahmen:

Material Nabe ETG100: Streckgrenze  $\delta_f = 865 \text{ N/mm}^2$

$$\tau_f \text{ sei } 0,7 \cdot \delta_f \approx 600 \text{ N/mm}^2$$

grösstes Drehmoment  $M_{tmax} = 1300 \text{ Nm}$   
oder  $1300000 \text{ Nmm}$

kleinste Nabenwandstärke  $s = 6 \text{ mm}$   
Nabenbreite  $b = 40 \text{ mm}$   
Elastizitätsmodul  $E$  (ETG100)  $\approx 210000 \text{ N/mm}^2$

Berechnung:

Torsionsbeanspruchung (ohne Sicherheitsfaktor)

$$\tau_{max} = \frac{M_{tmax}}{W_p} = \frac{1300000 \text{ Nmm}}{5300 \text{ mm}^3} \quad \tau_{max} = 245 \text{ N/mm}^2 < \tau_f$$

effektive Nabenaufweitung (aus Diagrammen)

$$D_a (35 \text{ mm}) \quad \frac{s = 6 \text{ mm}}{\gamma_I \approx 1,5 \cdot 10^{-4} \frac{\mu\text{m}}{\text{N}}}$$

$$Y_{eff} = \frac{M_t}{b} \cdot \gamma_I = \frac{1300000 \text{ Nmm}}{40 \text{ mm}} \cdot 1,5 \cdot 10^{-4} \frac{\mu\text{m}}{\text{N}} \approx 5 \mu\text{m} \text{ oder } 0,005 \text{ mm}$$

effektive Nabenspannung

$$D_a (35 \text{ mm}) \quad \frac{s = 6 \text{ mm}}{\delta_I \approx 0,013 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2\text{N}}} \approx 420 \text{ N/mm}^2 < \delta_f$$

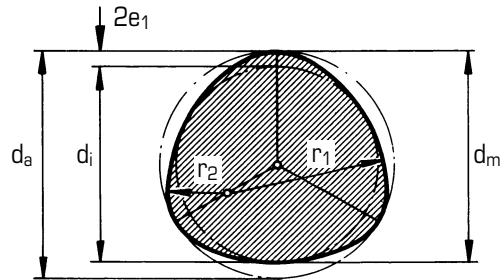
Resultat:

Die Nabe ist festigkeitsmässig genügend dimensioniert, die Nabenaufweitung ist mit ca. 0,005 mm noch im zulässigen Bereich.

# Das P3G-Profil, Grundlagen, genaue Berechnung, Tabellen

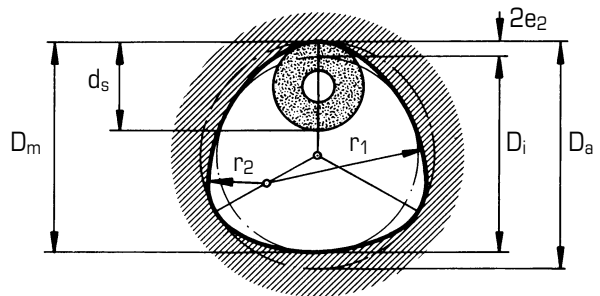
Es wird vorzugsweise angewendet, wenn das Nabenprofil geschliffen werden soll. Die P3G-Profile sind nicht geeignet für unter Drehmoment längs verschiebbare Verbindungen.

## A Polygonwellen-Profil P3G



Bezeichnung eines Polygonwellen-Profiles A P3G von Nenngrösse 40 mit Toleranzfeld g6 für  $d_m$ :  
Profil DIN 32711 – A P3G 40 g6/1,4

## B Polygonnaben-Profil P3G



Bezeichnung eines Polygonnaben-Profiles B P3G von Nenngrösse 40 mit Toleranzfeld H7 für  $D_m$ :  
Profil DIN 32711 – B P3G 40 H7/1,4

Für die zeichnerische Darstellung der Profile P3G ist anstelle der Zykloiden ausreichend:

$$r_1 = \frac{d_m}{2} + 6,5 e \text{ oder } \frac{D_m}{2} + 6,5 e$$

beziehungsweise

$$r_2 = \frac{d_m}{2} - 6,5 e \text{ oder } \frac{D_m}{2} - 6,5 e$$

Achtung:

Für die Herstellung sind diese Radien nicht zu verwenden.