



(10) **DE 10 2016 118 877 B4** 2019.10.24

(12) **Patentschrift**

(21) Aktenzeichen: **10 2016 118 877.8**
 (22) Anmeldetag: **05.10.2016**
 (43) Offenlegungstag: **05.04.2018**
 (45) Veröffentlichungstag
 der Patenterteilung: **24.10.2019**

(51) Int Cl.: **F16H 1/16 (2006.01)**
F16H 37/04 (2006.01)
F16H 55/22 (2006.01)

Innerhalb von neun Monaten nach Veröffentlichung der Patenterteilung kann nach § 59 Patentgesetz gegen das Patent Einspruch erhoben werden. Der Einspruch ist schriftlich zu erklären und zu begründen. Innerhalb der Einspruchsfrist ist eine Einspruchsgebühr in Höhe von 200 Euro zu entrichten (§ 6 Patentkostengesetz in Verbindung mit der Anlage zu § 2 Abs. 1 Patentkostengesetz).

(73) Patentinhaber:
imk automotive GmbH, 09128 Chemnitz, DE

(74) Vertreter:
**RAUSCHENBACH Patentanwälte GbR, 01187
 Dresden, DE**

(72) Erfinder:
**Leidholdt, Wolfgang, Dr., 08294 Löbnitz, DE;
 Sebastiani, Gerd, Dr., 09112 Chemnitz, DE; Kropp,
 Enrico, 09221 Neukirchen, DE; Kirsch, Steffen,
 09514 Lengfeld, DE; Trepte, Jens, Dr., 09128
 Chemnitz, DE**

(56) Ermittelter Stand der Technik:

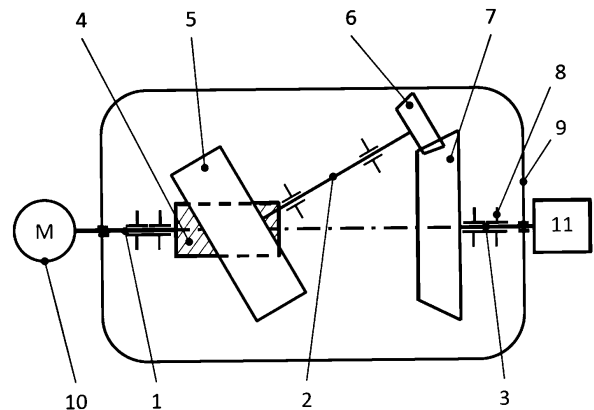
DE	197 36 572	A1
DE	202 12 935	U1
DE	296 03 376	U1
DE	20 2007 003 419	U1
DE	20 2013 100 134	U1

FR	1 498 836	A
US	2010 / 0 307 270	A1
US	2 863 325	A
EP	2 166 252	A1
EP	2 406 522	A1
WO	2015/ 083 040	A2
JP	H01- 168 568	A
JP	2012- 184 799	A

**WITTEL, Herbert [u.a.]: Roloff/Matek
 Maschinenelemente - Normung, Berechnung,
 Gestaltung. Wiesbaden: Springer Fachmedien,
 2013. S. 1-26. - ISBN 978-3-658-02326-3 (P); 978-
 3-658-02327-0 (E). DOI: 10.1007/978-3-658-02327-
 0. URL: <http://rd.springer.com/content/pdf/bfm%3A978-3-658-02327-0%2F1.pdf> [abgerufen am
 14.12.2016]. Bibliographieinformationen ermittelt
 über: [http://rd.springer.com/book/10.1007%2F978-
 3-658-02327-0](http://rd.springer.com/book/10.1007%2F978-3-658-02327-0) [abgerufen am 14.12.2016]. -
 Deckblatt und Inhaltsverzeichnis**

(54) Bezeichnung: **Mechanische Getriebeanordnung**

(57) Hauptanspruch: Mechanische Getriebeanordnung enthaltend eine Antriebsbaugruppe, mindestens eine Zwischenbaugruppe und eine Abtriebsbaugruppe, wobei die Antriebsbaugruppe eine Antriebswelle mit einer Schnecke aufweist, und die mindestens eine Zwischenbaugruppe eine Übertragungswelle mit einem Schneckenrad und einem Ritzel aufweist, und die Abtriebsbaugruppe eine Abtriebswelle mit einem Abtriebszahnrad aufweist, und die Schnecke mit dem Schneckenrad in Eingriff steht, und das Ritzel mit dem Abtriebszahnrad in Eingriff steht, wobei die Rotationsachse der Antriebswelle und die Rotationsachse der Abtriebswelle koaxial angeordnet sind, und wobei die Rotationsachse der mindestens einen Zwischenbaugruppe windschief und mit einem Achswinkel von $\Sigma \neq 90^\circ$ zu den Rotationsachsen der Antriebswelle und der Abtriebswelle angeordnet ist, und wobei bei das Ritzel mit dem Abtriebszahnrad einen Achsversatz von $a \neq 0$ aufweist, und wobei das Ritzel ein Hypozahnrad ist.



Beschreibung

[0001] Die Erfindung bezieht sich auf das Gebiet des Maschinenbaus und der Getriebetechnik und betrifft eine mechanische Getriebeanordnung, wie sie beispielsweise als Getriebe in Fahrzeugen, Haushaltsgeräten, landwirtschaftlichen Geräten oder medizinischen Geräten Anwendung finden.

[0002] Mechanische Getriebe mit axialer Anordnung der An- und Abtriebswelle verbunden mit hohen Wirkungsgraden, geringen Laufgeräuschen und geringem Bauraum sind heute wichtige Standardanforderungen für moderne Getriebeanwendungen. Dabei stellt eine geringe Geräusentwicklung bei Getriebeanwendungen eine wichtige Voraussetzung für gute Arbeitsbedingungen und einen hohen Umweltschutz dar. Große Kräfte bei kleinen Motoren mit hohen Drehzahlen oberhalb von 10.000 U/min stellen in Verbindung mit der Anforderung an geringere Laufgeräusche eine besondere Herausforderung bei der Ausgestaltung von mechanischen Getrieben dar. Nicht zuletzt besteht eine besondere Herausforderung darin, mechanische Getriebe mit großer Untersetzung von Drehzahlen und Übersetzung von Drehmomenten bereitzustellen, die zudem einen geringen Bauraum beanspruchen.

[0003] Aus dem Stand der Technik sind verschiedene Arten mechanischer Getriebeanordnungen bekannt.

[0004] Eine bekannte Art der mechanischen Getriebeanordnung sind Hypoidgetriebe, die zur Gruppe der Kegelradgetriebe gehören. Unter dem einfachen Kegelradgetriebe wird die Paarung zweier Kegelräder mit Gerad- oder Schrägverzahnung verstanden, deren Abwälzflächen Kegel sind und deren Radachsen sich im Achsenschnittpunkt schneiden. Die Zahnflanken der beiden Kegelräder berühren sich linienförmig. Neben der Art und Form der Flankenlängslinie werden Kegelzahnrad nach der Art und Form der Kegelradverzahnung in geradverzahnte, schrägverzahnte, bogenverzahnte und spiralverzahnte Kegelräder unterschieden.

[0005] Ein wesentliches Unterscheidungsmerkmal stellt der Achsversatz bei Kegelradgetrieben dar. Kegelräder ohne Achsversatz besitzen sich schneidende Achsen, während sich bei Kegelrädern mit Achsversatz, sogenannten Hypoidrädern, die Achsen kreuzen, wobei ein positiver oder negativer Achsversatz realisiert sein kann. Anstelle des Kegels als Abwälzfläche erhält mindestens eines der Räder ein Rotationshyperboloid, weshalb der Fachmann das Getriebe als Hypoidgetriebe bezeichnet.

[0006] Als weitere Art mechanischer Getriebeanordnungen sind Schneckenradgetriebe bekannt, die als Zahnradgetriebe typischerweise rechtwinklig ge-

kreuzte Achsen aufweisen. Schneckenradgetriebe bestehen aus der meist treibenden Schnecke und dem dazugehörigen Schneckenrad. Die Berührung von Schnecke und Schneckenrad findet in Linien innerhalb eines Eingriffsfeldes statt. Schnecken haben einen oder mehrere Zähne, die wie Gänge von Schrauben unter gleichbleibender Steigung um die Schneckenachse gewunden sind. Je nach Flankenrichtung unterscheidet man rechts- und linkssteigende Schnecken, wobei die rechtssteigende Flankenrichtung die bevorzugte ist (H. Wittel u.a.: Maschinenelemente Normung, Berechnung, Gestaltung; Lehr- und Tabellenbuch, Wiesbaden: Springer Verlag, 2013).

[0007] Vorteile eines Schneckenradgetriebes sind die hohe Belastbarkeit und Tragfähigkeit sowie die selbsthemmende Wirkung und der intrinsisch ruhige Lauf.

[0008] Auch sind als weitere Art mechanischer Getriebeanordnungen Umlaufrädergetriebe bekannt, auch Planetengetriebe genannt, die sowohl Wellen als auch Achsen aufweisen, die sich auf Kreisbahnen in einem Gestell bewegen. Die auf umlaufenden Achsen drehenden Zahnrad umkreisen dabei ein zentrales Rad, das sogenannte Sonnenrad.

[0009] Aus der US 2010 030 727 0 A1 ist ein Winkelgetriebe bekannt, das ein Gehäuse mit einem Antriebselement und eine Baugruppe umfasst. Außerdem beinhaltet das Getriebe ein Schneckengetriebe. Das Antriebselement weist einen ersten Abschnitt eines Schraubengeetriebes auf, der innerhalb des Gehäuses angeordnet ist. Das Abtriebselement erstreckt sich vom Gehäuse und umfasst einen zweiten Abschnitt eines Hypoid-Getriebesatzes und ist ebenfalls innerhalb des Gehäuses angeordnet. Das Abtriebselement ist im Wesentlichen orthogonal zum Antriebselement angeordnet. Die Anordnung weist einen zweiten Abschnitt als Schneckengetriebe auf, der mit dem Hypoidzahnradmechanisch gekoppelt ist.

[0010] Bekannt aus der EP 24 06 522 A1 ist eine Kombination eines Spiroid- und eines Schneckengetriebes, bei dem ein Zahnradkörper ausgebildet ist, der eine Drehachse aufweist. Der Zahnradkörper weist zudem eine Vielzahl von Spiroid- Zahnradzähnen auf, die in gegenüberliegenden Oberflächen des Körpers im Wesentlichen radial relativ zur Drehachse ausgebildet sind. Der Zahnradkörper weist ferner eine Vielzahl von Schneckengetriebezähnen in einem Nabenabschnitt des Zahnradkörpers auf, die zwischen, separat und getrennt von den spiroiden Zähnen angeordnet sind. Das Schneckenrad weist Zähne auf, die allgemein in Längsrichtung relativ zur Rotationsachse des Zahnradkörpers ausgebildet sind.

[0011] Aus der JP H01- 168 568 A ist ein Servolenkungsmechanismus bekannt, mit dem eine einzelne Reduktion der Drehzahl durch Eingriff zwischen einem Hypoid-Ritzel und einem Hypoid-Zahnrad an einer Welle eines Motors realisiert ist. Dabei wird die Drehung des Motors in eine geradlinige Bewegung umgewandelt. Eine Zahnstange ist zwischen einem Schneckengetriebe fest mit einem Hypoidzahnradsatz ausgebildet. Der Steigungswinkel des Schneckenrades beträgt dabei weniger als 10° . Der Steigungswinkel der Zahnstange ist dabei geringfügig größer als der Steigungswinkel des Schneckenrades.

[0012] Weiterhin ist aus der DE 19 736 572 A1 ein Getriebe, insbesondere für einen Hubschrauber-Rotor-Antrieb, mit einer oder mehreren Antriebsmaschinen bekannt, bei welchem für jede Antriebsmaschine mehrere Leistungswege vorgesehen sind. Dabei weist ein erster Leistungsweig in an sich bekannter Weise ein erstes drehantreibbares Antriebsritzel auf, welches in ständigem Zahneingriff mit einem ersten abtriebsseitigen Zahnrad ist. Außerdem weist das Getriebe mindestens einen weiteren Leistungsweig auf, der ein zum ersten Antriebsritzel koaxiales weiteres Antriebsritzel aufweist, welches in ständigem Zahneingriff mit einem, zum ersten abtriebsseitigen Zahnrad, koaxialen abtriebsseitigen weiteren Zahnrad ist.

[0013] Die JP 2012- 184 799 A gibt ein Untersetzungsgetriebe, umfassend einen Motor, der mit der ersten Untersetzungseinheit verbunden ist, und eine zweite Untersetzungseinheit, an. Die erste Untersetzungseinheit weist einen Hypoid-Getriebemechanismus auf, der ein Kegelradgetriebe ist, und ein Schraubengetriebemechanismus, der ein zylindrischer Getriebemechanismus ist. Das zweite Untersetzungsgetriebe weist einen Schneckengetriebemechanismus auf. Die Leistungsübertragung vom Motor bis zu einer endgültigen Ausgangswelle erfolgt U-förmig, wobei die Gesamtgröße des Untersetzungsgetriebes kleiner als ein herkömmliches Untersetzungsgetriebe ist. Das Schraubengetriebe ist als mehrstufiges zylindrisches Getriebe ausgebildet.

[0014] Aus der DE 296 03 376 U1 ist ein roll- und tragbarer elektromotorisch angetriebener Bodenkultivator bekannt, bei dem an einer Führungsstange ein Motor mit Stufengetriebe befestigt ist. Der Motor mit Stufengetriebe hat eine drehende Ausgangswelle, die in ein zweites ovales Stufengetriebe eingeführt wird. Das zweite Stufengetriebe weist zwei vertikale Zapfwellen auf, an denen gegeneinander nach innen rotierende rechtwinklige Hackmesser mit jeweils vier Schneiden oder wechselbar mit zwei Schneiden befestigt sind. Der Antriebsmotor mit Stufengetriebe weist eine drehende Ausgangswelle mit rechtssteigender Antriebsschnecke auf, die in einer 35° Schräge von unten ein horizontal gelagertes Schneckenrad mit linkem und rechtem spiralverzahntem Kegel-

rad antreibt. Die horizontale Antriebseinheit mit Getriebedeckel bildet eine Montageeinheit, die mit vier Schrauben auf einem Stufengetriebegehäuse aufgeschraubt ist. Die angetriebene horizontale Antriebseinheit mit Schneckenrad und spiralverzahnten Kegelrädern treibt in einem Achswinkel von 90° wiederum über spiralverzahnte Kegelräder die vertikalen Zapfwellen an.

[0015] Aus der DE 20 2007 003 419 U1 ist ein schrägverzahntes Planetengetriebe mit einem mittig angeordneten Sonnenrad, einem Planetenträger, wenigstens zwei von den Planetenträgern gehaltenen und mit dem Sonnenrad in Eingriff stehenden Planetenrädern und einem innenverzahnten Hohlräder, das mit dem Planetenrädern in Eingriff steht, bekannt. Dabei sind das Sonnenrad und das Hohlräder aus Kunststoff ausgebildet, und die Planetenräder weisen ein Modul von etwa 0,1 mm bis etwa 0,6 mm auf.

[0016] Die DE 20 2013 100 134 U1 gibt eine Koch- und Rührmaschine an, bei der das obere Ende des Motors mit einer Ausgangswelle, einer Schubwelle und einem unteren Anschlussstück versehen ist, das an der Schubwelle angebracht ist und mit dem oberen Anschlussstück übereinstimmt. Die Ausgangswelle und die Schubwelle sind über ein erstes Einweglager verbunden. Ein Untersetzungsgetriebe ist zwischen der Ausgangswelle und der Schubwelle angeordnet, um eine Untersetzungsübertragung zwischen den beiden zu erreichen. Insbesondere weist das Untersetzungsgetriebe ein zweites Einweglager, eine Schnecke, die an der Ausgangswelle angebracht ist, ein Schneckenrad, das mit der Schnecke in Eingriff steht, ein erstes Kegelrad, das sich koaxial und synchron mit dem Schneckenrad dreht, ein zweites Kegelrad, das mit dem ersten Kegelrad in Eingriff steht, ein erstes Stirnrad, das sich koaxial und synchron mit dem zweiten Kegelrad dreht, und ein zweites Stirnrad, das mit dem ersten Stirnrad in Eingriff steht, auf.

[0017] Nachteilig bei den bekannten Lösungen nach dem Stand der Technik ist, dass die bekannten mechanischen Getriebeanordnungen für hohe Drehmomente einen großen Bauraum aufweisen, hohe Laufgeräusche erzeugen und zudem aufwendig und teuer in der Herstellung sind.

[0018] Die Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht in der Angabe einer mechanischen Getriebeanordnung, die für hohe Drehmomente einen geringen Bauraum aufweist, geringe Laufgeräusche erzeugt und zudem einfach und preisgünstig in der Herstellung ist.

[0019] Die Aufgabe wird durch die in den Ansprüchen angegebene Erfindung gelöst. Vorteilhafte Ausgestaltungen sind Gegenstand der Unteransprüche,

wobei die Erfindung auch Kombinationen der einzelnen abhängigen Ansprüche im Sinne einer und-Verknüpfung mit einschließt, solange sie sich nicht gegenseitig ausschließen.

[0020] Die erfindungsgemäße mechanische Getriebeanordnung enthält eine Antriebsbaugruppe, mindestens eine Zwischenbaugruppe und eine Abtriebsbaugruppe, wobei die Antriebsbaugruppe eine Antriebswelle mit einer Schnecke aufweist, und die mindestens eine Zwischenbaugruppe eine Übertragungswelle mit einem Schneckenrad und einem Ritzel aufweist, und die Abtriebsbaugruppe eine Abtriebswelle mit einem Abtriebszahnrad aufweist, und die Schnecke mit dem Schneckenrad in Eingriff steht, und das Ritzel mit dem Abtriebszahnrad in Eingriff steht, wobei die Rotationsachse der Antriebswelle und die Rotationsachse der Abtriebswelle koaxial angeordnet sind, wobei die Rotationsachse der mindestens einen Zwischenbaugruppe windschief und mit einem Achswinkel von $\Sigma \neq 90^\circ$ zu den Rotationsachsen der Antriebswelle und der Abtriebswelle angeordnet ist.

[0021] Erfindungsgemäß weist das Ritzel mit dem Abtriebszahnrad einen Achsversatz von $a \neq 0$ auf, wobei das Ritzel ein Hypoidzahnrad ist.

[0022] Vorteilhafterweise sind mehrere Zwischenbaugruppen angeordnet.

[0023] Vorteilhaft ist es, wenn die Rotationsachse der mindestens einen Zwischenbaugruppe zur Rotationsachse der Antriebswelle und Abtriebswelle in einem Achswinkel $0^\circ < \Sigma < 90^\circ$ angeordnet ist.

[0024] Außerdem ist es vorteilhaft, wenn das Schneckenrad toroidisch, insbesondere elliptisch-toroidisch ausgebildet ist.

[0025] Zudem ist es vorteilhaft, wenn der Achsversatz der Rotationsachse des Ritzels zur Rotationsachse des Abtriebszahnrades negativ oder positiv ist.

[0026] In einer besonders vorteilhaften Ausgestaltung der mechanischen Getriebeanordnung ist das Abtriebszahnrad ein Tellerrad und das Ritzel ein Hypoidzahnrad.

[0027] Ebenso vorteilhaft ist es, wenn das Ritzel und das Abtriebszahnrad eine Epizykloiden-Bogenverzahnung, Hypozykloidenverzahnung, verlängerte Evolventen-Bogenverzahnung, Kreisbogenverzahnung, Zylo-Palloid-Verzahnung und/oder Gleason-Verzahnung aufweisen.

[0028] Vorteilhaft ist es auch, wenn die Antriebsbaugruppe, die mindestens eine Zwischenbaugruppe und/oder die Abtriebsbaugruppe gelagert sind.

[0029] Außerdem ist es vorteilhaft, wenn die Antriebswelle, die mindestens eine Übertragungswelle und/oder die Abtriebswelle einfach und/oder mehrfach gelagert sind.

[0030] Und ebenso ist es vorteilhaft, wenn die Antriebswelle, die Übertragungswelle, die Abtriebswelle, die Schnecke, das Schneckenrad, das Ritzel und/oder das Abtriebszahnrad aus Baustahl, Vergütungsstahl, Einsatzstahl, Keramik und/oder Kunststoff und/oder Verbundmaterialien bestehen.

[0031] Mit der erfindungsgemäßen Lösung wird eine besonders laufige, einfache und kostengünstig herzustellende mechanische Getriebeanordnung bereitgestellt, die sich durch einen besonders geringen Bauraum auszeichnet. Zudem werden mit der mechanischen Getriebeanordnung besonders große Übersetzungen von Drehzahlen bei gleichzeitig hohen Übersetzungen von Drehmomenten realisiert, wodurch die erfindungsgemäße Getriebeanordnung besonders leistungsfähig ist. Dadurch wird es mit der mechanischen Getriebeanordnung möglich, Kleinstgetriebe mit einer besonders hohen Leistung bereitzustellen, die für eine Vielzahl von Anwendungen einsetzbar sind.

[0032] Die vorteilhaften Eigenschaften der erfindungsgemäßen mechanischen Getriebeanordnung werden durch die spezielle Kombination eines Schneckengetriebes mit einem Zahnradgetriebe und insbesondere mit einem Hypoidgetriebe erzielt, bei der eine Antriebsbaugruppe, mindestens eine Zwischenbaugruppe und eine Abtriebsbaugruppe vorhanden sind.

[0033] Die Antriebsbaugruppe weist eine Antriebswelle mit einer Schnecke auf, bei der die Schnecke mit mindestens einem Schneckenrad in Eingriff steht. Die Anordnung von Schnecke und Schneckenrad soll im Rahmen der Erfindung als erste Getriebestufe verstanden werden.

[0034] Ein erfindungswesentliches Merkmal ist, dass die Rotationsachse der mindestens einen Übertragungswelle mit dem Schneckenrad und dem Ritzel windschief zu den Rotationsachsen der Antriebswelle und der Abtriebswelle angeordnet ist. Unter windschief soll im Rahmen der Erfindung verstanden werden, dass die Rotationsachse der Übertragungswelle mit den Rotationsachsen der Antriebswelle und der Abtriebswelle sich weder in einem gemeinsamen Punkt schneiden noch parallel zueinander verlaufen.

[0035] Mit der windschiefen Anordnung der Übertragungswelle konnte eine besonders effektive Anordnung der Übertragungswelle zur Antriebswelle und Abtriebswelle herausgefunden werden, die den Raum zwischen der koaxial angeordneten Antriebswelle und Abtriebswelle besonders platzsparend aus-

nutzt. Unter koaxial angeordnete Antriebswelle und Abtriebswelle soll im Rahmen der Erfindung verstanden werden, dass die Rotationsachse der Antriebswelle und die Rotationsachse der Abtriebswelle übereinstimmen.

[0036] Zudem konnte herausgefunden werden, dass mit der erfindungsgemäßen windschiefen Anordnung der Übertragungswelle ein besonders vorteilhafter Kraftfluss von der Antriebswelle über die Übertragungswelle auf die Abtriebswelle erfolgt.

[0037] Vorteilhafterweise ist die Rotationsachse der mindestens einen Übertragungswelle mit einem Achswinkel von $\Sigma \neq 90^\circ$ zu den Rotationsachsen der Antriebswelle und der Abtriebswelle, insbesondere mit einem Achswinkel von $0^\circ < \Sigma < 90^\circ$ angeordnet.

[0038] Unter dem Achswinkel Σ soll im Rahmen der Erfindung der eingeschlossene Winkel verstanden werden, der sich aus der Lage der Rotationsachsen der koaxial angeordneten Antriebswelle und Abtriebswelle zur Lage der Rotationsachse der Übertragungswelle ergibt. Aus der windschiefen und mit einem Achswinkel Σ vorgesehene Anordnung der Übertragungswelle zu den Rotationsachsen der Antriebswelle und Abtriebswelle ergibt sich, dass die in Eingriff stehenden Schnecke zum Schneckenrad und das Ritzel zum Abtriebszahnrad ebenfalls mit einem Achswinkel Σ angeordnet sind.

[0039] Von besonderem Vorteil ist es, wenn die mechanische Getriebeanordnung mehrere windschief angeordnete Zwischenbaugruppen aufweist, die jeweils mit der Schnecke der Antriebsbaugruppe und dem Abtriebszahnrad der Abtriebsbaugruppe in Eingriff stehen. Das Vorsehen mehrerer, gleichzeitig agierender Zwischenbaugruppen mit mehreren Übertragungswellen, Schneckenrädern und Ritzeln führt zu einer gleichmäßigen Verteilung der an den Übertragungswellen auftretenden Torsionsmomente und Zahnflankenkräften und damit zu einer wesentlichen Verringerung der Belastung an den jeweiligen Übertragungswellen und deren Verzahnungen.

[0040] Ein weiterer Vorteil besteht darin, dass wesentlich höhere Untersetzungen der Drehzahlen und wesentlich höhere Übersetzungen der Drehmomente durch die Anordnung mehrerer gleichzeitig agierender Zwischenbaugruppen realisiert werden können, da die anliegenden Kräfte und Drehmomente von der Antriebswelle auf mehrere Zwischenbaugruppen gleichmäßig verteilt vorliegen, wodurch die Beanspruchung der Übertragungswellen reduziert wird.

[0041] Dadurch wird der Momentenfluss auf die mehreren Zwischenbaugruppen aufgeteilt, was zu einer deutlichen Reduzierung des Verschleißes bei gleichzeitig verbesserter Standzeit der erfindungsgemäßen mechanischen Getriebeanordnung führt.

[0042] Mit der Anordnung mehrerer Zwischenbaugruppen wird außerdem erreicht, dass die einzelnen Zwischenbaugruppen kleiner, leichter und preisgünstiger herstellbar sind, was zudem zu einer wesentlichen Gewichtsreduzierung der einzelnen Zwischenbaugruppen führt.

[0043] Zudem wird mit der Anordnung mehrerer Zwischenbaugruppen erreicht, dass sich die Kräfte auf die Verzahnungen verringern, wodurch auch der Verschleiß an den Verzahnungen wesentlich reduziert wird. Außerdem können durch das Vorsehen mehrerer Zwischenbaugruppen besonders kleine und filigrane Getriebe bereitgestellt werden. Insbesondere wird durch die Anordnung mehrerer Zwischenbaugruppen eine wesentlich bessere Tragfähigkeit und Belastbarkeit der ersten Getriebestufe durch den nunmehr realisierten mehrfachen Zahneingriff und die realisierte Zahnüberdeckung zwischen Schnecke und Schneckenrad erreicht, wodurch zudem eine wesentlich geringe Belastung durch Gleitreibung an den Zahnflanken des Schneckenrades bei gleichzeitig hoher Untersetzung der Drehzahlen und Übersetzung der Drehmomente realisiert wird.

[0044] Mit der erfindungsgemäßen Anordnung der Übertragungswelle mit einem Achswinkel von $\Sigma \neq 90^\circ$ zu der koaxial angeordneten Antriebs- und Abtriebswelle wurde zudem eine besondere Ausbildung der Verzahnung der ersten Getriebestufe herausgefunden. Für einen besonders reibungsarmen und geräuscharmen Eingriff von Schneckenrad und Schnecke ist die Verzahnung des Schneckenrades vorteilhafterweise toroidisch, insbesondere elliptisch-toroidisch, ausgebildet. Damit ist es möglich, bereits in der ersten Getriebestufe die Drehzahl sehr stark zu untersetzen. Zudem wird aufgrund der hohen Überdeckung der Schnecke mit den Zähnen des Schneckenrades eine besonders hohe Tragfähigkeit der in Eingriff stehenden Zähne in der ersten Getriebestufe erreicht wird.

[0045] Eine zusätzliche Verbesserung der Eigenschaften der erfindungsgemäßen mechanischen Getriebeanordnung wird vorteilhafterweise mit einer ein- oder mehrfachen Lagerung der Antriebswelle, der mindestens einen Übertragungswelle und/oder der Abtriebswelle erreicht. Mit der mehrfachen Lagerung der Antriebswelle, der mindestens einen Übertragungswelle und/oder der Abtriebswelle wird eine zusätzliche Steifigkeit in der mechanischen Getriebeanordnung realisiert, wodurch Laufgeräusche und Laufruhe nochmals deutlich reduziert werden. Im Fall der mehrfachen Anordnung einer Zwischenbaugruppe besteht der Vorteil zudem darin, dass auf die Antriebswelle keine Querkräfte wirken, sodass eine Lagerung der Antriebswelle im Getriebegehäuse entfallen kann, wenn der angeflanschte Antrieb die Lagerung bereits übernimmt.

[0046] Die erfindungsgemäße Abtriebsbaugruppe weist eine Abtriebswelle mit einem Abtriebszahnrad auf, dass mit dem mindestens einen, auf der Übertragungswelle angeordneten, Ritzel in Eingriff steht. Die Anordnung von Ritzel und Abtriebszahnrad, die im Eingriff stehen, soll im Rahmen der Erfindung als zweite Getriebestufe verstanden werden.

[0047] Von besonderem Vorteil ist es, wenn das Abtriebszahnrad ein Tellerrad ist, da aufgrund der im vorgegebenen Bauraum des Getriebes erreichbaren Baugröße und dem damit möglichen großer Durchmesser des Tellerrades nochmals besonders große Untersetzungen von Drehzahlen und besonders hohe Übersetzungen von Drehmomenten auf die Abtriebswelle realisiert werden können.

[0048] In einer vorteilhaften Ausgestaltung ist das mindestens eine Ritzel ein Hypoidzahnrad, das vorteilhafterweise eine Epizykloiden-Bogenverzahnung, eine Hypozykloiden-Verzahnung, eine verlängerte Evolventen-Bogenverzahnung, eine Kreisbogenverzahnung, eine Zyκλο-Palloid-Verzahnung und/oder eine Gleason-Verzahnung aufweist. Damit wird ein besonders reibungsarmer Eingriff der Zähne des Ritzels in das Abtriebszahnrad ermöglicht, wodurch aufgrund der geringeren Gleitreibung eine weitere Reduzierung der Laufgeräusche in der zweiten Getriebestufe realisiert wird.

[0049] Erfindungsgemäß weist das mindestens eine Ritzel mit dem mindestens einen Abtriebszahnrad einen Achsversatz von $a \neq 0$ auf, wobei der Achsversatz negativ oder positiv ausgeführt sein kann.

[0050] Bei einem positiven Achsversatz ist die Ritzelachse in Richtung der Spiralrichtung des Abtriebszahnrades verschoben, wodurch der mittlere Spiralwinkel des Ritzels größer als der mittlere Spiralwinkel des Abtriebszahnrades ist.

[0051] Bei einem negativen Achsversatz ist die Ritzelachse gegen die Spiralrichtung des Abtriebszahnrades verschoben, wodurch der mittlere Spiralwinkel des Ritzels kleiner als der mittlere Spiralwinkel des Abtriebszahnrades ist.

[0052] Mit der erfindungsgemäßen Berücksichtigung des Achsversatzes von $a \neq 0$ in der zweiten Getriebestufe ergeben sich besondere Vorteile dahingehend, dass die Tragfähigkeit und die Belastbarkeit durch die große Überdeckung der Verzahnung von Ritzel und Abtriebszahnrad erhöht ist und dadurch die Laufruhe der Getriebestufe zusätzlich verbessert wird, weshalb die erfindungsgemäße mechanische Getriebearrangement besonders leise gegenüber vergleichbaren Stirn- oder Planetengetriebe ist. Zudem lassen sich durch die hohe Überdeckung der Verzahnung von Ritzel und Abtriebszahnrad und damit der hohen Tragfähigkeit der Verzahnung besonders ho-

he Übersetzungen der an der Übertragungswelle anliegenden Drehmomente auf die Abtriebswelle realisieren, wodurch der Wirkungsgrad der erfindungsgemäßen mechanischen Getriebearrangement zusätzlich verbessert ist.

[0053] Ein weiteres erfindungswesentliches Merkmal ist, dass durch die windschiefe Anordnung der mindestens einen Übertragungswelle auch das mindestens eine Ritzel zum Abtriebszahnrad windschief angeordnet ist. Mit der windschiefen Anordnung von Ritzel zum Abtriebszahnrad in Verbindung mit der vorteilhaften Verzahnung von Ritzel und Abtriebszahnrad stehen eine höhere Anzahl von Zähnen gleichzeitig miteinander im Eingriff, wodurch eine wesentlich verbesserte Tragfähigkeit gegenüber bekannten Kegelradverzahnungen und Hypoidgetrieben ermöglicht wird.

[0054] Es ist gelungen, eine besonders lauffähige und leistungsfähige mehrstufige Getriebearrangement bereitzustellen, die besonders hohe Untersetzungen von Drehzahlen bei gleichzeitig hoher Übersetzung von Drehmomenten ermöglicht. Der hohe Wirkungsgrad und die besonderen Laufeigenschaften der mechanischen Getriebearrangement werden zudem auf einem besonders geringen Bauraum realisiert, wodurch ein breites Einsatzgebiet der mechanischen Getriebearrangement auch als Kleinstgetriebe abgedeckt wird. Zudem ist die mechanische Getriebearrangement besonders einfach und kostengünstig herstellbar.

[0055] Nachfolgend wird die Erfindung an mehreren Ausführungsbeispielen näher erläutert. Die **Fig. 1 - Fig. 3** zeigen

Fig. 1 - eine schematische Darstellung der erfindungsgemäßen mechanischen Getriebearrangement

Fig. 2 - eine Ausführungsvariante der erfindungsgemäßen mechanischen Getriebearrangement mit einer Zwischenbaugruppe

Fig. 3 - eine Ausführungsvariante der erfindungsgemäßen mechanischen Getriebearrangement mit drei Zwischenbaugruppen

Ausführungsbeispiel 1

[0056] **Fig. 1** zeigt eine schematische Darstellung der mechanischen Getriebearrangement. Dabei ist ein Gehäuse **9** gezeigt, in dem eine über Lager **8** horizontal angeordnete Antriebswelle **1** gelagert ist. An der Antriebswelle **1** ist außerhalb der Lager **8** ein Antrieb **10** vorgesehen. Außerdem weist die Antriebswelle **1** innerhalb des Gehäuses **9** eine Schnecke **4** auf. Ebenfalls horizontal und mit der Antriebswelle **1** koaxial angeordnet ist eine Abtriebswelle **3** über Lager **8** dargestellt, an deren einem Ende ein Abtriebszahnrad **7** angeordnet ist. Am anderen Ende der Ab-

triebswelle **3** ist außerhalb des Gehäuses **8** schematisch eine Anwendung **11** dargestellt.

[0057] Zwischen der Antriebswelle **1** und der Abtriebswelle **3** ist eine Übertragungswelle **2** windschief angeordnet, bei der an einem Ende ein Schneckenrad **5** und am anderen Ende ein Ritzel **6** befestigt ist. Die Übertragungswelle **2** ist ortsfest im Gehäuse **9** über Lager **8** gelagert und windschief mit einem Achswinkel von $\Sigma = 45^\circ$ gegenüber der gemeinsamen Rotationsachse von Antriebswelle **1** und Abtriebswelle **3** angeordnet. Die Schnecke **4** steht mit dem Schneckenrad **5** in Eingriff und weist einen Achswinkel von $\Sigma = 75^\circ$ auf. Das Hypoidritzel **6** steht mit dem Tellerrad **7** in Eingriff.

Ausführungsbeispiel 2

[0058] Fig. 2 zeigt die Seitenansicht einer Ausführungsvariante der mechanischen Getriebeanordnung mit einer Zwischenbaugruppe. Eine Antriebswelle **1** weist eine Schnecke **4** auf. Die Rotationsachse der Antriebswelle **1** ist koaxial zur Rotationsachse der Abtriebswelle **3** über Lager **8** angeordnet. Am linken Ende der Abtriebswelle **3** ist ein Tellerrad als Abtriebszahnrad **7** angeordnet. Zwischen der Antriebswelle **1** und der Abtriebswelle **3** ist im Winkel von 45° zu Rotationsachsen der Antriebswelle **1** und der Abtriebswelle **3** eine Übertragungswelle **2** windschief angeordnet, die ein Schneckenrad **5** und ein Hypoidritzel **6** aufweist. Die Übersetzung von der Schnecke **4** auf das Schneckenrad **5** beträgt $i_1 = 18$.

[0059] Die Übersetzung von Hypoidritzel **6** auf das Tellerrad **7** beträgt $i_2 = 5$. Die Übertragungswelle **2** ist ortsfest im Gehäuse über Lager **8** (nicht dargestellt) angeordnet. Die Rotationsachse der Übertragungswelle **2** ist in einen Achswinkel von $\Sigma = 45^\circ$ zur Ausrichtung der Rotationsachsen der Antriebswelle **1** und der Abtriebswelle **3** angeordnet. Die Schnecke **4** steht mit dem Schneckenrad **5** in Eingriff und weist einen Achswinkel von $\Sigma = 45^\circ$ auf. Das Hypoidritzel **6** steht mit dem Tellerrad **7** in Eingriff und weist einen positiven Achsabstand von $+1$ und einen Achswinkel von $\Sigma = 45^\circ$ auf.

[0060] Die gezeigte Getriebeanordnung wurde mit einem Außendurchmesser von nur 60 mm realisiert und mit einer Eingangsdrehzahl von $n_{an} = 2.500 \text{ min}^{-1}$ und mit einem Eingangsdrehmoment $T_{an} = 0,06 \text{ Nm}$ über einen Antrieb **10** betrieben. Bei einer Getriebeübersetzung $i_{Ges} = 90$ ergab sich an der Abtriebswelle **3** eine Ausgangsdrehzahl von $n_{ab} = 27,78 \text{ min}^{-1}$.

Ausführungsbeispiel 3

[0061] Fig. 3 zeigt die Seitenansicht einer Ausführungsvariante der mechanischen Getriebeanordnung mit drei Zwischenbaugruppen. Eine Antriebswelle **1** weist eine Schnecke **4** auf. Die Rotationsachse der

Antriebswelle **1** ist koaxial zur Rotationsachse der Abtriebswelle **3** über Lager **8** angeordnet. Am linken Ende der Abtriebswelle **3** ist ein Tellerrad als Abtriebszahnrad **7** angeordnet. Zwischen der Antriebswelle **1** und der Abtriebswelle **3** sind mit einem Achswinkel von jeweils $\Sigma = 45^\circ$ zu den Rotationsachsen der Antriebswelle **1** und der Abtriebswelle **3** drei Übertragungswellen **2a**, **2b**, **2c** jeweils windschief angeordnet, die jeweils ein Schneckenrad **5a**, **5b**, **5c** und jeweils ein Hypoidritzel **6a**, **6b**, **6c** aufweisen. Die Übersetzung von den Hypoidritzel **6a**, **6b**, **6c** auf das Tellerrad **7** beträgt $i_2 = 5$. Die Übertragungswellen **2a**, **2b**, **2c** sind ortsfest im Gehäuse gelagert (nicht dargestellt). Die Schneckenräder **5a**, **5b**, **5c** stehen mit der Schnecke **4** in Eingriff und weisen einen Achswinkel von $\Sigma = 45^\circ$ auf. Die Hypoidritzel **6a**, **6b**, **6c** stehen mit dem Tellerrad **7** in Eingriff und weisen jeweils einen positiven Achsabstand von $+1$ und einen Achswinkel von $\Sigma = 45^\circ$ auf.

[0062] Die gezeigte Getriebeanordnung wurde mit einem Außendurchmesser von nur 60 mm realisiert und mit einer Eingangsdrehzahl von $n_{an} = 2.500 \text{ min}^{-1}$ und mit einem Eingangsdrehmoment $T_{an} = 0,06 \text{ Nm}$ über einen Antrieb **10** betrieben. Bei einer Getriebeübersetzung $i_{Ges} = 90$ ergab sich an der Abtriebswelle **3** eine Ausgangsdrehzahl von $n_{ab} = 27,78 \text{ min}^{-1}$ und ein Ausgangsdrehmoment von $T_{ab} = 5 \text{ Nm}$. Die statische Festigkeit der Getriebeanordnung erreicht $T_{ab} = 10 \text{ Nm}$.

Bezugszeichenliste

1	Antriebswelle
2	Übertragungswelle
3	Abtriebswelle
4	Schnecke
5, 5a, 5b, 5c	Schneckenrad
6, 6a, 6b, 6c,	Ritzel
7	Abtriebszahnrad
8	Lager
9	Gehäuse
10	Antrieb (Motor)
11	Anwendung

Patentansprüche

1. Mechanische Getriebeanordnung enthaltend eine Antriebsbaugruppe, mindestens eine Zwischenbaugruppe und eine Abtriebsbaugruppe, wobei die Antriebsbaugruppe eine Antriebswelle mit einer Schnecke aufweist, und die mindestens eine Zwischenbaugruppe eine Übertragungswelle mit einem Schneckenrad und einem Ritzel aufweist, und die Abtriebsbaugruppe eine Abtriebswelle mit einem Ab-

triebszahnrad aufweist, und die Schnecke mit dem Schneckenrad in Eingriff steht, und das Ritzel mit dem Abtriebszahnrad in Eingriff steht, wobei die Rotationsachse der Antriebswelle und die Rotationsachse der Abtriebswelle coaxial angeordnet sind, und wobei die Rotationsachse der mindestens einen Zwischenbaugruppe windschief und mit einem Achswinkel von $\Sigma \neq 90^\circ$ zu den Rotationsachsen der Antriebswelle und der Abtriebswelle angeordnet ist, und wobei bei das Ritzel mit dem Abtriebszahnrad einen Achsversatz von $a \neq 0$ aufweist, und wobei das Ritzel ein Hypoidzahnrad ist.

mik, Kunststoff und/oder Verbundmaterialien bestehen.

Es folgen 2 Seiten Zeichnungen

2. Mechanische Getriebeanordnung nach Anspruch 1, bei der mehrere Zwischenbaugruppen angeordnet sind.

3. Mechanische Getriebeanordnung nach Anspruch 1, bei der die Rotationsachse der mindestens einen Zwischenbaugruppe zur Rotationsachse der Antriebswelle und Abtriebswelle in einem Achswinkel $0^\circ < \Sigma < 90^\circ$ angeordnet ist.

4. Mechanische Getriebeanordnung nach Anspruch 1, bei der das Schneckenrad toroidisch, insbesondere elliptisch-toroidisch ausgebildet ist.

5. Mechanische Getriebeanordnung nach Anspruch 1, bei der der Achsversatz der Rotationsachse des Ritzels zur Rotationsachse des Abtriebszahnrades negativ oder positiv ist.

6. Mechanische Getriebeanordnung nach Anspruch 1, bei der das Abtriebszahnrad ein Tellerrad ist.

7. Mechanische Getriebeanordnung nach Anspruch 1, bei der das Ritzel und das Abtriebszahnrad eine Epizykloiden-Bogenverzahnung, Hypozykloidenverzahnung, verlängerte Evolventen-Bogenverzahnung, Kreisbogenverzahnung, Zyκλο-Palloid-Verzahnung oder Gleason-Verzahnung aufweisen.

8. Mechanische Getriebeanordnung nach Anspruch 1, bei der die Antriebsbaugruppe, die mindestens eine Zwischenbaugruppe und/oder die Abtriebsbaugruppe gelagert sind.

9. Mechanische Getriebeanordnung nach Anspruch 8, bei der die Antriebswelle, die mindestens eine Übertragungswelle und/oder die Abtriebswelle einfach und/oder mehrfach gelagert sind.

10. Mechanische Getriebeanordnung nach Anspruch 1, bei der die Antriebswelle, die Übertragungswelle, die Abtriebswelle, die Schnecke, das Schneckenrad, das Ritzel und/oder das Abtriebszahnrad aus Baustahl, Vergütungsstahl, Einsatzstahl, Kera-

Anhängende Zeichnungen

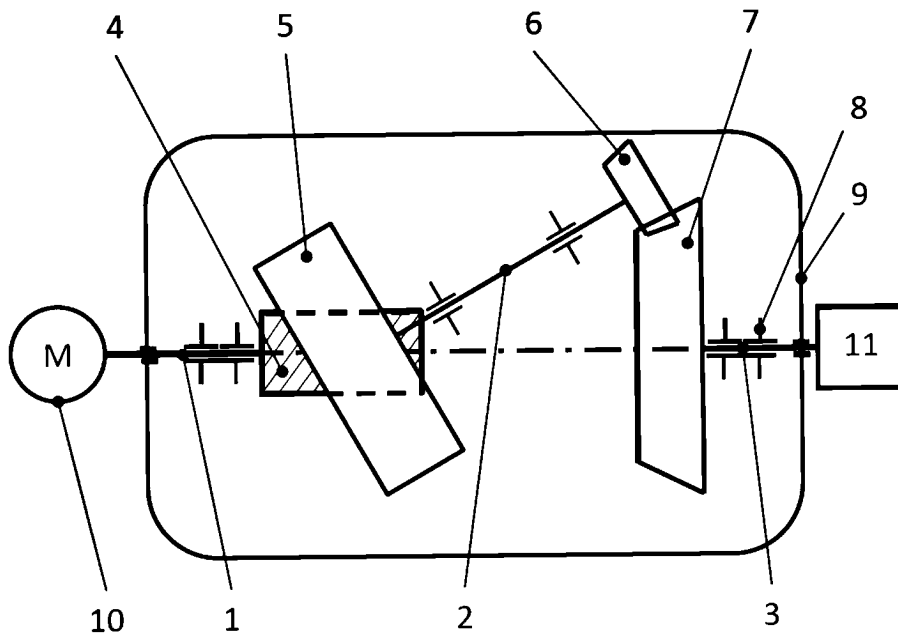


Fig. 1

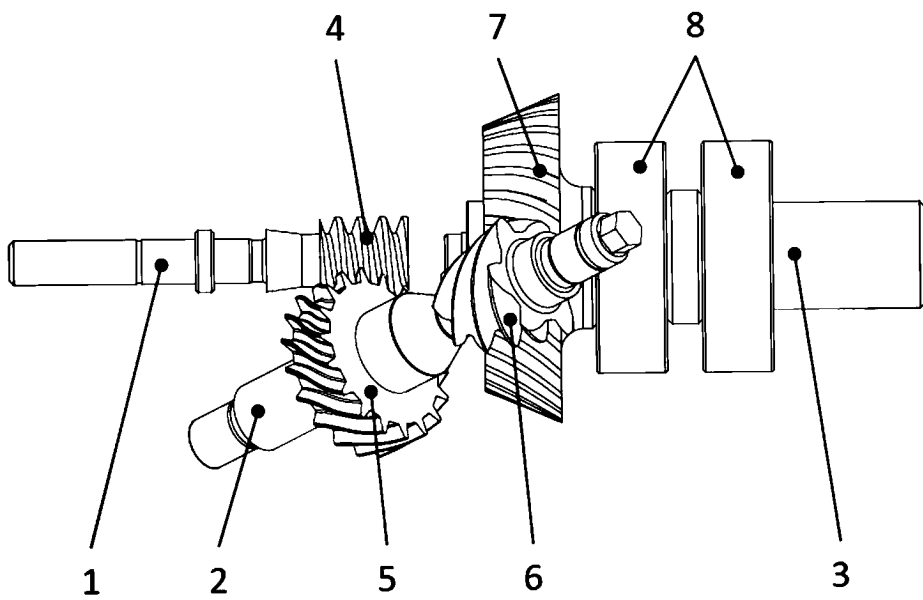


Fig. 2

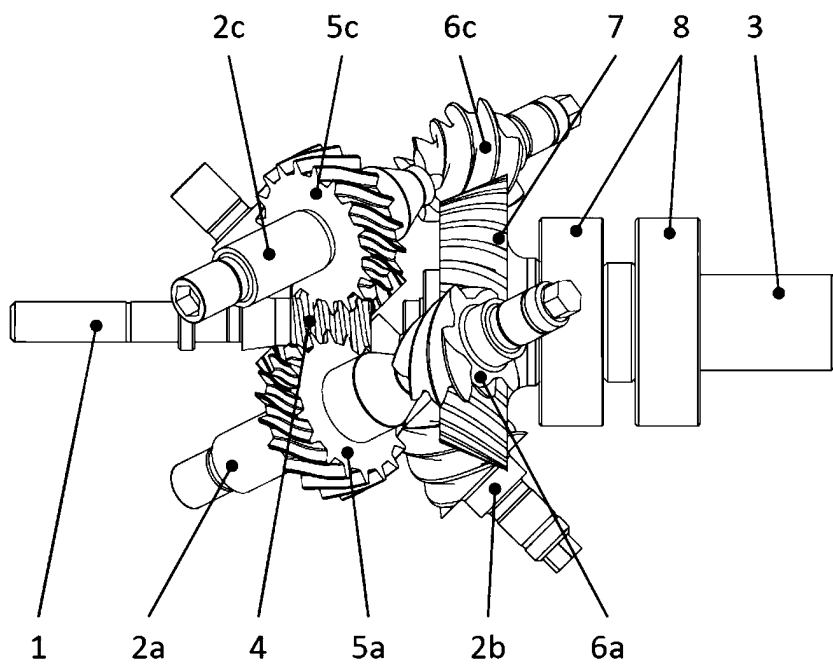


Fig. 3