

(19)



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets



(11)

**EP 0 615 063 B1**

(12)

**EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des  
Hinweises auf die Patenterteilung:  
**27.12.1996 Patentblatt 1996/52**

(51) Int Cl.<sup>6</sup>: **F02M 41/12**

(21) Anmeldenummer: **94101869.9**

(22) Anmeldetag: **08.02.1994**

(54) **Kraftstoffeinspritzpumpe**

Fuel injection pump

Pompe à injection de combustible

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**DE FR GB IT**

(30) Priorität: **06.03.1993 DE 4307111**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**14.09.1994 Patentblatt 1994/37**

(73) Patentinhaber: **ROBERT BOSCH GMBH**  
**70442 Stuttgart (DE)**

(72) Erfinder: **Oberklammer, Kurt**  
**A-3364 Neuhofen/Ybbs (AT)**

(56) Entgegenhaltungen:  
**EP-A- 0 192 978**

- **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 9, no. 313**  
**(M-437) (2036) 10. Dezember 1985 & JP-A-60 147**  
**544 (DIESEL KIKI) 3. August 1985**

**EP 0 615 063 B1**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

## Beschreibung

### Stand der Technik

Die Erfindung geht aus von einer Kraftstoffeinspritzpumpe der Verteilerbauart für eine mehrzylindrige Brennkraftmaschine der im Oberbegriff des Anspruchs 1 definierten Gattung.

Bei solchen, beispielsweise aus der DE 39 43 245 A1 bekannten Kraftstoffeinspritzpumpen ist die Zahl der Einspritzleitungen auf maximal vier begrenzt, da bei einem für einen Stirnnocken der Hubscheibe noch verfügbaren Drehwinkel der Hubscheibe von 90° eine ausreichende Spritzverstellung durch das Magnetventil möglich ist. Die Spritzverstellung wird dadurch bewirkt, daß durch Schließen und Öffnen des Magnetventils während des Kolbenhubes der Förderbeginn und das Förderende des Pumpenkolbens entsprechend dem jeweiligen Lastfall zu verschiedenen Nockenwinkel hin verschoben wird, also früher oder später, bezogen auf den Drehwinkel der Hubscheibe, einsetzt. Bei einer über vier hinausgehenden größeren Zylinderzahl ist wegen des verfügbaren Winkels von kleiner 90° pro Stirnnocken eine solche Spritzverstellung mit erheblichen Problemen behaftet, so daß auf diese einfache Spritzverstellung durch ein Magnetventil verzichtet und auf mechanisch-hydraulische Spritzverstellung zurückgegriffen wird.

### Vorteile der Erfindung

Die erfindungsgemäße Kraftstoffeinspritzpumpe mit den kennzeichnenden Merkmalen des Anspruchs 1 hat den Vorteil, daß ihr Einsatz mit einer ausreichend sensiblen Spritzverstellung durch das Magnetventil auch bei Brennkraftmaschinen mit mehr als vier Zylindern möglich ist. Durch die beiden Hubscheiben und die ersten und zweiten Laufrollen läßt sich bei kleineren Nockenerhebungen ein größerer Kuh des Pumpenkolbens als bei der bekannten Kraftstoffeinspritzpumpe erreichen, da die Nockenhöhen der beiden Hubscheiben sich für den Pumpenkolbenhub addieren. Durch den höheren Hub läßt sich ein größerer Verschiebewinkel des Förderbeginns erreichen.

Das aus Rollenhalter mit doppellagigen Laufrollen und zwei Hubscheiben bestehende Nockengetriebe läßt sich durch Anbindung an die Ölschmierung des Motorkreislaufs leicht schmieren. Eine Schmierung mit Kraftstoff ist ebenfalls möglich, wozu in bekannter Weise der das Nockengetriebe aufnehmende Pumpeninnenraum mit Kraftstoff gefüllt und mit der Antriebswelle einer im Pumpeninnenraum umlaufende Kraftstoffförderpumpe gekuppelt ist.

Durch die in den weiteren Ansprüchen aufgeführten Maßnahmen sind vorteilhafte Weiterbildungen und Verbesserungen der im Anspruch 1 angegebenen Kraftstoffeinspritzpumpe möglich.

Durch Verwendung von insgesamt vier ersten Laufrollen, die auf der mit dem Pumpenkolben drehfest ver-

bundenen ersten Hubscheibe abrollen und ebenfalls vier zweiten Laufrollen, die auf der mit der Abtriebswelle drehfest verbundenen zweiten Hubscheibe abrollen, können bei verringertem Verschleiß größere Hubkräfte übertragen und vom Nockengetriebe aufgenommen werden.

In einer vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung sind die beiden Hubscheiben durchmessergleich ausgeführt und die Achsen der ersten und zweiten Laufrollen in Achsrichtung des Rollenhalters zueinander versetzt angeordnet. Die Nockenausbildung der beiden Hubscheiben sind gleich, so daß jede Hubscheibe 50% vom Kolbenhub beisteuert.

Die axiale Versetzung der Laufrollen und die damit verbundene vergrößerte Baulänge der Kraftstoffeinspritzpumpe kann dadurch klein gehalten werden, daß der Axialabstand der Rollachsen kleiner gewählt wird als der Rollendurchmesser und die Achsen der ersten und zweiten Laufrollen soweit radial gegeneinander verdreht werden, daß letztere sich einander nicht berühren.

In einer vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung wird der Durchmesser der mit dem Pumpenkolben drehfesten ersten Hubscheibe kleiner gewählt als der mit der Antriebswelle drehfesten zweiten Hubscheibe. Die ersten und zweiten Laufrollen werden mit radial fluchtenden Achsen hintereinander angeordnet. Bei dieser Ausführung wird die Gesamtpumpenlänge der Kraftstoffeinspritzpumpe nicht vergrößert. Die durchmessergrößere Hubscheibe übernimmt, bedingt durch den größeren Nockenbahnradius, jetzt aber mehr als 50% des Gesamthubes. Die Differenz des Kolbenhubes wird über die mit dem Pumpenkolben drehfeste erste Hubscheibe realisiert. Diese Hubscheibe besitzt durch ihren kleineren Nockenbahnradius eine geringere Masse, was vorteilhaft ist, da diese Nockenscheibe den vollen Hub des Pumpenkolbens mitmacht.

### Zeichnung

Die Erfindung ist anhand von in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispielen in der nachfolgenden Beschreibung erläutert. Es zeigen:

- Fig. 1 einen Längsschnitt einer Kraftstoffeinspritzpumpe für eine mehrzylindrige Brennkraftmaschine,
- Fig. 2 einen Schnitt längs der Linie II-II in Fig. 1,
- Fig. 3 ausschnittsweise einen Längsschnitt einer Kraftstoffeinspritzpumpe gemäß einem zweiten Ausführungsbeispiel mit modifiziertem Nockengetriebe,
- Fig. 4 einen Schnitt längs der Linie IV-IV in Fig. 3.

### Beschreibung des Ausführungsbeispiel

Bei der in Fig. 1 im Längsschnitt dargestellten Kraftstoffeinspritzpumpe ist in einem ein Pumpengehäuse 11 abschließenden Stirndeckel 10 eine Buchse 12 angeordnet, in der ein gleichzeitig als Verteiler dienender Pumpenkolben 13 eine hin- und hergehende und gleichzeitig rotierende Bewegung ausführt. Hierzu ist im Pumpengehäuse 11 eine Antriebswelle 15 drehbar gelagert, die mit dem Pumpenkolben 13 über eine Klauenkuppelung 16, die eine axiale Relativbewegung zwischen Pumpenkolben 13 und Antriebswelle 15 zuläßt, drehfest verbunden ist. Die Hubbewegung des Pumpenkolbens 13 wird durch ein noch näher zu beschreibendes Nockengetriebe 14 erzeugt, das im Innern des Pumpengehäuses 11 angeordnet ist.

Die Antriebswelle 15 rotiert synchron zu der Drehzahl der von der Kraftstoffeinspritzpumpe mit Kraftstoff versorgten Brennkraftmaschine, die z.B. sechszylindrig ausgeführt ist. Durch die Stirnfläche des Pumpenkolbens 13 und die Buchse 12 wird ein Pumpenarbeitsraum 17 begrenzt, dessen Stirnseite von dem Ventilgehäuse eines Magnetventils 18 druckdicht abgeschlossen ist. Das Magnetventil 18 steuert einen Entlastungskanal 19, der einerseits im Pumpenarbeitsraum 17 und andererseits über eine Bohrung 20 in einem Kraftstofförderraum 21 mündet, der kraftstoffgefüllt ist und von einer Kraftstoffförderpumpe auf Förderdruck gehalten wird. An der Bohrung 20 ist außerdem eine im Stirndeckel 10 verlaufende Zulaufbohrung 22 angeschlossen, über welche der Pumpenarbeitsraum 17 aus dem Kraftstofförderraum 21 mit Kraftstoff gefüllt wird.

Aus dem Pumpenarbeitsraum 17 wird über eine Verteilernut 23 im Pumpenkolben 13 der Kraftstoff bei entsprechender Drehstellung des Pumpenkolbens 13 zu Druckleitungen 24 hin verteilt, die in der Buchse 12 und im Stirndeckel 10 als Bohrungen ausgeführt und in einer der Zylinderzahl der Brennkraftmaschine entsprechenden Zahl, hier z.B. sechs, gleichmäßig am Umfang der Buchse 12 verteilt angeordnet sind. Jede Druckleitung 24 führt über ein Gleichdruckventil 25 zu einem Einspritzventil.

Beim Saughub des Pumpenkolbens 13 wird über die Zulaufbohrung 22 der Pumpenarbeitsraum 17 mit Kraftstoff aus dem Kraftstofförderraum gefüllt. Beim anschließenden Druckhub wird der Kraftstoff im Pumpenarbeitsraum 17 auf Einspritzdruck gebracht und über die Verteilernut 23 zu einer der Druckleitungen 24 gefördert und über die Einspritzdüsen in den jeweiligen Zylinder der Brennkraftmaschine eingespritzt. Spritzbeginn und Spritzende der Kraftstoffeinspritzpumpe werden dabei durch das Magnetventil 18 in Abhängigkeit von verschiedenen Betriebskenngrößen der Brennkraftmaschine, wie Last, Drehzahl, Temperatur u.a. gesteuert. Im nichterregten Zustand des Magnetventils 18 ist dieses geöffnet und gibt den Entlastungskanal 19 frei. Im Pumpenarbeitsraum 17 kann sich kein zum Öffnen des Spritzdüsen 25 ausreichender Einspritzdruck aufbauen.

Durch Erregung des Magnetventils 18 wird der Entlastungskanal 19 abgesperrt. Dadurch ist der Förderbeginn FB des Pumpenkolbens 13 gekennzeichnet, und es erfolgt im Pumpenarbeitsraum 17 ein Druckaufbau. Kraftstoff wird über die Verteilernut 23 zu den Einspritzdüsen 25 gefördert und in die Zylinder der Brennkraftmaschine eingespritzt. Die Entregung des Magnetventils 18 ist gleichbedeutend mit dem Förderende FE des Pumpenkolbens 13, da hierdurch der Entlastungskanal 19 geöffnet wird und ein Druckabfall im Pumpenarbeitsraum 17 erfolgt. In dem Zeitraum zwischen dem Förderbeginn FB und dem Förderende FE wird über jeweils eine der Einspritzdüsen 25 eine dosierte Kraftstoffmenge in einen Zylinder der Brennkraftmaschine eingespritzt. Diese eingespritzte Kraftstoffmenge stellt eine Teilmenge der während eines Förderhubs des Pumpenkolbens 13 maximal möglichen geförderten Kraftstoffmenge dar.

Das den Hub des Pumpenkolbens 13 erzeugende Nockengetriebe 14 besteht aus einer mit dem Pumpenkolben 13 drehfest verbundenen ersten Hubscheibe 26 und einer mit der Antriebswelle 15 drehfest verbundenen zweiten Hubscheibe 27, sowie auf der ersten Hubscheibe 26 sich abrollenden ersten Laufrollen 28 und auf der zweiten Hubscheibe 27 sich abrollenden zweiten Laufrollen 29. Die ersten und zweiten Laufrollen 28, 29, von denen jeweils vier vorhanden und um jeweils 90° Umfangswinkel zueinander versetzt angeordnet sind, sind in einem Rollenhalter 30 in zwei axial versetzten Ebenen angeordnet. Der Rollenhalter 30 ist drehfest aber axial verschiebbar im Pumpengehäuse 11 koaxial zur Achse von Pumpenkolben 13 und Antriebswelle 15 gehalten. Jede Hubscheibe 26, 27 trägt eine der Zylinderzahl der Brennkraftmaschine entsprechende Zahl von Stirnnocken 31 bzw. 32, welche bei Rotation der Hubscheiben 26, 27 den Hub des Pumpenkolbens 13 erzeugen, wobei der Pumpenkolbenhub durch die Summe der Stirnnockenhöhen auf beiden Hubscheiben 26, 27 festgelegt wird. Eine Andruckfeder, die hier durch zwei koaxial zueinander angeordnete Schraubendruckfedern 33, 34 realisiert ist, stützt sich einerseits am Stirndeckel 10 und andererseits an einem Federteller 40 ab, der seinerseits über ein Axiallager 41 an der ersten Hubscheibe 26 abgestützt ist. Diese Schraubendruckfedern 33, 34 drücken die Laufrollen 28, 29 und die Stirnnocken 31, 32 aneinander, so daß sie während der Hubbewegung des Pumpenkolbens 13 miteinander in Eingriff bleiben. Die mit der Antriebswelle 15 drehfeste zweite Hubscheibe 27 ist ihrerseits über ein Axiallager 35 an einer Schulter des Pumpengehäuses 11 abgestützt.

Wie insbesondere aus Fig. 2 zu erkennen ist, wird die drehfeste und axial verschiebbliche Lagerung des Rollenhalters 30 durch einen im Pumpengehäuse 11 festgespannten Führungsring 36 bewirkt. Der Rollenhalter 30 nimmt die Laufrollen 28 und 29 mit radial ausgerichteter Rollenachse drehbeweglich auf. Grundsätzlich könnten die ersten Laufrollen 28 und die zweiten Laufrollen 29 mit parallel zueinander ausgerichteten

Rollenachsen in zwei zueinander axial versetzten Ebenen angeordnet werden. Dieser axiale Abstand geht jedoch direkt in die Gesamtlänge der Kraftstoffeinspritzpumpe ein. Um diese möglichst gering zu halten, sind die axialen Achsabstände zwischen den Laufrollen 28 und den Laufrollen 29 kleiner gemacht als der Durchmesser der Laufrollen 28,29 und die Achsen der ersten Laufrollen 28 gegenüber den Achsen der zweiten Laufrollen 29 um einen Umfangswinkel soweit verdreht, daß die Laufflächen der Laufrollen 28,29 sich nicht berühren (Fig. 2). Bei dieser Anordnung weisen die beiden Hubscheiben 26,27 den gleichen Durchmesser auf. Die Anzahl von vier ersten Laufrollen 28 und vier zweiten Laufrollen 29 ist nicht zwingend, doch lassen sich mit einer Mehrzahl von Laufrollen, die im Betrieb entstehenden axialen Kräfte besser übertragen. Mehr als vier über den Umfang verteilte Laufrollen 28 bzw.29 in jeder Laufrollebene ist aus räumlichen Gründen schwierig.

Aufgrund des gleichen Durchmessers der beiden Hubscheiben und der damit einhergehenden gleichen Nockenbahnradialen sind die Stirnnocken 31,32 auf beiden Hubscheiben 26,27 gleich ausgebildet. Das bedeutet, daß jede Hubscheibe 26,27 50% des Kolbenhubes des Pumpenkolbens 13 bewirkt. Die Aufteilung der für den Pumpenkolbenhub notwendigen Nockenhöhe auf zwei Hubscheiben 26,27 ermöglicht kleinere Stirnnocken 31,32 pro Hubscheibe 26,27, wodurch sich über 360° Umfangswinkel der Hubscheibe 26,27 eine größere Anzahl von Stirnnocken 31,32 als vier anordnen läßt. Der trotzdem große Hub des Pumpenkolbens 13 läßt dabei eine ausreichende Spritzverstellung durch Verschieben des Förderbereichs auf dem jeweiligen Stirnnocken 31,32 mittels des Magnetventils 18 zu. Die beschriebene Kraftstoffeinspritzpumpe kann somit bei Brennkraftmaschine mit einer höheren Zylinderzahl als vier problemlos eingesetzt werden.

Die in Fig. 3 und 4 ausschnittsweise dargestellte Kraftstoffeinspritzpumpe gemäß einem weiteren Ausführungsbeispiel ist gegenüber der eben beschriebenen Kraftstoffeinspritzpumpe nur hinsichtlich des Nockengetriebes 14' modifiziert. Hier ist der Durchmesser der mit dem Pumpenkolben 13 drehfesten ersten Hubscheibe 26 kleiner bemessen als der Durchmesser der mit der Antriebswelle 15 drehfesten zweiten Hubscheibe 27. Die ersten Laufrollen 28 und zweiten Laufrollen 29 sind jeweils in Radialrichtung hintereinander mit fluchtenden Rollenachsen in der gleichen Ebene angeordnet (Fig. 4). Diese konstruktive Ausführung des Nockengetriebes 14' hat einmal den Vorteil, daß durch die in der gleichen Ebene angeordneten Laufrollen 28,29 die Gesamtlänge der Kraftstoffeinspritzpumpe nicht größer wird als bei herkömmlichen Kraftstoffeinspritzpumpen der Verteilerbauart. Zum anderen besitzt die kolbenseitige Hubscheibe 26 bedingt durch ihren kleineren Durchmesser und des damit verbundenen kleineren Nockenbahnradius eine geringere Masse. Dadurch nimmt eine kleinere Masse an der Hubbewegung des Pumpenkolbens 13 teil, was sich äußerst günstig auf die

Beherrschung der axialen Kräfte auswirkt. Der Hub des Pumpenkolbens 13 wird hier nicht 1:1 auf die beiden Hubscheiben 26 und 27 aufgeteilt, vielmehr übernimmt die mit der Antriebswelle 15 drehfeste zweite Hubscheibe 27, bedingt durch ihren größeren Durchmesser und den damit verbundenen größeren Nockenbahnradius, mehr als 50% des Gesamthubs. Die Differenz auf den Hub des Pumpenkolbens 13 wird über die mit dem Pumpenkolben 13 drehfeste erste Hubscheibe 26 realisiert, die wieder über die Klauenkupplung 16 mit der Antriebswelle 15 drehfest gekoppelt ist. Wie bei der Kraftstoffeinspritzpumpe gemäß Fig. 1 und 2 erfolgt die Momentübertragung der Klauenkupplung durch eine Kreuzscheibe 37, die auf Klauen 38 der Antriebswelle 15 sitzt und ihrerseits mit Klauen 39 in die mit dem Pumpenkolben 13 drehfeste erste Hubscheibe 26 eingreift.

## Patentansprüche

1. Kraftstoffeinspritzpumpe der Verteilerbauart für eine mehrzylindrige Brennkraftmaschine mit einer der Zylinderzahl der Brennkraftmaschine entsprechenden Anzahl von Einspritzleitungen (24), mit einem einen Pumpenarbeitsraum (17) begrenzenden Pumpenkolben (13), der durch axiale Hubbewegung einen Kraftstoffeinspritzdruck im Pumpenarbeitsraum (17) erzeugt und diesen durch Drehbewegung aufeinanderfolgend mit einer der Einspritzleitungen (24) verbindet, mit einer rotierenden Antriebswelle (15), die mit dem Pumpenkolben (13) drehfest und in einer dessen axiale Hubbewegung ermöglichenden Weise gekuppelt ist, mit einem Nockengetriebe (14;14') zum axialen Antrieb des Pumpenkolbens (13) in Hubrichtung, das eine mit dem Pumpenkolben (13) drehfest verbundene, eine der Zylinderzahl der Brennkraftmaschine entsprechende Zahl von Stirnnocken (31) tragende Hubscheibe (26) und mindestens eine auf den Stirnnocken (31) der Hubscheibe (26) sich abrollende, in einem undrehbaren Rollenhalter (30) drehbar gehaltene Laufrolle (28) aufweist, mit einem an dem Pumpenarbeitsraum (17) angeschlossenen Entlastungskanal (19) und mit einem den Entlastungskanal (19) steuernden Magnetventil (18), das mit Sperren des Entlastungskanals (19) den Förderbeginn und mit Öffnen des Entlastungskanals (19) das Förderende des Pumpenkolbens (13) festlegt, dadurch gekennzeichnet, daß mit der Antriebswelle (15) eine zweite, eine gleiche Anzahl von Stirnnocken (32) tragende Hubscheibe (27) drehfest verbunden ist, daß im Rollenhalter (30) mindestens eine zweite, auf den Stirnnocken (32) der zweiten Hubscheibe (27) sich abrollende Laufrolle (29) drehbar gehalten ist und daß der Rollenhalter (30) axial verschieblich geführt ist.
2. Pumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,

daß die beiden Hubscheiben (26,27) im Durchmesser gleich sind und daß die Achsen der ersten und Zweiten Laufrollen (28,29) in Achsrichtung des Rollenhalters (30) zueinander versetzt sind.

3. Pumpe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Axialabstand der Achsen der ersten und zweiten Laufrollen (28,29) kleiner ist als deren Durchmesser und die Achsen der ersten und zweiten Laufrolle (28,29) soweit radial gegeneinander verdreht sind, daß die Laufrollen (28,29) sich einander nicht berühren.
4. Pumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Durchmesser der mit dem Pumpenkolben (13) drehfesten ersten Hubscheibe (26) kleiner ist als der Durchmesser der mit der Antriebswelle (15) drehfesten zweiten Hubscheibe (27) und daß die erste und zweite Laufrolle (28,29) mit radial fluchtenden Achsen hintereinander angeordnet sind.
5. Pumpe nach einem der Ansprüche 1 - 4, dadurch gekennzeichnet, daß im Rollenhalter (30) insgesamt vier erste, auf der mit dem Pumpenkolben (13) drehfesten ersten Hubscheibe (26) abrollende Laufrollen (28) und vier zweite, auf der mit der Abtriebswelle (15) drehfesten zweiten Hubscheibe (27) abrollende Laufrollen (29) angeordnet sind.

#### Claims

1. Fuel injection pump of the distributor type for a multi-cylinder internal combustion engine, with a number of injection conduits (24) corresponding to the number of cylinders of the internal combustion engine, with a pump piston (13) which delimits a pump working space (17) and which, by axial lifting movement, generates a fuel injection pressure in the pump working space (17) and connects the latter to one of the injection conduits (24) in succession as a result of rotational movement, with a rotating drive shaft (15) which is coupled to the pump piston (13) fixedly in terms of rotation and in a way allowing the axial lifting movement of the latter, with a cam mechanism (14; 14') for the axial drive of the pump piston (13) in the lifting direction, the said cam mechanism having a lifting disc (26), which is connected to the pump piston (13) fixedly in terms of rotation and carries a number of face cams (31) corresponding to the number of cylinders of the internal combustion engine, and at least one running roller (28) rolling on the face cams (31) of the lifting disc (26) and held rotatably in a non-rotatable roller holder (30), with a relief duct (19) connected to the pump working space (17), and with a solenoid valve (18) which controls the relief duct (19) and which determines the start of feed of the pump piston (13) with

the shutting of the relief duct (19) and the end of feed of the pump piston (13) with the opening of the relief duct (19), characterized in that a second lifting disc (27) carrying an equal number of face cams (32) is connected to the drive shaft (15) fixedly in terms of rotation, in that at least one second running roller (29) rolling on the face cams (32) of the second lifting disc (27) is held rotatably in the roller holder (30), and in that the roller holder (30) is guided axially displaceably.

2. Pump according to Claim 1, characterized in that the two lifting discs (26, 27) are equal in diameter, and in that the axes of the first and second running rollers (28, 29) are offset relative to one another in the axial direction of the roller holder (30).
3. Pump according to Claim 2, characterized in that the axial spacing of the axes of the first and second running rollers (28, 29) is smaller than their diameter, and the axes of the first and second running rollers (28, 29) are rotated radially relative to one another to such an extent that the running rollers (28, 29) do not touch one another.
4. Pump according to Claim 1, characterized in that the diameter of the first lifting disc (26) connected fixedly in terms of rotation to the pump piston (13) is smaller than the diameter of the second lifting disc (27) connected fixedly in terms of rotation to the drive shaft (15), and in that the first and second running rollers (28, 29) are arranged with radially aligned axes one behind the other.
5. Pump according to one of Claims 1 to 4, characterized in that altogether four first running rollers (28) rolling on the first lifting disc (26) connected fixedly in terms of rotation to the pump piston (13) and four second running rollers (29) rolling on the second lifting disc (27) connected fixedly in terms of rotation to the drive shaft (15) are arranged in the roller holder (30).

#### Revendications

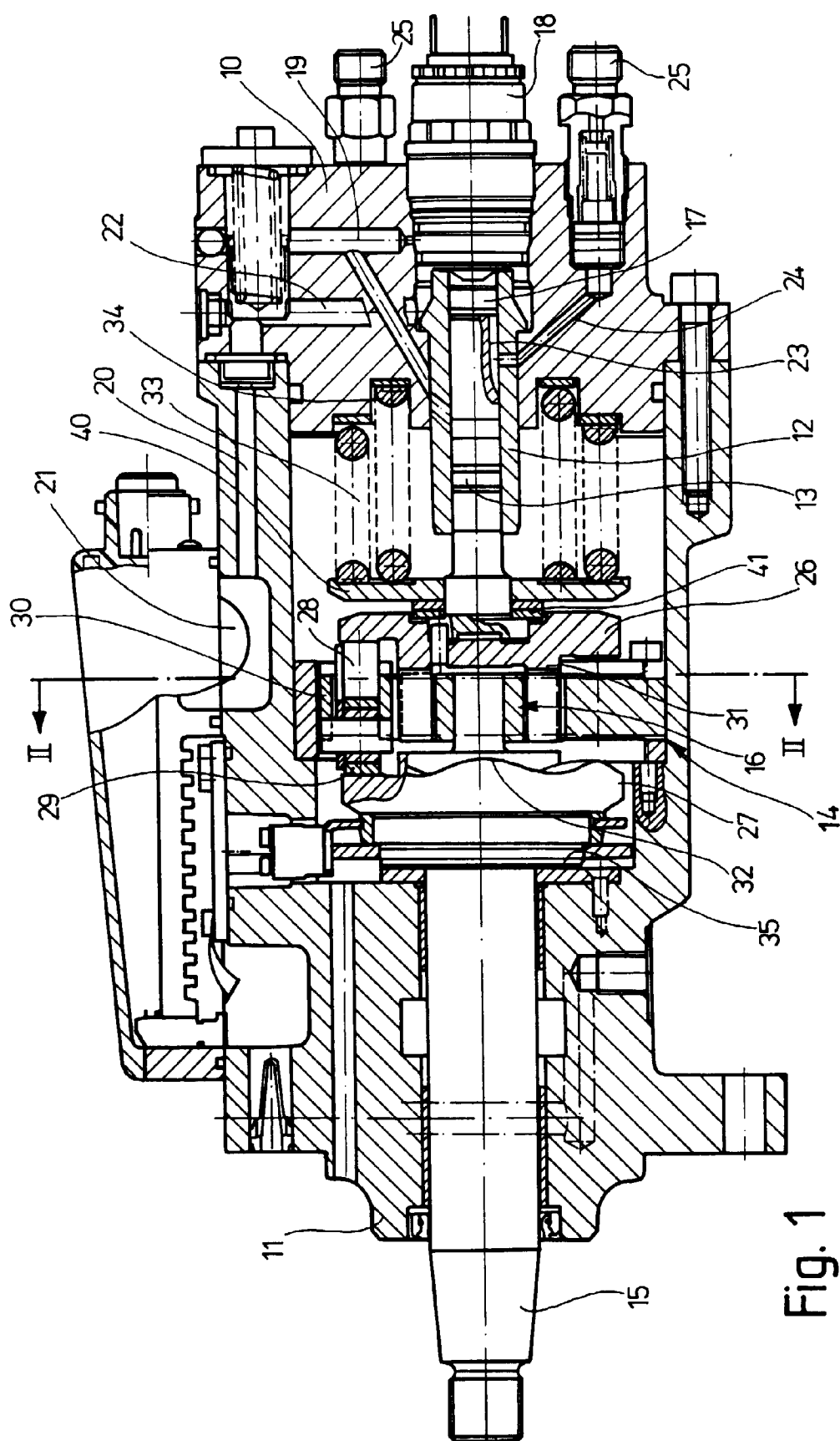
1. Pompe d'injection de carburant du type distributeur pour un moteur à combustion interne à plusieurs cylindres avec un nombre de canalisations d'injection (24) correspondant au nombre des cylindres du moteur à combustion interne, avec un piston de pompe (13) délimitant une chambre de travail de la pompe (17), qui produit par une course axiale une pression d'injection de carburant dans la chambre de travail de la pompe (17) et relie celle-ci par un mouvement de rotation de façon consécutive à l'une des canalisations d'injection, avec un arbre d'entraînement tournant (15), qui est accouplé de façon solidaire

en rotation au piston de la pompe (13) et d'une manière qui permet sa course axiale, avec un mécanisme d'entraînement à came (14 ; 14') qui sert à entraîner axialement le piston de la pompe (13) dans le sens de la course, mécanisme d'entraînement qui présente un disque à came (26), relié de façon solidaire en rotation avec le piston de la pompe (13) portant un nombre de cames frontales (31) qui correspond au nombre des cylindres du moteur à combustion interne et au moins un galet de roulement (28) roulant sur la came frontale (31) du disque à came (26), galet de roulement qui est maintenu de façon à pouvoir tourner dans un porte-galet (30) qui ne peut pas tourner, avec un canal de décharge (19), raccordé à la chambre de travail de la pompe (17), et avec une électro-vanne (18), qui commande le canal de décharge (19), électro-vanne qui détermine avec l'obturation du canal de décharge (19) le début du transfert de carburant et avec l'ouverture du canal de décharge (19) la fin du transfert de carburant du piston de la pompe (13), pompe d'injection de carburant caractérisée en ce qu'un second disque à came (27), portant un même nombre de cames frontales (32), est relié de façon solidaire en rotation à l'arbre d'entraînement (15), en ce que l'on maintient dans le porte-galets (30) au moins un second galet de roulement (29) de façon à ce qu'il puisse tourner, qui roule sur la came frontale (32) du second disque à came (27) et en ce que le porte-galet (30) est guidé axialement de façon à coulisser.

2. Pompe selon la revendication 1, caractérisée en ce que les deux disques à came (26, 27) ont le même diamètre et en ce que les axes du premier et du second galet de roulement (28, 29) sont décalés dans le sens axial du porte-galet (30) les uns par rapport aux autres.
3. Pompe selon la revendication 2, caractérisée en ce que l'écart axial des axes du premier et du second galet de roulement (28, 29) est plus petit que leur diamètre et en ce qu'on fait tourner les axes des premiers et seconds galets de roulement (28, 29) radialement l'un vers l'autre jusqu'à ce que les galets de roulement (28, 29) ne se touchent pas l'un l'autre.
4. Pompe selon la revendication 1, caractérisée en ce que le diamètre du premier disque à came (26), solidaire en rotation avec le piston de la pompe (13) est plus petit que le diamètre du second disque à came (27), solidaire en rotation avec l'arbre d'entraînement (15) et en ce que le premier et le second galet de roulement (28, 29) sont disposés l'un derrière

l'autre avec des axes radialement en alignement.

5. Pompe selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisée en ce que l'on dispose dans le porte-galets (30) au total quatre premiers galets de roulement (28) roulant sur le premier disque à came (26), solidaire en rotation avec le piston de la pompe (13) et quatre seconds galets de roulement (29) roulant sur le second disque à came (27) solidaire en rotation avec l'arbre d'entraînement (15).



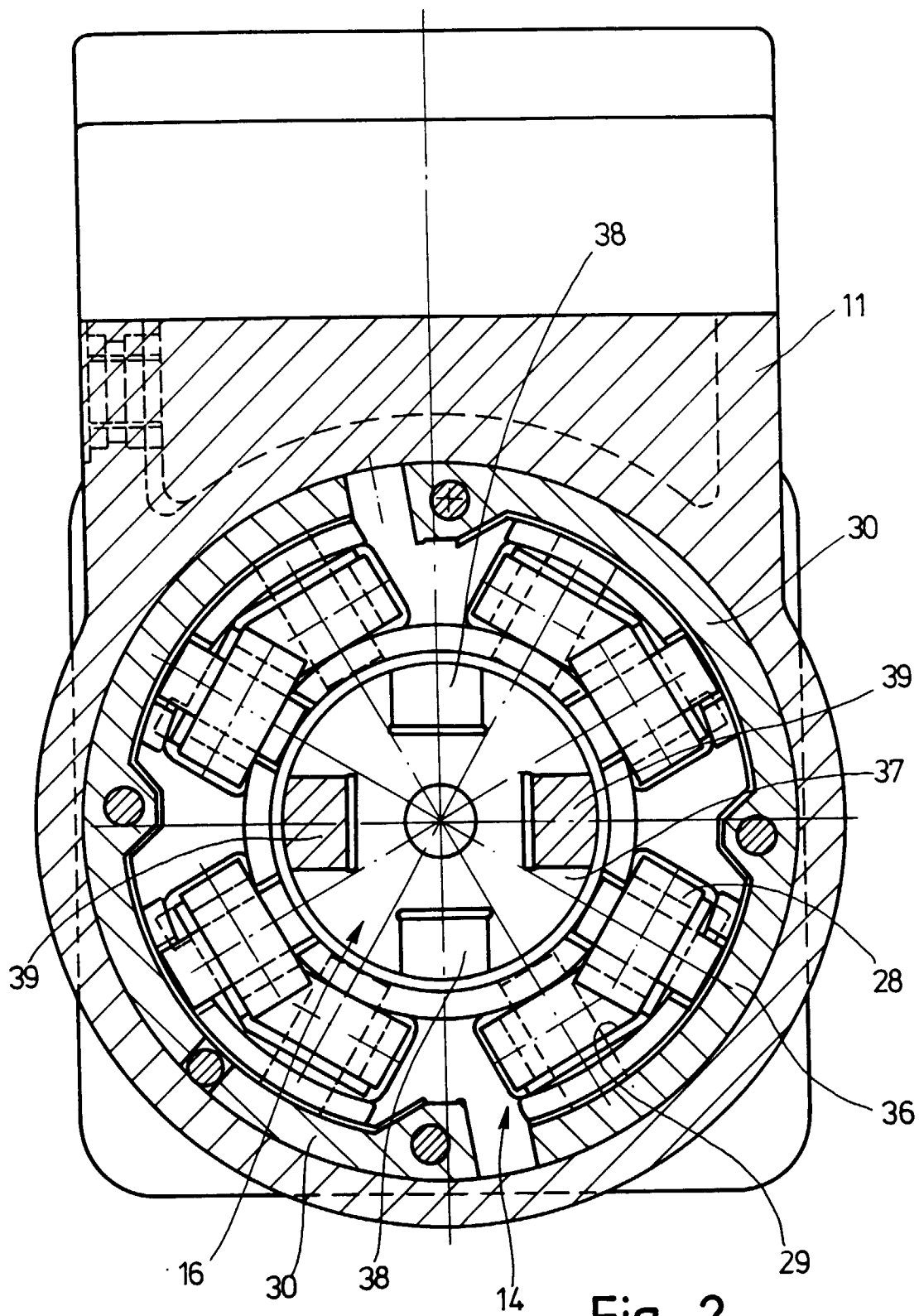


Fig. 2



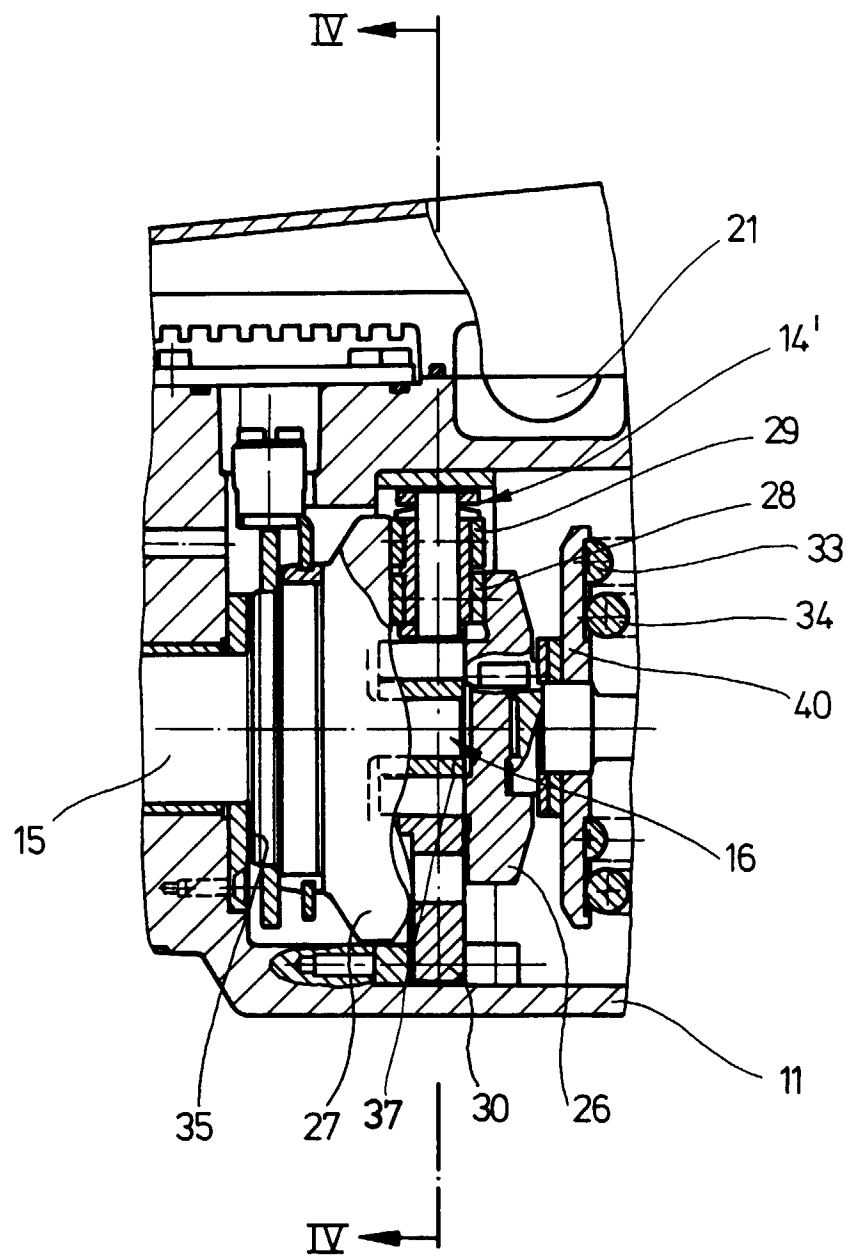


Fig. 3

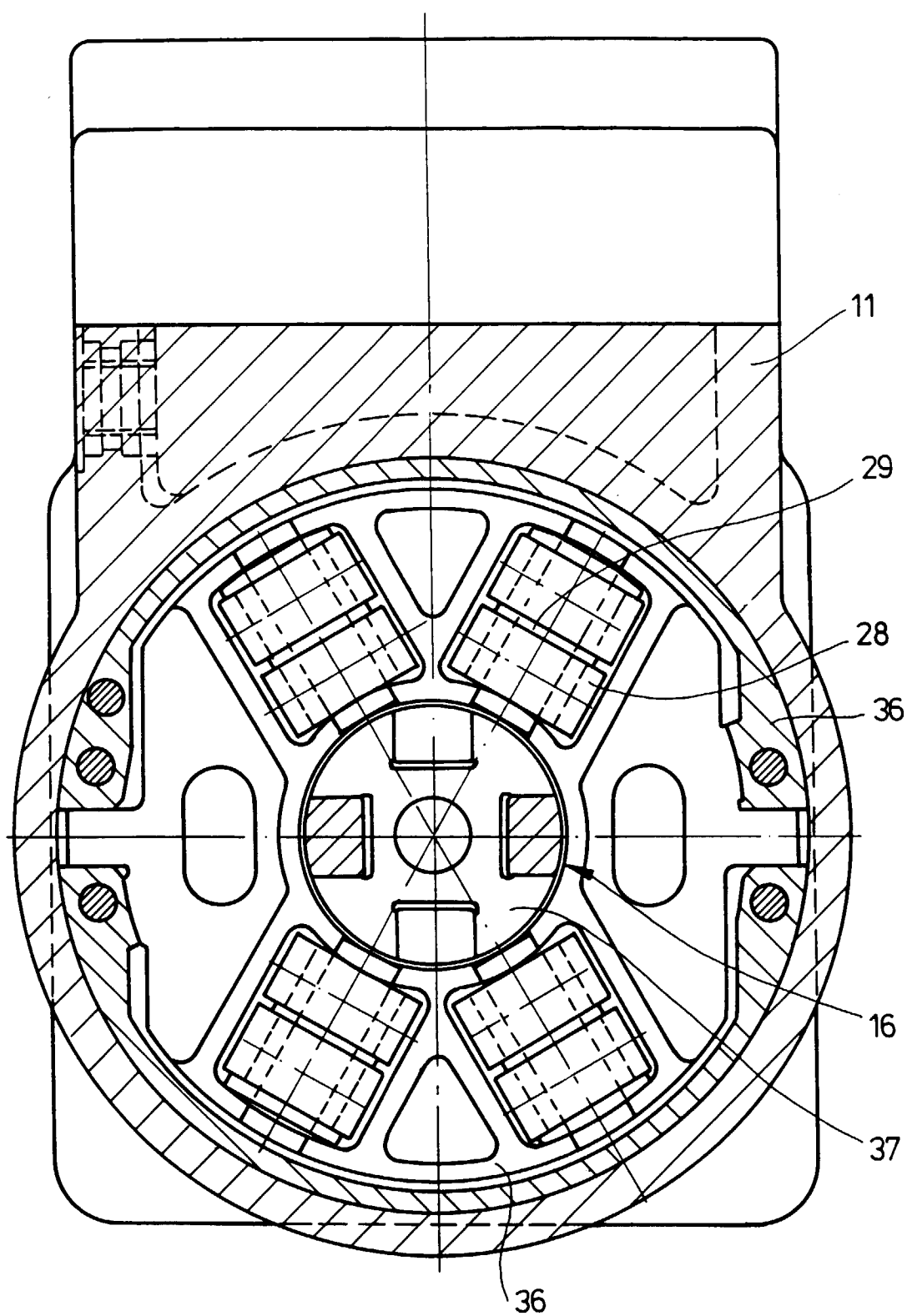


Fig. 4