

(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
15. März 2018 (15.03.2018)



(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2018/046058 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:

B60K 6/48 (2007.10) *B60K 6/387* (2007.10)
B60K 6/36 (2007.10) *F16H 3/093* (2006.01)
B60K 6/365 (2007.10) *F16H 3/08* (2006.01)
B60K 6/547 (2007.10)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE2017/100733

(22) Internationales Anmeldedatum:
31. August 2017 (31.08.2017)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2016 216 991.2
07. September 2016 (07.09.2016) DE

(71) Anmelder: **SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG & CO. KG** [DE/DE]; Industriestraße 1-3, 91074 Herzogenaurach (DE).

(72) Erfinder: **VORNEHM, Martin**; Im Grün 47, 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, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(54) Title: HYBRID DRIVE TRAIN HAVING INTERMEDIATE GEAR

(54) Bezeichnung: HYBRIDANTRIEBSSTRANG MIT ZWISCHENGANG

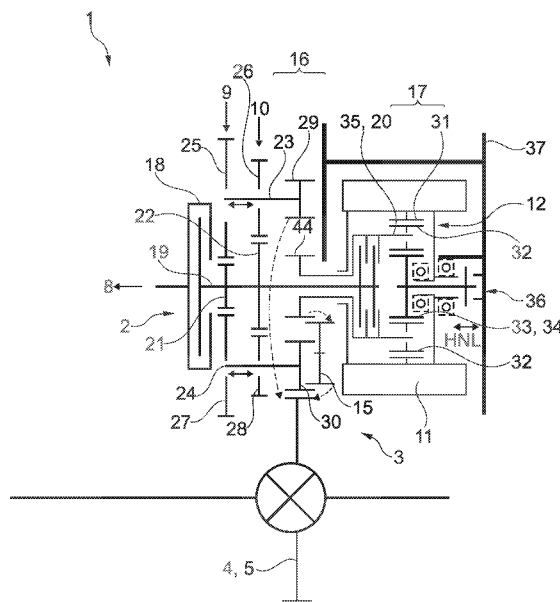


Fig. 4

(57) Abstract: The invention relates to a hybrid drive train (1), comprising a combustion engine-driveable first sub-drive train (2) and an electric motor-driveable second sub-drive train (3), wherein the first sub-drive train (2) includes a first transmission and the second sub-drive train (3) includes a second transmission designed as a planetary transmission (12), wherein torque of the first sub-drive train (2) can be transmitted to an output shaft gear (4) via the first transmission or via an intermediate gear (15) that can be friction-coupled to the first sub-drive train (2), and wherein torque of the second sub-drive train (3) can be transmitted to the output shaft gear (4) via a planetary carrier (35) of the planetary transmission (12) and the intermediate gear (15), wherein a geometric arrangement of the planetary transmission (12) is selected in such a way that the torque generated via electric motor can be supplied via a ring gear (31) of the planetary transmission (12).

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft einen Hybridantriebsstrang (1), mit einem verbrennungskraftmotorisch antreibbaren ersten Teil-Antriebsstrang (2) und einem elektromotorisch antreibbaren zweiten Teil-Antriebsstrang (3), wobei der erste Teil-Antriebsstrang (2) ein erstes Getriebe beinhaltet und der zweite Teil-Antriebsstrang (3) ein als ein Planetengetriebe (12) ausgebildetes zweites Getriebe beinhaltet, wobei Drehmoment des ersten Teil-Antriebsstrangs (2) entweder über das erste Getriebe oder über ein mit dem ersten Teil-Antriebsstrang (2) reibkuppelbares Zwischenrad (15) auf ein Abtriebswellen-Zahnrad (4) übertragbar ist und wobei Drehmoment des zweiten Teil-Antriebsstrangs (3) über einen Planetenträger (35) des Planetengetriebes (12) und das Zwischenrad (15) auf das

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

Erklärungen gemäß Regel 4.17:

- hinsichtlich der Identität des Erfinders (Regel 4.17 Ziffer i)
- Erfindererklärung (Regel 4.17 Ziffer iv)

Veröffentlicht:

- mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz 3)

Hybridantriebsstrang mit Zwischengang

- 5 Die vorliegende Erfindung betrifft einen Hybridantriebsstrang mit einem vorzugsweise verbrennungskraftmotorisch direkt antreibbaren / angetriebenen ersten Teil-Antriebsstrang und einem vorzugsweise elektromotorisch direkt antreibbaren / angetriebenen zweiten Teil-Antriebsstrang, wobei der erste Teil-Antriebsstrang ein erstes Getriebe beinhaltet und der zweite Teilantriebsstrang ein als ein Planetengetriebe
10 ausgebildetes zweites Getriebe beinhaltet, wobei Drehmoment des ersten Teil-Antriebsstrangs entweder über das erste Getriebe oder über ein mit dem ersten Teil-Antriebsstrang reibkuppelbares Zwischenrad auf ein Abtriebswellen-Zahnrad, d.h., ein mit einer Abtriebswelle drehmomentübertragend verbundenes Zahnrad, übertragbar ist, und wobei Drehmoment des zweiten Teil-Antriebsstrangs über einen Planetenträger des Planetengetriebes und das Zwischenrad auf das Abtriebswellen-Zahnrad
15 übertragbar ist.

- Aus der WO 2014/006016 A1 ist ein Hybridantriebsstrang für ein Kraftfahrzeug, ein Hybridfahrzeug und Verwendung desselben bekannt. Der hierin offenbarte Hybridantriebsstrang umfasst eine Verbrennungskraftmaschine und eine mit einer Leistungselektronik und einem elektrischen Energiespeicher verbundene elektrische Maschine, die drehmomentübertragend mit einer Abtriebswelle verbindbar sind. Der Hybridantriebsstrang zeichnet sich dadurch aus, dass eine Ausgangswelle der Verbrennungskraftmaschine und eine Ausgangswelle der elektrischen Maschine jeweils eine Mehrzahl von Ausgangswellenritzeln tragen, die jeweils mit einem Sammelwellenritzel einer
25 beabstandet von den Ausgangswellen angeordneten und mit der Abtriebswelle gekoppelten ersten Sammelwelle kämmen, wobei Ausgangswellenritzel und/oder Sammelwellenritzel durch schaltbare Formschlusskupplungen einzeln mit der jeweils zugeordneten Welle verbindbar sind, wobei die Ausgangswelle der Verbrennungskraftmaschine starr, ohne eine form- oder kraftschlüssige Kupplung, mit der Verbrennungskraftmaschine verbunden ist.
30

- 2 -

Die DE 10 2014 222 587 A1 offenbart einen Hybridantriebsstrang für ein Kraftfahrzeug mit einer Verbrennungskraftmaschine und einer mit einer Leistungselektronik und einem elektrischen Energiespeicher verbundenen, einen Stator und einen Rotor aufweisenden, elektrischen Maschine, die drehmomentübertragend mit einer Abtriebswelle

5 verbindbar sind, wobei die Verbrennungskraftmaschine mit einer ein oder mehrere Antriebswellenritzel tragenden Verbrennungsmotorantriebswelle gekoppelt ist, der Rotor der elektrischen Maschine über ein Planetensatz, umfassend ein Sonnenrad, einen Steg und ein Hohlrad, von denen ein Element als Eingangselement und ein anderes Element als Ausgangselement des Planetensatzes wirkt, mit einer ein oder mehrere

10 Antriebswellenritzel tragenden Elektromaschinen-Antriebswelle gekoppelt ist, wobei der Rotor mittels einer schaltbaren Kupplung wahlweise entweder mit dem Eingangselement oder dem Ausgangselement des Planetensatzes verbindbar ist, die Elektromaschinen-Antriebswelle und die Verbrennungsmotor-Antriebswelle mittels einer schaltbaren Hauptwellenkupplung miteinander verbindbar sind, wenigstens ein

15 Antriebswellenritzel der Verbrennungsmotor-Antriebswelle mit einem korrespondierenden Sammelwellenritzel einer drehmomentübertragend mit der Abtriebswelle gekoppelten ersten Sammelwelle eine schaltbar drehmomentübertragende Ritzelpaarung bildet und wenigstens ein Antriebswellenritzel der Elektromaschinen-Antriebswelle mit einem korrespondierenden Sammelwellenritzel einer drehmomentübertragend mit der Abtriebswelle gekoppelten Sammelwelle eine drehmomentübertragende Ritzelpaarung bildet.

20

Ferner ist offenbart, dass die Hauptwellenkupplung als eine steuerbare Lamellenkupplung ausgebildet ist und die Verbrennungskraftmaschine über einen Freilauf mit der

25 Verbrennungsmotor-Antriebswelle gekoppelt ist.

Weitere Hybridantriebsstränge sind bspw. aus der DE 10 2012 016 988 A1, der US 2014/0352491 A1 sowie der US 2015/0298535 A1 bekannt.

30 Die Hybridantriebsstränge aus dem Stand der Technik weisen den Nachteil auf, dass sie relativ viel Bauraum benötigen, insbesondere im radseitig gelegenen Teil des Antriebsstrangs.

- 3 -

Aufgabe der Erfindung ist es, die Nachteile aus dem Stand der Technik zu vermeiden oder wenigstens zu mildern, und insbesondere im radseitigen Bauraum deutlich mehr Platz für den Elektromotor bereitzustellen, in dem weitere nichtkoaxial zur Antriebswelle angeordnete Wellen und deren Zahnräder in den Glockenbauraum verlegt werden, was ein besonders kurzbauenden Getriebeteil erfordert.

Die Aufgabe der Erfindung wird bei einem gattungsgemäßen Hybridantriebsstrang dadurch gelöst, dass eine geometrische Anordnung des Planetengetriebes so gewählt ist, dass das elektromotorisch erzeugte Drehmoment über ein Hohlrad des Planetengetriebes dem zweiten Teil-Antriebsstrang zuführbar / zugeführt wird.

Vorteilhafte Ausführungsformen sind in den Unteransprüchen beansprucht und werden nachfolgend erläutert.

So ist es von Vorteil, wenn der erste Teil-Antriebsstrang und der zweite Teil-Antriebsstrang reibkuppelbar drehmomentübertragend miteinander verbindbar sind und diese Reibkupplung räumlich zwischen dem Planetengetriebe (12) und dem ersten Teil-Antriebsstrang (2) angeordnet ist. Dies ist insbesondere für den „Generator-Betrieb“ des Elektromotors relevant, da so dem Elektromotor das verbrennungskraftmotorisch erzeugte Drehmoment zugeführt werden kann und dieser die ihm so zugeführte mechanische Energie in elektrische Energie umwandelt, welche in einer Batterie gespeichert wird.

Ferner hat es sich als vorteilhaft erwiesen, wenn das erste Getriebe als ein Zahnradstufengetriebe ausgebildet ist, welches Zahnräder besitzt, die wenigstens in einer ersten (Zahn-) Radebene und einer zweiten (Zahn-) Radebene angeordnet sind.

Für die Bauraumeinsparung ist es von Vorteil, wenn die Übersetzung des Zwischenrads (zahlenmäßig) im Übersetzungssprung von der ersten Radebene zur zweiten Radebene liegt und diesen Sprung in zwei Übersetzungssprünge aufteilt.

- 4 -

Hierbei hat es sich als vorteilhaft herausgestellt, wenn die erste Radebene den Gängen 1 und 2 entspricht, die zweite Radebene den Gängen 4 und 5 entspricht und das Zwischenrad eine dritte Radebene bildet und dem Gang 3 entspricht.

- 5 Darüber hinaus ist es von Vorteil, wenn das erste Getriebe mindestens zwei schaltbare Übersetzungen auf eine erste Vorgelegewelle und mindestens zwei schaltbare Übersetzungen auf eine zweite Vorgelegewelle aufweist.

10 Hierfür hat es sich als vorteilhaft herausgestellt, wenn die Wellen so angeordnet sind, dass ein Winkel zwischen der ersten Vorgelegewelle und der zweiten Vorgelegewelle von einer Eingangswelle des ersten Teil-Antriebsstrangs aus gesehen 85° bis 87° beträgt, ein Winkel zwischen der ersten Vorgelegewelle und der zweiten Vorgelegewelle von der Abtriebswelle aus gesehen 61° bis 63° beträgt, ein Winkel zwischen der Eingangswelle und der Abtriebswelle von den Vorgelegewellen aus gesehen 102° bis
15 112° beträgt und der Mittelpunkt des Zwischenrads auf derjenigen Seite der Verbindungslinie zwischen der Eingangswelle und der Abtriebswelle liegt, auf der diejenige Vorgelegewelle mit dem ersten Gang liegt.

20 Ebenfalls von Vorteil ist es, wenn das zur Drehmomentübertragung von dem Elektromotor, bzw. der elektrischen Maschine / des elektrischen Antriebs, auf die Abtriebswelle benutzte Planetengetriebe sich zumindest teilweise im Inneren des Rotors des elektrischen Antriebs befindet.

25 Für die Übersetzung des elektromotorisch erzeugten Drehmoments hat es sich als vorteilhaft herausgestellt, wenn diese umschaltbar ist, indem die Sonne des Planetensatzes umschaltbar wahlweise mit dem Gehäuse oder mit einem anderen Anschluss des Planetensatzes verbindbar ist.

30 Vorteilhafterweise ist die Übersetzung des Zwischenrads ausreichend groß, damit ein rein elektrisches Anfahren und Rückwärtsfahren möglich ist, und ausreichend klein, damit der Elektromotor bei Geschwindigkeiten bis etwa 100 km/h eine Zugkraftlücke bei einem Schaltvorgang des Verbrennungsmotors auffüllen kann.

Ferner umfasst die vorliegende Erfindung auch ein Verfahren bzw. eine Funktionsweise zum Gangwechsel von dem zweiten Gang (Gang 2) zu dem Zwischengang (Gang 3) eines erfindungsgemäßen Hybridantriebsstrangs, mit den folgenden Verfahrensschritten: Reduzierung eines verbrennungskraftmotorisch erzeugten Drehmoments bei
5 gleichzeitiger Erhöhung des elektromotorisch erzeugten Drehmoments; Auslegen einer Schiebemuffe aus dem zweiten Gang, wenn die Schiebemuffe zugkraftfrei ist; Reduzierung (Regelung) der Drehzahl der Verbrennungskraftmaschine in Richtung der Zieldrehzahl des dritten Gangs; und Einrücken einer (Reib-)Kupplung im Momentenfluss des Zwischenrads und ggf. einer Kupplung an der Verbrennungskraftmaschine,
10 wobei danach je nach Batteriezustand, die vollständige oder teilweise Umkehrung der Abfolge und Drehmomentrichtung des Schrittes 1 durchgeführt wird.

Mit anderen Worten besteht die Erfindung darin, dass der Hybridantriebsstrang so aufgebaut ist, dass für die elektrische Maschine ein vergrößerter Bauraum zur Verfü-
15 gung gestellt werden kann, indem der Bauraum auf einer Radseite bzw. Reifenseite des Getriebes vergrößert wird. Hierzu werden zumindest eine erste und eine zweite Radebene für zumindest vier Übersetzungen verwendet. Ein Zwischenübersetzungsverhältnis ist über ein Zwischenrad in einer Getriebeebene eines Differenzials des Hybridfahrzeugs vorgesehen. Das Zwischenradverhältnis wird sowohl für den elektri-
20 schen als auch für den Hybridantriebsmodus des Hybridfahrzeugs verwendet. Hierfür ist eine elektrische Maschine über ein Planetengetriebe mit dem Zwischenrad verbunden. Die elektrische Maschine ist mit einem inneren Zahnrad des Planetengetriebes und einem Planetenträger des Planetengetriebes mit dem Zwischenzahnrad verbunden. Vorzugsweise ist eine erste Trennkupplung zwischen dem Verbrennungsmotor
25 und einer Antriebswelle vorgesehen. Weiter vorzugsweise, ist alternativ oder zusätzlich zu der ersten Trennkupplung eine zweite Trennkupplung zwischen dem Verbrennungsmotor und dem Zwischenrad vorgesehen.

Man kann auch sagen, dass die Erfindung ein Hybridgetriebe umfasst, in dem sich
30 mehrere Übersetzungsstränge auf dem großen Final-Drive-Rad am Differenzial vereinigen. Hierbei ist der verbrennungsmotorisch angetriebene Teil-Antriebsstrang als axial sehr kurzes Getriebe auf der Verbrennungsmotorseite der Final-Drive-Ebene angesiedelt und weist neben der Eingangswelle (mit Zahnrädern) zwei weitere Wellen (mit

schaltbaren Zahnrädern) sowie ein Zwischenrad auf, so dass es in Summe drei mit dem Differenzial kämmende Verzahnungen gibt. In den zwei Zahnradenebenen des verbrennungsmotorisch angetriebenen Teil-Antriebsstrangs kämmen bauraumsparend jeweils drei Zahnräder (nämlich das der Eingangswelle, und die der Vorgelegewellen) miteinander und ergeben so vier Übersetzungen, wobei ein Sprung von einer Zahnradenebene zur anderen Zahnradenebene ungünstig groß ist. In dem erfindungsgemäßen Hybridgetriebe wird dieser größte Gangsprung soweit vergrößert (z.B. auf 2 bis 2,5), dass eine weitere Übersetzung als Zwischengang die Ganglücke füllt, wodurch zwei akzeptable Gangsprünge (z.B. 1,4 bis 1,6, Wurzel 2 bis 2,5) entstehen. Der Zwischengang wird hierbei über das weitere Zahnrad (Zwischenrad) in der Final-Drive-Radebene realisiert und ist bspw. der dritte Gang (Gang 3), während die o.g. vier Übersetzungen die Gänge 1, 2, 4 und 5 bilden.

Der elektromotorisch angetriebene Teil-Antriebsstrang nimmt zusammen mit dem Elektromotor bzw. der elektrischen Maschine den axial längeren Bauraum auf der Reifenseite der Final-Drive-Ebene ein und beinhaltet eine ggf. schaltbare Planetenstufe sowie ein Verbindungselement, um über das o.g. Zwischenrad und die Zwischenübersetzung mit dem Differenzial in Wirkverbindung zu treten. Hierfür ist es vorteilhaft, wenn dieser Zwischengang der dritte Gang ist, und somit aus verbrennungsmotorischer Sicht noch zwei niedrigere sowie mind. zwei höhere Übersetzungsstufen gibt. Dadurch ist die Übersetzung groß genug, damit der Elektromotor mit der Planetenstufe zusammen eine Zugkraft erzeugt, die zum elektromotorischen Anfahren und Rückwärtsfahren ausreicht (typischerweise 2500Nm Achsmoment). Gleichzeitig ist die Übersetzung jedoch auch klein genug, damit der Elektromotor mit der Planetenstufe zusammen bei Fahrzeuggeschwindigkeiten bis ca. 100km/h noch nicht seine Drehzahlgrenze erreicht und somit bei etwaigen Gangwechseln des Verbrennungsmotors eine Zugkraft-Lücke auffüllen kann.

Hierfür hat es sich als vorteilhaft herausgestellt, wenn die radseitig angeordnete elektrische Maschine koaxial zur Kurbelwelle, bevorzugt als Innenläufer angeordnet ist. Eine Koaxialität zum Zwischenrad ist möglich, begrenzt jedoch die Leistung der elektrischen Maschine, da deren Außendurchmesser nicht mit dem Differential und den Seitenwellen und auch nicht mit den Vorgelegewellen kollidieren darf.

Die Erfindung wird nachfolgend mit Hilfe von Figuren näher erläutert, in denen unterschiedliche Ausführungsformen dargestellt sind. Es zeigen:

5 Fig. 1 eine Abbildung der logischen Struktur eines erfindungsgemäßen Hybridantriebsstrangs;

Fig. 2 eine schematische Darstellung der räumlichen Anordnung der in dem Hybridantriebsstrang enthaltenen Wellen;

10

Fig. 3 ein Schaltschema und Gänge bzw. Fahrmodi des Hybridantriebsstrangs;

Fig. 4 eine schematische Darstellung der geometrischen Struktur des Hybridantriebsstrangs in einer ersten beispielhaften Ausführungsform;

15

Fig. 5 eine erste beispielhafte Ausführungsform und Positionierung einer Reibkupplung;

Fig. 6 eine zweite beispielhafte Ausführungsform und Positionierung der Reibkupplung;

20

Fig. 7 eine dritte beispielhafte Ausführungsform und Positionierung der Reibkupplung;

25 Fig. 8 eine erste beispielhafte Anordnung des Planetengetriebes, in der die Sonne mit dem Gehäuse verbindbar ist;

Fig. 9 eine zweite beispielhafte Ausführungsform des Planetengetriebes, in der der Planetensatz verblockbar ist;

30

Fig. 10 eine beispielhafte Ausführungsform des Planetensatzes, bei der das elektromotorisch erzeugte Drehmoment von einem Hohlrad auf einen (Planeten-) Träger übertragen wird;

Fig. 11 eine beispielhafte Ausführungsform, in der der Planetensatz verblockt ist und das elektromotorisch erzeugte Drehmoment direkt auf den Träger überträgt;

5 Fig. 12 eine mögliche beispielhafte Ausführungsform zur Ankopplung der Verbrennungskraftmaschine an eine Eingangswelle eines ersten Teil-Antriebsstrangs;

Fig. 13 eine erste beispielhafte Ausführungsform der Zahnradanordnung einer ersten Radebene;

10

Fig. 14 eine beispielhafte Ausführungsform der Zahnradanordnung einer zweiten Radebene;

Fig. 15 eine beispielhafte Ausführungsform der Zahnradanordnung einer dritten Radebene;

15

Fig. 16 eine beispielhafte Ausführungsform der Zahnradanordnung des gesamten ersten Teil-Antriebsstrangs und der Abtriebswelle;

20 Fig. 17 eine erste beispielhafte Ausführungsform der Lagerung des Zwischenrads;

Fig. 18 eine zweite beispielhafte Ausführungsform der Lagerung des Zwischenrads;

Fig. 19 eine dritte beispielhafte Ausführungsform der Lagerung des Zwischenrads;

25

Fig. 20 ein Ablaufdiagramm für den Gangwechsel von Gang 2 zu Gang 3;

Fig. 21 ein Ablaufdiagramm für den Gangwechsel von Gang 4 zu Gang 5;

30 Fig. 22 ein Ablaufdiagramm zur Steuerung eines Motorstarts während einer rein elektrischen Fahrt; und

Fig. 23 Ein Ablaufdiagramm der einzelnen Schritte für den Motorstart aus dem Ablaufdiagramm aus Fig. 22.

Die Figuren sind lediglich schematischer Natur und dienen nur dem Verständnis der Erfindung. Die gleichen Elemente sind mit denselben Bezugszeichen versehen.

Merkmale der einzelnen Ausführungsbeispiele können auch in anderen Ausführungsbeispielen realisiert werden. Sie sind also untereinander austauschbar.

Fig. 1 zeigt eine Übersichtsansicht eines Hybridantriebsstrangs 1 in Form einer logischen Struktur, welcher aus zwei Teil-Antriebssträngen 2, 3 aufgebaut ist, welche jeweils mit einem Abtriebswellen-Zahnrad 4 drehmomentübertragend verbindbar sind. In der hier gezeigten beispielhaften Ausführungsform ist das Abtriebswellen-Zahnrad 4 in Form eines so genannten Final-Drive-Rads 5 ausgebildet, welches an einem Differenzial 6 befestigt ist. Über das Differenzial 6 wird das dort ankommende Drehmoment auf Räder 7 aufgeteilt und übertragen. Der Teil-Antriebsstrang 2 kann auch als erster Teil-Antriebsstrang 2 bezeichnet werden und wird in der in Fig. 1 gezeigten beispielhaften Ausführungsform von einem Verbrennungsmotor 8 angetrieben.

Dieser erste Teil-Antriebsstrang 2 ist als sehr kurzes Getriebe auf der einen Seite der Final-Drive-Ebene, d.h. die Ebene, die durch die Positionierung des Final-Drive-Rads definiert ist, angeordnet und weist mehrere Zahnräder auf (siehe nachfolgende Beschreibung), mit denen vier verschiedene Übersetzungen realisiert werden können. Die Zahnräder sind hierbei in zwei (Zahn-) Radebenen, einer ersten Radebene 9 und einer zweiten Radebene 10, angeordnet, wobei einer Radebene die Gänge 1 und 2 zugeordnet sind und der anderen Radebene die Gänge 4 und 5 zugeordnet sind.

Der Teil-Antriebsstrang 3, der auch als zweiter Teil-Antriebsstrang 3 bezeichnet werden kann, wird über eine elektrische Maschine 11, wie bspw. ein Elektromotor, angetrieben und beinhaltet ein Planetengetriebe 12. Dieser zweite Teil-Antriebsstrang 3 liegt auf der anderen Seite der Final-Drive-Ebene, welche auch als Reifenseite 13 bezeichnet werden kann. Die Seite der Final-Drive-Ebene, auf der der erste Teil-Antriebsstrang 2 angesiedelt ist, kann auch als Verbrennungsmotorseite 14 bezeichnet werden.

net werden. Der zweite Teil-Antriebsstrang 3 ist über ein Zwischenrad 15, welches in einer dritten Radebene 16 angeordnet ist, mit dem Abtriebswellen-Zahnrad 4 drehmomentübertragend verbindbar. Die Ebene, in der das Planetengetriebe 12 angeordnet ist, wird auch als Planetenebene 17 bezeichnet.

5

Der Verbrennungsmotor 8 ist in der hier abgebildeten beispielhaften Ausführungsform des Hybridantriebsstrangs 1 mit dem ersten Teil-Antriebsstrang 2 über eine Kupplung 18 verbunden. Alternativ kann der Verbrennungsmotor 8 auch direkt mit einer Eingangswelle 19 (siehe Fig. 4) des ersten Teil-Antriebsstrangs 2 verbunden sein. Weiter ist der erste Teil-Antriebsstrang 2 über eine Kupplung 20 mit dem Zwischenrad 15 und somit mit dem Abtriebswellen-Zahnrad 4 drehmomentübertragend verbindbar.

10

Fig. 2 zeigt eine räumliche Anordnung der Wellen des Hybridantriebsstrangs 1, wobei kleine schwarze Kreise die Berührungspunkte der Zahnräder markieren, an denen die Drehmomentübertragung von einer Welle auf die andere stattfindet.

15

Fig. 3 zeigt ein Schaltschema des Hybridantriebsstrangs 1. Hierbei wird für jeden Gang, der mit dem Hybridantriebsstrang 1 realisiert werden kann, die Position von Schaltmuffen S, die auf Vorgelegewellen 23, 24 (siehe Fig. 4) zwischen der ersten Radebene 9 und der zweiten Radebene 10 angeordnet sind und durch ein Verschieben nach links bzw. nach rechts entweder mit dem zugehörigen Zahnrad der ersten Radebene 9 bzw. der zweiten Radebene 10 drehmomentübertragend verbindbar ist. Ist sich die Schiebemuffe S mit keinem der Zahnräder in Eingriff, befindet sie sich in der sogenannten neutralen Position N.

20

25

In Fig. 3 bezeichnet S_{1N4} diejenige Schiebemuffe, die auf der ersten Vorgelegewelle 23 angeordnet ist und durch Verschieben entweder die Übersetzung des ersten Gangs (erste Radebene 9) oder die Übersetzung des vierten Gangs (zweite Radebene 10) realisiert. Wenn sich die Schiebemuffe S_{1N4} mit keinem der sich in der ersten oder zweiten Radebene 9, 10 in Eingriff ist, befindet sie sich in der neutralen Stellung N. S_{2N5} bezeichnet in Fig. 3 diejenige Schiebemuffe, die auf der zweiten Vorgelegewelle 24 angeordnet ist und analog zur Schiebemuffe S_{1N4} entweder den zweiten Gang (erste Radebene 9) oder den fünften Gang (zweite Radebene 10) realisiert.

30

Auch die Schaltmuffe S_{2N5} kann eine neutrale Stellung N einnehmen, in der sie weder mit einem Zahnrad in der ersten Radebene 9 noch mit einem Zahnrad in der zweiten Radebene 10 in Eingriff ist.

- 5 Allgemein ist für die Schaltelemente jede Bauform und Betätigungsart denkbar, insbesondere axial kurzbauende Ausführungen.

- Neben der Position der Schiebemuffen S_{1N4} , S_{2N5} gibt das Schaltschema in Fig. 3 auch an, ob eine Kupplung 20 (K in Fig. 3), welche zwischen dem ersten Teil-
- 10 Antriebsstrang 2 und dem zweiten Teil-Antriebsstrang 3 angeordnet ist und vorzugsweise als eine Reibkupplung, bspw. in Form einer Lamellenkupplung, ausgebildet ist, zu Drehmomentübertragung genutzt wird, d.h. in diesem Fall, dass durch Reibschluss ein Drehmoment über die Kupplung 20 übertragen wird (in Fig. 3 mit „1“ angegeben) oder nicht (in Fig. 3 mit „0“ angegeben). Darüber hinaus wird auch die Position einer
- 15 Schaltmuffe S_{HNL} angegeben, welche die Übersetzung des Planetengetriebes 12 umschaltet. „L“, „H“ und „N“ bezeichnet hierbei drei Möglichkeiten, den Elektromotor zu verwenden, wobei „L“ eine niedrigen Geschwindigkeit und einer hohen Übersetzung entspricht, „H“ einer hohen Geschwindigkeit entspricht, bei der der Planetensatz verblockt ist (d.h., die Übersetzung des von dem Elektromotor kommenden Drehmoments
- 20 auf den zweiten Teil-Antriebsstrang 3 ist gleich 1) und wobei „N“ bedeutet, dass der Elektromotor nicht eingesetzt wird.

- Die Schaltung der beiden rein elektrischen Übersetzungen S_{HNL} wird durch reib- oder formschlüssige Bauelemente auf der Reifenseite 13 des Getriebes, vorteilhaft zumi-
- 25 ndest zum Teil innerhalb des Rotors der elektrischen Maschine 11 angeordnet. Diese Schaltung wird durch einen gehäusefesten, vorzugsweise elektromechanischen, Aktor betätigt.

- Diese Bedeutung ist auch auf die Indizes bei den verschiedenen Gängen übertragbar.
- 30 Daher gibt es für jeden der Gänge ICE1 bis ICE5 (ICE = „Internal Combustion Engine“; Verbrennungsmotor) jeweils drei kombinierbare Möglichkeiten, den Elektromotor zu verwenden. Das Rückwärtsfahren (Gang „R“ in Fig. 3) sowie das Anfahren („EH“ in

Fig. 3) werden rein elektrisch (E = „Electric“; EM = „Electric Motor“; elektrisch bzw. Elektromotor) realisiert.

Außerdem sind in Fig. 3 auch die den jeweiligen Gängen entsprechenden Übersetzungsverhältnisse des Verbrennungsmotors 8 (Übersetzungsverhältnis ICE) und des Elektromotors 11 (Übersetzungsverhältnis EM) angegeben.

Fig. 4 zeigt eine beispielhafte geometrische Struktur des Hybridantriebsstrangs 1. Der erste Teil-Antriebsstrang 2 umfasst in der hier gezeigten beispielhaften Ausführungsform die Eingangswelle 19, auf welcher zwei Zahnräder 21, 22 als Festräder (d.h., Zahnräder, die mit der Eingangswelle 19 fest verbunden sind) angeordnet sind, und die unterschiedliche Durchmesser aufweisen, und die erste Vorgelegewelle 23 und die zweite Vorgelegewelle 24, auf denen jeweils zwei Zahnräder 25, 26 bzw. 27, 28 mit unterschiedlichen Durchmessern als Losräder (d.h., die Räder sind mittels einer Hülse auf der jeweiligen Vorgelegewelle 23, 24 angeordnet, eine Drehmomentübertragung ist durch ein in Eingriff bringen einer Schiebemuffe, die hier nicht gezeigt ist, mit dem jeweiligen Losrad realisierbar) angeordnet sind. Hierbei bilden die Zahnräder 21, 25 und 27 die erste Radebene 9 und die Zahnräder 22, 26 und 28 die zweite Radebene 10 aus. Jede der Vorgelegewellen 23, 24 weist an einem Ende ein Zahnrad 29 bzw. 30 auf, welches mit dem Abtriebswellen-Zahnrad 4 in Eingriff ist. Der Eingriff des Zahnrads 29 mit dem Abtriebswellen-Zahnrad 4 wird in dieser Figur durch einen gestrichelten Pfeil dargestellt. Der zweite Teil-Antriebsstrang 2 umfasst das Planetengetriebe 12, welches ein Hohlrad 31, Planetenräder 32 und eine Sonnenwelle 33 mit einem Sonnenrad 34 aufweist. Ein Planetenträger 35 ist hierbei teilweise als eine Kuppelung 20 ausgebildet und weist an seinem den Planetenrädern 32 abgewandten axialen Ende ein Zahnrad 44 auf, welches mit dem Zwischenrad 15 in Eingriff ist. Somit überträgt das Planetengetriebe 12 das von der elektrischen Maschine 11 kommende Drehmoment über das Hohlrad 31, die Planetenräder 32 und den Planetenträger 35 auf das Zwischenrad 15, welches mit dem Abtriebswellen-Zahnrad 4 kämmt. Die Sonnenwelle 33 (und somit das Sonnenrad 34) ist in dieser Ausführungsform als ein feststehendes Element ausgebildet und ist über ein Abstützelement 36 in einem Gehäuse 37 abgestützt.

Das Abstützelement 36 kann hierbei bspw. als Schaltmuffe S_{HNL} mit den drei Stellungen „H“, „N“, „L“ (siehe auch Fig. 3) ausgeführt sein, wobei H einer Schaltstellung entspricht, in der der Planetensatz verblockt ist (siehe Fig. 11), wodurch die Übersetzung des Planetengetriebes 12 gleich 1 ist; N einer Leerlaufstellung entspricht, in der das Drehmoment des Elektromotors nicht übertragen wird, und L einer Stellung entspricht, welche eine hohe Übersetzung realisiert. L wird vorzugsweise bei niedrigen Geschwindigkeiten gewählt, wohingegen H eher bei hohen Geschwindigkeiten eingesetzt wird.

- 10 Alternativ kann das Abstützelement 36 auch nur die zwei Schaltstellungen „N“ und „L“ (N als Überdrehenschutz) und in einer reduzierten Form als schaltbare Bremse oder als permanente Gehäuseabstützung der Sonne (vorzugsweise bei gering übersetzendem Planetensatz) ausgeführt sein. Das Abstützelement 36 und ggf. die Aktuierung dazu wird vorteilhaft an der Reifenseite 13 des Hybridantriebsstrangs 1 platziert (in dieser
15 Abbildung ganz rechts).

Die Kupplung 20 kann, wie hier dargestellt, im radseitigen Bauraum platziert werden oder wahlweise auch im verbrennungsmotorseitigen Bauraum. In jedem Fall befindet sich die Kupplung 20 linksseitig des Planetengetriebes 12 bzw. der Planetenebene 17.

20

Das Planetengetriebe 12 ist vorteilhaft innerhalb eines Rotors (nicht gezeigt) der elektrischen Maschine 11 angeordnet, kann jedoch alternativ, sofern ausreichend Platz im radseitigen Bauraum vorhanden ist, auch axial neben der elektrischen Maschine 11 angeordnet werden.

25

- Die Fig. 5 bis 7 zeigen unterschiedliche beispielhafte Ausführungsformen der Kupplung 20. So ist die Kupplung 20 in den hier gezeigten Ausführungsbeispielen als eine Reibkupplung, bspw. in Form einer Lamellenkupplung, ausgebildet und befindet sich in Fig. 5 und Fig. 6 im radseitigen Bauraum und in Fig. 7 im verbrennungsmotorseitigen Bauraum. Sofern die Kupplung 20 im radseitigen Bauraum angeordnet ist, befindet sie sich vorteilhafterweise ganz (siehe Fig. 5), jedoch zumindest teilweise (siehe Fig. 6) innerhalb eines Rotors (hier nicht explizit gezeigt) der elektrischen Maschine 11. Hierbei kann sie bspw. in baulicher Nähe oder im Bauteilverbund zum Planeten-
- 30

träger 35 des Planetengetriebes 12 ausgebildet sein. In den Ausführungsformen, wie in Fig. 5 und Fig. 6 gezeigt, befindet sich die Kupplung 20 zwischen der dritten Radebene 16 und der Planetenebene 17, wohingegen sie in der in Fig. 7 gezeigten Ausführungsform zwischen der zweiten Radebene 10 und der dritten Radebene 16 angeordnet ist. Alternativ zu Fig. 7 kann die Kupplung 20 auf der Verbrennungsmotorseite 14 in der dritten Radebene 16 platziert werden.

Aus Bauraumgründen ist es vorteilhaft, die Kupplung 20 innerhalb des Rotors (nicht dargestellt) der elektrischen Maschine 11 anzuordnen. Bei ausreichend Platz im radseitigen Bauraum ist jedoch auch eine Ausführung der Kupplung 20 axial neben der elektrischen Maschine 11 möglich. Bei der Anordnung der Kupplung 20 auf der Reifenseite 13 ist die Kupplung 20 über eine Hohlwelle mit dem Gang 3 (dem Zwischen- gang) verbunden. Besonders vorteilhaft handelt es sich bei der Kupplung 20 um eine trockene oder nasse Lamellenkupplung.

Die Aktuierung der Kupplung 20 erfolgt vorzugsweise elektromechanisch bspw. mit einem elektromotorisch angetriebenen Hebel, einer elektromotorisch angetriebenen Zug- / Druckstange oder indem der Elektromotor eine ggf. nichtlinear übersetzte rotative oder translatorische Mechanik und ein Axiallager betätigt. Alternativ kann die Aktuierung auch hydraulisch über einen Nehmerzylinder mit einem Drucksteuerventil oder über rotierende oder stehende Druckkammern mit Axiallager erfolgen. Auch denkbar ist ein hydrostatisch-elektromotorischer (elektrohydraulischer) Aktor, wie bspw. eine elektromotorisch angetriebene Hydraulikpumpe oder –kolben mit Axiallager). Die Komponenten der Aktuierung sind geometrisch zumindest teilweise innerhalb der elektrischen Maschine 11 angeordnet.

Die Fign. 8 und 9 zeigen beispielhafte Ausführungsformen des Abstützelements 36 in Form einer schaltbaren Bremse 38 (Fig. 8) oder einer Schaltung 39 (Fig. 9). Das Abstützelement 36 ist gegenüber dem Getriebegehäuse 37 vorteilhaft trennbar. Dadurch kann die elektrische Maschine 11 bei hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten vor hohen Drehzahlen geschützt werden. Fig. 8 zeigt hierbei das Abstützelement 36, welches als die schaltbare Bremse 38 ausgebildet ist, bei der eine stehende Schiebemuffe 40

nach rechts auf eine (ggf. synchronisierte) Schaltverzahnung 46 geschoben werden kann, wodurch die Sonnenwelle 33 (und somit das Sonnenrad 34) feststeht.

Besonders vorteilhaft ist es, wenn die Sonnenwelle 33 jedoch nicht nur trennbar sondern umschaltbar ist (siehe Fig. 9). Die (Um-) Schaltung 39 erfolgt zwischen einer Abstützfunktion, wie in Fig. 8 realisiert (mit dem Gehäuse verbunden; entspricht in Fig. 9 der rechten Position der Schiebemuffe 40), und einer so genannten Verblockungsfunktion (entspricht in Fig. 9 der linken Position der Schiebemuffe 46), in der das Abstützelement 36 mit dem Hohlrad 31 verbunden wird, wodurch die Übersetzung des Planetengetriebes 12 gleich 1 ist.

Hierdurch wird nicht nur die elektrische Maschine 11 durch Abtrennung vor hohen Drehzahlen geschützt, sondern sie kann auch bei hoher Fahrzeuggeschwindigkeit noch Zugkraft oder Schubkraft entfalten. Die in Fig. 9 gezeigte Ausführungsform zeigt eine mit der Sonnenwelle 33 drehende Schiebemuffe 40, welche nach rechts (ggf. synchronisiert) auf eine stehende Verzahnung (analog zur Bremse 38) geschoben werden kann. Alternativ kann die Schiebemuffe 40 (ggf. synchronisiert) nach links in eine mit dem Hohlrad 31 drehende Schaltverzahnung geschoben werden, wodurch der Planetensatz verblockt. Das bedeutet, dass keine Relativbewegung zwischen dem Hohlrad 31, den Planetenrädern 32 und der Sonnenwelle 33 bzw. dem Sonnenrad 34 stattfindet und das von der elektrischen Maschine 11 kommende bzw. gestellte bzw. erzeugte Drehmoment direkt über den Planetenträger 35 auf das Abtriebswellen-Zahnrad 4 übertragen wird.

Die Schiebemuffe 40 wird bspw. durch eine Schaltgabel oder durch ein Axialbewegungen übertragendes Lager betätigt. Der Aktor hierfür ist bevorzugt elektromechanisch oder hydrostatisch und befindet sich am Getriebegehäuse 37.

Die Fign. 10 und 11 zeigen beispielhafte Ausführungsformen des Planetengetriebes 12. Das radseitig angeordnete Planetengetriebe 12 bewirkt vorteilhafterweise eine Übersetzung des elektromotorischen Drehmomentes von 1,5 bis 2,2, je nach Größe der elektrischen Maschine 11, welche bspw. in Form eines (leistungsfähigen) Elekt-

romotors ausgebildet sein kann, was zusammen mit der Übersetzung zwischen dem Zwischenrad 15 und dem Differenzial 6 eine Gesamtübersetzung von 6,1 bis 9 ergibt.

Das Planetengetriebe 12 ist dazu derart verschaltet, dass die Sonne 33, 34 (z.B. schaltbar) festgebremst wird (siehe Fig. 10), das Hohlrad 31 von der elektrischen Maschine 11 angetrieben wird und der Planetenträger 35 mit dem Zwischenrad 15 verbunden wird. Hierbei bildet das Hohlrad 31 vorteilhafterweise eine radial geschachtelte Baueinheit mit dem Rotor (nicht dargestellt) der elektrischen Maschine 11 aus.

- 10 In dieser Verschaltung weist das Planetengetriebe 12, das die gewünschte Übersetzung bewirkt, z.B. folgende Charakteristiken / Werte auf: Zähnezahl des Sonnenrads 34 = 70, Zähnezahl des Hohlrads 31 = 110; Zähnezahl der Planetenräder 32 = 20, wobei mehrere (kleine) Planeten 32 am Umfang verteilt sind. Alternativ kann das Planetengetriebe 12 auch eine Zähnezahl des Sonnenrads 34 von 56, eine Zähnezahl
15 des Hohlrads 31 von 84, und eine Zähnezahl der Planetenräder 32 von 14 aufweisen, wobei ebenfalls mehrere (kleine) Planeten am Umfang verteilt sind.

- Fig. 11 zeigt das Planetengetriebe 12 in dem, wie in Fig. 9 bereits beschriebenen, verblockten Zustand, in dem das Drehmoment der elektrischen Maschine 11 direkt
20 (Übersetzung gleich 1) zum Planetenträger 35 und somit auf das Zwischenrad 15, übertragen wird.

- Fig. 12 zeigt eine mögliche beispielhafte Ausführungsform zur Ankopplung des Verbrennungsmotors 8 an den ersten Teil-Antriebsstrang 2. Hierbei erfolgt die Verbindung der Eingangswelle 19 mit dem Verbrennungsmotor 8 über einen, an sich bekannten Drehschwingungsdämpfer 41, bspw. in Form eines Schwungrades oder eines
25 Zweimassenschwungrades. Zwischen dem Drehschwingungsdämpfer 41 und der Eingangswelle 19 können vorteilhafterweise weitere Bauelemente platziert sein, ggf. auch in serieller oder paralleler Kombination. Zu solchen Bauelementen zählen bspw.
30 ein Freilauf für eine Segelfunktion, ein schaltbarer Freilauf mit Aktor, eine Reibkupplung mit Aktor, eine Klauenkupplung mit Aktor, eine „Flexplate“ (Wandlermitnehmerscheibe) zur Isolation von Axial- / Biegebewegungen, eine Riemenscheibe mit Riemetrieb und/oder ein Starterkranz, ggf. per Freilauf angebunden („PES“).

In Fig. 12 ist eine Ausführungsform mit der aus den vorigen Figuren bereits bekannten Kupplung 18 gezeigt, welche hier als Reibkupplung, bspw. in Form einer Lamellenkupplung ausgebildet ist. Um Bauraum für die Betätigung der Kupplung 18 zu schaffen, kann ein Lager 42 und eine Gehäusewand eines Gehäuses 43 unter das Zahnrad 21 der Eingangswelle 19 gezogen werden. Auch bei anderen Varianten zur Ankopplung des Verbrennungsmotors 8 an die Eingangswelle 19 ist eine Nutzung des Bauraums unter dem Zahnrad 21 der Eingangswelle 19 vorteilhaft, z.B. für einen Freilauf oder auch für Klauenkupplungen.

Die Fign. 13 bis 15 zeigen beispielhafte Ausführungsformen der Räderanordnung auf der Verbrennungsmotorseite 14. Die Zahnräder des verbrennungsmotorseitigen Teil-Antriebsstrangs 2 sind, wie bereits erläutert, in drei Radebenen 9, 10 und 16 angeordnet. In der ersten Radebene 9, die räumlich auch den Platz mit der zweiten Radebene 10 vom Verbrennungsmotor 8 her gesehen tauschen kann (wie bspw. in Fig. 4 zu erkennen), ist ein großes Festrاد (entspricht dem Zahnrad 22 in Fig. 4) auf der Eingangswelle 19 angeordnet, mit dem zwei Losräder (entsprechen den Zahnrädern 26 und 28 in Fig. 4) auf den Vorgelegewellen 23, 24 kämmen. In der zweiten Radebene 10 (siehe Fig. 14) ist ein kleines Festrاد (welches dem Zahnrad 21 in Fig. 4 entspricht) auf der Eingangswelle 19 angeordnet, das mit zwei großen Losrädern (welche den Zahnrädern 25 und 27 in Fig. 4 entsprechen) auf den Vorgelegewellen 23 bzw. 24 kämmt. Die Zahnräder 25 und 27 der Vorgelegewellen 23, 24 kommen sich in Fig. 14 sehr nah, kollidieren jedoch nicht.

Fig. 15 zeigt die Wellenanordnung in der dritten Radebene 16, in der sich das große Abtriebswellen-Zahnrad 4 des Differenzials 6 befindet und mit drei kleinen Zahnrädern (entsprechen den Zahnrädern 29, 30 und 15 in Fig. 4) kämmt, wobei eines mit der Vorgelegewelle 23, eines mit der Vorgelegewelle 24 fest verbunden ist, und das dritte Zahnrad dem Zwischenrad 15 entspricht, welches mit einem kleinen Losrad 44 auf der Eingangswelle 19 kämmt.

Fig. 16 zeigt eine vergrößerte Darstellung der Fig. 15, um die Lage der Wellen 19, 23, 24, 15 und 6 bzw. die Form des sich daraus bildenden Vierecks zu verdeutlichen, mit dem die Anordnung der Wellen zueinander beschreibbar ist.

- 5 Die Lage der Wellen bzw. die Form des sich daraus bildenden Vierecks ist durch drei von vier Winkeln α , β , γ , δ an den jeweiligen Ecken A, B, C; D des Vierecks beschreibbar, der vierte ergibt sich automatisch. Zusammen mit einer Längenangabe, z.B. einem Abstand e zwischen der Eingangswelle 19 und dem Differenzial 6 oder einem Abstand c von der Eingangswelle 19 zur Vorgelegewelle 23, sind dann die Achs-
- 10 positionen der Eingangswelle 19, der Vorgelegewelle 23, der Vorgelegewelle 24 und des Differenzials 6 relativ zueinander bestimmt. Zusammen mit einem Nullpunkt, z.B. der Mittelpunkt D der Eingangswelle 19, und einer absoluten Orientierung, z.B. dem Gefälle der Eingangswelle 19 zum Differenzial 6 hin, sind die genannten Achspositionen der Eingangswelle 19, der Vorgelegewellen 23, 24 und des Differenzials 6 dann
- 15 absolut bestimmt.

- Die Innenwinkel des sich durch die Lage der Wellen ergebenden Vierecks weisen hierbei vorteilhafterweise folgende Werte auf: an der Eingangswelle 19, $\alpha=86^\circ$ (85° bis 87°); an der Vorgelegewelle 23, $\beta=103^\circ$ (102° bis 104°); an der Vorgelegewelle 24,
- 20 $\gamma=109^\circ$ (108° bis 110°); und am Differenzial 6, $\Delta=62^\circ$ (61° bis 63°). Die Abstände a bis e welche den Seitenkantenlängen des Vierecks bzw. einer anderen Verbindungslinienlänge zweier Ecken des Vierecks entspricht, weisen für einen Personenkraftwagen mit Front-Quer-Getriebe vorteilhafterweise folgende Werte auf: c=106 mm (zwischen der Eingangswelle 19 und der Vorgelegewelle 23), d=91 mm (zwischen der
- 25 Eingangswelle 19 und der Vorgelegewelle 24), a=129 mm (zwischen der Vorgelegewelle 23 und dem Differenzial 6), b=133 mm (zwischen der Vorgelegewelle 24 und dem Differenzial 6) und e=184 mm (zwischen der Eingangswelle 19 und dem Differenzial 6). Die Orientierung des Vierecks sieht hierbei vorteilhafterweise (wegen Bodenfreiheit) ein Gefälle von 10° zwischen der Eingangswelle 19 und dem Differenzial 6
- 30 vor.

Die Position des Zwischenrades 15 besitzt zwei weitere Freiheitsgrade, die z.B. relativ zur Eingangswelle 19 beschreibbar sind. Das Zentrum E des Zwischenrades 15 wird

bevorzugt oberhalb (zur Vorgelegewelle 23 hin) der Verbindung e zwischen der Eingangswelle 19 und dem Differenzial 6 platziert. Dadurch wird eine Kollision des Zwischenrades 15 mit dem Zahnrad 30 der Vorgelegewelle 24 vermieden.

- 5 Nachfolgend werden Beispiele für Übersetzungen der verschiedenen Wellen des ersten Teil-Antriebsstrangs 2 aufgeführt.

So beträgt die Übersetzung der Vorgelegewelle 23 zum Differenzial 6 bspw. etwa 4,2 bis 4,4 (z.B. 74/17, 71/16, 67/16 oder ähnlich), die Übersetzung der Vorgelegewelle
10 24 zum Differenzial 6 bspw. etwa 3,7 (z.B. 74/20, 71/19, 67/18 oder ähnlich) und die Übersetzung der Eingangswelle 19 zum Differenzial 6 (über das Zwischenrad 15) bspw. etwa 4,1 (z.B. 74/18, 71/17, 67/16 oder ähnlich).

In der ersten Radebene 9 beträgt die Übersetzung der Eingangswelle 19 zur Vorgelegewelle 23 bspw. etwa 2,1 (z.B. 58/28, 59/28 oder ähnlich), und zwischen der Eingangswelle 19 und der Vorgelegewelle 24 bspw. etwa 1,64 (z.B. 46/28 oder ähnlich).
15

In der zweiten Radebene 10 beträgt die Übersetzung der Eingangswelle 19 zur Vorgelegewelle 23 bspw. etwa 0,63 ins Schnelle (z.B. 32/51, 34/51 oder ähnlich) und zwischen der Eingangswelle 19 und der Vorgelegewelle 24 bspw. etwa 0,41 ins Schnelle (z.B. 21/51 oder ähnlich).
20

Die Schalteinheiten (in den Fign. nicht gezeigt, entsprechen den Schaltmuffen mit den Bezeichnungen S_{1N4} , S_{2N5} in Fig. 3) der ersten Radebene 9 und der zweiten Radebene 10 befinden sich auf den Vorgelegewellen 23 und 24. Es kann sich hierbei um reine Schiebemuffen (Klauenschaltungen) oder synchronisierte Schalteinheiten oder andere reibschlüssige und/oder kombiniert formschlüssige Schaltelemente handeln.
25

Die Fign. 17 bis 19 zeigen beispielhafte Ausführungsformen für eine Lagerung des Zwischenrades 15. Hierbei trägt die Gehäusewand des Gehäuses 43, welche das/die Lager des Zwischenrads 15 trägt, vorteilhafterweise in direkter Nähe auch die Lager des Zahnrades 44, welches über die Kupplung 20 mit der Eingangswelle 19 verbindbar ist, und/oder auch Lagerungen der elektrischen Maschine 11 (siehe Fig. 17) oder
30

der Eingangswelle 19 (siehe Fig. 18 und Fig. 19). Das Zwischenrad 15 kann, wie in Fig. 19 gezeigt, ggf. auch eine sehr kurze Zwischenwelle 45 sein. Hierbei kann die Lagerung des Zwischenrades 15 bzw. ein das Lager tragende Bauteil (z.B. die Gehäusewand 43 oder ein Blechträger) auf der Reifenseite 13 des Zwischenrades 15 angeordnet sein, wodurch die Verbrennungsmotorseite 14 des Hybridantriebsstrangs 1 besonders kurz wird. Alternativ kann die Lagerung des Zwischenrades 15 auch auf der Verbrennungsmotorseite 14 zwischen der zweiten Radebene 10 und der dritten Radebene 16 oder auch auf beide Seiten verteilt angeordnet sein.

Fig. 20 zeigt ein Flussdiagramm bzw. Ablaufdiagramm zur Darstellung eines Ablaufs für einen Gangwechsel vom Gang 2 zu Gang 3. Der Gang 2 wird hierbei in der zweiten Radebene 10 mittels einer formschlüssig umgesetzten / realisierten Übersetzung realisiert, wohingegen der Gang 3 über die Kupplung 20 und das Zwischenrad 15 reibschlüssig realisiert bzw. umgesetzt wird. In einem ersten Schritt S1 wird das Drehmoment des Verbrennungsmotors 8 reduziert, wobei gleichzeitig das Drehmoment der elektrischen Maschine 11 erhöht wird. Sobald die Schiebemuffe, welche mit dem Zahnrad für Gang 2 in Eingriff ist, zugkraftfrei ist, wird diese ausgelegt, d.h., die drehmomentübertragende Verbindung mit dem dem Gang 2 entsprechenden Zahnrad wird gelöst (Schritt S2). Anschließend wird im Schritt S3 die Drehzahl des Verbrennungsmotors 8, vorteilhafterweise mit Hilfe einer Regelung, in Richtung der Zieldrehzahl des Gangs 3 reduziert. Anschließend erfolgt das Einrücken der Kupplung 20 des Gangs 3 und ggf. auch der Kupplung 18 am Verbrennungsmotor 8 (Schritt S4). Abschließend kann optional, je nach Batteriezustand eine vollständige oder teilweise Umkehrung von Schritt S1 erfolgen (Schritt S5).

Bei dem in Fig. 20 gezeigten Gangwechselvorgang handelt es sich um einen Gangwechsel von einem formschlüssigen Gang zu einem reibschlüssigen (Zwischen-) Gang und muss nicht zwingenderweise einem Wechsel von Gang 2 zu Gang 3 entsprechen, sondern kann auch, abhängig von der Position des Zwischengangs, bspw. ein Gangwechsel von Gang 3 zu Gang 4 sein, wobei Gang 4 dann dem reibschlüssigen Zwischengang entspricht. Ein formschlüssiger Gang beschreibt hierbei einen Gang, bei dem die Drehmomentübertragung über einen Formschluss realisiert wird,

wohingegen ein reibschlüssiger Gang einen Gang beschreibt, bei dem die Drehmomentübertragung über einen Reibschluss realisiert wird.

Fig. 21 zeigt ein Flussdiagramm zur Beschreibung des Ablaufs eines Gangwechsels von Gang 4 zu Gang 5, wobei bei diesen beiden Gängen die Übersetzung jeweils formschlüssig realisiert / umgesetzt wird. In einem ersten Schritt V1 wird, analog zum Schritt S1 in Fig. 20, das Drehmoment des Verbrennungsmotors 8 reduziert und gleichzeitig das Drehmoment der elektrischen Maschine 11 erhöht. Anschließend wird die Schiebemuffe, welche mit Gang 4 in Eingriff ist, ausgelegt und zusätzlich, falls vorhanden, die Kupplung 18 ausgerückt (Schritt V2), wodurch der Verbrennungsmotor 8 von der Eingangswelle 19 getrennt wird und kein Drehmoment mehr vom Verbrennungsmotor 8 auf die Eingangswelle 19 übertragen wird.

Als nächster Schritt (Schritt V3) erfolgt die Reduzierung (bspw. mit Hilfe einer Regelung) der Drehzahl des Verbrennungsmotors 8 in Richtung der Zieldrehzahl des Ganges 5. Sobald sich dieser angenähert wird, erfolgt die Synchronisation und das Einlegen des fünften Ganges und ggf. anschließend das Einrücken der Kupplung 18 (Schritt V4). Dadurch wird wieder Drehmoment vom Verbrennungsmotor 8 auf die Eingangswelle 19 übertragen. Abschließend kann optional, je nach Batteriezustand die vollständige oder teilweise Umkehrung von Schritt V1 erfolgen (Schritt V5).

Bei dem in Fig. 21 gezeigten Gangwechselvorgang handelt es sich um einen Gangwechsel von einem formschlüssigen Gang zu einem anderen formschlüssigen Gang. Die Gänge 4 und 5 sind hierbei als beispielhaft anzusehen und das Verfahren bzw. der Vorgang kann bspw. auch auf den Gangwechselvorgang von Gang 1 zu Gang 2 o.ä. angewendet werden.

Fig. 22 zeigt ein Flussdiagramm, welches das Starten des Verbrennungsmotors 8 während einer rein elektrisch angetriebenen Fahrt erläutert und Fig. 23 detailliert die Schritte zum Starten des Verbrennungsmotors 8. Ausgangspunkt dieses Flussdiagramms ist eine rein elektrische Fahrt (Schritt Z1), d.h. das auf das Differenzial 6 übertragene Drehmoment wird ausschließlich von der elektrischen Maschine 11 erzeugt. Ist der Batteriestand gering oder die Geschwindigkeit hoch (JA in Schritt Z2 in

Fig. 22) wird der Verbrennungsmotor 8 gestartet (Schritt Z3). Anschließend erfolgt die Weiterfahrt mit dem Verbrennungsmotor 8 oder im Hybridmodus im dritten Gang (Schritt Z4). Weitere Gangwechsel sind situationsabhängig und hängen von der Geschwindigkeit und/oder der Pedalstellung ab (Schritt Z5).

5

Ist jedoch weder der Fall eines geringen Batteriestandes noch einer hohen Geschwindigkeit gegeben (NEIN in Schritt Z2 in Fig. 22) wird die rein elektrisch angetriebene Fahrt fortgesetzt (Schritt Z1).

- 10 Für den Fall, dass der Verbrennungsmotor 8 bei Schritt Z3 gestartet wird, werden die in Fig. 23 gezeigten Teilschritte durchlaufen. Zum Starten des Verbrennungsmotors 8 wird zunächst die Kupplung 20 des Gangs 3 eingerückt und gleichzeitig das Drehmoment der elektrischen Maschine 11 um den Wert des Reibmoments der Kupplung 20 erhöht (Schritt Z31). Anschließend wird der Verbrennungsmotor 8 aktiviert (Einspritz-,
15 Zündprozesse, etc.), sobald dessen Drehzahl bspw. 300 U/min. überschreitet (Schritt Z32). In dem nachfolgenden Schritt Z33 wird die Kupplung 20 des Gangs 3 ausgerückt und gleichzeitig das Drehmoment der elektrischen Maschine 11 reduziert (Umkehrung von Schritt Z31). Sobald die Drehzahl des Verbrennungsmotors 8 oberhalb der Drehzahl in Gang 3 liegt, wird die Kupplung 20 des Gangs 3 eingerückt und
20 gleichzeitig das Drehmoment der elektrischen Maschine 11 um den Wert des Reibmoments der Kupplung 20 reduziert (Schritt Z34). Sobald der Schlupf an der Kupplung 20 verschwindet, wird abschließend in Schritt Z35 das Drehmoment der elektrischen Maschine 11 um den Wert des Drehmoments des Verbrennungsmotors 8 (bis ins Negative) reduziert.

25

Bezugszeichenliste

1	Hybridantriebsstrang
2	erster Teil-Antriebsstrang
3	zweiter Teil-Antriebsstrang
4	Abtriebswellen-Zahnrad
5	Final-Drive-Rad
6	Differenzial
7	Rad
8	Verbrennungsmotor
9	erste Radebene
10	zweite Radebene
11	elektrische Maschine
12	Planetengetriebe
13	Reifenseite
14	Verbrennungsmotorseite
15	Zwischenrad
16	dritte Radebene
17	Planetenebene
18	Kupplung
19	Eingangswelle
20	Kupplung
21	Zahnrad
22	Zahnrad
23	erste Vorgelegewelle
24	zweite Vorgelegewelle
25	Zahnrad
26	Zahnrad
27	Zahnrad
28	Zahnrad
29	Zahnrad
30	Zahnrad
31	Hohlrad

- 24 -

- 32 Planetenrad
- 33 Sonnenwelle
- 34 Sonnenrad
- 35 Planetenträger
- 36 Abstützelement
- 37 Gehäuse
- 38 Bremse
- 39 Umschaltung
- 40 Schiebemuffe
- 41 Drehschwingungsdämpfer
- 42 Lager
- 43 Gehäuse
- 44 Zahnrad
- 45 Zwischenwelle
- 46 Schaltverzahnung

$\alpha, \beta, \gamma, \Delta$ Winkel

a, b, c, d, e Abstand

A, B, C, D Eckpunkte des Vierecks

E Mittelpunkt des Zwischenrads

Patentansprüche

1. Hybridantriebsstrang (1), mit
einem verbrennungskraftmotorisch antreibbaren ersten Teil-Antriebsstrang (2)
und
einem elektromotorisch antreibbaren zweiten Teil-Antriebsstrang (3), wobei
der erste Teil-Antriebsstrang (2) ein erstes Getriebe beinhaltet und der zweite
Teil-Antriebsstrang (3) ein als ein Planetengetriebe (12) ausgebildetes zweites
Getriebe beinhaltet,
Drehmoment des ersten Teil-Antriebsstrangs (2) entweder über das erste Ge-
triebe oder über ein mit dem ersten Teil-Antriebsstrang (2) reibkuppelbares Zwi-
schenrad (15) auf ein Abtriebswellen-Zahnrad (4) übertragbar ist und
Drehmoment des zweiten Teil-Antriebsstrangs (3) über einen Planetenträger (35)
des Planetengetriebes (12) und das Zwischenrad (15) auf das Abtriebswellen-
Zahnrad (4) übertragbar ist,
dadurch gekennzeichnet, dass
eine geometrische Anordnung des Planetengetriebes (12) so gewählt ist, dass
das elektromotorisch erzeugte Drehmoment über ein Hohlrad (31) des Planeten-
getriebes (12) zuführbar ist.
2. Hybridantriebsstrang (1) gemäß Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der
erste Teil-Antriebsstrang (2) und der zweite Teil-Antriebsstrang (3) reibkuppelbar
drehmomentübertragend miteinander verbindbar sind und diese Reibkupplung
räumlich zwischen dem Planetengetriebe (12) und dem ersten Teil-
Antriebsstrang (2) angeordnet ist.
3. Hybridantriebsstrang (1) gemäß Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet,
dass das erste Getriebe als ein Zahnradstufengetriebe ausgebildet ist, welches
Zahnräder (21, 22, 25, 26, 27, 28) besitzt, die wenigstens in einer ersten Rad-
ebene (9) und einer zweiten Radebene (10) angeordnet sind.
4. Hybridantriebsstrang (1) gemäß Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass eine
Übersetzung des Zwischenrads (15) einen Übersetzungssprung von der ersten

Radebene (9) zu der zweiten Radebene (10) in zwei Übersetzungssprünge aufteilt.

5. Hybridantriebsstrang (1) gemäß Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Radebene (9) den Gängen 1 und 2 entspricht, die zweite Radebene (10) den Gängen 4 und 5 entspricht und das Zwischenrad (15) eine dritte Radebene (16) bildet und dem Gang 3 entspricht.
6. Hybridantriebsstrang (1) gemäß einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass das erste Getriebe mindestens zwei schaltbare Übersetzungen auf eine erste Vorgelegewelle (23) und mindestens zwei schaltbare Übersetzungen auf eine zweite Vorgelegewelle (24) aufweist.
7. Hybridantriebsstrang (1) gemäß Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass von einer Eingangswelle (19) des ersten Teil-Antriebsstrangs (2) aus gesehen ein Winkel zwischen der ersten Vorgelegewelle (23) und der zweiten Vorgelegewelle (24) 85° bis 87° beträgt und von der Abtriebswelle aus gesehen ein Winkel zwischen der ersten Vorgelegewelle (23) und der zweiten Vorgelegewelle (24) 61° bis 63° beträgt und von den Vorgelegewellen (23, 24) aus gesehen ein Winkel zwischen der Eingangswelle (19) und der Abtriebswelle 102° bis 112° beträgt und der Mittelpunkt (E) des Zwischenrads (15) auf derjenigen Seite der Verbindungslinie (e) zwischen der Eingangswelle (19) und der Abtriebswelle liegt, auf der diejenige Vorgelegewelle (23) mit dem ersten Gang liegt.
8. Hybridantriebsstrang (1) gemäß einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass das zur Drehmomentübertragung von der elektrischen Maschine (11) auf die Abtriebswelle genutzte Planetengetriebe (12) sich zumindest teilweise im Inneren eines Rotors der elektrischen Maschine (11) befindet.
9. Hybridantriebsstrang (1) gemäß einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Übersetzung des elektromotorisch erzeugten Drehmoments umschaltbar ist, indem die Sonne (34) des Planetengetriebes (12) umschaltbar mit einem Gehäuse (37) oder mit einem anderen Anschluss des Planetengetriebes (12) verbindbar ist.

10. Hybridantriebsstrang (1) gemäß einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass zum Gangwechsel von einem zweiten Gang zu einem dritten Gang
- ein verbrennungskraftmotorisch erzeugtes Drehmoment bei gleichzeitiger Erhöhung des elektromotorisch erzeugten Drehmoments reduziert wird;
 - eine Schiebemuffe aus dem zweiten Gang umgelegt wird, wenn die Schiebemuffe zugkraftfrei ist;
 - die Drehzahl einer Verbrennungskraftmaschine (8) in Richtung der Zieldrehzahl des dritten Gangs reduziert wird; und
- eine Reibkupplung im Momentenfluss des Zwischenrades (15) eingerückt wird.

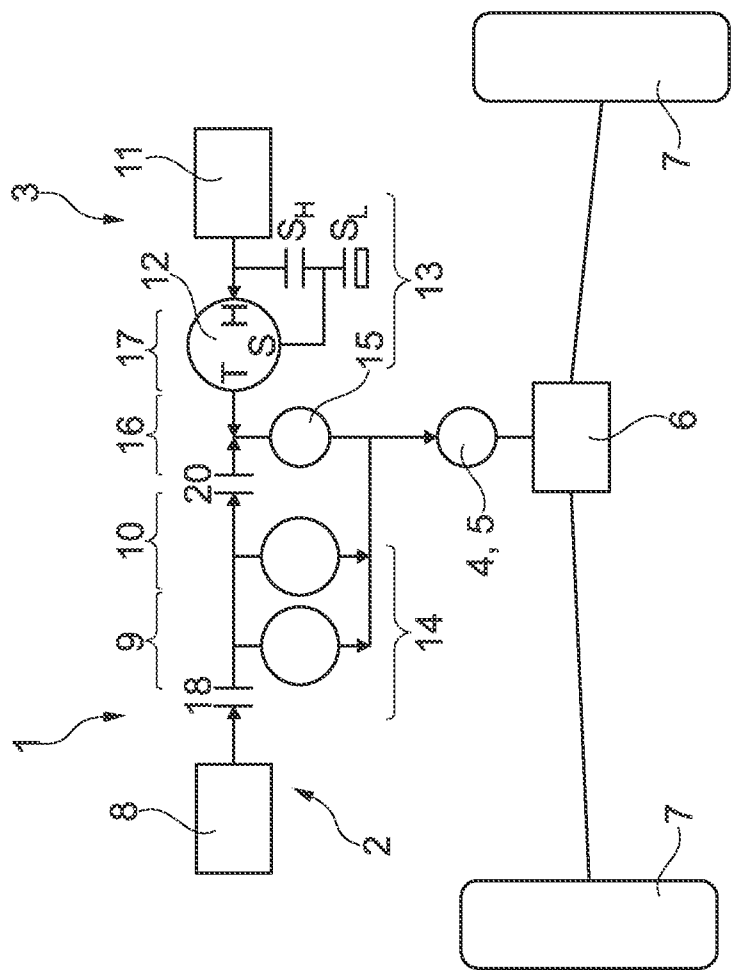


Fig. 1

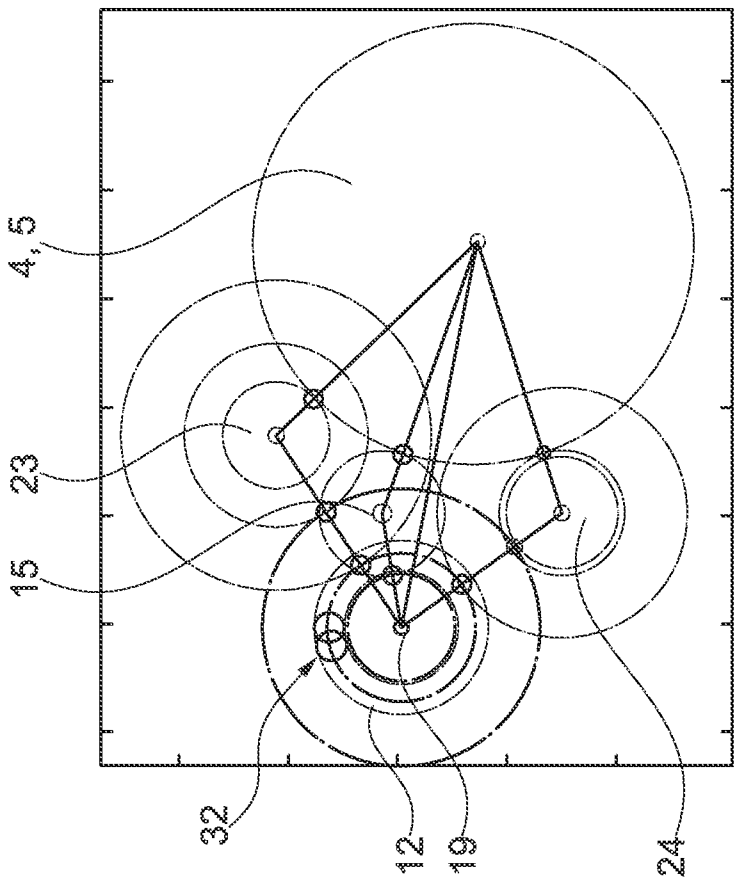


Fig. 2

Übersetzungsverhältnis						
Gang	S _{IN4}	S _{2N5}	K	S _{HNL}	ICE	EM
R=E _L	N	N	0	L	N	i _{EL} =4.4*1.7=7.5
ICE1 _L	1	N	0	L	i1=9	i _{EL} =4.4*1.7=7.5
ICE1 _N				N	i1=9	N
ICE1 _H				H	i1=9	i _{EL} =4.4
ICE2 _L	N	2	0	L	i1=6.2	i _{EL} =4.4*1.7=7.5
ICE2 _N				N	i1=6.2	N
ICE2 _H				H	i1=6.2	i _{EL} =4.4
ICE3 _L	N	N	1	L	i1=4.4	i _{EL} =4.4*1.7=7.5
ICE3 _N				N	i1=4.4	N
ICE3 _H				H	i1=4.4	i _{EL} =4.4
ICE4 _L	4	N	0	L	i1=3	i _{EL} =4.4*1.7=7.5
ICE4 _N				N	i1=3	N
ICE4 _H				H	i1=3	i _{EL} =4.4
ICE5 _L	N	5	0	L	i1=1.6	i _{EL} =4.4*1.7=7.5
ICE5 _N				N	i1=1.6	N
ICE5 _H				H	i1=1.6	i _{EL} =4.4
E _H	N	N	0	H	N	i _{EL} =4.4

Fig. 3

3/12

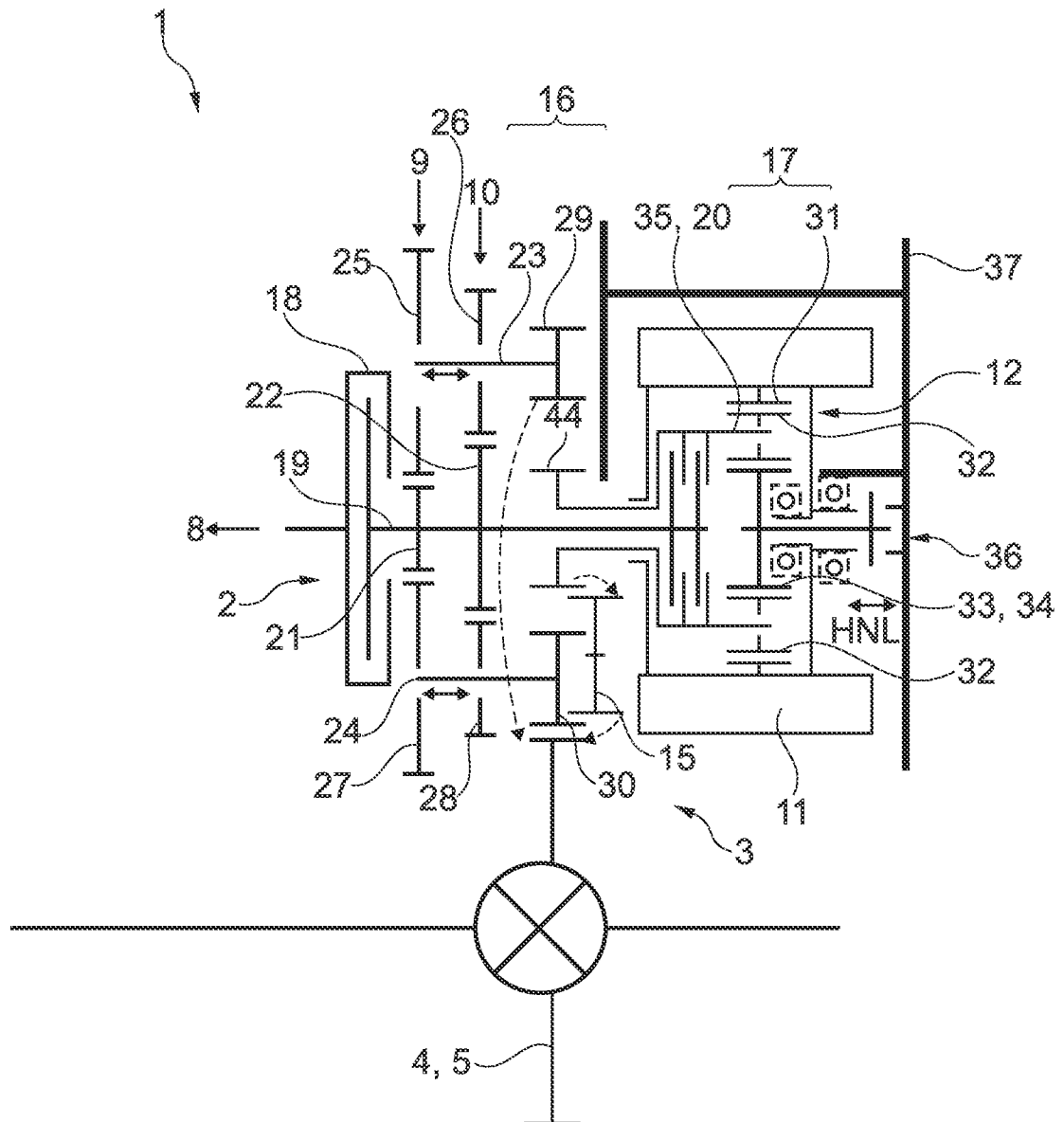


Fig. 4

4/12

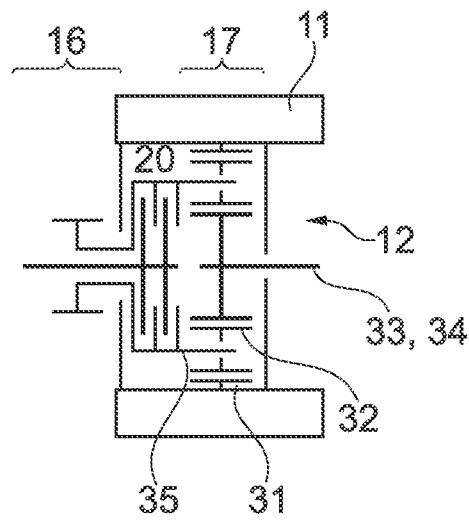


Fig. 5

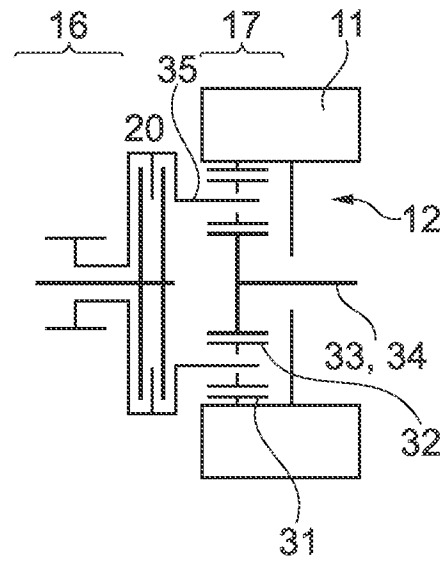


Fig. 6

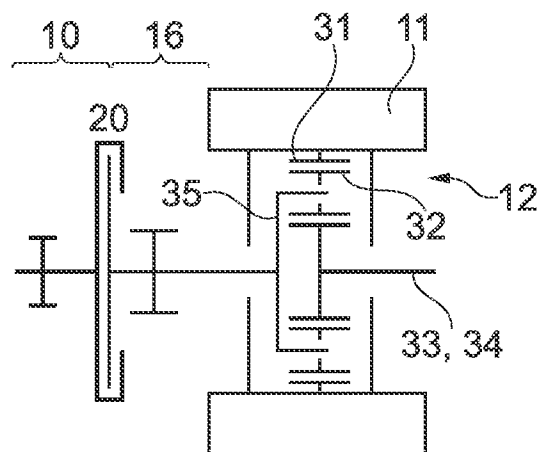


Fig. 7

5/12

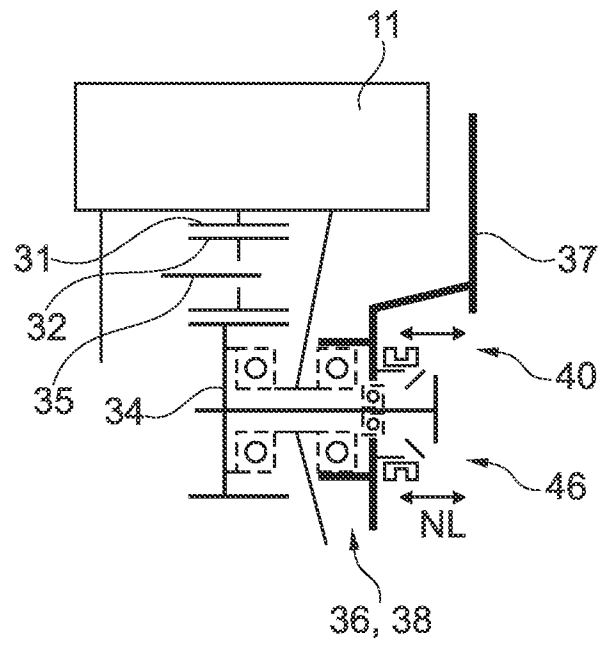


Fig. 8

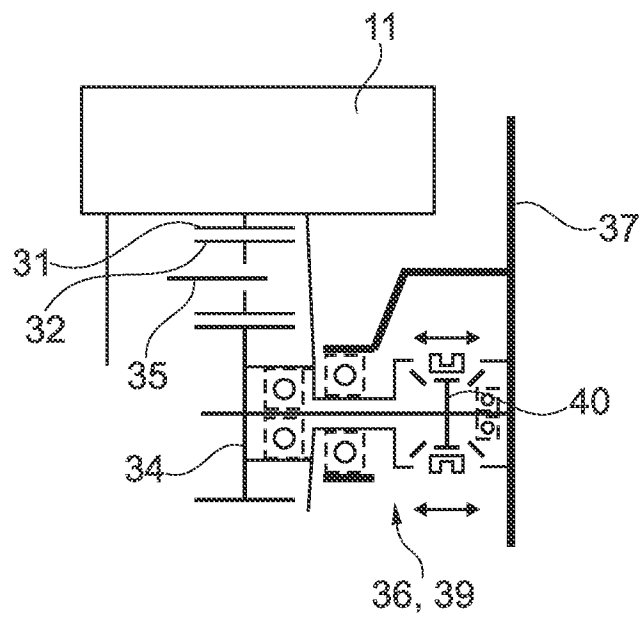


Fig. 9

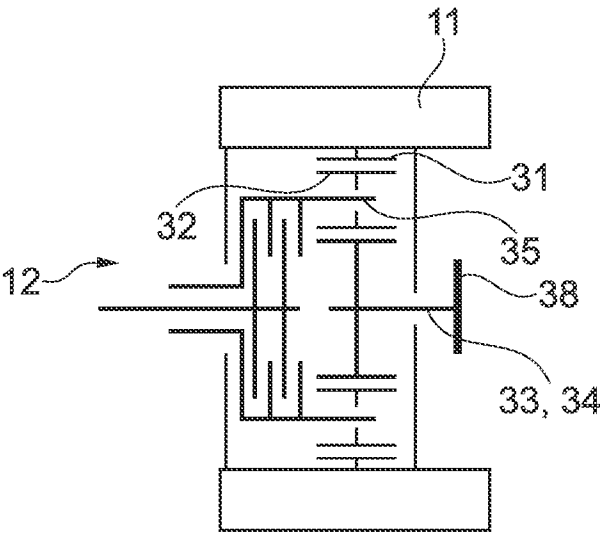


Fig. 10

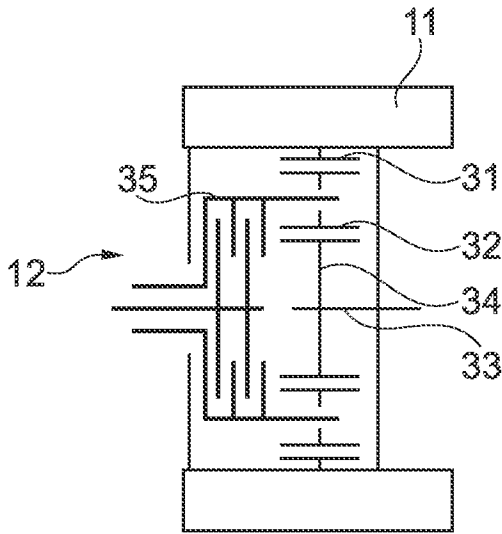


Fig. 11

7/12

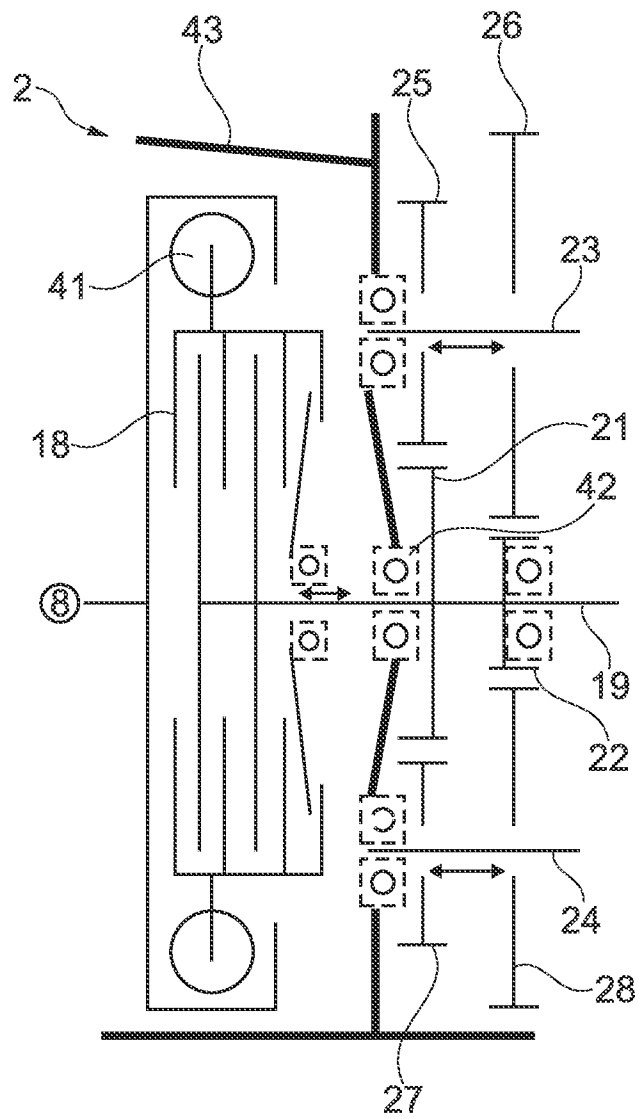


Fig. 12

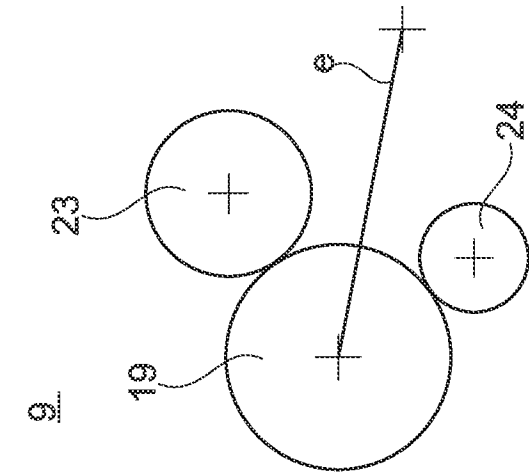


Fig. 13

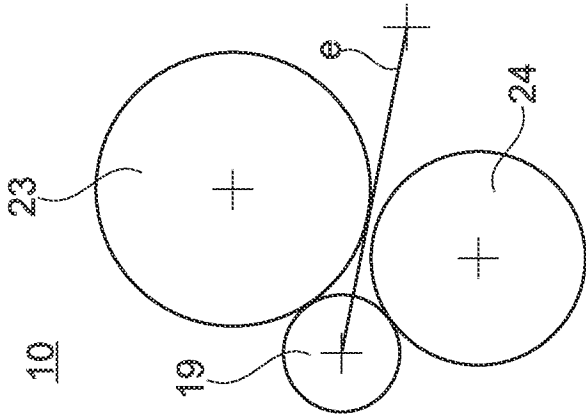


Fig. 14

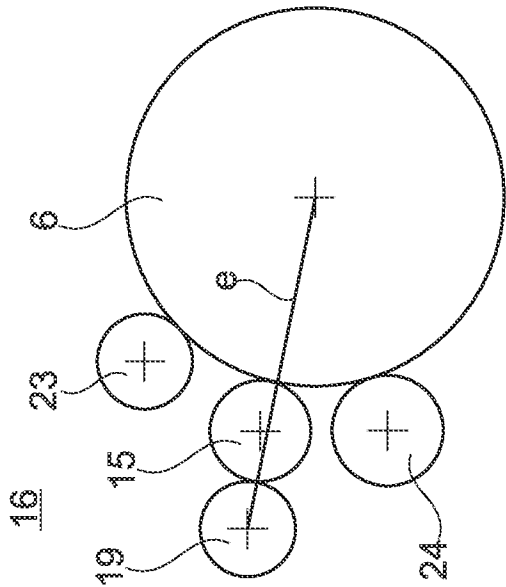


Fig. 15

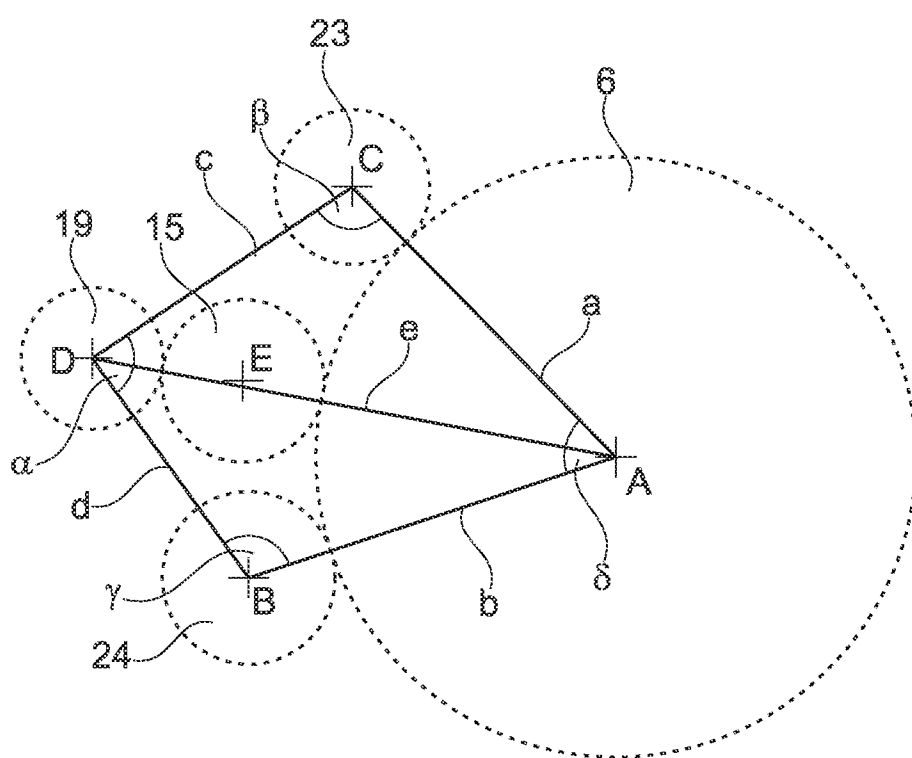


Fig. 16

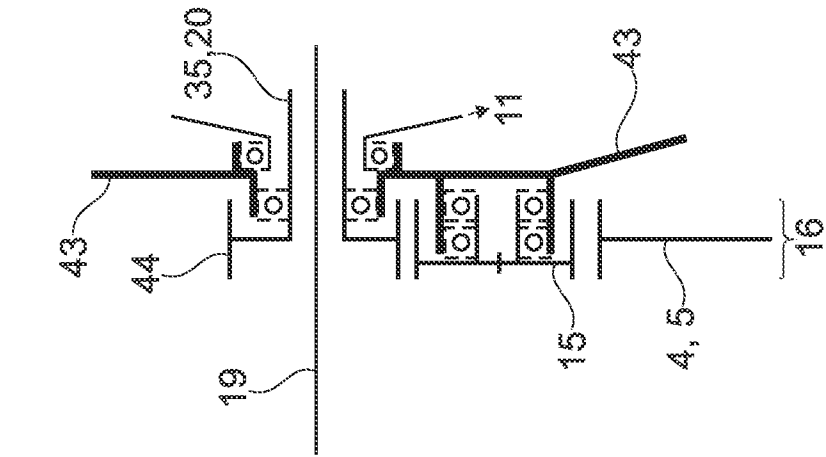


Fig. 17

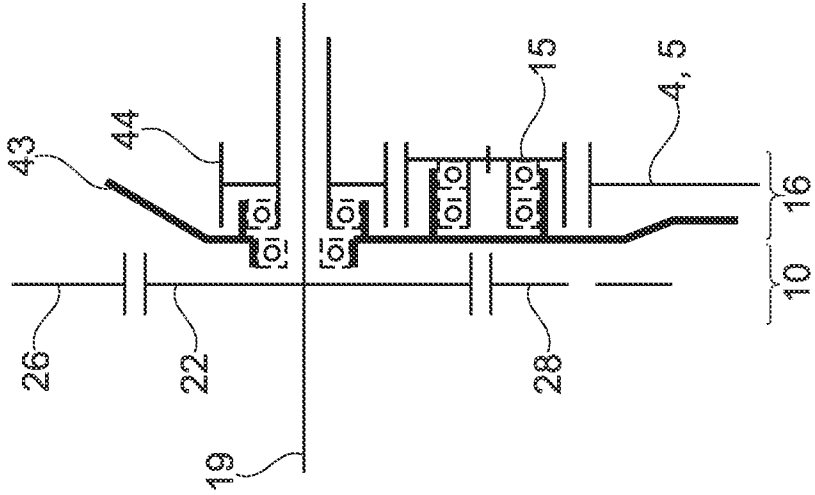


Fig. 18

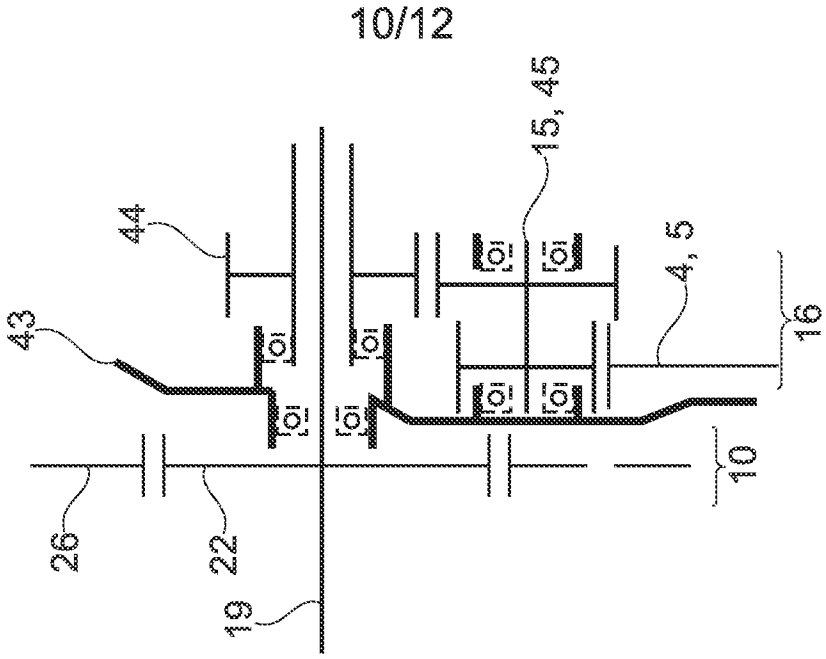


Fig. 19

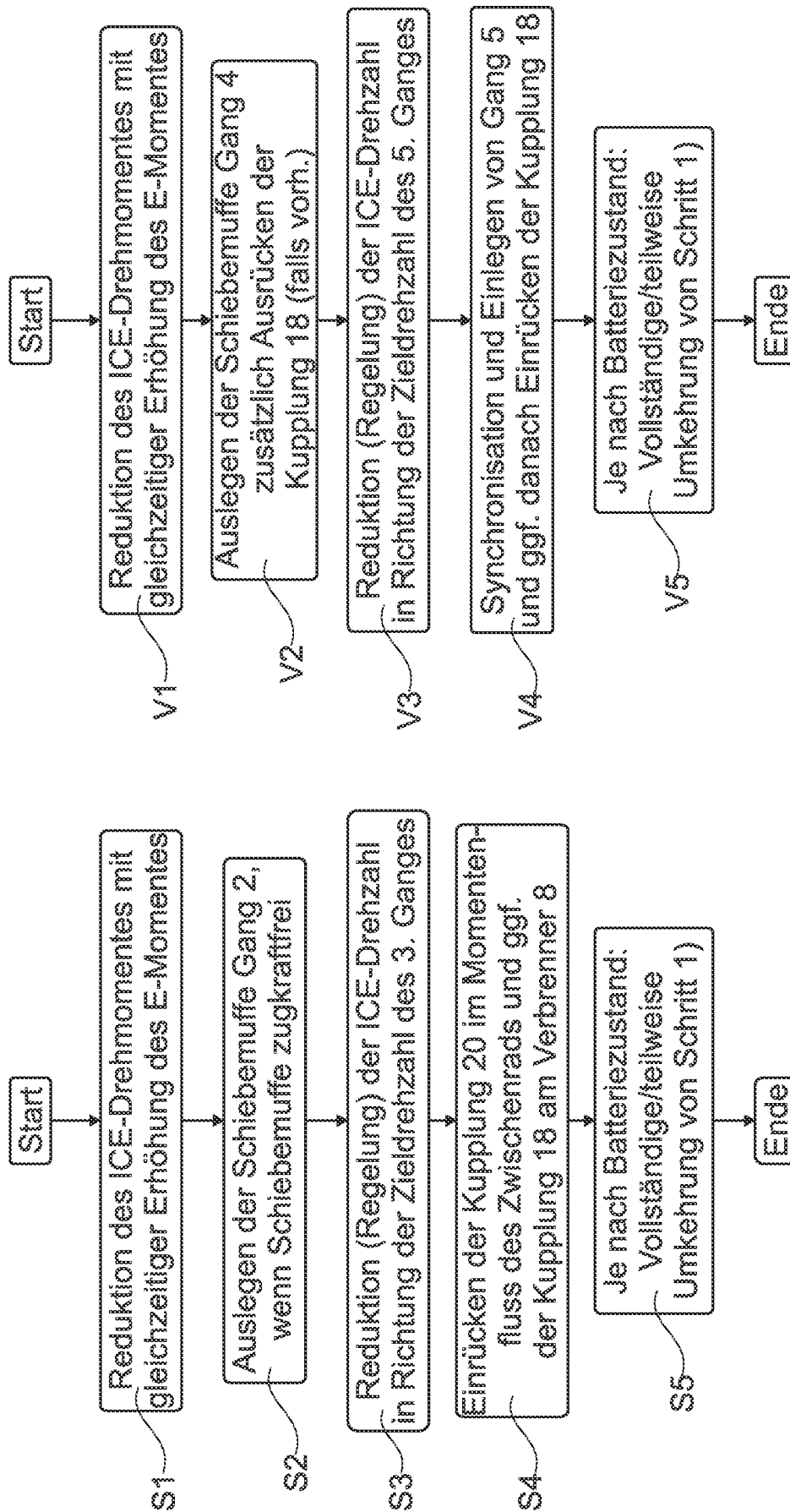


Fig. 21

Fig. 20

12/12

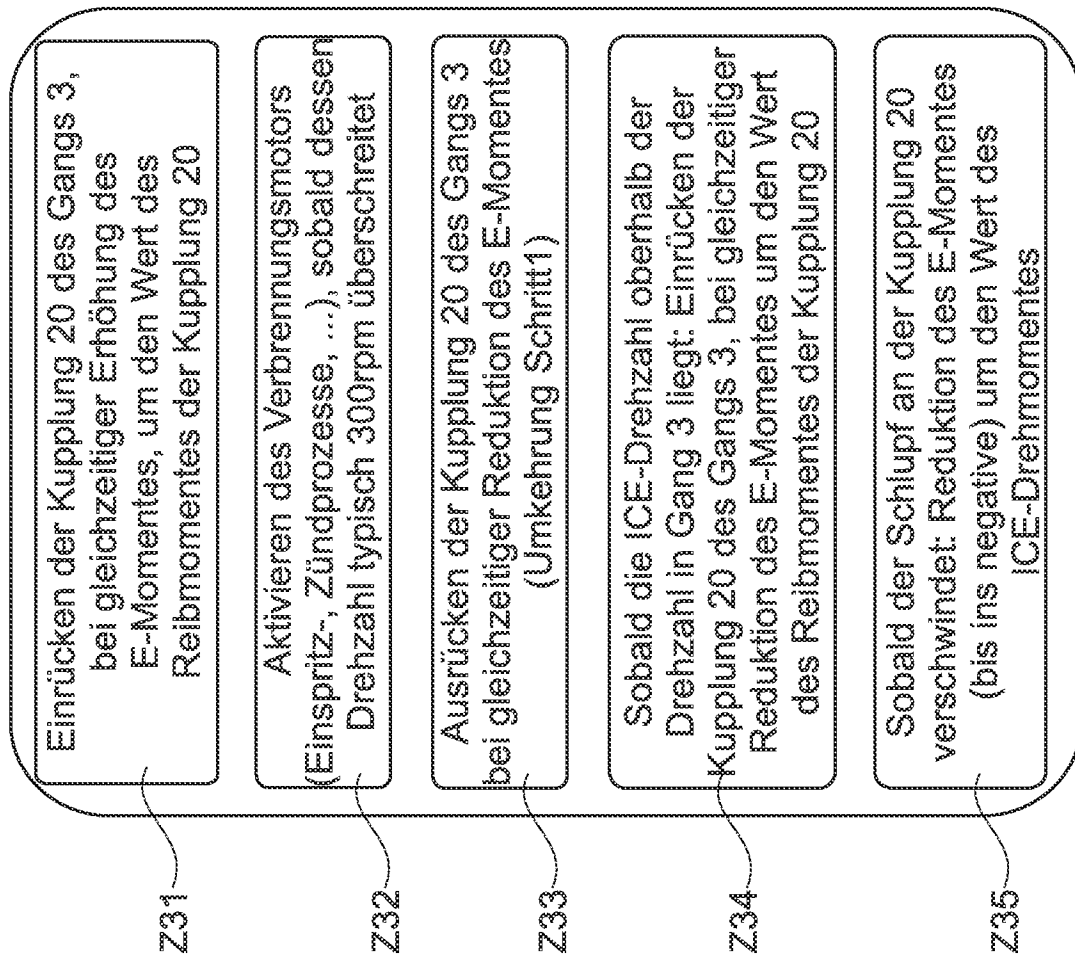


Fig. 23

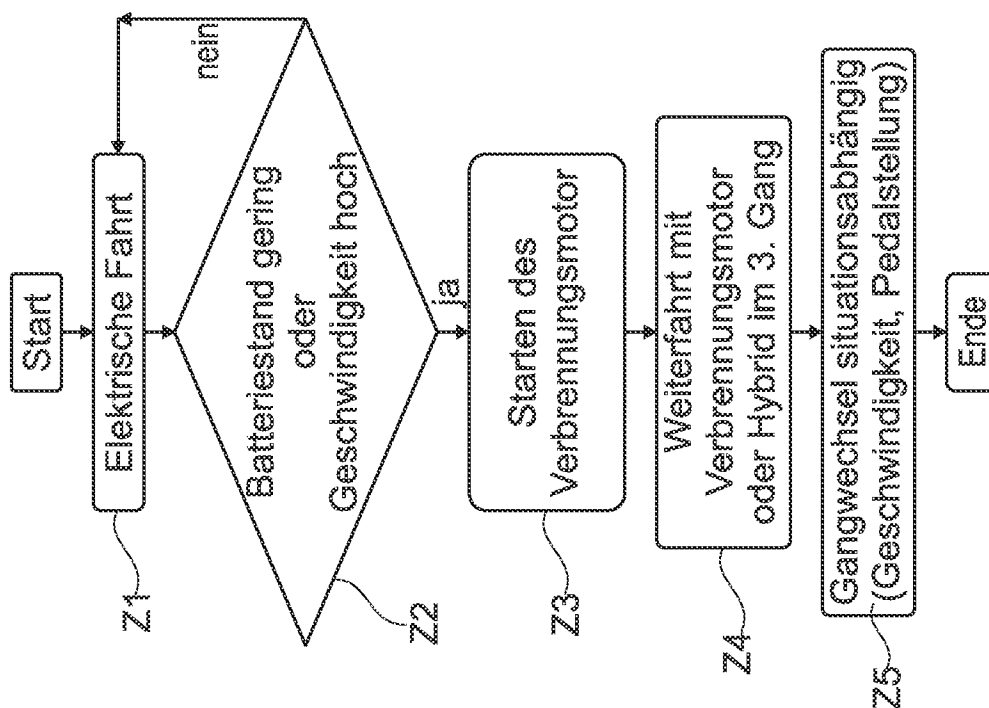


Fig. 22

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/DE2017/100733

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER INV. B60K6/48 B60K6/36 B60K6/365 B60K6/547 B60K6/387 F16H3/093 ADD. F16H3/08		
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) B60K 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 practicable, search terms used) EPO-Internal, WPI Data		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 10 2014 213607 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 14 January 2016 (2016-01-14) paragraphs [0024], [0064]; figures 2,2a -----	1-4,8-10
X	DE 10 2014 222587 A1 (VOLKSWAGEN AG [DE]) 12 May 2016 (2016-05-12) cited in the application	1,3,6-10
A	paragraphs [0026] - [0035]; figures 1,2 -----	4,5
A	EP 2 386 436 A1 (HONDA MOTOR CO LTD [JP]) 16 November 2011 (2011-11-16) figures 7,8 -----	1-10
A	US 2015/321545 A1 (PARK JONG YUN [KR] ET AL) 12 November 2015 (2015-11-12) abstract; figure 2 -----	1-10
☐ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☒ See patent family annex.		
* Special categories of cited documents : "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "E" earlier application or patent but published on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art "&" document member of the same patent family		
Date of the actual completion of the international search 3 November 2017		Date of mailing of the international search report 15/11/2017
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 Wurzer, Oliver

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/DE2017/100733

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 102014213607 A1	14-01-2016	NONE	
DE 102014222587 A1	12-05-2016	NONE	
EP 2386436 A1	16-11-2011	BR PI1013406 A2	29-03-2016
		CA 2753175 A1	30-09-2010
		CN 102348567 A	08-02-2012
		EP 2386436 A1	16-11-2011
		JP 5480248 B2	23-04-2014
		JP 5786051 B2	30-09-2015
		JP 2014131907 A	17-07-2014
		JP W02010110343 A1	04-10-2012
		MY 161836 A	15-05-2017
		RU 2011142734 A	27-04-2013
		US 2012004063 A1	05-01-2012
		WO 2010110343 A1	30-09-2010
US 2015321545 A1	12-11-2015	KR 101519295 B1	12-05-2015
		US 2015321545 A1	12-11-2015

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES		
INV.	B60K6/48	B60K6/36
	F16H3/093	B60K6/365
ADD.	F16H3/08	B60K6/547
		B60K6/387
Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC		
B. RECHERCHIERTE GEBIETE		
Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)		
B60K 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, WPI Data		
C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 10 2014 213607 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 14. Januar 2016 (2016-01-14) Absätze [0024], [0064]; Abbildungen 2,2a -----	1-4,8-10
X	DE 10 2014 222587 A1 (VOLKSWAGEN AG [DE]) 12. Mai 2016 (2016-05-12) in der Anmeldung erwähnt Absätze [0026] - [0035]; Abbildungen 1,2 -----	1,3,6-10
A	EP 2 386 436 A1 (HONDA MOTOR CO LTD [JP]) 16. November 2011 (2011-11-16) Abbildungen 7,8 -----	4,5
A	US 2015/321545 A1 (PARK JONG YUN [KR] ET AL) 12. November 2015 (2015-11-12) Zusammenfassung; Abbildung 2 -----	1-10
A		1-10
☐ Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen ☒ Siehe Anhang Patentfamilie		
* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen : "A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist "E" frühere Anmeldung oder Patent, die bzw. das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist "L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt) "O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht "P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist "T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist "X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden "Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist "&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist		
Datum des Abschlusses der internationalen Recherche		Absendedatum des internationalen Recherchenberichts
3. November 2017		15/11/2017
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 Wurzer, Oliver

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/DE2017/100733

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 102014213607 A1	14-01-2016	KEINE	
DE 102014222587 A1	12-05-2016	KEINE	
EP 2386436 A1	16-11-2011	BR PI1013406 A2	29-03-2016
		CA 2753175 A1	30-09-2010
		CN 102348567 A	08-02-2012
		EP 2386436 A1	16-11-2011
		JP 5480248 B2	23-04-2014
		JP 5786051 B2	30-09-2015
		JP 2014131907 A	17-07-2014
		JP WO2010110343 A1	04-10-2012
		MY 161836 A	15-05-2017
		RU 2011142734 A	27-04-2013
		US 2012004063 A1	05-01-2012
		WO 2010110343 A1	30-09-2010
US 2015321545 A1	12-11-2015	KR 101519295 B1	12-05-2015
		US 2015321545 A1	12-11-2015