



## Beschreibung

**[0001]** Die vorliegende Erfindung betrifft eine Anlass-einrichtung für eine Brennkraftmaschine, die einen Antriebsmotor und eine Getriebeeinrichtung aufweist. Die Erfindung betrifft des Weiteren ein Brennkraftmaschi-nensystem mit einer Brennkraftmaschine mit einer sol-chen Anlassereinrichtung.

**[0002]** Der Einsatz von Anlassereinrichtungen, regelmä-ßig auch Anlasser oder Starter genannt, zum Anlassen einer Brennkraftmaschine ist aus dem Stand der Technik hinlänglich bekannt. Auch ist es, beispielsweise aus der US 2002/0123408 A1, bekannt, eine derartige Anlass-einrichtung mit einer Getriebeeinrichtung auszustatten, welche zum Starten der Brennkraftmaschine unter-schiedliche Übersetzungsverhältnisse zwischen einem Antriebsmotor und einer Abtriebswelle, die in einer mit der Brennkraftmaschine in Wirkverbindung steht, zur Verfügung stellt. Die unterschiedlichen Übersetzungs-verhältnisse ermöglichen es, eine entsprechende Start-phase der Brennkraftmaschine verbessert durchzuführen und/oder den Energieverbrauch zu reduzieren und somit die Effizienz zu steigern. Während einer Startphase der Brennkraftmaschine ist es regelmäßig notwendig und gewünscht, zwischen den unterschiedlichen Über-setzungsverhältnissen zu schalten.

**[0003]** Die EP 2 067 984 A2, WO 2015/106739 A1 so-wie die WO 2016/019952 A1 zeigen jeweils derartige An-lasseinrichtungen, die eine Getriebeeinrichtung mit zwei Planetengetrieben aufweisen, wobei das jeweilige Pla-netengetriebe mit einem Antriebsmotor verbunden wer-den kann, um ein entsprechendes Übersetzungsverhält-nis zu realisieren und das von dem Antriebsmotor zur Verfügung gestellte Drehmoment entsprechend auf eine Abtriebswelle zu übertragen, welche zum Anlassen einer zugehörigen Brennkraftmaschine mit dieser verbunden oder verbindbar ist. Bei diesen Anlassereinrichtungen weist das jeweilige Planetengetriebe eine Getriebewelle sowie zugehörige Umlaufräder auf, die jeweils in einer sie umgebenden Hohlradanordnung greifen und diese im Betrieb antreiben. Die Hohlradanordnung ist mit der Abtriebswelle der Anlassereinrichtung verbunden und überträgt somit das Drehmoment des Antriebsmotors mit dem entsprechenden Übersetzungsverhältnis auf die Abtriebswelle.

**[0004]** Nachteilig bei derartigen Anlassereinrichtungen ist der hohe Verschleiß, der Anlassereinrichtung, der ins-besondere beim Schalten zwischen den Übersetzungs-verhältnissen auftritt. Zudem ist es wünschenswert, die Effizienz der Anlassereinrichtung zu verbessern.

**[0005]** Die vorliegende Erfindung beschäftigt sich da-her mit der Aufgabe, für eine Anlassereinrichtung der ein-gangs genannten Art sowie für ein Brennkraftmaschinen-system mit einer derartigen Anlassereinrichtung und einer Brennkraftmaschine verbesserte oder zumindest andere Ausführungsformen anzugeben, die sich insbesondere durch einen reduzierten Verschleiß und/oder eine erhöhte Effizienz auszeichnen.

**[0006]** Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die Gegenstände der unabhängigen Ansprüche gelöst. Vor-teilhafte Ausführungsformen sind Gegenstand der ab-hängigen Ansprüche.

**[0007]** Die vorliegende Erfindung beruht auf dem all-gemeinen Gedanken, eine Anlassereinrichtung für eine Brennkraftmaschine zum Anlassen der Brennkraftma-schine mit einer Getriebeeinrichtung auszustatten, wel-che zumindest zwei Planetengetriebe aufweist, und eine Hohlradanordnung, in der Umlaufräder der Planetenge-triebe greifen, stationär anzubringen derart, dass die Um-laufräder im Betrieb entlang der Hohlradanordnung käm-men und somit drehen, die Hohlradanordnung jedoch nicht antreiben. Dabei wird die Kenntnis genutzt, dass die Hohlradanordnung für das jeweilige Planetengetrie-be einen größeren Durchmesser aufweist als andere, sich drehende bzw. rotierende Bestandteile, so dass durch den Entfall der Drehung bzw. Rotierung der Hohl-rad-anordnung entsprechende Trägheitsmomente in der Antriebseinrichtung reduziert werden. Zudem weist die Hohlradanordnung, insbesondere bedingt durch die Di-mensionierung, eine im Vergleich zu anderen Bestand-teilen des jeweiligen Planetengetriebes höhere Masse auf, so dass durch die stationäre Anordnung der Hohl-rad-anordnung die Trägheitsmomente wiederum redu-ziert werden. Die Reduzierung der Trägheitsmomente führt zu reduzierten Kraftübertragungen, insbesondere zwischen den Umlaufrädern und der Hohlradanordnung, so dass der Verschleiß der Planetengetriebe und somit der Getriebeeinrichtung und der Anlassereinrichtung redu-ziert und die Effizienz erhöht wird.

**[0008]** Dem Erfindungsgedanken entsprechend weist die Anlassereinrichtung einen Antriebsmotor auf, der im Betrieb eine Abtriebswelle der Anlassereinrichtung an-treibt. Die Anlassereinrichtung weist zudem eine Abtriebs-welle zum Antreiben und somit Anlassen der Brennkraft-maschine auf, wobei Abtriebswelle und Abtriebswelle re-lativ zu einer Struktur der Anlassereinrichtung rotierbar angeordnet, insbesondere gelagert, sind. Mit der Getrie-be-einrichtung wird ein Antriebsmoment der Abtriebswelle auf die Abtriebswelle übertragen, wobei die Getriebeein-richtung zumindest zwei Planetengetriebe der vorste-hend genannten Art aufweist, welche jeweils zugehörige Umlaufräder aufweisen. Die Umlaufräder sind jeweils re-lativ zu der Struktur rotierbar und greifen in die Hohlra-d-anordnung, wobei die Hohlradanordnung die Umlaufräder umgibt, derart, dass die Umlaufräder innerhalb der Hohl-rad-anordnung angeordnet sind. Hierzu weisen die Um-laufräder zweckmäßig eine Zahnstruktur auf, sind insbe-sondere jeweils als ein Zahnrad ausgestaltet. Die Um-laufräder greifen zweckmäßig in eine komplementäre Zahnstruktur der Hohlradanordnung ein, mit der sie im Betrieb käm-men. Erfindungsgemäß ist die Hohlradan-ordnung an der Struktur fixiert, derart, dass die Umlauf-räder im Betrieb entlang der Hohlradanordnung bewegt werden und sich somit drehen. Die Fixierung der Hohl-rad-anordnung an der Struktur führt insbesondere dazu, dass die Hohlradanordnung bezüglich der Struktur ro-

tierfest, vorzugsweise auch drehfest, ist. Dies führt also zu einer bezüglich der Struktur und im Gegensatz zu den Umlaufrädern stationären Anordnung.

**[0009]** Rotierbar heißt im vorliegenden Sinne rotierbar um die eigene Rotationsachse oder Achse. Das heißt beispielsweise, dass die Antriebswelle im Betrieb relativ zur Struktur um die eigene Achse rotiert. Drehbar heißt demgegenüber eine, insbesondere kreisrunde, Drehbewegung. Die Umlaufräder sind also jeweils um die eigene Achse rotierbar und zudem, insbesondere mit ihrer jeweiligen Achse, drehbar.

**[0010]** Das jeweilige Planetengetriebe stellt zweckmäßig ein Übersetzungsverhältnis zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle dar bzw. zur Verfügung. Dementsprechend kann vorgesehen sein, dass die Umlaufräder der unterschiedlichen Planetengetriebe jeweils unterschiedliche Durchmesser aufweisen.

**[0011]** Die Anlasseinrichtung weist vorteilhaft eine Kupplungseinrichtung auf, mit der ein Schalten zwischen den Planetengetrieben bzw. den zugehörigen Übersetzungsverhältnissen möglich ist. Die Kupplungseinrichtung koppelt hierzu vorzugsweise die Antriebswelle wahlweise mit dem jeweiligen Planetengetriebe. Das heißt, dass mit der Kupplungseinrichtung die Abtriebswelle mit jeweils einem der Planetengetriebe gekoppelt werden kann, so dass die Antriebswelle dieses Planetengetriebe antreibt. Vorstellbar ist es aber auch, die Kupplungseinrichtung abtriebsseitig vorzusehen, derart, dass die Kupplungseinrichtung die Abtriebswelle wahlweise mit einem der Planetengetriebe koppelt. Somit ist es möglich, bei Bedarf das gewünschte Übersetzungsverhältnis zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle bereitzustellen bzw. abzugreifen.

**[0012]** Die Kupplungseinrichtung kann prinzipiell beliebig ausgestaltet sein und/oder beliebig getätigt werden.

**[0013]** Bevorzugt ist die Kupplungseinrichtung als eine Reibkupplung ausgestaltet, welche die Antriebswelle wahlweise und kraftschlüssig mit dem jeweiligen Planetengetriebe verbindet. Dies ermöglicht es insbesondere, im Betrieb der Anlasseinrichtung und während des Startvorgangs der Brennkraftmaschine zwischen verschiedenen Planetengetrieben und somit Gängen zu schalten. Insbesondere erfolgt durch die Reibkupplung eine Anpassung bzw. Synchronisierung der Drehzahlunterschiede zwischen den miteinander gekoppelten Paaren, vorliegend also zwischen der Antriebswelle und dem jeweils damit gekoppelten Planetengetriebe. Dies ermöglicht ein besonders einfaches und effizientes Schalten zwischen den Gängen.

**[0014]** Als vorteilhaft erweist es sich dabei, wenn die Reibkupplung mehrere, das heißt zumindest zwei, vorzugsweise zumindest 3 oder 4, Reibpaarungen, insbesondere axial aufeinanderfolgende Lamellen, aufweist. Somit wird die Flächenpressung pro Reibpaarung reduziert. In der Folge lässt sich die Kupplungseinrichtung radial kleiner realisieren.

**[0015]** Vorteilhaft sind Ausführungsformen, bei denen

die Kupplungseinrichtung elektrisch und/oder elektromagnetisch ausgestaltet ist. Das heißt, dass sich die Kupplungseinrichtung vorzugsweise elektrisch bzw. elektromagnetisch verstellen lässt, wobei die Verstellung zum Schalten, insbesondere zur Kopplung zwischen der Antriebswelle und dem entsprechenden Planetengetriebe, führt. Somit ist es insbesondere möglich, den Wechsel zwischen den unterschiedlichen, durch das jeweilige Planetengetriebe bereitgestellten Übersetzungsverhältnissen und somit ein Schalten schnell und zuverlässig, bei der elektromagnetischen Ausgestaltung auch berührungslos, zu gestalten.

**[0016]** Bevorzugte Varianten sehen vor, dass die Kupplungseinrichtung zum Schalten zwischen den unterschiedlichen Planetengetrieben axial verschiebbar ist bzw. verschoben wird. Dies ermöglicht eine einfache und zuverlässige Ausgestaltung der Kupplungseinrichtung. Hierbei ist es insbesondere möglich, die Kupplungseinrichtung mit einem Schaltkörper zu versehen, der rotierfest mit der Antriebswelle verbunden ist und durch eine axiale Verschiebung mit dem jeweiligen Planetengetriebe koppelbar ist. Das heißt, dass die axiale bzw. translatorische Verschiebung des Kupplungskörpers dazu führt, dass die Antriebswelle wahlweise mit einem der Planetengetriebe gekoppelt ist.

**[0017]** Der Schaltkörper ist vorteilhaft elektromagnetisch und somit insbesondere berührungslos axial verschiebbar bzw. verstellbar. Hierzu kann die Kupplungseinrichtung zumindest einen Aktuator, nachfolgend auch als Schaltaktuator bezeichnet, aufweisen, der im Betrieb mit dem Schaltkörper elektromagnetisch zusammenwirkt. Vorteilhaft ist auf der jeweiligen axialen Seite des Schaltkörpers zumindest ein solcher Schaltaktuator angeordnet. Somit kann das Schalten schnell und zuverlässig erfolgen.

**[0018]** Bevorzugte Ausführungsformen sehen vor, dass die Getriebeeinrichtung zusammen mit der Kupplungseinrichtung als ein Doppelkupplungsgetriebe ausgestaltet ist. Dies erlaubt ein schnelles Schalten zwischen den unterschiedlichen Übersetzungsverhältnissen und/oder führt zu einer reduzierten, Unterbrechung der Leistungsübertragung.

**[0019]** Das jeweilige Planetengetriebe weist zweckmäßig eine Getriebewelle auf, die bezüglich der Struktur rotierbar angeordnet ist. Die jeweilige Getriebewelle ist mit einem zugehörigen Sonnenrad des zugehörigen Planetengetriebes rotierfest verbunden, derart, dass die Rotation der Getriebewelle zu einer entsprechenden Rotation des Sonnenrads führt. Das Sonnenrad steht mit den zugehörigen Umlaufrädern des Planetengetriebes in Eingriff, derart, dass eine Rotation des Sonnenrads zu einer Rotation der Umlaufräder und somit das Kämmen der Umlaufräder entlang der sie umgebenden Hohlradanordnung führt. Das Rotieren und das Kämmen führen zu einer Drehung der Umlaufräder entlang der Hohlradanordnung. Bevorzugt ist es hierbei, wenn die Getriebewellen von zumindest zwei der Planetengetriebe koaxial angeordnet sind. Somit lässt sich das Getriebe verein-

facht und/oder kompakt bauen.

**[0020]** An der jeweiligen Getriebewelle kann ein Kuppelungskörper rotierfest angebracht sein, mit dem der Schaltkörper der Kupplungseinrichtung zum Kopplern mit dem zugehörigen Planetengetriebe koppelt.

**[0021]** Vorteilhaft ist es, wenn zumindest eine der Getriebewellen zusammen mit dem zugehörigen Sonnenrad als Sonnenradwelle ausgebildet ist. Dies reduziert den Montageaufwand und führt zu weiter reduzierten Drehmomentverlusten und/oder zu einem weiter reduzierten Verschleiß.

**[0022]** Die Umlaufräder sind vorzugsweise jeweils als ein Planetenrad ausgestaltet. Das heißt, dass das jeweilige Umlaufrad um eine parallel zur zugehörigen Getriebeachse verlaufende, im Betrieb sich um die Getriebeachse drehende Achse rotierbar ist.

**[0023]** Vorteilhafte Ausführungsformen sehen vor, dass zumindest zwei Getriebewellen konzentrisch angeordnet sind. Hierzu ist die radial außen liegende Getriebeachse zweckmäßig zumindest abschnittsweise hohl ausgebildet. Die konzentrische Ausbildung der Getriebeachse führt zu einem kompakten Aufbau der Anlasseinrichtung und/oder zu einem reduzierten Gewicht.

**[0024]** Bevorzugte Ausführungsformen sehen einen Träger der Getriebeeinrichtung vor, der relativ zur Struktur rotierbar ist. Die Umlaufräder zumindest zwei der Planetengetriebe sind dabei rotierbar am Träger gelagert, derart, dass die Bewegung der Umlaufräder entlang der Hohlradanordnung und somit die Drehung der Umlaufräder zu einer Rotierung des Trägers führt. Der Träger ist rotierfest mit der Abtriebswelle verbunden oder verbindbar, so dass somit das Drehmoment über das Planetengetriebe und den Träger auf die Abtriebswelle übertragen wird. Zweckmäßig weist der Träger zumindest zwei Lagerwellen oder Lagerstifte auf, auf denen die Umlaufräder rotierbar gelagert sind. Bevorzugt ist es hierbei, wenn der Träger einen kleineren Durchmesser aufweist als die Hohlradanordnung. Hierdurch wird insbesondere das Trägheitsmoment der Getriebeeinrichtung und somit der Anlasseinrichtung und somit der dadurch bedingte Verschleiß reduziert.

**[0025]** Prinzipiell können der Träger und die Abtriebswelle separat hergestellt und anschließend miteinander verbunden sein. Vorstellbar ist es auch, den Träger mit der Abtriebswelle einstückig, insbesondere monolithisch, herzustellen.

**[0026]** Vorteilhaft sind die Antriebswelle und die Getriebewellen koaxial angeordnet. Bevorzugt ist es zudem, wenn die Abtriebswelle koaxial zu der Antriebswelle und den Getriebewellen angeordnet sind. Es sind also die Antriebswelle, die Getriebewellen und die Abtriebswelle um die gleiche Achse rotierbar. Hierdurch kann die Anlasseinrichtung kompakt konstruiert werden. Zudem werden hierdurch Drehmomentverluste reduziert.

**[0027]** Die Hohlradanordnung kann für zumindest zwei der Planetengetriebe ein jeweils zugehöriges, relativ zur Struktur fixiertes Hohlrad aufweisen, wobei die Hohlräder voneinander separat sind und axial zueinander beab-

standet sein können. Insbesondere kann das jeweilige Planetengetriebe ein eigenes Hohlrad der Hohlradanordnung aufweisen.

**[0028]** Vorstellbar ist es auch, dass die Hohlradanordnung für zumindest zwei der Planetengetriebe, vorteilhaft für alle Planetengetriebe, ein gemeinsames Hohlrad aufweist. Die Hohlradanordnung kann also auch ein einziges Hohlrad aufweisen, mit dem die Umlaufräder aller Planetengetriebe in Eingriff stehen. Das Hohlrad weist vorteilhaft eine einzige Innenverzahnung auf, die eine Anzahl von Zähnen und eine Zahnteilung aufweist, wobei Umlaufräder Außenverzahnungen aufweisen, die mit dieser gemeinsamen Innenverzahnung in Eingriff stehen. Somit lässt sich die Anlasseinrichtung kostengünstig und vereinfacht herstellen.

**[0029]** Vorstellbar ist es dabei, dass sich die Anzahl der Zähne der Umlaufräder unterschiedlicher Planetengetriebe unterscheiden. Somit lassen sich auch verschiedene Übersetzungsverhältnisse realisieren.

**[0030]** Die Struktur der Antriebseinrichtung kann prinzipiell eine beliebige sein. Vorstellbar ist es insbesondere, dass die Struktur ein Gehäuse ist, in dem die Planetengetriebe angeordnet sind.

**[0031]** Mit dem jeweiligen Planetengetriebe kann prinzipiell ein beliebiges Übersetzungsverhältnis zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle realisiert werden. Denkbar ist also insbesondere neben einer Übersetzung auch eine Unterersetzung. Bevorzugt stellen die unterschiedlichen Planetengetriebe verschiedene Übersetzungsverhältnisse bereit. Vorstellbar ist ein Übersetzungsverhältnis zwischen 2 und 6. Insbesondere kann eines der Planetengetriebe ein Übersetzungsverhältnis von 4 bis 5, insbesondere 4,23, und das andere Planetengetriebe ein Übersetzungsverhältnis zwischen 3 und 4, insbesondere 3,33, realisieren.

**[0032]** Die Anlasseinrichtung, insbesondere die Kupplungseinrichtung, ist vorteilhaft derart ausgestaltet, dass sie das Schalten zwischen den unterschiedlichen Planetengetrieben und somit Gängen temperaturabhängig durchführt. Insbesondere erfolgt dabei das Schalten in einen Gang mit einem kleineren Übersetzungsverhältnis schneller, wenn die Temperatur höher ist. Bei der Temperatur handelt es sich insbesondere um eine Umgebungstemperatur der Anlasseinrichtung und/oder der Brennkraftmaschine oder die Temperatur eines der Brennkraftmaschine Fluids, insbesondere von einem Motoröl oder einem Kühlmittel, oder Mischungen aus diesen Temperaturen. Dabei wird die Kenntnis genutzt, dass der Reibwiderstand bei steigenden Temperaturen sinkt, so dass ein geringeres Drehmoment zum Antrieb notwendig ist. Zum temperaturabhängigen Schalten kann die Anlasseinrichtung entsprechende Temperatursensoren aufweisen bzw. mit diesen kommunizieren. Dabei ist eine Steuerung der Kupplungseinrichtung oder eine Steuereinrichtung der Anlasseinrichtung derart ausgestaltet, dass sie das Schalten temperaturabhängig durchführt.

**[0033]** Es versteht sich, dass neben der Anlasseinrichtung auch ein Brennkraftmaschinensystem mit einer

Brennkraftmaschine und der Anlasseinrichtung zum Umfang dieser Erfindung gehört. Ein solches Brennkraftmaschinensystem kommt insbesondere in einem Kraftfahrzeug zum Einsatz.

**[0034]** Das Brennkraftmaschinensystem weist zweckmäßig eine Verbindungseinrichtung auf, welche eine Antriebsverbindung zwischen der Abtriebswelle und der Brennkraftmaschine, insbesondere einer Kurbelwelle der Brennkraftmaschine, herstellt. Dabei kann die Antriebsverbindung trennbar ausgestaltet sein, so dass sie bei Bedarf, insbesondere in einer Startphase der Brennkraftmaschine, hergestellt wird.

**[0035]** Die Verbindungseinrichtung weist vorteilhaft zumindest einen rotierfest an der Abtriebswelle angebrachten, das heißt mit der Abtriebswelle rotierenden, Bestandteil auf. Besagter Bestandteil kann ein Zahnrad, insbesondere ein Ritzel, sein, wobei dieses Zahnrad bzw. Ritzel vorteilhaft Bestandteil der Anlasseinrichtung ist.

**[0036]** Das Brennkraftmaschinensystem weist vorteilhaft eine Steuereinrichtung auf, welche mit der Kuppelungseinrichtung derart verbunden ist, dass sie die Kuppelungseinrichtung steuert. Mit der Steuereinrichtung ist es also möglich, zwischen den unterschiedlichen Übersetzungsverhältnissen zu schalten. Die Steuereinrichtung kann ferner mit der Verbindungseinrichtung derart verbunden sein, dass sie die Verbindungseinrichtung steuert. Mit der Steuereinrichtung kann also auch die Antriebsverbindung zwischen der Abtriebswelle und der Brennkraftmaschine hergestellt und getrennt werden.

**[0037]** Weitere wichtige Merkmale und Vorteile der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen, aus den Zeichnungen und aus der zugehörigen Figurenbeschreibung anhand der Zeichnungen.

**[0038]** Es versteht sich, dass die vorstehend genannten und die nachstehend noch zu erläuternden Merkmale nicht nur in der jeweils angegebenen Kombination, sondern auch in anderen Kombinationen oder in Alleinstellung verwendbar sind, ohne den Rahmen der vorliegenden Erfindung zu verlassen.

**[0039]** Bevorzugte Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in den Zeichnungen dargestellt und werden in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert, wobei sich gleiche Bezugszeichen auf gleiche oder ähnliche oder funktional gleiche Komponenten beziehen.

**[0040]** Es zeigen, jeweils schematisch

Fig. 1 einen stark vereinfachten Schnitt durch ein Brennkraftmaschinensystem mit einer Brennkraftmaschine und einer Anlasseinrichtung,

Fig. 2 die Ansicht aus Fig. 1 bei einem anderen Ausführungsbeispiel der Anlasseinrichtung,

Fig. 3 ein Diagramm zur Erläuterung von Schaltvorgängen der Anlasseinrichtung.

**[0041]** Ein Brennkraftmaschinensystem 1, wie es in

Fig. 1 zu sehen ist, umfasst eine Brennkraftmaschine 2 sowie eine Anlasseinrichtung 3. Die Brennkraftmaschine 2 ist in Fig. 1 lediglich schematisch angedeutet und kann zusammen mit der Anlasseinrichtung 3 Bestandteil eines im Übrigen nicht gezeigten Fahrzeugs 4 sein. Mit der Anlasseinrichtung 3 wird die Brennkraftmaschine 2 gestartet, derart, dass die Anlasseinrichtung 3 als Anlasser fungiert. Hierzu ist die Anlasseinrichtung 3 über eine Verbindungseinrichtung 5 mit der Brennkraftmaschine 2 antriebsverbunden. Die Verbindungseinrichtung 5 kann dabei die Antriebsverbindung lösen und herstellen. Zur Herstellung der Antriebsverbindung wirken im gezeigten Beispiel ein Ritzel 6 der Antriebseinrichtung 3 und ein Schwungrad 7 der Brennkraftmaschine 2 zusammen.

**[0042]** Die Antriebseinrichtung 3 weist einen, insbesondere elektrisch betriebenen, Antriebsmotor 8 auf, der im Betrieb eine Abtriebswelle 9 antreibt. Die Antriebseinrichtung 3 weist ein Gehäuse 10 auf, das im gezeigten Beispiel eine Struktur 11 bildet, bezüglich oder relativ zu der die Abtriebswelle 9 rotierbar angeordnet ist. Das Gehäuse 10 bzw. die Struktur 11 ist in Fig. 1 lediglich angedeutet. Die Anlasseinrichtung 3 weist zudem eine Abtriebswelle 12 auf, an der das Ritzel 6 rotierfest angebracht ist, derart, dass das Ritzel 6 zusammen mit der Abtriebswelle 12 rotiert. Auch die Abtriebswelle 12 ist relativ zur Struktur 11 rotierbar angeordnet. Die Anlasseinrichtung 3 weist ferner eine Getriebeeinrichtung 13 auf, welche ein Drehmoment der Abtriebswelle 9 auf die Abtriebswelle 12 überträgt und zudem die Rotierung der Abtriebswelle 9 übersetzt oder untersetzt, wobei im vorliegenden Beispiel Übersetzungen möglich sind.

**[0043]** Die Getriebeeinrichtung 13 weist zumindest zwei Planetengetriebe 14, 15 auf, wobei im gezeigten Beispiel zwei Planetengetriebe 14, 15, nämlich ein erstes Planetengetriebe 14 und ein zweites Planetengetriebe 15, vorgesehen sind. Das jeweilige Planetengetriebe 14, 15 weist eine Getriebewelle 16, 17 auf, welche relativ zur Struktur 11 rotierbar angeordnet ist. Das heißt, dass das erste Planetengetriebe 14 eine erste Getriebewelle 16 und das zweite Planetengetriebe 15 eine zweite Getriebewelle 17 aufweist, welche im gezeigten Beispiel von der ersten Getriebewelle 16 separat ist. Die erste Getriebewelle 16 ist im gezeigten Beispiel durch die zweite Getriebewelle 17 hindurchgeführt. Dementsprechend ist die zweite Getriebewelle 17 hohl ausgebildet. Die Abtriebswelle 9, die Getriebewellen 16, 17 sowie die Abtriebswelle 12 sind im gezeigten Beispiel koaxial angeordnet und sind somit um eine gemeinsame Rotationsachse 18, welche die gemeinsame Achse bildet, rotierbar. Zur rotierbaren Anordnung der Abtriebswelle 9, der Abtriebswelle 12 sowie der Getriebewellen 16, 17 können jeweils Lager 19 vorgesehen sein, welche die jeweils zugehörige Welle 9, 12, 16, 17 relativ zur Struktur 11 und um die Rotationsachse 18 rotierbar lagern. Das jeweilige Planetengetriebe 14, 15 weist zudem ein mit der zugehörigen Getriebewelle 16, 17 rotierfest verbundenes Sonnenrad 20, 21 auf. Das heißt, dass das erste Planetengetriebe 14 ein erstes Sonnenrad 20 aufweist, welches rotierfest

an der ersten Getriebewelle 16 angebracht ist, derart, dass das erste Sonnenrad 20 zusammen mit der ersten Getriebewelle 16 um die Rotationsachse 18 rotiert. Zudem weist das zweite Planetengetriebe 15 ein zweites Sonnenrad 21 auf, welches rotierfest an der zweiten Getriebewelle 17 angebracht ist, derart, dass das zweite Sonnenrad 21 zusammen mit der zweiten Getriebewelle 17 um die Rotationsachse 18 rotiert. Im gezeigten Beispiel sind die erste Getriebewelle 16 und das erste Sonnenrad 20 als eine Sonnenradwelle 22, nachfolgend auch als erste Sonnenradwelle 22 genannt, und zweite Getriebewelle 17 zusammen mit dem zweiten Sonnenrad 21 ebenfalls als Sonnenradwelle 23, nachfolgend auch als zweite Sonnenradwelle 23 bezeichnet, ausgebildet. Das jeweilige Planetengetriebe 14, 15 weist zudem zumindest zwei Umlaufräder 24, 25 auf, welche das jeweils zugehörige Sonnenrad 20, 21 umgeben und mit diesem über eine weiter nicht gezeigte Zahnstruktur in Eingriff stehen. Das heißt, dass das erste Planetengetriebe 14 zumindest zwei erste Umlaufräder 24 aufweist, welche radial außenseitig des ersten Sonnenrads 20 angeordnet sind und über besagte Zahnstruktur mit einer komplementären, nicht gezeigten Zahnstruktur der Sonnenradwelle 20 in Eingriff stehen. Analog hierzu weist das zweite Planetengetriebe 15 zumindest zwei zweite Umlaufräder 25 auf, welche radial außenseitig des zweiten Sonnenrads 21 angeordnet sind, wobei das zweite Sonnenrad 21 und die zweiten Umlaufräder 25 über entsprechende Zahnstrukturen in Eingriff stehen. Hierbei sind in Fig. 1 jeweils zwei erste Umlaufräder 24 und zwei zweite Umlaufräder 25 dargestellt. Selbstverständlich kann das jeweilige Planetengetriebe 14, 15 auch mehr zugehörige Umlaufräder 24, 25 aufweisen, welche, vorzugsweise gleichmäßig, verteilt angeordnet sind. Die Umlaufräder 24, 25 beider Planetengetriebe 14, 15 sind an einem Träger 26 rotierbar gelagert, wobei der Träger 26 rotierfest mit der Abtriebswelle 12 verbunden ist, derart, dass der Träger 26 gemeinsam mit der Abtriebswelle 12 um die Rotationsachse 18 rotiert. Im gezeigten Beispiel ist der Träger 26 einstückig bzw. monolithisch mit der Abtriebswelle 12 hergestellt. Der Träger 26 weist einen Grundkörper 27 auf, von dem die Abtriebswelle 12 absteht. Auf der von der Abtriebswelle 12 abgewandten Seite stehen vom Grundkörper 27 zudem von der Rotationsachse 18 bzw. der Abtriebswelle 12 radial beabstandete Lagerstifte 28, 29 auf, an denen die jeweils zugehörigen Umlaufräder 24, 25 rotierbar gelagert sind. Das heißt, dass der Träger 26 erste Lagerstifte 28 aufweist, an denen die ersten Umlaufräder 24 rotierbar gelagert sind. Zudem weist der Träger 26 zweite Lagerstifte 29 auf, an denen die zweiten Umlaufräder 25 rotierbar gelagert sind. Die Umlaufräder 24, 25 werden von einer Hohlradanordnung 30 umgeben, mit der sie über eine entsprechende, nicht gezeigte Zahnstruktur, in Eingriff stehen. Die Hohlradanordnung 30 ist dabei relativ zur Struktur 11 fixiert, das heißt nicht rotierbar und vorzugsweise auch nicht drehbar. Das jeweilige Umlaufrad 24, 25 kann also im Betrieb um den zugehörigen Lagerstift 28,

29 rotieren und somit entlang der Hohlradanordnung 30 drehen. Diese Drehung führt zu einer Rotation des Trägers 26 und somit der Abtriebswelle 12 um die Rotationsachse 18. Im gezeigten Beispiel weist die Hohlradanordnung 30 für alle Umlaufräder 24, 25 ein gemeinsames Hohlrad 31 mit einer gemeinsamen Innenverzahnung 51 auf. Die Umlaufräder 24, 25 weisen der Innenverzahnung 51 zugehörige Außenverzahnungen 52, 53 auf, derart, dass die Umlaufräder 24, 25 mit der gemeinsamen Innenverzahnung 51 des gemeinsamen Hohlrads 31 in Eingriff stehen. Mit dem jeweiligen Planetengetriebe 14, 15 wird ein anderes Übersetzungsverhältnis realisiert. Hierzu sind im gezeigten Beispiel die Sonnenräder 20, 21 sowie die Umlaufräder 24, 25 der unterschiedlichen Planetengetriebe 14, 15 radial unterschiedlich dimensioniert. Im gezeigten Beispiel ist das erste Sonnenrad 20 radial kleiner als das zweite Sonnenrad 21. Dementsprechend sind die ersten Umlaufräder 24 radial größer dimensioniert als die zweiten Umlaufräder 25. Alternativ oder zusätzlich kann die Außenverzahnung 52 der ersten Umlaufräder 24, nachfolgend auch erste Außenverzahnung 52 genannt, eine andere Anzahl an nicht gezeigten Zähnen aufweisen als die Außenverzahnung 53 der zweiten Umlaufräder 25, nachfolgend auch zweite Außenverzahnung 53 genannt.

**[0044]** Eine Kupplungseinrichtung 32 der Anlasseinrichtung 3 erlaubt das wahlweise Koppeln der ersten Getriebewelle 16 oder der zweiten Getriebewelle 17 mit der Antriebswelle 9, so dass die Antriebswelle 9 die erste Getriebewelle 16 oder die zweite Getriebewelle 17 antreibt. Die Kupplungseinrichtung 32 ist vorliegend zusammen mit der Getriebeeinrichtung 13 als Doppelkupplungsgetriebe 33 ausgestaltet. Zum Koppeln der jeweiligen Getriebewelle 16, 17 mit der Abtriebswelle 9 über die Kupplungseinrichtung 32 ist an der jeweiligen Getriebewelle 16, 17 ein zugehöriger Kupplungskörper 34, 35 rotierfest angebracht, wobei die Kupplungskörper 34, 35 axial zueinander beabstandet sind. Das heißt, dass an der ersten Getriebewelle 16 ein erster Kupplungskörper 34 und an der zweiten Getriebewelle 17 ein zum ersten Kupplungskörper 34 axial beabstandeter zweiter Kupplungskörper 35 angebracht ist. Die Kupplungseinrichtung 32 weist ferner einen Schaltkörper 36 auf, der rotierfest mit der Antriebswelle 9 verbunden ist und mit einem Zwischenkörper 37 axial zwischen den Kupplungskörpern 34, 35 angeordnet ist. Der Schaltkörper 36 ist axial verschiebbar, derart, dass der Zwischenkörper 37 wahlweise mit dem ersten Kupplungskörper 34 oder dem zweiten Kupplungskörper 35 gekoppelt werden kann. Die axiale Verschiebung des Schaltkörpers 36 erlaubt also das Schalten zwischen einem vom ersten Planetengetriebe 14 bereitgestellten ersten Übersetzungsverhältnis bzw. ersten Gang und einem vom zweiten Planetengetriebe 15 bereitgestellten zweiten Übersetzungsverhältnis bzw. zweiten Gang. Der Zwischenkörper 37 dient der reibenden Kupplung Zwischen dem Schaltkörper 36 und der jeweiligen Getriebewelle 16, 17 bzw. den Kupplungskörpern 34, 35. Das heißt dass die Kupplungseinrichtung

32 als eine Reibkupplung 50 ausgebildet ist. Vorzugsweise ist das erste Übersetzungsverhältnis größer, beträgt beispielsweise zwischen 4 und 5, als das zweite Übersetzungsverhältnis, das zwischen 3 und 4 betragen kann.

**[0045]** Im gezeigten Beispiel erfolgt die axiale Verschiebung des Schaltkörpers 36 und somit das Schalten mit Hilfe von elektromagnetischen Aktuatoren 38, nachfolgend auch als Schaltaktuatoren 38 bezeichnet, welche eine berührungslose Verschiebung des Schaltkörpers 36 und somit ein berührungsloses Schalten ermöglichen. Die Schaltaktuatoren 38 werden durch eine Steuerung 39 angesteuert, welche nachfolgend auch als Schaltsteuerung 39 bezeichnet wird. Hierbei sind auf beiden axialen Seiten des Schaltkörpers 36 Schaltaktuatoren 38 angeordnet, um insbesondere ein schnelles Schalten zu ermöglichen.

**[0046]** Die Verbindungseinrichtung 5 weist zum Herstellen und Lösen der Antriebsverbindung zwischen dem Ritzel 6 und dem Schwungrad 7 einen Aktuator 40 auf, der nachfolgend auch als Verbindungsaktuator 40 bezeichnet wird. Der Verbindungsaktuator 40 und die Schaltsteuerung 39 sind derart mit einer Steuereinrichtung 41 verbunden, dass die Steuereinrichtung 41 die Schaltsteuerung 39 und den Verbindungsaktuator 40 steuern, insbesondere betätigen kann. Somit ist es möglich, in einer Startphase der Brennkraftmaschine 2 die Anlasseinrichtung 3 zum Starten der Brennkraftmaschine 2 einzusetzen. Auch ist es möglich, während der Startphase zwischen dem ersten Gang und dem zweiten Gang zu schalten.

**[0047]** In Fig. 2 ist ein anderes Ausführungsbeispiel des Brennkraftmaschinensystems 1 bzw. des Fahrzeugs 4 gezeigt. Dieses Ausführungsbeispiel unterscheidet sich von dem in Fig. 1 gezeigten Beispiel lediglich dadurch, dass die Hohlradanordnung 30 zwei zueinander axial beabstandete, separate Hohlräder 31 für das jeweilige Planetengetriebe 14, 15 aufweist. Das heißt, dass die Hohlradanordnung 30 ein erstes Hohlrad 31' aufweist, welches mit den ersten Umlaufrädern 24 des ersten Planetengetriebes 14 in Eingriff steht. Zudem weist die Hohlradanordnung 30 ein vom ersten Hohlrad 31' separates zweites Hohlrad 31" auf, mit dem die zweiten Umlaufräder 25 des zweiten Planetengetriebes 15 in Eingriff stehen. Hierdurch ist es insbesondere möglich, beispielsweise durch unterschiedliche Dimensionierungen der Hohlräder 31, Übersetzungsverhältnisse zur Verfügung zu stellen, welche sich stärker voneinander unterscheiden. Auch kann das erste Hohlrad 31' eine Innenverzahnung 51', nachfolgend auch erste Innenverzahnung 51' genannt, aufweisen, die sich von der Innenverzahnung 51" des zweiten Hohlrads 31", nachfolgend zweite Innenverzahnung 51" genannt, beispielsweise hinsichtlich der Anzahl der nicht gezeigten Zähne und/oder der Zahnteilung, unterscheidet. Auch hierdurch sind unterschiedliche Übersetzungsverhältnisse der beiden Planetengetriebe 14, 15 möglich.

**[0048]** In Fig. 3 ist ein Diagramm dargestellt, mit dem

ein Verfahren zum Betreiben des Brennkraftmaschinensystems 2 in einer Startphase der Brennkraftmaschine 2 beispielhaft erläutert wird. Entlang einer Abszisse 42 ist eine am Antriebsmotor 8 angelegte Leistung oder analog hierzu der anliegende elektrische Strom aufgetragen. Entlang der in Fig. 3 linken Ordinate 43 ist die Rotationsgeschwindigkeit des Trägers 26 und somit der Abtriebswelle 12 aufgetragen, während entlang der in Fig. 3 gegenüberliegenden, rechten Ordinate 44 das Drehmoment aufgetragen ist, durch über Träger 26 und somit über die Abtriebswelle 12 übertragen wird. Durch Kreuze symbolisiert und mit Hilfe einer gestrichelten Linie miteinander verbunden ist das vom ersten Planetengetriebe 14 übertragene Drehmoment durch eine Kurve durch einen entsprechenden Verlauf 45 gezeigt, der nachfolgend auch als erster Drehmomentverlauf 45 bezeichnet wird. Durch Rechtecke symbolisiert und mit Hilfe einer punktgestrichelten Linie verbunden ist ein weiterer Verlauf 46 gezeigt, der das vom zweiten Planetengetriebe 15 übertragene Drehmoment zeigt, wobei dieser Verlauf 46 nachfolgend auch als zweiter Drehmomentverlauf 46 bezeichnet wird. Durch Dreiecke symbolisiert und mit Hilfe einer punktgestrichelten Linie verbunden ist ein weiterer Verlauf 47 gezeigt, der die Abhängigkeit der Rotationsgeschwindigkeit des Trägers 26 abhängig vom angelegten Strom zeigt, wenn der Träger 26 vom ersten Planetengetriebe 14 angetrieben wird. Dieser Verlauf 47 wird nachfolgend daher auch als erster Geschwindigkeitsverlauf 47 bezeichnet. Wiederum durch Rechtecke symbolisiert und mit Hilfe einer gestrichelten Linie miteinander verbunden ist ein weiterer Verlauf 48 dargestellt, der die Abhängigkeit der Rotationsgeschwindigkeit des Trägers 26 vom angelegten Strom zeigt, wenn der Träger 26 vom zweiten Planetengetriebe 15 angetrieben ist. Dieser Verlauf 48 wird daher nachfolgend auch als zweiter Geschwindigkeitsverlauf bezeichnet.

**[0049]** Zum Starten der Brennkraftmaschine 2 startet die Anlasseinrichtung 3 im ersten Gang, in dem das erste Planetengetriebe 14 mit Hilfe der Kupplungseinrichtung 32 mit der Abtriebswelle 9 verbunden und wird von diesem angetrieben. Der Beginn des Betriebs der Anlasseinrichtung 3 und somit der Startphase der Brennkraftmaschine ist in Fig. 3 mit "T1" für das zur Verfügung gestellte Drehmoment 26 symbolisiert. Dabei wird mit Hilfe der Verbindungseinrichtung 5 eine Antriebsverbindung zwischen dem Träger 26 und der Brennkraftmaschine 2 hergestellt. Die Trägheit und der mechanische Widerstand der Brennkraftmaschine 2 führen dazu, dass die Rotationsgeschwindigkeit bei null liegt. Die Überwindung der Trägheit und des mechanischen Widerstands der Brennkraftmaschine 2 führen zu einer Abnahme des Drehmoments und einer gleichzeitigen Zunahme der Rotationsgeschwindigkeit. Dies ist auch dem ersten Drehmomentverlauf 45 und dem ersten Geschwindigkeitsverlauf 47 zu entnehmen. Die Anlasseinrichtung 3 wird im ersten Gang betrieben, bis das Drehmoment den mit "T2" bezeichneten Wert und die Rotationsgeschwindigkeit den mit "R2" bezeichneten Wert erreicht. Beim Erreichen

des Drehmoments "T2", der in der Kupplungseinrichtung 32, insbesondere in der Schaltsteuerung 39 und/oder in der Steuereinrichtung 41 hinterlegt sein kann, wird mit Hilfe der Kupplungseinrichtung 32 in den zweiten Gang geschaltet, also das zweite Planetengetriebe 15 mit dem Träger 26 und folglich mit der Abtriebswelle 12 verbunden. Dies ist in Fig. 3 durch einen Sprung zwischen dem Wert R2 im ersten Geschwindigkeitsverlauf 47 auf den dem Wert R2 entsprechenden Wert R2' im zweiten Geschwindigkeitsverlauf 48, sichtbar und mit Hilfe eines ersten Pfeils 49 angedeutet. Gleichzeitig erfolgt durch das Schalten in den zweiten Gang ein Sprung vom Wert T2 im ersten Drehmomentverlauf 45 auf den Wert T2' im zweiten Drehmomentverlauf 46. Aufgrund des weiterhin abnehmenden reduzierten mechanischen Widerstands der Brennkraftmaschine 2 und der mangelnden Fähigkeit des zweiten Gangs, das entsprechende Drehmoment zur Verfügung zu stellen, fällt das Drehmoment zunächst den Wert T2" im zweiten Drehmomentverlauf 46 während die Rotationsgeschwindigkeit auf den Wert R2" im zweiten Geschwindigkeitsverlauf 48 steigt. Es folgt ein weiter abnehmendes Drehmoment, wie der Verlauf des zweiten Drehmomentsverlaufs 46 zu entnehmen ist, bei gleichzeitig steigender Rotationsgeschwindigkeit, wie dem zweiten Geschwindigkeitsverlauf 48 zu entnehmen ist, bis die Brennkraftmaschine 2 gestartet ist, wobei dann die Antriebsverbindung zwischen der Anlasseinrichtung 3 und der Brennkraftmaschine 2 mit Hilfe der Verbindungseinrichtung 5 gelöst und die Anlasseinrichtung deaktiviert wird. Es erfolgt also während des Startvorgangs das Schalten zwischen dem ersten Gang und dem zweiten Gang mit Hilfe der Kupplungseinrichtung 32.

**[0050]** Zwischen Anlasseinrichtung 3 und der dadurch antreibbaren Brennkraftmaschine 2 kann ein nicht gezeigtes Freilaufelement angeordnet sein, das es verhindert, dass die Brennkraftmaschine 2 nach dem abgeschlossenen Startvorgang die Anlasseinrichtung 3 antreibt. So kann ausschließlich ein Drehmoment von der Anlasseinrichtung 3 auf die Brennkraftmaschine 2 übertragen werden, jedoch nicht umgekehrt.

**[0051]** Die Anlasseinrichtung 3 ist vorteilhaft derart ausgestaltet, dass sie vom ersten in den zweiten Gang temperaturabhängig schaltet. Dabei erfolgt das Schalten früher, wenn die Temperatur steigt. Bei der Temperatur handelt es sich um die Umgebungstemperatur und/oder die Temperatur eine der Brennkraftmaschine zugeführten Motoröls. Hierfür ist/sind die Schaltsteuerung 39 und/oder die Steuereinrichtung 41 mit zumindest einem nicht gezeigten Temperatursensor kommunizierend verbunden.

### Patentansprüche

1. Anlasseinrichtung (3) für eine Brennkraftmaschine (2),

- mit einem Antriebsmotor (8), der im Betrieb eine Antriebswelle (9) der Anlasseinrichtung (3) antreibt, und mit einer Abtriebswelle (12) zum Antreiben der Brennkraftmaschine (2), wobei Antriebswelle (9) und Abtriebswelle (12) relativ zu einer Struktur (11) der Anlasseinrichtung (3) rotierbar angeordnet sind,

- mit einer Getriebeeinrichtung (13), welche ein Antriebsmoment der Antriebswelle (9) auf die Abtriebswelle (12) überträgt,

- wobei die Getriebeeinrichtung (13) zumindest zwei Planetengetriebe (14, 15) zum Übertragen des Antriebsmoments zwischen der Antriebswelle (9) und der Abtriebswelle (12) aufweist,

- wobei das jeweilige Planetengetriebe (14, 15) zugehörige Umlaufräder (24, 25) aufweist, die relativ zu der Struktur (11) rotierbar sind und welche in einer sie umgebenden Hohlradanordnung (30) der Getriebeeinrichtung (13) greifen,

**dadurch gekennzeichnet,**

**dass** die Hohlradanordnung (30) an der Struktur (11) fixiert ist.

2. Anlasseinrichtung nach Anspruch 1,

**dadurch gekennzeichnet,**

**dass** die Anlasseinrichtung (3) eine Kupplungseinrichtung (32) zum wahlweisen Koppeln der Planetengetriebe (14, 15) mit der Antriebswelle (9) aufweist.

3. Anlasseinrichtung nach Anspruch 2,

**dadurch gekennzeichnet,**

**dass** die Kupplungseinrichtung (32) elektrisch, insbesondere elektromagnetisch, betrieben ist.

4. Anlasseinrichtung nach Anspruch 2 oder 3,

**dadurch gekennzeichnet,**

**dass** die Getriebeeinrichtung (13) mit der Kupplungseinrichtung (32) als Doppelkupplungsgetriebe (33) ausgestaltet ist.

5. Anlasseinrichtung nach einem der Ansprüche 2 bis 4,

**dadurch gekennzeichnet,**

**dass** die Kupplungseinrichtung (32) als eine Reibkupplung (50), insbesondere mit einer Mehrzahl von Reibpaarungen, ausgestaltet ist.

6. Anlasseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5,

**dadurch gekennzeichnet,**

**dass** das jeweilige Planetengetriebe (14, 15) eine Getriebewelle (16, 17) und ein an der Getriebewelle (16, 17) rotierfest angebrachtes Sonnenrad (20, 21) aufweist, wobei das Sonnenrad (20, 21) mit den zugehörigen Umlaufrädern (24, 25) des Planetengetriebes (14, 15) in Eingriff steht.

7. Anlasseinrichtung nach Anspruch 6 und einem der Ansprüche 2 bis 5,  
**dadurch gekennzeichnet,**
- **dass** an der jeweiligen Getriebewelle (16, 17) ein Kupplungskörper (34, 35) rotierfest angebracht ist, wobei die Kupplungskörper (34, 35) axial zueinander beabstandet sind,
  - **dass** ein Schaltkörper (36) der Kupplungseinrichtung (32) rotierfest mit der Antriebswelle (9) verbunden und zumindest teilweise zwischen den Kupplungskörpern (34, 35) angeordnet ist,
  - **dass** die Kupplungseinrichtung (32) zumindest einen Schaltaktuator (38) zum axialen Verstellen des Schaltkörpers (36) zum wahlweisen Kopplen des Schaltkörpers (36) mit dem jeweiligen Kupplungskörper (34, 35) aufweist.
8. Anlasseinrichtung nach Anspruch 7,  
**dadurch gekennzeichnet,**  
**dass** axial beidseitig des Schaltkörpers (36) zumindest ein Schaltaktuator (38) angeordnet ist.
9. Anlasseinrichtung nach Anspruch 7 oder 8,  
**dadurch gekennzeichnet,**  
**dass** der zumindest eine Schaltaktuator (38) zum Verstellen des Zwischenkörpers (37) elektromagnetisch mit dem Schaltkörper (36) zusammenwirkt.
10. Anlasseinrichtung nach einem der Ansprüche 6 bis 9,  
**dadurch gekennzeichnet,**  
**dass** die Getriebewellen (16, 17) konzentrisch angeordnet sind.
11. Anlasseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 10,  
**dadurch gekennzeichnet,**
- **dass** die Getriebeeinrichtung (13) einen Träger (26) aufweist, der relativ zur Struktur (11) rotierbar ist,
  - **dass** die Umlaufräder (24, 25) von zumindest zwei der Planetengetrieben (14, 15) rotierbar am Träger (26) gelagert sind,
  - **dass** die Abtriebswelle (12) rotierfest am Träger (26) angebracht ist.
12. Anlasseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 11,  
**dadurch gekennzeichnet,**  
**dass** die Hohlradanordnung (30) ein Hohlrads (31) aufweist, mit dem die Umlaufräder (24, 25) von zumindest zwei der Planetengetrieben (14, 15) in Eingriff stehen.
13. Anlasseinrichtung nach Anspruch 12,  
**dadurch gekennzeichnet,**
- dass** das Hohlrads (31) eine Innerverzahnung (51) aufweist und die Umlaufräder (24, 25) der zumindest zwei Planetengetriebe (14, 15) jeweils eine Außenverzahnung (52, 53) aufweisen, wobei die Innerverzahnung (51) des Hohlrads (31) und die Außenverzahnung (52, 53) der jeweils zu den zwei Planetengetrieben (14, 15) gehörenden Umlaufräder (24, 25) eine unterschiedliche Anzahl von Zähnen aber eine gleiche Zahnteilung aufweisen.
14. Anlasseinrichtung nach Anspruch 12 oder 13,  
**dadurch gekennzeichnet,**  
**dass** die Umlaufräder (24, 25) der zumindest zwei Planetengetriebe (14, 15) mit der gleichen Innerverzahnung (51) des Hohlrads (31) in Eingriff stehen.
15. Anlasseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 14,  
**dadurch gekennzeichnet,**  
**dass** die Hohlradanordnung (30) zumindest zwei zueinander beabstandete Hohlräder (31) aufweist, wobei die Umlaufräder (24) von einem der Planetengetriebe (14) mit einem der Hohlräder (31') und die Umlaufräder (25) von einem anderen der Planetengetriebe (15) mit einem anderen der Hohlräder (31'') in Eingriff stehen.
16. Anlasseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 15,  
**dadurch gekennzeichnet,**  
**dass** zumindest zwei der Planetengetriebe (14, 15) derart ausgebildet sind,  
**dass** sie unterschiedliche Übersetzungsverhältnisse zwischen der Antriebswelle (9) und der Abtriebswelle (12) bereitstellen.
17. Anlasseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 16,  
**dadurch gekennzeichnet,**  
**dass** die Anlasseinrichtung (3) derart ausgestaltet ist, dass sie einen Wechsel zwischen der Kupplung eines der Planetengetriebe (14) mit der Antriebswelle (9) und einem anderen Planetengetriebe (15) mit der Antriebswelle (9) temperaturabhängig durchführt.
18. Brennkraftmaschinensystem (1), insbesondere eines Fahrzeugs (4), mit einer Brennkraftmaschine (2) und mit einer Anlasseinrichtung (3) nach einem der Ansprüche 1 bis 17 und mit einer Verbindungseinrichtung (5) zur Antriebsverbindung der Abtriebswelle (12) mit der Brennkraftmaschine (2).

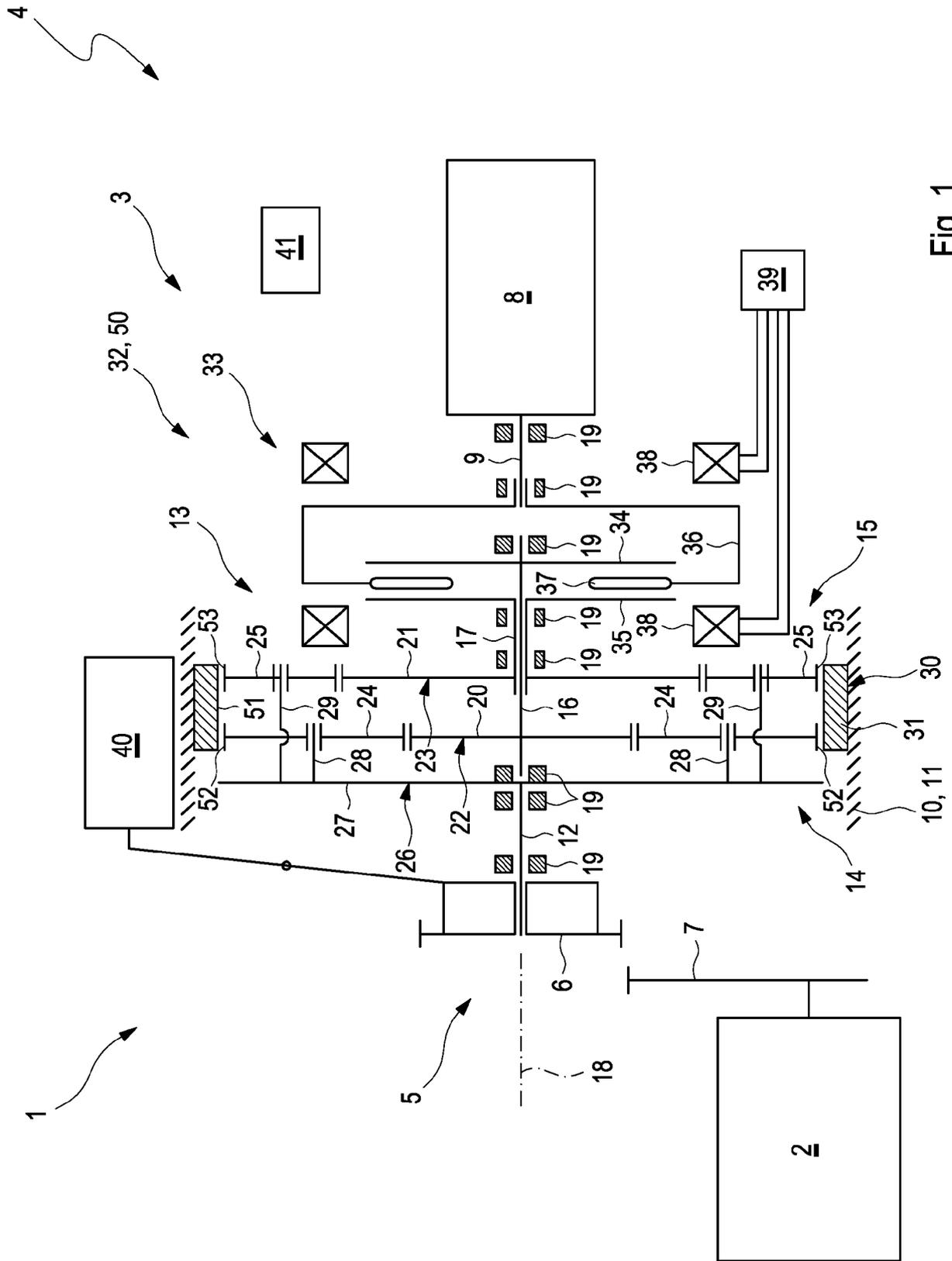


Fig. 1

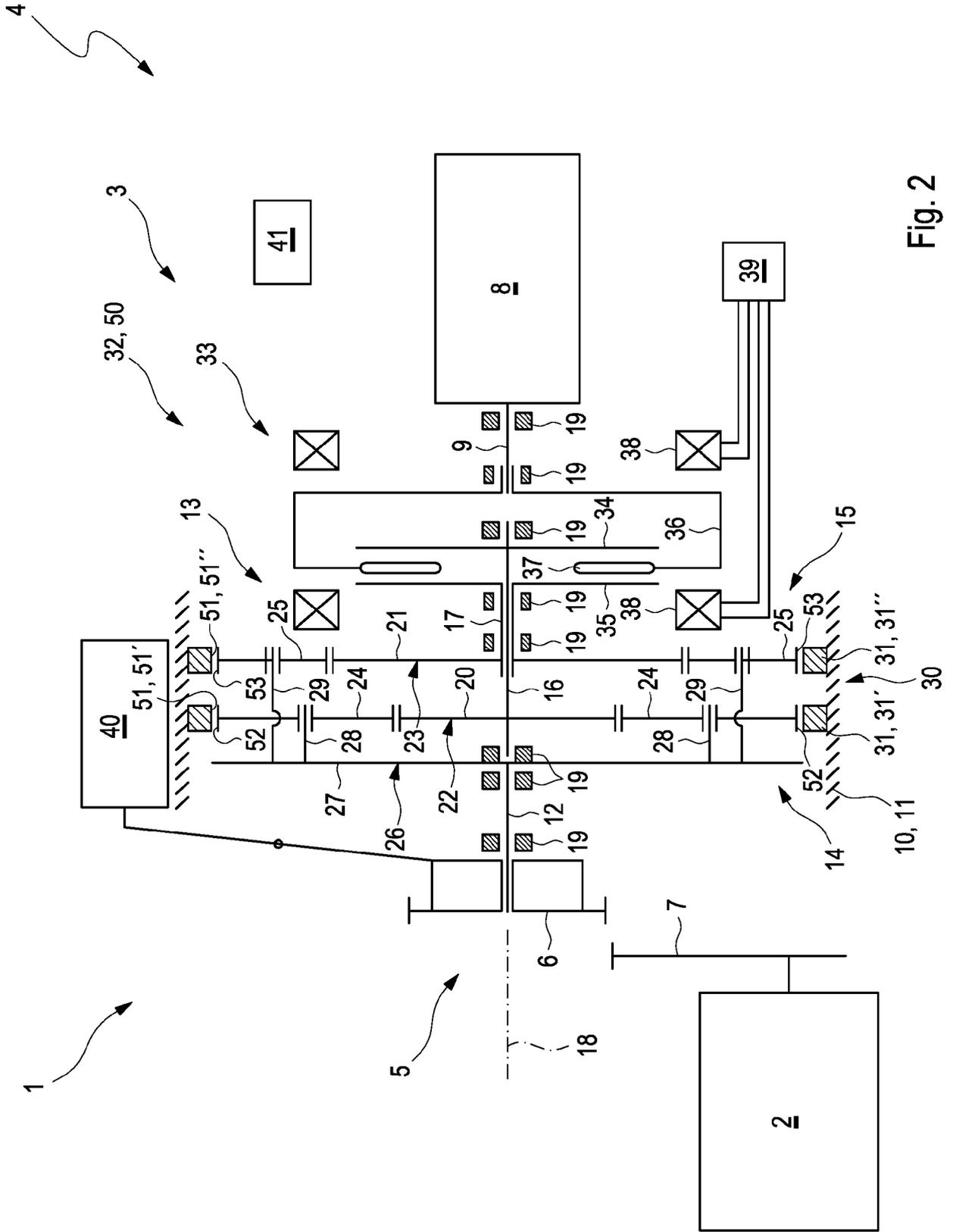


Fig. 2

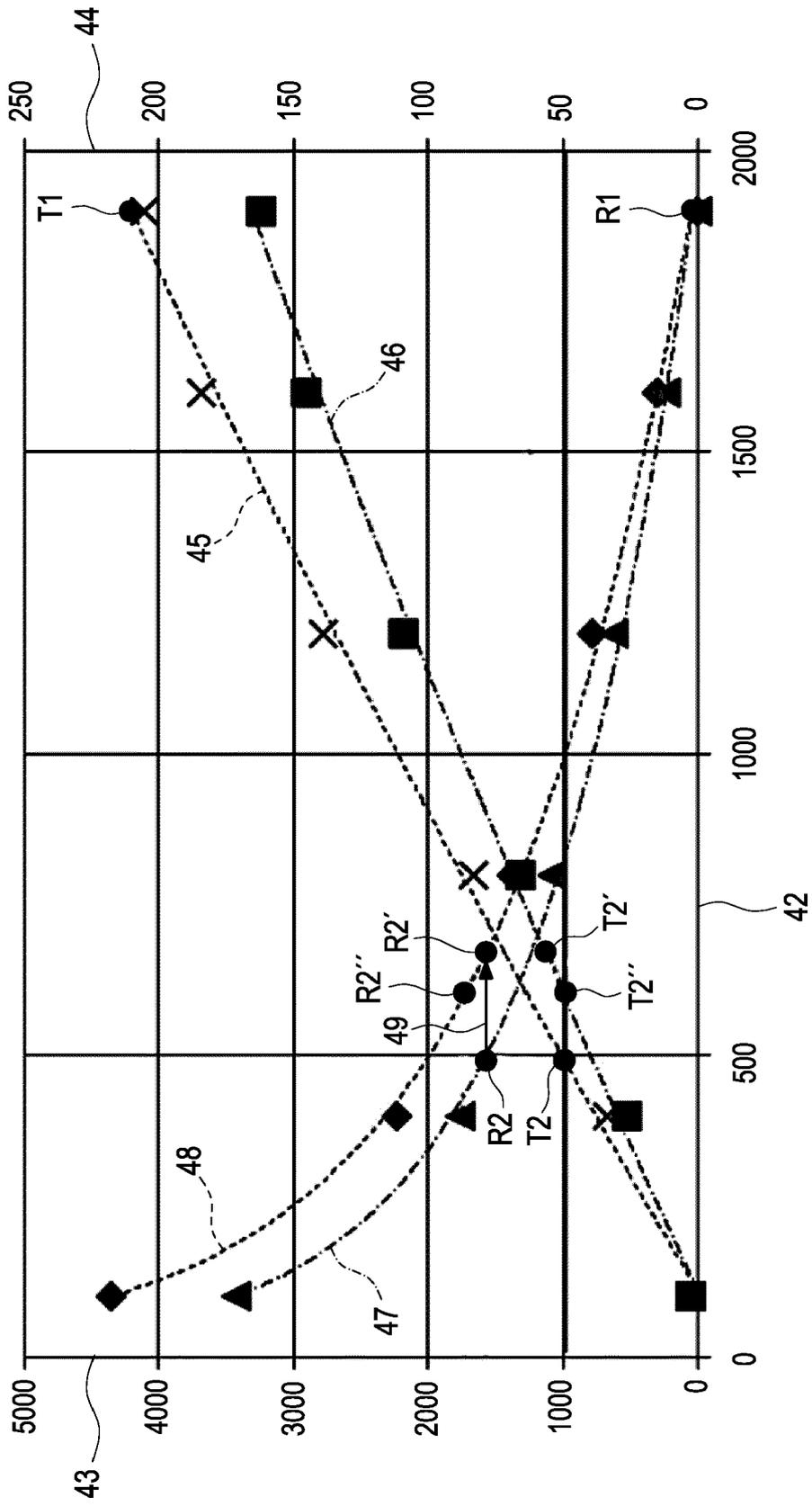


Fig. 3



EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung  
EP 19 18 7778

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (IPC)
X	EP 2 067 984 A2 (DENSO CORP [JP]) 10. Juni 2009 (2009-06-10)	1,2,6, 12,13, 15-18	INV. F02N15/04
Y	* Absatz [0024] - Absatz [0055] *	3,7-9	
A	* Absatz [0077] * * Abbildungen *	4,5,10, 11,14	
Y	----- DE 60 2005 004106 T2 (VALEO EQUIP ELECTR MOTEUR [FR]) 17. Juli 2008 (2008-07-17) * Absatz [0112] - Absatz [0113]; Abbildung 1 *	3,7-9	
A	----- WO 2015/106739 A1 (SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG [DE]) 23. Juli 2015 (2015-07-23) * Ansprüche *	1-18	
	-----		
			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (IPC)
			F02N
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort <b>München</b>		Abschlußdatum der Recherche <b>15. Oktober 2019</b>	Prüfer <b>De Vita, Diego</b>
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : nichtschriftliche Offenbarung P : Zwischenliteratur		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus anderen Gründen angeführtes Dokument ----- & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	

EPO FORM 1503 03.82 (P04C03)

**ANHANG ZUM EUROPÄISCHEN RECHERCHENBERICHT  
 ÜBER DIE EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG NR.**

EP 19 18 7778

5 In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten europäischen Recherchenbericht angeführten Patentdokumente angegeben.  
 Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am  
 Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

15-10-2019

10	Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
15	EP 2067984 A2	10-06-2009	EP 2067984 A2 JP 4957530 B2 JP 2009142035 A	10-06-2009 20-06-2012 25-06-2009
20	DE 602005004106 T2	17-07-2008	AT 382789 T DE 602005004106 T2 EP 1669594 A1 FR 2878908 A1	15-01-2008 17-07-2008 14-06-2006 09-06-2006
25	WO 2015106739 A1	23-07-2015	KEINE	
30				
35				
40				
45				
50				
55				

EPO FORM P0461

Für nähere Einzelheiten zu diesem Anhang : siehe Amtsblatt des Europäischen Patentamts, Nr.12/82

**IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE**

*Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.*

**In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente**

- US 20020123408 A1 **[0002]**
- EP 2067984 A2 **[0003]**
- WO 2015106739 A1 **[0003]**
- WO 2016019952 A1 **[0003]**