

(12) **Österreichische Patentanmeldung**

(21) Anmeldenummer: A 50695/2022 (51) Int. Cl.: **F15B 21/00** (2006.01)
(22) Anmeldetag: 09.09.2022 **F04B 39/00** (2006.01)
(43) Veröffentlicht am: 15.03.2024 **F04C 15/00** (2006.01)
F16D 3/66 (2006.01)
F16F 15/121 (2006.01)
F16F 15/134 (2006.01)

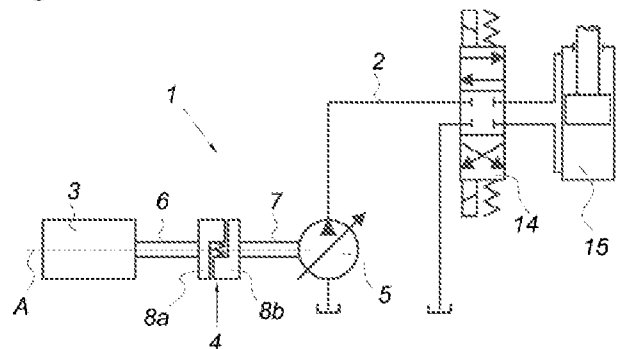
(56) Entgegenhaltungen:
US 2021079977 A1
AT 255847 B
Geislinger, Torsional Vibration Damper,
07.06.2022 [ermittelt am 17.03.2023]. Ermittelt
von
<[https://web.archive.org/web/20220706142936/
https://www.geislinger.com/en/products/product/d
amper](https://web.archive.org/web/20220706142936/https://www.geislinger.com/en/products/product/damper)>
EP 1046820 A2
JP 2003222153 A
US 5219273 A
JP S50149756 U
JP H04116640 U
FR 2866681 A1
EP 2317145 A2
JP 2002303333 A
DE 102013216342 A1

(71) Patentanmelder:
Johannes Kepler Universität Linz
4040 Linz (AT)
(72) Erfinder:
Mikota Gudrun Dipl.-Ing. Dr.techn.
4210 Gallneukirchen (AT)
(74) Vertreter:
Jell Friedrich Dipl.-Ing.
4020 Linz (AT)

(54) **Vorrichtung zur Reduktion von Druckpulsationen in einem Hydrauliksystem**

(57) Es wird eine Vorrichtung (1) zur Reduktion von Druckpulsationen in einem Hydrauliksystem (2) beschrieben. Um diese Reduktion nahe an der Quelle der Volumenstrompulsation zu bewirken, wird vorgeschlagen, dass eine Eigenfrequenz eines, sich aus dem federnden Zwischenglied (9) oder den federnden Zwischengliedern (9) und aus den, auf die jeweilige, insbesondere gemeinsame, Rotationsachse (A) bezogenen Massenträgheitsmomenten von An- oder Abtrieb (3), Verdrängereinheit (5) und drehelastischer Kupplungseinrichtung (4) ergebenden Schwingungssystems und eine Pulsationsfrequenz der Volumenstrompulsation im Wesentlichen gleich sind, und dass die Kupplungshälften (8a, 8b) gegebenenfalls unter Verwendung zumindest eines starren Zwischenglieds (13) ausschließlich über das federnde Zwischenglied (9) oder die federnden Zwischenglieder (9) kraftleitend miteinander verbunden sind.

Fig. 1



Zusammenfassung:

Es wird eine Vorrichtung (1) zur Reduktion von Druckpulsationen in einem Hydrauliksystem (2) beschrieben. Um diese Reduktion nahe an der Quelle der Volumenstrompulsation zu bewirken, wird vorgeschlagen, dass eine Eigenfrequenz eines, sich aus dem federnden Zwischenglied (9) oder den federnden Zwischengliedern (9) und aus den, auf die jeweilige, insbesondere gemeinsame, Rotationsachse (A) bezogenen Massenträgheitsmomenten von An- oder Abtrieb (3), Verdrängereinheit (5) und drehelastischer Kupplungseinrichtung (4) ergebenden Schwingungssystems und eine Pulsationsfrequenz der Volumenstrompulsation im Wesentlichen gleich sind, und dass die Kupplungshälften (8a, 8b) gegebenenfalls unter Verwendung zumindest eines starren Zwischenglieds (13) ausschließlich über das federnde Zwischenglied (9) oder die federnden Zwischenglieder (9) kraftleitend miteinander verbunden sind.

Die Erfindung betrifft eine Vorrichtung zur Reduktion von Druckpulsationen in einem Hydrauliksystem.

Hydraulische Verdrängereinheiten in Form von Zahnrad-, Kolben-, Flügelzellenpumpen oder entsprechenden Motoren erzeugen Volumenstrompulsationen, die in den angeschlossenen Hydrauliksystemen zu Druckpulsationen führen. Diese Druckpulsationen verursachen Schwingungen der umgebenden Strukturen, Lärm und unerwünschte Bewegungen der angeschlossenen Stellglieder. Aus dem Stand der Technik sind Vorrichtungen zur Reduktion von diesen Druckpulsationen in einem Hydrauliksystem bekannt.

Hierzu schlägt die EP1384025B1 vor, einen vom Hydrauliksystem beaufschlagbaren und durch ein Federelement abgestützten Schwingungskörper zu verwenden. Nachteilig bei dieser Konstruktion ist einerseits der benötigte Bauraum, andererseits die räumliche Distanz zur Quelle der Volumenstrompulsation, welche sich beispielsweise in der Druckniere einer Kolbenpumpe befinden kann.

Des Weiteren ist es aus dem Stand der Technik bekannt, im Antriebsstrang einer Verdrängereinheit eine drehelastische Kupplungseinrichtung zu verwenden. Dazu schlägt die EP2317097A2 vor, im Antriebsstrang zwischen einem Antriebsmotor und einer Hydraulikpumpe eine drehelastische Kupplung vorzusehen. Diese Kupplungseinrichtung dient dazu, die Übertragung von Drehschwingungen des Antriebsmotors auf die nachfolgenden Teile des Antriebsstrangs zu verringern. Zusammen mit dem Massenträgheitsmoment des Antriebsmotors bezweckt eine solche Kupplung eine Filterwirkung gegenüber den Anregungsfrequenzen des Antriebsmotors und muss wegen des Resonanzdurchgangs im Hochlauf sowohl federnde als auch dämpfende Elemente enthalten. Nachteilig kann mit solch einer Kupplungseinrichtung keine Harmonische der Druckpulsationen für eine Drehzahl im Antriebsstrang vergleichsweise deutlich unterdrückt werden.

Es ist daher die Aufgabe der Erfindung, eine Vorrichtung zur Reduktion von Druckpulsationen in einem Hydrauliksystem derart zu gestalten, dass damit eine oder mehrere Harmonische der Druckpulsationen bei einer bestimmten Drehzahl im Antriebsstrang effektiv unterdrückt werden können. Zudem soll die Vorrichtung konstruktiv einfach ausgebildet sein.

Die Erfindung löst die gestellte Aufgabe durch die Merkmale des Anspruchs 1.

Indem eine Eigenfrequenz eines, sich aus dem federnden Zwischenglied oder den federnden Zwischengliedern und aus den auf die jeweilige Rotationsachse bezogenen Massenträgheitsmomenten von An- oder Abtrieb, Verdrängereinheit und drehelastischer Kupplungseinrichtung ergebenden Schwingungssystems und eine Pulsationsfrequenz der Volumenstrompulsation im Wesentlichen gleich sind, und indem die Kupplungshälften gegebenenfalls unter Verwendung zumindest eines starren Zwischenglieds ausschließlich über das federnde Zwischenglied oder die federnden Zwischenglieder kraftleitend miteinander verbunden sind, kann sich für eine konstante Drehzahl ohne Berücksichtigung der Flüssigkeitsreibung in der Verdrängereinheit eine eingeschwungene Lösung ergeben, bei der die entsprechende gleiche Harmonische aller Druckpulsationen im Hydrauliksystem unterdrückt wird. Die entsprechende Harmonische der Volumenstrompulsation wird dann durch Drehwinkelausschläge der Verdrängereinheit ausgeglichen, die durch Eigenschwingungen des Schwingungssystems zustande kommen. Zudem bleibt unter Berücksichtigung der Flüssigkeitsreibung die entsprechende Harmonische der Druckpulsationen klein.

Besteht beispielsweise das federnde Zwischenglied aus einer einzigen Feder oder mehreren parallel wirkenden Federn, so hat das Schwingungssystem eine von Null verschiedene Eigenfrequenz, sodass eine Harmonische der Druckpulsationen für eine Betriebsdrehzahl effektiv unterdrückt werden kann. Besteht das federnde Zwischenglied aus n Federn und $n-1$ dazwischenliegenden starren Zwischengliedern, so hat das Schwingungssystem n von Null verschiedene Eigenfrequenzen, sodass n Harmonische der Druckpulsationen für eine Betriebsdrehzahl effektiv unterdrückt werden können.

Vorzugsweise haben An- oder Abtrieb, Verdrängereinheit und drehelastische Kupplungseinrichtung eine gemeinsame Rotationsachse A, was die Konstruktion weiter vereinfachen kann.

Zusätzlich zur Reduktion von Schwingungen und Lärm kann sich durch die Drehwinkelausschläge der Verdrängereinheit auch die Vorkompression in Verdrängerräumen der Verdrängereinheit verbessern. Auf andere Maßnahmen zur Verbesserung der Vorkompression kann so erfindungsgemäß verzichtet werden, was beispielsweise den Wirkungsgrad der Verdrängereinheit erhöhen kann. Zudem ist die erfindungsgemäße Lösung vergleichsweise konstruktiv einfach ausgebildet und vermeidet durch das Vorsehen zwischen An- oder Abtrieb und Verdrängereinheit eine räumliche Distanz zur Quelle der Volumenstrompulsation. Die Volumenstrompulsation wird dadurch nahezu direkt am Ort ihrer Entstehung getilgt.

Vorzugsweise sind die Kupplungshälften über mehrere federnde Zwischenglieder kraftleitend miteinander verbunden, um damit beispielsweise einen symmetrischen Aufbau der drehelastischen Kupplungseinrichtung zu erleichtern. Beispielsweise können hierzu bereits vier oder sechs federnde Zwischenglieder ausreichen.

Beispielsweise sind die Kupplungshälften über parallel wirkende Zwischenglieder kraftleitend miteinander verbunden, was die mechanische Belastbarkeit der Kupplungseinrichtung verbessern kann. Zudem ist damit die Wirkung der Kupplungseinrichtung als Drehfeder erreichbar.

Beträgt die Frequenzabweichung von der Eigenfrequenz zu der Pulsationsfrequenz höchstens 10 Prozent, bevorzugt höchstens 5 Prozent, besonders bevorzugt höchstens 2 Prozent, kann damit beispielsweise die Harmonische aller Druckpulsationen im Hydrauliksystem besonders effektiv unterdrückt werden.

Vorzugsweise ist das federnde Zwischenglied als Schraubenfeder ausgebildet, was die Konstruktion der Vorrichtung weiter vereinfachen kann. Durch eine Schraubenfeder werden hohe Schwingungsausschläge ermöglicht.

Dies insbesondere, wenn die als Druckfeder ausgeführte Schraubenfeder in Umfangsrichtung zur Eingangs- und/oder Ausgangswelle verläuft.

Vorzugsweise ist die Schraubenfeder in Umfangsrichtung von Eingangs- und/oder Ausgangswelle verlaufend angeordnet. Dies ermöglicht einen einfachen Austausch einzelner Federn.

Alternativ zur Schraubenfeder ist vorstellbar, dass das federnde Zwischenglied als Biegebalken ausgebildet ist, was zu einer besonders kompakten Vorrichtung führen kann.

Dies insbesondere, wenn je ein Ende des Biegebalkens mit radialer Ausrichtung zur Eingangs- und/oder Ausgangswelle an einer Kupplungshälfte eingespannt sind.

Symmetrie an der drehelastischen Kupplungseinrichtung kann vergleichsweise konstruktiv einfach erreicht werden, wenn mehrere Biegebalken sternförmig nebeneinander angeordnet sind. Eine solche Kupplungseinrichtung kann wahlweise außerhalb oder innerhalb des Gehäuses der Verdrängereinheit angeordnet werden.

Ist das zumindest eine starre Zwischenglied zwischen mehreren federnden Zwischengliedern angeordnet, ist zu ermöglichen, dass mehrere Harmonische der Druckpulsationen für eine Betriebsdrehzahl effektiv unterdrückt werden.

Vorzugsweise ist das zumindest eine Zwischenglied zwischen mehreren federnden Zwischengliedern angeordnet. Damit können beim Schwingungssystem n von Null verschiedene Eigenfrequenzen erzeugt werden, sodass n Harmonische der Druckpulsationen für eine Betriebsdrehzahl effektiv unterdrückt werden können.

Dies insbesondere, wenn das auf eine Rotationsachse bezogene Massenträgheitsmoment des zumindest einen starren Zwischenglieds im Bereich des 0,1-fachen bis

10-fachen des auf die Rotationsachse bezogenen Massenträgheitsmoments der Verdrängereinheit liegt.

Einfachere Konstruktionsverhältnisse können sich ergeben, wenn vor und nach dem starren Zwischenglied mehrere parallel wirkende federnde Zwischenglieder angeordnet sind. Die federnden Zwischenglieder können beispielsweise Schraubenfedern sein. Insbesondere ist diese Anordnung im Kraftfluss vorgesehen.

In den Figuren ist beispielsweise der Erfindungsgegenstand anhand von drei Ausführungsvarianten näher dargestellt. Es zeigen

- Fig. 1 eine schematische Ansicht auf eine erfindungsgemäße Vorrichtung,
- Fig. 2a eine Detailansicht der Fig. 1 auf eine drehelastische Kupplungseinrichtung nach einem ersten Ausführungsbeispiel,
- Fig. 2b eine Schnittansicht nach B-B der Fig. 2a,
- Fig. 3a eine Detailansicht der Fig. 1 auf eine drehelastische Kupplungseinrichtung nach einem zweiten Ausführungsbeispiel,
- Fig. 3b eine Schnittansicht nach C-C der Fig. 3a und
- Fig. 4 eine Detailansicht der Fig. 1 auf eine drehelastische Kupplungseinrichtung nach einem dritten Ausführungsbeispiel.

Nach Fig. 1 wird beispielsweise eine Vorrichtung 1 zur Reduktion von Druckpulsationen in einem Hydrauliksystem 2 gezeigt. Die Vorrichtung 1 weist einen Antrieb 3, eine drehelastische Kupplungseinrichtung 4 und eine Verdrängereinheit 5 auf, die eine Volumenstrompulsation im Hydrauliksystem 2 erzeugt. Im Hydrauliksystem sind beispielsweise ein Umschaltventil 14 und ein hydraulischer Aktor 15, nämlich ein Hydraulikzylinder, vorgesehen.

Die drehelastische Kupplungseinrichtung 4 weist eine Eingangs- und eine Ausgangswelle 6, 7 und zwischen Eingangs- und Ausgangswelle 6, 7 zwei gegeneinander ver-

drehbare Kupplungshälften 8a, 8b auf. Zudem gehört der drehelastischen Kupplungseinrichtung 4 ein federndes Zwischenglied 9 zu, das die Kupplungshälften 8a, 8b kraftleitend miteinander verbindet.

Wie zudem in der Fig. 1 zu erkennen, sind die Eingangswelle 6 mit dem Antrieb 3 und die Ausgangswelle 7 mit der Verdrängereinheit 5 direkt verbunden.

Erfindungsgemäß ist eine Eigenfrequenz eines Schwingungssystems, das sich aus dem federnden Zwischenglied 9 oder den federnden Zwischengliedern 9 und aus den Massenträgheitsmomenten von Antrieb 3, Verdrängereinheit 5 und drehelastischer Kupplungseinrichtung 4 bezogen auf deren Rotationsachse A ergibt, an eine Pulsationsfrequenz der Volumenstrompulsation angeglichen. Vorzugsweise ist die Rotationsachse A für den Antrieb 3, für die Verdrängereinheit 5 und für die drehelastische Kupplungseinrichtung 4 ident - wie in Fig. 1 dargestellt. Es ist aber auch vorstellbar, dass im Antriebsstrang beispielsweise ein nicht näher dargestelltes Getriebe vorgesehen ist. Die jeweiligen Rotationsachsen können daher auch parallel zueinander (was auch ident sein kann), geneigt zueinander etc. verlaufen.

Hat beispielsweise das Schwingungssystem eine einzige Eigenfrequenz, so wird diese vorzugsweise an die Grundfrequenz der Volumenstrompulsation angeglichen. Hat beispielsweise das Schwingungssystem mehrere Eigenfrequenzen, so werden diese vorzugsweise an die dominierenden Harmonischen der Volumenstrompulsation angeglichen. Zudem werden die auf die Eingangswelle 6 ausgeübten Kräfte im Wesentlichen ungedämpft auf die Ausgangswelle 7 übertragen. Dies, indem die Kupplungshälften 8a, 8b gegebenenfalls unter Verwendung zumindest eines starren Zwischenglieds 13 ausschließlich über das federnde Zwischenglied 9 oder die federnden Zwischenglieder 9 kraftleitend miteinander verbunden sind.

Ohne Berücksichtigung der Flüssigkeitsreibung in der Verdrängereinheit ergibt sich für konstante Drehzahl eine eingeschwungene Lösung, bei der die entsprechenden

Harmonischen der Druckpulsationen an allen Stellen des Hydrauliksystems verschwinden. Die entsprechende Harmonische der Volumenstrompulsation wird dann durch Drehwinkelausschläge der Verdrängereinheit ausgeglichen, die durch Eigenschwingungen des Schwingungssystems zustande kommen.

Unter Berücksichtigung der Flüssigkeitsreibung bleiben die entsprechenden Harmonischen der Druckpulsationen klein.

Wie zudem in den Figuren 2b und 3b zu erkennen, sind die Kupplungshälften 8a, 8b über mehrere federnde Zwischenglieder 9 kraftleitend miteinander verbunden.

Nach den Figuren 2a, 2b ist das federnde Zwischenglied 9 als Schraubenfeder 10a, 10b, 10c, 10d, nämlich als Druckfeder, ausgebildet. Die vier Schraubenfedern 10a, 10b, 10c, 10d verlaufen in Umfangsrichtung zur Eingangs- oder Ausgangswelle 6, 7 - wie in Fig. 2b zu erkennen. Zudem sind die Schraubenfedern 10a, 10b, 10c, 10d symmetrisch in der drehelastischen Kupplungseinrichtung 4 angeordnet und deren Längsrichtungen stehen normal aufeinander.

Nach den Figuren 3a, 3b ist das federnde Zwischenglied 9 als Biegebalken 11a, 11b, 11c, 11d, 11e, 11f ausgebildet. Je ein Ende des Biegebalkens 11a, 11b, 11c, 11d, 11e oder 11f der sechs Biegebalken 11a, 11b, 11c, 11d, 11e, 11f ist unter radialer Ausrichtung zur Eingangs- oder Ausgangswelle 6, 7 an einer Kupplungshälfte 8a, 8b eingespannt - was in Fig. 3b erkannt werden kann. Die Längsrichtungen der Biegebalken laufen auf einen gemeinsamen Schnittpunkt zu, wodurch diese Biegebalken 11a, 11b, 11c, 11d, 11e, 11f sternförmig nebeneinander angeordnet sind.

Nach der Figur 4 ist zwischen mehreren federnden Zwischengliedern 9 ein starres Zwischenglied 13 angeordnet. Das auf die Rotationsachse A bezogene Massenträgheitsmoment des starren Zwischenglieds 13 liegt im Bereich des 0,1-fachen bis 10-fachen des auf die Rotationsachse A bezogenen Massenträgheitsmoments der Verdrängereinheit 5. Vorzugsweise ist die Rotationsachse A für das starre Zwischenglied

13, für den Antrieb 3, für die Verdrängereinheit 5 und für die drehelastische Kuppelungseinrichtung 4 ident.

Die federnden Zwischenglieder 9 vor und nach dem starren Zwischenglied 13 werden von mehreren parallel wirkenden Biegebalken 11a bis 11f bzw. 12a bis 12f - wie dieser Aufbau für die Biegebalken 11a bis 11f in den Fig. 3a und 3b dargestellt ist - ausgebildet.

Damit können beim Schwingungssystem zwei von Null verschiedene Eigenfrequenzen erzeugt werden, sodass zwei Harmonische der Druckpulsationen für eine Betriebsdrehzahl effektiv unterdrückt werden können.

Patentansprüche:

1. Vorrichtung zur Reduktion von Druckpulsationen in einem Hydrauliksystem (2), mit einem An- oder Abtrieb (3), mit einer drehelastischen Kupplungseinrichtung (4), die eine Eingangs- und eine Ausgangswelle (6, 7) und zwischen Eingangs- und Ausgangswelle (6, 7) zwei gegeneinander verdrehbare Kupplungshälften (8a, 8b) aufweist, die über mindestens ein federndes Zwischenglied (9) kraftleitend miteinander verbunden sind, und mit einer Verdrängereinheit (5), die eine Volumenstrompulsation im Hydrauliksystem (2) erzeugt, wobei die Eingangswelle (6) mit dem An- oder Abtrieb (3) und die Ausgangswelle (7) mit der Verdrängereinheit (5) verbunden sind, dadurch gekennzeichnet, dass eine Eigenfrequenz eines, sich aus dem federnden Zwischenglied (9) oder den federnden Zwischengliedern (9) und aus den auf die jeweilige, insbesondere gemeinsame, Rotationsachse (A) bezogenen Massenträgheitsmomenten von An- oder Abtrieb (3), Verdrängereinheit (5) und drehelastischer Kupplungseinrichtung (4) ergebenden Schwingungssystems und eine Pulsationsfrequenz der Volumenstrompulsation im Wesentlichen gleich sind, und dass die Kupplungshälften (8a, 8b) gegebenenfalls unter Verwendung zumindest eines starren Zwischenglieds (13) ausschließlich über das federnde Zwischenglied (9) oder die federnden Zwischenglieder (9) kraftleitend miteinander verbunden sind.
2. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Kupplungshälften (8a, 8b) über mehrere, insbesondere vier oder sechs, federnde Zwischenglieder (9) kraftleitend miteinander verbunden sind.
3. Vorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Kupplungshälften (8a, 8b) über parallel wirkende Zwischenglieder (9) kraftleitend miteinander verbunden sind.
4. Vorrichtung nach Anspruch 1, 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Frequenzabweichung von der Eigenfrequenz zu der Pulsationsfrequenz höchstens 10 Prozent, bevorzugt höchstens 5 Prozent, besonders bevorzugt höchstens 2 Prozent, beträgt.

5. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass das federnde Zwischenglied (9) als Schraubenfeder (10a, 10b, 10c, 10d), insbesondere als Druckfeder, ausgebildet ist.
6. Vorrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Schraubenfeder (10a, 10b, 10c, 10d) in Umfangsrichtung von Eingangs- und/oder Ausgangswelle (6, 7) verlaufend angeordnet ist.
7. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass das federnde Zwischenglied (9) als Biegebalken (11a, 11b, 11c, 11d, 11e, 11f) ausgebildet ist.
8. Vorrichtung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass je ein Ende des Biegebalkens (11a, 11b, 11c, 11d, 11e, 11f) mit radialer Ausrichtung zur Eingangs- und/oder Ausgangswelle (6, 7) an einer Kupplungshälfte (8a, 8b) eingespannt sind.
9. Vorrichtung nach Anspruch 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, dass mehrere Biegebalken (11a, 11b, 11c, 11d, 11e, 11f) sternförmig nebeneinander angeordnet sind.
10. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass das zumindest eine starre Zwischenglied (13) zwischen mehreren federnden Zwischengliedern (9) angeordnet ist.
11. Vorrichtung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass das auf eine Rotationsachse (A) bezogene Massenträgheitsmoment des zumindest einen starren Zwischenglieds (13) im Bereich des 0,1-fachen bis 10-fachen des auf die Rotationsachse (A) bezogenen Massenträgheitsmoments der Verdrängereinheit (5) liegt.
12. Vorrichtung nach Anspruch 10 oder 11, dadurch gekennzeichnet, dass, insbesondere im Kraftfluss, vor und nach dem starren Zwischenglied (13) mehrere

parallel wirkende federnde Zwischenglieder (9), insbesondere Biegebalken (11a bis 11f, 12a bis 12f), angeordnet sind.

Fig. 1

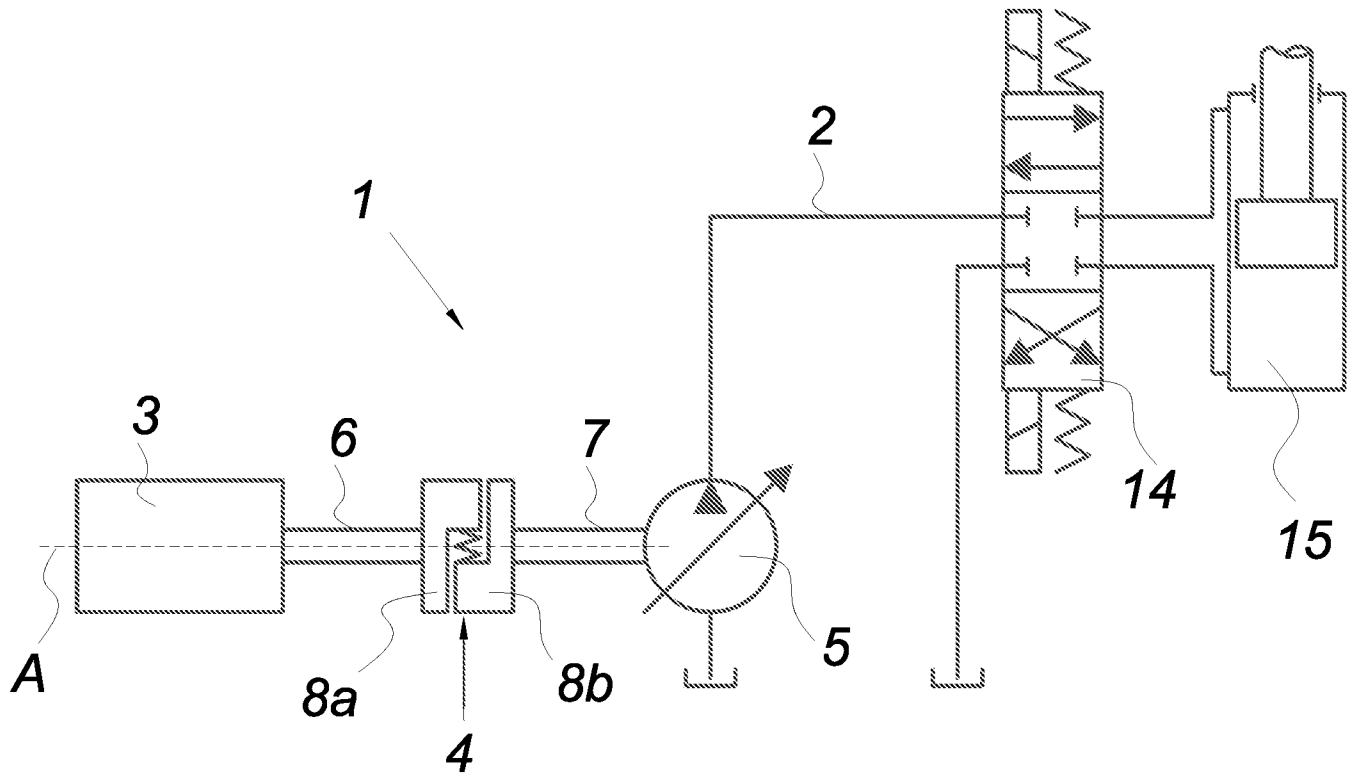


Fig. 2a

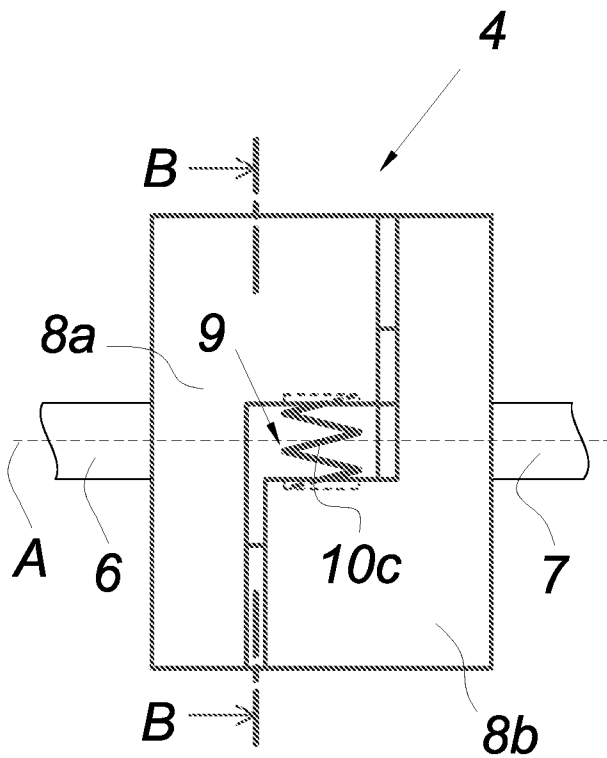


Fig. 2b

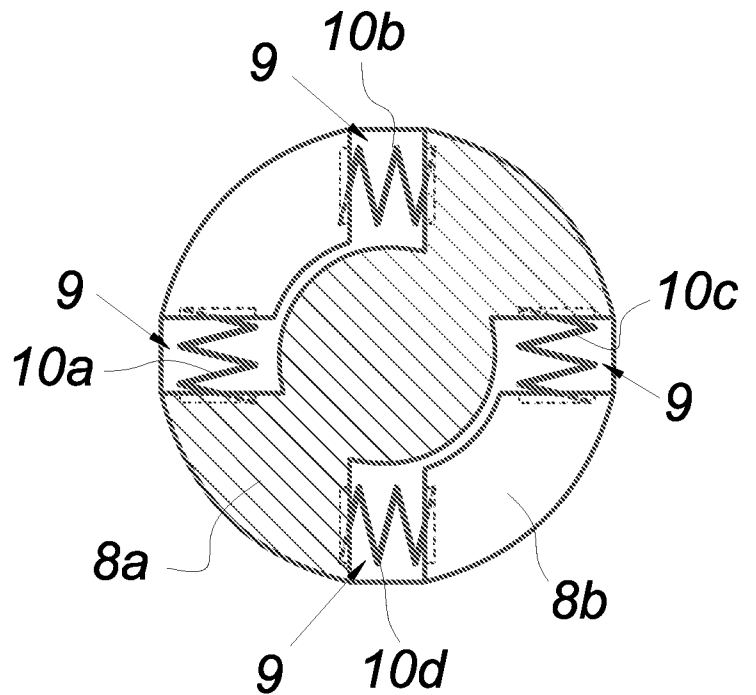
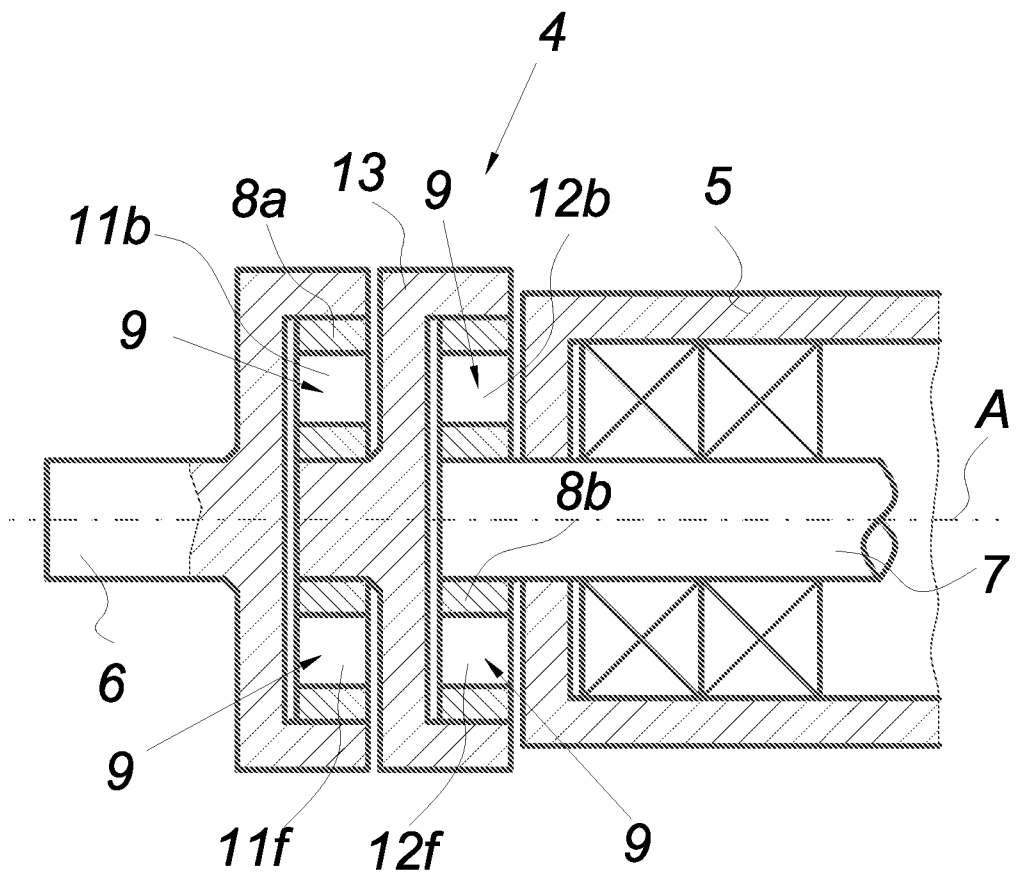


Fig. 4



Klassifikation des Anmeldungsgegenstands gemäß IPC:
F15B 21/00 (2006.01); **F04B 39/00** (2006.01); **F04C 15/00** (2006.01); **F16D 3/66** (2006.01); **F16F 15/121** (2006.01); **F16F 15/134** (2006.01)

Klassifikation des Anmeldungsgegenstands gemäß CPC:
F15B 21/008 (2013.01); **F04B 39/0027** (2013.01); **F04C 15/0049** (2013.01); **F16D 3/66** (2013.01); **F16F 15/121** (2013.01); **F16F 15/134** (2013.01); **F16F 15/13469** (2013.01); **F04B 2205/13** (2013.01)

Recherchierter Prüfstoff (Klassifikation):
 F15B, F04B, F04C, F16D, F16F

Konsultierte Online-Datenbank:
 EPODOC, FULLTEXT

Dieser Recherchenbericht wurde zu den am 09.09.2022 eingereichten Ansprüchen 1-12 erstellt.

| Kategorie ^{*)} | Bezeichnung der Veröffentlichung: Ländercode, Veröffentlichungsnummer, Dokumentart (Anmelder), Veröffentlichungsdatum, Textstelle oder Figur soweit erforderlich | Betreffend Anspruch |
|-------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------|
| A | US 2021079977 A1 (YEUNG ET AL.) 18. März 2021 (18.03.2021) Fig. 1, 2, 9-12, Absätze [0003], [0008], [0014], [0033], [0038]-[0048], [0054]-[0060], Ansprüche 1, 16, 29 | 1-3, 7, 8 |
| A | AT 255847 B (GEISLINGER DR ING LEONARD) 25. Juli 1967 (25.07.1967) Fig. 1-3, Anspruch 1 | 1-3, 7, 8 |
| A | Geislinger, Torsional Vibration Damper, 07.06.2022 [ermittelt am 17.03.2023]. Ermittelt von < https://web.archive.org/web/20220706142936/ https://www.geislinger.com/en/products/product/damper > | 1-3, 7, 8 |
| A | EP 1046820 A2 (FORD MOTOR CO) 25. Oktober 2000 (25.10.2000) Fig. 1-5, Absätze [0002]-[0004], [0006], [0008], [0011], [0014] | 1 |
| A | JP 2003222153 A (TOYOTA IND CORP) 08. August 2003 (08.08.2003) Fig. 1-3, Absätze [0003], [0015] | 1-3 |
| A | US 5219273 A (CHANG) 15. Juni 1993 (15.06.1993) Fig. 1-9, Spalte 1, Zeilen 7-13, Spalte 4, Zeilen 36-55, Spalte 9, Zeile 44 - Spalte 10, Zeile 31 | 1 |
| A | JP S50149756 U (UNBEKANNT) 12. Dezember 1975 (12.12.1975) Fig. 1, 2, detailed description of the invention | 1 |
| A | JP H04116640 U (UNBEKANNT) 19. Oktober 1992 (19.10.1992) Fig. 1, 2, Absatz [0015] | 1 |
| A | FR 2866681 A1 (RENAULT SAS) 26. August 2005 (26.08.2005) Fig. 1, 2, Seite 3, Zeilen 4-20, Seite 4, Zeilen 7-10 | 1-3, 5, 6 |

Datum der Beendigung der Recherche:
 17.03.2023

Seite 1 von 2

Prüfer(in):

EHRENDORFER Kurt

^{*)} Kategorien der angeführten Dokumente:

- X** Veröffentlichung von besonderer Bedeutung: der Anmeldungsgegenstand kann allein aufgrund dieser Druckschrift nicht als neu bzw. auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden.
- Y** Veröffentlichung von Bedeutung: der Anmeldungsgegenstand kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren weiteren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist.

- A** Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert.
- P** Dokument, das von Bedeutung ist (Kategorien X oder Y), jedoch nach dem Prioritätstag der Anmeldung veröffentlicht wurde.
- E** Dokument, das von besonderer Bedeutung ist (Kategorie X), aus dem ein „älteres Recht“ hervorgehen könnte (früheres Anmeldedatum, jedoch nachveröffentlicht, Schutz ist in Österreich möglich, würde Neuheit in Frage stellen).
- &** Veröffentlichung, die Mitglied der selben Patentfamilie ist.

| Kategorie*) | Bezeichnung der Veröffentlichung: Ländercode, Veröffentlichungsnummer, Dokumentart (Anmelder), Veröffentlichungsdatum, Textstelle oder Figur soweit erforderlich | Betreffend Anspruch |
|-------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------|
| A | EP 2317145 A2 (JUNG & CO) 04. Mai 2011 (04.05.2011) Fig. 1, 2, Absätze [0016], [0018], Ansprüche 1, 2 | 1-3 |
| A | JP 2002303333 A (KOYO SEIKO CO) 18. Oktober 2002 (18.10.2002) Fig. 1-5, Absätze [0001] ("water pump"), [0013], [0020], ("coil spring"), [0033], [0045] | 1-3, 5, 6 |
| A | DE 102013216342 A1 (BOSCH GMBH ROBERT) 19. Februar 2015 (19.02.2015) Fig. 1-4, Absätze [0008], [0056], [0057], [0063], Anspruch 1 | 1 |

P a t e n t a n s p r ü c h e:

1. Vorrichtung zur Reduktion von Druckpulsationen in einem Hydrauliksystem (2), mit einem An- oder Abtrieb (3), mit einer drehelastischen Kupplungseinrichtung (4), die eine Eingangs- und eine Ausgangswelle (6, 7) und zwischen Eingangs- und Ausgangswelle (6, 7) zwei gegeneinander verdrehbare Kupplungshälften (8a, 8b) aufweist, die über mindestens ein federndes Zwischenglied (9) kraftleitend miteinander verbunden sind, und mit einer Verdrängereinheit (5), die eine Volumenstrompulsation im Hydrauliksystem (2) erzeugt, wobei die Eingangswelle (6) mit dem An- oder Abtrieb (3) und die Ausgangswelle (7) mit der Verdrängereinheit (5) verbunden sind, wobei die Kupplungshälften (8a, 8b) gegebenenfalls unter Verwendung zumindest eines starren Zwischenglieds (13) ausschließlich über das federnde Zwischenglied (9) oder die federnden Zwischenglieder (9) kraftleitend miteinander verbunden sind, dadurch gekennzeichnet, dass eine Eigenfrequenz eines, sich aus dem federnden Zwischenglied (9) oder den federnden Zwischengliedern (9) und aus den auf die jeweilige, insbesondere gemeinsame, Rotationsachse (A) bezogenen Massenträgheitsmomenten von An- oder Abtrieb (3), Verdrängereinheit (5) und drehelastischer Kupplungseinrichtung (4) ergebenden Schwingungssystems und eine Pulsationsfrequenz der Volumenstrompulsation im Wesentlichen gleich sind.
2. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Kupplungshälften (8a, 8b) über mehrere, insbesondere vier oder sechs, federnde Zwischenglieder (9) kraftleitend miteinander verbunden sind.
3. Vorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Kupplungshälften (8a, 8b) über parallel wirkende Zwischenglieder (9) kraftleitend miteinander verbunden sind.
4. Vorrichtung nach Anspruch 1, 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Frequenzabweichung von der Eigenfrequenz zu der Pulsationsfrequenz höchstens 10 Prozent, bevorzugt höchstens 5 Prozent, besonders bevorzugt höchstens 2 Prozent, beträgt.

5. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass das federnde Zwischenglied (9) als Schraubenfeder (10a, 10b, 10c, 10d), insbesondere als Druckfeder, ausgebildet ist.
6. Vorrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Schraubenfeder (10a, 10b, 10c, 10d) in Umfangsrichtung von Eingangs- und/oder Ausgangswelle (6, 7) verlaufend angeordnet ist.
7. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass das federnde Zwischenglied (9) als Biegebalken (11a, 11b, 11c, 11d, 11e, 11f) ausgebildet ist.
8. Vorrichtung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass je ein Ende des Biegebalkens (11a, 11b, 11c, 11d, 11e, 11f) mit radialer Ausrichtung zur Eingangs- und/oder Ausgangswelle (6, 7) an einer Kupplungshälfte (8a, 8b) eingespannt sind.
9. Vorrichtung nach Anspruch 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, dass mehrere Biegebalken (11a, 11b, 11c, 11d, 11e, 11f) sternförmig nebeneinander angeordnet sind.
10. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass das zumindest eine starre Zwischenglied (13) zwischen mehreren federnden Zwischengliedern (9) angeordnet ist.
11. Vorrichtung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass das auf eine Rotationsachse (A) bezogene Massenträgheitsmoment des zumindest einen starren Zwischenglieds (13) im Bereich des 0,1-fachen bis 10-fachen des auf die Rotationsachse (A) bezogenen Massenträgheitsmoments der Verdrängereinheit (5) liegt.
12. Vorrichtung nach Anspruch 10 oder 11, dadurch gekennzeichnet, dass, insbesondere im Kraftfluss, vor und nach dem starren Zwischenglied (13) mehrere parallel wirkende federnde Zwischenglieder (9), insbesondere Biegebalken (11a bis 11f, 12a bis 12f), angeordnet sind.