

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 0 646 217 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:

29.12.1997 Patentblatt 1997/52

(21) Anmeldenummer: **94913559.4**

(22) Anmeldetag: **08.04.1994**

(51) Int Cl.6: **F01L 1/12, F01L 1/18**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP94/01097

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 94/24419 (27.10.1994 Gazette 1994/24)

(54) **NOCKENWELLENANTRIEB**

CAMSHAFT DRIVE

COMMANDE DE DISTRIBUTION

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE ES FR GB IT

(30) Priorität: **10.04.1993 DE 4311877**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
05.04.1995 Patentblatt 1995/14

(73) Patentinhaber: **Motorenfabrik Hatz GmbH & Co.
KG
D-94099 Ruhstorf (DE)**

(72) Erfinder: **ABSENGER, Erich
D-94032 Passau (DE)**

(74) Vertreter: **Grättinger, Günter et al
Grättinger & Partner (GbR)
Postfach 16 55
82306 Starnberg (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
**DE-A- 3 700 405 FR-A- 1 563 362
FR-A- 2 643 676 GB-A- 662 172
GB-A- 1 201 872 GB-A- 2 090 911**

EP 0 646 217 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

Die Erfindung betrifft einen Nockentrieb über eine Nockenwelle für das Auslaß- und das Einlaßventil und für die Betätigung der Einspritzpumpe bei einem Dieselmotor, wobei zur Betätigung der drei Funktionen je Zylinder nur ein Nocken vorgesehen ist.

Insbesondere bei Kleindieselmotoren ist die Verkürzung der Nockenwelle ein vom Konstrukteur angestrebtes Ziel. Er wird daher versuchen, die Zahl der Nocken für über die Nockenwelle zu betätigende Antriebe zu reduzieren. Problematisch sind dabei die unterschiedlichen Anforderungen an die Bewegungsabläufe einerseits für die beiden Ventile und andererseits für die Einspritzpumpe. Bei der Ventilsteuerung geht es darum, daß das Einlaßventil bei Erreichen des oberen Totpunkts und das Auslaßventil bei Erreichen des unteren Totpunkts hinreichend lange offen sind, so daß eine gute Füllung bzw. Entleerung des Zylinders erreicht werden kann. Dementsprechend wird vom Konstrukteur ein eher gestreckter, idealerweise rechteckiger Kurvenverlauf zwischen oberem und unterem Totpunkt angestrebt. Durch einen an ein derartiges Rechteckprofil angenäherten Kurvenverlauf können die auf seiten des Ventiltriebs auftretenden Massenbeschleunigungen und Hertz'schen Kräfte begrenzt werden.

Andererseits gehen die Anforderungen für den Antrieb der Einspritzpumpe dahin, daß die eigentliche Einspritzzeit möglichst kurz zu gestalten ist. Der ideale Kurvenverlauf für die Stempelgeschwindigkeit, bezogen auf den Nockenwinkel, ist hier eine bis zum oberen Totpunkt besonders steil ansteigende Kurve, für die Geschwindigkeit des Stempels der Einspritzpumpe; dabei reißen sich innerhalb dieses ansteigenden Astes der Geschwindigkeitskurve zeitlich aneinander die drei Phasen der Pumpensteuerung, nämlich der Vorhub, während dem der Ansaugkanal geschlossen wird, ein Zwischenhub, während dem das Entlastungsvolumen in der Einspritzpumpe gefüllt wird und schließlich der kurz vor Erreichen des oberen Totpunkts des Pumpentempels beendete Einspritzhub. Demgegenüber ist der abfallende Ast des Geschwindigkeitsprofils eher als unkritisch zu bezeichnen.

Ausgehend von diesen unterschiedlichen Anforderungen an die Steuerung der beiden Ventile einerseits und der Einspritzpumpe andererseits sah sich der Konstrukteur bisher gezwungen, zur Realisierung der beiden Funktionen getrennte Nockenwellenantriebe vorzusehen, z.B. in Form einer Nockenwelle mit zwei Nocken, nämlich einem zur Betätigung der Schlepphebel für das Einlaß- und das Auslaßventil und einem weiteren für die Betätigung der Einspritzpumpe.

Die Patentschrift FR-A-1 563 362 beschreibt einen Nockentrieb gemäß dem Oberbegriff vom Hauptanspruch.

Außerdem ist ein Nockenantrieb für drei Funktionen, aber mit nur einem Nocken bekannt (DE-A1-3325510), wobei diese Funktion die Betätigung von

Einspritzpumpe sowie Aus- und Einlaßventil bedeutet. Die oben erläuterten Anforderungen an unterschiedliche Bewegungsabläufe können mit den bekannten Nockenantrieben jedoch nicht erfüllt werden.

Demgegenüber besteht das Ziel der vorliegenden Erfindung darin, einen einfachen multifunktionalen Nockenwellenantrieb zu schaffen, der einen reduzierten konstruktiven Aufwand erfordert und eine kompakte Bauweise ermöglicht, so daß er in besonderer Weise den Anforderungen an sehr kleine Diesellaggregate gerecht wird.

Diese Aufgabe wird nach dem erfindungsgemäßen Vorschlag dadurch gelöst, daß die Betätigung der Einspritzpumpe durch den Nocken über einen Kipphebel erfolgt, und daß der Abstand der Kipphebelschwenkachse von der Verbindungslinie zwischen dem Abwälzpunkt des Kipphebels mit dem Nocken und dem Abwälzpunkt des Kipphebels mit dem Stempel weniger als 40 % der Länge der Verbindungslinie beträgt, und daß dieser Abstand sowie die Hebelübersetzung bezüglich der Kipphebelschwenkachse derart gewählt werden, daß bei einem Pumpenhub von höchstens 10 mm das Geschwindigkeitsprofil für die Stempelgeschwindigkeit der Einspritzpumpe, bezogen auf den Nockenwinkel, steiler ansteigt als für die beiden Ventile. Dadurch ergibt sich nicht nur ein extrem kleines Bauvolumen für den gesamten Nockenwellenantrieb einschließlich Anordnung der Einspritzpumpe; über den Kipphebel für die Einspritzpumpe können neben den drei genannten Funktionen sogar noch weitere Motorfunktionen betätigt werden, z.B. eine Schmierölpumpe und/oder eine Kraftstoffförderpumpe.

Im Rahmen der Erfindung ist die Ausbildung des Kipphebels für die Betätigung der Einspritzpumpe von besonderer Bedeutung. Während die Kipphebel für die Betätigung des Auslaß- und des Einlaßventils in üblicher Weise als Schlepphebel ausgebildet sein können, geht es bei der Ausbildung des Kipphebels für die Einspritzpumpe darum, durch dessen Gestaltung und Anordnung das oben erläuterte steile Geschwindigkeitsprofil für die Stempelgeschwindigkeit zu verwirklichen. Zu diesem Zweck wird erfindungsgemäß von der Überlegung ausgegangen, daß für den Verlauf der Stempelgeschwindigkeit der Einspritzpumpe neben der Hebelübersetzung bezüglich der Kipphebelschwenkachse die räumliche Anordnung der Kipphebelschwenkachse maßgeblich ist, derart, daß die Stempelgeschwindigkeit, bezogen auf den Nockenwinkel, einen steileren Verlauf nimmt, je geringer der Abstand der Kipphebelschwenkachse von der Verbindungslinie zwischen den beiden Abwälzpunkten des Kipphebels gewählt wird; dieser Abstand kann sogar einen negativen Wert annehmen, d.h. die Kipphebelschwenkachse wandert über die genannte Verbindungslinie auf deren Seite, auf welcher sich auch die Nockenwelle befindet. In der Praxis hat es sich als zweckmäßig erwiesen, den Abstand des Mittelpunkts der Kipphebelschwenkachse von der Verbindungslinie zwischen dem Abwälzpunkt mit den

Nocken und dem Abwälzpunkt mit dem Stempel weniger als 40 % der Länge dieser Verbindungslinie, vorzugsweise zwischen 5% und 15%, zu wählen. In einer besonders bevorzugten Ausführungsform nimmt der Kipphebel eine etwa linear gestreckte Form an, d.h. die Schwenkachse des Kipphebels besitzt weniger als 10% seitliche Versetzung, bezogen auf die Länge der Verbindungslinie zwischen demnockenseitigen und dem stempelseitigen Abwälzpunkt des Kipphebels. Auf diese Weise wird eine hohe Relativgeschwindigkeit zwischen dem umlaufenden Nocken und dem zugeordneten Abwälzpunkt sichergestellt. Geometrisch bedeutet dies, daß die Kreisbahn des Abwälzpunkts mit der durch die Nockenrotation vorgegebenen Wirkrichtung einen verhältnismäßig großen Winkel einschließt, bzw. anders ausgedrückt, daß der Abwälzpunkt dem Nocken gewissermaßen entgegenläuft, mit dem Ergebnis, daß die Relativgeschwindigkeit im Abwälzpunkt zunimmt und damit entsprechend die Geschwindigkeit des Pumpstempels.

Demgegenüber wäre es unzureichend, gegenüber üblichen Kipphebeln bloß die Hebelübersetzung des Kipphebels für die Pumpenbetätigung zu vergrößern. Zwar lassen sich auch auf diese Weise höhere Antriebsgeschwindigkeiten erzielen; gleichzeitig bedeutete aber die Verlängerung des pumpenseitigen Kipphebelarms eine entsprechende Vergrößerung des Pumpenhubs, da die Einspritzpumpe nicht beliebig nahe an die Nockenwelle positioniert werden kann. Auf dem Markt sind aber nur Einspritzpumpen mit einem verhältnismäßig kleinen, etwa bis auf 10 mm begrenzten Pumpenhub erhältlich. Erst durch den "gestreckten Kipphebel" im Sinne des Erfindungsvorschlags wurde der Weg für die Anwendung einer einzigen Nocke zur Betätigung sowohl der Ventile als auch der Einspritzpumpe frei.

Die Rückstellfeder für den Kipphebel, welcher die Einspritzpumpe betätigt, kann entweder durch die Stempelfeder in der Einspritzpumpe oder durch eine gesonderte an einer Verlängerung des nockenseitigen Endes des Kipphebels ansetzende Druckfeder oder auch durch eine entsprechend positionierte Zugfeder gebildet sein, so daß der ständige Kontakt mit der Nocke sichergestellt ist. Die beiden Ventile sind in der üblichen Weise durch Ventildfedern abgestützt. Für den Fall, daß die Stempelfeder in der Einspritzpumpe weggelassen ist, weil sie nämlich durch eine am Kipphebel angreifende externe Druck- oder Zugfeder ersetzt ist, ist es erforderlich, den Abwälzpunkt des Kipphebels am Fußende des Stempels durch einen Mitnehmer in ständiger Anlage mit dem Stempelfuß zu führen.

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

- Fig. 1 einen Querschnitt durch eine Dreifunktions-Nockenwelle
- Fig. 2 einen gestreckten Kipphebel für den Antrieb der Einspritzpumpe
- Fig. 3 einen nach außen gewinkelten Kipphebel für

den Antrieb der Einspritzpumpe

Fig. 4 einen nach innen gewinkelten Kipphebel für den Antrieb der Einspritzpumpe und

Fig. 5 Kurvendiagramme für die Kipphebelformen gemäß Fig. 2 bis 4.

Fig. 1 zeigt einen Querschnitt durch eine Nockenwelle 1 mit einem einzigen Nocken 2 einerseits für die Betätigung der Schlepphebel 3, mit denen die Ventilstößel 4 für das Einlaß- und das Auslaßventil gesteuert werden, andererseits für die Betätigung eines Kipphebels 5, mit welchem die Einspritzpumpe 6 gesteuert wird. Diese sitzt mit ihrem Pumpenzylinder 7 direkt in einer entsprechenden Bohrung des Zylinderkopfs 8 in welchen auch die entsprechenden Kanäle für den Kraftstofffluß eingearbeitet sind, nämlich ein Kanal 9 für die Kraftstoffzuführung und ein Kanal 10 für die Kraftstoffrückleitung. Für den Anschluß der Druckleitung ist am oberen Ende des Pumpenkopfs 11 ein Anschlußgewinde 12 vorgesehen. Der Pumpenstempel 13 ist mit seinem kipphebelseitigen Ende 14 über einen Mitnehmer 15 mit einer auf der Welle 16 gelagerten Abtastrolle 17 verbunden. Eine weitere Abtastrolle 18, die um einen im Kipphebel gelagerten Bolzen 19 drehbar ist, wirkt mit dem Nocken 2 zusammen. Der Kipphebel 5 für die Betätigung der Einspritzpumpe 13 ist um eine Kipphebelschwenkachse 20 verschwenkbar. Der Kontakt zwischen der Abtastrolle 18 und den Nocken 2 der Nockenwelle 1 wird sichergestellt durch eine an einem verlängerten Ende 21 des Kipphebels 5 ansetzende Druckfeder 22, die zwischen dem Ende 21 des Kipphebels 5 und einem gehäusefesten Sitz 23 eingespannt ist. Entsprechend der Drehung der Nockenwelle in Richtung des Pfeils 24 werden durch denselben Nocken 2 drei Funktionen hintereinander bedient, nämlich der Kipphebel 5 für die Betätigung der Einspritzpumpe und die beiden Schlepphebel 3 für die Betätigung der Ventilstößel 4 für das Einlaßventil und das Auslaßventil. Über eine nicht näher dargestellte Steuerkurve am inneren Ende des Pumpenstempels 13 werden bei dessen Betätigung die üblichen mit der Kraftstoffeinspritzung zusammenhängenden Funktionen gesteuert.

Die Fig. 2 bis 4 zeigen im Vergleich unterschiedlich ausgebildete Kipphebel 5 für die Pumpenbetätigung. Im Gegensatz zu dem mehr oder weniger gestreckten Kipphebel gemäß Fig. 2 ist der Kipphebel gemäß Fig. 3 nach außen abgewinkelt, d.h. die Kipphebelschwenkachse 20 befindet sich, bezogen auf die Zeichnung, unterhalb der Verbindungslinie der beiden Abwälzpunkte 25, 26 am Kipphebel 5; der Kipphebel gemäß Fig. 4 hingegen ist eher nach innen abgewinkelt, d.h. die Kipphebelschwenkachse 20 befindet sich, bezogen auf die Zeichnung, oberhalb der genannten Verbindungslinie. Bezieht man diese am optischen Erscheinungsbild orientierten Verhältnisse auf den geometrischen Mittelpunkt der obigen drei Ausführungsformen des Kipphebels, so liegen die Mittelpunkte etwa auf der Verbindungslinie (Fig. 4) oder unterhalb derselben, wobei die

Abstände von der Verbindungslinie zwischen den beiden Abwälzpunkten 25, 26, bezogen auf deren Längen ca. 10% (Fig. 2) bzw. ca. 30% (Fig. 3) betragen. Somit ist bei Fig. 4 die Kipphebelschwenkachse 20 am weitesten nach innen (bzw. oben) versetzt, mit dem Ergebnis, daß die durch die Rotation des Nockens 2 verursachte Relativgeschwindigkeit im zugeordneten Abwälzpunkt 26 deutlich über derjenigen bei Fig. 2 oder 3 liegt. Zwischen der abgewinkelten Kipphebelform und seiner gestreckten Form sind zahlreiche Zwischenstellungen vorstellbar; die geeignete Form des Kipphebels 5 wird der Fachmann in Anpassung an den gewünschten Verlauf der Stempelgeschwindigkeit, z.B. zwischen den beiden in Fig. 5 dargestellten extremen Kurven, wählen. In Fig. 5 zeigt die Kurve mit der durchgezogenen Linie das Profil der Stempelgeschwindigkeit mit einem etwa gestreckten Kipphebel gemäß Fig. 2; die Kurve mit der strichpunktierter Linie zeigt das Profil der Stempelgeschwindigkeit mit einem nach außen abgewinkelten Kipphebel gemäß Fig. 3. Die Kurve mit der gestrichelten Linie zeigt das Profil der Stempelgeschwindigkeit mit einem leicht nach innen abgewinkelten Kipphebel gemäß Fig. 4. Zwischen den beiden extremen Kurven sind zahlreiche Varianten mit unterschiedlicher Steilheit des für die Einspritzzeit kritischen ansteigenden Astes des Verlaufs der Stempelgeschwindigkeit über dem Nockenwinkel vorstellbar. Die Kurven verdeutlichen den Einfluß der Kipphebelform bzw. der gewählten Position der Kipphebelschwenkachse auf den Geschwindigkeitsverlauf. In den Fig. 2 bis 4 ist der Kipphebel 5 mit durchgezogener Linie jeweils in der Anlageposition an der Nocke 2 gezeigt; die mit strichpunktierter Linie dargestellte Kipphebelposition zeigt jeweils dessen maximale Auslenkung durch den Nocken 2, wobei sich der Pumpenstempel 13 stets in der maximal eingefahrenen Position befindet.

Für den Fachmann ist ohne weiteres verständlich, daß sich die Darstellung gemäß Fig. 5 lediglich auf unterschiedliche Positionen der Kipphebelschwenkachse 20 bei im übrigen raumfester Position der Einspritzpumpe 13 einerseits und der Nockenwelle 1 andererseits beziehen. Dabei sind die auf den Mittelpunkt der Kipphebelschwenkachse 20 bezogenen Hebellängen zwischen dieser und den beiden Abwälzpunkten 25, 26 gleichlang gewählt; durch eine andere Hebelübersetzung lassen sich, wie ohne weiteres vorstellbar, zu den gezeichneten Kurventypen etwa parallele Kurvenverläufe erzielen.

Patentansprüche

1. Nockentrieb über eine Nockenwelle für das Auslaß- und das Einlaßventil und für die Betätigung der Einspritzpumpe (6) bei einem Dieselmotor, wobei zur Betätigung der drei Funktionen je Zylinder nur ein Nocken (2) vorgesehen ist, welcher jeweils mittelbar über Schwenkhebel wirkt,

dadurch gekennzeichnet,

daß die Betätigung der Einspritzpumpe (6) durch den Nocken (2) über einen Kipphebel (5) erfolgt, und

daß der Abstand der Kipphebelschwenkachse (20) von der Verbindungslinie zwischen dem Abwälzpunkt (26) des Kipphebels (5) mit dem Nocken (2) und dem Abwälzpunkt (25) des Kipphebels (5) mit dem Stempel (13) weniger als 40 % der Länge der Verbindungslinie beträgt, und daß dieser Abstand sowie die Hebelübersetzung bezüglich der Kipphebelschwenkachse derart gewählt werden, daß bei einem Pumpenhub von höchstens 10 mm das Geschwindigkeitsprofil für die Stempelgeschwindigkeit der Einspritzpumpe, bezogen auf den Nockenwinkel, steiler ansteigt als für die beiden Ventile.

2. Nockentrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Abstand zwischen 5% und 15% beträgt.
3. Nockentrieb nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Kipphebel (5) etwa linear gestreckt ausgebildet ist.

Claims

1. Cam drive by way of a camshaft for the outlet valve and the inlet valve and for the actuation of the injection pump (6) in a diesel engine, in which case only one cam (2) is provided per cylinder for actuating the three functions, which cam acts in each case indirectly by way of a rocking lever, characterized in that the actuation of the injection pump (6) by the cam (2) takes place by way of a rocker arm (5), and that the spacing of the rocker arm swivel axis (20) from the connecting line between the point of engagement (26) of the rocker arm (5) with the cam (2) and the point of engagement (25) of the rocker arm (5) with the plunger (13) amounts to less than 40% of the length of the connecting line and that this spacing as well as the lever transmission with respect to the rocker arm swivel axis are chosen so that with a pump stroke of 10 mm maximum, the speed profile for the plunger speed of the injection pump, with respect to the cam angle, ascends more steeply than for the two valves.
2. Cam drive according to Claim 1, characterized in that the spacing amounts to between 5% and 15%.
3. Cam drive according to Claim 2, characterized in that the rocker arm (5) is constructed to be elongat-

ed in an approximately linear manner.

Revendications

1. Commande de distribution par l'intermédiaire d'un arbre à cames pour la soupape d'échappement et la soupape d'admission ainsi que pour l'actionnement de la pompe d'injection (6) dans un moteur Diesel, une came (2) unique par cylindre étant prévue pour la commande des trois fonctions, laquelle came agit chaque fois de manière indirecte par l'intermédiaire de leviers pivotants, caractérisée par le fait que l'actionnement de la pompe d'injection (6) par la came (2) a lieu par l'intermédiaire d'un culbuteur (5), par le fait que la distance de l'axe de pivotement (20) du culbuteur par rapport à la droite joignant le point de contact (26) du culbuteur (5) sur la came (2) et le point de contact (25) du culbuteur (5) sur le piston (13) est inférieure à 40 % de la longueur de ladite droite et par le fait que cette distance ainsi que l'amplification du levier par rapport à l'axe de pivotement du culbuteur sont choisies de telle sorte que, pour une course de pompe de 10 mm maximum, la courbe de vitesse pour la vitesse du piston de pompe d'injection, rapportée à l'angle de came, présente une pente plus forte que pour les deux soupapes.
2. Commande de distribution selon revendication 1, caractérisé par le fait que la distance est comprise entre 5 % et 15 %.
3. Commande de distribution selon revendication 2, caractérisé par le fait que le culbuteur (5) a une conformation allongée sensiblement linéaire.

40

45

50

55

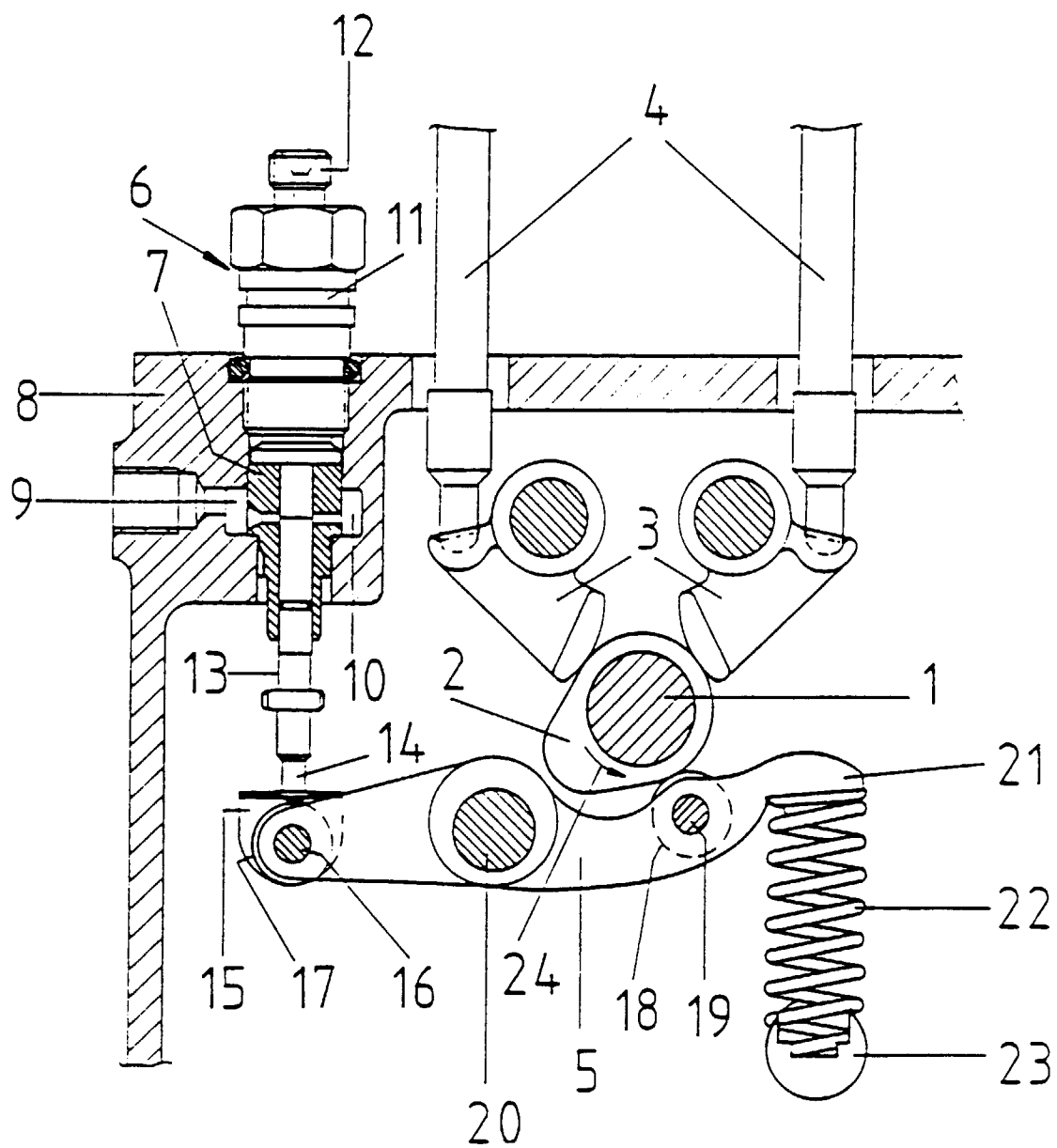


Fig. 1

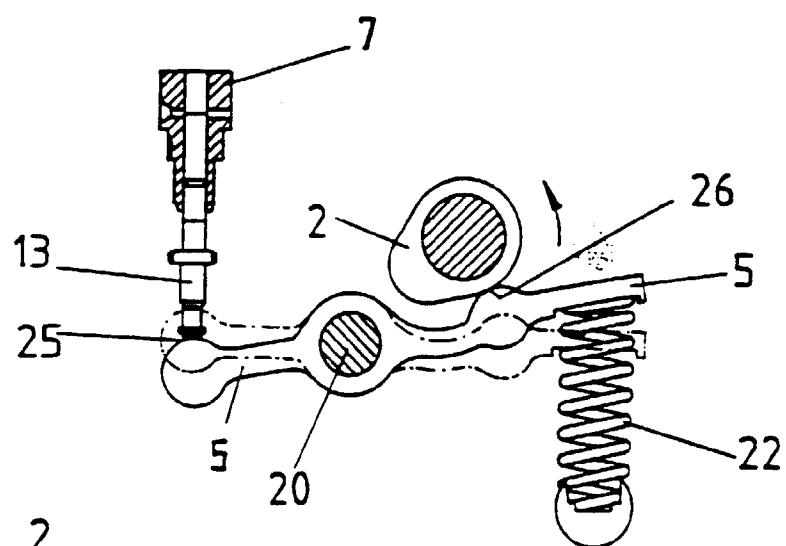


Fig. 2

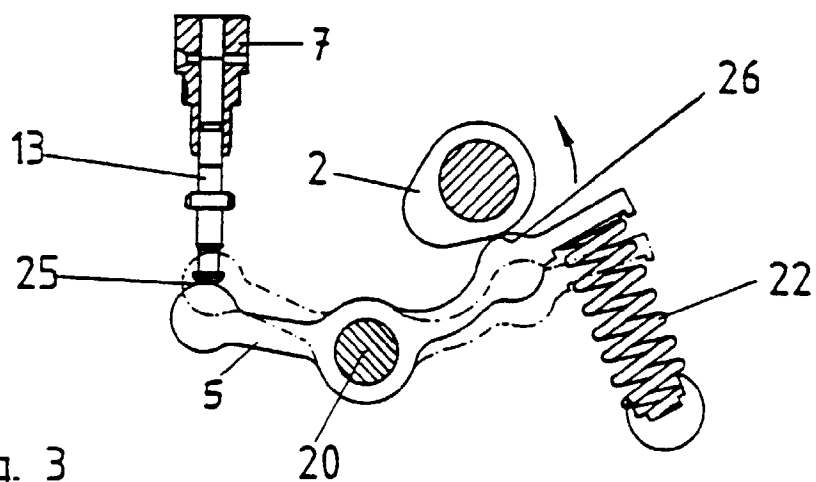


Fig. 3

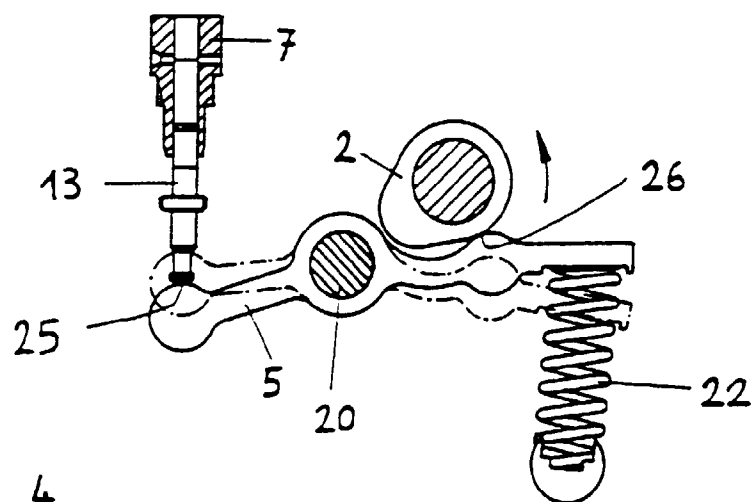


Fig. 4

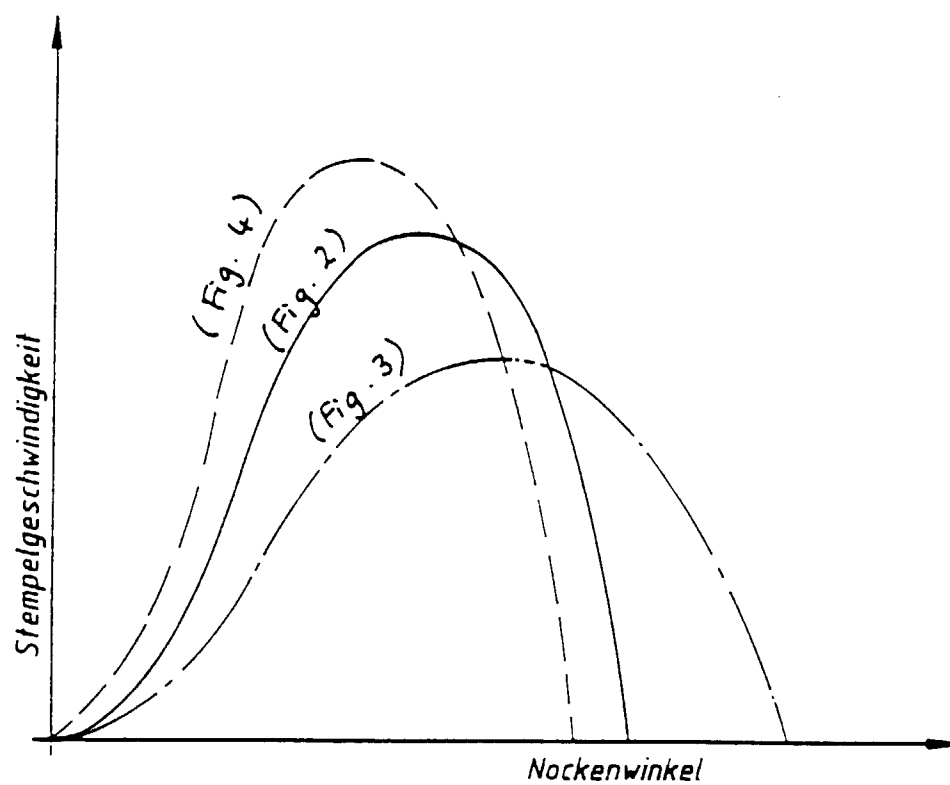


Fig. 5