

(12)

Patentschrift

(21) Anmeldenummer: A 50448/2024
(22) Anmeldetag: 29.05.2024
(45) Veröffentlicht am: 15.04.2025

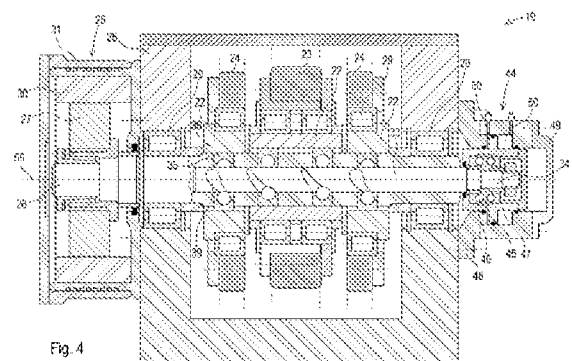
(51) Int. Cl.: **E01B 27/16** (2006.01)
E01B 27/17 (2006.01)
B06B 1/16 (2006.01)

(56) Entgegenhaltungen:
EP 3377699 A1
WO 2019158288 A1
AT 375845 B

(73) Patentinhaber:
Plasser & Theurer, Export von
Bahnbaumaschinen, Gesellschaft m.b.H.
1010 Wien (AT)

(54) Vibrationsantrieb für ein Stopfaggregat

(57) Die Erfindung betrifft einen Vibrationsantrieb (19) für ein Stopfaggregat (11) zum Stopfen eines Gleises (4), umfassend einen Exzenter (22) mit einer darauf gelagerten Übertragungseinrichtung (21) zur Vibrationsbeaufschlagung von Stopfpickeln (12), wobei der Exzenter (22) rotationsschlüssig und radial verschiebbar mit einer um eine Drehachse (56) drehbaren Antriebswelle (26) verbunden ist und wobei die Lage des Exzenter (22) gegenüber der Antriebswelle (26) in radialer Richtung einstellbar ist. Dabei ist die Antriebswelle (26) zumindest teilweise als Hohlwelle mit zumindest einem Durchbruch (35) im Bereich des Exzenter (22) ausgebildet, wobei in der Antriebswelle (26) eine bewegliche Steuerwelle (33) mit einer Kulissenbahn (39) angeordnet ist und wobei zum radialen Einstellen des Exzenter (22) eine durch den Durchbruch (35) ragende und an einer Innenfläche (38) des Exzenter (22) anliegende Stelleinheit (36) in der Kulissenbahn (39) geführt ist. Bei einer Verstellung der Steuerwelle (33) gleitet die Stelleinheit (36) in der Kulissenbahn (39) und verschiebt den Exzenter (22) gegenüber der Antriebswelle (26).



Beschreibung

VIBRATIONSANTRIEB FÜR EIN STOPFAGGREGAT

[0001] Die Erfindung betrifft einen Vibrationsantrieb für ein Stopfaggregat zum Stopfen eines Gleises, umfassend einen Exzenter mit einer darauf gelagerten Übertragungseinrichtung zur Vibrationsbeaufschlagung von Stopfpickeln, wobei der Exzenter rotationsschlüssig und radial verschiebbar mit einer um eine Drehachse drehbaren Antriebswelle verbunden ist und wobei die Lage des Exzenter gegenüber der Antriebswelle in radialer Richtung einstellbar ist.

[0002] Ein Stopfaggregat dient zum Unterstopfen von in einem Schotterbett gelagerten Schwellen eines Gleises, damit der aus Schienen und Schwellen gebildete Gleisrost nach einem Hebe- und Richtvorgang in der gewünschten Position fixiert wird. Dabei tauchen mit Vibration beaufschlagte Stopfpickel an beiden Längsseiten einer Schwelle in das Schotterbett ein und werden zueinander beigestellt. Bei diesem Vorgang wird zunächst Schotter in einen durch das Anheben der Schwelle entstanden Hohlraum geschoben. Nach diesem Verfüllen wird der Schotter durch anhaltende Vibration der Stopfpickel verdichtet, wodurch eine nachhaltige Schwellenauflage entsteht. Zur Vibrationsbeaufschlagung sind an einem Werkzeugträger angeordnete Schwenkarme mit den daran befestigten Stopfpickeln über Beistellantriebe mit einem Vibrationsantrieb gekoppelt.

[0003] Aufgrund hoher Belastungen während eines Eintauchvorgangs und eines Beistellvorgangs muss der Vibrationsantrieb besondere Anforderungen erfüllen. Beim Eintauchen der Stopfpickel in das Schotterbett und beim anschließenden Verdichten des Schotters treten laufend Lastwechsel auf, die den Vibrationsantrieb beanspruchen. Insbesondere ein verkrustetes Schotterbett verursacht hohe Gegenkräfte auf die mittels Vibrationsantrieb in Schwingung versetzten Stopfpickel. Auch bei derart schwierigen Einsatzbedingungen muss der Vibrationsantrieb die erforderliche Vibration der Stopfpickel mit einer annähernd konstanten Vibrationsamplitude aufrechterhalten, um eine gleichbleibende Stopfqualität sicherzustellen.

[0004] Erfüllt werden diese Anforderungen durch einen Vibrationsantrieb mit einer rotierbaren Exzenterwelle. Dabei ist der jeweilige Beistellantrieb direkt oder mittelbar auf einem Exzenter, nämlich einem exzentrischen Abschnitt der Exzenterwelle, gelagert. Bei Rotation der Exzenterwelle überträgt der Beistellantrieb die kreisende Bewegung der Lagerung in eine schwingende Schwenkbewegung des zugeordneten Schwenkarms mit den Stopfpickeln. In entsprechende Weise wirken Schotterkräfte zurück auf den Vibrationsantrieb.

[0005] Sinnvoll ist ein Vibrationsantrieb mit verstellbarer Vibrationsamplitude, wie beispielsweise in der AT 517999 A1 offenbart. Hier ist der Exzenter als eigener Bauteil auf einer Antriebswelle angeordnet. Konkret ist der Exzenter rotationsschlüssig und radial verschiebbar mit der Antriebswelle verbunden, wobei die Lage des Exzenter gegenüber der Antriebswelle in radialer Richtung mittels einer Stelleinrichtung einstellbar ist. Auf diese Weise ist die Exzentrizität des Exzenter in einem Bereich zwischen null und einem vorgegebenen Maximalwert einstellbar. Die Nullstellung wird beispielsweise bei angehobenen Stopfpickeln angewandt, damit während einer Verlagerung des Stopfaggregats zu einer nächsten Schwelle keine störenden Vibrationen und Lärmbelastungen auftreten.

[0006] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, die Standfestigkeit und die Verstellbarkeit eines Vibrationsantrieb eingangs genannter Art zu verbessern und insbesondere eine Integration in ein bestehende, Stopfaggregat zu ermöglichen.

[0007] Gelöst wird diese Aufgabe durch die Merkmale des unabhängigen Anspruchs 1. Abhängige Ansprüche geben vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung an.

[0008] Erfindungsgemäß ist die Antriebswelle zumindest teilweise als Hohlwelle mit zumindest einem Durchbruch im Bereich des Exzenter ausgebildet, wobei in der Antriebswelle eine bewegliche Steuerwelle mit einer Kulissenbahn angeordnet ist und wobei zum radialen Einstellen des Exzenter eine durch den Durchbruch ragende und an einer Innenfläche des Exzenter anlie-

gende Stelleinheit in der Kulissenbahn geführt ist. Bei einer Verstellung der Steuerwelle gleitet die Stelleinheit in der Kulissenbahn, die auch als Führungsbahn bezeichnet werden kann. Diese Kulissenführung ist eine Zwangsführung, die eine Lageveränderung der Stelleinheit gemäß einer vorgegebenen Form und Position der Kulissenbahn bewirkt. Die in ihrer Lage veränderte Stelleinheit verschiebt den Exzenter gegenüber der Antriebswelle, wodurch sich die Exzentrizität des Exzenter entsprechend ändert. Durch die Zwangsführung und die mechanische Kopplung der Komponenten ist sichergestellt, dass die eingestellte Exzentrizität auch bei hohen Gegenkräften aufrecht erhalten bleibt. Zusätzlich zur Robustheit weist die Anordnung eine Kompaktheit auf, die einen einfachen Einbau in ein bestehendes Stopfaggregat ermöglicht. Der erforderliche Platzbedarf ist nämlich nicht größer als bei einem Vibrationsantrieb mit nicht verstellbarer Exzenterwelle.

[0009] In einer vorteilhaften Weiterbildung umfasst die Stelleinheit einen in der Kulissenbahn geführten Wälzkörper, insbesondere eine Kugel. Damit wird die Standfestigkeit weiter erhöht und eine besonders präzise Einstellbarkeit der Exzentrizität erreicht.

[0010] Vorteilhafterweise umfasst die Stelleinheit einen Kolben, der mit dem Wälzkörper im Eingriff ist und an der Innenfläche des Exzenter anliegt. Der Kolben liegt dabei flächig am Exzenter an. Auch der Wälzkörper liegt an einer konkaven Fläche des Kolbens an. Die Vermeidung punktueller oder linienförmiger Kontaktstellen führt dazu, dass bei gleichbleibender Druckkraft die in der Stelleinheit und in dem Exzenter wirkenden Spannungen reduziert werden.

[0011] Bevorzugt weist die Kulissenbahn gegenüber einer Mantelfläche der Steuerwelle eine stetig veränderte Tiefe auf. Bei einer Lageänderung der Steuerwelle gegenüber der Antriebswelle verschiebt sich die Stelleinheit in der Kulissenbahn, wobei die sich ändernde Tiefe eine Lageänderung der Stelleinheit in radialer Richtung bewirkt. Die Stelleinheit verschiebt somit auch den Exzenter in radialer Richtung.

[0012] Bei einer alternativen Ausprägung der Kulissenbahn mit gleichbleibender Tiefe bewirkt eine Lageveränderung der Steuerwelle beispielsweise eine Verschiebung der Stelleinheit in axialer Richtung. Der Durchbruch in der Antriebswelle ist dabei als axial ausgerichtetes Langloch ausgebildet. Bei einem Stellvorgang gleitet die Stelleinheit entlang eines schrägen Bereichs der Exzenterinnenfläche, sodass eine Verstellung des Exzenter in radialer Richtung erfolgt. Auch eine Verschiebung der Stelleinheit in tangentialer Richtung ermöglicht eine entsprechende Verstellung. Dabei ist der Durchbruch in der Antriebswelle als tangential ausgerichtetes Langloch ausgebildet.

[0013] Für eine weitere Verbesserung der Verstellbarkeit ist die Kulissenbahn in Form einer Helix angeordnet, indem beispielsweise eine Symmetrielinie der Kulissenbahn einem Abschnitt einer Helixkurve gleicht. Dabei erstreckt sich die Kulissenbahn sowohl in axialer als auch in tangentialer Richtung entlang der Mantelfläche der Steuerwelle. Auf diese Weise ist bei gleichbleibendem Durchmesser der Steuerwelle eine längere Kulissenbahn möglich, wodurch Steigungen entlang der Kulissenbahn geringer ausfallen. Bei einem Stellvorgang wird die Steuerwelle in axialer Richtung verschoben und gleichzeitig um die Drehachse gedreht. Durch die überlagerte Drehbewegung ist für die axiale Verstellung der Steuerwelle nur ein geringer Hub erforderlich. Beispielsweise liegt der Hub in einem Bereich von 5 mm bis 15 mm, bevorzugt bei 10 mm. Die im Durchbruch der Antriebswelle gehaltene und in die Kulissenbahn eingreifende Stelleinheit bewirkt eine Zwangsführung der Steuerwelle gegenüber der Antriebswelle. Somit ist ein Stellvorgang sowohl mit einem axialen Stellantrieb zwischen Steuerwelle und Antriebswelle als auch mit einem Rotationsantrieb zwischen Steuerwelle und Antriebswelle durchführbar.

[0014] Bevorzugt sind dem Exzenter auf der Steuerwelle zwei radial gegenüberliegende Kulissenbahnen mit darin geführten Stelleinheiten zugeordnet, wobei Tiefenverläufe der Kulissenbahnen und die Ausdehnung der Stelleinheiten in Radialrichtung der Steuerwelle in der Weise aufeinander abgestimmt sind, dass die Stelleinheiten in jeder Lage der Steuerwelle an gegenüberliegenden Innenflächen des Exzenter anliegen. Mit dieser doppelwirkenden Stelleinrichtung ist der Exzenter aktiv in die Nullstellung rückstellbar. In einer einfacheren Ausführung erfolgt die Rückstellung beispielsweise mittels einer Feder.

[0015] Bei einer weiteren Verbesserung weist die Antriebswelle im Bereich des Exzenters einen Querschnitt mit parallel zueinander ausgerichteten Gleitflächen auf, wobei der Exzenter mit Innenflächen auf diesen Gleitflächen radial verschiebbar geführt ist. Insbesondere ist der Querschnitt der Antriebswelle in diesem Bereich quadratisch. Damit ist einerseits eine robuste Drehmomentübertragung und andererseits eine gute Verschiebbarkeit des Exzenters auf der Antriebswelle sichergestellt. Zudem weist eine entsprechende Antriebswelle eine hohe Biegesteifigkeit und Laufruhe auf.

[0016] In einer vorteilhaften Weiterbildung des Vibrationsantriebs sind neben dem Exzenter zwei weitere Exzenter auf der Antriebswelle radial verschiebbar angeordnet, wobei auf den weiteren Exzentern eine gabelartige Übertragungseinrichtung gelagert ist. Somit sind entlang der Antriebswelle ein mittlerer Exzenter und zwei äußere Exzenter angeordnet. Ein solcher Vibrationsantrieb ist über Beistellantriebe und Schwenkhebel als Übertragungseinrichtungen mit gegenüberliegenden Stopfpickeln gekoppelt. Dabei ist einer der Beistellantriebe mit einem Gelenkauge auf dem mittleren Exzenter gelagert und der andere Beistellantrieb ist mittels einer Gelenkgabel auf den beiden äußeren Exzentern gelagert. Eine solche Lagerung gewährleistet eine symmetrische Anordnung der Übertragungseinrichtungen ohne Torsionsbelastungen. Ein solcher Vibrationsantrieb ist mit denselben Lagerdimensionen und Gehäuseanschlüssen wie ein herkömmlicher Vibrationsantrieb dimensionierbar, sodass auf einfache Weise ein Einbau in ein bestehendes Stopfaggregat möglich ist.

[0017] Vorteilhafterweise ist die Antriebswelle mit zwei freien Enden in einem Exzentergehäuse gelagert, wobei das eine Ende mit einem Rotationsantrieb verbunden ist und wobei an dem anderen Ende die Steuerwelle aus der Antriebswelle ragt und mit einem Stellantrieb verbunden ist. Diese Anordnung ermöglicht eine kompakte Bauweise und eine optimierte Lagerung der Antriebswelle sowie der Steuerwelle.

[0018] Dabei ist der Stellantrieb bevorzugt als doppelwirkender Hohlkolben-Hydraulikzylinder ausgebildet. Die aus der Antriebswelle ragende Steuerwelle ist mit dem Hohlkolben in der Weise gekoppelt, dass die Steuerwelle gemeinsam mit dem Hohlkolben in axialer Richtung gegenüber der Antriebswelle verschiebbar ist. Ein Zylindergehäuse ist bevorzugt an das Exzenterwellengehäuse angeschlossen. Dieser Stellantrieb ermöglicht eine exakte Verstellung der Steuerwelle und ist durch ein Sperren der Hydraulikleitungen in einer gewünschten Stellung blockierbar. Auf diese Weise wird eine unerwünschte Lageänderung der Steuerwelle durch Reaktionskräfte oder Vibrationen sicher vermieden.

[0019] Vorteilhafterweise ist der Hohlkolben des doppelwirkenden Hohlkolben-Hydraulikzylinders rotierbar, insbesondere mittels Axiallager, auf der Steuerwelle gelagert. Eine axiale Sicherung und/oder zumindest ein Axiallager übertragen eine axiale Stellkraft vom Hohlkolben auf die Steuerwelle. Auch mit der rotatorischen Entkopplung bleibt eine hohe Stellgenauigkeit erhalten.

[0020] In einer anderen Ausführungsform ist der Stellantrieb als Elektromotor, insbesondere als Torquemotor, ausgebildet. In diesem Fall erfolgt zur Veränderung der Exzentrizität eine rotatorische Verstellung der Steuerwelle gegenüber der Antriebswelle. Bei eingestellter Exzentrizität rotiert die Steuerwelle synchron mit der Antriebswelle.

[0021] In jeder Ausführungsform ist der Rotationsantrieb vorteilhafterweise als Elektromotor, insbesondere als Torquemotor, ausgebildet, wobei ein Rotor des Elektromotors ohne eigene Lagerung mit der Antriebswelle verbunden und wobei ein Stator des Elektromotors in einem an das Exzentergehäuse angeschlossenen Motorgehäuse angeordnet ist. Der Elektromotor ist mit einem hohen Wirkungsgrad betreibbar und exakt regelbar. Gegenüber einem Hydraulikmotor ist zudem ein ruhigerer Lauf gegeben.

[0022] Bevorzugt sind der Stellantrieb und der Rotationsantrieb mittels einer gemeinsamen Steuerungseinrichtung zur aufeinander abgestimmten Ansteuerung gekoppelt. Sobald die Exzentrizität auf null gestellt wird, erfolgt auch eine Reduktion der Drehzahl, sodass sich insgesamt eine Reduktion der Bauteilebelastung und des emittierten Lärms ergibt. Das ermöglicht den Einsatz einer Stopfmaschine auch in Gebieten und zu Tageszeiten mit Lärmbeschränkungen.

[0023] Wenn der Stellantrieb als Elektromotor ausgebildet ist, wird dieser drehmomentgesteuert betrieben. Im laufenden Betrieb ohne Stellvorgang wird das Drehmoment bei nahezu null gehalten, sodass keine Relativbewegung zwischen Steuerwelle und Antriebswelle auftritt. Für einen Stellvorgang erfolgt eine Drehmomentbeaufschlagung in die eine oder die andere Drehrichtung. Daraus resultiert eine Relativbewegung zwischen Steuerwelle und Antriebswelle mit der sich ergebenden Radialverschiebung des Exzenters gegenüber der Antriebswelle.

[0024] Vorteilhafterweise ist die Steuerungseinrichtung für einen drehzahlgesteuerten Betrieb des Rotationsantriebs und zur Ansteuerung des Stellantriebs in Abhängigkeit einer vorgegebenen Exzentrizität eingerichtet. Dabei bestimmt eine vorgegebene Vibrationsfrequenz die Drehzahl des Rotationsantriebs. Beispielsweise umfasst die Steuerungseinrichtung einen Frequenzumrichter, der an eine Versorgungsspannung angeschlossen ist und für den Rotationsantrieb eine vorgegebene Ausgangsfrequenz mit einer angepassten Ausgangsspannung erzeugt. Zudem ist in der Steuerungseinrichtung ein Zusammenhang zwischen der einzustellenden Exzentrizität und einem Steuerwinkel oder einer Axialstellung der Steuerwelle hinterlegt. Dieser Zusammenhang ergibt sich aus der Anordnung der Antriebswelle, der Steuerwelle mit der jeweiligen Kulissenbahn, der jeweiligen Stelleinheit und des jeweiligen Exzenters. Damit erfolgt eine aufeinander abgestimmte Ansteuerung des Rotationsantriebs und des Stellantriebs.

[0025] Die Erfindung wird nachfolgend in beispielhafter Weise unter Bezugnahme auf die beigefügten Figuren erläutert. Es zeigen in schematischer Darstellung:

[0026] Fig. 1 Stopfmaschine auf einem Gleis;

[0027] Fig. 2 Stopfaggregat in einer Seitenansicht;

[0028] Fig. 3 Stopfaggregat in einer Vorderansicht;

[0029] Fig. 4 Vibrationsantrieb mit einem Hohlkolben Hydraulikzylinder als Stellantrieb in einer Schnittdarstellung;

[0030] Fig. 5 Antriebswelle in einer Schrägansicht;

[0031] Fig. 6 Steuerwelle mit Kulissenbahnen;

[0032] Fig. 7 Steuerwelle gemäß Fig. 6 mit Wälzkörpern in einer ersten Endlage;

[0033] Fig. 8 Steuerwelle gemäß Fig. 6 mit Wälzkörpern in einer zweiten Endlage;

[0034] Fig. 9 Querschnitt durch Steuerwelle, Antriebswelle, Stelleinheiten und Exzenter in einer Stellung mit maximaler Exzentrizität des Exzenters;

[0035] Fig. 10 Querschnitt gemäß Fig. 9 in einer Nullstellung des Exzenters;

[0036] Fig. 11 Schnittdarstellung eines Vibrationsantriebs mit elektrischem Stellantrieb;

[0037] Fig. 12 Querschnitt durch Steuerwelle, Antriebswelle, Stelleinheiten und Exzenter mit Wälzrollen als Stelleinheiten in einer Stellung mit maximaler Exzentrizität des Exzenters.

[0038] Die in Fig. 1 dargestellte Stopfmaschine 1 umfasst einen Maschinenrahmen 2, der auf Schienenfahrwerken 3 auf einem Gleis 4 verfahrbar ist. Diese Stopfmaschine 1 dient zur Wiederherstellung einer Soll-Lage eines aus Schienen 5 und Schwellen 6 gebildeten Gleisrosts, der in einem Schotterbett 7 gelagert ist. Zum Heben und seitlichen Richten ist am Maschinenrahmen 2 ein Hebe- und Richtaggregat 8 angeordnet, wobei ein Messsystem 9 laufend eine Ist-Lage des Gleisrosts erfasst. Ein bezüglich einer Arbeitsrichtung 10 dahinter angeordnetes Stopfaggregat 11 umfasst Stopfpickel 12, die während eines Stopfvorgangs in das Schotterbett 7 eingetaucht und zueinander beigestellt werden.

[0039] Das Stopfaggregat 11 wird mit Bezug auf die Figuren 2 und 3 erläutert. Montiert ist der jeweilige Stopfpickel 12 in einer Pickelhalterung 13 eines Schwenkarms 14, der um eine Schwenkachse 15 schwenkbar an einem Werkzeugträger 16 gelagert ist. Dieser Werkzeugträger 16 ist in einem Aggregatrahmen 17 geführt und mittels eines Höhenstellantriebs 18 höhenver-

stellbar, damit die Stopfpickel 12 in das Schotterbett 7 abgesenkt und wieder hochgehoben werden können.

[0040] Während eines Stopfvorgangs werden die Stopfpickel 12 mittels eines Vibrationsantriebs 19 in Vibration versetzt. Zur Vibrationsbeaufschlagung besteht eine Verbindung des jeweiligen Schwenkarm 14 mit einem Beistellantrieb 20, der als Übertragungseinrichtung 21 den zugeordneten Stopfpickel 12 mit dem Vibrationsantrieb 19 koppelt. Dabei ist der jeweilige Beistellantrieb 20 auf einem Exzenter 22 des Vibrationsantriebs 19 gelagert und überträgt im Betrieb eine kreisende Bewegung des Exzenter 22 in eine oszillierende Schwenkbewegung und somit in eine Vibration des zugeordneten Stopfpickels 12. In einer nicht dargestellten Variante umfasst die Übertragungseinrichtung 21 einen Exzenterarm, der auf dem Exzenter 22 gelagert und gelenkig mit dem Beistellantrieb 20 verbunden ist.

[0041] Wie in Fig. 2 ersichtlich bilden die zwei gegenüberliegenden Schwenkarme 14 mit den Stopfpickeln 12 ein Stopfwerkzeugpaar, das zum Unterstopfen einer Schwelle 6 in das Schotterbett 7 absenkbar ist. Die Beistellantriebe 20 dieses Stopfwerkzeugpaares sind bevorzugt symmetrisch mit dem Vibrationsantrieb verbunden. Dazu ist der eine Beistellantrieb 20 mit einem Gelenkauge 23 auf einem mittigen Exzenter 22 und der andere Beistellantrieb 20 mit einer Gelenkgabel 24 auf zwei äußeren Exzentern 22 des Vibrationsantriebs 19 gelagert, wie in Fig. 4 dargestellt. In einer nicht dargestellten Variante sind beide Beistellantriebe 20 mit einem Gelenkauge auf einem jeweils zugeordneten Exzenter 22 gelagert. Eine weitere nicht dargestellte Variante umfasst für jedes Stopfwerkzeugpaar zwei Vibrationsantriebe 19 mit jeweils nur einem Exzenter 22. Dabei ist jedem Schwenkarm 14 ein eigener Vibrationsantrieb 19 zugeordnet, beispielsweise an der Lagerstelle zwischen Schwenkarm 14 und Werkzeugträger 16.

[0042] Der in Fig. 4 dargestellte Vibrationsantrieb 19 umfasst ein Exzentergehäuse 25, in dem eine Antriebswelle 26 gelagert ist. Ein freies Ende der Antriebswelle 26 ragt aus dem Exzentergehäuse 25 und ist rotationsschlüssig mit einem Rotor 27 eines elektrischen Rotationsantriebs 28 verbunden. Auf diese Weise sind der Rotor 27 und die Antriebswelle 26 gemeinsam mit zwei Wälzlager 29 im Exzentergehäuse 25 gelagert. Der Rotationsantrieb 28 ist vorzugsweise ein Torquemotor, der auch bei niedrigen Drehzahlen ausreichend hohe Drehmomente aufbringt. Ein Stator 30 des Rotationsantriebs 28 ist in einem an das Exzentergehäuse 25 angeschlossenen Motorgehäuse 31 angeordnet.

[0043] Auf der Antriebswelle 26 sind nebeneinander drei Exzenter 22 mittels einer Gleitflächen 32 aufweisenden Radialführung rotationsschlüssig und radial verschiebbar angeordnet. In Fig. 5 ist die Antriebswelle 26 der Übersichtlichkeit halber nur mit einem äußeren Exzenter 22 dargestellt. Auf dem mittleren Exzenter 22 ist das Gelenkauge 23 gelagert und die Gelenkgabel 24 ist auf den gemeinsam verstellbaren beiden äußeren Exzentern 22 gelagert. Dabei ist der mittlere Exzenter 22 gegenüber den beiden äußeren Exzentern 22 phasenverschoben angeordnet. Bei einer vorteilhaften Phasenverschiebung um 180° sind alle Exzenter 22 auf denselben Gleitflächen 32 der Antriebswelle 26 angeordnet, wobei bei einem Stellvorgang die Verschiebung des mittleren Exzenter 22 in die eine und die Verschiebung der beiden äußeren Exzenter 22 in die andere Richtung erfolgt. Im Falle einer von 180° abweichenden Phasenverschiebung ist der mittlere Exzenter 22 auf eigenen Gleitflächen 32 angeordnet. Vorteilhafterweise ist die Phasenverschiebung an einen von den Übertragungseinrichtungen 21 eingeschlossenen Winkel angepasst, damit ein optimierter Masseausgleich einen ruhigen Lauf des Vibrationsantriebs sicherstellt.

[0044] Die Antriebswelle 26 ist zumindest in dem Bereich, der nicht aus dem Exzentergehäuse 25 ragt, als Hohlwelle ausgebildet. In diesem Bereich ist eine Steuerwelle 33 in der Antriebswelle 26 geführt, wobei ein Endabschnitt 34 der Steuerwelle 33 aus der Antriebswelle 26 herausragt. Zudem sind in diesem Bereich die Gleitflächen 32 zur radialen Führung der Exzenter 22 angeordnet. Zum radialen Verschieben des jeweiligen Exzenter 22 ist in einem jeweiligen Durchbruch 35 eine Stelleinheit 36 angeordnet. Der jeweilige Durchbruch 35 durchbricht dabei die Wand der Antriebswelle 26 zwischen dem zylindrischen Hohlraum, in dem die Steuerwelle 33 geführt ist, und einer Außenfläche 37 der Antriebswelle 26 unterhalb des zugeordneten Exzenter 22. Bevorzugt ist der jeweilige Durchbruch 35 als Radialbohrung ausgebildet.

[0045] Die im jeweiligen Durchbruch 35 geführte Stelleinheit 36 liegt an einer Innenfläche 38 des zugeordneten Exzenters 22 an.

[0046] Zudem ist die Stelleinheit 36 in einer Kulissenbahn 39 der Steuerwelle 33 geführt. Eine Bewegung der Steuerwelle 33 bewirkt eine Relativverschiebung der jeweiligen Stelleinheit 36 entlang der zugeordneten Kulissenbahn 39. In den dargestellten Beispielen ist die jeweilige Kulissenbahn 39 mit einer stetig veränderten Tiefe gegenüber einer Mantelfläche 40 der Steuerwelle 33 ausgebildet. Durch die radiale Führung der jeweiligen Stelleinheit 36 in der Antriebswelle 26 bewirkt eine Relativbewegung der Steuerwelle 33 und somit der Kulissenbahn 39 gegenüber der jeweiligen Stelleinheit 36 eine Radialverschiebung 41 dieser Stelleinheit 36 und somit auch des an der Stelleinheit 36 anliegenden Exzenters 22.

[0047] Im Ausführungsbeispiel gemäß den Figuren 4 bis 10 verläuft die jeweilige Kulissenbahn 39 in Form einer Helix. Somit überlagern sich bei einem Stellvorgang eine Axialverschiebung 42 und eine Drehbewegung 43 der Steuerwelle 33 gegenüber der Antriebswelle 26. Ein Stellantrieb 44 ist deshalb als Axialantrieb und/oder als Drehantrieb ausführbar. Im Beispiel gemäß Fig. 4 ist der Stellantrieb 44 als doppeltwirkender Hohlkolben-Hydraulikzylinder ausgebildet. Dabei ist der Endabschnitt 34 an einer Scheibe 45 eines als doppeltes Kugellager ausgebildeten Axiallagers 46 abgestützt. Dieses Axiallager 46 ermöglicht eine Rotation der Steuerwelle 33 gegenüber einem Hohlkolben 47 des Hydraulikzylinders. Ein Zylindergehäuse 48 ist am Exzentergehäuse 25 befestigt und schirmt den Hohlkolben 47 mittels eines Deckels 49 gegen äußere Einflüsse ab. Durch Druckbeaufschlagung einer jeweiligen Druckkammer 50 überträgt der Hohlkolben 47 die Axialverschiebung 42 auf die Steuerwelle 33.

[0048] Die Figuren 5 bis 7 zeigen die Steuerwelle 33 mit vier sichtbaren Kulissenbahnen 39. Jeder sichtbaren Kulissenbahn 39 ist am nicht sichtbaren Abschnitt der Mantelfläche 40 eine korrespondierende Kulissenbahn 39 zugeordnet. Die Schnittdarstellungen (Fig. 9 und 10) zeigen zwei korrespondierende Kulissenbahnen 39, die auf der Steuerwelle 33 radial gegenüberliegend angeordnet sind. Die radiale Ausdehnung 51 der jeweiligen Stelleinheit 36 ist dabei in der Weise auf die Maße der Steuerwelle 33 mit den Kulissenbahnen 39, der Antriebswelle 26 und des zugeordneten Exzenters 22 abgestimmt, dass die Stelleinheiten 36 in jeder Stellposition an gegenüberliegenden Innenflächen 38 des Exzenters 22 anliegen. Dabei umfasst im dargestellten Beispiel jede Stelleinheit 36 einen Kolben 52, der an der zugeordneten Innenfläche 38 des Exzenters 22 anliegt, und einen Wälzkörper 53, der in einer konvexen Fläche des Kolbens 52 gelagert und in der zugeordneten Kulissenbahn 39 geführt ist. Der Wälzkörper 53, insbesondere eine Kugel, steht somit mit dem im zugehörigen Durchbruch 35 geführten Kolben 52 im Eingriff.

[0049] In den Figuren 4 und 9 sind die Exzenter 22 mit einer maximalen Exzentrizität 54 dargestellt. Mit Bezug auf die Figuren 9 und 10 wird ein Stellvorgang des jeweiligen Exzenters 22 im Detail erläutert. In Fig. 9 ist ersichtlich, dass der untere Wälzkörper 53 den tiefsten Punkt der zugeordneten Kulissenbahn 39 erreicht hat. Der obere Wälzkörper 53 ist hingegen am anderen Endpunkt der korrespondierenden Kulissenbahn 39 mit der geringsten Tiefe positioniert. Somit erreicht der Exzenter 22 seine obere Endlage mit der maximalen Exzentrizität 54.

[0050] Zum Verschieben des Exzenters 22 in eine Nullstellung gemäß Fig. 10 steht ein Stellwinkel 55 zur Verfügung. Eine Lageänderung der Steuerwelle 33 gegenüber der Antriebswelle 26 um diesen Stellwinkel 55 bewirkt mit der überlagerten Axialverschiebung 42 eine Verschiebung beider Stelleinheiten 36 mitsamt des Exzenters 22 in eine untere Endlage. In dieser Nullstellung weisen der Exzenter 22, die Antriebswelle 26 und die Steuerwelle 44 eine konzentrische Lage gegenüber einer gemeinsamen Drehachse 56 auf.

[0051] Bevorzugt sind der Rotationsantrieb 28 und der Stellantrieb 44 an eine gemeinsame Steuerungseinrichtung 57 angeschlossen. Damit ist eine aufeinander abgestimmte Verstellung der Vibrationsfrequenz und der Vibrationsamplitude durchführbar. Zur Veränderung der Vibrationsfrequenz wird die Drehzahl des Rotationsantriebes 28 entsprechend verändert. Die Ansteuerung des Stellantriebs 44 bestimmt die Vibrationsamplitude. Auf diese Weise sind die Stopfpickel 12 mit unterschiedlichen Vibrationen beaufschlagbar, wobei die Vibrationsparameter wie Frequenz und Amplitude auf die jeweiligen Verhältnisse des Schotterbetts 7 angepasst sind. Insbesondere

ist in der Steuerungseinrichtung 57 ein Steuerungsalgorithmus hinterlegt, mittels dem die Ansteuerung des Stellantriebs 44 in Abhängigkeit einer vorgegebenen Exzentrizität 54 erfolgt.

[0052] Ein alternatives Beispiel ist in den Figuren 11 und 12 dargestellt. Hier verläuft die jeweilige Kulissenbahn 39 entlang eines Umfangs der Mantelfläche 40 und weist keine axiale Verlaufs-komponente auf. Die jeweilige Stelleinheit 36 ist als Rolle 58 ausgebildet, die im zugehörigen Durchbruch 35 der Antriebswelle 26 und in der zugehörigen Kulissenbahn 39 der Steuerwelle 33 geführt ist. Stetig verlaufende Tiefenänderungen der korrespondierenden Kulissenbahnen 39, die jeweiligen Rollendurchmesser 51 sowie die Maße der Antriebswelle 26, der Steuerwelle 33 und des Exzenters 22 sind so aufeinander abgestimmt, dass in jeder Steuerwellenstellung beide radial gegenüberliegenden Rollen 58 an den zugeordneten Innenflächen 38 des Exzenters 22 anliegen (Fig. 12).

[0053] Eine Stellungsänderung erfolgt durch eine Rotation der Steuerwelle 33 gegenüber der Antriebswelle 26. Dazu ist der Stellantrieb 44 als Elektromotor, insbesondere als Torquemotor ausgebildet (Fig. 11). Mittels der gemeinsamen Steuerungseinrichtung 57 erfolgt eine aufeinander abgestimmte Ansteuerung des Stellantriebs 44 und des Rotationsantriebs 28. Bei fixierter Stellung des jeweiligen Exzenters 22 laufen beide Welle 26, 33 synchron, wobei der Rotationsantrieb 28 drehzahlgesteuert und der Stellantrieb 44 drehmomentgesteuert betrieben wird. Dabei kann der Stellantrieb 44 in der Exzenterstellung mit maximaler Exzentrizität 54 (Fig. 12) als unterstützender Antrieb zur Steigerung des vom Rotationsantriebs 28 aufgebrachten Drehmoments genutzt werden. Dann wird der vom Stellantrieb 44 gelieferte Drehmomentanteil von der Steuerwelle 33 über die Stelleinheiten 36 auf die Antriebswelle 26 übertragen. Zur Erreichung der Nullstellung des jeweiligen Exzenters 22 wird die Steuerwelle 33 gegenüber der Antriebswelle 44 abgebremst. Dabei erzeugt der Stellmotor 44 durch entsprechende Ansteuerung mittels der Steuerungseinrichtung 57 ein geringes Drehmoment entgegen der Drehrichtung der Antriebswelle 26.

[0054] Bei diesem Ausführungsbeispiel sind sowohl der Rotationsantrieb 28 als auch der Stellantrieb 44 elektrisch betreibbar, wodurch eine hohe Effizienz erreicht wird. Das ist insbesondere bei elektrisch versorgten Stopfmaschine 1 sinnvoll. Eine solche Stopfmaschine 1 umfasst einen Stromabnehmer 59 und vorzugsweise einen elektrischen Speicher 60, um unter anderem den Rotationsantrieb 28 und den Stellantrieb 44 mit elektrischer Energie zu versorgen. Auch ein Fahr-antrieb 61 ist als elektrischer Antrieb ausgebildet. Lediglich die Linearantriebe wie der jeweilige Höhenstellantrieb 18 und der jeweilige Beistellantrieb 20 sind an ein Hydrauliksystem mit einer elektrisch betriebenen Hydraulikpumpe angeschlossen. Im ersten Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 4 ist auch der Stellantrieb 44 an dieses Hydrauliksystem angeschlossen.

[0055] Die Kombination der elektrisch betriebenen Stopfmaschine 1 mit dem verstellbaren Vibrationsantrieb 19 bietet den Vorteil, dass die Maschine 1 bei hoher Effizienz ohne Schadstoffausstoß und mit geringen Lärmemissionen betrieben werden kann. Damit können zum Beispiel in Siedlungsgebieten die Betriebszeiten und die damit verbunden Sperrzeiten des bearbeiteten Gleises 4 in die Nachtstunden verlegt werden.

Patentansprüche

1. Vibrationsantrieb (19) für ein Stopfaggregat (11) zum Stopfen eines Gleises (4), umfassend einen Exzenter (22) mit einer darauf gelagerten Übertragungseinrichtung (21) zur Vibrationsbeaufschlagung von Stopfpickeln (12), wobei der Exzenter (22) rotationsschlüssig und radial verschiebbar mit einer um eine Drehachse (56) drehbaren Antriebswelle (26) verbunden ist und wobei die Lage des Exzenter (22) gegenüber der Antriebswelle (26) in radialer Richtung einstellbar ist, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Antriebswelle (26) zumindest teilweise als Hohlwelle mit zumindest einem Durchbruch (35) im Bereich des Exzenter (22) ausgebildet ist, dass in der Antriebswelle (26) eine bewegliche Steuerwelle (33) mit einer Kulissenbahn (39) angeordnet ist und dass zum radialen Einstellen des Exzenter (22) eine durch den Durchbruch (35) ragende und an einer Innenfläche (38) des Exzenter (22) anliegende Stelleinheit (36) in der Kulissenbahn (39) geführt ist.
2. Vibrationsantrieb (19) nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Stelleinheit (36) einen in der Kulissenbahn (39) geführten Wälzkörper (53), insbesondere eine Kugel, umfasst.
3. Vibrationsantrieb (19) nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Stelleinheit (36) einen Kolben (52) umfasst, der mit dem Wälzkörper (53) im Eingriff ist und an der Innenfläche (38) des Exzenter (22) anliegt.
4. Vibrationsantrieb (19) nach einem der Ansprüche 1 bis 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Kulissenbahn (39) gegenüber einer Mantelfläche (40) der Steuerwelle (33) eine stetig veränderte Tiefe aufweist.
5. Vibrationsantrieb (19) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Kulissenbahn (39) in Form einer Helix angeordnet ist.
6. Vibrationsantrieb (19) nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, dass dem Exzenter (22) auf der Steuerwelle (33) zwei radial gegenüberliegende Kulissenbahnen (39) mit darin geführten Stelleinheiten (36) zugeordnet sind und dass Tiefenverläufe der Kulissenbahnen (39) und die Ausdehnung (51) der Stelleinheiten (36) in Radialrichtung der Steuerwelle (33) in der Weise aufeinander abgestimmt sind, dass die Stelleinheiten (36) in jeder Lage der Steuerwelle (33) an gegenüberliegenden Innenflächen (38) des Exzenter (22) anliegen.
7. Vibrationsantrieb (19) nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Antriebswelle (26) im Bereich des Exzenter (22) einen Querschnitt mit parallel zueinander ausgerichteten Gleitflächen (32) aufweist und dass der Exzenter (22) mit Innenflächen auf diesen Gleitflächen (32) radial verschiebbar geführt ist.
8. Vibrationsantrieb (19) nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet**, dass neben dem Exzenter (22) zwei weitere Exzenter (22) auf der Antriebswelle (26) radial verschiebbar angeordnet sind und dass auf den weiteren Exzenter (22) eine gabelförmige Übertragungseinrichtung (21) gelagert ist.
9. Vibrationsantrieb (19) nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Antriebswelle (26) mit zwei freien Enden in einem Exzentergehäuse (25) gelagert ist, dass das eine Ende mit einem Rotationsantrieb (28) verbunden ist und dass an dem anderen Ende die Steuerwelle (33) aus der Antriebswelle (26) ragt und mit einem Stellantrieb (44) verbunden ist.
10. Vibrationsantrieb (19) nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Stellantrieb (44) als doppeltwirkender Hohlkolben-Hydraulikzylinder ausgebildet ist.
11. Vibrationsantrieb (19) nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Hohlkolben (47) des doppeltwirkenden Hohlkolben-Hydraulikzylinders rotierbar, insbesondere mittels Axiallager (46), auf der Steuerwelle (33) gelagert ist.

12. Vibrationsantrieb (19) nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Stellantrieb (44) als Elektromotor, insbesondere als Torquemotor, ausgebildet ist.
13. Vibrationsantrieb (19) nach einem der Ansprüche 9 bis 12, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Rotationsantrieb (28) als Elektromotor, insbesondere als Torquemotor, ausgebildet ist, dass ein Rotor (27) des Elektromotors ohne eigene Lagerung mit der Antriebswelle (26) verbunden ist und dass ein Stator (30) des Elektromotors in einem an das Exzetergehäuse (25) angeschlossenen Motorgehäuse (31) angeordnet ist.
14. Vibrationsantrieb (19) nach einem der Ansprüche 9 bis 13, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Rotationsantrieb (28) und der Stellantrieb (44) mit einer gemeinsamen Steuerungseinrichtung (57) zur aufeinander abgestimmten Ansteuerung gekoppelt sind.
15. Vibrationsantrieb (19) nach Anspruch 14, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Steuerungseinrichtung (57) für einen drehzahlgesteuerten Betrieb des Rotationsantriebs (28) und zur Ansteuerung des Stellantriebs (44) in Abhängigkeit einer vorgegebenen Exzentrizität (54) eingerichtet ist.

Hierzu 6 Blatt Zeichnungen

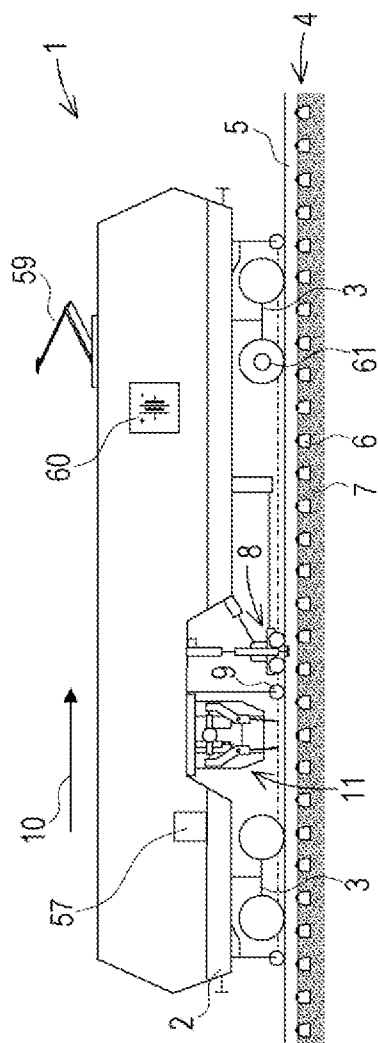


Fig. 1

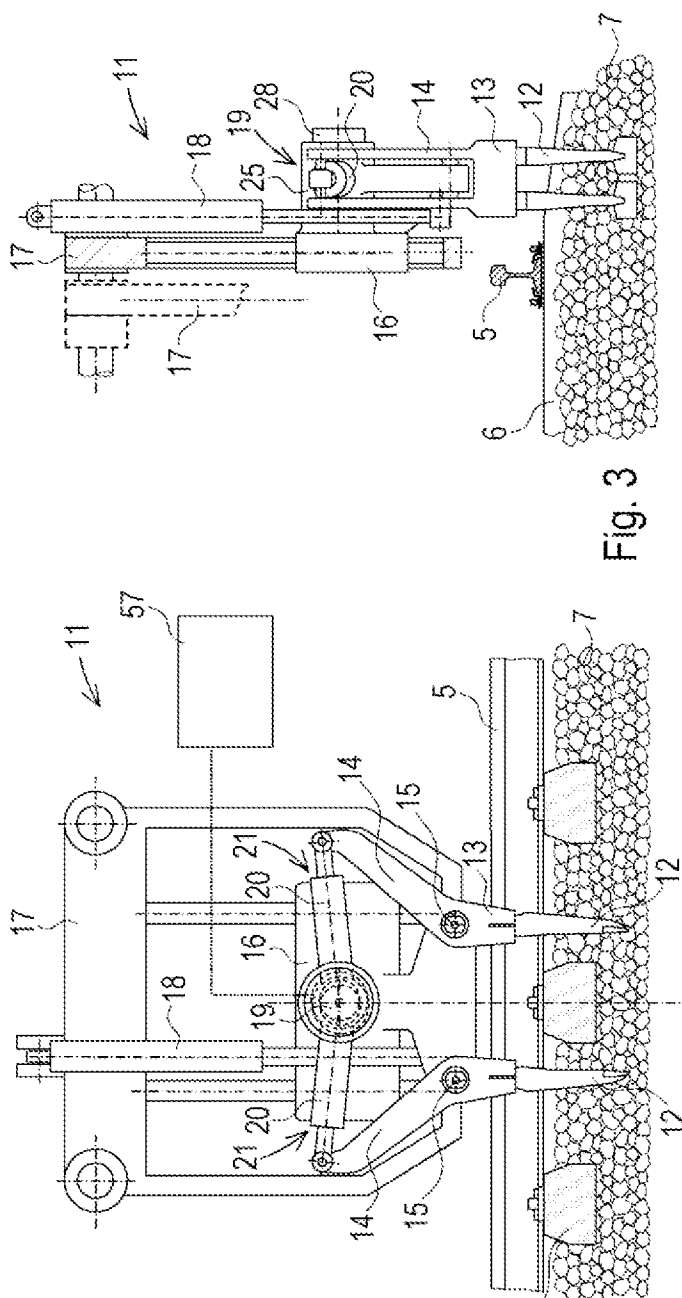


Fig. 2

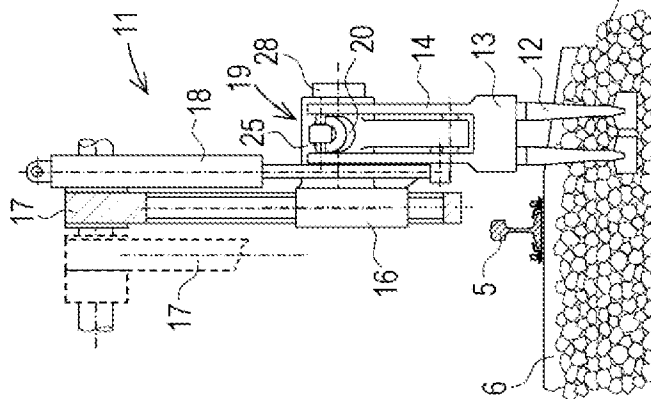


Fig. 3

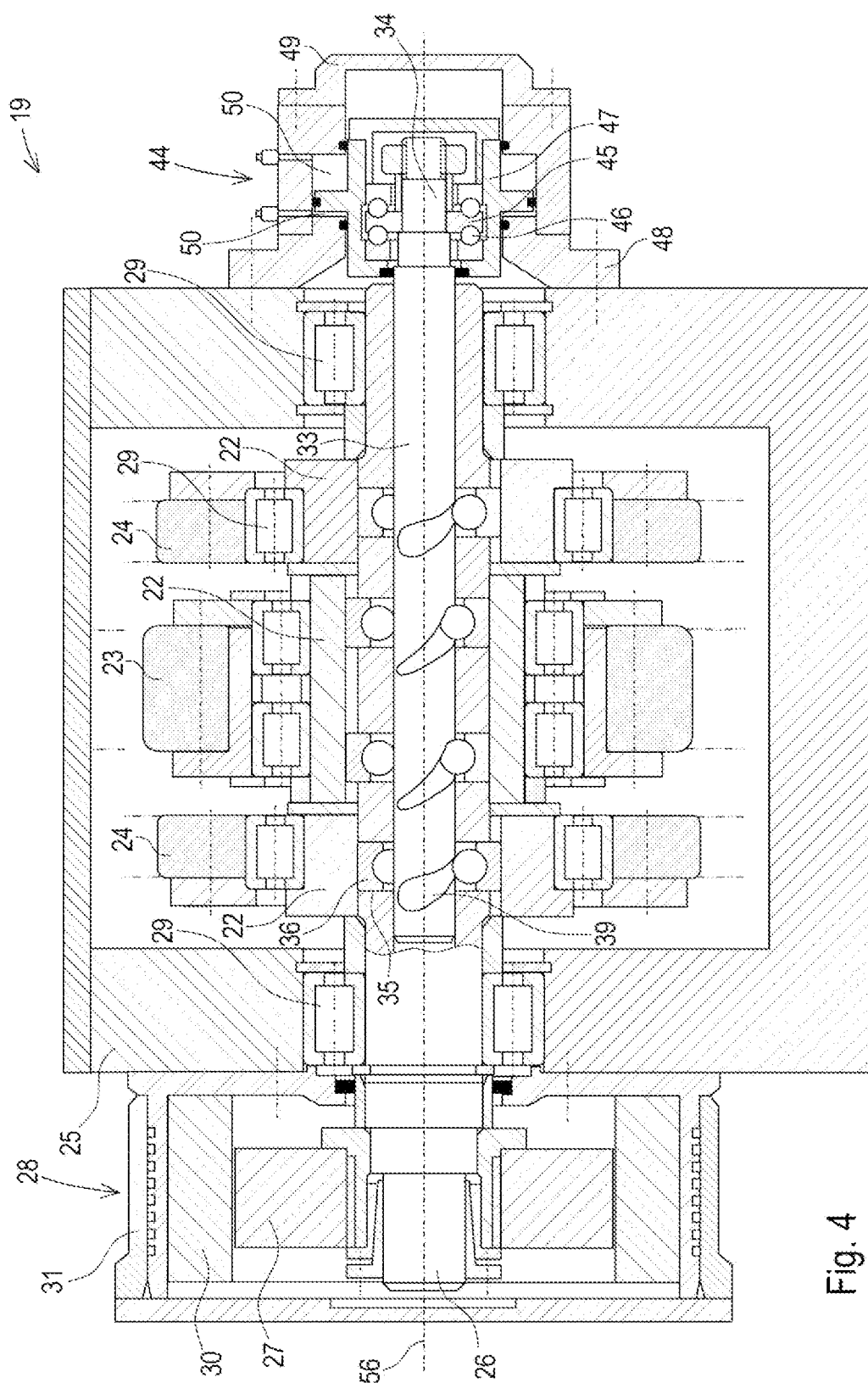


Fig. 4

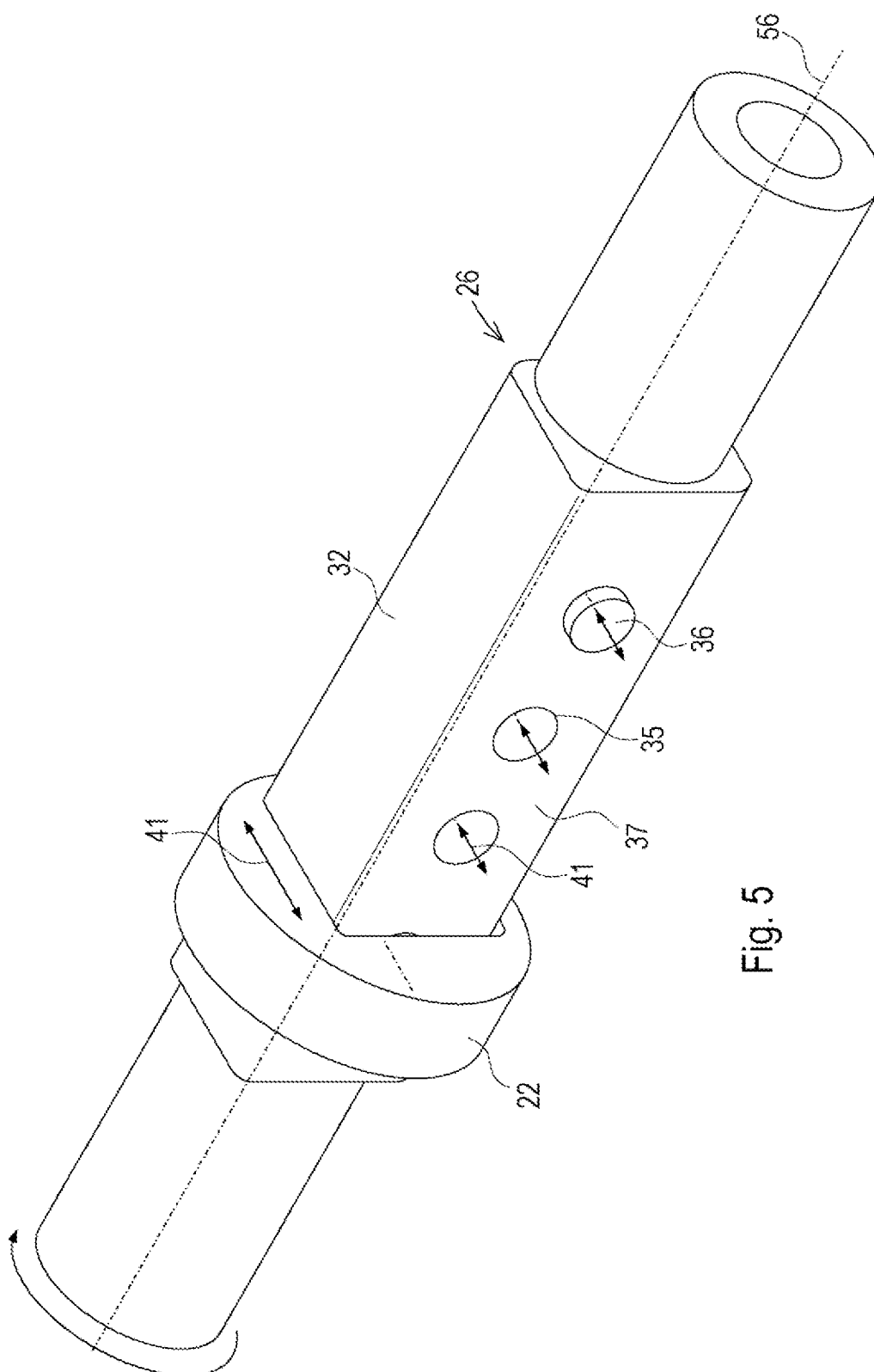


Fig. 5

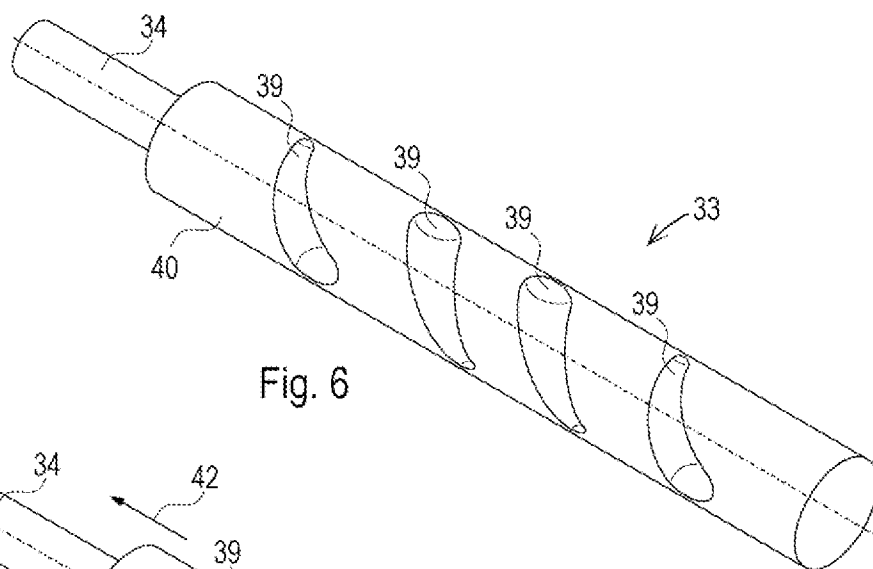


Fig. 6

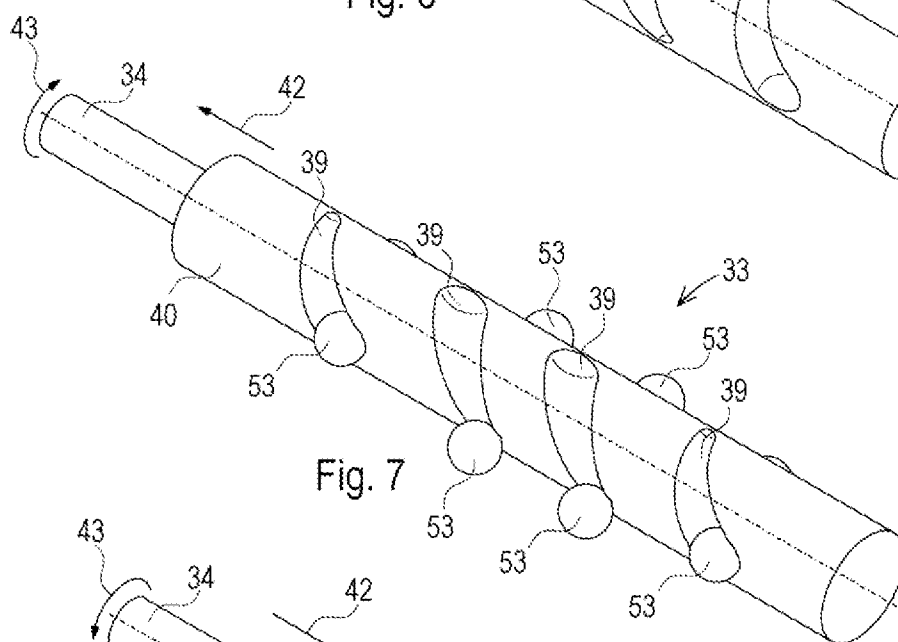


Fig. 7

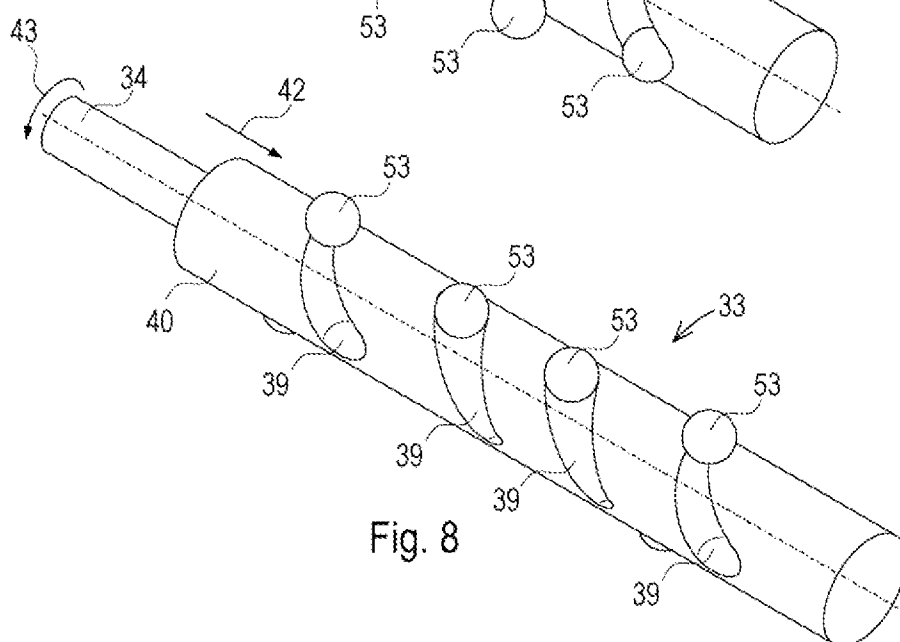
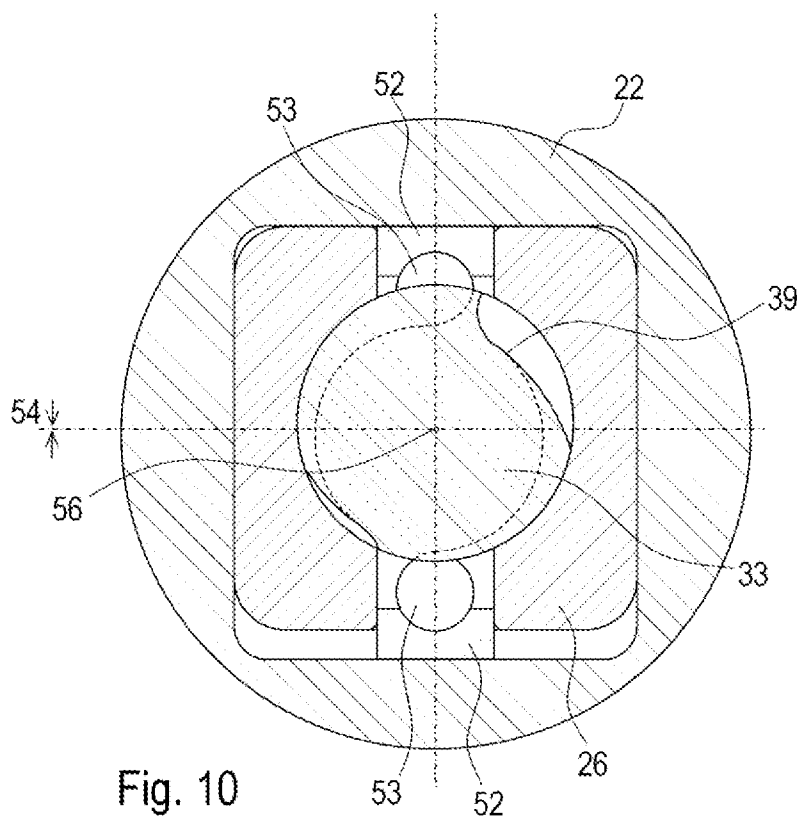
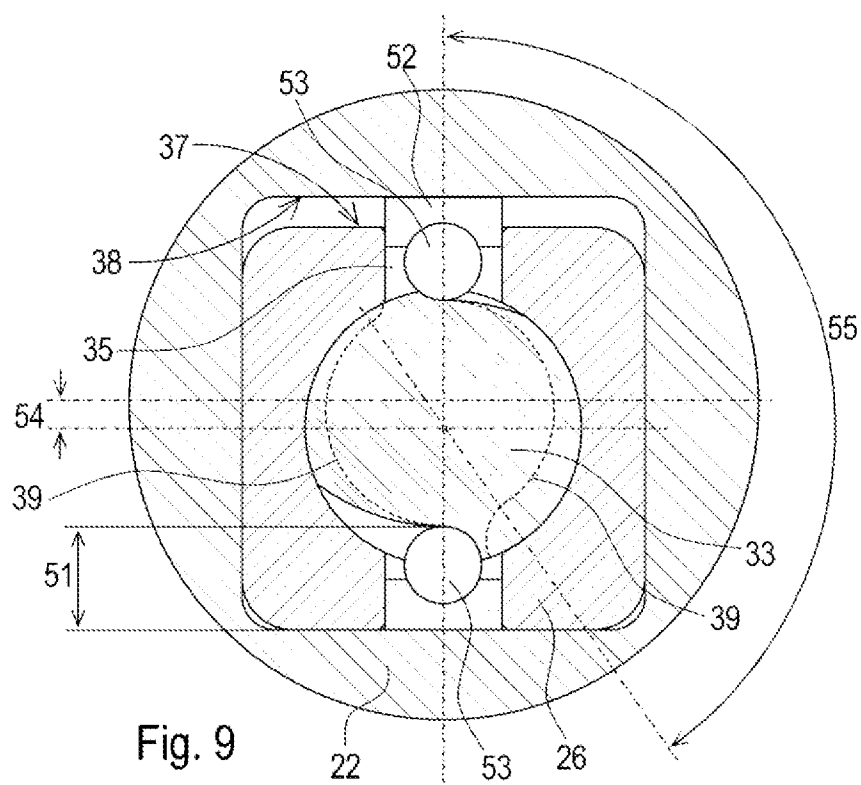


Fig. 8



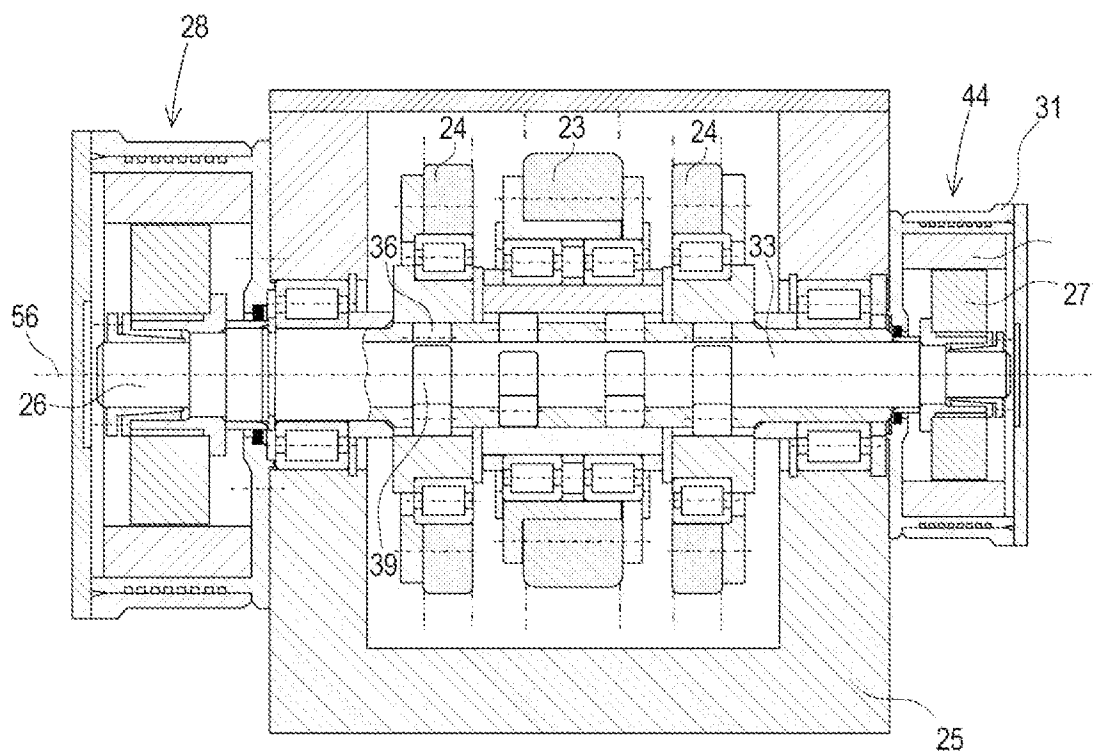


Fig. 11

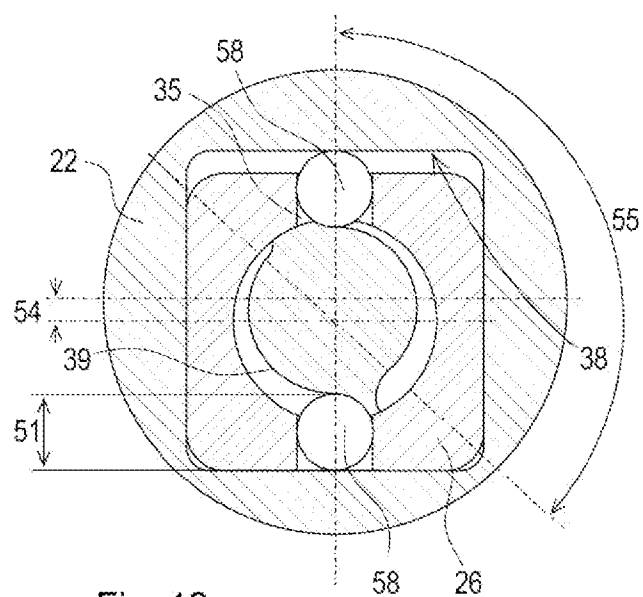


Fig. 12