

(19)



REPUBLIK
ÖSTERREICH
Patentamt

(10) Nummer:

AT 407 186 B

(12)

PATENTSCHRIFT

(21) Anmeldenummer: 298/88
(22) Anmeldetag: 11.02.1988
(42) Beginn der Patentedauer: 15.05.2000
(45) Ausgabetag: 25.01.2001

(51) Int. Cl.⁷: **F16H 57/02**

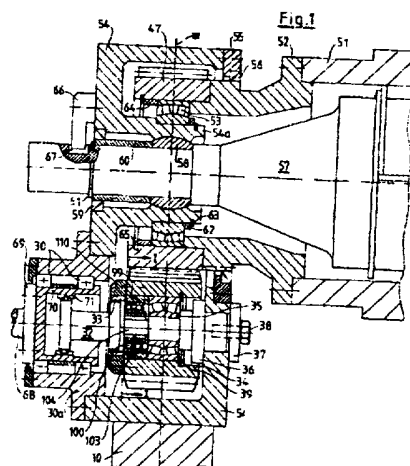
D21G 1/00, F16C 13/02

(30) Priorität:
12.02.1987 DE 3704374 beansprucht.
(56) Entgegenhaltungen:
GB 2145187A CH 476231A US 4676117A

(73) Patentinhaber:
J. M. VOITH GMBH
D-7920 HEIDENHEIM A. D. BRENZ (DE)

(54) STIRNRADGETRIEBE FÜR DEN ANTRIEB EINES WALZENMANTELS

(57) Bei einem Stirnradgetriebe ist ein Außenzahnkranz fest mit dem anzutreibenden Bauteil verbunden. Der Außenzahnkranz und das anzutreibende Bauteil sind über ein erstes Pendellager, das sich im Zentrum des Außenzahnkranzes befindet, auf einem Abstützbock gelagert. Ein mit dem Außenzahnkranz kämmendes und mit einer Zahnkupplungswelle gekoppeltes Ritzel ist über ein zweites, im Zentrum des Ritzels befindliches Pendellager auf dem Abstützbock gelagert. Das zweite Pendellager ist auf einem Lagerzapfen fixiert, der im Abstützbock ruht. Im Innern des hohlen Ritzels ist ein drittes Pendellager vorgesehen, da so dimensioniert ist, daß es sich bei einer Kippbewegung des Ritzels an einem Ansatz des Lagerzapfens abzustützen vermag und daß hierbei der Kippwinkel des Ritzels auf etwa 1°, vorzugsweise auf unter 0,6° begrenzt ist.

**AT 407 186 B**

Die Erfindung bezieht sich auf ein Stirnradgetriebe für den Antrieb eines Walzenmantels, bei dem ein Außenzahnkranz starr mit dem einen Ende des anzutreibenden Walzenmantels verbunden ist, der Außenzahnkranz und der Walzenmantel gemeinsam über ein wenigstens
 5 Abstützbock gelagert sind, ein mit dem Außenzahnkranz kämmendes, antreibbares und als Hohlkörper ausgebildetes Ritzel ebenfalls über ein wenigstens angenähert mittig angeordnetes (zweites) Pendellager am Abstützbock gelagert und für das Ritzel eine "Kippwinkelbegrenzungseinrichtung" vorgesehen ist, welche mittels eines radialen Spiels eine begrenzte Neigbarkeit des Ritzels zuläßt.

Es ist eine Kippwinkelbegrenzung bekannt (GB 2 145 187 A), um die gegenseitige Berührung der Zahnflanken des Ritzels und des Außenzahnkranzes über die gesamte Zahnbreite auch dann noch zu gewährleisten, wenn die Ritzelachse relativ zur Außenzahnkranzachse nicht mehr exakt parallel ist. Dabei sind aber während des Betriebes unter Last allein zwei Anlaufbunde an den beiden Zahnrädern wirksam und diese sind derart bemessen, daß ein Kippen des Ritzels relativ
 15 zum Außenkranz ausgeschlossen wird, so daß die beiden Zahnräder dauernd zueinander parallel bleiben. Die Kippwinkelbegrenzungseinrichtung für das Ritzel wird nur dann wirksam, wenn das Getriebe stillsteht oder ohne Drehmomentenübertragung ausläuft. In diesem Fall bewirkt die Kippbegrenzung, daß die Zähne nicht im Zahngrund des Gegenrades anstoßen. In der normalen, nicht geneigten Stellung des Ritzels und auch noch in der geneigten Stellung bei Drehmomentübertragung ist zwischen Ringen ein ausreichender Abstand vorhanden, so daß sie im Betrieb
 20 nicht aufeinanderreiben. Immer wenn also das bekannte Getriebe Drehmoment übertragen muß, ist die Kippwinkelbegrenzungseinrichtung unwirksam. Dies wird bei dem bekannten Getriebe eben dadurch gewährleistet, daß an den beiden Zahnrädern die Anlaufbunde vorgesehen sind, wobei außerdem Mittel vorgesehen sind, um die Anlaufbunde während des Betriebes in gegenseitigem Kontakt zu halten. Die Kippbegrenzung kann, wenn das Getriebe still steht oder ohne oder unter
 25 umgekehrter Drehmomentenübertragung ausläuft (Bremsbetrieb) wirksam werden. Dabei kippt jedoch das Ritzel derart, daß die Parallelität der Zahnradachsen verloren geht. Würde man in diesem Zustand Drehmoment übertragen, würde eine Berührung der Zähne nur noch in einem schmalen Bereich in der Mitte der Zahnräder stattfinden, so daß dort die Gefahr einer Überlastung bestünde. Dieser unerwünschte Betriebszustand wird ausdrücklich vermieden. Die bekannte Kippwinkelbegrenzungseinrichtung soll bewirken, daß die Kanten der Zähne nicht im Zahngrund des Gegenrades anstoßen. Diese Wirkung soll lediglich dann erzielt werden, wenn das Getriebe still steht oder ohne Drehmomentenübertragung läuft.

Es ist ferner ein Mehrweggetriebe bekannt (CH 476 231 A), bei dem durch geeignete konstruktive Maßnahmen eine gleichmäßige Lastverteilung auf alle Zahneingriffe garantiert werden soll, was auf einem anderen Gebiet als der Anmeldungsgegenstand liegt. Das bekannte Mehrweggetriebe soll aufgrund seines Aufbaus fertigungstechnisch kaum vermeidbare Herstellungs- und Verzahnungsfehler während des Betriebes selbsttätig ausgleichen.

Demgegenüber dient die Kippwinkelbegrenzungseinrichtung nach der Erfindung einem völlig anderen Zweck. Die Erfindung beruht auf der Erkenntnis, daß es im normalen Betriebszustand des Getriebes, also bei der Drehmomentenübertragung entgegen der bisherigen Auffassung durchaus
 40 möglich ist, einen geringen Kippwinkel von maximal 1° zuzulassen. Es wurde erkannt, daß man durch eine derartige Begrenzung des Kippwinkels im normalen Betriebszustand die gegenseitige Berührung der Zahnflanken über die gesamte Breite durchaus noch gewährleisten kann.

Die mit der Erfindung zu lösende Problematik besteht darin, ein Stirnradgetriebe der gattungsgemäßen Art anzugeben, bei dem sich wie bisher die kraftübertragenden Flanken der Zahnräder von Außenzahnkranz und Ritzel stets im wesentlichen über die gesamte Länge berühren, bei dem dies aber unabhängig von der Drehrichtung des Getriebes gewährleistet ist; d. h. eine Umkehr der Drehrichtung soll jederzeit ohne irgendeine Änderung des Getriebes möglich sein.

Diese Aufgabe wird dadurch gelöst, daß die Ritzelachse - aus der zur Achse des Außenzahnkranzes parallelen Position - wahlweise nach der einen oder der anderen Seite hin um einen Kippwinkel von jeweils höchstens 1° neigbar ist, wobei das Ritzel mit Hilfe des zweiten Pendellagers auf einem im Abstützbock ruhenden Lagerzapfen gelagert und die Kippwinkelbegrenzungseinrichtung durch ein zusätzliches (drittes) Pendellager gebildet ist, das neben dem zweiten
 55 Pendellager angeordnet ist, wobei ein Ansatz des Lagerzapfens durch das zusätzliche Pendellager

ragt. Es hat sich, wie bereits gesagt, gezeigt, daß man die gegenseitige Berührung der Zahnflanken über die gesamte Zahnbreite auch dann noch gewährleisten kann, wenn die Ritzelachse relativ zur Außenzahnkranz-Achse nicht mehr exakt parallel ist, sondern sich um einen kleinen Kippwinkel geneigt hat. Man muß nur dafür sorgen, daß dieser Kippwinkel genügend klein gehalten wird. Die spezielle Ausbildung der Kippwinkelbegrenzungseinrichtung sorgt dafür, daß der Kippwinkel des Ritzels auf Werte unter 1° , vorzugsweise unter $0,6^\circ$, begrenzt ist. Freilich darf man den möglichen Ritzel-Kippwinkel nicht auf Null verkleinern; er soll vielmehr größer sein als derjenige größte Neigungswinkel des (am Walzenmantel-Ende befestigten) Außenzahnkranzes relativ zum Getriebegehäuse, welcher beim Betrieb der Walze unter Last, also bei einer Durchbiegung des Walzenmantels, vorkommt. Es hat sich gezeigt, daß dieser (bei einer Durchbiegung des Walzenmantels) vorkommende größte Neigungswinkel des Außenzahnkranzes bei den üblichen Walzenabmessungen in der Größenordnung von $0,1^\circ$ liegt.

Bei allen Ausführungsformen der Erfindung ist das Ritzel wie bisher mittels eines einzigen Pendellagers, dessen Mittelpunkt zumindest angenähert in der Mitte des Ritzels liegt, auf einem starren, d. h. nicht neigbaren Lagerzapfen gelagert. Die Kippwinkelbegrenzungseinrichtung wird bevorzugt durch ein zusätzliches Pendellager gebildet. Dieses begrenzt den Kippwinkel des Ritzels relativ zum nicht neigbaren Getriebegehäuse, wie schon erwähnt, vorzugsweise auf einen unter $0,6^\circ$ liegenden Wert.

Zu beachten ist, daß (z.B. im Stillstand) beim Abheben der Walze von der Gegenwalze oder bei Montagearbeiten, eine Neigung der Walzenachse und somit des Außenzahnkranzes relativ zum Gehäuse von bis zu $1,5^\circ$ auftreten kann. Dieser Wert ist jedoch im Stillstand unkritisch, weil nämlich (zusätzlich zu der begrenzten Kippbarkeit des Ritzels relativ zum Gehäuse) das übliche Flankenspiel zwischen Ritzel und Außenzahnkranz im Stillstand eine Neigung der Außenzahnkranz-Achse relativ zur Ritzel-Achse zuläßt. Falls erforderlich, wird dieses ohnehin stets vorhandene Flankenspiel ein wenig größer als üblich gemacht. Außerdem kann man, falls erforderlich, die Fußhöhe der Zähne beider Zahnräder etwas vergrößern. Durch alle diese Maßnahmen kann man ohne Schwierigkeiten im Stillstand eine Kippung des Außenzahnkranzes gegenüber dem Ritzel in der Größenordnung von 1° zulassen. Hinzu kommt, wie schon erwähnt, die Neigbarkeit des Ritzels relativ zum Gehäuse um beispielsweise $0,5^\circ$. Somit ist insgesamt im Stillstand eine gesamte Kippung des Außenzahnkranzes relativ zum Gehäuse von insgesamt $1,5^\circ$ durchaus möglich.

Gemäß Fig. 1 der US 4,676,117 A ist zwar neben dem zentralen Pendellager des Ritzels auch schon eine Einrichtung zur Begrenzung des Kippwinkels des Ritzels vorgesehen. Diese Einrichtung kann als ein Stützring oder als ein Wälzlager ausgebildet sein. Diese bekannte Kippwinkelbegrenzung kann jedoch nur dann wirksam werden, wenn das Getriebe stillsteht oder leer (d.h. ohne nennenswerte Drehmomentübertragung) läuft. Hierbei bewirkt diese Begrenzung, daß die Kanten der Zähne nicht im Zahngrund des Gegenrades anstoßen, falls ein Kippen stattfindet, bei dem sich die Anlaufbunde voneinander lösen. Während des Betriebes unter Last bleibt diese bekannte Kippwinkelbegrenzung unwirksam, denn in diesem Fall wird die Achsparallelität der beiden Zahnräder, wie schon erwähnt, durch ein einziges Anlaufbund-Paar gewährleistet. Aufgrund der vorliegenden Erfindung entfallen diese Anlaufbunde, wenn die erfindungsgemäße Kippwinkelbegrenzung als ein am Ritzel angeordnetes drittes Pendellager ausgebildet ist, oder die Anlaufbunde müssen - wie weiter unten erläutert - ganz anders ausgebildet werden.

Das zusätzliche, zur Kippwinkelbegrenzung dienende Pendellager kann in verschiedener Weise angeordnet werden: Vorzugsweise wird man den Außenring des zusätzlichen Pendellagers fest mit dem Ritzel verbinden und das im Anspruch 1 erwähnte radiale Spiel zwischen dem Innendurchmesser des Innenringes und dem Außendurchmesser eines Ansatzes des Lagerzapfens vorsehen. Denkbar ist jedoch auch das Umgekehrte, nämlich den Innenring fest mit dem Lagerzapfen zu verbinden und das radiale Spiel zwischen dem Außendurchmesser des Außenrings und einem Innendurchmesser des Ritzels vorzusehen.

Eine andere Kippwinkelbegrenzungseinrichtung ist im Anspruch 8 beschrieben; diese begrenzt die Neigung der Ritzel-Achse relativ zur Achse des Außenzahnkranzes. Die Begrenzung erfolgt wiederum auf einen Wert, der kleiner als 1° , vorzugsweise kleiner als $0,6^\circ$ ist. Das Ergebnis ist das gleiche wie bei Verwendung des oben beschriebenen zusätzlichen Pendellagers.

Weitere zweckmäßige Ausgestaltungen der Erfindung und zwei Ausführungsbeispiele werden nachfolgend anhand der Zeichnung beschrieben. Es zeigen

Fig. 1 einen Längsschnitt durch ein Stirnradgetriebe für den Antrieb einer Papiermaschinenpreßwalze;

Fig. 2 einen Teilschnitt entlang der Linie I-I der Fig. 1 und

Fig. 3 einen Teillängsschnitt durch ein anderes Ausführungsbeispiel.

5 Mit einem anzutreibenden Walzenmantel 51 einer Preßwalze ist ein Lagerhals 52 und mit diesem ein Außenzahnkranz 47 verschraubt. Der in dieser Weise verlängerte Walzenmantel ist mit einem (ersten) Pendelrollenlager 55 auf einem Kragstück 54a eines Abstützbocks 54 gelagert. Ein feststehender Biegeträger (Joch) 57 ist über eine Kugelhülse 58 gelenkig mit dem Kragstück 54a verbunden. Eine Lippendichtung 59 dichtet den Spalt zwischen dem Abstützbock 54 und einer auf
10 das Joch 57 aufgeschobenen Hülse 60 ab. Ein Federring 61 hält über die Hülse 60 die Kugelhülse 58 axial fest. Der Abstützbock 54 ist auf einem Anpreßhebel, Anpreßkolben oder Gestell 10 befestigt. Das Lager 53 ist über einen Stützring 62 und einen Federring 63 gegen axiale Verschiebung gegenüber dem Abstützbock 54 gesichert. Andererseits ist der Außenzahnkranz 47 über Stützring 64 und Federring 65 gegenüber dem Lager 53 gegen Verschiebung gesichert.

15 Eine Nase 66, welche am Abstützbock 54 befestigt ist, ragt in eine Nut 67 des Jochs 57 hinein und sichert dieses gegen Verdrehung.

Ein Antriebszapfen 68 ist mit einem Flansch 69 an einem Getriebeelement (Treibhülse) 70 mit Verzahnung 71 befestigt. Die Treibhülse 70 ist in zwei Wälzlager 30 gelagert; diese ruhen in einem Lagerschild 30a, das an dem Abstützbock 54 angeschraubt ist. Die Treibhülse 70 treibt über
20 die Verzahnung 71 und über eine Gelenkwelle (Zahnkupplungswelle) 32 bzw. über deren Verzahnung 33 ein Ritzel 34 an, welches als Hohlkörper ausgebildet ist und mit dem Außenzahnkranz 47 kämmt. Im Zentrum des Ritzels 34 ist ein sphärisches (zweites) Lager (Pendellager) 35 vorgesehen. Mit diesem ist es schwenkbar auf einem Lagerzapfen 36 gelagert, der mittels eines angeformten Bundes, einer Scheibe 37 und einer Schraube 38 am Abstützbock 54 befestigt ist.
25 Wenn sich beim Betrieb der Preßwalze der Walzenmantel 51 durchbiegt oder die Preßwalze sich aus anderen Gründen schräg stellt und sich der Außenzahnkranz 47 dementsprechend neigt, dann kann sich das Ritzel 34 dieser Neigung anpassen.

Die beiden Verzahnungen 71 und 33 sind winklig einstellbare Zahnkupplungen. Die Zahnkupplungswelle 32 kann sich somit schräg stellen, wenn sich das Ritzel 34 neigt.

30 Das zweite Lager 35 ist durch einen Federring 39 im Ritzel 34 axial gehalten. Der Abstützbock 54 ist zugleich Getriebegehäuse für die Zahnräder 34 und 47. Im Bereich des Lagerhalses 52 ist das Innere des Getriebegehäuses mittels Deckel 55 und Lippendichtung 56 nach außen abgedichtet.

35 Eine Gegenwalze und deren Lagerung sind in der Zeichnung nicht sichtbar. Die Mittelpunkte der Lager der Gegenwalze, des Pendellagers 53 und der Kugelhülse 58 des Jochs 57 liegen vorzugsweise alle in der gleichen achsnormalen Mittelebene m.

Es kommt nun darauf an, daß sich die Achse des Ritzels 34 nicht beliebig weit neigen kann, sondern nur um einen sehr kleinen Winkel. Hiedurch soll erreicht werden, daß beim Kämmen von
40 Außenzahnkranz 47 und Ritzel 34 eine optimale Kraftübertragung gewährleistet ist und bleibt. Zu diesem Zweck ist das Ritzel 34 mit dem Außenring eines dritten Pendellagers 100 verbunden, in dessen Innenring eine Führungsbuchse 103 eingesetzt sein kann. In diese Führungsbuchse 103 ragt ein Ansatz 104 des Lagerzapfens 36 hinein, wobei der Durchmesser dieses Ansatzes 104 kleiner ist als der Innendurchmesser der Führungsbuchse 103. Zwischen dem Ansatz 104 und der Führungsbuchse 103 ist somit ein kleiner Ringspalt (d.h. ein radiales Spiel) vorhanden. Die
45 Erfindung ist jedoch auch ohne Führungsbuchse 103 verifizierbar, wobei ein kleiner Ringspalt zwischen dem Ansatz 104 und dem Innenring des Pendellagers 100 vorgesehen wird. Eine andere Möglichkeit besteht darin, den Innenring des Pendellagers fest auf den Ansatz 104 aufzusetzen und ein kleines radiales Spiel (Ringspalt) zwischen dem Außenring des Pendellagers und dem Ritzel vorzusehen.

50 Wesentlich ist bei allen diesen Ausführungsbeispielen, daß das radiale Spiel derart bemessen ist, daß der mögliche Kippwinkel des Ritzels 34 relativ zum Abstützbock 54 auf einen Wert unter 1° , vorzugsweise auf einen Wert unter $0,6^\circ$ begrenzt ist. Bei einem derart kleinen Kippwinkel ist gewährleistet, daß die Kraftübertragung zwischen den Zahnflanken des Außenzahnkranzes 47 und des Ritzels 34 stets voll ausreichend ist. Sie bleibt auch dann ausreichend, wenn das Ritzel 34
55 innerhalb der geschaffenen Grenzen etwas geneigt ist. Es hängt nun von der Drehrichtung ab, ob

sich das Ritzel ein wenig in die eine Richtung oder ein wenig in die andere Richtung neigt. Beides ist gleichermaßen zulässig. Somit kann die Walze in beiden Drehrichtungen angetrieben werden, ohne daß es irgendeiner mechanischen Änderung und/oder Anpassung der Antriebsteile bedarf.

Wie schon erwähnt, wird die Begrenzung des Kippwinkels des Ritzels 34 über den Ringspalt zwischen dem als Kippbegrenzungslager wirkenden (dritten) Pendellager 100 (ggf. mit eingezogener Führungsbuchse 103) und dem Ansatz 104 des Lagerzapfens 36 gewährleistet. Neigt sich das Ritzel 34, so neigt sich auch der Innenring des Pendellagers 100, bis der Innenring oder ggf. die Führungsbuchse 103 schließlich längs einer Linie auf dem Ansatz 104 des Lagerzapfens 36 aufliegt. Der Innendurchmesser des Innenrings oder ggf. der Führungsbuchse 103 und der Außendurchmesser des Ansatzes 104 müssen demzufolge so aufeinander abgestimmt sein, daß der Kippwinkel des Ritzels 34 auf die genannten Werte, nämlich kleiner als 1° , vorzugsweise kleiner als $0,6^\circ$, begrenzt ist.

Die konstruktive Lösung der Kraftübertragung von der Zahnkupplungswelle 32 zum Ritzel 34 ist vorzugsweise so, daß mit der Stirnseite des Ritzels 34 ein Flansch 110 verbunden ist. Dieser Flansch 110 liegt somit in der Verlängerung des Ritzels 34; er hat eine Innenverzahnung, die mit der Verzahnung 33 der Zahnkupplungswelle 32 kämmt. Über diese Verzahnung 33 wird somit der Kraftschluß von der Zahnkupplungswelle 32 zum Ritzel 34 vollzogen.

Der genannte Flansch 110 hat außerdem eine in das Innere des Ritzels 34 ragende Verlängerung in Form einer Buchse 99, die das Kippbegrenzungslager (Pendellager 100) aufnimmt. Die Buchse 99 dient zugleich zur axialen Fixierung des zweiten Pendellagers 35. Der Außenring des Kippbegrenzungslagers 100 sitzt fest in der Buchse 99 des Flansches 110 in einem Abstand neben dem (zweiten) Pendellager 35.

Beim Umlauf der Zahnkupplungswelle 32 wird die Schmierung der Flanken der Verzahnungen 71 verbessert durch Erzeugen einer axialen Gleitbewegung der Flanken aufeinander. Diese axiale Gleitbewegung wird wie bei dem bekannten Stirnradgetriebe dadurch erzeugt, daß die Zahnkupplungswelle 32 geneigt gegen die Walzenachse angeordnet ist, und zwar geneigt relativ zu der Ebene, die durch die Achsen von Außenzahnkranz 47 und Ritzel 34 bestimmt ist. Der Neigungswinkel der Zahnkupplungswelle 32 ist dabei vorzugsweise so gewählt, daß er größer ist als der maximale Kippwinkel des Ritzels 34. Durch diese geneigte Anordnung der Zahnkupplungswelle 32 wird im Dauerbetrieb auf das Ritzel ein Kippmoment ausgeübt, das durch das dritte Pendellager 100 auf den (im Gehäuse befestigten) Lagerzapfen 36 übertragen wird. Deshalb muß das Pendellager 100 für eine größere und dauernd wirkende radiale Lagerkraft dimensioniert sein als das Kippwinkelbegrenzungslager gemäß der US 4,676,117 A.

In Fig. 2 (Schnitt I-I durch Fig. 1) sind die wesentlichen Merkmale nochmals dargestellt. Außenzahnkranz 47 und Ritzel 34 sind die miteinander kämmenden Zahnräder. Das Ritzel 34 ist mit einem koaxialen Flansch (110, Fig. 1) verbunden, dessen Verlängerungsbuchse 99 in Fig. 2 geschnitten und somit schraffiert dargestellt ist. In dieser Buchse 99 ist das dritte Pendellager 100 eingesetzt, dessen Außenring fest in der Buchse 99 sitzt. In dem Innenring des Pendellagers 100 ist die Führungsbuchse 103 eingesetzt. Zwischen der Führungsbuchse 103 und dem Ansatz 104 (des Lagerzapfens 36) ist der Ringspalt s als Freiraum vorgesehen, der den Kippwinkel des Ritzels 34 begrenzt.

Fig. 3 zeigt ein anderes Ausführungsbeispiel, wobei außer den beiden Zahnrädern 34a und 47a nur die unmittelbar an die Zahnräder anschließenden Bereiche des Getriebes dargestellt sind. Das Ritzel 34 ist wieder mittels Pendellager 35 auf dem Lagerzapfen 36a gelagert, gesichert nunmehr mittels Scheibe 40 und Sicherungsring 41. Wo in Fig. 1 das dritte Pendellager (100) angeordnet ist, befindet sich jetzt die Verzahnung 33a der Zahnkupplungswelle 32a. Die Lagerung des Außenzahnkranzes 47a ist identisch zu derjenigen gemäß Fig. 1.

Beide Zahnräder 34a und 47a haben nunmehr auf ihren beiden Stirnseiten, abweichend von Fig. 1, Bundscheiben 72 und 82 bzw. 73 und 83. Die Bundscheiben 72, 73 und 83 sind einzeln anschraubbare Scheiben, dagegen ist die Bundscheibe 82 Bestandteil des Lagerhalses 52a. Die Anordnung dieser Bundscheiben erscheint zunächst recht ähnlich der Fig. 5 der oben schon erwähnten US 4,676,117 A. Es besteht jedoch ein entscheidender Unterschied: In der Fig. 5 der US-PS haben die beiden Bundscheiben 8 und 78 des Ritzels 34 unterschiedliche Durchmesser. Genauso haben die beiden Bundscheiben 9 und 79 des Außenzahnkranzes 47 unterschiedliche Durchmesser. Die beiden Bundscheiben 8 und 9, welche die größeren Durchmesser aufweisen,

berühren sich während des Betriebes mit Drehmomentübertragung dauernd, wobei sie sich aufeinander abwälzen. Ihre Durchmesser sind derart bemessen, daß die Achsen der beiden Zahnräder 34 und 47 während des Betriebes zueinander parallel bleiben. Der dauernde Kontakt der beiden größeren Bundscheiben 8 und 9 wird, wie oben schon erwähnt, durch ein auf das Ritzel 34 wirkendes Kippmoment erzeugt. Die kleineren Bundscheiben 78 und 79 berühren sich deshalb während des normalen Betriebszustandes nicht; d.h. zwischen ihnen besteht dauernd ein deutlicher Abstand. Nur im Stillstand oder bei Leerlauf des Getriebes kann es vorkommen, daß die Parallelität der beiden Zahnradachsen verloren geht, wobei sich die beiden größeren Bundscheiben 8 und 9 voneinander lösen und die kleineren Bundscheiben 78 und 79 miteinander in Kontakt kommen.

Die Ausführungsform gemäß Fig. 3 der Erfindung unterscheidet sich hievon durch die folgenden Merkmale: Die Außendurchmesser der beiden Bundscheiben 72 und 73 des Ritzels 34a sind gleich groß. Genauso sind die Außendurchmesser der beiden Bundscheiben 82 und 83 des Außenzahnkranzes 47a gleich groß. Solange die Achsen der beiden Zahnräder 34a und 47a zueinander parallel sind, wie in Fig. 3 dargestellt, besteht auf beiden Stirnseiten der Zahnräder ein kleiner Spalt s' zwischen den benachbarten Bundscheiben, also einerseits ein kleiner Spalt zwischen den beiden Bundscheiben 72 und 82 und andererseits ein kleiner Spalt zwischen den Bundscheiben 73 und 85. Genauso wie in Fig. 1 kann sich nun das Ritzel 34a beim Betrieb mit Drehmomentübertragung ein wenig um seinen Mittelpunkt neigen, in Fig. 3 gesehen entweder im Uhrzeigersinn oder im Gegenuhrzeigersinn. Der maximale Neigungswinkel ist durch die Durchmesser der Bundscheiben, also durch die lichte Weite der beiden Spalte, bestimmt. Diese sind derart bemessen, daß der maximale Neigungswinkel des Ritzels 34a, genauso wie in Fig. 1, in der einen wie in der anderen Kipp-Richtung kleiner als 1° , vorzugsweise jedoch kleiner als $0,6^\circ$ beträgt. Mit anderen Worten: Auf jeder Seite des Zahnradpaares 34a, 47a ist die Summe der Außendurchmesser der beiden Bundscheiben um die Spaltweite s' kleiner als das Doppelte des Abstandes zwischen der Ritzelachse und der Außenzahnkranzachse.

PATENTANSPRÜCHE:

1. Stirnradgetriebe für den Antrieb eines Walzenmantels, bei dem ein Außenzahnkranz starr mit dem einen Ende des anzutreibenden Walzenmantels verbunden ist, der Außenzahnkranz und der Walzenmantel gemeinsam über ein wenigstens angenähert mittig innerhalb des Außenzahnkranzes angeordnetes erstes Pendellager an einem Abstützbock gelagert sind, ein mit dem Außenzahnkranz kämmendes, antreibbares und als Hohlkörper ausgebildetes Ritzel ebenfalls über ein wenigstens angenähert mittig angeordnetes (zweites) Pendellager am Abstützbock gelagert und für das Ritzel eine "Kippwinkelbegrenzungseinrichtung" vorgesehen ist, welche mittels eines radialen Spiels (s) eine begrenzte Neigbarkeit des Ritzels zuläßt, dadurch gekennzeichnet, daß die Ritzelachse - aus der zur Achse des Außenzahnkranzes (47) parallelen Position - wahlweise nach der einen oder der anderen Seite hin um einen Kippwinkel von jeweils höchstens 1° neigbar ist, wobei das Ritzel (34) mit Hilfe des zweiten Pendellagers (35) auf einem im Abstützbock (54) ruhenden Lagerzapfen (36) gelagert und die Kippwinkelbegrenzungseinrichtung durch ein zusätzliches (drittes) Pendellager (100) gebildet ist, das neben dem zweiten Pendellager (35) angeordnet ist, wobei ein Ansatz (104) des Lagerzapfens (36) durch das zusätzliche Pendellager (100) ragt.
2. Stirnradgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Neigbarkeit des Ritzels (34) auf einen Kippwinkel von unter $0,6^\circ$ begrenzt ist.
3. Stirnradgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Außenring des zusätzlichen Pendellagers (100) fest mit dem Ritzel verbunden ist und daß das genannte radiale Spiel (s) zwischen dem Außendurchmesser des Ansatzes (104) und dem Innendurchmesser des Innenrings des zusätzlichen Lagers (100) vorgesehen ist.
4. Stirnradgetriebe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß in dem Innenring des zusätzlichen Pendellagers (100) eine Führungsbuchse (103) eingesetzt ist und daß das genannte radiale Spiel (s) zwischen dem Außendurchmesser des Ansatzes (104) des

- Lagerzapfens (36) und dem Innendurchmesser der Führungsbuchse (103) vorgesehen ist.
5. Stirnradgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Innenring des zusätzlichen Pendellagers fest mit einem Ansatz des Lagerzapfens (36) verbunden ist und daß das genannte radiale Spiel zwischen dem Außendurchmesser des Außenringes des zusätzlichen Pendellagers (100) und einem Innendurchmesser des Ritzels vorgesehen ist.
6. Stirnradgetriebe nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Ritzel im Bereich des zusätzlichen Pendellagers (100) mit einem stirnseitigen Flansch (110) versehen ist mit einer Innenverzahnung (33), in die eine Zahnkupplungswelle (32) eingreift, und daß der Flansch (110) eine in das Innere des Ritzels (34) ragende Buchse (99) aufweist, die das zusätzliche Pendellager (100) aufnimmt.

HIEZU 2 BLATT ZEICHNUNGEN

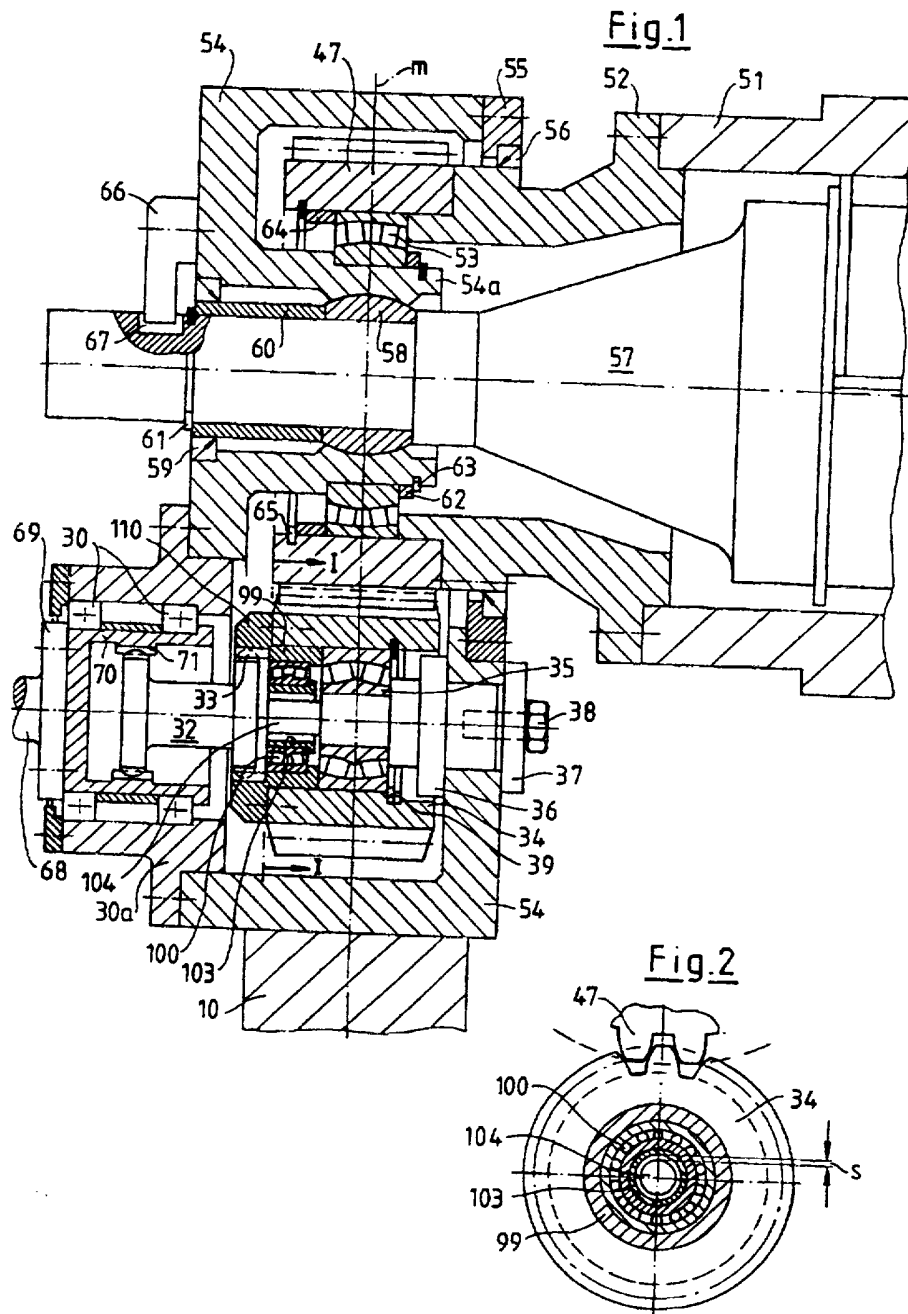


Fig.3

