

(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  
22. Mai 2009 (22.05.2009)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer  
**WO 2009/062479 A1**

(51) Internationale Patentklassifikation:  
**F16H 45/02** (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE2008/001852

(22) Internationales Anmeldedatum:  
10. November 2008 (10.11.2008)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:  
61/003,052 14. November 2007 (14.11.2007) US

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): **LUK LAMELLEN UND KUPPLUNGSBAU BETEILIGUNGS KG** [DE/DE]; Industriestrasse 3, 77815 Bühl (DE).

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): **SWANK, Michael** [US/US]; 8234 Aylsworth Road, 44691 Wooster (US).  
**LINDEMANN, Patrick** [US/US]; 4400 Woodlake Trail, Wooster, OH 44691 (US).

(74) Gemeinsamer Vertreter: **LUK LAMELLEN UND KUPPLUNGSBAU BETEILIGUNGS KG**; Industriestrasse 3, 77815 Bühl (DE).

(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, 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, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: TORQUE CONVERTER WITH A TURBINE MASS ABSORBER, AND OPERATING METHOD

(54) Bezeichnung: DREHMOMENTWANDLER MIT TURBINEN-MASSSENTILGER UND BETRIEBSVERFAHREN

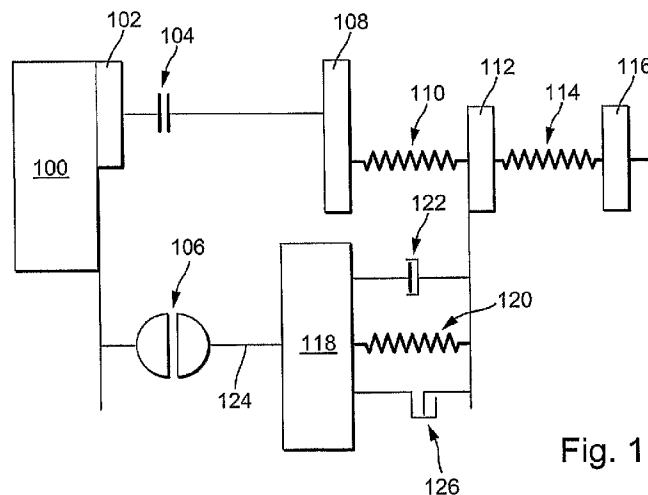


Fig. 1

(57) Abstract: Torque converter which has the following: a first damper stage (110; 222); a second damper stage (114; 224); a movable flange (112; 226) which connects the first and the second damper stages in a rotationally fixed manner; a mass inertia element (118; 212); and a dynamic torsion damper (120; 122; 232). The torsion damper connects the mass inertia element and the flange. In one preferred embodiment, the mass inertia element is a turbine. In one embodiment, the first damper stage is a radially outer damper stage and the second damper stage is a radially inner damper stage. In another embodiment, the torsion damper generates a frictional moment when it rotates.

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2009/062479 A1



MC, MT, NL, NO, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

— vor Ablauf der für Änderungen der Ansprüche geltenden Frist; Veröffentlichung wird wiederholt, falls Änderungen eintreffen

**Veröffentlicht:**

— mit internationalem Recherchenbericht

---

**(57) Zusammenfassung:** Drehmomentwandler, der Folgendes aufweist: eine erste Dämpferstufe (110,-222); eine zweite Dämpferstufe (114;224); einen beweglichen Flansch (112;226), der die erste und die zweite Dämpferstufe drehfest verbindet; ein Massenträgheitselement (118;212); und einen abgestimmten Torsionsdämpfer (120;122;232). Der Torsionsdämpfer verbindet das Massenträgheitselement und den Flansch. In einer bevorzugten Ausführungsform ist das Massenträgheitselement eine Turbine. In einer Ausführungsform ist die erste Dämpferstufe eine radial äußere Dämpferstufe und die zweite Dämpferstufe ist eine radial innere Dämpferstufe. In einer anderen Ausführungsform erzeugt der Torsionsdämpfer ein Reibmoment, wenn er sich dreht.

## DREHMOMENTWANDLER MIT TURBINEN-MASSENTILGER UND BETRIEBSVERFAHREN

Die Erfindung bezieht sich allgemein auf Drehmomentwandler und genauer auf einen Drehmomentwandler mit einer Turbine, die als abgestimmter Massentilger ausgebildet ist.

Drehmomentwandler beinhalten allgemein eine mechanische Kupplung um den hydrodynamischen Kreislauf zu umgehen und damit den Kraftstoffverbrauch zu verringern. Oft ist ein Torsionsisolator in die Drehmomentwandlerkupplung eingebaut um die Übertragung von Dreh-schwingungen von dem Motor auf das Getriebe zu verringern. Die Leistung des Isolators wird verbessert, wenn seine Federkonstante reduziert wird. Ein Weg um die Federkonstante zu reduzieren ist es, mehrere Sätze von Federn in einer Reihenanordnung zu verwenden.

Das im gleichen Eigentum befindliche U.S. Patent Nr. 6,244,401 (erteilt am 12. Juni 2001 an Maienschein et al. für eine „KRAFTÜBERTRAGUNGS-VORRICHTUNG“), welches hier vollumfänglich einbezogen wird, legt einen Drehmomentwandler mit einem „Turbinen-Reihendämpfer“ offen, der einen Eingangsbereich aufweist, der sich im Eingriff mit der Turbine befindet. Der Dämpfer weist eine erste Dämpferstufe und eine zweite Dämpferstufe auf. In Fig. 2, stellt ein Zwischenstück oder ein beweglicher Flansch das Ausgangsteil der ersten Dämpferstufe dar und hält zusammen mit einem sich radial erstreckenden flanschförmigen Teil, der mit dem Zwischenstück verbunden ist, die Energiespeichervorrichtungen der zweiten Dämpferstufe.

Der bewegliche Flansch weist eine beträchtliche Massenträgheit auf und seine Anordnung in dem Drehmomentpfad zwischen Gruppen konzentrischer Federn führt einen Freiheitsgrad (Flanschmodus) ein, der in manchen Fahrzeugen unangenehme Vibrationen im Antriebsstrang hervorruft. Maienschein führt eine Blattfeder ein um eine gewünschte Menge von Reibmoment zu erreichen um die Energie des Flanschmodus aufzunehmen. Leider verschlechtert das Hinzufügen von Reibung die Leistung des Isolators auf allen Frequenzen außer der Flanschmodusfrequenz.

Die im gleichen Eigentum befindliche U.S. Patentanmeldung Nr. 7,083,029 (erteilt am 11. August 2006 an Seebacher et al. für eine „LEISTUNGS-ÜBERTRAGUNGSVORRICHTUNG MIT FLUIDISCHER KOPPLUNG“), welche hier vollumfänglich einbezogen wird, legt einen Drehmomentwandler offen, der einen „doppelten Dämpfer“ mit zwei Dämpferstufen aufweist,

- 2 -

insbesondere eine radiale Innenstufe und eine radiale Außenstufe. Ein Läufer oder eine Turbine ist fest mit dem Träger verbunden, welcher im Gegenzug an zwei Scheiben oder Deckelplatten befestigt ist. Die Deckelplatten bilden das Eingangsteil der radial inneren Dämpferstufe.

Die Masse der Turbine erhöht die sekundäre Massenträgheit, d.h. die Massenträgheit, welche nach der äußeren Dämpferstufe im Drehmomentpfad angeordnet ist, um Drehschwingungen des Motors entgegenzuwirken und die Schwingungen zu verringern, die an den Antriebsstrang übertragen werden. Gleichfalls, senkt das Hinzufügen von Massenträgheit von der Turbine zu den Deckelplatten oder dem beweglichen Flansch die Resonanzfrequenz des beweglichen Flansches ab, und in einigen Fahrzeugen außerhalb des Fahrbereichs. Leider bleibt die Resonanzfrequenz in anderen Fahrzeugen im Fahrbereich und verursacht unangenehme Schwingungen im Antriebsstrang.

Daher gibt es seit langem einen Bedarf für eine verbesserte Drehmomentwandlerkonstruktion, wobei ein Flanschmodus ohne die Verwendung von Reibung verringert wird. Es gibt auch seit langem einen Bedarf für eine verbesserte Drehmomentwandlerkonstruktion, wobei die Übertragung von Drehschwingungen des Motors ohne Erzeugen von unangenehmen Schwingungen im Antriebsstrang verringert wird.

Die vorliegende Erfindung weist allgemein einen Drehmomentwandler auf, der eine erste Dämpferstufe, eine zweite Dämpferstufe, einen beweglichen Flansch, der die erste und die zweite Dämpferstufe in Bezug auf Drehung verbindet, ein Massenträgheitselement und einen abgestimmten Torsionsdämpfer aufweist. Der Torsionsdämpfer verbindet das Massenträgheitselement und den Flansch. In einer bevorzugten Ausführungsform ist das Massenträgheitselement eine Turbine. In einer Ausführungsform ist die erste Dämpferstufe eine radial äußere Dämpferstufe und die zweite Dämpferstufe ist eine radial innere Dämpferstufe. In einer anderen Ausführungsform erzeugt der Torsionsdämpfer unter Drehung ein Reibmoment.

In einer anderen Ausführungsform weist der Torsionsdämpfer ein elastisches Element mit einem linearen Nulldrehmomentdurchgang auf. In einer weiteren Ausführungsform ist das elastische Element eine Schraubenfeder. In anderen Ausführungsformen weist das elastische Element eine in Torsionsrichtung elastische Platte auf. Die Platte kann fest mit dem Flansch und der Turbine verbunden werden. Die Platte und der Flansch können jeweils einen axialen Versatz aufweisen, wobei der Versatz der Platte geringer ist als der Versatz des Flansches.

In einer Ausführungsform liegt die Bewegung des Torsionsdämpfers zwischen 2 Grad und 20 Grad. In einer anderen Ausführungsform liegt die Bewegung zwischen 6 Grad und 10 Grad. In einer anderen Ausführungsform ist die gesamte Drehbewegung des Torsionsdämpfers durch eine Verbindung mit Spiel zwischen dem Massenträgheitselement und dem Flansch begrenzt. In noch einer anderen Ausführungsform ist die Verbindung mit Spiel ein Niet, der in einem Schlitz in dem Flansch oder in einer Keilwellenverbindung angeordnet ist.

Die vorliegende Erfindung weist allgemein auch einen Drehmomentwandler auf, der Folgendes aufweist: eine radial äußere erste Dämpferstufe; eine radial innere zweite Dämpferstufe; einen beweglichen Flansch mit einem ersten axial abgesetzten Bereich, wobei der Flansch die erste und die zweite Dämpferstufe drehfest verbindet; eine Turbine; und eine in Bezug auf Torsion elastische Platte mit einem linearen Nulldrehmomentdurchgang und einem zweiten axial abgesetzten Bereich, der fest mit der Turbine und dem Flansch verbunden ist. Die erste Versatzposition ist axial weiter abgesetzt als die zweite Versatzposition und die Berührung zwischen der ersten und der zweiten Versatzposition erzeugt ein Reibmoment wenn der Torsionsdämpfer gedreht wird.

Die vorliegende Erfindung weist auch ein Verfahren zum Betrieb eines Drehmomentwandlers auf, welches die folgenden Schritte aufweist: Aufnehmen eines Drehmoments in einer ersten Dämpferstufe; Übertragen des Drehmoments von der ersten Dämpferstufe auf einen beweglichen Flansch; Übertragen des Drehmoments von dem beweglichen Flansch auf eine zweite Dämpferstufe; und Verbinden eines Massenträgheitselements mit dem Flansch durch einen abgestimmten Torsionsdämpfer, um eine Resonanz des Flansches zu unterdrücken. In einer Ausführungsform weist das Verfahren den Schritt des Abstimmens des Torsionsdämpfers auf um eine Hochfrequenzspitze dadurch abzubauen, dass die Federkonstante und die Reibung des Dämpfers an den Flansch angepasst werden. In einer Ausführungsform liegt die Reibung zwischen 5 Nm und 20 Nm, oder die Federkonstante wird so berechnet, dass sie die Resonanz des Massenträgheitselements an einen Punkt unterhalb des untertourigen Fahrbereichs verschiebt.

In einer Ausführungsform ist das Massenträgheitselement eine Turbine des Drehmomentwandlers. In einer anderen Ausführungsform liegt die gesamte Verdrehung des Torsionsdämpfers zwischen 2 Grad und 20 Grad. In einer weiteren Ausführungsform liegt die Verdrehung zwischen 6 und 10 Grad.

- 4 -

Es ist ein allgemeines Ziel der vorliegenden Erfindung eine verbesserte Konstruktion für einen Drehmomentwandler zur Verfügung zu stellen, womit der Flanschmodus abgesenkt wird. Es ist auch ein Ziel der Erfindung eine verbesserte Drehmomentwandlerkonstruktion zur Verfügung zu stellen, wobei die Übertragung von Torsionsschwingungen des Motors verringert wird ohne unangenehme Schwingungen im Antriebsstrang hervorzurufen.

Diese und andere Ziele und Vorzüge der vorliegenden Erfindung werden aus der nun folgenden Beschreibung bevorzugter Ausführungsformen der Erfindung und aus den beigefügten Zeichnungen und Ansprüchen ersichtlich.

Die Art und Betriebsweise der vorliegenden Erfindung wird nun in der folgenden ausführlichen Beschreibung genauer erläutert, insbesondere wenn diese mit Bezug auf die beigefügten Zeichnungen gelesen wird. Darin zeigt:

Fig. 1 ein Schema einer Dämpferanordnung gemäß der vorliegenden Erfindung;

Fig. 2 eine obere Hälfte eines Drehmomentwandler Querschnitts, die eine Ausführungsform der Dämpferkonfiguration von Fig. 1 darstellt; und

Fig. 3 ein Diagramm einer simulierten Differenzialreaktion für verschiedene Dämpferanordnungen mit einem 6-Zylinder Dieselmotor.

## AUSFÜHRLICHE BESCHREIBUNG DER ERFINDUNG

Eingangs ist festzuhalten, dass gleiche Bezugszahlen in verschiedenen Zeichnungsansichten gleiche oder funktional ähnliche elementare Bestandteile der Erfindung kennzeichnen. Obgleich die vorliegende Erfindung mit Bezug auf derzeit bevorzugte Ausführungsformen beschrieben wird, ist festzuhalten, dass die beanspruchte Erfindung nicht auf die offengelegten Ausführungsformen beschränkt ist.

Weiterhin ist festzuhalten, dass die vorliegende Erfindung nicht auf eine bestimmte beschriebene Methodik, Werkstoffe und Modifikationen beschränkt ist und als solche natürlich variiert werden kann. Es ist ebenso festzuhalten, dass die hier verwendeten Bezeichnungen nur der Beschreibung bestimmter Ausführungsformen dienen und den Schutzzumfang der vorliegen-

den Erfindung nicht einschränken, der nur durch die beigefügten Patentansprüche begrenzt ist.

Falls nicht anders bestimmt, dann haben alle technischen und wissenschaftlichen Ausdrücke, die hier verwendet werden die gleiche Bedeutung wie sie allgemein von Fachleuten im Bereich der Technik wo die Erfindung angesiedelt ist verstanden wird. Obgleich beliebige Verfahren, Vorrichtungen oder Werkstoffe, die ähnlich oder gleichwertig zu den Beschriebenen sind, beim Ausführen oder Ausprobieren der Erfindung verwendet werden können, werden nun bevorzugte Verfahren, Vorrichtungen und Werkstoffe beschrieben.

Fig. 1 ist eine schematische Darstellung der Dämpferanordnung 100 gemäß der vorliegenden Erfindung.

Fig. 2 ist die obere Hälfte eines Drehmomentwandler Querschnitts, der eine Ausführungsform der Dämpferanordnung in Fig. 1 darstellt.

Fig. 3 ist ein Diagramm einer simulierten Differentialreaktion für verschiedene Dämpferanordnungen in Verbindung mit einem 6-Zylinder Dieselmotor, obgleich andere Motoranordnungen (4-Zylinder, 5-Zylinder, 8-Zylinder, Benzinmotor, etc.) und Drehzahlen auch möglich sind. Das nun Folgende ist mit Bezug auf die Figuren 1 bis 3 zu sehen. In Fig. 1 sind die Massenträgheitsmomente als Blöcke dargestellt, obgleich sich die relative Größe der Blöcke nicht notwendigerweise auf die Massenträgheitsmomente der Komponenten bezieht. Der Motor 101 ist fest mit dem Drehmomentwandlergehäuse 102 gekoppelt. Die Drehmomentwandlerkupplung 104 und der Fluidkreislauf 106 werden schematisch als parallele Drehmomentpfade gezeigt, die von dem Gehäuse 102 ausgehen. Die Kupplung 104 verbindet die Kolbenplatte 108 mit dem Gehäuse 102 wenn sie eingreift. Die Feder 110 koppelt den beweglichen Flansch 112 mit der Kolbenplatte 108 mit Torsionselastizität. Ebenso koppelt die Feder 114 die Ausgangsnabe 116 elastisch mit dem Flansch 112. Allgemein verbessert die Minimierung der Reibung zwischen dem Kolben 108, dem Flansch 112 und der Nabe 116 die Leistung des Isolators. In dem parallelen Pfad ist das Massenträgheitselement 118 mit dem Flansch 112 durch das nachgiebige Element 120 und das Dämpferelement 122 gekoppelt. Das Element 122 kann jedes in der Technik bekannte Dämpferelement sein, z.B. ein Reibelement oder ein hydraulisches Element. Das Element 120 kann jedes in der Technik bekannte nachgiebige Element sein. In der folgenden Erörterung wird als nachgiebiges Element eine Feder verwendet. In einer bevorzugten Ausführungsform ist das Massenträgheitselement 118 eine Turbine des Flu-

idkreislaufs 106. Andere Ausführungsformen (nicht gezeigt) enthalten ein zusätzliches Massenträgheitselement, wobei in diesem Fall die symbolische Verbindung 124 zwischen dem Massenträgheitselement 118 und dem Fluidkreislauf 106 beseitigt ist.

Das Element 126 begrenzt die Verdichtung des Elements 120 und die Bewegung des Dämpfers 122. Wenn die Kupplung 104 in Eingriff kommt, dann ist die in dem Element 120 gespeicherte Kraft im Allgemeinen wesentlich kleiner als die Antriebskraft des Motors 100. Jedoch, wenn sich die Kupplung 104 nicht im Eingriff befindet, dann überträgt der Fluidkreislauf 106 Drehmoment von dem Motor 101 über die Verbindung 124 auf das Massenträgheitselement 118 und das Element 120. Der Bewegungsbegrenzer 126 begrenzt die Menge der auf das Element 120 ausgeübten Kraft zur Erhöhung der Lebensdauer.

Die Feder 120 ist dazu eingerichtet, die Resonanzfrequenz der Turbine auf einen Punkt genau unter der Minimaldrehzahl zu verlagern, wo die Kupplung in Eingriff kommt. Die niedrigste Motordrehzahl, bei der die Kupplung in Eingriff kommt kann als Grenze für untertourige Fahrweise bezeichnet werden. Zum Beispiel kann die gewünschte Turbinenresonanzdrehzahl 955 U/min betragen (47,75 Hz für einen 6-Zylinder Motor), wenn man annimmt, dass die Minimaldrehzahl für untertourige Fahrweise 1000 U/min beträgt. Die Federkonstante kann unter Verwendung der folgenden Gleichung berechnet werden:

$$k=4J\pi^2f^2$$

wobei J das Massenträgheitsmoment der Turbine von 0,035 kg·m<sup>2</sup> ist und f die abgestimmte Frequenz von 47,75 Hz ist. Demnach sollte für dieses Beispiel die Federkonstante k auf 3150,5 Nm/rad (55 Nm/°) für eine Grenze des niedertourigen Fahrbereichs von 1000 U/min ausgelegt werden.

Die Feder 120 führt einen zusätzlichen Freiheitsgrad in das Schwingungssystem ein und teilt die Resonanzfrequenz des beweglichen Flansches in zwei Resonanzfrequenzen auf. Ein Abstimmen der Feder 120 bewegt die niedrigere Resonanzfrequenz aus dem normalen Betriebsbereich, aber die höhere Resonanzfrequenz kann sich nach wie vor im Betriebsbereich befinden, z.B. wie für die Linie 340 in Fig. 3 gezeigt. Das Dämpferelement 122 ist darauf ausgelegt, die höhere Resonanzfrequenz zu dämpfen. Reibungsdämpfung wird allgemein für das Element 122 verwendet, obwohl andere Dämpfungsarten (Fluid, Gummi, etc.) auch verwendet werden können. Reibungswerte von 5 Nm bis 20 Nm sind typisch, wobei Dieselmotoren we-



gen der erhöhten Drehmomentschwankungen mehr Reibung benötigen als Benzinmotoren. Das Element 122 dämpft die höhere Resonanz ohne die Isolatorleistung bei den anderen Frequenzen wesentlich zu verschlechtern, wie z.B. für die Linie 350 wie in Fig. 3 gezeigt.

In Fig. 2 weist die Drehmomentwandleranordnung 200 eine Pumpe 202 und einen Deckel 204 (analog zum Deckel 102 in Fig. 1) auf. Der Deckel 204 ist an der Flexplatte 206 mit Nasen 208 befestigt. Die Flexplatte 206 erhält Drehmoment von einem Motor (nicht gezeigt) durch die Befestigung mit Verbindungselementen 210. Drehmoment von der Pumpe 202 wird auf die Turbine 212 übertragen und von dem Leitrad 214 umgelenkt. Der Wandler 200 weist auch einen Dämpfer 216 auf. Turbinendrehmoment wird durch den Dämpfer 216 auf die Eingangswelle 218 übertragen. Die Kupplung 220 überbrückt den Fluidkreislauf, der von der Pumpe 202, der Turbine 212 und dem Stator 214 erzeugt wird zur Verringerung des Kraftstoffverbrauchs. Das heißt, die Kupplung 220 verbindet den Deckel 204 direkt mit dem Dämpfer.

Der Dämpfer 216 weist eine Dämpferstufe 222 (analog zu 110 in Fig. 1), Dämpferstufe 224 (analog zu 114 in Fig. 1) und einen beweglichen Flansch 226 (analog zum Flansch 112 in Fig. 1) auf, der die Stufen 222 und 224 drehfest verbindet. Mit drehfester Verbindung ist gemeint, dass Drehmoment, welches von der Stufe 222 aufgenommen wird, von dem Flansch auf die Stufe 224 übertragen wird und umgekehrt. In einer bevorzugten Ausführungsform weist der bewegliche Flansch 226 eine Deckelplatte 228 und eine Deckelplatte 230 auf. In einer anderen Ausführungsform ist die Dämpferstufe 222 eine radial äußere Dämpferstufe und die Dämpferstufe 224 ist eine radial innere Dämpferstufe. In einer weiteren Ausführungsform sind die Stufen 222 und 224 axial benachbart auf einem ähnlichen Radius angebracht.

Der Dämpfer 216 weist einen abgestimmten Torsionsdämpfer 232 (analog zum Element 120 in Fig. 1) auf, der die Turbine 212 drehfest mit dem Flansch 226 verbindet. Obgleich die Turbine 212 gezeigt wird, kann der Dämpfer 232 jedes Massenträgheitselement drehfest verbinden, welches in Bezug auf Drehung nicht gekoppelt ist, wenn sich die Kupplung 104 im Eingriff befindet. In einer bevorzugten Ausführungsform weist der Dämpfer 232 ein beliebiges in der Technik bekanntes Bauteil auf, welches einen linearen Nulldrehmomentübergang aufweist. Das heißt, wenn das Element vom positiven Drehmoment zum negativen Drehmoment umgeschaltet wird, ist die Federkonstante beim Nulldurchgang linear. Anders ausgedrückt, der Nulldrehmomentdurchgang ist linear, wenn das Eindrehen des Dämpfers 232 von einer ersten Drehrichtung auf eine zweite entgegengesetzte Drehrichtung geändert wird.

In einer anderen Ausführungsform (nicht gezeigt) weist der Dämpfer 232 eine Schraubenfeder auf. In einer anderen Ausführungsform (nicht gezeigt) weist der Dämpfer 232 eine in Bezug auf Drehung elastische Platte auf. Die drehelastische Platte kann kranzförmige Ringe zur Befestigung an der Turbine 212 und dem Flansch 226 aufweisen, und dünne Füße, welche die Ringe verbinden und gleichzeitig ein Eindrehen erlauben. In einer anderen Ausführungsform (nicht gezeigt) sind die Füße einstückig ausgeformt und bilden eine S-Kurve, ähnlich der in der im gleichen Eigentum befindlichen U.S. Patentanmeldung Nr. 60/876,317 (U.S. Provisional, angemeldet am 21. Dezember 2006 von Kneidel und Schroeder für eine „FEDERPLATTE ZUR VERMEIDUNG VON SPIEL“), welche hier vollumfänglich einbezogen wird. In einer bevorzugten Ausführungsform (nicht gezeigt) ist der Dämpfer 232 fest an der Turbine 212 und an dem Flansch 226 angebracht, z.B. jeweils durch Niete 234 und 236.

Der Dämpfer 232 und der Flansch 226 können einen axialen Versatz 238 zwischen den Befestigungsarten aufweisen. Der Versatz in dem Dämpfer 232 ist geringer als der Versatz in dem Flansch 226 in freiem Zustand, d.h. der Flansch befindet sich in Fig. 2 weiter links als der Dämpfer. Der Versatz in dem Dämpfer 232 ist größer, damit die Befestigungsarten sich nahe an den Befestigungsarten des Flansches 226 befinden, so dass Niete 236 angebracht werden können. In einer bevorzugten Ausführungsform weist die Deckelplatte 228 den Bereich des Flansches 226 mit dem Versatz 238 auf. In einer bevorzugten Ausführungsform erzeugt die Kraft des Dämpfers 232 auf dem Flansch 226 in der Richtung 239 Reibung (analog zum Deckel 122 in Fig. 1) um die Ungleichmäßigkeiten der Drehung zu dämpfen wenn sich der Dämpfer 232 dreht.

In einer bevorzugten Ausführungsform ist die Verdrehung der mit Spiel behafteten Verbindung 240 (analog zum Element 126 in Fig. 1) begrenzt, welche einen Abstandsniet 234 und einen Schlitz 242 im Flansch 226 aufweist. Daher können sich die Turbine 212 und der Dämpfer 232 um einen vorbestimmten Winkelbetrag drehen, bevor sie den Flansch 226 in Eingriff bringen. In einer bevorzugten Ausführungsform liegt die vorbestimmte Entfernung zwischen 2 Grad und 20 Grad. Genauer gesagt kann die Entfernung auch zwischen 6 Grad und 10 begrenzt sein. In einer anderen Ausführungsform (nicht gezeigt) ist die gesamte Verdrehung des Torsionsdämpfers 232 durch eine Keilwellenverbindung mit Spiel begrenzt.

Im Überbrückungsbetrieb wird Motordrehmoment auf den Deckel 204 durch die Flexplatte 206 übertragen. Die Kolbenplatte 244 erhält Drehmoment von dem Deckel 204 über die Blattfeder 246. Der Kolben 244 ist gegenüber der Eingangswelle 218 mit der Dichtung 248 abgedichtet

und ermöglicht es dem Kolben 244, die Kupplung 220 zu schließen und Drehmoment auf die Platte 250 zu übertragen, wenn der Fluidruck in der Kammer 251 hoch genug ist. Die Platte 250 überträgt Drehmoment auf die Deckelplatte 252 durch die Keilwellenverbindung 254. Der Niet 56 verbindet die Deckelplatte 252 mit der Deckelplatte 258. Die Platten 252 und 258 treiben die Feder 260 an, welche Drehmoment auf den beweglichen Flansch 226 aufbringt. Die Platten 228 und 230 des Flansches 226 drücken die Feder 262 zusammen, welche die Eingangswelle 218 über die Keilwellenverbindung 264 auf dem Ausgangsflansch 266 antreibt.

Wie oben beschrieben ermöglicht der Torsionsdämpfer 232 es der Massenträgheit der Turbine 212 sich relativ zum Flansch 226 zu schwingen. Der Dämpfer 232 und die Turbine 212 sind an der Turbinennabe 268 vernietet. Die Bohrung 270 in dem Flansch 266 stellt einen Freiraum für ein Nietwerkzeug zur Verfügung um den Niet 234 zu stauchen. Der vergrößerte Kopfbereich 272 des Niets 234 hindert die Deckelplatte 228 daran sich axial zu bewegen, während er es der Platte 228 nach wie vor ermöglicht, sich während des Verdrehens des Torsionsdämpfers 232 in Rotationsrichtung zu bewegen. Die Nabe 268 ist auf dem Flansch 266 zentriert.

Die Lager 274 und 276 steuern die axiale Bewegung der Bauteile im Wandler 200. Die Keilwellenverbindung 254 begrenzt die axiale Bewegung der Platte 252. Die Nietverbindung 256 bestimmt die axiale Anordnung der Platte 228 und der Turbine 212 und der Nabe 268 mit dem Niet 234. Der Absatz 278 steuert die axiale Bewegung des Flansches 266 relativ zur Nabe 268.

In Fig. 3 ist auf der Abszisse die Motordrehzahl aufgetragen und auf der Ordinate sind die Spitzenschwankungen der Drehzahl des Differenzials aufgetragen. Andersherum ausgedrückt, die Reaktion des Differenzials, die als Spitzenschwankung der Drehzahl gemessen wird, wird über der Motordrehzahl für verschiedene Dämpferanordnungen aufgetragen. Ein typischer Dieselmotor kann zwischen 800 U/min und 3500 U/min betrieben werden, wobei die Drehmomentwandlerkupplung bei einer Drehzahl, die im niedrigsten Fall bei 1000 U/min liegen kann, in Eingriff kommt. Größere Spitzenschwankungen führen mit größerer Wahrscheinlichkeit zu unerwünschten Vibrationen und zur Beeinträchtigung des Fahrers.

Die gepunktete Linie 310 bildet die Differenzialreaktion eines Antriebsstranges ab, der einen Reihendämpfer ohne Reibung auf der Turbine aufweist. Wie oben beschrieben, zeigt die Linie 310 teilweise wegen der Massenträgheit des beweglichen Flansches eine Resonanzstelle bei

ungefähr 1900 U/min. Die Strichpunktlinie 320 stellt die Reaktion dar, wenn Reibung zu dem Dämpfer der Linie 310 hinzugefügt wird. Obgleich die Spitze bei 900 U/min beseitigt ist, ist die Isolierung bei Motordrehzahlen über und unter der Resonanzstelle verringert, wie die größeren Schwankungen zeigen. Zum Beispiel liegt die Linie 320 über der Linie 310 für Drehzahlwerte unter ungefähr 1500 und über 2500 U/min.

Die strichpunktierte Linie 330 bildet die Reaktion eines Antriebsstranges mit einer doppelten Dämpferanordnung ab. Eine zusätzliche Massenträgheit der Turbine verursacht eine niedrigere Resonanzstelle als der Turbinen-Reihendämpfer (ungefähr 1000 U/min), aber die Resonanz liegt immer noch im üblichen Betriebsbereich dieses Motors und würde unangenehme Vibrationen hervorrufen.

Die gestrichelte Linie 340 bildet die Reaktion eines Antriebsstranges mit einer Dämpferanordnung ohne Reibung, einem sogenannten „Turbinentilger“ gemäß der vorliegenden Erfindung, ab. In diesem Beispiel ist der Turbinentilger auf eine Drehzahl von 955 U/min abgestimmt. Hier ist die Resonanz des freien Flansches des Reihendämpfers auf zwei Resonanzstellen aufgeteilt. Die niedrigere Resonanzstelle 342 liegt bei einer Motordrehzahl von ungefähr 750 U/min unter dem üblichen Fahrbereich. Die Resonanzstelle 344 liegt bei einer Drehzahl von ungefähr 2600 U/min. Die Stelle 344 liegt damit immer noch im Fahrbereich dieser Anordnung aus Motor und Antriebsstrang, kann aber wesentlich verringert werden, wenn Reibung hinzugefügt wird, wie die strichpunktierte Linie 350 zeigt. Die Dämpferreibung bedingt eine leichte Verringerung der Isolatorleistung bei geringen Drehzahlen, aber sie verringert die Resonanz an der Stelle 344. Insgesamt zeigt die Leistung des Turbinentilgers auf der Linie 350 eine wesentliche Verbesserung gegenüber dem Reihenturbinendämpfer und Anordnungen mit doppelten Dämpfern mit üblichen Überbrückungsdrehzahlen von 1000 U/min bis 3500 U/min. Der Turbinentilger zeigt eine wesentliche Isolation des Differentials aufgetragen über Zündungsschwankungen des Motors, die von der Volllinie 360 abgebildet werden.

Die vorliegende Erfindung weist auch ein Verfahren zum Betreiben eines Drehmomentwandlers auf. Obgleich das Verfahren aus Gründen der Klarheit als Abfolge von Schritten beschrieben ist, legt dies keine Reihenfolge der Schritte fest, es sei denn dies ist ausdrücklich bestimmt. Ein erster Schritt nimmt ein Drehmoment in einer ersten Dämpferstufe auf. Ein zweiter Schritt überträgt das Drehmoment von der ersten Dämpferstufe auf einen beweglichen Flansch. Ein dritter Schritt überträgt das Drehmoment von dem beweglichen Flansch auf eine zweite Dämpferstufe. Ein vierter Schritt verbindet ein Massenträgerelement mit dem

Flansch durch einen abgestimmten Torsionsdämpfer um eine Resonanz des Flansches zu verhindern.

In einer Ausführungsform stimmt der fünfte Schritt den Torsionsdämpfer ab um eine hochfrequente Spitze durch Anpassen der Federkonstante und der Reibung des Dämpfers mit dem Flansch abzusenken. In einer anderen Ausführungsform liegt die Reibung zwischen 5 Nm und 20 Nm oder die Federkonstante wird so berechnet, dass sie die Resonanz des Trägheitselements auf einen Punkt unter der Grenze für ruckfreien Fahrbetrieb legt. In einer Ausführungsform ist das Trägheitselement eine Turbine des Drehmomentwandlers. In einer anderen Ausführungsform liegt die gesamte Verdrehung des Torsionsdämpfers zwischen 2 Grad und 20 Grad. In einer weiteren Ausführungsform liegt die Verdrehung zwischen 6 Grad und 10 Grad.

Daraus wird ersichtlich, dass die Ziele der vorliegenden Erfindung wirksam erreicht werden, obgleich Modifikationen und Änderungen an der Erfindung für Fachleute ersichtlich sind und diese Modifikationen sich innerhalb des Schutzzumfangs der beanspruchten Erfindung befinden. Festzuhalten ist auch, dass die vorangehende Beschreibung lediglich die vorliegende Erfindung beispielhaft darstellt und in keinsten Weise einschränkt. Daher sind andere Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung möglich ohne über den Schutzzumfang der vorliegenden Erfindung hinauszugehen.

**Patentansprüche**

1. Drehmomentwandler, der Folgendes aufweist:  
eine erste Dämpferstufe;  
eine zweite Dämpferstufe;  
einen beweglichen Flansch, der die erste und die zweite Dämpferstufe drehfest verbindet;  
ein Massenträgheitselement; und  
einen abgestimmten Torsionsdämpfer, wobei der Torsionsdämpfer das Massenträgheitselement und den Flansch verbindet.
2. Drehmomentwandler nach Anspruch 1, wobei das Massenträgheitselement eine Turbine ist.
3. Drehmomentwandler nach Anspruch 1, wobei die erste Dämpferstufe eine radial äußere Dämpferstufe ist, und die zweite Dämpferstufe eine radial innere Dämpferstufe ist.
4. Drehmomentwandler nach Anspruch 1, wobei der Torsionsdämpfer ein Reibmoment erzeugt wenn er sich dreht.
5. Drehmomentwandler nach Anspruch 1, wobei der Torsionsdämpfer ein elastisches Bauteil mit einem linearen Nulldrehmomentdurchgang aufweist.
6. Drehmomentwandler nach Anspruch 5, wobei das elastische Bauteil eine in Bezug auf Torsion elastische Platte aufweist.
7. Drehmomentwandler nach Anspruch 6, wobei die Platte fest mit dem Flansch und dem Turbinenelement verbunden ist.
8. Drehmomentwandler nach Anspruch 6, wobei die Platte weiterhin einen axialen Versatz aufweist, der Flansch weiterhin einen axialen Versatz aufweist, und der Plattenversatz kleiner ist als der Flanschversatz.

9. Drehmomentwandler nach Anspruch 5, wobei das elastische Bauteil eine Schraubenfeder aufweist.
10. Drehmomentwandler nach Anspruch 1, wobei die gesamte Verdrehung des Torsionsdämpfers zwischen 2 Grad und 20 Grad liegt.
11. Drehmomentwandler nach Anspruch 10, wobei die Verdrehung zwischen 6 Grad und 10 Grad liegt.
12. Drehmomentwandler nach Anspruch 11, wobei die gesamte Verdrehung des Torsionsdämpfers durch eine Verbindung mit Spiel zwischen dem Massenträgerelement und dem Flansch begrenzt ist.
13. Drehmomentwandler nach Anspruch 12, wobei die Verbindung mit Spiel einen Niet aufweist, der in einem Schlitz in dem Flansch angeordnet ist.
14. Drehmomentwandler nach Anspruch 12, wobei die Verbindung mit Spiel eine Keilwellenverbindung aufweist.
15. Drehmomentwandler, der Folgendes aufweist:
  - eine radial äußere erste Dämpferstufe;
  - eine radial innere zweite Dämpferstufe;
  - einen beweglichen Flansch mit einem ersten axial versetzten Bereich, wobei der Flansch die erste und die zweite Dämpferstufe drehfest verbindet;
  - eine Turbine; und
  - eine torsionselastische Platte mit einem linearen Nulldrehmomentdurchgang und einem zweiten axial versetzten Bereich, der fest mit der Turbine und dem Flansch verbunden ist, wobei der erste versetzte Bereich axial weiter versetzt ist als der zweite versetzte Bereich, und wobei der Kontakt zwischen dem ersten und dem zweiten versetzten Bereich ein Reibmoment erzeugt, wenn der Torsionsdämpfer gedreht wird.
16. Verfahren zum Betrieb eines Drehmomentwandlers, welches die folgenden Schritte aufweist:

Aufnehmen eines Drehmoments in einer ersten Dämpferstufe;  
Übertragen des Drehmoments von der ersten Dämpferstufe auf einen beweglichen Flansch;  
Übertragen des Drehmoments von dem beweglichen Flansch auf eine zweite Dämpferstufe; und  
Verbinden eines Massenträgheitselements mit dem Flansch durch einen abgestimmten Torsionsdämpfer um eine Resonanz des Flansches zu unterdrücken.

17. Verfahren nach Anspruch 16, welches weiterhin den Schritt zum Abstimmen des Torsionsdämpfers aufweist, um eine hohe Frequenzspitze durch Anpassen der Federkonstante und der Reibung des Dämpfers mit dem Flansch zu verringern.
18. Verfahren nach Anspruch 17, wobei die Reibung zwischen 5 Nm und 20 Nm liegt.
19. Verfahren nach Anspruch 17, wobei die Federkonstante so berechnet ist, dass sie eine Resonanz des Massenträgheitselements auf einen Punkt unterhalb der Grenze des ruckfreien Fahrbetriebs verschiebt.
20. Verfahren nach Anspruch 16, wobei das Massenträgheitselement eine Turbine des Drehmomentwandlers ist.
21. Verfahren nach Anspruch 16, wobei die gesamte Verdrehung des Torsionsdämpfers zwischen 2 Grad und 20 Grad liegt.
22. Verfahren nach Anspruch 19, wobei die Verdrehung zwischen 6 Grad und 10 Grad liegt.



1/3

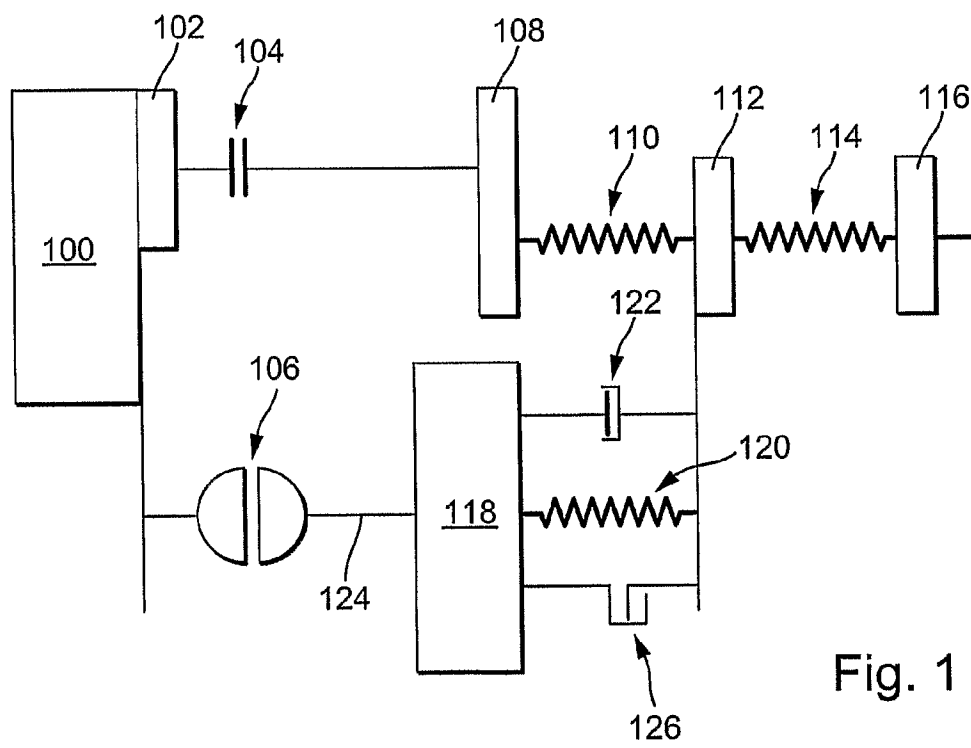
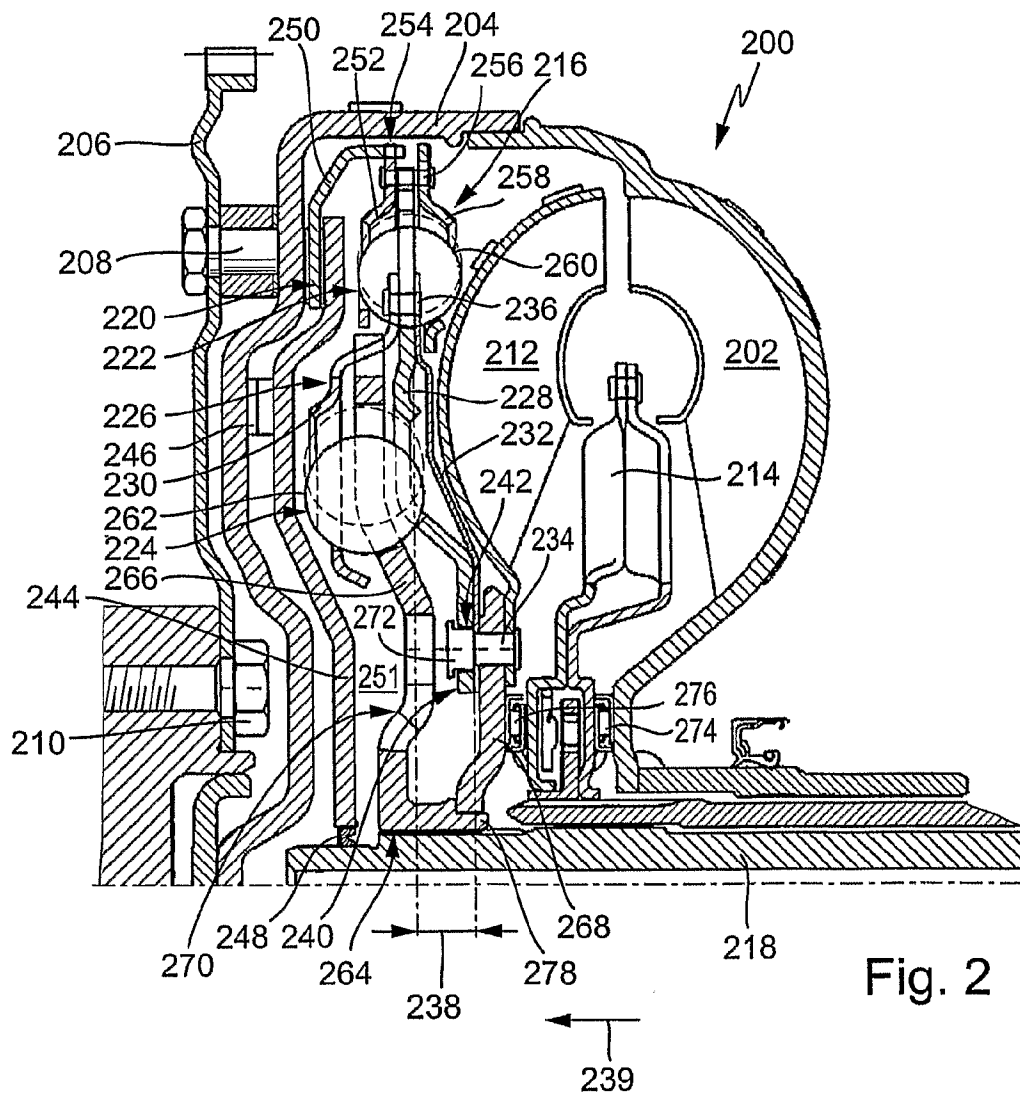


Fig. 1

2/3



3/3

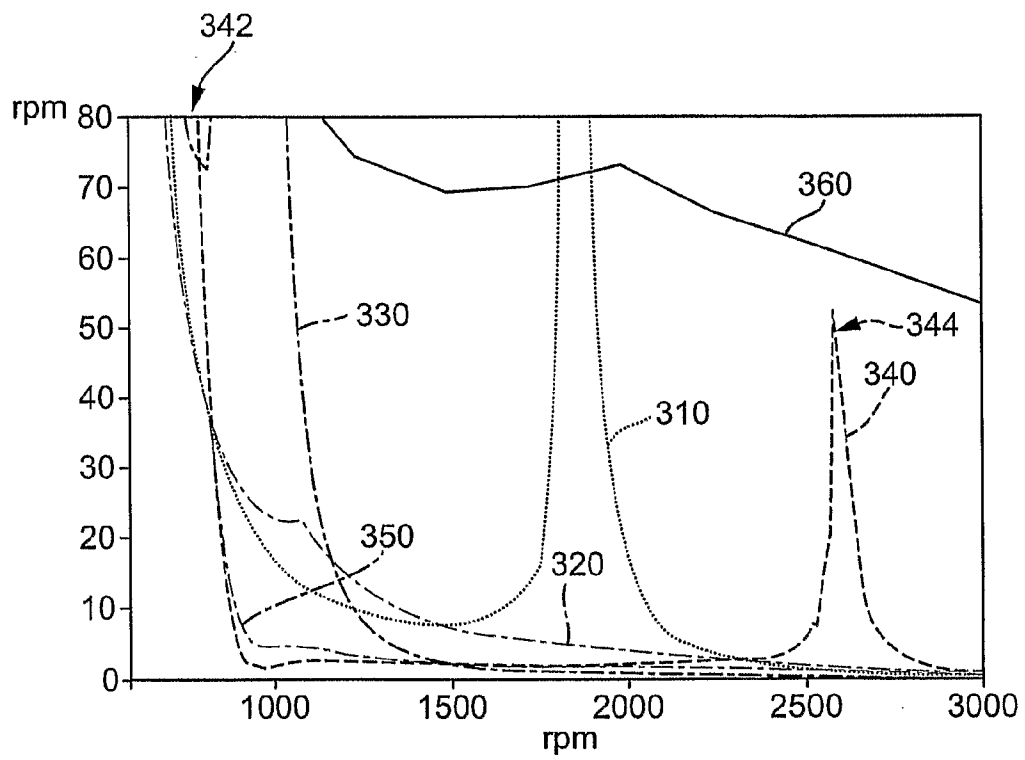


Fig. 3

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No  
PCT/DE2008/001852

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

INV. F16H45/02

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)

F16H 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 practical, search terms used)

EPO-Internal

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 102 36 752 A1 (DAIMLER CHRYSLER AG [DE]) 19 February 2004 (2004-02-19) paragraphs [0011], [0012], [0014], [0015], [0017] - [0019], [0039], [0041] - [0051] claims 2,3,5,6,9,10 figures 5-8	1-22
A	EP 1 464 873 A (ZF SACHS AG [DE]) 6 October 2004 (2004-10-06) paragraphs [0035] - [0043] figures 1,2	1,2,7, 15,16,20

☐ 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 document 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.

\*G\* document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

10 März 2009

Date of mailing of the international search report

20/03/2009

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

Truchot, Alexandre

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/DE2008/001852

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)		Publication date
DE 10236752	A1	19-02-2004	WO	2004018897 A1	04-03-2004
EP 1464873	A	06-10-2004	JP	2004308904 A	04-11-2004
			US	2004226794 A1	18-11-2004

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/DE2008/001852

## A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES

INV. F16H45/02

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

## B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

F16H 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

## C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 102 36 752 A1 (DAIMLER CHRYSLER AG [DE]) 19. Februar 2004 (2004-02-19) Absätze [0011], [0012], [0014], [0015], [0017] - [0019], [0039], [0041] - [0051] Ansprüche 2,3,5,6,9,10 Abbildungen 5-8	1-22
A	EP 1 464 873 A (ZF SACHS AG [DE]) 6. Oktober 2004 (2004-10-06) Absätze [0035] - [0043] Abbildungen 1,2	1,2,7, 15,16,20

☐ 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\* älteres Dokument, 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 anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann nahelegend ist

\*&\* Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

10. März 2009

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

20/03/2009

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

Truchot, Alexandre

**INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT**

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

**PCT/DE2008/001852**

Im Recherchenbericht angeführtes Patentedokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
DE 10236752	A1	19-02-2004	WO	2004018897 A1	04-03-2004
EP 1464873	A	06-10-2004	JP	2004308904 A	04-11-2004
			US	2004226794 A1	18-11-2004