

(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
19. November 2009 (19.11.2009)

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2009/138080 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:
F16H 1/00 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE2009/050022

(22) Internationales Anmeldedatum:
8. April 2009 (08.04.2009)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2008 001 791.4 15. Mai 2008 (15.05.2008) DE

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): **ZF Friedrichshafen AG** [DE/DE]; 88038 Friedrichshafen (DE).

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): **HAEUSLER, Felix** [DE/DE]; Johannisstraße 55, 49074 Osnabrück (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, 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, MC, MK, 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).

Erklärungen gemäß Regel 4.17:

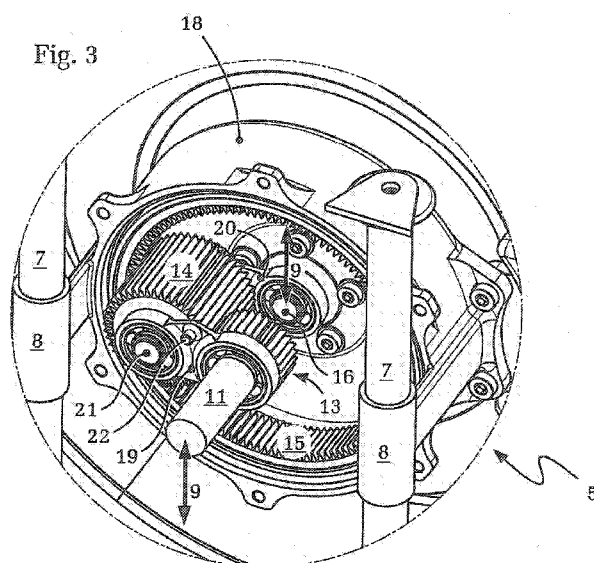
- hinsichtlich der Berechtigung des Anmelders, ein Patent zu beantragen und zu erhalten (Regel 4.17 Ziffer ii)
- hinsichtlich der Berechtigung des Anmelders, die Priorität einer früheren Anmeldung zu beanspruchen (Regel 4.17 Ziffer iii)

Veröffentlicht:

- mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz 3)

(54) Title: TRANSMISSION UNIT HAVING TRANSLATORY DEGREE OF FREEDOM

(54) Bezeichnung: GETRIEBEEINHEIT MIT TRANSLATORISCHEM FREIHEITSGRAD



(57) Abstract: The invention relates to a transmission unit (5), particularly for a vehicle wheel (1). The transmission unit (5) comprises an input shaft (11) having an input pinion (13), and an output shaft (16) parallel thereto and having an output gear wheel (15), the input shaft (11) and output shaft (16) being movable with respect to each other in a translatable manner (9). The operating device is characterized by a planetary gear wheel (14), which engages with the input pinion (13) and the output gear wheel (15). The planetary gear wheel (14) is supported on a planet carrier axis (21), which is common to a first planet carrier (19) and a second planet carrier (20), wherein the first planet carrier (19) is supported coaxially to the input shaft (11) and the second planet carrier (20) is supported coaxially to the output shaft (16). The transmission unit enables the translatable decoupling between an input and an output, while ensuring minimal installation space. It is thus possible, for example, to decouple wheel hub motors from the wheel suspension with respect to compression movements of the driven wheel, thereby reducing the unsprung masses of the wheel suspension.

(57) Zusammenfassung:

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2009/138080 A1



Die Erfindung betrifft eine Getriebeeinheit (5) insbesondere für ein Fahrzeugrad (1). Die Getriebeeinheit (5) umfasst eine Antriebswelle (11) mit Antriebsritzel (13) und eine hierzu parallele Abtriebswelle (16) mit Abtriebszahnrad (15), wobei Antriebswelle (11) und Abtriebswelle (16) translatorisch (9) gegeneinander bewegbar sind. Die Betätigungseinrichtung zeichnet sich durch ein Planetenzahnrad (14) aus, welches mit dem Antriebsritzel (13) und mit dem Abtriebszahnrad (15) in Eingriff steht. Das Planetenzahnrad (14) ist auf einer Planetenträgerachse (21) gelagert, die einem ersten Planetenträger (19) und einem zweiten Planetenträger (20) gemeinsam ist, wobei der erste Planetenträger (19) koaxial zur Antriebswelle (11) und der zweite Planetenträger (20) koaxial zur Abtriebswelle (16) gelagert ist. Die Getriebeeinheit ermöglicht bei minimalem Bauraumbedarf die translatorische Entkopplung zwischen einem Antrieb und einem Abtrieb. Beispielsweise wird es möglich, Radnabenmotoren bezüglich Einfederungsbewegungen des angetriebenen Rades von der Radaufhängung zu entkoppeln, wodurch die ungefederten Massen der Radaufhängung reduziert werden.

Getriebeeinheit mit translatorischem Freiheitsgrad

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Getriebeeinheit mit Antriebswelle und Abtriebswelle, insbesondere zum Antrieb eines Fahrzeuggrades, wobei Antriebswelle und Abtriebswelle translatorisch gegeneinander bewegbar sind, gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Getriebeeinheiten zur Übertragung von Antriebsdrehmomenten, bei denen die Antriebswelle relativ zur Abtriebswelle translatorisch beweglich ist, sprich, bei denen Antriebs- und Abtriebswelle bei gleichzeitiger Drehmomentübertragung gegeneinander im Wesentlichen parallel verschoben werden können, sind bekannt. Beispiele für derartige, gattungsbildende Getriebeeinheiten sind Seitenwellen an Radaufhängungen bzw. Kardanwellen, oder auch spezielle Antriebsstränge mit Ketten oder Riemen.

Derartige bekannte Getriebeeinheiten mit translatorischem Bewegungsfreiheitsgrad sind jedoch einerseits aufwändig, und benötigen andererseits einen erheblichen Bauraumumfang zur Verwirklichung der translatorischen Beweglichkeit der beiden Wellen gegeneinander. Je nach Ausführung sind diese bekannten Getriebeeinheiten zudem auf eine bestimmte Kinematik der Bewegung der beiden Wellen beschränkt, falls keine Maßnahmen zum Längenausgleich der Kraftübertragungselemente (Riemen, Kette, Kardangelenke) getroffen werden, welche wiederum zusätzlichen konstruktiven Aufwand bedeuten.

Im Beispielfall des Einsatzes derartiger Getriebeeinheiten zum Antrieb der Räder eines Kraftfahrzeugs ist zunächst das Gesamtsystem aus Antriebsstrang und Radaufhängung/Radführung zu betrachten, wobei die Radaufhängung üblicherweise eine Anzahl von Lenkern umfasst, beispielsweise Längslenker, Schräglenker, Querlenker oder Verbundlenker.

Der zugehörige Antriebsstrang umfasst am Kraftfahrzeug üblicherweise einen Verbrennungsmotor mit angeflanschem Schaltgetriebe oder Getriebeautomaten, eine oder zwei Antriebswellen und eines oder mehrere Differentiale mit den zugehörigen, zu den Rädern führenden Seitenwellen. Diese Baugruppen, insbesondere soweit sie die Radführungslenker sowie die Seitenwellen umfassen und somit den Radaufhängungen zuzuordnen sind, nehmen einen ganz erheblichen Bauraum im Bereich der Räder des Kraftfahrzeugs ein, welcher für andere Zwecke nicht mehr zur Verfügung steht und damit den für Fahrgäste, Gepäck oder auch technische Baugruppen zur Verfügung stehenden Platz reduziert.

Dabei können die in einem konventionellen Antriebsstrang enthaltenen Baugruppen, insbesondere die Radführungslenker und die Antriebswellen, nicht beliebig verkleinert bzw. verkürzt werden, da sich hierdurch ungünstige kinematische Verhältnisse bei der Einfederungsbewegung des Rades ergeben würden.

Die Entwicklung bei den Antriebssträngen bzw. Kraftfahrzeugantrieben geht jedoch zunehmend in Richtung der Hybridkonzepte. Hierunter fallen insbesondere auch die seriellen Hybride, bei denen keine mechanische Verbindung mehr zwischen dem Verbrennungsmotor und den Antriebsrädern mehr besteht. Stattdessen kann bei einem seriellen Hybrid der Verbrennungsmotor beispielsweise einen Generator antreiben, welcher wiederum mit den Antriebsrädern verbundene Elektromotoren speist. Eine ähnliche Konfiguration kann auch bei einem reinen Elektrofahrzeug vorliegen, wobei die Energie hier nicht vom Verbrennungsmotor, sondern von einem elektrischen Energiespeicher geliefert wird; ebenso wie diverse Mischvarianten zwischen dem seriellen Hybrid und dem Elektrofahrzeug angedacht sind und bereits existieren.

Um die Anzahl der für die Getriebeeinheit benötigten Komponenten sowie deren Bauraumbedarf und Masse möglichst gering zu halten, wird bei solchen Fahrzeugkonzepten teilweise versucht, die elektrischen Fahrmotoren direkt den Rädern zuzuordnen und möglichst nahe an den Rädern, bzw. als Radnabenmotoren in den Rädern selbst unterzubringen. Auf diese Weise können große Teile des konventionellen Antriebsstrangs entfallen, bzw. durch leicht

und flexibel zu verlegende elektrische Leitungen zwischen dem Energieerzeuger und den Radnabenmotoren des Kraftfahrzeugs ersetzt werden.

Zusätzlich werden bereits Anstrengungen unternommen, auch die Radaufhängung selbst mit den zugeordneten Feder/Dämpfereinheiten im Innenraum der Radfelgen bzw. in unmittelbarer Nachbarschaft der Räder unterzubringen, um auf diese Weise noch mehr Bauraum zu gewinnen, der ansonsten bei konventionellen Radaufhängungen für die bekannten Lenkerkonstruktionen erforderlich ist.

Aus der DE 698 06 444 T2 ist eine in die Felge eines Rades integrierbare Radaufhängung bekannt, bei welcher zusätzlich auch beispielsweise elektrische Antriebsmotoren zumindest teilweise im Innenraum der Radfelge untergebracht werden können. Bei dieser bekannten Radaufhängung ist jedoch der elektrische Antriebsmotor jeweils fest am Radträger angeflanscht, weshalb die Masse des Antriebsmotors den ungefederten Massen der Radaufhängung zugeschlagen werden muss. Da die für einen Radnabenantrieb eines Kraftfahrzeugs einsetzbaren Elektromotoren aufgrund der erforderlichen Leistungsfähigkeit eine erhebliche Masse aufweisen, werden hierdurch die ungefederten Massen der Radaufhängung ganz erheblich vergrößert, wodurch der Fahrkomfort in beträchtlichem Maße beeinträchtigt werden kann.

Die EP 0 270 521 A2 offenbart des weiteren bereits eine Getriebeeinheit mit einer Antriebswelle mit Antriebsritzel und einer Abtriebswelle mit Abtriebszahnrad, wobei die Achsen von Antriebswelle und Abtriebswelle parallel verlaufen. Die beiden Achsen sind translatorisch gegeneinander bewegbar. Ferner ist auch ein Planetenzahnrad vorgesehen, welches mit dem Antriebszahnrad und dem Abtriebszahnrad in Eingriff steht und auf einer Planetenträgerachse gelagert ist. Die Planetenträgerachse ist einem ersten und einem zweiten Planetenträger gemeinsam, wobei der erste Planetenträger coaxial zur Antriebswelle und der zweite Planetenträger coaxial zur Abtriebswelle gelagert ist. Nachteilig an dieser Ausführung ist, dass die Antriebswelle und die Abtriebswelle sich in Längsrichtung der Wellen überlappen, so dass sich bei einer translatorischen Bewegung der Achsen zueinander

diese in einem gewissen Mindestabstand aneinander vorbeibewegen müssen, so dass in nachteiliger Weise ein verhältnismäßig großer Bauraum benötigt wird.

Mit diesem Hintergrund ist es Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine Getriebeeinheit insbesondere, jedoch keineswegs ausschließlich, für ein Fahrzeugrad zu schaffen, welche die genannten Nachteile des Standes der Technik überwindet. Insbesondere soll die Getriebeeinheit eine translatorische Entkopplung zwischen einer Antriebswelle und einer Abtriebswelle ermöglichen, dabei jedoch gleichzeitig einen möglichst geringen Bauraum einnehmen. Auf diese Weise soll es insbesondere möglich werden, Radnabenmotoren bezüglich der Einfederungsbewegungen eines Rades von der Radaufhängung zu entkoppeln, und auf diese Weise die ungefederten Massen der Radaufhängung massiv zu reduzieren.

Diese Aufgabe wird durch eine Getriebeeinheit mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 gelöst. Bevorzugte Ausführungsformen sind Gegenstand der Unteransprüche.

In für sich genommen zunächst bekannter Weise umfasst die Getriebeeinheit gemäß der vorliegenden Erfindung - die sich insbesondere, jedoch keineswegs ausschließlich zum Antrieb der Räder eines Kraftfahrzeugs eignet - eine Antriebswelle und eine zur Antriebswelle in paralleler Richtung angeordnete Abtriebswelle. Dabei ist auf der Antriebswelle ein Antriebsritzel und auf der Abtriebswelle ein Abtriebszahnrad angeordnet. In an sich ebenfalls bekannter Weise sind Antriebswelle und Abtriebswelle parallel zueinander - bzw. in senkrechter Richtung zu ihren jeweiligen Rotationsachsen - translatorisch gegeneinander bewegbar, um auf diese Weise translatorische Verschiebungen bzw. Abstandsänderungen zwischen Antriebswelle und Abtriebswelle bei gleichzeitiger Drehmomentübertragung ausgleichen zu können.

Erfindungsgemäß jedoch zeichnet sich die Getriebeeinheit durch ein Planetenzahnrad aus, welches sowohl mit dem Antriebsritzel als auch mit dem Abtriebszahnrad in Eingriff steht. Das Planetenzahnrad ist hierzu auf einer Planetenträgerachse gelagert, wobei die Planetenträgerachse einem ersten Planetenträger sowie

einem zweiten Planetenträger gemeinsam ist. Dabei ist der erste Planetenträger coaxial zur Antriebswelle und der zweite Planetenträger coaxial zur Abtriebswelle gelagert.

Erfindungsgemäß jedoch zeichnet sich die Getriebeeinheit dadurch aus, dass die Abtriebswelle eine translatorische Bewegung beschreibt, bei welcher Antriebswelle und Abtriebswelle stirnseitig aneinander vorbei bewegbar sind, wobei in einer Relativposition Antriebswelle und Abtriebswelle coaxial zueinander positioniert sind

Dies bedeutet mit anderen Worten, dass das Planetenzahnrad durch die beiden Planetenträger, die mittels ihrer gemeinsamen Planetenträgerachse miteinander gekoppelt sind, stets so geführt wird, dass das Planetenzahnrad sowohl mit dem Antriebsritzel als auch mit dem Abtriebszahnrad in permanentem Eingriff steht. Dabei sorgt der erste Planetenträger, der coaxial zur Antriebswelle gelagert ist, dafür, dass das Planetenzahnrad mit dem Antriebsritzel in Eingriff bleibt, wobei der zweite Planetenträger, der coaxial zur Abtriebswelle gelagert ist, dafür sorgt, dass das Planetenzahnrad mit dem Abtriebszahnrad in Eingriff bleibt.

Im Unterschied beispielsweise zu einem konventionellen Planetengetriebe findet bei der Getriebeeinheit also keine umlaufende Rotation der Planetenträger um ihre zentrale Aufhängung an einem Sonnenrad statt. Vielmehr dienen die Planetenträger der erfindungsgemäßen Getriebeeinheit dazu, eine koordinierte Schwenkbewegung des Planetenzahnrads sowohl und gleichzeitig um die Drehachse der Antriebswelle als auch um die Drehachse der Abtriebswelle bei gleichzeitigem permanentem Eingriff des Planetenzahnrads sowohl mit dem Antriebsritzel als auch mit dem Abtriebszahnrad zu gewährleisten.

Auf diese Weise ergibt sich der erfindungsgemäße Vorteil, dass Antriebswelle und Abtriebswelle mit Antriebsritzel und Abtriebszahnrad translatorisch gegeneinander parallelverschoben werden können, wobei Antriebsritzel und Abtriebszahnrad stirnseitig aneinander vorbei bewegbar sind und gleichzeitig die

Drehmomentverbindung zwischen Antriebsritzel und Abtriebszahnrad mittels des Planetenzahnrads erhalten bleibt und permanent gewährleistet ist.

Besonders vorteilhaft ist es dabei, dass die erfindungsgemäße Getriebeeinheit äußerst kompakt ausgebildet werden kann, da sie prinzipiell ebenso wenig Raum beansprucht wie beispielsweise ein konventionelles Planetengetriebe. Im Vergleich zu den aus dem Stand der Technik bekannten Antriebssträngen mit translatorischem Freiheitsgrad – wie beispielsweise Seiten- bzw. Kardanwellen – ergibt sich mit der Erfindung somit ein massiv reduzierter Bauraumbedarf, der lediglich einem Bruchteil des Bauraumbedarfs der bekannten Lösungen entspricht.

Die Erfindung lässt sich dabei zunächst einmal unabhängig davon verwirklichen, wie Antriebsritzel und Abtriebszahnrad konkret ausgebildet sind, solange der gemeinsame Eingriff von Antriebsritzel und Abtriebszahnrad in das Planetenzahnrad gewährleistet ist. Beispielsweise kann es sich bei dem Abtriebszahnrad ebenfalls um ein Ritzel handeln, das im Wesentlichen parallel zum Antriebsritzel angeordnet ist und ebenso wie das Antriebsritzel im Eingriff mit dem Planetenzahnrad steht, wobei der Eingriff sowohl von Antriebsritzel als auch von Abtriebsritzel mittels der beiden gekoppelten Planetenträger zwischen Antriebsritzel und Planetenzahnrad einerseits sowie Abtriebsritzel und Planetenzahnrad andererseits gewährleistet ist.

Gemäß einer besonders bevorzugten Ausführungsform der Erfindung ist das Abtriebsritzel jedoch als Hohlrad ausgebildet. Insbesondere diese Ausführungsform der Erfindung kommt auf den ersten Blick somit einem Planetengetriebe nahe, wobei das Antriebsritzel dem Sonnenrad, das Planetenzahnrad einem Planetenrad des Planetengetriebes und das Abtriebszahnrad dem Hohlrad des Planetengetriebes entspricht. Im Unterschied zu einem Planetengetriebe wird das Planetenzahnrad bei der erfindungsgemäßen Getriebeeinheit jedoch nicht durch einen, sondern durch zwei (gegebenenfalls rudimentäre) Planetenträger geführt, wobei der erste Planetenträger coaxial zur

Antriebswelle (vorzugsweise unmittelbar auf der Antriebswelle) und der zweite Planetenträger coaxial zur Abtriebswelle (vorzugsweise unmittelbar auf der Abtriebswelle) gelagert ist, und wobei die beiden Planetenträger eine gemeinsame Planetenträgerachse aufweisen, die mit der Achse des Planetenzahnrads zusammenfällt.

Die Ausführungsform der Erfindung mit einem Hohlrad als Abtriebszahnrad ist besonders vorteilhaft insofern, als die Getriebeeinheit auf diese Weise noch kompakter dargestellt werden kann, als dies erfindungsgemäß ohnehin schon der Fall ist. Gleichzeitig ergibt sich durch die freie translatorische Beweglichkeit des Antriebsritzels innerhalb des im Hohlrad zur Verfügung stehenden Bewegungsraums eine Maximierung der möglichen translatorischen Relativbewegung von Antriebswelle und Abtriebswelle.

Prinzipiell lässt sich die Erfindung weitgehend unabhängig von Größen und Zähnezahlverhältnissen zwischen Antriebsritzel, Planetenzahnrad und Abtriebszahnrad verwirklichen, solange der Zahnradeingriff gewährleistet ist. Gemäß einer besonders bevorzugten Ausführungsform der Erfindung jedoch weisen der erste Planetenträger und der zweite Planetenträger denselben Wirkradius auf. Dies bedeutet mit anderen Worten, dass der Abstand zwischen der Antriebswelle und der Achse des Planetenzahnrads mit dem Abstand zwischen der Abtriebswelle und der Achse des Planetenzahnrads übereinstimmt, die Achse des Planetenzahnrads also von der Antriebswelle denselben Abstand wie von der Abtriebswelle aufweist.

Diese Ausführungsform ist vorteilhaft insofern, als auf diese Weise der maximale Achsversatz bzw. die maximale translatorische Bewegungsfreiheit zwischen Antriebswelle und Abtriebswelle erreicht wird. Überdies ergibt sich dabei der weitere entscheidende Vorteil in der Form, dass durch beliebige translatorische Bewegungen zwischen Antriebswelle und

Abtriebswelle im Rahmen der Bewegungsfreiheit der erfindungsgemäßen Getriebeeinheit aus geometrischen Gründen keinerlei Drehzahlfehler zwischen Antriebswelle und Abtriebswelle induziert werden. Dies hängt damit zusammen, dass die in diesem Fall den gleichen Wirkradius aufweisenden Planetenträger der Getriebeeinheit bei der Translationsbewegung grundsätzlich um dasselbe Winkelmaß verschwenkt werden, wodurch induzierte Drehwinkel bzw. Drehzahlfehler nur innerhalb der Getriebeeinheit auftreten, sich nach außen jedoch vollständig ausgleichen.

Gemäß einer weiteren, besonders bevorzugten Ausführungsform der Erfindung sind die Planetenträger als jeweils zwei Lagerstellen umfassende Schwenkhebel ausgebildet. Auch diese Ausführungsform steht im Dienst einer besonders kompakten Ausführung der erfindungsgemäßen Getriebeeinheit. Bei dieser Ausführungsform sind die Planetenträger somit funktionsgemäß auf ihre Aufgabe reduziert, das Planetenzahnrad der Getriebeeinheit mit der Antriebswelle sowie mit der Abtriebswelle zu verbinden, bzw. relativ zur Antriebswelle und zur Abtriebswelle schwenkbar zu lagern und gleichzeitig den korrekten Abstand zwischen Planetenzahnrad und Antriebsritzel sowie zwischen Planetenzahnrad und Abtriebszahnrad und damit den Zahneingriff zu gewährleisten.

Die Verwirklichung der Erfindung ist zunächst einmal unabhängig von der konstruktiven Realisierung der translatorischen Relativbeweglichkeit zwischen Antriebswelle und Abtriebswelle. Die translatorische Relativbeweglichkeit der Getriebeeinheit kann im Beispielfall der Anwendung bei einer Radaufhängung beispielsweise mittels einer für sich genommen bekannten Lenkeranordnung realisiert werden.

Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung zeichnet sich die Getriebeeinheit jedoch durch eine zusätzlich vorhandene Linearführung aus. Mittels der Linearführung wird eine lineare translatorische Relativbewegung zwischen Antriebswelle und

Abtriebswelle gewährleistet, und der Bewegungsfreiheitsgrad zwischen Antriebswelle und Abtriebswelle ist entsprechend auf die gewünschte translatorische Bewegung eingeschränkt. Eine derartige Linearführung ist besonders vorteilhaft insofern, als sie lediglich einem Minimum an Bauraum beansprucht, insbesondere im Vergleich zu Lenkeranordnungen bei Radaufhängungen.

Insbesondere mit diesem Hintergrund ist es gemäß einer weiteren bevorzugten Ausführungsform vorgesehen, dass die Getriebeeinheit als Radantrieb ausgebildet und in eine Radfelge integriert ist, wobei das Abtriebszahnrad gleichzeitig unmittelbar mit der Radnabe verbunden ist. Vorzugsweise ist die Getriebeeinheit dabei als Radnabenantrieb ausgebildet und unmittelbar mit einem Antriebsmotor verbunden.

Auf diese Weise lässt sich ein äußerst kompakter Radnabenantrieb darstellen, der zunächst einmal den entscheidenden Vorteil aufweist, vertikale Einfederungsbewegungen eines angetriebenen Rades vollkommen unbeeinträchtigt zuzulassen, ohne dass hierzu übliche Antriebsglieder wie Seitenwellen oder Kettentriebe notwendig wären. Vielmehr ermöglicht die erfindungsgemäße Getriebeeinheit in dieser Ausführungsform eine freie - insbesondere vertikale - Einfederungsbewegung des angetriebenen Rades, wobei gleichzeitig die in der Radnabe entspringende Antriebswelle des Rades der vertikalen Bewegung des Rades nicht folgt, sondern in vertikaler Richtung festgelegt sein kann, und somit beispielsweise direkt am Fahrzeugchassis gelagert bzw. direkt mit einem Achs- oder Radantrieb verbunden werden kann.

Im Fall der Ausführung der erfindungsgemäßen Getriebeeinheit als Radnabenantrieb mit unmittelbar angeschlossenen Antriebsmotor ergibt sich zudem der entscheidende Vorteil, dass der Antriebsmotor - obwohl zum Beispiel unmittelbar an der Radnabe angeordnet - nicht fest mit der Radnabe bzw. mit dem Radträger verbunden sein muss, sondern bezüglich der Einfederungsbewegung

des Rades von diesem vollständig entkoppelt angeordnet werden kann. Dies bedeutet mit anderen Worten, dass der Antriebsmotor eines die erfindungsgemäße Getriebeeinheit umfassenden Radnabenantriebs insbesondere karosserie- bzw. chassisfest angeordnet werden kann, während das angetriebene Rad vom Antrieb unbeeinflusst seine Einfederungsbewegungen ausführen kann. Auf diese Weise wird der Nachteil der aus dem Stand der Technik bekannten Radnabenantriebe, bei denen der Antriebsmotor stets den ungefederten Massen der Radaufhängungen zugeschlagen ist, beseitigt. Hierdurch wird es dank der Erfindung möglich, einen Radnabenantrieb darzustellen, der einen mit einer üblichen Radaufhängung vergleichbaren Federungskomfort bietet.

Als Antriebsmotoren des Radnabenantriebs können im Prinzip beliebige Motoren herangezogen werden. Zu denken ist hierbei beispielsweise auch an Hydraulikmotoren. Insbesondere mit dem Hintergrund des Einsatzes der erfindungsgemäßen Getriebeeinheit im Bereich der Personenkraftwagen mit Elektro- bzw. Hybridantrieb ist gemäß einer besonders bevorzugten Ausführungsform der Erfindung vorgesehen, dass es sich bei dem Antriebsmotor des Radnabenantriebs um einen Elektromotor handelt.

Auf diese Weise wird ein höchst kompakter elektrischer Radnabenantrieb erhalten, der beispielsweise durch den von einer Batterie bzw. von einem Verbrennungsmotor mit Generator erzeugten Strom gespeist werden kann. Dabei kann der Radnabenantrieb zudem die beschriebene Linearführung umfassen, mit der sich die vertikalen Einfederungsbewegungen des Rades handhaben lassen. Insgesamt lässt sich auf diese Weise der Bauraumbedarf für ein angetriebenes Rad eines Kraftfahrzeugs einschließlich dessen Antrieb und Aufhängung entscheidend - auf einen Bruchteil des bei konventionellen Antriebssträngen und Radaufhängungen benötigten Bauraums - verringern.

Dabei bildet vorzugsweise die Motorwelle des Antriebsmotors unmittelbar die Antriebswelle, und das Antriebsritzel der Getriebeeinheit ist direkt auf der Motorwelle angeordnet. Auf diese Weise lässt sich der Antriebsmotor unmittelbar am angetriebenen Rad, bzw. je nach Form und Größe des Antriebsmotors und der Felge sogar innerhalb der Radfelge anordnen.

Gemäß einer weiteren, besonders bevorzugten Ausführungsform der Erfindung ist die Getriebeeinheit in einem Radträger angeordnet, der zugleich als Getriebegehäuse ausgebildet ist. Hierdurch wird eine besonders kompakte und robuste Ausführung der als Radnabenantrieb ausgebildeten Getriebeeinheit erreicht, indem die Zahnräder der Getriebeeinheit im Innenraum des als Getriebegehäuse ausgebildeten Radträgers angeordnet werden.

Dabei können die Lagergehäuse für die Lagerbuchsen der Linearführung beispielsweise einstückig mit dem Radträger ausgebildet oder unmittelbar mit dem Radträger verbunden sein. Auf diese Weise übernimmt der Radträger nicht nur die Aufgaben der Führung und Lagerung des Rades und der Kapselung der erfindungsgemäßen Getriebeeinheit, sondern bildet zudem auch den beweglichen Teil der Radaufhängung. Mit anderen Worten bedeutet dies, dass die Lagergehäuse der Linearführung, in denen beispielsweise die Gleitflächen oder Lagerbuchsen der Linearführung angeordnet sind, in einem Stück mit dem Radträger ausgebildet oder unmittelbar mit dem Radträger verbunden werden können, was eine verwindungssteife und leichte Konstruktion der Radaufhängung ermöglicht.

Insbesondere mit dem Hintergrund eines unmittelbar an eine erfindungsgemäße Getriebeeinheit angeflanschten Antriebsmotors ist vorzugsweise ein elastischer Faltenbalg zwischen der Wellenseite des Antriebsmotors und der Getriebeeinheit vorgesehen. Auf diese Weise können die beim Einfedern des Rades entstehenden Relativbewegungen zwischen Rad und Getriebeeinheit einerseits und

dem am Fahrzeugchassis angeordneten Antriebsmotor ausgeglichen werden, wobei die Antriebswelle des Motors und die Getriebeeinheit gleichzeitig vor Umgebungseinflüssen geschützt sind.

Für den Fachmann wird nach dem Gesagten erkennbar, dass das kinematische Prinzip der Erfindung nicht auf Zahnradgetriebe beschränkt ist. Mit diesem Hintergrund kann es vorgesehen sein, dass die Getriebeeinheit anstelle der Zahnräder Reibräder aufweist, deren Durchmesser-Verhältnisse insbesondere proportional zu den Zähnezahlverhältnissen der Zahnräder der Getriebeeinheit gewählt werden können.

Im Folgenden wird die Erfindung anhand lediglich Ausführungsbeispiele darstellender Zeichnungen näher erläutert. Dabei zeigt:

- Fig. 1** in isometrischer Darstellung eine Ausführungsform einer in einen Radnabenantrieb integrierten Getriebeeinheit gemäß der vorliegenden Erfindung;
- Fig. 2** den Radnabenantrieb mit Getriebeeinheit gemäß **Fig. 1** bei demontiertem Antriebsmotor;
- Fig. 3** in einer **Fig. 1** und **Fig. 2** entsprechenden Darstellung die Getriebeeinheit des Radnabenantriebs gemäß **Fig. 1** und **Fig. 2** in einer Ausschnittsvergrößerung;
- Fig. 4** den Radnabenantrieb mit Getriebeeinheit gemäß **Fig. 1** bis **3** in einer schematischen Schnittdarstellung;
- Fig. 5** den Radnabenantrieb mit Getriebeeinheit gemäß **Fig. 1** bis **4** in schematischer Seitenansicht, Rad in vollständig ausgefedertem Zustand;
- Fig. 6** den Radnabenantrieb mit Getriebeeinheit gemäß **Fig. 1** bis **5** in einer **Fig. 5** entsprechenden Ansicht, Rad im neutralen Federungszustand; und

Fig. 7 den Radnabenantrieb mit Getriebeeinheit gemäß **Fig. 1** bis **6** in einer **Fig. 5** und **6** entsprechenden Ansicht, Rad in teilweise eingefedertem Zustand;

Fig. 1 zeigt in isometrischer Darstellung eine Ausführungsform einer Getriebeeinheit gemäß der vorliegenden Erfindung, die als Radnabenantrieb ausgebildet bzw. in einen Radnabenantrieb integriert ist.

Man erkennt zunächst einmal ein Fahrzeugrad 1 mit einem Reifen 2 und einer Felge 3, sowie ferner einen Radnabenantrieb 4 mit einer Getriebeeinheit 5 und einem Antriebsmotor 6. Der dargestellte Radnabenantrieb 4 ist zudem mit einer hier lediglich schematisch ausgebildeten Linearführung als Radaufhängung ausgestattet, die in der dargestellten Ausführungsform zwei Führungsstangen 7 sowie zwei Lagergehäuse 8 aufweist. Die Lagergehäuse 8 dienen als bzw. enthalten Führungsbuchsen und können somit auf den Führungsstangen 7 in vertikaler Richtung auf und ab gleiten. Ebenfalls zur Radaufhängung gehörige Feder/Dämpfereinheiten sind der besseren Übersichtlichkeit halber in den Figuren nicht dargestellt.

Da der Antriebsmotor 6 fest mit dem (nicht dargestellten) Fahrzeugchassis verbunden ist, während das Rad 1 mit der erfindungsgemäßen Getriebeeinheit 5 vertikale Einfederungsbewegungen 9 ausführen kann, ist zwischen dem Antriebsmotor 6 und der Getriebeeinheit 5 ein elastischer Faltenbalg 10 angeordnet, der die Antriebswelle 11 bzw. die Getriebeeinheit 5 bei den Relativbewegungen zwischen Rad 1 und Antriebsmotor 6 elastisch schützt.

Fig. 2 zeigt den Radnabenantrieb gemäß **Fig. 1** zur besseren Erkennbarkeit der Getriebeeinheit 5 bei demontiertem Antriebsmotor 6. Zusätzlich zu den schon in **Fig. 1** dargestellten Elementen wird in **Fig. 2** insbesondere die Antriebswelle 11 der

Getriebeeinheit 5 erkennbar. Anhand des schlitzförmigen Langlochs 12 im Gehäuse der Getriebeeinheit 5 wird in **Fig. 2** bereits die translatorische Beweglichkeit 9 der Antriebswelle 11 relativ zum Gehäuse der Getriebeeinheit 5 bzw. relativ zu dem angetriebenen Rad 1 verdeutlicht, siehe Doppelpfeil 9 in **Fig. 2**.

Dies bedeutet, dass die Antriebswelle 11 (sowie der Antriebsmotor 6, dessen Welle mit der Antriebswelle 11 identisch ist) ebenso wie die Führungsstangen 7 der Linearführung 7, 8 chassisfest positioniert sind, während die sonstigen Bestandteile der Getriebeeinheit 5, das Gehäuse der Getriebeeinheit sowie das angetriebene Rad 1 vertikale Einfederungsbewegungen 9 ausführen können.

Fig. 3 zeigt die Getriebeeinheit 5 des Radnabenantriebs gemäß **Fig. 1** und **Fig. 2** ohne Gehäuseabdeckung in einer Ausschnittsvergrößerung. Deutlich erkennbar werden die wesentlichen Bestandteile der Getriebeeinheit 5, nämlich ein Antriebsritzel 13, ein Planetenzahnrad 14 und ein hier als Hohlrad 15 ausgebildetes Abtriebszahnrad.

Das Antriebsritzel 13 ist unmittelbar auf der Antriebswelle 11 des (hier nicht dargestellten) Antriebsmotors 6 befestigt, während das Abtriebszahnrad 15 direkt mit der Radachse 16 bzw. Radnabe 17 verbunden ist. Letzteres geht insbesondere auch aus der Schnittdarstellung von **Fig. 4** hervor. Umschlossen wird das Abtriebszahnrad 15 von dem als Getriebegehäuse ausgebildeten Radträger 18, der gleichzeitig die Lagerbuchsen bzw. Lagergehäuse 8 der Linearführung bildet bzw. umfasst.

Außer Antriebsritzel 13, Planetenzahnrad 14 und Hohlrad 15 erkennt man in **Fig. 3** und **4** auch die beiden Planetenträger 19, 20. Die Planetenträger 19, 20 sind bei der dargestellten Ausführungsform als Schwenkhebel mit jeweils zwei Lagerstellen ausgebildet. Der erste Planetenträger 19 ist auf der Antriebswelle 11 des Motors

gelagert, während der zweite Planetenträger 20 auf der Radachse 16 gelagert ist, die gleichzeitig die Welle des Abtriebszahnrad 15 bildet.

Die Achse 21 des Planetenzahnrad 14 bildet gleichzeitig die beiden Planetenträgern 19, 20 gemeinsame Planetenträgerachse 21. Dabei sorgt der erste Planetenträger 19 für einen konstanten Abstand und Zahneingriff zwischen Antriebsritzel 13 und Planetenzahnrad 14, während der zweite Planetenträger 20 für einen konstanten Abstand und Zahneingriff ebenso zwischen Planetenzahnrad 14 und Hohlrad 15 sorgt. Dies bedeutet, dass Antriebswelle 11 und Abtriebswelle bzw. Radachse 16 eine translatorische Bewegung 9 in der zeichnungsbezogen vertikalen Richtung gegeneinander ausführen können (vgl. Doppelpfeile 9 in **Fig. 3**), wobei gleichzeitig der Zahneingriff aller drei Zahnräder 13, 14, 15 und damit die Drehmomentübertragung zwischen Antriebswelle 11 und Abtriebswelle 16 stets erhalten bleibt. Das Rad 1 mit dem Radträger bzw. Getriebegehäuse 18 kann somit vertikale Einfederungsbewegungen 9 ausführen, während die Antriebswelle 11 und der Antriebsmotor 6 starr mit dem Fahrzeugchassis verbunden sind und damit zu den gefederten Massen des Kraftfahrzeugs zählen.

Im Fall der dargestellten Relativposition der drei Zahnräder 13, 14, 15 – wenn also beispielsweise im Verlauf einer Einfederungsbewegung Antriebswelle 11 und Abtriebswelle 16 genau koaxial zueinander positioniert sind – kann es unter Umständen zu einer kinematischen Unterbestimmung bezüglich der Position des Planetenzahnrad 14 kommen. In diesem Fall könnte das Planetenzahnrad 14 sowie die beiden dann parallel positionierten Planetenträger 19 und 20 – ähnlich wie ein Planetenrad in einem Planetengetriebe – um die dann koaxiale Achse von Antriebswelle und Abtriebswelle rotieren, was vorliegend unerwünscht ist, da die Drehmomentübertragung in diesem Fall unterbrochen wäre und das Getriebe so in einen nichtdefinierten Zustand geraten könnte.

Um diese kinematische Unterbestimmung der Position des Planetenzahnrads 14 zu beheben, ist bei der dargestellten Ausführungsform ein Verriegelungszapfen 22 am ersten Planetenträger 19 angeordnet. Der Verriegelungszapfen 22 greift im unmittelbaren Umgebungsbereich der dargestellten Einfederungs-Mittelposition der Antriebswelle 11 in eine geeignet ausgeformte Verriegelungskulisse ein (der Übersichtlichkeit halber nicht dargestellt). Durch den Eingriff des Verriegelungszapfens 22 in die beispielsweise im Gehäusedeckel des Getriebegehäuses 18 anzuordnende Verriegelungskulisse lässt sich sodann sicherstellen, dass der erste Planetenträger 19 im Bereich der dargestellten Mittelposition der Antriebswelle 11 seine Schwenkbewegung nur – wie vorgesehen – um die Planetenträgerachse 21 als Momentanachse, nicht jedoch um die Antriebswelle 11 ausführen kann. Dank des Verriegelungszapfens 22 und dessen Eingriff in die entsprechende Verriegelungskulisse lässt sich somit die kinematische Unterbestimmung der Position des Planetenzahnrads 14 in der dargestellten coaxialen Stellung von Antriebswelle 11 und Abtriebswelle 16 beheben.

Fig. 4 zeigt den Radnabenantrieb mit der Getriebeeinheit gemäß **Fig. 1** bis **3** im Längsschnitt entlang der Radachse 16. Die Radachse 16 bildet dabei gleichzeitig die Abtriebswelle 16 der Getriebeeinheit 5, und ist bei der Getriebebestellung gemäß **Fig. 3** und **Fig. 4** in coaxialer Stellung mit der Antriebswelle 11 der Getriebeeinheit, die gleichzeitig die Motorwelle 11 des Antriebsmotors 6 darstellt. In **Fig. 4** ferner gut erkennbar ist das Gehäuse 18 der Getriebeeinheit, welches gleichzeitig den Radträger darstellt und außerdem die Lagergehäuse bzw. Lagerbuchsen 8 der Linearführung 7, 8 bildet bzw. umfasst.

Unmittelbar innerhalb der Gehäusewandung 18 der Getriebeeinheit 5 wird das Hohlrad 15 erkennbar, das drehfest mit der Radnabe 17 bzw. mit der Radachse 16 des angetriebenen Rades 1 verbunden ist.

Innerhalb des Hohlrades 15 wird das geschnitten dargestellte Planetenzahnrad 14 erkennbar, welches mittels des ersten Planetenträgers 19 im Zahneingriff mit dem Antriebsritzel 13, und gleichzeitig mittels des zweiten Planetenträgers 20 auf seiner schwenkbaren Planetenposition (vgl. Winkelsegment 26 in **Fig. 5 bis 7**) sowie im Zahneingriff mit dem Hohlrad 15 gehalten wird. Ferner erkennbar wird in **Fig. 4** noch eine Scheibenbremse, deren Bremsscheibe 23 in der konventionellen Weise mit der Radnabe sowie mit der Felge verbunden ist, während die Bremszange 24 hier unmittelbar am Getriebegehäuse bzw. Radträger 18 angeflanscht ist.

In den **Fig. 5 bis 7** ist der Verlauf einer Einfederungsbewegung des angetriebenen Rades 1 zwischen vollständiger Ausfederung (**Fig. 5**), Neutralstellung (**Fig. 6**) und teilweiser Einfederung (**Fig. 7**) dargestellt. Dabei sind die Führungsstangen 7 jeweils chassisfest, wobei das Fahrzeugchassis in den **Fig. 5 bis 7** schematisch angedeutet ist durch den schraffierten Block 25. Man erkennt zunächst, wie die mit dem Radträger 18 verbundenen Lagergehäuse bzw. Lagerbuchsen 8 auf den Führungsstangen 7, der Einfederungsbewegung 9 des Rades 1 folgend, auf und ab gleiten können.

Ferner gut erkennbar in den **Fig. 5 bis 7** ist die prinzipielle Wirkungsweise der erfindungsgemäßen Getriebeeinheit 5 aus Antriebsritzel 13, Planetenzahnrad 14 und Abtriebszahnrad 15. Dabei ist das auch hier wieder als Hohlrad 15 ausgebildete Abtriebszahnrad wieder fest mit der Radachse 16 verbunden, während das Antriebsritzel 13 unmittelbar auf der Antriebswelle 11 des (hier nicht dargestellten) Antriebsmotors 6 sitzt (vgl. **Fig. 3** und **Fig. 4**). Insbesondere anhand der strichlierten Hilfslinien H wird dabei deutlich erkennbar, dass das Antriebsritzel 13 unabhängig von den Einfederungsbewegungen 9 des Rades 1 stets seine fixe Relativposition zum Fahrzeugchassis (strichlierter Block 25) behält, während Drehmomentübertragung und Zahneingriff zwischen Antriebsritzel 13 und Hohlrad 15 mittels des eine

Schwenkbewegung um die Radachse 16 ausführenden Planetenzahnrads 14 erfolgt. Der Bereich der Schwenkbewegung des Planetenzahnrads 14 ist in den **Fig. 5** bis **7** durch das punktierte Winkelsegment 26 angedeutet.

Anhand der Kinematik wird in den **Fig. 5** bis **7** auch erkennbar, dass das Abtriebszahnrad 15 nicht – wie im dargestellten Ausführungsbeispiel – nur als Hohlrad ausgebildet sein kann, sondern dass statt des Hohlrads 15 auch ein Abtriebsritzel unmittelbar auf der Radachse 16 angeordnet sein kann. Das Planetenzahnrad 14 steht in einem solchen Fall – mittels der beiden ansonsten unveränderten Planetenträger 19, 20 – in permanentem Eingriff sowohl mit dem Antriebsritzel 13 als auch mit dem zentralen Abtriebsritzel bei 16, vgl. auch **Fig. 3**, wo anstelle des Hohlrads 15 auf einer Verlängerung der Radachse 16 auch ein mit dem Planetenzahnrad 14 in Eingriff stehendes Abtriebsritzel (nicht dargestellt) angeordnet werden könnte. Die translatorische Beweglichkeit 9 zwischen dem Abtriebsritzel und dem Antriebsritzel 13 ist dabei unverändert gewährleistet, indem das Planetenzahnrad 14 (wie dargestellt) in seinem Breitenmaß der Summe der Breite von Antriebsritzel 13 und Abtriebsritzel (nicht dargestellt) entspricht, so dass Antriebsritzel 13 und Abtriebsritzel bei Einfederungsbewegungen 9 stirnseitig aneinander vorbei passieren können.

Im Ergebnis wird damit deutlich, dass mit der Erfindung eine Getriebeeinheit geschaffen wird, die bei minimalem Bauraumbedarf eine komplette translatorische Entkopplung zwischen einem Antrieb und einem Abtrieb gewährleisten kann. Dank der Erfindung wird es insbesondere möglich, Radnabenmotoren bezüglich der Einfederungsbewegungen eines angetriebenen Rades von der Radaufhängung vollständig zu entkoppeln, wodurch die ungefederten Massen der Radaufhängung entscheidend reduziert werden können. Zudem lassen sich dank der Erfindung äußerst bauraumsparende Radnabenantriebe bzw. Radaufhängungen verwirklichen.

Die Erfindung leistet damit einen wegweisenden Beitrag insbesondere zur Kosten- und Bauraumreduzierung von Kraftfahrzeugantrieben, zur Erweiterung der Einsatzmöglichkeiten und zur Verbesserung des Fahrkomforts von Radnabenantrieben, beispielsweise bei Anwendungen im Bereich der Hybridantriebe.

Bezugszeichenliste

1	Fahrzeugrad
2	Reifen
3	Felge
4	Radnabenantrieb
5	Getriebeeinheit
6	Antriebsmotor
7	Führungsstange
8	Führungsbuchse
9	Einfederungsbewegung
10	Elastomerbalg
11	Antriebswelle, Motorwelle
12	Langloch
13	Antriebsritzel
14	Planetenzahnrad
15	Abtriebszahnrad, Hohlrad
16	Radachse, Abtriebswelle
17	Radnabe
18	Getriebegehäuse, Radträger
19	erster Planetenträger
20	zweiter Planetenträger
21	Planetenträgerachse
22	Verriegelungszapfen
23	Bremsscheibe
24	Bremszange
25	Fahrzeugchassis
26	Winkelsegment

Getriebeeinheit mit translatorischem Freiheitsgrad

Patentansprüche

1. Getriebeeinheit (5) insbesondere für ein Fahrzeugrad (1), die Getriebeeinheit (5) umfassend eine Antriebswelle (11) mit Antriebsritzel (13) und eine Abtriebswelle (16) mit Abtriebszahnrad (15), wobei die Achsen von Antriebswelle (11) und Abtriebswelle (16) parallel verlaufen, und wobei Antriebswelle (11) und Abtriebswelle (16) in senkrechter Richtung (9) zu den Rotationsachsen von Antriebswelle (11) und Abtriebswelle (16) translatorisch gegeneinander bewegbar sind, wobei ein Planetenzahnrad (14), welches mit dem Antriebsritzel (13) und mit dem Abtriebszahnrad (15) in Eingriff steht und auf einer Planetenträgerachse (21) gelagert ist, die einem ersten Planetenträger (19) und einem zweiten Planetenträger (20) gemeinsam ist, wobei der erste Planetenträger (19) koaxial zur Antriebswelle (11) und der zweite Planetenträger (20) koaxial zur Abtriebswelle (16) gelagert ist,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Abtriebswelle (16) eine translatorische Bewegung (9) beschreibt, bei welcher Antriebswelle (11) und Abtriebswelle (16) stirnseitig aneinander vorbei bewegbar sind, wobei in einer Relativposition Antriebswelle (11) und Abtriebswelle (16) koaxial zueinander positioniert sind.
2. Getriebeeinheit nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
dass das Abtriebszahnrad (15) ein Hohlrad ist.

3. Getriebeeinheit nach Anspruch 1 oder 2,
dadurch gekennzeichnet,
dass der erste Planetenträger (19) unmittelbar auf der Antriebswelle (11) und der zweite Planetenträger (20) unmittelbar auf der Abtriebswelle (16) gelagert ist.
4. Getriebeeinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 3,
dadurch gekennzeichnet,
dass erster Planetenträger (19) und zweiter Planetenträger (20) denselben Wirkradius aufweisen.
5. Getriebeeinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 4,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Planetenträger (19, 20) als jeweils zwei Lagerstellen umfassende Schwenkhebel ausgebildet sind.
6. Getriebeeinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 5,
gekennzeichnet durch
eine Linearführung (7, 8) für die translatorische Relativbeweglichkeit (9) von Antriebswelle (11) und Abtriebswelle (16).
7. Getriebeeinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 6,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Getriebeeinheit (5) als Radantrieb ausgebildet und in eine Radfelge integriert ist, wobei das Abtriebszahnrad unmittelbar mit der Radnabe verbunden ist.
8. Getriebeeinheit nach Anspruch 7,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Getriebeeinheit (5) als Radnabenantrieb ausgebildet und unmittelbar mit einem Antriebsmotor (6) verbunden ist.
9. Getriebeeinheit nach Anspruch 8,
dadurch gekennzeichnet,
dass der Antriebsmotor (6) ein Elektromotor ist.

10. Getriebeeinheit nach Anspruch 7 oder 8,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Motorwelle die Antriebswelle (11) der
Getriebeeinheit (5) bildet, wobei das Antriebsritzel (13) auf
der Motorwelle angeordnet ist.
11. Getriebeeinheit nach einem der Ansprüche 7 bis 10,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Getriebeeinheit (5) in einem als Getriebegehäuse
ausgebildeten Radträger (18) angeordnet ist.
12. Getriebeeinheit nach einem der Ansprüche 7 bis 11,
dadurch gekennzeichnet,
dass zwischen Motorgehäuse (6) und Radträger (18) ein
Faltenbalg (10) angeordnet ist.

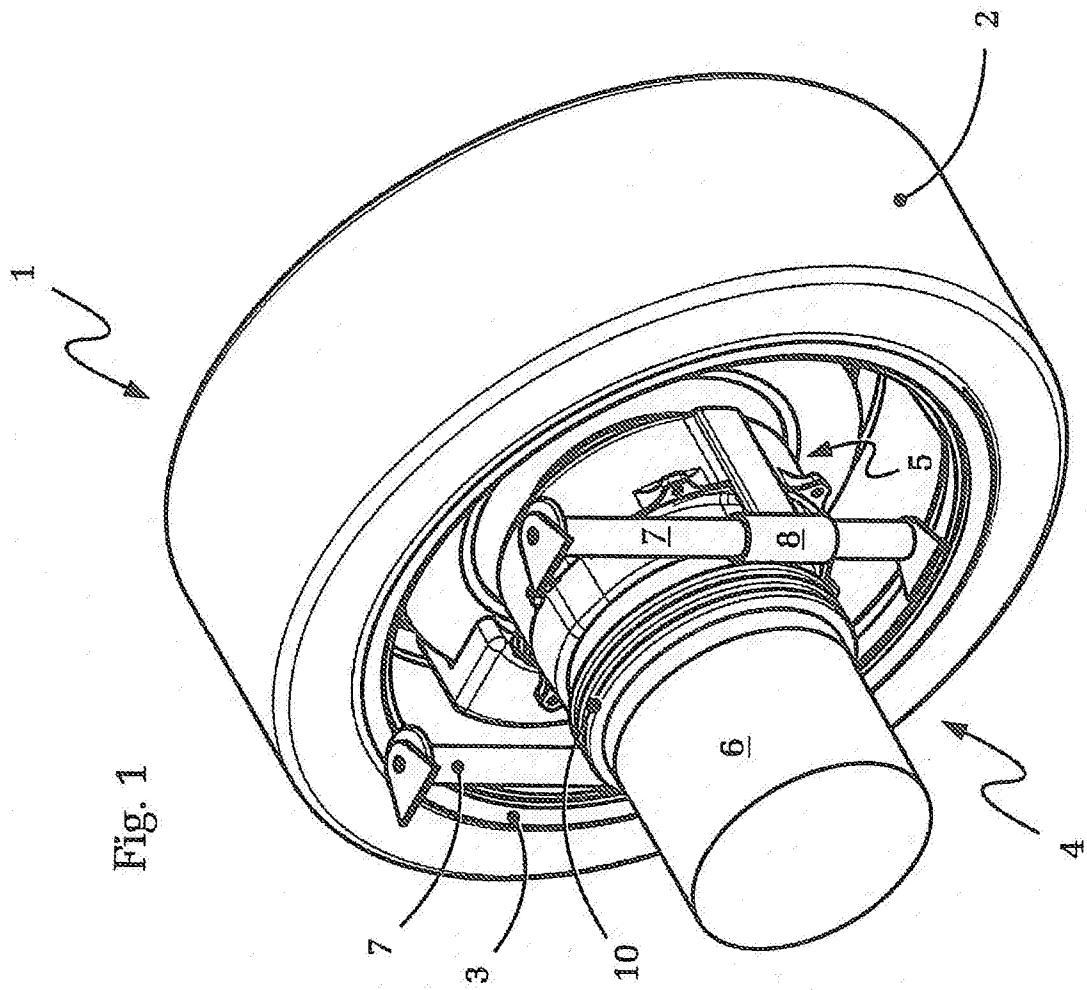
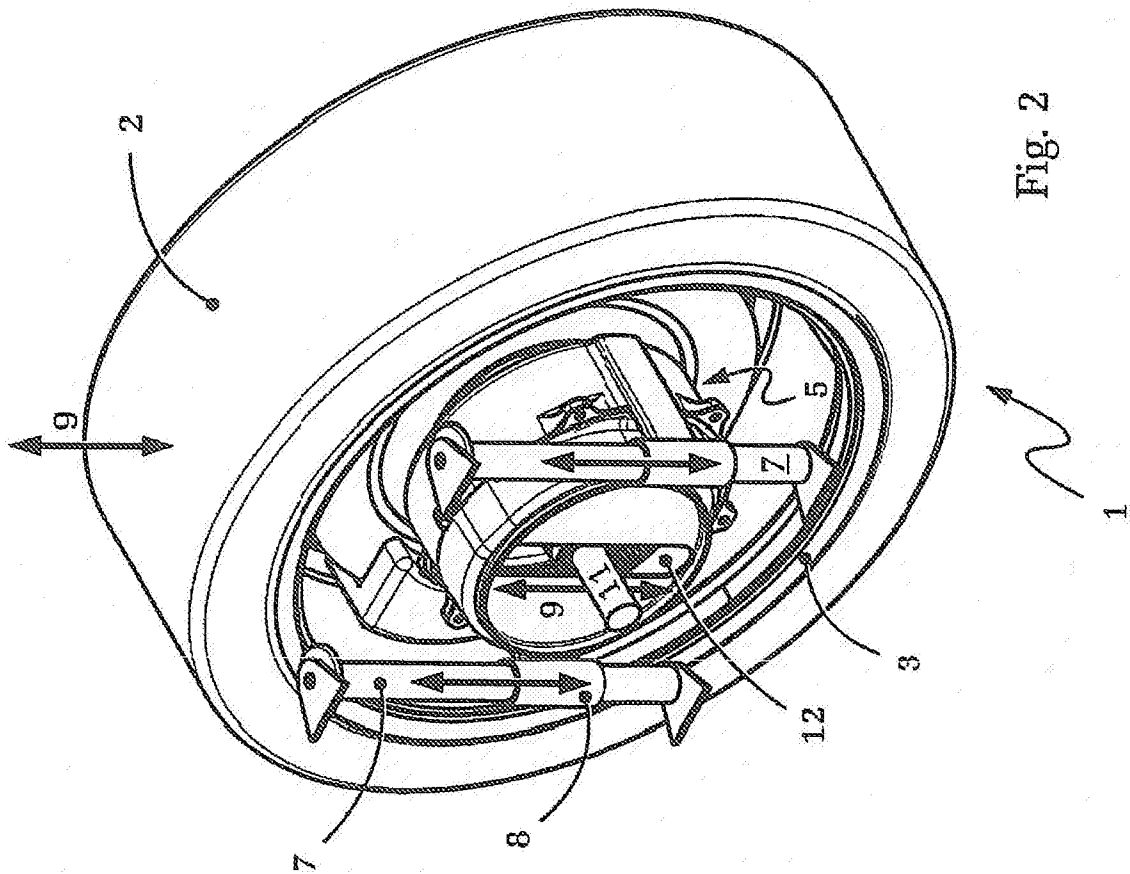
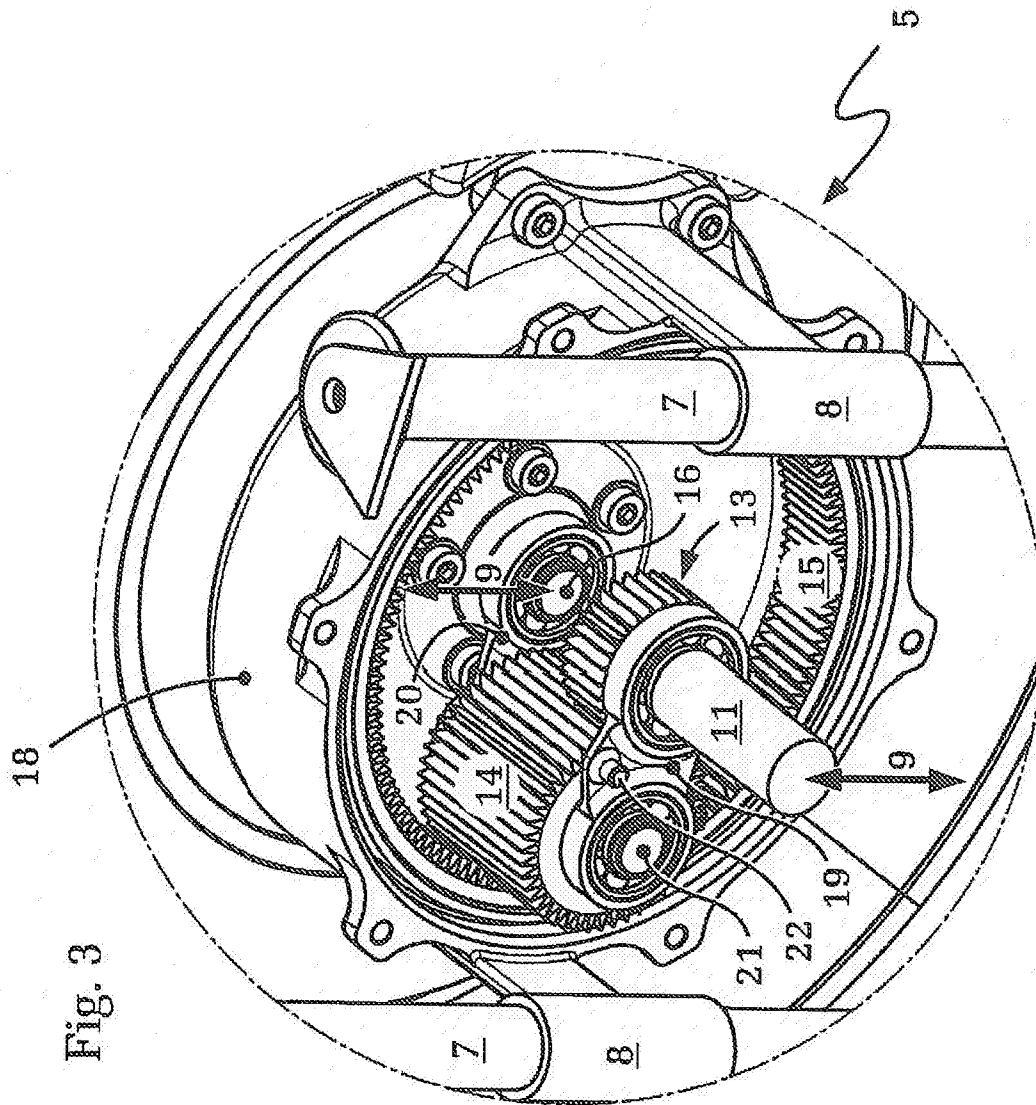
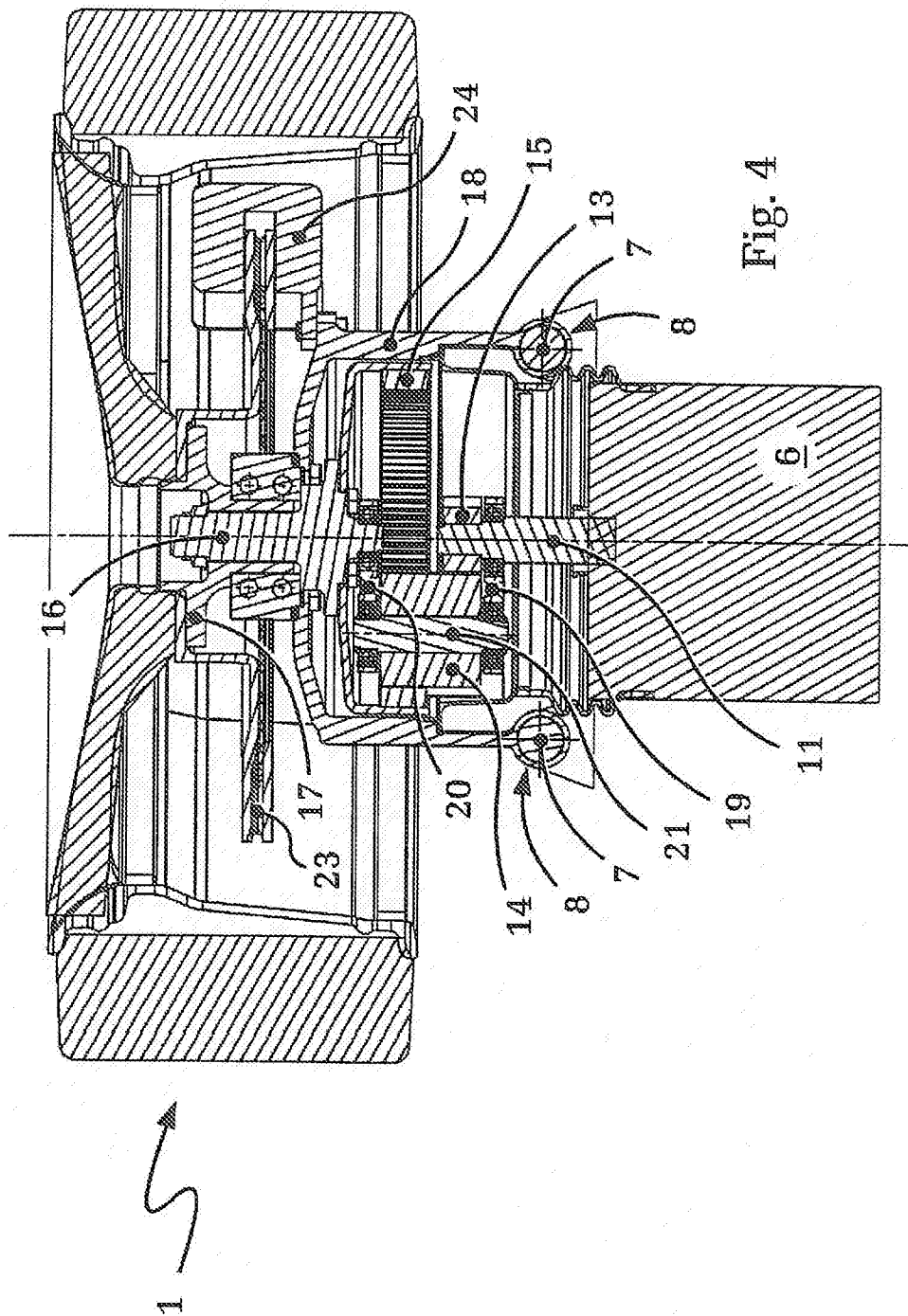


Fig. 1







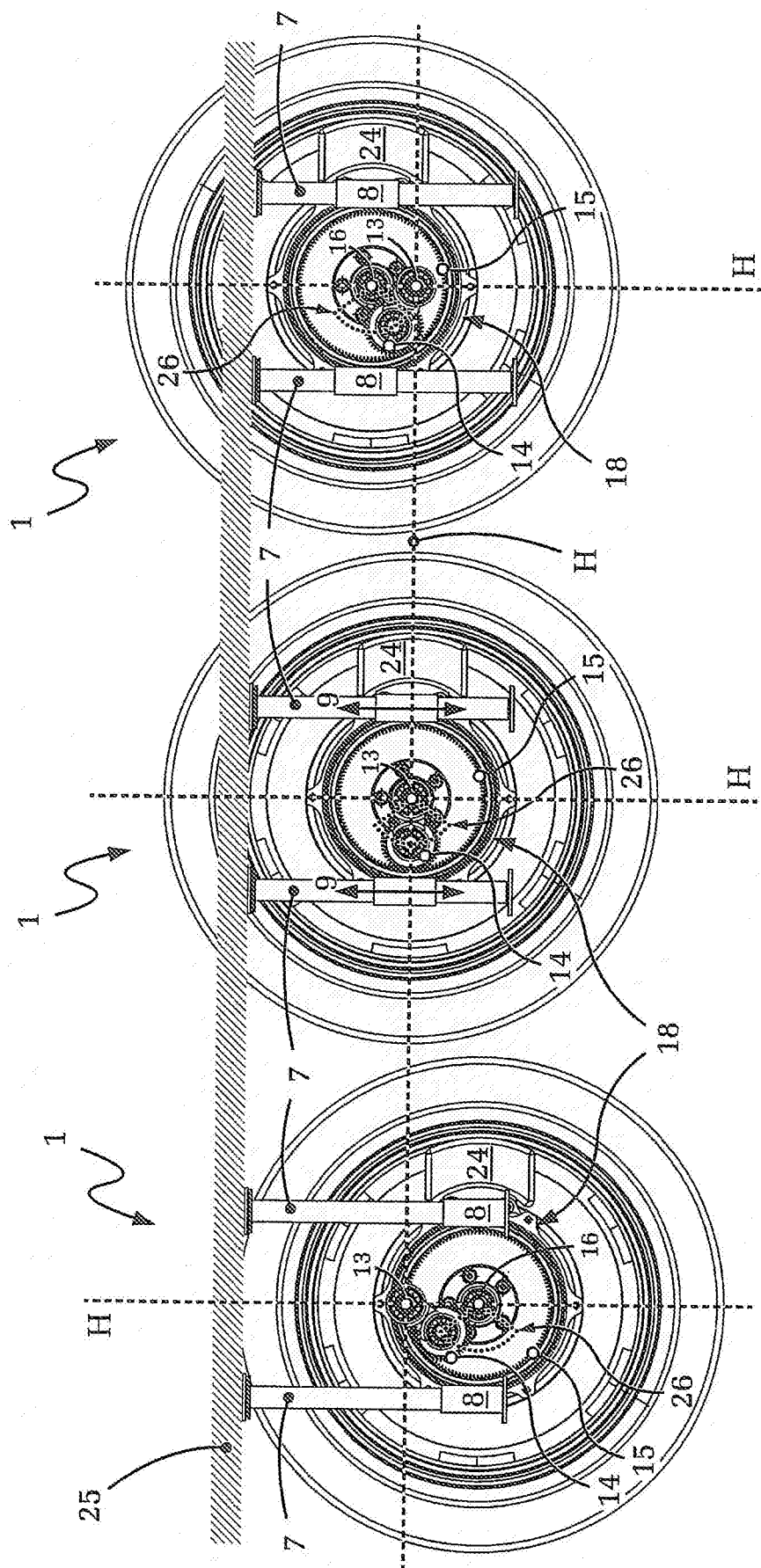


Fig. 5

Fig. 6

Fig. 7

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No

PCT/DE2009/050022

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

INV. F16H1/00

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

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.
A	EP 0 270 521 A (HEID AG MASCHF [AT]) 8 June 1988 (1988-06-08) cited in the application the whole document	1-12
A	US 6 113 119 A (LAURENT DANIEL [CH] ET AL) 5 September 2000 (2000-09-05) cited in the application the whole document	1-12



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.

& document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

14 Juli 2009

Date of mailing of the international search report

24/07/2009

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

Hassiotis, Vasilis

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/DE2009/050022

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
EP 0270521 A	08-06-1988	DE 8717584 U1 JP 63162136 A	03-05-1989 05-07-1988
US 6113119 A	05-09-2000	BR 9801625 A CA 2235696 A1 CN 1204593 A CZ 9801526 A3 DE 69806444 D1 DE 69806444 T2 EP 0878332 A1 ES 2178073 T3 FR 2763284 A1 JP 4131002 B2 JP 10338009 A RU 2218279 C2	13-04-1999 16-11-1998 13-01-1999 16-12-1998 14-08-2002 20-02-2003 18-11-1998 16-12-2002 20-11-1998 13-08-2008 22-12-1998 10-12-2003

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/DE2009/050022

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES

INV. F16H1/00

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

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

F16H

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.
A	EP 0 270 521 A (HEID AG MASCHF [AT]) 8. Juni 1988 (1988-06-08) in der Anmeldung erwähnt das ganze Dokument	1-12
A	US 6 113 119 A (LAURENT DANIEL [CH] ET AL) 5. September 2000 (2000-09-05) in der Anmeldung erwähnt das ganze Dokument	1-12

☐ 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 naheliegend ist

& Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

14. Juli 2009

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

24/07/2009

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

Hassiotis, Vasilis

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/DE2009/050022

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
EP 0270521 A	08-06-1988	DE 8717584 U1 JP 63162136 A	03-05-1989 05-07-1988
US 6113119 A	05-09-2000	BR 9801625 A CA 2235696 A1 CN 1204593 A CZ 9801526 A3 DE 69806444 D1 DE 69806444 T2 EP 0878332 A1 ES 2178073 T3 FR 2763284 A1 JP 4131002 B2 JP 10338009 A RU 2218279 C2	13-04-1999 16-11-1998 13-01-1999 16-12-1998 14-08-2002 20-02-2003 18-11-1998 16-12-2002 20-11-1998 13-08-2008 22-12-1998 10-12-2003