

(12) **Österreichische Patentanmeldung**

(21) Anmeldenummer: A 50566/2020

(22) Anmeldetag: 03.07.2020

(43) Veröffentlicht am: 15.12.2021

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

E01B 27/17 (2006.01)

(56) Entgegenhaltungen:

WO 2014063770 A1

EP 0371305 A1

US 2015083014 A1

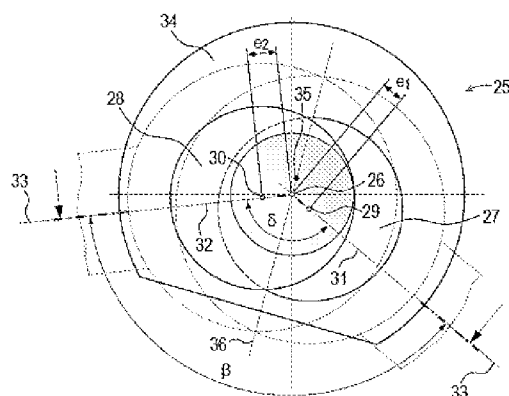
(71) Patentanmelder:

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

(54) **Maschine und Verfahren mit einem Stopfaggregat**

(57) Die Erfindung betrifft eine Maschine (1) mit einem Stopfaggregat (7) zum gleichzeitigen Unterstopfen von mehreren unmittelbar hintereinander positionierten Schwellen (4) eines Gleises (3) mittels mehrerer in Bezug auf eine Maschinenlängsrichtung (17) hintereinander angeordneter Stopfeinheiten (14), wobei jede Stopfeinheit (14) einen höhenverstellbaren Werkzeugträger (15) umfasst, auf dem gegenüberliegende Stopfwerkzeuge (18) gelagert sind, die über Beistellzylinder (20) mit einem am Werkzeugträger (15) angeordneten Vibrationsantrieb (19) gekoppelt sind. Dabei umfasst der jeweilige Vibrationsantrieb (19) eine Exzenterwelle (25) mit einer ersten Exzenterzscheibe (27) und einer zweiten Exzenterzscheibe (28), deren Symmetrieachsen (29, 30) mit einer gemeinsamen Rotationsachse (25) zwei Exzenterebenen (31, 32) aufspannen, die zueinander einen Relativwinkel (δ) einschließen, wobei ein erster Beistellzylinder (20) an der ersten Exzenterzscheibe (27) gelagert ist, wobei ein gegenüberliegender zweiter Beistellzylinder (20) an der zweiten Exzenterzscheibe (30) gelagert ist und wobei Zylinderachsen (33) der gegenüberliegenden Beistellzylinder (20) einen Stellungswinkel (β) einschließen, der dem Relativwinkel (δ) der Exzenterebenen (31, 32) angenähert ist.

Fig. 9



Zusammenfassung

Maschine und Verfahren mit einem Stopfaggregat

Die Erfindung betrifft eine Maschine (1) mit einem Stopfaggregat (7) zum gleichzeitigen Unterstopfen von mehreren unmittelbar hintereinander positionierten Schwellen (4) eines Gleises (3) mittels mehrerer in Bezug auf eine Maschinenlängsrichtung (17) hintereinander angeordneter Stopfeinheiten (14), wobei jede Stopfeinheit (14) einen höhenverstellbaren Werkzeugträger (15) umfasst, auf dem gegenüberliegende Stopfwerkzeuge (18) gelagert sind, die über Beistellzylinder (20) mit einem am Werkzeugträger (15) angeordneten Vibrationsantrieb (19) gekoppelt sind. Dabei umfasst der jeweilige Vibrationsantrieb (19) eine Exzenterwelle (25) mit einer ersten Exzenterzscheibe (27) und einer zweiten Exzenterzscheibe (28), deren Symmetrieachsen (29, 30) mit einer gemeinsamen Rotationsachse (25) zwei Exzenterebenen (31, 32) aufspannen, die zueinander einen Relativwinkel (δ) einschließen, wobei ein erster Beistellzylinder (20) an der ersten Exzenterzscheibe (27) gelagert ist, wobei ein gegenüberliegender zweiter Beistellzylinder (20) an der zweiten Exzenterzscheibe (30) gelagert ist und wobei Zylinderachsen (33) der gegenüberliegenden Beistellzylinder (20) einen Stellungswinkel (β) einschließen, der dem Relativwinkel (δ) der Exzenterebenen (31, 32) angenähert ist.

- Fig. 9 -

Beschreibung

Maschine und Verfahren mit einem Stopfaggregat

Technisches Gebiet

- [01] Die Erfindung betrifft eine Maschine mit einem Stopfaggregat zum gleichzeitigen Unterstopfen von mehreren unmittelbar hintereinander positionierten Schwellen eines Gleises mittels mehrerer in Bezug auf eine Maschinenlängsrichtung unmittelbar hintereinander angeordneter Stopfeinheiten, wobei jede Stopfeinheit einen höhenverstellbaren Werkzeugträger umfasst, auf dem gegenüberliegende Stopfwerkzeuge gelagert sind, die über Beistellzylinder mit einem am Werkzeugträger angeordneten Vibrationsantrieb gekoppelt sind. Zudem betrifft die Erfindung ein Verfahren zum Betreiben der Maschine.

Stand der Technik

- [02] Zur Wiederherstellung bzw. Erhaltung einer vorgegebenen Gleislage werden Gleise mit Schotterbettung regelmäßig mittels einer Stopfmaschine bearbeitet. Dabei befährt die Stopfmaschine das Gleis und hebt den aus Schwellen und Schienen gebildeten Gleisrost mittels eines Hebe-/Richtaggregats auf ein Sollniveau. Eine Fixierung der neuen Gleislage erfolgt durch Unterstopfen der Schwellen mittels eines Stopfaggregats. Das Stopfaggregat umfasst Stopfwerkzeuge mit Stopfpickeln, die bei einem Stopfvorgang mit einer Schwingung beaufschlagt in das Schotterbett eintauchen und zueinander beigestellt werden. Dabei wird der Schotter unterhalb der jeweiligen Schwelle verdichtet.
- [03] Insbesondere Strecken-Stopfmaschinen nutzen Stopfaggregate zum gleichzeitigen Unterstopfen mehrerer Schwellen. Die damit erreichte hohe Bearbeitungsgeschwindigkeit ermöglicht die Durcharbeitung eines Gleises in kurzen Sperrpausen. Moderne Stopfmaschine zeichnen sich zudem durch geringe Verschleißwirkungen sowohl auf das Stopfaggregat als auch auf den Schotter aus.

- [04] Aus der AT 513 034 A1 ist eine gattungsgemäße Maschine mit zumindest zwei hintereinander angeordneten Stopfeinheiten bekannt. Jede Stopfeinheit ist höhenverstellbar in einem gemeinsamen Aggregatträger angeordnet. Ein Stopfzyklus beginnt mit dem gemeinsamen Absenken der Stopfeinheiten. Diese gemeinsame Absenkung von aneinandergrenzenden Stopfeinheiten zum Unterstopfen von in Maschinenlängsrichtung benachbarten Schwellen erfolgt dabei zeitverzögert. Damit wird insbesondere das Eintauchen von unmittelbar benachbarten, in ein gemeinsames Schwellenfach eintauchenden Stopfpickel erleichtert.

Darstellung der Erfindung

- [05] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Maschine der eingangs genannten Art dahingehend zu verbessern, dass zusätzlich zu einer reduzierten Verschleißwirkung eine geringe Lärmemission erzielt wird. Zudem soll ein entsprechendes Verfahren zum Betreiben der verbesserten Maschine angegeben werden.
- [06] Erfindungsgemäß werden diese Aufgaben gelöst durch die Merkmale der unabhängigen Ansprüche 1 und 12. Abhängige Ansprüche geben vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung an.
- [07] Dabei umfasst der jeweilige Vibrationsantrieb eine Exzenterwelle mit einer ersten Exzenter Scheibe und einer zweiten Exzenter Scheibe, deren Symmetrieachsen mit einer gemeinsamen Rotationsachse zwei Exzenter Ebenen aufspannen, die zueinander einen Relativwinkel einschließen, wobei ein erster Beistellzylinder an der ersten Exzenter Scheibe gelagert ist, wobei ein gegenüberliegender zweiter Beistellzylinder an der zweiten Exzenter Scheibe gelagert ist und wobei Zylinderachsen der gegenüberliegenden Beistellzylinder einen Stellungswinkel einschließen, der dem Relativwinkel der Exzenter Ebenen angenähert ist. Auf diese Weise sind die Winkelstellungen der Exzenter Scheiben und der Beistellzylinder aufeinander abgestimmt, um bei den in Vibration versetzten Aggregatteilen einen Massenausgleich zu erzielen. Insbesondere heben sich die Trägheitskräfte der synchron schwingenden Stopfwerkzeuge auf. Das Stopfaggregat läuft dadurch ruhiger.

- [08] Die Beistellzylinder sind nicht horizontal ausgerichtet, wodurch der Relativwinkel ungleich 180° ist. Bei den schräg angelenkten Beistellzylindern bewirkt die erfindungsgemäße Anordnung ein optimales Schwingen der Stopfwerkzeuge im synchronen Gegenschlag. Konkret unterliegen die Schwingungen der beiden gegenüberliegenden Stopfwerkzeuge einer Phasenverschiebung, die ein zeitgleiches Erreichen der jeweiligen Umkehrpunkte bewirkt. Die Beschleunigungs- und Verzögerungskräfte der schwingenden Massen der Stopfwerkzeuge und der schwingenden Teilmassen der Beistellzylinder heben sich gegenseitig auf.
- [09] An den unteren freien Enden der Stopfwerkzeuge angeordnete Stopfpickel schwingen zueinander gegengleich synchron mit einer maximalen Relativbewegung. Damit erfolgt ein maximaler Energieeintrag ins Schotterbett, ohne den Werkzeugträger und eine zugeordnete Aggregataufhängung in störende Reaktionsschwingungen zu versetzen. Somit ergibt sich eine geringe Schwingungsbeanspruchung des Aggregates und der Maschine. Das schont sowohl die Komponenten des Stopfaggregats als auch die Schotterkörner des zu verdichtenden Schotterbetts. Gemeinsam bewirken die zielgerichtete Vibrationseinbringung in das Schotterbett und der Massenausgleich eine Verringerung der Lärmemission gegenüber bekannten Bauformen von Stopfaggregaten.
- [10] Vorteilhafterweise umfasst jede Stopfeinheit zumindest einen Beistellzylinder, dessen Zylinderachse schräg nach unten ausgerichtet ist, insbesondere mit einem Neigungswinkel größer 20° gegenüber einer Horizontalen. Auf diese Weise ist eine besonders schmale Bauweise der einzelnen Stopfeinheiten in Maschinenlängsrichtung möglich, wodurch auch Gleise mit geringer Schwellenteilung mit allen Stopfeinheiten gleichzeitig bearbeitbar sind.
- [11] In einer vorteilhaften Weiterbildung ist die jeweilige Exzenterwelle mit einer Schwungmasse verbunden. Im Betrieb wird die Exzenterwelle gemeinsam mit der Schwungmasse mit einer vorgegebenen Drehzahl angetrieben. Die Schwungmasse wirkt dabei stabilisierend auf die Drehzahl. Konkret werden die während eines Schwingzyklus rückwirkenden Momente der in Schwingung versetzten Beistellzylinder und Stopfwerkzeuge mit der in der

Schwungmasse zwischengespeicherten kinetische Energie ausgeglichen.

Die Vibrationsamplitude der Stopfwerkzeuge bleibt dabei unabhängig von der Steifigkeit des Schotterbetts erhalten.

- [12] Für eine weitere Verbesserung des Massenausgleiches ist die aus Exzenterwelle und Schwungmasse gebildete Rotationseinheit so ausgestaltet, dass ein gemeinsamer Massenschwerpunkt bezüglich der Rotationsachse gegenüber den Symmetrieachsen der beiden Exzenter Scheiben liegt. Auf diese Weise wirkt die Rotationseinheit als Ausgleichsmasse zu der in Bewegung versetzten Masse der Beistellzylinder der gegenüberliegenden Stopfwerkzeuge.
- [13] Bei einer vorteilhaften Ausprägung der Erfindung umfasst das Stopfaggregat – in Bezug auf die Maschinenlängsrichtung – vordere sowie hintere Stopfeinheiten mit asymmetrisch angeordneten Beistellzylindern und mittlere Stopfeinheiten mit symmetrisch angeordneten Beistellzylindern. Die mittleren Stopfeinheiten weisen dabei eine besonders schmale Bauweise auf, sodass auch Schwellen mit geringen Schwellenabständen gleichzeitig unterstopft werden können. Die vorderen und hinteren Stopfeinheiten weisen auf einer den mittleren Stopfeinheiten zugewandten Hälften ebenfalls eine schmale Bauweise auf. Die den mittleren Stopfeinheiten abgewandten Hälften der vorderen und hinteren Stopfeinheiten nutzen eine breitere Bauweise, um eine größere Öffnungsbreite zwischen den gegenüberliegenden Stopfwerkzeugen zu erzielen.
- [14] Bei dieser Erfindungsausprägung ist es sinnvoll, wenn die vorderen sowie hinteren Stopfeinheiten jeweils eine Exzenterwelle mit unterschiedlichen Exzentrizitäten aufweisen. Dabei sind unterschiedliche Hebelverhältnisse der gegenüberliegenden Stopfwerkzeuge und die unterschiedlichen Exzentrizitäten aufeinander abgestimmt, damit die Vibrationsamplituden der frei schwingenden Stopfpickelenden gleich groß sind.
- [15] Die jeweils gegenüberliegenden Stopfwerkzeuge der vorderen sowie hinteren Stopfeinheiten sind vorteilhafterweise mit vertikal beabstandeten Schwenklagern auf dem zugeordneten Werkzeugträger gelagert. Vorzugsweise sind die Lager der den mittleren Stopfeinheiten zugewandten

Stopfwerkzeuge tiefer angeordnet, um bei gleichbleibendem Hebelverhältnis eine schmälere Bauweise zu erreichen.

- [16] Des Weiteren ist es sinnvoll, wenn die vorderen sowie hinteren Stopfeinheiten jeweils eine den mittleren Stopfeinheiten zugewandte Hälfte aufweisen, die entsprechend einer Symmetriehälfte der mittleren Stopfeinheiten aufgebaut ist. Das vereinfacht den Aufbau des Stopfaggregats und erleichtert die Ansteuerung der einzelnen Stopfeinheiten. Zudem reduziert sich die Anzahl unterschiedlicher Ersatzteile.
- [17] Dabei sind vorteilhafterweise die mittleren Stopfeinheiten und die den mittleren Stopfeinheiten zugewandten Hälften der vorderen sowie hinteren Stopfeinheiten jeweils mit einem ersten Beistelldrucksystem verbunden und die den mittleren Stopfeinheiten abgewandten Hälften der vorderen sowie hinteren Stopfeinheiten sind jeweils mit einem zweiten Beistelldrucksystem verbunden. Die unterschiedlichen Beistelldrucksysteme ermöglichen gleiche statische und dynamische Bestellkräfte an allen Stopfwerkzeugen.
- [18] Eine weitere Verbesserung sieht vor, dass eine den mittleren Stopfeinheiten abgewandte Hälfte der jeweiligen vorderen oder hinteren Stopfeinheit einen Bestellzylinder mit größerem Hub umfasst, um Doppelschwellen zu unterstopfen. Auf diese Weise ist das Stopfaggregat universell einsetzbar und es können alle auf einer Gleisstrecke auftretenden Schwellenanordnungen bearbeitet werden.
- [19] Zudem ist es von Vorteil, wenn quer zur Maschinenlängsrichtung mehrere nebeneinander angeordnete Stopfwerkzeuge samt zugeordneter Beistellzylinder eine gemeinsam ansteuerbare Beistellgruppe bilden. Das betrifft die nebeneinander angeordneten Stopfeinheiten, die eine Schwelle beidseits der beiden Schienen des Gleises unterstopfen. Im Betrieb erfolgt eine gemeinsame Ansteuerung der Beistellgruppen, um entlang einer Schwelle einen gleichmäßigen Verdichtungsvorgang sicherzustellen.
- [20] Beim erfindungsgemäßen Verfahren zum Betreiben der beschriebenen Maschine werden der Vibrationsantrieb und die Bestellzylinder der jeweiligen Stopfeinheit in der Weise angesteuert, dass der Stellungswinkel der Beistellantriebe in einem Bereich um den Relativwinkel der Exzenterebenen der zugeordneten Exzenterwelle schwankt. Auf diese Weise bleibt während

eines Stopfvorgangs der aktuelle Stellungswinkel dem Relativwinkel angenähert. Insbesondere in einer mittleren Schwenkstellung der Beistellantriebe entspricht der Stellungswinkel dem Relativwinkel. Die in Vibration versetzten Massen der jeweiligen Stopfeinheit schwingen dann gegengleich synchron, wodurch ein Massenausgleich bewirkt wird. Das minimiert die Beanspruch des Aggregats und die Lärmentwicklung.

- [21] Eine Weiterbildung des Verfahrens sieht vor, dass jede Exzenterwelle mittels eines zugeordneten Vibrationsantriebsmotors angetrieben wird und dass alle Vibrationsantriebsmotoren für einen synchronen Betrieb mittels einer gemeinsamen Steuerungseinrichtung angesteuert werden. Damit werden die Schwingungsbewegungen der Stopfeinheiten untereinander abgestimmt, um die Laufruhe des gesamten Stopfaggregats zu optimieren.
- [22] Zudem ist es von Vorteil, wenn die jeweilige Exzenterwelle in Abhängigkeit einer Höhenstellung der zugeordneten Stopfeinheit mit einer variablen Drehzahl angetrieben wird. Vor einem Stopfvorgang befinden sich alle Stopfeinheiten in einer Ausgangsstellung über dem Gleis. In dieser Stellung bleibt die Drehzahl der jeweiligen Exzenterwelle reduziert, um die Lärmentwicklung weiter zu verringern. Erst wenn die Höhenstellung im Zuge eines Absenkvorgangs verändert wird, erfolgt eine Erhöhung auf eine Arbeitsdrehzahl, die während eines Eintauchvorgangs größer als während eines Beistellvorgangs ist.
- [23] Eine weitere Verbesserung sieht vor, dass quer zur Maschinenlängsrichtung nebeneinander angeordnete Beistellgruppen mit einem gemeinsamen Steuerungssignal angesteuert werden. Auf diese Weise erfolgt entlang einer Schwelle ein gleichmäßiger Verdichtungsverfahren.
- [24] Vorteilhafterweise werden während eines Beistellvorgangs die mittleren Stopfeinheiten und die den mittleren Stopfeinheiten zugewandten Hälften der vorderen sowie hinteren Stopfeinheiten jeweils mit einem ersten Beistelldruck beaufschlagt, wobei die den mittleren Stopfeinheiten abgewandten Hälften der vorderen sowie hinteren Stopfeinheiten jeweils mit einem zweiten Beistelldruck beaufschlagt werden. Die unterschiedlichen Beistelldrücke ermöglichen gleiche statische und dynamische Beistellkräfte an allen Stopfwerkzeugen.

Kurze Beschreibung der Zeichnungen

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

- Fig. 1 Maschine mit Stopfaggregat
- Fig. 2 Stopfaggregat zum gleichzeitigen Unterstopfen von drei Schwellen in Seitenansicht
- Fig. 3 mittlere Stopfeinheit in Seitenansicht
- Fig. 4 Kinematik gemäß Fig. 3
- Fig. 5 Kinematik gemäß Fig. 3 in mehreren Arbeitsstellungen
- Fig. 6 vordere sowie hintere Stopfeinheit in Seitenansicht
- Fig. 7 Kinematik gemäß Fig. 6
- Fig. 8 Kinematik gemäß Fig. 6 in mehreren Arbeitsstellungen
- Fig. 9 Exzenterwelle in Seitenansicht
- Fig. 10 Exzenterwelle in Draufsicht
- Fig. 11 Stopfaggregat in Vorderansicht
- Fig. 12 Stopfaggregat zum gleichzeitigen Unterstopfen von vier Schwellen

Beschreibung der Ausführungsformen

- [26] Die in Fig. 1 dargestellte Maschine 1 ist als Streckenstopfmaschine zum gleichzeitigen Unterstopfen von drei in einem Schotterbett 2 eines Gleises 3 gelagerten Schwellen 4 ausgebildet. Die Maschine 1 umfasst einen auf Schienenfahrwerken 5 gestützten Maschinenrahmen 6, auf dem ein Stopfaggregat 7 befestigt ist. Zudem umfasst die Maschine 1 ein Hebe-/Richtaggregat 8 zum Heben und Richten des aus Schwellen 4 und Schienen 9 gebildeten Gleisrostes. Mit einem Messsystem 10 wird eine aktuelle Schienenlage erfasst.
- [27] Das Stopfaggregat 7 ist mittels einer Justiervorrichtung 11 am Maschinenrahmen 6 befestigt. Es umfasst einen Aggregatrahmen 12 mit Führungen 13 und mehrere Stopfeinheiten 14. In einer nicht dargestellten Variante ist jeder Stopfeinheit 14 ein eigener Aggregatrahmen 12 zugeordnet. Jede Stopfeinheit 14 umfasst einen Werkzeugträger 15, der

mittels eines Höhenstellantriebs 16 höhenverstellbar auf den zugeordneten Führungen 13 gelagert ist. Am jeweiligen Werkzeugträger 15 sind in einer Maschinenlängsrichtung 17 gegenüberliegende Stopfwerkzeuge 18 schwenkbar gelagert.

- [28] Zudem ist am jeweiligen Werkzeugträger 15 ein Vibrationsantrieb 19 angeordnet, mit dem die Stopfwerkzeuge 18 über Beistellzylinder 20 gekoppelt sind. Jedes Stopfwerkzeug 18 umfasst einen Schwenkhebel 21 mit einem oberen und einem unteren Hebelarm. Der Schwenkhebel 21 ist mit einem Schwenklager 22 am zugeordneten Werkzeugträger 15 gelagert, wobei der obere Hebelarm mit dem zugeordneten Beistellzylinder 20 verbunden ist. Am freien unteren Hebelarm sind gewöhnlich zwei Stopfpickel 23 befestigt.
- [29] Die gegenüberliegenden Stopfpickel 23 der jeweiligen Stopfeinheit 14 weisen in einer Ausgangsstellung (Fig. 2) gegenüber einer mittigen Vertikalebene 24 den gleichen Abstand auf. Der Abstand zwischen den mittigen Vertikalebenen 24 der hintereinander angeordneten Stopfeinheiten 14 entspricht der geringsten Schwellenteilung t der zu unterstopfenden Schwellen 4. Die Dimensionierung der Stopfeinheiten 14 in Maschinenlängsrichtung 17 richtet sich somit nach dieser geringsten Schwellenteilung t .
- [30] Eine zwischen einer vorderen und einer hinteren Stopfeinheit 14 angeordnete mittlere Stopfeinheit 14 weist in Maschinenlängsrichtung 17 eine schmale Bauweise auf. Erreicht wird diese Anforderung durch schräg nach unten ausgerichtete Beistellzylinder 20. Bei der vorderen und hinteren Stopfeinheit 14 ist nur die der mittleren Stopfeinheit 14 zugewandte Hälfte entsprechend ausgeführt. Die andere Hälfte weist einen annähernd waagrecht ausgerichteten Beistellzylinder 20 auf. Auf diese Weise ist ein größerer Schwenkbereich des zugeordneten Stopfwerkzeugs 18 gegeben. Die damit erzielbare Vergrößerung der Öffnungsweite zwischen den gegenüberliegenden Stopfpickel 23 ermöglicht eine Anpassung an größere Schwellenteilungen t bzw. an zu unterstopfende Doppelschwellen.
- [31] Anhand der Figuren 3-5 wird der Aufbau der mittleren Stopfeinheit 14 näher erläutert. Dabei zeigt Fig. 4 ein kinematisches Modell der in Fig. 3

dargestellten Stopfeinheit 14. In Fig. 5 ist das kinematische Modell 3 in drei Arbeitsstellungen dargestellt. Am Werkzeugträger 15 ist eine Exzenterwelle 25 des Vibrationsantriebs 19 gelagert. Im Betrieb dreht sich die Exzenterwelle 25 um eine Rotationsachse 26. Die Exzenterwelle 25 umfasst zwei zueinander versetzte Exzenter Scheiben 27, 28, deren Symmetrieachsen 29, 30 eine jeweilige Exzentrizität e_1 , e_2 gegenüber der Rotationsachse 26 aufweisen.

- [32] Zudem spannen die Symmetrieachsen 29, 30 mit der Rotationsachse 26 zwei Exzenter Ebenen 31, 32 auf, die zueinander einen Relativwinkel δ einschließen. Zylinderachsen 33 der Beistellzylinder 20 schließen einen Stellungswinkel β ein. Bei der mittleren Stopfeinheit 14 sind die gegenüberliegenden Beistellzylinder 20 symmetrisch angeordnet. Die jeweilige Zylinderachse 33 ist mit einem Neigungswinkel α gegenüber einer Horizontalen schräg nach unten geneigt. Der Neigungswinkel α beträgt dabei zumindest 20° . Idealerweise ist der Neigungswinkel α in einem Bereich zwischen 30° und 50° festgelegt, um neben der schmalen Bauweise eine optimale Kraftübertragung sicherzustellen.
- [33] Der Neigungswinkel α und der Stellungswinkel β verändern sich geringfügig während eines Stopfvorgangs infolge der Vibrationsbewegungen und der Beistellbewegungen. Zur besseren Veranschaulichung sind in Fig. 5 die verschiedenen Stellungen der Beistellzylinder 20 bei stillstehender Exzenterwelle 25 dargestellt. Die durchgezogenen Linien zeigen eine beigestellte Position der Stopfwerkzeuge 18. In der dargestellten Stellung liegen die Zylinderachsen 33 in den Exzenter Ebenen 31, 32, sodass der Stellungswinkel β gleich dem Relativwinkel δ ist. Ebenfalls zur besseren Veranschaulichung sind die Exzentrizitäten e_1 , e_2 gegenüber den restlichen Abmessungen unverhältnismäßig groß dargestellt. Die sich während einer Umdrehung der Exzenterwelle 25 ergebende kreisförmige Bewegung der Anlenkungen der Beistellzylinder 20 bleiben in der Darstellung unberücksichtigt. Deren Einfluss auf die Lageänderungen der Zylinderachsen 33 ist gegenüber dem Einfluss der durch eine Kolbenverschiebung bewirkten Beistellbewegungen vernachlässigbar.

- [34] Sobald sich die Exzenterwelle 25 im Betrieb zu drehen beginnt, drehen sich auch die Exzenterebenen 31, 32 mit unverändertem Relativwinkel δ mit. Der Stellungswinkel β variiert innerhalb eines Bereiches $\beta_{\min}-\beta_{\max}$, der von der kinematischen Gestaltung der Stopfeinheit 14 und vom Kolbenhub abhängt. Während eines Beistellvorgangs schwenken die Beistellzylinder 20 geringfügig um die Symmetrieachsen 29, 30 der Exzenter Scheiben 27, 28. In Fig. 5 sind die beiden Extremstellungen jeweils mit gestrichelten und strichpunktierten Linien dargestellt. Der Wert des Stellungswinkels β bleibt dabei immer dem Wert des Relativwinkels δ angenähert. Bei optimierter kinematischer Gestaltung der Stopfeinheit 14 liegt der Wert des Relativwinkels δ während des Betriebs immer im Wertebereich $\beta_{\min}-\beta_{\max}$ des Stellungswinkels β .
- [35] Für die vordere und die hintere Stopfeinheit 14 sind entsprechende kinematische Zusammenhänge in den Fig. 6-8 dargestellt. Im Gegensatz zur mittleren Stopfeinheit 14 sind hier die Beistellzylinder 20 und Stopfwerkzeuge 18 asymmetrisch angeordnet. Die den unterschiedlichen Beistellzylindern 20 zugeordneten Schwenkhebel 21 ist entsprechend angepasst. Auf der den mittleren Stopfeinheiten 14 zugewandten Seite ist die Zylinderachse 33 des Beistellzylinders 20 gegenüber einer Horizontalen mit dem Neigungswinkel α schräg nach unten ausgerichtet.
- [36] In Fig. 8 ist ersichtlich, dass die Mittelstellungen der beiden Beistellzylinder 20 bezüglich des jeweiligen Schwenkbereichs nicht gleichzeitig auftreten. In der dargestellten beigestellten Position (durchgezogene Linien) befindet sich der kürzere Beistellzylinder 20 in Mittelstellung und der längere Beistellzylinder 20 in einer nach unten geschwenkten Endstellung. In dieser Stellung tritt der minimale Stellungswinkel $\beta_{\min}$ auf. Während einer Rückstellbewegung der Stopfwerkzeuge 18 durchläuft der längere Beistellzylinder 20 seine Mittelstellung, bei welcher der Stellungswinkel β dem Wert des Relativwinkels δ der Exzenterwelle 25 entspricht. Nach erfolgter Rückstellung weist der Stellungswinkel β den größten Wert $\beta_{\max}$ auf. Somit schwankt der Wert des Stellungswinkels β während einer Bestell- und Rückstellbewegung im Bereich $\beta_{\min}-\beta_{\max}$ um den Wert des Relativwinkels δ der Exzenterebenen 31, 32.

- [37] Um auf beiden Seiten eine annähernd gleiche Hebelübersetzung sicherzustellen, sind die Schwenklager 22 vertikal beabstandet am Werkzeugträger 15 angeordnet. Die längere Bauform des annähernd waagrecht ausgerichteten Beistellzylinders 20 ermöglicht einen größeren Beistellweg. Dadurch schwankt der Stellungswinkel β in einem größeren Wertebereich $\beta_{\min}$ - $\beta_{\max}$.
- [38] In den Figuren 9 und 10 ist die Exzenterwelle 25 für die vordere oder hintere Stopfeinheit 14 im Detail dargestellt. Für die Schnittdarstellung in Fig. 10 ist die Schnittführung in Fig. 9 ersichtlich. Die erste Exzenterzscheibe 27 ist entlang der Exzenterwelle 25 mittig angeordnet. Auf dieser ersten Exzenterzscheibe 27 ist der kürzere, schräg nach unten ausgerichtete Beistellzylinder 20 gelagert. Die zweite Exzenterzscheibe 28 ist zweigeteilt, wobei die Teil-Exzenterzscheiben beidseits der ersten Exzenterzscheibe 27 angeordnet sind. Darauf ist mit einem gabelförmigen Ende der längere Beistellzylinder 20 gelagert. Die beiden Beistellzylinder 20 sind in den Figuren 9, 10 mit strichpunktierten Linien dargestellt.
- [39] In der dargestellten Stellung fallen die Zylinderachsen 33 der Beistellzylinder 20 in die Exzenter Ebenen 31, 32. Die Vibrationsschwingungen der beiden Beistellzylinder 20 erreicht dabei zeitgleich einen äußeren Umkehrpunkt. Sobald sich die Exzenterwelle 25 weiterdreht, werden die an den Exzenterzscheiben 27, 28 gelagerten Enden der Beistellzylinder 20 in eine Gegenrichtung bewegt. Durch die synchronen Vibrationsschwingungen gleichen sich die schwingenden Massen weitgehend aus. Das gilt insbesondere für die synchronschwingenden Stopfpickel 23.
- [40] Verstärkt wird der Massenausgleich mit einer Schwungmasse 34, die sich mit der Exzenterwelle 25 um dieselbe Rotationsachse 26 dreht. Die Exzenterwelle und die Schwungmasse 34 bilden eine Rotationseinheit, deren Massenschwerpunkt 35 annähernd auf einer Symmetrieebene 36 der beiden Exzenter Ebenen 31, 32 liegt. Dabei ist der Massenschwerpunkt 35 von der Rotationsachse 26 beabstandet und liegt gegenüber den Symmetrieachsen 29, 30 der beiden Exzenterzscheiben 27, 28. Die Schwungmasse 34 mit außermittigem Massenschwerpunkt 35 wirkt den Trägheitskräften der schwingenden Beistellzylinder 20 entgegen. Die Dimensionierung der

Schwungmasse 34 ist dabei auf die Masse der Beistellzylinder 20 abgestimmt. Beispielsweise ist die Schwungmasse 34 als Scheibe ausgebildet, die zur Erzielung des außermittigen Massenschwerpunkt 35 an einer Stelle abgeflacht ist oder eine Nut aufweist.

- [41] Bei der dargestellten Exzenterwelle 25 für die vordere oder hintere Stopfeinheit 14 bewirken die unterschiedlich großen Exzentrizitäten e_1 , e_2 gleiche Amplituden an den freien Enden der Stopfpickel 23. Aufgrund der symmetrischen Anordnung sind die beiden Exzentrizitäten e_1 , e_2 bei der Exzenterwelle 25 für die mittlere Stopfeinheit 14 gleich groß.
- [42] In Fig. 11 ist ersichtlich, dass jeder Schiene 9 des Gleises 3 zwei separat absenkbare Stopfeinheiten 14 zugeordnet sind. Somit umfasst das Stopfaggregat 7 in einer Reihe vier nebeneinander angeordnete Stopfeinheiten 14. Bei jeder Stopfeinheit 14 wird die zugehörige Exzenterwelle 25 mit einem Vibrationsantriebsmotor 37 angetrieben. Alle Vibrationsantriebsmotoren 37 werden mittels einer gemeinsamen Steuerungseinrichtung 38 angesteuert, um einen synchronen Lauf sicherzustellen. Auf diese Weise heben sich die Schwingungen der einzelnen Stopfeinheiten 14 gegenseitig auf, wodurch vom Stopfaggregat 7 auf den Maschinenrahmen 6 übertragenen Vibrationen minimiert werden.
- [43] In einer vereinfachten, nicht dargestellten Variante ist jeder Schiene 9 eine kombinierte Stopfeinheit 14 mit schieneninnenseitigen Stopfwerkzeugen 18 und schienenaußenseitigen Stopfwerkzeugen 18 zugeordnet. In diesem Fall umfasst das Stopfaggregat 7 in einer Reihe zwei nebeneinander angeordnete kombinierten Stopfeinheiten 14.
- [44] Zum Unterstopfen einer Schwelle 4 bilden die nebeneinander angeordneten Stopfeinheiten 14 Beistellgruppen, deren Stopfpickel 23 gemeinsam abgesenkt und gemeinsam beigestellt werden (zwei Beistellgruppen pro Reihe). Ein Stopfaggregat 7 mit vier unmittelbar hintereinander angeordneten Reihen an Stopfeinheiten 14 ist in Fig. 12 dargestellt. Hier ergeben sich acht Beistellgruppen, die jeweils gemeinsam angesteuert werden. Die Beistellgruppen der mittleren Stopfeinheiten 14 und die diesen zugewandten Beistellgruppen der vorderen und hinteren Stopfeinheiten 14 werden mittels eines ersten Beistelldrucksystems 39 versorgt. Die vorderste Beistellgruppe

und die hinterste Beistellgruppe werden mittels eines zweiten Beistelldrucksystems 40 versorgt.

- [45] Auf diese Weise werden die unterschiedlich dimensionierten Beistellgruppen während eines Beistellvorgangs mit unterschiedlichen Beistelldrücken beaufschlagt. Die Beistelldrücke sind dabei so aufeinander abgestimmt, dass sich an allen Stopfpickeln 23 gleiche statische und dynamische Beistellkräfte einstellen. Für einen gleichmäßigen Beistellvorgang entlang einer Schwelle 4 wird die jeweilige Beistellgruppe mit einem gemeinsamen Steuerungssignal angesteuert.

Patentansprüche

1. Maschine (1) mit einem Stopfaggregat (7) zum gleichzeitigen Unterstopfen von mehreren unmittelbar hintereinander positionierten Schwellen (4) eines Gleises (3) mittels mehrerer in Bezug auf eine Maschinenlängsrichtung (17) hintereinander angeordneter Stopfeinheiten (14), wobei jede Stopfeinheit (14) einen höhenverstellbaren Werkzeugträger (15) umfasst, auf dem gegenüberliegende Stopfwerkzeuge (18) gelagert sind, die über Beistellzylinder (20) mit einem am Werkzeugträger (15) angeordneten Vibrationsantrieb (19) gekoppelt sind, **dadurch gekennzeichnet**, dass der jeweilige Vibrationsantrieb (19) eine Exzenterwelle (25) mit einer ersten Exzenterzscheibe (27) und einer zweiten Exzenterzscheibe (28) umfasst, deren Symmetrieachsen (29, 30) mit einer gemeinsamen Rotationsachse (25) zwei Exzentersebenen (31, 32) aufspannen, die zueinander einen Relativwinkel (δ) einschließen, dass ein erster Beistellzylinder (20) an der ersten Exzenterzscheibe (27) gelagert ist, dass ein gegenüberliegender zweiter Beistellzylinder (20) an der zweiten Exzenterzscheibe (30) gelagert ist und dass Zylinderachsen (33) der gegenüberliegenden Beistellzylinder (20) einen Stellungswinkel (β) einschließen, der dem Relativwinkel (δ) der Exzentersebenen (31, 32) angenähert ist.
2. Maschine (1) nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass jede Stopfeinheit (14) zumindest einen Beistellzylinder (20) umfasst, dessen Zylinderachse (33) schräg nach unten ausgerichtet ist, insbesondere mit einem Neigungswinkel (α) größer 20° gegenüber einer Horizontalen.
3. Maschine (1) nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass die jeweilige Exzenterwelle (25) mit einer Schwungmasse (34) verbunden ist.
4. Maschine (1) nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Exzenterwelle (25) und die Schwungmasse (34) eine Rotationseinheit bilden mit einem Massenschwerpunkt (35), der bezüglich der Rotationsachse (26) gegenüber den Symmetrieachsen (29, 30) der beiden Exzenterzscheiben (27, 28) liegt.

5. Maschine (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Stopfaggregat (7) vordere sowie hintere Stopfeinheiten (14) mit asymmetrisch angeordneten Beistellzylindern (20) und mittlere Stopfeinheiten (14) mit symmetrisch angeordneten Beistellzylindern (20) umfasst.
6. Maschine (1) nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet**, dass die vorderen sowie hinteren Stopfeinheiten (14) jeweils eine Exzenterwelle (25) mit unterschiedlichen Exzentrizitäten (e_1 , e_2) aufweisen.
7. Maschine (1) nach Anspruch 5 oder 6, **dadurch gekennzeichnet**, dass die vorderen sowie hinteren Stopfeinheiten (14) jeweils gegenüberliegende Stopfwerkzeuge (18) aufweisen, die mit vertikal beabstandeten Schwenklagern (22) auf dem zugeordneten Werkzeugträger (15) gelagert sind.
8. Maschine (1) nach einem der Ansprüche 5 bis 7, **dadurch gekennzeichnet**, dass die vorderen sowie hinteren Stopfeinheiten (14) jeweils eine den mittleren Stopfeinheiten (14) zugewandte Hälfte aufweisen, die entsprechend einer Symmetriehälfte der mittleren Stopfeinheiten (14) aufgebaut ist.
9. Maschine (1) nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass die mittleren Stopfeinheiten (14) und die den mittleren Stopfeinheiten (14) zugewandten Hälften der vorderen sowie hinteren Stopfeinheiten (14) jeweils mit einem ersten Beistelldrucksystem (39) verbunden sind und dass die den mittleren Stopfeinheiten (14) abgewandten Hälften der vorderen sowie hinteren Stopfeinheiten (14) jeweils mit einem zweiten Beistelldrucksystem (40) verbunden sind.
10. Maschine (1) nach Anspruch 8 oder 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass eine den mittleren Stopfeinheiten (14) abgewandte Hälfte der jeweiligen vorderen oder hinteren Stopfeinheit (14) einen Beistellzylinder (20) mit größerem Hub umfasst, um Doppelschwellen zu unterstopfen.
11. Maschine (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet**, dass quer zur Maschinenlängsrichtung (17) mehrere

nebeneinander angeordnete Stopfwerkzeuge (18) samt zugeordneter Beistellzylinder (20) eine gemeinsam ansteuerbare Beistellgruppe bilden.

12. Verfahren zum Betreiben einer Maschine (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 11, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Vibrationsantrieb (19) und die Bestellzylinder (20) der jeweiligen Stopfeinheit (14) in der Weise angesteuert werden, dass der Stellungswinkel (β) der Beistellantriebe (20) in einem Bereich um den Relativwinkel (δ) der Exzenterebenen (31, 32) der zugeordneten Exzenterwelle (25) schwankt.

13. Verfahren nach Anspruch 12, **dadurch gekennzeichnet**, dass jede Exzenterwelle (25) mittels eines zugeordneten Vibrationsantriebsmotors (37) angetrieben wird und dass alle Vibrationsantriebsmotoren (37) für einen synchronen Betrieb mittels einer gemeinsamen Steuerungseinrichtung (38) angesteuert werden.

14. Verfahren nach Anspruch 12 oder 13, **dadurch gekennzeichnet**, dass quer zur Maschinenlängsrichtung (17) nebeneinander angeordnete Beistellgruppen mit einem gemeinsamen Steuerungssignal angesteuert werden.

15. Verfahren nach einem der Ansprüche 12 bis 14, **dadurch gekennzeichnet**, dass während eines Beistellvorgangs die mittleren Stopfeinheiten (14) und die den mittleren Stopfeinheiten (14) zugewandten Hälften der vorderen sowie hinteren Stopfeinheiten (14) jeweils mit einem ersten Beistelldruck beaufschlagt werden und dass die den mittleren Stopfeinheiten (14) abgewandten Hälften der vorderen sowie hinteren Stopfeinheiten (14) jeweils mit einem zweiten Beistelldruck beaufschlagt werden.

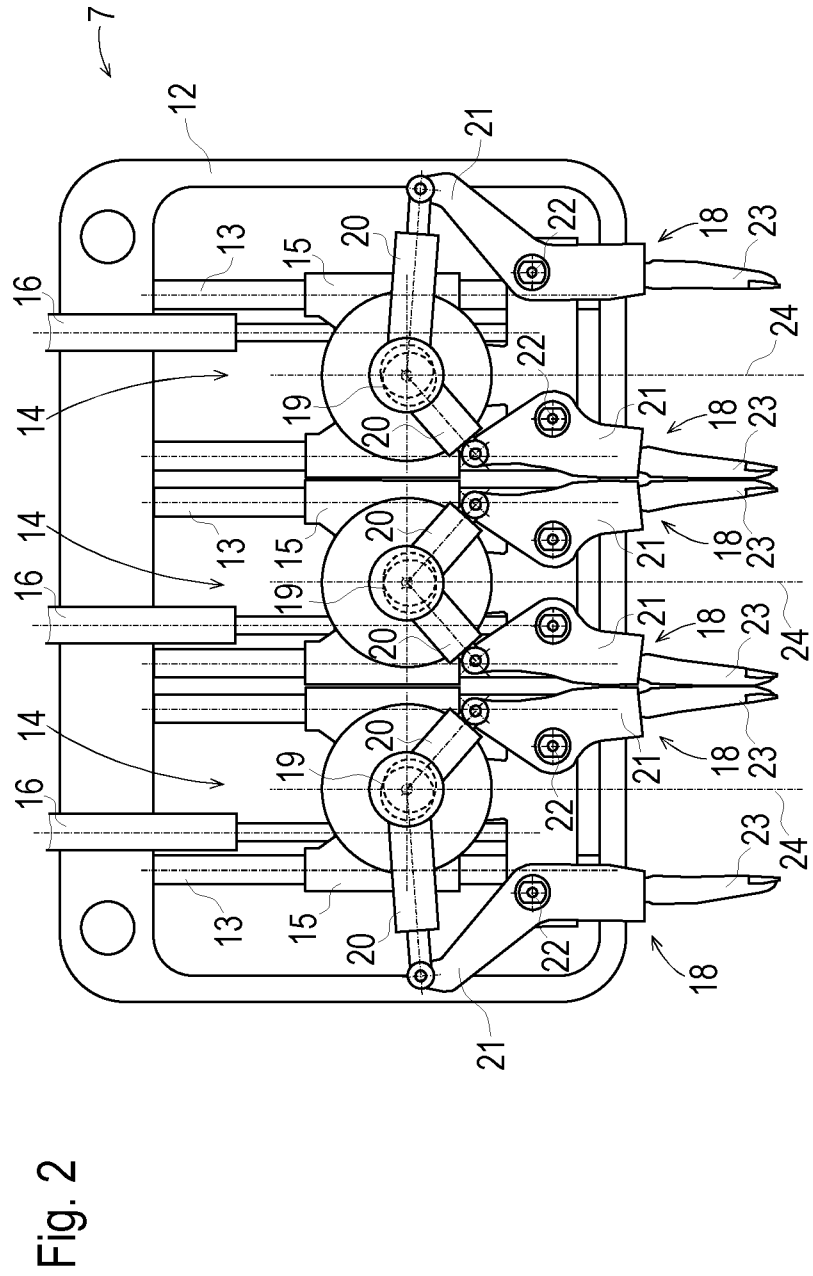
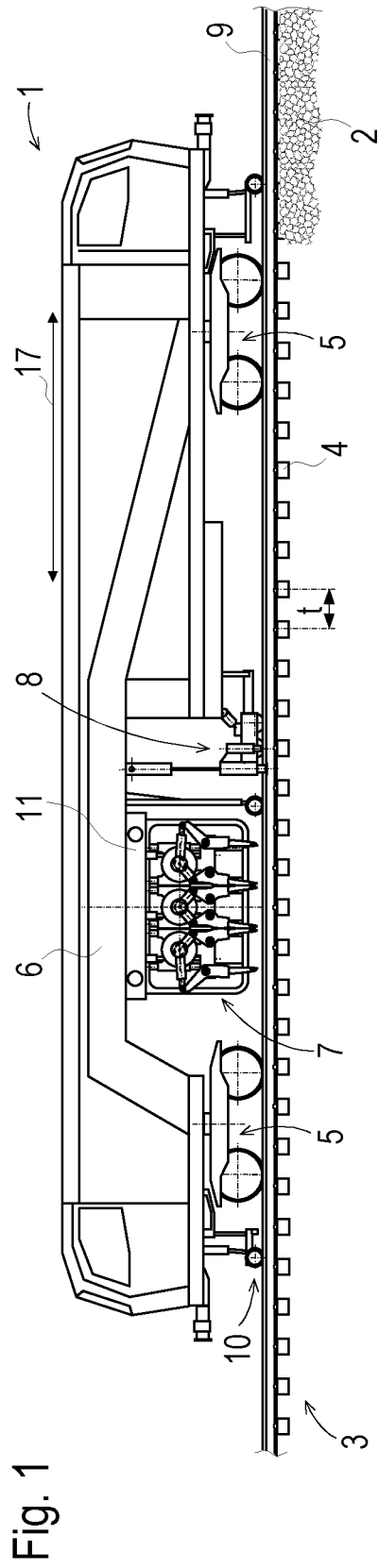


Fig. 3

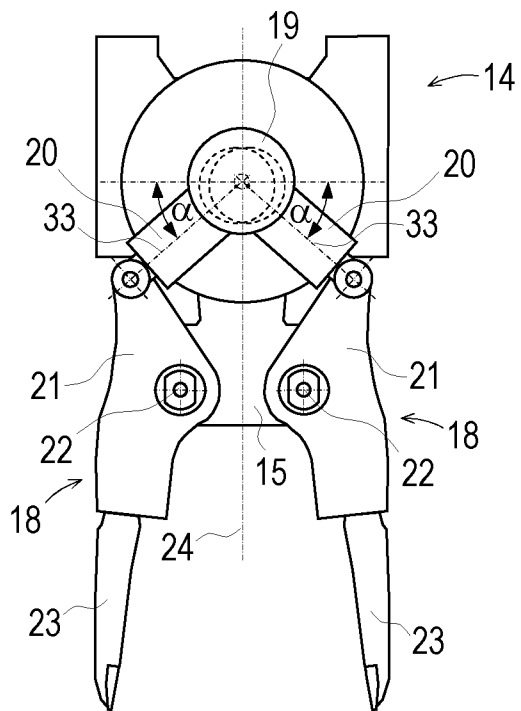


Fig. 4

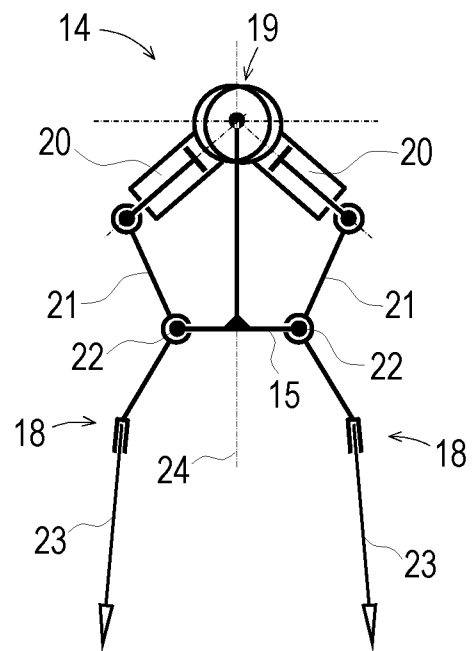


Fig. 5

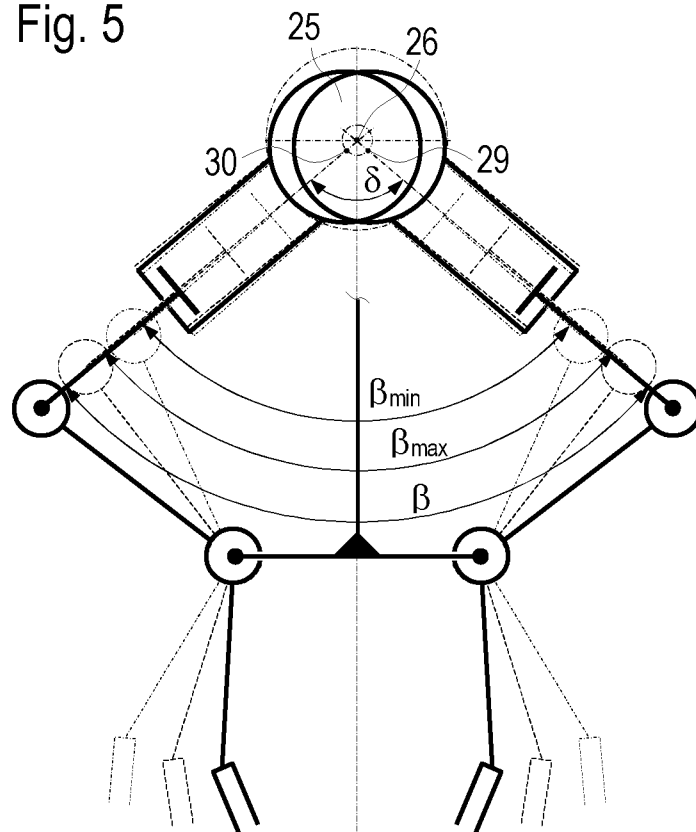


Fig. 7

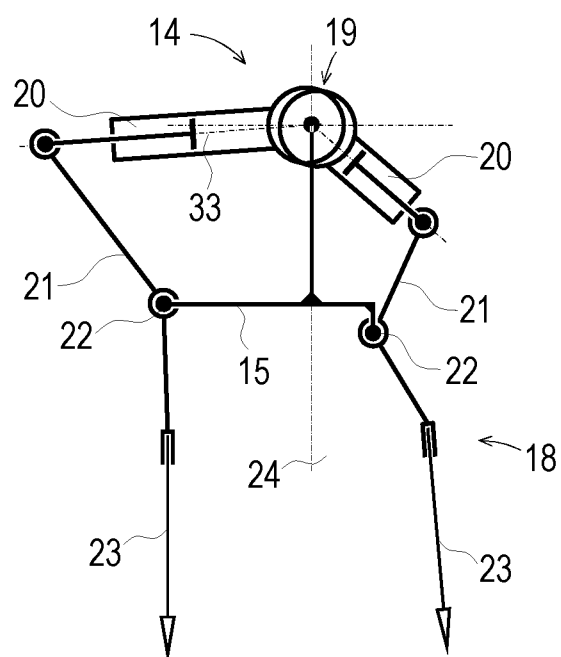


Fig. 8

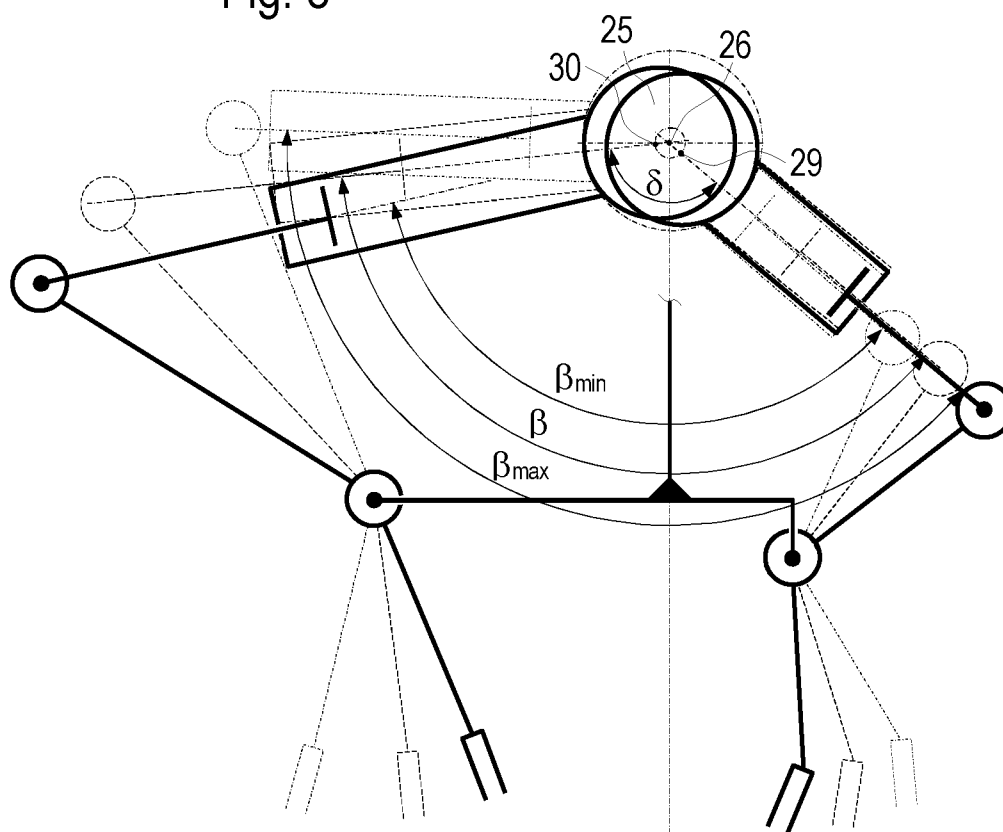


Fig. 9

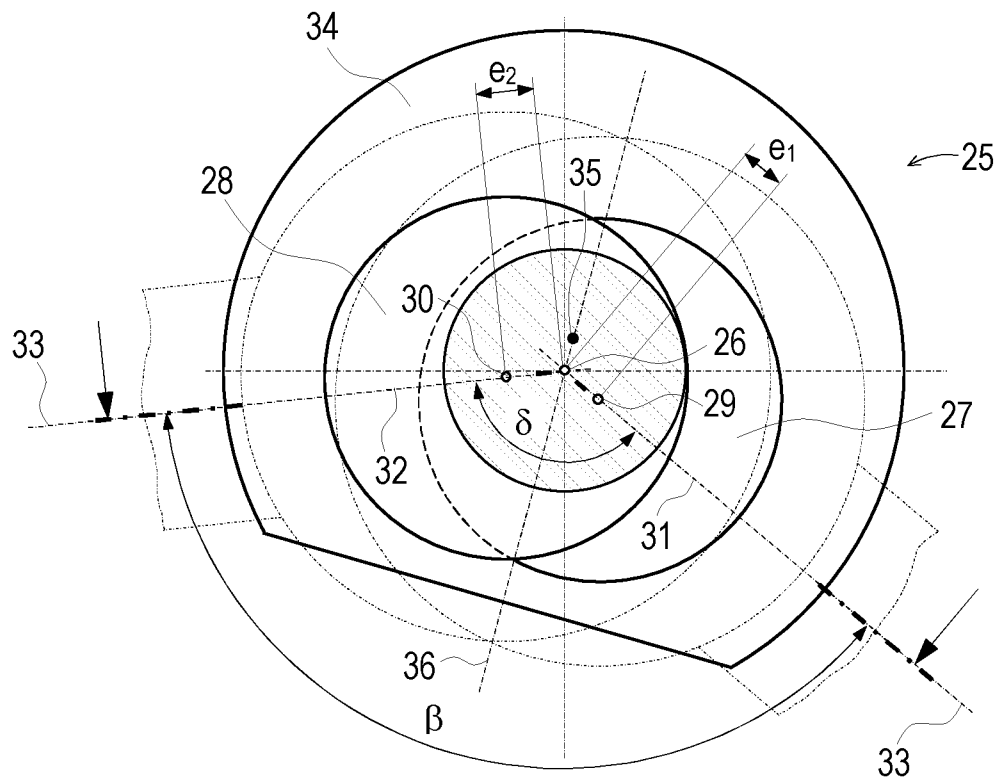


Fig. 10

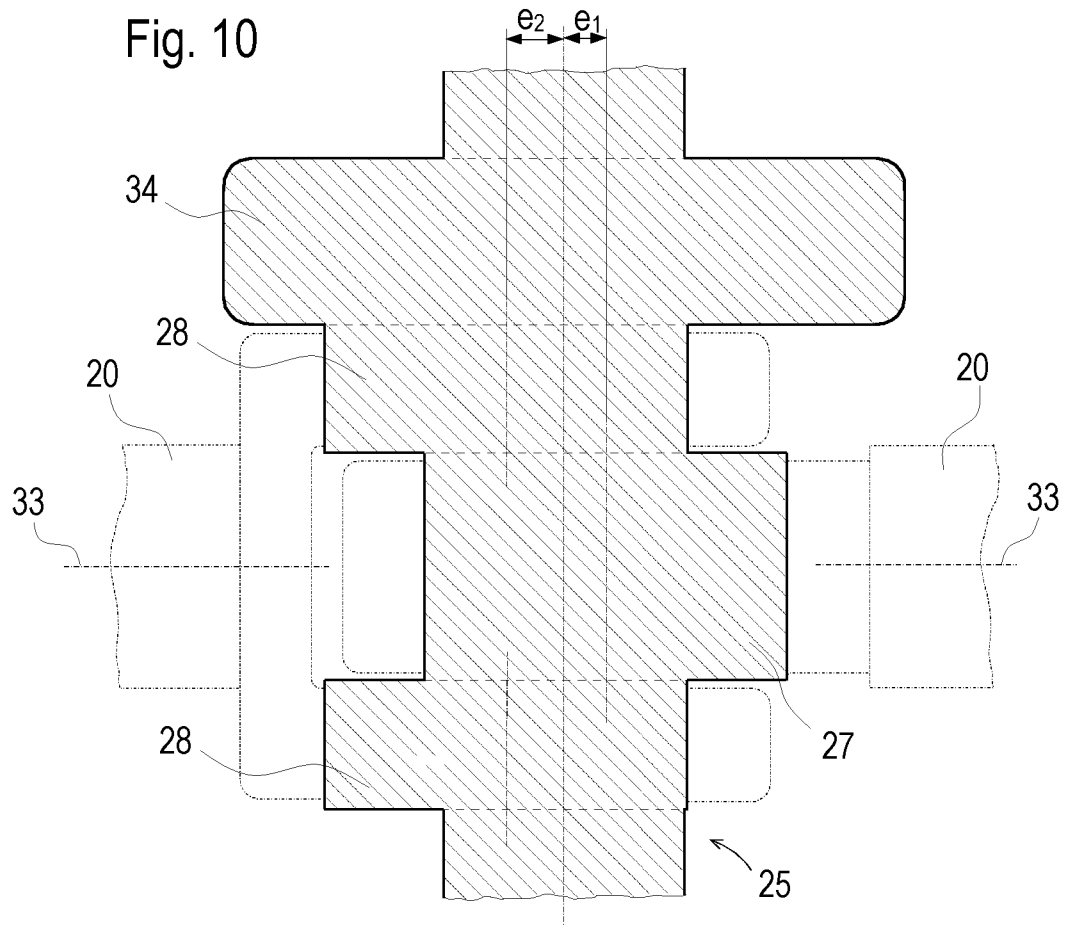


Fig. 11

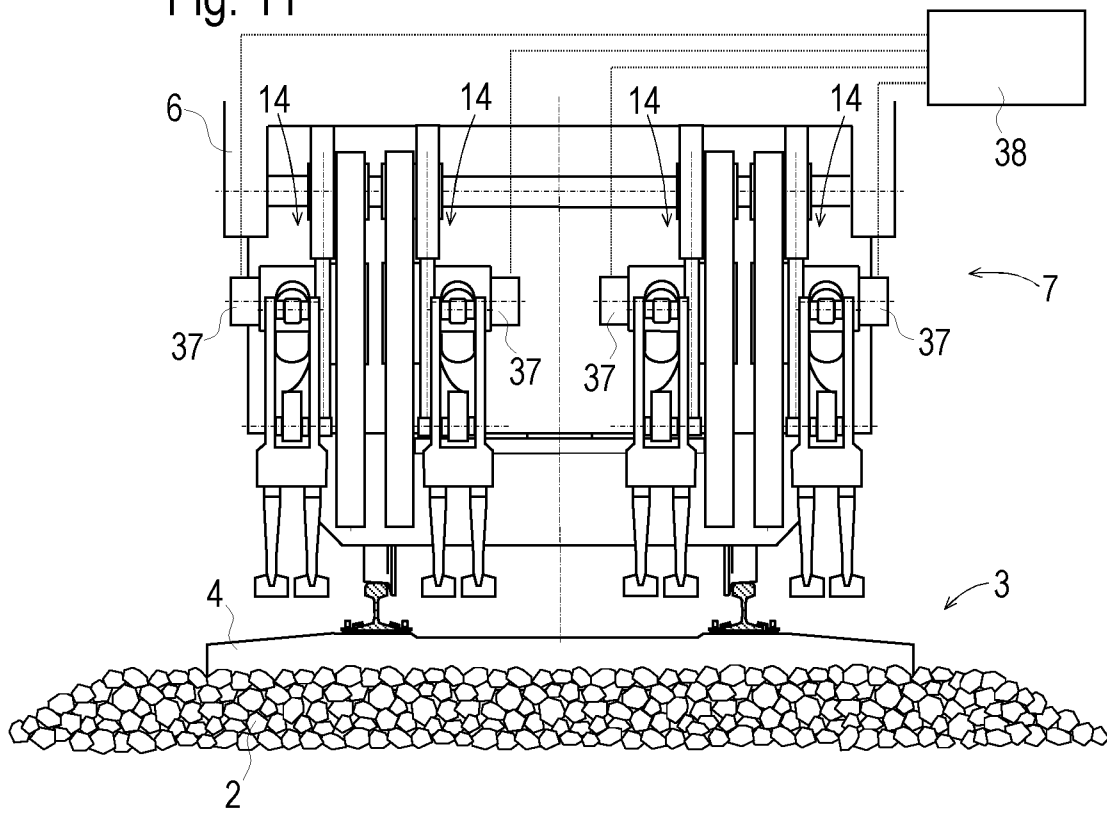
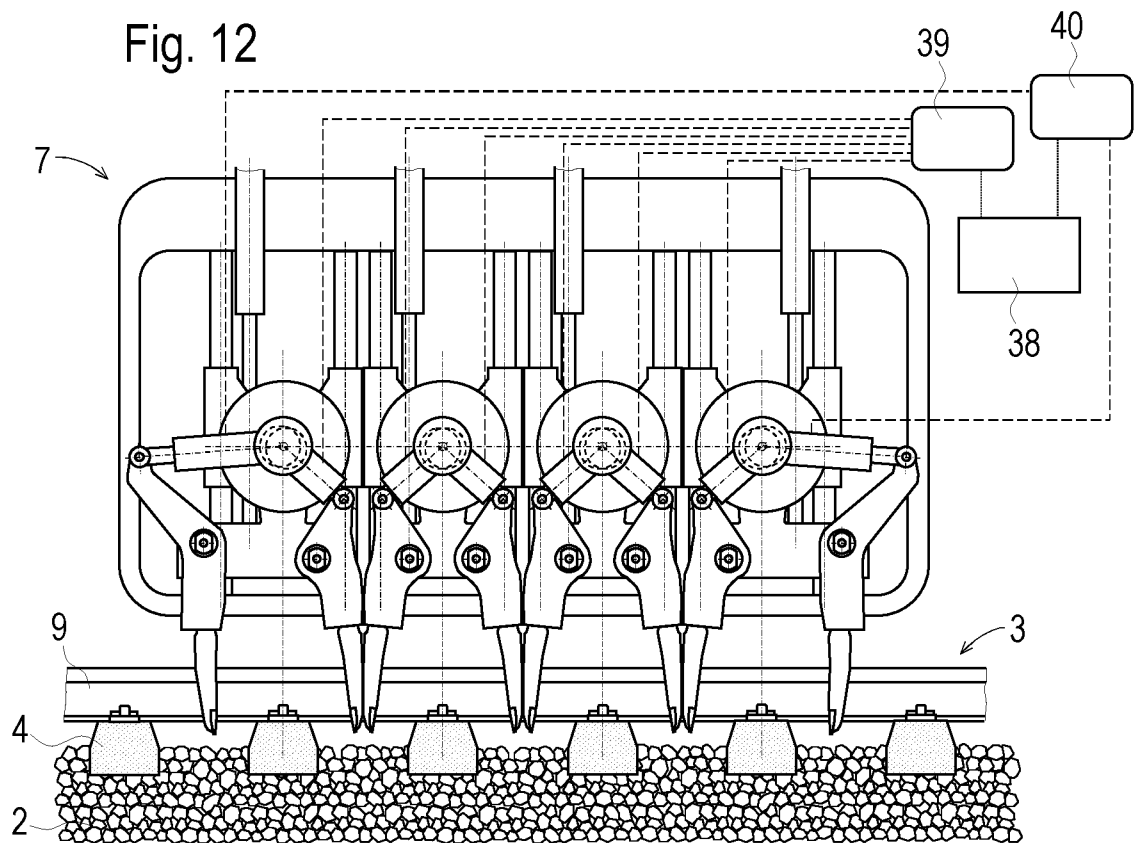


Fig. 12



Patentansprüche

1. Maschine (1) mit einem Stopfaggregat (7) zum gleichzeitigen Unterstopfen von mehreren unmittelbar hintereinander positionierten Schwellen (4) eines Gleises (3) mittels mehrerer in Bezug auf eine Maschinenlängsrichtung (17) hintereinander angeordneter Stopfeinheiten (14), wobei jede Stopfeinheit (14) einen höhenverstellbaren Werkzeugträger (15) umfasst, auf dem gegenüberliegende Stopfwerkzeuge (18) gelagert sind, die über Beistellzylinder (20) mit einem am Werkzeugträger (15) angeordneten Vibrationsantrieb (19) gekoppelt sind, **dadurch gekennzeichnet**, dass der jeweilige Vibrationsantrieb (19) eine Exzenterwelle (25) mit einer ersten Exzenterzscheibe (27) und einer zweiten Exzenterzscheibe (28) umfasst, deren Symmetrieachsen (29, 30) mit einer gemeinsamen Rotationsachse (25) zwei Exzentersebenen (31, 32) aufspannen, die zueinander einen Relativwinkel (δ) einschließen, dass ein erster Beistellzylinder (20) an der ersten Exzenterzscheibe (27) gelagert ist, dass ein gegenüberliegender zweiter Beistellzylinder (20) an der zweiten Exzenterzscheibe (28) gelagert ist und dass Zylinderachsen (33) der gegenüberliegenden Beistellzylinder (20) einen Stellungswinkel (β) einschließen, der dem Relativwinkel (δ) der Exzentersebenen (31, 32) angenähert ist.
2. Maschine (1) nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass jede Stopfeinheit (14) zumindest einen Beistellzylinder (20) umfasst, dessen Zylinderachse (33) schräg nach unten ausgerichtet ist, insbesondere mit einem Neigungswinkel (α) größer 20° gegenüber einer Horizontalen.
3. Maschine (1) nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass die jeweilige Exzenterwelle (25) mit einer Schwungmasse (34) verbunden ist.
4. Maschine (1) nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Exzenterwelle (25) und die Schwungmasse (34) eine Rotationseinheit bilden mit einem Massenschwerpunkt (35), der bezüglich der Rotationsachse (26) gegenüber den Symmetrieachsen (29, 30) der beiden Exzenterzscheiben (27, 28) liegt.

5. Maschine (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Stopfaggregat (7) vordere sowie hintere Stopfeinheiten (14) mit asymmetrisch angeordneten Beistellzylindern (20) und mittlere Stopfeinheiten (14) mit symmetrisch angeordneten Beistellzylindern (20) umfasst.
6. Maschine (1) nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet**, dass die vorderen sowie hinteren Stopfeinheiten (14) jeweils eine Exzenterwelle (25) mit unterschiedlichen Exzentrizitäten (e_1 , e_2) aufweisen.
7. Maschine (1) nach Anspruch 5 oder 6, **dadurch gekennzeichnet**, dass die vorderen sowie hinteren Stopfeinheiten (14) jeweils gegenüberliegende Stopfwerkzeuge (18) aufweisen, die mit vertikal beabstandeten Schwenklagern (22) auf dem zugeordneten Werkzeugträger (15) gelagert sind.
8. Maschine (1) nach einem der Ansprüche 5 bis 7, **dadurch gekennzeichnet**, dass die vorderen sowie hinteren Stopfeinheiten (14) jeweils eine den mittleren Stopfeinheiten (14) zugewandte Hälfte aufweisen, die entsprechend einer Symmetriehälfte der mittleren Stopfeinheiten (14) aufgebaut ist.
9. Maschine (1) nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass die mittleren Stopfeinheiten (14) und die den mittleren Stopfeinheiten (14) zugewandten Hälften der vorderen sowie hinteren Stopfeinheiten (14) jeweils mit einem ersten Beistelldrucksystem (39) verbunden sind und dass die den mittleren Stopfeinheiten (14) abgewandten Hälften der vorderen sowie hinteren Stopfeinheiten (14) jeweils mit einem zweiten Beistelldrucksystem (40) verbunden sind.
10. Maschine (1) nach Anspruch 8 oder 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass eine den mittleren Stopfeinheiten (14) abgewandte Hälfte der jeweiligen vorderen oder hinteren Stopfeinheit (14) einen Bestellzylinder (20) mit größerem Hub umfasst, um Doppelschwellen zu unterstopfen.
11. Maschine (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet**, dass quer zur Maschinenlängsrichtung (17) mehrere

nebeneinander angeordnete Stopfwerkzeuge (18) samt zugeordneter Beistellzylinder (20) eine gemeinsam ansteuerbare Beistellgruppe bilden.

12. Verfahren zum Betreiben einer Maschine (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 11, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Vibrationsantrieb (19) und die Bestellzylinder (20) der jeweiligen Stopfeinheit (14) in der Weise angesteuert werden, dass der Stellungswinkel (β) der Beistellantriebe (20) in einem Bereich um den Relativwinkel (δ) der Exzenterebenen (31, 32) der zugeordneten Exzenterwelle (25) schwankt.

13. Verfahren nach Anspruch 12, **dadurch gekennzeichnet**, dass jede Exzenterwelle (25) mittels eines zugeordneten Vibrationsantriebsmotors (37) angetrieben wird und dass alle Vibrationsantriebsmotoren (37) für einen synchronen Betrieb mittels einer gemeinsamen Steuerungseinrichtung (38) angesteuert werden.

14. Verfahren nach Anspruch 12 oder 13, **dadurch gekennzeichnet**, dass quer zur Maschinenlängsrichtung (17) nebeneinander angeordnete Beistellgruppen mit einem gemeinsamen Steuerungssignal angesteuert werden.

15. Verfahren nach einem der Ansprüche 12 bis 14, **dadurch gekennzeichnet**, dass während eines Beistellvorgangs die mittleren Stopfeinheiten (14) und die den mittleren Stopfeinheiten (14) zugewandten Hälften der vorderen sowie hinteren Stopfeinheiten (14) jeweils mit einem ersten Beistelldruck beaufschlagt werden und dass die den mittleren Stopfeinheiten (14) abgewandten Hälften der vorderen sowie hinteren Stopfeinheiten (14) jeweils mit einem zweiten Beistelldruck beaufschlagt werden.