

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 654 097 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:

17.09.1997 Patentblatt 1997/38

(21) Anmeldenummer: **94916118.6**

(22) Anmeldetag: **02.06.1994**

(51) Int Cl.⁶: **D02J 13/00, H05B 6/14**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/CH94/00104

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 94/29500 (22.12.1994 Gazette 1994/28)

(54) **STRECKROLLENAGGREGAT**

DRAWING ROLLER UNIT

ENSEMBLE DE CYLINDRES-ETIREURS

(84) Benannte Vertragsstaaten:
CH DE GB IT LI

(30) Priorität: **04.06.1993 CH 1680/93**
28.03.1994 CH 925/94

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
24.05.1995 Patentblatt 1995/21

(73) Patentinhaber: **MASCHINENFABRIK RIETER AG**
CH-8406 Winterthur (CH)

(72) Erfinder:

- **WIRZ, Armin**
CH-8475 Ossingen (CH)
- **WETTER, Kurt**
CH-8523 Hagenbuch (CH)

(56) Entgegenhaltungen:

EP-A- 0 349 829	DE-A- 1 948 525
DE-A- 1 953 692	DE-A- 1 962 430
DE-A- 2 039 213	DE-A- 4 107 719
DE-B- 2 647 540	FR-A- 2 098 131

EP 0 654 097 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Streckrollenaggregat für Streckspul-Spinnstreckspul- und Streckzwirnmaschinen gemäss Oberbegriff des ersten Anspruches.

Solche Streckrollenaggregate sind bekannt, bspw. aus den europäischen Patentanmeldungen mit den Veröffentlichungsnummern 0 349 829 A2 und 0 454 618 A1, beide Anmeldungen der Anmelderin der jetzigen Patentanmeldung.

Solche Streckrollenaggregate weisen eine hohe Betriebsgeschwindigkeit auf, um bspw. auf den beheizten Galetten Filamentfäden bis zu 6000 m/min und mehr zu fördern und zu erwärmen. Dabei kann eine Galette allein ein Gewicht von bspw. 25 kg aufweisen, so dass die Kombination von Masse und hoher Geschwindigkeit zwangsläufig zu Schwingungen führt, welche innerhalb des Streckrollenaggregates übertragen werden und dabei Resonanzen entstehen können, welche Störungen im Betrieb hervorrufen können.

Das Unterbinden solcher Schwingungen kann auf verschiedene Weise erfolgen, inkl. durch Massnahmen in bezug auf Gewicht und Steifigkeit der in Schwingung geratenden Teile oder andererseits durch entsprechendes Vorsehen von schwingungsdämpfenden Elementen an geeigneten Stellen.

Das Finden solcher Stellen ist allerdings nicht einfach und erfordert Fantasie im Analysieren und Feststellen möglicher Schwingungen, um dadurch mögliche Schwingungsherde zu erfassen und diese durch Platzieren geeigneter Dämpfungsmittel im wesentlichen zu inaktivieren.

In der Regel werden die rotierenden Teile derart gedämpft gelagert, dass möglichst keine Schwingungen an die stationären Teile übertragen werden, was jedoch je nach Konstruktion zu komplizierten und teuren Lösungen führen kann. Ausserdem können auch stationäre Teile Eigenschwingungen erzeugen, beispielsweise wenn es sich um Induktoren innerhalb von Galetten handelt, mittels welchen die Mantelwand der Galetten erwärmt wird.

Es war deshalb Aufgabe, neue Wege zu finden, um Schwingungen an stationären Teilen zu unterbinden, welche durch rotierende Elemente oder genannte Eigenschwingungen von stationären Teilen ausgelöst werden können. Erfindungsgemäss wurde die Aufgabe durch die im Kennzeichen des 4. und 16. Anspruches aufgeführten Merkmale gelöst.

Vorteilhafte weitere Ausführungsformen sind in den abhängigen Ansprüchen aufgeführt.

Der Vorteil der Erfindung besteht darin, dass es sich um wirksame und trotzdem einfache Lösungen handelt.

Die Erfindung wird anhand beispielhafter Ausführungsformen näher beschrieben.

Es zeigen:

Fig. 1 ein erfindungsgemässes Streckrollenaggregat im Längsschnitt, sche-

Fig. 2

5 Fig. 3

Fig. 4

10

Fig. 5

15

Fig. 6

Fig. 7 bis 13

20

Fig. 8a

25

Fig. 8b

30

Fig. 9a

35

Fig. 9b

Fig. 12a

40

Fig. 13a

45

Fig. 13b

Fig. 14

50

Fig. 15

55

Fig. 16

matisch dargestellt,

eine Variante von Fig. 1,

ein weiteres Beispiel eines erfindungsgemässen Streckrollenaggregates,

eine Variante eines Details des Streckrollenaggregates von Fig. 3,

ein Detail des Streckrollenaggregates von Fig. 1 und 2, vergrössert dargestellt,

eine Variante des Details von Fig. 5,

je ein erfindungsgemässes Detail des Streckrollenaggregates von Fig. 3,

das erfindungsgemässe Detail von Fig. 8, separat und im Schnitt gemäss den Schnittlinien I (Fig. 8b) dargestellt

das Detail von Fig. 8a in Blickrichtung A (Fig. 8a) dargestellt

das erfindungsgemässe Detail von Fig. 9, separat und in Seitenansicht dargestellt

das Detail von Fig. 9a in Blickrichtung B (Fig. 9a) dargestellt

eine Variante eines Details der Fig. 12,

eine vergrösserte Darstellung des erfindungsgemässen Details von Fig. 13,

das Detail von Fig. 13a in Blickrichtung C (Fig. 13a) dargestellt

eine Variante des Streckrollenaggregates von Fig. 3,

erfindungsgemässe Details angewendet im Streckrollenaggregat der Fig. 14, vergrössert dargestellt,

eine erfindungsgemässe Variante der Fig. 15, nur die obere Hälfte, mit Blick auf Fig. 15 gesehen, dargestellt.

Die Fig. 1 zeigt ein Streckrollenaggregat 1 mit einer Galette 2 und einem Elektromotor 3 mit einer Welle 8, welche am galettenseitigen Ende mit einem konischen Endabschnitt 13 zur Aufnahme einer Nabe 12 versehen und Bestandteil einer Stirnwand 11 der Galette 2 ist. Mit der Stirnwand 11 ist im weiteren eine Mantelwand 10 verbunden, auf welcher im Betrieb das Filament (nicht gezeigt) in an sich bekannter Weise in mehreren Schleifen aufliegt.

Innerhalb der Mantelwand 10 ist um die Welle 8 herum ein Induktor 16 mit einem Zwischenraum 15 zur Mantelwand 10 vorgesehen, welcher von einem Tragzylinder 18 aufgenommen ist. In dieser Fig. 1 sind Ausschläge der Galette, welche durch radiale Kräfte aufgrund der Rotation der Galette und dadurch entstehender Schwingungen und Eigenschwingungen des Induktors entstehen, mit den gezeichneten Pfeilen N und M rein schematisch dargestellt.

Mit diesen Ausschlägen sei gezeigt, dass im Betrieb die schematisch mit Auslenkung dargestellte Symmetrieachse 28 des Induktors 16 nicht koaxial mit der ebenfalls schematisch mit Gegenauslenkung dargestellten Rotationsachse 29 der Welle 8 liegen muss, was zu Störungen führen kann. Eine koaxiale Lage dieser beiden Achsen mit der geometrischen Achse ist mit der Achse 34 dargestellt.

Der Tragzylinder 18 weist an seinem dem Motor 3 gegenüberliegenden Ende einen Tragzylinderflansch 9 auf, welcher in radialer Richtung mittels einem zu einem Motorgehäuse 23 gehörenden Zentrierring 24 zentriert wird.

In axialer Richtung ist zwischen dem Tragzylinderflansch 9 und einer Motorgehäuse-Stirnwand 32 ein ringförmiger oder eine Anzahl ringförmig angeordneter Schwingungsdämpfer vorgesehen, um zu vermeiden, dass Schwingungen hauptsächlich in axialer Richtung vom Motorgehäuse 23 auf den Tragzylinder 18 und damit an den Induktor 16 übertragen werden.

Der Tragzylinderflansch 9 wird mittels einer Druckfeder 25, welche zwischen dem Tragzylinderflansch 9 und einer Schraube 26 vorgesehen ist und welche beim Anziehen der Schraube 26 bis zu einem in Fig. 5 und 6 gezeigten Anschlag 35 eine Kraft in axialer Richtung gegen den Tragzylinderflansch 9 ausübt, in Richtung gegen die Motorgehäuse-Stirnwand 32 gepresst.

Ein Rotor 22 ist innerhalb des Motorgehäuses 23 von der Welle 8 aufgenommen, welche ihrerseits innerhalb des Motorgehäuses 23 mittels Wälzlager 20 und 21 drehbar gelagert ist.

Mittels einer Schraube 14 ist die Galette 2 mit der Welle 8 fest verbunden.

Die Fig. 2 zeigt im Vergleich zu Fig. 1, dass zwischen dem Zentrierring 24 und dem Tragzylinderflansch 9 zusätzlich ein Schwingungsdämpferring 30 vorgesehen ist oder alternativ eine Anzahl ringförmig angeordneter Schwingungsdämpfer vorgesehen sind, welcher bzw. welche zusätzlich zu den axial gerichteten Schwingungsdämpfungen durch den Schwingungsdämpfer 27

noch radial gerichtete Schwingungen dämpft bzw. dämpfen.

Die übrigen Elemente entsprechen den Elementen der Fig. 1 und sind dementsprechend mit denselben Bezugszeichen versehen.

Die Fig. 3 zeigt eine Variante eines Streckrollenaggregates, welches hier mit 1.1 gekennzeichnet ist. Dieselben Elemente, welche bereits im Zusammenhang mit der Fig. 1 und 2 beschrieben wurden oder dieselbe Funktion aufweisen, haben hier dieselben Bezugszeichen, ausgenommen dass der Schwingungsdämpfer 27 der Fig. 1 und 2 hier mit 27.1 gekennzeichnet ist und dass die Zentrierung des Tragzylinderflansches 9 mittels eines den Gehäuseflansch 49 umgreifenden, zum Tragzylinderflansch 9 gehörenden Zylinderteiles 31 erfolgt.

Ebenfalls ist der Motor 3.1 nicht unmittelbar neben der Galette 2 angeordnet, sondern an einem Gehäuse 17 befestigt, in welchem die Welle 8 mittels den Wälzlager 4,5,6 und 7 drehbar gelagert ist.

Da in dieser Variante die Ausschläge durch die Kräfte N und M der Fig. 1 und 2 nicht dargestellt sind, liegt die Symmetrieachse des Induktors 16 koaxial mit der Rotationsachse 29 der Welle 8, was mit der geometrischen Achse 34 dargestellt ist.

Die Fig. 4 zeigt einen Ausschnitt aus der Fig. 3, insbesondere mit einem Schwingungsdämpfer 30.1, welcher analog zum Schwingungsdämpfer 30 der Fig. 2 die Ausschläge in radialer Richtung dämpft und zwischen einem Zylinderteil 31 vom Tragzylinderflansch 9 und der Lagergehäusestirnwand 49 vorgesehen ist.

Im weiteren weist die Fig. 4 zwischen der Schraube 26 und dem Tragzylinderflansch 9 nicht eine Druckfeder 25 auf, wie dies in den Fig. 1 bis 3 dargestellt ist, sondern einen Schwingungsdämpfer 33, welcher zwischen jeder vorgesehenen Schraube 26 und dem Tragzylinderflansch 9 vorgesehen ist.

Dieser Schwingungsdämpfer hat einerseits die Funktion der Druckfeder 25 und andererseits noch zusätzlich die Funktion gewisser axial gerichteter Schwingungen zu dämpfen.

Die Fig. 5 und 6 zeigen einen O-Ring 30 als radial wirkender Schwingungsdämpfer anstelle des rechteckigen Dämpfers 30 der Fig. 2, jedoch mit derselben Funktion.

In Fig. 6 ist im weiteren anstelle der Druckfeder 25 der in Fig. 4 gezeigte Schwingungsdämpfer 33 vorgesehen, mit den bereits vorgenannten Funktionen.

Die Fig. 7 zeigt einen Federstift 38, welcher mit seinem hinteren Teil im Tragzylinderflansch 9.1 fest eingelassen ist, und welcher auf dem vorderen Teil einen aus einem hohlzylindrischen Dämpfungselement bestehenden radialwirkenden Schwingungsdämpfer 30.2 trägt, der in einer in der Lagergehäuse-Stirnwand 49.1 vorgesehenen Bohrung des Gehäuses 17 eingefügt ist. Der Federstift 38 und der Schwingungsdämpfer 30.2 bilden eine Schwingungsdämpfereinheit 30.A.

Im weiteren ist ein ringscheibenförmiger, in axialer

Richtung der Welle 8 wirkender Schwingungsdämpfer 27.2 zwischen der Lagergehäuse-Stirnwand 49.1 und dem Tragzylinderflansch 9.1 vorgesehen.

Mittels der Schraube 26 und der auf der Schraube 26 vorgesehenen Druckfeder 25 wird der Tragzylinderflansch 9.1 gegen die Lagergehäuse-Stirnwand 49.1 gepresst, jedoch nur derart, dass der Schwingungsdämpfer 27.2 in der Lage ist, die radialen Schwingungen an den Federstift 38 bzw. an den Schwingungsdämpfer 30.2 zu übertragen, das heisst, dass eine Relativbewegung zwischen Tragzylinderflansch 9.1 und Lagergehäusestirnwand 49.1 möglich ist.

In der Regel werden mindestens drei der aus dem Federstift 38 und dem Schwingungsdämpfer 30.2 gebildeten Einheiten 30.A gleichmässig umfänglich verteilt, wobei in Fig. 7 die Schraube 26 direkt oberhalb dieser Einheit gezeigt ist, jedoch sinnvollerweise zwischen zwei umfänglich verteilten Einheiten aus Federstift 38 und Schwingungsdämpfer 30.2 vorgesehen wird, was übrigens auch für alle umfänglich verteilten Schwingungsdämpfer gilt.

Die Fig. 8 zeigt anstelle der in Fig. 7 aufgeführten zweiteiligen radialen und axialen Dämpfungsmitteln ein Dämpfungsmittel, bestehend aus einem einzigen ringförmigen Element, welches sich einerseits aus einem radial wirkenden ringförmigen Schwingungsdämpfer 30.3 von im wesentlichen achteckigen Querschnitt und andererseits aus dem axial wirkenden ringförmigen Schwingungsdämpfer 27.3 zusammensetzt. Das heisst, dass der Schwingungsdämpfer 27.3 die axial gerichteten Schwingungen und der Schwingungsdämpfer 30.3 die radial gerichteten Schwingungen dämpft. Dabei ist der achteckige Querschnitt des Schwingungsdämpfers 30.3 in ringförmigen Nuten 61 gefasst, dabei ist eine ringförmige Nute in der Lagergehäuse-Stirnwand 49.2 und die andere im Tragzylinderflansch 9.2 des Tragzylinders 18 eingelassen.

In analoger Weise, wie für Fig. 7 gezeigt, werden auch hier die Flanschen 49.2 und 9.2 mittels Schrauben 26 und Federn 25 zusammengehalten, was jedoch in dieser wie auch in weiteren Figuren lediglich durch die Mittellinie 37, welche in Fig. 7 ebenfalls gekennzeichnet ist, schematisch dargestellt ist.

Die Fig. 8a zeigt separat das in Fig. 8 dargestellte schwingungsdämpfende Element, bestehend aus dem ringförmigen Schwingungsdämpfer 27.3, welcher die axial gerichteten Schwingungen dämpft, und dem am Umfang davon angeschlossenen Schwingungsdämpfer 30.3, welcher die radial gerichteten Schwingungen dämpft. Die Fig. 8b ist eine Draufsicht der Fig. 8a in Blickrichtung A mit der Darstellung der Schwingungsdämpfer 27.3 und 30.3.

Die Fig. 9 zeigt eine Variante des radialen und axialen Dämpfungselementes der Fig. 8, welches ebenfalls aus einem Stück gefertigt ist, wobei es sich hier anstelle des achteckigen radial wirkenden Dämpfungselementes 30.3 um einen Schwingungsdämpfer mit gegenüberliegenden zylindrischen Noppen 30.4 handelt, wel-

che gleichmässig am Umfang verteilt und gegenüberliegend des ringförmigen Schwingungsdämpfers 27.4 angeordnet sind. Die Noppen 30.4 werden je in Bohrungen 50 von gleichem Durchmesser gefasst, welche je entsprechend der Anzahl Noppen 30.4 in der Lagergehäuse-Stirnwand 49.3 und im Tragzylinderflansch 9.3 vorgesehen sind. Mindestens drei solcher Noppenpaare sind gleichmässig am Umfang vorgesehen.

Dabei nehmen die Noppen 30.4 die radialen Schwingungen und der ringförmige Schwingungsdämpfer 27.4 die axialen Schwingungen auf.

Das Zusammenspannen der Lagergehäuse-Stirnwand 49.3 mit dem Tragzylinderflansch 9.3 geschieht mittels den Schrauben 26 und den Druckfedern 25, was hier lediglich hilfsweise mit der Schraubenachse 37 schematisch angedeutet ist, wobei die Verteilung dieser Schrauben am Umfang ebenso symmetrisch ist wie die Verteilung der Noppen 30.4.

Die Fig. 9a zeigt separat die erfindungsgemässen Schwingungsdämpfer, nämlich die Ringscheibe mit der Kennzeichnung 27.4 als Schwingungsdämpfer zur Aufnahme von axial gerichteten Schwingungen und die noppenartigen Zylinder mit der Kennzeichnung 30.4, welche Schwingungsdämpfer zur Aufnahme von radial gerichteten Schwingungen sind. Dabei sind die Schwingungsdämpfer 30.4 fest mit dem Schwingungsdämpfering 27.4 verbunden. Es besteht jedoch auch die Möglichkeit, die Schwingungsdämpfer 30.4 lediglich in einer Bohrung (nicht dargestellt) im Schwingungsdämpfer 27.4 durchzuschieben, d.h. nicht fest mit diesem Ring 27.4 zu verbinden.

Die Fig. 10 zeigt eine weitere Variante der axialen und radialen Schwingungsdämpfung zwischen einem Tragzylinderflansch 9.4 und einer Lagergehäuse-Stirnwand 49.4, indem hier der radial wirkende Schwingungsdämpfer ein hohlzylindrisches Dämpfungselement 30.5 ist, welches einerseits mit seiner äusseren zylindrischen Fläche spielfrei in einer Bohrung (nicht gekennzeichnet) im Tragzylinderflansch 9.4 des Tragzylinders 18 aufgenommen ist und andererseits ein Endteil eines Tragbolzens 39 spielfrei aufnimmt, dessen anderes Endteil spielfrei in der Lagergehäuse-Stirnwand 49.4 des Gehäuses 17 aufgenommen ist. Der Schwingungsdämpfer 30.5 und der Tragbolzen 39 bilden eine Schwingungsdämpfereinheit 30.B.

Die axialen Schwingungen werden durch einen ringförmigen Schwingungsdämpfer 27.5 aufgenommen, welcher zwischen der Lagergehäuse-Stirnwand 49.4 und dem Tragzylinderflansch 9.4 festgehalten ist und mittels den Schrauben 26 und den Federn 25 eine vorgegebene Vorspannung gehalten wird. Diese Vorspannung ist derart, dass kein Spiel zwischen der Lagergehäuse-Stirnwand 49.4 und dem Tragzylinderflansch 9.4 und dem ringförmigen Schwingungsdämpfer 27.5 entstehen kann.

Die Schwingungsdämpfereinheit 30.B ist mit einer vorgegebenen Regelmässigkeit umfänglich verteilt, beispielsweise gleichmässig mit drei Einheiten.

Die Fig. 11 zeigt im weiteren, dass der radial wirkende Schwingungsdämpfer ein hohlzylindrisches Dämpfungselement 30.5 ist, welches in einer Bohrung (nicht gekennzeichnet) in der Lager-Gehäusestirnwand 49.5 des Gehäuses 17 fest eingelassen ist, und dass das Dämpfungselement 30.5 einen Federteil 42 aufnimmt, wobei an einem Ende des Federteiles 42 ein Tragbolzen 41 fest angeschlossen ist, welcher spielfrei im Tragzylinderflansch 9.5 des Tragzylinders 18 und am anderen Ende ein Tragbolzen 41.1 fest angeschlossen ist, welcher spielfrei im Gehäuse 17 eingelassen ist. Der Tragbolzen 41 und 41.1 und der Federteil samt dem Schwingungsdämpfer 30.5 bilden eine Schwingungsdämpfereinheit 30.C.

Für die axiale Dämpfung ist ein ringförmiger Schwingungsdämpfer 27.6 vorgesehen, der wie bereits für die anderen ringförmigen Schwingungsdämpfer zwischen der Lagergehäuse-Stirnwand 49.5 und dem Tragzylinderflansch 9.5 vorgespannt vorgesehen ist. Dabei diese Vorspannung, wie bereits früher beschrieben, durch die Schraube 26 und die Federn 25 erzeugt.

Wie bereits für die Fig. 10 beschrieben, werden auch diese Dämpfungselemente bestehend aus den Elementen 41, 41.1, 42 und 30.5 gleichmässig, umfänglich verteilt, wobei vorzugsweise drei solcher Einheiten am Umfang verteilt vorgesehen werden, was eine Mehrzahl davon nicht ausschliesst. Wie bereits erwähnt, werden auch die Schrauben 26 mit einer gleichen oder anderen Regelmässigkeit umfänglich verteilt.

Die Fig. 12 weicht in bezug auf die genannte Schwingungsdämpfung in axialer und radialer Richtung von den bisher mit den Fig. 7 bis 11 gezeigten Varianten ab, indem insofern zusätzlich Oel als Dämpfungselement verwendet wird, indem zwischen zwei O-Ringen 30.6 über eine Bohrung 43 Oel mit einem vorgegebenen Druck, d.h. blasenfrei in diesen Raum gepresst wird, so dass die genannten O-Ringe 30.6 einerseits als Dichtungselemente verwendet werden und andererseits in axialer Richtung durch das bewegte Oel bis zu einem kleinen, jedoch unbekannten Mass verdrängt werden. Zur Hauptsache gechieht jedoch die Dämpfung durch das in Umfangsrichtung verdrängte Oel, welches dazu eine vorgegebene Viskosität aufweist.

Der Zwischenraum zwischen den beiden O-Ringen 30.6 wird nebst den O-Ringen selbst durch einen Ringflansch 44 sowie durch die Lagergehäuse-Stirnwand 49.6 begrenzt, wobei der Ringflansch 44 Teil des Tragzylinderflansches 9.6 ist. In der Fig. 12 ist der Ringflansch 44 in axialer Richtung gezeigt und parallel dazu eine zylindrische Innenfläche der Lagergehäuse-Stirnwand 49.6, wobei es lediglich wesentlich ist, dass sich der Ringflansch 44 und die genannte zylindrische Innenfläche einander im wesentlichen parallel liegen, andererseits ist eine genaue axiale Ausrichtung dieser beiden einander gegenüberliegenden parallelen Flächen nicht notwendig. Die beiden O-Ringe 30.6 und der Federstift 40 bilden zusammen mit dem Oel eine Schwingungsdämpfereinheit 30.D.

Die axial gerichteten Schwingungen werden durch ein 0-ringförmiger Schwingungsdämpfer 27.7 aufgenommen, welcher zwischen der Lagergehäuse-Stirnwand 49.6 und dem Tragzylinderflansch 9.6 mit einer gewissen Vorspannung vorgesehen ist. Die Vorspannung wird, wie früher erwähnt, durch die Schraube 26 und den Federn 25 erzeugt, was mit der Achse 37 schematisch ersatzweise dargestellt ist.

Dabei können die Schrauben 26 umfänglich gleichmässig verteilt vorgesehen werden.

Die Fig. 12a zeigt, dass anstelle der O-Ringe 30.6 und dem sich dazwischen befindlichen Oel ein voller Schwingungsdämpfer 30.6.1 vorgesehen werden kann.

Die Fig. 13 zeigt einen ringförmigen Schwingungsdämpfer 27.8, zur Dämpfung der axial gerichteten Schwingungen, welcher zwischen dem Tragzylinderflansch 9.7 und der Lagergehäuse-Stirnwand 49.7 wie vorbeschrieben mit einer vorgegebenen Vorspannung gehalten wird. Der Schwingungsdämpfer 27.8 weist einen Durchlass 57 für einen Federstift 38 auf, welcher mit dem einen Ende fest im Tragzylinderflansch 9.7 aufgenommen ist und am anderen Ende eine in Fig. 13a vergrössert dargestellte und mit Schlitz 58 versehene Schlitzbüchse 45 trägt. Diese Schlitzbüchse 45 ist von O-Ringen 51 mit einer solchen vorgegebenen Vorspannung umfasst, dass der Federstift 38 die Schlitzbüchse 45 spielfrei aufnimmt.

Dabei ist jeder O-Ring in einer am Umfang der Schlitzbüchse eingelassenen Rille 60 (nicht gekennzeichnet) aufgenommen, um seine Stellung auf der Schlitzbüchse 45 auch dann nicht zu verändern, wenn die O-Ringe 51 samt Schlitzbüchse 45 in eine zylindrische Vertiefung 46, welche durch eine in der Lagergehäuse-Stirnwand vorgesehenen Bohrung 52 gebildet wird (in Fig. 13a mit strichpunktierten Linien dargestellt) eingeschoben werden. Dabei ist der Innendurchmesser der Bohrung 52 so vorgesehen, dass die eingeschobenen O-Ringe in radialer Richtung in die genannten Rillen 60 gepresst und damit mit einer vorgegebenen Vorspannung darin gehalten werden, so dass in Kombination, einerseits der Federstift 38, wie vorbeschrieben, spielfrei in der Schlitzbüchse 45 und andererseits die O-Ringe spielfrei in der Bohrung 52 gehalten werden.

Die Schlitzbüchse 45 und die O-Ringe bilden einen radial wirkenden Schwingungsdämpfer 30.7 und diese bilden zusammen mit dem Federstift eine Schwingungsdämpfereinheit 30.E. Mindestens drei solche Schwingungsdämpfereinheiten 30.7 werden umfänglich verteilt angeordnet, es können jedoch je nach Bedarf auch mehr sein.

Der Vorteil einer solchen Schwingungsdämpfereinheit 30.E besteht darin, dass das sich in der Lagergehäuse-Stirnwand 49.7 befindliche Ende des Federstiftes 38 bewegen kann, jedoch ohne je irgend ein Spiel zu verursachen, da die Vorspannung in den O-Ringen weder ein Spiel zwischen der zylindrischen Bohrung 52 und den O-Ringen noch zwischen dem Federstift 38 und der Schlitzbüchse 45 zulässt.

Die Fig. 13b zeigt den Schwingungsdämpfer 30.7 in Blickrichtung C, worin die Elemente mit denselben Funktionen wie in Fig. 13a mit denselben Kennzeichen gekennzeichnet sind.

Die Fig. 14 sieht als Variante zu Fig. 3 zwischen dem Gehäuse 17 und den Wälzlager 4,5,6 und 7 je radial wirkende Dämpfungselemente 30.12 vor, um die radialen Bewegungen der Welle 8 innerhalb des Gehäuses 17 zu dämpfen. Diese Fig. 14 dient als allgemeine Ausgangsbasis für die nachfolgende Beschreibung der Figuren 15 und 16.

Die Fig. 15 zeigt eine Kombination der gedämpften Lagerung des Tragzylinders 18 gegenüber einem Adapter 53 sowie der gedämpften Lagerung der Welle 8 gegenüber dem Lagergehäuse 17.

Dabei ist der Adapter 53 zwischen dem Tragzylinderflansch 9.8 und einer zum Gehäuse 17 gehörenden Lagergehäuse-Stirnwand 49.8 vorgesehen. Der Adapter 53 ist mit einem Ende, in axialer Richtung der Welle gesehen, gegen den Tragzylinderflansch 9.8 gerichtet und liegt mit dem anderen Ende, das heisst mit dem Adapterflansch 54 an der Lagergehäuse-Stirnwand 49.8 an.

Zwischen dem Tragzylinderflansch 9.8 und dem vorgenannten dagegen gerichteten Ende des Adapters 53 ist ein ringförmiger Schwingungsdämpfer 27.8 vorgesehen, der die axialen Schwingungen dämpft. Der Schwingungsdämpfer 27.8 ist mit Bohrungen 55 versehen, welche koaxial mit Vertiefungen 46.1 versehen sind, die sich je durch eine Bohrung 52.1 ergeben und denselben Durchmesser aufweisen wie diese Vertiefungen 46.1.

Diese Vertiefungen 46.1 dienen, um je einen aus Fig. 13 bekannten radial wirkenden Schwingungsdämpfer 30.7 aufzunehmen. Dabei entspricht die Vertiefung 46.1 der in Fig. 13a mit strichpunktlierten Linien begrenzte Vertiefung 46.

Da es sich auch in dieser Figur um eine radial wirkende Schwingungsdämpfereinheit 30.E handelt, welche derjenigen für Fig. 13 entspricht, ist auch in dieser Figur dieser Schwingungsdämpfer mit 30.7 gekennzeichnet. Im weiteren werden mindestens drei solcher Schwingungsdämpfereinheiten 30.E umfänglich verteilt angeordnet, es können aber auch je nach Bedarf mehr sein.

Entsprechend der eingezeichneten Schraubenachse 37 wird der Tragzylinderflansch 9.8 mittels Schrauben 26 und Federelementen 25 mit einer solchen Vorspannung im ringförmigen Schwingungsdämpfer 27.8 mit dem Adapter 53 zusammengehalten, dass der Schwingungsdämpfer 27.8 in der Lage ist, die axialen Schwingungen zu verarbeiten.

Die gedämpfte Lagerung der Welle 8 ist auf demselben Prinzip der Schwingungsdämpfung wie für den Tragzylinder 18 vorgesehen, indem ein Federstift 38 eines Schwingungsdämpfers 30.8 einerseits in einem Lagergehäuse 48 fest aufgenommen ist, welches zur Aufnahme der Wellenlager 6 und 7 dient. Die Schwingungs-

dämpfereinheit ist hier mit 30.F gekennzeichnet.

Der Federstift 38 nimmt an seinem linken Ende, mit Blick auf die Fig. 15 gesehen, eine Schlitzbüchse mit O-Ringen 51 auf, welche analog Fig. 13a aufgebaut ist.

Ebenfalls sitzt diese Schlitzbüchse-O-Ring-Kombination in einer Vertiefung 46.2, welche im Prinzip der Vertiefung 46.1 entspricht. Ein zum Adapter 53 gehörender Adapterflansch 54 liegt unmittelbar an der Lagergehäuse-Stirnwand 49.8 an und ist mit dieser mittels Schrauben 26 und Federelementen 25 verbunden, was schematisch mit der Mittellinie 37.1 dargestellt ist.

Dabei sollen mindestens drei Schwingungsdämpfungselemente 30.7 bzw. 30.8 in einer gleichmässigen Verteilung umfänglich vorgesehen werden, wobei die Schraubverbindungen mittels den Schrauben 25 nicht unbedingt an derselben Stelle wie das Vorsehen der Schwingungsdämpfer angeordnet werden müssen, sondern in einer vorgegebenen Weise dazwischen, was übrigens für alle im Zusammenhang mit den Fig. 7, 10, 11, 13 oder 15 und 16 gezeigten und beschriebenen Schraubverbindungen gilt.

Die Fig. 16 zeigt eine Variante der Fig. 15, indem die Dämpfung zwischen dem Tragzylinder 18 und dem Lagergehäuse 17 mittels eines axial wirkenden Dämpfungselementes 27.9 durchgeführt wird, wobei das Dämpfungselement 27.9 zwischen dem Tragzylinderflansch 9.9 und der Lagergehäuse-Stirnwand 49.9 angeordnet ist und im Prinzip dem bereits für die Fig. 8 beschriebenen Dämpfungselement 27.3 entspricht, das heisst, dass die trapezförmigen Erhebungen 30.10 die radial wirkenden Schwingungsdämpfer zwischen Tragzylinderflansch und Lagergehäuse-Stirnwand sind.

Im weiteren geschieht die radiale Dämpfung der Lager 6 und 7 mittels einer radial wirkenden Schwingungsdämpfereinheit 30.C von Fig. 11 wobei der Schwingungsdämpfer hier mit 30.9 und die Schwingungsdämpfereinheit mit 30.G gekennzeichnet ist.

Dabei sind die Lager 6 und 7 in einem Lagergehäuse 48.1 aufgenommen, wobei im Lagergehäuse 48.1 ein Tragbolzen 41 fest angeordnet ist, dessen gegenüberliegendes Ende 41.1 im Gehäuse 17 spielfrei aufgenommen ist.

Zwischen den Tragbolzen 41 und 41.1 ist ein im Durchmesser reduzierter Teil 42 vorgesehen, der zusammen mit den Tragbolzen 41.1 und 41.2 ein zusammenwirkendes Teil bildet, wobei das Teil 42 den radial wirkenden Schwingungsdämpfer 30.9 aufnimmt, der einerseits an einer zylindrischen Innenwand 56 des Gehäuses 17 und andererseits am Lagergehäuseteil 59 anliegt und dadurch die von der Welle verursachten Schwingungen radial dämpft.

Es sei noch erwähnt, dass eine solche Lagerdämpfung ebenfalls am anderen, hier nicht dargestellten Ende des Lagergehäuses in spiegelbildlicher Anordnung vorgesehen werden kann, und zwar für die Lager 4 und 5 (s.Fig.14).

Letztlich sei noch erwähnt, dass wie in den Fig. 1 und 2 gezeigt kein Lagergehäuse vorhanden ist, son-

dem dass die Lagerung der Welle direkt im Motorengewölbe stattfindet, und dass die Dämpfung in der Art, wie es in den Fig. 15 und 16 direkt im Motorengewölbe durchgeführt werden kann. Das heisst, dass die Lager 20 und 21 der Fig. 1 in der Art gelagert würden, wie es mit den Fig. 15 und 16 gezeigt ist.

Ebenfalls können die mit den Figuren 7 bis 16 gezeigten Dämpfungsarten auch mit dem mit den Figuren 1 und 2 sowie 5 und 6 gezeigten Motorengewölbe 3 angewendet werden.

Patentansprüche

1. Streckrollenaggregat für Streckspul-Spinnstreckspul- und Streckzwirnmachines mit einem Induktor (16) zum Beheizen einer Galette (2), mit einer in Lagern (20,21; 4-7) gelagerten Antriebswelle (8) zur Aufnahme der Galette (2) und einem Gehäuse (3;17) zur Aufnahme eines den Induktor (16) aufnehmenden Tragzylinders (18), und der Lager (20,21; 4-7) der Antriebswelle (8), dadurch gekennzeichnet, dass für die Dämpfung der durch den Betrieb des Streckrollenaggregates erzeugten Schwingungen zwischen dem Tragzylinder (18) und dem Gehäuse (3;17) mindestens ein Schwingungsdämpfer und vorzugsweise in Kombination dazu mindestens ein radial wirkender Schwingungsdämpfer zwischen den Lagern (20,21; 4-7) und dem Gehäuse (3;17) vorgesehen ist.
2. Streckrollenaggregat nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen dem Tragzylinder (18) und dem Gehäuse (3;17) ein in axialer Richtung wirkender Schwingungsdämpfer (27-27.9) vorgesehen ist.
3. Streckrollenaggregat nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass zusätzlich zwischen dem Tragzylinder (18) und dem Gehäuse (3;17) ein in radialer Richtung wirkender Schwingungsdämpfer (30-30.9) vorgesehen ist.
4. Streckrollenaggregat nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der zwischen dem Tragzylinder (18) und dem Gehäuse (3;17) vorgesehene Schwingungsdämpfer ein axial und radial kombiniert wirkender Schwingungsdämpfer (27.3,30.3; 27.9,30.10) ist.
5. Streckrollenaggregat nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass der axial wirkende Schwingungsdämpfer ein zwischen dem Gehäuse (17) und dem den Induktor (16) aufnehmenden Tragzylinder (18) eingespanntes ringscheibenförmiges Dämpfungselement (27.1-27.6 und 27.8 und 27.9) oder ein ringförmiges Dämpfungselement (27.7) ist.

6. Streckrollenaggregat nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass der radial wirkende Schwingungsdämpfer ein hohlzylindrisches Dämpfungselement (30.2) umfasst, welches einerseits fest auf einem Ende eines Federstiftes (38) und andererseits mit dem äusseren Umfang spielfrei in einer Bohrung des Gehäuses (17) sitzt sowie, dass das andere Ende des Federstiftes (38) fest im Tragzylinder (18) eingelassen ist und, dass mindestens drei solcher Dämpfungselemente (30.2) in genannter Kombination mit dem Federstift (38) umfänglich gleichmässig verteilt vorgesehen sind.
7. Streckrollenaggregat nach Anspruch 3 und 4, dadurch gekennzeichnet, dass der radial wirkende Schwingungsdämpfer ein im Querschnitt achteckiger Ring (30.3) ist, welcher anschliessend an den axial wirkenden Schwingungsdämpfer (27.3) vorgesehen ist und dass der im Querschnitt achteckige Ring (30.3) in angepassten ringförmigen Nuten (61) im Gehäuse (17) und dem Tragzylinder (18) eingelegt ist.
8. Streckrollenaggregat nach Anspruch 3 und 4, dadurch gekennzeichnet, dass der radial wirkende Schwingungsdämpfer gegenüberliegende zylindrische Noppen (30.4) sind, welche gegenüberliegend beidseits des axial wirkenden Schwingungsdämpfers (27.4) liegen und mindestens drei solcher Noppenpaare gleichmässig am Umfang verteilt vorgesehen sind, und dass jeder zylindrische Noppen (30.4) in einer Bohrung (50) von gleichem Durchmesser eingelassen ist, und zwar in einer Bohrung im Gehäuse (17) und im Tragzylinder (18).
9. Streckrollenaggregat nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass der radial wirkende Schwingungsdämpfer ein hohlzylindrisches Dämpfungselement (30.5) umfasst, welches einerseits in einer Bohrung (nicht gekennzeichnet) im Tragzylinder (18) fest eingelassen ist, und andererseits ein Endteil eines Tragbolzens (39) spielfrei aufnimmt, dessen anderes Endteil spielfrei im Gehäuse (17) eingelassen ist, sowie dass mindestens drei solcher Dämpfungselemente (30.5) in Kombination mit dem genannten Tragbolzen (39) am Umfang gleichmässig verteilt vorgesehen sind.
10. Streckrollenaggregat nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass der radial wirkende Schwingungsdämpfer ein hohlzylindrisches Dämpfungselement (30.5) umfasst, welches in einer Bohrung (nicht gekennzeichnet) des Gehäuses (3;17) fest eingelassen ist, und dass das Dämpfungselement (30.5) einen Federteil (42) aufnimmt, wobei an einem Ende des Federteils (42) ein Tragbolzen (41) fest angeschlossen ist, welcher spielfrei im Tragzylinder (18) und am anderen Ende ein Tragbolzen

- (41.1) fest angeschlossen ist, welcher spielfrei im Gehäuse (17) eingelassen ist, sowie dass mindestens drei solcher Dämpfungselemente (30.5) in Kombination mit dem genannten Tragbolzen (41) am Umfang gleichmässig verteilt vorgesehen sind. 5
11. Streckrollenaggregat nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass der radial wirkende Schwingungsdämpfer zwei O-Gummiringe (30.6) beinhalten, welche mit gegenseitigem Abstand zwischen einem Ringflansch (44) des Tragzylinders (18) und einer diesem gegenüberliegenden zylindrischen Innenfläche (nicht gekennzeichnet) eingespannt sind und der Raum (nicht gekennzeichnet) zwischen den O-Ringen (30.6) mit einem Fluid gefüllt ist oder dass im Raum anstelle der O-Ringe und des Fluides ein volles elastisches Dämpfungselement (30.6.1) vorgesehen ist, sowie dass im weiteren mindestens drei Federstifte (40) am Umfang gleichmässig verteilt ausserhalb des Raumes im Tragzylinder (18) und im Gehäuse (17) fest vorgesehen sind. 10
12. Streckrollenaggregat nach Anspruch 3 und 5, dadurch gekennzeichnet, dass der radial wirkende Schwingungsdämpfer (30.7) eine von einem Ende eines Federstiftes (38) spielfrei aufgenommene Schlitzbüchse (45) ist, an welcher Rillen (60) zur Aufnahme von O-Ringen (51) vorgesehen sind, mittels welchen einerseits die Schlitzbüchse (45) derart zusammengedrückt wird, dass die vorgenannte Spielfreiheit entsteht, andererseits werden die O-Ringe (51) samt Federstift (38) in einer zylindrischen Vertiefung (46) des Gehäuses (17) gehalten, während das andere Ende des Federstiftes (38) fest im Tragzylinder (18) eingelassen ist und, dass vorzugsweise das scheibenförmige Dämpfungselement (27.8) Durchlassöffnungen (57) für den Durchlass des Federstiftes (38) aufweist. 25 30 35
13. Streckrollenaggregat nach Anspruch 1 und 12, dadurch gekennzeichnet, dass ein analog zum radial wirkenden Schwingungsdämpfer (30.7) des Anspruches 13 als radial wirkender Schwingungsdämpfer (30.8) zur Dämpfung der Schwingungen zwischen der Antriebswelle (8) und dem Induktor (16) vorgesehen ist. 40 45
14. Streckrollenaggregat nach Anspruch 1 und 10, dadurch gekennzeichnet, dass ein analog zum radial wirkenden Schwingungsdämpfer (30.5) des Anspruches 10 als radial wirkender Schwingungsdämpfer (30.9) zur Dämpfung der Schwingungen zwischen den Wellenlagern (20,21; 4-7) und dem Gehäuse (3,17) vorgesehen ist. 50
15. Streckrollenaggregat nach mindestens einem der vorangehenden Ansprüche 6 bis 13, dadurch gekennzeichnet, dass die radial wirkenden Schwingungsdämpfer (30.2 bis 30.7) je zur alleinigen Dämpfung der Schwingungen zwischen den Lagern (20,21; 4-7) und dem Gehäuse (3,17) mit Hilfe der in mindestens einem der vorangehenden Ansprüche aufgeführten Merkmale vorgesehen werden. 55
16. Streckrollenaggregat nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen einem Befestigungsmittel 26 für das Befestigen des Induktors (16) am Gehäuse (3;17) und dem Induktor (16) mindestens ein elastisches Element (25;33) vorgesehen ist.
17. Streckrollenaggregat nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, dass das elastische Element eine Druckfeder (25) ist.
18. Streckrollenaggregat nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, dass das elastische Element ein Schwingungsdämpfer (33) ist.
19. Streckrollenaggregat für Streckspul-, Spinnstreckspul- und Streckzwirmmaschinen mit einem Induktor (16) zum Beheizen einer Galette (2) mit einer in Lagern (20,21;4-7) gelagerten Antriebswelle (8) zur Aufnahme der Galette (2) und einem Gehäuse (3,17) zur Aufnahme eines den Induktor (16) aufnehmenden Tragzylinders (18) und der Lager (20,21;4-7) der Antriebswelle (8), dadurch gekennzeichnet, dass für die Dämpfung der durch den Betrieb des Streckrollenaggregates erzeugten Schwingungen zwischen dem Tragzylinder und der die Antriebswelle aufnehmenden Lager, zwischen mindestens einem die Lager aufnehmenden Lagergehäuse und dem Gehäuse (3, 17) mindestens ein Schwingungsdämpfer vorgesehen ist.
20. Streckrollenaggregat nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, dass der Schwingungsdämpfer ein hohlzylindrisches Dämpfungselement (30.2) umfasst, welches einerseits fest auf einem Ende eines Federstiftes (38) und andererseits mit dem äusseren Umfang spielfrei in einer Bohrung des Gehäuses (3,17) sitzt, sowie, dass das andere Ende des Federstiftes (38) fest im Lagergehäuse eingelassen ist und, dass mindestens drei solcher Dämpfungselemente (30.2) in genannter Kombination mit dem Federstift (38) umfänglich gleichmässig verteilt vorgesehen sind.
21. Streckrollenaggregat nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, dass der Schwingungsdämpfer ein im Querschnitt achteckiger Ring (30.3) ist, welcher anschliessend an einen axial wirkenden Schwingungsdämpfer (27.3) vorgesehen ist und, dass der im Querschnitt achteckige Ring (30.3) in angepassten ringförmigen Nuten im Gehäuse

(3,17) und im Lagergehäuse eingelegt ist.

22. Streckrollenaggregat nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, dass der Schwingungsdämpfer gegenüberliegende zylindrische Noppen (30.4) umfasst, welche gegenüber liegend beidseits eines axial wirkenden Schwingungsdämpfers (27.4) liegen und mindestens drei solcher Noppenpaare gleichmässig am Umfang verteilt vorgesehen sind und, dass jeder zylindrische Noppen (30.4) in einer Bohrung (50) von gleichem Durchmesser eingelassen ist und zwar in einer Bohrung im Gehäuse (3,17) und im Lagergehäuse.
23. Streckrollenaggregat nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, dass Schwingungsdämpfer ein hohlzylindrisches Dämpfungselement (30.5) umfasst, welches einerseits in einer Bohrung (nicht gekennzeichnet) im Lagergehäuse fest eingelassen ist und andererseits ein Endteil eines Tragbolzens (39) spielfrei aufnimmt, dessen anderes Endteil spielfrei im Gehäuse (3,17) eingelassen ist, sowie dass mindestens drei solcher Dämpfungselemente (30.5) in Kombination mit dem genannten Tragbolzen (39) am Umfang gleichmässig verteilt vorgesehen sind.
24. Streckrollenaggregat nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, dass der Schwingungsdämpfer ein hohlzylindrisches Dämpfungselement (30.5) umfasst, welches in einer Bohrung (nicht gekennzeichnet) des Gehäuses (3,17) fest eingelassen ist und, dass das Dämpfungselement (30.5) einen Federteil (42) aufnimmt, wobei an einem Ende des Federteils (42) ein Tragbolzen (41) fest angeschlossen ist, welcher spielfrei im Lagergehäuse und am anderen Ende ein Tragbolzen (41.1) fest angeschlossen ist, welcher spielfrei im Gehäuse (3,17) eingelassen ist, sowie dass mindestens drei solcher Dämpfungselemente (30.5) in Kombination mit dem genannten Tragbolzen (41) am Umfang gleichmässig verteilt vorgesehen sind.
25. Streckrollenaggregat nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, dass der Schwingungsdämpfer zwei O-Gummiringe (30.6) beinhaltet, welche mit gegenseitigem Abstand zwischen dem Lagergehäuse und einer diesem gegenüberliegenden zylindrischen Innenfläche (nicht gekennzeichnet) eingespannt sind und der Raum (nicht gekennzeichnet) zwischen den O-Ringen (30.6) mit einem Fluid gefüllt ist oder dass im Raum anstelle der O-Ringe und des Fluides ein volles elastisches Dämpfungselement (30.6.1) vorgesehen ist, sowie dass im weiteren mindestens drei Federstifte (40) am Umfang gleichmässig verteilt ausserhalb des Raumes am Lagerflansch und im Gehäuse (3,17) fest vorgesehen sind.

26. Streckrollenaggregat nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, dass der Schwingungsdämpfer (30.7) eine von einem Ende eines Federstiftes (38) spielfrei aufgenommene Schlitzbüchse (45) ist, an welcher Rillen (60) zur Aufnahme von O-Ringen (51) vorgesehen sind, mittels welchen einerseits die Schlitzbüchse (45) derart zusammengedrückt wird, dass die vorgenannte Spielfreiheit entsteht, andererseits werden die O-Ringe (51) samt Federstift (38) in einer zylindrischen Vertiefung (46) des Gehäuses (3,17) gehalten, während das andere Ende des Federstiftes (38) fest im Lagerflansch eingelassen ist und, dass vorzugsweise das scheibenförmige Dämpfungselement (27.8) Durchlassöffnungen (57) für den Durchlass des Federstiftes (38) aufweist.

Claims

1. A drawing roller unit for draw winding machines, spin-draw- winding machines and draw twisting machines with an inductor (16) for heating a galette (2), with a drive shaft (8) held in bearings (20, 21; 4 to 7) for receiving the galette (2) and a casing (3; 17) for receiving the carrying cylinder (18) receiving the inductor (16) and for receiving the bearings (20, 21; 4 to 7) of the drive shaft (8), characterized in that for the absorption of the vibrations between the carrying cylinder (18) and the casing (3; 17) which are produced by the operation of the drawing roller unit at least one vibration damper and, preferably in combination with the same, at least one radially acting vibration damper are provided between the bearings (20, 21; 4 to 7) and the casing (3; 17).
2. A drawing roller unit as claimed in claim 1, characterized in that a vibration damper (27 to 27.9) acting in the axial direction is provided between the carrying cylinder (18) and the casing (3; 17).
3. A drawing roller unit as claimed in claim 2, characterized in that additionally a vibration damper (30 to 30.9) acting in the radial direction is provided between the carrying cylinder (18) and the casing (3; 17).
4. A drawing roller unit as claimed in claim 1, characterized in that the vibration damper provided between the carrying cylinder (18) and the casing (3; 17) is a vibration damper (27.3, 30.3; 27.9, 30.10) acting in an axially and radially combined manner.
5. A drawing roller unit as claimed in claim 2, characterized in that the axially acting vibration damper is a ring-wheel-like damping element (27.1 to 27.6 and 27.8 and 27.9) or an annular damping element (27.7) which is mounted between the casing (17)

and the carrying cylinder (18) receiving the inductor (16).

6. A drawing roller unit as claimed in claim 3, characterized in that the radially acting vibration damper comprises a hollow-cylindrical damping element (30.2) which on the one hand is seated fixedly on the one end of a spring pin (38) and on the other hand is seated with its outer circumference without play in a bore of the casing (17) and that the other end of the spring pin (38) is fixedly embedded in the carrying cylinder (18) and that at least three such damping elements (30.2) are provided with the said combination with the spring pin (38) evenly distributed over the circumference.
7. A drawing roller unit as claimed in claim 3 and 4, characterized in that the radially acting vibration damper is a ring (30.3) with an octogonal cross section which is provided adjacent to the axially acting vibration damper (27.3) and that the ring (30.3) with an octogonal cross section is inserted into adapted annular grooves (61) in the casing (17) and the carrying cylinder (18).
8. A drawing roller unit as claimed in claim 3 and 4, characterized in that the radially acting vibration damper are opposed cylindrical nubs (30.4) which are situated mutually opposite on either side of the axially acting vibration damper (27.4) and that at least three such pairs of nubs are provided evenly distributed over the circumference and that each of the cylindrical nubs (30.4) is embedded in a bore (50) of the same diameter, namely in a bore in the casing (17) and in the carrying cylinder (18).
9. A drawing roller unit as claimed in claim 3, characterized in that the radially acting vibration damper comprises a hollow-cylindrical damping element (30.5) which on the one hand is fixedly embedded in a bore (not marked) in the carrying cylinder (18) and on the other hand receives without play an end portion of a carrier bolt (39) whose other end portion is embedded in the casing (17) without play and that at least three such damping elements (30.5) in combination with the carrier bolt (39) are provided evenly distributed over the circumference.
10. A drawing roller unit as claimed in claim 3, characterized in that the radially acting vibration damper comprises a hollow-cylindrical damping element (30.5) which is fixedly embedded in a bore (not marked) of the casing (3; 17) and that the damping element (30.5) receives a spring element (42), with a carrier bolt (41) being fixedly connected to the one end of the spring element (42), which bolt is connected without play in the carrying cylinder (18), and at the other end a carrier bolt (41.1) is fixedly con-

nected which is embedded in the casing (17) without play and that at least three such damping elements (30.5) in combination with the said carrier bolt (41) are provided evenly distributed over the circumference.

11. A drawing roller unit as claimed in claim 3, characterized in that the radially acting vibration damper comprises two rubber O-rings (30.6) which are mounted with mutual distance between an annular flange (44) of the carrying cylinder (18) and a cylindrical inner surface (not marked) being opposite thereto and the space (not marked) between the O-rings (30.6) is filled with a liquid or that instead of the O-rings and the fluid in the space there is provided a fully elastic damping element (30.6.1) and that furthermore at least three spring pins (40) are fixedly provided evenly distributed over the circumference outside of the space in the carrying cylinder (18) and in the casing (17).
12. A drawing roller unit as claimed in claim 3 and 5, characterized in that the radially acting vibration damper (30.7) is a slot bushing (45) which is received without play by one end of a spring pin (38) and on which grooves (60) are provided for receiving O-rings (51) by means of which on the one hand the slot bushing (45) is pressed together in such a way that the said freedom from play arises and on the other hand the O-rings (51) plus the spring pin (38) are held in a cylindrical recess (46) of the casing (17) while the other end of the spring pin (38) is fixedly embedded in the carrying cylinder (18) and that preferably the disc-like damping element (27.8) comprises pass-through openings (57) for the passage of the spring pin (38).
13. A drawing roller unit as claimed in claim 1 and 12, characterized in that a radially acting vibration damper (30.8), acting analog to the radially acting vibration damper (30.7) of claim 13, is provided for damping the vibrations between the drive shaft (8) and the inductor (16).
14. A drawing roller unit as claimed in claim 1 and 10, characterized in that a radially acting vibration damper (30.9), acting analog to the radially acting vibration damper (30.5) of claim 10, is provided for damping the vibrations between the shaft bearings (20, 21; 4 to 7) and the casing (3, 17).
15. A drawing roller unit as claimed in at least one of the preceding claims 6 to 13, characterized in that the radially acting vibration damper (30.2 to 30.7) are each provided for the sole damping of the vibrations between the bearings (20, 21; 4 to 7) and the casing (3, 17) with the help of the features as set out in at least one of the preceding claims.

16. A drawing roller unit as claimed in claim 1, characterized in that at least one elastic element (25; 33) is provided between the inductor (16) and a fastening means (26) for the fastening of the inductor (16) on the casing (3; 17).
17. A drawing roller unit as claimed in claim 16, characterized in that the elastic element is a compression spring (25).
18. A drawing roller unit as claimed in claim 16, characterized in that the elastic element is a vibration damper (33).
19. A drawing roller unit for draw winding machines, spin-draw- winding machines and draw twisting machines with an inductor (16) for heating a gallette (2) with a drive shaft (8) held in bearings (20, 21; 4 to 7) for receiving the gallette (2) and a casing (3, 17) for receiving the carrying cylinder (18) receiving the inductor (16) and for receiving the bearings (20, 21; 4 to 7) of the drive shaft (8), characterized in that for the absorption of the vibrations which are produced by the operation of the drawing roller unit between the carrying cylinder and the bearings receiving the drive shaft at least one vibration damper is provided between at least one bearing housing receiving the bearings and the casing (3, 17).
20. A drawing roller unit as claimed in claim 19, characterized in that the vibration damper comprises a hollow-cylindrical damping element (30.2) which on the one hand is seated fixedly on the one end of a spring pin (38) and on the other hand is seated with its outer circumference without play in a bore of the casing (3, 17) and that the other end of the spring pin (38) is fixedly embedded in the bearing housing and that at least three such damping elements (30.2) are provided with the said combination with the spring pin (38) evenly distributed over the circumference.
21. A drawing roller unit as claimed in claim 19, characterized in that vibration damper is a ring (30.3) with an octogonal cross section which is provided adjacent to an axially acting vibration damper (27.3) and that the ring (30.3) with an octogonal cross section is inserted into adapted annular grooves in the casing (3, 17) and in the bearing housing.
22. A drawing roller unit as claimed in claim 19, characterized in that the vibration damper comprises opposed cylindrical nubs (30.4) which are situated mutually opposed on either side of an axially acting vibration damper (27.4) and that at least three such pairs of nubs are provided evenly distributed over the circumference and that each of the cylindrical nubs (30.4) is embedded in a bore (50) of the same diameter, namely in a bore in the casing (3, 17) and in the bearing housing.
23. A drawing roller unit as claimed in claim 19, characterized in that the vibration damper comprises a hollow-cylindrical damping element (30.5) which on the one hand is fixedly embedded in a bore (not marked) in the bearing housing and on the other hand receives without play an end portion of a carrier bolt (39) whose other end is embedded in the casing (3, 17) without play and that at least three such damping elements (30.5) in combination with the carrier bolt (39) are provided evenly distributed over the circumference.
24. A drawing roller unit as claimed in claim 19, characterized in that the vibration damper comprises a hollow-cylindrical damping element (30.5) which is fixedly embedded in a bore (not marked) of the casing (3; 17) and that the damping element (30.5) receives a spring element (42), with a carrier bolt (41) being fixedly connected to the one end of the spring element (42), which bolt is connected without play in the bearing casing, and at the other end a carrier bolt (41.1) is fixedly connected which is embedded in the casing (3, 17) without play and that at least three such damping elements (30.5) in combination with the said carrier bolt (41) are provided evenly distributed over the circumference.
25. A drawing roller unit as claimed in claim 19, characterized in that the vibration damper comprises two rubber O-rings (30.6) which are mounted with mutual distance between the bearing housing and a cylindrical inner surface (not marked) being opposite thereto and the space (not marked) between the O-rings (30.6) is filled with a liquid or that instead of the O-rings and the fluid in the space there is provided a fully elastic damping element (30.6.1) and that furthermore at least three spring pins (40) are fixedly provided evenly distributed over the circumference outside of the space on the bearing flange and in the casing (3, 17).
26. A drawing roller unit as claimed in claim 19, characterized in that the vibration damper (30.7) is a slot bushing (45) which is received without play by one end of a spring pin (38) and on which grooves (60) are provided for receiving O-rings (51) by means of which on the one hand the slot bushing (45) is pressed together in such a way that the said freedom from play arises and on the other hand the O-rings (51) plus the spring pin (38) are held in a cylindrical recess (46) of the casing (3, 17) while the other end of the spring pin (38) is fixedly embedded in the bearing flange and that preferably the disc-like damping element (27.8) comprises pass-through openings (57) for the passage of the spring

pin (38).

Revendications

1. Ensemble de rouleaux étireurs pour des machines étireuses bobineuses - fileuses étireuses bobineuses et étireuses retordeuses, avec un inducteur (16) servant à chauffer un galet (2), avec un arbre d'entraînement (8) maintenu dans des paliers (20,21; 4-7) pour la réception du galet (2), et un carter (3; 17) pour la réception d'un cylindre porteur (18) réceptionnant l'inducteur (16), et des paliers (20,21; 4-7) de l'arbre d'entraînement (8), caractérisé par le fait que, pour l'amortissement des vibrations entre le cylindre porteur (18) et le carter (3; 17), produites par le fonctionnement de l'ensemble de rouleaux étireurs, au moins un amortisseur de vibrations est prévu entre les paliers (20,21; 4-7) et le carter (3; 17), et de préférence en combinaison avec au moins un amortisseur de vibrations agissant radialement.
2. Ensemble de rouleaux étireurs selon revendication 1, caractérisé par le fait qu'un amortisseur de vibrations (27-27.9), agissant dans la direction axiale, est prévu entre le cylindre porteur (18) et le carter (3; 17).
3. Ensemble de rouleaux étireurs selon revendication 2, caractérisé par le fait qu'un amortisseur de vibrations supplémentaire (30-30.9), agissant dans la direction radiale, est prévu entre le cylindre porteur (18) et le carter (3; 17).
4. Ensemble de rouleaux étireurs selon revendication 1, caractérisé par le fait que l'amortisseur de vibrations, prévu entre le cylindre porteur (18) et le carter (3; 17), est un amortisseur de vibrations (27.3,30.3; 27.9,30.10) agissant en combinaison axiale et radiale.
5. Ensemble de rouleaux étireurs selon revendication 2, caractérisé par le fait que l'amortisseur de vibrations agissant axialement est un élément d'amortissement (27.1-27.6 et 27.8 et 27.9) en forme de disque annulaire ou un élément d'amortissement (27.7) en forme d'anneau, enserré entre le carter (17) et le cylindre porteur (18) réceptionnant l'inducteur (16).
6. Ensemble de rouleaux étireurs selon revendication 3,

caractérisé par le fait que

l'amortisseur de vibrations agissant radialement comprend un élément amortisseur (30.2) de forme cylindrique creuse qui, d'une part, est calé d'une manière fixe sur une extrémité d'une goupille élastique (38) et, d'autre part, est calé sans jeu, par sa circonférence extérieure, dans un trou du carter (17), et que l'autre extrémité de la goupille élastique (38) est insérée d'une manière fixe dans le cylindre porteur (18), et qu'au moins trois de ces éléments amortisseurs (30.2) sont prévus, chacun dans ladite combinaison avec la goupille élastique (38), en répartition uniforme sur la circonférence.

7. Ensemble de rouleaux étireurs selon revendications 3 et 4, caractérisé par le fait que l'amortisseur de vibrations agissant radialement est un anneau (30.3) possédant une section octogonale qui est prévu raccordé à l'amortisseur de vibrations (27.3) agissant axialement, et que l'anneau (30.3) possédant une section octogonale est logé dans des gorges annulaires adaptées (61), pratiquées dans le carter (17) et le cylindre porteur (18).
8. Ensemble de rouleaux étireurs selon revendications 3 et 4, caractérisé par le fait que l'amortisseur de vibrations agissant radialement est réalisé par des boutons cylindriques (30.4) situés face à face, lesquels sont disposés face à face, des deux côtés de l'amortisseur de vibrations (27.4) agissant axialement, et au moins trois de ces paires de boutons sont prévues en répartition uniforme sur la circonférence, et que chacun des boutons cylindriques (30.4) est inséré dans un trou (50) de même diamètre, et ceci dans un trou pratiqué dans le carter (17) ainsi que dans le cylindre porteur (18).
9. Ensemble de rouleaux étireurs selon revendication 3, caractérisé par le fait que l'amortisseur de vibrations agissant radialement comprend un élément amortisseur (30.5) de forme cylindrique creuse qui, d'une part, est inséré d'une manière fixe dans un trou (non caractérisé) pratiqué dans le cylindre porteur (18), et, d'autre part, réceptionne sans jeu une extrémité d'un goujon porteur (39) dont l'autre extrémité est insérée sans jeu dans le carter (17), et qu'au moins trois de ces éléments amortisseurs (30.5) sont prévus chacun en combinaison avec ledit goujon porteur (39), en répartition uniforme sur la circonférence.
10. Ensemble de rouleaux étireurs selon revendication 3, caractérisé par le fait que l'amortisseur de vibrations agissant radialement

comprend un élément amortisseur (30.5) de forme cylindrique creuse qui est inséré d'une manière fixe dans un trou (non caractérisé) du carter (3; 17), et que l'élément amortisseur (30.5) réceptionne une pièce élastique (42), et où un goujon porteur (41) est raccordé d'une manière fixe à une extrémité de la pièce élastique (42), lequel est raccordé d'une manière fixe, sans jeu, dans le cylindre porteur (18), et qu'un goujon porteur (41.1) est raccordé d'une manière fixe à l'autre extrémité de la pièce élastique, lequel est inséré sans jeu dans le carter (17), et qu'au moins trois de ces éléments amortisseurs (30.5) sont prévus chacun en combinaison avec ledit goujon (41), en répartition uniforme sur la circonférence.

11. Ensemble de rouleaux étireurs selon revendication 3,

caractérisé par le fait que l'amortisseur de vibrations agissant radialement comprend deux anneaux toriques en caoutchouc (30.6) qui sont enserrés avec une distance réciproque entre une flange annulaire (44) du cylindre porteur (18) et une surface intérieure cylindrique (non caractérisée) lui faisant face, et l'espace (non caractérisé) compris entre les anneaux toriques (30.6) est rempli avec un fluide, ou qu'un élément amortisseur élastique plein (30.6.1) est prévu dans l'espace, à la place des anneaux toriques et du fluide, et que, en outre, au moins trois goupilles élastiques (40) sont prévues d'une manière fixe dans le cylindre porteur (18) et dans le carter (17), en répartition uniforme sur la circonférence et en dehors de l'espace.

12. Ensemble de rouleaux étireurs selon revendications 3 et 5,

caractérisé par le fait que l'amortisseur de vibrations (30.7) agissant radialement est une douille fendue (45), réceptionnée sans jeu par une extrémité d'une goupille élastique (38), douille sur laquelle sont prévues des gorges (60) pour la réception d'anneaux toriques (51), au moyen desquels, d'une part, la douille fendue (45) est comprimée de telle manière que ledit sans jeu est réalisé, et, d'autre part, les anneaux toriques (51) ainsi que la goupille élastique (38) sont maintenus dans une excavation cylindrique (46) du carter (17), alors que l'autre extrémité de la goupille élastique (38) est insérée d'une manière fixe dans le cylindre porteur (18), et que, d'une manière préférentielle, l'élément amortisseur (27.8) en forme de disque possède des ouvertures de passage (57) pour le passage de la goupille élastique (38).

13. Ensemble de rouleaux étireurs selon revendications 1 et 12,

caractérisé par le fait que,

pour l'amortissement des vibrations entre l'arbre d'entraînement (8) et l'inducteur (16), un amortisseur de vibrations (30.8), agissant radialement, est prévu d'une manière analogue à l'amortisseur de vibrations (30.7) de la revendication 13, agissant radialement.

14. Ensemble de rouleaux étireurs selon revendications 1 et 10,

caractérisé par le fait que pour l'amortissement des vibrations entre les paliers d'arbre (20,21; 4-7) et le carter (3,17), un amortisseur de vibrations (30.9), agissant radialement, est prévu d'une manière analogue à l'amortisseur de vibrations (30.5) de la revendication 10, agissant radialement.

15. Ensemble de rouleaux étireurs selon au moins une des revendications précédentes 6 à 13,

caractérisé par le fait que les amortisseurs de vibrations (30.2 à 30.7), agissant radialement, sont prévus chacun pour l'amortissement exclusif des vibrations entre les paliers (20,21; 4-7) et le carter (3,17), à l'aide des caractéristiques citées dans au moins une des revendications précédentes.

16. Ensemble de rouleaux étireurs selon revendication 1,

caractérisé par le fait qu'au moins un élément élastique (25; 33) est prévu entre un moyen de fixation (26) pour la fixation de l'inducteur (16) dans le carter (3; 17) et l'inducteur (16).

17. Ensemble de rouleaux étireurs selon revendication 16,

caractérisé par le fait que l'élément élastique est un ressort de pression (25).

18. Ensemble de rouleaux étireurs selon revendication 16,

caractérisé par le fait que l'élément élastique est un amortisseur de vibrations (33).

19. Ensemble de rouleaux étireurs pour des machines étireuses bobineuses, fileuses étireuses bobineuses et étireuses retordeuses, avec un inducteur (16) servant à chauffer un galet (2), avec un arbre d'entraînement (8) maintenu dans des paliers (20,21; 4-7) pour la réception du galet (2), et un carter (3,17) pour la réception d'un cylindre porteur (18) réceptionnant l'inducteur (16), et des paliers (20,21; 4-7) de l'arbre d'entraînement (8),

caractérisé par le fait que, pour l'amortissement des vibrations entre le cylindre porteur et les paliers réceptionnant l'arbre d'en-

traînement, produites par le fonctionnement de l'ensemble de rouleaux étireurs, au moins un amortisseur de vibrations est prévu entre au moins un carter de paliers réceptionnant les paliers et le carter (3,17).

20. Ensemble de rouleaux étireurs selon revendication 19,

caractérisé par le fait que

l'amortisseur de vibrations comprend un élément amortisseur (30.2) de forme cylindrique creuse qui, d'une part, est calé d'une manière fixe sur une extrémité d'une goupille élastique (38) et, d'autre part, est calé sans jeu, par sa circonférence extérieure, dans un trou du carter (3,17), et que l'autre extrémité de la goupille élastique (38) est insérée d'une manière fixe dans le carter de paliers, et qu'au moins trois de ces éléments amortisseurs (30.2) sont prévus, chacun dans ladite combinaison avec la goupille élastique (38), en répartition uniforme sur la circonférence.

21. Ensemble de rouleaux étireurs selon revendication 19,

caractérisé par le fait que

l'amortisseur de vibrations est un anneau (30.3) possédant une section octogonale qui est prévu raccordé à un amortisseur de vibrations (27.3) agissant axialement, et que l'anneau (30.3) possédant une section octogonale est logé dans des gorges annulaires adaptées, pratiquées dans le carter (3,17) et dans le carter de paliers.

22. Ensemble de rouleaux étireurs selon revendication 19,

caractérisé par le fait que

l'amortisseur de vibrations comprend des boutons cylindriques (30.4) situés face à face, lesquels sont disposés face à face, des deux côtés d'un amortisseur de vibrations (27.4) agissant axialement, et au moins trois de ces paires de boutons sont prévues en répartition uniforme sur la circonférence, et que chacun des boutons cylindriques (30.4) est inséré dans un trou (50) de même diamètre, et ceci dans un trou pratiqué dans le carter (3,17) et dans le carter de paliers.

23. Ensemble de rouleaux étireurs selon revendication 19,

caractérisé par le fait que

l'amortisseur de vibrations comprend un élément amortisseur (30.5) de forme cylindrique creuse qui, d'une part, est inséré d'une manière fixe dans un trou (non caractérisé) pratiqué dans le carter de paliers, et, d'autre part, réceptionne sans jeu une extrémité d'un goujon porteur (39) dont l'autre extrémité est insérée sans jeu dans le carter (3,17), et qu'au moins trois de ces éléments amortisseurs

(30.5) sont prévus, chacun en combinaison avec ledit goujon porteur (39), en répartition uniforme sur la circonférence.

24. Ensemble de rouleaux étireurs selon revendication 19,

caractérisé par le fait que

l'amortisseur de vibrations comprend un élément amortisseur (30.5) de forme cylindrique creuse qui est inséré d'une manière fixe dans un trou (non caractérisé) du carter (3,17), et que l'élément amortisseur (30.5) réceptionne une pièce élastique (42), et où un goujon porteur (41) est raccordé d'une manière fixe à une extrémité de la pièce élastique (42), lequel est raccordé d'une manière fixe, sans jeu, dans le carter de paliers, et qu'un goujon porteur (41.1) est raccordé d'une manière fixe à l'autre extrémité de la pièce élastique, lequel est inséré sans jeu dans le carter (3,17), et qu'au moins trois de ces éléments amortisseurs (30.5) sont prévus, chacun en combinaison avec ledit goujon (41), en répartition uniforme sur la circonférence.

25. Ensemble de rouleaux étireurs selon revendication 19,

caractérisé par le fait que

l'amortisseur de vibrations comprend deux anneaux toriques en caoutchouc (30.6) qui sont en serrés avec une distance réciproque entre le carter de paliers et une surface intérieure cylindrique (non caractérisée) lui faisant face, et l'espace (non caractérisé) compris entre les anneaux toriques (30.6) est rempli avec un fluide, ou qu'un élément amortisseur élastique plein (30.6.1) est prévu dans l'espace, à la place des anneaux toriques et du fluide, et que, en outre, au moins trois goupilles élastiques (40) sont prévues d'une manière fixe dans la flange de palier et dans le carter (3,17), en répartition uniforme sur la circonférence et en dehors de l'espace.

26. Ensemble de rouleaux étireurs selon revendication 19,

caractérisé par le fait que

l'amortisseur de vibrations (30.7) est une douille fendue (45), réceptionnée sans jeu par une extrémité d'une goupille élastique (38), douille sur laquelle sont prévues des gorges (60) pour la réception d'anneaux toriques (51), au moyen desquels, d'une part, la douille fendue (45) est comprimée de telle manière que ledit sans jeu est réalisé, et, d'autre part, les anneaux toriques (51) ainsi que la goupille élastique (38) sont maintenus dans une excavation cylindrique (46) du carter (3,17), alors que l'autre extrémité de la goupille élastique (38) est insérée d'une manière fixe dans la flange de palier, et que, d'une manière préférentielle, l'élément amortisseur (27.8) en forme de disque possède des ouvertures de passage (57) pour le passage de la goupille élas-

tique (38).

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

Fig.1

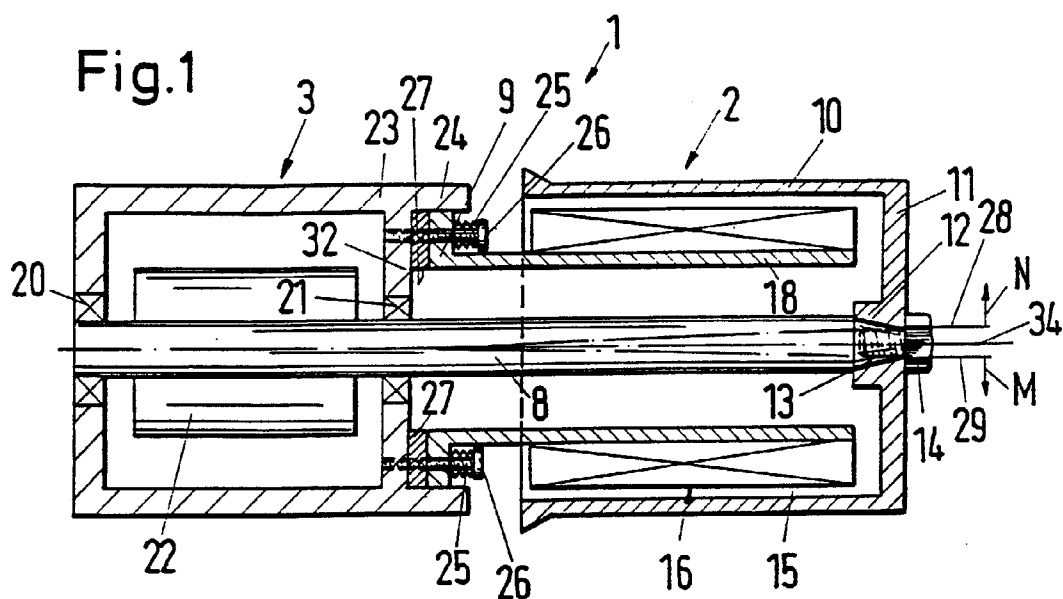


Fig.2

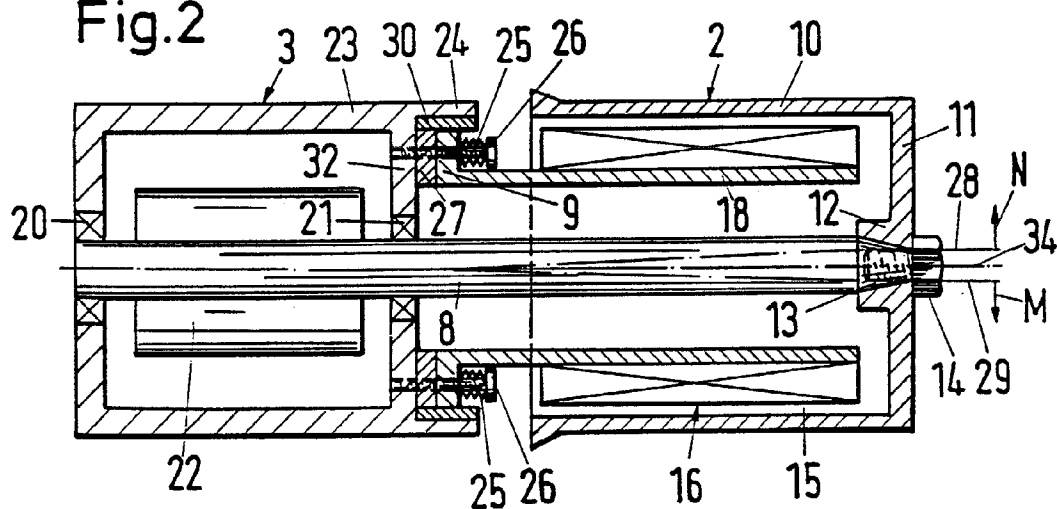


Fig. 5

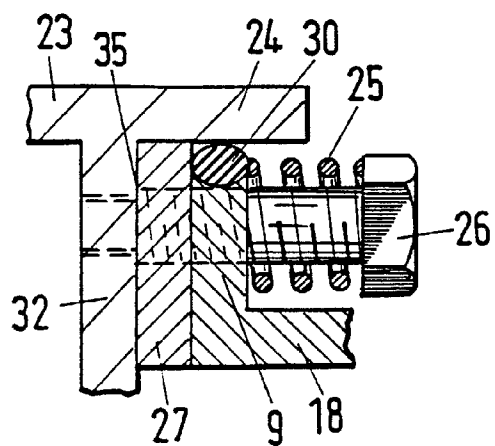
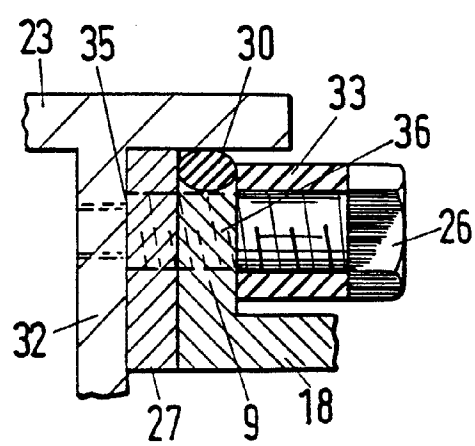
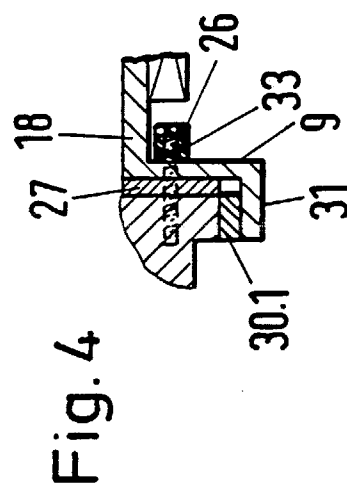
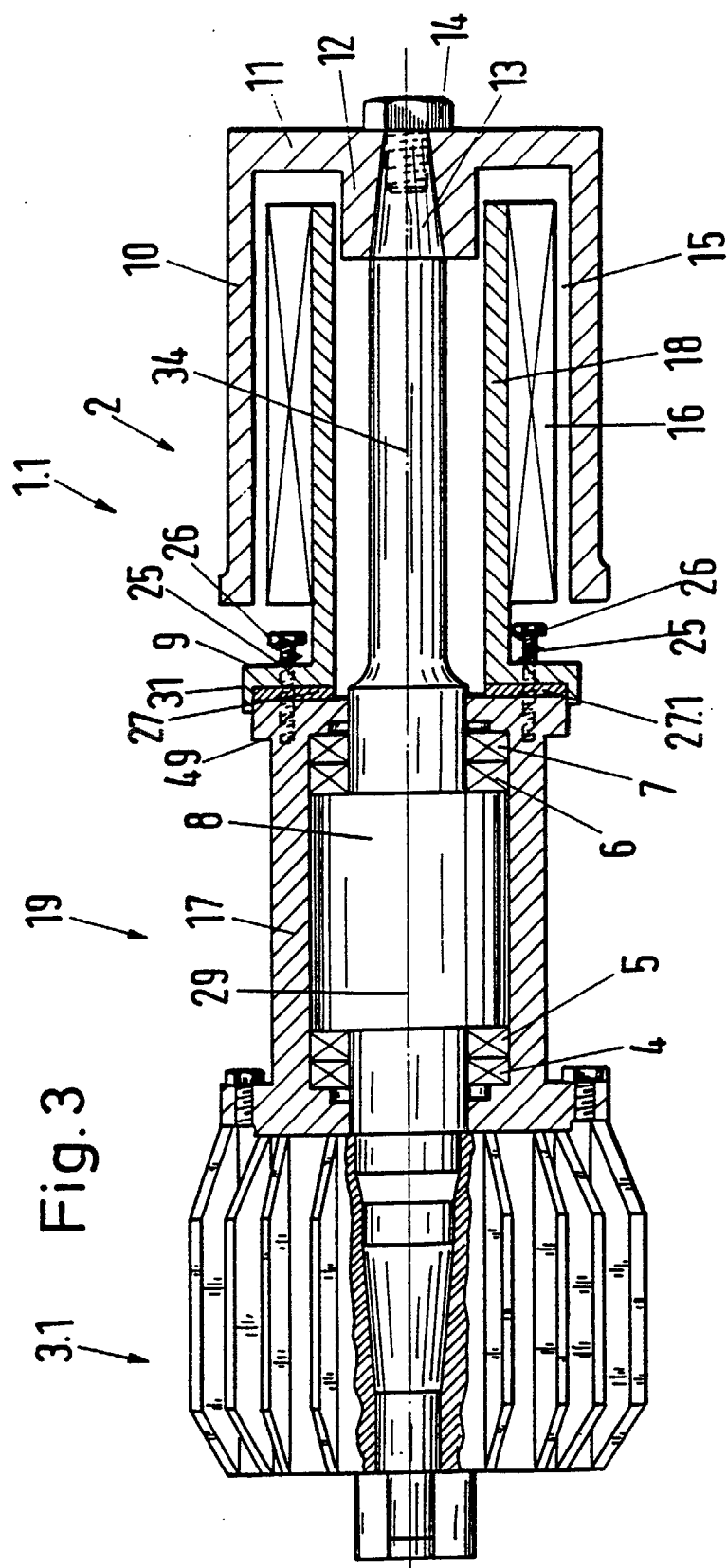
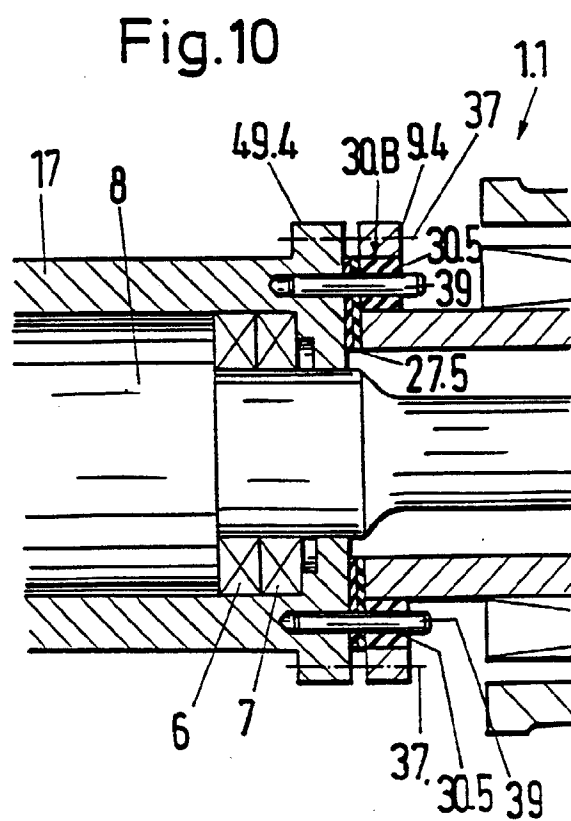
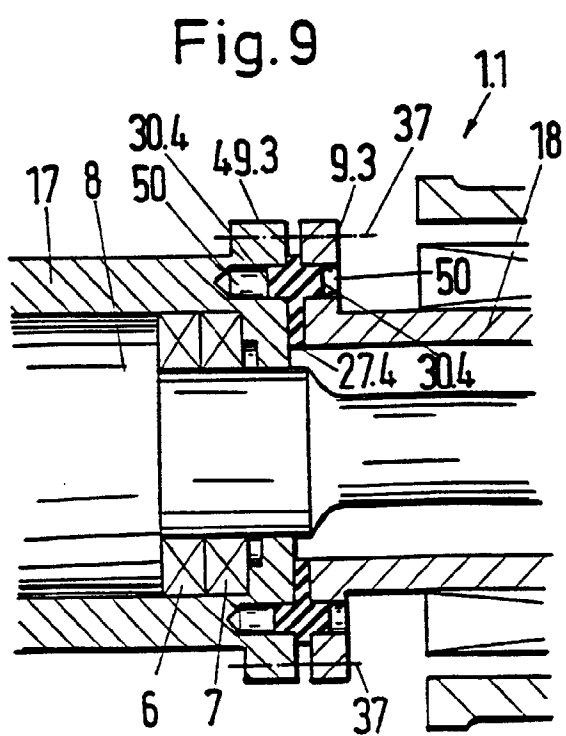
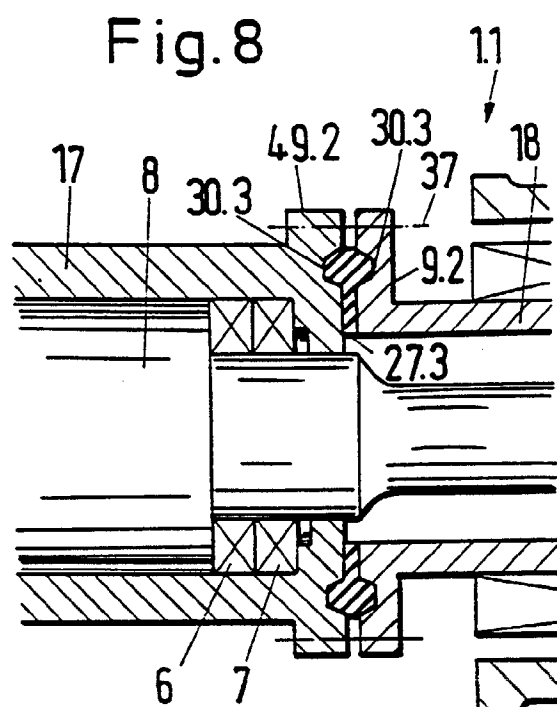
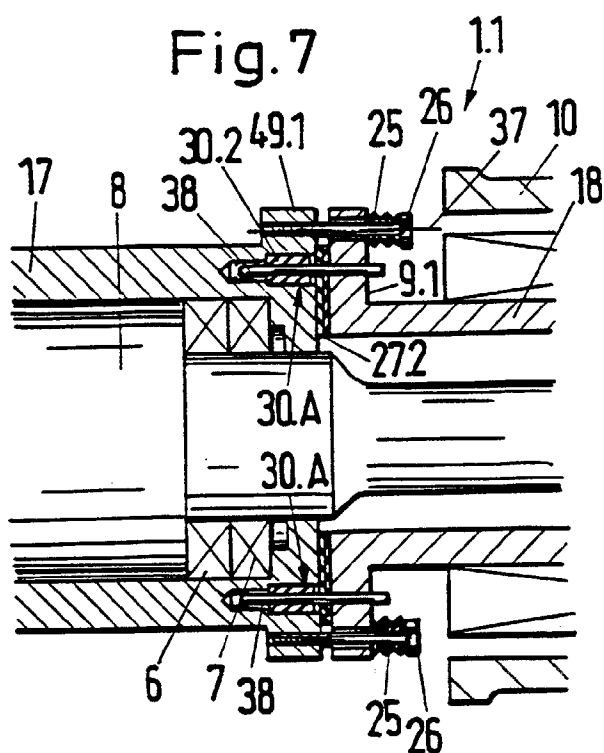


Fig.6







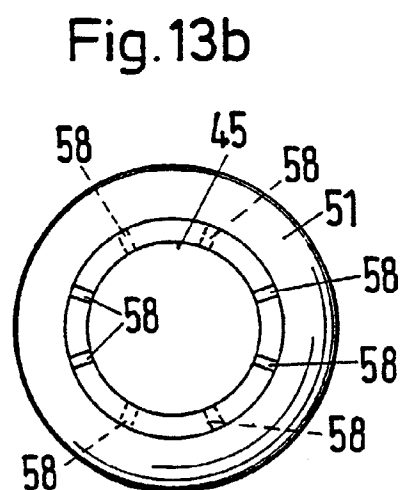
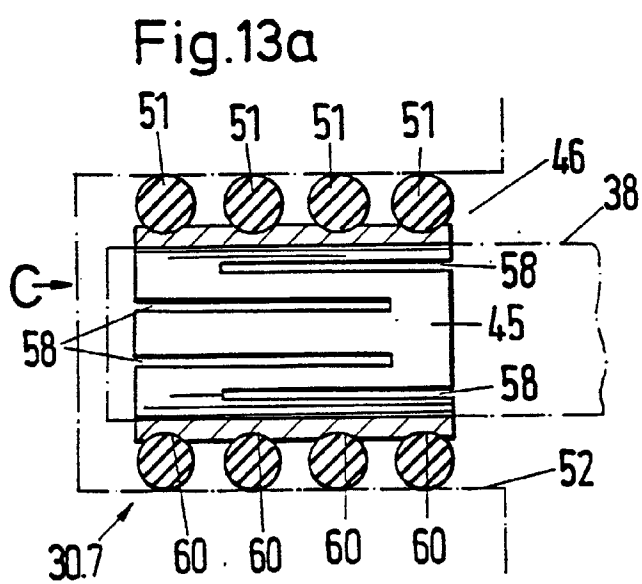
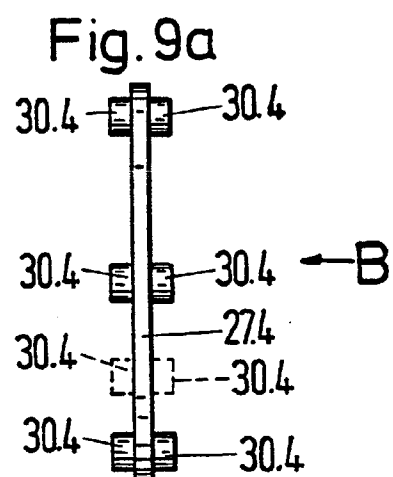
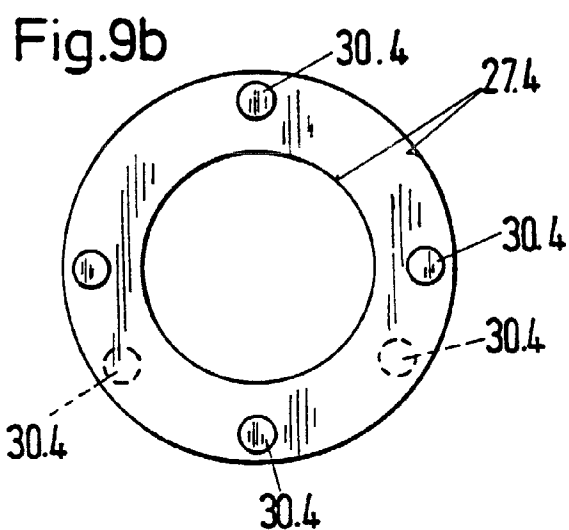
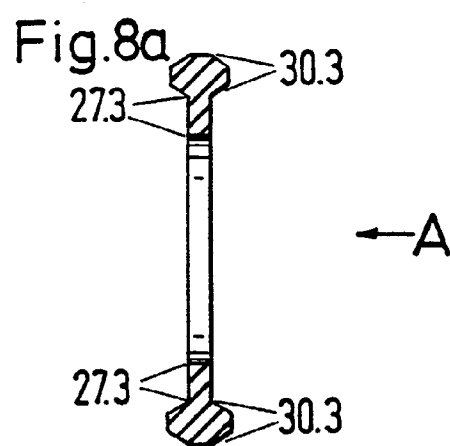
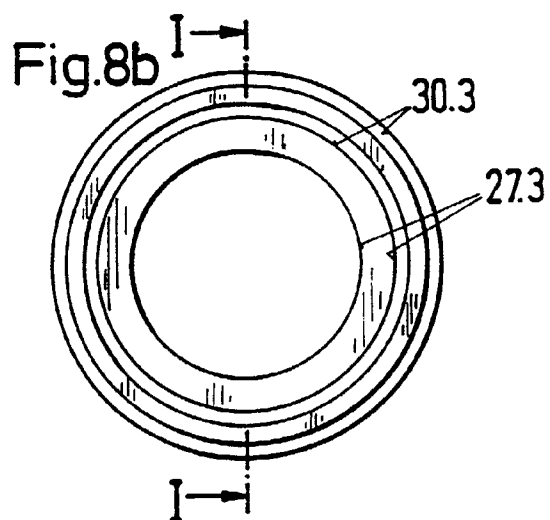


Fig.11

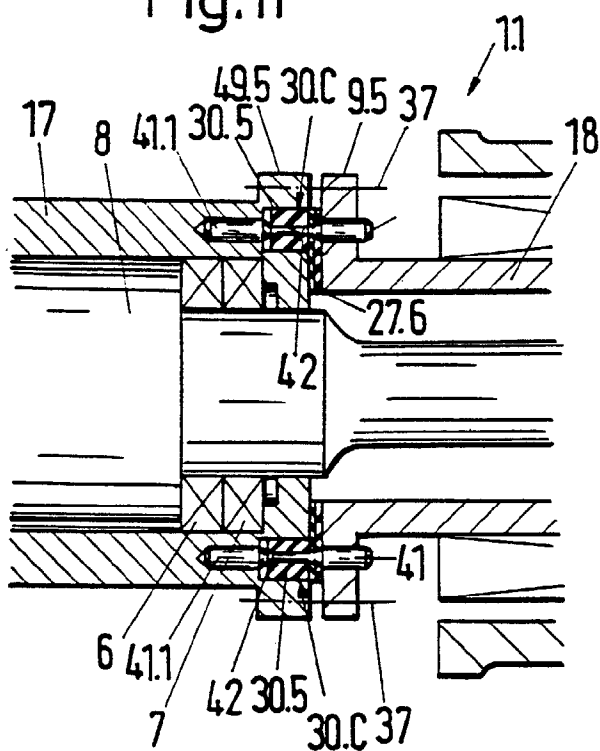


Fig.12

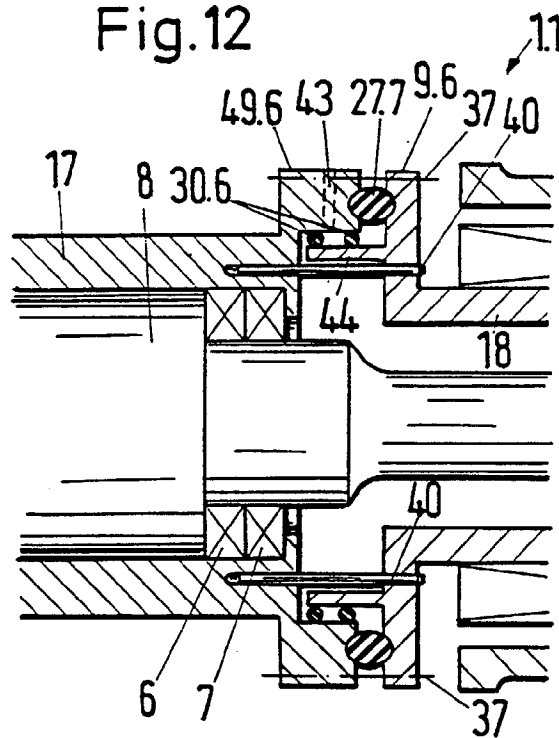


Fig.12a

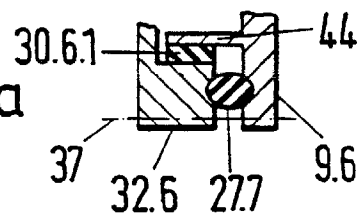


Fig.13

