

Grundlagen der Umlaufrädergetriebe und ihre Anwendung in der modernen Landtechnik (II)

Thema

Dr.-Ing. K. Queitsch, KDT
Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg

Autor

3.3. Leistungsbilanz und Wirkungsgrad am UG

3.3.1. Äußere Leistungen am UG

Für die Leistungsberechnung gelten Gl. (22) und das Energieerhaltungsgesetz. Auch hier werden die Getriebeverluste zur Herleitung der Gesetzmäßigkeiten der Leistungsübertragung im UG zunächst vernachlässigt. Es gilt:

$$P_2 + P_4 + P_5 = 0 \quad (31)$$

Diese Beziehung läßt sich beweisen, indem in Gl. (12) die Momentenverhältnisse nach den Gln. (27) mit $-s = M_4/M_2$ und (29) mit $M_5/M_2 = s - 1$ eingesetzt werden. Durch Multiplikation mit -1 ergibt sich

$$n_{21} + \frac{M_4}{M_2} n_{41} + \frac{M_5}{M_2} n_{51} = 0.$$

Mit M_2 und 2π multipliziert, zeigt sich, daß das Ergebnis unter Berücksichtigung von Gl. (22) mit Gl. (31) identisch ist.

Analog zu den Momentenverhältnissen nach den Gln. (27) bis (29) interessieren ebenfalls die Verhältnisse der Leistungen P_2/P_4 , P_4/P_5 und P_2/P_5 .

Im Zweiwellenbetrieb ist die Leistung der jeweils gestellfesten Welle gleich Null. Dafür läßt sich nur ein Leistungsverhältnis aufstellen, beispielsweise

$$\frac{P_4}{P_5} = -1 \quad (32)$$

bei $P_2 = 0$ (Sonnenrad gestellfest)

$$\frac{P_2}{P_5} = -1 \quad (33)$$

bei $P_4 = 0$ (Hohlrad gestellfest)

$$\frac{P_2}{P_4} = -1 \quad (34)$$

bei $P_5 = 0$ (Steg gestellfest).

Im Dreiwellenbetrieb ergeben sich drei Leistungsverhältnisse wie folgt:

$$\frac{P_2}{P_4} = \frac{M_2 n_{21}}{M_4 n_{41}} = -\frac{1}{s} \frac{n_{21}}{n_{41}}$$

$$\frac{P_4}{P_5} = \frac{M_4 n_{41}}{M_5 n_{51}} = \frac{1}{1-s} \frac{n_{41}}{n_{51}}$$

$$\frac{P_2}{P_5} = \frac{M_2 n_{21}}{M_5 n_{51}} = \frac{1}{s-1} \frac{n_{21}}{n_{51}}$$

Da die äußeren Drehzahlen nach Gl. (12) ebenfalls über das Standübersetzungsverhältnis s in einer festen Beziehung stehen, ergeben sich für die Verhältnisleichungen der Leistungen Ausdrücke in Abhängigkeit von s und einem gewählten Drehzahlverhältnis

$$x = n_{21}/n_{41}. \quad (35)$$

Es ist dann

$$\frac{P_2}{P_4} = -\frac{x}{s}. \quad (36)$$

Mit

$$\frac{n_{41}}{n_{51}} = \frac{1-s}{x-s}$$

[aus Gl. (12) durch n_{41} dividiert und Gl. (35) eingesetzt] ist

Tafel 2. Leistungsverzweigungen am UG

Summenwelle	Antriebsleistung	Abtriebs-Teilleistungen	Antriebs-Teilleistungen	Abtriebsleistung
2	P_2	$-P_4 - P_5$	$+P_4 + P_5$	$-P_2$
4	P_4	$-P_2 - P_5$	$+P_2 + P_5$	$-P_4$
5	P_5	$-P_2 - P_4$	$+P_2 + P_4$	$-P_5$

$$\frac{P_4}{P_5} = \frac{s}{x-s}; \quad (37)$$

und mit

$$\frac{n_{21}}{n_{51}} = \frac{-x(1-s)}{x-s} \text{ ist}$$

$$\frac{P_2}{P_5} = \frac{x}{s-x}. \quad (38)$$

Aus Gl. (31) lassen sich noch weitere Überlegungen ableiten, wenn man besonders das Vorzeichen berücksichtigt. Sind Drehmoment und Drehzahl an einer Welle gleichgerichtet, d. h. deren Vorzeichen sind gleich, dann ist die Leistung eine Antriebsleistung, die stets mit positivem Vorzeichen versehen ist. Im anderen Fall ist die negative Leistung eine Abtriebsleistung. Danach kann eine Aufschlüsselung der Leistungen entsprechend Tafel 2 vorgenommen werden.

Leistungssummenwelle ist immer die mit der Summe der Teilleistungen belastete Welle. Die Wellen, die Teilleistungen übertragen, werden auch Leistungsdifferenzwellen genannt. Leitet man aus Tafel 2 die Vorzeichen der Verhältnisse der Leistungen ab, so ist zu erkennen, daß die Verhältnisse der Leistungen von Differenzwellen untereinander immer positiv und die Verhältnisse der Leistungen zwischen Summenwelle und einer Differenzwelle immer negativ sind. Daraus ergeben sich in Abhängigkeit von s entsprechende Werte für das Drehzahlverhältnis x . Für $x = 1$ bestätigt sich der Sonderfall mit $n_{21} = n_{41}$; die Verhältnisse der Wellenleistungen werden gleich denen der Momente, und nach Gl. (12) ist dann auch $n_{51} = n_{21} = n_{41}$, das UG arbeitet dann als Kupplung. Wird $x = s$ gewählt, dann kommt die Stegwelle zum Stillstand, da $P_2/P_4 = -1$ [s. Gl. (34)] oder $P_2 = -P_4$, und da $P_5/P_2 = P_5/P_4 = 0$ ist, muß $P_5 = 0$ und $n_{51} = 0$ sein. In diesem Sonderfall braucht die Stegwelle nicht festgehalten zu werden.

3.3.2. Innere Leistungen am UG

Die bisher betrachteten Wellenleistungen sind äußere Leistungen. Innere Leistungen treten als Wälz- und Kupplungsleistungen auf, die auf Gleichgewichtszustände mit den äußeren Leistungen zu untersuchen sind.

Die Wälzleistung P_w ist eine innere Leistung, die beim Abwälzen der Zahnräder übertragen wird. Der Steg 5 selbst hat keine Verzahnung und kann demnach keine Wälzleistung übertragen. Eine Übertragung von Wälzleistungen kann nur zwischen den Zentralwellen 2 und 4 stattfinden, die miteinander im Gleichgewicht stehen nach

$$P_{w2} + P_{w4} = 0. \quad (39)$$

Wälzleistungen treten dann auf, wenn die Zahnräder der Zentralwellen eine Relativbewegung gegenüber dem Steg 5 ausführen, d. h., wenn die Verzahnungen aufeinander abwälzen. Die Wälzleistungen lassen sich dann aus den Relatvdrehzahlen und den an den Wellen wirkenden Momenten berechnen. Es gilt:

$$P_{w2} = M_2 \cdot 2\pi n_{25} \quad (40)$$

$$P_{w4} = M_4 \cdot 2\pi n_{45}. \quad (41)$$

Bei $n_{51} = 0$ wird entsprechend Gl. (39) nur Wälzleistung übertragen. Überlagert man nun im Getriebe eine zusätzliche Drehzahl n_{51} , dann ändern sich zwar die absoluten Drehzahlen der äußeren Wellen, die Relativedrehzahlen gegenüber dem Steg 5 bleiben jedoch gleich. Bei gleicher Momentenbelastung ändern sich die Wälzleistungen nicht. Der durch die Überlagerungsdrehzahl n_{51} zusätzlich zu übertragende Leistungsanteil wird **Kupplungsleistung** P_k genannt. Er wird wie bei einer Zahnkupplung als innere Leistung übertragen und ist den Zentralwellen 2 und 4 zugeordnet nach den Beziehungen

$$P_{k2} = M_2 \cdot 2\pi n_{51} \quad (42)$$

$$P_{k4} = M_4 \cdot 2\pi n_{51}. \quad (43)$$

Die äußere Leistung an der Welle 2 ist

$$P_2 = M_2 \cdot 2\pi n_{21}.$$

Nach Gl. (13) ist $n_{21} = n_{51} + n_{25}$, also ist

$$P_2 = M_2 \cdot 2\pi (n_{51} + n_{25}) = M_2 \cdot 2\pi n_{51} + M_2 \cdot 2\pi n_{25}.$$

Danach gilt

$$P_2 = P_{k2} + P_{w2} \quad (44)$$

und für

$$P_4 = P_{k4} + P_{w4}. \quad (45)$$

Nach Gl. (31) gilt für

$$P_5 = -(P_2 + P_4) = -(P_{w2} + P_{k2} + P_{w4} + P_{k4})$$

und mit Gl. (39) ist

$$P_5 = -(P_{k2} + P_{k4}). \quad (46)$$

Welle 5 überträgt also die negative Summe der Kupplungsleistungen der Wellen 2 und 4.

3.3.3. Wirkungsgrad von UG

Als Wirkungsgrad eines Getriebes wird allgemein definiert

$$\eta = - \frac{\sum P_{ob}}{\sum P_{an}}; \quad (47)$$

P_{ab} Abtriebsleistung (negativ)

P_{an} Antriebsleistung (positiv).

In der Literatur werden mitunter recht umständliche Methoden für die Wirkungsgradermittlung von UG angegeben, die teils wenig überschaubar und teils mit mühevollen Betrachtungen über den Leistungsfluß für einzelne Betriebsfälle verbunden sind. Im folgenden soll ein vereinfachtes mathematisches Verfahren angegeben werden [4], wobei folgendes vereinbart wird:

— Getriebeverluste ergeben sich unter Vernachlässigung von Lagerreibungen, Planschverlusten u. a. nur aus der Zahnreibung beim Abwälzen der Zahnräder (das wird auch bei anderen Verfahren als Vereinfachung vorausgesetzt)

— η_{245} Wirkungsgrad im Dreiwellenbetrieb (Indeziffern beziehen sich auf die Anschlußwellen)

— η_{xy} Wirkungsgrad im Zweiwellenbetrieb bei sich drehenden Wellen x und y

— w Exponent des Wirkungsgrades ($w = +1$ oder $w = -1$).

Da an jeder Welle eine An- oder Abtriebsleistung zugeführt oder abgegeben werden kann, werden für die Wellenleistungen Vorzeichenfunktionen vereinbart:

$$A = \text{sgn}(P_2)$$

$$B = \text{sgn}(P_5) \quad (48)$$

$$C = \text{sgn}(P_4),$$

wobei für $\text{sgn } a = a/|a|$ gilt.

Der Gesamtwirkungsgrad für ein Normal-UG kann nach Gl. (47) geschrieben werden

$$\eta_{245} = \frac{P_2(A-1) + P_5(B-1) + P_4(C-1)}{P_2(A+1) + P_5(B+1) + P_4(C+1)} \quad (49)$$

Zum Bestimmen der Leistungsanteile der einzelnen äußeren Wellen wird vom Wirkungsgrad η_0 des Standardgetriebes, d. h. bei stehender Stegwelle 5, ausgegangen. Gl. (27) wird nun verlustbehaftet geschrieben als

$$M_4 = -s \cdot M_2 \cdot \eta_0$$

oder bei Umkehrung der Antriebsrichtung

$$M_4 = \frac{-s \cdot M_2}{\eta_0}$$

Diese Beziehung verallgemeinert, lautet

$$M_4 = -s \cdot M_2 \cdot \eta_0^w, \quad (50)$$

mit $w = +1$ oder $w = -1$, wobei für $\eta_0^{+1} = \eta_{24}$ und für $\eta_0^{-1} = \eta_{42}^{-1}$ zu setzen ist.

Um zu einer allgemeingültigen Verwendung der Beziehung (50) zu gelangen, werden über Gl. (22) Drehmomente, Drehzahlen und Leistungen durch die allgemeine Drehzahlgleichung (12) zueinander in Beziehung gebracht:

Es ist $M_5 = -M_2 - M_4$ aus Gl. (26); Gl. (50) eingesetzt, ergibt $M_5 = -M_2(1 - s \cdot \eta_0^w)$, oder Gl. (22) angewendet

$$\frac{P_5}{n_{51}} + \frac{P_2}{n_{21}} (1 - s \cdot \eta_0^w) = 0. \quad (51)$$

Für

$$n_{51} = \frac{n_{21} - s \cdot n_{41}}{1 - s}$$

nach Gl. (21) geht Gl. (51) über in

$$P_5(1 - s) + P_2 \left(1 - s \cdot \frac{n_{41}}{n_{21}}\right) (1 - s \cdot \eta_0^w) = 0. \quad (52)$$

Des weiteren wird Gl. (50) durch Multiplikation mit n_{41} und n_{21} übergeführt in

$$P_4 + P_2 \cdot s \cdot \frac{n_{41}}{n_{21}} \cdot \eta_0^w = 0. \quad (53)$$

Um den Exponenten w bestimmen zu können, wurde folgende Überlegung angestellt: Wird der Verzahnungswirkungsgrad η_0 kleiner, so werden die Getriebeverluste höher und der Gesamtwirkungsgrad η_{245} kleiner. Wird η_{245} nach η_0 partiell differenziert, muß die Ungleichung

$$\frac{\partial \eta_{245}}{\partial \eta_0} > 0 \quad (54)$$

erfüllt sein. Man erhält unter Verwendung der Gln. (48), (52) und (53) nach Ausführung der Differentiation der Gl. (49):

$$w \left(1 - \frac{n_{41}}{n_{21}}\right) \left(1 - \frac{1}{s}\right) \left[A - B + (B - C) s \frac{n_{41}}{n_{21}}\right] > 0. \quad (55)$$

Diese Ungleichung wird erfüllt, wenn gilt:

$$w = \text{sgn} \left[\left(1 - \frac{n_{41}}{n_{21}}\right) \left(1 - \frac{1}{s}\right) \left[A - B + (B - C) s \frac{n_{41}}{n_{21}}\right] \right]. \quad (56)$$

Das transzendente Gleichungssystem (52), (53) und (56) ist nach w eindeutig lösbar, da für w nur zwei Werte, $w = +1$ oder $w = -1$, definiert wurden. Für den Fall, daß das Argument x der Gl. $w = \text{sgn}(x)$ entsprechend Gl. (56) gleich Null wird, ist die Aussage unbestimmt. Das kann bei den Kupplungsfällen $i = 1$ entsprechend $n_{41} = n_{21}$ oder in Selbsthemmungsfällen vorkommen. Selbsthemmung im Zweiwellenbetrieb liegt vor, wenn von sechs möglichen Übersetzungen i_{xy} die Bedingung

$$\eta_{xy} < i_{xy} < \frac{1}{\eta_{xy}} \quad (57)$$

erfüllt wird.

Mit den Gln. (52), (53), (47) und (56) mit (12) ist man in der Lage, Leistungen und Wirkungsgrade von UG mit drei Anschlußwellen ohne weiteres zu berechnen, die Kenntnis von s und dem zugehörigen Wirkungsgrad η_0 vorausgesetzt. Die Größe w ist dabei eine Funktion des Betriebszustands und der Richtung des Leistungsflusses.

Ergänzend soll noch auf Vereinfachungen im Zweiwellenbetrieb hingewiesen werden. Angenommen sei $n_{41} = 0$:

Es folgt aus Gl. (52)

$$P_5(1 - s) + P_2(1 - s\eta_0^w) = 0 \quad (58)$$

und aus Gl. (56)

$$w = \text{sgn}[(1 - 1/s)(A - B)]. \quad (59)$$

Bei stillstehender Welle 4 kann der Wirkungsgrad auch geschrieben werden als

$$\eta_{25} = -\frac{P_5}{P_2} \text{ bzw. } \eta_{52} = -\frac{P_2}{P_5} \quad (60)$$

wobei $\text{sgn}(P_5) = -\text{sgn}(P_2)$ entsprechend Gl. (60) gilt.

Damit kann aus den Gln. (59) und (60) unter Beachtung der Beziehungen (48) abgeleitet werden

$$w = \text{sgn}(1 - 1/s) \quad (61)$$

und aus den Gln. (58) und (60)

$$\eta_{25} = \frac{1 - s\eta_0^w}{1 - s}. \quad (62)$$

Berechnungsbeispiel

Für ein Normal-UG sind die Zähnezahlen gegeben mit $z_2 = 20$, $z_3 = 40$, $z_4 = 100$ und für den Betriebszustand die Drehzahlen $n_{z1} = 100 \text{ U/min}$, $n_{z4} = 30 \text{ U/min}$ sowie $P_2 = 100 \text{ kW}$ als Antriebsleistung. Das Standübersetzungsverhältnis s ergibt sich dann zu

$$s = -\frac{z_4}{z_2} = -\frac{100}{20} = -5.$$

Der Verzahnungswirkungsgrad η_0 wird mit 0,96 angenommen (aus $0,98 \cdot 0,98 = 0,96$ für zweimalige Übertragung der Wälzleistung). Aus Gl. (48) erhält man $A = \text{sgn}(P_2) = +1$. Das Einsetzen der Werte in Gl. (52) ergibt

$$P_3 = \frac{-100 \text{ kW}}{1+5} \left(1 + 5 \frac{30}{100}\right) (1 + 5 \cdot 0,96^*)$$

Daraus folgt $B = \text{sgn}(P_3) = -1$ und aus Gl. (53)

$$P_4 = -100 \text{ kW} (-5) \cdot \frac{30}{100} \cdot 0,96^*$$

$C = \text{sgn}(P_4) = +1$.

Nun kann w nach Gl. (56) bestimmt werden mit

$$w = \text{sgn} \left\{ \left(1 - \frac{30}{100}\right) \left(1 + \frac{1}{5}\right) \left[1 + 1 + (-1 - 1) (-5) \frac{30}{100}\right] \right\}$$

$w = +1$.

Daraus folgt $P_5 = -241,7 \text{ kW}$ aus Gl. (52) und $P_4 = +144 \text{ kW}$ aus Gl. (53). Für η_{245} erhält man aus Gl. (47)

$$\eta_{245} = -\frac{-241,7}{100 + 144} = 0,99.$$

Das Beispiel zeigt, daß der Wirkungsgrad von UG in Normalfällen höher als bei SG liegt, ein Vorteil, der sich auf Energieverbrauch und Betriebskosten der Arbeitsmittel günstig auswirkt.

4. Geometrische Verhältnisse an UG

4.1. Verzahnungsgeometrie

4.1.1. Verzahnungsgeometrie von außenverzahnten Rädern

Als Grundanliegen wird für gleichmäßig übersetzende Zahnradgetriebe gefordert, daß sie in jeder Bewegungsphase gleichmäßig übersetzen, was im Grundgesetz der Verzahnung ausgedrückt wird:

„Eine Drehbewegung wird dann gleichmäßig von einer Welle auf eine andere übertragen, wenn in jeder Stellung die gemeinsame Normale beider Zahnflanken in ihrem Eingriffspunkt (Berührungspunkt) durch die Achse der relativen Bewegung läuft“ [2].

In der Praxis wird das durch die überwiegende Verwendung der Evolventenverzahnung erreicht. Eine Evolvente ist eine Kurve, die durch einen auf einer Tangente liegenden festen Punkt beschrieben wird, wenn diese auf dem Grundkreis mit dem Radius r_g abrollt (Bild 7).

Wesentliches charakteristisches Merkmal einer Evolventenzahnflanke ist der Eingriffswinkel α_0 (nach TGL 15005 mit 20° standardisiert). Er wird durch ein Bezugsprofil (Zahnstange) als halber Flankenwinkel gerader Zähne gebildet und tritt an einer Zahnpaarung auf

- als Winkel zwischen der Eingriffslinie T_1T_2 und der Normalen auf die Zentrale O_1O_2 (der gemeinsame Berührungspunkt der Flanken wandert auf der Eingriffslinie während der Drehbewegung) oder
- als Winkel zwischen der gemeinsamen Berührungstangente der Zahnflanke und der Zentralen O_1O_2 .

Die Eingriffslinie T_1T_2 schneidet die Zentrale O_1O_2 im Wälzpunkt C. Dieser teilt den Achsabstand a_0 in die Wälzkreisradien r_{01} und r_{02} . Bemerkenswerter Vorteil der Evolventenverzahnung ist, daß die Übersetzungsverhältnisse durch geringfügige Achsabstandsänderungen (z. B. infolge Fertigungsabweichungen u. a.) nicht beeinflusst werden. Der veränderte Achsabstand a hat zur Folge, daß sich die Wälzkreisradien und der Eingriffswinkel ebenfalls verändern. Sie werden durch den Index b als Betriebswälzkreisradien r_{b1} , r_{b2} und als Betriebswälzkreiswinkel α_b gekennzeichnet. Für das Übersetzungsverhältnis gilt

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_{02}}{r_{01}} = \frac{r_{g2}}{r_{g1}} = \frac{z_2}{z_1} = \text{konst.} \quad (63)$$

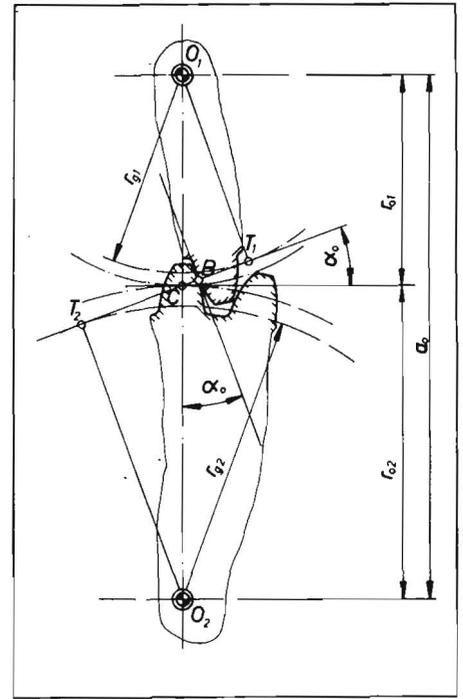
Wälzkreis und Grundkreis stehen über den Eingriffswinkel in festem Verhältnis zu

$$\begin{aligned} r_g &= r_0 \cos \alpha_0 \\ \text{oder} \\ r_g &= r_b \cos \alpha_b. \end{aligned} \quad (64)$$

Eine gerade Stirnradverzahnung ist bestimmt durch die Zähnezahl z und

Bild 7

Eingriffsverhältnisse an einer Stirnradpaarung (Nullgetriebe)



den Modul m , wobei der Zahnabstand durch die Teilung im Wälzkreis mit

$$t_0 = m\pi \quad (65)$$

und der Teilkreisdurchmesser mit

$$d_0 = z m \quad (66)$$

festgelegt ist. Die Zahnabmessungen ergeben sich ebenfalls als Verhältnisziffern des Moduls [5, 6].

Die Zähnezahl ist nach unten durch die Eingriffsverhältnisse begrenzt und darf die sog. Grenzzähnezahl von $z_g = 17$ (für Normalverzahnung und $\alpha_0 = 20^\circ$) nicht unterschreiten.

Das Zahnprofil eines Stirnrades wird durch das Bezugsprofil und seine Lage zum Teilkreis bestimmt. Aus geometrischen Bedingungen kann das Bezugsprofil in seiner Lage zum Teilkreis verschoben werden.

Tangiert die Profilbezugslinie des Bezugsprofils den Teilkreis eines Zahnrades, so handelt es sich um ein sog. Nullrad (in den bisherigen Darlegungen vorausgesetzt).

Eine Profilverschiebung wird angewendet, wenn z. B.

- Unterschritt bei Unterschreitung der Grenzzähnezahl vermieden werden soll
- ein vorgeschriebener Achsabstand bei gegebenem Übersetzungsverhältnis realisiert werden soll
- eine Tragfähigkeitssteigerung ohne erhöhten Werkstoff- und Fertigungsaufwand zu erreichen ist (bevorzugt $x_1 = x_2 = 0,5$ nach TGL 15010 und 15011).

Die Profilverschiebung wird mit dem Faktor x in Teilen des Moduls ausgedrückt ($x m$). Es wird dann von V-Rädern (V_{plus} mit $x > 0$, Verschiebung nach außen; V_{minus} mit $x < 0$, Verschiebung radial nach innen) gesprochen.

Durch Kombination von Rädern mit unterschiedlicher Profilverschiebung entstehen z. B.

- Nullgetriebe mit $x_1 = x_2 = 0$ und $a = a_0$
- V-Nullgetriebe mit $x_1 + x_2 = 0$ und $a = a_0$
- V-Getriebe als V-plus-Getriebe mit $a > a_0$ und $x_1 + x_2 > 0$ oder als V-minus-Getriebe mit $a < a_0$ und $x_1 + x_2 < 0$ [6].

Profilverschiebungen haben Veränderungen der Zahnform und des sog. Überdeckungsgrades (Eingriff der Zähne) zur Folge, die im einzelnen beim Entwurf von Getrieben zu überprüfen sind. Weitere und ausführliche Details sind in der Literatur [5, 6] enthalten.

4.1.2. Eingriffsverhältnisse innenverzahnter Räder

Innenverzahnte Räder sind in Getrieben nur mit außenverzahnten kombinierbar. Ihre Flanken sind ebenfalls Evolventen, deren Krümmung jedoch gleichsinnig ist zu denen der Außenräder. Es tritt eine günstige Anschmiebung der Profile ein, so daß

- der Überdeckungsgrad und die Laufruhe verbessert sind
- der Platzbedarf geringer und
- die Tragfähigkeit der Zähne höher sind.

Im allgemeinen muß wegen der Eingriffsverhältnisse an den Zähnen eine Kürzung der Kopfhöhe vorgenommen werden, vor allem bei kleinen

Zähnezahlen, um Eingriffsstörungen zu vermeiden. Ein V-Null-Innengetriebe mit einer 05-Normverzahnung ($x_1 = x_2 = 0,5$) wird dabei weitgehend den Anforderungen gerecht. V-plus-Getriebe werden bei kleinen Zähnezahldifferenzen ($z_2 - z_1 < 7$) angewendet [6].

4.2. Einbaubedingungen für Planetenräder in UG [3]

Die Auslegung von UG bezüglich der zu wählenden Zähnezahlen und Teilkreisdurchmesser wird durch das Standübersetzungsverhältnis s nach Gl. (4) und durch die Beziehungen nach Gln. (10) und (11) bestimmt. Die dadurch festgelegten Abmessungen genügen aber noch nicht, um die optimale Funktion des Getriebes zu gewährleisten.

Es wurde festgestellt, daß eine rotationssymmetrische Anordnung der Planetenräder einen optimalen Lastausgleich für die Lagerbelastung der Zentralwellen bringt. Zum Gewährleisten dieser Forderung muß untersucht werden, ob

- ein Mindestabstand der Planetenräder in tangentialer Richtung eingehalten wird für ihre behinderungsfreie Drehung im Steg
- die vorgesehene Anzahl von Planetenrädern untergebracht werden kann
- eine gleichmäßige Verteilung in einer Ebene über den Vollwinkel gewährleistet wird.

Darüber hinaus wird die Belastung der Einzelemente mit zunehmender Anzahl von Planetenrädern geringer, was einer besseren Ausnutzung des aufgewendeten Materials zugute kommt und damit wieder kleiner gebaut werden kann.

Nach Bild 8 schließt ein Planetenrad einen minimal erforderlichen Zentralwinkel φ_{\min} ein, der berechnet wird aus

$$\sin \frac{\varphi_{\min}}{2} = \frac{r_3 + h_k}{r_3 + r_2}$$

Die Kopfhöhe h_k an einem Zahnrad ist gleich dem Modul m . Der Teilkreisradius wird mit $r_0 = 0,5mz$ dargestellt, so daß geschrieben werden kann

$$\sin \frac{\varphi_{\min}}{2} = \frac{0,5 \cdot m z_3 + 0,5 \cdot m}{0,5 \cdot m z_3 + 0,5 \cdot m z_2}$$

$$\varphi_{\min} = 2 \arcsin \frac{z_3 + 2}{z_3 + z_2} \quad (67)$$

Auch hier ist vorausgesetzt, daß keine Profilverschiebung vorliegt. Für φ_{\min} muß die Bedingung erfüllt sein

$$\varphi_{\min} < \frac{360^\circ}{p}; \quad (68)$$

p Anzahl der im Steg gelagerten Planetenräder.

Um ein weiteres Planetenrad einsetzen zu können, müssen an der vorgesehenen Stelle die gleichen Zahneingriffsverhältnisse wie z. B. an der im Bild 8 dargestellten Ausgangsstelle (senkrechte Symmetrielinie) vorliegen. Bei festgehaltenem Sonnenrad, also $\varphi_2 = 0$, muß das Hohlrad 4 um ein ganzzahliges Vielfaches N der Zahn-Winkelstellung $360^\circ/z_4$ gedreht werden, um den gleichen Zahneingriff zu gewährleisten. Es muß also gelten

$$\varphi_4 = \frac{360^\circ}{z_4} \cdot N \quad (69)$$

Gleichzeitig muß auch ein gleicher Drehwinkel φ_5 vom Steg 5 vollführt werden, um mit einem Planetenrad von der Ausgangslage in eine deckungsgleiche Lage für das nächste Planetenrad zu gelangen. Dazu muß die allgemeine Drehzahlgleichung (12) erfüllt sein, wenn für die Drehzahlen die zugeordneten Drehwinkel und $\varphi_2 = 0$ eingesetzt werden mit $(1-s)\varphi_5 + s\varphi_4 = 0$.

Setzt man für φ_4 Gl. (69) ein, so erhält man

$$\varphi_5 = \frac{-s \cdot 360^\circ \cdot N}{z_4(1-s)}$$

und mit $s = -z_4/z_2$ ist

$$\varphi_5 = \frac{z_4}{z_2} \cdot 360^\circ \cdot N \cdot \left(\frac{z_2}{z_4} + \frac{z_4}{z_2} \right)$$

$$\varphi_5 = \frac{360^\circ \cdot N}{z_2 + z_4} \quad (70)$$

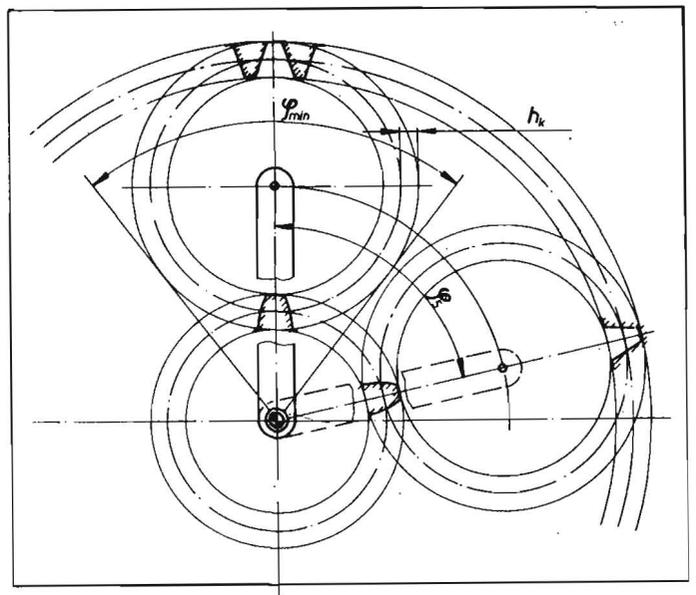


Bild 8 Geometrische Einbaubedingungen für Planetenräder im UG

Soll nun die weitere Bedingung der gleichmäßigen Verteilung der Planetenräder auf den Umfang erfüllt sein, so muß $\varphi_5 = 360^\circ/p$ sein oder in Gl. (70) eingesetzt,

$$N = \frac{z_4 + z_2}{p} \quad (71)$$

Dabei muß N nach der angegebenen Voraussetzung ganzzahlig sein. Dazu folgendes Zahlenbeispiel mit $z_2 = 12$, $z_3 = 15$, $z_4 = 42$ und $p = 3$.

$$\varphi_{\min} = 2 \arcsin \frac{15 + 2}{15 + 12}$$

$$\varphi_{\min} = 78^\circ < 120^\circ = \frac{360^\circ}{3}$$

$$N = \frac{42 + 12}{3} = 18$$

Es werden beide Bedingungen ($\varphi_{\min} < 360^\circ/p$ und N ganzzahlig) erfüllt. Für ein zweites Beispiel soll geprüft werden, ob anstelle von drei Planetenrädern auch vier einsetzbar sind. Gegeben: $z_2 = 10$, $z_3 = 14$, $z_4 = 38$, $p = 3$, $p = 4$.

$$\varphi_{\min} = 2 \arcsin \frac{14 + 2}{14 + 10}$$

$$\varphi_{\min} = 83,6^\circ < 120^\circ = \frac{360^\circ}{3}$$

$$\varphi_{\min} = 83,6^\circ < 90^\circ = \frac{360^\circ}{4}$$

$$p = 3: N = \frac{38 + 10}{3} = 16$$

$$p = 4: N = \frac{48}{4} = 12$$

Es lassen sich, wie die Prüfung der Bedingungen für φ_{\min} und N zeigt, beide Varianten für $p = 3$ und $p = 4$ mit den vorgegebenen Zähnezahlen realisieren. Beim vorhergehenden Beispiel wäre für $p = 4$ zwar φ_{\min} erfüllt, nicht aber N , da $z_4 + z_2 = 54$ nicht durch 4 ganzzahlig teilbar ist. Die Anordnung der Planetenräder wäre demnach nicht rotationssymmetrisch.

Fortsetzung im nächsten Heft

5. Zusammenfassung

Die im Kombinat Fortschritt Landmaschinen, VEB Anlagenbau Petkus Wutha, entwickelten Siebsichter K 547 A und K 548 A zeichnen sich durch gute Arbeitsqualität, hohen Durchsatz, große Betriebssicherheit, geringen Wartungs- und Bedienaufwand und gute Arbeitshygiene aus. Sie wurden durch die Zentrale Prüfstelle

für Landtechnik Potsdam-Bornim mit dem höchsten Prädikat „gut geeignet“ bewertet und erhielten zur Leipziger Frühjahrsmesse 1980 eine Goldmedaille.

- 1) absoluter Trenneffekt ϵ_a : arithmetisches Mittel der Werte der Verteilungszahlenkurve im Bereich vom Trennschnitt bis 50% < Trennschnitt für kleine und leichte Komponenten bzw. Trennschnitt bis 50% > Trennschnitt für große Komponenten; seine Aussage ist annähernd unabhängig von der Gutzusammensetzung
- 2) absoluter Kornverlust KV_a: der für Vergleichszwecke anhand einer vereinheitlichten Gutzusammensetzung ermittelte Kornverlust

Zellenausleser höchster Leistungsfähigkeit

Dipl.-Ing. G. Pippel, KDT/Ing. O. Walther, KDT, Kombinat Fortschritt Landmaschinen, VEB Anlagenbau Petkus Wutha

Durch die kontinuierliche Bereitstellung modernster, leistungsfähiger Technik mit höchstem wissenschaftlich-technischen Niveau wird der VEB Kombinat Fortschritt Landmaschinen seiner Verantwortung für die Sicherung der technischen Basis für die ständig steigende Produktion auf dem Gebiet der Land- und Nahrungsgüterwirtschaft gerecht. Das wird erneut durch die Entwicklung der Zellenausleser K 236 A und K 236 A 01 verdeutlicht. Bei diesen Zellenauslesern handelt es sich, wie bereits bei den bisher bekannten Typen K 231 A, um eine gemeinsame Entwicklung der beiden traditionsreichen Betriebe VEB Mühlenbau Dresden und VEB Anlagenbau Petkus Wutha.

In den beiden Typen haben die jahrzehntelangen Erfahrungen der beiden Betriebe auf dem Gebiet des Mühlenbaus und des Reinigungsmaschinenbaus für die Saatgutaufbereitung ihren Niederschlag gefunden. Dies kommt u. a. im Einsatz patentierter Einbauten (Rücklaufboden mit Förderblechen) zur Erhöhung des Trenneffekts (Arbeitsqualität) und des Durchsatzes sowie in einer Reihe anderer konstruktiver Maßnahmen zur Verbesserung der Ergebnisse sowie der Bedienung, Wartung und Pflege zum Ausdruck.

In ihrem Durchsatz sind die beiden Zellenausleser den neuen, leistungsfähigen Siebsichtern

K 547 A und K 548 A für die Saatgutaufbereitung angepaßt, die ebenfalls vom VEB Anlagenbau Petkus Wutha entwickelt wurden.

Die Zellenausleser K 236 A (Bild 1) und K 236 A 01 erhielten bei der landwirtschaftlichen Eignungsprüfung durch die Zentrale Prüfstelle für Landtechnik Potsdam-Bornim das höchste Prüfprädikat „gut geeignet“ und zur Leipziger Frühjahrsmesse 1980 die Goldmedaille.

1. Wirkungsweise

Der Zellenausleser trennt nach dem Merkmal Kornlänge. Als Trennelement dienen Zylinder, in deren Mantel taschenförmige Auslesezellen eingepreßt sind. Das Gut, das sich in die Zellen einlagert, wird in die Mulde gehoben (Muldenprodukt). Dasjenige Gut, das aufgrund seiner Länge auf der Zellenfläche verbleibt, verläßt den Zylinder als Zylinderprodukt. Bei der Kurzkornauslese wird die Zellengröße so gewählt, daß die vollwertigen Körner und lange Beimengungen den Zylinder verlassen, während das sich in die Zellen eingelagerte Gut in die Mulde gehoben wird und über eine Förderschnecke den Zellenausleser als Kurzkornausstrag verläßt.

Bei der Langkornauslese wird die Zellengröße so gewählt, daß sich die vollwertigen Körner in die Zellen einlagern und in die Mulde gehoben

werden, während die abzutrennenden langen Beimengungen den Zellenzylinder als Langkornausstrag verlassen. Aufgrund dieses Wirkprinzips sind zwei Zellenzylinder übereinander angeordnet, von denen der obere für die Kurz- und der untere für die Langkornauslese bestimmt sind. Wenn es die Aufbereitungskonzeption erfordert, ist es jedoch möglich, durch zusätzlich mitgelieferte Umbauteile und den Einsatz entsprechender Zellensegmente auch den unteren Zylinder für die Kurzkornauslese zu nutzen, da das Zylinderprodukt des oberen Zylinders dem unteren Zylinder zugeführt wird (Bild 2).

Der Zellenausleser K 236 A ist für die Aufbereitung von Getreide und ähnlichen gut rieselfähigen Körnerfrüchten bestimmt, während der K 236 A 01 für die Aufbereitung von weniger gut rieselfähigen und kleinsamigen Kulturen (z. B. Grassamen) eingesetzt wird. Die beiden Typen unterscheiden sich in der Gestaltung und Lage der Einbauten im Kurzkornzylinder.

Neben der richtigen Wahl der Zellengröße dienen die schwenkbare Mulde und die in umfangreichen Untersuchungen ermittelte Gestaltung der Muldenkante zur Einstellung einer optimalen Arbeitsqualität.

Bild 1. Zellenausleser K 236 A (Bedienseite mit Türausschnitten für Anschauungszwecke)

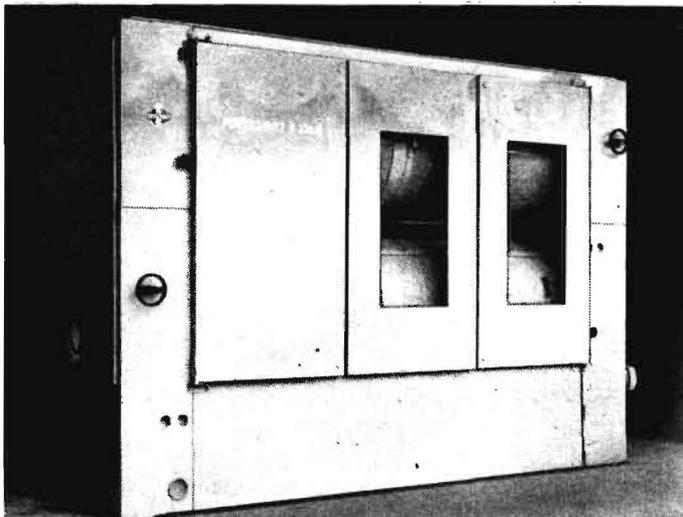


Bild 2. Funktionsschema des Zellenauslesers K 236 A; a Zulauf, b Anschluß Aspiration, c Kurzkornzylinder, d Ablauf Kurzkorn, e Langkornzylinder, f Ablauf Langkorn, g Ablauf Reinware, h Sammeltrichter mit Reinigungsöffnung

