

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 0 694 693 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
21.10.1998 Patentblatt 1998/43

(51) Int Cl.⁶: **F04B 39/08, F04B 49/24,**
F01L 9/02, F15B 21/10

(21) Anmeldenummer: **95890141.5**

(22) Anmeldetag: **26.07.1995**

(54) **Vorrichtung und Verfahren zur Beeinflussung eines Ventils**

Method and device for valve control

Méthode et dispositif pour la commande d'une soupape

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE ES FR GB IT NL

(30) Priorität: **29.07.1994 AT 1498/94**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
31.01.1996 Patentblatt 1996/05

(73) Patentinhaber: **HOERBIGER VENTILWERKE**
GmbH
1110 Wien (AT)

(72) Erfinder: **Steinrück, Peter, Dipl. Ing. Dr.**
A-1140 Wien (AT)

(74) Vertreter: **Pinter, Rudolf, Dipl.-Ing. et al**
Patentanwälte Klein & Pinter OEG
Fasangasse 49
1030 Wien (AT)

(56) Entgegenhaltungen:
WO-A-92/07175 WO-A-93/14339
WO-A-95/03490 DE-A- 3 024 298
US-A- 2 657 850 US-A- 3 104 801
US-A- 4 292 886

EP 0 694 693 B1

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

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Vorrichtung mit zumindest einem über einen Abhebegreifer in Hubrichtung auf ein Schließorgan eines Ventils eines Kolbenkompressors einwirkenden Steuerzylinder, der über ein Steuerorgan zur Beeinflussung der periodischen Hubbewegung des Schließorganes periodisch mit Druckmedium beaufschlagbar und entlastbar ist, sowie ein Verfahren zur Beeinflussung der periodischen Hubbewegung des Schließorganes eines Ventils eines Kolbenkompressors, wobei ein über einen Abhebegreifer in Hubrichtung auf das Schließorgan einwirkender Steuerzylinder periodisch mit Druckmedium beaufschlagt und entlastet wird.

Für hauptsächlich in Hubkolbenmaschinen, wie Verbrennungsmotoren und dgl. einerseits und Pumpen, Verdichter und dgl. andererseits, zur Steuerung des Arbeitsablaufes notwendige, entsprechend des Arbeitszyklus periodisch offene bzw. geschlossene Ventile sind verschiedene Varianten der Betätigung bekannt. Diese reichen von starrer, mechanischer Zwangsbetätigung in beiden Hubrichtungen (z.B. desmodromische Ventilsteuerung bei Verbrennungskraftmotoren) über federbelastete und mittels Nocken oder dgl. betätigte Zwischenformen bis hin zu nur einseitig in Schließrichtung federbelasteten Verdichterventilen, die vom Druck des durchströmenden Gases geöffnet werden. Die zuletzt angesprochenen, insbesondere bei Kolbenkompressoren gängigen selbsttätigen Ventile arbeiten also mit einer freien Bewegung der Ventiltringe bzw. Ventilplatte, die ausschließlich durch das Wechselspiel der angreifenden Strömungs- bzw. Druck- und Federkräfte bedingt ist. Die Auslegung eines derartigen Ventils bedingt daher stets Kompromisse zwischen minimalem Strömungsverlust und maximaler Lebenserwartung und erfordert viel Erfahrung bzw. entsprechend ausgefeilte Berechnungsmethoden, da ansonsten die Gefahr unvorhergesehener Betriebsstörungen bzw. unerwünschten Betriebsverhaltens der Ventile besteht.

In der Geschichte des Baus von Kolbenkompressoren wurden daher immer wieder Versuche unternommen, die beispielsweise im Motorenbau bewährten zwangsgesteuerten Ventile einzusetzen, die prinzipiell eine Entkoppelung der oben angesprochenen widersprüchlichen Auslegungserfordernisse zulassen. Derartige zwangsgesteuerte Ventile bedingen aber eine relativ komplexe Steuerlogik zufolge der erforderlichen variablen Steuerzeitpunkte für die Verdichterregelung und sind mit Unzulänglichkeiten der eingesetzten mechanischen oder auch hydraulischen Konstruktionen sowie mit hohen Kosten für mechanische Stellglieder (wie Nockenwellen, Kipphebeln, Steuerstangen usw.) behaftet, was bisher eine weitere Verbreitung derartiger Konstruktionen verhindert hat.

So ist beispielsweise eine elektromagnetisch betätigte Regelung der Saugventile von Kolbenkompressoren seit langem bekannt, bei der ein am Dichtelement

der Saugventile angreifender Abhebegreifer über einen am Ventildeckel angebrachten Elektromagneten bewegt wird, dessen periodische Erregung durch einen Kollektor erfolgt, der sich synchron mit der Kurbelwelle des Verdichters dreht. Zuzufolge der teilweise sehr großen Rückströmkräfte, die am Dichtelement der Saugventile wirken, sind große Elektromagneten mit entsprechender Stromaufnahme erforderlich, was zumeist nachteilig und unerwünscht ist. Weiters ist auch bereits seit langem eine pneumatische Regeleinrichtung zum Offenhalten von Saugventilen während eines Teiles des Druckhubes bekannt, bei der die Beeinflussung der offenzuhaltenden Ventile durch das zu verdichtende Gas selbst erfolgt. Die Steuerung erfolgt mittels Drehschieber, über den mehrere einzelne Zylinder, in denen Greiferkölbchen arbeiten, periodisch angesteuert werden. Auch dabei stand die Kompliziertheit der Vorrichtung einer weiteren Verbreitung offenbar entgegen.

Im Zusammenhang mit der Liefermengenregelung von mit konstanter Drehzahl laufenden Kolbenverdichtern hat sich zumindest zu einem Teil die sogenannte Rückströmregelung durch Offenhalten zumindest eines Saugventils je Zylinder über einen bestimmten Bereich des Verdichtungshubes bewährt, wobei die Druckkräfte bzw. Strömungskräfte des über das offengehaltene Saugventil rückgeschobenen Gases das Schließorgans des jeweiligen Saugventils erst nach Überwindung eines gewissen Teiles des Kolbenhubes schließen können, da von der anderen Seite her dieses Schließorgan mit einer entsprechend der gewünschten Fördermengenreduzierung eingestellten Gegenkraft beaufschlagt wird. Je größer diese Gegenkraft ist, desto später schließt das jeweilige Saugventil im Verdichtungshub, womit die Liefermenge sinkt. Da bei zu groß eingestellter Gegenkraft das Saugventil irgendwann plötzlich überhaupt nicht mehr schließt, muß der Regelbereich bei dieser Art der Verdichterregelung nach unten hin begrenzt werden, um einen zwischenzeitlichen Leerlauf des Verdichters mit allen damit verbundenen Problemen zu vermeiden.

Im zuletzt genannten Zusammenhang sind auch Ausführungen bekannt, bei denen die Belastungseinrichtung für das offenzuhaltende Saugventil einfach hydraulisch oder pneumatisch vorgespannt ist, wobei durch Variation des entsprechenden Vorspanndruckes Einfluß auf die Fördermenge des Verdichters genommen werden kann.

Schließlich sind beispielsweise aus der US-PS 3,104.801 bzw. der US-PS 1,798.435 oder der US-PS 2,657.850 Anordnungen bekannt, bei denen über zentral angeordnete Drehschieber bzw. Aggregate, die in ihrem Aufbau den bekannten Dieseleinspritzpumpen ähnlich sind, dem auf das Schließorgan einwirkenden Steuerzylinder periodisch Druckmedium zugeführt wird, welches am Ende der gewünschten Einflußnahme auf das Schließorgan des Ventils entsprechend abgesteuert wird. Es sind dabei auch Ausführungen bekannt, bei denen die Druckmediumzufuhr mittels eines Rück-

schlagventils für die Druckentlastung gesperrt ist, so daß die Entlastung über einen separaten, größeren Strömungswiderstand aufweisenden Abfluß gedrosselt bzw. gedämpft verläuft.

Nachteilig bei den bekannten, zuletzt angesprochenen und eingangs erwähnten Vorrichtungen ist insbesondere der Umstand, daß die erforderlichen hohen Drücke für die periodische Beeinflussung der Hubbewegung des Schließorganes Probleme im Hinblick auf die zumeist doch relativ großen Drehzahlen und damit kurzen Perioden der Hubbewegung des Schließorganes bedingen. So ist leicht einsichtig, daß etwa eine hohe Verdichter- bzw. Kompressordrehzahl nur sehr kurze Zeitspannen für die periodische Hubbewegung des Schließorganes eines wie beschrieben zu beeinflussenden Ventils läßt, was bei gewünschten großen Öffnungsquerschnitten und einem damit einhergehenden großen Hub des Schließorgans große Hubgeschwindigkeiten und damit z.B. die Gefahr von Beschädigungen und Brüchen des Schließorganes am Ende der Hubbewegung mit sich bringt. Die hochperiodischen Druckwellen im über den Steuerzylinder auf das Schließorgan einwirkenden Druckmedium können über Druckwellenerscheinungen in den Leitungen zusätzliche Probleme bringen, die insgesamt bis dato einer Verwendung der bekannten Technologie entgegenstanden.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, eine Vorrichtung sowie ein Verfahren der eingangs genannten Art so zu verbessern, daß die erwähnten Nachteile der bekannten Vorrichtungen und Verfahren vermieden werden und daß insbesondere mit einfachen Mitteln eine Beeinflussung der periodischen Hubbewegung des Schließorganes so erfolgen kann, daß auch bei großen erforderlichen Drücken des den Steuerzylinder beaufschlagenden Druckmediums und hochdynamischen Steuervorgängen eine zuverlässige Anordnung geschaffen wird, die auch über eine lange Betriebsdauer nicht zu den angesprochenen Störungen neigt.

Diese Aufgabe wird mit einer Vorrichtung der eingangs genannten Art dadurch gelöst, daß das Steuerorgan zumindest ein in Zu- und/oder Ableitung des Druckmediums eingeschaltetes und dieses bzw. dessen Druckauf- und/oder -abbau und damit die Hubbewegung des Schließorganes zumindest stufenweise variabel beschleunigendes bzw. verzögerndes Steuerelement aufweist, und daß zwischen Steuerorgan und einer vorgeschalteten Druckmittelquelle ein Rückschlagventil vorgesehen ist. Die entsprechende Ausgestaltung des erfindungsgemäßen Verfahrens ist dadurch gekennzeichnet, daß die Druckbeaufschlagung und/oder -entlastung über den Hub des Schließorganes zumindest in Stufen variabel erfolgt, die Rückwirkung des Kompressordruckes über das Schließorgan auf die Druckmittelquelle mittels eines Rückschlagventils unterbunden wird. Das genannte Steuerelement kann im einfachsten Fall beispielsweise bei einem über den Steuerzylinder einen gewissen Teil des Verdichtungs- hubes lang offengehaltenen Saugventil eines Kolben-

kompressors, die Druckentlastung beispielsweise so steuern, daß zu Beginn der den Strömungskräften freigegebenen Schließbewegung der Ventilplatte des Saugventils diese Druckentlastung weitgehend unge-drosselt und damit die entsprechende Ventilplattenbe-
5 wegung sehr schnell erfolgt, wogegen vor dem Aufschlagen der Ventilplatte auf dem Sitz durch Umschal- tung eine Drosselung der Druckentlastung dahinge-
10 hend stattfinden kann, daß dann ein gebremster und zu- mindest in Grenzen sanfter Aufschlag der Ventilplatte auf dem Ventilsitz erfolgt. Ähnliche Bewegungsbeein-
15 flussungen des Schließorgans des Ventils können aber natürlich auch in Öffnungsrichtung der Ventilplatte bei- spielsweise dann sinnvoll sein, wenn das ungebremste
20 Anschlagen der öffnenden Ventilplatte auf einem Fän- ger verhindert werden soll. Das angeführte Rückschlag- ventil bietet den Vorteil, daß etwa der Eingangspum- pendruck nicht der größten über das Schließorgan rück-
25 wirkenden Kraft entsprechen muß, womit die installierte Pumpenleistung und auch der Energieverbrauch ge- senkt werden können.

Insgesamt kann mit den beschriebenen Merkmalen bzw. Maßnahmen nach der Erfindung eine weitgehend
freie Einflußnahme auf den Druckauf- bzw. -abbau im
25 auf den Steuerzylinder einwirkenden Druckmedium durchgeführt werden, was eine breite Palette von Be- einflussungsmöglichkeiten der Bewegungscharakteri-
30 stik des Schließorganes des zugehörigen Ventils bietet. Die Ausgestaltung des Steuerorgans mit zumindest ei- nem in Zu- und/oder Ableitung des Druckmediums ein- geschalteten und dieses bzw. dessen Druckauf- und/
35 oder -abbau und damit die Hubbewegung des Schließorgans zumindest stufenweise variabel be- schleunigenden bzw. verzögernden Steuerelement ist dabei an sich beispielsweise aus W0-93/14339-A1 bzw.
40 JP-60-113008 bekannt. Beide genannten Schriften be- treffen entsprechende Ausgestaltungen im Zusammen- hang mit der Steuerung von Tellerventilen von Brenn- kraftmaschinen, die - wie eingangs bereits angespro-
45 chen - zufolge der dort üblichen, im Normalfall praktisch Zwangsbetätigungen nicht mit den üblicherweise nur unter Einwirkung der Gaswechselkräfte selbsttätig sich bewegenden Ventilplatten von Kolbenkompressorventi- len vergleichbar sind.

Das Steuerorgan kann beispielsweise zumindest ein variabel steuerbares Schaltelement, beispielsweise ein Piezoventil, mit mehreren Schaltstellungen aufwei-
50 sen, welches gleichzeitig auch das Steuerelement bil- det. Gemäß einer bevorzugten Weiterbildung der Erfin- dung kann aber auch vorgesehen sein, daß das Steu-
55 erorgan zumindest ein separates Schaltelement, vor- zugsweise ein Magnetventil oder ein Piezoventil, mit mehreren Schaltstellungen und ein davon unabhängi- ges Steuerelement, mit zumindest einem mittels des
Druckmediums bewegbaren Verdrängerkolben, wel- cher ein Umschaltelement zur Umschaltung des Druck- mittelstromes zwischen zumindest zwei unterschiedlich gedrosselten Wegen betätigt, aufweist. Im ersten Fall

bildet das steuerbare Schaltelement, z.B. über die damit unmittelbar beeinflussbaren Durchströmquerschnitte zum auf das Schließorgan einwirkenden Steuerzylinder, selbst auch gleichzeitig das Steuerelement für die variable Beschleunigung bzw. Verzögerung des Druckauf- bzw. -abbaues, was vorrichtungsmäßig eine relativ einfache und damit kostengünstige und zuverlässige Konstruktion ermöglicht. Im zweiten Fall ist die Ausbildung bzw. Anordnung des separaten Schaltelementes eher unkritisch, da damit nur verschiedene Druckmittelwege angesteuert werden. Erst über das vom Schaltelement konstruktiv unabhängige Steuerelement werden dann entsprechend der über das Schaltelement vorgenommenen Druckmittelzuleitung die gewünschten Einwirkungen auf Druckauf- bzw. -abbau vorgenommen. Diese Variante ist bezüglich Aufbau der Vorrichtung und Ablauf des Verfahrens kostengünstiger und mit gegenwärtigen Technologien einfacher zu realisieren. Es ergibt sich insgesamt eine sehr einfache mechanische Ausgestaltung des Steuerelementes, mit der beispielsweise die oben angesprochene Abbremsung der Ventilplatte eines vorerst offengehaltenen Saugventils vor dem Auftreffen auf den Ventilsitz bestens bewerkstelligt werden kann.

Im Hinblick auf die oben bereits angesprochene Rückströmregelung eines Kolbenverdichters durch Offenhalten zumindest eines Saugventils über zumindest einen Teilbereich des Verdichtungshubes mittels Druckbeaufschlagung des Schließorgans des Saugventils über einen Abhebegreifer ist eine weitere Ausgestaltung des erfindungsgemäßen Verfahrens von Vorteil, gemäß welcher am Ende des jeweils periodisch offengehaltenen Teilbereichs die Druckentlastung vorerst zumindest weitgehend ungedrosselt und sodann stärker gedrosselt erfolgt. Damit ergibt sich auch bei dieser Art der Verdichterregelung der Vorteil, daß das vorerst offengehaltene Schließorgan nicht unter der Einwirkung der im Freigabezeitpunkt bereits großen Rückströmkräfte mit allzu großer Geschwindigkeit ungebremst auf den Ventilsitz aufschlägt, was zu Beschädigung von Ventilsitz und Ventilplatte bzw. auch zu Federbrüchen führen könnte.

Die Erfindung wird im folgenden noch anhand der Zeichnung näher erläutert. Fig. 1 und 2 zeigen dabei schematische Ausführungen der Erfindung und Fig. 3 zeigt Verläufe der Geschwindigkeit v bzw. des Druckes p für verschiedene Arbeitspunkte einer Saugventilsteuerung nach der Erfindung einerseits und dem Stande der Technik andererseits.

Bei den in den Fig. 1 bis 2 dargestellten Ausführungsformen wird die Bewegung des Dichtelementes 12 eines Ventiles eines nicht weiter dargestellten Kolbenverdichters mittels eines sogenannten Abhebegreifers 11 auf einen Steuerkolben 10 eines Steuerzylinders übertragen. Da Kräfte hier in nur einer Bewegungsrichtung übertragen werden sollen, wird der Steuerzylinder 8 als einfachwirkender Zylinder mit Arbeitsräumen 9 ausgeführt. Eine solche Anordnung ist beispielsweise

dazu geeignet, daß Schließen von Saugventilen bzw. das Öffnen von Druckventilen von Kolbenkompressoren in der erfindungsgemäßen Art zu beeinflussen.

Ein beispielsweise mit Pumpe, Motor, Tank und einstellbarem Druckbegrenzungsventil ausgestattetes Hydraulikaggregat 1 versorgt über Zuleitungen 3 ein beispielsweise magnetisch betätigtes 3/2-Wege-Ventil 5 mit Druckmittel. Solange der Magnet 6 unbestromt bleibt, drückt eine Feder 7 das Ventil 5 in die gezeichnete Schaltposition. Damit fließt Druckmittel in den Arbeitsraum 9 des Steuerzylinders 8 und wirkt auf den Steuerkolben 10. Dieser drückt die Kraftübertragungsvorrichtung 11 auf das Dichtelement 12 des Kompressorventils.

Im Falle des in Fig. 1 dargestellten Saugventiles wird dadurch das Ventil geöffnet bzw. falls das Dichtelement 12 bereits am Fänger 14 anliegt in der offenen Position fixiert. Am Ende des Ansaugtaktes des dem Ventil zugeordneten Kompressorzylinders, d.h. bei Erreichen des unteren Totpunktes, kehren die auf das Dichtelement 12 vom Arbeitsmedium des Verdichters ausgeübten Strömungskräfte in ihrer Wirkrichtung um und versuchen nun das Dichtelement 12 zu schließen. Diese Kräfte werden durch die Wirkung der allgemein üblichen Schließbefederung 15 des Ventils verstärkt. Der Druck im Arbeitsraum 9 des Steuerzylinders 8 wächst an und übersteigt dann im allgemeinen den vom Hydraulikaggregat 1 gelieferten Druck, weil das in der Zuleitung 3 vor dem 3/2-Wege-Ventil 5 eingeschaltete Rückschlagventil 4 den Rückfluß des Druckmittels sperrt, sodaß die Stellung des Steuerkolbens 10 fixiert bleibt.

Erst bei Bestromung des Magneten 6 des Ventiles 5 steuert dieses um und gibt den Rückfluß des Druckmittels frei. Das rückströmende Druckmittel fließt einem Hilfszylinder 16 zu, der einen Kolben 17 und Arbeitsräume 18, 19 aufweist. Der Arbeitsraum 18 des Hilfszylinders 16 ist im dargestellten Beispiel so gewählt, daß bis auf Verluste über den Nebenstrom durch die Drossel 21 die Hubbewegung des Kolbens 17 jenen Teil des Druckmittels aufnimmt, der während des ersten Teils der Bewegung des Steuerkolbens von diesem verdrängt wird. Das vom Kolben 17 aus dem Arbeitsraum 19 verdrängte Druckmittel fließt über die Drossel 22 ab, die hier den Strömungswiderstand der Gesamtanordnung symbolisiert und möglichst verlustarm ausgelegt ist.

Sobald der Kolben 17 seine Endlage erreicht hat, steht dem vom Steuerkolben 10 aus dem Steuerzylinder 8 verdrängten Druckmittel nur mehr der Abfluß über die Drossel 21 zur Verfügung, welche hier einen erheblich höheren Widerstand als die Drossel 22 aufweist, sodaß ab diesem Zeitpunkt der Bewegung des Steuerkolbens 10 eine um ein vielfaches erhöhte Kraft entgegengesetzt wird und damit eine erhebliche Verzögerung der Bewegung des Dichtelementes 12 eingeleitet wird. Das Dichtelement 12 trifft damit in der Folge nur mit stark verminderter Geschwindigkeit auf den Ventilsitz 13 auf.

Die Kraftübertragungsvorrichtung 11 ist mit dem Dichtelement 12 nur fallweise in Berührung. Daher hebt

die Kraftübertragungsvorrichtung 11 vom Dichte-
 12 ab, sobald dieses seine Endlage am Sitz 13 erreicht
 hat. Die Restbewegung der Kraftübertragungsvor-
 richtung 11 wird zufolge der starken Drosselung des Abströ-
 mens des Druckmittels stark gedämpft, sodaß die Kraft-
 5 übertragungsvorrichtung 11 sodann auf kürzestem We-
 ge zum Stillstand gelangt. Es kann damit sicher vermie-
 den werden, daß der Steuerkolben 10 die ihm zugeord-
 neten Hubbegrenzung tatsächlich erreicht, womit eine
 Beschädigung des Steuerkolbens 10 bzw. des zugehö-
 10 rigen Steuerzylinders 8 vermieden wird. Aus Sicher-
 heitsgründen wird eine derartige Hubbegrenzung bei-
 spielsweise konstruktiv so ausgebildet, daß eine hy-
 draulische Endlagendämpfung gewährleistet ist. Im
 praktischen Betrieb der Anordnung erreicht der Steuer-
 kolben 10 diese Endstellung jedoch nicht, sodaß damit
 15 der bekannte Nachteil hydraulischer Endlagendämp-
 fungen, nämlich das erschwerte Losbrechen aus der
 Endlage bei der Einleitung der Gegenbewegung, ver-
 mieden werden kann.

Sobald der Abfluß von Druckmittel aus dem Arbeits-
 raum 9 beendet ist, beginnt sich der Kolben 17 unter der
 Wirkung der Feder 20 in seine Anfangslage zurückzu-
 bewegen. Diese Feder 20 muß dabei einerseits die
 Druckkräfte zur Folge des Überströmens vom Arbeits-
 20 raum 19 in den Arbeitsraum 18 durch die Drossel 21 und
 andererseits die Trägheit des Kolbens 17 selbst über-
 winden. Damit ist dann ein Arbeitsspiel der Anordnung
 abgeschlossen.

Die Ruhestellung des 3/2-Wege-Ventils 5 ist den Si-
 cherheitserfordernissen gemäß zu wählen. Vorteilhaft-
 erweise gibt dabei das 3/2-Wege-Ventil 5 im stromlo-
 sen Zustand die Verbindung zwischen Steuerzylinder 8
 und Hydraulikaggregat 1 frei, sodaß der Steuerkolben
 10 in der unteren Lage fixiert wird und der Kompressor
 im Leerlauf arbeitet.

Der Vollständigkeit halber ist hier noch auf Druck-
 mittelspeicher 2 bzw. 23 als Pulsationsdämpfer in Vor-
 und Rücklauf des Druckmittels zu verweisen, die der
 Vermeidung von Flüssigkeitsschlägen und damit ver-
 bundenen unerwünschten Rückwirkungen auf die Be-
 40 wegung des Steuerkolbens 10 und damit auf die Kraft-
 übertragungsvorrichtung 11 und das Dichte-
 element 12 dienen.

Im Falle der in Fig. 2 behandelten Ausführung für
 die Steuerung von Druckventilen eines Kolbenverdich-
 ters wird die Bewegung des Dichte-
 45 elementes 12 durch den Fänger 14 mittels der Kraftübertragungsvorrichtung
 11 auf den Steuerkolben 10 übertragen. Das 3/2-Wege-
 Ventil 5 gibt in seiner Ruhestellung die Verbindung des
 Arbeitsraumes 9 des Steuerzylinders zum Arbeitsraum
 18 des Hilfszylinders 16 frei. Sobald die am Dichte-
 element angreifenden Gaskräfte die Schließbefederung 15
 des Ventiles überwinden, beginnt das Druckmittel abzu-
 fließen. In ähnlicher Weise wie bei der obenstehend für
 das Saugventil gemäß Fig. 1 erläuterten Funktion wird
 die Bewegung des Dichte-
 50 elementes 12 zunächst nur wenig gebremst. Erst knapp vor dem Auftreffen auf den

Fänger 14 wird der schwach gedrosselte Abfluß des
 Druckmittels unterbrochen. Das Druckmittel muß nun
 die Drossel 21 überwinden, wodurch eine starke Verzö-
 5 gerung der Bewegung des Dichte-
 elementes 12 erreicht wird. In Analogie zur Beschreibung beim Saugventil
 kann auch hier das Kraftübertragungselement 11 stark
 gebremst auslaufen.

Zur Einleitung der Schließbewegung des Dichte-
 elementes 12 wird zu einem zweckmäßig gewählten Zeit-
 punkt vor Erreichen des oberen Totpunktes des Verdich-
 10 terkolbens das 3/2-Wege-Ventil 5 durch Bestromen des
 Magneten 6 umgeschaltet. Damit kann Druckmittel zu-
 strömen und das Dichte-
 element gegen den Ventilsitz 13 drücken. Wesentlich ist dabei, daß die Zustellbewegung
 15 der Kraftübertragungsvorrichtung 11 bei Erreichen des
 oberen Totpunktes des Verdichterkolbens zum Großteil
 bereits erfolgt, aber noch nicht ganz beendet ist. Damit
 können eine Nachverdichtung des Arbeitsmediums des
 Kompressors und dadurch bedingte Zusatzverluste ver-
 20 mieden werden. Andererseits wird damit auch die Mög-
 lichkeit eines Spätschlusses des Dichte-
 elementes 12 und die damit verbundene Gefahr hoher Auftreffge-
 schwindigkeiten eingeschränkt. Bei Umkehr der Strö-
 mungsrichtung des verdichteten Gases steht dadurch
 25 dem Dichte-
 element 12 nur mehr ein sehr kleiner Resthub
 zur Verfügung, sodaß die aus einem allfälligen Spät-
 schluß resultierende Schließgeschwindigkeit im Hin-
 blick auf eine allfällige Verschleißerhöhung unbedeu-
 tend ist.

30 Bezüglich sonstiger Merkmale und Funktionsde-
 tails der in Fig. 2 dargestellten Anordnung wird zur Ver-
 meidung von Wiederholungen auf die obigen Ausführ-
 ungen zu Fig. 1 verwiesen.

Fig. 3a stellt Verläufe der Geschwindigkeit v der
 Kraftübertragungsvorrichtung 11 bzw. des Dichte-
 35 elementes 12 während eines Verdichtungstaktes der Dau-
 er T für verschiedene Arbeitspunkte einer Saugventil-
 steuerung dar. Kurven 1.1 und 1.2 gelten dabei für Voll-
 last - Kurven 2.1, 2.2 und 3.1 bzw. 3.2 für Teillast. Die
 40 Kurven sind auf die maximale Auftreffgeschwindigkeit
 $v_{\max}$ des Dichte-
 elementes 12 am Ventilsitz (ermittelt
 über alle Lastfälle) bezogen.

In Fig. 3b sind die entsprechenden Verläufe des
 Druckes p im Arbeitsraum des Verdichters über der Zeit
 45 t abgebildet. Die mit 1.1, 2.1 und 3.1 bezeichneten Kur-
 ven repräsentieren dabei das Verhalten einer Kompres-
 sorstufe, deren Saugventile mit variabler Bewegungs-
 dämpfung ausgestattet sind. Die strichlierten Kurven,
 welche mit 1.2, 2.2 und 3.2 markiert sind, stehen für
 50 Saugventile mit konstanter Bewegungsdämpfung (nach
 dem Stande der Technik), wobei die Dämpfung so aus-
 gelegt ist, daß die maximale Auftreffgeschwindigkeit
 des Dichte-
 elementes 12 auf den Ventilsitz für variable
 und konstante Dämpfung etwa gleich groß ist.

Die Kurven 1.1 und 1.2 gelten für den Fall, daß die
 Schließbewegung des Dichte-
 55 elementes 12 im unteren
 Totpunkt des jeweiligen Kompressorzylinders durch
 Umschalten des Steuerelementes eingeleitet wird. Mit

steigender Kolbengeschwindigkeit und beginnender Verdichtung übt das Arbeitsmedium des Kompressors eine zunehmende Schließkraft auf das Dichtelement 12 aus, der die Kraft der Schließfedern 15 (siehe Fig. 1 und 2) überlagert ist. Im Falle der variablen Dämpfung kann das Druckmittel zunächst nahezu ungedämpft abströmen, sodaß die Schließkraft weitgehend zur Beschleunigung von Dichtelement und Kraftübertragungsvorrichtung zur Verfügung steht. Bei konstanter Dämpfung muß die Drossel um ein Vielfaches kleiner gewählt werden, sodaß am Anfang ein Gutteil der Schließkraft zur Überwindung der Drosselwiderstände benötigt wird. Dementsprechend nähert sich das Dichtelement bei variabler Dämpfung gemäß der vorliegenden Erfindung rascher dem Ventilsitz als bei der konstanten Dämpfung nach dem Stande der Technik.

In einem Abstand von etwa 20 % des Hubweges vom Sitz wird bei der variablen Dämpfung die Drosselung des Druckmittelabflusses um ein Vielfaches erhöht, sodaß der Bewegung plötzlich wesentlich mehr Widerstand entgegengesetzt und diese entsprechend verzögert wird. Das Dichtelement fährt sodann mit erheblich reduzierter Geschwindigkeit auf den Sitz, die Kraftübertragungsvorrichtung hebt vom Dichtelement ab und verliert danach in beschriebener Weise rasch an Geschwindigkeit.

Gleiche Auftreffgeschwindigkeit des Dichtelementes in beiden Fällen vorausgesetzt dauert also der Schließvorgang bei konstanter Dämpfung wesentlich länger als bei variabler Dämpfung. Während der Dauer des Schließvorganges strömt das zu verdichtende Gas zurück, wodurch sich einerseits ein unerwünschter Verlust an Liefermenge und andererseits zusätzliche Arbeitsverluste ergeben, was beispielsweise aus Fig. 3b durch Vergleich der Kurven 1.1 und 1.2 einfach entnommen werden kann.

Erfolgt die Betätigung des Steuerelementes zu einem späteren Zeitpunkt (Kurven 2.1, 2.2, 3.1 und 3.2), so reduziert sich die Fördermenge und damit die vom Kompressor aufgenommene Antriebsleistung.

In allen dargestellten und besprochenen Ausführungsbeispielen ist nur die variable Drosselung der Druckentlastung der Arbeitsräume des Steuerzylinders realisiert bzw. angesprochen. Davon abgesehen wäre es natürlich auch möglich, den Druckaufbau im jeweiligen Arbeitsraum des Steuerzylinders variabel zu gestalten, um beispielsweise am Beginn des entsprechenden Arbeitshubes dieses Steuerzylinders eine größere Verstellgeschwindigkeit als am Ende zur Verfügung zu haben. Auch kann es abweichend von den beschriebenen Ausführungsformen durchaus für verschiedene Anwendungsfälle vorteilhaft sein, beispielsweise am Anfang des jeweiligen Hubes des Steuerzylinders kleinere Verstellgeschwindigkeiten und dann gegen Ende zu größere zur Verfügung zu haben. Auch Mischformen mit abgestuften bzw. variablen Geschwindigkeitserhöhungen und Verringerungen über den gesamten Hub des Steuerzylinders sind möglich und gemäß der vorliegenden Er-

findung einfach zu realisieren.

Weiters können mit entsprechend schnell schaltenden Steuerorganen bzw. Schaltelementen beispielsweise in Kombination mit geeigneten Drucksensoren auch Lösungen realisiert werden, bei denen Druckwellen im Druckmedium entweder eliminiert oder entsprechen beeinflussen bzw. auch verstärkt werden können, sodaß vielfältigste Einflußnahmen auf die Bewegungscharakteristik der gesteuerten Schließorgane möglich sind.

Patentansprüche

1. Vorrichtung mit zumindest einem über einen Abhebegreifer (11) in Hubrichtung auf ein Schließorgan (12) eines Ventils eines Kolbenkompressors einwirkenden Steuerzylinder (8), der über ein Steuerorgan (5) zur Beeinflussung der periodischen Hubbewegung des Schließorganes (12) periodisch mit Druckmedium beaufschlagbar und entlastbar ist, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Steuerorgan (5, 16) zumindest ein in Zu- und/oder Ableitung (3, 24) des Druckmediums eingeschaltetes und dieses bzw. dessen Druckauf- und/oder -abbau und damit die Hubbewegung des Schließorganes (12) zumindest stufenweise variabel beschleunigendes bzw. verzögerndes Steuerelement (16) aufweist, und daß zwischen Steuerorgan (5) und einer vorgeschalteten Druckmittelquelle (1) ein Rückschlagventil (4) vorgesehen ist.
2. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Steuerorgan (5, 16) zumindest ein separates Schaltelement (5), vorzugsweise ein Magnetventil oder ein Piezoventil, mit mehreren Schaltstellungen und ein davon unabhängiges Steuerelement (16), mit zumindest einem mittels des Druckmediums bewegbaren Verdrängerkolben (17), welcher ein Umschaltelement zur Umschaltung des Druckmittelstromes zwischen zumindest zwei unterschiedlich gedrosselten Wegen betätigt, aufweist.
3. Verfahren zur Beeinflussung der periodischen Hubbewegung des Schließorganes eines Ventils eines Kolbenkompressors, wobei ein über einen Abhebegreifer in Hubrichtung auf das Schließorgan einwirkender Steuerzylinder periodisch mit Druckmedium beaufschlagt und entlastet wird, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckbeaufschlagung und/oder -entlastung über den Hub des Schließorganes zumindest in Stufen variabel erfolgt, wobei die Rückwirkung des Kompressordruckes über das Schließorgan auf die Druckmittelquelle mittels eines Rückschlagventils unterbunden wird.
4. Verfahren nach Anspruch 3 zur Rückströmregelung eines Kolbenverdichters durch Offenhalten zumin-

dest eines Saugventils über zumindest einen Teilbereich des Verdichtungshubes mittels Druckbeaufschlagung des Schließorgans des Saugventils über einen Abhebegreifer, dadurch gekennzeichnet, daß am Ende des jeweils periodisch offengehaltenen Teilbereiches die Druckentlastung vorerst zumindest weitgehend ungedrosselt und sodann stärker gedrosselt erfolgt.

Claims

1. A device with at least one control cylinder (8) which stresses a closure member (12) of a valve of a piston compressor by way of a lift-off gripper (11) in the direction of the stroke and which can be periodically stressed by and relieved from pressure medium by way of a control member (5) in order to control the periodic reciprocating movement of the closure member (12), **characterized in that** the control member (5, 16) comprises at least one control element (16) which is connected in the supply and/or removal line (3, 24) of the pressure medium and which accelerates or retards the said pressure medium or its build-up and/or reduction and thus the reciprocating movement of the closure member (12) in a variable manner at least in stages, and a non-return valve (4) is provided between the control member (5) and a pressure-medium source (1) arranged upstream thereof.
2. A device according to Claim 1, **characterized in that** the control member (5, 16) comprises at least one separate switching element (5), preferably a solenoid valve or a piezo valve, with a plurality of switching positions and a control element (16) dependent thereon, with at least one displacement piston (17) which is movable by means of the pressure medium and which actuates a change-over element for changing over the pressure-medium flow between at least two paths throttled in different ways.
3. A method of controlling the periodic reciprocating movement of the closure member of a valve of a piston compressor, wherein a control cylinder stressing the closure member by way of a lift-off gripper in the direction of the stroke is periodically stressed by and relieved from pressure medium, **characterized in that** the stressing with and/or relief from pressure takes place in a variable manner at least in stages by way of the stroke of the closure member, wherein the returning action of the compressor pressure by way of the closure member upon the pressure-medium source is prevented by means of a non-return valve.
4. A method according to Claim 3 for regulating the

return flow of a piston compressor by keeping open at least one suction valve by way of at least one partial area of the compression stroke by means of stressing the closure member of the suction valve with pressure by way of a lift-off gripper, **characterized in that** at the end of the partial area kept open periodically in each case the pressure relief takes place first at least substantially unthrottled and then more strongly throttled.

Revendications

1. Dispositif comportant au moins un vérin de commande (8) qui, par l'intermédiaire d'une pince de soulèvement (11), agit, dans le sens de sa course, sur un obturateur (12) d'un clapet d'un compresseur à piston et qui, par l'intermédiaire d'un organe de commande (5, 16), peut, pour influencer la course périodique de l'obturateur (12), être périodiquement mis sous contrainte et hors contrainte d'un fluide sous pression, caractérisé par le fait que l'organe de commande (5, 16) présente au moins un élément de commande (16) qui est monté sur la conduite d'arrivée et/ou de départ du fluide sous pression et accélère ou ralentit de façon variable, au moins par échelons, ce fluide sous pression ou sa montée et/ou sa descente en pression, et donc, la course de l'obturateur (12), et qu'entre l'organe de commande (5, 16) et une source (1) de fluide sous pression montée en amont est disposé un clapet de non-retour (4).
2. Dispositif selon la revendication 1, caractérisé par le fait que l'organe de commande (5, 16) présente au moins un commutateur distinct (5), de préférence un robinet à commande électromagnétique ou un robinet à commande piézo-électrique, avec plusieurs positions de commutation, ainsi qu'un élément de commande (16), qui en est indépendant, avec au moins un piston refouleur (17) que peut déplacer le fluide sous pression et qui manoeuvre un élément de commutation pour commuter le flux du fluide sous pression entre aux moins deux chemins présentant un étranglement différent.
3. Procédé pour influencer la course périodique de l'obturateur d'un clapet d'un compresseur à piston, dans lequel un vérin de commande, qui agit sur l'obturateur, dans le sens de sa course, par l'intermédiaire d'une pince de soulèvement, est périodiquement mis sous contrainte par un fluide sous pression et mis hors contrainte de ce fluide, caractérisé par le fait que la mise sous contrainte d'un fluide sous pression et/ou hors contrainte de ce fluide, se fait de façon variable, au moins par échelons, sur la course de l'obturateur, la rétro-action de la pression du compresseur sur la source de fluide sous

pression par l'intermédiaire de l'obturateur étant empêchée par un clapet de non-retour.

4. Procédé selon la revendication 3 pour la régulation du refoulement d'un compresseur à piston, en maintenant ouvert au moins un clapet d'admission pendant au moins une partie de la course de compression par mise sous contrainte par un fluide sous pression de l'obturateur du clapet d'admission, par l'intermédiaire d'une pince de soulèvement, caractérisé par le fait qu'à la fin de la partie de la course correspondant au maintien périodique de l'ouverture, la mise hors contrainte se fait tout d'abord au moins largement sans ralentissement, puis avec un ralentissement plus fort.

5

10

15

20

25

30

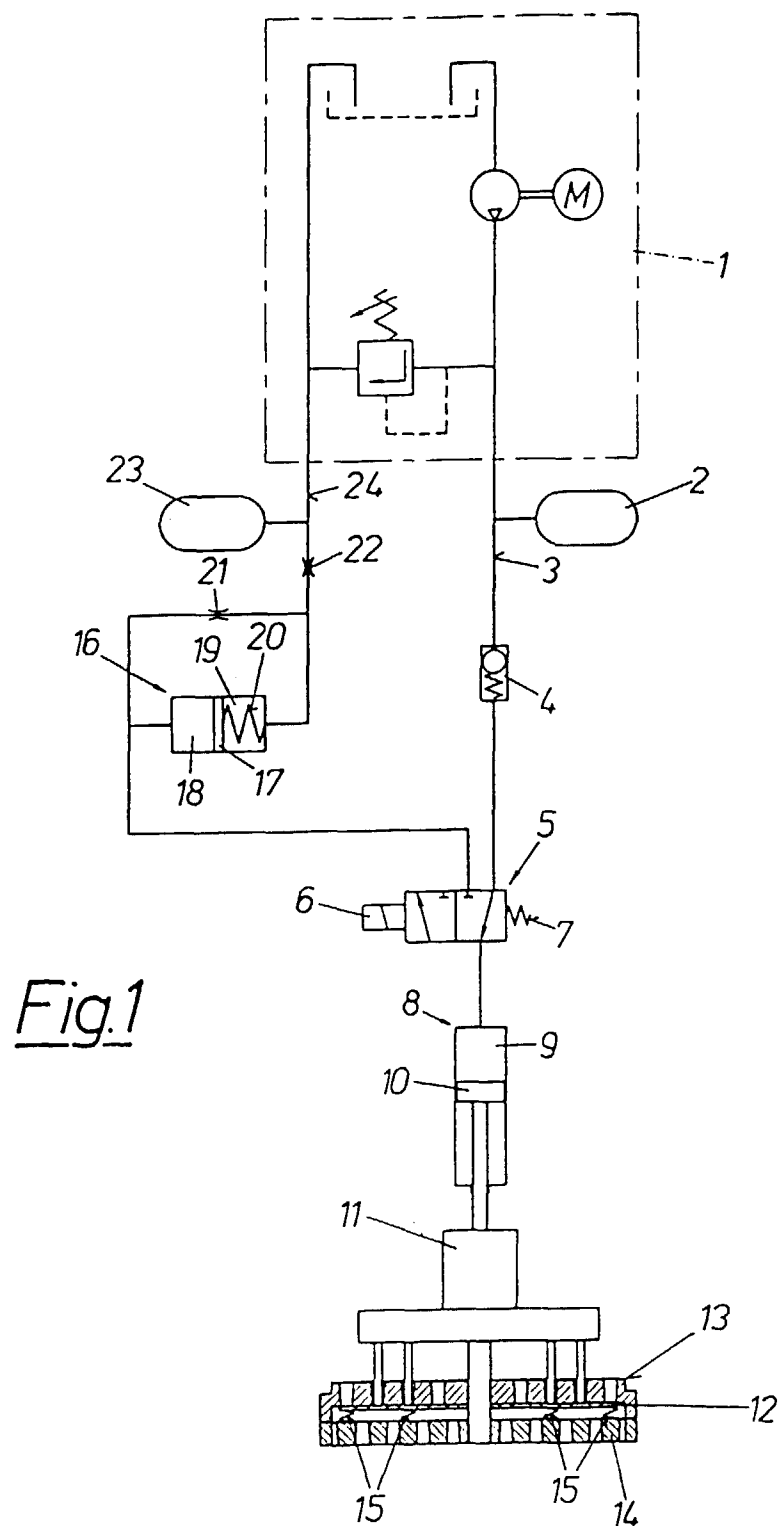
35

40

45

50

55



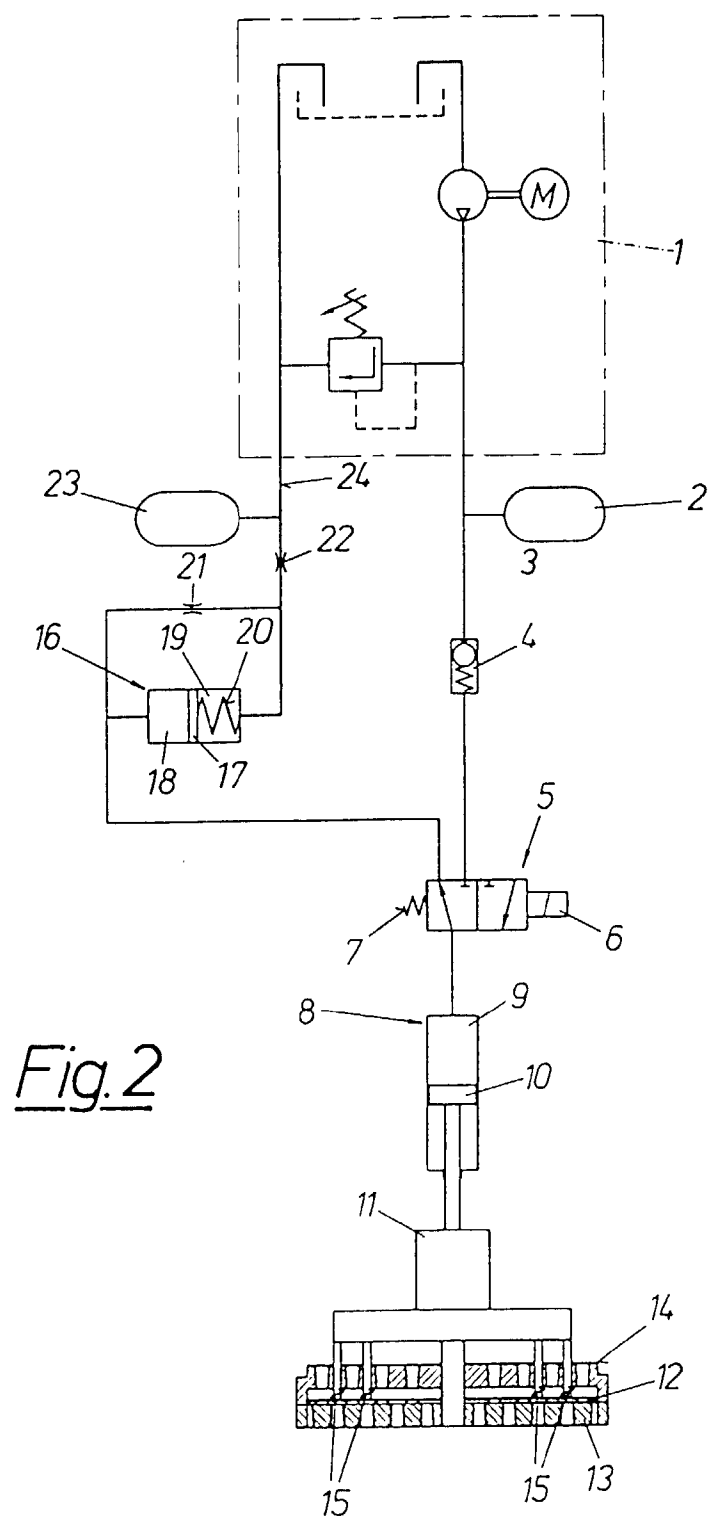
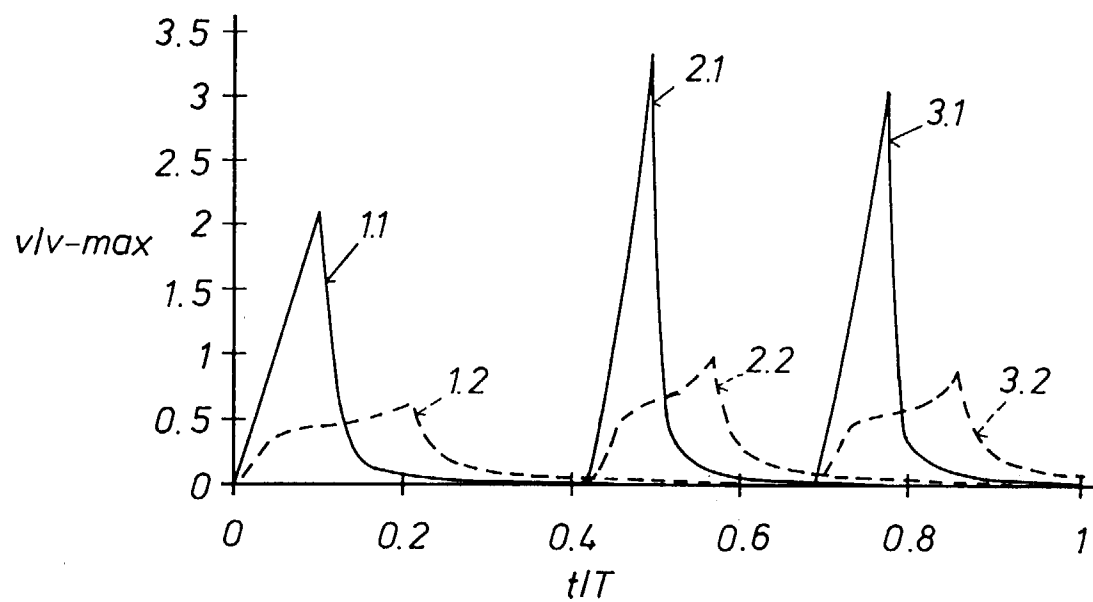


Fig. 2

Fig. 3aFig. 3b