



(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 601 18 984 T2** 2007.01.11

(12) **Übersetzung der europäischen Patentschrift**

(97) **EP 1 409 853 B1**

(51) Int Cl.⁸: **F01L 9/02** (2006.01)

(21) Deutsches Aktenzeichen: **601 18 984.1**

(86) PCT-Aktenzeichen: **PCT/US01/46686**

(96) Europäisches Aktenzeichen: **01 995 378.5**

(87) PCT-Veröffentlichungs-Nr.: **WO 2002/046582**

(86) PCT-Anmeldetag: **30.11.2001**

(87) Veröffentlichungstag

der PCT-Anmeldung: **13.06.2002**

(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: **21.04.2004**

(97) Veröffentlichungstag

der Patenterteilung beim EPA: **19.04.2006**

(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: **11.01.2007**

(30) Unionspriorität:

729487 04.12.2000 US

(84) Benannte Vertragsstaaten:

DE, FR, GB, SE

(73) Patentinhaber:

Sturman Industries, Inc., Woodland Park, Col., US

(72) Erfinder:

**TURNER, Wayne, Christopher, Fort Collins, CO
80528, US; RAIMAO, Angelo, Miguel, Manitou
Springs, CO 80829, US; BABBITT, Robert, Guy,
Colorado Springs, Colorado 80905, US**

(74) Vertreter:

Samson & Partner, Patentanwälte, 80538 München

(54) Bezeichnung: **VORRICHTUNGEN UND VERFAHREN ZUR HYDRAULISCHEN BETÄTIGUNG VON EINEM VENTIL**

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).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

Beschreibung**HINTERGRUND DER ERFINDUNG****1. Bereich der Erfindung**

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft den Bereich der hydraulischen Ventilbetätigung für Verbrennungsmotoren bzw. -maschinen.

2. Stand der Technik

[0002] Gegenwärtig werden für die vorliegende Erfindung interessante Verbrennungsmotoren weit verbreitet in Automobilen, Lastwagen, Bussen und verschiedenen anderen mobilen und stationären Leistungsvorrichtungen verwendet. Derartige Motoren beziehungsweise Maschinen beinhalten die allgemein bekannten Benzin- und Dieselmotoren, wie auch ähnliche Maschinen, die mit unterschiedlichen Brennstoffen wie beispielsweise Flüssigpropan betrieben werden. Diese Motoren verwenden üblicherweise Einlaß- und Auslaßventile, die in Richtung der geschlossenen Stellung federbelastet sind und die zu geeigneten Zeitpunkten über eine von einer Motor-kurbelwelle angetriebene Nockenwelle direkt oder indirekt geöffnet werden. Bei einem Zweitaktmotor, wie beispielsweise einem Zweitakt Dieselmotor, dreht sich die Nockenwelle synchron zu der Kurbelwelle des Motors, während bei einem Viertaktmotor die Nockenwelle über ein 2 zu 1 Reduzierantriebssystem (Getriebe oder Kette oder Riemen, etc.) angetrieben wird, um sich mit der halben Geschwindigkeit der Kurbelwelle des Motors zu drehen.

[0003] Eine Betätigung der Motorventile über die Nockenwelle hatte historisch mehrere Vorteile und führte zu deren relativ universellem Einsatz in derartigen Motoren über mehrere Jahrzehnte. Diese Vorteile beinhalten eine hohe Zuverlässigkeit, insbesondere unter Vorgabe des hohen Entwicklungsstands derartiger Nocken-betriebener Ventilvorrichtungen. Eine Nockenbetätigung ist auch relativ kosteneffektiv, wieder unter Vorgabe des Entwicklungsstands und der Mengen, in denen eine Produktion erfolgt. Eine Nockenbetätigung hat auch den Vorteil, daß sie eine Formgebung der Nocke erlaubt, um eine glatte Kurve vorzusehen, welche die Ventilstellung gegenüber dem Nockenwellenwinkel definiert. Dies führt zu einer relativ niedrigen Anlaufgeschwindigkeit und anfänglichen Ventilöffnungen, wie auch zu einem letztendlichen Schließen des Ventils mit ziemlich geringer Geschwindigkeit bei niedrigen Motorgeschwindigkeiten bzw. -umdrehungen und führt zu einem minimal erzeugten Lärm. Es führt auch zu einem schnelleren Ventilöffnen und Ventilschließen bei höheren Motorgeschwindigkeiten, wenn es erforderlich ist, die gleichen Ventilsteuerzeiten bzw. das gleiche Ventiltiming über den Betriebsbereich der Motorgeschwindigkeit aufrechtzuerhalten.

[0004] Mittels Nocke betätigte Ventilvorrichtungen bzw. -systeme haben auch gewisse Grenzen, die zunehmend Sorge bereiten. Insbesondere sind optimale Ventilsteuerzeiten nicht über den Aktionsradius bzw. Betriebsbereich des Motors fest. Beispielsweise wird eine Ventilsteuerzeit für eine maximale Leistung bei einer Motorgeschwindigkeit nicht die gleiche sein wie die Ventilsteuerzeit für eine maximale Leistung bei einer anderen Motorgeschwindigkeit. Demgemäß verwenden die klassischen mittels Nocke betätigten Ventilvorrichtungen einen Kompromiß bezüglich der Ventilsteuerzeiten und liefern eine vernünftige Leistung über einen vernünftigen Bereich von Betriebszuständen des Motors, während sie weniger optimal sind für die meisten, falls nicht alle dieser Zustände. Des weiteren kann eine Ventilsteuerzeit für maximale Leistung bei einer Motorgeschwindigkeit unter dem Gesichtspunkt der Emissionen des Motors nicht optimal sein. Eine optimale Ventilsteuerzeit bei einer Motorgeschwindigkeit kann von der Motorlast abhängig sein und möglicherweise anderen Parametern, wie beispielsweise der Lufttemperatur, dem Luftdruck, der Motortemperatur, etc.

[0005] Unlängst wurden Mechanismen eingeführt, um einen Versuch zu starten, einigen Grenzen der Nocken-betätigten Ventilvorrichtungen mit festen Steuerzeiten beizukommen. Diese Mechanismen beinhalten Mechanismen zum Verändern der Ventilsteuerzeiten (jedoch nicht die Dauer des Ventilöffnens, ausgedrückt durch den Nockenwellenwinkel) mit der Motorgeschwindigkeit, wie auch Mechanismen zur Erhöhung der Dauer der Ventilöffnung. Derartige Mechanismen neigen jedoch dazu, kompliziert zu sein, das Ventil in einem festen Abstand bei allen Motorbetriebsgeschwindigkeiten zu öffnen und sind in Bezug auf die Anzahl und den Umfang von Variablen eingeschränkt, für welche ein Ventilbetrieb nun optimiert werden soll.

[0006] Unlängst wurden verschiedene hydraulische Systeme für die Ventilbetätigung vorgeschlagen. Diese Systeme eröffnen die Möglichkeit einer flexibleren Steuerung der Parameter im Zusammenhang mit der Ventilbetätigung über den Bereich der verschiedenen Motorbetriebsparameter. Die vorliegende Erfindung ist eine Verbesserung gegenüber diesen Systemen bzw. Vorrichtungen.

[0007] US-A 5 881 689 zeigt eine Vorrichtung nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1. Die DE-A 12 92 493 zeigt ein Proportionalventil, das einen nicht-linearen Strömungsquerschnitt hat.

[0008] Die Erfindung betrifft eine Vorrichtung, die ausgelegt ist zum Betätigen eines Motorventils nach Anspruch 1. Die Vorrichtung verwendet ein Proportionalventil zum Regulieren der Strömung eines Arbeitsfluids zu und von einem hydraulischen Aktuator, welcher die Stellung des Motorventils steuert. Die

Stellung des Proportionalventils wird durch Hochgeschwindigkeitsventile zum Steuern verschiedener Motorventilparameter gesteuert, einschließlich der Motorventilanlauf- und landegeschwindigkeiten. Ein Rückführen aller Ventile in eine bekannte Startstellung zwischen den Motorventilvorgängen verhindert eine Anhäufung von Fehlern bei der Positionierung des Proportionalventils. Ausführungsbeispiele, welche Spulenventile für die Hochgeschwindigkeitsventile und das Proportionalventil verwenden, sowie eine Federrückführung und hydraulische Rückführung des Motorventils, sind offenbart.

[0009] Um eine verbesserte Steuerung des Motorventilbetriebs vorzusehen, kann eine speziell geformte Spule in dem Proportionalventil verwendet werden, um die Strömungsquerschnitte gegenüber der Spulenstellung zu formen. Dies ermöglicht eine allmählichere Einschnürung der Strömungsquerschnitte gegenüber der Spulenbewegung über ausgewählten Abschnitten der möglichen Spulenstellungen und verringert den Effekt kleiner Fehler bei der Spulenpositionierung in solchen Bereichen, ohne die maximalen Strömungsquerschnitte zu behindern, wenn sich die Spule in ihren maximalen Stellungen befindet.

[0010] Verschiedenste weitere, alternative Ausführungsbeispiele sind offenbart.

KURZE BESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

[0011] [Fig. 1](#) ist ein Blockdiagramm einer beispielhaften Ausgestaltung einer Vorrichtung in Übereinstimmung mit der vorliegenden Erfindung.

[0012] [Fig. 2](#) ist ein Diagramm in Darstellung des allgemeinen Aufbaus und der Funktion des Drei-Weg-Proportionalspulenventils **24** der [Fig. 1](#).

[0013] [Fig. 3](#) ist eine perspektivische Ansicht der Spule **38** des Proportionalventils der [Fig. 2](#).

[0014] [Fig. 4](#) ist eine erweiterte Ansicht eines Randes des zentralen Stegs der Spule **38** von [Fig. 3](#).

[0015] [Fig. 5](#) und [Fig. 6](#) sind graphische Darstellungen von Strömungsquerschnitt zu Spulenstellung, vorgesehen durch das Proportionalventil **24** zwischen der Hochdruckbahn und der Kammer **26** des Ventilaktuators bzw. zwischen der Kammer **26** und dem Abzug **37**.

[0016] [Fig. 7](#) ist eine Querschnittsansicht eines Aktuators für ein Motorventil, bestehend aus zwei konzentrischen Kolben, die nach der vorliegenden Erfindung Verwendung finden können.

[0017] [Fig. 8](#) ist ein Diagramm eines Ausführungsbeispiels der vorliegenden Erfindung, das ein hydraulisch rückgeführtes Motorventil steuert, welches ein

im Zentrum geschlossenes Drei-Weg-Proportionalventil verwendet.

[0018] [Fig. 9](#) ist ein Diagramm eines Ausführungsbeispiels der vorliegenden Erfindung, das ein hydraulisch rückgeführtes Motorventil steuert, welches ein im Zentrum geschlossenes Vier-Weg-Proportionalventil verwendet.

DETAILLIERTE BESCHREIBUNG DES BEVORZUGTEN AUSFÜHRUNGSBEISPIELS

[0019] Die vorliegende Erfindung besteht in einer hydraulischen Ventilbetätigungsverrichtung zur Betätigung eines oder mehrerer Einlaßventile oder eines oder mehrerer Auslaßventile in einem Verbrennungsmotor vom kolbenartigen Typ, die eine volle Flexibilität bei den Ventilsteuerzeiten, der Ventilvorgangsdauer, dem Ausmaß der Öffnung und der Geschwindigkeit für das Ventilöffnen und -schließen vorsieht. Ein Betrieb über den gewünschten Bereich dieser und anderer Parameter kann gesteuert werden und noch wichtiger, für alle Motorbetriebszustände bzw. -bedingungen optimiert werden. Eine derartige Optimierung kann auch ein inkrementales Einstellen des Ventilbetriebs, basierend auf dem Ventilbetrieb während eines vorhergehenden Ventilbetriebszyklusses, beinhalten. Dies wird erreicht durch Steuern der Stellung eines Proportionalventils durch Verwendung von Steuerventilen zwecks Steuerung der Betriebsparameter eines Einlaß- oder Auslaßventils. In dieser Hinsicht soll eine Bezugnahme hier und in den Ansprüchen auf ein "Einlaßventil" oder ein "Auslaßventil", falls es nicht im Zusammenhang mit dem verwendeten Begriff in anderer Weise klar wird, ein oder mehrere Einlaßventile für einen Zylinder eines Verbrennungsmotors bedeuten oder ein oder mehrere Auslaßventile eines Zylinders eines Verbrennungsmotors. Beispielhafte Ausführungsformen dieser Vorrichtung bzw. dieses Systems, die manchmal hier als "zweistufige" bzw. "zwei-Zustände" Vorrichtung bezeichnet werden, werden hier im folgenden detailliert beschrieben.

[0020] Zuerst bezugnehmend auf [Fig. 1](#), ist ein Blockdiagramm einer beispielhaften Ausgestaltung einer Vorrichtung bzw. eines Systems in Übereinstimmung mit der vorliegenden Erfindung erkennbar. Die in [Fig. 1](#) dargestellte Vorrichtung kann dazu verwendet werden, um ein Einlaß- oder ein Auslaßventil zu betätigen. Diese zweistufige Vorrichtung besteht aus zwei miniaturisierten, digitalen Zwei-Weg-Blockierspulenventilen **20** und **22**, die so gekoppelt sind, daß sie die Stellung eines Drei-Weg-Proportionalspulenventils **24** steuern. Das Proportionalspulenventil wiederum steuert den Strömungsquerschnitt in und aus ein/einem Steuer- bzw. Kontrollvolumen **26**. Dieses Steuervolumen wirkt als Aktuator, um die Stellung des Motorventils **30** zu regulieren. Bei diesem Ausführungsbeispiel wird ein Federrückführer **32** zum

Schließen des Ventils verwendet, obgleich auch Ausführungsbeispiele mit hydraulischem Ventilverschluß verwendet werden können, wie dies im folgenden beschrieben wird.

[0021] Die beiden miniaturisierten digitalen Zwei-Weg-Blockierspulenventile **20** und **22** (hier als Steuerventile bezeichnet) können vorzugsweise identische Ventile sein, und zwar vorzugsweise in Übereinstimmung mit den Zwei-Weg-Ventilen, die in dem US-Patent Nr. 5,640,987 offenbart sind mit dem Titel "Digital Two, Three and Four Way Solenoid Control Valves", das am 24. Juni 1997 erteilt wurde und dessen Offenbarung hier unter Bezugnahme beinhaltet ist. Derartige Ventile sind doppel-solenoidale, mit Hochgeschwindigkeit arbeitende, blockierende Magnet-spulenventile, die gemäß der Verwendung in der vorliegenden Erfindung zwischen zwei Stellungen betätigbar sind. Die erste Stellung koppelt eine erste Öffnung mit einer zweiten Öffnung zwecks fluidmäßiger Verbindung zwischen den beiden Öffnungen und die zweite Stellung blockiert eine fluidmäßige Verbindung zwischen der ersten und zweiten Öffnung. Obgleich auch andere Arten von Ventilen verwendet werden können, wie beispielsweise Ringventile, werden im allgemeinen Ventile des in dem oben bezeichneten Patent offenbarten Typs bevorzugt aufgrund ihrer sehr hohen Geschwindigkeit zum Zwecke einer guten Steuerung und eines geringen Energieverbrauchs aufgrund ihrer Fähigkeiten für ihr magnetisches Blockieren und ihre Fähigkeit, die Beendigung des Betriebs zu erfassen, wenn sie verwendet werden, um ein Aufheizen auf oberhalb der schon relativ warmen Umgebung, in der sie betrieben werden, zu minimieren (siehe US-Patente Nr. 5,720,261 und 5,954,030).

[0022] In dem Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung nach [Fig. 1](#), erlaubt das Ventil **20** eine Fluidströmung von der Fluidleitung **34** zu einer Abfuhrleitung oder einem Reservoir **37** (unter einem relativ niedrigen Druck, wie beispielsweise Atmosphärendruck), wenn es sich in seiner ersten Stellung befindet und blockiert einen Fluidstrom von der Fluidleitung **34** zu dem Abfluß **37**, wenn es sich in seiner zweiten Stellung befindet. Das Ventil **22** erlaubt eine Fluidströmung von einer Niederdruckbahn bzw. -schiene **36** zu der Fluidleitung **34**, wenn es sich in seiner ersten Stellung befindet, und blockiert eine Fluidströmung von der Niederdruckbahn **36** zu der Fluidleitung **34**, wenn es sich in seiner zweiten Stellung befindet. Ein Regulierventil **23** ist optional und normalerweise geschlossen, da der Differentialdruck an dem Regulierventil normalerweise nicht in einer Richtung anliegt, um das Ventil zu öffnen. Seine Anwesenheit jedoch hilft dabei, Ausgleichsdruckfluktuationen zu dämpfen und Energie in den Druckfluktuationen wiederzugewinnen.

[0023] Bezugnehmend nun auf [Fig. 2](#), ist dort ein

Diagramm in Darstellung des allgemeinen Aufbaus und der Funktion des Drei-Weg-Proportional-spulenventils **24** der [Fig. 1](#) erkennbar. Das Proportional-spulenventil beinhaltet eine Spule **38** innerhalb eines inneren Gehäuses **40**, das in eine äußere Gehäuseanordnung (nicht gezeigt) paßt mit O-Ringen in Ausnehmungen **42** für O-Ringe, um die Bereiche der Öffnungen 1, 2 und 3 voneinander und von den Enden des inneren Gehäuses **40** zu trennen. In dieser Hinsicht weist die äußere Gehäuseanordnung, zudem, daß sie die dazugehörigen Fluidverbindungen hat, auch innere ringförmige Ausnehmungen auf, die angrenzen an jedem der Bereiche, die identifiziert sind als Öffnungen 1, 2 und 3 in [Fig. 2](#) und zwar jeder, um als Leitungs- bzw. Verteilungsbereich für die Löcher durch das innere Gehäuse **40** zu wirken zum Zwecke einer fluidmäßigen Verbindung mit einem jeweiligen inneren Bereich **44**, **46** bzw. **48** in dem inneren Gehäuse **40**. Die fluidmäßige Verbindung jeder Öffnung mit dem dazugehörigen inneren Bereich **44**, **46** oder **48** wird bei der beispielhaften Ausführungsform nicht nur durch Durchgangslöcher **50** vorgesehen, sondern auch durch gemeinschaftlich angeordnete, orthogonale Durchgangslöcher **52**, die mit jeder der Öffnungen in Verbindung stehen.

[0024] Wie schematisch in [Fig. 2](#) dargestellt, wird die Spule **38** innerhalb des inneren Gehäuses **40** über Fluiddrucke positioniert, die auf einen Kolben am linken Ende der Spule einwirken, der einen Wirkquerschnitt A_1 hat und einen Kolben an der rechten Seite der Spule, der einen Wirkquerschnitt A_2 hat. Wie speziell in [Fig. 2](#) dargestellt, ist die Spule **38** in ihrer äußersten linken Stellung gezeigt, die hier als ihre erste Stellung bezeichnet wird, wie sie definiert wird durch Anschläge für die Bewegung entweder der auf die Spule wirkenden Kolben oder Anschläge, die auf die Spule selbst wirken. In dieser Stellung blockiert die Spule **38** die fluidmäßige Verbindung zwischen den Öffnungen 2 und 1 und erlaubt eine fluidmäßige Verbindung zwischen den Öffnungen 3 und 2. Befindet sich die Spule in ihrer rechtesten Stellung, die hier als ihre zweite Stellung bezeichnet wird, so ist eine fluidmäßige Verbindung zwischen den Öffnungen 1 und 2 blockiert und eine fluidmäßige Verbindung zwischen den Öffnungen 2 und 3 ermöglicht.

[0025] Normalerweise wird bei einem Spulenventil, beispielhaft den beiden miniaturisierten, digitalen Zwei-Weg-Blockierspulenventilen **20** und **22** der [Fig. 1](#), eine fluidmäßige Verbindung zwischen zwei angrenzenden Öffnungen blockiert, wenn sich die Spule in einer Stellung befindet, und während der anfänglichen Bewegung der Spule in Richtung der anderen Stellung. Wenn jedoch einmal das Relief auf der Spule, das in Verbindung steht mit dem Steg in dem Gehäuse, der die mit den beiden angrenzenden Öffnungen gekoppelten Bereiche trennt, damit beginnt, den Steg zu überbrücken, so wird ein Strömungsquerschnitt zwischen den mit den beiden Öff-

nungen gekoppelten Bereichen eingerichtet, wobei sich dieser Strömungsquerschnitt linear bei weiterer Bewegung der Spule vergrößert. Da dieser Strömungsquerschnitt ein peripherer Strömungsquerschnitt des Gesamtdurchmessers der Spule ist, so wird zu Beginn des Öffnens ein relativ großer Strömungsquerschnitt zwischen den beiden Öffnungen bei lediglich einer relativ kleinen weiteren Bewegung der Spule geöffnet.

[0026] Bei dem Drei-Weg-Proportionalspulenventil **24** ([Fig. 1](#)) jedoch, von dem einige Details in der [Fig. 2](#) dargestellt sind, ist diese Änderung von Strömungsquerschnitt zu Spulenstellung zweckmäßig modifiziert, um den Strömungsquerschnitt gegen die Spulenstellung zu regenerieren. Bei der beispielhaften Ausführungsform wird dies in der in den [Fig. 3](#) und [Fig. 4](#) dargestellten Weise bewerkstelligt. In dieser Hinsicht ist [Fig. 3](#) eine perspektivische Ansicht der Spule **38** und [Fig. 4](#) eine erweiterte Ansicht eines Randes des zentralen Stegs der Spule **38**. Wie in der [Fig. 3](#) erkennbar, hat der zentrale Steg auf der Spule mehrere Einschnitte **54**, die um jedes Ende des zentralen Stegs gleich beabstandet sind, wobei die Einschnitte damit beginnen, einen gesteuerten bzw. kontrollierten Strömungsquerschnitt mit der Spulenstellung zu öffnen, bevor der Rand des Stegs auf der Spule den Rand des Stegs auf dem inneren Gehäuse erreicht und die normale Stellung für einen Strömungsquerschnitt eines Spulenventils sich einzurichten beginnt.

[0027] Zudem und wie in [Fig. 4](#) erkennbar, sind kleine Stufen in den zentralen Steg der Spule des Drei-Weg-Proportionalspulenventils der beispielhaften Ausführungsform, geschliffen. Während die Spule einen Außendurchmesser D_0 mit einer engeren Gleitpassung innerhalb des Innendurchmessers des inneren Gehäuses hat, hat daher jedes Ende des zentralen Stegs der beispielhaften Spule zusätzliche Durchmesser D_1 , D_2 und D_3 , wobei D_3 kleiner ist als D_2 , D_2 kleiner ist als D_1 und D_1 kleiner ist als D_0 . Dies liefert eine nicht-lineare Variation von Strömungsquerschnitt zu Spulenstellung während des Öffnens und Schließens der fluidmäßigen Verbindung zwischen angrenzenden Öffnungen, wie dies in den [Fig. 5](#) und [Fig. 6](#) dargestellt ist. Diese Figuren stellen den Strömungsquerschnitt zwischen den Öffnungen 3 und 2 bzw. Öffnungen 2 und 1 dar gegen die Stellung der Spule in dem Drei-Weg-Proportionalspulenventil. Wie in der [Fig. 5](#) erkennbar, ist, wenn sich die Spule in der linkesten Stellung befindet, der Strömungsquerschnitt zwischen den Öffnungen 3 und 2 maximal, nimmt anfänglich mit einer relativ hohen Geschwindigkeit für die anfängliche Bewegung der Spule nach rechts ab, nimmt dann für einen anderen Teil der Bewegung mit einer Geschwindigkeit ab und nimmt dann mit einer weiter reduzierten Geschwindigkeit auf im wesentlichen Null Strömungsquerschnitt für den Rest der Spulenbewegung ab, wobei

im wesentlichen die Verbindung zwischen den Öffnungen 1 und 2 blockiert wird, wenn etwa 40% der Spulenbewegung erreicht sind. Im Vergleich dazu zeigt [Fig. 6](#) den Strömungsquerschnitt zwischen den Öffnungen 2 und 1, was ein Spiegelbild der [Fig. 5](#) ist.

[0028] Aus den [Fig. 5](#) und [Fig. 6](#) ist festzuhalten, daß bei der beispielhaften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung die Reduzierung des Strömungsbereichs bei der anfänglichen Ventilschließbewegung der Spule mit hoher Geschwindigkeit bzw. Rate in Bezug auf die Spulenstellung auftritt, bei einer Änderung der Strömungsgeschwindigkeit bei zunehmender Stellung der Spule abnimmt, bis der Strömungsquerschnitt auf im wesentlichen Null geht, wenn weniger als die Hälfte der Spulenbewegung erreicht ist, wodurch im wesentlichen eine Änderung des Strömungsquerschnitts zu einer Spulenstellungscharakteristik eines herkömmlichen Spulenventils erfolgt. Da überdies der Strömungsquerschnitt im wesentlichen Null wird, bevor eine Hälfte der maximalen Spulenbewegung erreicht ist, wird eine fluidmäßige Verbindung zwischen den beiden Öffnungen 1 und 2 und Öffnungen 2 und 3 außer Kraft gesetzt oder blockiert, wenn die Spule im wesentlichen innerhalb ihres Bewegungsbereichs zentriert ist. Für die speziell beispielhaft dargestellte Ausführungsform, tritt ein wesentliches Blockieren zwischen sowohl den Öffnungen 1 und 2, wie auch den Öffnungen 2 und 3 immer dann auf, wenn die Stellung der Spule irgendwo zwischen etwa 40% ihrer Bewegung und 60% ihrer Bewegung liegt. Offensichtlich kann je nach Wunsch eine andere Ausgestaltung der Strömungsquerschnitte oder keine Ausgestaltung erfolgen, obgleich vorzugsweise eine gewisse Ausgestaltung erfolgt, um den Effekt kleiner Fehler bei der Spulenstellung in den eingeschnürten Bereichen zu mindern, ohne die maximalen Strömungsquerschnitte einzuschränken, wenn sich die Spule bei ihren Maximalstellungen befindet.

[0029] Wieder bezugnehmend auf [Fig. 1](#) ist erkennbar, daß Fluid in der Niederdruckbahn **36**, das einen Druck von beispielsweise 20 bis 50 bar haben kann, mit der rechten Seite des Drei-Weg-Proportionalspulenventils **24** gekoppelt ist, um auf die Fläche A_2 ([Fig. 2](#)) eines Kolbens zu wirken und die Spule in ihre linkeste Stellung zu treiben.

[0030] Angenommen das Spulenventil **22** ist offen und das Spulenventil **20** geschlossen, so wird der Druck in der Niederdruckbahn **36** weitergeleitet zur Leitung **34** und wirkt dadurch auf die Fläche A_1 des Kolbens zur Betätigung der Spule des Proportionalspulenventils ([Fig. 1](#) und [Fig. 2](#)). Da die Fläche A_1 größer ist als die Fläche A_2 , wird die Spule des Proportionalspulenventils in ihre rechteste Stellung gezwungen, und koppelt die Öffnung 1 und die Öffnung 2, um die Kammer **26** zum Ablassen zu koppeln, und erlaubt, daß die Ventilrückführfeder **32** das Ventil **30**

in die geschlossene Stellung zwingt. Vorzugsweise beläuft sich die Fläche A_1 auf etwa zweimal die Fläche A_2 , so daß $A_1 - A_2 = A_2$.

[0031] Falls das Zwei-Weg-Ventil **22** geschlossen und das Zwei-Weg-Ventil **20** offen ist, wird die Leitung **34** zu dem Abfluß **37** hin abgeführt, so daß der Druck, der auf die Kolbenfläche A_1 (**Fig. 2**) des Drei-Weg-Proportionalspulenventils wirkt, im wesentlichen Null wird. Der auf die Fläche A_2 des Spulenventils wirkende Druck jedoch wird gleich dem Druck der Niederdruckbahn **36** sein und erzeugt dabei eine unausgeglichene Kraft an der Spule, um die Spule in ihre linke Stellung zu zwingen. In dieser Stellung befindet sich die Öffnung 2 in fluidmäßiger Verbindung mit der Öffnung 3 und übt den Druck in der Hochdruckbahn **56** auf das Steuervolumen **26** aus, um das Ventil **30** aufzuzwingen.

[0032] Falls beispielsweise das Ventil **30** halb offen und die Spulenventile **20** und **22** beide geschlossen sind, wird dann die Öffnung 2 des Proportionalspulenventils von den beiden Öffnungen 1 und 3 isoliert sein, so daß das Fluid in dem Steuervolumen **26** eingekapselt ist und das Ventil **30** in seiner gegenwärtigen Stellung gehalten ist. Da die Zwei-Weg-Spulenventile **20** und **22** Ventile sind, die mit sehr hohen Geschwindigkeiten arbeiten, können sie derart gesteuert werden, daß sie schnell steuerbar die Spule des Proportionalspulenventils bei jedem gewünschten Ort innerhalb der Extreme ihrer Bewegung anordnen können und dadurch variabel die Strömungsgeschwindigkeit von Fluid in das oder aus dem Steuervolumen **26**, zu steuern. Dies wiederum erlaubt eine vollständige Steuerung bzw. Kontrolle der Betriebsparameter des Ventils **30**, wie beispielsweise das Ausmaß der Öffnung, der Steuerzeiten und der Dauer der Öffnung, des Geschwindigkeitsprofils des Öffnens und des Schließens des Ventils (wobei die Profile zueinander unterschiedlich sein und/oder mit Motorbetriebszuständen variieren können) und der schließlichen Ventilschließgeschwindigkeit mit der Motor-UpM. Dies erlaubt einen Ventilschließvorgang mit relativ geringer Geschwindigkeit bei geringer Motor-UpM zwecks Betrieb mit geringem Lärm, während es immer noch möglich ist, daß die Schließgeschwindigkeit mit der Motor-UpM erhöht wird, wie dies für höhere Motorbetriebsgeschwindigkeiten erforderlich ist.

[0033] Das bei der beispielhaften Ausführungsform in der Niederdruckbahn, der Hochdruckbahn und zum Ablassen weitergeführte Fluid ist Öl zum Betrieb des Motors, wenngleich andere Fluide je nach Wunsch verwendet werden können. Da die Strömungsgeschwindigkeiten in der Steuervorrichtung für das Ventil **30** sich mit verschiedenen Parametern verändern werden, wie beispielsweise der Ölviskosität und daher der Öltemperatur und dem Druck der Niederdruckbahn und der Hochdruckbahn, muß der

Betrieb der Ventilsteuervorrichtung der **Fig. 1** derartige Änderungen in vernünftiger Weise kompensieren. Als Näherung erster Ordnung, können diese Änderungen in vernünftiger Weise moduliert werden, so daß die in **Fig. 1** gezeigte Steuervorrichtung in vernünftiger Weise die Betriebsdauern der Ventile **20** und **22** ändern kann, um zumindest das gewünschte Profil der Proportionalventilspulenstellung mit dem Motorkurbelwellenwinkel zu nähern unter Voraussetzung der bestehenden Motorbetriebsparameter (Geschwindigkeit, Motorlast, Treibstofftemperatur, Lufttemperatur, Motoröltemperatur, Atmosphärendruck, etc.).

[0034] Bei der beispielhaften Ausführungsform ist ein kleiner Hall-Effektsensor **58** an dem Aktuator **28** für das Ventil **30** angrenzend positioniert, um der Steuerung ein Rückführungssignal zu liefern. Dadurch kann die Ventilbewegung während eines Ventilbetriebszyklusses aufgezeichnet und dazu verwendet werden, um den Betrieb der Ventile **20** und **22** für diesen Ventilbetriebszyklus zu steuern und/oder um Korrekturen beim nächsten Ventilbetriebszyklus durchzuführen, um genauer einen optimalen Ventilbetrieb für diesen Ventilbetriebszyklus zu erzielen. In dieser Hinsicht kann ein optimalerer Betrieb auf verschiedenste Weisen bestimmt werden, einschließlich einer besseren Erfüllung eines vorbestimmten Ventilstellungsprofils gegen einen Motorkurbelwellenwinkel, wie dies vorbestimmt wird für die dann existierenden Motorbetriebszustände und Umgebungsbedingungen oder wie es bestimmt wird durch den Effekt inkrementaler Änderungen in Bezug auf eine oder mehrere Motorleistungscharakteristiken bei der gerade vorgenommenen Änderung des Ventilbetriebs oder eine Kombination beider.

[0035] In dem Falle, daß zwei (oder mehr) Ventile gemeinschaftlich durch ein einzelnes Proportionalventil **24** betätigt werden, kann ein Sensor, wie beispielsweise ein Positions- bzw. Stellungssensor (Hall-Effekt-Sensor oder anderer Positionssensor) lediglich an einem der Ventile verwendet werden oder an beiden Ventilen, wobei die Summe der Signale eine bessere, durchschnittliche Angabe liefert für das Stellungsprofil der beiden Ventile und der Unterschied in den Signalen eine Fehlererkennung liefert, wie beispielsweise für ein haftendes Ventil. Während ein oder mehrere Positionssensor(en) bevorzugt ist/sind, können andere Arten von Sensoren verwendet werden, wie beispielsweise ein Geschwindigkeitssensor, da die Integrationszeiten zur Umwandlung in die Stellung kurz sind. In dieser Hinsicht wird am Ende jedes Ventilbetriebszyklusses das Steuerventil **22** betätigt, um die Leitung **34** mit der Niederdruckbahn **36** zu koppeln und das Steuerventil **20** wird betätigt, um die Leitung **34** von dem Abfluß **37** zu entkoppeln, um die Spule **38** zum Stop bei der in **Fig. 1** schematisch dargestellten Stellung zu bringen. Dies liefert vorbestimmte Spulen- und Steuerventil-

startpunkte für jeden Ventilbetriebszyklus, so daß Fehler bei der Spulenventilstellung sich von Ventilbetriebszyklus zu Ventilbetriebszyklus nicht aufhäufen. Falls erwünscht, kann auch ein Sensor verwendet werden, um die Stellung der Proportionalspulenventilschule **38** zu erfassen, obgleich dies nicht unbedingt bevorzugt ist.

[0036] Daher steuern die beiden miniaturisierten Blockierventile **20** und **22** (die hier manchmal als Steuerventile bezeichnet werden) die Stellung des Proportionalventils **24**. Insbesondere das Versorgungssteuerventil **22** erlaubt es Fluid, zwischen einer Niederdruckbahn **32** (etwa 20–50 bar) und einem ersten Kolben zu strömen, der zur Bewegung des Proportional-Drei-Weg-Ventils verwendet wird. Das Ablasssteuerventil **20** erlaubt es Fluid, von dem Kolben zu einem Ablass bei Atmosphärendruck zu strömen. Bei Verwendung dieser Steuerventile kann die Stellung des Proportionalventils schnell und genau geändert werden. Die Stellung des Proportionalventils kann unendlich über drei Strömungszustände variiert werden, die in den [Fig. 5](#) und [Fig. 6](#) angegeben sind, nämlich:

Zustand 1: Dem unter Hochdruck stehenden Fluid von der Hochdruckbahn **56** (etwa 100–240 bar) wird erlaubt, von der Hochdruckbahn zu einem Steuervolumen **26** oberhalb des Motorventilbetätigungskolbens zu strömen.

Zustand 2: Die Spule **38** des Proportionalventils wird zwischen ihren festen Anschlägen zentriert und fängt Fluid in dem Steuervolumen oberhalb des Motorventilbetätigungskolbens ein und erzeugt eine hydraulische Sperre.

Zustand 3: Das Fluid in dem Steuervolumen **26** oberhalb des Motorventilbetätigungskolbens wird abgelenkt auf Atmosphärendruck.

[0037] Wenn sich das Proportionalventil vom Zustand 2 in den Zustand 3 bewegt, vergrößert sich die Fläche bzw. der Querschnitt, durch die unter Hochdruck stehendes Fluid von der Hochdruckbahn **56** in das Steuervolumen **26** oberhalb des Motorventilbetätigungskolbens strömen kann, nicht linear (siehe [Fig. 6](#)). Wenn sich das Proportionalventil vom Zustand 2 in den Zustand 1 bewegt, vergrößert sich die Fläche bzw. der Querschnitt, durch die Fluid aus dem Steuervolumen **26** oberhalb des Motorventilbetätigungskolbens zum Ablass **37** strömen kann, nicht linear (siehe [Fig. 5](#)). Dadurch ist die Geometrie des Proportionalspulenventils mit Bereichen starker und schwacher Verstärkung ausgestaltet. Der Bereich schwacher Verstärkung liefert eine Feinsteuerung für die Anlauf- und die Setzgeschwindigkeiten, während der Bereich hoher Verstärkung den großen Strömungsquerschnitt liefert, der erforderlich ist, um maximale Motorventilgeschwindigkeiten zu erzielen. Dies vereinfacht eine genauere Steuerung des Motorventils während des Setzens und des Anlaufens. Diese Flächen benötigen eine höhere Genauigkeit, so daß

richtige Setzgeschwindigkeiten und ein Ventilüberlapp über den gesamten Bereich der Motorgeschwindigkeit und -temperatur erreicht werden.

[0038] Um die Funktion der beispielhaften hydraulischen Vorrichtung bzw. des hydraulischen Systems besser zu beschreiben, folgt die folgende Beschreibung der Vorrichtung über einen gesamten Motorventilbetätigungszyklus und ahmt Ergebnisse einer hydraulischen Knotensimulation nach. Das spezielle Simulationsmodell verwendete 100°C OW30 Synthetikmotoröl bei einer Motorgeschwindigkeit bzw. -umdrehung von 6000 UpM, obgleich Simulationen bei niedrigeren Motorgeschwindigkeiten ebenfalls vorgenommen wurden.

[0039] Ein beispielhafter Ventilvorgang kann wie folgt beschrieben werden: Anfänglich ist das Versorgungssteuerventil **22** offen und das Ablasssteuerventil **20** geschlossen (wie in [Fig. 1](#) dargestellt). Dies hält die Proportionalventilschule in der Ablass-(rechtesten)Stellung (Zustand 3, [Fig. 5](#) und [Fig. 6](#)). Insbesondere befindet sich der Strömungsquerschnitt zwischen dem für die Motorventilbetätigung zuständigen Kolbensteuervolumen **26** und dem Ablass **37** auf einem Maximum (Zustand 3, [Fig. 6](#)) und der Querschnitt zwischen dem Kolbensteuervolumen zur Betätigung des Motorventils und der Hochdruckbahn ist geschlossen (Zustand 3, [Fig. 5](#)). Als Folge dessen, wird das Motorventil durch die Rückführfeder **32** eng an den Sitz gezwungen.

[0040] Um eine Ventilöffnung einzuleiten, wird das Versorgungssteuerventil **22** geöffnet und das Ablasssteuerventil **20** geschlossen. Dies ermöglicht es Fluid, von dem Steuervolumen des Proportionalspulenventils strömend, abgeführt zu werden. Als Folge dessen beginnt die Proportionalspule damit, sich aus dem Zustand 3 zu bewegen. Das Ablasssteuerventil **20** wird solange offengelassen, daß die Proportionalspule über den Zustand 2 und in den Zustand 1 gelangen kann. Dem Proportionalventil wird jedoch nur erlaubt, sich solange zu bewegen, bis lediglich ein kleiner Strömungsquerschnitt in dem Bereich niedriger Verstärkung des Zustands 1 offen ist zwischen der Hochdruckbahn ([Fig. 5](#)) und dem Kolbensteuervolumen **26** zur Betätigung des Motorventils. Dies führt zu einem langsamen Anlauf des Motorventils. Die Geschwindigkeit dieses Anlaufs verändert sich in Abhängigkeit davon, wo das Proportionalventil angehalten wird. Dann wird das Ablasssteuerventil **20** wieder geöffnet, so daß die Proportionalspule sich in eine Stellung bewegt, in der ein größerer Strömungsquerschnitt zwischen der Hochdruckbahn und dem Kolbensteuervolumen zur Betätigung des Motorventils, öffnet. Dies führt zu einer schnellen Öffnung des Motorventils nach dem anfänglich langsamen Anlaufen.

[0041] Das Motorventil muß nun bei der gewünsch-

ten Höhe anhalten, in diesem speziellen Beispiel, 11 mm. Um dies vorzunehmen, wird die Spule in den Zustand 2 bewegt, in dem das Steuervolumen oberhalb des Motorventils hydraulisch blockiert ist. Dies wird erreicht durch Schließen des Ablasssteuerventils **20** und Öffnen des Zuführsteuerventils **22** über die erforderliche Zeitdauer. Das Motorventil wird in dieser Stellung verbleiben, bis ihm befohlen wird, zurückzukehren. Zu diesem Zeitpunkt wird die kinetische Energie in dem Energieventil vollständig in potentielle Energie des Fluids in dem Steuervolumen und der Rückföhrfeder des Motorventils, umgewandelt. Dieser Wechsel zwischen kinetischer und potentieller Energie tritt mehrere Male auf, während das Steuervolumen hydraulisch blockiert ist, was zu einer geringfügigen Oszillation der Stellung des Motorventils führen kann. Um diesen Effekt zu reduzieren und um einen Anteil der kinetischen Energie in die Proportionalventilspule rückzuführen, kann ein Steuerventil auch zwischen dem Steuervolumen **26** des Aktuators für das Motorventil und der Hochdruckbahn **56** angeordnet sein, um jegliche Hochdruckspitzen zu dämpfen, die während des Betriebs auftreten können.

[0042] Als nächstes wird das Zuführsteuerventil **22** wieder lange genug geöffnet, um das Proportionalventil in den Bereich hoher Verstärkung des Zustands 3 zu bewegen und dann geschlossen, und zwar zumindest bevor das Ablasssteuerventil **20** wieder geöffnet wird. Um es zu wiederholen, befindet sich an dieser Stelle der Strömungsquerschnitt zwischen dem Steuervolumen **26** des Motorventils und dem Ablass **37** auf einem Maximum. Dadurch wird sich das Motorventil sehr schnell über die gespeicherte Energie in der Ventillfeder in Richtung ihres Sitzes beschleunigen.

[0043] Um das Ventil mit der gewünschten Geschwindigkeit zu setzen, muß der Strömungsquerschnitt bzw. -bereich, in der Verbindung zwischen dem Steuervolumen **26** des Motorventils und dem Ablass **37** eingeschnürt- bzw. eingeschränkt werden. Dies kann erreicht werden, indem wieder einmal das Ablasssteuerventil **20** über eine kurze Zeitspanne geöffnet wird, um das Proportionalventil auf eine niedrige Verstärkung gemäß Zustand 3 zu repositionieren. Diese Setzgeschwindigkeit ändert sich in Abhängigkeit davon, wo das Proportionalventil in diesem Bereich angehalten wird.

[0044] Dies beendet einen Motorventilzyklus. Um die Vorrichtung bzw. das System für den nächsten Vorgang vorzubereiten, werden alle Bauteile in ihre anfänglichen Zustände zurückpositioniert. Das einzige Bauteil, das sich nicht in Stellung bzw. nicht in Position befindet, ist das Proportionalventil. Das Zuführsteuerventil **22** wird wieder geöffnet, führt das Proportionalventil in eine Stellung maximalen Strömungsquerschnitts im Zustand 3 zurück. Dies stellt wieder einen Referenzpunkt zu Beginn jedes vent-

bezogenen Vorgangs dar, so daß Fehler beim Positionieren des Proportionalventils von einem Ventilzyklus zum anderen sich nicht anhäufen. Auf diese Weise können die Setzgeschwindigkeiten, die bei unterschiedlichen Motorgeschwindigkeiten bzw. -umdrehungen, -lasten und -temperaturen gewünscht sind, erreicht werden durch Änderung der Stellung, in welcher sich die Proportionalspule aufhält. Dies kann weiter vereinfacht werden, indem je nach Wunsch der Druck in der Niederdruckbahn verändert wird, wodurch eine feinere Steuerung des Proportionalventils bewerkstelligt wird.

[0045] Bei einer Simulation der oben beschriebenen Vorrichtung bzw. des oben beschriebenen Systems, wurde ein Aktuator des Maschinenventils verwendet, bestehend aus zwei konzentrischen Kolben, wie dies in [Fig. 7](#) dargestellt ist. Anstelle der Verwendung eines Aktuators mit einer relativ großen Fläche, welche dem Druck ausgesetzt ist, um das Motorventil während seines gesamten Hubs anzutreiben, wird der große Kolben (Ladokolben **60**) nur anfänglich verwendet, um Spitzengeschwindigkeiten zu erzielen vor dem Erreichen eines mechanischen Anschlags bzw. Stopps, während der Rest des Hubs bewerkstelligt wird unter Verwendung eines kleineren, teleskopartigen Kolbens (Antriebskolben **62**). Insbesondere wenn das Motorventil und speziell ein Auslaßventil das Abheben von seinem Sitz einleitet, bleibt der Druck im Zylinder wesentlich. Zudem ist zu diesem Zeitpunkt auch eine maximale Motorventilbeschleunigung erforderlich. Als Folge dessen ist eine stärkere Kraft erforderlich, um das Motorventil zu Beginn seines Hubs zu betätigen, während eine viel geringere Kraft für den Rest des Hubs erforderlich ist. Es ist nicht erforderlich, daß die Vorrichtung bzw. das System nach der vorliegenden Erfindung die Ausgestaltung mit zwei konzentrischen Kolben verwenden muß, weil sie auch funktionieren wird, selbst wenn nur ein Aktuator Verwendung findet. Die Ausgestaltung mit den beiden konzentrischen Kolben erfordert jedoch weniger Fluid von der Hochdruckbahn für jeden Ventilzyklus und erfordert dadurch weniger Energie für den Betrieb des Ventils.

[0046] Man kann auch ein hydraulisch rückgeführtes Motorventil im Gegensatz zu einem über Feder rückgeführten Ventil verwenden, wie in [Fig. 8](#) dargestellt. Bei diesem Ausführungsbeispiel umfaßt der Ventilaktuator einen Kolben **64** mit einer Querschnittsfläche A_1 an einer Kolbenstange **66** mit einer Querschnittsfläche A_2 . Eine Kammer **68** ist permanent mit der Hochdruckbahn gekoppelt und eine Kammer **70** ist über das Proportionalventil zwischen der Hochdruckbahn und dem Ablass umschaltbar. Folglich ist die maximale Öffnungskraft für das Ventil gleich dem Druck der Hochdruckbahn mal A_2 und die maximale Ventilschließkraft gleich dem Druck der Hochdruckbahn mal A_1 - A_2 . Aufgrund der funktionellen Beziehung zwischen der Federkraft und dem

Hub, kann man im wesentlichen die gleiche Ventildynamik erreichen wie ein hydraulisch rückgeführtes Ventil mit einem Aktuator kleineren Durchmessers.

[0047] Mit einer Rückfuhrfeder befindet sich die Schließkraft der Feder auf einem Minimum, wenn man eine große Öffnungskraft für eine maximale Beschleunigung gegen den Spitzenzylinderdruck wünscht. Bei einer hydraulischen Rückführung ist die Schließkraft des hydraulisch rückgeführten Motorventils konstant und wird daher größer sein als die einer Feder, wenn das Ventil sitzt. Daher ist die Kraftcharakteristik einer mechanischen Feder wünschenswerter zum Rückführen der Motorventile als ein Rückführmechanismus mit Einzelkolben.

[0048] Anstelle der Verwendung eines zentral geschlossenen Drei-Weg-Proportionalventils, kann das hydraulisch rückgeführte System auch so aufgebaut sein, daß es ein zentral geschlossenes Vier-Weg-Proportionalventil verwendet ([Fig. 9](#)). Wie das zentral geschlossene Drei-Weg-Proportionalventil, kann seine Stellung auch im Rahmen von drei Strömungszuständen unendlich verändert werden. Zustand 1: Dem unter Hochdruck stehenden Fluid wird erlaubt, von der Hochdruckbahn zu einem Steuervolumen **70** oberhalb des Betätigungskolbens **64** des Motorventils zu strömen, während das in der Kammer **68** auf unterhalb den Betätigungskolben **64** des Motorventils wirkende Fluid zum Tank abgeführt wird.

Zustand 2: Das Proportionalventil ist zwischen seinen festen Anschlägen zentriert und fängt Fluid in dem Steuervolumen **70** oberhalb des Betätigungskolbens des Motorventils und in dem Steuervolumen **68** unterhalb des Betätigungskolbens des Motorventils ein und erzeugt dadurch eine hydraulische Sperre.

Zustand 3: Das Fluid in dem Steuervolumen **70** oberhalb des Betätigungskolbens des Motorventils wird abgeführt auf Atmosphäre(ndruck), während es Fluid unter Hochdruck erlaubt wird, von der Hochdruckbahn zu dem Steuervolumen **68** unterhalb des Betätigungskolbens **64** des Motorventils zu strömen.

[0049] Wenn sich das Proportionalventil vom Zustand 2 in den Zustand 1 bewegt, erhöht sich der Querschnitt bzw. die Fläche, durch welchen das unter Hochdruck stehende Fluid in das Steuervolumen **70** oberhalb des Betätigungskolbens **64** des Motorventils strömen kann, nichtlinear (ähnlich den [Fig. 5](#) und [Fig. 6](#)). Gleichzeitig erhöht sich der Strömungsquerschnitt zwischen dem Fluid unterhalb des Betätigungskolbens **64** des Motorventils und dem Tank nichtlinear. Wenn sich das Proportionalventil vom Zustand 2 in den Zustand 3 bewegt, erhöht sich gleichsam der Querschnitt, durch den Fluid aus dem Steuervolumen **70** oberhalb des Betätigungskolbens **64** des Motorventils zum Tank strömen kann, nicht linear. Gleichzeitig erhöht sich der Strömungsquerschnitt zwischen dem Fluid unterhalb des Betätigungskol-

bens **64** des Motorventils und der Hochdruckbahn nicht-linear.

[0050] Bei all den beschriebenen Vorrichtungen bzw. Systemen verwendet das Proportionalventil eine hydraulische Kraft, um sie dem Druck in seinem Steuervolumen entgegenzusetzen. Alternativ kann das Proportionalventil auch eine Feder verwenden, um einen Teil oder die gesamte entgegengesetzte Kraft zu liefern.

[0051] Bei jeder der Drei-Weg-Proportionalventilvorrichtungen können vorteilhaft im Stand der Technik bekannte Rückführsysteme Verwendung finden. Die Niederdruckbahn, die zur Betätigung des Drei- oder Vier-Weg-Proportionalventils verwendet wird, kann für die Niederdruckquelle des Rückführsystems verwendet werden, falls das System implementiert wird.

[0052] Die vorliegende Erfindung hat viele Vorteile sowohl für Diesel- wie auch Benzinmotoren wie auch ähnliche Maschinen, die mit alternativen Treibstoffen betrieben werden. Diese Vorteile schließen ein: unendlich variable Motorventilsteuerzeiten sowohl für die Öffnungs- wie auch die Verschlusszeiten.

[0053] Ein unendlich variables Anheben des Motorventils, ausgehend von dem Ventilsitz hin zu seiner maximalen Hubstellung.

Unendlich variable Ventilöffnungs- und/oder -verschlusszeitdauern.

[0054] Das Drei- oder Vier-Weg-Proportionalventil hat Strömungsbereiche niedriger Verstärkung zum Zwecke einer Feinsteuerung beim Ventilanlauf und -setzen. Es hat auch Strömungsbereiche hoher Verstärkung für eine maximale Strömung, was eine erhöhte Geschwindigkeit des Motorventils erlaubt, derart, daß ein Luftstrom in die Motorzylinder maximiert werden kann.

[0055] Die Vorrichtung bzw. das System kann erlauben, daß das Motorventilprofil unsymmetrisch ist.

[0056] Die Vorrichtung bzw. das System ist fähig, die Dreh- bzw. Nachführgeschwindigkeit des Motorventils unabhängig vom Bahndruck zu verändern.

[0057] Die Vorrichtung bzw. das System erfordert kein langsames Anlaufen und Auftreffen bzw. Landen. Insbesondere kann das Ventil mit dem Öffnen bei maximaler Beschleunigung beginnen oder dem Setzen bei maximaler Geschwindigkeit, falls dies erwünscht ist.

[0058] Die Vorrichtung bzw. das System erfordert kein Einstellsystem für das Blockieren, insbesondere: ist das System unbeeinflusst und kann eine Ver-

größerung von Motorbauteilen (insbesondere Ventilzugkomponenten) aufgrund thermischer Ausdehnung kompensieren, ist das System nicht beeinflusst und kann einen Rückgang bzw. eine Minderung des Motorventils aufgrund einer Abnutzung des Ventilsitzes und des Motorventils kompensieren und ist das System unbeeinflusst und kann Toleranzen beim Aufeinanderbauen zwischen/von Ventilzugkomponenten kompensieren, die herrühren von ursprünglichen Zusammenbau- und Herstelltoleranzen.

[0059] Das System kann Veränderungen der Arbeitsfluidviskosität aufgrund der Temperatur, des Alters, etc. kompensieren.

[0060] Das System kann die Zeitdauer optimieren, innerhalb der Luft in den Motorzylinder eingeführt wird und optimiert dadurch den Verbrennungsvorgang im Rahmen des Gesamtspektrums der Motorbetriebsbedingungen, was wiederum führt zu: Maximaler Leistung, niedrigeren Emissionen, reduzierten Emissionen durch Steuerung des Treibstoff-/Luftgemisches reduzierte Wärmeabstoßung durch Reduzierung unnötiger Luftbewegung im Zylinder, und hohe BMEP-Verbrennungsschemen, um ein Anspringen des Katalysators zu verbessern und die Anfahrmissionen zu reduzieren.

[0061] Die Vorrichtung bzw. das System kann derart betrieben werden, daß ein Bremsen des Motors erfolgt, insbesondere durch Sperren des Einspritzventils während des Bremsens und Öffnen des Auslaßventils an der Spitze des Kompressionshubs, um die Kompressionsenergie aufzubrechen.

[0062] Der Motorzyklus bzw. -hub ist veränderlich, um zu ermöglichen:
Einen Zweitaktbetrieb.

[0063] Einen Mehrtaktbetrieb (wie beispielsweise Zweitakt bis Viertakt, Viertakt bis Sechstakt oder Achttaktbetrieb, etc.) durch Ausschalten eines oder mehrerer Paare an Hübten aus dem normalen Motorbetriebszyklus, wobei die Ventile während dieser Paare an Hübten zum Zwecke eines minimalen Energieverlusts und/oder anderer Überlegungen gesteuert sind.

[0064] Das System kann eine innere Abgasrezirkulation (AGR) erlauben. Als Folge dessen, kann das EGR-Ventil entfernt werden.

Ein variables Verdichtungsverhältnis.

[0065] Einen Millerzyklusbetrieb-Maximale Zylinderdrucksteuerung mit hohem Expansionsverhältnis

für maximale thermodynamische Effizienz.

Einen Atkinson-Zyklusbetrieb.

[0066] Eine reduzierte Wärmeschwächung bzw. -abweisung durch Reduzierung unnötiger Luftbewegung im Zylinder.

[0067] Hohe BMEP-Verbrennungsschemen, um das Anfahren des Katalysators zu verbessern und Anfahrmissionen zu reduzieren.

Eine Verbesserung des Startens und des Kaltstartens.

[0068] Reduzieren weißen Rauchs und des dieseltypischen Geruchs während des Anfahr-/Kalttemperatur- und Leerlauf-/auf größer Höhe-Betriebs.

Kompensierung großer Höhen.

[0069] Variable Drehmomentkurven, um besser dem Pflichten-/Antriebszyklus des Fahrzeugs zu genügen.

Erhöhtes Drehmoment bei niedrigen Geschwindigkeiten für eine bessere Fahrbarkeit, grundsätzliche Verbesserungen beim Verbrauch des Fahrzeugs.

[0070] Effizienter wird das System betrieben mit einer darauffolgend zugeleiteten Pumpe.

[0071] Die Niederdruckbahn kann ersetzt werden durch einen Akkumulator, dessen Versorgung über die Rückführströmung von dem Aktuator des Motorventils erfolgt.

[0072] Da die Motorventilbewegung verändert werden kann, derart, daß Luft beim Motorventil drosselbar ist, kann auf den Drosselkörper verzichtet werden.

[0073] Ein Betrieb des Turbo(-laders) kann bei allen Motorbetriebsbedingungen optimiert werden.

Eine Zylinderdeaktivierung für einen besseren Treibstoffverbrauch des Fahrzeugs.

[0074] Dieses zweistufige System bzw. System mit zwei Zuständen hat die Fähigkeit, zufriedenstellend Motorventile bei hohen Motorgeschwindigkeiten bzw. -umdrehungen zu steuern (von Leerlaufgeschwindigkeiten bis 10.000 UpM). Zudem können die kritischen Bereiche des Ventilanfahrens und Setzens mit Genauigkeit und Präzision gesteuert bzw. kontrolliert werden, während die Möglichkeiten unendlich variabler Ventilsteuerzeiten, einer -dauer und eines -hubs vorgesehen sind. Die Vorrichtung bzw. das System hat auch die Fähigkeit, die Menge an Luft wesentlich zu erhöhen, die über den gesamten Bereich der Mo-

torgeschwindigkeit den Zylindern des Motors zugeführt wird durch Einstellen der Ventilsteuerzeiten und -dauer zwecks Maximierung der dynamischen Effekte der Strömung in und aus der Verbrennungskammer bei allen Motorgeschwindigkeiten.

Patentansprüche

1. Vorrichtung, die ausgelegt ist zum Betätigen eines Motorventils (30), umfassend:
einen hydraulischen Aktuator (28), der betätigbar ist, um über den Druck eines auf den hydraulischen Aktuator (28) wirkenden Fluids wahlweise das Motorventil (30) in Richtung einer offenen Stellung des Motorventils zu bewegen;
ein Proportionalventil (24), das ein Ventilelement (38) hat, das bewegbar ist zwischen einer ersten Stellung, bei welcher das Proportionalventil (24) ausgelegt ist, um eine Fluidquelle unter einem ersten Druck (56) mit dem hydraulischen Aktuator (28) zu koppeln und einer zweiten Stellung, bei welcher das Proportionalventil (24) ausgelegt ist, um den hydraulischen Aktuator (28) mit einem Fluidreservoir unter einem zweiten Druck (37) zu koppeln, wobei der zweite Druck kleiner ist als der erste Druck,
elektrische gesteuerte Ventilausrüstungen (20, 22), die hydraulisch die Stellung des Ventilelements steuern;
eine Rückführung (32) für das Motorventil, die betätigbar ist, um das Motorventil (30) in eine geschlossene Stellung rückzuführen;
dadurch gekennzeichnet, daß das Proportionalventil (24) eine dritte Stellung zwischen der ersten Stellung und der zweiten Stellung hat, bei welcher das Proportionalventil (24) eine fluidmäßige Verbindung zwischen dem hydraulischen Aktuator (28) und der Fluidquelle unter dem ersten Druck (56) blockiert, und auch eine fluidmäßige Verbindung zwischen dem hydraulischen Aktuator (28) und dem Fluidreservoir unter dem zweiten Druck (37) blockiert;
das Proportionalventil (24) derart ausgestaltet ist, daß es einen Fluidströmungsquerschnitt vorsieht, der ausgelegt ist, um die Fluidquelle (56) mit dem hydraulischen Aktuator (28) zu koppeln, wobei der Fluidströmungsquerschnitt sich nicht-linear mit Änderung der Stellung des Ventilelements ändert, wenn sich das Ventilelement (38) von der dritten Stellung in die erste Stellung bewegt.

2. Vorrichtung nach Anspruch 1, bei welcher die Rückführung für das Motorventil eine mechanische Rückholfeder (32) umfaßt.

3. Vorrichtung nach Anspruch 1, bei welcher die Rückführung für das Motorventil eine hydraulische Rückführung umfaßt.

4. Vorrichtung nach Anspruch 1, bei welcher das Proportionalventil ein zentral geschlossenes Proportionalventil ist.

5. Vorrichtung nach Anspruch 1, bei welcher das Proportionalventil (24) ein zentral geschlossenes Dreiwegproportionalventil ist.

6. Vorrichtung nach Anspruch 1, bei welcher das Proportionalventil (24) ein zentral geschlossenes Vierwegproportionalventil ist.

7. Vorrichtung nach Anspruch 1, bei welcher die elektrisch gesteuerte Ventilausrüstung zwei Zweiwegventile (20, 22) umfaßt.

8. Vorrichtung nach Anspruch 1, bei welcher die elektrisch gesteuerte Ventilausrüstung, welche hydraulisch die Stellung des Ventilelements steuert, eine elektrisch gesteuerte Ventilausrüstung umfaßt, um steuerbar eine erste hydraulische Kraft auszuüben, um das Ventilelement in eine Richtung zu bewegen und um steuerbar die erste hydraulische Kraft aufzuheben, so daß eine zweite hydraulische Kraft, die geringer ist als die erste hydraulische Kraft, das Ventilelement in eine entgegengesetzte Richtung bewegen kann.

9. Vorrichtung nach Anspruch 1, bei welcher die elektrisch gesteuerte Ventilausrüstung, welche hydraulisch die Stellung des Ventilelements steuert, eine elektrisch gesteuerte Ventilausrüstung umfaßt, um steuerbar eine erste hydraulische Kraft auszuüben, um das Ventilelement in eine Richtung zu bewegen und um steuerbar die erste hydraulische Kraft aufzuheben, so daß eine Rückholfeder das Ventilelement in eine entgegengesetzte Richtung bewegen kann.

10. Vorrichtung nach Anspruch 1, bei welcher die elektrisch gesteuerte Ventilausrüstung zwei Zweiwegdoppelsolenoidspulenventile umfaßt.

11. Vorrichtung nach Anspruch 1, bei welcher die elektrisch gesteuerte Ventilausrüstung zwei Zweiweg-, sperrbare Magnetspulenventile umfaßt.

12. Vorrichtung nach Anspruch 1, bei welcher das Proportionalventil (24) auch derart ausgestaltet ist, daß es einen Fluidströmungsquerschnitt vorsieht, der ausgelegt ist, um das Fluidreservoir (37) mit dem hydraulischen Aktuator (28) zu koppeln, wobei der Fluidströmungsquerschnitt sich nicht-linear mit der Änderung der Stellung des Ventilelements ändert, wenn das Ventilelement (38) sich von der dritten Stellung in die zweite Stellung bewegt.

13. Vorrichtung nach Anspruch 12, bei welcher die nichtlinearen Änderungen des Fluidströmungsquerschnitts bei Änderung der Ventilstellung eine Abnahme der zeitlichen Änderung des Fluidströmungsquerschnitts mit der Stellung des Ventilelements aufweisen, wenn das Ventilelement aus sowohl der ersten wie auch der zweiten Stellung in Richtung der

dritten Stellung fortschreitet.

14. Vorrichtung nach Anspruch 1, bei welcher:
die Rückführung für das Motorventil einen zweiten hydraulischen Aktuator aufweist, der betätigbar ist, um über den Druck eines auf den zweiten hydraulischen Aktuator wirkenden Fluids wahlweise das Motorventil in Richtung einer geschlossenen Stellung des Motorventils zu bewegen;
das Ventilelement des Proportionalventils auch in eine vierte Stellung bewegbar ist, bei welcher das Proportionalventil ausgelegt ist, um die Fluidquelle mit dem zweiten hydraulischen Aktuator zu koppeln, um das Motorventil in Richtung der geschlossenen Stellung des Motorventils zu bewegen, wobei das Proportionalventil das Fluidreservoir mit dem zweiten hydraulischen Aktuator koppelt, wenn sich das Ventilelement in der ersten, zweiten oder dritten Stellung befindet;
die elektrisch gesteuerte Ventilausrüstung die Stellung des Ventilelements zwischen der ersten bis vierten Stellung hydraulisch steuert.

Es folgen 8 Blatt Zeichnungen

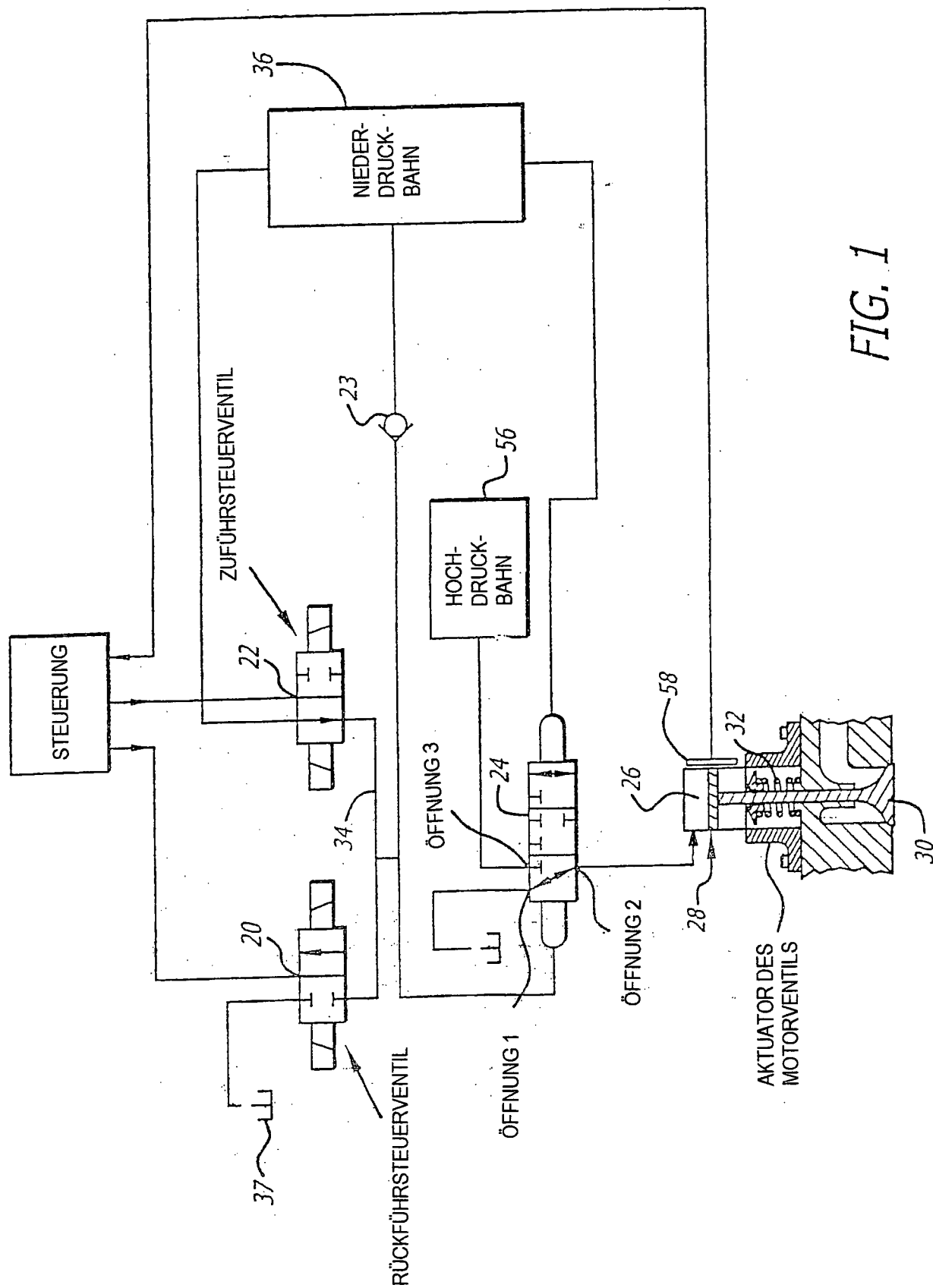


FIG. 1

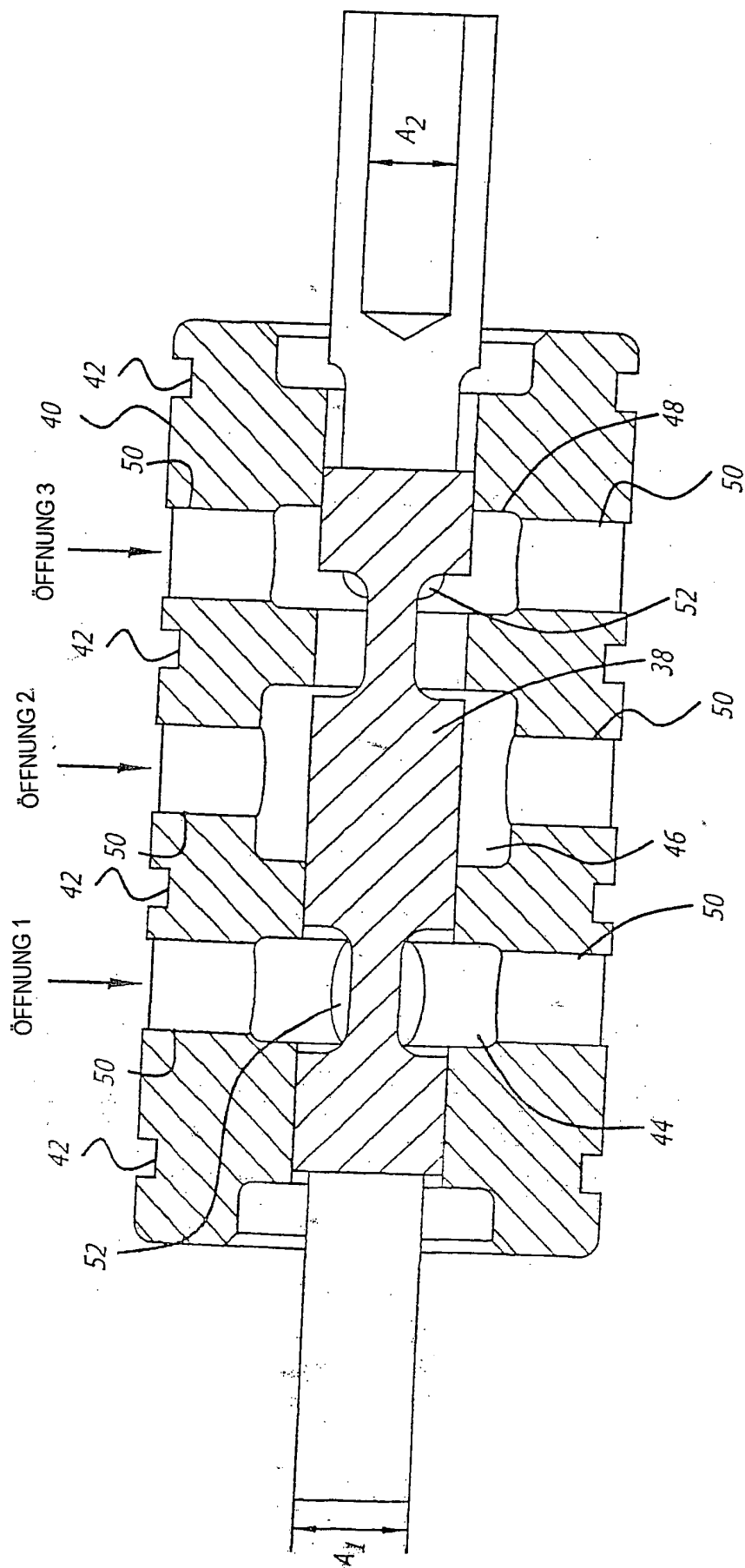


FIG. 2

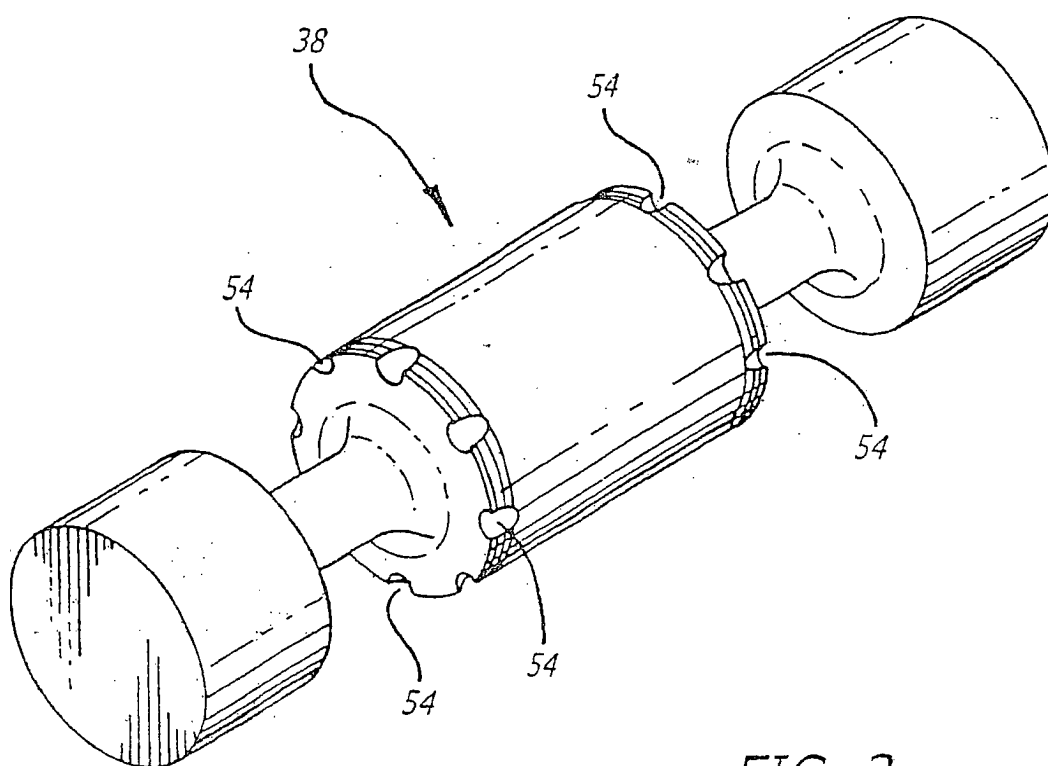
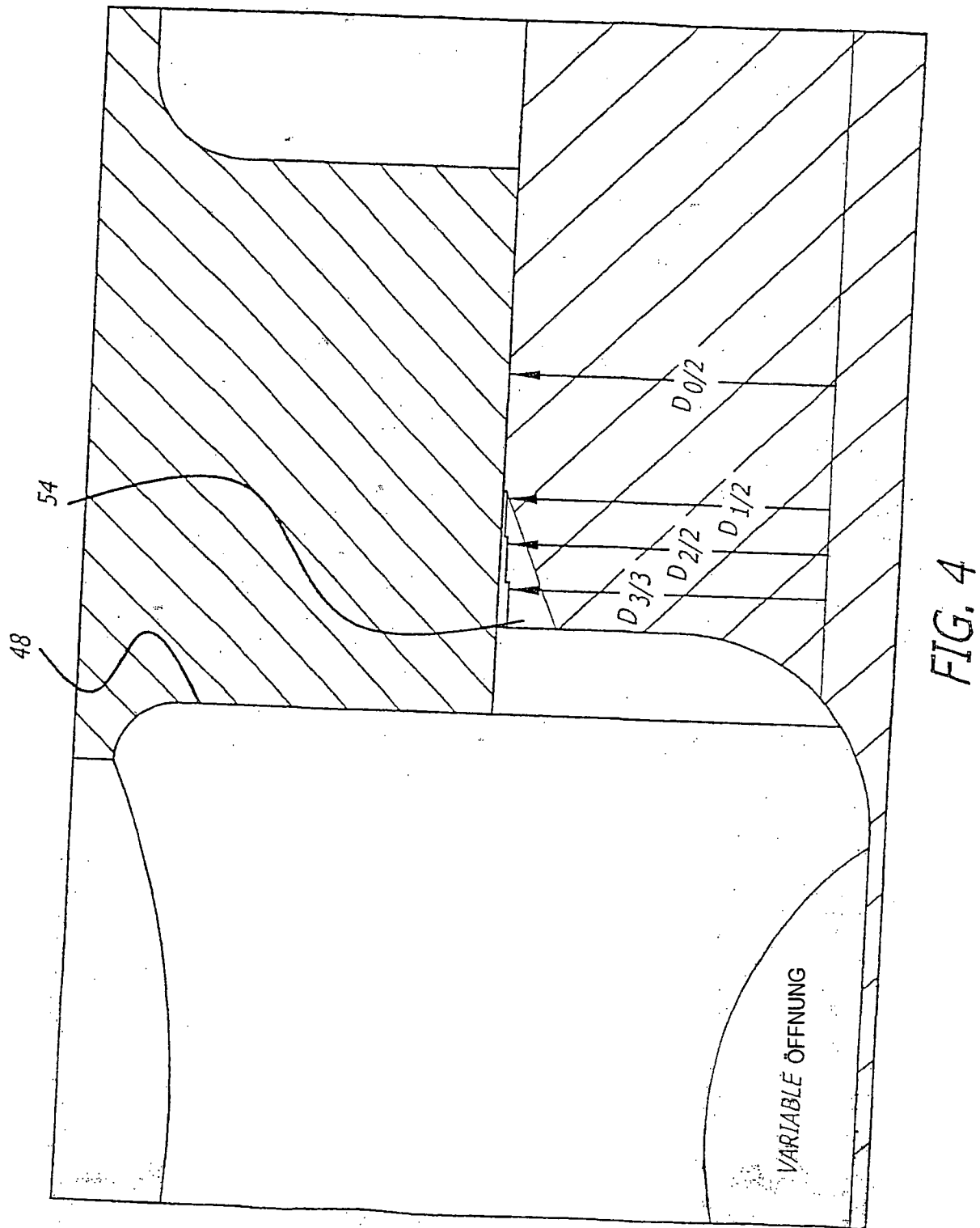


FIG. 3



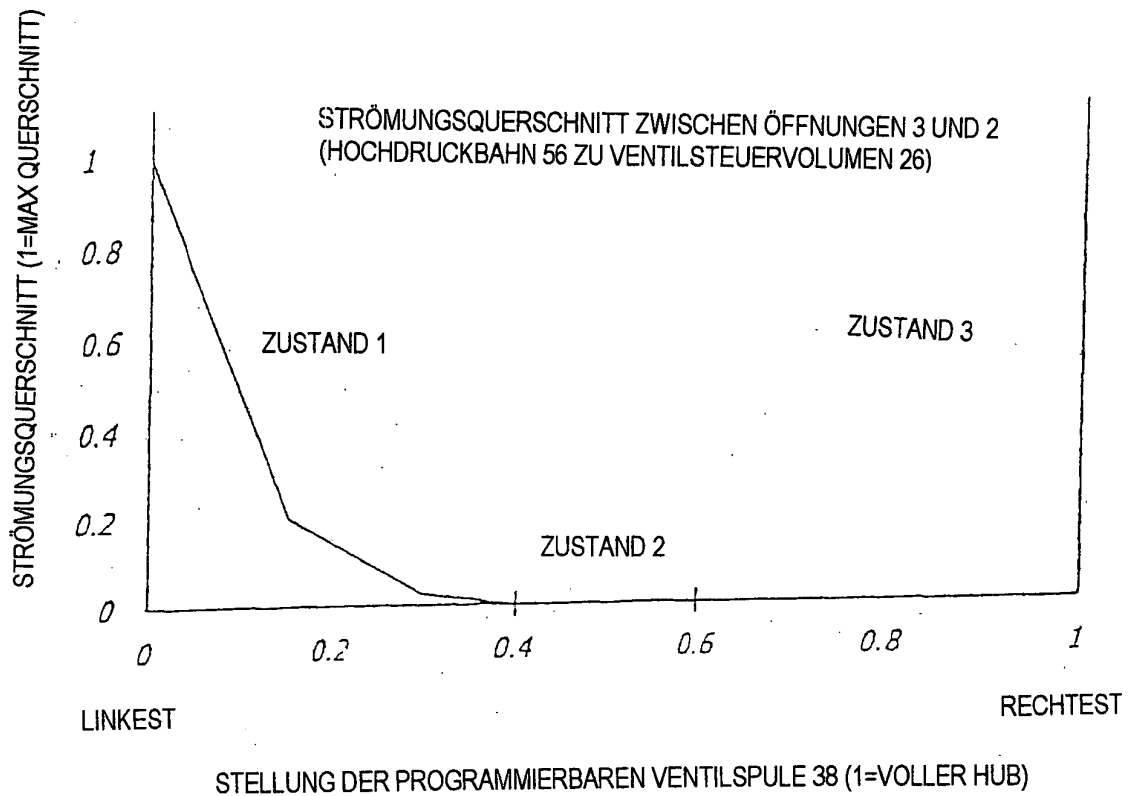


FIG. 5

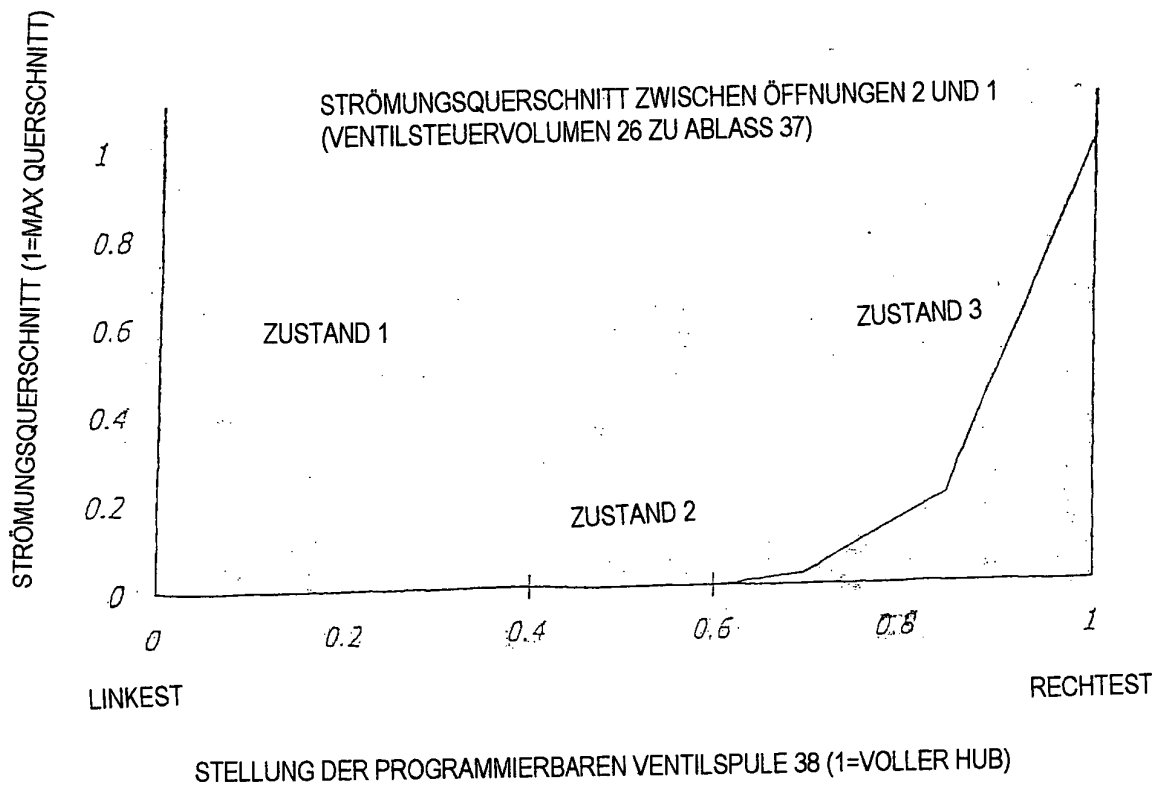
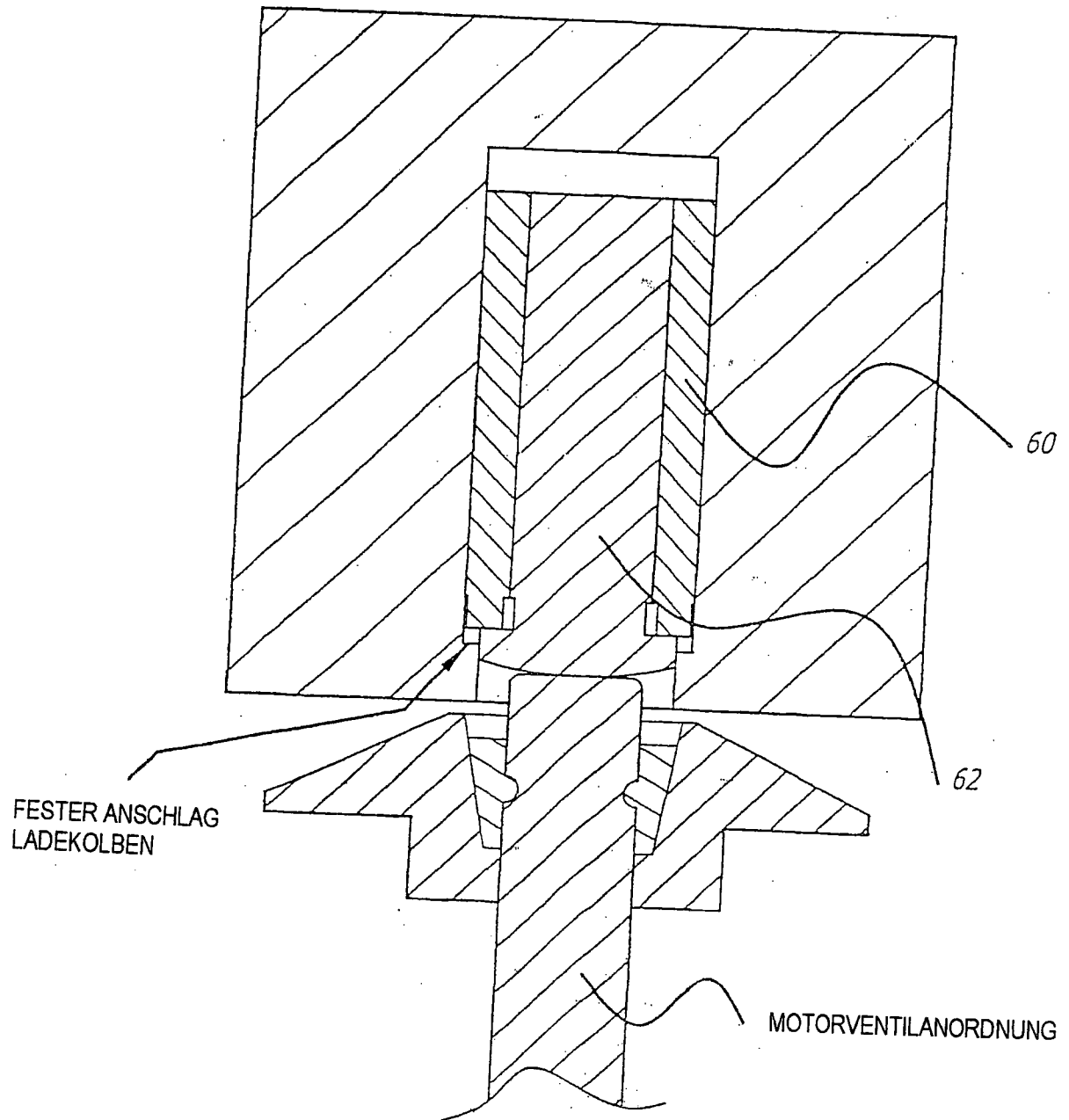


FIG. 6



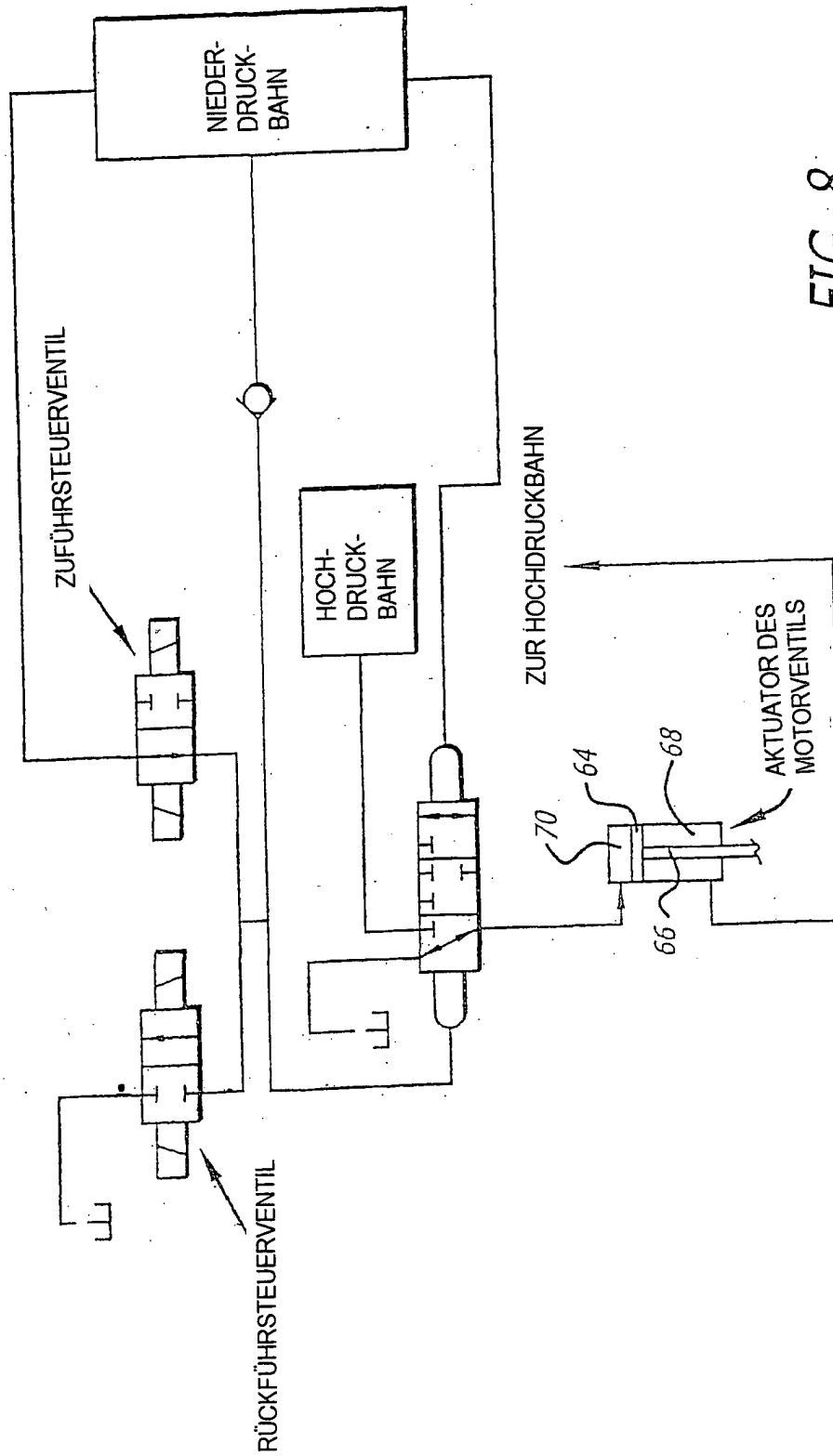


FIG. 8

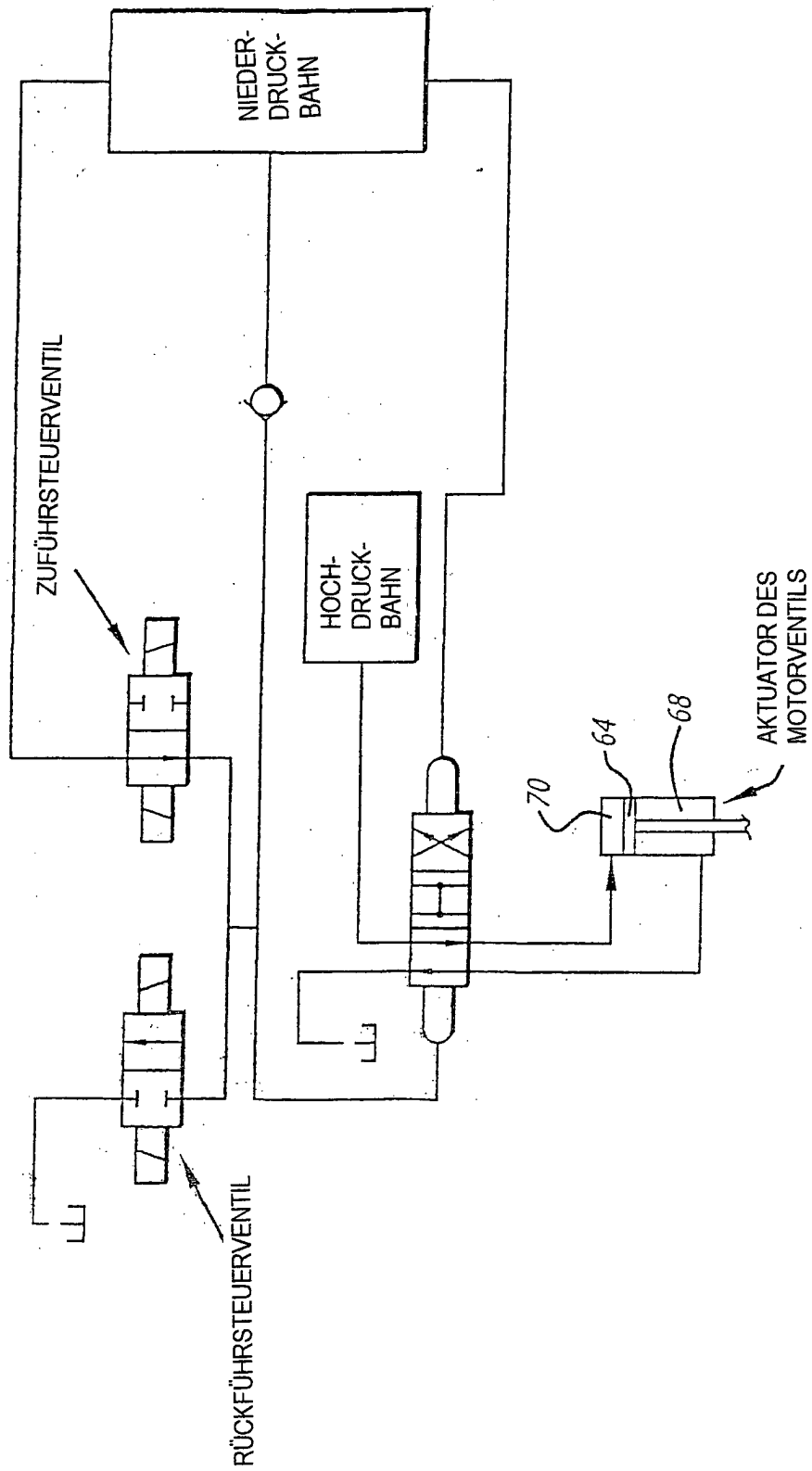


FIG. 9