(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
10. Dezember 2015 (10.12.2015)

WIPO | PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2015/185051 A2

(51) Internationale Patentklassifikation:
F16H 48/11 (2012.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE2015/200317

(22) Internationales Anmeldedatum:
21. Mai 2015 (21.05.2015)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2014 210 312.6 2. Juni 2014 (02.06.2014) DE

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

(72) Erfinder: **MARTINI, Harald**; Buchenstr. 14, 91074 Herzogenaurach (DE). **BIERMANN, Thorsten**; Oberalbach 10, 96193 Wachenroth (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:

— *ohne internationalen Recherchenbericht und erneut zu veröffentlichen nach Erhalt des Berichts (Regel 48 Absatz 2 Buchstabe g)*

(54) Title: SPUR GEAR DIFFERENTIAL TRANSMISSION WITH BRIDGING MOMENT VARYING IN LOAD-DEPENDENT MANNER

(54) Bezeichnung : STIRNRADDIFFERENTIALGETRIEBE MIT LASTABHÄNGIG VARIIERENDEM ÜBERBRÜCKUNGSMOMENT

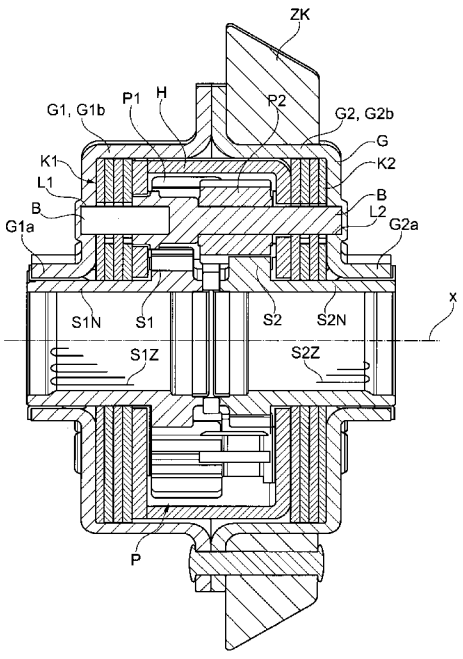


Fig. 1

(57) Abstract: The invention relates to a spur gear differential transmission comprising: a rotational housing provided for rotation about a rotational axis; an inner housing which is accommodated in the rotational housing; a first sunwheel which is designed as a spur gear, is accommodated in the inner housing and is coaxial with the rotational axis; a second sunwheel which is likewise designed as a spur gear, is accommodated in the inner housing and is likewise coaxial to the rotational axis; a planetary gear arrangement, accommodated in the inner housing, for coupling the two sunwheels such that they can rotate in opposite senses; and a friction element arrangement for generating in frictional manner a coupling moment which loads the equalizing effect of the differential, the inner housing being pivotable about a restricted angular range relative to the rotational housing, and the friction element arrangement being accommodated in an intermediate region between the rotational housing and the inner housing and thus being designed in such a way that the coupling moment generated thereby is adjusted according to a pivoting of the inner housing relative to the rotational housing.

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung bezieht sich auf ein Stirnraddifferentialgetriebe

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2015/185051 A2

mit einem zum Umlauf um eine Umlaufachse vorgesehenen Umlaufgehäuse, einem Innengehäuse, das in dem Umlaufgehäuse aufgenommen ist, einem ersten, als Stirnrad ausgeführten Sonnenrad, das in dem Innengehäuse aufgenommen und zur Umlaufachse gleichachsig angeordnet ist, einem zweiten, ebenfalls als Stirnrad ausgeführten Sonnenrad das in dem Innengehäuse aufgenommen und ebenfalls zur Umlaufachse gleichachsig angeordnet ist, einer in dem Innengehäuse aufgenommenen Planetenanordnung, zur Koppelung der beiden Sonnenräder derart, dass diese zueinander gegensinnig drehbar sind, und einer Reibelementanordnung, zur Generierung eines die Ausgleichswirkung des Differentiales belastenden Koppelungsmomentes auf reibschlüssigem Wege, wobei das Innengehäuse gegenüber dem Umlaufgehäuse um einen begrenzten Winkelbereich schwenkbar ist, und die Reibelementanordnung in einem Zwischenbereich zwischen dem Umlaufgehäuse und dem Innengehäuse aufgenommen und hierbei derart ausgebildet ist, dass das durch diese generierte Koppelungsmoment sich nach Maßgabe einer Verschwenkung des Innengehäuses gegenüber dem Umlaufgehäuse einstellt.

Stirnraddifferentialgetriebe mit lastabhängig variierendem Überbrückungsmoment

Beschreibung

Gebiet der Erfindung

Die Erfindung richtet sich auf ein Stirnraddifferentialgetriebe mit einem Umlaufgehäuse, einem ersten und einem zweiten Sonnenrad, das jeweils in dem Umlaufgehäuse aufgenommen ist, einer Planetenanordnung zur Koppelung der beiden Sonnenräder derart, dass diese zueinander gegensinnig drehbar sind, und einer Reibelementanordnung zur Generierung eines die Ausgleichswirkung des Stirnraddifferentialgetriebes variabel belastenden Überbrückungsmomentes auf reibschlüssigem Wege.

Derartige Stirnraddifferentiale finden insbesondere als Achs- oder Mittendifferentiale bei Kraftfahrzeugen Anwendung und verbessern allgemein die Fahrstabilität des Fahrzeuges, indem bei höheren Lastmomenten im Antriebsstrang eine gewisse reibschlüssige Koppelung der beiden Ausgänge des Differentials erfolgt. Im Falle eines Achsdifferentiales ergibt sich ein verbesserter Geradeauslauf, im Falle eines Mittendifferentials ergibt sich eine lastabhängige Kopplung der beiden Fahrzeugachsen, wodurch einem übermäßigen Radschlupf an der Achse mit dem Rad mit der geringsten Bodenhaftung entgegen gewirkt wird.

Aus der auf die Anmelderin zurückgehenden DE 10 2008 050 059 A1 ist ein Stirnraddifferential der eingangs genannten Art bekannt. Bei diesem Stirnraddifferential umfasst die Betätigungsmechanik eine Druckringanordnung mit zwei über Schrägflächen aneinander abgestützten Druckringen zur Generierung einer an einer Lamellenkupplungspackung angreifenden Axialkraft. Die Lamellenkupplungspackung ist derart in das Stirnraddifferential eingebunden, dass über diese eines der Sonnenräder reibschlüssig mit dem Umlaufgehäuse koppelbar ist. Durch die reibschlüssige Koppelung eines der Sonnenräder mit dem Umlaufgehäuse ergibt sich aufgrund der weiteren kinematischen Koppelung der beiden Sonnenräder über die Planetenanordnung insgesamt der Effekt, dass die Relativdrehung der beiden Sonnenräder durch ein Reibmoment gebremst und damit eine gewisse reibschlüssige Koppelung der beiden Sonnenräder, d.h. der Ausgänge des Differentials, erreicht wird.

Aufgabe der Erfindung

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Stirnraddifferentialgetriebe der eingangs genannten Art zu schaffen, das sich durch einen robusten und kostengünstig realisierbaren Aufbau, sowie durch eine lange Lebensdauer der Reibelementanordnung auszeichnet.

Erfindungsgemäße Lösung

Die vorangehend genannte Aufgabe wird erfindungsgemäß gelöst durch ein Stirnraddifferentialgetriebe mit:

- einem zum Umlauf um eine Umlaufachse vorgesehenen Umlaufgehäuse,
- einem Innengehäuse, das in dem Umlaufgehäuse aufgenommen ist,
- einem ersten, als Stirnrad ausgeführten Sonnenrad, das in dem Innengehäuse aufgenommen und zur Umlaufachse gleichachsig angeordnet ist,
- einem zweiten, ebenfalls als Stirnrad ausgeführten Sonnenrad das in dem Innengehäuse aufgenommen und ebenfalls zur Umlaufachse gleichachsig angeordnet ist,
- einer in dem Innengehäuse aufgenommenen Planetenanordnung, zur Koppelung der beiden Sonnenräder derart, dass diese zueinander gegensinnig drehbar sind, und
- einer Reibelementanordnung, zur Generierung eines die Ausgleichswirkung des Differentiales belastenden Koppelungsmomentes auf reibschlüssigem Wege,
- wobei das Innengehäuse gegenüber dem Umlaufgehäuse um einen begrenzten Winkelbereich schwenkbar ist, und
- die Reibelementanordnung in einem Zwischenbereich zwischen dem Umlaufgehäuse und dem Innengehäuse aufgenommen und hierbei derart ausgebildet ist, dass das durch diese generierte Koppelungsmoment sich nach Maßgabe einer Verschwenkung des Innengehäuses gegenüber dem Umlaufgehäuse einstellt.

Dadurch wird es auf vorteilhafte Weise möglich, ein Differentialgetriebe zu schaffen, bei welchem sich die zur Betätigung der Reibelementanordnung erforderliche Stellkraft innerhalb des Umlaufgehäuses nach Maßgabe des am Umlaufgehäuse anliegenden Lastmoments einstellt.

Gemäß einer besonders bevorzugten Ausführungsform der Erfindung ist die Reibelementanordnung derart ausgebildet, dass deren Reibelemente als axial abfolgend geschichtete Lamellen ausgebildet sind. Die Reibelementanordnung kann dabei insbesondere derart ausgebildet sein, dass diese eine erste und eine zweite Kupplungslamellen- oder Reibelementpackung aufweist, wobei diese beiden Packungen im Bereich der einander abgewandten Stirnseiten des Innengehäuses in einem zwischen dem Umlaufgehäuse und dem Innengehäuse jeweils gebildeten Ringraum aufgenommen sind. Die jeweilige Reibelementpackung, oder zumindest ein Teil der Reibelemente, ist vorzugsweise in dem Umlaufgehäuse drehfest verankert. Hierzu ist vorzugsweise in dem Umlaufgehäuse eine Mitnehmergeometrie ausgebildet in welche die Reibelementpackung eingreift.

Vorzugsweise ist über das Umlaufgehäuse eine Anschlagmechanik realisiert, über welche der maximale Verschenkwinkel des Innengehäuses gegenüber dem Umlaufgehäuse konstruktiv festgelegt wird. Diese Anschlagmechanik kann in Form von Langlochsenkungen realisiert sein, in welche die Endabschnitte der zur Lagerung der Planeten vorgesehenen Planetenbolzen eintauchen.

Gemäß einer besonders bevorzugten Ausführungsform der Erfindung weisen die Sonnenräder jeweils einen axial über eine Stirnwand des Innengehäuses hervorragenden Nabenabschnitt auf, wobei über diesen Nabenabschnitt jeweils das durch die Reibelementanordnung in Form eines Reibmomentes generierte Koppelungsmoment geführt wird.

Eine im Hinblick auf eine vorteilhafte Zentrierung der Sonnenräder besonders vorteilhafte Ausführungsform der Erfindung ist dadurch gegeben, dass im Umlaufgehäuse ein erster und ein zweiter Lagerbuchsenabschnitt ausgebildet ist und die Nabenabschnitte der Sonnenräder in diesen Lagerbuchsenabschnitten radial abgestützt sind. Das Innengehäuse kann ebenfalls in engen Toleranzen radial in dem Umlaufgehäuse schwenkbar gelagert sein. Über die axial aus dem Innengehäuse herausragenden Nabenabschnitte der Sonnenräder ergibt sich ebenfalls eine gewisse radiale Positionierung und Lagerung des Innengehäuses relativ zu dem Umlaufgehäuse.

Wie bereits ausgeführt, sind die Umlaufplaneten in dem Innengehäuse vorzugsweise über Planetenbolzen gelagert, wobei diese Planetenbolzen axial über die Stirnseiten des Innengehäuses hervorragen und dabei die jeweilige Kupplungslamellenpackung durchsetzen. In der Kupplungslamellenpackung ist dann vorzugsweise im Bereich der zur axialen Durchführung der Planetenbolzen vorgesehenen Durchbrüche über die Kontur der Durchbrüche eine Keil- oder Schrägflächenmechanik realisiert, so dass die Reibelementanordnung über die durch diese hindurch geführten Planetenbolzen betätigt wird.

Das erfindungsgemäße Stirnraddifferential ist vorzugsweise so ausgebildet, dass dieses eine symmetrische Leistungsverzweigung bewirkt. Dies wird erreicht, indem die Zähnezahlen der Sonnenräder und die Zähnezahlen der Planetenräder der in diese Sonnenräder eingreifenden Planetenanordnung so abgestimmt sind, dass sich zwischen den Sonnenrädern eine Standübersetzung von „-1“ ergibt. Insbesondere im Falle eines Mittendifferentials kann jedoch auch eine abweichende Standübersetzung vorgesehen werden, die z.B. dem Achslastverhältnis Rechung trägt, oder eine anderweitig asymmetrische Drehmomentenverteilung vorsieht.

Die vorgenannte Standübersetzung von „-1“ kann insbesondere erreicht werden, indem beide Sonnenräder gleiche Zähnezahlen aufweisen und auch die Zähnezahlen der Planeten innerhalb der Planetenanordnung gleich sind. Die Planetenanordnung kann dann so ausgebildet werden, dass diese einerseits erste Planeten aufweist die in das erste Sonnenrad eingreifen und andererseits zweite Planeten aufweist, die in das zweite Sonnenrad eingreifen. Die ersten und zweiten Planeten stehen miteinander in Eingriff und sind damit miteinander gegensinnig drehbar gekoppelt.

Gemäß einem besonderen Aspekt der vorliegenden Erfindung ist es möglich, die beiden Sonnenräder in unmittelbar Nachbarschaft nebeneinander anzuordnen und den Eingriff des ersten Planeten in den zugeordneten zweiten Planeten in jener Verzahnungsebene vorzunehmen in welcher der zweite Planet in das diesem zugeordnete zweite Sonnenrad einreift. Bei diesem Konzept wird dann vorzugsweise an dem zweiten Sonnenrad eine negative Profilverschiebung realisiert und an dem in dieses zweite Sonnenrad eingreifenden zweiten Planeten wird eine positive Profilverschiebung realisiert. An dem ersten Planeten wird eine negative Profilverschiebung realisiert. Die Profilverschiebungen

werden so abgestimmt, dass der Kopfkreis des zweiten Sonnenrades nicht in den Kopfkreis des Koppelplaneten eingreift.

Kurzbeschreibung der Figuren

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

Figur 1 eine vereinfachte Axialschnittdarstellung zur Veranschaulichung des Aufbaus eines erfindungsgemäßen Stirnraddifferentialgetriebes mit einer ersten und einer zweiten Reibelementpackung, über welche der jeweilige Nabenbereich der Sonnenräder reibschlüssig mit dem Umlaufgehäuse koppelbar ist, wobei die Betätigung der Reibelementpackung nach Maßgabe eines Verschwenkens des Innengehäuses gegenüber dem Umlaufgehäuse erfolgt;

Figur 2 eine Draufsicht auf ein Reibungskupplungselement gemäß einer ersten Ausführungsform der Erfindung;

Figur 3 eine Draufsicht auf ein Reibungskupplungselement gemäß einer zweiten Ausführungsform der Erfindung;

Figur 4 eine perspektivische Darstellung einer Gehäuseschale des Umlaufgehäuses.

Ausführliche Beschreibung der Figuren

Die Darstellung nach Figur 1 zeigt ein erfindungsgemäßes Stirnraddifferentialgetriebe mit einem Umlaufgehäuse G, das sich aus einer ersten topfartigen Gehäuseschale G1 und einer zweiten topfartigen Gehäuseschale G2 zusammensetzt, einem Innengehäuse H, einem ersten als Stirnrad ausgeführten Sonnenrad S1, das in dem Innengehäuse H aufgenommen ist, einem zweiten, ebenfalls als Stirnrad ausgeführten Sonnenrad S2 das auch in dem Innengehäuse H aufgenommen und zur Umlaufachse X des ersten Sonnenrades S1 gleichachsig angeordnet ist, einer mit dem Innengehäuse H umlaufenden Planetenanordnung P zur Koppelung der beiden Sonnenräder S1, S2 derart, dass diese zueinander gegensinnig drehbar sind, und einer Reibelementanordnung K1, K2 zur Generierung eines die

Ausgleichswirkung des Differentiales belastenden Koppelungsmomentes auf reibschlüssigem Wege, wobei sich das Koppelungsmoment nach Maßgabe eines am Umlaufgehäuse G anliegenden Antriebsdrehmomentes erhöht.

Das erfindungsgemäße Stirnraddifferentialgetriebe ist derart ausgebildet, dass das Innengehäuse H gegenüber dem Umlaufgehäuse G um einen relativ kleinen Stellwinkel um die Getriebeachse X verschwenkbar ist, wobei im Rahmen des Verschwenkens des Innengehäuses H gegenüber dem Umlaufgehäuse G die Reibelementanordnung K1, K2 aktiv wird und die Nabenabschnitte S1N, S2N der Sonnenräder S1, S2 mit dem Umlaufgehäuse G reibschlüssig koppelt.

Je nachdem, wie hoch die Reibelementanordnung K1,K2 belastet wird, ergibt sich eine entsprechend hohe reibschlüssige Koppelung der Sonnenräder S1, S2 mit dem Umlaufgehäuse G die ggf. einen Wert erreichen kann der einer Totalsperrung des Differentials entspricht. In diesem Zustand sind dann beide Sonnenräder S1, S2 mit dem Umlaufgehäuse G mit hohem Drehmomentenübertragungsvermögen gekoppelt und laufen mit diesem um. Es ist möglich, das maximale Sperrmoment der Reibelementanordnung K1,K2 konstruktiv zu begrenzen, so dass keine unzulässig hohen Sperrmomente auftreten können. Die Kupplungscharakteristik kann insbesondere so ausgelegt sein, dass das Kupplungsüberbrückungsmoment im unteren Lastbereich relativ schwach mit dem Lastmoment zunimmt, im mittleren Bereich im wesentlichen proportional zum Lastmoment variiert und im oberen Lastbereich asymptotisch auf einen Maximalwert zuläuft. Das Differentialgetriebe kann auch so ausgelegt werden, dass die Reibelementanordnung K1, K2 erst ab Erreichen eines konstruktiv vorgegebenen Mindest-Lastmoments aktiv wird. Dieser Ansatz ist insbesondere bei Fahrt auf Fahrbahnen mit geringer Bodenhaftung, z.B. auf schneebedeckter Fahrbahn von besonderem Vorteil, da dann das Fahrzeug nicht wegen eines zu früh gesperrten Differentials untersteuert.

Bei dem hier gezeigten Ausführungsbeispiel ist die Planetenanordnung P derart gestaltet, dass diese erste Planeten P1 aufweist, die in das erste Sonnenrad S1 eingreifen und zweite Planeten P2 aufweist die in das zweite Sonnenrad S2 eingreifen, wobei die ersten und die zweiten Planeten P1, P2 über einen Abschnitt ihrer Außenverzahnung miteinander in Eingriff stehen. Der Bereich des gegenseitigen Eingriffs befindet sich bei diesem Ausführungsbeispiel axial zwischen den Verzahnungsebenen der beiden Sonnenräder S1, S2. Das zweite

Sonnenrad S2 weist bei diesem Ausführungsbeispiel die gleiche Zähnezahl auf wie das erste Sonnenrad S1. Die Planetenanordnung P realisiert im Zusammenspiel mit den beiden Sonnenrädern S1, S2 ein Übersetzungsverhältnis von „-1“.

Obgleich hier nicht dargestellt ist es möglich, die Eingriffszone der beiden Planetenräder P1, P2 in die Verzahnungsebene z.B. des zweiten Sonnenrades S2 zu verlagern. Am zweiten Sonnenrad S2 kann hierzu eine negative Profilverschiebung vorgenommen werden. Der in dieses Sonnenrad S2 eingreifende zweite Planet P2 erhält dann eine positive Profilverschiebung. Das erste Sonnenrad S1 kann eine positive Profilverschiebung aufweisen und am ersten Planeten P1 kann eine negative Profilverschiebung vorgenommen werden. Ziel dieser Verzahnungsmodifikationen ist es, dass bei Einhaltung einer geforderten Übersetzung von „-1“ jener in die Verzahnungsebene des zweiten Sonnenrades S2 vordringende Abschnitt des ersten Planeten P1 aus dem Kopfkreis des zweiten Sonnenrades S2 freikommt.

Die Einleitung eines Antriebsdrehmomentes, oder zumindest die Einleitung der zur Generierung dieses Antriebsdrehmomentes erforderlichen Umfangskraft in das Umlaufgehäuse G erfolgt bei dem gezeigten Ausführungsbeispiel über einen außenverzahnten Zahnkranz ZK. Dieser ist als Massivteil gefertigt und trägt hier lediglich beispielhaft eine als Kegelradverzahnung gefertigte Außenverzahnung. Bei der vorliegenden Variante wird der Zahnkranz ZK über ein nicht näher dargestelltes Kegelradritzel angetrieben. Das Umlaufgehäuse G ist über eine nicht weiter dargestellte Lagereinrichtung in einem Achsgetriebegehäuse aufgenommen. Der Zahnkranz ZK sitzt auf einer durch die zweite Gehäuseschale G2 gebildeten Sitzfläche. Die beiden Gehäuseschalen G1, G2 bilden jeweils Lagerbuchsen G1a, G2a in welchen die Sonnenräder S1, S2 radial gelagert sind. Die beiden Gehäuseschalen G1, G2 bilden jeweils einen von einem Topfwandungsabschnitt G1b, G2b umsäumten Ringraum in welchem die Reibelementanordnung K1, K2 aufgenommen ist. Der jeweilige Topfwandungsabschnitt G1b, G2b ist mit einer Innenverzahnung versehen in welcher die Kupplungslamellen der jeweiligen Reibelementanordnung K1, K2, drehfest geführt sind. Die Kupplungslamellen sind bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel derart deformierbar, dass diese radial gegen die Nabenabschnitte S1N, S2N drängbar sind und hierbei ein entsprechendes Reibmoment aufbringen. Es ist auch möglich einen Teil der Kupplungslamellen an dem entsprechenden Nabenabschnitt S1N, S2N drehfest auf einer Verzahnung zu sichern und durch eine anderweitige durch das Innengehäuse H betätigte Kupplungsmechanik ein zwischen dem Umlaufgehäuse G und dem jeweiligen Nabenabschnitt

S1N, S2N wirksames Reibmoment zu generieren. Die Nabenabschnitte S1N, S2N sind jeweils mit einer hier nur angedeuteten Innenverzahnung S1Z, S2Z versehen, die jeweils der drehfesten Aufnahme eines komplementär verzahnten Abschnitts einer hier nicht weiter dargestellten Radantriebswelle dient. In der vorliegenden Darstellung nach Figur 1 sind nur zwei Planetenanordnungen P dargestellt. Vorzugsweise sind insbesondere drei oder vier derartige Planetenanordnungen P in gleicher Teilung abfolgend in dem Innengehäuse H angeordnet. Insbesondere ist es auch möglich, die Planetenanordnung P so auszubilden, dass die ersten und zweiten Planeten P1, P2 abwechselnd miteinander in Eingriff stehen und dabei einen hinsichtlich des Verzahnungseingriffs in sich geschlossenen Zahnradkranz bilden.

Die Funktionsweise des erfindungsgemäßen Differentialgetriebes ist wie folgt: Über den Zahnkranz ZK wird ein Antriebsdrehmoment in das Umlaufgehäuse G eingeleitet. In diesem Umlaufgehäuse G sitzt das Innengehäuse H in welchem die Planetenanordnung P auf mehreren Planetenbolzen B gelagert ist. Die Planetenanordnung P koppelt die beiden Sonnenräder S1, S2 mit dem Übersetzungsverhältnis „-1“. Sobald an dem Umlaufgehäuse G ein Lastmoment anliegt, schwenkt das Umlaufgehäuse G relativ zu dem Innengehäuse H. Die axial aus dem Innengehäuse H herausragenden Überstände der Planetenbolzen B greifen in die in Form von speziellen Durchbrüchen in den Kupplungslamellen ausgebildeten Schrägflächengeometrien ein und drängen dabei die radial elastisch angebundenen Abschnitte der Kupplungslamellen radial nach innen gegen die Umfangsflächen der Nabenabschnitte S1N, S2N der Sonnenräder S1, S2. Hierdurch baut sich zwischen dem Umlaufgehäuse G und dem jeweiligen Sonnenrad S1, S2 ein Bremsmoment auf. Im Ergebnis werden damit die beiden Sonnenräder S1, S2 und das Umlaufgehäuse G miteinander entsprechend dem durch die Reibelementanordnung K1, K2 übertragenen Reibmoment miteinander gekoppelt. Wird das am Zahnkranz ZK anliegenden Drehmoment weiter erhöht, wird das durch die Reibelementanordnung K1,K2 generierte Koppelungsmoment ebenfalls weiter erhöht. Sobald die am Zahnkranz ZK anliegende Last abnimmt wird die Reibelementanordnung K1,K2 radial entlastet und das über die Reibelementanordnung K1, K2 in die Außenumfangswandung der Nabenabschnitte S1N, S2N übertragene Reibungsmoment abgesenkt. Die Charakteristik des erfindungemäßen Differentiales kann über das Drehmomentenübertragungsverhalten der Reibelementanordnung, den Schrägungswinkel der Durchbrüche der Kupplungslamellen und insbesondere auch über hier nicht weiter dargestellte Rückstellorgane abgestimmt werden. Der maximale Verlagerungsweg des Innengehäuses H relativ zu dem Umlaufgehäuse ist durch die Geometrie von

Langlochsenkungen L1, L2 begrenzt in welche die Endabschnitte der Planetenbolzen B eintauchen. Die Reibelementanordnung K1, K2 kann auch so aufgebaut sein, dass anstelle der hier gezeigten Kupplungslamellen die an den Nabenabschnitten SN1, SN2 angreifende Reibkraft durch Reibelemente generiert wird, die eine etwas größere axiale Erstreckung aufweisen und sich in der Art gekrümmter Keile um die Nabeabschnitte oder darauf drehfest sitzende Ringelemente erstrecken. Diese nach Maßgabe des am Umlaufgehäuse G anliegenden Lastmoment betätigten Reibelemente können durch die hier gezeigten axial über das Innengehäuse H überstehenden Abschnitte der Planetenbolzen B oder anderweitige am Innengehäuse ausgebildete oder an diesem fixierte Betätigungsgeometrien belastet werden.

In Figur 2 ist in Form einer Draufsicht die Kontur eines Reibelementes KE dargestellt das beispielsweise bei einem Differential nach Figur 1 eingesetzt werden kann. Das Reibelement KE ist mit Durchbrüchen KE1 versehen. In diese Durchbrüche greifen die hier beispielhaft dargestellten Planetenbolzen B ein. Die Kontur der Durchbrüche KE1 ist so gestaltet, dass dort Schrägflächenabschnitte KE1a entstehen welche im Zusammenspiel mit den Planetenbolzen B eine Keilmechanik bilden. Die Keilmechanik ist so ausgelegt, dass bei einem Verschwenken der Planetenbolzen B relativ zum Reibelement KE um die Umlaufachse X die Schrägflächenabschnitte KE1a radial belastet werden. Hierbei werden die radial nach innen weisenden Bremsflanken KE1b radial nach innen gedrängt. Die inneren Begrenzungsflächen KE1b dieser Bremsflanken fungieren als Reibflächen die mit entsprechender Druckkraft auf der Aussenumfangswandung der Nabenabschnitte S1N, S2N der Sonnenräder S1, S2 aufsitzen und die Relativbewegung reibschlüssig bremsen. Bei dem hier gezeigten Ausführungsbeispiel ist die durch die Kontur der Durchbrüche KE1 realisierte Keilmechanik so ausgelegt, dass eine Bremswirkung nur generiert wird, wenn eine Relativdrehung der Planetenbolzen um die Getriebeachse X in eine bestimmte Richtung erfolgt. Bei dieser Kielmechanik verlaufen die an den Planetenbolzen B angreifenden Schrägflächen KE1a „schräg“ zu einer zur Getriebeachse X konzentrischen Kreislinie. Nachdem die Planetenbolzen B im Rahmen des Schwenkens des Innengehäuses auf einer zur Getriebeachse X konzentrischen Kreisbahn wandern werden die unter den Schrägflächen KE1a liegenden Abschnitte KE1b des Reibelements KE radial nach innen zur Getriebeachse X hin abgedrängt. Das Reibelement KE ist im Bereich seines Außenumfangs mit einer Mitnehmergeometrie KEM versehen die es ermöglicht, das Reibelement KE in dem Umlaufgehäuse drehfest zu verankern.

Bei der in Figur 3 dargestellten zweiten Variante des Reibelementes KE ist die Kontur der Durchbrüche KE1 so gestaltet, dass sich eine Keilmechanik mit zwei Schrägflächenabschnitten KE1a, KE1d ergibt. Die hier gezeigte Ausführungsform erlaubt es, die radiale Belastung der Bremsflanken KE1b bei einer Relativdrehung in beide Richtungen um die Getriebeachse X herbeizuführen. Im Übrigen gelten die Ausführungen zur Variante nach Figur 2 sinngemäß.

In Figur 4 ist in Form einer perspektivischen Darstellung der Aufbau einer Gehäuseschale G1 des Umlaufgehäuses G (vgl. Fig. 1) dargestellt. Die Gehäuseschale G1 ist als Blechumformteil gefertigt und bildet die bereits in Verbindung mit Figur 1 angesprochene Topfwandung G1b an welcher eine zur drehfesten Mitnahme der Reibelemente KE (vgl. Figuren 2 und 3) vorgesehene Mitnehmergeometrie G1M ausgebildet ist. In dem hier erkennbaren Bodenbereich der Gehäuseschale sind jene Langlochsenkungen L1 ausgebildet in welche die Endabschnitte der Planetenbolzen B eintauchen können. Durch diese beispielsweise durch plastische Umformung ziehtechnisch gefertigten Langlochsenkungen wird im Zusammenspiel mit den Planetenbolzen der maximale Verschwenkungswinkel des Innengehäuses I gegenüber dem Umlaufgehäuse G begrenzt. An der Gehäuseschale G1 ist weiterhin die zur radialen Lagerung eines Nabenabschnitts eines Sonnerades vorgesehene Lagerbuchse G1a auf umformtechnischem Wege realisiert. Die Gehäuseschale G1 weißt weiterhin einen Umfangsflansch G1c auf, über welchen die Gehäuseschale G1 mit der zugeordneten zweiten Gehäuseschale G2 und zugleich dem Zahnkranz ZK verbindbar ist.

Patentansprüche

1. Stirnraddifferentialgetriebe mit:

- einem zum Umlauf um eine Umlaufachse vorgesehenen Umlaufgehäuse (G),
- einem Innengehäuse (H), das in dem Umlaufgehäuse (G) aufgenommen ist,
- einem ersten, als Stirnrad ausgeführten Sonnenrad (S1), das in dem Innengehäuse (H) aufgenommen und zur Umlaufachse (X) gleichachsig angeordnet ist,
- einem zweiten, ebenfalls als Stirnrad ausgeführten Sonnenrad (S2) das in dem Innengehäuse (H) aufgenommen und ebenfalls zur Umlaufachse (X) gleichachsig angeordnet ist,
- einer in dem Innengehäuse (H) aufgenommenen Planetenanordnung (P) zur Koppelung der beiden Sonnenräder (S1, S2) derart, dass diese zueinander gegensinnig drehbar sind, und
- einer Reibelementanordnung (K1, K2) zur Generierung eines die Ausgleichswirkung des Differentiales belastenden Koppelungsmomentes auf reibschlüssigem Wege,
- wobei das Innengehäuse (H) gegenüber dem Umlaufgehäuse (G) um einen begrenzten Winkelbereich um die Umlaufachse (X) schwenkbar ist, und
- die Reibelementanordnung (K1, K2) derart ausgebildet ist, dass das durch diese generierte Koppelungsmoment sich nach Maßgabe einer Verschwenkung des Innengehäuses (H) gegenüber dem Umlaufgehäuse (G) einstellt.

2. Stirnraddifferentialgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Reibelementanordnung (K1, K2) eine erste und eine zweite Reibelementpackung aufweist, und dass diese beiden Reibelementpackungen im Bereich der einander abgewandten Stirnseiten des Innengehäuses (H) in einem zwischen dem Umlaufgehäuse (G) und dem Innengehäuse (H) jeweils gebildeten Ringraum aufgenommen sind.

3. Stirnraddifferentialgetriebe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass in dem Umlaufgehäuse (G) eine Mitnehmergeometrie (G1M) ausgebildet ist, und dass die jeweilige Reibelementpackung über diese Mitnehmergeometrie (G1M) mit dem Umlaufgehäuse (G) gekoppelt ist.

4. Stirnraddifferentialgetriebe nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass der maximale Verschwenkwinkel des Innengehäuses (H) gegenüber dem Umlaufgehäuse (G) konstruktiv festgelegt ist.

5. Stirnraddifferentialgetriebe nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Sonnenräder (S1, S2) jeweils einen axial über eine Stirnwand des Innengehäuses (H) hervorragenden Nabenabschnitt (S1N, S2N) aufweisen, und dass über diesen Nabenabschnitt (S1N, S2N) jeweils das durch die Reibelementanordnung (K1, K2) generierte Koppelungsmoment geführt wird.

6. Stirnraddifferentialgetriebe nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass im Umlaufgehäuse (G) ein erster und ein zweiter Lagerbuchsenabschnitt (G1a, G2a) ausgebildet ist und die Nabenabschnitte (S1N, S2N) der Sonnenräder (S1, S2) in diesen Lagerbuchsenabschnitten (S1N, S2N) radial abgestützt sind

7. Stirnraddifferentialgetriebe nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass die Umlaufplaneten (P1, P2) in dem Innengehäuse (H) über Planetenbolzen (B) gelagert sind, und dass diese Planetenbolzen (B) axial über die Stirnseiten des Innengehäuses (H) hervorragen und dabei die jeweilige Reibelementanordnung (K1, K2) axial durchsetzen.

8. Stirnraddifferentialgetriebe nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Reibelementanordnung (K1, K2) jeweils in der Art einer Kupplungslamellenpackung ausgeführt ist und in der Kupplungslamellenpackung im Bereich der zur axialen Durchführung der Planetenbolzen (B) vorgesehenen Durchbrüche (KE1) über die Kontur der Durchbrüche (KE1) eine Keil- oder Schrägflächenmechanik realisiert ist, so dass die Reibelementanordnung (K1, K2) über die durch diese hindurch geführten Planetenbolzen (B) betätigt wird.

9. Stirnraddifferentialgetriebe nach Anspruch 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, dass in dem Umlaufgehäuse (G) Langlochgeometrien (L1, L2) ausgebildet sind, und dass die Planetenbolzen (B) mit ihren stirnseitigen Endabschnitten in diese Langlochgeometrien (L1, L2) eintauchen.

10. Stirnraddifferentialgetriebe nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass ein Antriebsrad (ZK) vorgesehen ist, das an das Umlaufgehäuse (G) an- oder auf dieses aufgesetzt ist.

5

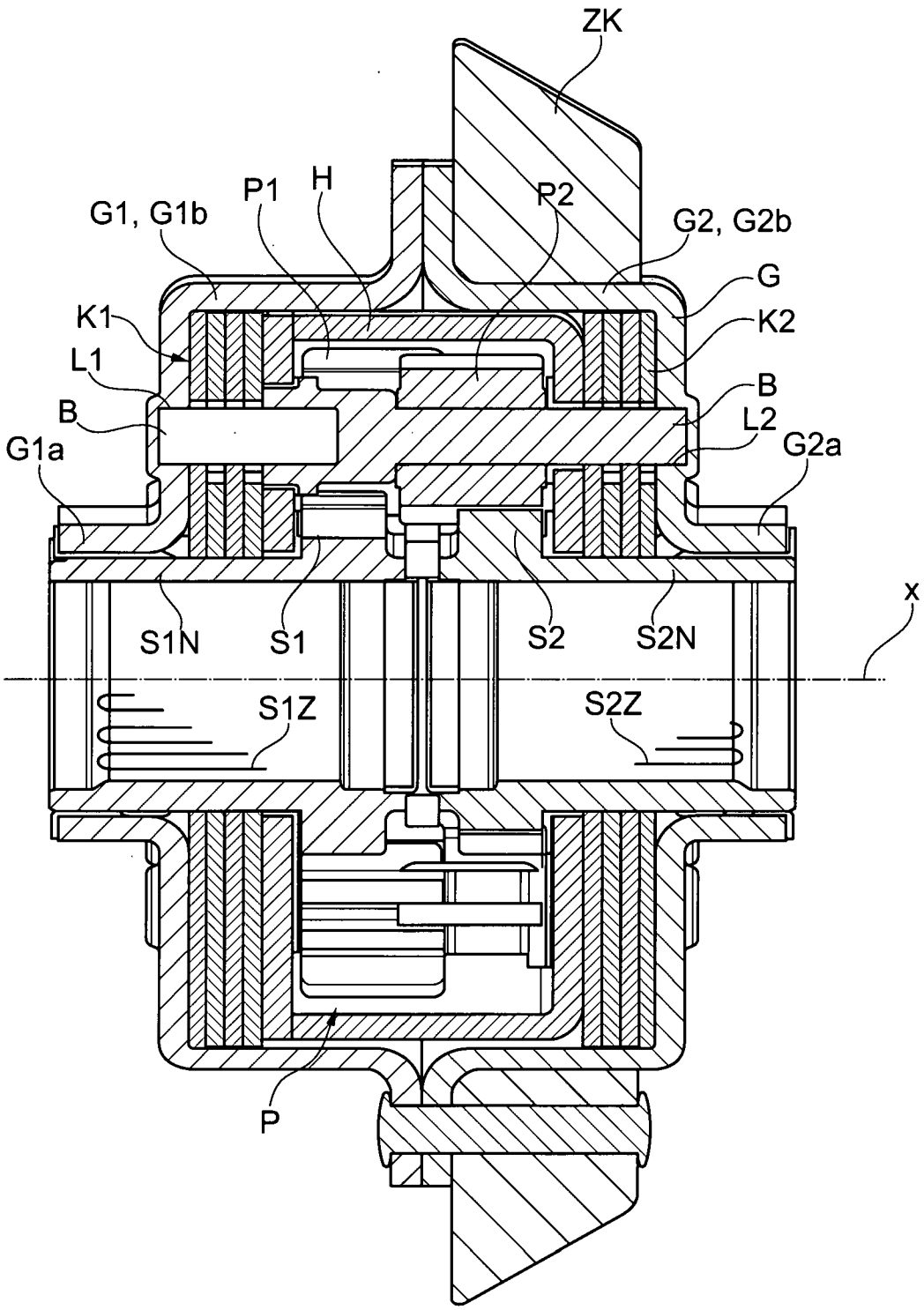

ZK
P1
H
P2
G1, G1b
G2, G2b
G
K1
K2
L1
B
B
L2
G1a
G2a
x
S1N
S1
S2
S2N
S1Z
S2Z
P

Fig. 1

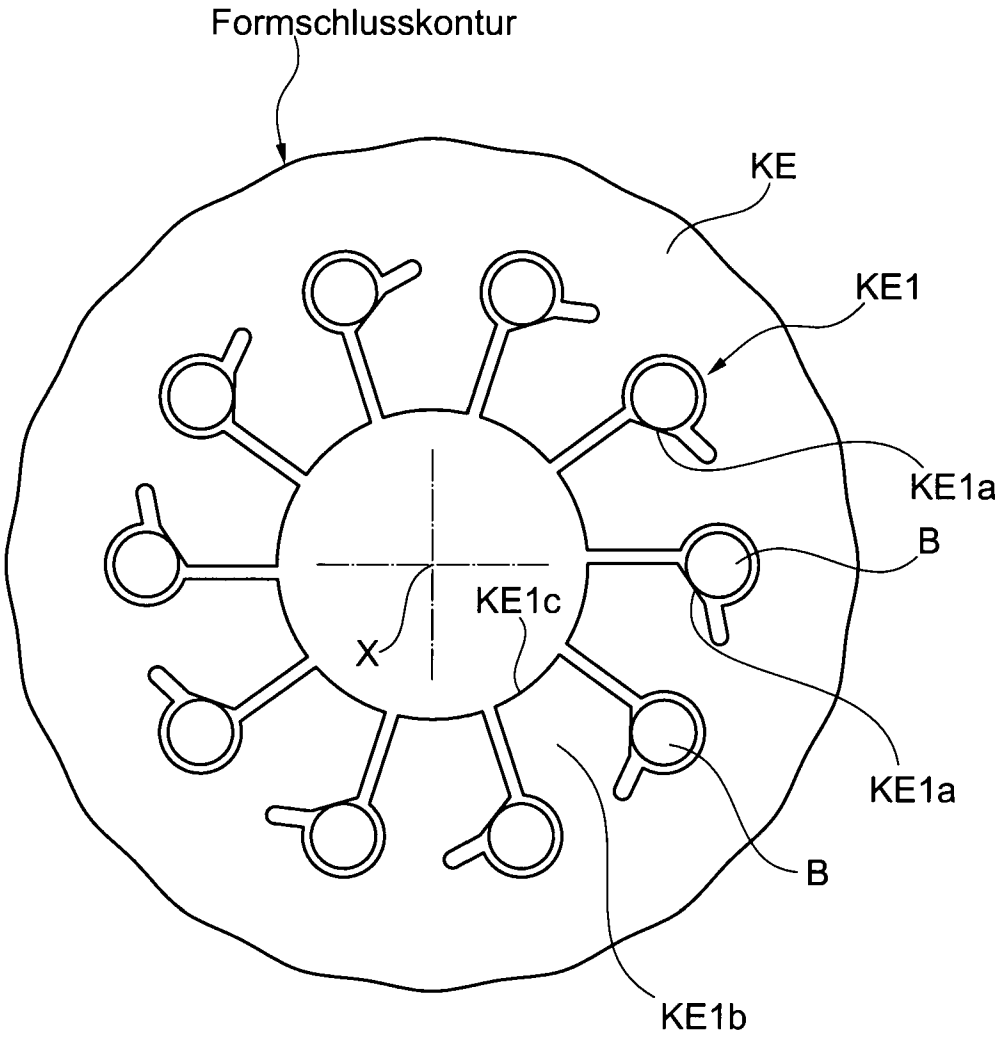


Fig. 2

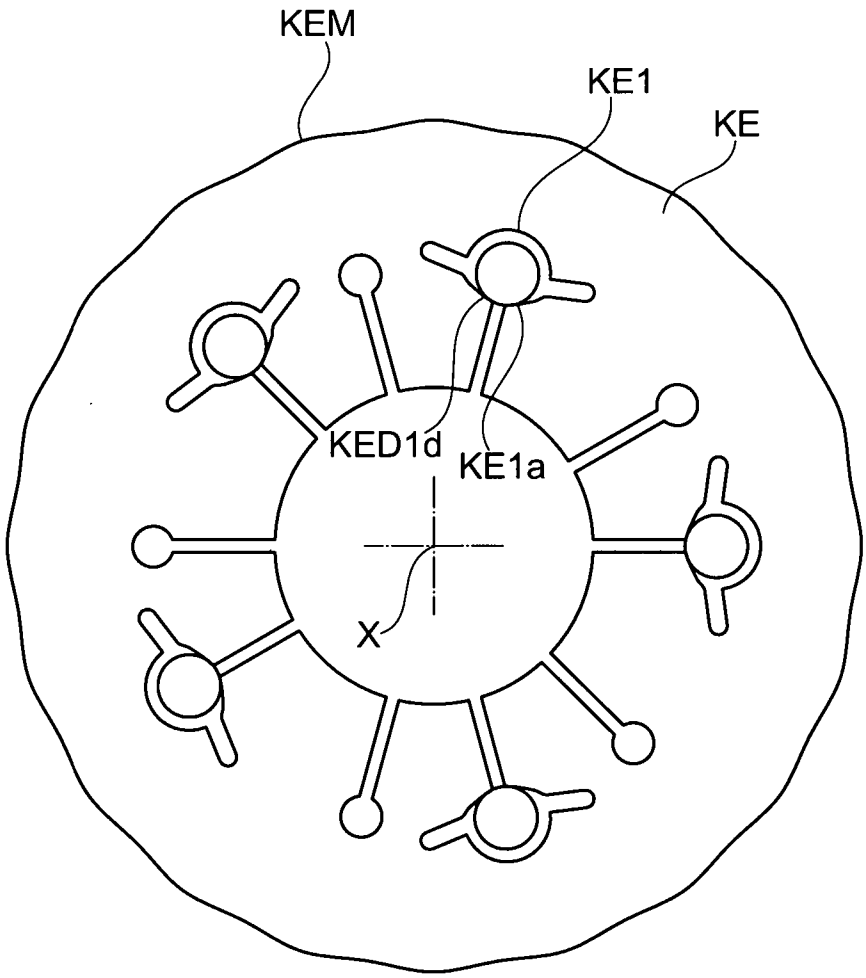


Fig. 3

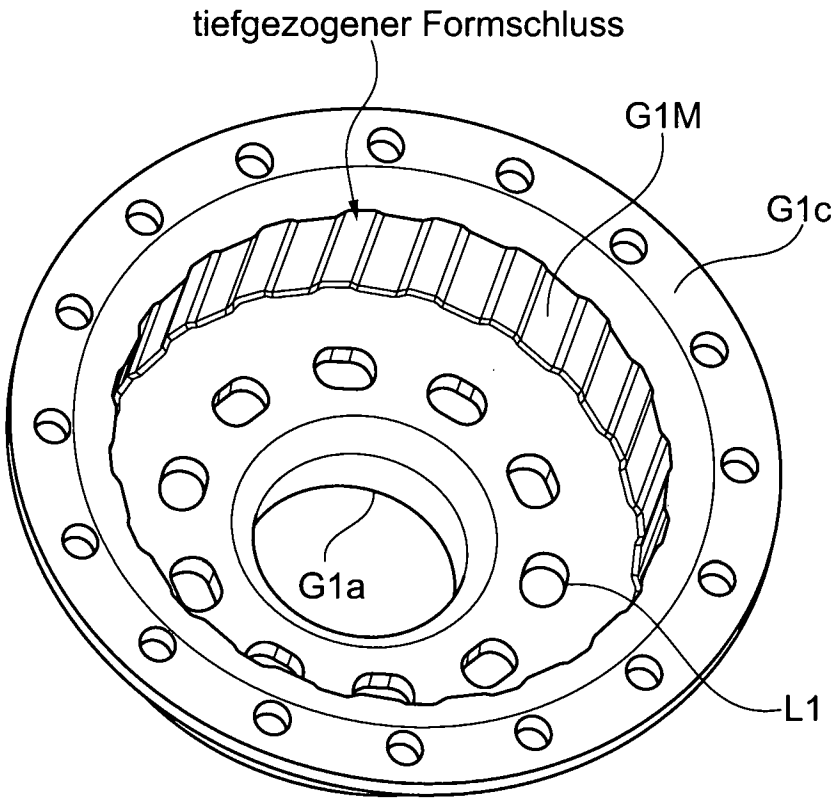


Fig. 4