(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
11. September 2015 (11.09.2015)

WIPO | PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2015/131897 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:
F16H 3/66 (2006.01) *B60K 6/547* (2007.10)
B60K 6/48 (2007.10)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE2015/200093

(22) Internationales Anmeldedatum:
24. Februar 2015 (24.02.2015)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2014 204 009.4 5. März 2014 (05.03.2014) 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, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

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

Veröffentlicht:

— *mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz 3)*

(54) Title: MULTI-SPEED PLANETARY TRANSMISSION SYSTEM AS PART OF THE POWERTRAIN OF A MOTOR VEHICLE

(54) Bezeichnung : MEHRGÄNGIGES PLANETENGETRIEBESYSTEM ALS KOMPONENTE DES ANTRIEBSSTRANGS EINES KRAFTFAHRZEUGES

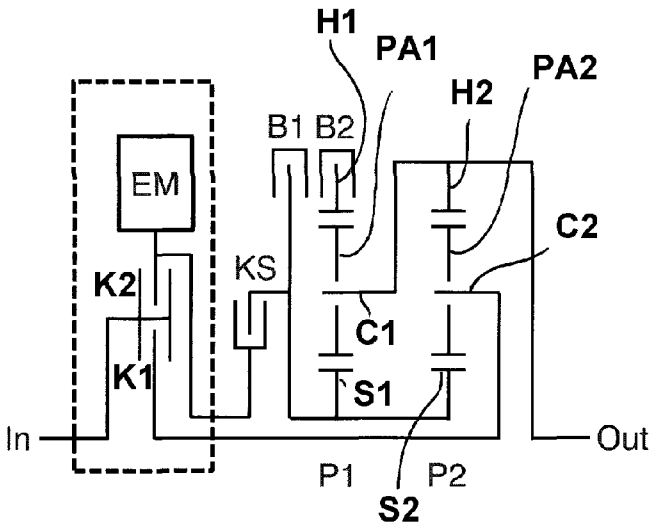


Fig. 8c

(57) Abstract: The invention relates to a planetary transmission system comprising a first planetary transmission stage which has a first sun gear, a first planet arrangement, a first planet carrier, and a first ring gear; a second planetary transmission stage which has a second sun gear, a second planet arrangement, a second planet carrier, and a second ring gear; a first power input; and a power output. The first sun gear and the second sun gear are arranged on the same axis and are rotationally fixed to each other via a hollow shaft; the power output is rotationally fixed to the first planet carrier and the second sun gear; the second planet carrier is connected to the first power input in a shiftable manner via a first clutch device; and the gear pair consisting of the first and second sun gear can be coupled to the first power input in a likewise shiftable manner via a second clutch device.

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung bezieht sich auf ein Planetengetriebesystem, mit einer ersten Planetengetriebestufe, die ein erstes Sonnenrad, eine erste Planetenanordnung, einen ersten Planetenträger und ein erstes Hohlrad aufweist, einer zweiten Planetengetriebestufe, die ein zweites Sonnenrad, eine zweite Planetenanordnung, einen

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2015/131897 A1

zweiten Planetenträger und ein zweites Hohlrad aufweist, einem ersten Leistungseingang, und einem Leistungsausgang, wobei das erste Sonnenrad und das zweite Sonnenrad zueinander gleichachsig angeordnet und miteinander über eine Hohlwelle drehfest gekoppelt sind, der Leistungsausgang drehfest mit dem ersten Planetenträger und mit dem zweiten Hohlrad gekoppelt ist, der zweite Planetenträger über eine erste Kupplungseinrichtung mit dem ersten Leistungseingang schaltbar koppelbar ist, und das aus dem ersten und dem zweiten Sonnenrad bestehende Radpaar über eine zweite Kupplungseinrichtung ebenfalls schaltbar mit dem ersten Leistungseingang koppelbar ist.

Bezeichnung der Erfindung

Mehrgängiges Planetengetriebesystem als Komponente
des Antriebsstrangs eines Kraftfahrzeuges

Beschreibung

Gebiet der Erfindung

Die Erfindung richtet sich auf ein schaltbar in unterschiedlichen Übersetzungsverhältnissen betreibbares Planetengetriebesystem, gemäß dem Oberbegriff von Patentanspruch 1, sowie dem Oberbegriff von Patentanspruch 9.

Aus DE 2006 002 537 B4 ist ein als gattungsgemäß erscheinendes Planetengetriebesystem bekannt. Bei diesem bekannten Planetengetriebesystem befindet sich eine erste Kupplungseinrichtung über welche ein erstes Sonnenrad mit einem Leistungseingang koppelbar ist in Nachbarschaft zu diesem ersten Sonnenrad auf der Seite des Leistungseingangs. Das erste Sonnenrad ist über eine Hohlwelle mit einem zweiten Sonnenrad gekoppelt. Durch diese Hohlwelle ist ein Wellenzapfen hindurch geführt über welchen eine zweite Kupplungseinrichtung permanent mit dem Leistungseingang gekoppelt ist. Diese zweite Kupplungseinrichtung befindet sich auf einer dem Leistungseingang abgewandten Seite des zweiten Sonnenrades und ermöglicht eine Ankoppelung des zweiten Planetenträgers an jenen durch die Hohlwelle hindurch geführten Wellenzapfen.

Aus DE 33 412 17 A1 ist ein Planetengetriebesystem bekannt, bei welchem eine erste, eine zweite und eine dritte Planetengetriebestufe vorgesehen ist. Die erste Planetengetriebestufe und die zweite Planetengetriebestufe weisen jeweils ein Sonnenrad auf. Die beiden Sonneräder sind miteinander drehfest verbunden. Über

Kupplungseinrichtungen ist die kinematische Koppelung der ersten beiden Stufen veränderbar. Die beiden ersten Stufen sind über zwei Leistungsausgänge mit der dritten Getriebestufe gekoppelt, wobei einer dieser beiden Leistungsausgänge durch einen Wellenzapfen gebildet ist, der drehstarr mit den beiden vorgenannten Sonnenrädern der ersten und der zweiten Getriebestufe gekoppelt ist. Über weitere Kupplungseinrichtungen ist die kinematische Kopplung der dritten Getriebestufe mit den beiden Leistungsausgängen des ersten Stufenpaares festlegbar.

Aufgabe der Erfindung

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Planetengetriebesystem zu schaffen, das sich durch einen robusten und kostengünstig realisierbaren Aufbau auszeichnet und einen hohen mechanischen Wirkungsgrad bietet.

Erfindungsgemäße Lösung

Die vorangehend genannte Aufgabe wird erfindungsgemäß gelöst durch ein Planetengetriebesystem mit den in Patentanspruch 1 angegebenen Merkmalen. Alternativ hierzu wird diese Aufgabe ebenfalls erfindungsgemäß auch gelöst durch en Planetengetriebesystem mit den in Patentanspruch 9 angegebenen Merkmalen.

Dadurch wird es auf vorteilhafte Weise möglich, ein Planetengetriebesystem für ein Kraftfahrzeug zu schaffen, bei welchem über die beiden Planetengetriebestufen wenigstens vier zumindest weitgehend harmonisch gestufte Vorwärtsgänge realisierbar sind. Das erfindungsgemäße Planetengetriebesystem besteht im Kern aus einem modifizierten Simpson-Planetensatz. Dieser Planetensatz kann durch zwei weitgehend identische Planetenstufen, zwei Kupplungen und zwei Bremseinrichtungen realisiert werden. Der Simpson-Planetensatz ist erfindungsgemäß derart verschaltet, dass wie angesprochen vier weitgehend harmonisch gestufte Vorwärtsgänge mit einer Spreizung von über 4,5 darstellbar sind. Bei dem erfindungsgemäßen Planetengetriebesystem wird dabei je Gang entweder die Doppelsonne oder der Träger angetrieben.

Die Bremseinrichtungen sind vorzugsweise derart gestaltet, dass über eine erste Bremseinrichtung das Sonnenradpaar stationär festlegbar ist, und über eine zweite

Bremseinrichtung das Hohlrad stationär festlegbar ist. Die Bremseinrichtungen können als reibschlüssig bremsende Bremseinrichtungen ausgelegt sein, die z.B. elektromechanisch, rein festkörpermechanisch, oder auch hydraulisch betätigt werden können. Es ist möglich, jene Bremseinrichtungen die zeitlich überwiegend geöffnet oder geschlossen sind so auszulegen, dass der zeitlich seltener erforderliche Zustand aktiv herbeigeführt wird und in passivem Zustand dann der überwiegend benötigte Zustand vorliegt. Weiterhin können die Bremseinrichtungen auch so ausgelegt sein, dass diese selbstsichernd in dem jeweils angesteuerten Zustand verharren und nur durch temporäre Ansteuerung den Zustand wechseln. Alternativ zu reibschlüssig das Sonnenradpaar oder den Planetenträger selektiv festlegenden Bremsen können diese auch als formschlüssig agierende Bremsen, insbesondere Rast-, Klinken-, Klauen- oder anderweitige Sperrmechaniken ausgelegt sein. Es ist auch möglich, eine oder beide Bremseinrichtungen so auszulegen dass diese zunächst reibschlüssig einen Sperrzustand herbeiführen und dann durch weitere Organe eine formschlüssige Sperrung veranlasst wird.

Gemäß einem besonderen Aspekt der vorliegenden Erfindung bildet das Planetengetriebesystem Bestandteil eines Hybridantriebssystems. Hierzu wird gemäß einer besonders bevorzugten Ausführungsform der Erfindung das Sonnenradpaar mit einem Elektromotor kinematisch gekoppelt und durch diesen Elektromotor angetrieben. Dieser Elektromotor kann dabei so gestaltet werden, dass dieser einen Rotor aufweist, der zu einer durch das Sonnenradpaar definierten Getriebeachse gleichachsig angeordnet und drehstarr mit diesem Sonnenradpaar gekoppelt ist. Der Rotor kann hierbei als Innenläufer mit einem relativ großen Läuferdurchmesser ausgeführt sein. Der entsprechende Stator kann dann stationär mit einem Gehäuse des Getriebesystems verbunden, oder in dieses eingefügt sein. Es ist auch möglich, den Rotor als sog. Außenläufer auszubilden, wobei dann der Stator koaxial zu einer den Leistungseingang darstellenden Eingangswelle innerhalb des Rotors angeordnet ist. Der Rotor kann insbesondere als mit Permanentmagneten bestückter Rotor ausgeführt sein. Weiterhin ist der Elektromotor insgesamt vorzugsweise derart ausgebildet, dass dieser sowohl als Antrieb, als auch als Generator betreibbar ist. Der Betrieb dieses Elektromotors erfolgt über eine Leistungsstufe die über eine elektronische Steuereinrichtung angesteuert wird und dabei komplexe Steuerkonzepte berücksichtigt.

Das erfindungsgemäße Planetengetriebesystem ist vorzugsweise weiterhin derart gestaltet, dass die erste Getriebestufe und die zweite Getriebestufe jeweils hinsichtlich der Zahngeometrie im Radialschnitt identische Planetensätze aufweisen. die Planeten können hierzu aus geschmiedeten, gepressten oder gesinterten Vorkörpern gefertigt werden. Insbesondere können die Planetensätze so gestaltet werden, dass die Planeten geometrisch identisch sind. Das Sonnenradpaar kann durch ein Integralteil beispielsweise als durchgängig verzahnter Zapfen gefertigt werden. Das Sonneradpaar ist starr mit einem zur zweiten Kupplungseinrichtung führenden Träger verbunden, insbesondere integral mit diesem ausgebildet. Weiterhin sitzt das Sonnenradpaar vorzugsweise auf einer Hohlwelle durch welche ein Wellenzapfen hindurchgeführt ist, welcher den ersten Planetenträger mit der ersten Kupplungseinrichtung verbindet.

Das erfindungsgemäße Planetengetriebesystem ist weiterhin vorzugsweise so aufgebaut, dass die erste Getriebestufe und die zweite Getriebestufe entlang der Getriebeachse axial abfolgend angeordnet sind und sich dabei der Elektromotor auf der Seite des Leistungseingangs befindet. Insbesondere bei dieser Gestaltung wird es möglich, ein den Leistungseingang darstellendes Getriebebauteil, den Elektromotor und die erste und die zweite Kupplungseinrichtung zu einer Getriebebaugruppe zusammenzufassen die dann mit einer die beiden Planetengetriebestufen umfassenden Baugruppe zusammengefügt werden kann. Jene den Elektromotor umfassende Baugruppe kann weiterhin konstruktiv so gestaltet werden, dass in die vorgenante Baugruppe auch wenigstens eine der Bremseinrichtungen, insbesondere jene zur Festlegung des Sonnenradpaares vorgesehene Bremseinrichtung mit eingebunden ist.

Alternativ zu der oben beschriebenen Ausführungsform bei welcher der Elektromotor kopfseitig angeordnet ist, ist es auch möglich, das Getriebesystem so zu gestalten, dass die erste Getriebestufe und die zweite Getriebestufe entlang der Getriebeachse axial abfolgend angeordnet sind und sich der Elektromotor auf der gegenüberliegenden Seite befindet. Auch bei dieser Variante kann der Motor mit einer der Bremseinrichtungen zu einer Baugruppe zusammengefasst werden.

Weiterhin kann sich der Leistungsausgang auch axial zwischen den beiden Planetengetriebestufen oder auch zwischen dem Planetengetriebestufenpaar und

dem Elektromotor befinden. Ebenso ist es möglich, den Leistungsausgang kopfseitig, vor dem Planetengetriebestufenpaar anzuordnen.

Kurzbeschreibung der Figuren

Weitere Einzelheiten und Merkmale der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung in Verbindung mit der Zeichnung. Es zeigt/zeigen:

Figuren 1a bis 1e Schemadarstellungen zur Veranschaulichung des Aufbaus und der Funktionsweise des erfindungsgemäßen Planetengetriebesystems gemäß einer ersten bevorzugten Ausführungsform der Erfindung, insbesondere in unterschiedlichen Schaltzuständen;

Figuren 2a und 2b Schemadarstellungen zur Veranschaulichung des Aufbaus eines erfindungsgemäßen Planetengetriebesystems gemäß einer zweiten Ausführungsform der Erfindung mit integriertem Elektromotor, sowie zur Veranschaulichung der Möglichkeit hier im Zusammenspiel mit dem Elektromotor und den Kupplungseinrichtungen Baugruppen zu bilden;

Figuren 3a bis 3d Schemadarstellungen zur Veranschaulichung der Funktionsweise des erfindungsgemäßen Planetengetriebesystems gemäß der zweiten Ausführungsform des Planetengetriebesystems in unterschiedlichen Schaltzuständen;

Figur 4 eine Schemadarstellung zur Veranschaulichung der Funktionsweise des erfindungsgemäßen Planetengetriebesystems gemäß der zweiten Ausführungsform des Planetengetriebesystems unter Nutzung von Zusatzgängen;

Figur 5 eine Schemadarstellung zur Veranschaulichung der Funktionsweise des erfindungsgemäßen Planetengetriebesystems gemäß der zweiten Ausführungsform des Planetengetriebesystems bei Betrieb im sog. E-CVT-Gang;

Figuren 6a bis 6c mehrere Grafiken zur vertieften Erläuterung des Betriebs des erfindungsgemäßen Planetengetriebesystems im E-CVT-Gang;

Figuren 7a, 7b und 7c drei Schemadarstellungen zur Veranschaulichung einer dritten, vierten und fünften Variante des erfindungsgemäßen Planetengetriebesystems wobei jeweils der Elektromotor auf einer dem Leistungseingang abgewandten Seite des Getriebes angeordnet ist und zudem die Abfolge der Getriebestufen entlang der Getriebeachse „vertauscht“ ist;

Figuren 8a, 8b und 8c drei weitere Schemadarstellungen zur Veranschaulichung einer sechsten, siebten und achten Variante des erfindungsgemäßen Planetengetriebesystems wobei bei der sechsten und siebten Variante jeweils der Elektromotor auf einer dem Leistungseingang abgewandten Seite des Getriebes angeordnet ist.

Ausführliche Beschreibung der Figuren

Die Darstellung nach Figur 1a zeigt ein erfindungsgemäßes Planetengetriebesystem. Dieses umfasst eine erste Planetengetriebestufe P1 die ein erstes Sonnenrad S1, eine erste Planetenanordnung PA1, einen ersten Planetenträger C1 und ein erstes Hohlrad H1 aufweist. Weiterhin umfasst das Planetengetriebesystem eine zweite Planetengetriebestufe P2 die ein zweites

Sonnenrad S2, eine zweite Planetenanordnung PA2, einen zweiten Planetenträger C2 und ein zweites Hohlrad H2 aufweist, sowie auch einen ersten Leistungseingang IN, und einen Leistungsausgang OUT.

Das erste Sonnenrad S1 und das zweite Sonnenrad S2 sind zueinander gleichachsig angeordnet und miteinander drehstarr gekoppelt. Der Leistungsausgang OUT ist drehfest mit dem ersten Planetenträger C1 und mit dem zweiten Hohlrad H2 gekoppelt. Dies bedeutet, dass eben auch jener erste Planetenträger C1 und das zweite Hohlrad H2 permanent drehstarr miteinander gekoppelt sind, also gemeinsam rotieren.

Der zweite Planetenträger C2 ist über eine erste Kupplungseinrichtung K1 mit dem ersten Leistungseingang IN schaltbar koppelbar. Zudem ist das aus dem ersten und dem zweiten Sonnenrad S1, S2 bestehende Sonnenradpaar S1S2 über eine zweite Kupplungseinrichtung K2 ebenfalls schaltbar mit dem ersten Leistungseingang IN koppelbar. Die Kupplungseinrichtungen K1, K2 können hierbei als sog. Doppelkupplung ausgebildet sein.

Weiterhin ist erfindungsgemäß eine erste Bremseinrichtung B1 vorgesehen, wobei über diese erste Bremseinrichtung B1 das Sonnenradpaar S1S2 stationär festlegbar ist. Zudem ist eine zweite Bremseinrichtung B2 vorgesehen, wobei über diese zweite Bremseinrichtung B2 das erste Hohlrad H1 stationär festlegbar ist.

Die hier dargestellte erste Getriebestufe P1 und die zweite Getriebestufe P2 weisen jeweils hinsichtlich der Zahngeometrie im Radialschnitt identische Planetensätze PA1, PA2 auf. Die Sonnenräder S1, S2 sind hierbei ebenfalls gleichartig gestaltet. Von diesem besonders vorteilhaften Konzept kann jedoch zur Realisierung abweichender Übersetzungsverhältnisse auch zumindest geringfügig abgewichen werden.

Das Sonnenradpaar S1S2 sitzt auf einer Hohlwelle HW1. Über diese Hohlwelle HW1 ist das Sonnenradpaar mit einer Kupplungsscheibe CS1 gekoppelt. Die Kupplungsscheibe CS1 ist über die zweite Kupplungseinrichtung K2 mit dem Leistungseingang IN und über die erste Bremseinrichtung B1 mit dem hier nicht weiter dargestellten Getriebegehäuse koppelbar. Innerhalb der Hohlwelle HW1

verläuft ein Wellenzapfen HW2 der als solcher den Träger C2 der zweiten Planetengetriebestufe P2 mit einer Kupplungsscheibe CS2 verbindet die Bestandteil der ersten Kupplungseinrichtung K1 bildet. Der Wellenzapfen HW2 ist in der Hohlwelle HW1 leichtgängig drehbar gelagert. Über den Wellenzapfen HW2 kann auch eine vorteilhafte radiale Lagerung der Hohlwelle HW1 erreicht werden indem z.B. der Wellenzapfen HW2 im Getriebegehäuse oder in der Eingangswelle IN und/oder der Ausgangswelle OUT gelagert oder zentriert wird.

In den Darstellungen nach den Figuren 1b bis 1e sind nunmehr verschiedene Betriebsmodi des Getriebesystems nach Figur 1a veranschaulicht. Die dargestellten Schaltzustände bewirken hier Gesamtübersetzungen von i = 3, i = 1,66, i = 1 und i = 0,66. Die in diesen Darstellung etwas verdickt gezeigten Komponenten sind hierbei aktiv, d.h. sie führen ein Drehmoment, oder sie stützen dieses ab. Auch wenn in den Darstellungen in den verdickt dargestellten Kupplungen K1, K2 und Bremsen B1, B2 noch Spalte erkennbar sind, so sind diese Organe doch als geschlossen, d.h. als drehmomentenübertragend zu betrachten. Soweit in den nachfolgend abgehandelten Figuren 1b bis 1e aus Platzgründen nicht sämtliche angesprochene Bezugszeichen eingetragen sind, wird auf die Darstellung nach Figur 1a verwiesen.

Bei dem in Figur 1b dargestellten Schaltzustand ist die zweite Kupplungseinrichtung K2 und die zweite Bremseinrichtung B2 geschlossen. Das am Eingang IN anliegende Drehmoment wird über die zweite Kupplungseinrichtung K2 auf das Sonnenradpaar S1S2 übertragen. Das zweite Sonnenrad S2 bleibt dabei lastfrei, da der Wellenzapfen HW2 frei dreht. Das erste Hohlrad H1 ist über die zweite Bremseinrichtung B2 stationär festgelegt. Somit wälzt das erste Planetenrad PA1 in dem ersten Hohlrad H1 ab und treibt damit den ersten Planetenträger C1. Dieser ist starr mit dem Ausgang OUT verbunden, so dass dieser damit ebenfalls rotiert. Hierbei ergibt sich eine Übersetzung zwischen dem Eingang IN und dem Ausgang OUT von i = 3.

Bei dem in Figur 1c dargestellten Schaltzustand ist die zweite Kupplungseinrichtung K2 geöffnet und die zweite Bremseinrichtung B2 weiterhin geschlossen. Zudem ist die erste Kupplungseinrichtung K1 geschlossen. Das am Eingang IN anliegende Drehmoment wird über die erste Kupplungseinrichtung K1 und den Wellenzapfen HW2 auf den zweiten Planetenträger C2 übertragen. Das zweite Sonnenrad S2 wird

über das erste Sonnenrad S1 getrieben. Das erste Hohlrad H1 ist über die zweite Bremseinrichtung B2 stationär festgelegt. Somit wälzt das erste Planetenrad PA1 wiederum in dem ersten Hohlrad H1 ab und treibt damit den ersten Planetenträger C1 und das starr mit diesem gekoppelte zweite Hohlrad H2. Diese beiden Komponenten sind starr mit dem Ausgang OUT verbunden, so dass dieser wiederum entsprechend rotiert. Hierbei ergibt sich eine Übersetzung zwischen dem Eingang IN und dem Ausgang OUT von i = 1,66.

Bei dem in Figur 1d dargestellten Schaltzustand sind die erste Kupplungseinrichtung K1 und die zweite Kupplungseinrichtung K2 geschlossen. Die Bremseinrichtungen B1 und B2 sind geöffnet. Das am Eingang IN anliegende Drehmoment wird über beide Kupplungseinrichtungen K1, K2 auf das Sonnenradpaar S1S2 und den zweiten Planetenträger C2 übertragen. Hierbei wird letztlich das zweite Planetenrad PA2 auf dem zweiten Planetenträger C2 blockiert und nimmt das zweite Hohlrad H2 ohne darin abzuwälzen mit. Hierbei ergibt sich eine Übersetzung zwischen dem Eingang IN und dem Ausgang OUT von i = 1 bei einem extrem hohen Systemwirkungsgrad.

Bei dem in Figur 1e dargestellten Schaltzustand ist die erste Kupplungseinrichtung K1 geschlossen und die zweite Kupplungseinrichtung K2 geöffnet. Die Bremseinrichtung B1 ist geschlossen und die Bremseinrichtung B2 ist geöffnet. Das am Eingang IN anliegende Drehmoment wird über die erste Kupplungseinrichtungen K1 auf den zweiten Planetenträger C2 übertragen. Das zweite Sonnenrad S2 ist über die erste Bremseinrichtung B1 stationär festgelegt. Der auf dem zweiten Sonnenrad S2 abwälzende zweite Planet PA2 treibt hierbei das zweite Hohlrad H2 an. Hierbei ergibt sich eine Übersetzung zwischen dem Eingang IN und dem Ausgang OUT von i = 0,66 also eine sog. Overdrive Übersetzung, ebenfalls bei einem extrem hohen Systemwirkungsgrad.

In den Figuren 2a und 2b ist nunmehr eine unter Einschluss des Planetengetriebesystems nach den Figuren 1a bis 1e gebildete Antriebsbaugruppe (nachfolgend auch als „E-Simpson-Getriebe“ bezeichnet) für den Antriebsstrang eines Kraftfahrzeuges mit einem Hybridantrieb, dargestellt. Die in den beiden Darstellungen gezeigten Systeme sind hinsichtlich der kinematischen Koppelung ihrer Komponenten identisch und unterscheiden sich nur hinsichtlich der Zuordnung

der Bremseinrichtungen zu einer einen Elektromotor umfassenden Baugruppe. Auf diese Unterschiede wird weiter unten noch näher eingegangen werden.

Bei dem in den beiden Figuren 2a und 2b dargestellten Hybridantriebssystem ist an das die Doppelsonne S1S2 tragende Wellensystem HW1 der Rotor EM eines ansonsten nicht weiter dargestellten Elektromotors drehstarr angekoppelt. Hinsichtlich der Funktionsweise des Getriebesystems wird zunächst auf die Ausführungen zu den Figuren 1a bis 1e verwiesen. Über den Rotor EM kann entsprechend der Leistungszufuhr zu dem Elektromotor in das Wellensystem HW1 ein Antriebsdrehmoment eingeleitet, oder generatorisch abgegriffen werden. Der Rotor EM ist zu einer durch das Sonnenradpaar S1S2 definierten Getriebeachse X1 gleichachsig angeordnet und drehstarr mit dem Sonnenradpaar S1S2 gekoppelt. Zudem kann der Elektromotor EM im Rahmen eines Fahrzeugschubbetriebs, sowie ggf. auch bei anderweitigen Betriebszuständen als Generator betrieben werden. Der Rotor EM ist koaxial zur Eingangswelle IN angeordnet und permanent mit der die Doppelsonne S1S2 treibenden Welle HW1 verbunden. Die erste Getriebestufe P1 und die zweite Getriebestufe P2 sind entlang der Getriebeachse X1 axial abfolgend angeordnet und der Rotor EM des Elektromotors befindet sich auf der Seite des Leistungseingangs IN.

Bei der Ausführungsform nach Figur 2a bildet der Elektromotor gemeinsam mit der ersten Kupplungseinrichtung K1, der zweiten Kupplungseinrichtung K2, der Eingangswelle IN und der ersten Bremseinrichtung B1 eine als sog. Hybridkopf bezeichnete Baugruppe die frontal an eine die beiden Getriebestufen P1, P2, sowie die zweite Bremseinrichtung B2 umfassende Planetengetriebebaugruppe angesetzt ist. Die Getriebewellen HW1 und HW2 sind hierbei als geteilte und über eine Steckverzahnung gefügte Wellen ausgeführt. Der gestrichelte Rahmen deutet einen möglichen Trockenraum an, dessen Komponenten je nach konstruktiver Gestaltung nicht von Öl umgeben sein müssen und demzufolge vorteilhafte Eigenschaften wie geringe Schleppmomente aufweisen können.

Bei der Ausführungsform nach Figur 2b bildet der Elektromotor gemeinsam mit der ersten Kupplungseinrichtung K1, der zweiten Kupplungseinrichtung K2, und der Eingangswelle IN jene als Hybridkopf bezeichnete Baugruppe die wiederum frontal an eine die beiden Getriebestufen P1, P2 umfassende Planetengetriebebaugruppe

angesetzt ist. Bei dieser Variante sind nunmehr beide Bremseinrichtungen B1, B2 in die Planetengetriebebaugruppe eingebunden und ermöglichen hierbei ein selektives Arretieren der Doppelsonne S1S2 bzw. des ersten Hohlrades H1. Auch hier sind die Getriebewellen HW1 und HW2 als geteilte und über eine nicht weiter dargestellte Steckverzahnung gefügte Wellen ausgeführt. Auch hier besteht die Option, einen Trockenraum auszubilden, um die daraus resultierenden Vorteile wie geringe Schleppmomente oder hohe Reibwerte zu nutzen.

Die Eingangswelle IN des Planetengetriebesystems wird über eine hier nicht weiter dargestellte Brennkraftmaschine, ggf. unter Zwischenschaltung eines Wandler angetrieben. Anstelle einer Brennkraftmaschine kann der Antrieb der Eingangswelle IN auch über einen weiteren Elektromotor bewerkstelligt werden. Das erfindungsgemäße Getriebesystem eignet sich insoweit auch zur Realisierung eines rein elektrischen Antriebssystems.

In den Figuren 3a bis 3d ist die Funktionsweise des Antriebssystems nach Figur 2a weiter veranschaulicht. Die in dieser Darstellung verdickt dargestellten Komponenten sind leistungsführend, die etwas dünner dargestellten Komponenten sind für den Leistungstransfer in diesem Schaltzustand nicht relevant. Auch wenn ähnlich zur Figurenserie Nach den Figuren 1b bis 1e in der Darstellung in diesen Komponenten noch Spalte dargestellt sind, sind diese soweit sie verdickt dargestellt sind geschlossen. Soweit in den nachfolgend abgehandelten Figuren 3a bis 3d aus Platzgründen nicht sämtliche angesprochene Bezugszeichen eingetragen sind wird auf die Darstellung nach Figur 2a verwiesen.

Bei dem in Figur 3a dargestellten Schaltzustand sind die zweite Kupplungseinrichtung K2 und die zweite Bremseinrichtung B2 geschlossen. Das am Eingang IN anliegende Drehmoment wird über die zweite Kupplungseinrichtung K2 auf die Getriebewelle HW1 übertragen. Auch das durch den Rotor EM des Elektromotors generierte Antriebsdrehmoment wird auf die Getriebewelle HW1 übertragen. Die Getriebewelle treibt unter Wirkung des an dieser anliegenden Summenmomentes das Sonnenradpaar S1S2 an. Das zweite Sonnenrad S2 bleibt dabei lastfrei, da wie bezüglich Figur 1b ausgeführt der Wellenzapfen HW2 frei dreht. Das erste Hohlrad H1 ist über die zweite Bremseinrichtung B2 stationär festgelegt. Somit wälzt das erste Planetenrad PA1 in dem ersten Hohlrad ab und

treibt damit den ersten Planetenträger C1. Dieser ist starr mit dem Ausgang OUT verbunden, so dass dieser damit ebenfalls rotiert. Hierbei ergibt sich eine Übersetzung zwischen dem Eingang IN und dem Ausgang OUT von i = 3. Der Rotor kann mit gleicher Übersetzung zuboosten oder Rekuperieren oder den Laden/Lastpunkt verschieben. Bei einem Wechsel des Getriebeschaltzustands in den in Figur 3b dargestellten Schaltzustand des sog. 2. Ganges bleibt der Rotor EM weiterhin an das Sonnenradpaar S1S2 angebunden.

Bei dem in Figur 3b dargestellten Schaltzustand ist die zweite Kupplungseinrichtung K2 geöffnet und die zweite Bremseinrichtung B2 weiterhin geschlossen. Zudem ist die erste Kupplungseinrichtung K1 geschlossen. Das am Eingang IN anliegende Drehmoment wird über die erste Kupplungseinrichtung K1 und den Wellenzapfen WH2 auf den zweiten Planetenträger C2 übertragen. Das zweite Sonnenrad S2 wird über das erste Sonnenrad S1 getrieben. Das erste Hohlrad H1 ist über die zweite Bremseinrichtung B2 stationär festgelegt, die erste Bremseinrichtung B1 ist geöffnet. Somit wälzt das erste Planetenrad PA1 wiederum in dem ersten Hohlrad H1 ab und treibt damit den ersten Planetenträger C1 und das starr mit diesem gekoppelte zweite Hohlrad H2. Diese beiden Komponenten sind starr mit dem Ausgang OUT verbunden, so dass dieser wiederum entsprechend rotiert. Hierbei ergibt sich eine Übersetzung zwischen dem Eingang IN und dem Ausgang OUT von i = 1,66. In diesem Gang findet eine Leistungsverzweigung und Leistungszusammenführung statt. Weiterhin kann der Rotor EM mit der Übersetzung i = 3 (höher als die Brennkraftmaschine) zuboosten oder Rekuperieren oder den Laden/Lastpunkt verschieben. Bei einem Wechsel in den in Figur 3c dargestellten Schaltzustand des 3. Ganges erfolgt ein relativ hoher Drehzahlsprung des Rotors EM, bei dem eine el. Schwungenergienutzung des Rotors EM erfolgen kann.

Bei dem in Figur 3c dargestellten Schaltzustand sind die erste Kupplungseinrichtung K1 und die zweite Kupplungseinrichtung K2 geschlossen. Die Bremseinrichtungen B1 und B2 sind geöffnet. Das am Eingang IN anliegende Drehmoment wird über beide Kupplungseinrichtungen K1, K2 auf das Sonnenradpaar S1S2 und den zweiten Planetenträger C2 übertragen. Zudem wird das Sonnenradpaar auch durch den Rotor EM getrieben. Hierbei wird das zweite Planetenrad PA2 auf dem zweiten Planetenträger C2 blockiert und nimmt das zweite Hohlrad H2 ohne darin abzuwälzen mit. Hierbei ergibt sich eine Übersetzung zwischen dem Eingang IN und

dem Ausgang OUT von i = 1 bei einem hohen Systemwirkungsgrad. Die Kupplung K1 überträgt in diesem Zustand ein erhöhtes Moment. Der Rotor EM kann nunmehr mit gleicher Übersetzung zuboosten oder Rekuperieren oder den Laden/Lastpunkt verschieben. Der Gangwechsel in den in Figur 3d dargestellten Schaltzustand des 4. Ganges kann mit Schwungenergienutzung anstatt Reibenergieverlust erfolgen.

Bei dem in Figur 3d dargestellten Schaltzustand des 4. Ganges ist die erste Kupplungseinrichtung K1 geschlossen und die zweite Kupplungseinrichtung K2 geöffnet. Die Bremseinrichtungen B1 ist geschlossen und die Bremseinrichtung B2 ist geöffnet. Das am Eingang IN anliegende Drehmoment wird über die erste Kupplungseinrichtungen K1 den zweiten Planetenträger C2 übertragen. Das zweite Sonnenrad S2 ist über die erste Bremseinrichtung B1 stationär festgelegt und der Elektromotor ist passiv, d.h. es gibt in diesem Schaltzustand keine elektromotorische Unterstützung. Der auf dem zweiten Sonnenrad S2 abwälzende zweite Planet PA2 treibt hierbei das zweite Hohlrad H2 an. Hierbei ergibt sich eine Übersetzung zwischen dem Eingang IN und dem Ausgang OUT von i = 0,66 also eine sog. Overdrive Übersetzung, ebenfalls bei einem hohen Systemwirkungsgrad.

In Figur 4 ist unter Bezugnahme auf das System nach Figur 2b ein Schaltzustand für einen Sonder- oder Zusatzgang veranschaulicht. Die Kupplungen K1, K2 und die erste Bremseinrichtung B1 sind geöffnet. Dieser Systemzustand ermöglicht einen elektromotorischen Anfahrgang mit hohem mechanischen Wirkungsgrad, d.h. geringen Reibverlusten innerhalb des Getriebes, da der Elektromotor aus dem Stillstand heraus anfahren kann. Weiterhin wird in dieser Schaltstellung ein einfacher und komfortabler Übergang/Ergänzung durch den Verbrennungsmotor ermöglicht, indem die zweite Kupplungseinrichtung K2 (schlupfend) zugekuppelt wird. Bei einem Gangwechsel von 1 nach 2 bleibt die E-Maschine zum Antrieb unverändert angekoppelt, d.h. kann verbessernd eingesetzt werden (Komfort oder Reibenergie). Weiterhin besteht die Möglichkeit in dieser Schaltstellung einen rein elektrischen Rückwärtsgang mit hoher Systemübersetzung (i = 3) zu realisieren.

Bei dem in Figur 5 dargestellten Schaltzustand des Systems nach Figur 2b, kann über den Elektromotor EM ein Momentengleichgewicht am Planeten PA2 hergestellt werden, und hierbei die Motordrehzahl stufenlos zwischen dem 2. und 5. Gang (jenseits des 4. Ganges !) eingestellt werden. Die E-Maschine EM kann dabei so

betrieben werden, dass diese übersetzungsabhängig elektrische Leistung erzeugt/verbraucht.

Im 5. Gang geht nur Boost oder Rekuperation. Im 4. Gang erfolgt kein Leistungsfluss (nEM = 0). Im 3. Gang besteht die Möglichkeit einer Ladefunktion (Zugkraftverlust im Zug), oder Zufüttern im Schub, sonst OD-Verst.

Das E-Simpson-Getriebe ermöglicht den Betrieb eines entsprechenden Kraftfahrzeuges in einem oberen E-CVT-Gangbereich, bei dem die verdickt dargestellten Komponenten involviert sind. Die E-Maschine muss ein Momentengleichgewicht am Planeten herstellen und kann dabei die Verbrennerdrehzahl stufenlos zwischen dem 2. und dem 5. Gang (jenseits des 4. Ganges) einstellen. Aus dem Drehmoment und der einstellbaren Drehzahl der E-Maschine ergibt sich ein Leistungsfluss, der entweder als Boost zu verstehen ist (wenn die E-Maschine gleichzeitig mit dem Verbrennungsmotor Leistung abgibt) oder als Generation/Arbeitspunktverschiebung (wenn die E-Maschine einen Teil der vom Verbrenner abgegebenen Leistung in Strom umwandelt), oder als Rekuperation (wenn die E-Maschine Strom erzeugt, während auch der Verbrennungsmotor bremst).

In Figur 6a ist in Form eines vereinfachten Diagramms dargestellt, wie bei dem erfindungsgemäßen Getriebe über die übersetzungsvariable Ankoppelung der Brennkraftmaschine und die permanente Ankoppelung des Rotors des Elektromotors an die Doppelsonne eine besondere Ansteuerstrategie umsetzbar ist. So besteht volle Freiheit der Drehmoment-Ansteuerung der E-Maschine, bei allerdings fest gegebener (positiver) Drehzahl. Es kann demnach z.B. bei Beschleunigungswunsch des Fahrers (erkennbar an weit durchgetretenem Gaspedal) geboostet werden, indem der E-Motor ein positives Moment abgibt. Genauso kann bei Verlangsamungswunsch des Fahrers (erkennbar an Bremspedalbetätigung oder Leergas) rekuperiert werden. Eine Lastpunktverschiebung kann in “Momentenrichtung“ durchgeführt werden. Die hybride Kombination aus Verbrennungsmotor und Elektromotor kann verstanden werden wie ein Antrieb mit einem pedalabhängigen Moment(Drehzahl)-Kennfeld, das sich für den Fahrer anfühlt wie ein “Verbrennungsmotor mit mehr Reserven“.

Wie in Verbindung mit dem Diagramm nach Figur 6b erkennbar, besteht bei dem erfindungsgemäßen Getriebe eine gewisse Einschränkung hinsichtlich der Drehmoment-Ansteuerung, dahingehend, dass in Stationärzuständen das Momentengleichgewicht am Planeten eingehalten werden muss. Dieses Gleichgewicht kann allerdings bei unterschiedlichen Drehzahlen eingehalten werden, sodass hier ein Freiheitsgrad entsteht. Erfindungsgemäß wird dieser Freiheitsgrad dazu genutzt, mindestens das Vorzeichen des Elektromotors in Abhängigkeit der Gaspedalstellung einzustellen. Dadurch wird festgelegt, welche Richtung ein elektrischer Leistungsfluss aufweist. Besonders vorteilhaft ist es, Vorzeichen und Drehzahl derart einzustellen, dass sich daraus eine vorgegebene Übersetzung (Verbrenner zu Abtriebsdrehzahl) in Abhängigkeit der Gaspedalstellung ergibt, weil dies der Fahrer intuitiv als zutreffend empfindet.

Bei einem Beschleunigungswunsch des Fahrers (erkennbar an weit betätigtem Gaspedal) wird eine positive Drehzahl des E-Motors eingestellt. Die positive E-Motor-Drehzahl bewirkt gleichzeitig eine Erhöhung der Drehzahl des Verbrennungsmotors, so dass er mehr Leistung abgeben kann, und eine Rückschaltung einfacher möglich ist. Die Situation entspricht einem Boost plus stufenloser Rückschaltung, geht also über eine reine Boostfunktion komfortabel und vorteilhaft hinaus.

In Figur 6c ist eine Betriebssituation für einen Konstantfahrtwunsch des Fahrers (erkennbar an mittleren Stellungen des Gaspedals) veranschaulicht. Hier wird eine negative Drehzahl des E-Motors eingestellt. Gleichzeitig bewirkt die negative E-Motor-Drehzahl eine Reduktion der Drehzahl des Verbrennungsmotors, so dass er bei einem verbrauchsgünstigeren Betriebspunkt (sowohl bezüglich Drehzahl als auch Moment) betrieben werden kann. Die Situation entspricht einer Hochschaltung, liefert dem Fahrer also einen Vorteil bei der Akustik (niedrigere Motordrehzahl) und reduzierter Verbrauch.

Bei einem Verlangsamungswunsch des Fahrers (erkennbar an Bremspedalbetätigung oder nahezu Leergas) wird die Drehzahl des E-Motors entweder zu Null festgesetzt (Getriebebremse) oder negativ eingeregelt, in welchen Fall das sich ergebende negative Moment rekuperierend wirkt. Gleichzeitig bewirkt eine zu Null festgesetzte Drehzahl des E-Motors eine Drehzahlerhöhung des

Verbrennungsmotors, so dass seine Bremsleistung steigt. Die Situation entspricht einer Rekuperation plus Rückschaltung, liefert dem Fahrer also eine erhöhte Bremsunterstützung.

Das erfindungsgemäße „E-Simpson-Getriebe“ erlaubt zudem, den E-CVT-Gangbereich in einer Sondersituation zu nutzen, nämlich bei Vorliegen einer Dauerkriechbereitschaft (Leergasstellung im Stillstand) bei schwach geladener Batterie. Mit den folgenden erfindungsgemäßen Betriebsverfahren wird bei gleichzeitigem Erzeugen eines geringen Abtriebsmomentes der Elektromotor generatorisch betrieben, also die Batterie geladen:

- Die Kupplung K1 wird auf ein Maximalmoment von ca. 50-150 Nm eingerückt, wodurch der Elektromotor (je nach Übersetzung der wirksamen Planetenstufe) auf die 2- bis 5-fache Motor-Leerlaufdrehzahl beschleunigt wird, während der Verbrennungsmotor in Leerlaufdrehzahlregelung verharrt.
- Danach bzw. zeitlich überschneidend mit dem Einrückvorgang der Kupplung K1 wird am Elektromotor EM ein generatorisches Lastmoment von 20-50Nm aufgebaut, z.B. bevorzugt drehzahlprogressiv. Dadurch wird der Verbrennungsmotor mit einem (durch den Planetensatz) übersetzten Moment belastet, welches an oder knapp unter dem Kupplungsmoment liegt. Der Planetensatz erzeugt hierbei an seinem Hohlrad ein positives Abstützmoment, welches z.B. ca. 40-100 Nm beträgt und ein komfortables, nicht mit Kupplungs-Reibverlusten verbundenes Kriechmoment ist.
- Im Falle, dass das Fahrzeug sich infolge des Kriechmomentes in Bewegung setzt, reduziert sich die Drehzahl am Elektromotor im Gegenzug leicht. Es kann dann ggf. auch das Drehmoment reduziert werden, damit die Fahrgeschwindigkeit eine typische Kriechgeschwindigkeit (z.B. 6 km/h) nicht überschreitet.
- Im Falle, dass der Fahrer einen Beschleunigungswunsch anzeigt (erkennbar z.B. an Gaspedalbetätigung), sind bevorzugt die Schaltelemente des 2.Ganges zu betätigen (Kupplung K1 bleibt betätigt, Bremse am Hohlrad ist zusätzlich zu betätigen, eines der beiden Elemente ist schlupfend zu betreiben), und der Elektromotor von Generation (negatives Moment) auf Antrieb (positives Moment, Leistungsabgabe) umzusteuern.

In Figur 7a ist eine weitere Variante eines erfindungsgemäßen Planetengetriebesystems mit integriertem elektromotorischem Antrieb dargestellt.

Dieses umfasst wiederum eine erste Planetengetriebestufe P1 die ein erstes Sonnenrad S1, eine erste Planetenanordnung PA1, einen ersten Planetenträger C1 und ein erstes Hohlrad H1 aufweist. Weiterhin umfasst das Planetengetriebesystem eine zweite Planetengetriebestufe P2 die ein zweites Sonnenrad S2, eine zweite Planetenanordnung PA2, einen zweiten Planetenträger C2 und ein zweites Hohlrad H2 aufweist, sowie auch einen ersten Leistungseingang IN, und einen Leistungsausgang OUT. Das erste Sonnenrad S1 und das zweite Sonnenrad S2 sind zueinander gleichachsig angeordnet und miteinander drehstarr gekoppelt. Der Leistungsausgang OUT ist drehfest mit dem ersten Planetenträger C1 und mit dem zweiten Hohlrad H2 gekoppelt. Dies bedeutet, dass eben auch jener erste Planetenträger C1 und das zweite Hohlrad H2 permanent drehstarr miteinander gekoppelt sind, also gemeinsam rotieren.

Der zweite Planetenträger C2 ist über eine erste Kupplungseinrichtung K1 mit dem ersten Leistungseingang IN schaltbar koppelbar. Zudem ist das aus dem ersten und dem zweiten Sonnenrad S1, S2 bestehende Sonnenradpaar S1S2 über eine zweite Kupplungseinrichtung K2 ebenfalls schaltbar mit dem ersten Leistungseingang IN koppelbar. Die Kupplungseinrichtungen K1, K2 können hierbei als sog. Doppelkupplung ausgebildet sein. Weiterhin ist erfindungsgemäß eine erste Bremseinrichtung B1 vorgesehen, wobei über diese erste Bremseinrichtung B1 das Sonnenradpaar S1S2 stationär festlegbar ist. Zudem ist eine zweite Bremseinrichtung B2 vorgesehen wobei über diese zweite Bremseinrichtung B2 das erste Hohlrad H1 stationär festlegbar ist.

Das Sonnenradpaar S1S2 ist über eine Getriebewelle HW1 mit dem Rotor EM eines ansonsten nicht weiter dargestellten Elektromotors permanent gekoppelt. Der zur Ableitung der Antriebsleistung aus dem Getriebesystem vorgesehene Ausgang OUT befindet sich in einem Zwischenbereich zwischen der ersten Getriebestufe P1 und dem Rotor EM des Elektromotors. Diese Variante eignet sich insbesondere für den Einbau in einem Kraftfahrzeug mit einer quer angeordneten Brennkraftmaschine. Über den Ausgang OUT kann hierbei direkt ein Achsdifferential angetrieben werden.

Der Elektromotor EM und die erste Bremseinrichtung B1 können zu einer Baugruppe zusammengefasst werden die seitlich an jene die Planetengetriebestufen P1, P2 umfassende Baugruppe angesetzt werden kann und damit nachträglich für

Wartungsarbeiten vorteilhaft zugänglich und austauschbar ist. Die beiden Kupplungseinrichtungen K1, K2 können ebenfalls zu einer Baugruppe zusammengefasst werden, die seitlich an jene die beiden Planetengetriebestufen P1, P2 umfassende Baugruppe angesetzt werden kann. Der gestrichelten Rahmen deutet mögliche Trockenräume an, deren Komponenten je nach konstruktiver Gestaltung nicht von Öl umgeben sein müssen und demzufolge vorteilhafte Eigenschaften wie geringe Schleppmomente bei gleichzeitig hohen Nutzreibwerten aufweisen können.

Für die in Figur 7b dargestellte Variante eines erfindungemäßen Antriebssystems gelten die Ausführungen zu Figur 7a weitgehend sinngemäß. Abweichend von der Variante nach Figur 7a ist hier der Ausgang OUT in einem axial zwischen den beiden Planetengetriebestufen P1, P2 liegenden Bereich an einen Hohlwellenabschnitt angebunden welcher das zweite Hohlrad H2 und den ersten Träger C1 drehstarr koppelt.

Die Darstellung nach Figur 7c zeigt eine weitere Variante des erfindungsgemäßen Antriebssystems. Für diese Variante gelten ebenfalls die Ausführungen zu Figur 7a weitgehend sinngemäß. Abweichend von der Variante nach Figur 7a und auch abweichend von der Variante nach Figur 7b befindet sich hier der Ausgang OUT in einem axial zwischen den beiden Kupplungseinrichtungen K1, K2 sowie den beiden Planetengetriebestufen P1, P2 liegenden Bereich. Die in dieser Darstellung wiederum gestrichelten Rahmen deuten mögliche Trockenräume an, deren Komponenten je nach konstruktiver Gestaltung nicht von Öl umgeben sein müssen und demzufolge vorteilhafte Eigenschaften wie geringe Schleppmomente bei gleichzeitig hohen Nutzreibwerten aufweisen können. Der Leistungsausgang OUT ist hier als Stirnrad ausgeführt das drehstarr mit dem zweiten Hohlrad H2 und dem ersten Planetenträger C1 gekoppelt ist. Durch den Leistungsausgang OUT sind koaxial jene Wellenabschnitte hindurchgeführt, welche die erste Kupplungseinrichtung K1 mit dem zweiten Planetenträger C2 bzw. die zweite Kupplungseinrichtung K2 mit den beiden Sonnenrädern S1, S2 verbinden. Diese Wellenabschnitte sind vorzugsweise derart steckbar ausgeführt, dass das in dieser Darstellung linke, von dem in Strichlinien dargestellten Rahmen umgebene Modul axial an die Planetengetriebebaugruppe P1P2 angefügt werden kann. Die in dieser

Darstellung von dem rechten Strichlinien-Rahmen umgebene Baugruppe ist ebenfalls vorzugsweise steckbar an die Planetengetriebebaugruppe anfügbar.

Die Darstellung nach Figur 8a zeigt eine weitere, auf der vorangehend beschriebenen Variante nach Figur 7a basierende Ausführungsform eines erfindungsgemäßen E-Simpson-Getriebes. Dieses umfasst in gleicher Weise wie die vorangehend beschriebenen Bauformen eine erste Planetengetriebestufe P1 die ein erstes Sonnenrad S1, eine erste Planetenanordnung PA1, einen ersten Planetenträger C1 und ein erstes Hohlrad H1 aufweist. Weiterhin umfasst das Planetengetriebesystem eine zweite Planetengetriebestufe P2 die ein zweites Sonnenrad S2, eine zweite Planetenanordnung PA2, einen zweiten Planetenträger C2 und ein zweites Hohlrad H2 aufweist, sowie auch einen ersten Leistungseingang IN, und einem Leistungsausgang OUT. Das erste Sonnenrad S1 und das zweite Sonnenrad S2 sind zueinander gleichachsig angeordnet und miteinander drehstarr gekoppelt. Der Leistungsausgang OUT ist drehfest mit dem ersten Planetenträger C1 und mit dem zweiten Hohlrad H2 gekoppelt. Dies bedeutet, dass eben auch jener erste Planetenträger C1 und das zweite Hohlrad H2 permanent drehstarr miteinander gekoppelt sind, also gemeinsam rotieren.

Der zweite Planetenträger C2 ist über eine erste Kupplungseinrichtung K1 mit dem ersten Leistungseingang IN schaltbar koppelbar. Zudem ist das aus dem ersten und dem zweiten Sonnenrad S1, S2 bestehende Sonnenradpaar S1S2 über eine zweite Kupplungseinrichtung K2 ebenfalls schaltbar mit dem ersten Leistungseingang IN koppelbar. Die Kupplungseinrichtungen K1, K2 können hierbei als sog. Doppelkupplung ausgebildet sein.

Weiterhin ist erfindungsgemäß eine erste Bremseinrichtung B1 vorgesehen, wobei über diese erste Bremseinrichtung B1 das Sonnenradpaar S1S2 stationär festlegbar ist. Zudem ist eine zweite Bremseinrichtung B2 vorgesehen wobei über diese zweite Bremseinrichtung B2 das erste Hohlrad H1 stationär festlegbar ist. Die gestrichelten Rahmen deuten mögliche Trockenräume an, deren Komponenten je nach konstruktiver Gestaltung nicht von Öl umgeben sein müssen und demzufolge vorteilhafte Eigenschaften wie geringe Schleppmomente bei gleichzeitig hohen Nutzreibwerten aufweisen können.

Die Variante nach Figur 8a zeichnet sich dadurch aus, dass eine dritte Kupplungseinrichtung K3 vorgesehen ist über welche das erste Hohlrad H1 selektiv mit dem Getriebeeingang IN koppelbar ist. Diese dritte Kupplungseinrichtung K3 erweitert das Gangspektrum und bietet weitere besondere Betriebsmöglichkeiten des Getriebes. Wie bei der Variante nach Figur 7a befindet sich der zur Ableitung der Antriebsleistung aus dem Getriebesystem vorgesehene Ausgang OUT in einem Zwischenbereich zwischen der ersten Getriebestufe P1 und dem Rotor EM des Elektromotors. Diese Variante eignet sich damit wiederum insbesondere für den Einbau in einem Kraftfahrzeug mit einer quer angeordneten Brennkraftmaschine. Über den Ausgang OUT kann hierbei wiederum direkt ein Achsdifferential angetrieben werden.

Der Elektromotor EM und die erste Bremseinrichtung B1 können wiederum zu einer Baugruppe zusammengefasst werden die seitlich an jene die Planetengetriebestufen umfassende Baugruppe angesetzt werden kann und damit nachträglich für Wartungsarbeiten vorteilhaft zugänglich und austauschbar ist.

Die Verbindung zwischen der dritten Kupplungseinrichtung K3 und dem ersten Hohlrad kann durch ein Topfbauteil bewerkstelligt werden, über welches die beiden Kupplungen K1, K2 und auch die beiden Planetengetriebestufen P1, P2 zu einer Baugruppe zusammengefasst werden können, die dann in ein entsprechendes Getriebegehäuse eingesetzt wird.

Die Darstellung nach Figur 8b zeigt eine nochmals weitere Variante einer auf der vorangehend beschriebenen Gestaltung nach Figur 7a basierenden Ausführungsform eines erfindungsgemäßen E-Simpson Getriebes. Dieses umfasst in gleicher Weise wie die vorangehend beschriebenen Bauformen eine erste Planetengetriebestufe P1 die ein erstes Sonnenrad S1, eine erste Planetenanordnung PA1, einen ersten Planetenträger C1 und ein erstes Hohlrad H1 aufweist. Weiterhin umfasst das Planetengetriebesystem eine zweite Planetengetriebestufe P2 die ein zweites Sonnenrad S2, eine zweite Planetenanordnung PA2, einen zweiten Planetenträger C2 und ein zweites Hohlrad H2 aufweist, sowie auch einen ersten Leistungseingang IN, und einem Leistungsausgang OUT. Das erste Sonnenrad S1 und das zweite Sonnenrad S2

sind zueinander gleichachsig angeordnet und miteinander drehstarr gekoppelt. Der Leistungsausgang OUT ist drehfest mit dem ersten Planetenträger C1 und mit dem zweiten Hohlrad H2 gekoppelt. Dies bedeutet, dass eben auch jener erste Planetenträger C1 und das zweite Hohlrad H2 permanent drehstarr miteinander gekoppelt sind, also gemeinsam rotieren.

Der zweite Planetenträger C2 ist über eine erste Kupplungseinrichtung K1 mit dem ersten Leistungseingang IN schaltbar koppelbar. Zudem ist das aus dem ersten und dem zweiten Sonnenrad S1, S2 bestehende Sonnenradpaar S1S2 über eine zweite Kupplungseinrichtung K2 ebenfalls schaltbar mit dem ersten Leistungseingang IN koppelbar. Die Kupplungseinrichtungen K1, K2 können hierbei als sog. Doppelkupplung ausgebildet sein.

Weiterhin ist erfindungsgemäß eine erste Bremseinrichtung B1 vorgesehen, wobei über diese erste Bremseinrichtung B1 das Sonnenradpaar S1S2 stationär festlegbar ist. Zudem ist eine zweite Bremseinrichtung B2 vorgesehen wobei über diese zweite Bremseinrichtung B2 das erste Hohlrad H1 stationär festlegbar ist.

Die Variante nach Figur 8b zeichnet sich dadurch aus, dass eine dritte Bremseinrichtung B3 vorgesehen ist über welche der zweite Planetenträger C2 selektiv stationär festlegbar ist. Diese dritte Bremseinrichtung B3 erweitert das Gangspektrum um einen Rückwärtsgang der z.B. das Übersetzungsverhältnis i = -2 bietet, sowie ggf. um einen Parksperrfunktion. Wie bei der Variante nach Figur 7a befindet sich der zur Ableitung der Antriebsleistung aus dem Getriebesystem vorgesehene Ausgang OUT in einem Zwischenbereich zwischen der ersten Getriebestufe P1 und dem Rotor EM des Elektromotors. Diese Variante eignet sich damit wiederum insbesondere für den Einbau in einem Kraftfahrzeug mit einer quer angeordneten Brennkraftmaschine. Über den Ausgang OUT kann hierbei wiederum direkt ein Achsdifferential angetrieben werden.

Der Elektromotor EM und die erste Bremseinrichtung B1 können wiederum zu einer Baugruppe zusammengefasst werden die seitlich an jene die Planetengetriebestufen umfassende Baugruppe angesetzt werden kann und damit nachträglich für Wartungsarbeiten vorteilhaft zugänglich und austauschbar ist.

Die Darstellung nach Figur 8c zeigt eine weitere, Ausführungsform eines erfindungsgemäßen E-Simpson-Getriebes. Dieses umfasst in gleicher Weise wie die beiden vorangehend beschriebenen Bauformen eine erste Planetengetriebestufe P1 die ein erstes Sonnenrad S1, eine erste Planetenanordnung PA1, einen ersten Planetenträger C1 und ein erstes Hohlrad H1 aufweist. Weiterhin umfasst das Planetengetriebesystem eine zweite Planetengetriebestufe P2 die ein zweites Sonnenrad S2, eine zweite Planetenanordnung PA2, einen zweiten Planetenträger C2 und ein zweites Hohlrad H2 aufweist, sowie auch einen ersten Leistungseingang IN, und einem Leistungsausgang OUT. Das erste Sonnenrad S1 und das zweite Sonnenrad S2 sind zueinander gleichachsig angeordnet und miteinander drehstarr gekoppelt. Der Leistungsausgang OUT ist drehfest mit dem ersten Planetenträger C1 und mit dem zweiten Hohlrad H2 gekoppelt.

Der zweite Planetenträger C2 ist über eine erste Kupplungseinrichtung K1 mit dem ersten Leistungseingang IN schaltbar koppelbar. Zudem ist das aus dem ersten und dem zweiten Sonnenrad S1, S2 bestehende Sonnenradpaar S1S2 über eine zweite Kupplungseinrichtung K2 ebenfalls schaltbar mit dem ersten Leistungseingang IN koppelbar. Die Kupplungseinrichtungen K1, K2 können hierbei als sog. Doppelkupplung ausgebildet sein.

Weiterhin ist erfindungsgemäß eine erste Bremseinrichtung B1 vorgesehen, wobei über diese erste Bremseinrichtung B1 das Sonnenradpaar S1S2 stationär festlegbar ist. Zudem ist eine zweite Bremseinrichtung B2 vorgesehen wobei über diese zweite Bremseinrichtung B2 das erste Hohlrad H1 stationär festlegbar ist. Der gestrichelte Rahmen deutet wiederum einen möglichen Trockenraum an, dessen Komponenten je nach konstruktiver Gestaltung nicht von Öl umgeben sein müssen und demzufolge vorteilhafte Eigenschaften wie geringe Schleppmomente bei gleichzeitig hohen Nutzreibwerten aufweisen können.

Die Variante nach Figur 8c zeichnet sich dadurch aus, dass eine weitere Kupplungseinrichtung KS vorgesehen ist über welche die beiden starr gekoppelten Sonnenräder S1, S2 selektiv mit dem Elektromotor EM und der Kupplungsscheibe der zweiten Kupplungseinrichtung K2 koppelbar ist. Diese weitere Kupplungseinrichtung K3 erweitert das Gangspektrum und bietet insbesondere die in der nachfolgenden Tabelle dargestellten Betriebsmöglichkeiten des Getriebes.

Gang	**K1**	**K2**	KS	B1	B2	I_VM	I_EM
E	0	0	1	0	1	N	3
1	0	1	1	0	1	3	3
2	1	0	1	0	1	1.66	3
2mod	1	1	**0**	0	1	1.66	1.66
3	1	1	1	0	0	1	1
4	1	1	**0**	1	0	0.66	0.66
(4noE)	1	0	1	1	0	0.66	steht
OD	1	0	1	0	0	------ cvt ------	

Die in dem dargestellten Getriebesystem zusätzlich vorgesehene Kupplungseinrichtung KS erweitert das Gangspektrum. So wird im 4.Gang (wenn B1 betätigt) bei offener KS eine Nutzung der E-Maschine über K1 ermöglicht. Das System erlaubt es auch, im 2.Gang die E-Maschine von der schnellen Sonnenwelle (KS zu, K2 auf) auf die langsamere Eingangswelle (KS auf, K2 zu) umzuschalten, wodurch sich Gangwechsel vereinfachen. Beim 1-2-Gangwechsel bleibt E-Maschine unverändert und kann den Komfort verbessern, im 2.Gang wird E-Maschine selbst umgeschaltet, und beim 2-3-Gangwechsel läuft die E-Maschine wieder synchron zum Verbrennungsmotor.

Patentansprüche

1. Planetengetriebesystem, mit:
- einer ersten Planetengetriebestufe (P1) die ein erstes Sonnenrad (S1), eine erste Planetenanordnung (PA1), einen ersten Planetenträger (C1) und ein erstes Hohlrad (H1) aufweist,
- einer zweiten Planetengetriebestufe (P2) die ein zweites Sonnenrad (S2), eine zweite Planetenanordnung (PA2), einen zweiten Planetenträger (C2) und ein zweites Hohlrad (H2), aufweist,
- einem ersten Leistungseingang (IN), und
- einem Leistungsausgang (OUT),
wobei
- das erste Sonnenrad (S1) und das zweite Sonnenrad (S2) zueinander gleichachsig angeordnet und miteinander über eine Hohlwelle (HW1) drehstarr gekoppelt sind,
- der Leistungsausgang (OUT) drehfest mit dem ersten Planetenträger (C1) und mit dem zweiten Hohlrad (H2) gekoppelt ist,
- der zweite Planetenträger über eine erste Kupplungseinrichtung mit dem ersten Leistungseingang schaltbar koppelbar ist, und
- das aus dem ersten und dem zweiten Sonnenrad (S1, S2) bestehende Radpaar über eine zweite Kupplungseinrichtung (K2) ebenfalls schaltbar mit dem ersten Leistungseingang (IN) koppelbar ist,
dadurch gekennzeichnet,
- dass durch die Hohlwelle (HW1) ein Wellenzapfen (HW2) hindurchgeführt ist, welcher den zweiten Planetenträger (C2) mit der ersten Kupplungseinrichtung (K1) verbindet.

2. Planetengetriebesystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass eine erste Bremseinrichtung (B1) vorgesehen ist, und dass über diese die erste Bremseinrichtung (B1) das Sonnenradpaar (S1,S2) stationär festlegbar ist.

3. Planetengetriebesystem nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass eine zweite Bremseinrichtung (B2) vorgesehen ist, und dass über diese das erste Hohlrad (H1) stationär festlegbar ist.

4. Planetengetriebesystem nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 3 dadurch gekennzeichnet, dass das Sonnenradpaar (S1S2) mit einem Elektromotor (EM) kinematisch gekoppelt und durch diesen Elektromotor (EM) antreibbar oder abbremsbar ist.

5. Planetengetriebesystem nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass der Elektromotor einen Rotor aufweist, der zu einer durch das Sonnenradpaar (S1S2) definierten Getriebeachse (X1) gleichachsig angeordnet und drehstarr mit diesem Sonnenradpaar (S1S2) gekoppelt ist.

6. Planetengetriebesystem nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Getriebestufe (P1) und die zweite Getriebestufe (P2) jeweils hinsichtlich der Zahngeometrie im Radialschnitt identische Planetensätze aufweisen.

7. Planetengetriebesystem nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Getriebestufe (P1) und die zweite Getriebestufe (P2) entlang der Getriebeachse (X1) axial abfolgend angeordnet sind und sich der Elektromotor (EM) auf der Seite des Leistungseingangs (IN) befindet.

8. Planetengetriebesystem nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass ein den Leistungseingang (IN) darstellendes Getriebebauteil, der Elektromotor (EM) und die erste und die zweite Kupplungseinrichtung (K1, K2) zu einer Getriebebaugruppe zusammengefasst sind, und dass in die vorgenannte Baugruppe wenigstens eine der Bremseinrichtungen (B1,B2) mit eingebunden ist.

9. Planetengetriebesystem, mit:
- einer ersten Planetengetriebestufe (P1) die ein erstes Sonnenrad (S1), eine erste Planetenanordnung (PA1), einen ersten Planetenträger (C1) und ein erstes Hohlrad (H1) aufweist,
- einer zweiten Planetengetriebestufe (P2) die ein zweites Sonnenrad (S2), eine zweite Planetenanordnung (PA2), einen zweiten Planetenträger (C2) und ein zweites Hohlrad (H2), aufweist,
- einem ersten Leistungseingang (IN), und
- einem Leistungsausgang (OUT),
wobei

- das erste Sonnenrad (S1) und das zweite Sonnenrad (S2) zueinander gleichachsig angeordnet und miteinander drehstarr gekoppelt sind,
- der Leistungsausgang (OUT) drehfest mit dem ersten Planetenträger (C1) und mit dem zweiten Hohlrad (H2) gekoppelt ist,
- der zweite Planetenträger (C2) über eine erste Kupplungseinrichtung (K1) mit dem ersten Leistungseingang (IN) schaltbar koppelbar ist, und
- das aus dem ersten und dem zweiten Sonnenrad (S1, S2) bestehende Radpaar über eine zweite Kupplungseinrichtung (K2) ebenfalls schaltbar mit dem ersten Leistungseingang (IN) koppelbar ist,
- eine erste Bremseinrichtung (B1) vorgesehen ist, und über diese erste Bremseinrichtung (B1) das Sonnenradpaar (S1,S2) stationär festlegbar ist, und
das Sonnenradpaar (S1S2) mit einem Elektromotor (EM) kinematisch gekoppelt und durch diesen Elektromotor (EM) antreibbar oder abbremsbar ist,
dadurch gekennzeichnet,
- dass der Elektromotor EM und die erste Bremseinrichtung B1 zu einer Baugruppe zusammengefasst sind, die seitlich an eine die Planetengetriebestufen P1, P2 umfassende Baugruppe angesetzt ist.

10. Planetengetriebesystem nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Getriebestufe (P1) und die zweite Getriebestufe (P2) entlang der Getriebeachse (X1) axial abfolgend angeordnet sind und sich der Elektromotor (EM) auf der Seite des Leistungsausgangs (OUT) befindet.

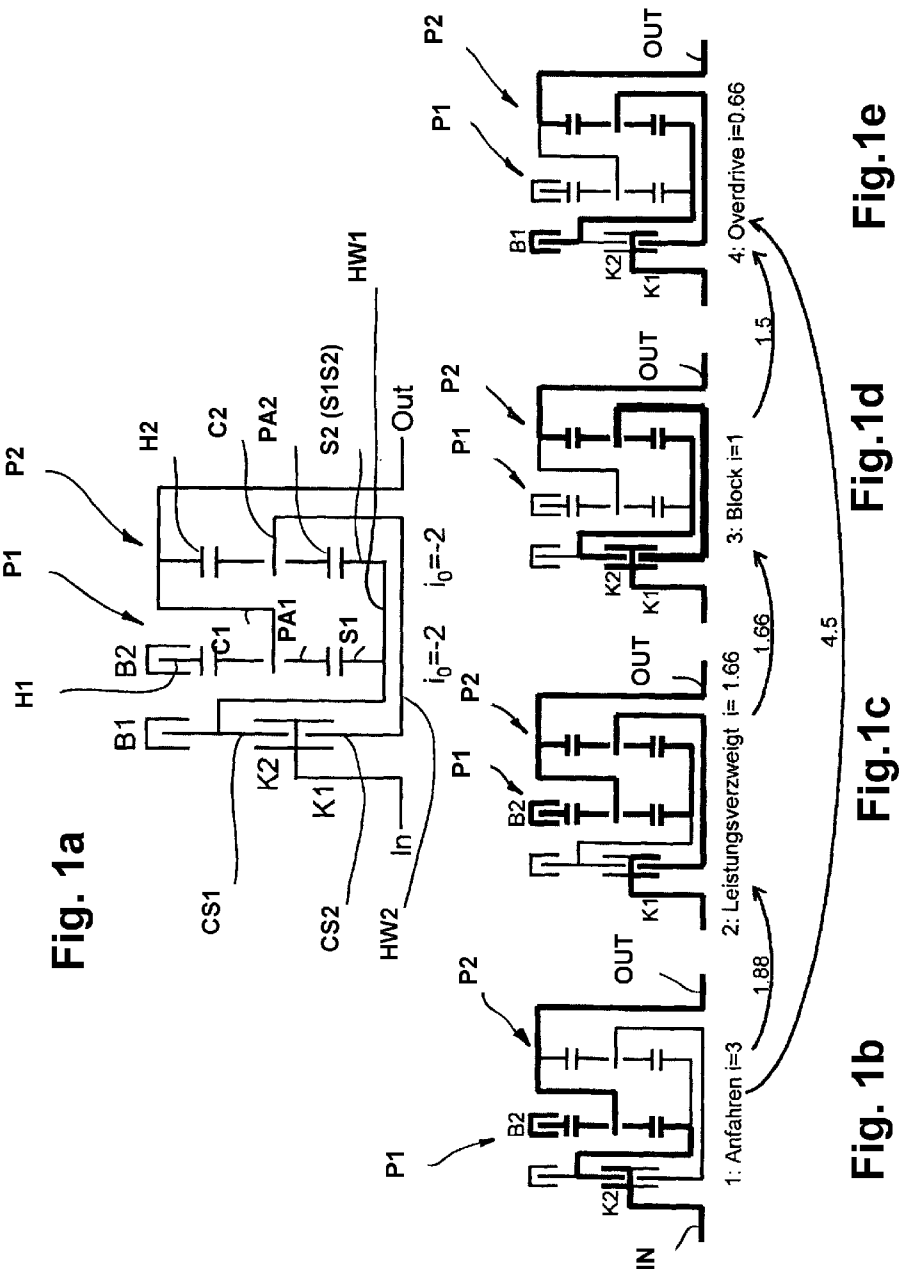


Fig. 1a

Fig. 1b

Fig.1c

Fig.1d

Fig.1e

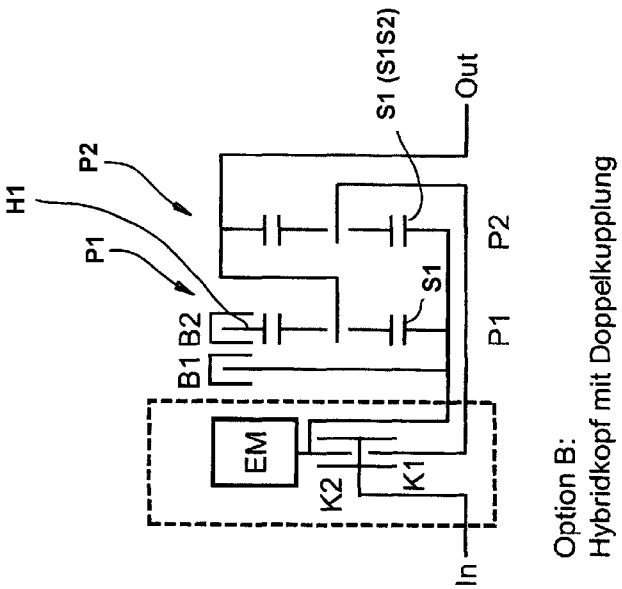

H1
P2
P1
B1 B2
EM
K2
K1
S1 (S1S2)
Out
S1
P2
P1
In
Option B:
Hybridkopf mit Doppelkupplung

Fig. 2b

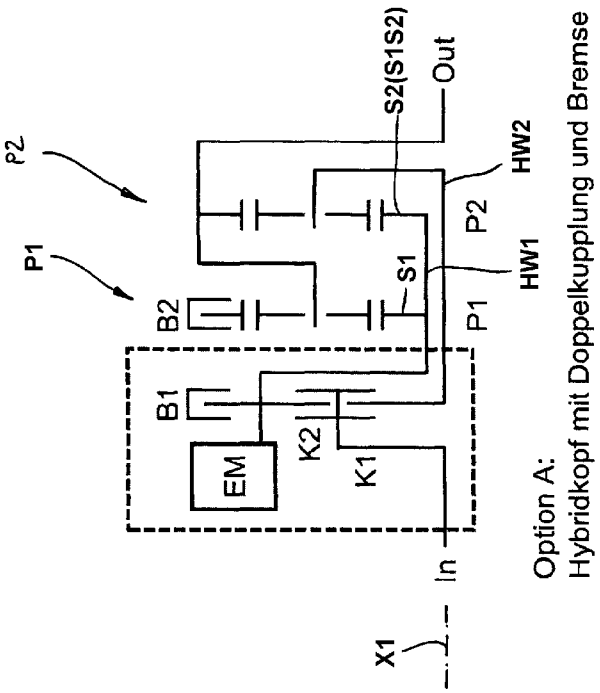

P2
P1
B2
B1
EM
K2
K1
S2(S1S2)
Out
HW2
HW1
S1
P2
P1
In
X1
Option A:
Hybridkopf mit Doppelkupplung und Bremse

Fig. 2a

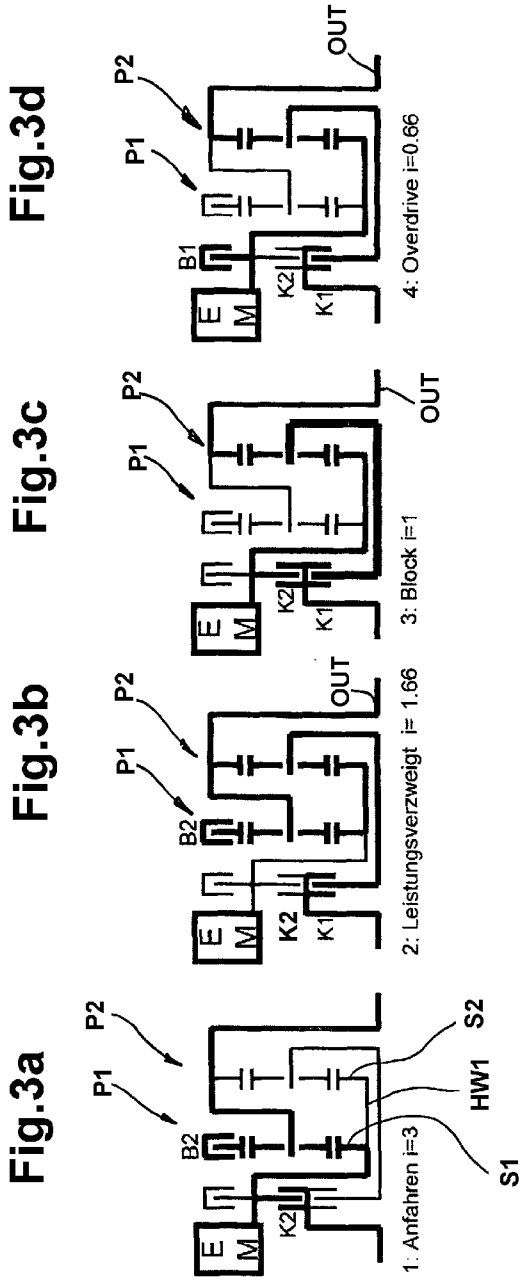

Fig.3a
P1
P2
B2
K2
E
M
S1
HW1
S2
1: Anfahren i=3
Fig.3b
P1
P2
B2
K2
K1
OUT
2: Leistungsverzweigt i= 1.66
Fig.3c
P1
P2
K2
K1
OUT
3: Block i=1
Fig.3d
P1
P2
B1
K2
K1
OUT
4: Overdrive i=0.66

Fig.5

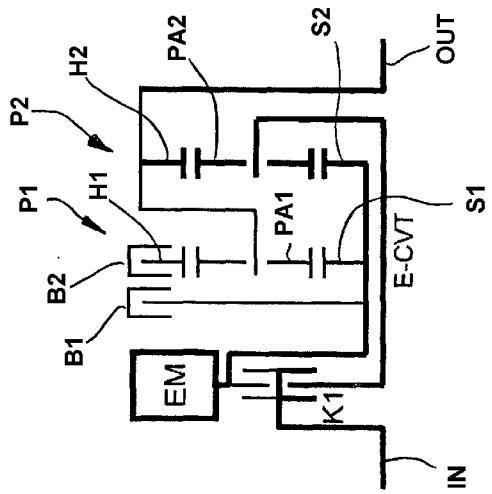
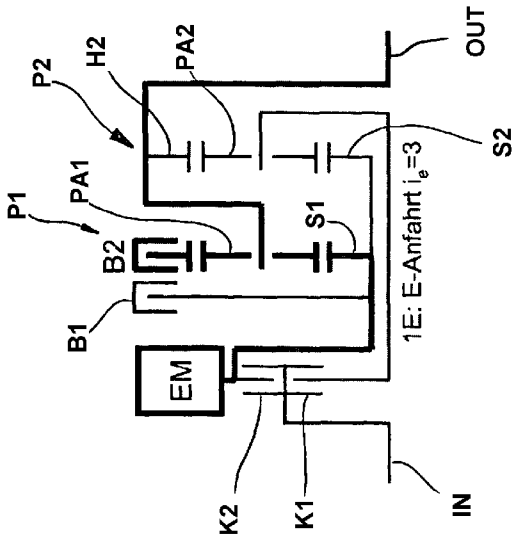

P2
H2
PA2
S2
OUT
P1
H1
PA1
S1
B2
E-CVT
B1
EM
K1
IN

Fig. 4


P2
H2
PA2
OUT
S2
P1
PA1
S1
B2
1E: E-Anfahrt i_e=3
B1
EM
K2
K1
IN

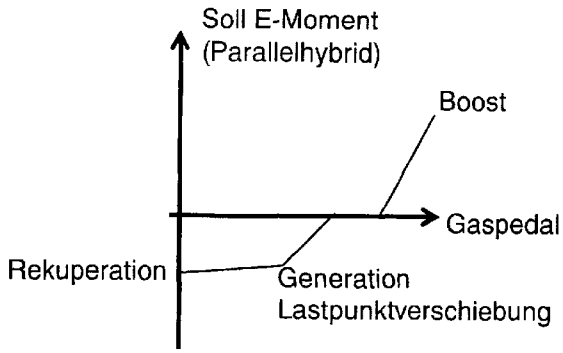

Soll E-Moment
(Parallelhybrid)
Boost
Gaspedal
Rekuperation
Generation
Lastpunktverschiebung

Fig. 6a

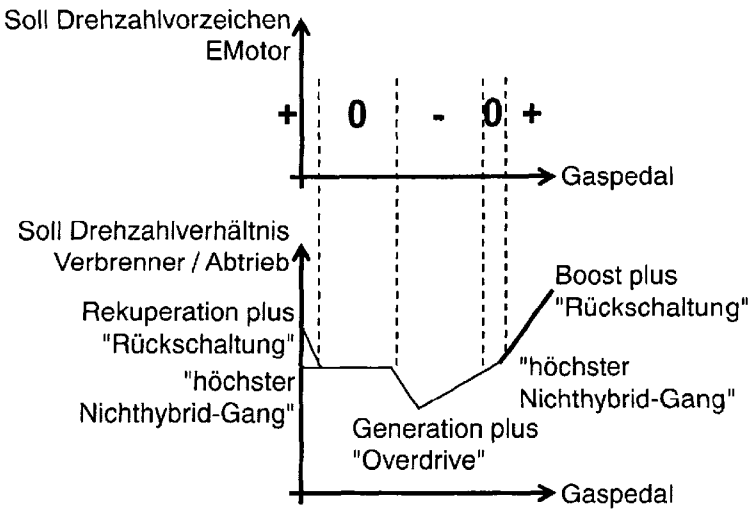

Soll Drehzahlvorzeichen EMotor
+
0
-
0
+
Gaspedal
Soll Drehzahlverhältnis Verbrenner / Abtrieb
Rekuperation plus "Rückschaltung"
"höchster Nichthybrid-Gang"
Boost plus "Rückschaltung"
"höchster Nichthybrid-Gang"
Generation plus "Overdrive"
Gaspedal

Fig.6b

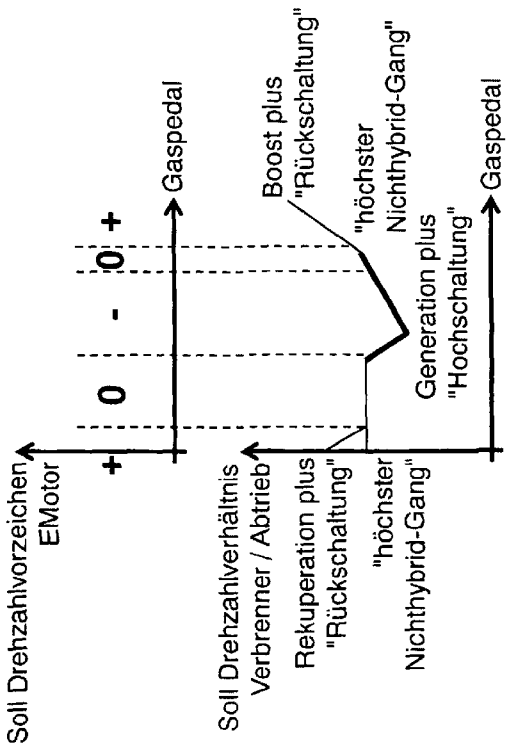

Soll Drehzahlvorzeichen EMotor
+
0
-
0
+
Gaspedal
Soll Drehzahlverhältnis Verbrenner / Abtrieb
Rekuperation plus "Rückschaltung"
"höchster Nichthybrid-Gang"
Boost plus "Rückschaltung"
"höchster Nichthybrid-Gang"
Generation plus "Hochschaltung"
Gaspedal

Fig. 6c

Fig. 7a

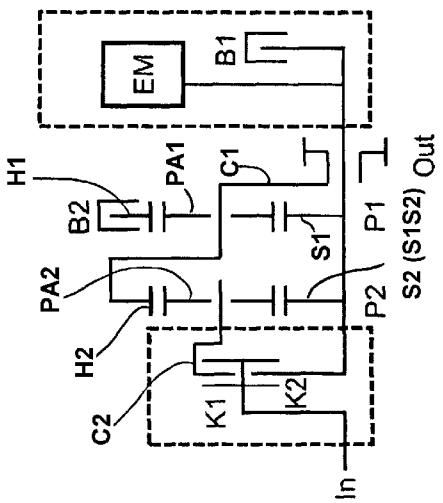
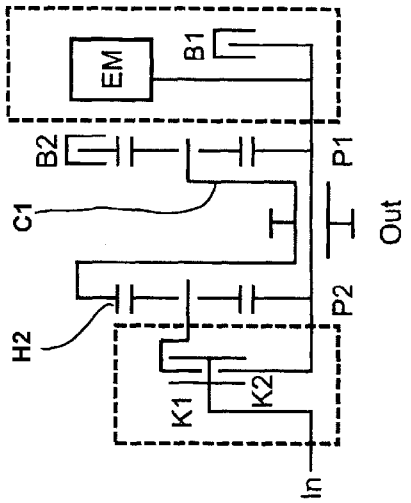


Fig.7b



P1 und P2 getauscht, anders entflochten, Abtrieb hohl
Hybridkopf mit Bremse,
Doppelkupplung am Getriebeeingang
FD und Differential axial an versch. Orten möglich (je nach Bauraum)

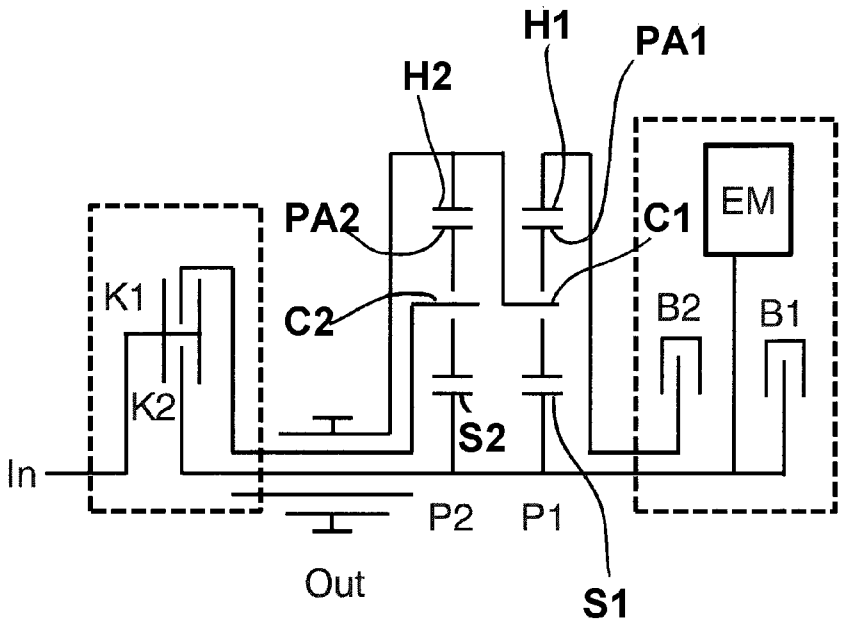
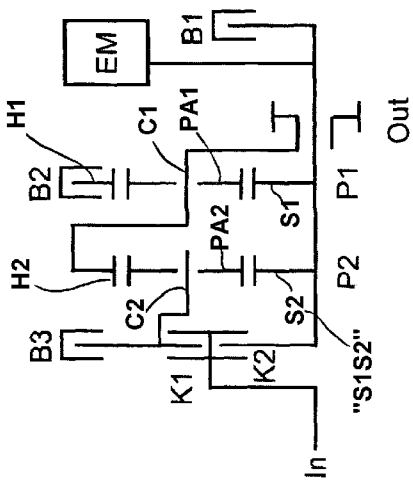


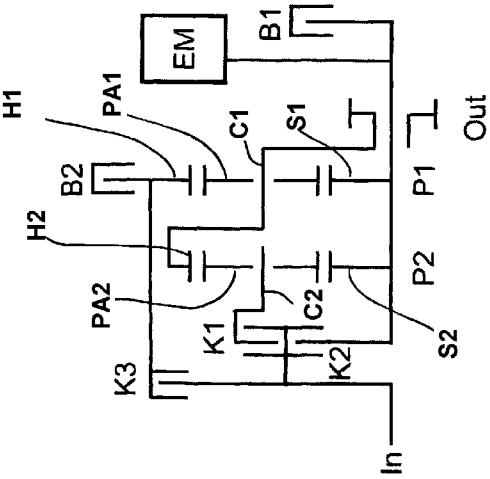
Fig. 7c

Fig.8b



Option E:
wie Option C, erweitert um Bremse B3
Erlaubt einen R-Gang mit i=-2.

Fig.8a



Option D:
wie Option C, erweitert um Kupplung K3
Erlaubt einen weiteren Gang.

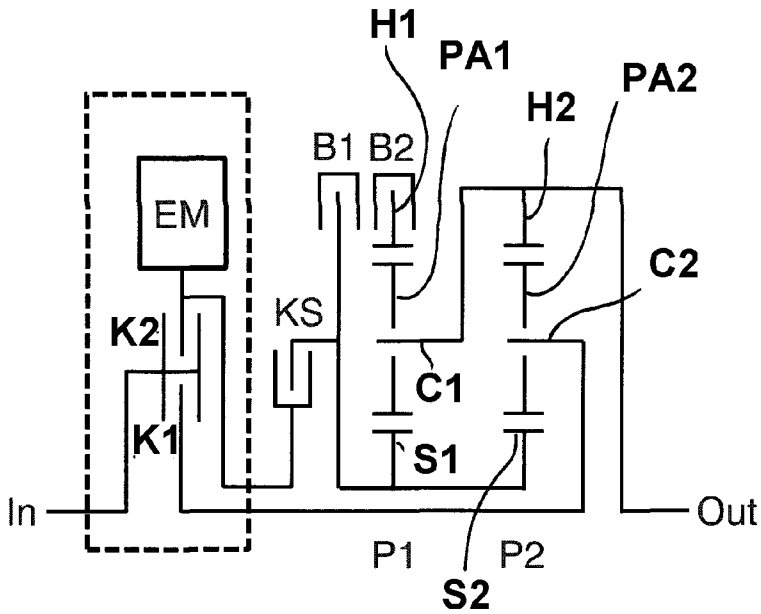


Fig. 8c

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/DE2015/200093

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
INV. F16H3/66 B60K6/48 B60K6/547
ADD.

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

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
F16H B60K

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	JP H03 4060 A (AISIN SEIKI) 10 January 1991 (1991-01-10)	1-10
Y	figure 2	1-3

Y	US 2004/229725 A1 (HIRAIWA KAZUYOSHI [JP]) 18 November 2004 (2004-11-18) figure 1	1-3

X	WO 2007/040784 A2 (GM GLOBAL TECH OPERATIONS INC [US]) 12 April 2007 (2007-04-12)	9,10
A	figure 4a	1-8

☐ 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	Date of mailing of the international search report
3 June 2015	12/06/2015

Name and mailing address of the ISA/	Authorized officer
European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016	Belz, Thomas

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No
PCT/DE2015/200093

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
JP H034060 A	10-01-1991	NONE	
US 2004229725 A1	18-11-2004	JP 2004340164 A	02-12-2004
		US 2004229725 A1	18-11-2004
WO 2007040784 A2	12-04-2007	CN 101273217 A	24-09-2008
		DE 112006002537 T5	11-09-2008
		US 2007072725 A1	29-03-2007
		WO 2007040784 A2	12-04-2007

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen
PCT/DE2015/200093

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
INV. F16H3/66 B60K6/48 B60K6/547
ADD.

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

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
F16H B60K

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	JP H03 4060 A (AISIN SEIKI) 10. Januar 1991 (1991-01-10) Abbildung 2	1-10 1-3
Y	US 2004/229725 A1 (HIRAIWA KAZUYOSHI [JP]) 18. November 2004 (2004-11-18) Abbildung 1	1-3
X	WO 2007/040784 A2 (GM GLOBAL TECH OPERATIONS INC [US]) 12. April 2007 (2007-04-12) Abbildung 4a	9,10 1-8

☐ 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. Juni 2015	12/06/2015

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

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen
PCT/DE2015/200093

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
JP H034060 A	10-01-1991	KEINE	
US 2004229725 A1	18-11-2004	JP 2004340164 A	02-12-2004
		US 2004229725 A1	18-11-2004
WO 2007040784 A2	12-04-2007	CN 101273217 A	24-09-2008
		DE 112006002537 T5	11-09-2008
		US 2007072725 A1	29-03-2007
		WO 2007040784 A2	12-04-2007