



(12) **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

(43) Veröffentlichungstag:  
03.02.1999 Patentblatt 1999/05

(51) Int. Cl.<sup>6</sup>: D04B 15/48

(21) Anmeldenummer: 98113069.3

(22) Anmeldetag: 14.07.1998

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU  
MC NL PT SE  
Benannte Erstreckungsstaaten:  
AL LT LV MK RO SI

(72) Erfinder:  
Plath, Ernst-Dieter, Dipl.-Ing.  
72461 Albstadt (DE)

(74) Vertreter:  
Freiherr von Schorlemer, Reinfried, Dipl.-Phys.  
Karthäuser Strasse 5A  
34117 Kassel (DE)

(30) Priorität: 01.08.1997 DE 19733266

(71) Anmelder:  
SIPRA Patententwicklungs-  
und Beteiligungsgesellschaft mbH  
D-72461 Albstadt (DE)

(54) **Antriebsrolle für eine Fadensiefervorrichtung**

(57) Die Erfindung betrifft eine Antriebsrolle für eine Fadensiefervorrichtung, insbesondere an Rundstrickmaschinen. Die Antriebsrolle besteht aus einer drehbar gelagerten ersten Scheibe (21), einer zu dieser koaxialen und relativ zu ihr verdrehbaren zweiten Scheibe (22) und zwischen den beiden Scheiben (21,22) angeordneten, den Umfang der Antriebsrolle (16) bildenden Gleitstücken (25), die durch die Scheiben (21, 22) so geführt sind, daß durch relative Drehung der beiden Scheiben (21, 22) eine Vergrößerung oder Verkleinerung des Durchmessers des Umfangs herbeigeführt wird. Eine Einstellvorrichtung (31), die eine relative Verdrehung der beiden Scheiben (21, 22) bei kontinuierlicher Drehung der Antriebsrolle (16) ermöglicht, enthält erfindungsgemäß ein Summengetriebe, das ein mit der ersten Scheibe (21) gekoppeltes Antriebsteil (36), ein mit der zweiten Scheibe (22) gekoppeltes Abtriebsteil (38) und ein Einstellelement (49) aufweist.

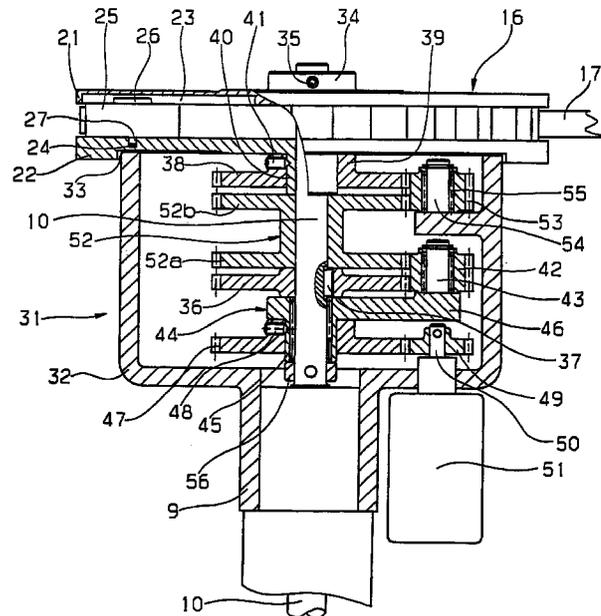


Fig. 3

## Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Antriebsrolle der im Oberbegriff des Anspruchs 1 definierten Gattung für eine Fadenliefervorrichtung, insbesondere an Strickmaschinen.

[0002] Eine Antriebsrolle dieser Art wird insbesondere an Rundstrickmaschinen und in Verbindung mit sogenannten Bandfournisseuren benutzt. Sie dient dabei zum Antrieb eines endlosen Antriebsbandes, das mit einem vorgewählten Umschlingungswinkel am Umfang der Antriebsrolle und einer Mehrzahl von Fadenlieferwalzen anliegt und zur schlupflosen, positiven Lieferung von Fäden dient, die z.B. zwischen dem Antriebsband und zugehörigen Lieferwalzen geführt sind (DE-PS 1 143 294). Alternativ wäre es möglich, mit dem Antriebsband separate, an den Lieferwalzen befestigte, zusätzliche Rollen oder andere Fadenliefervorrichtungen als die beschriebenen Bandfournisseure anzutreiben. Eine Änderung der Fadenliefergeschwindigkeit kann dabei über eine Durchmesseränderung der Antriebsrolle herbeigeführt werden, was allerdings in der Regel nur im Stillstand der Antriebsrolle und damit auch nur im Stillstand der Rundstrickmaschine möglich ist (DE-PS 24 11 876, DE-PS 1 286 680, DE-PS 28 46 279).

[0003] Daneben ist bereits eine Antriebsrolle der eingangs bezeichneten Gattung bekannt geworden, deren Einstelleinrichtung eine relative Verdrehung der beiden Scheiben auch bei kontinuierlicher Drehung der Antriebsrolle, d.h. bei laufender Rundstrickmaschine ermöglicht. Derartige Antriebsrollen weisen jedoch noch einige Mängel auf. Bei einer bekannten Antriebsrolle dieser Art (DE-OS 20 30 333 enthält die Einstelleinrichtung beispielsweise einen mit der Antriebsrolle gekoppelten und mit ihr umlaufenden Schrittmotor, der eine der beiden Scheiben relativ zur anderen Scheibe verdrehen kann und dazu über Schleifringe mit einer Programmsteuerung verbunden ist. Eine derartige Anordnung ist konstruktiv aufwendig und nicht immer erwünscht, da sie das manuelle Einstellen der Fadengeschwindigkeiten beim Einrichten einer Strickmaschine od. dgl. behindert bzw. erschwert und wegen der erforderlichen Schleifringe störanfällig und teuer ist. Bei einer anderen bekannten Antriebsrolle dieser Art (DE 39 31 997 A1) enthält die Einstelleinrichtung dagegen ein an der zweiten Scheibe befestigtes Kupplungsteil und ein axial verschiebbares, mit der ersten Scheibe drehbares Übertragungsteil, das durch wenigstens eine unter einem Winkel zur Achse verlaufende Führungsnut und einen in diese ragenden Führungsstift mit dem Kupplungsteil verbunden ist. Um dabei einen ausreichend großen Verstellbereich zu erhalten, müssen sowohl die Führungsstifte in vergleichsweise steilen Führungsnuten als auch die Gleitstücke der Antriebsrolle in vergleichsweise steil ausgebildeten Spiralnuten einer der beiden Scheiben geführt sein, was die Gefahr einer zu schwergängigen Bewegbarkeit der verschiedenen Teile mit sich bringt.

[0004] Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, die Antriebsrolle der eingangs bezeichneten Gattung so auszubilden, daß kein mit ihr umlaufender Motor benötigt wird, die eigentliche Durchmesseränderung dennoch wahlweise automatisch oder manuell erfolgen kann und bei hoher Leichtgängigkeit der verschiedenen Teile ein großer Verstellbereich herstellbar ist.

[0005] Zur Lösung dieser Aufgabe dienen die kennzeichnenden Merkmale des Anspruchs 1.

[0006] Ein besonderer Vorteil der Erfindung ist darin zu sehen, daß das erfindungsgemäß vorgesehene Summen- bzw. Differenzialgetriebe einen an sich beliebig großen Verstellweg und damit kleine Winkel für die Spiralnuten ermöglicht, wobei die Führungsnuten für die Verstellung der beiden Scheiben zueinander völlig entfallen können, so daß eine hohe Leichtgängigkeit der Einstelleinrichtung erzielt wird. Außerdem braucht das Einstellelement nicht mit umlaufen, so daß es auf einfache Weise manuell oder auch mittels einer Programmsteuerung verstellt werden kann. Schließlich kann die erfindungsgemäße Antriebsrolle leicht an bereits bestehenden Fadenliefervorrichtungen als Ersatz für andere Antriebsrollen angebracht werden.

[0007] Weitere vorteilhafte Merkmale der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen.

[0008] Die Erfindung wird nachfolgend in Verbindung mit den beiliegenden Zeichnungen an zwei Ausführungsbeispielen und in Verbindung mit einer Rundstrickmaschine näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 eine teilweise weggebrochene Vorderansicht der für die Erfindung wesentlichen Teile einer Rundstrickmaschine mit einer Fadenliefervorrichtung;

Fig. 2 eine schematische und vergrößerte Draufsicht auf die Fadenliefervorrichtung nach Fig. 1 und eine dieser zugeordnete Antriebsrolle unter Weglassung der übrigen Teile;

Fig. 3 einen Axialschnitt durch eine erfindungsgemäße Antriebsrolle in einem gegenüber Fig. 1 und 2 stark vergrößerten Maßstab; und

Fig. 4 eine der Fig. 3 entsprechende Ansicht einer zweiten Ausführungsform der erfindungsgemäßen Antriebsrolle.

[0009] Die Rundstrickmaschine nach Fig. 1 weist ein Gestell 1 mit einer Grundplatte 2 und einem drehbar auf dieser gelagerten Nadelzylinder 3 auf. Neben dem Gestell 1 ist ein Gatter 4 für Fadenspulen 5 montiert, von denen Fäden 6 abgezogen und in Pfeilrichtung den im Nadelzylinder 3 gelagerten Stricknadeln zugeführt werden.

[0010] Auf dem Gestell 1 ist mittels Trägern 7 und/oder eines von diesen getragenen Tragrings 8 eine

Fadenlifervorrichtung abgestützt. Diese enthält einen auf der Grundplatte 2 befestigten, rohrförmigen Trägerabschnitt 9, in dem eine Welle 10 drehbar gelagert ist, die mit beiden Enden aus dem rohrförmigen Trägerabschnitt 9 herausragt. Auf dem in Fig. 1 unteren Ende der Welle 10 ist ein Zahnrad 11 befestigt, das über ein Zahnrad 12 antriebsmäßig mit einem Zahnrad 14 verbunden ist, das auf einer Antriebswelle 15 sitzt, die in nicht näher dargestellter Weise in der Rundstrickmaschine gelagert ist und mit einem vorgewählten Übersetzungsverhältnis und synchron zum Nadelzylinder 3 angetrieben wird. Außerdem enthält die Fadenlifervorrichtung eine am anderen Ende der Welle 10 befestigte Antriebsrolle 16 (Fig. 2), an deren Umfang längs eines vorgewählten Umschlingungswinkels ein endloses Antriebsband 17 anliegt, das außerdem zumindest teilweise am Umfang einer Mehrzahl von getriebenen Lieferwalzen 18 anliegt, die drehbar an den Trägern 7 oder im Tragring 8 gelagert sind. Diesen Lieferwalzen 18 sind nicht näher dargestellte Fadenösen zugeordnet, die z.B. in bekannter Weise dazu dienen, die Fäden 6 so zu führen, daß sie jeweils die Lieferwalzen 18 mehrmals umschlingen oder zwischen dem Umfang je einer zugeordneten Lieferwalze 18 und dem Antriebsband 17 zu liegen kommen und dadurch positiv bzw. zwangsweise in Pfeilrichtung geführt werden.

**[0011]** Fadenlifervorrichtungen dieser Art und ihre Funktion sind allgemein bekannt (DE-PS 1 143 294, DE 39 31 997 A1 oder EP 0 285 828 A1) und brauchen daher nicht näher erläutert werden.

**[0012]** Wie Fig. 2 weiter zeigt, kann das über die Antriebsrolle 16 laufende Antriebsband 17 mittels einer vorzugsweise selbsttätig arbeitenden Spannvorrichtung, z.B. einer beweglich gelagerten Spannrolle 19, die unter dem Einfluß einer Kraft, insbesondere unter dem Einfluß einer an ihr angreifenden Spannfeder 20 oder eines auf sie einwirkenden Gewichts steht, gespannt gehalten werden, so daß bei einer Durchmesseränderung der Antriebsrolle 16 automatisch das Antriebsband 17 ausgeglichen wird.

**[0013]** Zur Änderung des wirksamen Durchmessers des vom Antriebsband 17 umschlungenen Abschnitts der Antriebsrolle 16 weist diese nach Fig. 3 eine erste, vorzugsweise planparallele Scheibe 21 auf, die z.B. mittels einer Paßfeder oder dgl. drehfest mit der Welle 10 verbunden ist. In Fig. 3 unterhalb der Scheibe 21 ist mit Abstand eine zweite, mit der ersten Scheibe 21 koaxiale, vorzugsweise ebenfalls planparallele Scheibe 22 angeordnet, die bezüglich der ersten Scheibe 21 verdrehbar ist. Die erste Scheibe 21 weist auf ihrer unteren, der zweiten Scheibe 22 zugewandten Oberfläche radial zur Welle 10 verlaufende Nuten 23 auf, wohingegen die zweite Scheibe 22 auf ihrer der ersten Scheibe 21 zugeordneten Oberseite mit wenigstens einer spiralförmig verlaufenden Nut 24 versehen ist. Zwischen beiden Scheiben 21 und 22 sind Gleitstücke 25 angeordnet, die den Umfang bzw. die Umfangsfläche der Antriebsrolle 16 bilden und zur Anlage des

Antriebsbandes 17 dienen. Dabei kann der wirksame Durchmesser des Umfangs der Antriebsrolle 16 dadurch verändert werden, daß die mit Stiften 26 bzw. 27, Vorsprüngen oder dergleichen in den Nuten 23, 24 gelagerten Gleitstücke 25 durch relative Verdrehung der beiden Scheiben 21 und 22 zueinander radial nach außen oder innen verschoben werden.

**[0014]** Antriebsrollen 16 dieser Art, die häufig auch als Regelscheiben bezeichnet werden, und ihre Funktion sind ebenfalls allgemein bekannt (DE-PS'en 1 286 680 und 28 46 279) und brauchen daher nicht näher erläutert werden. Zur Vermeidung von Wiederholungen werden daher die beiden zuletzt genannten Druckschriften sowie DE-PS 1 143 294, DE 39 31 997 A1 und EP 0 285 828 A1 zum Gegenstand der vorliegenden Offenbarung gemacht.

**[0015]** Eine erste Ausführungsform der erfindungsge-  
mäßigen Einstelleinrichtung 31 für die Antriebsrolle 16 ist in Fig. 3 dargestellt. Sie enthält ein stationäres, topfförmiges Gehäuse 32, das vorzugsweise einen zylindrischen Querschnitt besitzt, am einen Ende offen ist und am entgegengesetzten Ende in einen hülsenartigen Ansatz übergeht, der den aus Fig. 1 ersichtlichen, rohrförmigen Trägerabschnitt 9 bildet, in dem die Welle 10 drehbar gelagert ist. Auf dem stirnseitigen, das offene Ende umgebenden Rand des Gehäuses 32 ist die zweite Scheibe 22 nach Art eines Deckels drehbar gelagert und hierzu z.B. mit einer zylindrischen, den Rand aufnehmenden Ausnehmung 33 versehen, während die erste Scheibe 21 auf der vom Gehäuse 32 abgewandten Seite der Scheibe 22 und koaxial zu ihr angeordnet ist.

**[0016]** Die beiden Scheiben 21 und 22 weisen je eine zentrale Mittelöffnung auf, die vom einen Ende der Welle 10 durchragt ist. Dabei ist dieses Ende der Welle 10 einerseits frei drehbar in der zweiten Scheibe 22 gelagert. Andererseits ist die erste Scheibe 21 axial unverschieblich und drehfest auf dem Ende der Welle 10 montiert, indem z.B. eine an ihr angebrachte Nabe 34 mittels einer Befestigungsschraube 35 oder dgl. an der Welle befestigt ist.

**[0017]** Die Einstelleinrichtung 31 ist nach Fig. 3 als ein aus Stirnzahnrädern aufgebautes, im Gehäuse 32 untergebrachtes Summen- bzw. Differentialgetriebe ausgebildet. Hierzu ist auf der Welle 10 und in der Nähe des Tragabschnitts 9 ein als Antriebsteil wirksames erste Zahnrad 36 angeordnet, das mittels eines schematisch dargestellten Keils 37 drehfest mit der Welle 10 verbunden ist. Ferner ist in der Nähe des offenen Endes des Gehäuses 32 ein als Abtriebsteil wirksames zweites Zahnrad 38 lose drehbar auf der Welle 10 gelagert. Dieses Zahnrad 38 ist mit einem der zweiten Scheibe 22 zugewandten Kragen 39 versehen, der auf einem in das Gehäuse 32 ragenden, an der zweiten Scheibe 22 angebrachten Kragen 40 sitzt und mittels einer Befestigungsschraube 41 drehfest und axial unverschieblich am Kragen 40 befestigt ist.

**[0018]** Das erste Zahnrad 36 steht an seinem Umfang

mit einem dritten Zahnrad 42 im Eingriff, das auf einem parallel zur Achse 10 angeordneten Lagerzapfen 43 drehbar gelagert ist. Der Lagerzapfen 43 ist seinerseits exzentrisch an einem Bauteil 44 befestigt, das an einer zwischen dem Tragabschnitt 9 und dem ersten Zahnrad 36 gelegenen Stelle derart drehbar auf der Welle 10 gelagert ist, daß das dritte Zahnrad 42 nach Art eines Planetenrades eine Umlaufbewegung um das erste Zahnrad 36 ausführen und dabei an seinem Umfang abrollen kann. Zu diesem Zweck enthält das Bauteil 44 vorzugsweise eine drehbar auf der Welle 10 gelagerte Hülse 45 und einen radial von dieser abstehenden, den Lagerzapfen 43 tragenden Arm 46.

**[0019]** Zur Herstellung der Umlaufbewegung ist das Bauteil 44 mit einem z.B. zwischen ihm und dem Tragabschnitt 9 angeordneten, vierten Zahnrad 47 fest verbunden, das z.B. auf der Hülse 45 angeordnet und mittels einer Befestigungsschraube 48 an dieser befestigt ist. Alternativ könnten das Bauteil 44 und das vierte Zahnrad 47 auch einstückig ausgebildet oder zu einem Teil fest miteinander verbunden sein. Das Zahnrad 47 steht mit einem Einstellelement 49 in Form eines weiteren Zahnrades im Eingriff, das auf einem parallel zur Welle 10 angeordneten Lagerzapfen 50 befestigt ist. Dieser ist entweder drehbar im Gehäuse 32 gelagert und mit einem außerhalb des Gehäuses 32 angeordnetem Handrad versehen oder, wie Fig. 3 zeigt, als Ausgangswelle eines im oder am Gehäuse 32 befestigten Elektromotors 51 ausgebildet, der vorzugsweise als Reversiermotor ausgebildet ist und wahlweise in entgegengesetzte Drehrichtungen betrieben werden kann.

**[0020]** Das erste Zahnrad 36 steht weiter über ein lose drehbar auf der Welle 10 gelagertes Übertragungszahnrad 52 mit dem zweiten Zahnrad 38 in Wirkverbindung. Hierzu steht das Übertragungszahnrad 52 z.B. einerseits ebenfalls mit dem dritten Zahnrad 42 und andererseits mit einem Zwischenzahnrad 53 im Eingriff, das drehbar auf einem ortsfest im Gehäuse 32 befestigten, parallel zur Welle 10 angeordneten Lagerzapfen 54 drehbar gelagert ist und außerdem mit dem zweiten Zahnrad 38 kämmt. Im Ausführungsbeispiel besteht das Übertragungszahnrad 52 aus einer zwischen den Zahnradern 36 und 38 auf der Welle 10 drehbar gelagerten Hülse, an deren Enden je ein separates Zahnrad 52a bzw. 52b ausgebildet ist, von denen das eine mit dem dritten Zahnrad 42 und das andere mit dem Zwischenzahnrad 53 kämmt, das parallel zur Welle 10 einen dem Abstand der Zahnräder 52a, 52b entsprechenden Abstand vom dritten Zahnrad 42 besitzt. Außerdem besitzen die Zahnräder 42, 53 in axialer Richtung jeweils eine solche Dicke, daß sie gleichzeitig mit den in axialer Richtung beabstandeten Zahnradern 36, 52a bzw. 52b, 38 in Eingriff gebracht werden können. Alternativ sind aber auch andere Konstruktionen möglich, da z.B. das Übertragungszahnrad 52 auch aus einem über die ganze axiale Länge durchgehenden Zahnrad bestehen und jedes der Zahnrad 42, 53 aus zwei axial beabstandeten, aber fest miteinander ver-

bundenen Zahnradern hergestellt sein könnte. Entsprechend wäre es auch möglich, die Zahnräder 52a, 52b separat herzustellen und dann drehfest miteinander zu verbinden.

**[0021]** Die Zahnräder 36, 38, 42, 47, 49, 52 und 53 bestehen sämtlich aus Stirnzahnradern. Dabei weisen das erste und das zweite Zahnrad 36 bzw. 38 gleiche Durchmesser und Zähnezahlen und damit gleiche Module auf. Das Übertragungszahnrad 52 bzw. die beiden Zahnräder 52a, 52b weisen vorzugsweise denselben Durchmesser wie die Zahnräder 36 und 38, aber eine geringfügig andere Zähnezahl auf. Das dritte Zahnrad 42 und das Zwischenrad 53 sind untereinander im Hinblick auf die Durchmesser und die Zähnezahlen vorzugsweise identisch, wobei ihr Modul vorzugsweise dem der Zahnräder 36, 38 oder auch dem der Zahnräder 52a, 52b entspricht. Außerdem sind die Zahnräder 36, 38, 47 und 52 (bzw. 52a, b) vorzugsweise sämtlich koaxial angeordnet. Die Zähnezahlen der Zahnräder 47, 49 sind an sich beliebig, doch sollte ihr Modul gleich sein.

**[0022]** Die Wirkungsweise des anhand der Fig. 3 beschriebenen Summengetriebes ist wie folgt:

**[0023]** Beim Betrieb der Rundstrickmaschine wird die Welle 10 und daher auch die erste Scheibe 21 mit einer von der Antriebswelle 15 (Fig. 1) abgeleiteten Drehzahl angetrieben, während der Antrieb der lose auf der Welle 10 sitzenden Scheibe 22 über das Summengetriebe erfolgt. Drehen beide Scheiben 21, 22 mit derselben Drehzahl, bleibt die Einstellung des Durchmessers der Antriebsrolle 16 unverändert. Wird die Scheibe 22 relativ zur Scheibe 21 gedreht, wird dieser Durchmesser verändert.

**[0024]** Bei einem praktischen Ausführungsbeispiel besitzen die Zahnräder 36 und 38 beispielsweise jeweils 50 Zähne, während das Übertragungszahnrad 52 bzw. dessen Zahnräder 52a,b jeweils 51 Zähne aufweisen. Dieser geringfügige Unterschied ist trotz der gleichen Durchmesser der Zahnräder 36, 38 und 52 und deren Eingriffen in die Zahnräder 42 bzw. 53 nicht problematisch und ohne weiteres insbesondere durch eine Profilverschiebung realisierbar. Wird daher das Zahnrad 36 von der Welle 10 mit einer Drehzahl in Umdrehung versetzt, die der Drehzahl der ersten Scheibe 21 entspricht, dann wird das Zahnrad 52a bei raumfester Lage bzw. Festlegung des Lagerzapfens 43 pro Umdrehung der Welle 10 um ein Maß langsamer als das Zahnrad 36 gedreht, das einem Zahn entspricht. Die Drehrichtung beider Zahnräder 36, 52a ist dabei identisch. Andererseits wird das Zahnrad 38 über das Zwischenzahnrad 53 vom Zahnrad 52b mit einer Drehzahl angetrieben, die um das Maß eines Zahns größer als die des Zahnrads 52b ist. Auch hierbei ist die Drehrichtung identisch. Daher wird die durch das Zahnradpaar 36, 52a herbeigeführte Übersetzung durch die vom Zahnradpaar 52b, 38 bewirkte Untersetzung wieder aufgehoben, so daß die beiden Zahnräder 36, 38 und damit auch die beiden Scheiben 21, 22 mit dersel-

ben Drehzahl und in demselben Drehsinn gedreht werden, wie dies für die Welle 10 gilt. Ein einmal hergestellter Durchmesser der Antriebsrolle 16 bleibt somit konstant.

[0025] Soll der Durchmesser der Antriebsrolle 16 verändert werden, wird das Einstellelement 49 in Umdrehungen versetzt, was manuell oder mit Hilfe des Elektromotors 51 erfolgen kann. Dadurch werden der Arm 46 des Bauteils 44, der Lagerzapfen 43 und damit auch das Zahnrad 42 in eine Umlaufbewegung um die Zahnräder 36, 52 versetzt. Bei stillstehendem Zahnrad 36 hätte das zur Folge, daß das Zahnrad 52 wegen seiner unterschiedlichen Zähnezahl im Vergleich zum Zahnrad 36 je nach dem Drehsinn dieser Umlaufbewegung eine geringfügige Drehung relativ zum Zahnrad 36 ausführt. Dasselbe gilt bei drehendem Zahnrad 36, so daß sich eine Überlagerung von Bewegungen ergibt. Mit Hilfe der Zahnräder 47 und 49 und einer Umlaufbewegung des Zahnrads 42 kann das Zahnrad 52 daher mehr oder weniger stark relativ zum Zahnrad 36 gedreht werden, als die bei stationärer Anordnung des Lagerzapfens 43 des Zahnrads 42 der Fall wäre.

[0026] Die auf diese Weise auf das Übertragungszahnrad 52 ausgeübte zusätzlich Drehbewegung wirkt sich über das Zwischenzahnrad 53 auch auf das Zahnrad 38 und damit auf die zweite Scheibe 22 aus. Daher ist es möglich, durch Drehen des Einstellelements 49 eine relative Drehung der beiden Scheiben 21, 22 und damit eine Änderung des Durchmessers der Antriebsrolle 16 herbeizuführen, wobei gleichgültig ist, ob sich die Welle 10 dabei in Rotation oder im Stillstand befindet. Das Maß der Durchmesseränderung hängt außer von den unterschiedlichen Zähnezahlen der Zahnräder 36, 52 und 38 von der Größe des Drehwinkels des Arms 46 ab. Wird der Arm 46 bzw. das Einstellelement 49 nach einer beabsichtigten Durchmesseränderung zum Stillstand gebracht, bleibt der Durchmesser der Antriebsrolle 16 von diesem Moment an wieder konstant.

[0027] Die Antriebsdrehzahl  $n_{38}$  des beschriebenen Summengetriebes beträgt

$$n_{38} = [(n_{36} \cdot n_{46}) \cdot z_{36} / z_{52a} + n_{46}] z_{52b} / z_{36},$$

worin  $n_x$  die Drehzahlen der verschiedenen Zahnräder mit den Bezugszeichen  $x$  und  $z_x$  die zugehörigen Zähnezahlen sind, während  $n_{46}$  die Drehzahl ist, mit welcher der Arm 46 und der Lagerzapfen 43 mit dem Zahnrad 42 um die Welle 10 umlaufen. Für  $z_{36}=z_{58}=50$  und  $z_{52a}=z_{52b}=51$  ergibt sich daraus bei  $n_{36}=100$  U.p.M. und  $n_{46} = \pm 10$  U.p.M. je nach dem Drehsinn der Umlaufbewegung ein Wert für  $n_{38}$  von 300, 20 U.p.M. bzw.  $n_{38} = 299,80$  U.p.M., woraus z.B. die erforderliche Dauer errechnet werden kann, für welche der Elektromotor 51 eingeschaltet werden muß, um eine vorgewählte Durchmesseränderung der Antriebsrolle 16 herbeizuführen. Um im Stillstand des Elektromotors 51 ein ungewolltes Weiterdrehen des Bauteils 44 bzw. des

Zahnrads 42 zu vermeiden, ist vorzugsweise das Zahnrad 47 als Schneckenrad und das Einstellelement 49 als Schnecke ausgebildet, so daß eine Selbstsperrung eintritt.

[0028] Zur leichtgängigen Lagerung der verschiedenen Zahnräder können bei Bedarf spezielle Lagerungen, z.B. in Form von Wälzlagern, vorgesehen werden. Dies ist in Fig. 3 für diejenigen Zahnräder, die mit höheren Drehzahlen angetrieben werden, durch Nadellager 55 angedeutet. Außerdem ist in Fig. 3 angedeutet, daß die Zahnräder 47, 36 und 52 beispielsweise dadurch im wesentlichen axial unverschieblich auf der Welle 10 gehalten sind, daß sie zwischen dem auf der Welle 10 befestigten Zahnrad 38 und einer ebenfalls auf der Welle 10 befestigten Hülse 56 angeordnet werden.

[0029] Bei der Ausführungsform nach Fig. 4, bei der gleiche Teile mit denselben Bezugszeichen versehen sind, ist eine Einstelleinrichtung 57 in Form eines Summen- bzw. Differentialgetriebes vorgesehen, das als Kegelradgetriebe ausgebildet ist. Im Unterschied zu Fig. 3 enthält ein Übertragungszahnrad 58 zwei koaxiale Zahnräder 58a und 58b, die kegelförmig ausgebildet und zu entgegengesetzten Seiten hin geöffnet sind. Dem Zahnrad 58a steht ein entsprechend kegelförmig ausgebildetes erstes Zahnrad 59 und dem Zahnrad 58b ein entsprechend kegelförmig ausgebildetes zweites Zahnrad 60 gegenüber. Die beiden Zahnräder 59 und 60 entsprechen den Zahnrädern 36 und 38 in Fig. 3 und sind daher analog mit der Welle 10 bzw. der zweiten Scheibe 22 fest verbunden, während das Übertragungszahnrad 58 lose drehbar auf der Welle 10 sitzt. Außerdem stehen einerseits das erste Zahnrad 59 und Übertragungszahnrad 58 bzw. dessen Zahnrad 58a am Umfang über ein drittes kegelförmiges Zahnrad 61 und das zweite Zahnrad 60 und das Übertragungszahnrad 58 bzw. dessen Zahnrad 58b über ein kegelförmiges Zwischenzahnrad 62 in Wirkverbindung. Analog zu Fig. 3 ist einerseits das dritte Zahnrad 61 exzentrisch zur Welle 10 und mittels eines Lagerzapfens 63 an einem Arm 64 gelagert, der radial von einem Bauteil 65 absteht, das mittels eines dem Zahnrad 47 in Fig. 3 entsprechenden, mit ihm einstückig hergestellten Zahnrads 66 drehbar auf der Welle 10 gelagert und mit dem Einstellelement 49 im Eingriff ist. Andererseits ist das Zwischenzahnrad 62 mittels eines am Gehäuse 32 befestigten Lagerzapfens 67 drehbar, aber ortsfest an diesem gelagert.

[0030] Ein Unterschied zur Ausführungsform nach Fig. 3 besteht vorallem darin, daß die Lagerzapfen 63, 67 im wesentlichen senkrecht zur Welle 10 anstatt parallel zu ihr angeordnet sind. Das hat zur Folge, daß beim Drehen der Welle 10 und bei im Stillstand befindlichem Zahnrad 66 das Übertragungszahnrad 58 im entgegengesetzten Drehsinn wie das erste Zahnrad 59 angetrieben wird und daß daher das Zwischenzahnrad 62 dazu dient, das zweite Zahnrad 60 entgegengesetzt zum Übertragungszahnrad 58 und damit im gleichen Drehsinn wie das erste Zahnrad 59 anzutreiben. Bei

stillstehendem Zahnrad 66 drehen sich daher die Zahnräder 59, 60 und damit die beiden Scheiben 21, 22 stets mit derselben Drehzahl, sofern die koaxial angeordneten Zahnräder 58a, 58b, 59 und 60 gleiche Durchmesser, Zähnezahlen und Module aufweisen. Die Zahnräder 61, 62 weisen unter sich vorzugsweise ebenfalls gleiche Zähnezahlen und Durchmesser auf.

**[0031]** Befindet sich die Welle 10 im Stillstand, kann durch Einschalten des Elektromotors 51 in der einen oder anderen Drehrichtung eine Drehung des Bauteils 65 und damit eine Umlauf- bzw. Planetenbewegung des dritten Zahnrads 61 um das stillstehende erste Zahnrad 59 herbeigeführt werden. Hierdurch wird das Übertragungszahnrad 58 jeweils in dem gleichen Drehsinn wie das Bauteil 65 in Umdrehungen versetzt, wodurch über das Zwischenzahnrad 62 eine Drehung des zweiten Zahnrads 60 und damit auch der zweiten Scheibe 62 im jeweils entgegengesetzten Drehsinn bewirkt wird. Die Scheibe 22 dreht sich dadurch relativ zur Scheibe 21, so daß sich der Durchmesser der Antriebsrolle 16 entsprechend ändert.

**[0032]** Eine entsprechende Durchmesseränderung kann auch bei dieser Ausführungsform bei laufender Rundstrickmaschine bewirkt werden. In diesem Fall überlagert sich die von der Umlaufbewegung des Zahnrads 61 herbeigeführte Drehzahl der von der Drehung des ersten Zahnrads 59 bestimmten Drehzahl des Übertragungszahnrads 58, solange der Elektromotor 51 eingeschaltet ist. Im übrigen ist die Wirkungsweise der Ausführungsform nach Fig. 4 analog zu der nach Fig. 3.

**[0033]** Die Abtriebsdrehzahl  $n_{60}$  des Summengetriebes nach Fig. 4 beträgt

$$n_{60} = n_{59} - 2 \cdot n_{64},$$

worin  $n_{59}$  und  $n_{60}$  die Drehzahlen der Zahnräder 59 und 60 sind, während  $n_{64}$  die Drehzahl ist, mit welcher der Arm 64 bzw. das dritte Zahnrad 61 umläuft.

**[0034]** Dreht sich daher z.B. das Zahnrad 59 mit einer Drehzahl von  $n_{59} = 300$  U.p.M. und der Arm 64 mit einer Drehzahl von  $\pm 10$  U.p.M., dann beträgt die Drehzahl  $n_{60}$  des Zahnrads 60 je nach Drehrichtung des Arms 64 entweder 280 U.p.M. oder 320 U.p.M.. Dagegen gilt wie im Fall der Fig. 3  $n_{60} = n_{59}$  für  $n_{64} = 0$ .

**[0035]** Das Summengetriebe nach Fig. 3 und 4 kann mit besonderem Vorteil als Teil einer Programmsteuer- oder einer Regelvorrichtung verwendet werden. Im Falle einer Programmsteuervorrichtung wird das Einstellelement 49 z.B. mit einem Steuerorgan verbunden, von diesem in Abhängigkeit von einem mit der Rundstrickmaschine oder dgl. zu realisierenden Strickmuster verstellt und zwischen den einzelnen Verstellbewegungen arretiert. Dabei könnte der Elektromotor 51 selbst ein Teil der Programmsteuervorrichtung sein und durch Signale einer die Rundstrickmaschine steuernden Mustervorrichtung ein- bzw. ausgeschaltet werden. Im Falle einer Regelvorrichtung würde der Elektromotor 51

bzw. das Einstellelement 49 dagegen als Stellglied eines die Fadenspannung, die Fadengeschwindigkeit oder dgl. überwachenden Regelkreises ausgebildet, um die überwachten Werte automatisch konstant zu halten, indem die Istwerte dieser Größen laufend überwacht und mit mustergemäß vorgegebenen Sollwerten verglichen werden und indem aus der Differenz der Ist- und Sollwerte ein den Elektromotor 51 steuerndes Signal abgeleitet wird.

**[0036]** Die Erfindung ist nicht auf die beschriebenen Ausführungsbeispiele beschränkt, die auf vielfache Weise abgewandelt werden könnten. Dies gilt beispielsweise für die Anordnung der Nuten 23, 24 in den Scheiben 21 und 22, die auch vertauscht werden könnten. Weiter sind die Summengetriebe nach Fig. 3 und 4 nur als Beispiele aufzufassen. Insbesondere sind die angegebenen Zähnezahlen veränderbar, wobei z.B. die Zähnezahlen der Zahnräder 36, 38 auch größer als die Zähnezahl des Übertragungszahnrads 52 sein könnten. Außerdem ist nicht erforderlich, daß die Zähnezahlen so gewählt sind, daß sich im Stillstand des Arms 46 bzw. 64 ein Übersetzungsverhältnis von 1:1 zwischen dem jeweiligen Antriebs- und Abtriebsteil (36, 59 bzw. 38, 60) des Summengetriebes ergibt, da bei davon abweichenden Übersetzungsverhältnissen durch eine entsprechende Regelung des Elektromotors 51 dafür gesorgt werden könnte, daß sich beim normalen Betrieb wiederum ein Übersetzungsverhältnis von 1:1 einstellt. Anstelle üblicher Elektromotoren könnten weiterhin Servo- oder Schrittmotoren oder auch andere als elektrische Antriebe vorgesehen werden. Weiter könnten anstelle der beschriebenen Zahnradgetriebe auch solche mit Reibrollen oder mit als Stirn- oder Kegelhäder ausgebildeten Reibrädern vorgesehen werden. Auch der Einsatz von Planetengetrieben ist möglich. Schließlich versteht sich, daß die verschiedenen Merkmale auch in anderen als den dargestellten und beschriebenen Kombinationen verwendet werden könnten.

#### 40 Patentansprüche

1. Antriebsrolle für eine Fadenliefervorrichtung, insbesondere an Rundstrickmaschinen, bestehend aus einer um eine Achse drehbar gelagerten ersten Schreibe (21), einer zu dieser koaxialen und relativ zu ihr um die Achse verdrehbaren zweiten Scheibe (22) und zwischen den beiden Scheiben (21,22) angeordneten, den Umfang der Antriebsrolle (16) bildenden Gleitstücken (25), die durch die Scheiben (21, 22) so geführt sind, daß durch relative Drehung der beiden Scheiben (21, 22) eine Vergrößerung oder Verkleinerung des Durchmessers des Umfangs herbeigeführt wird, und aus einer mit einem Einstellelement (49) versehenen Einstelleinrichtung (31, 57), die eine relative Verdrehung der beiden Scheiben (21, 22) bei kontinuierlicher Drehung der Antriebsrolle (16) ermöglicht, dadurch gekennzeichnet, daß die Einstelleinrichtung (31,

- 57) ein Summengetriebe enthält, das ein mit der ersten Scheibe (21) gekoppeltes Antriebsteil (36, 59), ein mit der zweiten Scheibe (22) gekoppeltes Abtriebsteil (38, 60) und das Einstellelement (49) aufweist.
2. Antriebsrolle nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Summengetriebe in einem geschlossenen Gehäuse (32) angeordnet ist, das einen die zweite Scheibe (22) bildenden, drehbaren Deckel aufweist.
3. Antriebsrolle nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Scheibe (21) außerhalb des Gehäuses (32) und mit Abstand zur zweiten Scheibe (22) angeordnet und an einer das Gehäuse (32) und die zweite Scheibe (22) durchdringenden, drehbaren Welle (10) befestigt ist.
4. Antriebsrolle nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Summengetriebe als Stirnradgetriebe ausgebildet ist.
5. Antriebsrolle nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Summengetriebe als Kegelradgetriebe ausgebildet ist.
6. Antriebsrolle nach Anspruch 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, daß das Antriebsteil (36, 59) ein auf der Welle (10) befestigtes erstes Rad und das Abtriebsteil (38, 60) ein drehbar auf der Welle (10) angeordnetes, an der zweiten Scheibe (22) befestigtes, zweites Rad ist.
7. Antriebsrolle nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß das Summengetriebe ein koaxial um das Antriebsteil (36, 59) umlaufendes und mit diesem im Eingriff befindliches, drittes Rad (42, 61) enthält, das mit dem Antriebsteil (36, 59) und mit wenigstens einem Übertragungsrad (52, 58) gekoppelt ist, das mit dem Abtriebsrad (38, 60) in Wirkverbindung steht.
8. Antriebsrolle nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß das Übertragungsrad (52, 58) drehbar und koaxial auf der Welle (10) angeordnet ist.
9. Antriebsrolle nach Anspruch 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, daß das Übertragungsrad (52, 58) über ein um eine ortsfeste Drehachse drehbar im Gehäuse (32) gelagertes Zwischenrad (53, 62) mit dem Abtriebsteil (38, 60) gekoppelt ist.
10. Antriebsrolle nach einem der Ansprüche 7 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß das dritte Rad (42, 61) exzentrisch an einem drehbar und koaxial auf der Welle (10) befestigten Bauteil (44, 65) gelagert ist.
11. Antriebsrolle nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß dem Bauteil (44, 65) ein viertes, drehbar auf der Welle (10) gelagertes Rad (47, 66) zugeordnet ist.
12. Antriebsrolle nach einem der Ansprüche 7 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß das Einstellelement (49) mit dem dritten Rad (42, 61) in Wirkverbindung steht.
13. Antriebsrolle nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß das Einstellelement (49) ein mit dem vierten Rad (47, 61) im Eingriff befindliches Rad ist.
14. Antriebsrolle nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß das Einstellelement (49) mit einem Handrad versehen ist.
15. Antriebsrolle nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß das Einstellelement (49) mit einem Elektromotor (51) gekoppelt ist.
16. Antriebsrolle nach einem der Ansprüche 6 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß das erste und zweite Rad (36 bzw. 38) aus Stirnzahnrädern mit gleichen Durchmessern und Zähnezahlen bestehen, während das Übertragungsrad (52) aus einem Stirnzahnrad besteht, das denselben Durchmesser wie das erste und zweite Rad (36 bzw. 38), aber eine von diesem abweichende Zähnezahl aufweist.
17. Antriebsrolle nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, daß das dritte Rad (42) aus einem mit dem ersten Rad (36) und dem Übertragungsrad (52) kämmenden Stirnzahnrad und das Zwischenrad (53) aus einem mit dem Übertragungsrad (52) und dem zweiten Zahnrad (38) kämmenden, fünften Stirnzahnrad besteht, wobei das dritte und das fünfte Stirnzahnrad um parallel zur Welle (10) angeordnete Achsen drehbar am Bauteil (44) bzw. im Gehäuse (32) gelagert sind.
18. Antriebsrolle nach einem der Ansprüche 6 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß das erste und das zweite Rad (59 bzw. 60) sowie das Übertragungsrad (58) aus Kegelzahnrädern mit gleichen Durchmessern und Zähnezahlen bestehen.
19. Antriebsrolle nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, daß das dritte Rad (61) aus einem mit dem ersten Rad (59) und dem Übertragungsrad (58) kämmenden Kegelzahnrad und das Zwischenrad (62) aus einem mit dem Übertragungsrad (58) und dem zweiten Rad (60) kämmenden, fünften Kegelzahnrad besteht, wobei das dritte und das fünfte Kegelzahnrad um senkrecht zur Welle angeordnete Achsen drehbar am Bauteil (65) bzw. im Gehäuse (32) gelagert sind.

20. Antriebsrolle nach einem der Ansprüche 1 bis 19 mit einem ihren Umfang zumindest teilweise umschlingenden Antriebsband (17) zum Antrieb einer Vielzahl von Fadenlifervorrichtungen (18), dadurch gekennzeichnet, daß dem Antriebsband (17) eine selbsttätig arbeitende Spannvorrichtung zugeordnet ist. 5
21. Antriebsrolle nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, daß die Spannvorrichtung aus einer vom Antriebsband (17) zumindest teilweise umschlungenen Spannrolle (19) besteht. 10
22. Antriebsrolle nach Anspruch 21, dadurch gekennzeichnet, daß die Spannrolle (19) unter dem Einfluß einer Kraft, insbesondere einer Federkraft (20) steht. 15

20

25

30

35

40

45

50

55

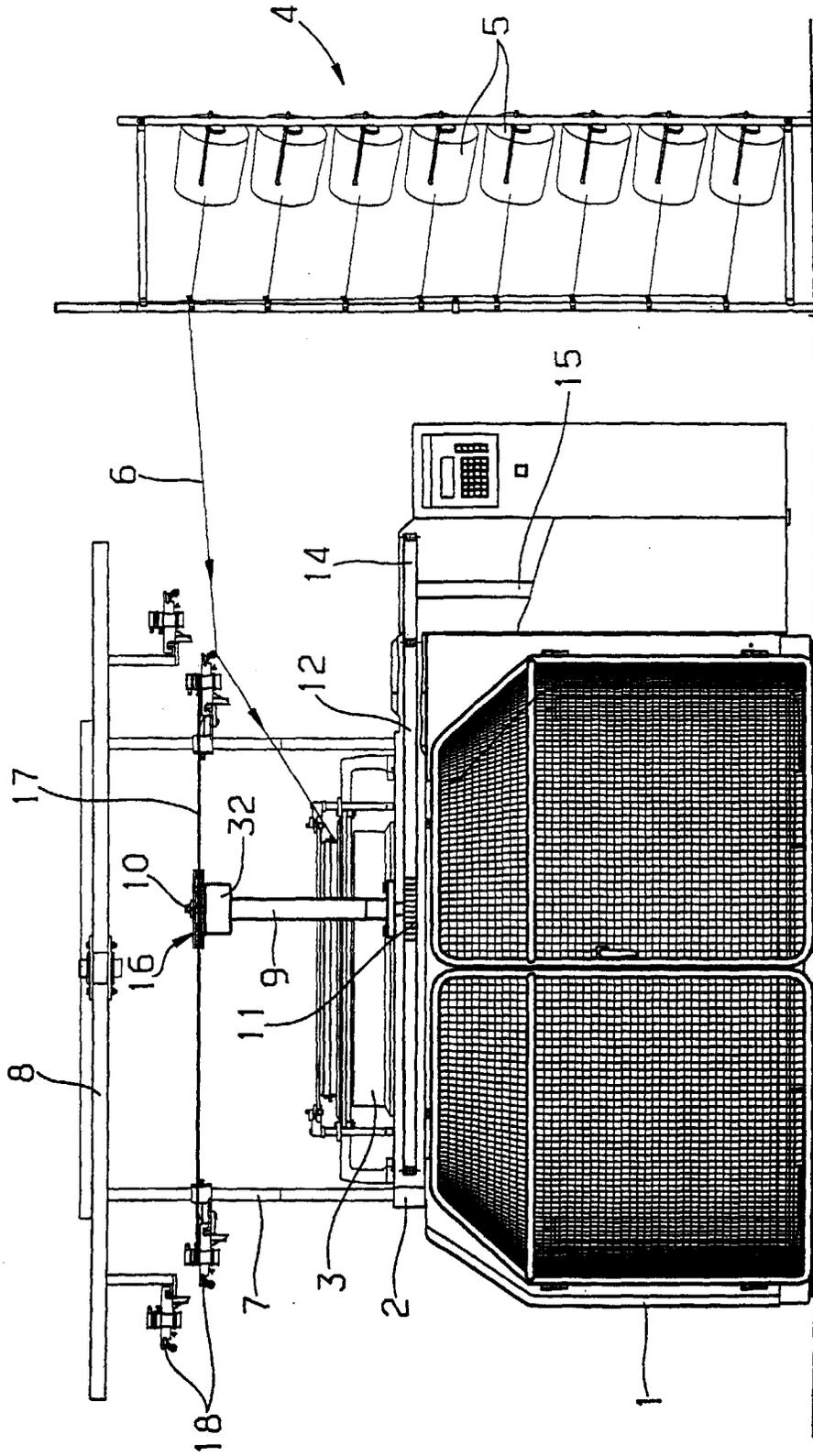


Fig. 1

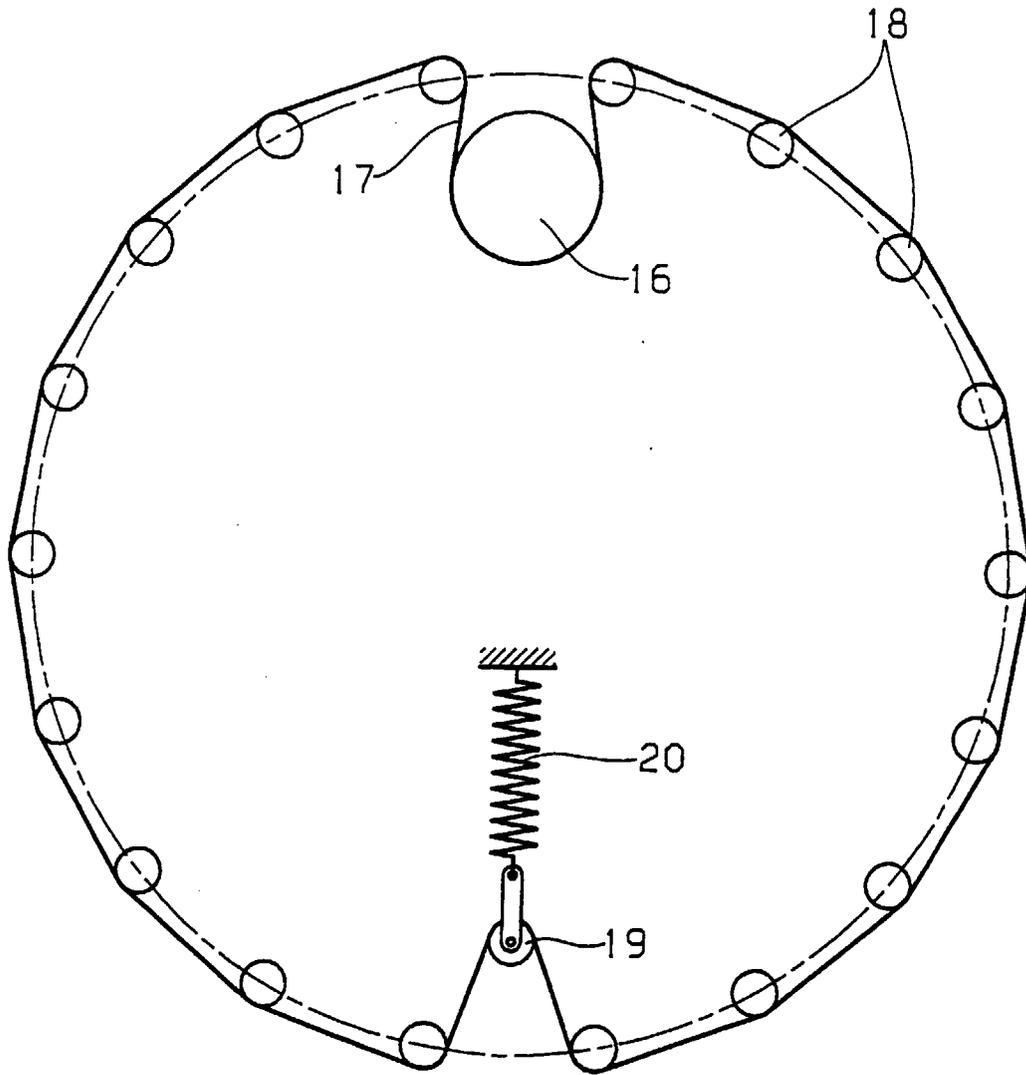


Fig. 2

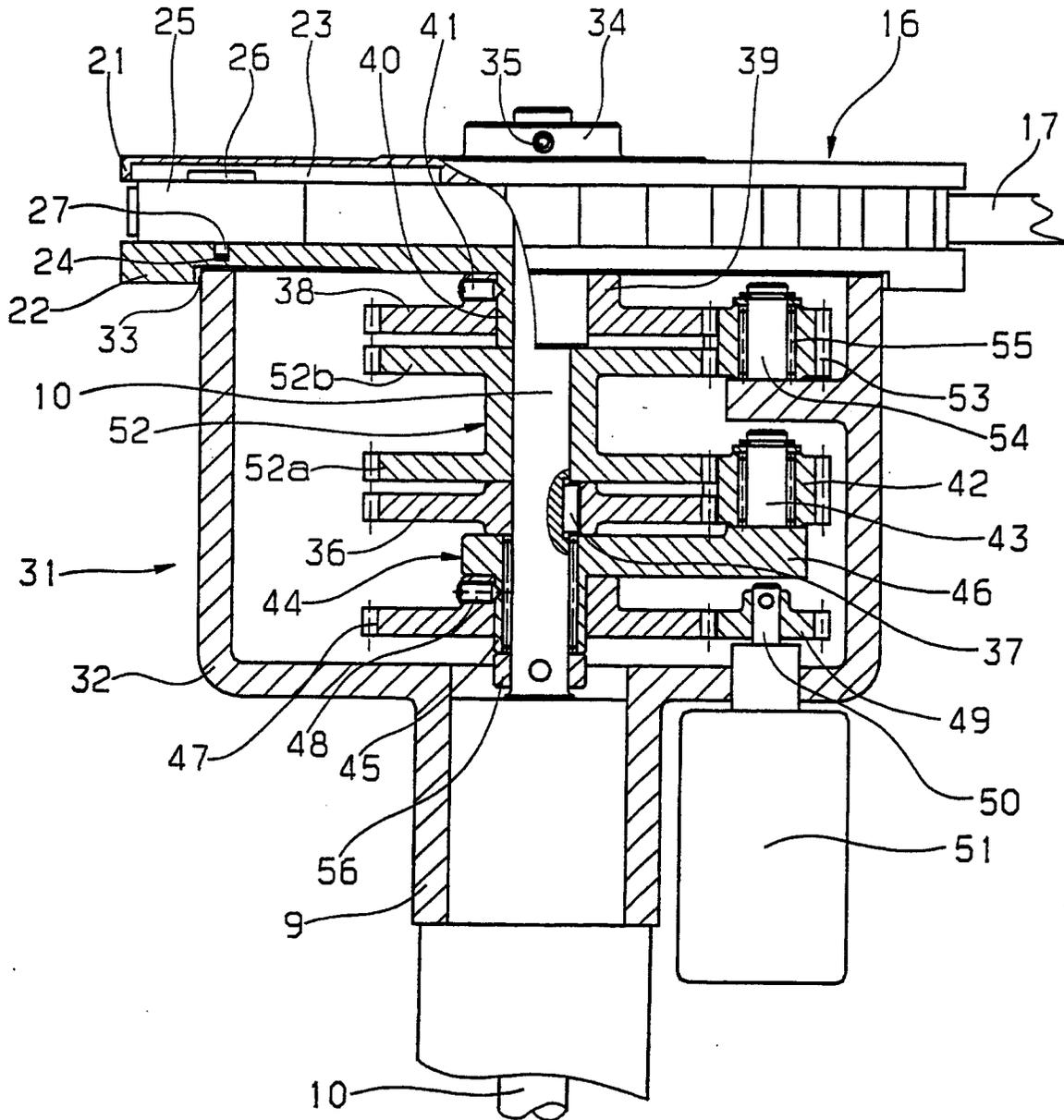


Fig. 3

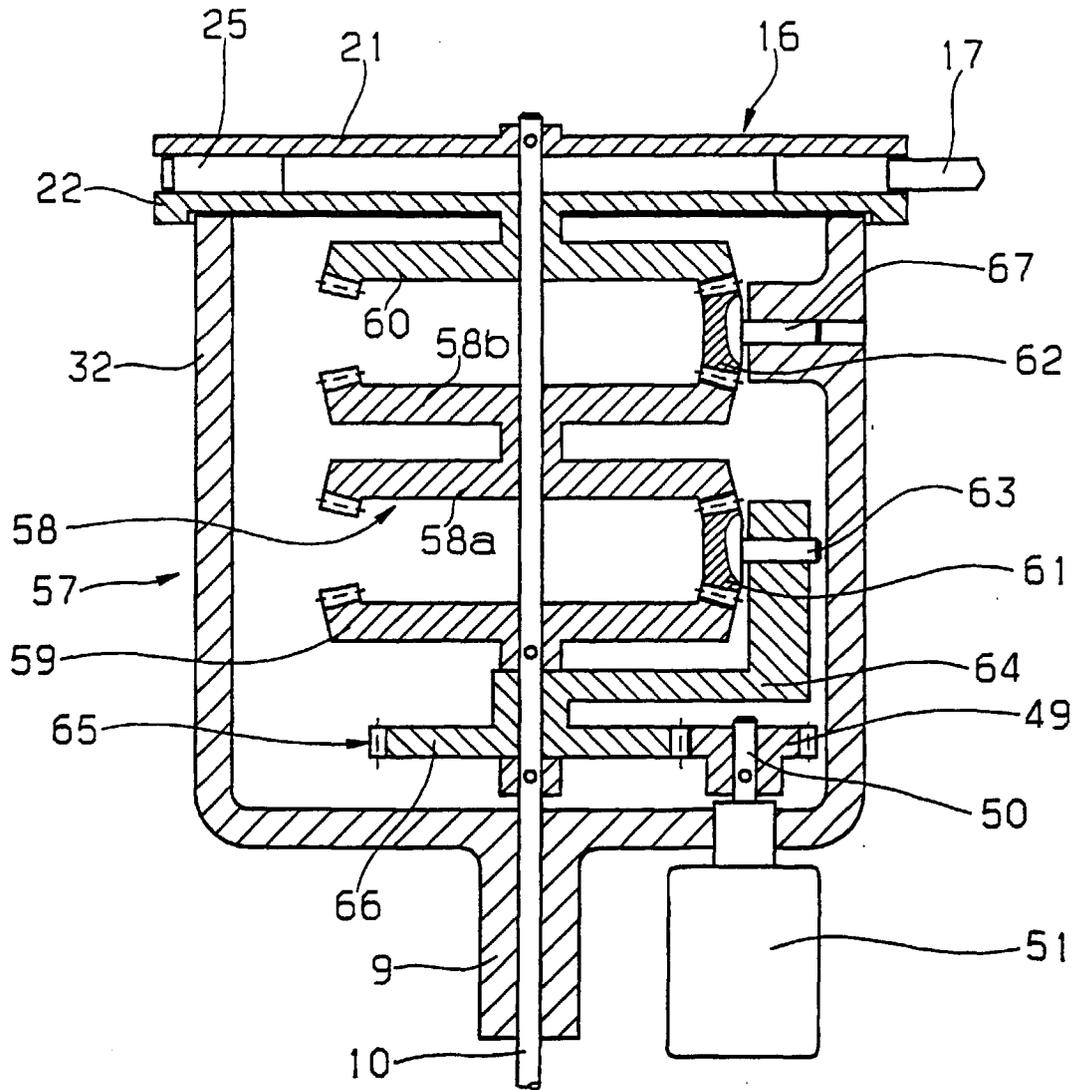


Fig. 4