

(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
13. November 2008 (13.11.2008)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2008/135102 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:
F16H 48/06 (2006.01)

(74) Anwalt: GRÄTTINGER & PARTNER (GBR); Postfach
16 55, 82306 Starnberg (DE).

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2008/000573

(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL,
AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ,
CA, CH, 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, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC,
LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN,
MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH,
PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SV,
SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN,
ZA, ZM, ZW.

(22) Internationales Anmeldedatum:
25. Januar 2008 (25.01.2008)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2007 021 437.7 8. Mai 2007 (08.05.2007) DE

(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW,
GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG,
ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU,
TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK,
EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV,

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von
US): SONA BLW PRÄZISIONSSCHMIEDE GMBH
[DE/DE]; Frankfurter Ring 227, 80807 München (DE).

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): GUTMANN, Peter
[DE/DE]; Grimmeisenstrasse 11, 81927 München (DE).

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: DIFFERENTIAL OF LIGHTWEIGHT CONSTRUCTION FOR MOTOR VEHICLES

(54) Bezeichnung: DIFFERENTIAL IN LEICHTBAUWEISE FÜR KRAFTFAHRZEUGE

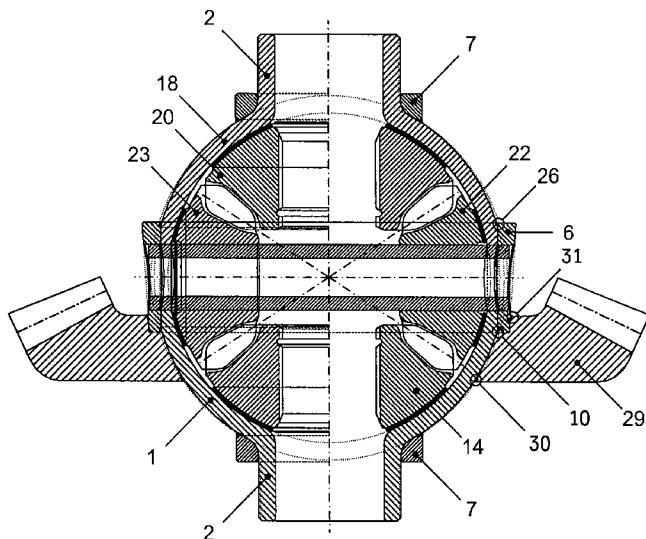


Fig. 3

(57) Abstract: The invention relates to a differential of lightweight construction for motor vehicles having a differential housing made of two sheet metal shells, in which differential bevel gears (22, 23) are supported on carrier studs fixed to the housing and mesh with axle bevel gears (14, 20), and wherein a carrier shell (1) having a drive gear (29) attached to the exterior circumference thereof and a cover shell (18) are joined along a common joining plane to form the differential housing, one or more carrier studs each having at least one end mounted in and attached to holes in the housing, which are each formed half in the carrier shell (1) and the cover shell (18). Both sheet metal shells are encompassed by one or more circumferential rings adjacent to the connecting plane thereof for reinforcement.

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2008/135102 A1



MC, MT, NL, NO, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, **Veröffentlicht:**
BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, — *mit internationalem Recherchenbericht*
TD, TG).

(57) Zusammenfassung: Bei einem Differential in Leichtbauweise für Kraftfahrzeuge mit einem aus zwei Blechschalen bestehenden Ausgleichsgehäuse, in welchem Ausgleichskegelräder (22, 23) auf gehäusefesten Mitnehmerbolzen gelagert und mit Achskegelrädern (14, 20) verzahnt sind, und wobei eine Tragschale (1), an deren Außenumfang ein Antriebszahnrad (29) befestigt ist, und einer Deckelschale (18) zur Bildung des Ausgleichsgehäuses längs einer gemeinsamen Verbindungsebene zusammengefügt sind, sind ein oder mehrere Mitnehmerbolzen jeweils mit wenigstens einem Ende in Gehäusebohrungen aufgenommen und dort befestigt, welche jeweils zur Hälfte in der Tragschale (1) und der Deckelschale (18) ausgebildet sind. Beide Blechschalen sind angrenzend an deren Verbindungsebene von ein oder mehreren Umfangsringen zu ihrer Aussteifung eingefaßt.

Differential in Leichtbauweise für Kraftfahrzeuge

Die Erfindung betrifft ein Differential in Leichtbauweise für Kraftfahrzeuge mit einem aus zwei Blechschenlen bestehenden Ausgleichsgehäuse, in welchem Ausgleichkegelräder auf gehäusefesten Mitnehmerbolzen gelagert und mit Achskegelrädern verzahnt sind, und wobei eine Tragschale, an deren Außenumfang ein Antriebszahnrad befestigt ist, und eine Deckelschale zur Bildung des Ausgleichsgehäuses längs einer gemeinsamen Verbindungsebene zusammengefügt sind.

In EP 0979959 B1 ist ein Herstellungsverfahren für Kraftfahrzeug-Ausgleichsgetriebe beschrieben, wobei das Ausgleichsgehäuse aus zwei Gehäuseteilen besteht, die durch Kaltverformung aus Blechzuschnitten hergestellt sind und vor ihrem dauerhaften Verbinden durch Schweißen einer maschinellen Fertigbearbeitung unterzogen werden.

Zum Zwecke der Antriebsübertragung wird an der Außenseite eines der Gehäuseteile eine Zahnradscheibe befestigt. Beide Gehäuseteile umfassen Lagernaben für den Anschluss der Radachsen; die Lagernaben sind an ihrem Umfang feinbearbeitet zur Aufnahme von Axialkugellagern.

Bei dem bekannten Ausgleichsgehäuse besitzen die beiden Gehäuseteile eine verhältnismäßig große Wandstärke und einen noch dadurch vergrößerten Durchmesser, dass beide Gehäuseschalen im Verbindungsbereich ineinander greifen. Durch die Lagerung des Mitnehmerbolzens allein in der inneren Gehäuseschale ist deren Wandstärke be-

trächtlich, um eine ausreichende Sitzfläche für die Enden des Mitnehmerbolzens zu gewährleisten.

Demgegenüber liegt der vorliegenden Erfindung die Aufgabe zugrunde, ein Differential der eingangs genannten Art zu schaffen, dessen Ausgleichsgehäuse besonders dünnwandig und damit gewichtsparend ausgebildet ist; außerdem soll es zusammengesetzt sein aus lastabhängig dimensionierbaren Strukturauteilen, die eine leichte Anpassung an verschiedene Lastfälle wie bei einem Modulsystem ermöglichen.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, dass ein oder mehrere Mitnehmerbolzen jeweils mit wenigstens einem Ende in Gehäusebohrungen aufgenommen und dort befestigt sind, welche jeweils zur Hälfte in der Tragschale und der Deckelschale ausgebildet sind, und dass beide Blechschalen angrenzend an deren Verbindungsebene von ein oder mehreren Umfangsringen zu ihrer Aussteifung eingefasst sind.

Im Sinne der angestrebten Leichtbauweise bestehen die Blechschalen bevorzugt aus Stahlwerkstoffen hoher Festigkeit mit gutem Formänderungsvermögen. Die Blechstärke der fertigen Blechschalen beträgt vorzugsweise lediglich zwischen 2 und 5 mm, je nach Größe des Ausgleichsgehäuses, gemessen am Innendurchmesser seiner Kugelform.

Die bevorzugt durch Blechumformen hergestellten Blechschalen des Ausgleichsgehäuses besitzen für den Anschluss der Radachsen jeweils eine nach außen vorspringende Lagernabe, welche koaxial zu dem an die Trennebene angrenzenden großen Durchmesser der jeweili-

gen Blechschale ausgebildet oder als separat hergestellte Nabenhülse mit der Blechschale verbunden ist. Die Stärke der Blechschale nimmt dabei zweckmäßig vom Nabensatz zur Verbindungsebene hin stetig geringfügig ab.

Angrenzend an die Verbindungsebene sind an den Außenseiten der Blechschalen Zylinderflächen als Sitzflächen ausgebildet, die an entsprechenden Innensitzflächen der Umfangsringe anliegen. Bevorzugt kommen ein oder zwei Umfangsringe in Frage, entweder in Form eines die gemeinsame Trennebene der Blechschalen überbrückenden einteiligen Umfangsrings oder in Form zweier an die Trennebene angrenzender Umfangsringe, wobei jeder Umfangsring nur mit einer Blechschale verbunden ist.

Bei der einteiligen Ausführungsform kann die Ringdicke von der Deckelschale zur Tragschale abnehmen. Bei der zweiteiligen Ausführungsform können die Dicken der Umfangsringe unterschiedlich sein, wobei der Ring mit dem steiferen Querschnitt bevorzugt auf der Deckelschale sitzt.

Die Umfangsringe besitzen zu den Gehäusebohrungen fluchtende Sitzbohrungen zur Aufnahme der Mitnehmerbolzen, so dass deren Enden nicht nur in den von beiden Blechschalen gebildeten Gehäusebohrungen aufgenommen sind, sondern in damit fluchtenden Sitzbohrungen der Umfangsringe abgestützt sind.

Die Umfangsringe sorgen für eine spezielle Aussteifung des Ausgleichsgehäuses im Bereich der gemeinsamen Trennebene, so dass die Blechschalen selbst eine verhältnismäßig geringe Blechstärke aufweisen können.

Um eine spanende Bearbeitung der Blechschalen im Verbindungsreich mit den Umfangsringen entbehrlich zu machen, genügt es die Umfangsringe in Axialrichtung wenigstens in zwei Ringhälften zu teilen. Dadurch wird beim Schweißen eine genaue Anschmiegeung der Ringhälften an die Schalenkontur erreicht.

Ein fester Verbund der das Ausgleichsgehäuse bildenden Bauteile entsteht dadurch, dass die Umfangsringe in der Verbindungsebene, falls zwei getrennte Umfangsringe verwendet werden, und außerdem längs ihrer Außenränder mit den Außenseiten der Blechschalen verschweißt sind. Im Falle eines einzigen Umfangsrings kommen zwei Schweißnähte längs dessen Außenränder in Frage. Außerdem sind die Mitnehmerbolzen, im Falle eines einzigen Mitnehmerbolzens, wenigstens eines seiner Enden längs des Umfangs ihrer Stirnseiten mit einem oder mehreren der Umfangsringe verschweißt. Auf diese Weise gewährleisten die Mitnehmerbolzen die Drehmomentübertragung vom Antriebszahnrad über das Ausgleichsgehäuse auf die Achskegelräder und damit die Radachsen des Kraftfahrzeugs. Als Antriebszahnrad kommt üblicherweise ein kegelverzahntes Tellerrad zum Einsatz; auch stirnverzahnte Antriebszahnräder sind geeignet.

Gemäß einer weiteren Ausgestaltung der Erfinlung ist vorgesehen, dass die Zahnscheibe des Antriebszahnrad s wenigstens längs zweier Umfangskanten ihrer Innenumfangsfläche mit der Tragschale und/oder einem Umfangsring verschweißt ist. Vorteilhaft ist dabei die innere Umfangsfläche der Zahnscheibe so ausgebildet, dass sie der Außenkontur der Tragschale, an welcher das Antriebszahnrad befestigt ist, im Wesentlichen ent-

spricht. Die Innenkontur der Zahnscheibe kann auch so ausgebildet sein, dass sie auch oder nur an einem Umfangsring anliegt und mit diesem verschweißt ist. Sie kann damit leichter an unterschiedliche Baugrößen angepasst werden.

Gemäß einer weiteren vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung sind Naberringe zur Aussteifung der Lagernaben für den Anschluss der Radachsen an die Blechschalen vorgesehen. An den Außenseiten der Lagernaben ist jeweils ein Naberring im Bereich des Nabensatzes befestigt. Jeder Naberring bildet mit der Blechschale bevorzugt eine gemeinsame Stützfläche und ist längs zweier Umfangskanten mit dieser verschweißt. Die Naberringe verstärken das Ausgleichsgehäuse im Bereich der Lagernaben, so dass insbesondere im Übergangsbereich von Blechschale und Lagernabe auf eine besonders steife Ausbildung der Blechschale selbst verzichtet werden kann. Die Naberringe bieten gleichzeitig axiale Stützflächen für auf der Lagernabe sitzende Wälzläger, z.B. als vorgespannte Schräkgugellager.

Derartige Naberringe können dadurch entfallen, dass für den Anschluss der Radachsen jede Blechschale mit einer Nabenhülse verbunden ist, an welcher ein nach außen vorspringender Lagersitz ausgebildet ist, an den sich ein an die Form der Blechschale angepasster Verbindungsring anschließt. Kerbspannungen in der Fügezone der Naberringe mit den Blechschalen lassen sich dadurch weitgehend vermeiden.

Zur Reduzierung des Gewichts, auch zur Schaffung einer Oldränage kann das Ausgleichsgehäuse im Bereich der

Tragschale und der Deckelschale eine oder mehrere Durchbrechungen aufweisen.

Bei der Montage des Ausgleichsgehäuses wird vorteilhaft so vorgegangen, dass der komplette Radsatz aus Ausgleichskegelrädern und Achskegelrädern in eine offene Blechschale - Tragschale oder Deckelschale - eingesetzt wird, wonach die andere Blechschale aufgesetzt wird und die beiden Blechschalen entlang einer oder mehrerer Umfangskanten der Umfangsringe miteinander verschweißt werden. Erst danach wird das Antriebszahnrad an der Tragschale angeschweißt.

Im Rahmen der Erfindung bietet es sich an, die beiden Blechschalen, von denen eine als Deckelschale, die andere als Tragschale dient, identisch auszubilden, was zu einer erheblichen Herstellungsvereinfachung gegenüber bekannten Ausführungsformen von Ausgleichsgehäusen führt.

Besonders zweckmäßig ist eine Ausführungsform mit nur einem diagonal durchgehenden Mitnehmerbolzen, auf welchen die Ausgleichsräder gelagert sind. Die Drehung des Ausgleichsgehäuses wird über die vorteilhaft als Hohlbolzen ausgestalteten Mitnehmerbolzen auf die Radachsen übertragen. Dadurch, dass die Achskegelräder der Radachsen und die Ausgleichskegelräder miteinander kämmen, wird der angestrebte Ausgleich unterschiedlicher Drehzahlen der beiden Radachsen ohne Drehmomentunterbrechung ermöglicht. Um einen ruhigen Lauf des Kegelradgetriebes zu gewährleisten, ist eine Ausrichtung der auf den Getriebesatz ausgeübten Reaktionskräfte in der Weise anzustreben, dass deren Resultierende in Richtung der Teilkegel-Mantellinie verläuft, d.h.

Verlagerungskräfte auf das Kegelradgetriebe verlaufen radial in Richtung der Verzahnungsmitte. Dadurch werden störungsfreie Eingriffsverhältnisse des Kegelradgetriebes gewährleistet. Zwecks Beeinflussung der Richtung der Reaktionskräfte in dem genannten Sinne besteht die Möglichkeit, die Umfangsringe in ihrer Dimension den jeweiligen Verhältnissen anzupassen, ohne dass es eine Veränderung hinsichtlich der Gestaltung der das Ausgleichsgehäuse bildenden Blechschalen bedarf. Auf diese Weise kann die angestrebte Gestaltoptimierung auf Seiten der Tragschale und der Deckelschale des Ausgleichsgehäuses zum Beispiel hinsichtlich Blechdicke und deren Verjüngung durchgehalten werden. Die Krafteinwirkung auf das Axialgehäuse ist bei gegebenen Axialkräften in Richtung der Antriebsachsen dadurch beeinflussbar, dass die Steifigkeit des Ausgleichsgehäuses durch geeignete Dimensionierung der Umfangsringe einstellbar ist.

Im folgenden wird ein Ausführungsbeispiel der Erfindung anhand der Zeichnung erläutert. Es zeigt

- Fig. 1 einen Axialschnitt durch die Tragschale,
- Fig. 2 einen Axialschnitt durch das Ausgleichsgehäuse nach Zusammenfügen von Tragschale und Deckelschale, mit einteiligem Umfangsring,
- Fig. 3 einen Schnitt gemäß Fig. 2, jedoch mit konisches Umfangsring, nach Befestigung eines zahnkranzförmigen Antriebstellerrads,
- Fig. 4 eine Schnittdarstellung gemäß Fig. 3, jedoch mit zwei Umfangsringen, nach Montage der Axiallager auf den Lagernaben und mit einer Sitzschale für das Antriebstellerrad
- Fig. 5 eine perspektivische Ansicht der gemäß Fig. 2 zusammengefügten Bauteile eines Ausgleichsge-

häuses mit ausgeschnittenem 90°-Sektor, ohne Zahnräder,

Fig. 6 eine Ansicht einer anderen Ausführungsform des Ausgleichsgehäuses

Fig. 7 einen in Axialrichtung hälftig geteilten Umfangsring,

Fig. 8 eine Nabenhülse in aufgeschnittener Darstellung,

Fig. 9 ein Antriebszahnrad in aufgeschnittener Darstellung,

Fig. 10 eine Blechschale des Ausgleichsgehäuses in der Ansicht und

Fig. 11 einen Axialschnitt durch das Ausgleichsgehäuse.

Figur 1 zeigt einen axialen, das heißt durch die Radachse verlaufenden Halbschnitt durch die Tragschale 1 eines Ausgleichsgehäuses eines Differentials. Die Tragschale 1 ist üblicherweise durch Tiefziehen oder ein entsprechendes Blechumformverfahren hergestellt. Sie besitzt eine Lagernabe 2, deren Lagersitz f zur Aufnahme eines Axiallagers bearbeitet ist. Man erkennt, dass die vom zu übertragenden Drehmoment abhängige Wandstärke der Tragschale ausgehend vom Nabensatz 3 hin zur Verbindungsebene 4 mit deren (nicht gezeichneten) Deckelschale stetig abnimmt, in dem vorliegenden Beispiel etwa von 4 mm bei S1 bis auf 3 mm bei S2. Zur Trennebene 4 hin sind in die Tragschale 1 halbkreisförmige Stützflächen 5 eingearbeitet zur Aufnahme der Enden eines (nicht gezeichneten) Mitnehmerbolzens, welcher im Bereich der Trennebene 4 diagonal durch das Ausgleichsgehäuse hindurch verläuft und auf welchem die Ausgleichskegelräder sitzen.

Figur 2 zeigt das komplette Ausgleichsgehäuse, das heißt, die Deckelschale 18 ist derart auf der Tragschale 1 aufgesetzt, dass beide Blechschalen in ihrer gemeinsamen Verbindungsebene 4 aufeinander liegen. An der Tragschale 1 sind ein Umfangsring 6 und ein Naberring 7 befestigt. Wie in Figur 1 ersichtlich, besitzt die Tragschale 1 an ihrer Außenfläche oberhalb der gestrichelten Linie 8 eine zylindrische Abdrehung 9, welche als Sitzfläche für den Umfangsring 6 dient. Der Umfangsring 6 ist mit seinem unteren Rand längs der Schweißnaht 10 mit der Außenseite der Tragschale 1 verschweißt. Der Umfangsring 6 besitzt diagonal gegenüberliegende Bohrungen 11, welche genau mit den Sitzflächen 5 der Tragschale 1 fluchten. Die Bohrungen 11 und die Sitzflächen 5 dienen der Abstützung der gegenüberliegenden Enden des bereits erwähnten Mitnehmerbolzens 27. Beide Blechschalen werden dadurch miteinander fest verbunden, dass der obere Rand des Umfangsrings 6 längs einer umlaufenden Schweißnaht 26 mit der Deckelschale 18 verschweißt wird. Damit ist das Ausgleichsgehäuse fertig montiert. Es ist noch an die (nicht gezeichneten) Radachsen anzuschließen und wird dann innerhalb eines (nicht gezeichneten) Außengehäuses des Differentials montiert.

Während der Umfangsring 6 der Aussteifung der Blechschalen, die das Ausgleichsgehäuse bilden, im Bereich der Trennebene 4 dient, bewirken Naberringe 7 eine entsprechende Aussteifung im Bereich des Nabensatzes 3 der beiden Blechschalen. Die Naberringe 7 besitzen auf ihrer der Tragschale 1 zugewandten Seite eine der Oberfläche der Blechschalen entsprechende Kontur, so dass sie an deren Außenseite anliegen. Sie sind jeweils an ihrer Innenkante längs einer Schweißnaht 12 und an ih-

rer Außenkante längs einer weiteren Schweißnaht 13 mit der zugeordneten Blechschale fest verbunden. Die Naberringe 7 können jeweils als vorgefertigter Ring hergestellt sein; sie können auch als endloses Band hergestellt und in der gezeigten Position um die Blechschale gewickelt und dann verschweißt werden.

In die Tragschale 1 ist ein Achskegelrad 14 eingesetzt, wobei eine Stützschale 15 zwischen dem Achskegelrad 14 und der Innenwand der Tragschale 1 eingelegt ist. Die Kegelradverzahnung des Achskegelrads 14 kämmt mit den beiden Ausgleichskegelrädern 22, 23, welche auf dem Mitnehmerbolzen 27 gelagert sind. Die Bohrung des Achskegelrads 14 besitzt eine Kerbverzahnung 17 für die Drehmomentübertragung auf die Radachse. In der Deckelschale 18 ist ein Achskegelrad 20 auf einer Stützschale 21 angeordnet.

Figur 3 zeigt die Anbringung des Antriebszahnrads 29, welches mit einem Teil seiner Innenkontur an der Außenseite der Tragschale 1 anliegt, mit einem Ausschnitt den unteren Rand des Umfangsrings 6 umfasst und einerseits am Umfangring längs der umlaufenden Schweißnaht 31, andererseits an der Tragschale 1 längs der umlaufenden Schweißnaht 30 befestigt ist. Das Antriebszahnrad 29 ist als Tellerrad ausgebildet. Es überträgt das Antriebsdrehmoment über die Tragschale 1 auf das Ausgleichsgehäuse, welches entsprechend der Antriebsdrehzahl rotiert. Ein einteiliger Umfangsring 6 ist im Querschnitt konisch ausgebildet, wobei er mit seinem stärkeren Ende die Deckelschale 18 umfasst, mit welcher er längs der Schweißnaht 26 verschweißt ist.

Figur 4 zeigt einen axialen Halbschnitt durch ein komplettes Ausgleichsgehäuse ähnlich Figur 3. Zusätzlich zu Figur 3 sind in der Figur 4 auch die Axialkugellager 32, 33 auf den Lagernaben 2 montiert.

In der Ausführungsform gemäß Figur 4 ist ein geteilter Umfangsring vorgesehen, das heißt, dieser besteht aus einem oberen Umfangsring 35 größerer Dicke um die Deckelschale 18 und einem unteren Umfangsring 36 geringerer Dicke um die Tragschale 1. Beide Umfangsringe 35, 36 sind in der Verbindungsebene 4 längs einer umlaufenden Schweißnaht 37 miteinander verschweißt.

Im Falle der Ausführungsform gemäß Figur 4 ist das Antriebszahnrad als Kegelrad 38 ausgebildet und es ist an seiner Innenkontur oben mit dem unteren Umfangsring 36 und unten mit der Tragschale 1 verschweißt. Diese Variante des Antriebszahnrad 38 ist als Strukturauteil besser verwendbar, da es leichter in ein Modulsystem integrierbar ist.

Zur zusätzlichen Abstützung des Antriebszahnrad 38 ist an seiner Unterseite eine Stützschale 39 durch Schweißen längs der Schweißnaht 50 befestigt, deren aufgebohgener Innenrand 40 auf der Oberseite des benachbarten Axiallagers 32 und im Bereich des Nabensatzes der Tragschale 1 abgestützt ist. Die Verbindung zur Tragschale 1 erfolgt längs der Schweißnaht 49.

In beiden Blechschalen sind Durchbrechungen 41 vorgesehen, die der Gewichtsreduzierung dienen und außerdem als Öldrainage geeignet sind.

Figur 5 zeigt eine räumliche Darstellung des Ausgleichsgehäuses, wobei ein 90°-Sektor herausgeschnitten ist, um die Innenansicht ohne Kegelräder darzustellen. In dieser Innenansicht erkennt man einen entsprechend geschnittenen Mitnehmerbolzen 27, der aus Gewichtsgründen als zylindrisches Rohr ausgebildet ist. Um Kosten zu sparen werden derartige Mitnehmerbolzen auch aus Vollmaterial hergestellt. Der Mitnehmerbolzen 27 ist an seinem stirnseitigen Umfang längs einer umlaufenden Schweißnaht 28 mit beiden Blechschalen verschweißt.

Die Figuren 6 bis 10 zeigen ein anderes Ausführungsbeispiel eines Ausgleichsgehäuses. Dieses unterscheidet sich von den vorbeschriebenen Ausführungsbeispielen insbesondere dadurch, dass ein in Axialrichtung hälftig geteilter Umfangsring 60 vorgesehen ist, der gemäß Figur 7 aus zwei gleichen Hälften besteht. Wie bereits zu den in Umfangsrichtung geteilten Umfangsringen 35, 36 gemäß Figur 4 aufgezeigt, ist der in Axialrichtung geteilte Umfangsring 60 im Axialschnitt unsymmetrisch ausgebildet, nämlich im Bereich seiner Anlagefläche an der Deckelschale 62 des Ausgleichsgehäuses stärker ausgebildet, mit zunehmender Abnahme seiner Stärke zur Tragschale 63 hin, denn dort dient das Antriebszahnrad 61 der zusätzlichen Aussteifung der Tragschale 63.

Gemäß den Figuren 6 und 7 besitzt der geteilte Umfangsring 60 neben den gegenüberliegenden Sitzbohrungen 11 zur Befestigung des bzw. der Mitnehmerbolzen 27 weitere über den Umfang verteilt angeordnete Öldrainagebohrungen 67 für das Getriebeöl, welche wie die Sitzbohrungen 11 deckungsgleich in den Blechschalen des Ausgleichsgehäuses vorgesehen sind (Fig.10).

Jede Blechschale 62, 63 ist für den Anschluss der Radachsen jeweils mit einer Nabenhülse 64 verbunden, welche in Figur 8 gesondert dargestellt ist. An deren Schnittbild erkennt man den eigentlichen Lagersitz 65 für die Radachse. Zumaldest die äußere Umfangsfläche f des Lagersitzes 65 ist zur Aufnahme eines Axiallagers genau bearbeitet. An den Lagersitz 65 schließt sich zur Herstellung der Fügeverbindung mit der darin aufgenommenen Blechschale ein Verbindungsring 66 an, dessen Innenkontur in Anpassung an die Form der Blechschale nach radial außen geschwungen ist und dessen Stärke in Axialrichtung gesehen vom Lagersitz weg zunehmend abnimmt. Durch geeignete Dimensionierung des Verbindungsringes 66 gelingt es, die Kerbspannung in der Fügezone mit den Blechschalen geeignet zu reduzieren.

Das in Figur 9 aufgeschnitten dargestellte Antriebszahnrad 61 besitzt auf seiner der Deckelschale 62 zugewandten Fläche 68 eine Stirnradverzahnung oder als Kegelradverzahnung, welche in Figur 9 zeichnerisch nicht näher dargestellt ist. Die der Verzahnung gegenüberliegende radiale Fläche 69 beschreibt eine rillenartige Vertiefung zum Zwecke der Gewichtsreduzierung, welche zur Vermeidung lastbedingter Verformungen geeignet ausgebildet ist. An seinem Innenumfang ist das Antriebszahnrad 61 derartig profiliert, dass es den Umfangsring 60 stirnseitig übergreift und außerdem in Art einer Fügeverbindung an der Tragschale 63 anliegt. Vorteilhaft wird das Antriebszahnrad über seinen Umfang sowohl mit der Tragschale 63 als auch mit dem geteilten Umfangsring 60 verschweißt.

Figur 10 zeigt eine der beiden Blechschalen des Ausgleichsgehäuses, welches aus zwei gleichen Blechscha-

len, nämlich aus Deckelschale 62 und Tragschale 63 zusammengesetzt ist. Die Blechschalen besitzen jeweils eine Nabenaushalsung 70 für die Fügeverbindung mit einer Nabenhülse 64 sowie an ihrem großen Umfang halbringförmige Aussparungen zur Ausbildung der Sitzbohrungen 11 und von Öldrainagebohrungen 67.

Figur 11 zeigt in einem Axialschnitt das Ineinander greifen der einzelnen Bauteile in der Ansicht, nämlich den Zusammenbau aus Nabenhülsen 64 (Fig. 8), Deckelschale 62 und Tragschale 63 (Fig.10), Umfangsring 60 (Fig. 7) sowie Antriebszahnrad 61 (Fig. 9). Alle Bauteile sind eng ineinandergefügt und miteinander verschweißt. Eine Radachse 71 und ein Ende eines fliegend befestigten Mitnehmerbolzens 72 sind dort mit strichlierten Linien eingezeichnet.

Ansprüche

1. Differential in Leichtbauweise für Kraftfahrzeuge mit einem aus zwei Blechschalen bestehenden Ausgleichsgehäuse, in welchem Ausgleichskegelräder (22, 23) auf gehäusefesten Mitnehmerbolzen (27) gelagert und mit Achskegelrädern (14, 20) verzahnt sind, und wobei eine Tragschale (1), an deren Außenumfang ein Antriebszahnrad (29, 38, 61) befestigt ist, und einer Deckelschale (18) zur Bildung des Ausgleichsgehäuses längs einer gemeinsamen Verbindungsebene (4) zusammengefügt sind,
dadurch gekennzeichnet,
dass ein oder mehrere Mitnehmerbolzen (27) jeweils mit wenigstens einem Ende in Gehäusebohrungen aufgenommen und dort befestigt sind, welche jeweils zur Hälfte in der Tragschale (1) und der Deckelschale (18) ausgebildet sind, und
dass beide Blechschalen angrenzend an deren Verbindungsebene (4) von ein oder mehreren Umfangsringen zu ihrer Aussteifung eingefaßt sind.
2. Differential nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
dass in den Umfangsringen zu den Gehäusebohrungen (5) fluchtende Sitzbohrungen (11) ausgebildet sind.
3. Differential nach Anspruch 2,
dadurch gekennzeichnet,
dass ein die Verbindungsebene (4) überbrückender einteiliger Umfangsring (6) vorgesehen ist.

4. Differential nach Anspruch 2,
dadurch gekennzeichnet,
dass zwei an die Verbindungsebene (4) angrenzende
Umfangsringe (35, 36) vorgesehen sind.
5. Differential nach Anspruch 2,
dadurch gekennzeichnet,
dass jeder Umfangsring (60) in Axialrichtung
wenigstens in zwei Ringhälften geteilt ist.
6. Differential nach Anspruch 2,
dadurch gekennzeichnet,
dass an den Außenseiten der Blechschalen
zylindrische Sitzflächen (9) ausgebildet sind, die
an entsprechenden Innensitzflächen der Umfangsringe
anliegen.
7. Differential nach Anspruch 2,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Umfangsringe in der Verbindungsebene (4)
und/oder längs ihrer Außenränder mit den
Außenseiten der Blechschalen verschweißt sind.
8. Differential nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Zahnscheibe des Antriebszahnrades (29, 38,
61) wenigstens längs zweier Umfangskanten ihrer
Innenumfangsfläche mit der Tragschale (1, 63)
und/oder einem Umfangsring verschweißt ist.
9. Differential nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
dass für den Anschluß der Radachsen an jeder
Blechschale eine nach außen vorspringende Lagernabe

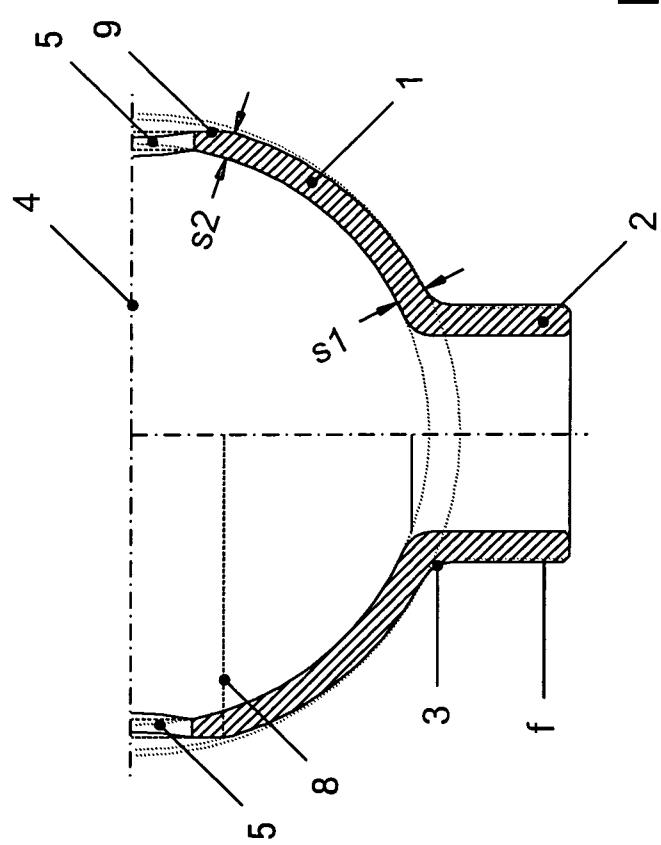
(2) ausgebildet ist, zu deren Aussteifung an der Außenseite im Bereich des Nabensatzes (3) ein Naberring (7) vorgesehen ist, der mit der Blechschale eine gemeinsame Stützfläche bildet und längs zweier Umfangskanten mit dieser verschweißt ist.

10. Differential nach Anspruch 9,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Stärke der Blechschale vom Nabensatz (3)
zur Verbindungsebene (4) hin stetig geringfügig
abnimmt.
11. Differential nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
dass für den Anschluss der Radachsen jede
Blechschale (62 63) mit einer Nabenhülse (64)
verbunden ist, an welcher ein nach außen
vorspringender Lagersitz (65) ausgebildet ist, an
den sich ein an die Form der Blechschale
angepasster Verbindungsring (66) anschließt.
12. Differential nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
dass ein diagonal durchgehender Mitnehmerbolzen
(27) vorgesehen ist, der wenigstens mit einem Ende
längs des Umfangs seiner Stirnseite mit einem oder
mehreren der Umfangsringe fest verbunden ist.
13. Differential nach Anspruch 3,
dadurch gekennzeichnet,
dass der einteilige Umfangsring (6) im Querschnitt
trapezförmig ausgebildet und mit seinem dicken Ende
mit der Deckelschale (18) verschweißt ist.

14. Differential nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
dass der Mitnehmerbolzen (27) als Hohlbolzen
ausgebildet ist.

1/11

Fig. 1



2/11

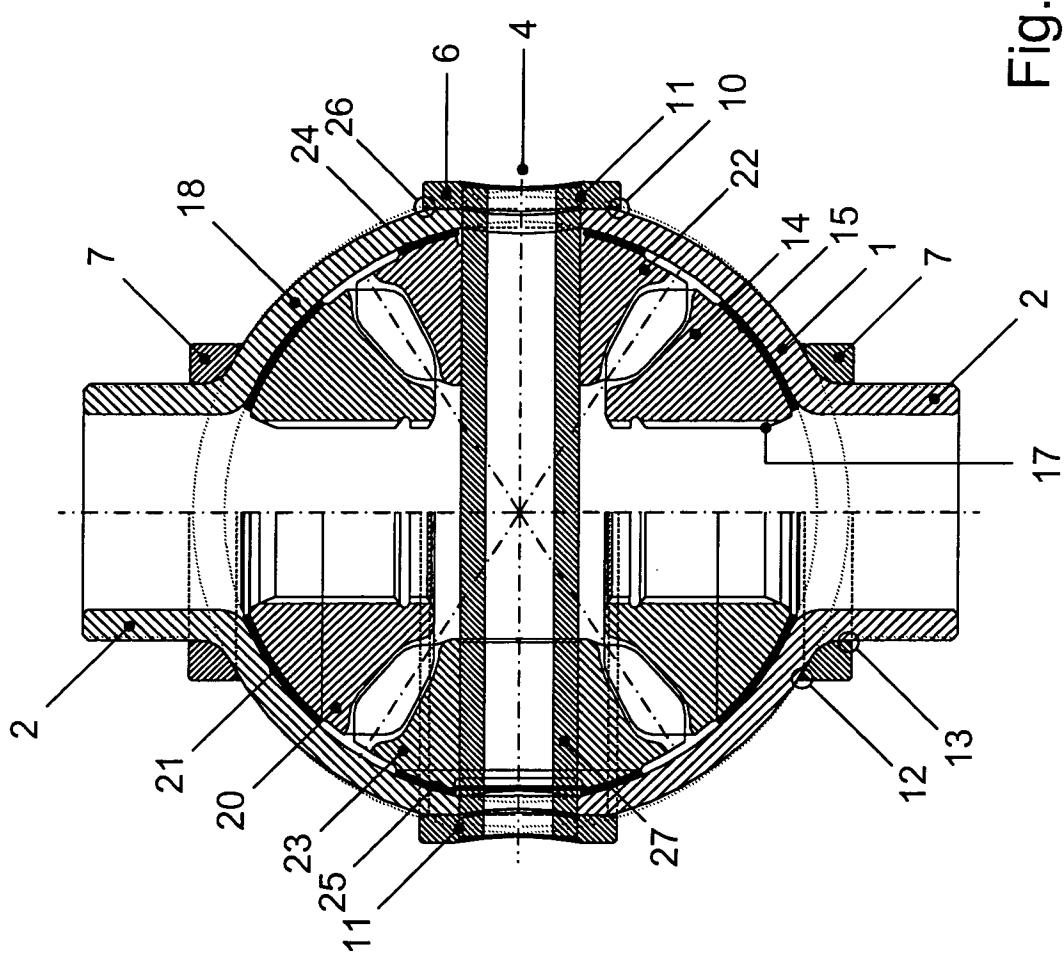


Fig. 2

3/11

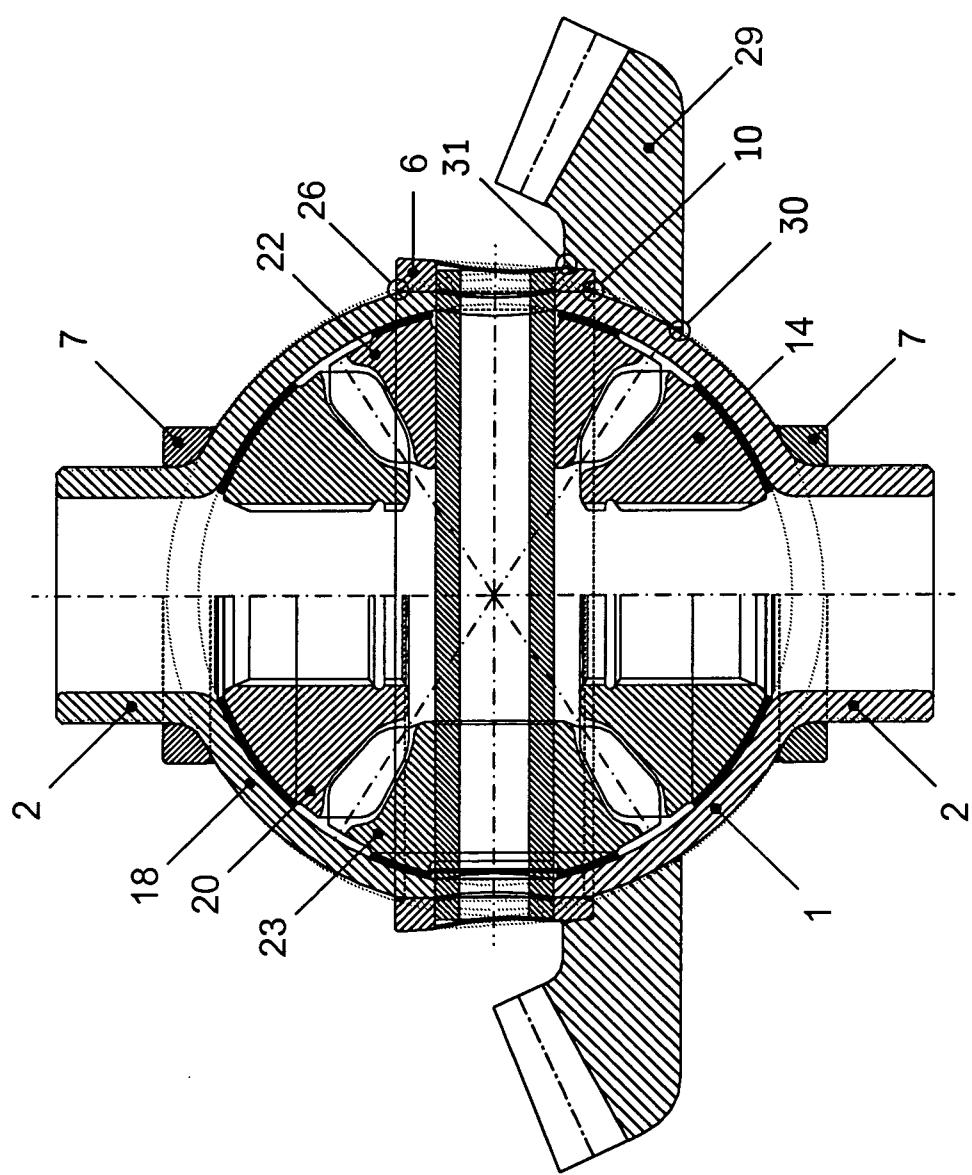


Fig. 3

4/11

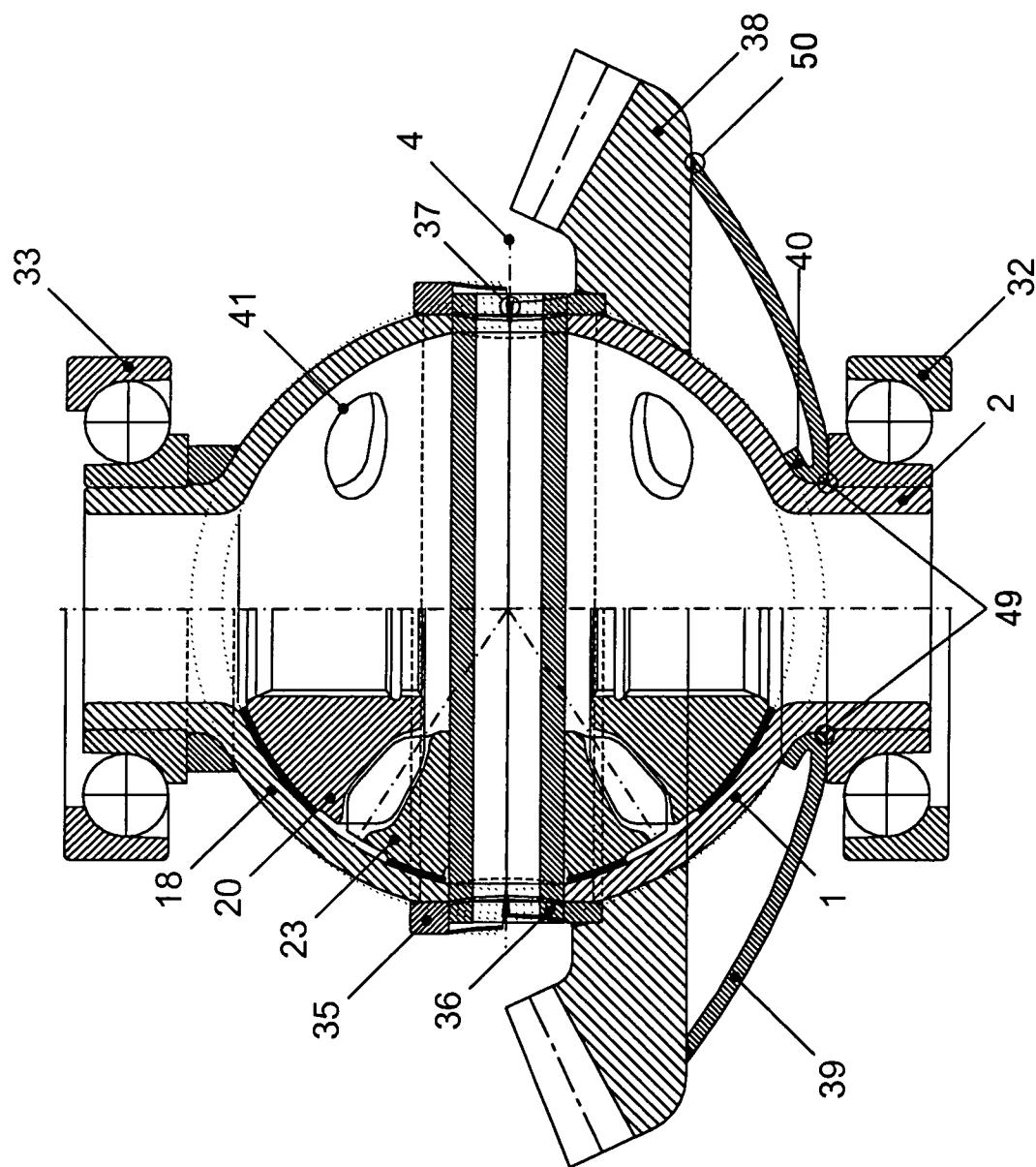


Fig. 4

5/11

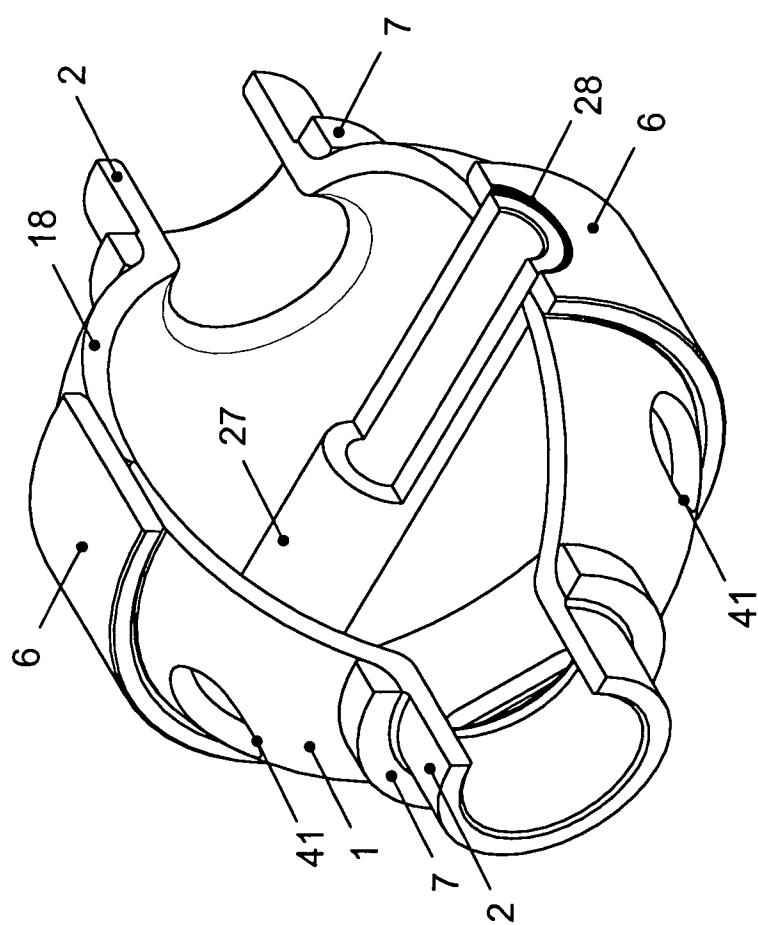


Fig. 5

6/11

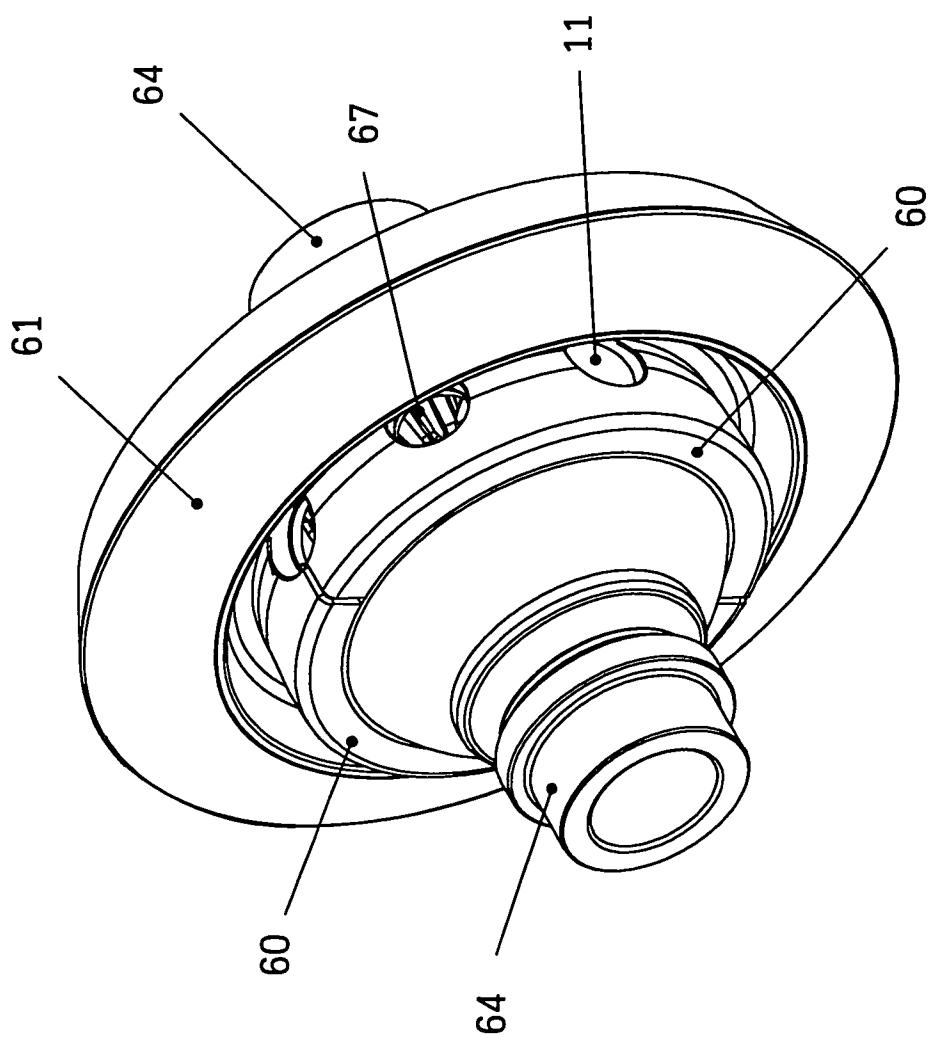


Fig. 6

7/11

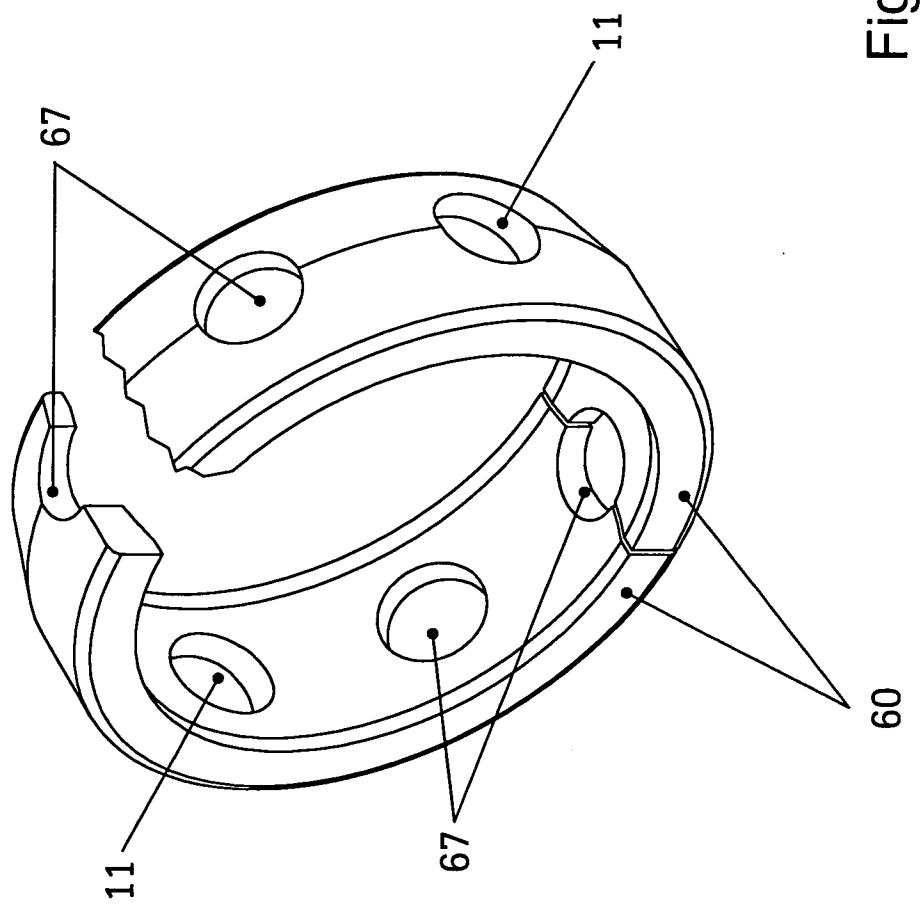
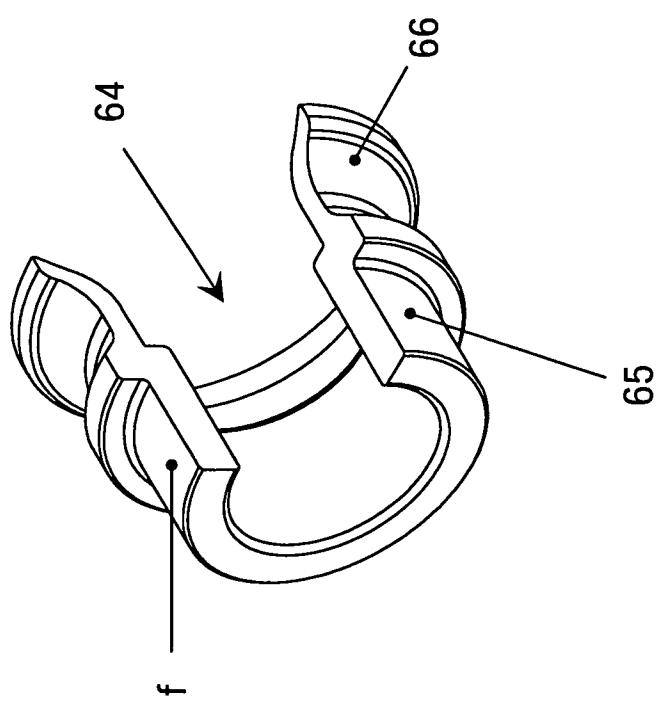


Fig. 7

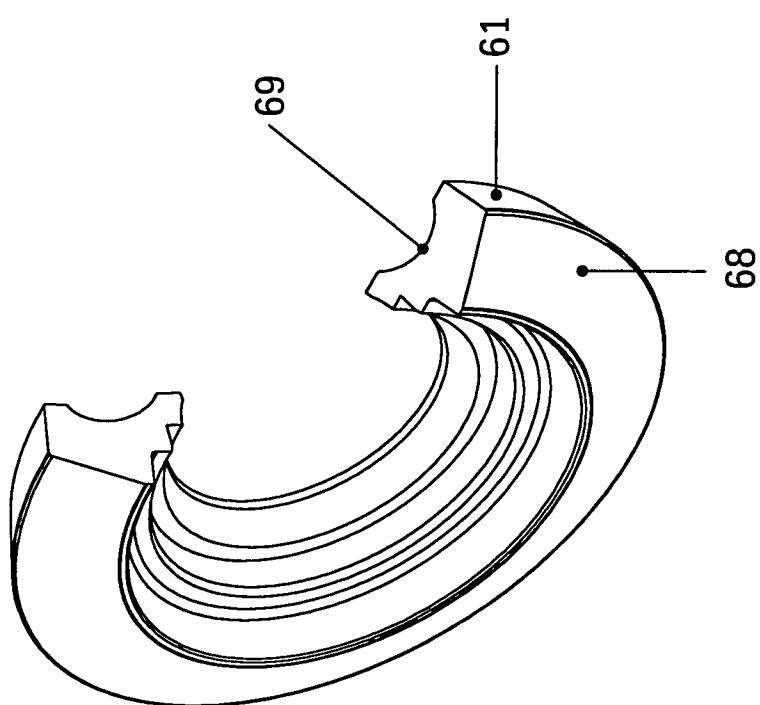
8/11

Fig. 8



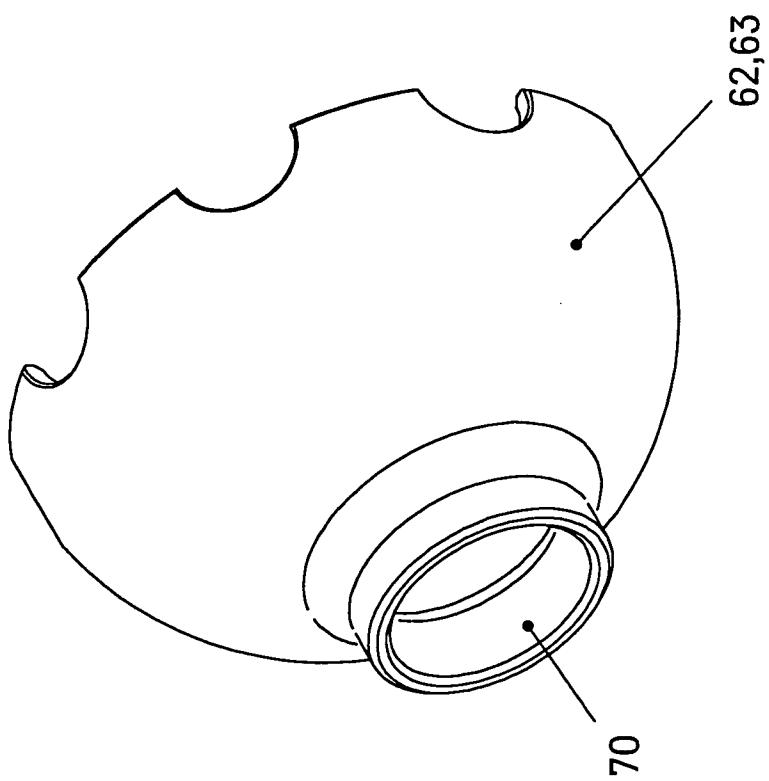
9/11

Fig. 9



10/11

Fig. 10



11/11

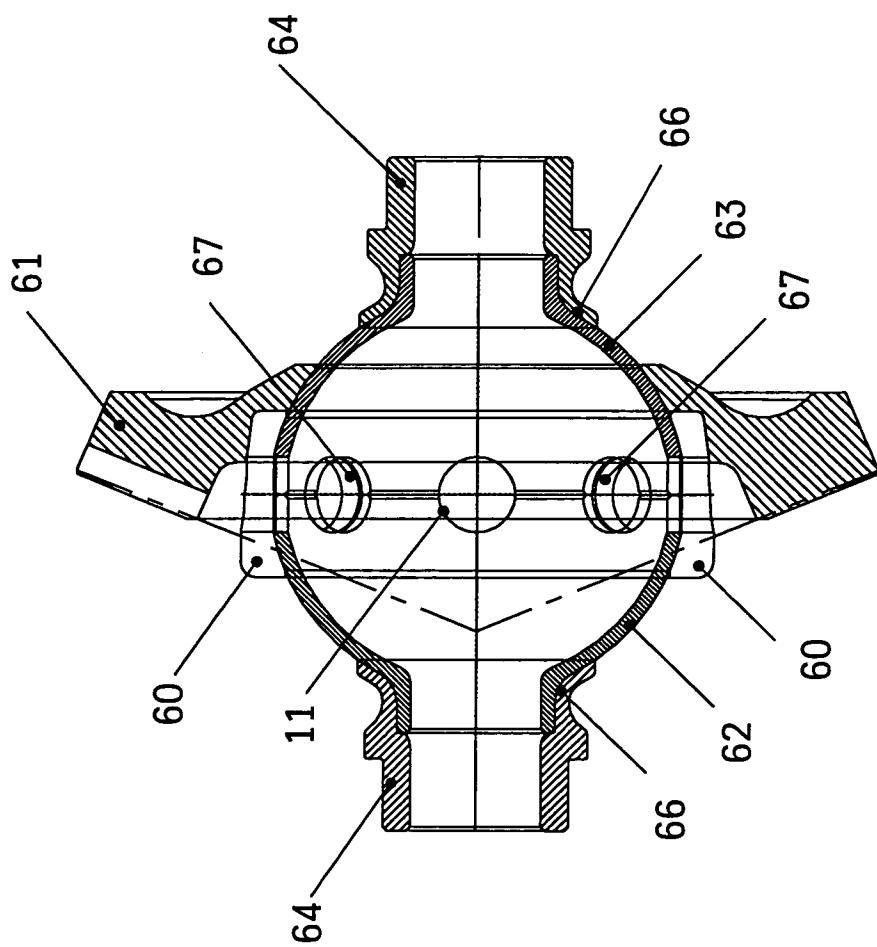


Fig. 11

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No

PCT/EP2008/000573

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
INV. F16H48/06

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

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 practical, search terms used)

EPO-Internal

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	EP 0 979 959 B (FORD GLOBAL TECH INC [US]) 2 May 2002 (2002-05-02) cited in the application figures 2-8	1,9
A	DE 462 127 C (DAIMLER BENZ AG) 5 July 1928 (1928-07-05) the whole document	1
A	DE 195 46 331 C1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 19 December 1996 (1996-12-19) figures 1-4	1,9,14
A	DE 18 10 520 A1 (PORSCHE KG) 11 June 1970 (1970-06-11) figure 1	1,9
		-/-

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 document 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

10 April 2008

Date of mailing of the international search report

20/05/2008

Name and mailing address of the ISA/
European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Szodfridt, Tamas

INTERNATIONAL SEARCH REPORTInternational application No
PCT/EP2008/000573**C(Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT**

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	DE 100 22 611 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 15 November 2001 (2001-11-15) figure 1 -----	1,9
A	DE 100 59 684 A1 (AUDI NSU AUTO UNION AG [DE]) 6 June 2002 (2002-06-06) figures 1-3 -----	1,9

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/EP2008/000573

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)		Publication date
EP 0979959	B 02-05-2002	DE 69901373 D1		06-06-2002
		DE 69901373 T2		10-10-2002
		EP 0979959 A1		16-02-2000
		US 6061907 A		16-05-2000
DE 462127	C 05-07-1928	NONE		
DE 19546331	C1 19-12-1996	NONE		
DE 1810520	A1 11-06-1970	FR	2023972 A5	21-08-1970
DE 10022611	A1 15-11-2001	NONE		
DE 10059684	A1 06-06-2002	NONE		

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2008/000573

A. KLASIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES

INV. F16H48/06

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

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierte Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

F16H

Recherchierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	EP 0 979 959 B (FORD GLOBAL TECH INC [US]) 2. Mai 2002 (2002-05-02) in der Anmeldung erwähnt Abbildungen 2-8	1,9
A	DE 462 127 C (DAIMLER BENZ AG) 5. Juli 1928 (1928-07-05) das ganze Dokument	1
A	DE 195 46 331 C1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 19. Dezember 1996 (1996-12-19) Abbildungen 1-4	1,9,14
A	DE 18 10 520 A1 (PORSCHE KG) 11. Juni 1970 (1970-06-11) Abbildung 1	1,9
		-/-



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 älteres Dokument, 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 erforderlicher Tätigkeit beruhend betrachtet werden

Y Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erforderlicher Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen 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

10. April 2008

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

20/05/2008

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde
Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Szodfridt, Tamas

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2008/000573

C. (Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	DE 100 22 611 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 15. November 2001 (2001-11-15) Abbildung 1 ----- DE 100 59 684 A1 (AUDI NSU AUTO UNION AG [DE]) 6. Juni 2002 (2002-06-06) Abbildungen 1-3 -----	1,9
A		1,9

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2008/000573

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
EP 0979959	B 02-05-2002	DE 69901373 D1 DE 69901373 T2 EP 0979959 A1 US 6061907 A	06-06-2002 10-10-2002 16-02-2000 16-05-2000
DE 462127	C 05-07-1928	KEINE	
DE 19546331	C1 19-12-1996	KEINE	
DE 1810520	A1 11-06-1970	FR 2023972 A5	21-08-1970
DE 10022611	A1 15-11-2001	KEINE	
DE 10059684	A1 06-06-2002	KEINE	