

(12) **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

(21) Anmeldenummer: **85105970.9**

(51) Int. Cl.⁴: **F 02 D 1/04**

(22) Anmeldetag: **15.05.85**

(30) Priorität: **30.06.84 DE 3424268**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
08.01.86 Patentblatt 86/2

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB

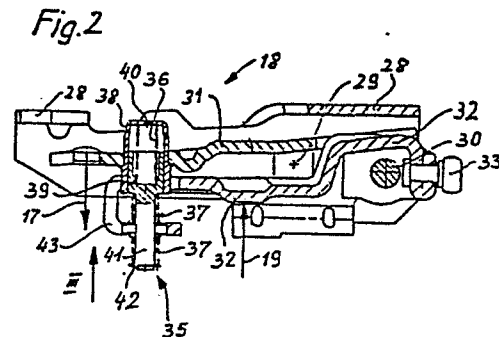
(71) Anmelder: **ROBERT BOSCH GMBH**
Postfach 50
D-7000 Stuttgart 1(DE)

(72) Erfinder: **Höfer, Gerald**
Schönblickstrasse 16
D-7251 Weissach-Flacht(DE)

(72) Erfinder: **Schwarz, Manfred**
Hofwiesenstrasse 4
D-7016 Gerlingen(DE)

(54) **Drehzahlregler für Kraftstoffeinspritzpumpen.**

(57) Es wird ein Drehzahlregler für Kraftstoffeinspritzpumpen von Brennkraftmaschinen mit zwei Reglerhebeln, nämlich einem ersten Hebel an dem eine Regelfeder angreift und einem zweiten Hebel, der das Einspritzmengensteuerglied betätigt und an dem in entgegengesetzter Richtung zur Regelfeder ein Drehzahlsignalgeber angreift, und mit einer Zwischenfeder zwischen den beiden Hebeln vorgeschlagen, wobei die Zwischenfeder als Federpaket aus in Reihe geschalteten steiferen und weicheren Federn gebildet wird, von denen für kurzfristige Kraftänderungen die steifere Feder, hingegen für längerfristige Kräfteinflüsse die weichere Feder wirksam ist. Konstruktiv wird dieses durch ein die weichere Feder aufnehmendes hydraulisch oder pneumatisches Dämpfungsglied (Dashpot) erreicht.



R. 19484
1.6.1984 B5

Firma Robert Bosch GmbH, 7000 Stuttgart 1

Drehzahlregler für Kraftstoffeinspritzpumpen

Stand der Technik

Die Erfindung geht aus von einer Kraftstoffeinspritzpumpe nach der Gattung des Hauptanspruchs. Ein bekannter Drehzahlregler dieser Art (verwendet in der Bosch Verteilereinspritzpumpe Typ VE) weist als Zwischenfeder in einer Version lediglich eine Blattfeder auf, die die Funktion einer eine Startmehrmenge erzeugenden sogenannten Startfeder hat, und in einer anderen Version eine Kombination dieser Startfeder mit einer Schraubenfeder, welche die Leerlaufdrehzahl regelt. Während die Startfeder möglichst weich ist und lediglich die Aufgabe hat, in Startposition den zweiten Hebel und damit das Einspritzmengensteuerglied in eine Stellung für Startmehrmenge, die über der maximalen Volllasteinspritzmenge liegt, zu schieben, hat die Leerlauffeder die Aufgabe in Leerlaufposition des Reglers den zweiten Hebel und damit das Einspritzmengensteuerglied jeweils als Gegenkraft zu dem bei Leerlaufdrehzahlen nur geringe Kräfte entwickelnden Drehzahlsignalgeber in einer dem Gleichgewicht der Kräfte (Feder; Drehzahlsignalgeber) entsprechenden Lage zu halten.

0166931

Erst wenn die Leerlaufdrehzahl überschritten wird, wird auch die Leerlauffeder zusammengeschoben, so daß im oberen Leerlaufdrehzahlbereich die beiden Hebel kraftschlüssig aneinander liegen. Die Leerlauffeder wird jedoch auch bei Leerlaufdrehzahlen und ausreichender Last über den ersten Hebel zusammengeschoben soweit ein die Ausgangslage des ersten Hebels bestimmender Anschlag dieses zuläßt.

Natürlich kann als Zwischenfeder auch eine einzige als Start- und Leerlauffeder dienende Schrauben- oder Blattfeder dienen, in dem dieser ein erster weicher der Erzeugung einer Startmehrmenge dienender Bereich zugeordnet ist und danach ein etwas härterer der Leerlaufregelung dienender Bereich.

Bei einem Dieselmotor ist der tatsächliche Verbrauch pro Motorzylinder bekanntlich unterschiedlich im Gegensatz zu der von der Einspritzpumpe pro Motorzylinder zugemessenen Einspritzmenge, die bei einer bestimmten Stellung des Drehzahlreglers für alle Motorzylinder gleich ist. Die Streuung der von den Motorzylinder verbrauchbaren Menge kann im Leerlauf 30% der durchschnittlichen Einspritzmenge betragen und ist deshalb dort besonders nachteilig. Wenn beispielsweise die durchschnittliche Leerlaufmenge 5 mm^3 ist, so kann die Streuung durchaus 2 mm^3 aufweisen. Diese Unterschiede bewirken dynamisch betrachtet einenentsprechend jeweils sehr kurzfristigen Einfluß auf die Drehzahl des Motors und über den Drehzahlsignalgeber des Drehzahlreglers wiederum auf die Einspritzmenge, deren Änderung je nach dem für welchen Motorzylinder sie wirksam wird, eine möglicherweise ungewünschte Verstärkung oder Abbremsung der zu regelnden Durchschnittsleerlaufdrehzahl bewirkt. Aus diesem Grunde soll der Ungleichförmigkeitsgrad (P - Grad) möglichst groß sein, was eine

möglichst steife Leerlauffeder erfordern würde. Um eine bestimmte Wegstrecke (Regelweg) gegen eine steife Feder zurückzulegen, ist eine verhältnismäßig große Kraftänderung erforderlich im Gegensatz zu einer weichen Feder. Durch die Streuungen der bei der Verbrennung im Motor sich einstellenden Bremsungen und Stöße ergeben sich entsprechende Kraftstöße vom Drehzahlsignalgeber auf den zweiten Hebel, die durch eine steife Feder so aufgefangen werden können, daß ein Ruckeln oder Motorschütteln im Leerlauf verhindert wird.

Eine steife Leerlauffeder hat aber, wie oben ausgeführt, einen hohen P-Grad, der im Leerlauf 40% betragen kann. Bei Leerlaufdrehzahlen von 600 U/Min. sind dieses bereits 240 U/Min. Dieser hohe P-Grad führt zu einem instabilen Lauf der Motoren, dem sogenannten Sägen. Diesem Sägen kann durch wiederum eine weiche Feder mit entsprechend niedrigen P-Grad entgegengewirkt werden, nämlich einer Feder bei der bereits bei relativ geringen Kraftänderungen des Drehzahlsignalgebers große Wege (Regelwege) zurückgelegt werden. Aufgrund des niedrigen P-Grades weicher Federn wird ein Addieren bzw. Subtrahieren der durch die Streuung bewirkten geringen Mengenänderungen als Einfluß auf die Drehzahl weitgehend aufgefangen, so daß zwar ein niedriger P-Grad erzielt wird (geringes Sägen, weitgehend konstante Drehzahl) aber ein Ruckeln oder Schütteln des Motors stattfinden kann. Bei den bekannten Drehzahlreglern wird deshalb ein verhältnismässig hoher P-Grad kauf genommen, um das unangenehme Ruckeln, besonders bei Pkw Dieselmotoren zu vermeiden.

Bei bekannten Drehzahlreglern der eingangs genannten Art wird somit versucht, durch die Wahl der Steife

der Leerlauffeder einen Kompromiß zwischen möglichst geringem Motorschütteln und geringem Sägen des Motors zu erzielen, ohne deshalb mit der Leerlaufdrehzahl höher werden zu müssen.

Dieses Problem besteht nicht nur bei der Leerlauffeder als Zwischenfeder, sondern gilt gleichermaßen für Regler von Einspritzpumpen für stationäre Motoren oder sonstige zu regelnde Läufe, bei denen die Drehzahl konstant aufrecht erhalten werden muß. Auch hier muß einerseits ein Sägen, nämlich Abweichen von der konstanten Drehzahl vermieden werden und andererseits ein Motorruckeln, was möglicherweise zu Schäden des angetriebenen Aggregats führen könnte.

Vorteile der Erfindung

Der erfindungsgemäße Drehzahlregler für Kraftstoffeinspritzpumpen mit den kennzeichnenden Merkmalen des Hauptanspruchs hat demgegenüber den Vorteil daß ein Regler mit nachgiebiger Rückführung entsteht, bei dem im Regellauf die kurzen durch die Streuungen der Motorzylinderverbrennung bewirkten Stöße durch eine steife Feder aufgefangen werden, was dem gewünschten hohen P-Grad entspricht und daß aber durch die verzögerte Wirkung einer weichen Feder für eine möglichst konstante Drehzahl ein niedriger P-Grad erzielbar ist. Hierdurch entsteht eine sehr flache Regellaufkennlinie im Mengedrehzahldiagramm, die in eine entsprechend steile Lastaufnahmekennlinie übergeht, beispielsweise beim Anfahren vom Leerlauf in höhere Lastzustände. Entsprechendes gilt für die Kennlinie bei stationären Antrieben.

Nach einer vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung arbeitet das Mitnahmeglied mit zwei einander entgegengerichteten Dämpfungsfedern, zwischen denen die Angriffsstelle des zweiten Hebels schwimmend eingespannt ist. Beide Dämpfungsfedern sind entsprechend verhältnismäßig steif ausgebildet, jedenfalls steifer als die Zwischenfeder. Der Vorteil dieser Ausgestaltung besteht in der einfachen Anordnung, eine anpassbare Stellkraft für jede der zwei Schwenkrichtungen des zweiten Hebels zu erhalten, da naturgemäß das Dämpfungsglied je nach Stellrichtung eine unterschiedliche Wirkung aufweist. Während in der einen Richtung die eingeschlossene Menge durch eine Drossel gepreßt werden muß, kann in der anderen Richtung lediglich ein Unterdruck wirksam sein.

Zeichnung

Ein Ausführungsbeispiel des Gegenstandes der Erfindung ist in der Zeichnung dargestellt und in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Es zeigen: Fig. 1 eine Kraftstoffeinspritzanlage mit dem erfindungsgemäßen Drehzahlregler; Fig. 2 das Reglerhebelpaket aus Fig. 1 in vergrößertem Maßstab im Längsschnitt gemäß der Linie II-II in Fig. 3; Fig. 3 eine Ansicht des Pakets aus Fig. 2 gemäß dem Pfeil III in Fig. 2 und Fig. 4 ein Diagramm des Einspritzmengenverlaufs über der Drehzahl.

Beschreibung des Ausführungsbeispiels

Bei einer Kraftstoffeinspritzanlage nach Fig. 1 wird aus einem Kraftstoffbehälter 10 über eine

Vorförderpumpe 11 und einen Kraftstofffilter 12 einer Verteilereinspritzpumpe 13 Kraftstoff zugeführt. Das Pumpengehäuse dieser Pumpe ist für die Darstellung soweit aufgebrochen, daß die Elemente des Drehzahlreglers sichtbar werden.

Die Lasteingabe, die beim Kraftfahrzeug beispielsweise willkürlich erfolgt, wird über einen Verstellhebel 14 vorgenommen, dessen Schwenkbewegung über eine im Pumpengehäuse geführte Verstellwelle 15 auf einen Mitnahmehebel 16 übertragen wird, an dem eine Regelfeder 17 einerseits angreift, die andererseits mit einer Reglerhebelanordnung 18 verbunden ist. Entgegen der Kraft dieser Regelfeder 17 greift ebenfalls an der Reglerhebelanordnung 18 eine Verstellmuffe 19 eines Drehzahlsignalgebers an, die durch Fliehgewichte 20 angelenkt ist, welche mit motorsynchroner Drehzahl angetrieben werden. Die von der Muffe 19 auf die Reglerhebelanordnung 18 angreifende Kraft ändert sich somit der Drehzahl gemäß einer quadratischen Funktion. Die Reglerhebelanordnung 18 verschiebt einen die Einspritzmenge bestimmenden Regelschieber 21 auf einem Pump- und Verteilerkolben 22. Von der Einspritzpumpe her wird der Kraftstoff über eine Verteilernut 23 Einspritzdüsen 24 zugeleitet, wobei der Pumpenkolben 22 bei einer Umdrehung soviel Druck- und Saughöhe ausführt, wie Einspritzdüsen 24 bzw. Motorzylinder vorhanden sind. Für eine bestimmte Lage des Regelschiebers 21 erhalten alle Motorzylinder die gleiche Einspritzmenge. Sobald die Drehzahl steigt wird durch den Regler bei gleicher Lastvorgabe die Einspritzmenge pro Motorzylinder verringert, sobald

die Drehzahl fällt, erhöht.

Da die Brennkraftmaschine pro Zylinder bei jeweils gleichen Einspritzmengen unterschiedlich viel von diesen eingespritzten Mengen verbrennen kann, bewirkt dieses einen unterschiedlichen Momentenverlauf an der Motorkurbelwelle und damit dynamisch gesehen pro Motorzylinder einen unterschiedlichen Drehmomentenverlauf an der Kurbelwelle. Dieses bewirkt entsprechende Änderungen der Drehzahl am Drehzahlsignalgeber, so daß sich die Kraft mit der die Reglermuffe 19 an der Reglerhebelanordnung 18 angreift, kurzzeitig dauernd ändert. Dieses hat eine entsprechende laufende minimale Änderung der Einspritzmenge zur Folge, was zu einem Ruckeln oder Schütteln des Motors führen kann, da die Mengenänderung nicht dem entsprechenden Zylinder zugeordnet werden kann. Hierdurch ergibt sich möglicherweise eine Addierung der Menge bei den Zylindern, die ohnehin schon zu viel bekommen und eine Verringerung der Menge bei den Zylindern, die schon zu wenig erhalten. Hierdurch wird das Ruckeln und Schütteln verstärkt.

In Fig. 2 und 3 ist eine Reglerhebelanordnung 18 dargestellt mit der dieses Ruckeln weitgehend vermeidbar ist. Diese Reglerhebelanordnung 18 hat einen Einstellhebel 28, der bei 29 im Gehäuse schwenkbar gelagert ist und eine Achse 30 trägt. Ein Schwenken um den Punkt 29 bewirkt ein entsprechendes Verschieben der Achse 30. Dieser Einstellhebel 28 wird zur Justierung der Lage der Achse 30 eingestellt und hat keinen Einfluß auf die Drehzahlregelung.

Die in Fig.2 lediglich durch einen die Krafrichtung angehenden Pfeil dargestellte Regelfeder 17 greift an einem Spannhebel 31 an, der auf der Achse 30 schwenkbar gelagert ist. Ebenfalls auf der Achse 30 ist ein Starthebel 32 schwenkbar gelagert, an dem ein Kopf 33 zur Anlenkung des Regelschiebers 21 vorgesehen ist und an dem der Drehzahlsignalgeber 19 angreift in der durch den Pfeil dargestellten Krafrichtung.

Zwischen dem Spannhebel 31 (1. Hebel) und dem Starthebel 32 (2. Hebel) ist ein Zwischenfederpaket 35 angeordnet, durch das in einem bestimmten Drehzahlbereich die relative Schwenklage der beiden Hebel zueinander in Abhängigkeit von den Kräften 17 und 19 und dadurch die Kraftstoffeinspritzmenge bestimmt wird.

Dieses Zwischenfederpaket 35 besteht aus drei Federn, einer ersten weicheren Feder 36 und zwei härteren steiferen Federn 37. Die Zwischenfeder 36 ist in einem einseitig geschlossenen Zylinder 38 angeordnet und stützt sich einerseits an der Schließstirnwand und andererseits an einem in dem Zylinder 38 achsial verschiebbaren Kolben 39 ab. Der Innenraum des Zylinders 36 ist durch eine in der Stirnwand vorgesehene Drosselbohrung 40 mit außen verbunden. An dem Kolben 39 ist ein Zapfen 41 vorgesehen, auf dem die zwei steiferen Zwischenfedern 37 geführt sind, von denen sich eine am Kolben 39 und die andere an einem Sicherungsring 42 abstützt, der auf den Zapfen 41 angeordnet ist. Zwischen den Federn 37 ist schwimmend durch die Federn 37 eingespannt das Ende 43 des Starthebels 32 vorgesehen.

Bei kurzen harten Kraftstößen vom Drehzahl-
geber her fängt die eine der steifen Federn 37
diese Kräfte auf, wobei die steife Feder einen hohen
P-Grad bewirkt. Für diese kurzen Stöße wirkt das aus
Zylinder 38 Kolben 39 mit Zapfen 41 bestehende Mit-
nahmeglied wie ein starres System bzw. die Feder 36
wirkt als unendlich steife Feder, da das im Zylinder
eingeschlossene Volumen aufgrund der Drosselwirkung
der Drossel 40 unelastisch wirkt und erst bei einem
Drosselquerschnitt entsprechend der zur Verfügung
stehenden Zeit die Feder 36 zur Wirkung kommen läßt.
Hierdurch wirkt das ganze Federpaket 35 wie eine
nachgiebige Rückführung. Im Kurzzeitverhalten wirkt
die Feder 37, im Langzeitverhalten die Feder 36.
Dies ergibt für die kurzen Druckänderungen einen
hohen P-Grad aufgrund der steifen Federn 37 und bei
relativ längerfristiger Änderung der Kraft 19 (oder
17) einen niederen P-Grad aufgrund der sich dann
auswirkenden weicheren Feder 36. Entsprechendes gilt
bei schnellen Laständerungen, für die verhältnis-
mäßig schnell eine Einspritzmengenänderung bewirkt
wird, bis sich dann verzögert die erforderliche Ein-
spritzmenge einstellt (kurzfristige Übermenge bei
plötzlicher Lastzunahme).

In Fig. 4 ist in einem Einspritzmengen/Drehzahl-
diagramm über der Ordinate die Einspritzmenge Q
und über der Abszisse die Drehzahl n aufgetragen.
Die Kennlinie a gibt dabei die Vollast an, wobei
mit b die Startmehrmenge bezeichnet ist. c ist
der Abregelverlauf, wenn die Maximaldrehzahl er-
reicht ist. Weiterhin ist in diesem Diagramm der
Übergang von Leerlaufmenge zu größeren Mengen bei
Lastaufnahme dargestellt. Bezeichnend ist daß

der Regler eine sehr flach verlaufende Leerlaufkennlinie d aufweist, da die eigentliche Leerlauffeder 36 verhältnismäßig weich ausgebildet ist und einen niedrigen P-Grad bewirkt. Hierdurch wird ein Sägen des Motors vermieden, d.h. der Motor läuft mit einer weitgehend konstanten Leerlaufdrehzahl. Sobald eine Laständerung vorgenommen wird, wird durch die verhältnismäßig steifen Haltefedern 37 eine schnelle Einspritzmengen-
zunahme bei geringer Drehzahländerung bewirkt, entsprechend den Kennlinien e .

Obwohl gemäß dem Beispiel das Problem bei der Leerlaufdrehzahlregelung nämlich das Motorruckeln und Sägen so lösbar ist, ist die Erfindung entsprechend auf Drehzahlregler für Pumpen von stationären Motoren übertragbar oder auf entsprechende Probleme in Zwischendrehzahlbereichen. Maßgebend ist, daß durch erfindungsgemäße Drehzahlregler kurzfristige Kraftänderungen von Kenngrößen wie Last oder Drehzahl einen hohen P-Grad verursachen, hingegen längerfristige Kenngrößenänderungen einen niedrigen P-Grad des Reglers verursachen.

R. 19484

1.6.1984

Firma Robert Bosch GmbH, 7000 Stuttgart 1Drehzahlregler für KraftstoffeinspritzpumpenAnsprüche

1. Drehzahlregler für Kraftstoffeinspritzpumpen von Brennkraftmaschinen mit einem um eine Achse schwenkbaren ersten Hebel, an dem eine insbesondere lastabhängig in der Kraft änderbare Regelfeder entgegen einer Rückstellkraft angreift, welche durch einen Drehzahlsignalgeber erzeugt über einen das Einspritzmengensteuerglied anlenkenden um eine Achse schwenkbaren zweiten Hebel auf den ersten Hebel übertragbar ist, und mit mindestens einer Zwischenfeder zwischen den Hebeln, dadurch gekennzeichnet, daß zwei in Reihe geschaltete Zwischenfedern (36, 37) vorgesehen sind, eine erste weichere (36) und eine zweite steifere Feder (37), von denen die erste Feder (36) als Nachlauffeder ausgebildet bei kurzfristigen Kraftänderungen des Drehzahlsignalgebers (19) viel steifer als die zweite Feder (37) wirkt.
2. Drehzahlregler nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Zwischenfedern (36, 37) an einem Mitnahmeglied (39, 40, 41) angeordnet sind, wodurch die erste Feder mit dem einen Hebel (31) und die

zweite Feder (37) mit dem anderen Hebel (32) zusammenwirkt.

3. Drehzahlregler nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß als zweite Zwischenfeder (37) zwei einander entgegenwirkende Federn dienen, zwischen denen die Angriffsstelle (43) des zweiten Hebels (32) schwimmend eingespannt ist.
4. Drehzahlregler nach Anspruch 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Mitnahmeglied einen Kolben (39) aufweist, der in einem einseitig geschlossenen Zylinder (38) axial verschiebbar ist und zur Zylinderstirnseite die erste Zwischenfeder (36) einspannt, daß an dem Kolben (39) ein die zwei zweiten Federn (37) führender Zapfen (41) vorgesehen ist und daß der vom Kolben (39) und Zylinder (38) eingeschlossene Raum nach außen eine Drosselöffnung (40) aufweist (Dashpot).
5. Drehzahlregler nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß im Kolben (39) eine die erste Feder (36) teilweise aufnehmende Sackbohrung vorgesehen ist.

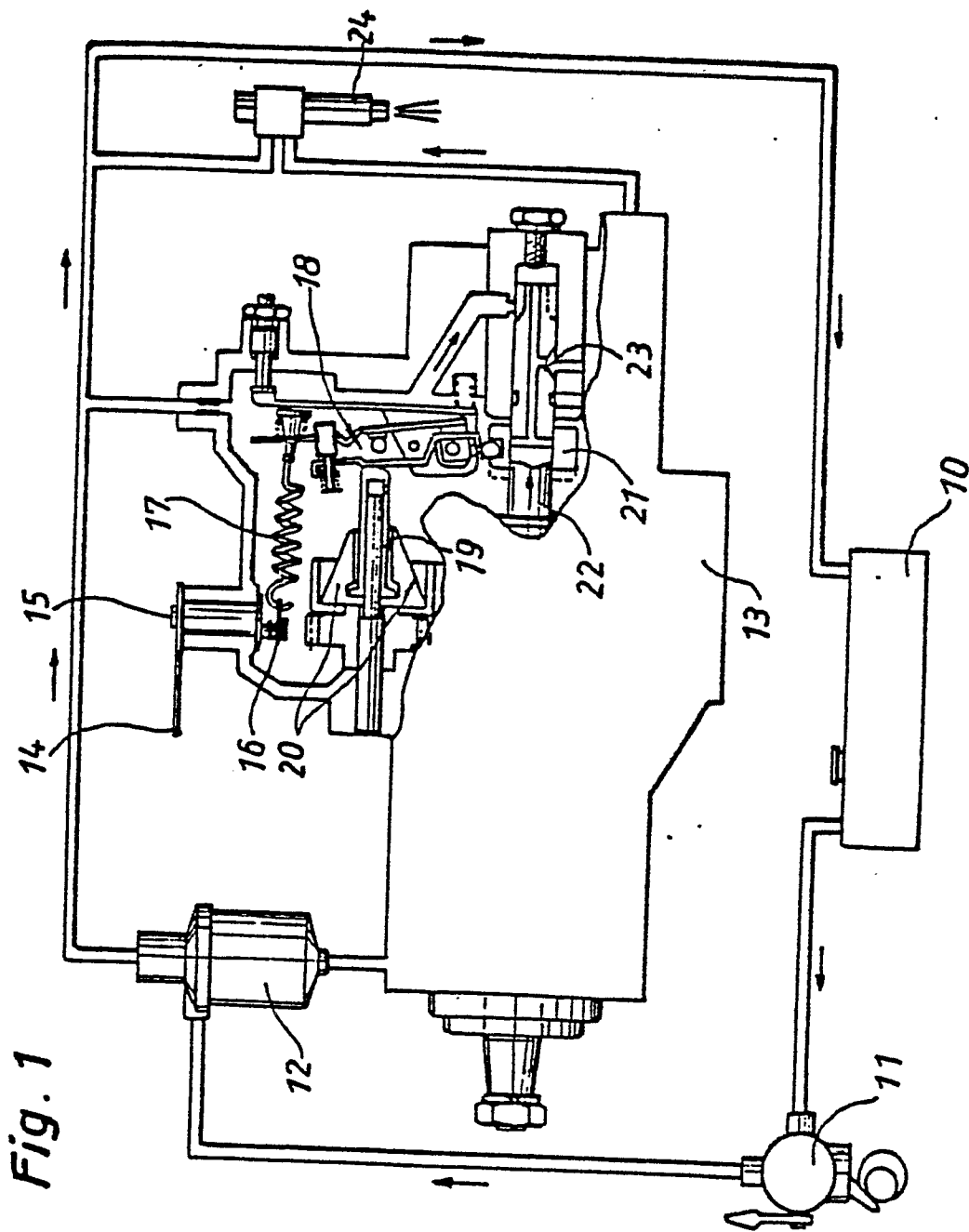


Fig. 1

Fig.2

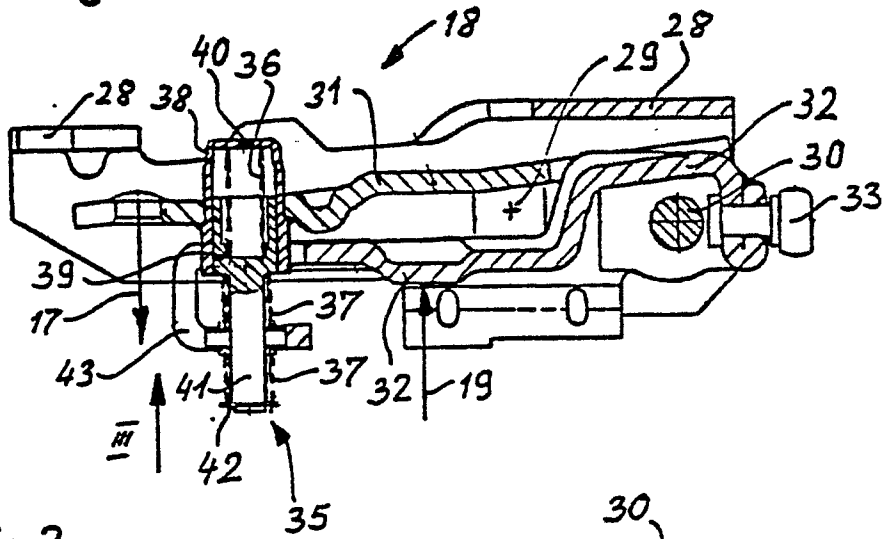


Fig.3

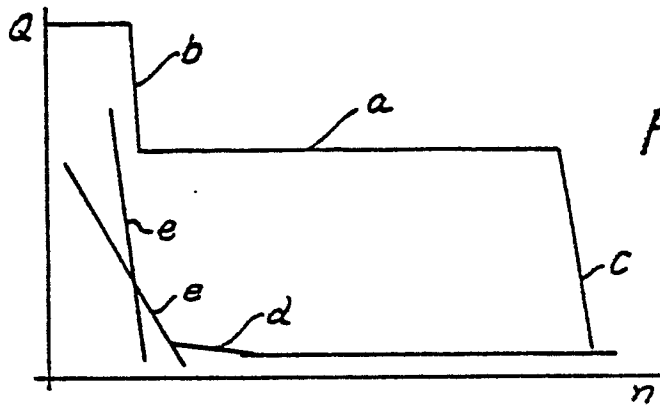
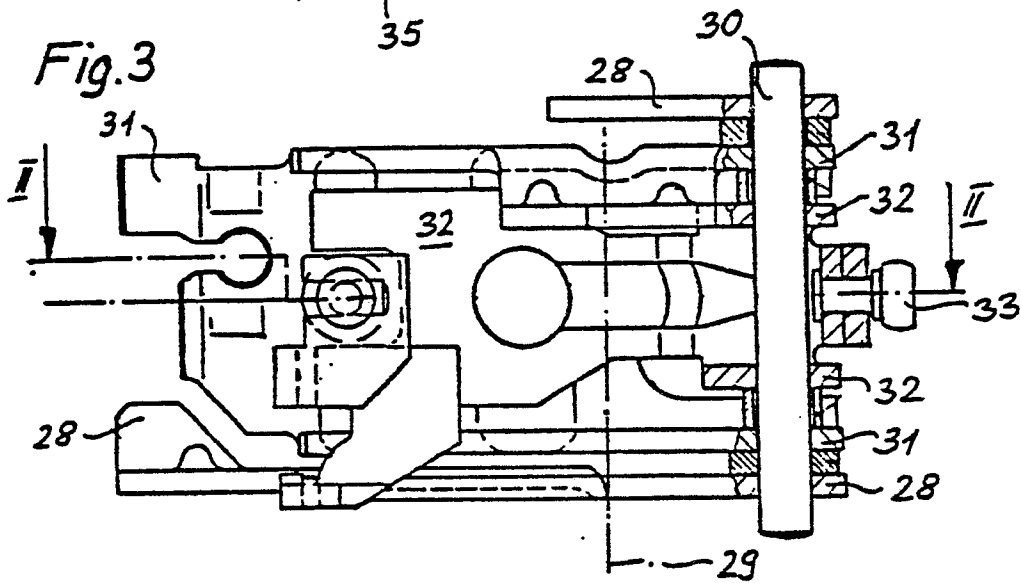


Fig.4