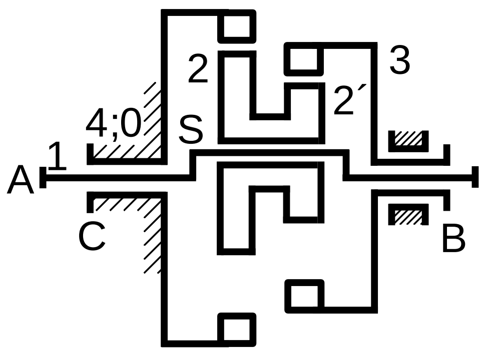
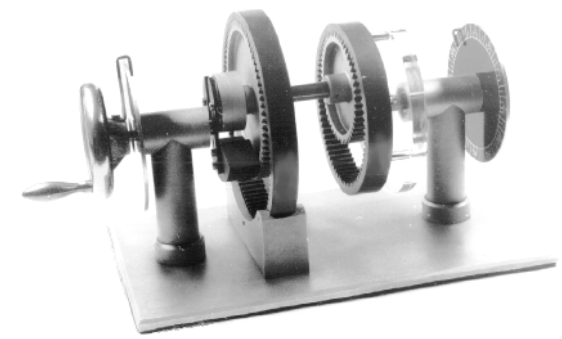
Exzentergetriebe 313

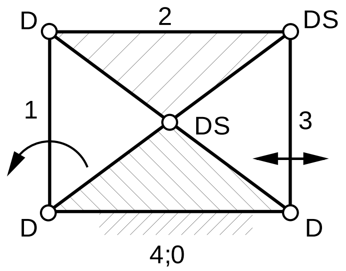
- Übertragungsgetriebe zur Umwandlung einer hohen Winkelgeschwindigkeit in eine niedrigere Winkelgeschwindigkeit
- Ebenes viergliedriges, rückkehrendes Planetengetriebe mit dem Laufgrad F = 1



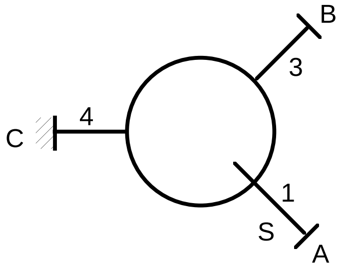
a)



b)



c)



d)

Bild 1. Exzentergetriebe
a) Kinematisches Schema
b) Getriebemodell
c) Strukturbild
d) Symbolische Darstellung

Symbole im Strukturbild:
D für Drehung **S** für Schiebung **W** für Schraubung (Windung) Antriebsgelenk; $\longleftrightarrow$ Abtriebsglied
Beispiel $\mathbf{D_2S}$: Gelenk mit dem Freiheitsgrad 3; 2 Drehungen, 1 Schiebung

Zugriffsmerkmale:

Anzahl der Antriebsgelenke	: 1, davon 1 am Gestell
Anzahl der Abtriebsglieder	: 1, davon 1 am Gestell
Anzahl der Glieder	: 4, davon 2 binär, 2 ternär
Anzahl der Gelenke	: 5, davon 3 Drehgelenke (D), 2 Gleitwälzgelenke (DS)

Abmessungen (in Längeneinheiten):
$r_1 = e = 2 \quad r_2 = 7 \quad r_{2'} = 5 \quad r_3 = 7 \quad r_4 = 9$

Erläuterung:
Bei dem vorliegenden Getriebe (**Bild 1**) handelt es sich um ein ebenes, viergliedriges, rückkehrendes Planetengetriebe mit koaxialer Lage der Anschlusswellen A und B. Hierbei wurde, ausgehend von einem fünfgliedrigen Überlagerungsgetriebe mit drei Anschlusswellen (Freiheitsgrad $F = 2$) die Zentralradwelle C und somit das innenverzahnte, große Zentralrad 4 festgesetzt. Der Antrieb erfolgt an der Anschlusswelle A mit dem Steg S, auf dem die beiden außenverzahnten Planetenräder 2 und 2′ als Doppelrad drehbar gelagert sind. Der Abtrieb erfolgt über das innenverzahnte Zentralrad 3 mit der Anschlusswelle B. Es ist somit ein Zweiwellengetriebe entstanden, das als reines Übersetzungsgetriebe Anwendung findet, der Freiheitsgrad ist $F = 1$.
Die Grundgleichung von Willis gibt allgemein mit Hilfe der Standgetriebeübersetzung i_0 (bei stillstehend gedachtem Steg) die Abhängigkeit zwischen den Winkelgeschwindigkeiten ω_A, ω_B, ω_C bzw. den entsprechenden Drehzahlen n_A, n_B, n_C für Überlagerungs- und Übersetzungsgetriebe an:

$$n_C = i_0\, n_B + (1 - i_0)\, n_S \quad . \tag{1}$$

Die Standübersetzung i_0 für dieses Getriebe ergibt sich zu

$$i_0 = \frac{n_4}{n_3} = \frac{r_2 r_3}{r_4 r_{2'}} \tag{2}$$

und die Gesamtübersetzung (Umlaufübersetzung i_{SB}) bei festgehaltenem Rad 4 und Antrieb am Steg zu

$$i_{SB} = \frac{n_S}{n_B} = \frac{i_0}{(i_0 - 1)} \quad . \tag{3}$$

An dieser Formel lässt sich leicht ablesen, dass die Gesamtübersetzung für Standübersetzungen $i_0 \approx 1$ sehr groß wird. Solche Standübersetzungen nahe eins ergeben sich durch kleine Zähnezahldifferenzen zwischen den Hohl- und Planetenrädern. Das bedeutet aber sehr geringe Durchmesserunterschiede dieser Räder und damit sehr kurze Steglängen. Der Steg wird deshalb in der Praxis sinnvollerweise als eine Exzenterwelle mit der Exzentrizität e ausgeführt. So lassen sich sehr kompakte Getriebe mit nur zwei Radebenen bauen, die auch als Exzentergetriebe bezeichnet werden.
Die praktische Anwendungsgrenze solcher Getriebe ist aber durch einen mit steigender Übersetzung stark abfallenden Gesamtwirkungsgrad gegeben. Die meisten Anwendungsfälle liegen infolge Nutzung wirtschaftlicher Wirkungsgradgrenzen bei Übersetzungen $i_{SB} < 200:1$. Je nach Aufgabenstellung ist bei diesen Übersetzungen dann das Wirkungsgradverhalten sorgfältig abzuklären.

Autor: Prof. Dr.-Ing. G. Dittrich
Vorveröffentlichung in [1] und Erstveröffentlichung im Internet am 30.05.2000

Wirkungsgradberechnung:

Der Gesamtwirkungsgrad η_{SB} des Exzentergetriebes wird aus dem Verhältnis von Abtriebs- zu Antriebswellenleistung ermittelt:

$$\eta_{SB} = -\frac{P_{ab}}{P_{an}} = -\frac{P_B}{P_S} = -\frac{M_B}{M_S}\frac{n_B}{n_S} = -\frac{M_B}{M_S}\frac{(i_0-1)}{i_0} \quad . \qquad (4)$$

Der Standgetriebewirkungsgrad η_0 ergibt sich als Produkt der Einzelwirkungsgrade aller im Räderzug des Standgetriebes liegenden wirksamen Verluststellen. Leistungsverluste entstehen durch Zahnreibung, Lagerreibung und Planschverluste im Getriebeöl. Die Zahnreibungsverluste werden durch den Einzelwirkungsgrad η_Z charakterisiert. Die Lagerreibungsverluste aller Lager fasst man im Einzelwirkungsgrad η_L zusammen, die Planschverluste im Einzelwirkungsgrad η_{Pl}. Der Standwirkungsgrad η_0 ergibt sich somit zu

$$\eta_0 = \eta_Z\,\eta_L\,\eta_{Pl} \quad . \qquad (5)$$

Der Einzelwirkungsgrad η_Z ist das Produkt aller einzelnen Verzahnungswirkungsgrade zweier im Eingriff befindlicher Zahnräder i und j, d.h. hier:

$$\eta_Z = \eta_{Z42}\,\eta_{Z2'3} \quad . \qquad (6)$$

Für Innen-/Außenverzahnungen kann man für die einzelnen Verzahnungswirkungsgrade überschlägig $\eta_{Zij} \approx 0{,}99$ annehmen. Für die weiteren Betrachtungen werden die Lagerreibungs- und Planschverluste vernachlässigt ($\eta_L = \eta_{Pl} \approx 1$).
Die Drehmomentsumme ($M_C + M_S + M_B = 0$) führt auf die Beziehung für das Drehmomentenverhältnis M_B/M_S:

$$\frac{M_B}{M_S} = -\frac{M_C}{M_S} - 1 = \frac{1}{1+\dfrac{M_B}{M_C}} - 1 \quad . \qquad (7)$$

Hier muss nun eine Fallunterscheidung nach dem inneren Leistungsfluss, also nach der Wälzleistungsflussrichtung für das in diese Gleichung einzusetzende Momentenverhältnis M_B/M_C beachtet werden. Ausgehend von einer Betrachtung des Standgetriebes mit den Anschlusswellen C und B, berechnet sich der Standwirkungsgrad η_0 für den Wälzleistungsfluss vom Hohlrad 4 zum Hohlrad 3 (4 => 3) zu

$$\eta_0 = -\frac{P_B}{P_C} = -\frac{M_B}{M_C}\frac{n_B}{n_C} = -\frac{M_B}{M_C}\frac{1}{i_0} \quad , \qquad (8)$$

es ist also

$$\frac{M_B}{M_C} = -\eta_0 i_0 \quad . \qquad (9)$$

Mit dem Drehmomentenverhältnis nach Gl.(7)

$$\frac{M_B}{M_S} = \frac{1}{1-\eta_0 i_0} - 1 = \frac{\eta_0 i_0}{1-\eta_0 i_0} \qquad (10)$$

ergibt sich der Gesamtwirkungsgrad η_{SB} aus Gl.(4) zu

$$\eta_{SB} = \frac{\eta_0 i_0}{\eta_0 i_0 - 1}\cdot\frac{i_0-1}{i_0} = \frac{i_0-1}{i_0-\dfrac{1}{\eta_0}} \quad . \qquad (11)$$

In Analogie berechnet sich der Standwirkungsgrad η_0 für den Wälzleistungsfluss 3 => 4 zu

$$\eta_0 = -\frac{P_C}{P_B} = -\frac{M_C}{M_B}\frac{n_C}{n_B} = -\frac{M_C}{M_B} i_0 \quad . \qquad (12)$$

Daraus folgt

$$\frac{M_B}{M_C} = -\frac{i_0}{\eta_0} \quad , \qquad (13)$$

$$\frac{M_B}{M_S} = \frac{1}{1-\dfrac{i_0}{\eta_0}} - 1 = \frac{i_0}{\eta_0 - i_0} \quad . \qquad (14)$$

Damit lautet die zweite Gleichung für den Gesamtwirkungsgrad η_{SB} nach Gl.(4):

$$\eta_{SB} = \frac{-i_0}{\eta_0 - i_0}\cdot\frac{i_0-1}{i_0} = \frac{i_0-1}{i_0-\eta_0} \quad . \qquad (15)$$

Der Wälzleistungsfluss kann nun mit Hilfe des Leistungsverhältnisses L ermittelt werden. Ins Verhältnis gesetzt werden hier am Abtrieb die Wellenleistung P_B und die Wälzleistung $P_{w2'3}$:

$$L = \frac{P_B}{P_{w2'3}} = \frac{M_B n_3}{M_B(n_3 - n_S)} = \frac{n_3}{n_3 - n_S} \quad . \qquad (16)$$

Durch Erweiterung des Bruches mit $1/n_3$ folgt

$$L = \frac{1}{1-\dfrac{n_S}{n_3}} = \frac{1}{1-\dfrac{n_S}{n_B}} \quad . \qquad (17)$$

Mit Gl.(3) folgt daraus

$$L = \frac{1}{1-i_{SB}} = 1 - i_0 \quad . \qquad (18)$$

Für Standübersetzungen $0 < i_0 < 1$ ist L positiv. Da das Leistungsverhältnis für die Abtriebsseite mit der definitionsgemäß negativen Abtriebsleistung aufgestellt worden ist, folgt daraus, dass die Wälzleistung $P_{w2'3}$ zwangsläufig negativ sein muss. Es muss also bei positivem Leistungsverhältnis L die Wälzleistung vom Hohlrad 4 zum Hohlrad 3 fließen. Für diesen Standübersetzungsbereich kommt daher Gl.(11) zur Anwendung. Ist die Standübersetzung $i_0 > 1$, so wird das Leistungsverhältnis L negativ, d.h. die Wälzleistung $P_{w2'3}$ ist positiv. Der Wälzleistungsfluss geht vom Hohlrad 3 zum Hohlrad 4. Es findet Gl.(15) Verwendung.

Beispiel:

Die Standübersetzung i_0 für das in Bild 1 gezeigte Exzentergetriebe berechnet sich nach Gl.(2) zu

$$i_0 = \frac{r_2 r_3}{r_4 r_{2'}} = \frac{7\cdot 7}{9\cdot 5} = 1{,}0\overline{8} \quad .$$

Man erhält dann nach Gl.(3) folgende Gesamtübersetzung:

$$i_{SB} = 12{,}25 \quad .$$

Mit der Standübersetzung $i_0 = 1{,}0\overline{8} > 1$ und dem Standwirkungsgrad $\eta_0 = 0{,}9801$ nach den Gln.(5) und (6) berechnet sich der Gesamtwirkungsgrad η_{SB} nach Gl.(15) zu

$$\eta_{SB} = \frac{1{,}0\overline{8} - 1}{1{,}0\overline{8} - 0{,}9801} = 0{,}817 \quad .$$

Literatur:

[1] Dittrich, G., Müller, J.: Exzentergetriebe. Der Konstrukteur 22 (1991) Nr. 11, S. 21/22.

[2] VDI-EKV (Hrsg.): Richtlinie VDI 2157: Planetengetriebe; Begriffe, Symbole, Berechnungsgrundlagen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1978

[3] Böge, A.: Die Mechanik der Planetengetriebe. Braunschweig, Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft, 1980.

[4] Klein, B.: Übertragungseigenschaften feinwerktechnischer Zahnradgetriebe. Antriebstechnik 19 (1980) Nr. 4, S. 177/184.

[5] Loomann, J.: Zahnradgetriebe. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 1988.