

(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. Mai 2007 (10.05.2007)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2007/051217 A2

(51) Internationale Patentklassifikation:

F02F 1/24 (2006.01) F16H 37/04 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/AT2006/000447

(22) Internationales Anmeldedatum:
31. Oktober 2006 (31.10.2006)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:

A 1788/2005 31. Oktober 2005 (31.10.2005) AT
A 202/2006 9. Februar 2006 (09.02.2006) AT

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): AVL LIST GMBH [AT/AT]; Hans-List-Platz 1, A-8020 Graz (AT).

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): ALTENDORFER, Helmut [AT/AT]; Exenschlag Nr. 13, A-4153 Peilstein (AT). OBERMAYER, Bertram [AT/AT]; Rohrbach 170,

A-8151 Hitzendorf (AT). BREITENBERGER, Manfred [AT/AT]; Prof. Franz Spathring 35, A-8042 Graz (AT). SCHÖFFMANN, Wolfgang [AT/AT]; Kirchgasse 10, A-9300 St. Veit/Glan (AT).

(74) Anwalt: BABELUK, Michael; Mariahilfer Gürtel 39/17, A-1150 Wien (AT).

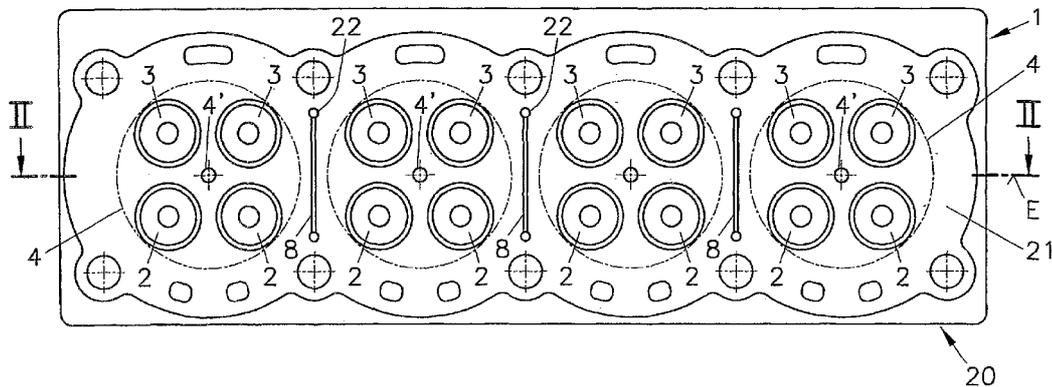
(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, LY, MA, MD, 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.

(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,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(54) Bezeichnung: BRENNKRAFTMASCHINE



(57) Abstract: The invention relates to an internal combustion engine (20) comprising a cylinder head (1) and a cylinder block (9) for a multiple cylinder internal combustion engine (20) comprising at least one inlet valve and one outlet valve per cylinder (4), and a combustion chamber covering surface defining the combustion chamber. An expansion joint (8, 8a) is formed in the region between the individual cylinders (4), normally to the longitudinal direction of the engine. A combustion chamber plate (21) extending over at least two cylinders (4) is arranged between the cylinder head (1) and the cylinder block (9), an expansion joint (8) being respectively formed in the combustion chamber plate (21) between two cylinders (4).

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft eine Brennkraftmaschine (20) mit einem Zylinderkopf (1) und einem Zylinderblock (9) für eine mehrzylindrige Brennkraftmaschine (20) mit zumindest einem Ein- und einem Auslassventil pro Zylinder (4), mit einer an den Brennraum grenzenden Brennraumdeckfläche, wobei im Bereich zwischen den einzelnen Zylindern (4) normal zur Motorlängsrichtung eine Dehnfuge (8, 8a) ausgebildet ist. Zwischen dem Zylinderkopf (1) und dem Zylinderblock (9) ist eine sich über zumindest zwei Zylinder (4) erstreckende Brennraumplatte (21) angeordnet, wobei in die Brennraumplatte (21) zwischen zwei Zylindern (4) jeweils eine Dehnfuge (8) ineingefügt ist.



WO 2007/051217 A2



EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC,
NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG,
CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.

Veröffentlicht:

— *ohne internationalen Recherchenbericht und erneut zu veröffentlichen nach Erhalt des Berichts*

Brennkraftmaschine

Die Erfindung betrifft eine Brennkraftmaschine mit einem Zylinderkopf und einem Zylinderblock für eine mehrzylindrige Brennkraftmaschine mit zumindest einem Ein- und einem Auslassventil pro Zylinder, mit einer an den Brennraum grenzenden Brennraumdeckfläche, wobei im Bereich zwischen den einzelnen Zylindern normal zur Motorlängsrichtung eine Dehnfuge ausgebildet ist. Weiters betrifft die Erfindung eine Schalteinrichtung für ein Kraftfahrzeug mit einem Getriebe mit einer manuellen Schaltgruppe, einer eingangsseitigen Splitgruppe und einer ausgangsseitigen Bereichsgruppe.

Bei mehrzylindrigen Vierventil-Brennkraftmaschinen weist die Anordnung, bei welcher die Ein- und Auslassventile je in einer Reihe rechts und links der Motorlängsachse liegen eine Reihe von Vorteilen auf. Beispielsweise wird es dadurch ermöglicht, dass man sowohl für die Ein- als auch für die Auslassventile je eine Nockenwelle verwenden kann, die beispielsweise über preisgünstig in der Großserienfertigung herstellbare Schleppebel und hydraulische Ventileinstellelemente die jeweiligen Ventile betätigen.

Als Nachteil ist allerdings bei einer derartigen Anordnung der Ein- und Auslassventile anzuführen, dass alle Ventilstege zwischen den Ein- und Auslassventilen in der Motormitte in Längsrichtung hintereinander stehen. Da sich die Ventilstege im Betrieb der Brennkraftmaschine stark erwärmen, wobei an der Oberfläche durchaus Temperaturen bis zu 400°C entstehen können, kommt es durch den Summationseffekt zu hohen Spannungen, die über das vom Werkstoff tolerierte Maß hinausgehen können. In der Folge kommt es zu plastischen Verformungen in Form Stauchungen, wobei beim Erkalten des Materials Risse auftreten können.

Im Zusammenhang mit dieser Problematik ist aus der EP 0 785 352 B1 ein Zylinderkopf für eine Mehrzylinderbrennkraftmaschine bekannt geworden, dessen Zylinderkopfboden im Bereich der einzelnen Zylinder Aussparungen aufweist, die den oberen Teil der Brennkammern der einzelnen Zylinder bilden. Zwischen den Bodenbereichen mit den Aussparungen befinden sich Bereiche des Zylinderkopfbodens, welche wesentlich dicker ausgeführt sind und eine von der oberen Seite des Zylinderkopfbodens ausgehende, zur unteren Seite reichende Dehnfuge aufweisen. Die Dehnfuge kann unterschiedliche Querschnitte aufweisen und auch in einem Stegbereich des Zylinderkopfbodens angeordnet sein. Eine der dargestellten Ausführungsvarianten sieht vor, dass die Dehnfuge ausgehend von der Oberseite des Zylinderkopfbodens die Unterseite des Zylinderkopfbodens durchbricht.

Weiters wird in der EP 0 785 352 B1 eine Ausführungsvariante zum Stand der Technik beschrieben (Fig. 9 und 10), bei welcher ebenfalls ein Zylinderkopfboden mit Aussparungen im Bereich der einzelnen Zylinder und einem verstärkten Bodenteil zwischen den einzelnen Zylindern gezeigt wird, wobei in einer Variante eine von der Unterseite des Zylinderkopfbodens ausgehende, etwa bis zur halben Höhe der Aussparung reichende Dehnfuge vorgesehen ist. Es hat sich allerdings herausgestellt, dass die über den Dehnfugen liegenden Bodenbereiche mit den über den Aussparungen liegenden Bodenbereichen einen zusammenhängenden, ebenen Bereich des Zylinderkopfbodens ergeben, welcher ebenfalls große Materialspannungen verursacht.

Aus der WO 99/00612 A1 ist ein 16-Gang-Getriebe für Nutzfahrzeuge mit je einer Übersetzungsreihe für eine Direktgangversion und einer Übersetzungsreihe für eine Schnellgangversion bekannt. Das Getriebe weist ein Hauptgetriebe und zwei Hilfsgetriebe auf, wobei ein Hilfsgetriebe als Splitgetriebe und ein Hilfsgetriebe als Bereichsgruppengetriebe ausgebildet ist.

Sechzehn Schaltstufen sind allerdings nicht in jedem Fall erforderlich. In einfachen Anwendungsfällen, insbesondere für leichtere Nutzfahrzeuge und andere Anwendungen wie Busse oder Kranfahrzeuge sind etwa zehn Gänge völlig ausreichend. 10-Gang-Getriebe weisen üblicherweise aber einen anderen konstruktiven Aufbau auf, als 16-Gang-Getriebe. Heutige 10-Gang-Getriebe bestehen durchwegs aus einem manuell geschalteten 5-Gang-Getriebe mit einer nachgeschalteten Bereichsgruppe.

Das 5-Gang-Getriebe wird dabei mit drei Schaltgabeln bedient, wobei bei einem Schnellganggetriebe zur Darstellung eines Standard-Schaltschemas eine Schalt richtungsumkehr für die Gänge vier und fünf erforderlich ist. Werden wahlweise beide Getriebearten – 10-Gang- und 16-Gang-Getriebe - gewünscht bzw. angeboten, so ist ein erheblicher konstruktiver, fertigungstechnischer und logistischer Aufwand erforderlich, was sich nachteilig auf die Kosten auswirkt.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es ausgehend von den bekannten Ausführungsvarianten einen Zylinderkopf einer mehrzylindrigen Vierventil-Brennkraftmaschine derart weiterzubilden, dass eine einfache Herstellung gewährleistet ist und hohe Materialspannungen bedingt durch thermische Belastungen im kritischen Bereich in Motorlängsrichtung vermieden werden können. Eine weitere Aufgabe der Erfindung ist es, auf möglichst einfache Weise eine Getriebefamilie von wahlweise sechzehn oder zehn Schaltgängen zu realisieren, wobei möglichst viele Gleichteile ermöglicht werden sollen.

Erfindungsgemäß wird dies dadurch erreicht, dass zwischen dem Zylinderkopf und dem Zylinderblock eine sich über mehrere Zylinder erstreckende Brennraumplatte angeordnet ist, wobei die Dehnfuge in die Brennraumplatte eingeformt ist.

Der Einsatz einer Brennraumplatte zwischen dem Zylinderkopf und dem Kurbelgehäuse hat den Vorteil, dass die Wandstärke des Brennraumbodens des Zylinderkopfes reduziert und die Kühlung in diesem Bereich verbessert werden kann. Dies verringert die thermische Belastung des Zylinderkopfes.

Durch die Dehnfuge in der Brennraumplatte können thermische Spannungen ausgeglichen werden.

Vorzugsweise ist vorgesehen, dass jeweils am Ende der Dehnfuge eine Entlastungsbohrung angeordnet ist. Durch die Entlastungsbohrungen kann das Entstehen und Fortlaufen von Rissen an den Enden der Dehnfugen vermieden werden.

Um zu hohe Materialspannungen bedingt durch thermische Belastungen in kritischen Bereichen des Zylinderkopfes zu vermeiden, ist es besonders vorteilhaft, wenn vorzugsweise fluchtend zu der in die Brennraumplatte eingeformten Dehnfuge auch im Zylinderkopf eine Dehnfuge eingeformt ist. Die Dehnfuge im Zylinderkopf erstreckt sich dabei ausgehend von der zur Brennraumplatte gewandten Unterseite zur Oberseite des Zylinderkopfbodens. Dabei kann vorgesehen sein, dass die Dehnfuge im Zylinderkopfboden von einer an der Oberseite des Zylinderkopfbodens ausgebildeten, normal zur Motorlängsachse verlaufenden Versteifungsrippe überbrückt ist.

Vorteilhafter Weise kann die Dehnfuge eine Tiefe aufweisen, die im wesentlichen der Dicke des Zylinderkopfbodens entspricht, so dass bei einem im wesentlichen ebenen Zylinderkopfboden thermische Ausdehnungen in diesem Bereich wirksam abgefangen werden können. Durch die Anordnung einer die Dehnfuge überbrückenden Versteifungsrippe ist zudem für die nötige Verformungsfestigkeit des Zylinderkopfbodens in diesem Bereich gesorgt.

In einer Weiterbildung der Erfindung kann die Dehnfuge bis in die Versteifungsrippe reichen. Diese Ausführungsvariante erlaubt somit eine noch höhere Beweglichkeit und damit die Vermeidung von Materialspannungen auch bei großen thermischen Belastungen.

Eine besonders vorteilhafte Ausführungsvariante der Erfindung sieht vor, dass die Dehnfuge die Versteifungsrippe zumindest im Bereich einer durch die Zylinderachsen definierten Ebene bis zur Oberseite des Zylinderkopfbodens durch-

setzt. In diesem Fall kann die Versteifungsrippe im Bereich der durch die Zylinderachse definierten Ebene als Doppelrippe ausgebildet sein.

Durch diese besondere Ausführung kann die Dehnfuge auch als Verbindung zwischen dem Wassermantel im Zylinderkopf und dem Wassermantel im Zylinderblock herangezogen werden, wobei es von besonderem Vorteil ist, die Dehnfuge als vorzugsweise kreisabschnittförmige Einfräsung in den Zylinderkopfboden herzustellen. Im Vergleich zu bekannten Dehnfugen, welche zum Teil ausgehend von der Oberseite des Zylinderkopfbodens hergestellt werden, und daher aufwändig mit dem Zylinderkopf mitgeformt werden müssen, kann die Dehnfuge bei der vorliegenden Erfindung ausgehend von der Unterseite eingefräst werden.

Eine Getriebefamilie mit wahlweise sechzehn oder zehn Schaltgängen kann dadurch realisiert werden, dass die Schalteinrichtung als 10-Gang-Getriebe für zehn Vorwärtsgänge ausgebildet ist und ein Doppel-H-Schaltschema aufweist, wobei acht Vorwärtsgänge und ein Rückwärtsgang über die manuelle Schaltgruppe und die Bereichsgruppe schaltbar sind und wobei nur zwischen dem vierten Gang und dem fünften Gang bzw. zwischen dem neunten Gang und dem zehnten Gang und vorzugsweise auch zwischen zwei Rückwärtsgängen mit der Splitgruppe umgeschaltet werden kann.

Vorzugsweise ist vorgesehen, dass der sechste, siebente, achte und neunte bzw. zehnte Gang durch Schalten der Bereichsgruppe von niedriger auf hohe Übersetzung definiert ist.

Der vierte Gang oder der fünfte Gang kann als Direktübersetzung ausgebildet sein.

Um den Herstellungsaufwand möglichst klein zu halten, ist in einer besonders bevorzugten Ausführungsvariante vorgesehen, dass die Getriebeeinheit im Wesentlichen baugleich mit einer Getriebeeinheit mit sechzehn Vorwärtsgängen ausgebildet ist.

Besonders vorteilhaft ist es, wenn die Splitgruppe und/oder die Bereichsgruppe pneumatisch schaltbar ist.

Nur der vierte/fünfte und der neunte/zehnte Gang kann über das Splitgetriebe geschaltet werden, um ein Schalten der restlichen Gänge zu verhindern, ist ein durch die Getriebeelektronik gebildetes Sicherungsmittel vorgesehen. Die Getriebeelektronik muss sicherstellen, dass die Splitgetriebe nur im vierten Gang bzw. neunten Gang und im Retourgang geschaltet werden kann. Der jeweilige Gang wird dabei mittels Sensoren über das Drehzahlverhältnis von Vorgelege- und Abtriebswelle erkannt

Der erfindungsgemäße Vorschlag stellt eine sehr einfache Möglichkeit dar, aus einem 16-Gang-Getriebe (2x4x2 mit eingangsseitiger Splitgruppe und abtriebsseitiger Bereichsgruppe) ein 10-Gang-Getriebe (5x2) abzuleiten.

Es wird dabei die elektro-pneumatisch geschaltete Splitgruppe aus dem 16-Gang-Getriebe dazu verwendet den fünften Gang (ebenso elektro-pneumatisch) zu schalten.

Das Schaltschema bleibt als Doppel-H-Schaltung vom Prinzip her gleich wie beim 16-Gang-Getriebe, wobei der fünfte Gang – ähnlich einem Splitschalter am Schalthebel – vorgewählt wird und beim Betätigen der Kupplung automatisch eingelegt wird. Auf die gleiche Weise wird vom fünften in den vierten Gang zurückgeschaltet. Die Getriebeelektronik sorgt dafür, dass dieser Overdrive nur im vierten Gang geschaltet werden kann und auch wiederum ausgeschaltet wird, sobald ein niedrigerer als der vierte Gang mechanisch eingelegt wird. Entsprechendes gilt für die Gänge neun und zehn.

Die Ausführung ist als Berggang-Getriebe (fünfter Gang = direkter Gang) oder als Schnellgang-Getriebe (vierter Gang = direkter Gang) möglich, wobei sich die beiden Ausführungen im einfachsten Fall nur in einem Radpaar der Splitgruppe unterscheiden. Der Rückwärtsgang kann ebenfalls mit Hilfe der pneumatischen Splitgruppe in zwei Übersetzungen geschaltet werden.

Das Innenleben des Getriebes bleibt von der Anordnung der Räder und der Schaltung her völlig unverändert. Es ist jedoch erforderlich, einige Radpaare zu ändern, um eine vernünftige Gangabstufung zu erhalten. In einer bevorzugten Ausführungsvariante ist vorgesehen, die Zahnräder für den Rückwärtsgang, ersten Gang und zweiten Gang identisch mit dem 16-Gang-Getriebe zu belassen und an allen anderen Radpaaren (dritter Gang, sowie die beiden Radpaare der Splitgruppe) wegen sinnvoller Schaltsprünge eine Anpassung der Zähnezahlen und Übersetzungen vorzunehmen.

Gegenüber einem konventionellen 10-Gang-Getriebe ergeben sich folgende Vorteile:

- echte Getriebe-Familie mit 16-Gang-Getriebe mit einem Maximum an Gleichteilen;
- keine Änderung der prinzipiellen Räderanordnung erforderlich;
- keine Änderung der mechanischen Schaltung (Schaltstangen, Schaltgabeln, Gassenwall, ... etc.) erforderlich;

- keine mechanische Schaltrichtungsumkehr für gleiches Schaltschema von Berggang- und Schnellgang-Getriebe erforderlich.

Die Erfindung wird im Folgenden anhand von Zeichnungen näher erläutert. Es zeigen:

- Fig. 1 die Unteransicht eines Zylinderkopfes einer erfindungsgemäßen Brennkraftmaschine,
- Fig. 2 die Brennkraftmaschine in einem Schnitt entlang der Linie II-II in Fig. 1,
- Fig. 3 die Brennkraftmaschine in einem Schnitt gemäß der Linie III-III in Fig. 2,
- Fig. 4 die Brennkraftmaschine in einem Schnitt gemäß der Linie IV-IV in Fig. 2,
- Fig. 5 die Brennkraftmaschine in einem Schnitt gemäß der Linie V-V in Fig. 2,
- Fig. 6 schematisch eine erfindungsgemäße Schalteinrichtung in einer ersten Ausführungsvariante,
- Fig. 7 eine erfindungsgemäße Schalteinrichtung in einer zweiten Ausführungsvariante und
- Fig. 8 ein Schaltschema der Schalteinrichtung.

Der in den Fig. 1 und 2 dargestellte Zylinderkopf 1 einer Vierventil-Brennkraftmaschine 20 weist jeweils in einer Reihe in Motorlängsrichtung angeordnete Einlassventilöffnungen 2 sowie Auslassventilöffnungen 3 auf. Die Einlassventilöffnungen 2 und die Auslassventilöffnungen 3 befinden sich zu beiden Seiten einer durch die Zylinderachsen 4' der Brennkraftmaschine definierten Ebene E, wobei für beide Arten der Ventile je eine Nockenwelle verwendet werden kann, die z.B. über Schleppebel und hydraulische Ventileinstellelemente die jeweiligen Ventile betätigt.

Zwischen Zylinderkopf 1 und Zylinderblock 9 ist eine im Wesentlichen ebene Brennraumplatte 21 angeordnet, welche im Bereich zwischen den Zylinder 4 jeweils eine normal zur Motorlängsrichtung eingeformte Dehnfuge 8 aufweist. Durch die Dehnfuge 8 können Materialspannungen zu Folge von thermischen Belastungen abgebaut werden. Um mehrachsige Spannungszustände an den En-

den der Dehnfuge 8 zu vermeiden, sind Entlastungsbohrungen 22 in die Brennraumplatte 21 eingeformt.

Weiters weist auch der Zylinderkopfboden 7, welcher im Wesentlichen eben ausgebildet ist, im Bereich zwischen den einzelnen Zylindern 4 jeweils eine normal zur Motorlängsrichtung ausgerichtete Dehnfuge 8a aus, welche von der zum Zylinderblock 9 gewandten Unterseite 10 des Zylinderkopfbodens 7 ausgeht und sich in Richtung Oberseite 11 des Zylinderkopfbodens 7 erstreckt. An der Oberseite 11 wird die Dehnfuge 8a von einer normal zur Motorlängsachse verlaufenden Versteifungsrippe 12 überbrückt. Die Dehnfugen 8a im Zylinderkopfboden 7 sind fluchtend zu den Dehnfugen 8 in der Brennraumplatte 21 ausgebildet.

In der Schnittdarstellung gemäß Fig. 2 sind anhand den eingezeichneten Dehnfugen 8, 8a drei vorteilhafte Ausführungsvarianten der Erfindung dargestellt. Die im Bild linke Ausführungsvariante zeigt eine Dehnfuge 8a im Zylinderkopfboden 7, deren Tiefe T_1 im wesentlichen der Dicke D des Zylinderkopfbodens 7 entspricht (siehe Fig. 3).

Die in Fig. 2 rechts dargestellte Ausführungsvariante zeigt eine Dehnfuge 8a des Zylinderkopfbodens 7 die bis in die Versteifungsrippe 12 reicht, so dass deren Tiefe T_2 größer ist als die Dicke D des Zylinderkopfbodens 7.

Schließlich zeigt die mittlere Dehnfuge in Fig. 2 eine Ausführungsvariante, bei welcher die Dehnfuge 8a des Zylinderkopfbodens 7 die Versteifungsrippe 12 zumindest im Bereich der durch die Zylinderachsen 4' definierten Ebene E bis zur Oberseite des Zylinderkopfbodens 7 durchsetzt. Wie in Fig. 5 dargestellt, weist hier die Dehnfuge 8a eine Tiefe T_3 auf, die etwas größer ist als die Dicke D des Zylinderkopfbodens 7. Gemäß dieser Ausführungsvariante kann die Versteifungsrippe 12 im Bereich der durch die Zylinderachsen 4' definierten Ebene E als Doppelrippe 12' ausgebildet sein. Mit Hilfe der Ausführungsvariante gemäß Fig. 5 lässt sich auf einfache Weise eine Verbindung zwischen dem Wassermantel 13 im Zylinderkopf 1 und dem Wassermantel 14 im Zylinderblock 9 herstellen. Insbesondere bei der Ausbildung der Dehnfugen 8, 8a als kreisabschnittförmige Einfräsungen in die Brennraumplatte 21 und in den Zylinderkopfboden 7 ergibt sich auf herstellungstechnisch einfache Weise eine Strömungsverbindung über die Dampföcher 15 im Zylinderblock 9.

Die Schalteinrichtung weist ein Getriebe 110 mit einer manuellen Schaltgruppe 112, eine eingangsseitigen Splitgruppe 114 und eine ausgangsseitige Bereichsgruppe 116, sowie eine Umkehrgruppe 118 für den Retourgang R auf. Mit Bezugszeichen 120 ist die Eingangswelle, mit Bezugszeichen 122 die Ausgangswelle und mit Bezugszeichen 124 die Vorgelegewelle bezeichnet.

Die Schaltvorgänge für die Gänge 1, 2, 3, 4, 5 und den Retourgang R sind mit den Pfeilen P angedeutet.

Die Gänge 1, 2, 3, 4 werden über die manuelle Schaltgruppe 112 geschaltet. Zwischen dem vierten und dem fünften Gang 4, 5 kann über die Splitgruppe 114 umgeschaltet werden. Diesen fünf Gängen 1, 2, 3, 4, 5 kann weiters mittels der Bereichsgruppe 116 eine niedrige bzw. hohe Übersetzung L, H zugeordnet werden. Dadurch ergeben sich insgesamt zehn Vorwärtsgänge.

Durch Schalten der Rückwärtsgangstufe 118 kann in den Retourgang R geschaltet werden. Auch dem Retourgang R sind durch die Splitgruppe 114 zwei Schaltstufen R1, R2 zuordenbar.

In der in Fig. 6 dargestellten Ausführungsvariante ist der vierte Gang 4 als direkter Gang ausgebildet. Dadurch kann ein Schnellgang-Getriebe realisiert werden.

Fig. 7 zeigt eine Ausführung als Berggang-Getriebe, wobei der direkte Gang durch den fünften Gang 5 gebildet ist. Im einfachsten Fall unterscheiden sich diese beiden Ausführungen nur in einem Radpaar der Splitgruppe 114.

Bei der vorliegenden Schalteinrichtung wird ein Doppel-H-Schaltschema 130 verwendet, wie in Fig. 8 ersichtlich ist. Über die Bereichsgruppe 116 mit niedriger bzw. hoher Übersetzung L, H kann zwischen den niedrigen Gängen 1, 2, 3, 4, 5 in die hohen Gänge 6, 7, 8, 9, 10 umgeschaltet werden. Die Umschaltung zwischen dem vierten in den fünften Gang 4, 5, bzw. dem neunten in den zehnten Gang 9, 10 erfolgt über die Splitgruppe 114. Weiters kann über die Splitgruppe 114 zwischen den Retourgangstufen R1, R2 geschaltet werden. Der Unterschied zwischen den beschriebenen und dargestellten 10-Gang-Getriebe und einem 16-Gang-Getriebe der gleichen Getriebefamilie besteht darin, dass beim vorliegenden 10-Gang-Getriebe das Schalten der Splitgruppe 114 in den Gängen 1, 2, 3 bzw. 6, 7, 8 gesperrt ist. Das 10-Gang-Getriebe weist aber die gleiche prinzipielle Anordnung der Zahnräder auf, wie das 16-Gang-Getriebe. Lediglich die Zähnezahlen und Übersetzungen für den dritten und vierten Gang sind unterschiedliche. Erster und zweite Gang können identisch ausgeführt werden. 10-Gang-Getriebe und 16-Gang-Getriebe können mit der gleichen mechanischen Schaltung (Schaltstangen, Schaltgabeln, Gassenwahl, ... etc.) ausgeführt werden. Im Vergleich zu einem konventionellen 10-Gang-Getriebe mit einer manuellen 5-Gang-Schaltgruppe und einer nachgeschalteten Bereichsgruppe ergibt sich der Vorteil, dass keine mechanische Schaltrichtungsumkehr für ein identisches Schaltschema von Berggang- und Schnellgang-Getrieben erforderlich ist.

Das Schaltschema bleibt als Doppel-H-Schaltung vom Prinzip her gleich wie beim 16-Gang-Getriebe, wobei der fünfte Gang 5 mit einem Schalter vorgewählt wird und beim Betätigen der Kupplung automatisch eingelegt wird. Auf die gleiche Weise wird vom fünften in den vierten Gang 4 zurückgeschaltet. Die Getriebeelektronik sorgt dafür, dass dieser Overdrive nur im vierten Gang 4 geschaltet werden kann und wiederum ausgeschaltet wird, sobald ein niedrigerer als der vierte Gang mechanisch eingelegt wird. Zur Orientierung für den Fahrer ist es sinnvoll, ein Display mit Anzeige der geschalteten Gänge vorzusehen.

PATENTANSPRÜCHE

1. Brennkraftmaschine (20) mit einem Zylinderkopf (1) und einem Zylinderblock (9) für eine mehrzylindrige Brennkraftmaschine (20) mit zumindest einem Ein- und einem Auslassventil pro Zylinder (4), mit einer an den Brennraum grenzenden Brennraumdeckfläche, wobei im Bereich zwischen den einzelnen Zylindern (4) normal zur Motorlängsrichtung eine Dehnfuge (8, 8a) ausgebildet ist, **dadurch gekennzeichnet**, dass zwischen dem Zylinderkopf (1) und dem Zylinderblock (9) eine sich über mehrere Zylinder (4) erstreckende Brennraumplatte (21) angeordnet ist, wobei die Dehnfuge (8) in die Brennraumplatte (21) eingeformt ist.
2. Brennkraftmaschine (20) nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass jeweils am Ende der Dehnfuge (8) eine Entlastungsbohrung (22) angeordnet ist.
3. Brennkraftmaschine (20) nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass vorzugsweise fluchtend zu der in die Brennraumplatte (21) eingeformten Dehnfuge (8) auch im Zylinderkopf (1) eine Dehnfuge (8a) eingeformt ist.
4. Brennkraftmaschine (20) nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass sich die in den Zylinderkopfboden (7) eingeformte Dehnfuge (8a) ausgehend von der der Brennraumplatte (21) zugewandten Unterseite (10) zur Oberseite (11) des Zylinderkopfbodens (7) erstreckt.
5. Brennkraftmaschine (20) nach Anspruch 3 oder 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Dehnfuge (8a) im Zylinderkopfboden (7) von einer an der Oberseite (11) des Zylinderkopfbodens (7) ausgebildeten, normal zur Motorlängsachse verlaufenden Versteifungsrippe (12) überbrückt ist.
6. Brennkraftmaschine (20) nach einem der Ansprüche 3 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Dehnfuge (8a) im Zylinderkopf (1) eine Tiefe (T_1) aufweist, die im Wesentlichen der Dicke (D) des Zylinderkopfbodens (7) entspricht.
7. Brennkraftmaschine (20) nach einem der Ansprüche 3 bis 6, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Dehnfuge (8a) bis in die Versteifungsrippe (12) reicht.
8. Brennkraftmaschine (20) nach einem der Ansprüche 3 bis 7, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Dehnfuge (8a) die Versteifungsrippe zumindest im

Bereich einer durch die Zylinderachsen (4') definierten Ebene (E) bis zur Oberseite (11) des Zylinderkopfbodens (7) durchsetzt.

9. Brennkraftmaschine (20) nach einem der Ansprüche 3 bis 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Versteifungsrippe (12) im Bereich der durch die Zylinderachsen (4') definierten Ebene (E) als Doppelrippe (12') ausgebildet ist.
10. Brennkraftmaschine (20) nach einem der Ansprüche 3 bis 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Dehnfuge (8, 8a) eine Verbindung zwischen dem Wassermantel (13) im Zylinderkopf (1) und dem Wassermantel (14) im Zylinderblock (9) herstellt.
11. Brennkraftmaschine (20) nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Dehnfuge (8, 8a) durch eine vorzugsweise kreisabschnittsförmige Einfräsung gebildet ist.
12. Schalteinrichtung für ein Kraftfahrzeug mit einem Getriebe (110) mit einer manuellen Schaltgruppe (112), einer eingangsseitigen Splitgruppe (114) und einer ausgangsseitigen Bereichsgruppe (116), **dadurch gekennzeichnet**, dass die Schalteinrichtung als 10-Gang-Getriebe für zehn Vorwärtsgänge ausgebildet ist und ein Doppel-H-Schaltschema aufweist, wobei acht Vorwärtsgänge (1, 2, 3, 4; 6, 7, 8, 9) und ein Rückwärtsgang (R, R₁, R₂) über die manuelle Schaltgruppe (112) und die Bereichsgruppe (116) schaltbar sind und wobei nur zwischen dem vierten Gang (4) und dem fünften Gang (5) bzw. zwischen dem neunten Gang (9) und dem zehnten Gang (10) und vorzugsweise auch zwischen zwei Rückwärtsgängen (R₁, R₂) mit der Splitgruppe (114) umgeschaltet werden kann.
13. Schalteinrichtung nach Anspruch 12, **dadurch gekennzeichnet**, dass der sechste, siebente, achte, neunte und zehnte Gang (6, 7, 8, 9, 10) durch Schalten der Bereichsgruppe (116) von niedriger auf hohe Übersetzung (L, H) definiert ist.
14. Schalteinrichtung nach Anspruch 12 oder 13, **dadurch gekennzeichnet**, dass der vierte Gang (4) als Direktübersetzung ausgebildet ist.
15. Schalteinrichtung nach Anspruch 12 oder 13, **dadurch gekennzeichnet**, dass der fünfte Gang (5) als Direktübersetzung ausgebildet ist.
16. Schalteinrichtung nach einem der Ansprüche 12 bis 15, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Getriebe (110) in der Anordnung der wesentlichen me-

mente, baugleich mit einem Getriebe mit sechzehn Vorwärtsgängen ausgebildet ist.

17. Schalteinrichtung nach einem der Ansprüche 12 bis 16, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Splitgruppe (114) und/oder die Bereichsgruppe (116) pneumatisch schaltbar ist.
18. Schalteinrichtung nach einem der Ansprüche 12 bis 17, **dadurch gekennzeichnet**, dass ein Sicherungsmittel vorgesehen ist, um zu verhindern, dass andere Gänge als der vierte/fünfte und neunte/zehnte Vorwärtsgang (4, 5; 9, 10) und vorzugsweise auch die beiden Rückwärtsgänge (R_1 , R_2) durch die Splitgruppe (114) schaltbar sind.
19. Schalteinrichtung nach Anspruch 20, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Sicherungsmittel durch die Getriebeelektronik gebildet ist.

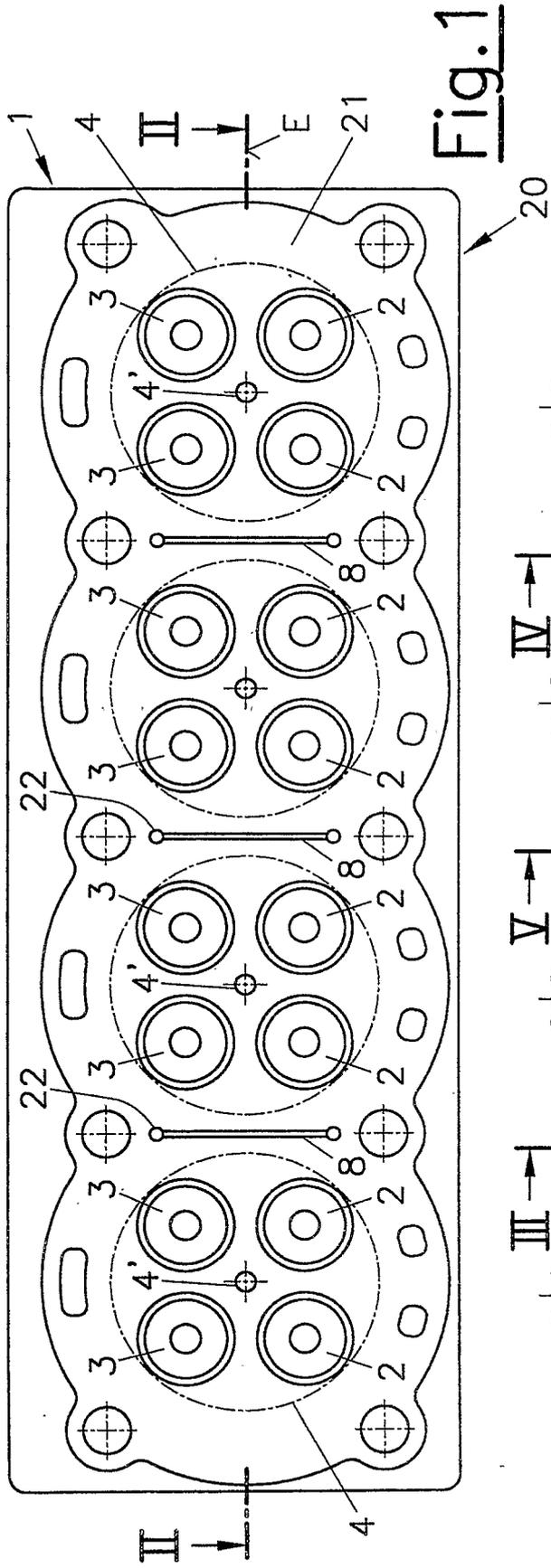


Fig. 1

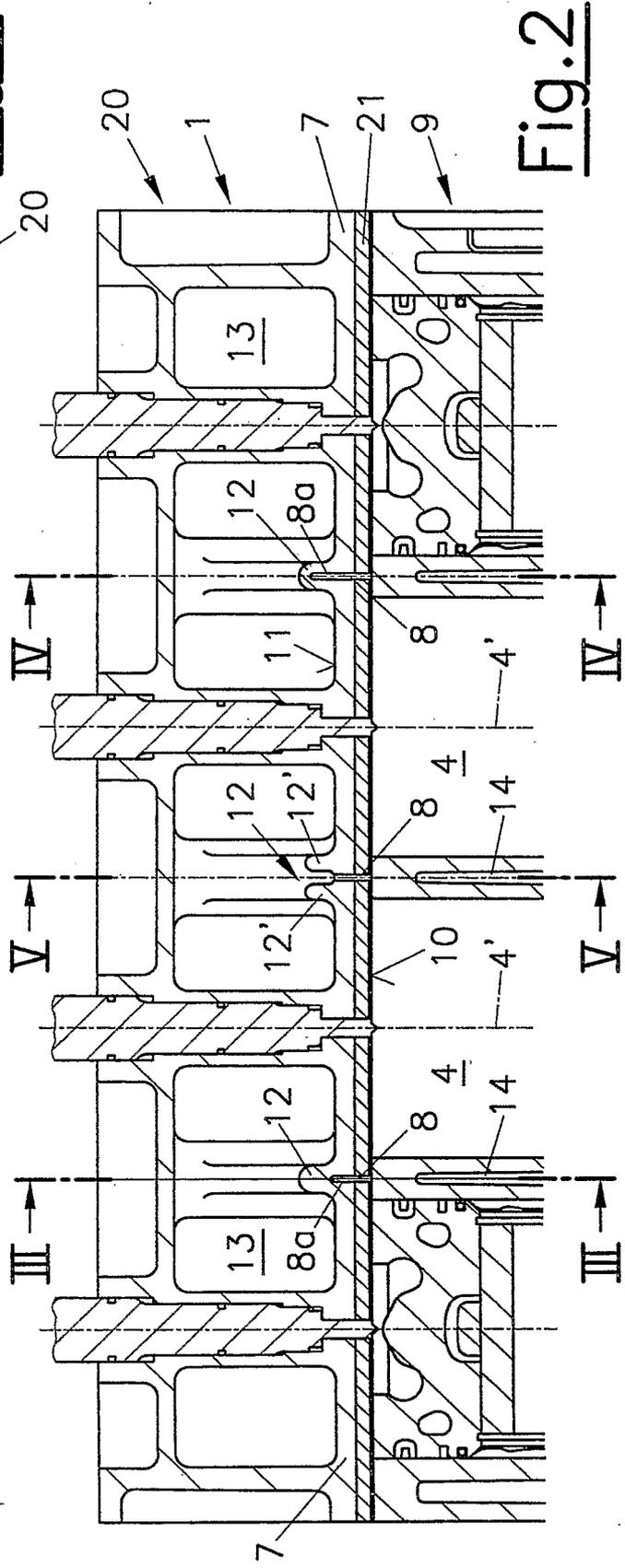


Fig. 2

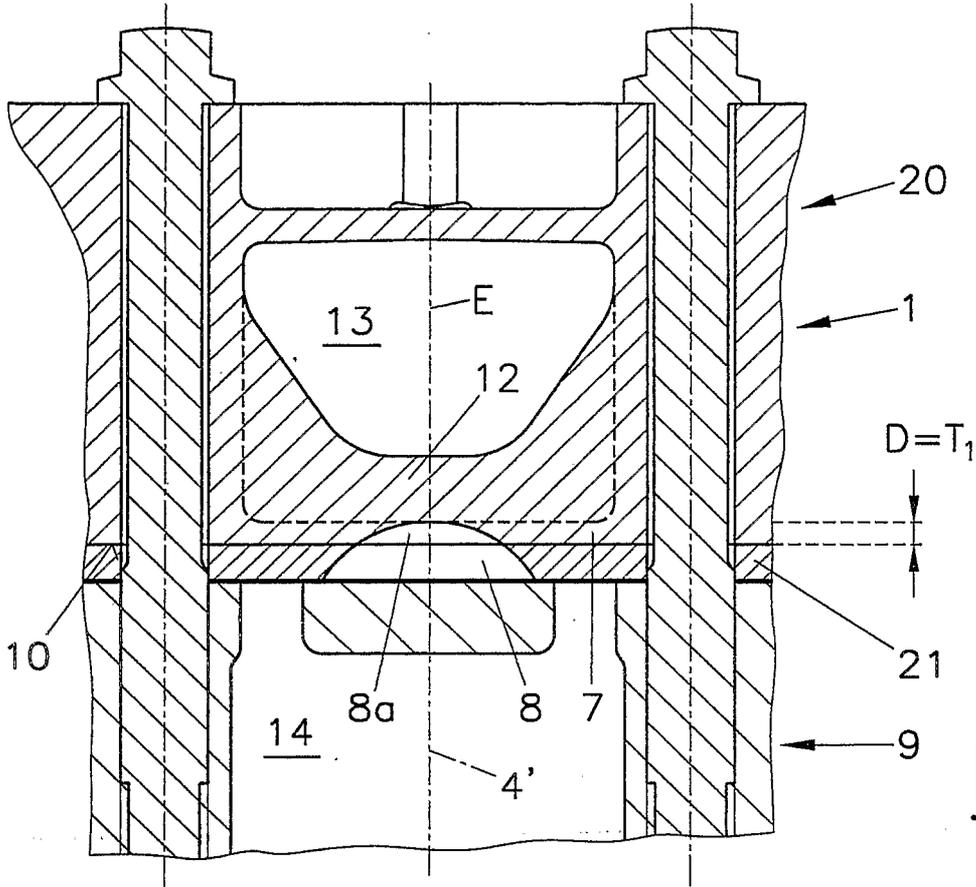


Fig.3

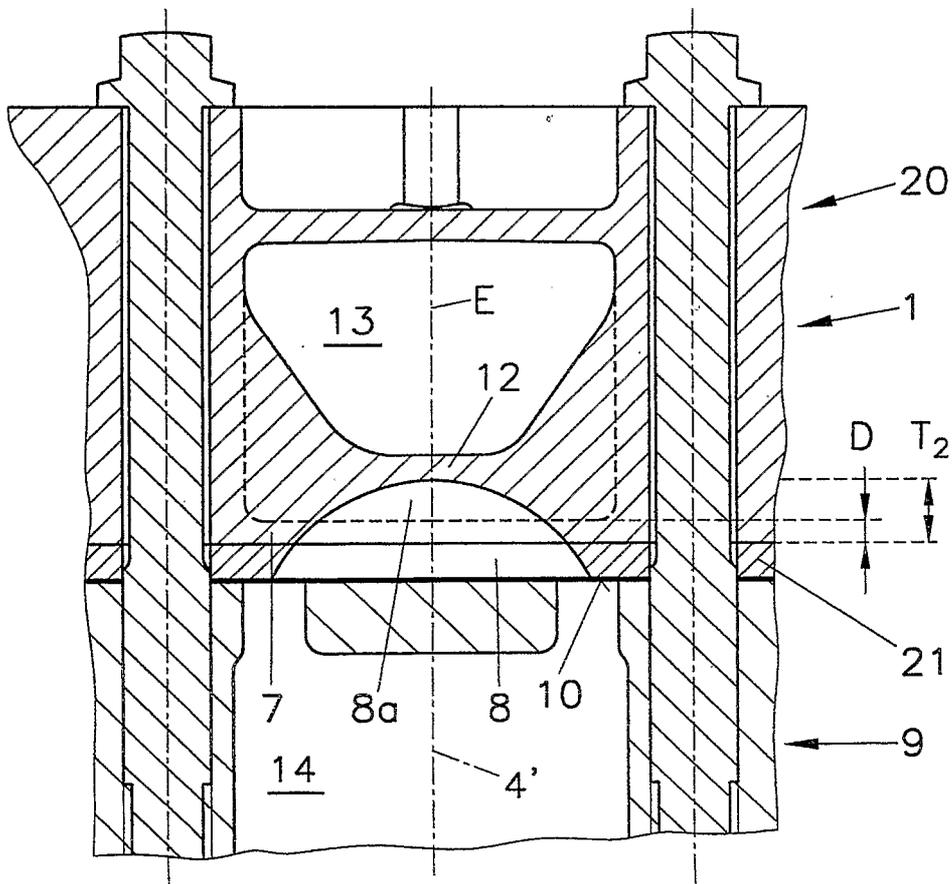


Fig.4

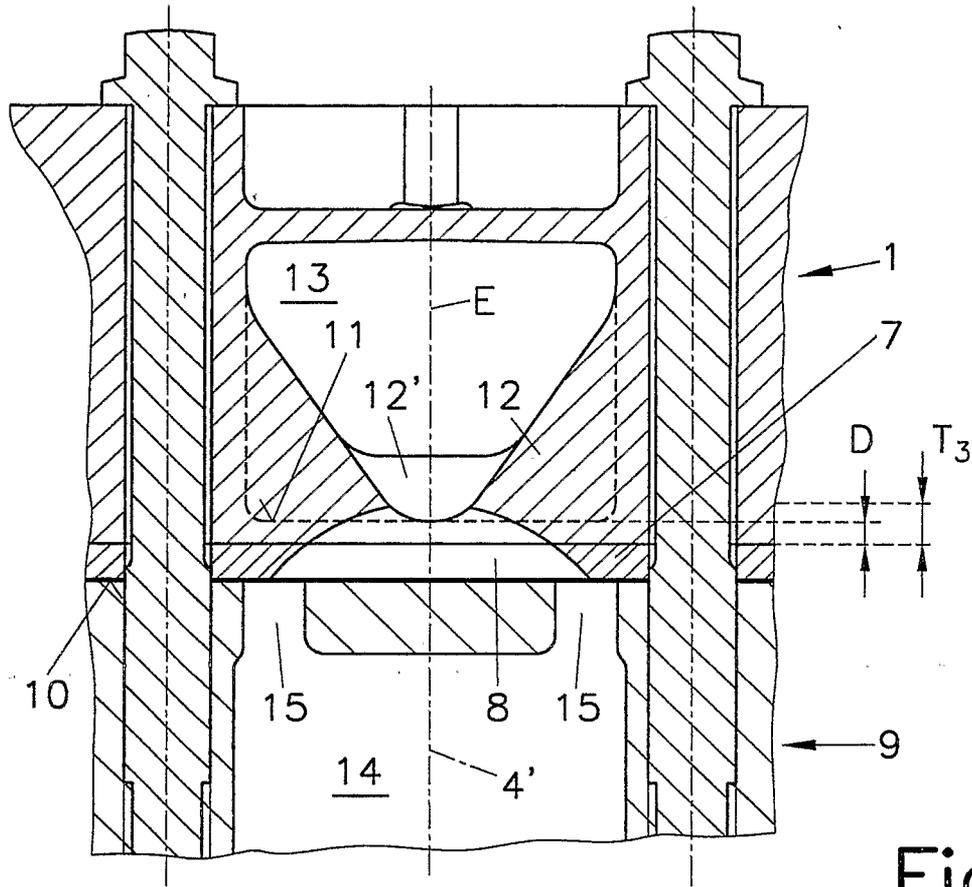


Fig.5

Fig. 6

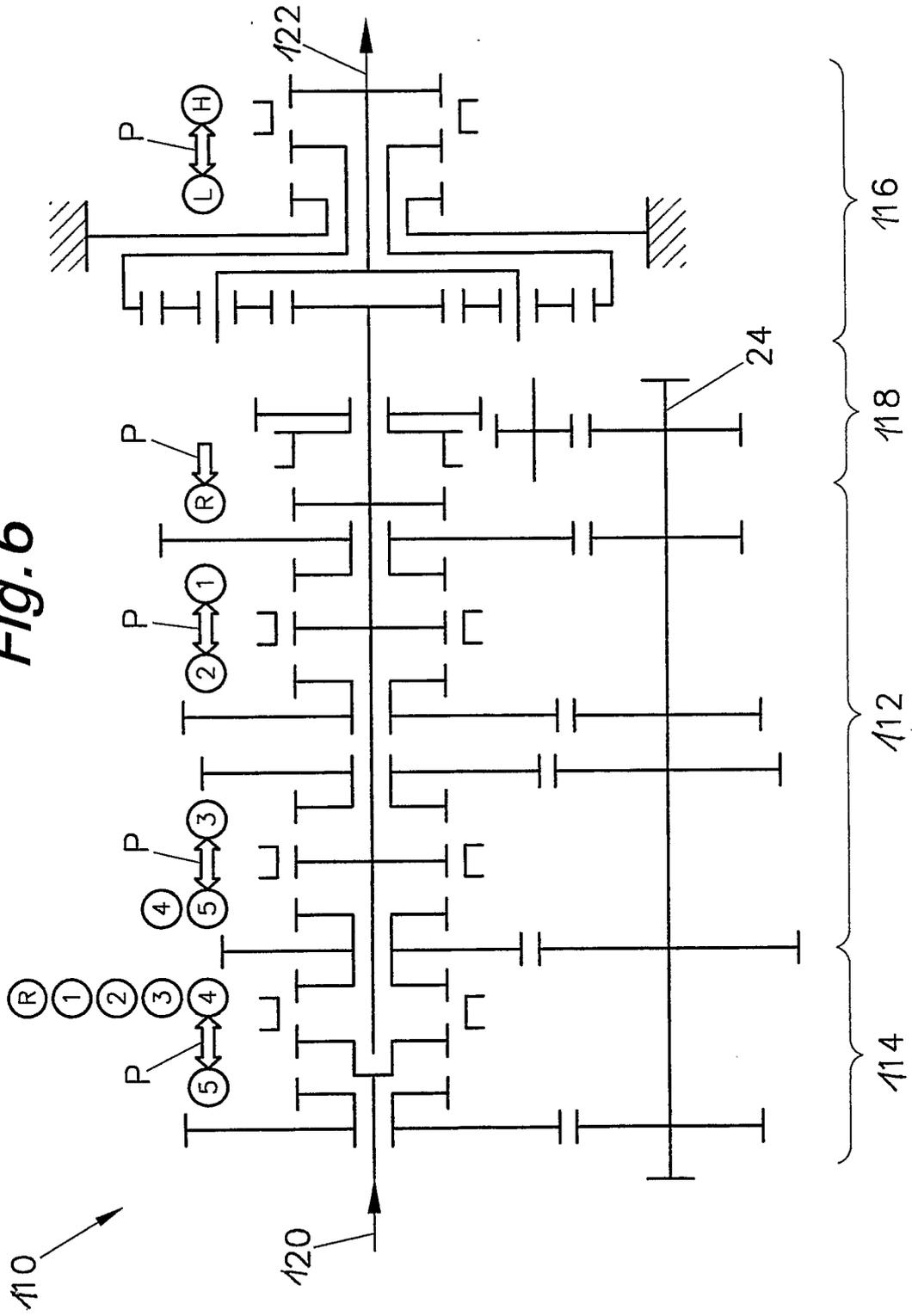
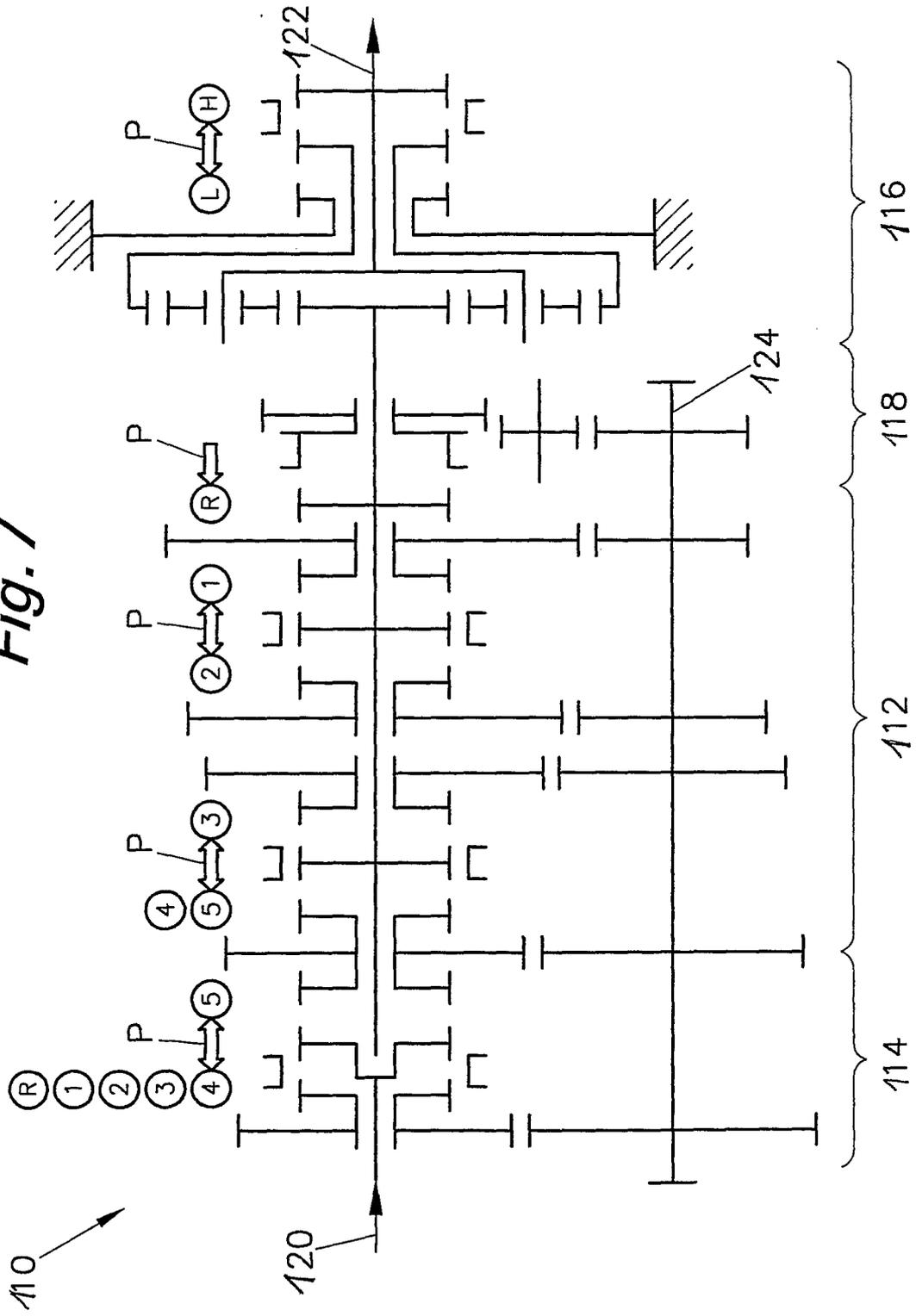


Fig. 7



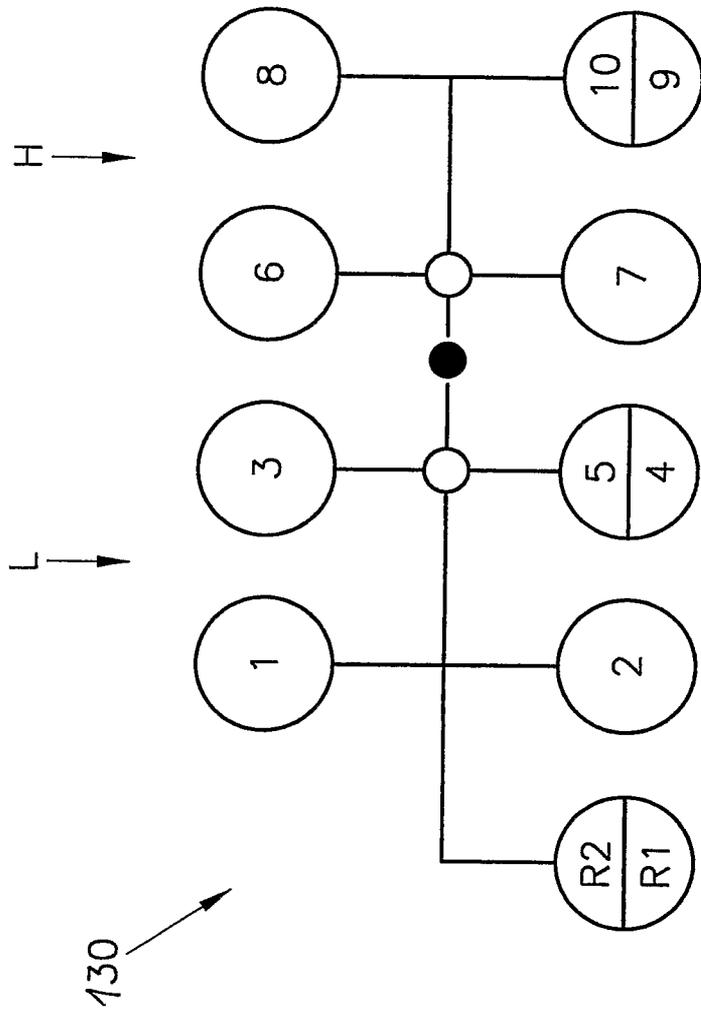


Fig. 8

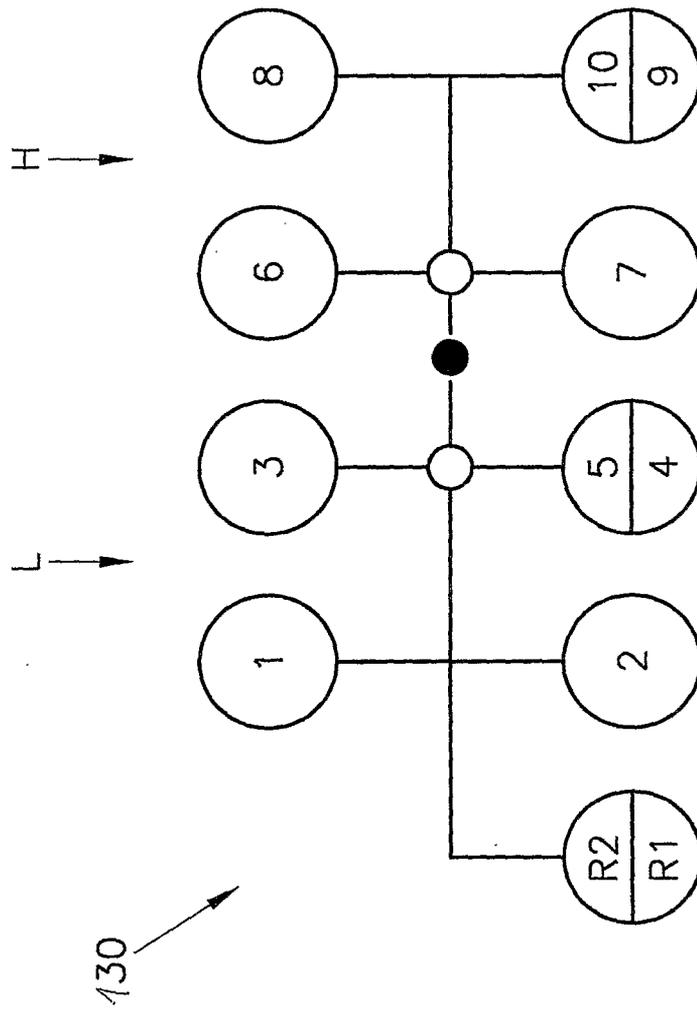


Fig. 9