

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges
Eigentum

Internationales Büro

(43) Internationales
Veröffentlichungsdatum
24. März 2016 (24.03.2016)



(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2016/041700 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:
F16F 15/123 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2015/068614

(22) Internationales Anmeldedatum:
13. August 2015 (13.08.2015)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2014 218 926.8
19. September 2014 (19.09.2014) DE

(71) Anmelder: ZF FRIEDRICHSHAFEN AG [DE/DE];
Graf-von-Soden-Platz 1, 88046 Friedrichshafen (DE).

(72) Erfinder: HERTEL, Martin; St.-Bruno-Straße 23, 97493
Bergheinfeld (DE). WINTERSTEIN, Michael;
Sennfelder Gasse 6, 97469 Gochsheim (DE). SUDAU,
Joerg; Einsteinstraße 8, 97464 Niederwern (DE).
STÜRMER, Armin; Kolpingstraße 9, 97517 Rannungen
(DE). WEBER, Christian; Hegberg 5, 36157 Ebersburg
(DE). SASSE, Christoph; Hans-Weinzierl-Strasse 13,
97422 Schweinfurt (DE). KRÜGER, Thomas; Forstweise
32, 97532 Üchtelhausen (DE). WACK, Erwin;
Dittelbrunner Weg 10, 97464 Niederwern (DE).

(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL,
AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW,
BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DK, DM,
DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT,
HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR,
KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG,
MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM,
PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC,
SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN,
TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW,
GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST,
SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG,
KZ, RU, TJ, TM), europäisches (AL, AT, BE, BG, CH,
CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE,
IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO,
RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM,
GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Veröffentlicht:

— mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz
3)

(54) Title: TORSIONAL VIBRATION DAMPER AND START-UP ELEMENT

(54) Bezeichnung : DREHSCHWINGUNGSDÄMPFER UND ANFAHRELEMENT

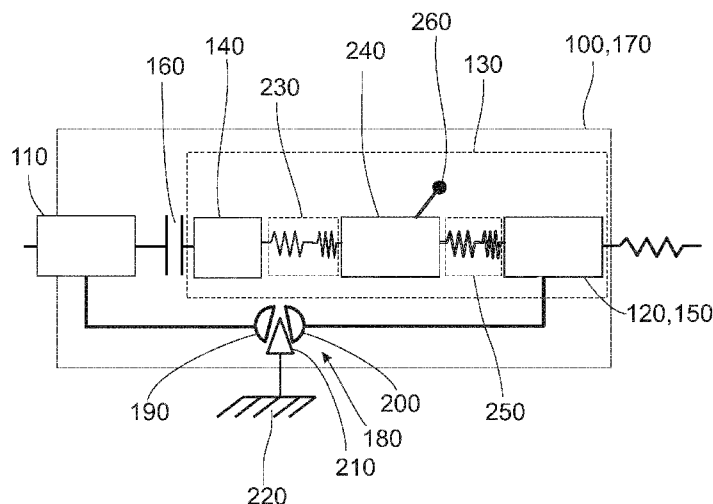


Fig. 1

(57) Abstract: A torsional vibration damper (130) comprises an inlet (140), an outlet (150), and an intermediate mass (240) arranged between the inlet (140) and the outlet (150), and a first plurality of spring elements (230) which are coupled between the inlet (140) and the intermediate mass (240) and form a first stage of the torsional vibration damper (130), and a second plurality of spring elements (250) which are coupled between the intermediate mass (240) and the outlet (150) and form a second stage of the torsional vibration damper (130). The torsional vibration damper further comprises at least one damper mass (260) which is constructed to execute a vibration depending on the rotational movement in order to damp the vibrational portion of the rotational movement, wherein the first stage of the torsional vibration damper (130) has a progressive first characteristic curve (600) with at least one transition point (620), wherein the second stage of the torsional vibration damper (130) has a progressive second characteristic curve (600) with at least one transition point (620), and wherein all transition points (620) of the first characteristic curve of the first stage of the torsional vibration damper and of the second characteristic curve of the second stage of the torsional vibration damper are spaced apart from each other relative to the torque.

(57) Zusammenfassung:

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2016/041700 A1



Ein Drehschwingungsdämpfer (130) umfasst einen Eingang (140), einen Ausgang (150) und eine zwischen dem Eingang (140) und dem Ausgang (150) angeordneten Zwischenmasse (240) sowie eine erste Mehrzahl von Federelementen (230), die zwischen den Eingang (140) und die Zwischenmasse (240) gekoppelt ist und eine erste Stufe des Dreh-schwingungsdämpfers (130) bildet, und eine zweite Mehrzahl von Federelementen (250), die zwischen die Zwischen-masse (240) und den Ausgang (150) gekoppelt ist und eine zweite Stufe des Dreh-schwingungsdämpfers (130) bildet. Er umfasst ferner wenigstens eine Tilgermasse (260), die ausgebildet ist, um in Abhängigkeit der Drehbewegung eine Schwingung auszuführen, um den Schwingungsanteil der Drehbewegung zu dämpfen, wobei die erste Stufe des Drehschwingungsdämpfers (130) eine progressive erste Kennlinie (600) mit wenigstens einer Übergangsstelle (620) aufweist, wobei die zweite Stufe des Drehschwingungsdämpfers (130) eine progressive zweite Kennlinie (600) mit wenigstens einer Übergangsstelle (620) aufweist, und wobei alle Übergangsstellen (620) der ersten Kennlinie der ersten Stufe des Drehschwingungsdämpfers und der zweiten Kennlinie der zweiten Stufe des Drehschwingungsdämpfers bezogen auf das Drehmoment voneinander beabstandet sind.

Drehschwingungsdämpfer und Anfahrelement

Ausführungsbeispiele beziehen sich auf einen Drehschwingungsdämpfer und ein Anfahrelement, wie sie beispielsweise im Rahmen eines Antriebsstrangs eines Kraftfahrzeugs zum Einsatz kommen können, sowie auf einen entsprechenden Antriebsstrang für ein Kraftfahrzeug.

In vielen Bereichen des Maschinen-, Anlagen- und Fahrzeugbaus werden Drehbewegungen zum Übertragen mechanischer Energie eingesetzt. Hierbei kann es aus unterschiedlichen Gründen dazu kommen, dass einer solchen Drehbewegung eine oder mehrere Drehschwingungen überlagert sind. Drehschwingungen können beispielsweise durch den zur Erzeugung der Drehbewegung eingesetzten Motor hervorgerufen werden, sie können jedoch beispielsweise auch durch stoßartige Belastungen oder stoßartige Energieentnahmen hervorgerufen werden. Solche auch als Drehungleichförmigkeiten bezeichneten Drehschwingungen können beispielsweise Komponenten wie Getriebe und Differenziale belasten. Ebenso können sie als unangenehm empfunden werden, wenn sie beispielsweise Geräusche oder Vibrationen hervorrufen.

Um solche Drehschwingungen zu reduzieren oder sogar vollständig zu eliminieren, werden beispielsweise Drehschwingungsdämpfer eingesetzt. Ein Beispiel stellt so ein Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs dar, bei dem die Drehbewegung durch eine Hubkolbenmaschine, also beispielsweise einen Diesel- oder Ottomotor hervorgerufen wird. Dieser ruft häufig konstruktions- und konzeptionsbedingt eine stoßartige Kraft- und Drehmomententfaltung hervor, die zu den beschriebenen Drehschwingungen bereits bei der Erzeugung der Drehbewegung führen kann. Um nun diese Drehschwingungen hinsichtlich ihrer Stärke zumindest zu reduzieren, können so beispielsweise Drehschwingungsdämpfer zum Einsatz gebracht werden.

Aufgrund sich verschärfender ökologischer aber auch ökonomischer Randbedingungen besteht ein Bestreben dahin, Kohlendioxidemissionen (CO₂-Emissionen) zu reduzieren und gleichzeitig Kosten einzusparen. Vonseiten der Motorenhersteller wird dies beispielsweise dadurch versucht, dass die Motoren hinsichtlich ihres Hubraums verkleinert und hinsichtlich ihrer Drehzahlen reduziert werden. Dieses auch als Downsizing und

Downspeeding bezeichnete Konzept kann jedoch dazu führen, dass das durch die Drehungleichförmigkeiten bzw. Drehschwingungen hervorgerufene Problem weiter verschärft wird. So können die Drehschwingungen nicht nur als unangenehm empfunden werden, und so zu Komforteinbußen beitragen, sie können darüber hinaus beispielsweise aufgrund von entstehenden Vibrationen auch zu einer Reduzierung der Lebensdauer führen. Es besteht daher ein Bedarf daran, einen Kompromiss hinsichtlich der Leistungsfähigkeit eines solchen Drehschwingungsdämpfers zur Dämpfung von Drehschwingungen, seiner Herstellung und Implementierung, des benötigten Bauraums und der Zuverlässigkeit des Drehschwingungsdämpfers und des ihn umfassenden Systems zu verbessern.

Die DE 10 2012 221 544 A1 bezieht sich so auf einen Antriebsstrang mit einer Brennkraftmaschine mit einer vorgegebenen Anzahl von Zylindern, bei der in einem ersten Betriebszustand alle Zylinder betrieben werden, während in einem zweiten Betriebszustand ein Teil der Zylinder abgeschaltet wird. Das Drehschwingungsdämpfersystem, das in diesem Dokument beschrieben wird, beinhaltet zumindest ein Fliehkraftpendel.

Die DE 10 2011 084 744 A1 bezieht sich auf ein Antriebssystem für ein Fahrzeug, welches ebenfalls eine Brennkraftmaschine und eine Drehschwingungsdämpferanordnung umfasst. Auch die DE 10 2008 040 164 A1 bezieht sich auf eine hydrodynamische Kupplungseinrichtung, insbesondere einen Drehmomentwandler, während sich die DE 10 2011 017 381 A1 auf ein Zweimassenschwungrad in einem Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs bezieht. Die US 2014/0087889 A1 bezieht sich auf eine Drehmomentübertragungseinheit für ein Kraftfahrzeug in Form eines Drehmomentwandlers. Die DE 10 2005 058 783 A1 bezieht sich so auf einen Torsionsdämpfer mit mehrstufiger Kennlinie für einen Drehmomentwandler. Die Mehrstufigkeit wird hierbei durch eine Kombination aus zweistufigen Federkennlinien und unterschiedlichen Anschlagsmomenten realisiert.

Auch wenn das vorangegangene Beispiel dem Fahrzeugbau, genauer gesagt dem Kraftfahrzeugbau entnommen ist, treten ähnliche Beispiele und Problemstellungen auch in anderen Bereichen des Maschinen-, Anlagen- und Fahrzeugbaus auf. So kommen auch in diesen Bereichen Drehschwingungsdämpfer zum Einsatz.

So besteht ein Bedarf daran, einen Kompromiss hinsichtlich der Dämpfung von Drehschwingungen, der Implementierung und Herstellung von Drehschwingungsdämpfern, ihren benötigten Bauraum und ihrer Zuverlässigkeit zu verbessern.

Diesem Bedarf trägt ein Drehschwingungsdämpfer und ein Anfaehrelement gemäß einem der unabhängigen Patentansprüche Rechnung.

Ein Drehschwingungsdämpfer zum Dämpfen eines Schwingungsanteils einer Drehbewegung, wie er beispielsweise bei einem Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs zum Einsatz kommen kann, umfasst einen Eingang, einen Ausgang und eine zwischen dem Eingang und dem Ausgang angeordnete Zwischenmasse. Er umfasst ferner eine erste Mehrzahl von Federelementen, die zwischen den Eingang und die Zwischenmasse gekoppelt ist und eine erste Stufe des Drehschwingungsdämpfers bildet, sowie eine zweite Mehrzahl von Federelementen, die zwischen die Zwischenmasse und den Ausgang gekoppelt ist und eine zweite Stufe des Drehschwingungsdämpfers bildet. Er umfasst ferner wenigstens eine Tilgermasse, die ausgebildet ist, um in Abhängigkeit der Drehbewegung einer Schwingung auszuführen, um den Schwingungsanteil der Drehbewegung zu dämpfen. Die erste Stufe des Drehschwingungsdämpfers weist hierbei eine progressive erste Kennlinie mit wenigstens einer Übergangsstelle auf. Auch die zweite Stufe des Drehschwingungsdämpfers weist eine progressive zweite Kennlinie mit wenigstens einer Übergangsstelle auf. Alle Übergangsstellen der ersten Kennlinie der ersten Stufe des Drehschwingungsdämpfers und der zweiten Kennlinie der zweiten Stufe des Drehschwingungsdämpfers sind bezogen auf das Drehmoment voneinander beabstandet.

Wie nachfolgend noch ausführlicher erörtert wird, ermöglicht es so die Kombination der ersten Stufe und der zweiten Stufe des Drehschwingungsdämpfers mit einem Tilgerschwingungsdämpfer mit wenigstens einer Tilgermasse, wobei sowohl die erste Stufe wie auch die zweite Stufe des Drehschwingungsdämpfers jeweils progressive Kennlinien aufweisen, eine bessere Dämpfung von Drehschwingungen, ohne Aspekte hinsichtlich der Implementierung und Herstellung des Drehschwingungsdämpfers oder seines Bauraums signifikant negativ zu beeinflussen. Dadurch dass die Übergangsstellen

der progressiven ersten und zweiten Kennlinien der beiden betreffenden Stufen voneinander beabstandet sind, kann so nicht nur eine verbesserte Dämpfung von Drehschwingungen erzielt werden, es kann auch vielmehr eine abrupte Änderung der Kennlinie und damit des Dämpfungsverhaltens und des Ansprechverhaltens des Drehschwingungsdämpfers reduziert werden. Hierdurch kann es möglich sein, abrupte Änderungen zu unterbinden und so gegebenenfalls schlagartige Rückkopplungen aus den Drehschwingungsdämpfern in andere Komponenten zu unterbinden. Die entsprechende Beabstandung der Übergangsstellen kann so auch einer Implementierung mit technisch einfacheren Mitteln zugutekommen, wie nachfolgend noch erörtert werden wird. Durch den Einsatz eines solchen Drehschwingungsdämpfers kann so der zuvor beschriebene Kompromiss hinsichtlich Dämpfung von Drehschwingungen, seiner Implementierung und Herstellung, des von ihm benötigten Bauraums und der Zuverlässigkeit, die nicht zuletzt sich auch durch das Ansprechverhalten des Drehschwingungsdämpfers und damit die Rückkopplung auf andere Komponenten widerspiegelt, verbessert werden. Es kann so gegebenenfalls möglich sein, eine bauraumeffiziente Lösung umzusetzen, die sogar gegebenenfalls ohne zusätzlichen Bauraum auskommt.

Die erste und die zweite Stufe des Drehschwingungsdämpfers sind so über die Zwischenmasse miteinander in Serie geschaltet. Die Kennlinien der ersten bzw. zweiten Stufe des Drehschwingungsdämpfers werden hierbei im Wesentlichen durch die jeweilige Mehrzahl der Federelemente zusammen bestimmt, die auch als erster und zweiter Federsatz bezeichnet werden. Die Federelemente der jeweiligen Mehrzahl von Federelemente können beispielsweise auf gleichen oder vergleichbaren Radien bezogen auf eine Achse oder axiale Richtung angeordnet sein, um die die Drehbewegung ausgeführt wird. Der Eingang, der Ausgang und die Zwischenmasse können so um die gemeinsame Achse drehbar sein.

Die Kennlinien geben hierbei das von der ersten bzw. zweiten Stufe des Drehschwingungsdämpfers bereitgestellte Drehmoment M bei einer statischen Verdrehung um einen bestimmten Verdrehwinkel φ wieder. Der Verdrehwinkel kann hierbei beispielsweise auf einen unbelasteten Gleichgewichts- bzw. Grundzustand bezogen werden, bei dem ein verschwindendes Drehmoment (0 Nm ; $\text{Nm} = \text{Newtonmeter}$ (SI-Einheit des Drehmoments)) von der jeweiligen Stufe des Drehschwingungsdämpfers erzeugt oder

bereitgestellt wird. Bei der ersten Stufe kann sich so der Verdrehwinkel auf den Verdrehwinkel zwischen dem Eingang und der Zwischenmasse und bei der zweiten Stufe auf den Verdrehwinkel zwischen der Zwischenmasse und dem Ausgang des Dreh-schwingungsdämpfers beziehen.

Eine progressive Kennlinie weist einen im mathematischen Sinn monoton wachsenden Verlauf auf. Genauer gesagt weist sogar die Änderung des Drehmoments als Funktion des Verdrehwinkels wenigstens einen monoton wachsenden, gegebenenfalls sogar einen streng monoton wachsenden Verlauf auf. Ein monoton wachsender Verlauf weist hierbei stets eine Steigung auf, die stets größer oder gleich 0 (Null) ist. Ein streng monoton wachsender Verlauf weist entsprechend eine Steigung auf, die stets größer als 0 (Null) ist.

Anders ausgedrückt weist eine progressive Kennlinie bei einem ersten Verdrehwinkel φ_1 eine kleinere Steigung bzw. Änderung des Drehmoments als Funktion des Verdrehwinkels $C_1 = dM/d\varphi (\varphi_1)$ auf als bei einem zweiten Verdrehwinkel φ_2 , bei dem die Steigung bzw. Änderung des Drehmoments $C_2 = dM/d\varphi (\varphi_2)$ beträgt. Der zweite Verdrehwinkel φ_2 ist hierbei größer als der erste Verdrehwinkel φ_1 . Die Kennlinie kann so beispielsweise für alle Verdrehwinkel mit wachsendem Verdrehwinkel eine konstante und/oder zunehmende Steigung aufweisen. Die Kennlinie kann so über einen maximalen Drehwinkelbereich stets progressiv sein. Die Änderung des Drehmoments als Funktion des Verdrehwinkels C wird auch als Steifigkeit der jeweiligen Stufe des Dreh-schwingungsdämpfers bezeichnet.

Die Übergangsstelle tritt bei einem Verdrehwinkel φ_3 auf, der zwischen dem ersten Verdrehwinkel φ_1 und dem zweiten Verdrehwinkel φ_2 liegt, für den also gilt $\varphi_1 < \varphi_3 < \varphi_2$. Die Übergangsstelle weist so den dritten Verdrehwinkel φ_3 auf. An der Übergangsstelle weist die jeweilige Kennlinie eine Änderung des Drehmoments als Funktion des Verdrehwinkels $C_3 = dM/d\varphi (\varphi_3)$ auf, die im Falle einer kontinuierlich progressiven Kennlinie zwischen den Änderungen C_1 und C_2 bei dem ersten Verdrehwinkel φ_1 bzw. bei dem zweiten Verdrehwinkel φ_2 liegt. Weist die progressive Kennlinie hingegen einen Knick auf, so tritt an der Übergangsstelle und somit an dem dritten Verdrehwinkel φ_3 eine sprunghafte Änderung der Steigung der Kennlinie auf. Die Änderung des

Drehmoments als Funktion des Verdrehwinkels ist so im mathematischen Sinne an dieser Stelle unstetig. Die Übergangsstellen sowohl der ersten wie auch der zweiten Kennlinie weisen also bezogen auf das Drehmoment sowohl einen Abstand untereinander wie auch bezogen auf die Übergangsstellen der jeweils anderen Kennlinie auf.

In der vorliegenden Beschreibung wird aufgrund der wenigstens zum Teil während des Betriebs drehenden Ausgestaltung der hier beschriebenen Objekte, Komponenten und Systeme häufig von einem Zylinderkoordinatensystem ausgegangen, dessen Zylinderachse typischerweise mit der axialen Richtung der Drehbewegung und damit der axialen Richtung der betreffenden Objekte, Komponenten und Systeme übereinstimmt und gegebenenfalls sogar mit diesen zusammenfällt. Im Rahmen des Zylinderkoordinatensystems kann so ein jeder Ort bzw. eine jede Richtung oder Linie durch eine axiale Komponente, eine radiale Komponente und eine Komponente in Umfangsrichtung beschrieben werden. Auch wenn in einem kartesischen Koordinatensystem beispielsweise die radiale Richtung und die Umfangsrichtung voneinander abhängen können, wird hier unabhängig von dem betreffenden Winkel entlang der Umfangsrichtung stets von der gleichen radialen Richtung ausgegangen. Entsprechend gilt dies ebenso für die Umfangsrichtung. Auch wenn also in einem entsprechenden Zylinderkoordinatensystem die Einheitsvektoren für die Umfangsrichtung und die radiale Richtung im kartesischen Koordinatensystem nicht konstant sind, wird im Rahmen der vorliegenden Beschreibung stets unter der radialen Richtung diejenige verstanden, die dem entsprechenden radialen Einheitsvektor folgt. Gleiches gilt entsprechend für die Umfangsrichtung.

Optional können bei einem Drehschwingungsdämpfer die Übergangsstellen der ersten Kennlinie und der zweiten Kennlinie bezogen auf das Drehmoment einen Abstand von wenigstens 20 Nm aufweisen. Hierdurch kann es möglich sein, eine zu starke Rückkopplung von Drehschwingung in das System durch die sich abrupt gegebenenfalls ändernde Kennlinie vermieden werden.

Ergänzend oder alternativ können bei einem Drehschwingungsdämpfer bezogen auf das Drehmoment benachbarte Übergangsstellen der ersten Kennlinie und der zweiten Kennlinie wiederum bezogen auf das Drehmoment einen Abstand von höchstens 100 Nm aufweisen. Hierdurch kann es möglich sein, einen Kompromiss hinsichtlich eines

sanften Anstiegs der Kennlinie einerseits und Ausnutzung des zur Verfügung stehenden maximalen Verdrehwinkels andererseits zu verbessern. Als benachbart können in diesem Zusammenhang Übergangsstellen unabhängig davon angesehen werden, zu welcher der Kennlinien sie gehören, wenn zwischen den betreffenden Übergangsstellen keine weitere Übergangsstelle liegt. Da die Übergangsstellen voneinander beabstandet sind, grenzen diese somit bei Betrachtung als ein bestimmter Verdrehwinkel typischerweise nicht aneinander an.

Ergänzend oder alternativ können bei einem Drehschwingungsdämpfer die erste und/oder die zweite Kennlinie wenigstens einen mehrstufig progressiven Abschnitt aufweisen, der die wenigstens eine Übergangsstelle umfasst. Hierdurch kann es möglich sein, mit konstruktiv vergleichsweise einfachen Mitteln eine entsprechende progressive Kennlinie umzusetzen. Hierbei kann also wenigstens ein Abschnitt, jedoch auch die vollständige Kennlinie mehrstufig progressiv ausgestaltet sein. Anders ausgedrückt kann die entsprechende Kennlinie beispielsweise ausschließlich mehrstufig sein. Der mehrstufig progressive Abschnitt weist so einen ersten Teilabschnitt mit einer im Wesentlichen konstanten ersten Steigung und einen zweiten, an der Übergangsstelle an den ersten Teilabschnitt unmittelbar angrenzenden zweiten Teilabschnitt mit einer im Wesentlichen konstanten zweiten Steigung für größere Verdrehwinkel als die des ersten Teilbereichs auf, wobei die erste Steigung größer ist als die zweite Steigung. Die Ausgestaltung als mehrstufige progressive Kennlinie umfasst hierbei die Möglichkeit zwei, jedoch auch mehr als zwei Teilabschnitte mit entsprechenden zu größeren Verdrehwinkeln hin größer werdenden Steigungen zu implementieren. Die Steifigkeiten des zweiten Teilabschnitts können beispielsweise um einen Faktor größer als die Steifigkeit des ersten Teilabschnitts sein, der zwischen einem Minimalwert und einem Maximalwert liegt. Je nach konkreter Implementierung und Anforderungsprofil kann so der Minimalwert des Faktors beispielsweise den Wert 1.6 oder auch den Wert 2 annehmen. Je kleiner der Wert ist, desto sanfter ist hier der entsprechende Anstieg an der Übergangsstelle. Je nach Implementierung und Toleranzklasse kann hier ein zu klein gewählter Wert gegebenenfalls nachteilig auf die Gesamtauslegung des Drehschwingungsdämpfers sein. Minimalwerte hinsichtlich des Faktors von 1.6 und 2 können so gegebenenfalls den zuvor genannten Kompromiss nicht zuletzt hinsichtlich der Herstellung und Implementierung positiv beeinflussen. Andererseits kann es ratsam sein, den

Faktor nicht höher zu wählen als einen Maximalfaktor, der beispielsweise 7 oder auch maximal 5.5 betragen kann. Wird der Faktor zu groß gewählt, kann es zu schlagartigen Rückkopplungen in Komponenten des Systems kommen, zu denen unter anderem auch der Drehschwingungsdämpfer zählt. Durch eine entsprechende Auslegung kann es so möglich sein, die Zuverlässigkeit des Drehschwingungsdämpfers und des Systems, in dem er implementiert ist, zu verbessern.

Optional können bei einem solchen Drehschwingungsdämpfer die erste und/oder die zweite Kennlinie wenigstens einen Abschnitt aufweisen, mit einer wenigstens dreistufig progressiven Kennlinie. Hierdurch kann es möglich sein, mit vergleichsweise konstruktiv einfachen Mitteln die progressive Ausgestaltung der Kennlinie sanfter ansteigen zu lassen und so für kleine Verdrehwinkel eine sanfte Dämpfung zu implementieren, während eine gefahrene Überbelastung bei besonders großen Drehmomenten bzw. besonders Verdrehwinkeln reduziert werden kann.

Ergänzend oder alternativ kann bei einem Drehschwingungsdämpfer die erste und/oder die zweite Mehrzahl von Federelementen wenigstens ein Federelement mit einer wenigstens abschnittsweise mehrstufig progressiven Kennlinie umfassen. Hierdurch kann es mit vergleichsweise einfachen technischen Mitteln möglich sein, die entsprechende Kennlinie der Stufe des Drehschwingungsdämpfers zu realisieren. Die Kennlinie eines Federelements kann hierbei eine Abhängigkeit einer Kraft F oder eines Drehmoments M in Abhängigkeit einer Deformation des Federelements entlang der Umfangsrichtung wiedergeben. Das Drehmoment M kann hierbei unter Berücksichtigung eines Radius r bezogen auf die gemeinsame Drehachse des Drehschwingungsdämpfers bezüglich der Drehbewegung als Produkt des Radius r und der herrschenden Kraft F gewonnen werden ($M = F \cdot r$). Je nach konkreter Ausgestaltung kann die Deformation beispielsweise durch einen Verdrehwinkel, jedoch auch durch eine Längenänderung entlang der Umfangsrichtung erfasst werden. Ein Federelement kann so wenigstens eine Feder, gegebenenfalls jedoch auch eine Mehrzahl von Federn umfassen, wie dies nachfolgend erläutert wird.

So kann optional bei einem Drehschwingungsdämpfer das wenigstens eine Federelement eine äußere Feder und eine innere Feder aufweisen, wobei die innere Feder ei-

nen kleineren Außendurchmesser als einen Innendurchmesser der äußeren Feder aufweist und wenigstens teilweise entlang der Umfangsrichtung innerhalb der äußeren Feder angeordnet sein. Hierdurch kann es möglich sein, mit vergleichsweise einfachen technischen Mitteln die Voraussetzungen für die Implementierung einer wenigstens abschnittsweise progressiven mehrstufigen Kennlinie zu schaffen. Wie vorangegangene Formulierung auch klarmacht, kann hierbei die innere Feder bezogen auf die Umfangsrichtung sowohl länger als auch kürzer als die äußere Feder sein. Sie können jedoch auch entlang der Umfangsrichtung sich über einen identischen Bereich, also beispielsweise über einen identischen Winkelbereich erstrecken.

Optional kann bei einem Drehschwingungsdämpfer die äußere oder die innere Feder ausgebildet sein, um erst nach Überschreiten eines Stufenverdrehwinkels einen Drehmomentanteil zu der Kennlinie der betreffenden Stufe beizutragen. Hierdurch kann es mit konstruktiv einfachen Mitteln möglich sein, die progressive mehrstufige Kennlinie bzw. den entsprechenden Abschnitt technisch umzusetzen. So wird erst wenn der Verdrehwinkel den Stufenverdrehwinkel überschreitet, die betreffende innere oder äußere Feder ihren Drehmomentanteil zu der Kennlinie der betreffenden Stufe beitragen. Dies kann beispielsweise dadurch implementiert werden, dass die betreffende äußere oder innere Feder kürzer als die andere der beiden Federn ausgestaltet ist, wobei der Stufenverdrehwinkel gerade winkelmäßig die unterschiedliche Länge im eingebauten Zustand der äußeren und der inneren Feder darstellt. Hierdurch wird erst nach dem Überschreiten des Stufenverdrehwinkels die betreffende äußere oder innere Feder in Anlage mit dem entsprechenden Antriebs- oder Abtriebsbauteil geraten und erst so die Kraft auf das betreffende Bauteil übertragen und so den vorgenannten Drehmomentanteil bewirken.

Ergänzend oder alternativ kann bei einem Drehschwingungsdämpfer das wenigstens eine Federelement ferner eine mittlere Feder aufweisen, die einen Innendurchmesser aufweist, der größer ist als der Außendurchmesser der inneren Feder und einen Außendurchmesser, der kleiner ist als der Innendurchmesser der äußeren Feder. Hierdurch kann es möglich sein, mit konstruktiv einfachen Mitteln und ohne zusätzlichen Bauraum investieren zu müssen, die Voraussetzungen für ein Federelement mit einer dreistufigen Kennlinie zu schaffen.

So kann optional bei einem solchen Drehschwingungsdämpfer die mittlere Feder derart ausgebildet sein, um erst nach Überschreiten eines weiteren Stufenverdrehwinkels einen Drehmomentanteil zu der Kennlinie der betreffenden Stufe des Drehmomentwandlers beizutragen. Der weitere Stufenverdrehwinkel kann hierbei von dem zuvor genannten Stufenverdrehwinkel verschieden sein. So können bei einem solchen Drehschwingungsdämpfer der Stufenverdrehwinkel und der weitere Stufenverdrehwinkel sich beispielsweise voneinander um wenigstens 20 Nm unterscheiden. So kann es beispielsweise möglich sein, die erste Stufe des Drehschwingungsdämpfers mit konstruktiv einfachen Mitteln und bauraumeffizient wenigstens dreistufig progressiv auszugestalten.

Ergänzend oder alternativ können bei einem Drehschwingungsdämpfer die erste und/oder die zweite Kennlinie wenigstens einen kontinuierlich progressiven Abschnitt aufweisen, der die wenigstens eine Übergangsstelle umfasst. Hierdurch kann es möglich sein, abrupt einsetzende Änderungen des Schwingungsverhaltens bzw. des Dämpfungsverhaltens des Drehschwingungsdämpfers zu reduzieren oder sogar vollständig zu vermeiden und so stoßartige Rückkopplungen aus dem System herauszuhalten, die gegebenenfalls von dem Drehschwingungsdämpfer erzeugt werden können.

Auch kann hier der Abschnitt auch die vollständige Kennlinie umfassen, so dass diese einen stets kontinuierlich progressiven Verlauf aufweist. Der kontinuierlich progressive Abschnitt weist so eine mit steigendem statischem Verdrehwinkel stetig wachsende Steigung des Drehmoments als Funktion des Verdrehwinkels in dem betreffenden Abschnitt auf.

Ergänzend oder alternativ kann bei einem Drehschwingungsdämpfer die erste und/oder die zweite Mehrzahl von Federelementen wenigstens ein Federelement mit einer wenigstens abschnittsweise kontinuierlich progressiven Kennlinie umfassen. Hierdurch kann es mit konstruktiv einfachen Mitteln gegebenenfalls möglich sein, bauraumeffizient eine entsprechende kontinuierlich progressive Kennlinie der betreffenden Stufe des Drehschwingungsdämpfers umzusetzen, der das betreffende wenigstens einem Federelement angehört.

Optional kann so bei einem Drehschwingungsdämpfer das wenigstens eine Federelement eine Feder mit wenigstens einem ersten und einem zweiten Abschnitt umfassen, wobei sich ein Durchmesser eines Drahts der Feder in dem ersten Abschnitt von einem Durchmesser des Drahts der Feder in dem zweiten Abschnitt unterscheidet. Ergänzend oder alternativ kann auch ein Wicklungsabstand des Drahts der Feder sich in dem ersten Abschnitt von einem Wicklungsabstand des Drahts der Feder in dem zweiten Abschnitt unterscheiden. So kann mit vergleichsweise technisch einfachen Mitteln die kontinuierlich progressive Kennlinie eines solchen Federelements umgesetzt werden. Das Federelement kann hierbei eine jedoch auch mehrere parallel geschaltete, beispielsweise ineinander verschachtelt angeordnete Federn umfassen, wie dies zuvor bereits beschrieben wurde. Im Falle eines abweichenden Wicklungsabstandes des Drahts der Feder in dem ersten Abschnitt und dem zweiten Abschnitt der Feder kann so es beispielsweise zu einem auf Blocklegen, also zu einem Aneinanderlegen der einzelnen Windungen des Drahts der Feder bei einer entsprechenden Belastung derselben kommen. Unabhängig hiervon kann jeder der Abschnitte der Feder eine Windung oder auch mehr als eine Windung, jedoch auch gegebenenfalls weniger als eine Windung umfassen. Im letztgenannten Fall ergeben sich dann die jeweiligen Größen, also beispielsweise der Durchmesser bzw. der Wicklungsabstand, durch eine entsprechende Grenzwertbetrachtung. So kann beispielsweise der Wicklungsabstand auf Basis der Steigung bzw. des Winkels, unter dem der Draht gewickelt ist, abgeleitet werden.

Ergänzend oder alternativ kann bei einem Drehschwingungsdämpfer die erste Stufe des Drehschwingungsdämpfers ausgebildet sein, um ein erstes Maximaldrehmoment abzugeben. Auch die zweite Stufe des Drehschwingungsdämpfers kann hier ausgebildet sein, um ein zweites Maximaldrehmoment abzugeben, wobei sich das erste Maximaldrehmoment von dem zweiten Maximaldrehmoment unterscheiden kann. Auch hierdurch kann es gegebenenfalls möglich sein, eine stoßartige Belastung selbst beim Erreichen der Belastungsgrenze des Drehschwingungsdämpfers zu reduzieren.

So können optional bei einem solchen Drehschwingungsdämpfer sich das erste und das zweite maximale Drehmoment um einen Wert zwischen 10 Nm und 20 Nm unterscheiden. Hierdurch kann es möglich sein, die zuvor beschriebene Entzerrung hinsichtlich einer stoßartigen Rückkopplung auch beim Erreichen der Anschläge einerseits zu

vermeiden, ohne jedoch unnötig stark den möglichen und konstruktiv bedingten Verdrehwinkel unausgenutzt zu lassen.

Bei solchen Drehschwingungsdämpfern kann optional das zweite Maximaldrehmoment höher als das erste Maximaldrehmoment sein. Hierdurch kann es gegebenenfalls möglich sein, die erste Stufe noch aktiv zu halten, während bereits die zweite Stufe des Drehschwingungsdämpfers in ihrem Anschlag ist. Komponenten, die so an die Zwischenmasse oder den Ausgang gekoppelt sind, können so gegebenenfalls von der durch den Unterschied der beiden Maximaldrehmomente bewirkten Restdämpferfähigkeit profitieren.

Ergänzend oder alternativ kann bei einem solchen Drehschwingungsdämpfer ein dem ersten Maximaldrehmoment zugeordneter erster Maximalverdrehwinkel der ersten Stufe des Drehschwingungsdämpfers größer sein, als ein dem zweiten Maximaldrehmoment zugeordneter zweiter Maximalverdrehwinkel der zweiten Stufe des Drehschwingungsdämpfers. Hierdurch kann es möglich sein, die zweite Stufe des Drehschwingungsdämpfers insgesamt weicher auszugestalten, da durch die erste Stufe Drehschwingungen wenigstens vorgedämpft wurden. So kann es hierdurch möglich sein, insgesamt die Leistungsfähigkeit eines solchen Drehschwingungsdämpfers und/oder die Zuverlässigkeit zu verbessern und so den vorgenannten Kompromiss positive zu beeinflussen.

Ergänzend oder alternativ kann ein Drehschwingungsdämpfer ferner eine Tilgermassenträgerstruktur umfassen, die ausgebildet ist, um die wenigstens eine Tilgermasse beweglich zu führen, so dass die wenigstens eine Tilgermasse die Schwingung ausführen kann. Die Tilgermassenträgerstruktur kann hierbei entweder mit dem Ausgang des Drehschwingungsdämpfers drehfest verbunden sein oder ein Teil der Zwischenmasse des Drehschwingungsdämpfers sein. Anders ausgedrückt kann die Tilgermassenträgerstruktur mit dem Ausgang oder einem Bauteil zwischen den beiden Stufen des Drehschwingungsdämpfers drehfest verbunden sein. Hierdurch kann es möglich sein, den Tilgerschwingungsdämpfer mit seiner wenigstens einen Tilgermasse wenigstens durch die erste Stufe des Drehschwingungsdämpfers, wenn nicht sogar durch die erste und die zweite Stufe des Drehschwingungsdämpfers vor einer Überlastung zu schützen. Hierdurch kann es möglich sein, nicht zuletzt im Hinblick auf die Funktionsfähigkeit

des Drehschwingungsdämpfers und die Zuverlässigkeit den vorgenannten Kompromiss zu verbessern. Je nach konkreter Ausgestaltung kann es hierbei gegebenenfalls interessant sein, die Tilgermassenträgerstruktur als Teil der Zwischenmasse auszuführen und so die zweite Stufe des Drehschwingungsdämpfers von der Dämpferfähigkeit des die wenigstens eine Tilgermasse umfassenden Tilgerschwingungsdämpfers profitieren zu lassen. Die Tilgermassenträgerstruktur kann hierbei optional als separates Bauteil ausgeführt sein oder auch als Teil eines anderen Bauteils implementiert werden.

Ein Anfaehrelement, was beispielsweise für einen Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs zum Einsatz kommen kann, umfasst einen Eingang und einen Ausgang sowie einen Drehschwingungsdämpfer in einer Ausgestaltung, wie er zuvor beschrieben wurde. Der Drehschwingungsdämpfer ist hierbei mit seinem Eingang und seinem Ausgang zwischen dem Eingang und dem Ausgang des Anfaehrelements gekoppelt.

Das Anfaehrelement kann optional ferner eine reibschlüssige Kupplung umfassen, die ausgebildet ist, um einen Drehmomentfluss über die reibschlüssige Kupplung im Wesentlichen zu unterbrechen oder zu schaffen. Der Drehschwingungsdämpfer kann hierbei entweder zwischen den Eingang des Anfaehrelements und die reibschlüssige Kupplung, zwischen die reibschlüssige Kupplung und den Ausgang des Anfaehrelements oder zwischen die erste und die zweite Stufe des Drehschwingungsdämpfers gekoppelt sein. So kann beispielsweise die reibschlüssige Kupplung als Teil der Zwischenmasse ausgestaltet sein. Die Zwischenmasse kann so gegebenenfalls als zwei geteilt und miteinander über den reibschlüssigen Kontakt in Verbindung bringbar ausgestaltet sein.

Ein reibschlüssiger Kontakt oder eine reibschlüssige Verbindung liegt vor, wenn zwei Objekte miteinander reibschlüssig in Kontakt treten, sodass zwischen diesen eine Kraft im Falle einer Relativbewegung senkrecht zu einer Berührfläche zwischen diesen entsteht, die eine Übertragung einer Kraft, einer Drehbewegung oder eines Drehmoments ermöglicht. Hierbei kann ein Drehzahlunterschied, also beispielsweise ein Schlupf, bestehen. Neben einem solchen reibschlüssigen Kontakt umfasst ein reibschlüssiger Kontakt jedoch auch eine reibschlüssige bzw. kraftschlüssige Verbindung zwischen den betreffenden Objekten, bei denen ein entsprechender Drehzahlunterschied bzw. Schlupf im Wesentlichen nicht auftritt.

Ergänzend oder alternativ kann ein Anfahrerelement ein Drehmomentwandler sein, wobei das Anfahrerelement ein Turbinenrad umfasst, das entweder mit dem Ausgang des Drehschwingungsdämpfers drehfest verbunden oder ein Teil der Zwischenmasse des Drehschwingungsdämpfers ist.

Ein Antriebsstrang für ein Kraftfahrzeug umfasst einen Verbrennungsmotor, ein Getriebe und ein zwischen den Verbrennungsmotor und das Getriebe gekoppeltes Anfahrerelement, wobei der Antriebsstrang ferner einen Drehschwingungsdämpfer umfasst, wie dieser zuvor beschrieben wurde. Der Drehschwingungsdämpfer ist hierbei zwischen den Verbrennungsmotor und einen Ausgang des Getriebes gekoppelt. So kann optional bei einem solchen Antriebsstrang der Drehschwingungsdämpfer auch Teil des Anfahrerelements sein, so dass es sich bei dem Anfahrerelement um ein solches handelt, wie dies zuvor beschrieben wurde.

Ergänzend oder alternativ können die einzelnen Bauteile einteilig und/oder einstückig sein bzw. hergestellt sein. Hierdurch kann es möglich sein, die Herstellung und/oder die Montage einzelner Komponenten zu vereinfachen. Eine einstückig ausgebildete Komponente kann beispielsweise eine solche sein, die genau aus einem zusammenhängenden Materialstück gefertigt ist. Eine einteilig gefertigte, bereitgestellte oder hergestellte Komponente oder Struktur oder auch eine integral mit wenigstens einer weiteren Komponente oder Struktur gefertigte, bereitgestellte oder hergestellte Komponente oder Struktur kann beispielsweise eine solche sein, die ohne eine Zerstörung oder Beschädigung einer der wenigstens zwei beteiligten Komponenten nicht von der wenigstens einen weiteren Komponente getrennt werden kann. Ein einstückiges Bauteil oder eine einstückige Komponente stellt so auch wenigstens ein integral mit einer anderen Struktur des betreffenden Bauteils oder der betreffenden Komponente gefertigtes oder einteiliges Bauteil bzw. gefertigte oder einteilige Komponente dar.

Ergänzend oder alternativ können der Drehschwingungsdämpfer und/oder seine Komponenten rotationsymmetrisch ausgestaltet sein, was beispielsweise zu einer verbesserten Funktionsfähigkeit und/oder zu einer leichteren Herstellbarkeit führen kann. So können beispielsweise das Abdeckblech und/oder das Aufnahmebauteil rotationssym-

metrisch sein. Eine Komponente kann beispielsweise eine n-zählige Rotationssymmetrie aufweisen, wobei n eine natürliche Zahl größer oder gleich 2 ist. Eine n-zählige Rotationssymmetrie liegt dann vor, wenn die betreffende Komponente beispielsweise um eine Rotations- oder Symmetrieachse um $(360^\circ/n)$ drehbar ist und dabei im Wesentlichen formenmäßig in sich selbst übergeht, also bei einer entsprechenden Drehung im Wesentlichen auf sich selbst im mathematischen Sinn abgebildet wird. Im Unterschied hierzu geht bei einer vollständigen rotationssymmetrischen Ausgestaltung einer Komponente bei einer beliebigen Drehung um jeden beliebigen Winkel um die Rotations- oder Symmetrieachse die Komponente formenmäßig im Wesentlichen in sich selbst über, wird also im mathematischen Sinn im Wesentlichen auf sich selbst abgebildet. Sowohl eine n-zählige Rotationssymmetrie wie auch eine vollständige Rotationssymmetrie werden hierbei als Rotationssymmetrie bezeichnet.

Eine mechanische Kopplung zweier Komponenten umfasst sowohl eine unmittelbare, wie auch eine mittelbare Kopplung, also beispielsweise eine Kopplung über eine weitere Struktur, ein weiteres Objekt oder eine weitere Komponente. Eine kraftschlüssige oder reibschlüssige Verbindung kommt durch Haftreibung, eine stoffschlüssige Verbindung durch molekulare oder atomare Wechselwirkungen und Kräfte und eine formschlüssige Verbindung durch eine geometrische Verbindung der betreffenden Verbindungspartner zustande. Die Haftreibung setzt somit im Allgemeinen eine Normalkraftkomponente zwischen den beiden Verbindungspartnern voraus.

Nachfolgend werden unter Bezugnahme auf die beigefügten Figuren unterschiedliche Beispiele beschrieben und erläutert.

Fig. 1 zeigt ein schematisches Blockschaltbild eines Anfahrlements;

Fig. 2 zeigt ein schematisches Blockschaltbild eines Antriebsstrangs;

Fig. 3 zeigt eine Querschnittsdarstellung eines Anfahrlements in Form eines Drehmomentwandlers;

Fig. 4A zeigt eine Teilaufriissdarstellung in Form einer Aufsicht auf einen Drehschwingungsdämpfer des in Fig. 3 gezeigten Anfahrlements;

Fig. 4B illustriert eine Anordnung der Federelemente des in Fig. 4A gezeigten Drehschwingungsdämpfers;

Fig. 5 illustriert ein erstes Beispiel von Kennlinien einer ersten und einer zweiten Stufe eines Drehschwingungsdämpfers;

Fig. 6 illustriert ein erstes Beispiel von Kennlinien einer ersten und einer zweiten Stufe eines Drehschwingungsdämpfers;

Fig. 7 illustriert ein erstes Beispiel von Kennlinien einer ersten und einer zweiten Stufe eines Drehschwingungsdämpfers;

Fig. 8A zeigt eine Fig. 4A vergleichbare eine Teilaufriissdarstellung in Form einer Aufsicht auf einen Drehschwingungsdämpfer;

Fig. 8B zeigt eine Fig. 4B vergleichbare schematische Darstellung der Anordnung der Federelemente des Drehschwingungsdämpfers aus Fig. 8A;

Fig. 9 zeigt eine Teilaufriissdarstellung in Form einer Aufsicht auf einen weiteren Drehschwingungsdämpfer;

Fig. 10 zeigt eine Teilaufriissdarstellung in Form einer Aufsicht auf einen weiteren Drehschwingungsdämpfer; und

Fig. 11 zeigt eine schematisch stark vereinfachte Aufsicht auf einen weiteren Drehschwingungsdämpfer.

Bei der nachfolgenden Beschreibung der beigefügten Darstellungen bezeichnen gleiche Bezugszeichen gleiche oder vergleichbare Komponenten. Ferner werden zusammenfassende Bezugszeichen für Komponenten und Objekte verwendet, die mehrfach in einem Ausführungsbeispiel oder in einer Darstellung auftreten, jedoch hinsichtlich eines oder mehrerer Merkmale gemeinsam beschrieben werden. Komponenten oder Objekte, die mit gleichen oder zusammenfassenden Bezugszeichen beschrieben werden, können hinsichtlich einzelner, mehrerer oder aller Merkmale, beispielsweise ihrer Dimensionierungen, gleich, jedoch gegebenenfalls auch unterschiedlich ausgeführt sein, sofern sich aus der Beschreibung nicht etwas anderes explizit oder implizit ergibt.

In vielen Bereichen des Anlagen-, Maschinen- und Fahrzeugbaus tritt die Herausforderung auf, einen oder mehrere Drehschwingungsanteile aus einer Drehbewegung zu entfernen, zumindest jedoch zu dämpfen. Entsprechende Drehschwingungsanteile einer Drehbewegung können konzeptions- und/oder konstruktionsbedingt bei Antriebsmaschinen auftreten, die nach dem Hubkolbenprinzip arbeiten. Beispiele umfassen Ottomotoren und Dieselmotoren, bei denen es zu stoßartigen Kraftentfaltungen kommt, die zu entsprechenden Drehungleichförmigkeiten und damit entsprechenden Drehschwingungsanteilen führen können.

Um entsprechende Drehschwingungsanteile von nachfolgenden Komponenten möglichst fern zu halten, diese zumindest jedoch zu reduzieren, können beispielsweise Drehschwingungsdämpfer eingesetzt werden, bei denen eine Übertragung des Drehmoments über ein oder mehrere Federelemente erfolgt. Das oder die Federelemente dient hierbei der kurzzeitigen Aufnahme der in den Drehschwingungsanteilen enthaltenen Überschussenergie gegenüber einer mittleren Energie der Drehbewegung, die phasenrichtig aus den Federelementen in die Drehbewegung wieder abgegeben werden kann. Durch den Einsatz eines oder mehrerer entsprechender Federelemente kann so eine kurzzeitig auftretende Überhöhung der Energie bzw. des Drehmoments abgefangen und in die Drehbewegung wieder phasenrichtig eingekoppelt werden.

Bei der Anpassung bzw. Auslegung eines entsprechenden Drehschwingungs-dämpfers an die konkrete Anwendung ist eine Vielzahl zum Teil unterschiedlicher Randbedingungen zu beachten. Neben der eigentlichen Dämpfung von Drehschwingungen bzw.

Drehunförmigkeiten (DU) stehen so nicht zuletzt eine leichte Implementierung bzw. Herstellung eines solchen Drehschwingungsdämpfers, der von ihm benötigte Bauraum und die Zuverlässigkeit des Drehschwingungsdämpfers und des Systems, welches den Drehschwingungsdämpfer umfasst, im Raum. So werden beispielsweise Drehschwingungsdämpfer im Bereich von Drehmomentwandlern mit drehzahladaptiven Tilgern (DAT) in Kombination mit einem Zweidämpferwandler (ZDW), also einem zweireihig bzw. zweistufig ausgeführten Torsionsschwingungsdämpfer eingesetzt. Hierdurch kann eine Schwingungsentkopplung erzielt werden, bei der beispielsweise die durch den Verbrennungsmotor induzierten Drehunförmigkeiten zumindest reduziert werden. Der drehzahladaptive Tilger, der auch als Tilgerschwingungsdämpfer bezeichnet wird, ist bei solchen Systemen häufig entweder auf der Zwischenmasse zwischen den betreffenden Federsätzen oder sekundärseitig, also hinter dem zweiten Federsatz, an dem Ausgang des Drehschwingungsdämpfers angesetzt.

Nicht zuletzt aus ökologischen Gründen bestehen ein Ziel und ein Bestreben der Fahrzeughersteller darin, Kohlendioxidemissionen (CO_2 -Emissionen) einzusparen und gleichzeitig den Aufwand möglichst zu reduzieren, um beispielsweise schon Kosten einzusparen. Diese Ziele werden motorseitig beispielsweise durch eine Reduzierung des Hubraums und eine Verringerung der Geschwindigkeit der Drehzahlen der Verbrennungsmotoren und andere Komponenten des Antriebsstrangs realisiert. Diese Maßnahmen werden auch als Downsizing bzw. Downspeeding bezeichnet.

Dies kann jedoch dazu führen, dass die Drehungleichförmigkeiten bzw. Drehschwingungen in einem solchen Antriebsstrang zunehmen. Zur Aufrechterhaltung des Komforts und zur Aufrechterhaltung der Funktionssicherheit kann es daher ratsam sein, Drehunförmigkeitsentkopplungssysteme, also beispielsweise Drehschwingungsdämpfer zu implementieren, welche eine bessere Dämpfung von Drehschwingungen ermöglichen. Hierbei besteht die Tendenz, trotz der zuvor genannten technischen Maßnahmen um geringerer Restdrehungleichförmigkeiten zu realisieren und so Komfort- und/oder Lebensdauereinbußen zu begegnen.

Der Einsatz eines Drehschwingungsdämpfers, wie er nachfolgend beschrieben wird, kann so die Entkopplungsgute beispielsweise eines Drehmomentwandlers oder auch

eines anderen Anfaehrelements beispielsweise in dem als besonders kritisch angesehenen niedrigen Drehzahlbereich verbessern, so dass auch hier ein Potential zur Absenkung der Anfaehrdrehzahl gegebenenfalls realisiert werden kann.

Fig. 1 zeigt so ein schematisches Blockschaltbild eines Anfaehrelements 100, das einen Eingang 110 und einen Ausgang 120 umfasst. Das Anfaehrelement 100 umfasst ferner einen Drehschwingungsdämpfer 130, welcher wiederum einen Eingang 140 und einen Ausgang 150 aufweist, bei dem es sich bei dem hier gezeigten Anfaehrelement 100 ebenso um den Ausgang 120 des Anfaehrelements 100 handelt. Der Eingang 140 des Drehschwingungsdämpfers 130 ist hierbei als ein zweiter Teil einer Primärmasse des Anfaehrelements 100 ausgestaltet, während der Eingang 110 des Anfaehrelements einen weiteren Teil der Primärmasse darstellt, der in Fig. 1 auch als „Teil 1“ der Primärmasse bezeichnet ist. Das Anfaehrelement 100 umfasst ferner eine reibschlüssige Kupplung 160, die zwischen den Eingang 110 des Anfaehrelements 100 und den Eingang 140 des Drehschwingungsdämpfers 130 gekoppelt ist. Je nach konstruktiver Ausgestaltung kann die Kupplung 160 im Wesentlichen zum Unterbrechen eines Drehmomentflusses über die Kupplung 160 oder auch zum Schaffen eines entsprechenden Drehmomentflusses dienen. Handelt es sich beispielsweise um eine reibschlüssige Kupplung 160, die im unbelasteten Zustand geschlossen ist (normally closed) kann durch ein entsprechendes Ansteuern der Kupplung der Drehmomentfluss über die Kupplung 160 unterbrochen werden. Handelt es sich hingegen bei der Kupplung 160 um eine solche, die in ihrem Ausgangszustand typischerweise offen ist, so dass in diesem Zustand eine Drehmomentübertragung über die Kupplung 160 hinweg nicht möglich ist (normally open), so kann durch ein entsprechendes Ansteuern der Kupplung 160 der Drehmomentfluss über die Kupplung 160 hinweg geschaffen werden. Eine entsprechende Kupplung 160 kann hierbei beispielsweise auf Basis eines reibschlüssigen Kontaktes zwischen entsprechenden Reibflächen aufbauen.

Bei dem Anfaehrelement 100, wie es in Fig. 1 gezeigt ist, handelt es sich genauer gesagt um einen Drehmomentwandler 170, der neben der Kupplung 160 einen zweiten Drehmomentübertragungsweg über eine Pumpen/Turbinen-Anordnung 180 ermöglicht. Die Pumpen/Turbinen-Anordnung 180 umfasst so ein Pumpenrad 190, welches drehfest mit dem Eingang 110 des Anfaehrelements gekoppelt ist und während des Betriebs einen

hydrodynamischen Fluss aufbaut, der mit einem Turbinenrad 200 der Pumpen/Turbinen-Anordnung 180 in Wechselwirkung treten kann. Hierdurch kann von dem Pumpenrad 190 auf das Turbinenrad 200 ein Drehmoment übertragen werden, wobei bei dem hier gezeigten Beispiel eines Anfahrelements 100 das Turbinenrad 200 mit dem Ausgang 120 bzw. dem Ausgang 150 des Anfahrelements 100 und des Drehschwingungsdämpfers 130 drehfest gekoppelt ist.

Die Pumpen/Turbinen-Anordnung 180 umfasst ferner ein Leitrad 210, welches über einen in Fig. 1 nicht gezeigten Freilauf mit einer Abstützung 220, beispielsweise in Form des Ausgangs 120 des Anfahrelements 100 und/oder des Ausgangs 150 des Drehschwingungsdämpfers 130 gekoppelt ist. Das Leitrad 210 kann so zu einer Drehmomentüberhöhung herangezogen werden und sich hierbei an der Abstützung 220 über den erwähnten Freilauf abstützen.

Die Kupplung 160 wird, da es sich bei dem Anfahrelement 100 um einen Drehmomentwandler 170 handelt, auch als Überbrückungskupplung für die Pumpen/Turbinen-Anordnung 180 bezeichnet.

Der Drehschwingungsdämpfer 130 weist eine erste Mehrzahl von Federelementen 230 auf, die in Fig. 1 auch als C1 bezeichnet sind und zwischen dem Eingang 140 und einer Zwischenmasse 240 des Drehschwingungsdämpfers angeordnet sind und mit diesen gekoppelt sind. Die erste Mehrzahl von Federelementen 230, die auch als erster oder äußerer Federsatz bezeichnet werden, bildet hierbei eine erste Stufe des Drehschwingungsdämpfers 130. Entsprechend weist der Drehschwingungsdämpfer 130 eine zweite Mehrzahl von Federelementen 250 auf, die zwischen der Zwischenmasse 240 und dem Ausgang 150 des Drehschwingungsdämpfers 130, der auch als Sekundärmasse bezeichnet wird, angeordnet sind. Die Federelemente der zweiten Mehrzahl 250 sind hierbei entsprechend zwischen der Zwischenmasse 240 und dem Ausgang 150 des Drehschwingungsdämpfers 130 gekoppelt und bilden hierbei eine zweite Stufe des Drehschwingungsdämpfers 130.

Sowohl die erste Mehrzahl von Federelementen 230 wie auch die zweite Mehrzahl von Federelementen 250 ist hierbei schematisch als Hintereinanderschaltung zweier Federn

dargestellt, um zu illustrieren, dass sowohl die erste Stufe wie auch die zweite Stufe des Drehschwingungsdämpfers 130 jeweils eine progressive Kennlinie mit wenigstens einer Übergangsstelle aufweisen. Auch wenn in einer realen Implementierung anstelle einer seriellen Schaltung häufig ergänzend oder auch alternativ Parallelschaltungen von Federn verwendet werden, können entsprechende progressive Kennlinien durchaus auch mithilfe von Serienschaltungen von Federn realisiert werden. Die erste Stufe des Drehschwingungsdämpfers 130, also die erste Mehrzahl von Federelementen 230 ist hierbei in Fig. 1 auch durch C1, die zweite Stufe bzw. die zweite Mehrzahl von Federelementen 250 durch C2 gekennzeichnet. C bezeichnet hierbei die Steifigkeit der betreffenden Stufe des Drehschwingungsdämpfers 130, also eine Steigung bzw. eine Änderung oder Ableitung der Kennlinie als Funktion des Verdrehwinkels φ . Die Kennlinien geben hierbei beispielsweise das von der jeweiligen Stufe bereitgestellte Drehmoment M bei einer statischen Verdrehung um einen bestimmten Verdrehwinkel φ wieder, wobei sich der Verdrehwinkel jeweils auf einen unbelasteten Gleichgewichts- bzw. Grundzustand des Drehschwingungsdämpfers 130 bezieht, bei dem ein verschwindendes Drehmoment (0 Nm) von der jeweiligen Stufe des Drehschwingungsdämpfers bereitgestellt wird. Die Steifigkeit C ist so im mathematischen Sinne die Ableitung der Kennlinie nach dem Verdrehwinkel ($C = dM/d\varphi$).

Der Drehschwingungsdämpfer 130 weist ferner wenigstens eine Tilgermasse 260 auf, die bei dem hier gezeigten Anfahrerelement mit der Zwischenmasse 240 gekoppelt ist und als DAT (drehzahladaptiver Tilger) bezeichnet ist. Bei anderen Beispielen eines Anfahrerelements 100 bzw. eines Drehschwingungsdämpfers 130 kann die wenigstens eine Tilgermasse 260 auch beispielsweise mit dem Ausgang 150, also der Sekundärmasse des Drehschwingungsdämpfers 130 gekoppelt sein. Wie im späteren Verlauf noch gezeigt werden wird, kann so die wenigstens eine Tilgermasse 260 durch eine Tilgermassenträgerstruktur derart beweglich geführt werden, so dass die wenigstens eine Tilgermasse 260 in der Lage ist, um in Abhängigkeit der Drehbewegung eine entsprechende Schwingung auszuführen um so einen Schwingungsanteil der Drehbewegung zu dämpfen. Je nach konkreter Ausgestaltung kann so die Tilgermassenträgerstruktur beispielsweise Teil der Zwischenmasse 240 sein, sie kann jedoch auch drehfest mit dem Ausgang 150 verbunden sein und so einen Teil der Sekundärmasse

bilden. Die Tilgermassenträgerstruktur kann hierbei als separates Bauteil, jedoch auch als Teil eines anderen Bauteils ausgeführt sein.

Der Eingang 110 des Anfahrlements 100 kann beispielsweise mit einem Verbrennungsmotor gekoppelt werden, während der Ausgang 150 beispielsweise mit einer Getriebeeingangswelle eines in Fig. 1 nicht gezeigten Getriebes drehfest verbunden werden kann. Hierdurch kann es möglich sein, den Verbrennungsmotor auch bei einem Stillstand des Kraftfahrzeugs weiterlaufen zu lassen, bei dem die Getriebeeingangswelle typischerweise ebenfalls steht. In einem solchen Fall kann der Drehmomentfluss über die Kupplung 160 durch ein entsprechendes Öffnen derselben unterbrochen werden, während aufgrund der fehlenden starren bzw. drehfesten Verbindung zwischen dem Pumpenrad 190 und dem Turbinenrad 200 ein Stehen der Getriebeeingangswelle auch bei einem Drehen des Eingangs 110 des Anfahrlements 100 möglich ist.

Die erste Kennlinie der ersten Stufe des Drehschwingungsdämpfers 130 weist aufgrund ihrer progressiven Ausgestaltung wenigstens eine Übergangsstelle auf. Entsprechend weist auch die zweite Kennlinie der zweiten Stufe des Drehschwingungsdämpfers 130 wenigstens eine entsprechende Übergangsstelle aufgrund ihrer progressiven Ausgestaltung auf. Die Übergangsstellen der ersten Kennlinie und der zweiten Kennlinie sind hierbei bezogen auf das Drehmoment voneinander beabstandet. Je nach konkreter Ausgestaltung kann hierbei der Drehschwingungsdämpfer 130 beispielsweise so ausgelegt sein, dass die Übergangsstellen bezogen auf das Drehmoment einen Abstand von wenigstens 20 Nm aufweisen. Benachbarte Übergangsstellen der ersten und der zweiten Kennlinie können hierbei sowohl untereinander als auch zwischen verschiedenen Kennlinien beispielsweise einen Abstand von höchstens 100 Nm aufweisen. Durch eine entsprechende Ausgestaltung kann es nun gerade möglich sein, eine Gesamtkennlinie der beiden Stufen des Drehschwingungsdämpfers im Zusammenspiel mit dem Tilgerschwingungsdämpfer und seiner wenigstens einen Tilgermasse 260 zu realisieren, so dass die Entkopplungsgute der Drehungleichförmigkeiten bzw. Drehschwingungen soweit verbessert werden kann, dass auch bei niedrigeren Drehzahlen gegebenenfalls bereits ein Anfahren möglich ist.

Fig. 1 illustriert so ein Dynamikschema eines entsprechenden Dämpfer-Tilgersystems, das beispielsweise zwischen einem Verbrennungsmotor und einem Getriebe geschaltet werden kann. Um dies näher zu illustrieren, zeigt Fig. 2 ein schematisches Blockschaltbild eines Antriebsstrangs 270, der einen Verbrennungsmotor 280 sowie ein Getriebe 290 umfasst. Zwischen den Verbrennungsmotor und das Getriebe 290 kann so beispielsweise ein Anfaehrelement 100 gekoppelt werden, wie dies beispielsweise im Zusammenhang mit Fig. 1 beschrieben wurde. Dieses kann so einen Drehschwingungsdämpfer 130 umfassen, der zwischen dem Verbrennungsmotor 280 und einem Ausgang des Getriebes 290 gekoppelt ist. Auch kann bei anderen Beispielen anstelle eines Anfaehrelements 100 mit einem solchen Drehschwingungsdämpfer 130 auch konventionelles Anfaehrelement 100 integriert werden, wenn beispielsweise der Drehschwingungsdämpfer 130 als Teil des Getriebes 290 ausgeführt wird. Das Getriebe 290 kann beispielsweise als Stufengetriebe mit mehreren, festen Drehzahlübersetzungsverhältnissen implementiert sein, jedoch auch als stufenloses Getriebe oder Kombination derselben umgesetzt sein. Im Falle eines Stufengetriebes bzw. eines entsprechenden Teilgetriebes kann dieses beispielsweise auf Basis von Planetenradsätzen, jedoch auch auf Basis eines Stirnradgetriebes implementiert sein.

Bei dem Verbrennungsmotor kann es sich beispielsweise um einen Hubkolbenmotor, also beispielsweise um einen Otto-Motor oder einen Diesel-Motor handeln. Es können aber auch andere Verbrennungsmotoren zum Einsatz kommen. Ebenso kann der Verbrennungsmotor 280 zusätzliche Komponenten eines Elektromotors umfassen, um beispielsweise ein Hybridantriebsaggregat zu bilden. Ein entsprechendes Hybridmodul kann so beispielsweise als Teil des Verbrennungsmotors 280, des Anfaehrelements 100 oder auch des Getriebes 290 vollständig oder Teilweise ausgeführt sein.

Während Fig. 1 ein Dynamikschema des Drehmomentwandlers 170 mit drehzahladaptivem Tilger auf der Zwischenmasse 240 gezeigt hat, wird nun mithilfe der Fig. 3, 4A und 4B eine konstruktive genauere Ausgestaltung eines entsprechenden Anfaehrelements 100 beschrieben. Die Mehrstufigkeit der auch als Torsionsdämpferkennlinie bezeichneten Kennlinie des Drehschwingungsdämpfers 130 wird hierbei durch jeweils eine Zweistufigkeit der ersten und zweiten Mehrzahl von Federelementen 230, 250 mit unterschiedlichen Knickmomenten, also unterschiedlichen Übergangsstellen realisiert. Um

das mit den entsprechenden Federelementen übertragbare Moment bei ertragbaren Spannungen in den Federelementen zu steigern, wie hier mit Außen- und Innenfedern gearbeitet, wobei die Innenfedern einen kleineren Durchmesser aufweisen, damit sie in die Außenfedern hineingesteckt werden können. Gemeinsam bilden diese Federn ein Federelement, das auch als Federpaket bezeichnet wird. Ein Federelement kann jedoch auch nur eine einzelne Feder umfassen. Andererseits ist es auch möglich eine dritte, noch kleinere Feder in die Innenfeder hineinzustecken, so dass die „Innenfeder“ eine mittlere Feder darstellt, die zwischen einer äußeren Feder und einer inneren Feder angeordnet ist.

Die Zweistufigkeit kann hier dadurch erzeugt werden, dass kürzere Innenfedern verwendet werden, da diese erst bei dem anvisierten oder angedachten Grenzmoment, das auch als Knickmoment bezeichnet wird, zum Anliegen kommen und somit erst bei weiterer Verdrehung des Federelements aktiv sind und über diese parallel Schaltung der einzelnen Federn die Federsteifigkeit der betreffenden Stufe erhöht. Fig. 3 zeigt hierbei eine Querschnittsdarstellung durch ein entsprechendes Anfahrerelement, während Fig. 4A eine Aufsicht auf einen entsprechenden Drehschwingungsdämpfer und Fig. 4B eine schematische Anordnung der Federelemente wiedergibt.

Fig. 3 zeigt eine Querschnittsdarstellung durch ein Anfahrerelement 100 in Form eines Drehmomentwandlers 170, um den Grundaufbau eines solchen Drehmomentwandlers 170 mit einem sekundärseitigen drehzahladaptiven Tilger näher zu erläutern. Das Anfahrerelement 100 weist hierbei ein Gehäuse 300 auf, das mit einer flexiblen Platte 305 zur mechanischen Ankopplung des Anfahrerelements 100 an den in Fig. 3 nicht gezeigten Verbrennungsmotor 280 drehfest verbunden ist. Die flexible Platte 305 wird auch als Flexplate bezeichnet und weist beispielsweise bei der hier gezeigten Ausgestaltung mehrere entlang einer Umfangsrichtung verteilte Bohrungen 310 zur mechanischen Verbindung auf.

Das Gehäuse 300 weist genauer gesagt eine auch als Deckel bezeichnete erste Gehäuseschale 320 auf, die über eine Verschweißung 330 mit einer zweiten Gehäuseschale 340 verbunden ist. Durch die Verschweißung 330 bilden die beiden Gehäuseschalen 320, 340 ein fluidtechnisch abgedichtetes Volumen, in dessen Inneren der

Drehschwingungsdämpfer 130 angeordnet ist. Ebenso ist in dem Innenvolumen die auch als Wandlerüberbrückungskupplung (WK) bezeichnete Kupplung 160 angeordnet. Diese weist eine Mehrzahl von Außenlamellen 350 auf, die über eine entsprechende Verzahnungsstruktur mit der ersten Gehäuseschale 320 in Eingriff stehen, um so eine Drehbewegung von der ersten Gehäuseschale 320 des Gehäuses 300 auf die Außenlamellen 350 zu übertragen. Das Gehäuse 300 bzw. seine erste Gehäuseschale 320 bildet so einen Außenlamellenträger (ALT) 355, mit dem die Außenlamellen 350 in Eingriff stehen. Die Kupplung 160 weist ferner zwischen den Außenlamellen angeordnete Innenlamellen 360 auf, die beispielsweise Reibbelege aufweisen können, um mit den Außenlamellen 350 einen reibschlüssigen Kontakt zu bilden. Die Innenlamellen 360 stehen hierbei mit einem Innenlamellenträger (ILT) 370 ebenfalls über eine entsprechende Verzahnung in Eingriff.

Ein Kolben 380 ist hierbei entlang einer Achse 390 verschiebbar, um die Innenlamellen 360 und die Außenlamellen 350 entlang der Achse 390 zu verschieben und so in Reibeingriff zu bringen. Der Kolben 380 ist hierbei gegenüber dem weiteren Innenraum des Gehäuses 300 über eine Dichtung 400 abgedichtet. Der so zwischen der ersten Gehäuseschale 320 und dem Kolben 380 gebildete Kolbenraum kann über eine entsprechende Zuflussbohrung mit Druck versorgt werden, um so in einer konkreten Ausgestaltung der Kupplung 160 den Reibeingriff zu schaffen oder aufzuheben. So weist die Kupplung 160 ferner ein Federelement 410 auf, welches mit der ersten Gehäuseschale 320 vernietet und über eine weitere Dichtung 420 abgedichtet ist.

Der Innenlamellenträger 370 ist bei der hier gezeigten Ausgestaltung des Drehschwingungsdämpfers 130 mit einer Zentralscheibe 430 verbunden, um so das über den Innenlamellenträger 370 eingekoppelte Drehmoment bzw. die über den Innenlamellenträger 370 eingekoppelte Drehbewegung in den Drehschwingungsdämpfer 130 einzukoppeln. Der Innenlamellenträger 370 kann so als Eingang 140 des Drehschwingungsdämpfers 130 angesehen werden. Die Zentralscheibe 430 steht nun mit der ersten Mehrzahl von Federelementen 230 in Anlage, wobei die entsprechenden Federelemente die Steifigkeit der ersten Stufe des Drehschwingungsdämpfers 130 bilden. Die Federelemente der ersten Mehrzahl von Federelementen 230 steht mit zwei Abdeckblechen 440 in Anlage, über die die Drehbewegung von der ersten Mehrzahl von Fe-

derelementen 230 an die zweite Stufe des Drehschwingungsdämpfers 130 übertragen wird. Die Abdeckbleche 440 sind hierbei miteinander drehfest verbunden und derart ausgeformt, dass diese nicht nur als Ansteuer- bzw. Absteuerbleche für die Federelemente der ersten Mehrzahl von Federelementen 230 dient, sondern ebenso für diese einen Federkanal ausbilden, an den sich die Federelemente der ersten Mehrzahl von Federelementen radial außen und radial innen bei Bedarf anlegen können.

Die Abdeckbleche 440 dienen darüber hinaus ebenso als Ansteuerbauteile für die Federelemente der zweiten Mehrzahl von Federelementen 250, die radial weiter innenliegend angeordnet sind. Die Federelemente der zweiten Mehrzahl von Federelementen 250 bildet hierbei die zweite Stufe des Drehschwingungsdämpfers 130 und steht mit einer Nabenscheibe 450 in Anlage, um die über die zweite Mehrzahl von Federelementen 250 übertragene Drehbewegung aufzunehmen. Die Federelemente der zweiten Mehrzahl von Federelementen 250 bildet so die zweite Stufe des Drehschwingungsdämpfers 130, die auch als zweite Steifigkeit C2 bezeichnet wird.

Die Nabenscheibe 450 ist über eine Vernietung 460 mit einer auch als Torsionsdämpfernabe bezeichneten Abtriebsnabe 470 drehfest verbunden. Die Abtriebsnabe 470 weist eine Innenverzahnung auf, über die die in Fig. 3 nicht gezeigte Getriebeeingangswelle und eine entsprechend ausgeformte Außenverzahnung derselben die Drehbewegung in das ebenfalls in Fig. 3 nicht gezeigte Getriebe einleiten kann.

Wie im Zusammenhang mit den Fig. 4A und 4B noch näher beschrieben werden wird, sind hierbei sowohl die Federelemente der ersten Mehrzahl von Federelementen 230 und die Federelemente der zweiten Mehrzahl von Federelementen 250 derart ausgestaltet, dass diese jeweils eine äußere Feder 480 und eine innere Feder 490 aufweisen. Allerdings sind die Federelemente auch innerhalb der ersten Mehrzahl von Federelementen 230 bzw. innerhalb der zweiten Mehrzahl von Federelementen 250 nicht notwendigerweise identisch ausgestaltet, wie dies im Zusammenhang mit den Fig. 4A und 4B noch näher beschrieben werden wird. Bei der in Fig. 3 gezeigten Schnittebene schneidet diese im Bereich der ersten Mehrzahl von Federelementen 230 gerade sowohl die innere Feder 490 wie auch die äußere Feder 480, während die Lage der Schnittebene im Bereich der zweiten Mehrzahl von Federelementen 250 bei der der

Fig. 3 zugrundeliegenden Betriebssituation gerade nur die äußere Feder 490 schneidet. Wie nachfolgend noch im Zusammenhang mit Fig. 4A und 4B erläutert wird, können so die Federelemente der Mehrzahlen von Federelementen 230, 250 beispielsweise kürzere innere Federn als die äußeren Federn umfassen. Es können jedoch auch Federelemente implementiert sein, bei denen sowohl die innere Feder 490 wie auch die äußere Feder 490 im Wesentlichen gleich lang sind.

Wie bereits im Zusammenhang mit Fig. 1 erläutert wurde, weist das Anfahrelement 100 aufgrund seiner Ausgestaltung als Drehmomentwandler 170 ebenso eine Pumpen/Turbinen-Anordnung 180 auf. Die zweite Gehäuseschale 340 dient hierbei ebenso als Pumpenrad 190, die einfach auch als Pumpe bezeichnet wird. So ist mit dieser eine Mehrzahl von Pumpenschaufeln 500 verbunden, die aufgrund der Drehbewegung des Gehäuses 300 einen Fluidstrom in Richtung der Turbine bzw. des Turbinenrads 200 bewirkt. So weist auch das Turbinenrad 200 eine Mehrzahl von entlang der Umfangsrichtung verteilten Turbinenschaufeln 510 auf, die den von dem Pumpenrad 190 bewirkten Fluidstrom ihrerseits in einer Drehbewegung umwandelt. Auch hier ist wiederum über ein Leitrad 210 der Kreislauf des durch das Pumpenrad 190 angeworfenen Fluidstroms geschlossen.

Zur Ankopplung des über die Pumpen/Turbinen-Anordnung 180 übertragenen Drehmoments an die Abtriebsnabe 470, die beispielsweise den Ausgang 150 des Drehschwingungsdämpfers bilden kann, ist das Turbinenrad 200 ebenfalls über die Vernietung 460 mit der Abtriebsnabe 470 drehfest verbunden. Bei anderen Ausgestaltungen kann das Turbinenrad 200 jedoch auch mit einem Teil der Zwischenmasse 240 des Drehschwingungsdämpfers 130 verbunden sein.

Bei dem hier gezeigten Beispiel umfasst die Zwischenmasse 240 beispielsweise die Bahnbleche 440 des Drehschwingungsdämpfers 130 sowie die als Tilgermassenträgerstruktur 420 wirksamen Bahnbleche 530, die ebenfalls über eine Vernietung 540 mit den Abdeckblechen 440 und damit der Zwischenmasse 240 drehfest verbunden sind. Die Bahnbleche 530 dienen hierbei der beweglichen Führung der Tilgermassen 260, die beispielsweise über Wälzkörper beweglich an der Tilgermassenträgerstruktur 520 geführt werden, so dass die Tilgermassen 260 eine Schwingung zur Dämpfung eines

Schwingungsanteils der Drehbewegung ausführen können. Bei dem hier gezeigten Beispiel eines entsprechenden drehzahladaptiven Tilgers sind die Tilgermassen 260 mehrteilig ausgestaltet und umfassen so hier jeweils drei entlang der Achse 390 mehrere, im vorliegenden Fall drei Einzeltilgermassen 550.

Bei dem hier gezeigten Beispiel eines Drehschwingungsdämpfers 130 werden die Tilgermassen 260, die auch als Fliehgewichte bezeichnet werden, durch zwei entlang der Achse 390 beabstandete Bahnbleche geführt, die zusammen die Tilgermassenträgerstruktur 520 bilden. Bei anderen Ausgestaltungen kann es auch möglich sein, die Tilgermassen 260 zu beiden Seiten eines einzelnen Bahnblechs 530 oder zu beiden Seiten einer einzelnen Tilgermassenträgerstruktur 520 zu führen. Bei dem hier gezeigten Beispiel weist der Drehschwingungsdämpfer 130 darüber hinaus eine Mehrzahl von Tilgermassen 260 auf. Bei anderen Ausgestaltungen kann auch hier gegebenenfalls die Zahl der Tilgermassen erhöht oder reduziert werden. So kann es gegebenenfalls auch möglich sein, nur eine einzelne Tilgermasse 260 anstelle der hier entlang der Umfangsrichtung angeordneten Mehrzahl von Tilgermassen 260 zu verwenden.

Wie bereits zuvor kurz angedeutet wurde, umfasst die Zwischenmasse 240 hier ebenso die Tilgermassenträgerstruktur 520 in Form der Bahnbleche 530, da diese über die Vernietung 540 mit den Abdeckblechen 440 drehfest verbunden ist. Die Vernietung 540 sorgt hierbei ferner auch für eine Beabstandung der einzelnen Bahnbleche 440 entlang der Achse.

Bei anderen Ausgestaltungen kann der Tilgermassenträger 520, also beispielsweise die Bahnbleche 530 auch unmittelbar mit der Abtriebsnabe 470, also dem Ausgang 150 des Drehschwingungsdämpfers 130 verbunden sein. Ebenso kann das Turbinenrad 200 anstelle der Vernietung 460 mit der Vernietung 540 mit der Zwischenmasse drehfest verbunden sein. In diesem Fall könnte die zweite Stufe des Drehschwingungsdämpfers 130 und gegebenenfalls auch der drehzahladaptiver Tilger mit seiner wenigstens einen Tilgermasse 260 je nach Anbindung derselben zur Dämpfung von über die Pumpen/Turbinen-Anordnung 180 übertragenen Drehungleichförmigkeiten oder Drehschwingungen herangezogen werden.

Fig. 4A zeigt eine Aufsicht auf den Drehschwingungsdämpfer 130 aus Fig. 3, wobei aufgrund der Blickrichtung die Tilgermassen 260 von den Abdeckblechen 440 verdeckt werden. Genauer gesagt handelt es sich bei der Darstellung der Fig. 4A um eine Teilaufriissdarstellung, die beispielsweise die Federanordnungen mit ihren losen Innenfedern zeigt.

Die Teilaufriissdarstellung der Fig. 4A zeigt so ebenso den Drehmomentfluss innerhalb des Drehschwingungsdämpfers 130 von seinem Eingang 140, also dem Innenlamellenträger 370 zu seinem Ausgang 450 in Form der Abtriebsnabe 470. Ausgehend von dem Eingang 140, also dem Innenlamellenträger 370 wird zunächst über eine Vernietung 560 die Drehbewegung auf die Zentralscheibe 430 übertragen. Diese weist eine Mehrzahl von entlang der Umfangsrichtung angeordneten Ansteuerabschnitten 570 auf, die bei dem hier gezeigten Beispiel eines Drehschwingungsdämpfers ihrerseits jeweils mit einem Federschuh 580 in Kontakt steht. Die Federschuhe 580 stehen hierbei mit den äußeren Federn 480 der Federelemente der ersten Stufe des Drehschwingungsdämpfers 130, also der ersten Mehrzahl von Federelementen 230 in Kontakt. Die Federelemente der ersten Mehrzahl von Federelementen 230 weist darüber hinaus ebenso innere Federn 490 auf, wobei hierbei unterschiedlich lange innere Federn 490, 490' zum Einsatz kommen. Die innere Feder 490, wie sie in Fig. 4A oben gezeigt ist, weist beispielsweise im Wesentlichen die gleiche Länge entlang des Umfangs auf, wie die entsprechende äußere Feder 480. Entsprechend sind die Federschuhe 580 auch so ausgeformt, dass diese stets sowohl mit der äußeren Feder 480 wie auch mit der inneren Feder 490 in Kontakt stehen. Die Federschuhe 580 weisen hierbei sowohl zu den inneren Federn 490 wie auch zu den äußeren Federn 480 ein radiales Spiel auf.

Im Unterschied hierzu sind zwar die äußeren Federn 480, wie sie beispielsweise rechts oben in Fig. 4A gezeigt sind, identisch zu den oben eingesetzten äußeren Federn 480, die inneren Federn 490' unterscheiden sich jedoch von den inneren Federn 490 oben hinsichtlich ihrer Länge. Entsprechend treten diese auch zu einem späteren Zeitpunkt erst, nämlich erst nach Überschreiten eines Stufenverdrehwinkels mit den entsprechenden Federschuhen 580' in Kontakt. Diese weisen im Gegensatz zu den Federschuhen 580 bei dem hier gezeigten Beispiel unterschiedliche Flächen auf, die im Wesentlichen senkrecht zu der Umfangsrichtung ausgerichtet sind, um mit den betreffenden Federn

480, 490' in Kontakt zu treten. Aber auch hier weisen die Federschuhe 580' sowohl hinsichtlich der äußeren Federn 480 wie auch hinsichtlich der inneren Federn 490' ein radiales Spiel auf.

Über die Abdeckbleche 440 wird das Drehmoment von der ersten Mehrzahl von Federelementen 230 zu der zweiten Mehrzahl von Federelementen 250 übertragen. Über die Nabenscheibe 450 wird dann das über die zweite Mehrzahl von Federelementen 250 übertragene Drehmoment und die entsprechenden Vernietungen 460 auf die Abtriebsnabe 470, also den Ausgang 150 des Drehschwingungsdämpfers 130 übertragen.

Aber auch hier werden unterschiedliche Federelemente im Bereich der zweiten Mehrzahl von Federelementen 250 eingesetzt. Auch hier sind zwar die äußeren Federn 480' für alle Federelemente der zweiten Mehrzahl von Federelementen 250 identisch, es werden jedoch zwei unterschiedlich lange innere Federn 490'' und 490''' eingesetzt. Die oben dargestellten inneren Federn 490'' weisen hierbei die gleiche Länge auf wie die entsprechenden äußeren Federn 480'. Im Unterschied hierzu weisen die beispielsweise unten rechts dargestellten kürzeren inneren Federn 490''' eine kleinere Ausdehnung entlang der Umfangsrichtung auf, als beispielsweise die entsprechenden äußeren Federn 480' der zweiten Mehrzahl von Federelementen 250. Durch die entsprechende Verwendung von sowohl kurzen wie auch langen inneren Federn 490 im Bereich der Federelemente der ersten Mehrzahl und der zweiten Mehrzahl von Federelementen 230, 250, kann so eine progressive Kennlinie der betreffenden Stufen des Drehschwingungsdämpfers 130 implementiert werden, wobei die entsprechenden Übergangsstellen, bei denen es sich um hier Knickstellen der betreffenden Kennlinien bei entsprechenden Verdrehwinkeln handelt, voneinander beabstandet sind.

Fig. 4B fasst diese Anordnung der inneren und äußeren Federn 480, 490 der betreffenden Mehrzahlen 230, 250 von Federelementen noch einmal zusammen. Hierbei bezeichnen die Großbuchstaben A und D jeweils die äußeren Federn 480 bzw. 480' der ersten bzw. zweiten Mehrzahl von Federelementen 230, 250. Der Buchstabe B stellt hierbei die langen inneren Federn 490 der ersten Mehrzahl von Federelementen 230 dar, während der Buchstabe C die kurzen inneren Federn 490' der äußeren ersten Mehrzahl von Federelementen 230 darstellt. Entsprechend repräsentiert der Buchstabe

E die langen inneren Federn 490“ der zweiten Mehrzahl von Federelementen 250, während der Buchstabe F die kurzen inneren Federn 490““ der zweiten Mehrzahl von Federelementen darstellt. Bei dem in den Fig. 3, 4A und 4B gezeigten Drehschwingungsdämpfer 130 sind so die Federelemente der ersten Mehrzahl von Federelementen entsprechend der Reihenfolge A/B – A/C – A/B – A/B – A/C angeordnet. So umfasst bei dem hier gezeigten Beispiel des Drehschwingungsdämpfers 130 die erste Mehrzahl von Federelemente fünf entlang der Umfangsrichtung äquidistant angeordnete Federelemente. Auch die zweite Mehrzahl von Federelementen 250 umfasst fünf äquidistant angeordnete Federelemente, die jedoch hinsichtlich ihrer Anordnung sich von der eben beschriebenen Anordnung leicht unterscheiden. So sind diese gemäß der Reihenfolge D/E – D/E – D/F – D/F – D/E angeordnet. Hierbei sind die Federelemente der ersten Mehrzahl von Federelementen 230 und die Federelemente der zweiten Mehrzahl von Federelementen 250 gerade so angeordnet, dass entlang einer radial nach außen verlaufenden Linie überall dort wo ein Federelement der ersten Mehrzahl von Federelementen 230 liegt auch ein entsprechendes Federelement der zweiten Mehrzahl von Federelementen 250 und umgekehrt angeordnet ist. Anders ausgedrückt sind die beiden Mehrzahlen von Federelementen 230, 250 bei dem hier gezeigten Drehschwingungsdämpfer 130 nicht zueinander versetzt angeordnet. Hierbei sind zumindest bei dem hier gezeigten Beispiel die Federelemente der beiden Mehrzahlen von Federelementen 230/250 auch gerade so angeordnet, dass die zuerst genannten Federelemente entlang einer gemeinsamen radialen Richtung angeordnet sind, die zweitgenannten Federelemente der beiden Mehrzahlen von Federelementen 230/250 entsprechend angeordnet sind usw.

Die Mehrzahlen von Federelementen 230, 250 bilden so einen äußeren und einen inneren Federsatz, wobei die Federelemente der entsprechenden Federsätze hier jeweils als Federpakete mit einer äußeren Feder und einer inneren Feder ausgestaltet sind. Bei anderen Beispielen können jedoch auch andere Anordnungen vorkommen, so kann beispielsweise anstelle eines Federpakets auch eine einzelne Feder ein Federelement bilden oder auch mehr als zwei Federn ein entsprechendes Federpaket oder Federelement.

Hinsichtlich der Funktionsweise des Drehschwingungsdämpfers 130 und hier insbesondere hinsichtlich der Funktion des drehzahladaptiven Tilgers handelt es sich um einen Sarazin-Tilger. Ein Solcher kann im Rahmen eines Anfahrlements 100, insbesondere im Rahmen eines Drehmomentwandlers 170 nur schwer alleine als Torsionsschwingungsentkopplungssystem zum Einsatz kommen, da die Drehschwingungen, welche durch den Motor in das System gebracht werden, häufig zu stark für einen Tilger sind. Wird hingegen ein Tilger derart ausgestaltet, dass dieser ein genügend hohes Entkopplungsvermögen hätte, wäre dieser wahrscheinlich weder ökonomisch noch ökologisch sinnvoll einsetzbar, so dass stets eine Vorentkopplung in Form eines Vorentkopplungssystems, beispielsweise unter Einsatz von Federsätzen ratsam ist. Beispielsweise bei größeren Motormomenten von beispielsweise 500 Nm und mehr kann so auch ein großes Wechsellmoment von beispielsweise 1100 Nm und mehr in der Ordnung der halben Zylinderzahl auftreten. Bei den in heutigen Personenkraftwagen beispielsweise vorgegebenen Bauräumen ist es bei solch hohen Wechsellmomenten kaum möglich, mit lediglich einem einzigen Federsatz, also einer einzigen Mehrzahl von Federelementen und einem Tilger die so auftretende Drehunförmigkeiten genügend zu entkoppeln. Daher ist gerade bei Drehschwingungsdämpfern 130 für stärkere Verbrennungsmotoren der Einsatz von zwei Mehrzahlen von Federelementen (Federsätzen) zusätzlich zu einem Tilger ratsam.

Der Tilger bringt, bedingt durch seine grundlegende physikalische Ausgestaltung, ein steigendes Drehmoment bei steigenden Drehzahlen auf. Dies kann beispielsweise einen weiteren Grund für die Verwendung eines Vorentkopplungssystems bieten, da dies letztendlich im Rückschluss ebenso bedeutet, dass der Tilger für kleinere Drehzahlen, bei denen systembedingt eine größere Wahrscheinlichkeit des Auftretens von Drehunförmigkeiten besteht, weniger Tilgermomente aufbringt. In diesem Drehzahlbereich kann es dann ratsam sein, das Vorentkopplungssystem, also die Mehrzahlen von Federelementen bzw. den entsprechenden Torsionsdämpfer derart auszugestalten, dass diese den größeren Anteil der Drehunförmigkeitsentkopplung erbringt.

Eine gute Entkopplung kann beispielsweise dann erbracht werden, wenn das System im überkritischen Bereich möglichst weit entfernt von der Eigenfrequenz betrieben wird. Dies bedeutet, dass entweder die Maße hoch sein sollte, was aus ökologisch und öko-

nomischen Gründen allerdings eher kritisch zu bewerten ist, oder dass die Steifigkeit möglichst klein sein sollte. Eine weitere Einschränkung hinsichtlich der Designparameter besteht darin, dass nur ein beschränkter Verschwenk- bzw. Schwingwinkel φ zur Verfügung steht, da typischerweise nur 360 zur Drehmomenteinleitung über ein entsprechendes Bauteil (z.B. Blech), die Drehmomentweiterleitung über die Federelemente und die Drehmomentausleitung über ein entsprechendes anderes Bauteil (z.B. Blech) zur Verdrehung zur Verfügung stehen. Dies bedeutet, dass bei einer geringeren Federate des Federsatzes, also beispielsweise bei Werten von etwa $C = 12 \text{ Nm/}^\circ$ der Drehschwingungsdämpfer 130 bei einem vorbestimmten Anteil des Nennmoments ($M = \varphi \cdot C$) seiner mechanischen Endanschlag erreicht. Dies wird auch als Teillastauslegung bezeichnet.

Eine Alternative hierzu ist es, eine zwei- oder mehrstufige Kennlinie des Federsatzes zu verwenden, welche progressiv ist. Die Verwendung von zwei zwei- oder mehrstufigen Federsätzen inklusive des Anbaus des Tilgers zwischen diesen Federsätzen stellt eine Ausgestaltung eines Drehschwingungsdämpfers 130 dar.

Die Realisierung einer solchen Zweistufigkeit kann, wie im vorliegenden Fall beschrieben, durch kurze Innenfedern 490 erfolgen. Dadurch kann in einem unteren Drehmomentbereich und damit aufgrund der Motorkennlinie auch im unteren Drehzahlbereich, entstehende Drehunförmigkeiten vergleichsweise gut entkoppelt werden. Trotzdem kann das volle Motordrehmoment über die Federelemente übertragen werden, ohne dass der harte mechanische Anschlag erreicht wird, was jedes Mal zu einer Stoßbelastung und damit zu einer Stoßanregung des Gesamtsystems führen kann.

In einer zweistufigen Federkennlinie gibt es im Wesentlichen vier Parameter. Hierzu zählen das Anschlagmoment, der Anschlagwinkel, das Knickmoment sowie der Knickwinkel. Das Anschlagmoment kann hierbei nicht frei gewählt werden, da im Falle einer sicheren Ausgestaltung und Auslegung eines solchen Drehschwingungsdämpfers das volle Motormoment mit vorgegebener Sicherheit übertragen werden sollte. Der Anschlagwinkel ist häufig konstruktiv bedingt, so dass als Freiparameter lediglich das Knickmoment und der Knickwinkel verbleiben. Das erste Stück oder der erste Teilabschnitt einer solchen Kennlinie kann daher weicher als die entsprechende Federrate

ohne Zweistufigkeit ausgestaltet sein. Im zweiten Stück bzw. im zweiten Teilbereich der betreffenden Kennlinie kann es sich dann genau umgekehrt verhalten. Das Knickmoment der Zweistufigkeit kann hierbei derart ausgelegt werden, dass der Tilger ab der zu diesem Moment zugeordneten Drehzahl der Volllastkennlinie des Motors, so beispielsweise bei Drehzahlen im Bereich zwischen 1100 und 1500 Umdrehungen, beispielsweise im Bereich zwischen 1100 und 1400 Umdrehungen pro Minute ein genügend hohes Tilgermoment zurückspeisen kann, so dass die Restdrehungleichförmigkeit hinreichend klein wird.

Das Knickmoment berechnet hierbei aus der Summe des Produkts aus den Steifigkeitsraten (C-Raten) der ersten Stufe und dem Schwingwinkel der Primärmasse bzw. des Eingangs 140 des Drehschwingungsdämpfers 130 bei einer bestimmten Drehzahl n_1 und dem Moment bei der Drehzahl n_1 aus der Motorkurve.

Der verbleibende Punkt ist dann der Knickwinkel. Diese bestimmt, wie steif oder weich die Federstufen sind. Grundsätzlich könnte so die Ansicht vertreten werden, dass die erste Stufe so weich wie möglich sein sollte, um eine optimale Entkopplung zu gewährleisten. Es hat sich aber gezeigt, dass die Steifigkeit der zweiten Stufe die Steifigkeit der ersten Stufe nicht über einen Faktor $c_{1.2}/c_{1.1}$ in einem Bereich zwischen 1.6 und 7 übersteigen sollte.

Das Knickmoment stellt so ein Moment typischerweise mitten in den typischen Fahrbereich dar, so dass dieses oft durchfahren wird. Ist der vorgenannte Faktor $c_{1.2}/c_{1.1}$ zu hoch, kann es jedes Mal beim Durchfahren dieses Punkts eine stoßartige Anregung des Antriebsstrangs geben, wodurch sogar andere Schwingungsordnungen angeregt werden können. Zusätzlich bedeutet dies aufgrund der dann vorliegenden hohen Steifigkeit der zweiten Stufe, dass noch ein kleiner Restwinkel für diesen Federsatz vorhanden ist. Aufgrund des hohen Wechseldrehmoments des Motors, wie dies oben bereits beschrieben wurde, kann so der Drehschwingungsdämpfer dann gegebenenfalls in seinem mechanischen Endanschlag schwingen. Diese Effekte können ab einer gewissen Amplitude zu negativen Auswirkungen auf das Entkoppelverhalten und damit auf die Restdrehungleichförmigkeiten des Gesamtsystems haben.

Dasselbe trifft ebenso auf den zweiten Federsatz, also die zweite Stufe des Drehschwingungsdämpfers 130 und damit die zweite Mehrzahl von Federelementen 250 zu. Zusätzlich sollte in diesem Zusammenhang darauf geachtet werden, und darauf basiert nicht zuletzt ein Drehschwingungsdämpfer 130, dass die Knickpunkte bzw. Übergangsstellen auf dasselbe Moment ausgelegt sind. Diese sollten beabstandet voneinander sein und beispielsweise eine Differenz von $\Delta M_{\text{Knick}} = 20\text{-}100\text{ Nm}$ aufweisen. Andernfalls kann es dazu kommen, dass der Stufensprung des Gesamtsystems Drehschwingungsdämpfer wiederum zu groß wird. Die Differenz der Knickmomente sorgt so für einen sanfteren Übergang.

Auch im Hinblick auf die Anschlagmomente der Federsätze, also der Stufen des Drehschwingungsdämpfers 130 und der entsprechenden Mehrzahlen von Federelementen 230, 250, kann es gegebenenfalls ratsam, diese nicht exakt auf die gleichen Momente auszulegen. So kann es beispielsweise ratsam sein, die zweite Mehrzahl von Federelementen 250, also die zweite Stufe des Drehschwingungsdämpfers 130 niedriger als das Anschlagmoment der ersten Stufe des Drehschwingungsdämpfers 130 (die erste Mehrzahl von Federelementen 230) auszulegen. Ein Unterschied hinsichtlich der Drehmomente $\Delta M_{\text{Anschlag}}$ kann beispielsweise im Bereich zwischen 10 und 20 Nm liegen.

Eine weitere Möglichkeit, einen sanfteren Übergang im Bereich der Knickpunkte zu erzeugen, ist es wenigstens eine Stufe des Drehschwingungsdämpfers drei- oder sogar noch mehrstufig auszulegen. So können beispielsweise beide Stufen des Drehschwingungsdämpfers dreistufig ausgelegt werden, wobei jedoch es gegebenenfalls interessant sein könnte, insbesondere die erste Stufe des Drehschwingungsdämpfers 130 entsprechend dreistufig auszulegen. Dies kann beispielsweise durch eine weitere, kürzere Innenfeder realisiert werden, die anstelle der beispielsweise in den Fig. 4A und 4B gezeigten langen Innenfedern 490 bzw. C zum Einsatz kommen kann. Jedoch sollten auch hier wiederum die obigen Maßnahmen eingehalten werden. So kann es gegebenenfalls ratsam sein, beispielsweise zwischen der zweiten und der dritten Stufe ebenfalls eine Differenz hinsichtlich des Drehmoments von ΔM_{Knick} von 20 bis 100 Nm zu implementieren. Auch hierdurch kann es möglich sein, einen sanfteren Übergang in die

nächste Stufe zu erzeugen. Auch hier kann es sonst dazu kommen, dass hier die Stufensprünge des Gesamtsystems zu groß werden.

In den nachfolgend gezeigten Fig. 5, 6 und 7 werden drei unterschiedliche Möglichkeiten zur Auslegung der verschiedenen Drehschwingungsdämpfer 130 beschrieben. Diese stellen drei Beispiele lediglich Grundvarianten dar, die ihrerseits bei anderen Drehschwingungsdämpfern 130 entsprechend angepasst werden können.

So zeigt Fig. 5 zwei Kennlinien 600-1, 600-2, wobei die Kennlinie 600-1 dreistufig progressiv ausgestaltet ist, während die Kennlinie 600-2 zweistufig progressiv ist. Die Kennlinie 600-2 weist einen ersten Teilabschnitt 610-1 auf, an den sich an einer Übergangsstelle 620 ein zweiter Teilabschnitt 610-2 unmittelbar anschließt. Innerhalb der beiden Teilabschnitte 610 weist die Kennlinie 600-2 hierbei jeweils eine konstante Steigung auf, die sich an der Übergangsstelle 620 sprunghaft ändert. Eine Ableitung der Kennlinie 600-2 ist so im ersten Teilabschnitt 610-1 und im zweiten Teilabschnitt 610-2 jeweils konstant, wenn auch die Ableitung unterschiedliche Werte annimmt. An der Übergangsstelle 620 weist die Ableitung jedoch eine Unstetigkeit im mathematischen Sinne auf, bei der sich die Steigung sprunghaft ändert.

Gleiches gilt im Prinzip ebenso für die Kennlinie 600-1. Auch diese weist mehrere Teilabschnitte 610'-1, 610'-2 und 610'-3 auf, die sich unmittelbar aneinander anschließen, wobei die betreffenden Teilabschnitte 610' jeweils bis zu Übergangsstellen 620'-1 bzw. 620'-2 reichen. Hier weist somit die erste Kennlinie und die zweite Kennlinie 600-1, 600-2 insgesamt drei Übergangsstellen 620 auf, wobei die Übergangsstelle 620 der Kennlinie 600-2, also der entsprechende Knickpunkt dieser Stufe des Drehschwingungsdämpfers 130 zwischen den Übergangsstellen 620' der anderen Stufe des Drehschwingungsdämpfers 130 liegen. Auch hier sind die Übergangsstellen 620 entlang der Drehmomentachse voneinander beabstandet, wobei die Abstände beispielsweise wenigstens 20 Nm und die Abstände zweier benachbarter Übergangsstellen unabhängig davon, zu welcher der Kennlinien 600 sie gehören, beispielsweise einen maximalen Abstand von 100 Nm aufweisen können. Beide Randbedingungen stellen jedoch nur Beispiele dar, die völlig unabhängig voneinander implementiert werden können.

Darüber hinaus illustriert Fig. 5, dass ein Maximaldrehmoment 630 der beiden Stufen des Drehschwingungsdämpfers 130 voneinander unterschiedlich sein kann. Dieses kann sich beispielsweise um Werte zwischen 10 Nm und 20 Nm unterscheiden.

Fig. 6 zeigt ein weiteres Diagramm mit zwei Kennlinien 600-1, 600-2, welches sich von dem in Fig. 5 gezeigten Diagramm im Wesentlichen dadurch unterscheidet, dass nunmehr die Übergangsstelle 620 der Kennlinie 600-2 hinsichtlich des Drehmoments und des Verdrehwinkels bei kleineren Werten bzw. unterhalb der entsprechenden Übergangsstellen 620'-1, 620'-2 der Kennlinie 600-1 liegt. So liegt der Knickpunkt der Kennlinie 600-2 unterhalb der beiden Knickpunkte 620'-1, 620'-2 der Kennlinie 600-1.

Fig. 7 zeigt ein weiteres Diagramm, welches den Diagrammen aus den Fig. 5 und 6 ähnelt und ebenfalls zwei Kennlinien 600-1, 600-2 zeigt. Auch hier ist wiederum die Kennlinie 600-1 dreistufig ausgestaltet, während die Kennlinie 600-2 zweistufig ausgestaltet ist. Die in Fig. 7 dargestellte Situation unterscheidet sich im Wesentlichen von den zuvor dargestellten Situationen dadurch, dass nunmehr die Übergangsstelle 620 sowohl hinsichtlich des Drehmoments, wie auch hinsichtlich des Verdrehwinkels oberhalb der Übergangsstellen 620'-1, 620'-2 der Kennlinie 600-1 liegt. Anders ausgedrückt liegt hier der Knickpunkt 620 der Kennlinie 600-2 oberhalb der beiden Knickpunkte 620'-1, 620'-2 der Kennlinie 600-1.

Eine weitere Möglichkeit die entsprechende progressive Ausgestaltung der Kennlinien 600, also beispielsweise ihre Zweistufigkeit zu erzeugen, besteht darin, progressiv gewickelte Federn zu verwenden. Diese können beispielsweise hinsichtlich eines Durchmessers des für die Federn verwendeten Drahts entlang der Länge der betreffenden Feder unterschiedlich sein, es können jedoch auch Federn mit variierendem Wicklungsabstand zum Einsatz kommen. Auch hier können sich so beispielsweise wiederum zwei Möglichkeiten für eine kontinuierliche Progressivität und segmentweise Progressivität ergeben. Im Falle einer kontinuierlichen Progressivität kann so die Steifigkeit beispielsweise kontinuierlich steigen. Dies kann bewirken, dass kein Stufensprung vorhanden ist und somit das Gesamtsystem nicht „gegen eine Stufe schwingt“. Bei einer segmentweise ausgelegten Progressivität können einzelne Abschnitte der betreffenden Federn oder Federelemente progressiv ausgelegt sein. Hierbei kann sich ein ähnlicher

Verlauf wie bei einer zweistufigen oder mehrstufigen Kennlinie mit kurzer Innenfeder ergeben. Jedoch kann es passieren, dass die betreffenden Kennlinien im Bereich der Übergangsstellen verrundet sind. Dies kann daran liegen, dass das zweite Segment der Feder mitbelastet wird und sich somit eine Reihenschaltung der zwei Segmente der Federn ergibt.

Je nachdem für welchen Getriebe- bzw. Verbrennungsmotortyp ein Drehschwingungsdämpfer 130 vorgesehen ist, können so beispielsweise der Grenzquotient der Steifigkeiten der betreffenden Federsätze bisher beschriebenen Werten abweichen. Je nach konkreter Ausgestaltung kann hier die Auslegung beispielsweise mithilfe von Simulationen oder Versuchen ermittelt werden.

Die Kennlinien, wie sie beispielsweise in den Fig. 5, 6 und 7 gezeigt sind, können beispielsweise mithilfe einfacher Drehmomentmessungen nach einem Freilegen des betreffenden Drehschwingungsdämpfers und Einkoppeln des Drehmoments in die betreffenden Bauteile ermittelt werden. Kennlinien sind so vielleicht zwar nicht optisch unmittelbar erkennbar, können jedoch mithilfe einfacher Methoden zur Bestimmung einer Torsionsdämpferkennlinie sowie gegebenenfalls der Messung der Drehunförmigkeiten im Fahrzeug bzw. einem entsprechenden Prüfstand ermittelt werden. Auch können die strukturellen Merkmale, also beispielsweise die zweistufige Auslegung des Drehschwingungsdämpfers und die Implementierung der wenigstens einen Tilgermasse 260 problemfrei optisch ermittelt werden. Die Fig. 8A und 8B zeigen wiederum eine Teilauf-rissdarstellung eines weiteren Drehschwingungsdämpfers 130 sowie eine entsprechende schematische Darstellung der ersten und zweiten Mehrzahl 230, 250 der Federelemente. Auch hier ist so in den Fig. 8A und 8B ein mehrstufiger Drehschwingungsdämpfer mit jeweils einer zweistufigen ersten Mehrzahl und zweiten Mehrzahl von Federelementen 230, 250 gezeigt.

So zeigt Fig. 8A wiederum ein Entkopplungssystem, bei dem der Drehschwingungsdämpfer mit einer zweistufigen ersten Mehrzahl von Federelementen 230 und einer zweistufigen zweiten Mehrzahl von Federelementen 250 dargestellt ist. Bei dieser Auslegung liegen die Übergangsstellen 620 bzw. Knickpunkte der jeweiligen Stufe des Drehschwingungsdämpfers wiederum bewusst nicht aufeinander, wie dies bereits im

Zusammenhang mit den Fig. 5 bis 7 erläutert wurde. Auch kann auch hier wiederum entsprechende Drehschwingungsdämpfer implementiert werden, bei dem wenigstens eine der beiden Stufen des Drehschwingungsdämpfers 130 mehrstufig als nur zweistufig ausgeführt ist.

Auch hier sind so wiederum im Rahmen der ersten Mehrzahl von Federelementen identisch lange äußere Federn 480 (A in Fig. 8B) implementiert. Allerdings sind wiederum unterschiedlich lange innere Federn 490 implementiert. So sind beispielsweise in Fig. 8A oben lange innere Federn 490 (B in Fig. 8B) verwendet, während beispielsweise oben rechts kurze innere Federn 490' eingesetzt sind. Entsprechend sind auch hier wiederum die Federschuhe 580, 580' implementiert, wie dies bereits im Zusammenhang mit Fig. 4A erläutert wurde. Insbesondere weisen auch hier die Federschuhe 580, 580A zu den jeweiligen inneren und äußeren Federn 480, 490 jeweils ein radiales Spiel auf.

Im Hinblick auf die zweite Mehrzahl von Federelementen, also den inneren Federsatz, weisen auch hier wiederum die entsprechenden Federelemente identisch lange äußere Federn 480' auf (D in Fig. 8B). Ebenso werden wiederum lange innere Federn 490'' (E in Fig. 8B) beispielsweise in Fig. 8A oben eingesetzt, während in Fig. 8A rechts unten kurze innere Federn 490''' zum Einsatz kommen (F in Fig. 8B).

Somit weisen die Federelemente der ersten Mehrzahl von Federelementen 230 die Konfiguration A/B – A/C – A/B – A/B – A/C auf. Die Federelemente der zweiten Mehrzahl von Federelementen 250 weist entsprechend die Konfiguration D/E – D/E – D/F – D/E – D/F. Auch hier sind wieder die Federelemente der beiden Mehrzahlen 230, 250 von Federelementen ohne Versatz, als fluchtend angeordnet, wobei die ersten, zweiten, dritten, vierten und fünften Federelemente wie oben angegeben jeweils auf eine radiale Linie ausgehend von der in Fig. 8A nicht eingezeichneten Achse 390 angeordnet sind.

Fig. 9 zeigt eine weitere Ausgestaltung eines Drehschwingungsdämpfers 130 in Form einer Teilaufrißdarstellung, wie sie beispielsweise bereits in den Fig. 4A und 8A gezeigt wurde. Die in Fig. 9 gezeigte Ausgestaltung unterscheidet sich von der in Fig. 8A gezeigten Ausgestaltung im Wesentlichen hinsichtlich der Verwendung von progressiven

Federn im Rahmen der Federelemente der ersten Mehrzahl von Federelementen 230. So zeigt Fig. 9 einen Drehschwingungsdämpfer mit progressiven Federn im Rahmen der Federelemente der ersten Mehrzahl von Federelementen 230, die radial außenliegend angeordnet sind und die erste Stufe des Drehschwingungsdämpfers 130 bilden. Hierbei werden im Rahmen der ersten Mehrzahl von Federelementen 230 für alle Federelemente jeweils identische innere Federn 490 und äußere Federn 480 verwendet, die beide hinsichtlich des Wicklungsabstands in den jeweiligen Federn 480, 490 unterschiedlich ausgestaltet sind. Hierdurch können sich einzelne Abschnitte der äußeren und inneren Federn 480, 490 der ersten Mehrzahl von Federelementen 230 bei einer entsprechenden Verdrehung berühren und somit auf Block gehen. So kann eine entsprechende Überbrückung einzelner Abschnitte der betreffenden Federn 480, 490 erfolgen, so dass die zuvor beschriebene Progressivität der entsprechenden Kennlinie der Federelemente umgesetzt wird. Aufgrund der identischen Ausgestaltung der inneren und äußeren Federn 490, 480 der ersten Mehrzahl von Federelementen werden auch hier identische Federschuhe 580 eingesetzt, die wiederum entlang der radialen Richtung ein Spiel bezüglich beider Federn 480, 490 aufweisen.

Im Hinblick auf die Federelemente der zweiten Mehrzahl von Federelementen 250 unterscheidet sich die Konfiguration nicht von der im Zusammenhang mit Fig. 8A und 8B beschriebenen Konfiguration.

Die Fig. 9 zeigt so einen Drehschwingungsdämpfer 130, bei dem durch den Einsatz progressiver Federn ein kontinuierlicher progressiver Verlauf erzielt wird. Auch wenn hier bei diesem Beispiel nur die Federelemente des äußeren Federsatzes, also der ersten Mehrzahl von Federelementen 230 entsprechend ausgestaltet sind, können auch die Federn der Federelemente der zweiten Mehrzahl von Federelementen 250 entsprechend implementiert sein.

So kann auch ein Drehschwingungsdämpfer beispielsweise mit progressiven inneren Federn bzw. ausschließlich progressiven inneren Federn 490 im Bereich des äußeren Federsatzes, also der ersten Mehrzahl von Federelementen 230 implementiert werden. Bei einer weiteren, nicht in einer Figur dargestellten Ausgestaltung kann die Progressivität beispielsweise auch nur über eine Federart eines entsprechenden Federsatzes

bzw. einer entsprechenden Mehrzahl von Federelementen 230, 250 hervorgerufen werden. So kann beispielsweise nur die jeweilige Außenfeder oder nur die Innenfeder kontinuierlich progressiv ausgestaltet werden. Hierbei kann es gegebenenfalls ratsam sein, eine Variante zu wählen, bei der die Innenfedern progressiv und die Außenfedern linear ausgestaltet sind. Dies kann es ermöglichen, dass die Außenfedern ein größeres Moment übertragen und so zur Hauptfeder der entsprechenden Stufe des Drehschwingungsdämpfers werden. Im Unterschied hierzu können die entsprechend progressive ausgestalteten Innenfedern lediglich zur Übertragung des progressiven Verlaufs herangezogen werden. Auch können jedoch die Außenfedern entsprechend progressiv ausgestaltet werden, während die Innenfeder linear sind. So kann es beispielsweise möglich sein, die Außenfedern so zu dimensionieren und auszugestalten, dass diese zwar eine progressive Kennlinie aufweisen, dennoch einen Großteil der Kräfte bzw. Momente übertragen.

Fig. 10 zeigt eine Teilquerschnittsdarstellung, wie sie bereits in den Fig. 4A, 8A und 9 gezeigt wurde, von einem weiteren Drehschwingungsdämpfer 130, bei dem die zweite Stufe des Drehschwingungsdämpfers, also die zweite Mehrzahl von Federelementen 250 entsprechend der Version in Fig. 9 bzw. 8A und 8B ausgestaltet ist. Aber auch hier sind die Federelemente der ersten Mehrzahl von Federelementen 230 wiederum identisch ausgeführt, wobei diese jedoch diesmal zwar jedes Mal identisch lang ausgestaltet sind, jedoch die äußeren Federn 480 lange Federn sind, während die inneren Federn 490 kürzere Federn sind. Entsprechend sind auch hier wiederum die Federschuhe 580 derart ausgestaltet, dass diese auf die kürzeren inneren Federn 490 ausgelegt sind, wobei auch hier wiederum ein radiales Spiel zwischen den Federschuhen 580 und den entsprechenden äußeren und inneren Federn 480, 490 vorliegt. Die in Fig. 10 dargestellte Ausgestaltung unterscheidet sich von den zuvor beschriebenen Drehschwingungsdämpfern jedoch darin, dass hier die Federn nur teilweise progressiv ausgestaltet sind. Jeweils eine oder mehrere Federn auf den ersten 1 bis 3° progressiv ausgelegt, um so einen Stufensprung zu verrunden. Diese progressiven Windungen legen sich bei steigendem Moment nach den vorgenannten 1 bis 3° auf die nächste Windung auf, gehen also auf Block. Die sind somit abgeschaltet und nur noch der restliche, lineare Teil der betreffenden Feder ist dann im Krafteingriff. Fig. 10 zeigt so einen Drehschwingungsdämpfer mit kurzen Innenfedern 490, die teilweise progressiv ausgelegt sind.

Auch können jedoch andere Implementierungen vorgesehen werden, bei denen beispielsweise die Mehrstufigkeit der ersten Mehrzahl von Federelementen 230 durch progressiv gewickelte Federn realisiert wird. Dadurch kann gegebenenfalls nicht mehr von Knickmomenten, sondern vielmehr von Übergangsstellen gesprochen werden, wie dies bereits zuvor erläutert wurde. Durch die entsprechenden Windungsabstände können sich so bei steigendem Moment die eng gewickelten Federwindungen eher aneinander anlegen, so dass ihre Wirkung Windung für Windung abgeschaltet wird und somit eine nahezu stetige Progressivität erreichbar sein kann. Die Übergangsstellen verändern sich so zu einem breiten Übergangsbereich bzw. Knickmomentbereich. So können anstelle von Federpaketen im Rahmen der Federelemente des äußeren Federsatzes, also der ersten Mehrzahl von Federelementen oder der ersten Stufe des Drehschwingungsdämpfers beispielsweise progressiv gewickelte Federn 480 als Federelemente zum Einsatz kommen.

Fig. 11 zeigt eine schematisch stark vereinfachte Darstellung eines weiteren Drehschwingungsdämpfers 130, bei der die zuvor beschriebene fünfe Teilung des Drehschwingungsdämpfers aufgegeben und gegen eine viere Teilung ersetzt wurde. In Fig. 11 ist im Gegensatz zu den bisherigen Darstellungen somit lediglich ein vereinfachtes Model ohne die Komponenten des drehzahladaptiven Tilgers, der Anwendung, Anschläge und andere Komponenten dargestellt. Dies bedeutet jedoch nicht, dass kein drehzahladaptiver Tilger bzw. keine Tilgermassen 260 implementiert sind. Neben der Implementierung einer vierfachen Parallelschaltung anstelle der bisher gezeigten fünf-fachen Parallelschaltung der betreffenden Federelemente, die wiederum vorgebogen sind, werden hier sowohl für die erste Mehrzahl von Federelementen 230 wie auch für die zweite Mehrzahl von Federelementen 250 als äußere Federn 480, 480' jeweils Federn mit einer maximalen Länge verwendet, während die inneren Federn 490, 490' für beide Mehrzahlen von Federelementen 230, 250 kurze Federn sind.

Auch hier kann entsprechend durch eine entsprechende Ausgestaltung der Federn 480, 490 wiederum eine progressive Ausgestaltung der Kennlinien der beiden Stufen des Drehschwingungsdämpfers 130 erzielt werden, wobei wiederum die Übergangsstellen voneinander beabstandet sind.

Die Federn 480, 490 der Federelemente sind hier als gebogene Federn ausgestaltet, können bei anderen Implementierungen jedoch auch als gerade Federn umgesetzt werden. Ebenso können die Federenden ausgezogen werden, wie dies beispielsweise in Fig. 11 gezeigt ist.

Die Verwendung von vier oder fünf parallel geschalteten Federelementen je Mehrzahl von Federelementen 230, 250 kann hierbei gerade bei der Verwendung von mechanischen Federn einen Kompromiss hinsichtlich Reibung, möglichen Verdrehwinkel und andere Parameter begünstigen. Eine Parallelschaltung von weniger Federelementen kann so zwar grundsätzlich einen größeren Verdrehwinkel ermöglichen, kann jedoch zu einem Ansteigen der Reibung führen. Entsprechend kann eine Vergrößerung der Anzahl der parallel geschalteten Federelemente zu einer Verringerung des zur Verfügung stehenden Verdrehwinkelbereichs führen, allerdings den Verschleiß bzw. die Reibung günstig beeinflussen. Es kann daher durchaus möglich sein, Drehschwingungsdämpfer auch mit mehr oder weniger als den hier gezeigten 4 bzw. 5 parallel geschalteten Federelementen umzusetzen. Auch ist es bei weitem nicht zwingend, dass die erste Stufe und die zweite Stufe des Drehschwingungsdämpfers 130 die gleiche Anzahl von parallel geschalteten Federelementen aufweist.

Auch wenn im vorliegenden Fall im Wesentlichen Drehmomentwandler mithilfe eines Tilgers und eines Torsionsdämpfers mit Zwei- oder Mehrstufigkeit in beiden Federsätzen beschrieben worden sind, können auch Drehschwingungsdämpfer im Rahmen anderer Anfahrerelemente, beispielsweise nasslaufende oder trockenlaufende Kupplungen zum Einsatz kommen. Auch können entsprechende Drehschwingungsdämpfer an anderen Stellen, beispielsweise in einem Hybridmodul oder als Teil des Getriebes eines entsprechenden Antriebsstrangs verwendet werden.

Die in der vorstehenden Beschreibung, den nachfolgenden Ansprüchen und den beige-fügten Figuren offenbarten Merkmale können sowohl einzeln wie auch in beliebiger Kombination für die Verwirklichung eines Ausführungsbeispiels in ihren verschiedenen Ausgestaltungen von Bedeutung sein und implementiert werden.

Bezugszeichen

100	Anfahrelement
110	Eingang
120	Ausgang
130	Drehschwingungsdämpfer
140	Eingang
150	Ausgang
160	Kupplung
170	Drehmomentwandler
180	Pumpen/Turbinen-Anordnung
190	Pumpenrad
200	Turbinenrad
210	Leitrad
220	Abstützung
230	erste Mehrzahl von Federelementen
240	Zwischenmasse
250	zweite Mehrzahl von Federelementen
260	Tilgermasse
270	Antriebsstrang
280	Verbrennungsmotor
290	Getriebe
300	Gehäuse
305	flexible Platte
310	Bohrung
320	erste Gehäuseschale
330	Verschweißung
340	zweite Gehäuseschale
350	Außenlamellen
355	Außenlamellenträger
360	Innenlamellen
370	Innenlamellenträger
380	Kolben

390 Achse
400 Dichtung
410 Federelement
420 weitere Dichtung
430 Zentralscheibe
440 Abdeckblech
450 Nabenscheibe
460 Vernietung
470 Abtriebsnabe
480 äußere Feder
490 innere Feder
500 Pumpenschaufel
510 Turbinenschaufel
520 Tilgermassenträgerstruktur
530 Bahnblech
540 Vernietung
550 Einzeltilgermasse
560 Vernietung
570 Ansteuerabschnitt
580 Federschuh
600 Kennlinie
610 Teilabschnitt
620 Übergangsstelle
630 Maximaldrehmoment

Patentansprüche

1. Drehschwingungsdämpfer (130), beispielsweise für einen Antriebsstrang (270) eines Kraftfahrzeugs, zum Dämpfen eines Schwingungsanteils einer Drehbewegung, mit folgenden Merkmalen:
 - einem Eingang (140), einem Ausgang (150) und einer zwischen dem Eingang (140) und dem Ausgang (150) angeordneten Zwischenmasse (240);
 - einer ersten Mehrzahl von Federelementen (230), die zwischen den Eingang (140) und die Zwischenmasse (240) gekoppelt ist und eine erste Stufe des Drehschwingungsdämpfers (130) bildet;
 - einer zweiten Mehrzahl von Federelementen (250), die zwischen die Zwischenmasse (240) und den Ausgang (150) gekoppelt ist und eine zweite Stufe des Drehschwingungsdämpfers (130) bildet; und
 - wenigstens einer Tilgermasse (260), die ausgebildet ist, um in Abhängigkeit der Drehbewegung eine Schwingung auszuführen, um den Schwingungsanteil der Drehbewegung zu dämpfen,
 - wobei die erste Stufe des Drehschwingungsdämpfers (130) eine progressive erste Kennlinie (600) mit wenigstens einer Übergangsstelle (620) aufweist;
 - wobei die zweite Stufe des Drehschwingungsdämpfers (130) eine progressive zweite Kennlinie (600) mit wenigstens einer Übergangsstelle (620) aufweist; und
 - wobei alle Übergangsstellen (620) der ersten Kennlinie der ersten Stufe des Drehschwingungsdämpfers und der zweiten Kennlinie der zweiten Stufe des Drehschwingungsdämpfers bezogen auf das Drehmoment voneinander beabstandet sind.
2. Drehschwingungsdämpfer (130) nach Anspruch 1, bei dem die Übergangsstellen (620) der ersten Kennlinie und der zweiten Kennlinie bezogen auf das Drehmoment einen Abstand von wenigstens 20 Nm aufweisen.
3. Drehschwingungsdämpfer (130) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, bei dem bezogen auf das Drehmoment benachbarte Übergangsstellen (620) der ersten Kennlinie und der zweiten Kennlinie bezogen auf das Drehmoment einen Abstand von höchstens 100 Nm aufweisen.

4. Drehschwingungsdämpfer (130) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, bei dem erste und/oder die zweite Kennlinie (600) wenigstens einen mehrstufig progressiven Abschnitt aufweist, der die wenigstens eine Übergangsstelle (620) umfasst.
5. Drehschwingungsdämpfer (130) nach Anspruch 4, bei dem die erste und/oder die zweite Kennlinie (600) wenigstens Abschnitt mit einer wenigstens dreistufig progressiven Kennlinie aufweist.
6. Drehschwingungsdämpfer (130) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, bei dem die erste (230) und/oder die zweite Mehrzahl von Federelementen (250) wenigstens ein Federelement mit einer wenigstens abschnittsweise mehrstufig progressiven Kennlinie umfasst.
7. Drehschwingungsdämpfer (130) nach Anspruch 6, bei dem das wenigstens eine Federelement eine äußere Feder (480) und eine innere Feder (490) aufweist, wobei die innere Feder (490) einen kleineren Außendurchmesser als einen Innendurchmesser der äußeren Feder (480) aufweist und wenigstens teilweise entlang einer Umfangsrichtung innerhalb der äußeren Feder (480) angeordnet ist.
8. Drehschwingungsdämpfer (130) nach Anspruch 7, bei dem die äußere (480) oder die innere Feder (490) ausgebildet ist, um erst nach Überschreiten eines Stufenverdrehwinkels einen Drehmomentanteil zu der Kennlinie der betreffenden Stufe beizutragen.
9. Drehschwingungsdämpfer (130) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, bei dem erste und/oder die zweite Kennlinie (600) wenigstens einen kontinuierlich progressiven Abschnitt aufweist, der die wenigstens eine Übergangsstelle (620) umfasst.
10. Drehschwingungsdämpfer (130) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, bei dem die erste (230) und/oder die zweite Mehrzahl von Federelementen (250) wenigstens ein Federelement mit einer wenigstens abschnittsweise kontinuierlich progressiven Kennlinie umfasst.

11. Drehschwingungsdämpfer (130) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, bei dem die erste Stufe des Drehschwingungsdämpfers ausgebildet ist, um ein erstes Maximaldrehmoment (630) abzugeben, und bei dem die zweite Stufe des Drehschwingungsdämpfers ausgebildet ist, um ein zweites Maximaldrehmoment (630) abzugeben, wobei sich das erste Maximaldrehmoment von dem zweiten Maximaldrehmoment unterscheidet.

12. Drehschwingungsdämpfer (130) nach Anspruch 11, bei dem sich das erste und das zweite Maximaldrehmoment (630) um einen Wert zwischen 10 Nm und 20 Nm unterscheiden.

13. Drehschwingungsdämpfer (130) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, der ferner eine Tilgermassenträgerstruktur (520) umfasst, die ausgebildet ist, um die wenigstens eine Tilgermasse (260) beweglich zu führen, sodass die wenigstens eine Tilgermasse (260) die Schwingung ausführen kann, wobei die Tilgermassenträgerstruktur (520) entweder mit dem Ausgang (150) des Drehschwingungsdämpfers (130) drehfest verbunden oder ein Teil der Zwischenmasse (240) des Drehschwingungsdämpfers (130) ist.

14. Anfahrerelement (100), beispielsweise für einen Antriebsstrang (270) eines Kraftfahrzeugs, mit folgenden Merkmalen:

einem Eingang (110) und einem Ausgang (120); und

einem Drehschwingungsdämpfer (130) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, der mit seinem Eingang (140) und seinem Ausgang (150) zwischen den Eingang (110) und den Ausgang (120) des Anfahrerelements (100) gekoppelt ist.

15. Anfahrerelement (100) nach Anspruch 14, das ein Drehmomentwandler (170) ist, wobei das Anfahrerelement (100) ein Turbinenrad (200) umfasst, das entweder mit dem Ausgang (150) der Drehschwingungsdämpfers (130) drehfest verbunden oder ein Teil der Zwischenmasse (240) des Drehschwingungsdämpfers (130) ist.

1/11

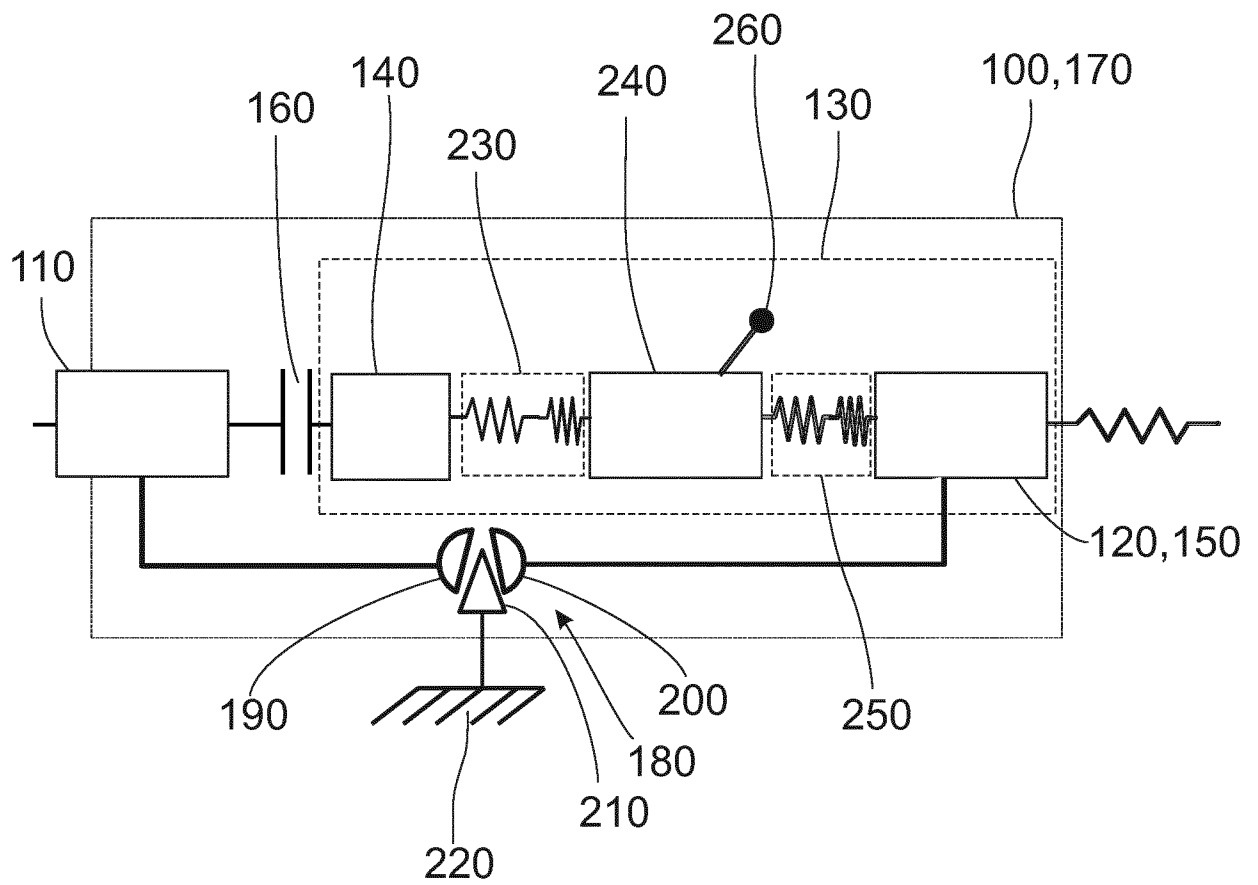


Fig. 1

2/11

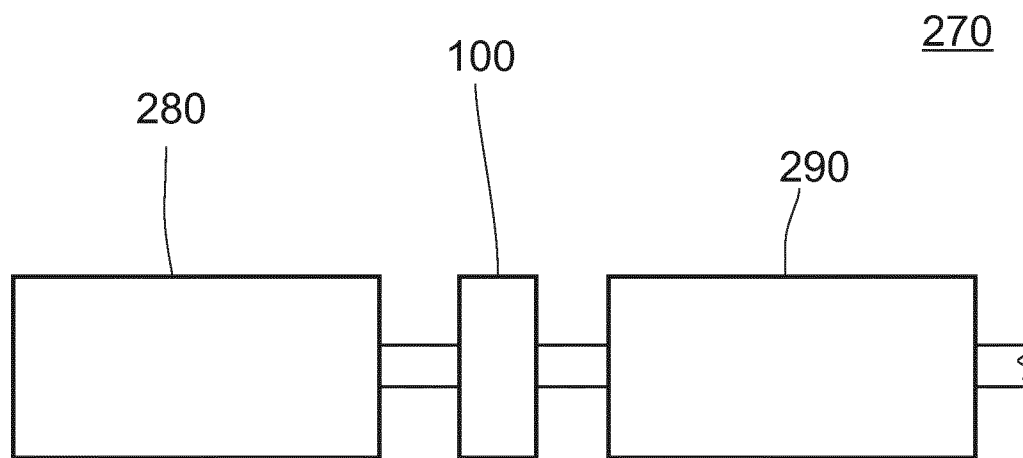


Fig. 2

3/11

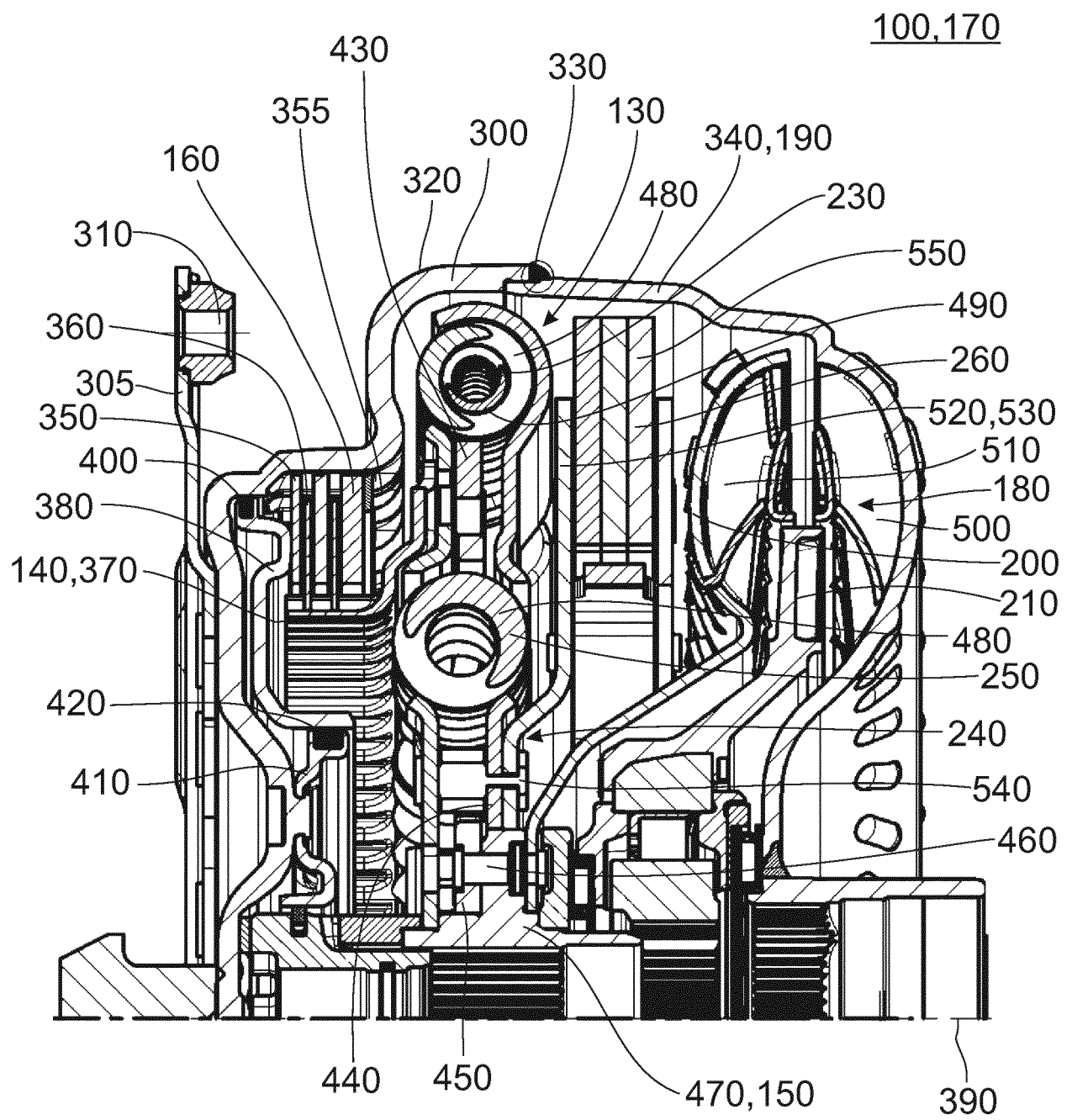


Fig. 3

4/11

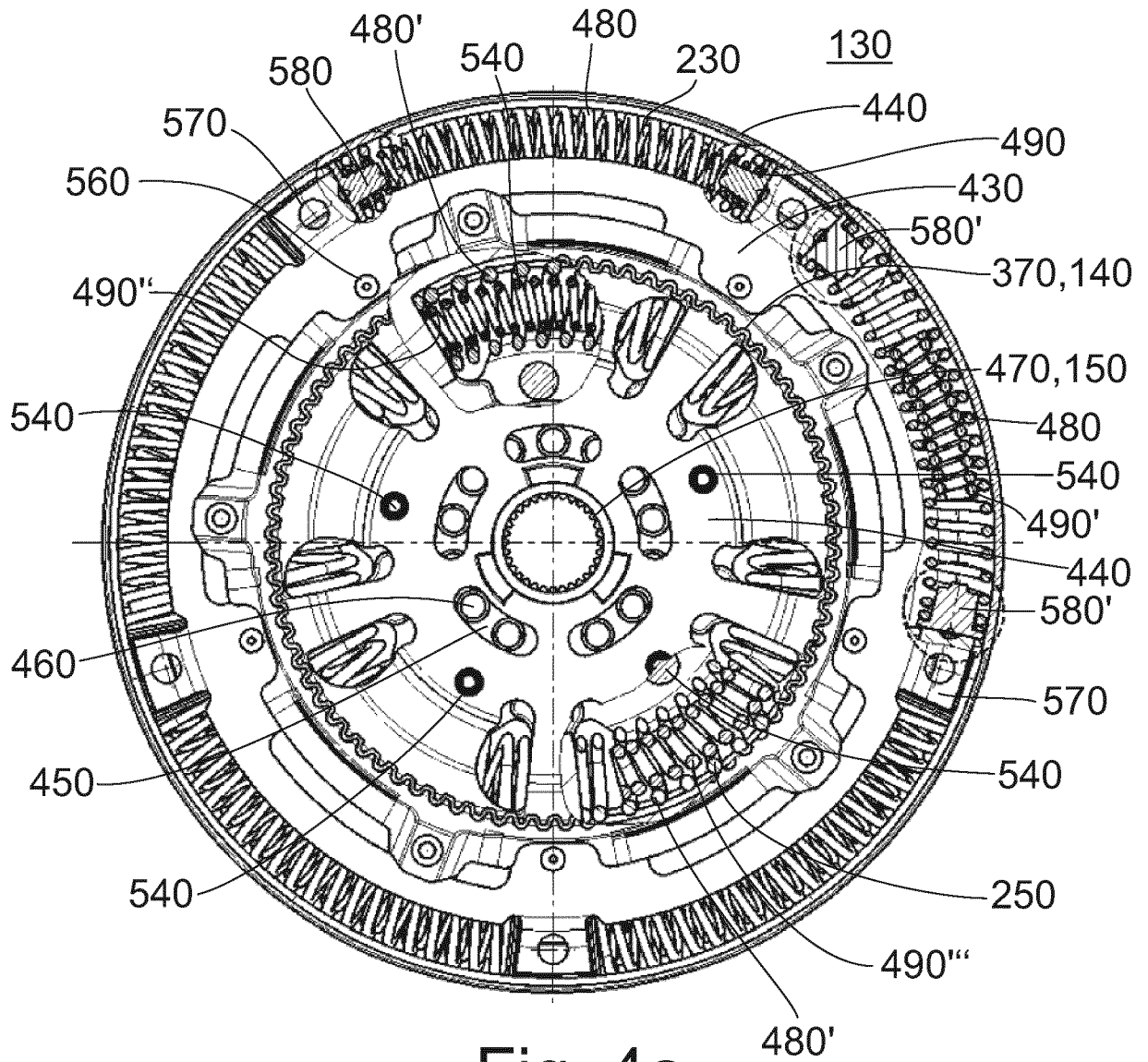


Fig. 4a

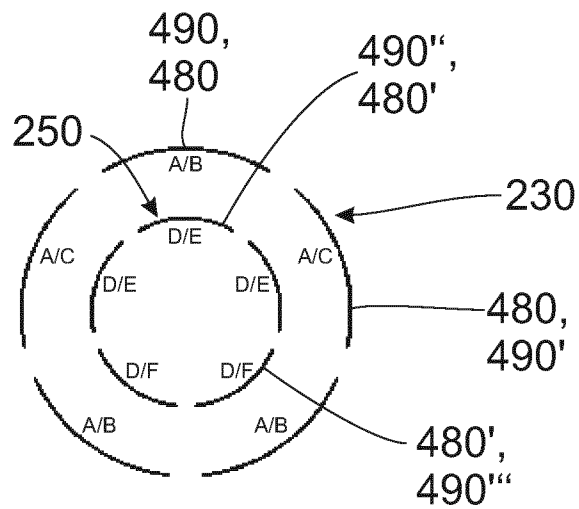


Fig. 4b

5/11

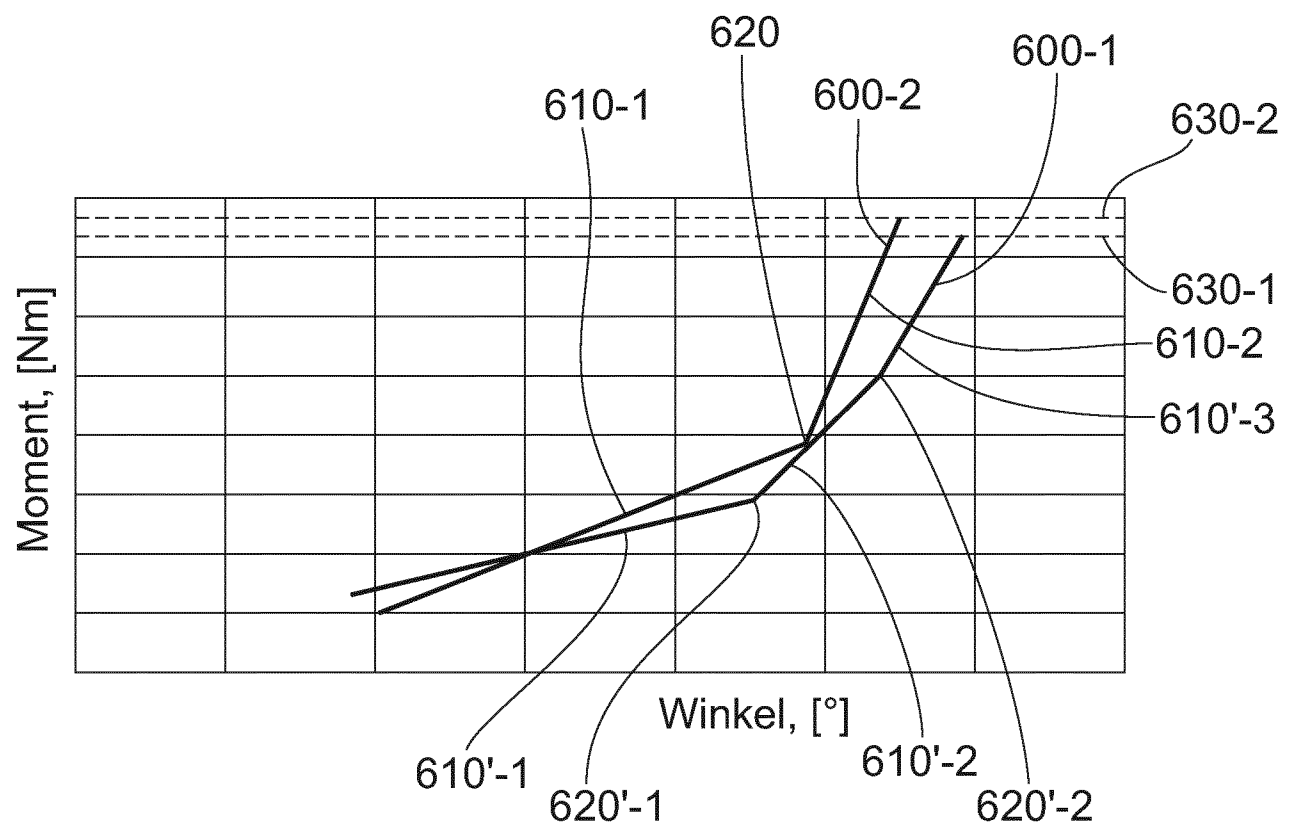


Fig. 5

6/11

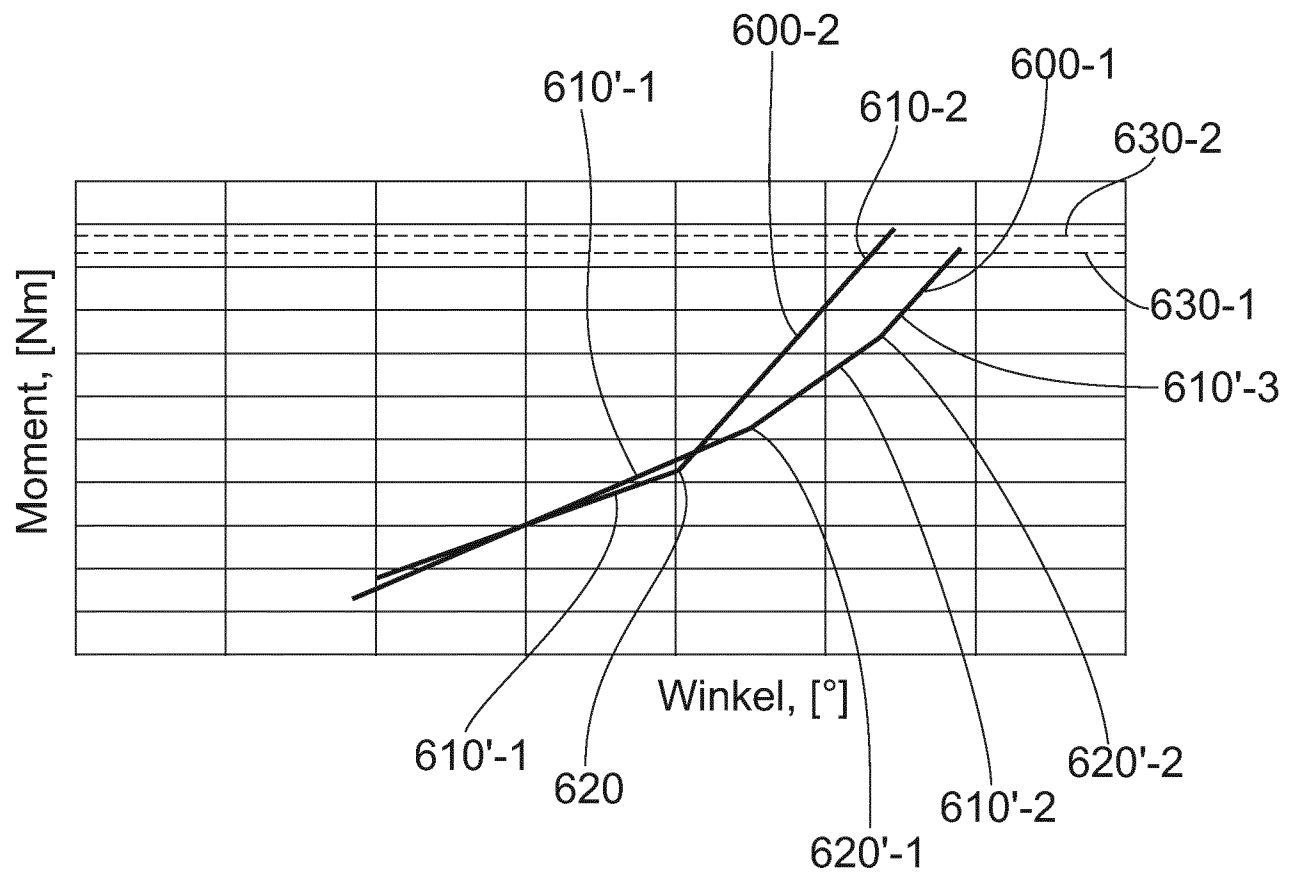


Fig. 6

7/11

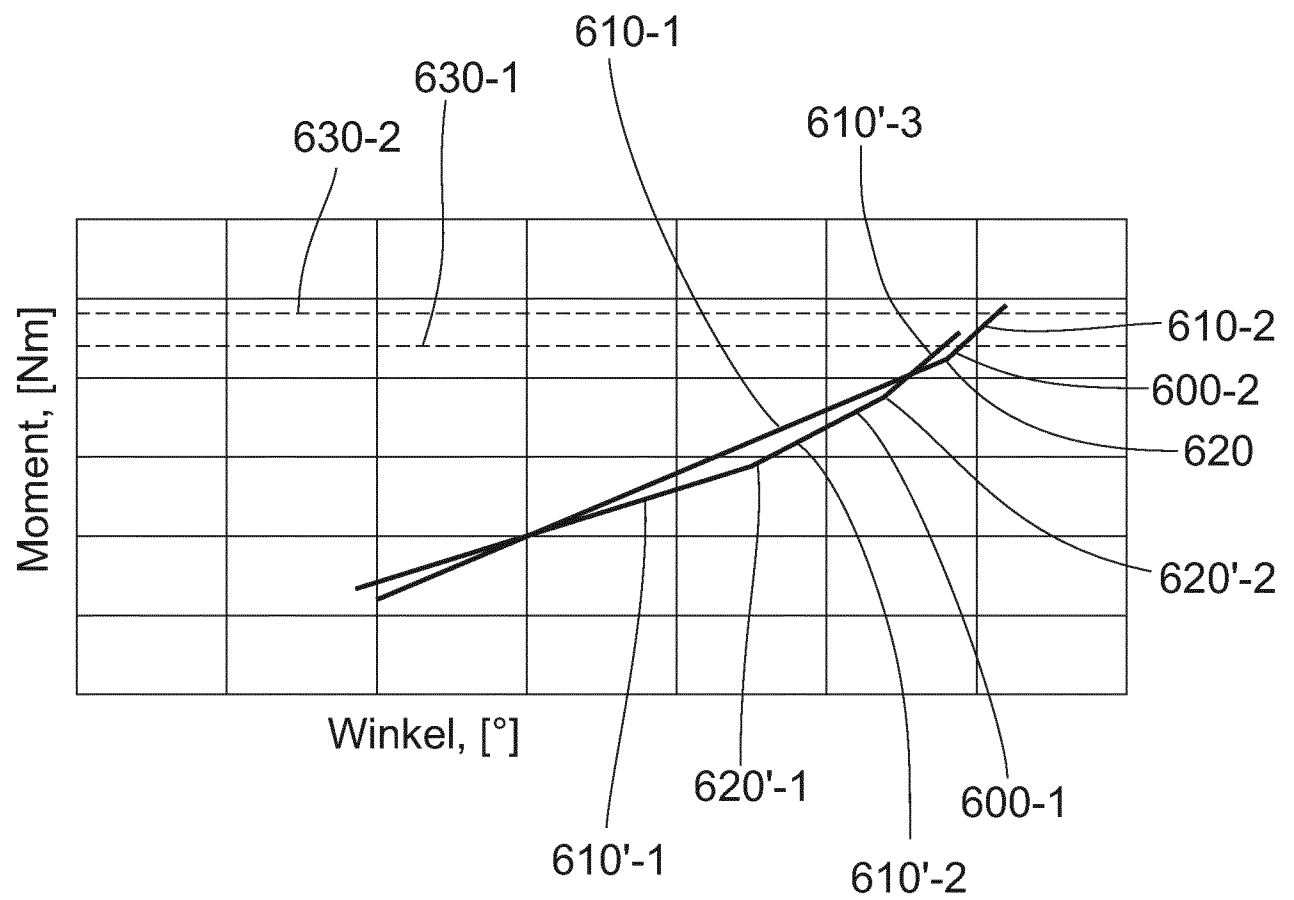


Fig. 7

8/11

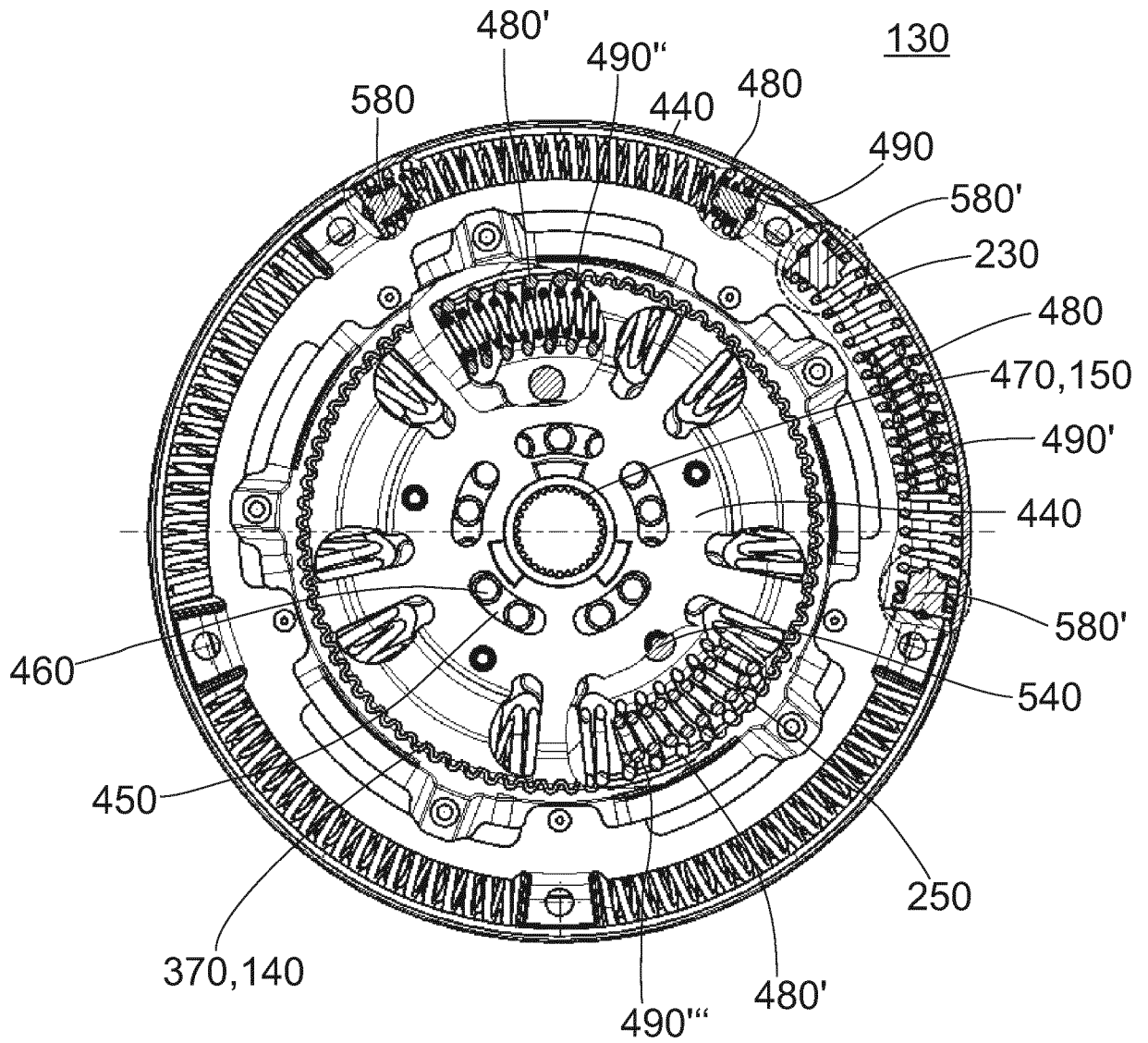


Fig. 8a

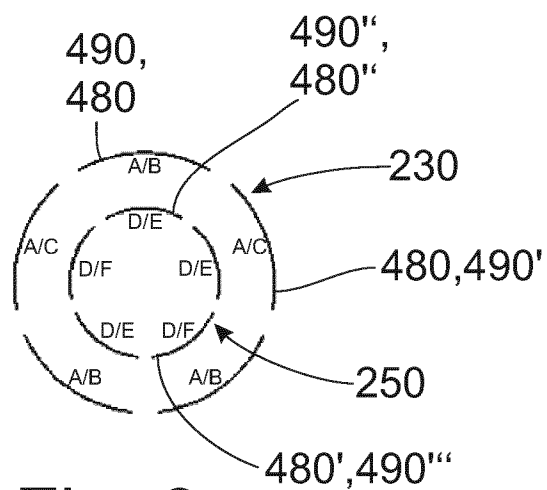


Fig. 8a

9/11

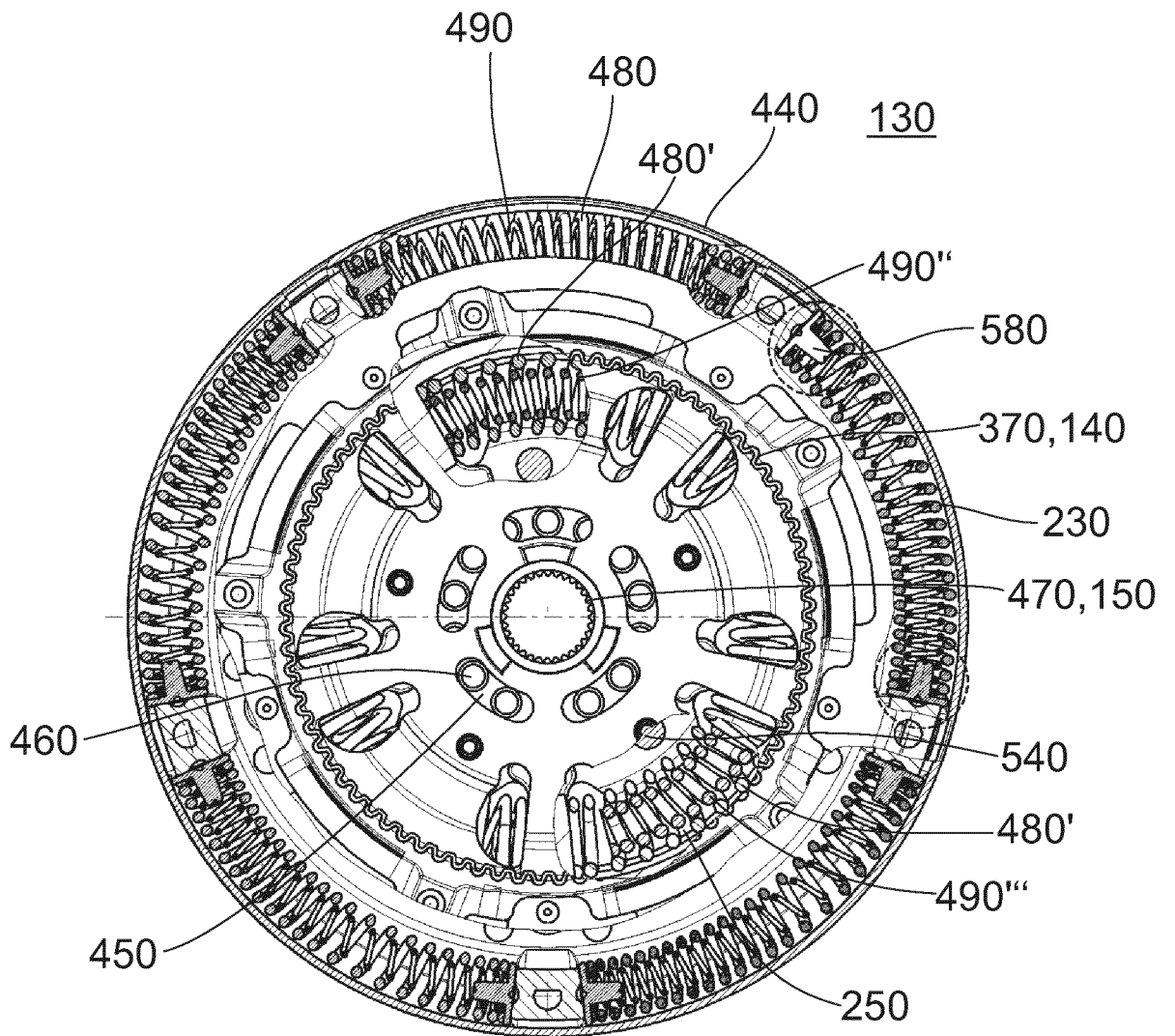


Fig. 9

10/11

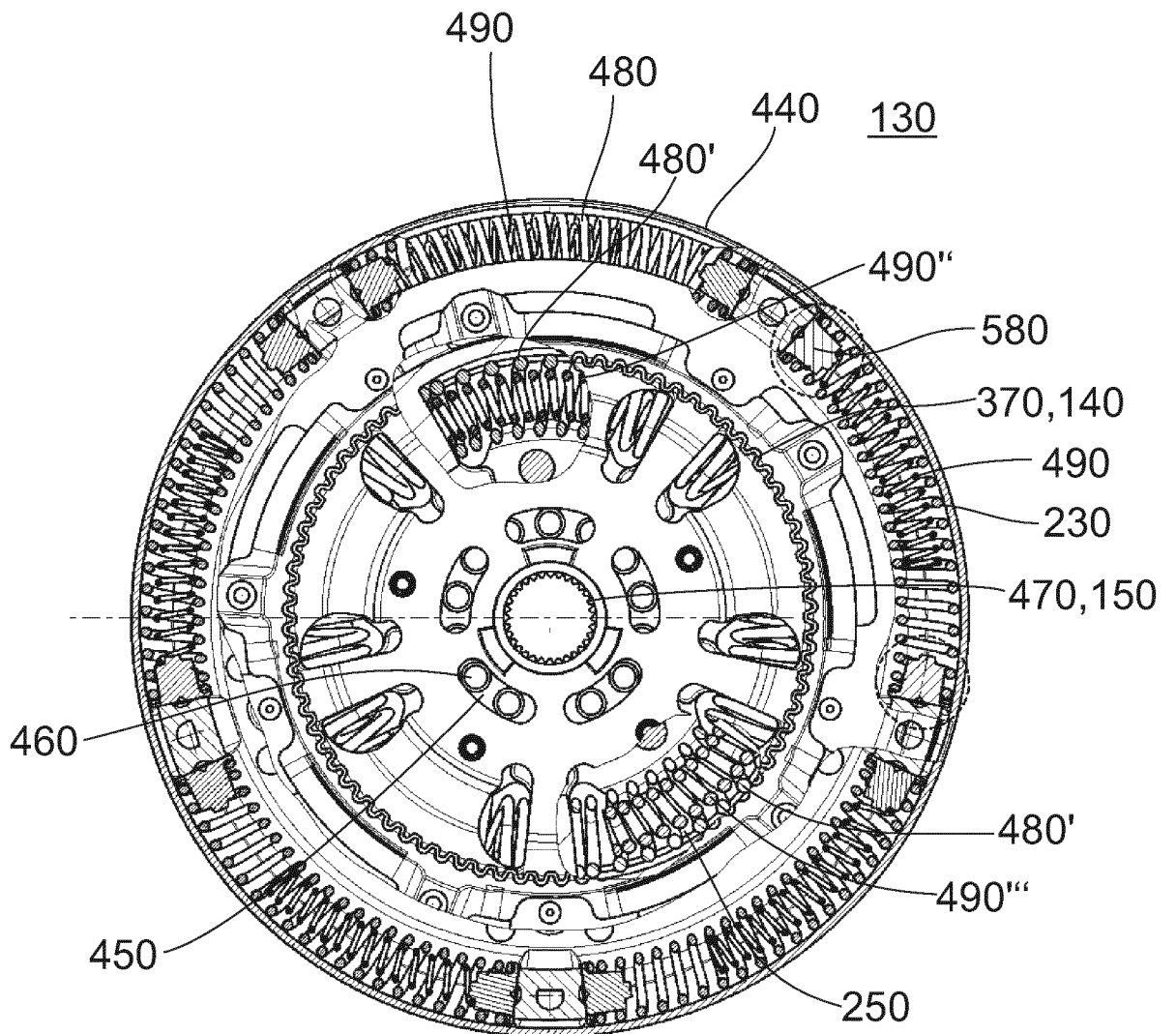


Fig. 10

11/11

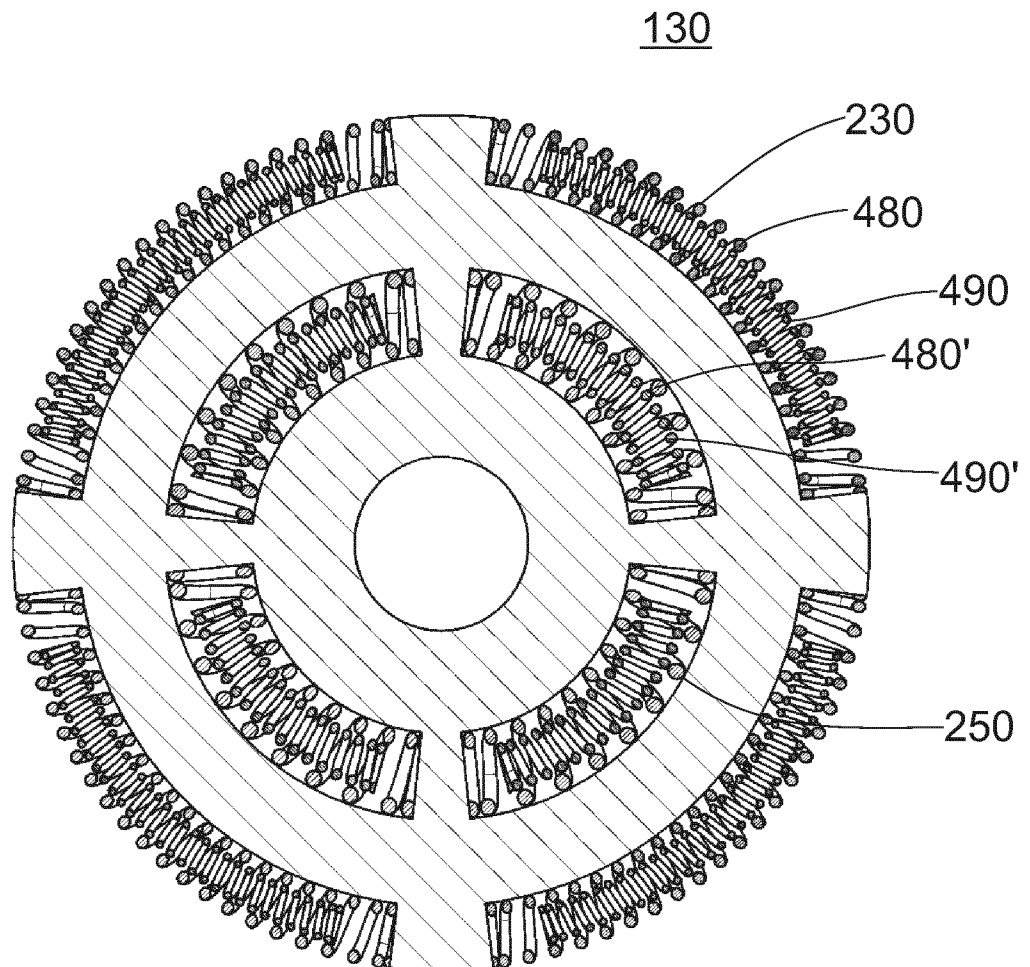


Fig. 11

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/EP2015/068614

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
INV. F16F15/123
ADD.

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
F16F

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

EPO-Internal, WPI Data

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	WO 2014/016071 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 30 January 2014 (2014-01-30) figure 1	1-15
Y	----- EP 2 157 336 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 24 February 2010 (2010-02-24) figures 1-2 paragraph [0005] paragraph [0030]	1-15
A	----- DE 10 2008 043250 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 6 May 2010 (2010-05-06) the whole document ----- -/-	1-15



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents :

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

30 October 2015

Date of mailing of the international search report

11/11/2015

Name and mailing address of the ISA/

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Jordan, David

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No

PCT/EP2015/068614

C(Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 2009/247307 A1 (ISHIKAWA KAZUNORI [JP] ET AL) 1 October 2009 (2009-10-01) the whole document	1-15
A	----- DE 10 2012 211093 A1 (SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG [DE]) 24 January 2013 (2013-01-24) the whole document -----	1-15

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/EP2015/068614

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
WO 2014016071 A1	30-01-2014	CN 104508320 A DE 102012213015 A1 EP 2877755 A1 US 2015192194 A1 WO 2014016071 A1	08-04-2015 13-02-2014 03-06-2015 09-07-2015 30-01-2014
EP 2157336 A1	24-02-2010	AT 532993 T DE 102008041304 A1 EP 2157336 A1	15-11-2011 25-02-2010 24-02-2010
DE 102008043250 A1	06-05-2010	NONE	
US 2009247307 A1	01-10-2009	CN 101874169 A DE 112009000052 T5 JP 2009243599 A US 2009247307 A1 WO 2009122840 A1	27-10-2010 16-09-2010 22-10-2009 01-10-2009 08-10-2009
DE 102012211093 A1	24-01-2013	CN 103765038 A DE 102012211093 A1 DE 112012003009 A5 EP 2734746 A1 WO 2013010523 A1	30-04-2014 24-01-2013 10-04-2014 28-05-2014 24-01-2013

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
INV. F16F15/123
ADD.

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
F16F

Recherchierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, WPI Data

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
Y	WO 2014/016071 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 30. Januar 2014 (2014-01-30) Abbildung 1	1-15
Y	----- EP 2 157 336 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 24. Februar 2010 (2010-02-24) Abbildungen 1-2 Absatz [0005] Absatz [0030]	1-15
A	----- DE 10 2008 043250 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 6. Mai 2010 (2010-05-06) das ganze Dokument ----- -/-	1-15



Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen



Siehe Anhang Patentfamilie

* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

"A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

"E" frühere Anmeldung oder Patent, die bzw. das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

"L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

"O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

"P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

"T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

"X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

"Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

30. Oktober 2015

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

11/11/2015

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde
Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040,
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Jordan, David

C. (Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	US 2009/247307 A1 (ISHIKAWA KAZUNORI [JP] ET AL) 1. Oktober 2009 (2009-10-01) das ganze Dokument	1-15

A	DE 10 2012 211093 A1 (SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG [DE]) 24. Januar 2013 (2013-01-24) das ganze Dokument	1-15

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2015/068614

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
WO 2014016071 A1	30-01-2014	CN 104508320 A DE 102012213015 A1 EP 2877755 A1 US 2015192194 A1 WO 2014016071 A1	08-04-2015 13-02-2014 03-06-2015 09-07-2015 30-01-2014
EP 2157336 A1	24-02-2010	AT 532993 T DE 102008041304 A1 EP 2157336 A1	15-11-2011 25-02-2010 24-02-2010
DE 102008043250 A1	06-05-2010	KEINE	
US 2009247307 A1	01-10-2009	CN 101874169 A DE 112009000052 T5 JP 2009243599 A US 2009247307 A1 WO 2009122840 A1	27-10-2010 16-09-2010 22-10-2009 01-10-2009 08-10-2009
DE 102012211093 A1	24-01-2013	CN 103765038 A DE 102012211093 A1 DE 112012003009 A5 EP 2734746 A1 WO 2013010523 A1	30-04-2014 24-01-2013 10-04-2014 28-05-2014 24-01-2013