

Bemessung von Gelenkwellen

Die Dimensionierung einer Gelenkwelle ist von einer Vielzahl von Einflüssen abhängig. Die nachstehenden Regeln führen zu einer überschlägigen Auswahl. Fragen Sie in Grenzfällen bei uns an. Eine Hilfe dazu bieten Ihnen die Fragebögen in Kapitel 13. Wir beraten Sie gerne.

8.1 Auswahl der Gelenkgröße für stationäre Antriebe

Lebensdauerbestimmendes Teil der Gelenkwelle ist in der Regel das Gelenklager. Deshalb erfolgt die Auswahl der Gelenkgröße zweckmäßigerweise nach dem übertragbaren Drehmoment der Lager. Der folgenden Berechnung liegt die normale Wälzlagerberechnung zugrunde, wobei man sich die oszillierende Bewegung durch eine umlaufende ersetzt denkt.

Das Maß für die Übertragungsfähigkeit der Lager ist die Gelenktragzahl $T = C \cdot R$, wobei C die dynamische Tragzahl des Lagers und R der Abstand der Lagermitte vom Gelenkmittelpunkt ist. Die Gelenktragzahl ist in dem Datenblatt für die Welle festgelegt. T_{erf} kann nach der folgenden Gleichung ermittelt werden. Sie gilt für gleichförmigen Betrieb, d. h., wenn das Drehmoment M_d während der Lebensdauer L_h bei der Drehzahl n und dem Beugungswinkel β auftritt.

$$T_{\text{erf}} = M \cdot K \cdot \frac{1}{2 \cdot \cos \beta} \cdot \left(\frac{L_{h_{\text{erf}}} \cdot n \cdot \beta}{46,8 \cdot 16667} \right)^{0,3} \text{ Nm}$$

T_{erf} = erforderliche Gelenktragzahl in Nm

K = Stoßfaktor - siehe Tabelle

β = Beugungswinkel des Gelenkes in° (Grad). Bei Winkeln $< 3^\circ$ ist stets $\beta = 3^\circ$ einzusetzen

M = zu übertragendes Drehmoment in Nm

$L_{h_{\text{erf}}}$ = erforderliche (gewünschte) Lebensdauer in h. Diese L_h werden 90% aller Wellen mindestens erreichen. Die mittl. L_h aller Wellen ist dann 5 mal so groß.

n = Drehzahl der Welle in min^{-1}

Stoßfaktoren

Antriebsaggregat	K mit elast. Kupplung	K ohne elast. Kupplung
E-Motoren	1	1
Motoren mit Wandler	1	1
Dieselmotoren 1-3 Zylinder	2	2,5
4 u. mehr Zylinder	1,5	2,0
Ottomotoren 1-3 Zylinder	1,5	2,0
4 u. mehr Zylinder	1,25	1,75
Kompressoren 1-3 Zylinder	1,25	1,75
4 u. mehr Zylinder	1,15	1,5

Beispiel:

Eine Arbeitsmaschine mit kleinem Massenträgheitsmoment, welche bei $n = 1450 \text{ min}^{-1}$ ein Drehmoment von 1 000 Nm aufnimmt, soll mit einer Welle, die unter einem Beugungswinkel von 7° läuft, durch einen Elektromotor angetrieben werden. Die Lebensdauer soll 2000 h betragen. Welche Gelenkgröße ist erforderlich?

Lösung:

Elektromotor und stoßfreie Arbeitsmaschine ergibt Stoßfaktor 1,0. Dann ist

$$T_{\text{erf}} = 1000 \cdot 1 \cdot \frac{1}{2 \cdot \cos 7^\circ} \cdot \left(\frac{2000 \cdot 1450 \cdot 7}{46,8 \cdot 16667} \right)^{0,3} = 1339 \text{ Nm}$$

Also ist T_{erf} mit 1339 Nm gefunden. Man wählt nun aus dem Datenblatt die Welle mit dem nächsthöheren Wert. Soll also beispielsweise eine Welle der Bauart 008 Verwendung finden, so wählt man die Bauart und Gelenkgröße 008 195 mit einer Gelenktragzahl von 1 460 Nm.

Für die gefundene Gelenkgröße wird nun geprüft, ob $\frac{M \cdot K}{\cos \beta} \leq M_{\text{max}}$

$$1000 \text{ Nm} \cdot 1,0 < 1460 \text{ Nm} \cdot \cos 7^\circ = 1449,1 \text{ Nm}.$$

Die Bedingung ist erfüllt, die Welle kann verwendet werden. Sie wird eine Lebensdauer erreichen von

$$L_h = L_{h \text{ erf}} \cdot \left(\frac{T}{T_{\text{erf}}} \right)^{3,33} = 2000 \text{ h} \cdot \left(\frac{1460 \text{ Nm}}{1339 \text{ Nm}} \right)^{3,33} = 2667 \text{ h}$$

In vielen Anwendungsfällen, insbesondere bei Fahrzeugen, ist das Moment, die Drehzahl und/oder der Beugungswinkel nicht konstant. Es muß dann versucht werden, Klassen zu bilden, denen Moment, Drehzahl und Beugungswinkel zugeordnet werden können und deren Zeitanteile zu ermitteln.

Für eine zunächst geschätzte Gelenkgröße werden dann für jede Klasse die Einzellebensdauern ermittelt:

$$L_{hn} = \left(\frac{2 \cdot T_{\text{vorh}} \cdot \cos \beta_n}{M_n \cdot K} \right)^{3,33} \cdot \frac{16667 \cdot 46,8}{n_n \cdot \beta} \text{ h}$$

Dabei bedeuten

- L_{hn} = Einzellebensdauer der Klassen n, wobei n = 1, 2, 3...n
- M_n = der Klasse n zugeordnetes Moment
- T_{vorh} = Gelenkleistungsfaktor der geschätzten Gelenkgröße
- n_n = der Klasse n zugeordnete Drehzahl
- β_n = der Klasse n zugeordneter Beugungswinkel

andere Bezeichnungen wie oben.

Aus den Einzellebensdauern wird die Gesamtlebensdauer wie folgt errechnet:

$$L = \frac{100\%}{\frac{q_1}{L_{h1}} + \frac{q_2}{L_{h2}} + \dots + \frac{q_n}{L_{hn}}}$$

wobei

q = Zeitanteile in %

$L_{h1} \dots L_{hn}$ = Einzellebensdauer in h.

8.2 Auswahl der Gelenkgröße für Fahrzeugantriebe

In diesem Absatz verwendete Formelzeichen:

- M_{FG} = Funktions-Grenzmoment (aus Datenblatt)
- M_x = Allgemeines Bemessungsmoment für eine Gelenkwelle
- M_A, M_B, M_C = Bemessungsmoment für Gelenkwellen A, B, C
- M_{mot} = Allgemeines anteiliges Motordrehmoment an der Gelenkwelle
- $M_{\text{mot max}}$ = Max. Motordrehmoment
- $M_{\text{Rad x}}$ = Allgemeines anteiliges Rad-Adhäsionsdrehmoment an der Gelenkwelle
- s = Gelenklager-Tragsicherheit = $1,5 < s < 2,0$
- k = Stoßfaktor (siehe Tabelle oben)
- μ_R = Reifenreibwert = $0,6 < \mu < 1,0$
- η = Allgemeiner Getriebewirkungsgrad
- η_G = Wirkungsgrad des Schaltgetriebes
- η_V = Wirkungsgrad des Verteilergetriebes

η_A	= Wirkungsgrad des Achstriebes
i_W	= Rechengröße für Wandlerübersetzung
i_{WF}	= Wandler-Festbremswandlung
$i_{G \max}$	= Schaltgetriebe max. Übersetzung (1. Gang)
$i_{G \min}$	= Schaltgetriebe min. Übersetzung (n. Gang)
$i_{V \max}$	= Verteilergetriebe Übersetzung (1. Gang)
$i_{V \min}$	= Verteilergetriebe Übersetzung (n. Gang)
i_A	= Achs-Übersetzung
V	= Motor-Drehmomenten-Verteilungsverhältnis $T_{\text{mot V}} / T_{\text{mot H}}$
R_{dyn}	= dynamischer Rollradius des Reifens
G_V	= Vorderachslast; Gesamt-Vorderachslast
G_{V1}	= Vorderachslast, 1. Achse
G_{V2}	= Vorderachslast, 2. Achse
G_H	= Hinterachslast; Gesamt-Hinterachslast
G_{H1}	= Hinterachslast, 1. Hinterachse
G_{H2}	= Hinterachslast, 2. Hinterachse

Das Funktions-Grenzmoment M_{FG} der Gelenkwellen ist in unseren Datenblättern enthalten. Dieses Moment kann kurzzeitig in begrenzter Lashäufigkeit bei 0° Gelenk-Beugewinkel von der Gelenkwelle übertragen werden.

Bei Gelenk-Beugewinkel von β° vermindert sich das Funktions-Grenzmoment um den Faktor $\cos \beta^\circ$.

Das Funktionsgrenzmoment M_{FG} muß hinreichend größer sein, als das Bemessungsmoment M_x .

$$M_{FG} \stackrel{V}{=} 1,5 \cdot M_x$$

Die Bemessungs-Momente M_x für die Gelenkwellen zwischen Motor und den Achsgetrieben errechnen sich aus den Momenten des vom Motor ankommenden Drehmomentes M_{motx} und des vom Rad her wirkenden Adhäsionsmomentes $M_{\text{Rad x}}$ in grober Näherung wie folgt:

$$M_x = \frac{1}{2} (M_{\text{motx}} + M_{\text{radx}})$$

Bei Gelenkwellen A zwischen Motor und Schaltgetriebe ist der Einfluß des hohen Drehzahl-Anteiles und der Motor-Stoßfaktor zu berücksichtigen.

Wenn ein Wandler eingebaut ist, sind einige Besonderheiten zu beachten:

Ist die Gelenkwelle zwischen Motor mit Wandler und Schaltgetriebe eingebaut, ist der Stoßfaktor $s = 1$ zu setzen. Befindet sich die Gelenkwelle zwischen Motor und Schaltgetriebe mit vorgeschaltetem Wandler, so ist die Einwirkung des Radmomentes = 0.

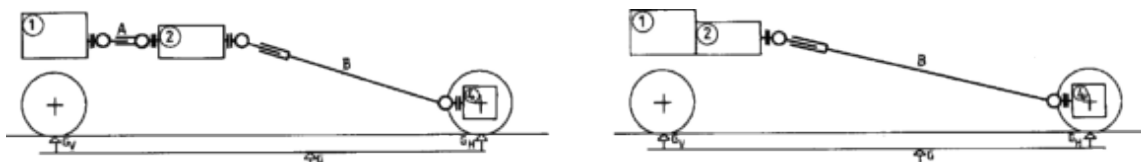
Wenn die Festbremswandlung $i_{WF} < 1,4$ ist, ist deren Einfluß zu vernachlässigen, somit $i_W = 1$.

Ist die Festbremswandlung $i_{WF} > 1,4$, ist deren Einfluß mit Faktor 0,76 zu berücksichtigen, somit

$$i_W = 0,76 \cdot i_{WF}$$

8.3 Auswahlschema für Gelenkwellen in Nutzfahrzeugen für den normalen Einsatz

Straßenfahrzeuge 4 x 2



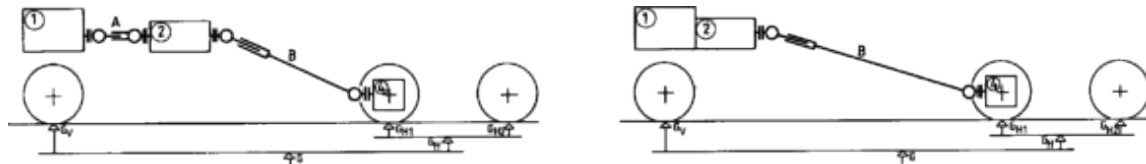
Auswahl-Drehmoment für Gelenkwelle A zwischen Motor 1 und Getriebe 2.

$$M_A = (M_{\text{mot max}} \cdot i_w \cdot s \cdot k + G_H \cdot R_{\text{dyn}} \cdot \mu_R \cdot \frac{1}{i_A \cdot i_{G\text{min}}} \cdot \eta_G \cdot \eta_A) \cdot \frac{1}{2}$$

Auswahlmoment für Gelenkwelle oder Gelenkwellenstrang B zwischen Getriebe 2 und Differential 4

$$M_B = (M_{\text{mot max}} \cdot i_w \cdot i_{G \text{ max}} \cdot \eta_G + G_H \cdot R_{\text{dyn}} \cdot \mu_R \cdot \frac{1}{i_A} \cdot \eta_A) \cdot \frac{1}{2}$$

Straßenfahrzeug 6 x 2



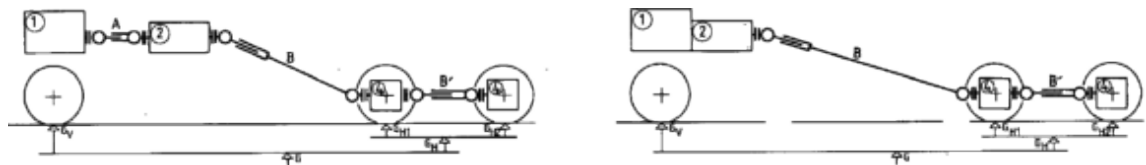
Auswahl-Drehmoment für Gelenkwelle A zwischen Motor 1 und Getriebe 2.

$$M_A = (M_{\text{mot max}} \cdot i_w \cdot s \cdot k + G_{H1} \cdot R_{\text{dyn}} \cdot \mu_R \cdot \frac{1}{i_A \cdot i_{G\text{min}}} \cdot \eta_G \cdot \eta_A) \cdot \frac{1}{2}$$

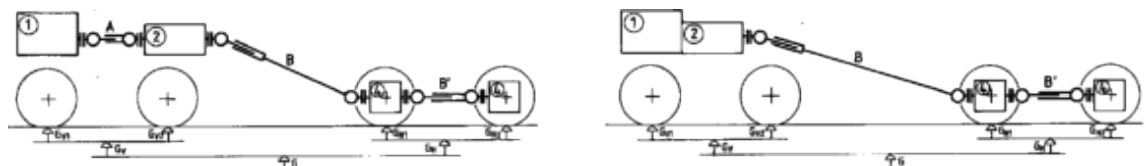
Auswahl-Drehmoment für Gelenkwelle oder Gelenkwellenstrang B zwischen Getriebe 2 und Differentialgetriebe 4

$$M_B = (M_{\text{mot max}} \cdot i_w \cdot i_{G \text{ max}} \cdot \eta_G + G_{H1} \cdot R_{\text{dyn}} \cdot \mu_R \cdot \frac{1}{i_A} \cdot \eta_A) \cdot \frac{1}{2}$$

Straßenfahrzeuge 6 x 4



und Straßenfahrzeuge 8 x 4



Auswahl-Drehmoment M_A für Gelenkwelle A zwischen Motor 1 und Getriebe 2

$$M_A = \left(M_{\text{mot max}} \cdot i_w \cdot s \cdot k + G_H \cdot R_{\text{yn}} \cdot \mu_R \cdot \frac{1}{i_A \cdot i_{G \text{ min}}} \cdot \eta_G \cdot \eta_A \right) \cdot \frac{1}{2}$$

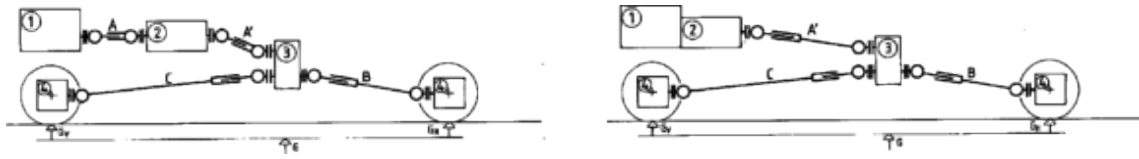
Auswahl-Drehmoment M_B für Gelenkwelle oder Gelenkwellenstrang B zwischen Getriebe 2 und Differentialgetriebe 4

$$M_B = \left(M_{\text{mot max}} \cdot i_w \cdot i_{G \text{ max}} \cdot \eta_G + G_H \cdot R_{\text{dyn}} \cdot \mu_R \cdot \frac{1}{i_A} \cdot \eta_A \right) \cdot \frac{1}{2}$$

Auswahl-Drehmoment für $M_{B'}$ für Gelenkwelle B zwischen den Differentialgetrieben 4

$$M_{B'} = \left(M_{\text{mot max}} \cdot i_w \cdot i_{G \text{ max}} \cdot \eta_G + G_{H2} \cdot R_{\text{dyn}} \cdot \mu_R \cdot \frac{1}{i_A} \cdot \eta_A \right) \cdot \frac{1}{2}$$

Allradfahrzeuge 4 x 4



Auswahldrehmoment M_A für Gelenkwelle A zwischen Motor 1 und Getriebe 2

$$M_A = \left(M_{\text{mot max}} \cdot i_w \cdot s \cdot k + G \cdot R_{\text{dyn}} \cdot \mu_R \cdot \frac{1}{i_A \cdot i_{G \text{ min}} \cdot i_V} \cdot \eta_A \cdot \eta_G \cdot \eta_V \right) \cdot \frac{1}{2}$$

Auswahldrehmoment $M_{A'}$ für Gelenkwelle A' zwischen Getriebe 2 und Verteilergetriebe 3

$$M_{A'} = \left(M_{\text{mot max}} \cdot i_w \cdot i_{G \text{ max}} \cdot \eta_G + G \cdot R_{\text{dyn}} \cdot \mu_R \cdot \frac{1}{i_A \cdot i_{V \text{ min}}} \cdot \eta_A \cdot \eta_V \right) \cdot \frac{1}{2}$$

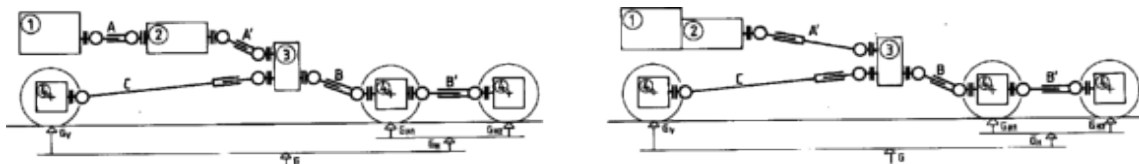
Auswahldrehmoment M_B für Gelenkwelle oder Gelenkwellenstrang B zwischen Verteilergetriebe 3 und Differentialgetriebe 4

$$M_B = \left(M_{\text{mot max}} \cdot i_w \cdot i_{G \text{ max}} \cdot i_{V \text{ max}} \cdot \eta_G \cdot \eta_V \cdot \frac{V}{1+V} + G_H \cdot R_{\text{dyn}} \cdot \mu_R \cdot \frac{1}{i_A} \cdot \eta_A \right) \cdot \frac{1}{2}$$

Auswahldrehmoment M_C für Gelenkwelle C zwischen Verteilergetriebe 3 und Differentialgetriebe 4

$$M_C = \left(M_{\text{mot max}} \cdot i_w \cdot i_{G \text{ max}} \cdot i_{V \text{ max}} \cdot \eta_G \cdot \eta_V \cdot \frac{1}{1+V} + G_V \cdot R_{\text{dyn}} \cdot \mu_R \cdot \frac{1}{i_A} \cdot \eta_A \right) \cdot \frac{1}{2}$$

Allradfahrzeuge 6 x 6



Auswahldrehmoment M_A für Gelenkwelle A zwischen Motor 1 und Getriebe 2

$$M_A = \left(M_{\text{mot max}} \cdot i_w \cdot s \cdot k + G \cdot R_{\text{dyn}} \cdot \mu_R \cdot \frac{1}{i_A \cdot i_{G \text{ min}} \cdot i_{V \text{ min}}} \cdot \eta_A \cdot \eta_G \cdot \eta_V \right) \cdot \frac{1}{2}$$

Auswahldrehmoment $M_{A'}$ für Gelenkwelle A' zwischen Getriebe 2 und Verteilergetriebe 3

$$M_{A'} = \left(M_{\text{mot max}} \cdot i_w \cdot i_{G \text{ max}} \cdot \eta_G + G \cdot R_{\text{dyn}} \cdot \mu_R \cdot \frac{1}{i_A \cdot i_{V \text{ min}}} \cdot \eta_A \cdot \eta_V \right) \cdot \frac{1}{2}$$

Auswahldrehmoment M_B für Gelenkwelle oder Gelenkwellenstrang B zwischen Verteilergetriebe 3 und Differentialgetriebe 4

$$M_B = \left(M_{\text{mot max}} \cdot i_w \cdot i_{G \text{ max}} \cdot i_{V \text{ max}} \cdot \eta_G \cdot \eta_V \cdot \frac{V}{1+V} + G_H \cdot R_{\text{dyn}} \cdot \mu_R \cdot \frac{1}{i_A} \cdot \eta_A \right) \cdot \frac{1}{2}$$

Auswahldrehmoment für $M_{B'}$ für Gelenkwelle B' zwischen den Differentialgetriebe 4

$$M_{B'} = \left(M_{\text{mot max}} \cdot i_w \cdot i_{G \text{ max}} \cdot i_{V \text{ max}} \cdot \eta_G \cdot \eta_V \cdot \frac{V}{1+V} \cdot \frac{1}{2} + G_{H2} \cdot R_{\text{dyn}} \cdot \mu_R \cdot \frac{1}{i_A} \cdot \eta_A \right) \cdot \frac{1}{2}$$

Auswahl Drehmoment M_C für Gelenkwelle C zwischen Verteilergetriebe 3 und Differentialgetriebe 4

$$M_C = \left(M_{\text{mot max}} \cdot i_w \cdot i_{G \text{ max}} \cdot i_{V \text{ max}} \cdot \eta_G \cdot \eta_V \cdot \frac{1}{1+V} + G_V \cdot R_{\text{dyn}} \cdot \mu_R \cdot \frac{1}{i_A} \cdot \eta_A \right) \cdot \frac{1}{2}$$

Mit dieser Auswahl lassen sich grobe Fehldimensionierungen vermeiden. Nicht berücksichtigt sind wichtige Einflüsse auf die Lebensdauer, wie Beugungswinkel, Drehzahl, Lastkollektiv, Schmutzeinwirkung, Temperatur usw. So ergibt beispielsweise die Halbierung des Beugungswinkels die doppelte Lebensdauer, wie auch aus 9.1 ersichtlich.

⚠ Verwenden Sie deshalb unseren Fragebogen in Kapitel 13. Mit den vorhandenen Rechenprogrammen empfehlen wir Ihnen die richtige Gelenkgröße.

8.4 Kritische Drehzahl

Die aufgrund der Bemessungsvorschrift 8.1; 8.2 oder 8.3 gefundene Gelenkwelle ist nun auf die biegekritische Drehzahl zu überprüfen.

Gelenkwellen werden im allgem. unterkritisch betrieben, d. h., ihre Betriebsdrehzahl liegt unter der kritischen Drehzahl. Die kritische Drehzahl für Gelenkwellen mit Stahlrohr wird nach der Gleichung

$$n_{\text{krit Rohr}} = 1,22 \cdot 10^8 \cdot \frac{1}{l_0^2} \cdot \sqrt{D^2 + d^2} \text{ min}^{-1}$$

berechnet, wobei D = Rohraußendurchmesser, d = Innendurchmesser und l_0 = freie Länge ist zwischen den Gelenken oder Zwischenlagern alles einzusetzen in mm.

Sind in Sonderausführung Gelenkwellen mit Stahl-Drehstab ausgeführt, so errechnet sich die kritische Drehzahl

$$n_{\text{krit Stab}} = 1,22 \cdot 10^8 \cdot \frac{D}{l_0^2} \text{ min}^{-1}$$

wobei D = Stabdurchmesser und l_0 = freie Länge ist; alles einzusetzen in mm.

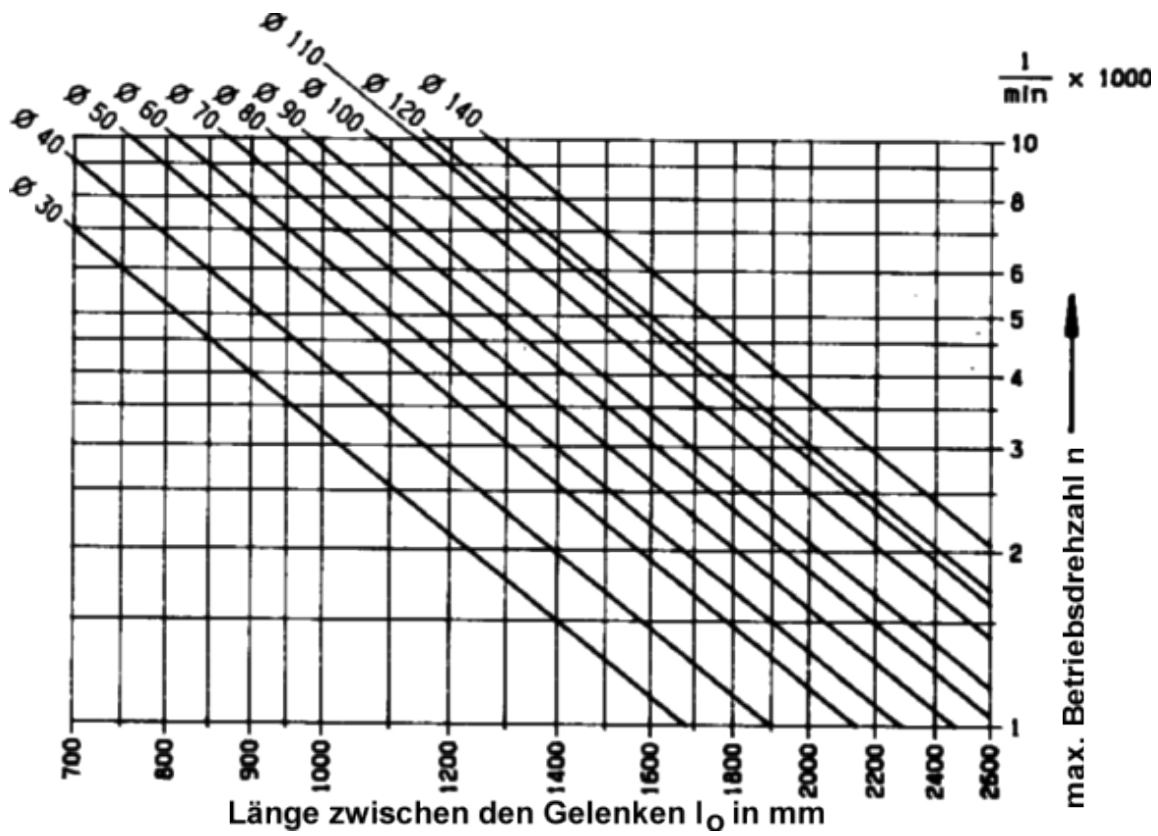
Diese Gleichungen gelten für das glatte Rohr bzw. den glatten Drehstab. Gelenkwellen erreichen durch Spiel in Lagern und im Schiebestück und zusätzliche Massen usw. nur etwa 80... 90% dieser Drehzahl. Da die max. Betriebsdrehzahl 10... 20% unter der kritischen Drehzahl liegen sollte, wählt man die Betriebsdrehzahl

$$n_{\text{Betrieb}} \stackrel{f_A}{=} 0,6 \dots 0,7 n_{\text{krit}}$$

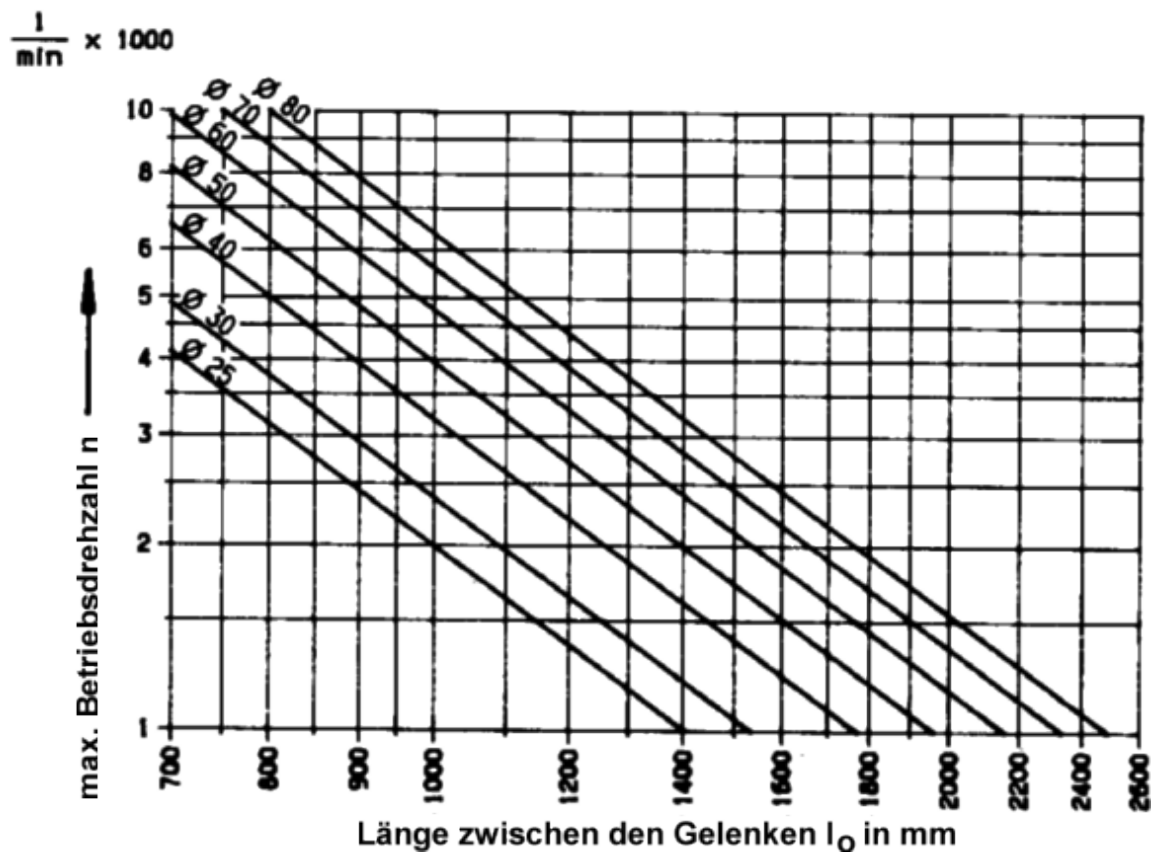
Die max. Betriebsdrehzahl kann auch nachstehendem Diagramm entnommen werden.

Bild 24

Gelenkwellen mit Stahlrohr



Gelenkwellen mit Stahl-Volldrehstab

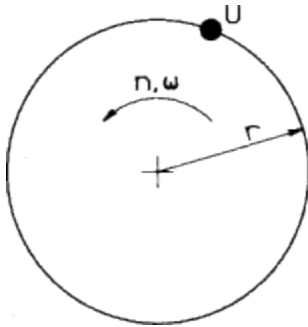


Ist die max. Betriebsdrehzahl nicht ausreichend, so muß ein größerer Rohrdurchmesser oder eine Strangausführung mit Zwischenlager eingesetzt werden.

8.5 Auswuchten von Gelenkwellen

Gelenkwellen für Fahrtriebe der Kraftfahrzeugindustrie sind dynamisch ausgewuchtet. Das Auswuchten ist der Gewichtsausgleich exzentrisch umlaufender Massen (Bild 25) in der Gelenkwelle zur Erzielung eines ruhigen Laufes und zur Reduzierung der Gelenkbelastung und der Lagerkräfte in den Anschluß-Aggregaten.

Bild 25



Definition der Unwucht:

Unwucht $U = u \cdot r$ in gmm,
wobei u = unausgeglichene Einzelmasse am Radius r

Schwerpunktverlagerung

$$\varepsilon = \frac{u \cdot r}{G} = \frac{U}{G} \text{ in gmm/kg,}$$

wobei G = Gewicht des auszuwuchtenden Teils

Sinnvolle Größen der zulässigen Unwuchten

Praktische Erfahrungen zeigen, daß mit zunehmender Drehzahl eine kleinere Schwerpunktverlagerung zugelassen werden darf. Es ist deshalb sinnvoll, das Produkt Drehzahl x Schwerpunktverlagerung als Maß für die zulässige Unwucht zu nehmen. Davon geht auch die DIN ISO 1940 "Anforderungen an die Auswuchtgüte starrer Rotoren" aus. In einer Tabelle sind dort für verschiedene Bauteile sogenannte "Gütestufen" angegeben, wobei man bei deren Festlegung davon ausgegangen ist, daß es nicht sinnvoll ist, die verschiedenartigen Wuchtkörper (Räder, Felgen, Radsätze, Kurbeltrieb-Einzelteile, Wellen etc.) einer geschlossenen Maschinengruppe, etwa eines Kraftfahrzeuges, nach sehr verschiedenen Gütestufen zu wuchten.

Entsprechend DIN ISO1940 soll für Gelenkwellen die Stufe G 40 ($\varepsilon \cdot \omega = 40$ mm/s) und für Gelenkwellen mit besonderen Anforderungen die Stufe G 16 ($\varepsilon \cdot \omega = 16$ mm/s) erreicht werden.

Wenn vom Kunden nichts anderes gewünscht wird, werden die Wellen bei max. Betriebszahl nach Gütestufe G 16 gewuchtet. Die zul. Restunwuchten sind aus nachstehender Gleichung zu ermitteln:

$$u = 99363 \cdot \frac{G}{n_{\text{Wucht}} \cdot d} \text{ in g pro Seite}$$

wobei:

u = zulässige unausgeglichene Einzelmasse pro Seite in g

G = Wellengewicht in kg

n_{Wucht} = Wuchtdrehzahl in min^{-1}

d = Rohrdurchmesser in mm

Beispiel: Welle mit 44 kg, $n_{\text{Wucht}} = 3500 \text{ min}^{-1}$

Rohr $\varnothing 90$:

$u = 99363 \cdot 44 / (3500 \cdot 90) = \underline{13,8 \text{ g}}$ unausgeglichene Einzelmasse pro Seite

Da bei wiederholtem Einspannen sich unterschiedliche Werte infolge von Spielen ergeben, entsprechen die Werte der Gleichung nur 65% des nach DIN ISO 1940 zulässigen Werts. Bei Prüfläufen mit erneutem Aufspannen sind dann

135% des in DIN ISO1940 enthaltenen Werts zulässig, also ca. der doppelte Wert aus der Gleichung.

8.6 Massenbeschleunigungsmomente - Einfluß von Drehzahl und Beugungswinkel

Um eine ausreichende Laufruhe der Gelenkwelle zu erreichen, darf das Massenbeschleunigungsmoment des Mittelteiles zwischen den Gelenken nicht zu groß sein. Das Massenbeschleunigungsmoment hängt vom Massenträgheitsmoment des Mittelteils, von der Drehzahl n und dem Beugungswinkel β der Gelenke ab. Die zulässige Größe des Massenbeschleunigungsmomentes steigt mit der Momenten-Übertragungsfähigkeit der Gelenke, d.h. mit zunehmendem Gelenkleistungsfaktor T nimmt das zulässige Massenbeschleunigungsmoment $M\mathcal{E}$ ebenfalls zu.

Für Gelenkwellen im Nutzfahrzeugbau beträgt je nach Anforderung, Einbauverhältnissen und Federmassesystem das spezifische

Massenbeschleunigungsmoment $M\mathcal{E}_{\text{spez.}} = 0,04$ bis $0,06$ Nm/Nm. Spielt die Schallabstrahlung eine Rolle (Omnibus usw.), muß das spezifische Massenbeschleunigungsmoment $M\mathcal{E}_{\text{spez.}}$ kleiner gewählt werden; sind Brummgeräusche von untergeordneter Bedeutung, kann $M\mathcal{E}_{\text{spez.}}$ größer gewählt werden.

Das spez. Massenbeschleunigungsmoment $M\mathcal{E}_{\text{spez.}}$ ist der Quotient aus dem Massenbeschleunigungsmoment des Mittelteiles und dem Gelenkleistungsfaktor T .

$$M\mathcal{E}_{\text{spez.}} = M\mathcal{E} / T$$

wobei $M\mathcal{E} = \mathcal{E} \cdot J_m$

und
$$\mathcal{E} = \left(\frac{n \cdot \pi}{30} \right)^2 \cdot \frac{\sin^2 \beta \cdot \cos \beta \cdot \sin 2\alpha}{(1 - \sin^2 \beta \cdot \sin^2 \alpha)} \text{ in } s^{-2}$$

mit β = Beugewinkel der Gelenke, α = Drehwinkel-Position der Gelenkwelle (\mathcal{E}_{max} bei $\alpha = 45^\circ$)
 n = Drehzahl der Gelenkwelle in min^{-1} und J_m = Massenträgheitsmoment des Gelenkwellenmittelteiles in Nm^2 .

Aus diesen Gleichungen wurde die nachstehende Tabelle errechnet, welche die max. $n \times \beta$ -Werte für Gelenkwellen einer mittleren Länge von 1,5 m als Richtwert angibt.

Gelenkgröße	n_{max} [min^{-1}]	$n \times \beta$ [$\text{min}^{-1} \cdot \text{Grad}$]
196	5500	28000
200	5500	34000
253	5000	24000
375	4800	21000
376	4800	19000
411	4600	19000
490	4400	17500
491	4500	17500
590	4000	16000
600	4200	18000
610	4000	17000
620	4000	16000
680	3800	15000
700	3700	16000
710	3600	14000

Inwieweit diese Werte überschritten werden können, hängt von den Anforderungen an die Laufruhe und vielen Randbedingungen ab. Bei günstigen Feder-Masse-Systemen können die Werte bis zu 50% überschritten werden.

8.7 Maßnahmen zur Steigerung der Laufruhe

Zur Verringerung der Geräuschabstrahlung (Getriebe- oder Achsgeräusche) kann die Gelenkwelle mit einem im Gelenkwellenrohr innen eingepreßten Papprohr versehen werden. Dieses dämpft die hohen Frequenzen wirkungsvoll.