(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) Veröffentlichungsnummer: **0 259 619**
B1

(12) # EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag der Patentschrift: **17.10.90**

(51) Int. Cl.[5]: **F01M 1/16**, F01M 1/02, F04C 15/04

(21) Anmeldenummer: **87111451.8**

(22) Anmeldetag: **07.08.87**

(54) **Schmierölpumpe.**

(30) Priorität: **13.08.86 DE 3627414**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung: **16.03.88 Patentblatt 88/11**

(45) Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung: **17.10.90 Patentblatt 90/42**

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

(56) Entgegenhaltungen:
CH-A- 385 632
DE-A- 3 210 759
DE-A- 3 506 629
GB-A- 836 321
GB-A- 2 049 823
US-A- 1 537 013
US-A- 2 550 967

(73) Patentinhaber: **B a r m a g AG, Leverkuser Strasse 65 Postfach 110 240, D-5630 Remscheid 11(DE)**

(72) Erfinder: **Hertell, Siegfried, Am Kattenbusch 22a, D-5608 Radevormwald(DE)**
Erfinder: **Otto, Dieter, Hollberg 108, D-5828 Ennepetal(DE)**

(74) Vertreter: **Pfingsten, Dieter, Dipl.-Ing., Barmag AG Leverkuser Strasse 65 Postfach 110240, D-5630 Remscheid 11(DE)**

EP 0 259 619 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt 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 Verbrennungsmotor nach dem Oberbegriff der Ansprüche 1 und 2. Ein derartiger Verbrennungsmotor dient insbesondere zur Verwendung in Kraftfahrzeugen.

Dieser Verbrennungsmotor ist Gegenstand der WO-A 86/06797.

Derartige Verbrennungsmotoren zeichnen sich zum einen dadurch aus, daß sie mit sehr unterschiedlichen und stets wechselnden Betriebsparametern betrieben werden, angefangen vom Leerlauf bis zum Höchstlastbetrieb bei höchsten Drehzahlen. Das Schmierölsystem muß daher zwar den Höchstlastbedingungen genügen, soll aber andererseits in den niedrigeren Lastbereichen nicht unnötig viel Energie verbrauchen.

Der bekannte Verbrennungsmotor besitzt ein Schmierölsystem, das einerseits eine ausreichende Schmierölmenge in allen Betriebszuständen liefert, andererseits eine unnötige, verlustbehaftete Förderung vermeidet.

Hierzu werden bei dem Verbrennungsmotor zwei Maßnahmen miteinander kombiniert:

Zum einen wird eine Zellenpumpe eingesetzt. Das bedeutet:

Die Zellenpumpe weist so viele umlaufende und gegeneinander verschlossene Zellen auf, daß stets mehrere – mindestens drei – Zellen mit sich verkleinerndem Volumen in der Auslaßzone sind. Es ist eine der Anzahl von Zellen entsprechende Anzahl von Auslässen vorhanden. Einige oder alle dieser Auslässe münden in den Schmierölkanal. Diejenigen Auslässe, die einer Zelle mit großem Volumen zugeordnet sind, werden jedoch durch Rückschlagventil gesperrt. Lediglich die kleinste oder die kleinsten, dem Schmierölkanal zugeordneten Auslaßöffnungen können direkt und ohne Rückschlagventil in den Schmierölkanal münden. In dem Einlaß der Pumpe ist eine Drosselung angeordnet.

Als derartige Pumpe eignet sich vor allem eine Innenzahnradpumpe. Insofern wird auf die DE-OS 3 444 859 verwiesen.

Weiterhin wird bei dem bekannten Verbrennungsmotor die Drossel des Zulaufs durch einen Bypasskanal umgangen, wobei in dem Bypasskanal ein druckgesteuertes Drosselventil liegt, das durch den Auslaßdruck der Schmierölpumpe gesteuert wird und das den Bypass aufsteuert, wenn der Druck in dem Auslaßkanal abfällt.

Bei diesem Schmierölsystem wird die Drossel so eingestellt, daß die Schmierölmenge, die durch die Schmierölpumpe gefördert wird, nur bis zu einer bestimmten Drehzahl von der Drehzahl abhängt. Dadurch wird der Tatsache Rechnung getragen, daß der Schmierölverbrauch des Motors in den unteren Drehzahlbereichen drehzahlabhängig ist. Andererseits wird berücksichtigt, daß die Abhängigkeit des Schmierölverbrauchs von der Drehzahl nur bis zu einer gewissen Drehzahl besteht. Diese Schwelldrehzahl läßt sich durch Dimensionierung der Drossel vorgeben.

Andererseits kann sich das Schmierölsystem jedem, z.B. durch Verschleiß gesteigerten Mehrbedarf anpassen, indem der Druckabfall ermittelt und zum Öffnen eines Bypass genutzt wird. Durch das Öffnen des Bypaß kann die gesamte Förderkapazität oder ein zusätzlicher Anteil der Förderkapazität der Schmierölpumpe erschlossen werden.

Die Erfindung hat die Aufgabe, den Verbrennungsmotor, der Gegenstand der WO-A 86/06797 ist, so auszugestalten, daß insbesondere im kalten Zustand nicht nur eine ausreichende Schmierung gewährleistet ist, sondern daß auch eine schnelle Erwärmung des Schmieröls und des Verbrennungsmotors auf seine Betriebstemperatur erfolgt.

Zwar ist durch die US-A 2 550 967 ein Schmierölsystem für einen Verbrennungsmotor bekannt, bei welchem der Durchsatz der Pumpe druckabhängig dem Verbrauch des Verbrennungsmotors angepaßt wird, wobei andererseits im kalten Zustand die Druckabhängigkeit ausgeschaltet und der Einlaßdurchsatz so ausgelegt wird, daß er ein Mehrfaches des geringsten Verbrauches des Verbrennungsmotors zwangsläufig beträgt.

Für die Ausführung des Verbrennungsmotors, die Gegenstand der WO-A 86/06797 ist, sieht die Lösung nach Anspruch 1 vor, daß die bei Maximaldruck geförderte Schmierölmenge (Minimaldurchsatz) nicht auf die niedrigste, für die ausreichende Schmierung erforderliche Menge begrenzt ist, sondern mengenmäßig in einem Bereich liegt, der dem Bedarf im Normalbetrieb zumindest annähernd entspricht.

Die sehr kompakte Ausführung der Erfindung nach Anspruch 2, die sich deswegen zur Integration in die Schmierölpumpe eignet, sieht vor, daß der Ansaug-Ölstrom über zwei Drosseln geführt wird, die parallel zueinander liegen und die durch ein und dasselbe druckgesteuerte Drosselventil gesteuert werden. Die Überdeckung der Leitungen in dem druckgesteuerten Drosselventil erfolgt derart, daß bei Maximaldruck der eine Leitungsstrang, der durch das Drosselventil variabel steuerbar gedrosselt wird, verschlossen ist, während der zweite Leitungsstrang, der mit einer festen Drossel bzw. Blende versehen ist, vollständig geöffnet ist. Die Auslegung der Drosselung erfolgt so, daß in diesem Leitungsstrang die feste Drossel einen Durchlaßquerschnitt hat, der bei einer Druckdifferenz von 1 bar den Mindestdurchsatz gewährleistet. Andererseits ist die Überdeckung so ausgelegt, daß bei Betriebsdruck der zweite Leitungsstrang mit der festen Drossel geschlossen ist, so daß Schmieröl nur über die druckgesteuerte, variable Drosselstelle des Drucksteuerventils angesaugt wird. Dabei ist das druckgesteuerte Drosselventil so ausgelegt, daß bei weitester Öffnung des zweiten Leitungsstranges der gesamte Schmierölbedarf durch diesen zweiten Leitungsstrang gedeckt werden kann.

Gemeinsam ist den Ausführungen des Verbrennungsmotors nach dieser Erfindung also ein Schmierölsystem, dessen Förderung über die Druckregelung dem Schmierölbedarf verlustfrei angepaßt ist und das als Sonderbedarf auch eine Ölförderung gewährleistet, die zur schnellen Erwärmung des kalten Motors führt.

Die Erfindung geht davon aus, daß bei kaltem Motor und kaltem Schmieröl der Schmierölbedarf des Motors sehr gering ist. Dadurch entsteht im

Schmierölsystem ein hoher Öldruck, der nach den bekannten Lehren, vgl. DE-A 3 506 629 dazu führen müßte, daß die Ölförderung durch die Schmierölpumpe sehr stark herabgesetzt und dem geringen Schmierölbedarf angepaßt würde. Nach der Erfindung wird bei hohem Öldruck eine Ölmenge gefördert, die größer ist als der Bedarf.

Die hierdurch im Kaltbetrieb bereitgestellte überschüssige Ölmenge wird nun über das Druckbegrenzungsventil des Schmierölkreislaufes wieder in den Tank zurückgeführt. Dazu muß in dem Druckbegrenzungsventil eine starke Drosselung erfolgen. Diese Drosselung hat eine entsprechende Erwärmung des Öls zur Folge.

Die Drosselung im Zulauf kann bewirkt werden durch eine Drossel oder eine Blende. Zum Unterschied zwischen Drossel und Blende wird auf Backé, "Grundlagen der Ölhydraulik", 4. Aufl., 1979, Seiten 47 ff, verwiesen.

Im folgenden wird lediglich der Begriff "Drossel" gebraucht, wobei hierunter stets eine Drossel oder eine Blende im technischen Sinne verstanden werden soll.

Erfindungsgemäß ist die Drossel oder Blende im Zulauf der Schmierölpumpe so ausgelegt bzw. steuerbar, daß bei höchstem Schmieröldruck im Pumpenauslaß noch ein Durchsatz erzielt wird, der mindestens 30% des Normalölverbrauchs beträgt, und daß der Mindestdurchsatz bei Maximaldruck des Schmierölsystems und einer Öltemperatur, die niedriger als die Betriebs-Öltemperatur (ca. 90°C) ist, ein Vielfaches des Mindestverbrauchs des Motors bei derselben Öltemperatur beträgt, vorzugsweise mindestens das Zweifache, maximal das Zwanzigfache.

Als Normalölverbrauch wird hier der Ölverbrauch des Verbrennungsmotors bezeichnet, der bei der Betriebstemperatur des Motors bzw. Schmieröls eintritt. Dieser Normalölverbrauch des Verbrennungsmotors entspricht der Normalförderung der Schmierölpumpe. Die Normalförderung wird durch das druckgesteuerte Drosselventil eingeregelt, wenn Öl und Motor ihre Betriebstemperatur haben und die Schmierölpumpe mit einer Drehzahl angetrieben wird, in der sie drehzahlunabhängig fördert. Als Mindestverbrauch ist hier der Ölverbrauch des Motors definiert, der entsteht, wenn das Schmieröl und der Motor kalt sind (20 °C) und in dem Schmierölsystem der höchste zugelassene Druck besteht, bei dem überschüssige Ölmengen über das Druckbegrenzungsventil in den Ölsumpf abgelassen werden.

Der Mindestdurchsatz nach dieser Erfindung ist selbstverständlich von der Motorgröße abhängig und sollte zwischen 8 und 20 l/min betragen. Der Mindestdurchsatz ist aber auch abhängig von der gewünschten Erwärmungszeit. Vorzugsweise liegt der Mindestdurchsatz zwischen 70 und 100% des Normal-Ölverbrauchs. Je nach Auslegung der Drossel bzw. Blende hängt der Mindestdurchsatz nicht nur von dem Öffnungsquerschnitt und der sonstigen Ausgestaltung der Drossel bzw. Blende ab, sondern auch von den Eigenschaften, insbesondere der Viskosität des Öls und damit auch von der Temperatur des Öls.

Bei der Auslegung der Drossel bzw. Blende ist ferner davon auszugehen, daß an dieser Drossel bzw. Blende maximal eine Druckdifferenz von 1 bar besteht.

Nach einer Ausgestaltung der Erfindung kann aber auch weiterer Sonderbedarf an Schmieröl gedeckt werden, beispielsweise wenn ein zusätzlicher Verbraucher an das Schmierölsystem angeschlossen werden soll.

Es ist hierzu vorgesehen, daß das druckgesteuerte Ventil, das mit zwei unterschiedlichem Gegendrücken belastbar ist, durch ein elektromagnetisches Ventil auf unterschiedliche Gegendruck umschaltbar ist. Das elektromagnetische Ventil erfaßt vorgegebene Betriebszustände, wie z.B. die Schmieröltemperatur, die Temperatur bestimmter Maschinenteile o.ä.

Im Normalbetrieb kann das druckgesteuerte Ventil insbesondere mit dem Tankdruck oder Außendruck belastet sein. In diesem Falle wirkt an dem Steuerkolben des druckgesteuerten Ventils einerseits der Druck des Schmierölsystems und andererseits eine Feder und der Tankdruck bzw. Atmosphärendruck. In der anderen Schaltstellung des elektromagnetischen Ventils kann das druckgesteuerte Ventil mit dem Druck im Ansaugkanal, einem Unterdruck, verbunden sein. Das bedeutet, daß der Schmieröldruck die Federkraft einschließlich Gegendruck überwiegt und das druckgesteuerte Ventil so lange öffnet, bis sich ein entsprechend höherer Schmieröldruck eingestellt hat. Nunmehr kann der zusätzliche Verbraucher z.B. über ein Überdruckventil, das bei dem nunmehr eingestellten, höheren Druck öffnet, versorgt werden.

Die Besonderheit dieser Erfindung besteht darin, daß die Lehren, die aus der DE-A 3 444 859 und 3 506 629 zu ziehen sind, auf ein Schmierölsystem angepaßt werden.

Im folgenden werden Ausführungsbeispiele der Erfindung anhand der Zeichnung beschrieben.

Es zeigen:

Fig. 1 den Radialschnitt einer Schmierölpumpe;

Fig. 2, 4 den Radialschnitt der Schmierölpumpe mit dem Steuerteil je eines Schmierölkreislaufes;

Fig. 3A, 3B Schaltstellungen des druckgesteuerten Drosselventils nach Fig. 2;

Fig. 5 ein Förderdiagramm der Pumpe nach Fig. 2.

Es sei bemerkt, daß der Axialschnitt der Schmierölpumpen nach den Figuren 2 und 4 identisch ist. Die Figuren 2 bis 4 unterscheiden sich im wesentlichen nur in der hydraulischen Schaltung des Schmierölsystems des Verbrennungsmotors. Daher gilt die Beschreibung der Schmierölpumpe gleichermaßen für die Figuren 2 und 4.

Zur Schmierölpumpe:

In dem Gehäuse 31 ist das Außenrad 1 frei drehbar gelagert.

Das Außenrad 1 besitzt eine Innenverzahnung 2. Das zylindrische Gehäuse 31 wird beidseitig durch die Deckel 32 und 33 abgeschlossen. In dem Deckel 32 ist die Welle 34 drehbar gelagert und durch den Verbrennungsmotor angetrieben. Auf der Welle 34 ist drehfest gelagert das Innenrad 3. Das Innenrad

3 besitzt eine Außenverzahnung 4, die mit der Innenverzahnung 2 des Außenrades 1 in Eingriff ist. Zur Verbesserung des Wirkungsgrades ist der Innenraum der Pumpe, der außerhalb des Eingriffsbereiches liegt, durch Sichel 57 ausgefüllt. Die Sichel schmiegt sich den Kopfkreisen der Zahnräder weitgehend an. In dem Deckel 33 befindet sich der Einlaßkanal 35.

Zur Auslaßseite der Pumpe:

Die Pumpe bildet - wie Fig. 1 zeigt - auf der Auslaßseite zwischen den miteinander kämmenden Zähnen des Außenrades 1 und Innenrades 3 vier in Umfangsrichtung und Axialrichtung abgeschlossene Zellen, die über Einlaßkanal 35 mit Öl ganz oder teilweise gefüllt worden sind. In den Deckel 32 sind vier Auslaßnieren 48.1, 48.2, 48.3, 48.4 eingebracht. Im Schnitt nach Fig. 2 bis 4 ist nur eine dieser Auslaßnieren zu sehen. Diese Auslaßniere ist dort mit 48 bezeichnet. Jede der Auslaßnieren steht mit einem in den Deckel 33 gebohrten Auslaßkanal 49 in Verbindung. Der Auslaßkanal ist jeweils auch radial nach außen gerichtet, wie Fig. 2 bis 4 zeigt. Daher mündet jeder Außenkanal 49 auf der Außenseite des Deckels 33 möglichst nah am Gehäuse 31. Auf den Deckel 33 ist ein Auslaßgehäuse 50 druckdicht aufgesetzt. Das Auslaßgehäuse 50 bildet eine Auslaßkammer, die mit den Auslaßnieren 48.1 bis 48.4 jeweils über einen Druckkanal 49 und eine Bohrung 52 in Verbindung steht. Die Bohrungen 52.1, 52.2 und 52.3 (vgl. Fig. 1) sind jeweils durch ein Rückschlagventil verschlossen. Das Rückschlagventil wird gebildet durch ein m-förmiges Blech, das gegen die Wand 53 des Auslaßgehäuses 50 geschraubt ist. Die von dem gemeinsamen Querbalken 55 des Rückschlagventils 54 abstehenden Zungen verdecken die Bohrungen 52. Daher wirken diese Zungen als Rückschlagventile. Jedes Rückschlagventil gibt die Verbindung von der jeweiligen, zwischen den Zähnen gebildeten Druckzelle über die jeweilige Auslaßniere 48, Druckkanal 49 und Bohrung 52 nur frei, wenn der Druck der Auslaßzelle dem Auslaßdruck in der Auslaßkammer 51 zumindest gleich ist. Die letzte und kleinste Druckzelle kann über Niere 48.4 und entsprechende Kanäle 49, 52 direkt mit der Auslaßkammer in Verbindung stehen.

Die Auslaßkammer 51 hat einen Auslaß, der in den gemeinsamen Schmierölkanal 29 führt.

Zur Funktion der Schmierölpumpe:

Wenn der Einlaß 35 ungedroselt ist, werden sämtliche Zahnlücken maximal gefüllt und auf der Auslaßseite wieder ausgedrückt. Der Grad der Füllung hängt davon ab, wie weit der Zulauf 35 gedrosselt ist. Hierauf wird später noch eingegangen. Bei niedrigen Drehzahlen erfolgt jedenfalls eine vollständige Füllung.

Dieser Betriebszustand bleibt bei niedrigen Drehzahlen des Kraftfahrzeugmotors erhalten. Daher ist der Schmierölstrom dem Bedarf entsprechend der Drehzahl proportional.

Wenn bei steigender Drehzahl lediglich noch ein gedrosselter Ölstrom auf die Einlaßseite gelangt, werden die Zahnlücken auf der Einlaßseite lediglich noch teilgefüllt. Im übrigen herrscht in den Zahnlücken ein Vakuum. Das hat zur Folge, daß der Druck in den Zahnzellen auf der Auslaßseite zunächst niedriger als der Druck in der Auslaßkammer 51 ist. Daher bleiben die jeweiligen Zungen des Rückschlagventils 54 geschlossen. Mit fortschreitender Verkleinerung der Zellen auf der Auslaßseite steigt der Druck in den Zellen jedoch an. Es öffnet jeweils nur die Zunge des Rückschlagventils, für die der Druck der Zelle größer oder gleichem Druck in der Auslaßkammer 51 ist. Das hat zur Folge, daß die Pumpe nunmehr lediglich noch eine drehzahlunabhängige, konstante Ölmenge liefert. Es ist daher auch bei steigender Drehzahl nicht erforderlich, eine überschießende Ölmenge unter entsprechenden Leistungsverlusten abzuführen, wie dies bei herkömmlichen Systemen der Fall ist. Wenn andererseits der Schmierölbedarf steigt, z.B. infolge Verschleiß, so wird der Schwelldruck in der Steuerdruckkammer 43 erst bei höherer Drehzahl erreicht.

Da - wie später beschrieben - die Drosselung in der Zulaufleitung in Abhängigkeit von dem Druck in der Steuerdruckkammer 43 gesteuert wird, paßt sich die Schmierölpumpe automatisch einem gesteigerten Bedarf an. Die Schmierölpumpe wird daher während der gesamten Lebensdauer des Kraftfahrzeugmotors dem sich steigernden Schmierölbedarf gerecht. Andererseits arbeitet die Schmierölpumpe auch bei neuem Motor mit relativ geringem Schmierölbedarf wirtschaftlich, da bei dieser Schmierölpumpe vermieden wird, daß ein nicht benötigter Förderanteil verlustbehaftet wieder in den Sumpf zurückgeführt werden muß.

Zur hydraulischen Schaltung des Schmierölkreislaufes nach Fig. 2:

Der Einlaß 35 steht mit dem Sumpf 36 über ein druckgesteuertes Drosselventil 39 in Verbindung. Hierzu ist der Einlaß 35 der Schmierölpumpe mittels der Parallelschaltung durch zwei Kanäle, und zwar Bypasskanal 38 und Ansaugkanal 67, mit dem Ölsumpf des Motors (Tank 36) verbunden. In dem Ansaugkanal 67 liegt die konstante Drossel 37. Der Bypasskanal 38 besitzt ebenfalls einen Drosselwiderstand, der hier symbolisch mit Drossel 63 bezeichnet ist. Das druckgesteuerte Drosselventil 39 weist einen Kolben 40 auf, der in einem Gehäuse gegen die Kraft einer Feder 42 beweglich ist. Der Kolben 40 besitzt zwei Kolbenbünde 68 und 69, die mit Abstand zueinander an einer Kolbenstange angeordnet sind. Der Kolbenbund 69 begrenzt den drucklos geschalteten Federraum 27 der Feder 42. Auf der gegenüberliegenden Seite wird der andere Kolbenbund 68 im Steuerraum 43 mit dem Auslaßdruck der Schmierölpumpe über Steuerleitung 44 beaufschlagt.

Die andere, von dem Steuerraum 43 abgewandte Stirnseite 41 des Kolbens bildet die Steuerkante für den Bypasskanal 38. Hierzu besitzt das Ventilgehäuse den Einlaß 45, der mit dem Bypasskanal verbunden ist, und den Auslaß 46, der mit dem Tank 36 verbunden ist. Einlaß 45 und Auslaß 46 sind so ein-

ander gegenüberliegend angeordnet, daß sie gleichzeitig durch die Steuerkante der Stirnseiten geöffnet werden, wenn der Steuerbund 68 unter der Kraft der Feder 42 gegen den Auslaßdruck der Schmierölpumpe verschoben wird. Andererseits ist die axiale Erstreckung des Auslasses 46 jedoch größer als die axiale Erstreckung des Einlasses 45. Hierauf wird noch eingegangen.

Der Ansaugkanal 67 ist über das Drosselventil 39 durch Einlaß 71 und Auslaß 72 mit dem Tank verbunden. Einlaß 71 und Auslaß 72 liegen auf derselben Normalebene. Sie werden durch die von der Feder abgewandte Stirnseite bzw. Steuerkante 70 des Kolbenbundes 69 auf- und zugesteuert.

Die Funktion des Drosselventils 39 in seiner Abhängigkeit vom Auslaßdruck wird nachfolgend für die Ausführung nach Fig. 2 insbesondere anhand der Figuren 3A und 3B beschrieben. Solange kein oder nur ein geringer Auslaßdruck in der Steuerleitung 44 und dem Steuerraum 43 herrscht, gibt der Kolbenbund 68 mit seiner Steuerkante 41 den Durchfluß des Bypasskanals 38 vom Eingang 45 zum Auslaß 46 frei. Es kann nunmehr Schmieröl aus dem Sumpf 36 ohne Drosselung durch das Drosselventil über Bypasskanal 38 von der Pumpe angesaugt werden. In dieser Stellung ist der Ansaugkanal 67 mit Einlaß 71 und Auslaß 72 durch den Steuerbund 69 vollständig versperrt, wie dies in Fig. 3A erkennbar ist. Diese Stellung des Drosselventils gewährleistet den größten Normaldurchsatz bzw. deckt den größten Normalverbrauch des Motors.

Wenn der Druck im Steuerraum 43 ansteigt und die Federkraft überwindet, so werden durch Steuerkante 41 Einlaß 45 und Auslaß 46 mehr und mehr verschlossen. Dieser Zustand ist in Fig. 3A dargestellt. Hier liegt der Regelbereich des Drosselventils, in dem durch Regelung des Auslaßdrucks die Förderung der Pumpe dem wechselnden Verbrauch im Normalbetrieb des Motors, d.h. bei der zulässigen Betriebstemperatur des Öls, angepaßt wird.

Wenn der Druck weiter ansteigt, so wird der Regelbereich des Ventils verlassen. Bevor Steuerkante 41 Einlaß 45 und Auslaß 46 vollständig verschließt, öffnet jedoch der Steuerbund 69 mit seiner Steuerkante 70 zunehmend Eingang 71 und Ausgang 72 des Ansaugkanals 67. Bei weiter zunehmendem Auslaßdruck in der Steuerleitung 44 werden Einlaß 45 und Auslaß 46 des Bypasskanals 38 gänzlich verschlossen (Fig. 2). In dieser Stellung sind Einlaß 71 und Auslaß 72 des Ansaugkanals 67 vollständig geöffnet.

Nunmehr fließt der Schmierölstrom über die feste Drossel 37 vom Sumpf 36 zum Einlaß 35 der Pumpe. Steigt der Auslaßdruck noch weiter an, so wirkt das Drosselventil als Druckbegrenzungsventil. Die Feder 42 wird so weit zusammengedrückt, daß die vordere Steuerkante 47 die Steuerleitung 44 über den Auslaß 46 zum Sumpf öffnet. Hierbei bleibt Ansaugkanal 67 mit Eingang 71 und Ausgang 72 jedoch vollständig geöffnet.

Hierzu ist der Auslaß 46 axial in Richtung auf den Steuerraum 43 länger als der Einlaß 45 ausgeführt. Daher bleibt Einlaß 45 durch den Steuerbund 68 geschlossen, während Auslaß 46 gemeinsam mit der Steuerkante 47 als Auslaßdrossel wirkt. Über diese Auslaßdrossel wird der Auslaßdruck der Schmierölpumpe in Auslaßkammer 51 auf einen konstanten Maximalwert ausgeregelt. Dieser Maximalwert ist von der Größe der Federkraft abhängig. Dieser Zustand ist in Fig. 3B dargestellt. Dabei wird das Schmieröl, das aus Auslaßkammer 51 über Steuerleitung 44, Steuerkammer 43, Auslaß 46 in den Ölsumpf 36 entweicht, an der Drosselstelle zwischen Steuerkante 47 und Auslaß 46 von dem maximalen Druck der Auslaßkammer 51 auf den Druck im Ölsumpf 36 herabgedrosselt. Diese Drosselung erfolgt durch Energieverlust, der zu einem großen Teil in Wärme, und zwar in eine Erwärmung des Öls umgesetzt wird.

Nun ist zum einen die Drossel 37 des Ansaugkanals und zum anderen die Geometrie des Drucksteuerventils insbesondere mit der Anordnung der Steuerbünde 68, 69, der Zuordnung der Steuerkanten 47, 72 und der Zuordnung der Einlaß- und Auslaßöffnungen 45 - 46 bzw. 71 - 72 so ausgelegt, daß in jedem Falle ein ausreichend großer Durchflußquerschnitt erhalten bleibt, um bei der theoretisch möglichen, größten Saughöhe von 1 bar eine Ölmenge ansaugen zu können, die mindestens gleich 30% derjenigen Ölmenge ist, die bei dem größtmöglichen Durchflußquerschnitt - gleiche Viskosität und sonstige Beschaffenheit des Öls vorausgesetzt - fließen würde.

Anhand von Fig. 5 sind diese Zusammenhänge dargestellt: Bei sehr niedrigem Druck öffnet die Steuerkante 41 die Durchlässe 45, 46 des Bypasskanals. Daher wird durch das Drucksteuerventil 39 die größtmögliche Ölmenge Q angesaugt. Bei steigendem Druck wird diese Ölmenge vermindert. Hier liegt der Betriebsbereich des Drucksteuerventils und des gesamten Schmierölsystems, wenn Motor und Öl ihre Betriebstemperatur haben. Diese Betriebstemperatur liegt für das Öl bei ca. 80 bis 90 °C.

Steigt der Druck weiter an, so fällt die Durchflußmenge an der Steuerkante 41 für den Bypasskanal 38 weiter ab. Es wird jedoch durch die Steuerkante 70 des Kolbenbundes 69 der Durchlaß 71, 72 für den Ansaugkanal 67 geöffnet. Daher addieren sich die parallel geführten Teilströme, und zwar in der Weise, daß die Summe des Ölstroms im Einlaß 35 zumindest gleich 30% der maximal möglichen Ölmenge ist, gleiche Beschaffenheit des Öls vorausgesetzt. Bei weiter ansteigendem Druck werden die Durchlässe 71, 72 für den Ansaugkanal 67 vollständig geöffnet, so daß dort nun ein größtmöglicher Ölstrom Q37 fließt, der annähernd so groß ist wie der im Normalbetrieb fließende Ölstrom.

Dadurch, daß eine verhältnismäßig große Mindestölmenge angesaugt wird, werden insbesondere im Kaltbetrieb des Verbrennungsmotors dadurch Vorteile erzielt, daß sich der Motor und das Öl sehr schnell aufheizen. Es wird nämlich die verhältnismäßig große Ölmenge über die vordere Steuerkante 47 zum Sumpf hin abgeführt. Dabei wird der Druck in dem Öl vom Höchstdruck - z.B. 6 bar - auf 1 bar herabgedrosselt. Die hierzu erforderliche Energie wird in Wärme, insbesondere im Öl verbleibende Wärme umgesetzt.

Darüber hinaus wird die Schmierölpumpe auch weiteren Bedarfsanforderungen besonderer Betriebszustände gerecht. So kann es z.B. vorkommen, daß sich das Schmieröl außerordentlich erwärmt oder daß Motorteile durch Schmieröl infolge besonderer Leistungsanforderungen gekühlt werden müssen. Hierzu verzweigt sich der Druckkanal 56 auf der Auslaßseite der Schmierölpumpe in zwei Systeme. Zum einen wird Schmieröl über eine Vielzahl von Leitungen 29 einer Vielzahl von Lager- und Schmierstellen 73 zugeführt. Von jeder Schmierstelle führt eine Ableitung in den Sumpf. Die Schmierölleitung 29 wird durch das druckgeregelte Drosselventil 39, das insoweit als Druckbegrenzungsventil wirkt, gesichert. Durch die Einstellung der Feder 42 wird sichergestellt, daß der Druck eine Schädlichkeitsgrenze nicht übersteigt. Es kann z.B. ein Maximaldruck von 6 bar eingestellt werden. Ein zweiter Ölkanal 74 führt über ein Druckbegrenzungsventil 75 zu einem Sonderverbraucher 76, für den Schmieröl nur in besonderen Situationen erforderlich ist. Bei diesem Sonder verbraucher 76 kann es sich z.B. um eine Düse für die Kolbenkühlung handeln, die lediglich in Betrieb gesetzt wird, wenn eine Kolbenkühlung erforderlich ist oder wenn ausreichend Schmiröl zur Verfügung steht. Das Druckbegrenzungsventil 75 ist so eingestellt, daß es bei einem niedrigeren Druck öffnet als Steuerkante 47 gegenüber Auslaß 46 im Drosselventil 39. Daher wird der Sonderverbraucher 76 nur mit Schmieröl beschickt, wenn ein ausreichend hohes Schmierölangebot für die Schmierölleitung 29 zur Verfügung steht. Zusätzlich kann in den Druckkanal 74 ein Schaltventil 77 eingeschaltet werden, das elektromagnetisch geschaltet wird. Dieses Ventil wird über Meldeleitung 60 und Verstärker 61 durch einen Temperaturfühler 62 betätigt. Durch den Temperaturfühler kann z.B. - wie angedeutet - die Öltemperatur oder die Temperatur eines Maschinenteils, z.B. Kolbens, erfaßt werden. Ebenso ist es möglich, statt des Temperaturfühlers 62 ein anderes Meßinstrument, z.B. Drehzahlzähler zu verwenden. Ebenso kann die Meldeleitung genutzt werden, um andere außerordentliche Betriebszustände zu erfassen. In jedem Falle dient das Ventil 77 dem Zweck, einen außerordentlichen Bedarf zu decken.

Durch die angegebene Einstellung des Druckbegrenzungsventils 75 und des Drosselventils 39 wird dabei jedoch sichergestellt, daß in jedem Falle zunächst die Schmierölversorgung der Schmierstellen 73 gewährleistet bleibt, ohne daß der Regelbereich des Drosselventils 39 verlassen wird.

Bei dem Ausführungsbeispiel nach Fig. 4 steht der Einlaß 35 der Pumpe mit dem Sumpf 36 über eine Drossel 37 in Verbindung. In einem Bypass 38, der parallel zu dem Drosselkanal 37 geschaltet ist, befindet sich ein druckgesteuertes Drosselventil 39. Der Kolben 40 des Ventils steuert mit seiner Steuerkante 41 die Öffnungen 45, 46 des Bypasskanals 38 zum Sumpf 36. Der Kolben ist auf der einen Seite mit einer Feder 42 belastet. Auf der gegenüberliegenden Seite wird der Kolben im Steuerraum 43 mit dem Auslaßdruck über Steuerleitung 44 beaufschlagt.

Solange kein oder nur ein geringer Auslaßdruck in der Steuerleitung 44 und dem Steuerraum 43 herrscht, gibt der Kolben mit seiner Steuerkante den Durchfluß vom Eingang 45 zum Auslaß 46 frei. Es kann nunmehr Schmieröl aus dem Sumpf 36 in unbegrenzter Menge zur Pumpe sowohl über die Drossel 37 als auch Bypasskanal 38 fließen. Wenn der Druck im Steuerraum 43 ansteigt und die Federkraft überwindet, so wird am Drucksteuerventil 39 der Einlaß 45 gegenüber dem Auslaß 46 verschlossen. Nunmehr fließt lediglich noch ein gedrosselter Schmierölstrom über die Drossel 37 vom Sumpf 36 zum Einlaß 35 der Pumpe. Steigt der Auslaßdruck noch weiter an, so wirkt das Drosselventil als Druckbegrenzungsventil. Die Feder 42 wird so weit zusammengedrückt, daß die vordere Steuerkante 47 die Druckleitung 44 gegenüber dem Auslaß 46 zum Sumpf öffnet. Ergänzend wird auf die Beschreibung zu Fig. 2 und Fig. 3A, B verwiesen.

Die konstante Drossel 37 in dem Ansaugkanal ist nun so ausgelegt, daß der erfindungsgemäße Durchsatz auch dann erzielt wird, wenn der Bypasskanal 38 durch das Drosselventil 39 geschlossen ist. Hierzu besitzt die konstante Drossel einen ausreichend großen Querschnitt. Bezüglich der Höhe dieses Mindestdurchsatzes wird auf die obigen Ausführungen verwiesen.

Weiterhin ist bei der Ausführung nach Fig. 4 eine zusätzliche Drucksteuerung des druckgesteuerten Drosselventils 39 vorgesehen. Dieser Drucksteuerung dient das Magnetventil 59. Durch das Magnetventil 59 wird über Meldeleitung 60, Verstärker 61 und ein Meßinstrument, z.B. Temperaturfühler 62, ein Betriebszustand des Schmierölkreislaufs, also z.B. die Temperatur, erfaßt. Das Elektro-Magnetventil 59 hat zwei Schaltzustände.

Im Ruhezustand verbindet das Ventil 59 den Federraum 27 des Drucksteuerventils 39 mit dem Ansaugkanal 35, wobei hervorzuheben ist, daß hier infolge der Drosselungen zwischen Tank 36 und Ansaugkanal 35 ein Unterdruck besteht. In der anderen elektromagnetisch bewirkten Schaltstellung verbindet das Magnetventil 59 den Federraum 27 mit dem Tank 36 über Kanal 28. Diese Umschaltung des Ventils 59 auf den Tankdruck, der höher ist als der Ansaugdruck, bewirkt, daß Federkraft und Tankdruck den bisher über Steuerleitung 44 auf die vordere Steuerkante 47 im Steuerraum 43 wirkenden Schmieröl-Systemdruck überwiegen und den Steuerkolben 40 - in Fig. 4 - nach links verschieben. Dadurch wird die Drosselung an Steuerkante 41 teilweise aufgehoben, so daß im Ansaugkanal 35 ein größerer Ölstrom zur Verfügung steht und der höhere Schmierölbedarf des Systems gedeckt werden kann. Infolge der stärkeren Belastung auf der Federseite des Steuerkolbens 40 stellt sich im Schmieröl-System ein höherer Druck ein. Es ist nun zusätzlich ein Druckbegrenzungsventil 30 in der Anschlußleitung 29 zu einem zusätzlich zuzuschaltenden Verbraucher vorgesehen. Dieses Druckbegrenzungsventil 30 ist so eingestellt, daß es bei dem höheren Systemdruck öffnet, so daß mit dem zusätzlich geförderten Schmieröl der zusätzliche Verbraucher versorgt werden

kann. Dieses System ist insbesondere zur Schmieröl-Kühlung von Motorteilen anwendbar.

BEZUGSZEICHENAUFSTELLUNG

1 Außenrad
2 Innenverzahnung
3 Innenrad
4 Außenverzahnung
5 Kopfkreis Außenrad
6 Fußkreis Außenrad
7 Wälzkreis Außenrad
8 Wälzkreis Innenrad
9 Kopfkreis Innenrad
10 Fußkreis Innenrad, Grundkreis
11 Eingriffslinie
12 Wälzpunkt
13 Schnittpunkt der Kopfkreise
14 Zahnhöhe
15 Verzahnungsmodul, großer Teilabschnitt
16 kleiner Teilabschnitt
17 Mittelpunkt, Außenrad
18 Kreis der Krümmungsmittelpunkte
19 Krümmungsmittelpunkt
20 Krümmungsradius der Eingriffslinie
21 Wälzkreisradius Außenrad
22 Wälzkreisradius Innenrad
23 Drehrichtung, Steg
24 Pfeilrichtung
25 Mittelpunkt Innenrad
26 Radius Eingriffslinie
27 Federraum
28 Kanal
29 Leitung, Schmierölkanal
30 Druckbegrenzungsventil
31 Gehäuse
32 Deckel
33 Deckel
34 Welle
35 Einlaß, Ansaugkanal, Zulauf
36 Tank, Ölsumpf
37 Drossel
38 Bypasskanal
39 druckgesteuertes Drosselventil
40 Kolben
41 Steuerkante
42 Feder
43 Steuerraum
44 Steuerleitung
45 Einlaß
46 Auslaß
47 vordere Steuerkante
48 Auslaßniere
49 Auslaßkanal
50 Auslaßgehäuse
51 Auslaßkammer
52 Bohrung
53 Wand
54 Rückschlagventil
55 Querbalken
56 Druckkanal
57 Sichel
58 Kurzschlußkanal
59 Ventil, Magnetventil
60 Meldeleitung
61 Verstärker
62 Temperaturfühler
63 Drossel
67 Ansaugkanal
68 Kolbenbund
69 Kolbenbund
70 Kolbenbund
71 Einlaß
72 Auslaß
73 Verbraucher, Lagerstelle, Schmierstelle
74 Ölkanal
75 Druckbegrenzungsventil
76 Sonderverbraucher, Kolbenkühlung, Düsen
77 Schaltventil

Patentansprüche

1. Verbrennungsmotor mit Schmierölpumpe und Schmierölkanal (56), bei welchem die Schmierölpumpe eine Innenzahnradpumpe mit mehreren Auslaßzellen ist, wobei zumindest die Auslaßzellen mit größerem Volumen gegenüber dem Schmierölkanal (56) durch jeweils ein Rückschlagventil (54) verschlossen sind und wobei im Ansaugkanal (35) der Schmierölpumpe eine konstante Drossel (37) sitzt, die von einem Bypasskanal (38) mit druckgesteuertem Drosselventil (39) umgangen wird, wenn der Druck im Auslaßkanal unterhalb eines Schwellwerts liegt, dadurch gekennzeichnet, daß der kleinste Öffnungsquerschnitt der konstanten Drossel (37) so ausgelegt ist, daß der Mindestdurchsatz mehr als 30% des durch das druckgesteuerte Ventil (39) steuerbaren Maximaldurchsatzes und mindestens das Zweifache, vorzugsweise das Acht- bis Zwanzigfache des geringsten Verbrauchs des Verbrennungsmotors beträgt, und daß der Schmierölkanal (56) über ein vom Auslaßdruck gesteuertes Druckbegrenzungsventil (Steuerraum (43) mit Öffnung (46) und Steuerkante (47)) mit dem Tank (36) verbunden ist.

2. Verbrennungsmotor mit Schmierölpumpe und Schmierölkanal (56), bei welchem die Schmierölpumpe eine Innenzahnradpumpe mit mehreren Auslaßzellen ist, wobei zumindest die Auslaßzellen mit größerem Volumen gegenüber dem Schmierölkanal (56) durch jeweils ein Rückschlagventil (54) verschlossen sind, und wobei der Einlaß (35) der Schmierölpumpe durch die Parallelschaltung eines Ansaugkanals (67) und eines Bypasskanals (38) mit dem Tank (36) verbunden und durch ein druckgesteuertes Drosselventil (39) steuerbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß der Ansaugkanal (67) und derBypasskanal (38) synchron durch das druckgesteuerte Drosselventil (39) gesteuert werden, daß das Drosselventil (39) so ausgelegt ist, daß bei Maximaldruck im Schmierölkanal (56) der Bypasskanal (38) geschlossen und nur der Ansaugkanal (67) zur Förderung des Mindestdurchsatzes geöffnet ist, und daß bei Betriebsdruck im Schmierölkanal (65) der Ansaugkanal geschlossen und der Bypasskanal (38) mit druckabhängig veränderbarem Drosselquerschnitt der Öffnungen (71, 72) des Drosselventils (39) steuerbar ist, daß der kleinste Öffnungs-

querschnitt des Ansaugkanals (67) so ausgelegt ist, daß der Mindestdurchsatz mehr als 30% des durch das druckgesteuerte Ventil (39) steuerbaren Maximaldurchsatzes und mindestens das Zweifache, vorzugsweise das Acht- bis Zwanzigfache des geringsten Verbrauchs des Verbrennungsmotors beträgt, und daß der Schmierölkanal (56) über ein vom Auslaßdruck gesteuertes Druckbegrenzungsventil (Steuerraum (43) mit Öffnung (46) und Steuerkante (47)) mit dem Tank (36) verbunden ist.

3. Verbrennungsmotor nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß das druckgesteuerte Drosselventil (39) einen Kolben (40) besitzt, der auf einer Seite (Federraum) mit einer Feder und mit dem Tankdruck oder dem Druck des Einlasses (35) und auf der anderen Seite (Steuerraum 43) mit dem Druck des Schmierölkanals (56) belastet ist.

4. Verbrennungsmotor nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Drosselventil (39) als Druckbegrenzungsventil ausgebildet ist, indem der Steuerraum (43) über eine Auslaßöffnung (46) mit dem Tank (36) derart verbunden ist, daß die Auslaßöffnung (46) durch die den Steuerraum begrenzende Steuerkante (47) des Kolbens (40) bei Überschreiten des durch die Feder (42) vorgegebenen Drucks zum Tank hin öffenbar ist.

5. Verbrennungsmotor nach einem der Ansprüche 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Federraum (27) des druckgesteuerten Drosselventils (39) mittels eines elektromagnetisch betätigten Ventils (59) wahlweise mit dem Tankdruck oder mit dem Druck im Einlaß (35) der Schmierölpumpe belastet ist.

6. Verbrennungsmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Schmierölkanal bei Überschreiten eines vorgegebenen Drucks über ein weiteres Druckbegrenzungsventil (75, 30) mit einem zusätzlichen Verbraucher (76) verbunden ist.

7. Verbrennungsmotor nach einem der vorangegangenen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Mindestdurchsatz mehr als 8 l/min beträgt.

8. Verbrennungsmotor nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Mindestdurchsatz mindestens 80% des Ölverbrauchs des Motors beträgt, der bei Normal-Betriebsbedingungen (Öltemperatur und Druck) von dem druckgesteuerten Drosselventil eingestellt wird.

9. Verbrennungsmotor nach einem der vorangegangenen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Mindestdurchsatz der Schmierölpumpe bei höchstem Druck des Schmierölsystems mindestens das Zweifache, vorzugsweise das Acht- bis Zwanzigfache des geringsten Verbrauchs des Verbrennungsmotors beträgt.

Claims

1. Internal combustion engine – having a lubricating oil pump and a lubricating oil channel (56), in which the lubricating oil pump is an internal gear pump having a plurality of outlet cells, with at least the outlet cells of greater volume each being sealed off from the lubricating oil channel (56) by a check valve (54) and there being located in the intake channel (35) of the lubricating oil pump a constant throttle (37) which is by-passed by a by-pass channel (38) having a pressure-controlled throttle valve (39) when the pressure in the outlet channel is below a threshold value, characterised in that the smallest opening cross-section of the constant throttle (37) is designed so that the minimum flow rate is more than 30% of the maximum flow rate controllable by the pressure-controlled valve (39) and at least two times, preferably eight to twenty times, the minimum consumption of the internal combustion engine, and in that the lubricating oil channel (56) is connected to the tank (36) by a pressure relief valve (control area (43) having opening (46) and control edge (47)) which is controlled by the outlet pressure.

2. Internal combustion engine having a lubricating oil pump and a lubricating oil channel (56), in which the lubricating oil pump is an internal gear pump having a plurality of outlet cells, with at least the outlet cells of greater volume each being sealed off from the lubricating oil channel (56) by a check valve (54), and the intake (35) of the lubricating oil pump being connected to the tank (36) by the parallel connection of an intake channel (67) and a by-pass channel (38) and being controllable by means of a pressure-controlled throttle valve (39), characterised in that the intake channel (67) and the by-pass channel (38) are synchronously controlled by the pressure-controlled throttle valve (39), in that the throttle valve (39) is so designed that at maximum pressure in the lubricating oil channel (56) the by-pass channel (38) is closed and only the intake channel (67) is open to supply the minimum flow rate, and at working pressure in the lubricating oil channel (65) the intake channel is closed and the by-pass channel (38) is controllable by means of the pressure-dependently variable throttle cross-section of the openings (71, 72) of the throttle valve (39), in that the smallest opening cross-section of the intake channel (67) is designed so that the minimum flow rate is more than 30% of the maximum flow rate controllable by the pressure-controlled valve (39) and at least two times, preferably eight to twenty times, the minimum consumption of the internal combustion engine, and in that the lubricating oil channel (56) is connected to the tank (36) by a pressure relief valve (control area (43) having opening (46) and control edge (47)) which is controlled by the outlet pressure.

3. Internal combustion engine according to claim 1 or 2, characterised in that the pressure-controlled throttle valve (39) has a piston (40), which is loaded at one end (spring area) by a spring and by the tank pressure or the pressure of the intake (35) and at the other end (control area 43) by the pressure of the lubricating oil channel (56).

4. Internal combustion engine according to claim 3, characterised in that the throttle valve (39) takes the form of pressure relief valve in that the control area (43) is connected by an outlet opening (46) to the tank (36) in such a way that the outlet opening (46) can be opened towards the tank by means of the control edge (47) of the piston (40) defining the control area when the pressure preset by the spring (42) is exceeded.

5. Internal combustion engine according to one of claims 3 or 4, characterised in that the spring area (27) of the pressure-controlled throttle valve (39) is selectively loaded by means of an electromagnetically actuated valve (59) either with the tank pressure or with the pressure in the intake (35) of the lubricating oil pump.

6. Internal combustion engine according to one of claims 1 to 4, characterised in that upon a preset pressure being exceeded, the lubricating oil channel is connected by a further pressure relief valve (75, 30) to an additional consumer (76).

7. Internal combustion engine according to one of the previous claims, characterised in that the minimum flow rate is more than 8 l/min.

8. Internal combustion engine according to claim 7, characterised in that the minimum flow rate is at least 80% of the oil consumption of the engine which, under normal operating conditions (oil temperature and pressure), is adjusted by the pressure-controlled throttle valve.

9. Internal combustion engine according to one of the previous claims, characterised in that the minimum flow rate of the lubricating oil pump at maximum pressure of the lubricating oil system is at least two times, preferably eight to twenty times, the minimum consumption of the internal combustion engine.

Revendications

1. Moteur á combustion, comprenant une pompe à huile de lubrification et un canal (56) d'huile de lubrification, dans lequel la pompe à huile de lubrification est une pompe à engrenage à denture intérieure avec plusieurs cellules de refoulement, au moins les cellules de refoulement de plus grand volume étant chacune fermées vis-à-vis du canal (56) d'huile de lubrification par un clapet anti-retour (54), et une restriction (37) constante étant placée dans le canal d'aspiration (35) de la pompe à huile, restriction qui est contournée par un canal de dérivation (38) comprenant une soupape d'étranglement (39) commandée par pression, lorsque la pression dans le canal de refoulement est inférieure à une valeur de seuil, caractérisé par le fait que la plus petite section d'ouverture de la restriction (37) constante est prévue de telle façon que le débit minimal soit supérieur à 30% du débit maximal pouvant être commandé par la soupape (39) commandée par pression et corresponde au moins au double de la plus faible consommation du moteur à combustion, de préférence à huit jusqu'à vingt fois cette consommation, et que le canal (56) d'huile de lubrification est relié au réservoir (36) par un limiteur de pression (espace de commande (43) avec orifice (46) et arête de commande (47)), commandé par la pression de refoulement.

2. Moteur à combustion, comprenant une pompe à huile de lubrification et un canal (56) d'huile de lubrification est une pompe d'engrenage à denture intérieure avec plusieurs cellules de refoulement, au moins les cellules de refoulement de plus grand volume étant chacune fermée vis-à-vis du canal (56) d'huile de lubrification par un clapet anti-retour (54), et l'admission (35) de la pompe à huile étant reliée au réservoir (36) par le montage parallèle d'un canal d'aspiration (67) et d'un canal de dérivation (38) et pouvant être commandée par une soupape d'étranglement (39) commandée par pression, caractérisé par le fait que le canal d'aspiration (67) et le canal de dérivation (38) sont commandés de manière synchrone par la soupape d'étranglement (39) commandée par pression, que la soupape d'étranglement (39) est conçue de telle façon qu'en cas de pression maximale dans le canal (56) d'huile de lubrification, le canal de dérivation (38) soit fermé et seul le canal d'aspiration (67) soit ouvert pour assurer le débit minimal et qu'en cas de pression de service dans le canal (56) d'huile de lubrification, le canal d'aspiration soit fermé et le canal de dérivation (38) puisse être commandé par la section d'étranglement, modifiable en fonction de la pression, des orifices (71, 72) de la soupape d'étranglement (39), que la plus petite section d'ouverture du canal d'aspiration (67) est prévu de telle façon que le débit minimal soit supérieur à 30% du débit maximal pouvant être commandé par la soupape (39) commandée par pression et corresponde au moins au double, de préférence à huit jusqu'à vingt fois, de la consommation la plus faible du moteur à combustion, et que le canal (56) d'huile de lubrification est relié au réservoir (36) par un limiteur de pression (espace de commande (43) avec orifice (46) et arête de commande (47)), commandé par la pression de refoulement.

3. Moteur à combustion selon la revendication 1 ou 2, caractérisé par le fait que la soupape d'étranglement (39) commandée par pression est munie d'un piston (40) sur lequel agissent sur un côté (espace de ressort) un ressort et la pression du réservoir ou la pression de l'admission (35) et sur l'autre côté (espace de commande 43) la pression du canal (56) d'huile de lubrification.

4. Moteur à combustion selon la revendication 3, caractérisé par le fait que la soupape d'étranglement (39) est réalisée sous forme de limiteur de pression du fait que l'espace de commande (43) est relié par un orifice de refoulement (46) au réservoir (36) de telle façon que, en cas de dépassement de la pression prédéterminée par le ressort (42), l'orifice de refoulement (46) puisse être ouvert en direction du réservoir par l'arête de commande (47) du piston (40), délimitant l'espace de commande.

5. Moteur à combustion selon la revendication 3 ou 4, caractérisé par le fait que l'espace de ressort (27) de la soupape d'étranglement (39) commandée par pression est soumis, au moyen d'une valve (59) électromagnétique, au choix à la pression du réservoir ou à la pression dans l'admission (35) de la pompe à huile.

6. Moteur à combustion selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisé par le fait que, en cas de dépassement d'une pression prédéterminée, le canal d'huile de lubrification est relié par un limiteur de pression (75, 30) supplémentaire à une charge (76) supplémentaire.

7. Moteur à combustion selon l'une des revendications précédentes, caractérisé par le fait que le débit minimal est supérieur à 8 l/min.

8. Moteur à combustion selon la revendication 7, caractérisé par le fait que le débit minimal est égal à

au moins 80% de la consommation d'huile du moteur qui est réglée, dans les conditions de fonctionnement normales (température d'huile et pression), par la soupape d'étranglement commandée par pression.

9. Moteur à combustion selon l'une des revendications précédentes, caractérisé par le fait que, sous pression maximale du système d'huile de lubrification, le débit minimal de la pompe à huile est égal au moins au double de la plus faible consommation du moteur à combustion, de préférence égal à huit jusqu'à vingt fois cette consommation.

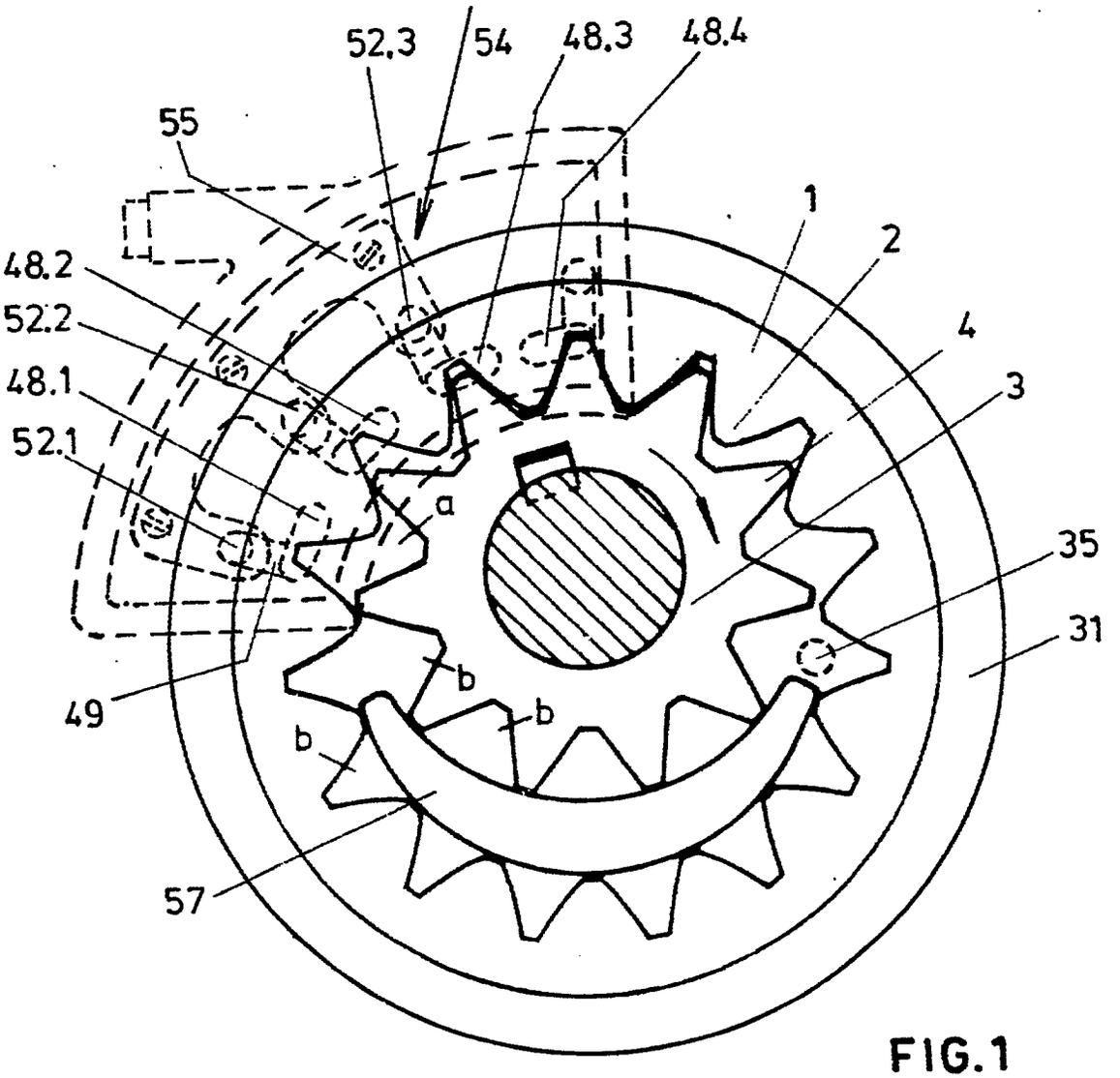


FIG.1

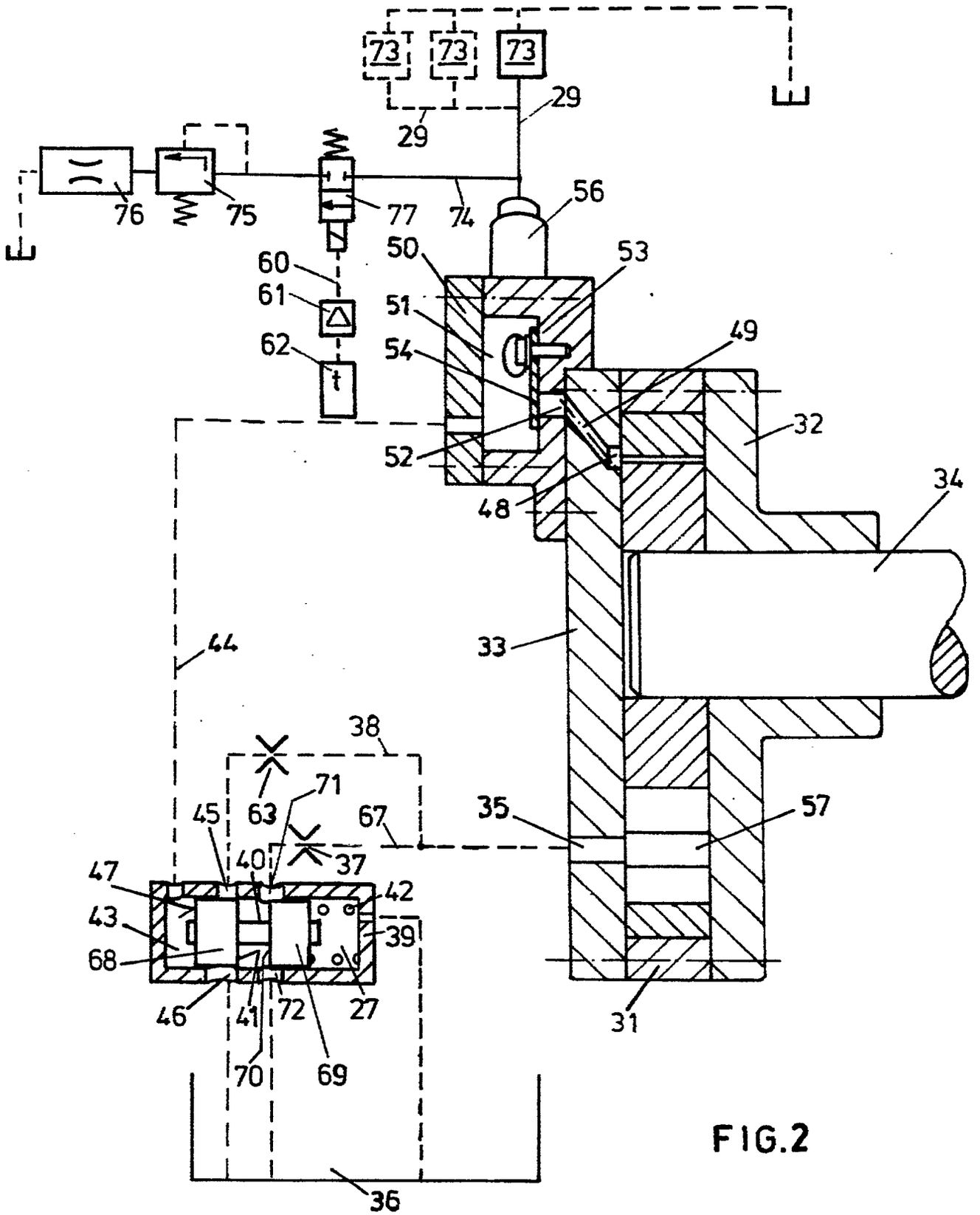

73
73
73
29
29
E
E
76
75
77
74
56
60
61
62
50
53
51
54
49
52
32
48
34
44
33
38
71
63
45
67
35
57
37
40
47
42
43
39
68
46
41
72
27
31
70
69
36

FIG.2

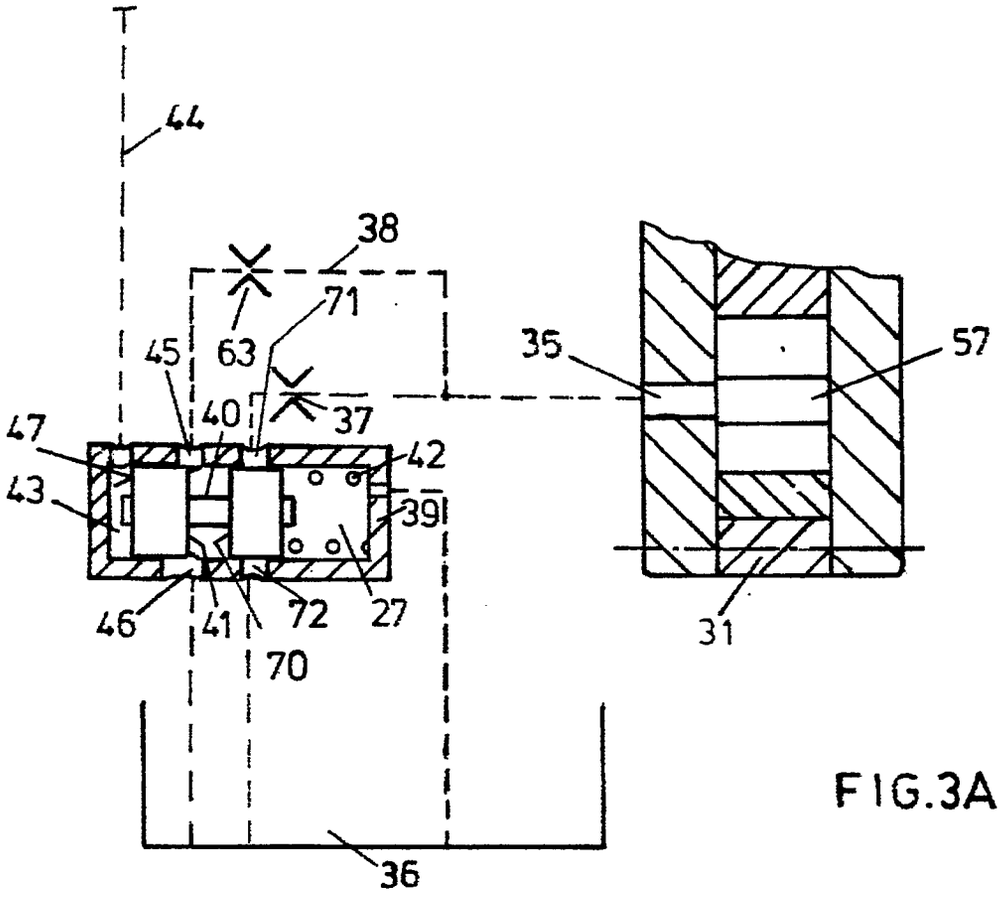

44
38
71
63
45
40
37
47
42
43
39
46
41
72
27
70
35
57
31
36

FIG.3A

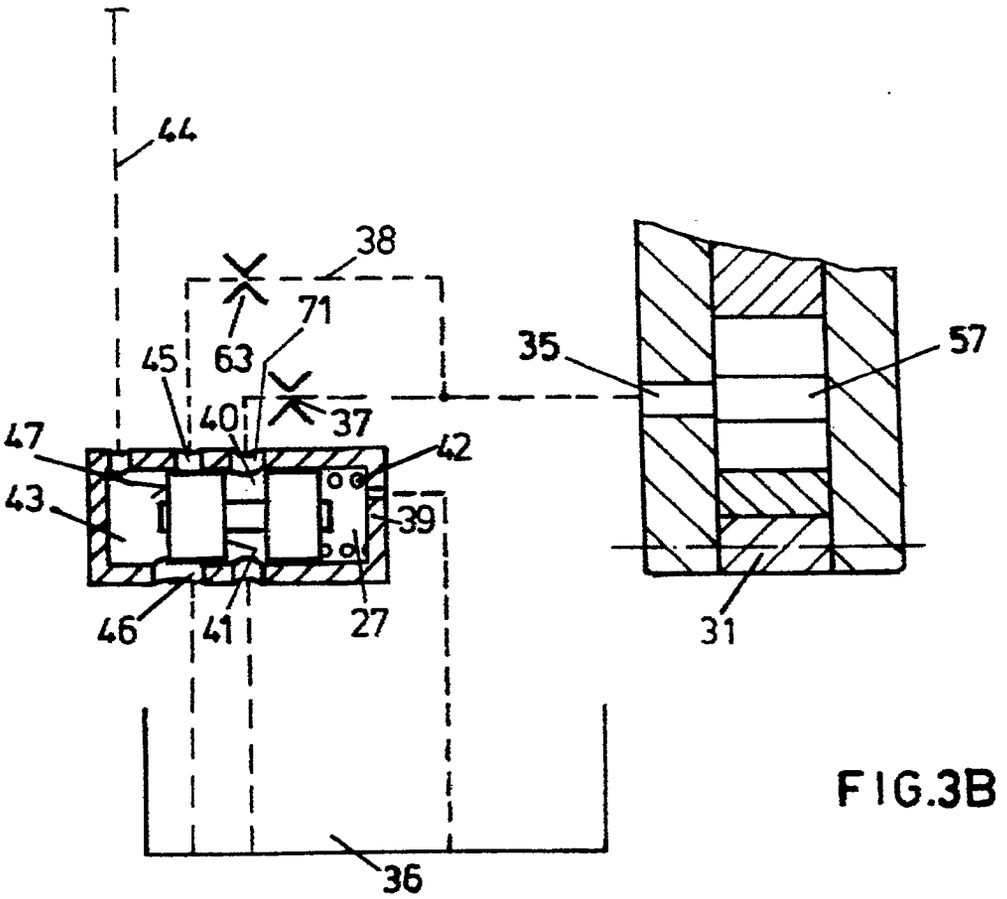

44
38
71
63
45
40
37
47
42
43
39
46
41
27
35
57
31
36

FIG.3B

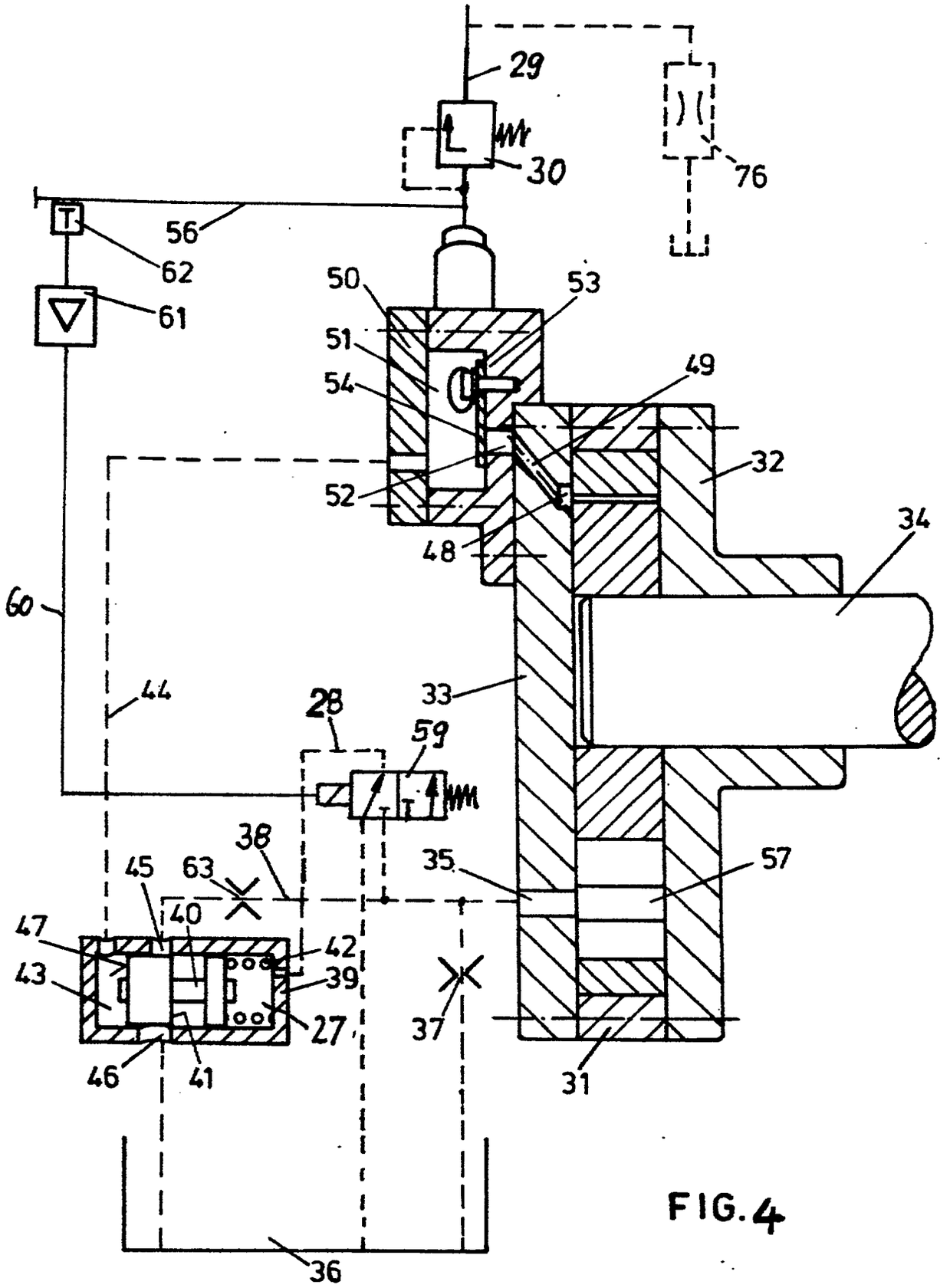

29
30
76
56
62
61
50
53
51
54
49
52
32
48
34
60
44
33
28
59
38
45
63
35
57
47
40
42
43
39
27
37
46
41
31
36

FIG. 4

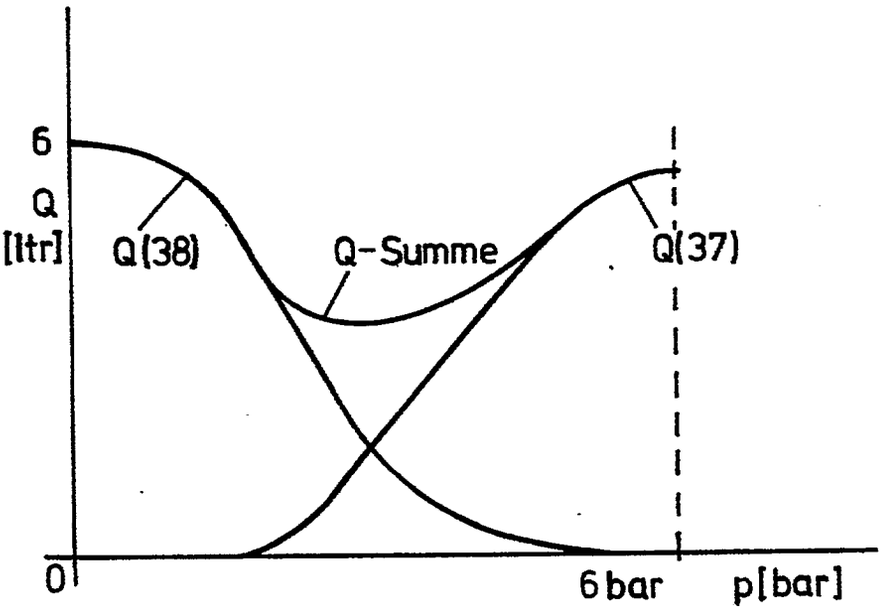


FIG.5