



(11) **EP 2 019 059 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
19.10.2011 Patentblatt 2011/42

(51) Int Cl.:
B65H 18/00 (2006.01) B65H 18/06 (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **08160864.8**

(22) Anmeldetag: **22.07.2008**

(54) **Tambourantriebseinheit, insbesondere Antriebseinheit zum Auf- oder Abwickeln eines Wickeltambours**

Drum drive unit, in particular drive unit for winding or unwinding a coil drum

Unité d'entraînement de tambour, en particulier unité d'entraînement de tambour destinée à enrouler ou dérouler un tambour d'enroulement

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT DE FI IT SE

(30) Priorität: **26.07.2007 DE 102007034829**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
28.01.2009 Patentblatt 2009/05

(73) Patentinhaber: **Voith Patent GmbH**
89522 Heidenheim (DE)

(72) Erfinder:
• **Nelles, Josef**
52224, Stolberg (DE)
• **Stitz, Hermann Albert**
51515, Kürten (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A1- 4 116 781 DE-A1- 19 538 400
FR-A- 2 210 680

EP 2 019 059 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Tambourantriebseinheit, insbesondere Antriebseinheit zum Auf- oder Abwickeln eines Wickeltambours, umfassend einen mit dem Tambour koppelbaren Mitnehmer, der wenigstens mittelbar mit einer Antriebsmaschine verbunden ist.

[0002] Antriebseinheiten zum Aufwickeln oder Abwickeln eines Wickeltambours, das heißt eines Wickels einer Materialbahn, insbesondere Papier-, Kartonbahn oder Folie, um beziehungsweise von einem Tambour sind in verschiedenen Ausführungen aus dem Stand der Technik bekannt. Diese umfassen zumindest eine Antriebsmaschine, die mit einem Mitnehmer wenigstens mittelbar, das heißt entweder direkt oder über weitere Übertragungseinrichtungen, beispielsweise ein Über- oder Untersetzungsgetriebe verbunden sind. Der Mitnehmer dient der Ankopplung und damit der Drehmomentenübertragung zwischen der Antriebsmaschine und dem Tambour. Dazu ist die mit dem Mitnehmer gekoppelte Welle, die diesen antreibt, koaxial zur Tambourachse angeordnet. Dies setzt voraus, dass die Antriebseinheit ebenfalls koaxial zumindest mit ihrer Ausgangswelle mit dem Mitnehmer verbunden ist. Toleranzen, bedingt durch die Montage und dadurch auftretende Fluchtungsfehler, werden durch die konstruktive Ausgestaltung des Mitnehmers ausgeglichen. Der Mitnehmer ist dazu mit einer Verzahnung versehen, die in radialer Richtung ausgerichtet ist und deren Flankenlinien sich in axialer Richtung erstrecken. Dabei ist die Verzahnung in radialer Richtung ballig ausgeführt und das Flankenbeziehungsweise Kopf-/Fußspiel der Verzahnung wird entsprechend groß gewählt, so dass diese im Eingriff mit einer entsprechenden nicht ballig ausgeführten Gegenverzahnung an der Tambourglocke zur Realisierung der Drehmomentübertragung einen gewissen minimalen Versatz zwischen Tambour und Antriebsmaschine in radialer Richtung ausgleichen kann. Der Montageaufwand, bedingt durch die nach Möglichkeit passgenaue koaxiale Anordnung und das dadurch erforderliche Ausrichten der einzelnen Elemente in der Antriebseinheit zueinander und zur Tambourglocke ist relativ hoch, da bei Überschreitung der zulässigen Fluchtungsfehler die Bauteile einer sehr starken Umlaufbiegung unterworfen sind, wodurch diese durch Ermüdungsbruch ausfallen können. Eine Radialverstellung ist ebenfalls kaum möglich, da die Drehachse direkt in der Lagerung des Tambours liegt und eine Verdrehung des Tambours sowohl zu einem Winkelfehler als auch zu einem radialen Versatz in der Kupplungsstelle zwischen Tambour und Mitnehmer führt.

[0003] Diese Problematik tritt zudem in den Betriebsfällen verstärkt auf, in welchen eine Verschwenkung des Tambours in der Abrollung vorgenommen wird, beispielsweise um unterschiedliche Längen der gegenüberliegenden Papierbahnränder auszugleichen. Bisherige Antriebskonzepte, insbesondere auch Lösungen mit Gelenkwellen konnten dafür keine befriedigende Lösung

bieten.

[0004] Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, einen Tambourantrieb derart weiterzuentwickeln, dass ein unter gewissen Umständen gewolltes Verschwenken des Tambours während des Abwickelvorganges, das mit einem radialen Versatz und Winkelabweichungen zwischen der Antriebseinheit und dem Tambour einhergeht, frei von negativen Folgen für die Anschlusselemente, insbesondere in der Antriebseinheit realisiert werden soll. Das Regelverhalten des Antriebes soll dabei ferner nicht negativ durch ein großes Zahnspiel in der Kopplung zwischen Mitnehmer und Tambourglocke beeinflusst werden.

[0005] Die erfindungsgemäße Lösung ist durch die Merkmale des Anspruchs 1 charakterisiert. Vorteilhafte Ausgestaltungen sind in den Unteransprüchen beschrieben.

[0006] Eine Tambourantriebseinheit, insbesondere Antriebseinheit zum Auf- oder Abwickeln eines Wickeltambours in Form eines Zentrumsantriebes umfasst zumindest eine Antriebsmaschine, die wenigstens mittelbar über einen Mitnehmer mit einem Tambour wahlweise drehfest koppelbar ist. Die Tambourantriebseinheit umfasst zwischen der Antriebsmaschine und dem Mitnehmer zumindest eine Ausgleichkupplung zum Ausgleich von Radial-, Axial- und Winkelverlagerungen zwischen Antriebsmaschine und Mitnehmer. Die Ausgleichkupplung ist nicht schaltbar, d.h. eine Trennung innerhalb der Antriebseinheit während des Betriebes durch die Ausgleichkupplung ist nicht möglich.

[0007] Die erfindungsgemäße Lösung ermöglicht mittels einer einzigen drehmomentübertragenden Einrichtung neben dem Ausgleich von Fluchtungsfehlern und einer Radialverstellung auf einfache Art und Weise auch den Ausgleich der sich bei gewollter Verschwenkung des Tambours ergebenden Radial- Axial- und Winkelverstellungen zwischen Antriebsmaschine und Tambour innerhalb der durch die Ausgleichkupplung vorgegebenen Bereiche. Damit kann bei radialem Versatz und bei Winkelabweichung des Abrollantriebes, d.h. der Ausgangswelle der Antriebsmaschine beziehungsweise einer mit dieser gekoppelten Übertragungseinrichtung aus der koaxialen Lage zur Tambourlängsachse eine Radialverstellung des Tambours ohne negative Folgen für die miteinander über die Ausgleichkupplung gekoppelten Anschlusselemente realisiert werden.

[0008] In der Regel erfolgt entweder eine Kopplung des Mitnehmers über die Ausgleichkupplung mit einer Antriebsmaschine, wobei in diesem Fall die Ausgangswelle der Antriebsmaschine koaxial zur Längsachse des Tambours angeordnet ist, während bei indirekter Kopplung beispielsweise ein Untersetzungsgetriebe zwischengeordnet sein kann, dessen Ausgangswelle dann koaxial zur Längsachse des Tambours angeordnet ist. In diesem Fall ist vorzugsweise die Eingangswelle des Getriebes koaxial zur Ausgangswelle des Getriebes angeordnet, um den Aufwand und Bauraum für die Antriebseinheit gering zu halten.

[0009] Das Ein- und Auskuppeln des Tambours selbst kann unterschiedlich realisiert werden. Denkbar sind Möglichkeiten einer Entkoppelung des Mitnehmers vom Antriebsstrang oder des Mitnehmers vom Tambour. Im ersten Fall kann zwischen Mitnehmer und Ausgangswelle der Antriebseinheit eine lösbare Kupplung vorgesehen werden. Im zweiten Fall erfolgt die Realisierung und Lösung der drehfesten Verbindung zwischen Mitnehmer und Tambour über das Ein- und Ausfahren des Mitnehmers in die Tambourglocke, d.h. die zum Mitnehmer komplementäre Einheit am Tambour. Dazu umfasst der Tambourantrieb Mittel zum axialen Längenausgleich beziehungsweise einer axialen Verschiebung des Mitnehmers zwischen Antriebsmaschine und dem Tambour. Diese können in den leistungsübertragenden Elementen oder aber deren Lagerung, insbesondere der Lagerung der Antriebsmaschine integriert sein.

[0010] In einer ersten Ausführung sind die Mittel zwischen der Antriebsmaschine oder einer mit dieser verbundenen Übertragungseinrichtung und der Ausgleichskupplung angeordnet. Diese Anordnung erlaubt zum einen eine ortsfeste Anordnung der Antriebsmaschine und eventuell eines dieser nachgeordneten Getriebes. Der Ausgleich findet in zwischengeordneten Übertragungseinheiten statt, vorzugsweise in Wellensträngen, die in diesem Fall beispielsweise als Schiebewellen ausgeführt sind, umfassend eine erste und eine zweite Welle, die drehfest und in axialer Richtung gegeneinander verschiebbar miteinander verbunden sind. Die Nutzung von Schiebewellen erlaubt eine einfache Anpassung an bestehende Antriebskonfigurationen mit Antriebsmaschine und Getriebe bei ortsfester Anordnung dieser und unterschiedlich erforderlichen Verschiebewegen.

[0011] Gemäß einer zweiten besonders vorteilhaften Ausführungsform sind die Mittel vorzugsweise direkt in der Ausgleichskupplung integriert. Diese Lösung bietet den Vorteil, dass keine verbindenden Wellenstränge in der Antriebseinheit zu modifizieren sind und ferner der Ausgleich in einer kompakten Baueinheit erfolgt, wobei für die Ausgleichskupplung standardisierte Ausführungen zum Einsatz gelangen können.

[0012] Die Integration der Mittel in die Lagerung bedingt eine verschiebbare Führung der Antriebsmaschine und der mit diesen gekoppelten Übertragungseinrichtungen parallel zur Längsachse des Tambours. Diese Lösung bietet den Vorteil, dass die Länge der Antriebseinheit unveränderlich ist und diese aus einfachen Bauelementen aufgebaut ist.

[0013] Für die Ausführung der Ausgleichskupplung selbst besteht eine Mehrzahl von Möglichkeiten. Dabei kann der Mitnehmer Bestandteil der Ausgleichskupplung, d.h. in diese integriert sein oder aber mit dieser drehfest gekoppelt sein. Dabei werden ferner Ausgleichskupplungen mit einer oder mehreren, vorzugsweise zwei Kupplungsebenen unterschieden, wobei unter Kupplungsebene die Kopplung zwischen zwei drehmomentübertragenden Bauteilen zu verstehen ist. Dabei wird gemäß einer besonders vorteilhaften Ausführung

eine homokinetische Verbindung zwischen Tambour und Antriebsmaschine über die Ausgleichskupplung immer dann erzielt, wenn vorzugsweise zwei Kupplungsebenen, vorzugsweise kardananische Kupplungsebenen vorgesehen sind, d.h. eine Doppelkupplung.

[0014] Bei Ausbildung der Ausgleichskupplung mit nur einer Kupplungsebene wird der Vorteil einer Doppelkupplung dadurch erzielt, dass hier die erste Kupplungsebene von einem Kardangelenkbildet wird und der mit diesem gekoppelte Mitnehmer zumindest Mittel zum Ausgleich von Radialabweichungen aufweist. Zur einfachen Ausführung dieser ist der Mitnehmer als Zahnmitnehmer ausgeführt, der eine in radialer Richtung ausgerichtete Verzahnung aufweist, die ballig ausgeführt ist. Die Ausführung der Antriebseinheit kann dadurch sehr kurz bauen.

[0015] Gemäß einer besonders vorteilhaften Ausführung ist die Ausgleichskupplung als Doppelkupplung ausgeführt und umfasst zwei in der Antriebseinheit in axialer Richtung zueinander versetzt angeordnete Kupplungsebenen, wodurch keine besonderen Modifikationen am Mitnehmer und der Verbindung zwischen Mitnehmer und Tambour vorzunehmen sind und auf standardisierte Mitnehmer zurückgegriffen werden kann, ferner das Zahnspiel bei Ausbildung als Zahnmitnehmer zwischen diesem und der komplementären Verzahnung am Tambour gering gehalten werden kann.

[0016] Die Ausgleichskupplung kann zwischen Mitnehmer und Antriebsmaschine angeordnet sein. Denkbar ist auch, dass der Mitnehmer Bestandteil der zweiten Kupplungsebene der Ausgleichskupplung ist. Letztere Möglichkeit ist in axialer Richtung, d.h. parallel zur Längsachse des Tambours durch eine sehr kurze Bauweise charakterisiert.

[0017] Gemäß einer besonders vorteilhaften Ausführung wird eine kardananische Doppelkupplung verwendet, welche durch zwei Kupplungsebenen charakterisiert ist, eine erste Kupplungsebene und eine zweite Kupplungsebene, in welcher die Kopplung über kardananische Gelenke realisiert wird. Dabei sind die beiden kardananischen Gelenke über eine Zwischenbeziehungsweise Verbindungswelle miteinander verbunden. Andere Ausführungen sind ebenfalls möglich.

[0018] Die Ausgleichskupplung ist vorzugsweise als drehelastische Kupplung ausgeführt. Drehelastische Kupplungen bieten den Vorteil einer zusätzlichen Dämpfung von Schwingungen und der Kompensation von Drehmomentstößen. Gemäß einer ersten Ausführung ist die Ausgleichskupplung eine kardananische Kupplung, vorzugsweise eine kardananische Gelenkkupplung, insbesondere eine Gelenkwelle. Die verwendeten Ausgleichskupplungen sind vorzugsweise torsionssteif und spielfrei, so dass keine negativen Einflüsse auf das Abrollverhalten des Tambours entstehen. Aufgrund der Vermeidung von Umlaufbiegung können Ermüdungserscheinungen vermieden werden.

Besonders vorteilhaft ist die Ausführung der Ausgleichskupplung als Doppelkupplung, umfassend zwei drehe-

leastische Kupplungen zum Ausgleich radialer, axialer und winkliger Verlagerungen der mit dieser gekoppelten Anschlusselemente in Form einer CENTALINK-Kupplung gemäß Katalog Nr. CL-05-04. Diese umfasst zwei miteinander über eine Zwischenwelle gekoppelte Kupplungen, wobei jede von diesen aus zwei axial hintereinander angeordneten Kupplungsteilen besteht. Eine derartige Kupplung ist beispielsweise in DE 41 16 781 A1 beschrieben. Der erste Kupplungsteil ist in axialer Richtung und winklig steif sowie in radialer Richtung vorzugsweise weich und umfasst ein zwischen den in axialer Richtung weisenden Flächenbereichen Gummielemente. Der zweite, radial steife sowie winklig und axial verlagerbare Kupplungsteil umfasst zum Anschluss an eine Nabe wenigstens ein Verbindungselement, welches mittels axial gerichteter Bolzen am ersten Kupplungsteil angelenkt ist. Als Verbindungselemente zwischen erstem Kupplungsteil und Nabe sind Lenker vorgesehen, wobei jeder Lenker am ersten Kupplungsteil in einem von einem Bolzen gestützten sphärischen Lager angelenkt ist und über ein zylindrisches Lager an der Nabe angelenkt ist. **[0019]** Eine weitere Möglichkeit besteht in der Verwendung einer Ausführung mit zwei gummielagerten Gelenken. Diese wird direkt mit dem Getriebe verbunden. Zur Abstützung der Axialkräfte beim Ein- und Auskuppeln des Mitnehmers ist an jedem Gelenk zusätzlich eine axiale Abstützung erforderlich.

[0020] Ferner besteht die Möglichkeit, die Ausgleichskupplung als eine Metallbalgkupplung oder eine gummiummantelte Klauenkupplung auszubilden.

[0021] Die erfindungsgemäße Lösung wird nachfolgend anhand von Figuren erläutert. Darin ist im Einzelnen folgendes dargestellt:

- Figur 1 verdeutlicht in schematisiert vereinfachter Darstellung den Grundaufbau einer ersten Ausführung eines erfindungsgemäß ausgeführten Antriebsstranges mit einer Ausgleichskupplung;
- Figur 2 verdeutlicht in schematisiert vereinfachter Darstellung eine zweite Ausführung eines erfindungsgemäßen Antriebsstranges mit erfindungsgemäß angeordneter Ausgleichskupplung und axialer Schiebewelle;
- Figur 3 verdeutlicht in stark vereinfachter Darstellung in einer Ansicht von oben die Verhältnisse bei Verschwenken des Tambours;
- Figur 4 verdeutlicht eine Ausführung einer Ausgleichskupplung mit einer Kupplungsebene in Form einer kardanischen Kupplung und Ausbildung der zweiten Kupplungsebene durch den Mitnehmer in einer Tambourantriebseinheit;
- Figur 5 verdeutlicht eine besonders vorteilhafte Ausführung einer Ausgleichskupplung in Form einer kardanischen Doppelgelenkkupplung.

[0022] Die Figur 1 verdeutlicht in schematisiert stark

vereinfachter Darstellung den Grundaufbau eines erfindungsgemäß ausgeführten und als Tambourantriebseinheit 1 bezeichneten Antriebsstranges für einen Antrieb eines Tambours 2 zum Aufwickeln oder Abrollen eines Wickels 10. Der Tambour 2 liegt je nach Zustand des von diesem getragenen Wickels 10 als Leertambour oder mit Wickel 10 als Wickeltambour 2.1 vor. Zum Antreiben umfasst dieser zumindest einen Mitnehmer 3, welcher vorzugsweise als Zahnmitnehmer 4 ausgebildet ist und der in den Tambour 2, insbesondere die Tambourglocke 5 eingreift und mit dieser drehmomentübertragend koppelbar ist, ferner zumindest eine Antriebsmaschine 6, die wenigstens mittelbar mit dem Zahnmitnehmer 4 gekoppelt ist. Gemäß einer besonders vorteilhaften Ausführung sind zwischen Antriebsmaschine 6 und Zahnmitnehmer ein Getriebe 7, welches als Über- oder Untersetzungsgetriebe ausgebildet ist, vorgesehen, wobei die Kopplung zwischen Getriebe 7 und Zahnmitnehmer 4 erfindungsgemäß über eine Ausgleichskupplung 8 zum Ausgleich radialer, axialer und winkliger Verlagerungen erfolgt. Die Ausgleichskupplung 8 dient dabei der Drehmomentübertragung auch bei verschwenktem Tambour 2, d.h. radialem, axialen Versatz und einem Winkel zwischen Getriebe 7 beziehungsweise Antriebsmaschine und dem Zahnmitnehmer 4, der mit der Tambourglocke 5 gekoppelt ist. Fluchtungsfehler sowie die sich bei gewolltem Verschwenken des Tambours 2 einstellenden Verlagerungen zwischen Antriebsstrang 1 und Tambourglocke 5 können somit ausgeglichen werden. Über Mittel 42 zum axialen Längenausgleich beziehungsweise einer axialen Verschiebung der Anschlusselemente, insbesondere die Linearführung 9, umfassend die Teilführungen 9.1 und 9.2, in denen die einzelnen miteinander gekoppelten Teile des Tambourantriebes 1, insbesondere die Antriebsmaschine 6 und das Getriebe 7 gegenüber der Tambourglocke 5 führbar sind, das heißt quer zur Faserstoffbahnnab- oder Aufrollrichtung beziehungsweise parallel zur Längsachse L2 des Tambours 2 verfahrbar, kann das Ein- und Ausfahren des Mitnehmers 3 in die Tambourglocke 5 realisiert werden. Die Linearführung 9, insbesondere die Teilführungen 9.1 und 9.2, sind auf einem Unterbau 16 quer zur Maschinenrichtung parallel zur Tambourachse L2 angeordnet. Antriebsmaschine 6 und Getriebe 7 sowie Mitnehmer 3 sind hier koaxial zueinander angeordnet.

[0023] Gemäß einer weiteren vorteilhaften Ausführung ist zwischen der Antriebsmaschine 6 und dem Getriebe 7 eine Kupplungseinrichtung 11 vorgesehen, die eine Bremscheibe 12 trägt und die bei Bedarf der Abbremsung der Antriebseinheit 1 dient, indem die Kupplungseinrichtung 11 betätigt wird und damit die Bremscheibe 12 an den Antriebsstrang ankoppelt.

[0024] In Figur 1 erfolgt die Lagezuordnung in Längsrichtung der Tambourachse 2 betrachtet zwischen Tambour 2 und Antriebseinheit 1 über die Linearführungen 9.1, 9.2, indem die gesamte Antriebseinheit verschiebbar ist. Bei dieser Ausführung ist auch die Ausgleichskupplung 8 durch eine konstante Erstreckung in Richtung par-

allel zur Achse der Antriebswelle der Antriebsmaschine beziehungsweise Tambourlängsachse L2 charakterisiert.

[0025] Gemäß einer besonders vorteilhaften Ausführung gemäß Figur 2 kann jedoch die Tambourantriebseinheit 1 auch ortsfest angeordnet sein und der Ausgleich in Längsrichtung erfolgt über in der Antriebseinheit 1, vorzugsweise in der Ausgleichkupplung 8 integrierte Mittel 42, insbesondere eine Schiebewelle 14. Diese umfasst eine drehfeste Verbindung zwischen zwei Wellen, einer ersten Welle 14.1 und einer zweiten Welle 14.2 mit axialem Längenausgleich 15. Im einfachsten Fall erfolgt die Verbindung zwischen beiden Wellen 14.1, 14.2 mittels einer Keilwellenverbindung.

[0026] Figur 3 verdeutlicht stark vereinfacht die sich einstellenden Verhältnisse des Versatzes in radialer, axialer Richtung und den Winkelfehler. Erkennbar ist die Antriebseinheit 1 sowie der Tambour 2 und dessen Lagerung an der Antriebsseite und der Antriebsseite gegenüberliegenden Seite.

[0027] Zur Lösung des Problems wird eine Ausgleichskupplung 8 zum Ausgleich radialer, axialer und winkliger Verlagerungen eingesetzt, vorzugsweise in Form kardanischer Doppelkupplungen beziehungsweise hoch drehelastischer Kupplungen.

[0028] Ein Beispiel einer einfachen kardanischen Gelenkkupplung 13 ist in der Figur 4 dargestellt. Hier ist beispielhaft ein Kardangelenke 19 vorgesehen, das zwischen dem Zahnmitnehmer 4 und dem restlichen Antriebsstrang, das heißt insbesondere bei Ausführung gemäß Figur 1 dem Getriebe 7 angeordnet ist. Im einfachsten Fall ist diese einfache kardanische Gelenkkupplung 13 als Kardanwelle 20 ausgebildet, die an einem axialen Ende 21 das Kardangelenke 19 trägt, während am anderen axialen Ende 22 der Mitnehmer 3 angeordnet ist. In diesem Fall wird über den Mitnehmer 3 vorzugsweise ebenfalls eine ausgleichende und zum Teil sehr begrenzt gelenkige Verbindung mit der Tambourglocke 5 realisiert. Der Mitnehmer 3 umfasst dazu eine in radialer oder axialer Richtung ausgerichtete Verzahnung 23, die mit einer komplementären Verzahnung 24 an der Tambourglocke 5 in Wirkverbindung bringbar ist. Zur Realisierung einer gelenkigen Verbindung ist die Verzahnung 23 ballig ausgeführt, das heißt, in radialer Richtung ballig, so dass eine Ausgleichsbewegung in radialer Richtung möglich ist. Das Kardangelenke 19 ist hier als Kreuzgelenk ausgeführt, wobei dieses im einfachsten Fall über ein Zapfenkreuz 25 realisiert wird, das mit in einer Ebene angeordneten und jeweils um 90 Grad zueinander versetzten Zapfen ausgeführt ist beziehungsweise mit um 180 Grad zueinander versetzten Zapfen ausbildenden Zapfenpaaren, die um 90 Grad zueinander verdreht angeordnet sind und in axialen Ebenen zueinander versetzt sein können. Dabei umfasst die Kardanwelle 20 an ihrem axialen Ende 21 eine Gelenkgabel 26, die mit einem Zapfenpaar des Zapfenkreuzes 25 gekoppelt ist und das zweite Zapfenpaar des Zapfenkreuzes 25 ist mit einer mit der Getriebeausgangswelle gekoppelten Gelenkgabel 27 verbun-

den. Am anderen axialen Ende 22 ist vorzugsweise ein Anschlussflansch 28 vorgesehen, an welchem der Zahnmitnehmer 3 beziehungsweise 4 befestigt ist. Bei dieser Ausführung sind somit eine erste Kupplungsebene K1 und eine zweite Kupplungsebene K2 vorgesehen, wobei die zweite Kupplungsebene K2 unter Einbeziehung des Mitnehmers 3 als ein Kupplungsteil in der späteren Kupplung mit dem Tambour 2 realisiert wird. Wie bereits ausgeführt, ist es bei dieser Ausführung erforderlich, die Verzahnung in Zahnmitnehmer 4 ballig zu gestalten, um hier eine gelenkige Verbindung realisieren zu können. Bei dieser Anordnung kann eine Z-Anordnung realisiert werden, das heißt, die Achsen der Tambourglocke 5 und der Getriebeausgangswelle sind parallel zueinander, jedoch in radialer Richtung versetzt.

[0029] Figur 5 verdeutlicht beispielhaft eine weitere besonders vorteilhafte Ausgestaltung einer kardanischen Doppelgelenkkupplung 17 in zwei Ansichten. Bei dieser handelt es sich vorzugsweise um eine so genannte CENTA-LINK-Kupplung 29, wie diese beispielsweise im Katalog CL-05-04 der Fa. Centa Antriebe Kirschey GmbH offenbart ist. Ferner wird auf die Druckschriften DE 41 41 520 C1, DE 41 16 781 A1, DE 92 02 412 U1 verwiesen. Diese Doppelgelenkkupplung 29 ist ebenfalls durch zwei Kupplungsebenen K1 und K2 charakterisiert, wobei diese aus zwei über eine Zwischenwelle 39 verbundenen elastischen Kupplungen 40 und 41 bestehen. Jede Kupplung 40, 41 besteht aus einem ersten und einem zweiten Kupplungsteil 40.1, 40.2 beziehungsweise 41.1, 41.2, welche mittels Lenkerhebeln 43 und 44 miteinander verbunden sind. Der erste Kupplungsteil ist in axial und winklig steif sowie in radialer Richtung weich. Der zweite, radial steife sowie winklig und axial verlagerbare Kupplungsteil 40.2 umfasst zum Anschluss an eine Nabe 38 in Form einer Zwischenwelle 39 wenigstens ein Verbindungselement, welches mittels axial gerichteter Bolzen am ersten Kupplungsteil 40.1 angelenkt ist. Als Verbindungselemente zwischen erstem Kupplungsteil 40.1 und Nabe 38 sind die Lenker 43 vorgesehen, wobei jeder Lenker 43 am ersten Kupplungsteil 40.1 in einem von einem Bolzen gestützten sphärischen Lager 37 angelenkt ist und über ein zylindrisches Lager 36 an der Nabe 38 angelenkt ist. Mittels dieser Ausführung können alle Axial- und Winkelbewegungen, die zwischen beiden Kupplungsteilen 40.1, 40.2 auftreten in Schwenkbewegungen der Lenker 43 umgeformt werden. Diese werden von den Lagerbuchsen der Lager 37 und 36 aufgenommen.

[0030] Figur 5b verdeutlicht eine Ansicht A-A gemäß Figur 5a.

[0031] Andere Ausführungen derartiger hochelastischer Gelenkkupplungen sind ebenfalls denkbar. Diese können beispielsweise, hier jedoch nicht dargestellt, jeweils aus einem zwischen zwei Kupplungsteilen angeordneten Zwischenring bestehen, der aus einzelnen am Umfang verteilten Gummiblöcken mit einvulkanisierten Metallelementen besteht, die wechselseitig mit den Kupplungsteilen verschraubt sind. Die Metallelemente

des Zwischenringes bestehen ausschließlich aus in Umfangsrichtung gleichmäßig oder im Wesentlichen gleichmäßig verteilten Keilen, die sich in radialer Richtung über die Ringbreite erstrecken. Die einvulkanisierten Gummiblöcke stehen im eingebauten Zustand unter Druckvorspannung und der Zwischenring besteht aus Einzelsegmenten mit mindestens einem Gummiblock und beidseitig anvulkanisierten Metallelementen, die jeweils zu Keilen verbindbar sind. Eine derartige Gelenkkupplung ist beispielsweise aus DE 196 39 304 B4 vorbekannt.

[0032] Bezüglich der konkreten Ausführung der Ausgleichkupplung 8 bestehen keine Beschränkungen. Vorzugsweise finden jedoch hochelastische kardanische Doppelkupplungssysteme Verwendung.

Bezugszeichenliste

[0033]

1 Tambourantriebseinheit

2 Tambour

3 Mitnehmer

4 Zahnmitnehmer

5 Tambourglocke

6 Antriebsmaschine

7 Getriebe

8 Ausgleichkupplung

9 Linearführung

9.1, 9.2 Teilführung

10 Unterbau

11 Kupplungseinrichtung

12 Bremsscheibe

13 Kardanische Gelenkkupplung

14 Schiebewelle

14.1 Erste Welle

14.2 Zweite Welle, Nabe

15 Längenausgleich

16 Unterbau

17 Kardanische Doppelgelenkkupplung

18 Gelenkwelle

19 Kardangelenk

5 20 Kardanwelle

21 Axialer Endbereich

22 Axialer Endbereich

10 23 Verzahnung

24 Verzahnung

15 24 Zapfenkreuz

26 Gelenkgabel

27 Gelenkgabel

20 28 Anschlussflansch

29 Kardanische Doppelkupplung

25 36 Lager

37 Lager

38 Nabe

39 Zwischenwelle

40 Gelenkkupplung

30 40.1 Erster Kupplungsteil

40.2 Zweiter Kupplungsteil

41 Gelenkkupplung

41.1 Erster Kupplungsteil

41.2 Zweiter Kupplungsteil

35 42 Mittel zum axialen Längenausgleich und/oder zur axialen Verschiebung

43 Lenker

44 Lenker

40

Patentansprüche

1. Tambourantriebseinheit (1), insbesondere Antriebs-
einheit zum Auf- oder Abwickeln eines Wickeltam-
bours (2, 2.1), umfassend zumindest eine Antriebs-
maschine (6), die wenigstens mittelbar über einen
Mitnehmer (3, 4) mit einem Tambour (2, 2.1) wahl-
weise drehfest koppelbar ist, wobei zwischen der An-
triebsmaschine (6) und dem Mitnehmer (3, 4) eine
Ausgleichseinrichtung zum Ausgleich von zumin-
dest Radialabweichungen zwischen Tambour (2,
2.1) und Antriebsmaschine (6) angeordnet ist:

55

dadurch gekennzeichnet,

dass die Ausgleichseinrichtung eine Radial-, Axial-, und Winkelverlagerungen zwischen Antriebsmaschine (6) und Mitnehmer (3, 4) ausgleichende Ausgleichkupplung (8) umfasst.

2. Tambourantriebseinheit (1) nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
dass diese Mittel (42) zum axialen Längenausgleich zwischen Antriebsmaschine (6) und Tambour (2, 2.1) umfasst.
3. Tambourantriebseinheit (1) nach Anspruch 2,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Mittel (42) zwischen der Antriebsmaschine (6) oder einer mit dieser verbundenen Übertragungseinrichtung (7) und der Ausgleichkupplung (8) angeordnet oder dass sie in der Ausgleichkupplung (8) integriert sind.
4. Tambourantriebseinheit (1) nach einem der Ansprüche 2 bis 3,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Mittel (42) eine Schiebewelle (14) umfassen, umfassend eine erste und eine zweite Welle (14.1, 14.2), die drehfest und in axialer Richtung gegeneinander verschiebbar miteinander verbunden sind.
5. Tambourantriebseinheit (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 4,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Antriebsmaschine (6) und eventuelle Übertragungseinheiten (7) ortsfest gelagert sind.
6. Tambourantriebseinheit (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 5,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Antriebsmaschine (6) und die mit diesen gekoppelten Übertragungseinrichtungen (7) parallel zur Längsachse (L2) des Tambours (2, 2.1) verschiebbar geführt sind.
7. Tambourantriebseinheit (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 6,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Ausgleichkupplung (8) eine Kupplungsebene (K1) umfasst, und der Mitnehmer (3) Mittel zum Ausgleich von Radialabweichungen in der Verbindung zwischen Tambour (2, 2.1) und Mitnehmer (3) aufweist.
8. Tambourantriebseinheit (1) nach Anspruch 7,
dadurch gekennzeichnet,
dass der Mitnehmer (3) als Zahnmitnehmer (4) ausgeführt ist und eine in radialer Richtung ausgerichtete Verzahnung (23) aufweist, die ballig ausgeführt ist.
9. Tambourantriebseinheit (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 8,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Ausgleichkupplung (8) als Doppelkupplung (17, 29) ausgeführt ist und zwei in der Antriebs-
- einheit (1) in axialer Richtung zueinander versetzt angeordnete Kupplungsebenen (K1, K2) umfasst.
10. Tambourantriebseinheit (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 9,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Ausgleichkupplung (8) zwischen Mitnehmer (3, 4) und Antriebsmaschine (6) angeordnet ist.
11. Tambourantriebseinheit (1) nach Anspruch 10,
dadurch gekennzeichnet,
dass der Mitnehmer (3, 4) Bestandteil der zweiten Kupplungsebene (K2) der Ausgleichkupplung (8) ist.
12. Tambourantriebseinheit (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 11,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Ausgleichkupplung (8) als drehstarre oder drehelastische Kupplung ausgeführt ist.
13. Tambourantriebseinheit (1) nach Ansprüche 12,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Ausgleichkupplung (8) eine kardananische Gelenkkupplung (13, 17, 29), insbesondere kardananische Doppelgelenkkupplung (17, 29) ist.
14. Tambourantriebseinheit (1) nach einem der Ansprüche 12 und 13,
dadurch gekennzeichnet,
dass die einzelnen Kupplungsebenen (K1, K2) von jeweils einer hoch drehelastischen Kupplung (40, 41) gebildet werden, umfassend jeweils zwei Kupplungsteile (40.1, 40.2, 41.1, 41.2), wobei jeweils ein erster Kupplungsteil (40.1, 41.1) in axialer Richtung und winklig steif sowie vorzugsweise in radialer Richtung weich ausgeführt ist und der zweite, radial steife sowie winklig und axial verlagerbare Kupplungsteil (40.2, 41.2) zum Anschluss an eine Nabe (38, 39) wenigstens ein Verbindungselement umfasst, welches mittels axial gerichteter Bolzen am ersten Kupplungsteil (40.1, 41.1) angelenkt ist, wobei zwischen erstem Kupplungsteil (40.1, 41.1) und Nabe (38, 39) Lenker (43, 44) vorgesehen sind und die Lenker (43, 44) am ersten Kupplungsteil (40.1, 41.1) in einem von einem Bolzen gestützten sphärischen Lager (37) angelenkt sind und über ein zylindrisches Lager (36) an der Nabe (38, 39) angelenkt sind.
15. Tambourantriebseinheit (1) nach einem der Ansprüche 13 oder 14,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Ausgleichkupplung (8) eine Metallbalgkupplung oder eine gummiummantelte Klauenkupplung ist.

Claims

1. Drum drive unit (1), in particular a drive unit for winding or unwinding a coil drum (2, 2.1), comprising at least one drive machine (6) which can be coupled as desired in a rotationally fixed manner to a drum (2, 2.1), at least indirectly via a drive element (3, 4), a compensating device for compensating for at least radial deviations between drum (2, 2.1) and drive machine (6) being arranged between the drive machine (6) and the drive element (3, 4),
characterized in that
the compensating device comprises a compensating coupling (8) compensating for radial, axial and angular displacement between drive machine (6) and drive element (3, 4).
2. Drum drive unit (1) according to Claim 1,
characterized in that
this comprises means (42) for axial length compensation between drive machine (6) and drum (2, 2.1).
3. Drum drive unit (1) according to Claim 2,
characterized in that
the means (42) are arranged between the drive machine (6) or a transmission device (7) connected to the latter and the compensating coupling (8), or **in that** they are integrated in the compensating coupling (8).
4. Drum drive unit (1) according to either of Claims 2 and 3,
characterized in that
the means (42) comprise a sliding shaft (14), comprising a first and a second shaft (14.1, 14.2) which are connected to each other in a rotationally fixed manner and so that they can be displaced with respect to each other in the axial direction.
5. Drum drive unit (1) according to one of Claims 1 to 4,
characterized in that
the drive machine (6) and possible transmission units (7) are mounted in a fixed location.
6. Drum drive unit (1) according to one of Claims 1 to 5,
characterized in that
the drive machine (6) and the transmission devices (7) coupled to the latter are guided such that they can be displaced parallel to the longitudinal axis (L2) of the drum (2, 2.1).
7. Drum drive unit (1) according to one of Claims 1 to 6,
characterized in that
the compensating coupling (8) comprises a coupling plane (K1) and the drive element (3) has means for compensating for radial deviations in the connection between drum (2, 2.1) and drive element (3).
8. Drum drive unit (1) according to Claim 7,
characterized in that
the drive element (3) is designed as a toothed drive element (4) and has a toothing system (23) of spherical design oriented in the radial direction.
9. Drum drive unit (1) according to one of Claims 1 to 8,
characterized in that
the compensating coupling (8) is designed as a double coupling (17, 29) and comprises two coupling planes (K1, K2) arranged offset from one another in the axial direction in the drive unit (1).
10. Drum drive unit (1) according to one of Claims 1 to 9,
characterized in that
the compensating coupling (8) is arranged between drive element (3, 4) and drive machine (6).
11. Drum drive unit (1) according to Claim 10,
characterized in that
the drive element (3, 4) is a constituent part of the second coupling plane (K2) of the compensating coupling (8).
12. Drum drive unit (1) according to one of Claims 1 to 11,
characterized in that
the compensating coupling (8) is designed as a rotationally rigid or rotationally resilient coupling.
13. Drum drive unit (1) according to Claim 12,
characterized in that
the compensating coupling (8) is a cardanic jointed coupling (13, 17, 29), in particular a cardanic double-joint coupling (17, 29).
14. Drum drive unit (1) according to either of Claims 12 and 13,
characterized in that
the individual coupling planes (K1, K2) are each formed by a highly rotationally resilient coupling (40, 41), in each case comprising two coupling parts (40.1, 40.2, 41.1, 41.2), in each case a first coupling part (40.1, 41.1) being designed to be angularly stiff in the axial direction and preferably angularly compliant in the radial direction, and the second, radially stiff and angularly and axially displaceable coupling part (40.2, 41.2) to be connected to a hub (38, 39) comprising at least one connecting element which is attached to the first coupling part (40.1, 41.1) by means of axially aligned bolts, links (43, 44) being provided between first coupling part (40.1, 41.1) and hub (38, 39), and the links (43, 44) being attached to the first coupling part (40.1, 41.1) in a spherical bearing (37) supported by a bolt, and being attached to the hub (38, 39) via a cylindrical bearing (36).
15. Drum drive unit (1) according to either of Claims 13 and 14,

characterized in that

the compensating coupling (8) is a metal bellows coupling or a rubber-encased claw coupling.

Revendications

1. Unité d'entraînement de tambour (1), en particulier unité d'entraînement pour enrouler ou dérouler un tambour d'enroulement (2, 2.1), comprenant au moins une machine d'entraînement (6) qui peut être accouplée de manière solidaire en rotation et sélectivement, au moins de manière indirecte, par le biais d'un dispositif d'entraînement (3, 4) à un tambour (2, 2.1), entre la machine d'entraînement (6) et le dispositif d'entraînement (3, 4) étant disposé un dispositif de compensation pour compenser au moins des écarts radiaux entre le tambour (2, 2.1) et la machine d'entraînement (6),
caractérisée en ce que
le dispositif de compensation comprend un embrayage de compensation (8) compensant des décalages radiaux, axiaux et angulaires entre la machine d'entraînement (6) et le dispositif d'entraînement (3, 4).
2. Unité d'entraînement de tambour (1) selon la revendication 1,
caractérisée en ce que
celle-ci comprend des moyens (42) pour la compensation de longueur axiale entre la machine d'entraînement (6) et le tambour (2, 2.1).
3. Unité d'entraînement de tambour (1) selon la revendication 2,
caractérisée en ce que
les moyens (42) sont disposés entre la machine d'entraînement (6) ou un dispositif de transmission (7) connecté à celle-ci et l'embrayage de compensation (8), ou **en ce qu'ils** sont intégrés dans l'embrayage de compensation (8).
4. Unité d'entraînement de tambour (1) selon l'une quelconque des revendications 2 et 3,
caractérisée en ce que
les moyens (42) comprennent un arbre coulissant (14) comprenant un premier et un deuxième arbre (14.1, 14.2), qui sont connectés l'un à l'autre de manière solidaire en rotation et de manière déplaçable l'un par rapport à l'autre dans la direction axiale.
5. Unité d'entraînement de tambour (1) selon l'une quelconque des revendications 1 à 4,
caractérisée en ce que
la machine d'entraînement (6) et des unités de transmission éventuelles (7) sont montées fixement.
6. Unité d'entraînement de tambour (1) selon l'une

quelconque des revendications 1 à 5,

caractérisée en ce que

la machine d'entraînement (6) et les dispositifs de transmission (7) accouplés à celle-ci sont guidés de manière déplaçable parallèlement à l'axe longitudinal (L2) du tambour (2, 2.1).

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

7. Unité d'entraînement de tambour (1) selon l'une quelconque des revendications 1 à 6,
caractérisée en ce que
l'embrayage de compensation (8) comprend un plan d'embrayage (K1) et le dispositif d'entraînement (3) présente des moyens pour compenser les écarts radiaux dans la liaison entre le tambour (2, 2.1) et le dispositif d'entraînement (3).
8. Unité d'entraînement de tambour (1) selon la revendication 7,
caractérisée en ce que
le dispositif d'entraînement (3) est réalisé sous forme de dispositif d'entraînement à dents (4) et présente une denture (23) orientée dans la direction radiale, qui est réalisée sous forme bombée.
9. Unité d'entraînement de tambour (1) selon l'une quelconque des revendications 1 à 8,
caractérisée en ce que
l'embrayage de compensation (8) est réalisé sous forme de double embrayage (17, 29) et comprend deux plans d'embrayage (K1, K2) disposés de manière décalée l'un par rapport à l'autre dans la direction axiale dans l'unité d'entraînement (1).
10. Unité d'entraînement de tambour (1) selon l'une quelconque des revendications 1 à 9,
caractérisée en ce que
l'embrayage de compensation (8) est disposé entre le dispositif d'entraînement (3, 4) et la machine d'entraînement (6).
11. Unité d'entraînement de tambour (1) selon la revendication 10,
caractérisée en ce que
le dispositif d'entraînement (3, 4) fait partie du deuxième plan d'embrayage (K2) de l'embrayage de compensation (8).
12. Unité d'entraînement de tambour (1) selon l'une quelconque des revendications 1 à 11,
caractérisée en ce que
l'embrayage de compensation (8) est réalisé sous forme d'embrayage rigide en rotation ou élastique en rotation.
13. Unité d'entraînement de tambour (1) selon la revendication 12,
caractérisée en ce que
l'embrayage de compensation (8) est un embrayage

articulé à cardan (13, 17, 29), en particulier un double embrayage articulé à cardan (17, 29).

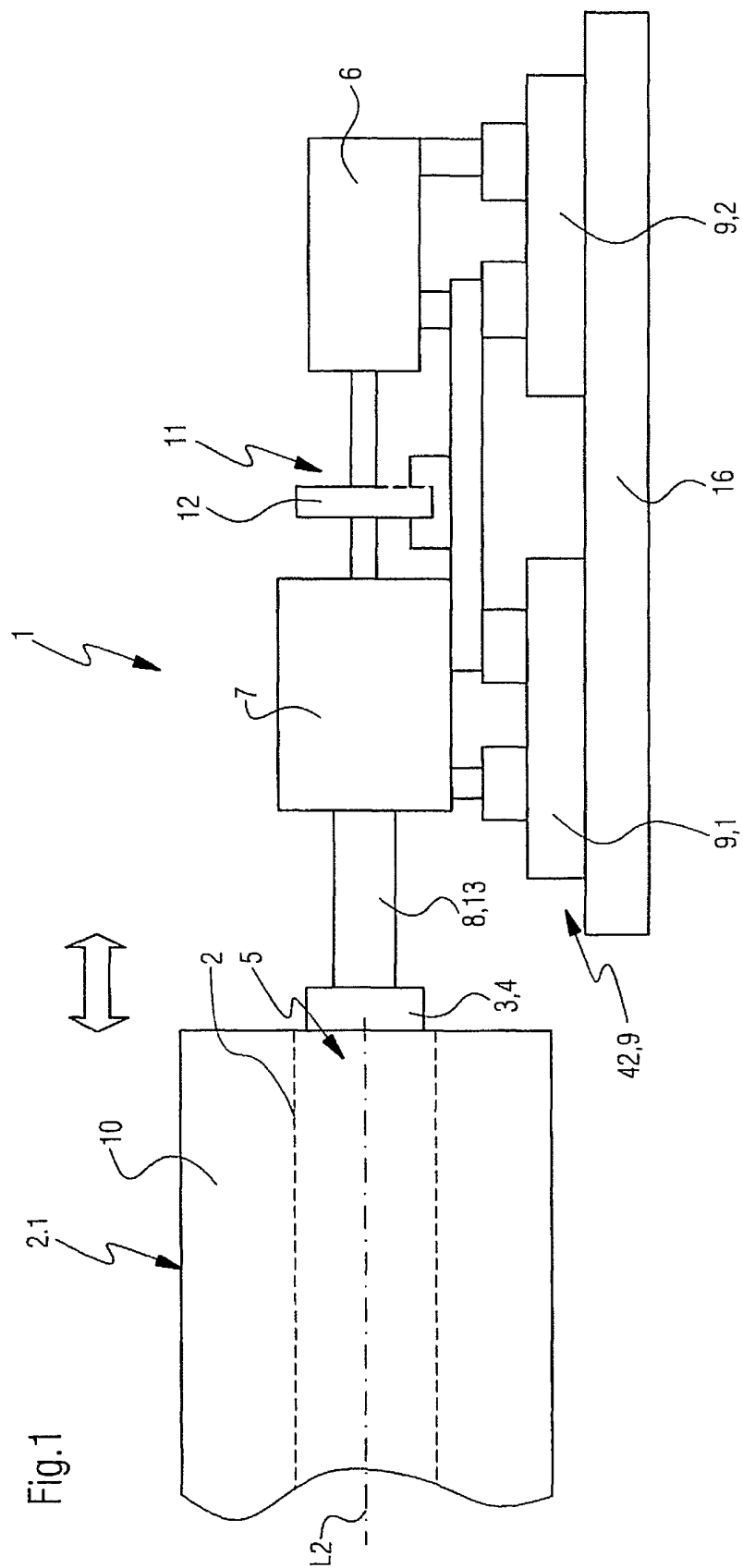
- 14.** Unité d'entraînement de tambour (1) selon l'une quelconque des revendications 12 et 13, 5
caractérisée en ce que
 les plans d'embrayage individuels (K1, K2) sont formés par un embrayage respectif hautement élastique en rotation (40, 41), comprenant à chaque fois deux parties d'embrayage (40.1, 40.2, 41.1, 41.2), 10
 une première partie d'embrayage (40.1, 41.1) étant à chaque fois réalisée de manière fixe dans la direction axiale et angulaire et de préférence de manière souple dans la direction radiale, et la deuxième partie d'embrayage (40.2, 41.2) radialement fixe et déplaçable angulairement et axialement présente au moins un élément de connexion en vue du raccordement à un moyeu (38, 39), lequel élément de connexion est articulé au moyen de boulons orientés axialement à la première partie d'embrayage (40.1, 41.1), entre la première partie d'embrayage (40.1, 41.1) et le moyeu (38, 39) étant prévus des bras oscillants (43, 44) et les bras oscillants (43, 44) étant articulés sur la première partie d'embrayage (40.1, 41.1) dans un palier (37) sphérique supporté par un boulon, et étant articulés sur le moyeu (38, 39) par le biais d'un palier cylindrique (36). 15
20
25
- 15.** Unité d'entraînement de tambour (1) selon l'une quelconque des revendications 13 ou 14, 30
caractérisée en ce que
 l'embrayage de compensation (8) est un embrayage à soufflet métallique ou un embrayage à griffes à gaine de caoutchouc. 35

40

45

50

55



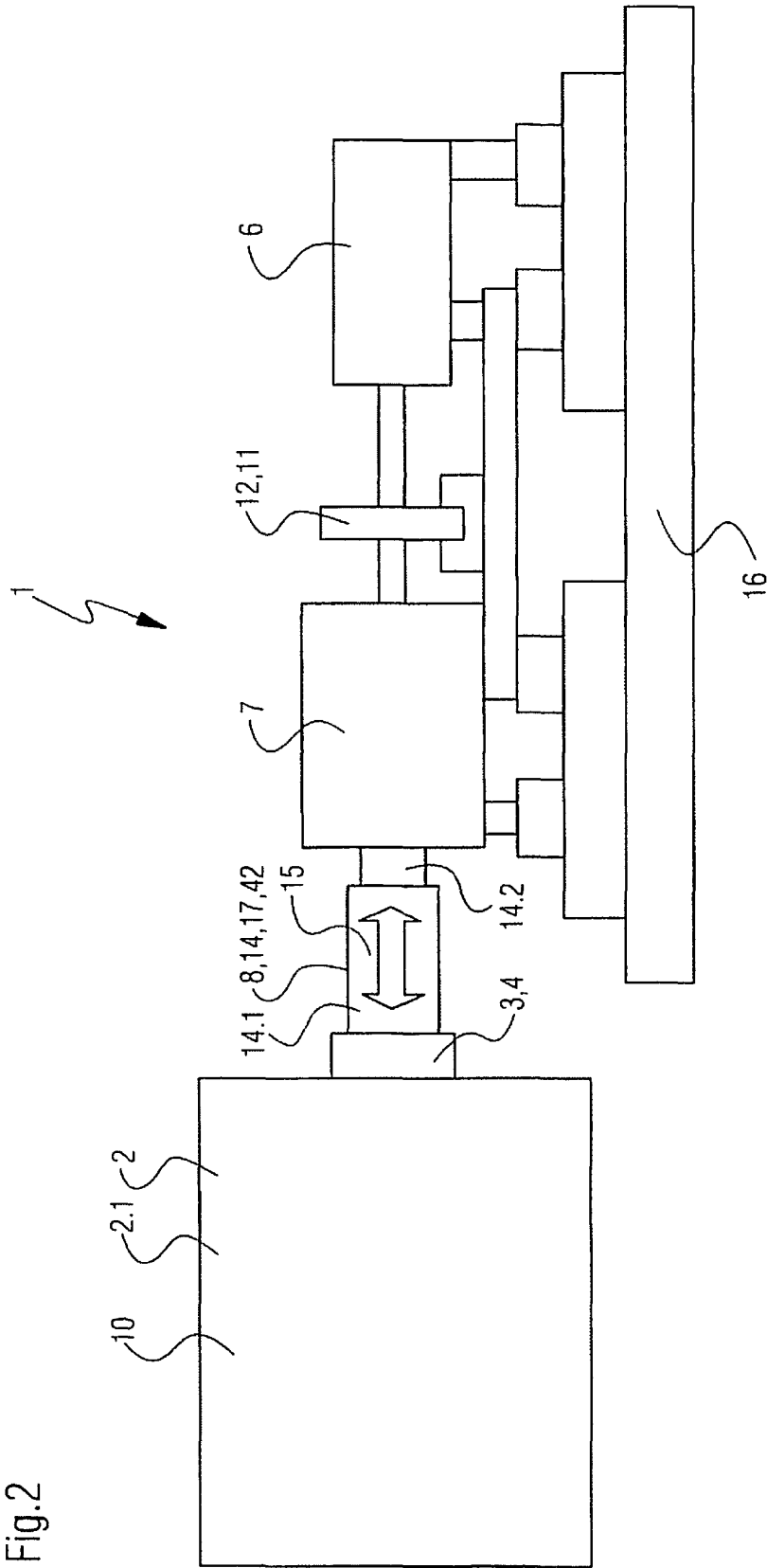


Fig.3

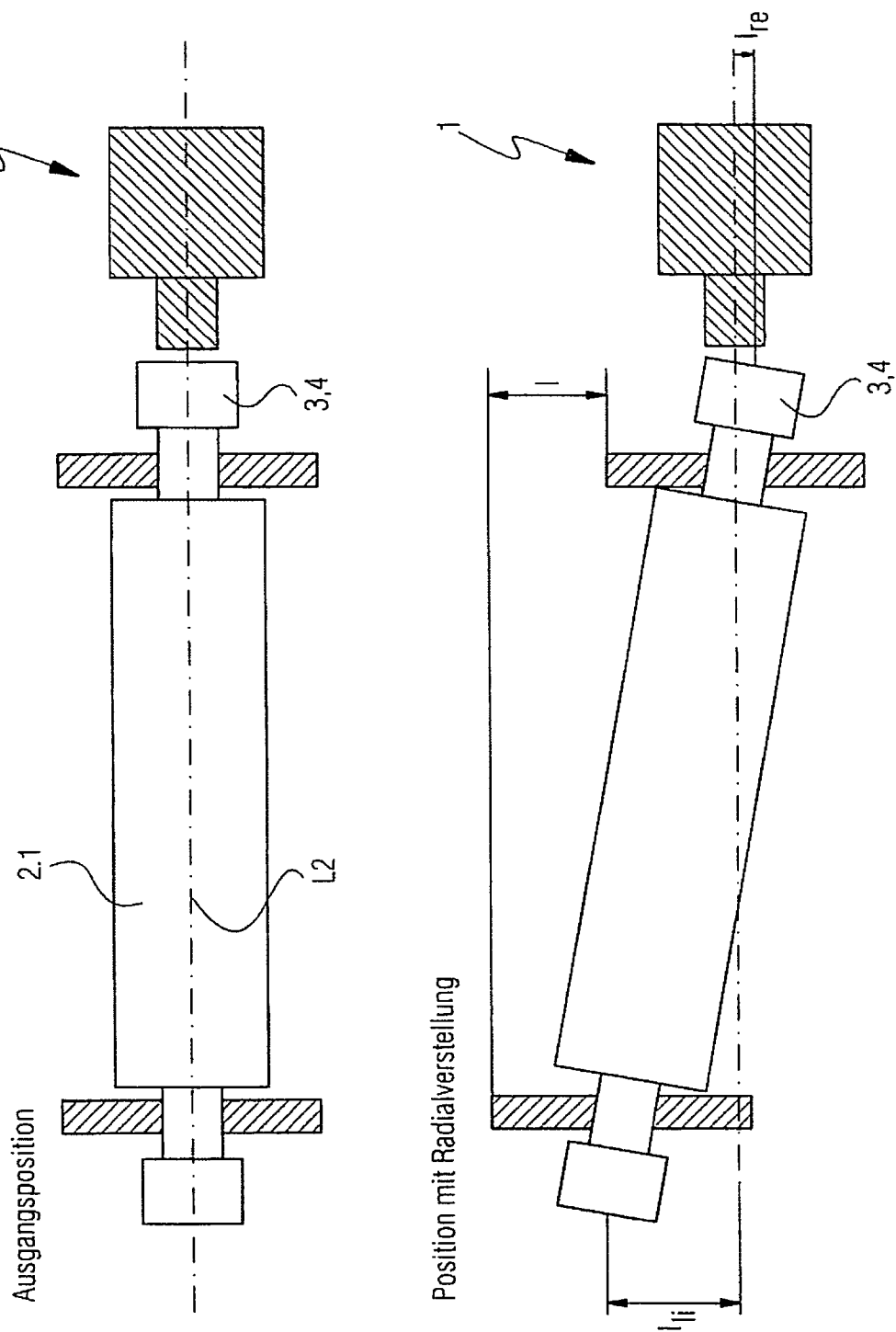


Fig.4

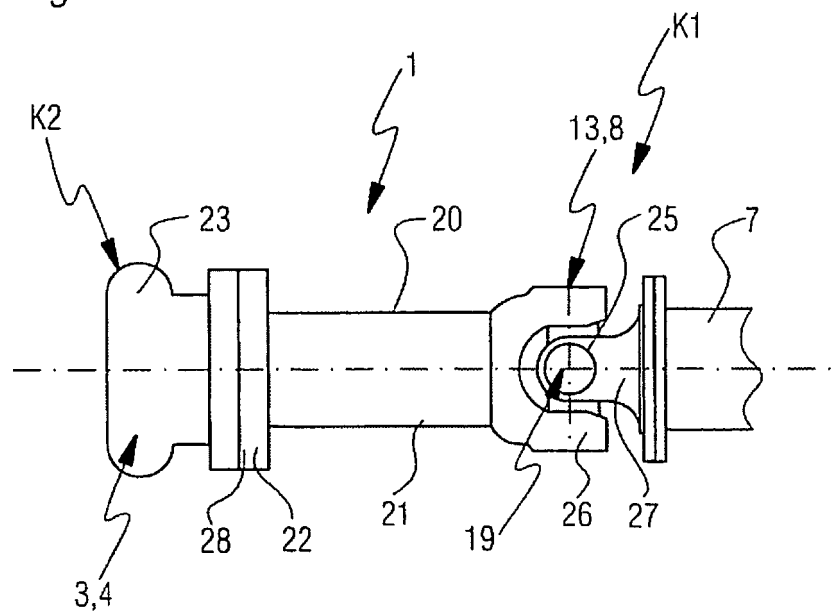


Fig.5a

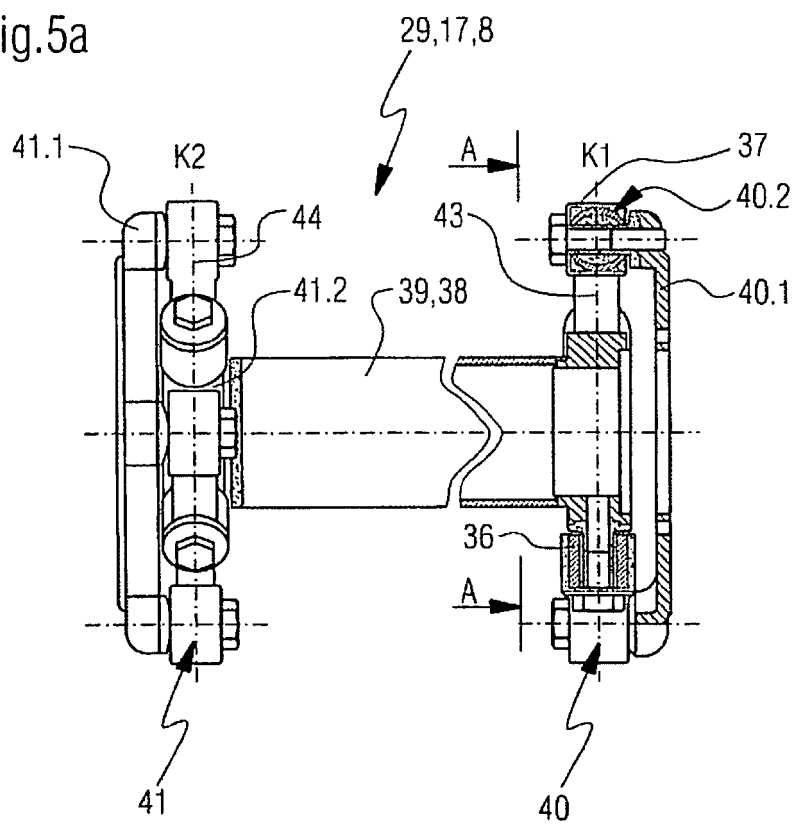
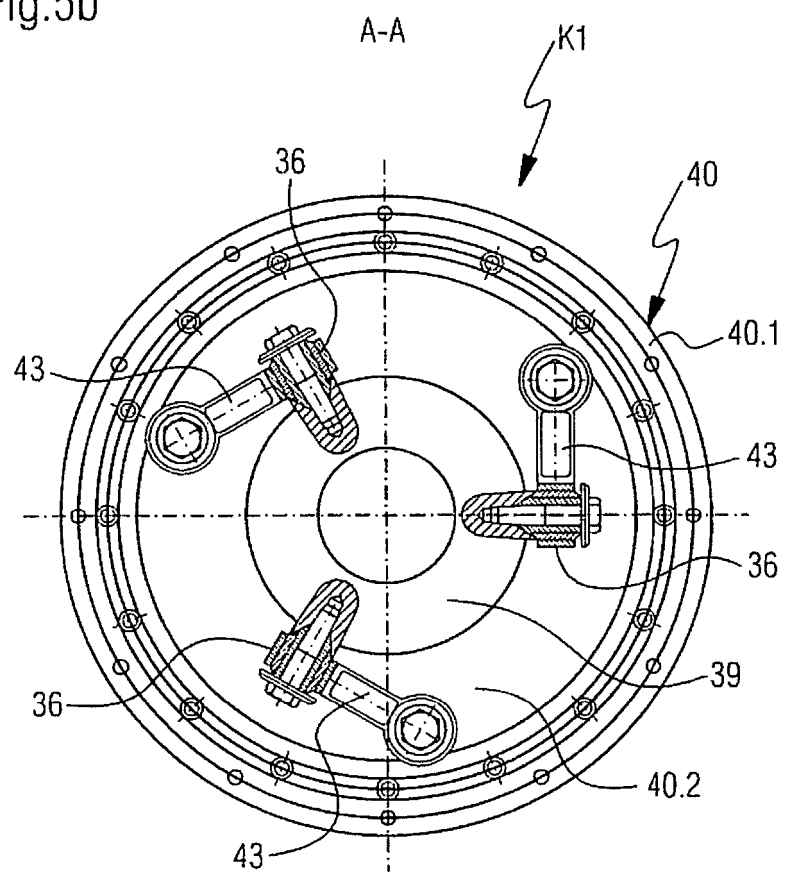


Fig.5b



IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- DE 4116781 A1 [0018] [0029]
- DE 4141520 C1 [0029]
- DE 9202412 U1 [0029]
- DE 19639304 B4 [0031]