



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets

Veröffentlichungsnummer: **0 228 665 B1**

**EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

Veröffentlichungstag der Patentschrift:  
**19.09.90**

Int. Cl.<sup>5</sup>: **F04D 27/02**

Anmeldenummer: **86117636.0**

Anmeldetag: **18.12.86**

**Verfahren zur Pumpgrenzregelung von Turbokompressoren.**

Priorität: **18.12.85 DE 3544822**

Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**15.07.87 Patentblatt 87/29**

Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:  
**19.09.90 Patentblatt 90/38**

Benannte Vertragsstaaten:  
**CH DE FR GB IT LI NL**

Entgegenhaltungen:  
**FR-A- 2 143 729**  
**US-A- 3 876 326**  
**US-A- 4 464 720**

**INSTRUMENTS & CONTROL SYSTEMS**, Band 50, Nr. 3,  
März 1977, Seiten 41-45, Radnor, PA., US; J.D.  
**WARNOCK**: "Are your compressors wasting energy?"

Patentinhaber: **MAN Gutehoffnungshütte  
Aktiengesellschaft,  
Bahnhofstrasse 66 Postfach 11 02 40,  
D-4200 Oberhausen 11(DE)**

Erfinder: **Blotenberg, Wilfried, Dipl.-Ing., Irkensbusch 28,  
D-4220 Dinslaken(DE)**

Vertreter: **Glawe, Delfs, Moll & Partner Patentanwälte,  
Postfach 26 01 62 Liebherrstrasse 20,  
D-8000 München 26(DE)**

**EP O 228 665 B1**

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

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Pumpgrenzregelung von Turbokompressoren von der im Oberbegriff des Anspruchs 1 angegebenen Art. Ein solches Verfahren ist aus "Nachrichten für den Maschinenbau" 5/82 bekannt.

Als Pumpen wird ein instabiler Zustand eines Turbokompressors bezeichnet, bei dem stoßweise oder periodisch Fördergas von der Druck- zur Saugseite zurückströmt. Das Pumpen tritt bei zu hohem Enddruck und/oder zu niedrigem Durchsatz auf. In dem durch Enddruck und Durchsatz oder davon abgeleiteten Koordinaten bestimmten Kennfeld kann deshalb eindeutig eine Linie definiert werden, die den stabilen vom instabilen Bereich trennt und als Pumpgrenze bezeichnet wird. Mittels der Pumpgrenzregelung soll verhindert werden, daß der Arbeitspunkt des Kompressors die Pumpgrenze erreicht und dadurch Pumpen eintritt. Hierzu wird in einem Sicherheitsabstand von der Pumpgrenze eine Abblaselinie im Kennfeld festgelegt. Wenn der Arbeitspunkt die Abblaselinie überschreitet, wird ein vom Kompressoraustrag abzweigendes Entlastungsventil mehr oder weniger geöffnet, um Fördermedium abzublasen oder zur Saugseite umzublasen und dadurch den Enddruck zu senken bzw. den Durchsatz zu steigern.

Der Verlauf der Pumpgrenze und damit der Abblaselinie im Kennfeld liegt dann eindeutig und unveränderlich und von dem momentanen Betriebszustand unabhängig fest, wenn als Kennfeldkoordinaten die adiabate Förderhöhe  $\Delta h_{ad}$  und der Ansaugvolumenstrom  $\dot{V}$  verwendet werden. Aus den laufend gemessenen Betriebsgrößen des Kompressors, insbesondere Saug- und Enddruck sowie der Druckdifferenz an einer saugseitigen Drosselstelle, können diese Koordinaten errechnet werden nach den Formeln

$$\Delta h_{ad} = R \cdot z \cdot T_1 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (1)$$

$$\dot{V} = K \cdot R \cdot z \cdot \sqrt{\frac{\Delta P \cdot T_1}{P_1}} \quad (2)$$

wobei  $P_1$  der Saugdruck,  $P_2$  der Enddruck,  $\Delta P$  der Wirkdruck an einer saugseitigen Drosselstelle und  $T_1$  die Temperatur an der Saugseite sind und diese Werte als ständig überwachte Meßwerte vorliegen.  $R_1$  ist die Gaskonstante und  $\kappa$  der Isentropenexponent des jeweiligen Fördergases, während  $K$  eine von der Geometrie der Drosselstelle im Kompressoreintritt abhängige Konstante ist.  $Z$  ist ein konstanter Faktor (Realgasfaktor).

In dem durch  $\Delta h_{ad}$  und  $\dot{V}$  definierten Kennfeld ist die Lage der Pumpgrenze und damit auch der Abblaselinie unabhängig von Änderungen der in den Formeln (1) und (2) enthaltenen Parameter. Die Berechnung dieser Kennfeldkoordinaten aus den Meßwerten der Drücke und Temperaturen ist jedoch nur dann möglich, wenn die Werte für  $R$ ,  $\kappa$  und  $K$  bekannt sind. Bei gegebener, unveränderlicher Kompressor-geometrie und bei unveränderter Zusammensetzung des Fördergases können die Größen  $R$ ,  $\kappa$  und  $K$  einmal gemessen und dann als Konstanten behandelt werden. Eine Änderung der Zusammensetzung des Fördergases kann aber eine Änderung der zugehörigen Werte für  $R$  und/oder  $\kappa$  zur Folge haben. Diese Änderungen sind jedoch nicht direkt meßbar. In einem solchen Fall würde die Beibehaltung der bisherigen Werte für  $R$  und  $\kappa$  zu einer fehlerhaften Berechnung der Kennfeldkoordinaten führen, so daß auch die Pumpgrenze in dem so errechneten Kennfeld nicht mehr den richtigen Verlauf hat. Entsprechendes gilt, wenn sich z.B. durch Verschmutzung die effektive Kompressor-geometrie ändert.

Wird bei der Pumpgrenzregelung von einem solchermaßen unkorrekten Verlauf der Pumpgrenze und damit der Abblaselinie im Kennfeld Bezug genommen, dann führt dies entweder dazu, daß das Pumpen nicht mit Sicherheit verhindert wird oder daß das Öffnen des Entlastungsventils bereits in einem zu großen Sicherheitsabstand von der wahren Pumpgrenze ausgelöst wird, was zu unerwünscht hohen Leistungsverlusten des Kompressors führen kann.

Aufgabe der Erfindung ist es, ein Verfahren zur Pumpgrenzregelung der genannten Art anzugeben, welches es ermöglicht, durch Änderungen der Gaszusammensetzung und/oder durch z.B. verschmutzungsbedingte Änderungen der Kompressor-geometrie verursachte Auswirkungen auf die Lage der Pumpgrenze im verwendeten Kennfeld zu erfassen und entsprechende Korrekturen bei der Pumpgrenzregelung vorzunehmen.

Die Lösung der Aufgabe ist im Anspruch 1 angegeben. Die Unteransprüche beziehen sich auf vorteilhafte weitere Ausgestaltungen.

Bei der erfindungsgemäßen Lösung der Aufgabe wird davon ausgegangen, daß zu jedem Arbeitspunkt im stabilen Kennfeldbereich eine Kennlinie weitere eindeutige Parameter wie Drehzahl, Schaufel-

stellung, Leistung usw. gehören, so daß zwischen den Kennfeldkoordinaten des Arbeitspunktes und den Parametern jeweils ein eindeutiger Zusammenhang besteht. Aus den gemäß den obigen Formeln (1) und (2) errechneten Kennfeldkoordinaten kann somit anhand eines berechneten oder gemessenen Kennfelds ein zugehöriger Sollwert z.B. der Drehzahl  $n$  des Kompressors bestimmt werden. Weicht die tatsächlich gemessene Drehzahl von diesem Sollwert ab, dann bedeutet dies, daß auch der tatsächliche Arbeitspunkt von dem nach den Formeln (1) und (2) errechneten Arbeitspunkt abweicht, weil sich eine oder mehrere der Größen  $R$ ,  $\kappa$  und  $K$  geändert haben. Die Abweichung zwischen Sollwert und Istwert der Drehzahl oder eines anderen Kennlinienparameters wie Schaufelstellung oder Kompressorleistung, dient somit als Korrekturgröße, die anzeigt, daß der tatsächliche Verlauf der Pumpgrenze im Kennfeld von dem vorausgesetzten Verlauf abweicht. Diese Abweichung kann, falls sie z.B. auf geänderter Gaszusammensetzung beruht, durch entsprechende Korrektur innerhalb der Berechnung der Kennfeldkoordinaten gemäß Formel (1) für die Bestimmung der Regelgrößen oder durch direkte Aufschaltung einer entsprechenden Korrekturgröße auf die Regelung berücksichtigt werden. Andererseits kann durch Betreiben des Kompressors mit einem Normgas mit bekannten Werten für  $R$  und  $\kappa$  festgestellt werden, ob eine Abweichung zwischen Soll- und Istwert der Drehzahl eine Verschmutzung des Kompressorsystems anzeigt. In diesem Fall kann durch ein Warnsignal eine entsprechende Wartung oder Stillsetzung des Systems veranlaßt werden.

Die Erfindung wird im folgenden anhand der Zeichnungen näher erläutert. Es zeigt:

Fig. 1 die verallgemeinerte Darstellung des Kennfeldes eines Kompressors mit Pumpgrenze, Abblaselinie und Kennlinien konstanter Drehzahl;

Fig. 2 eine schematische Darstellung des Verlaufs des rechnerischen Vergleichs;

Fig. 3 eine komplette schematische Darstellung der Einrichtung zur Pumpgrenzregelung eines Kompressors.

Die Pumpgrenze  $P$  eines Kompressors ist im Kennfeld mit den Koordinaten  $\dot{V}$  und  $\Delta h_{ad}$ , wie in Fig. 1 dargestellt, eindeutig definiert. Die Lage der Pumpgrenze ist unabhängig von Änderungen der Parameter Saugdruck, Enddruck, Temperatur, Gaskonstante oder Isentropenexponent.

Während Größen wie Drücke und Temperaturen leicht meßbar sind, sind Gaskonstante  $R$  und Isentropenexponent  $\kappa$  nicht direkt meßbar, jedenfalls nicht schnell und wirtschaftlich genug. Gasanalysen nehmen oft erhebliche Zeit in Anspruch, so daß die Meßergebnisse zu spät vorliegen und für die Regelung des Entlastungsventils unbrauchbar sind. Das erfindungsgemäße Verfahren, das Änderungen dieser Größen erfassen und berücksichtigen kann, setzt voraus, daß bei der Variation der Gaszusammensetzung stets ein eindeutiger Zusammenhang zwischen Isentropenexponenten  $\kappa$  und der Gaskonstante  $R$  besteht.

Dies ist z.B. dann stets gewährleistet, wenn die Gaszusammensetzung durch Zumischung eines Gases konstanter Zusammensetzung verändert wird oder auch, wenn mehrere Gase zugemischt werden, die ähnliche Gaskonstanten oder Isentropenexponenten haben. Ganz allgemein kann gesagt werden, daß das Verfahren immer dann anwendbar ist, wenn für alle vorkommenden Gaszusammensetzungen eine eindeutige Relation zwischen der Gaskonstanten  $R$  und dem Isentropenexponenten  $\kappa$  besteht.

Erfindungsgemäß wird von einer Normzusammensetzung des Gases ausgegangen, bei der  $R$  und  $\kappa$  einen vorgegebenen bekannten Wert haben. Für dieses Normgas werden nun, unabhängig von der wirklichen Gaszusammensetzung, aus den Meßwerten die Förderhöhe und der Ansaugvolumenstrom als Kennfeldkoordinaten errechnet. Aus den Formeln (1) und (2) erhält man die rechnerischen Werte  $\Delta h_{adr}$  und  $\dot{V}_r$ .

Wird Gas mit einer abweichenden Zusammensetzung gefahren, weichen die aktuellen Werte  $\Delta h_{ada}$  und  $\dot{V}_a$  von den rechnerischen Werten  $\Delta h_{adr}$  und  $\dot{V}_{rab}$ .

Gemäß Fig. 1 verläuft durch jeden Arbeitspunkt mit den Koordinaten  $\dot{V}$  und  $\Delta h_{ad}$  genau eine Kennlinie  $K$ ,  $K'$  mit konstanter Drehzahl  $n_1$ ,  $n_2$  usw. Somit gehört auch zu den rechnerischen Werten  $\Delta h_{adr}$  und  $\dot{V}_r$  eine eindeutige rechnerische Drehzahl  $n_r$ . Es gilt ferner die Gleichung

$$\frac{\Delta h_{ad}}{\Delta h_{adr}} = \frac{n^2}{n_r^2} \quad (3)$$

wonach zu der wirklichen Förderhöhe  $\Delta h_{ada}$  und dem wirklichen Durchfluß  $\dot{V}_a$  eine Drehzahl  $n_a$  gehört.

Diese Drehzahl ist die tatsächliche Ist-drehzahl, die durch Messung der Drehzahl der Antriebsturbine sehr leicht und sehr genau meßbar ist.

Setzt man weiterhin voraus, daß das Kennfeld des Kompressors ( $\Delta h_{ad}$  über  $\dot{V}$ ) rechnerisch oder experimentell bestimmt wurde und bekannt ist und setzt man weiterhin voraus, daß der Isentropenexponent  $\kappa$

eine eindeutige Funktion von der Gaskonstanten  $R$  ist ( $\kappa = f(R)$ ) sind damit alle Daten bekannt, um  $\kappa$  zu bestimmen. Dies geschieht gemäß Fig. 2 wie folgt:

Aus den Größen  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $T_1$  bestimmt der Rechner 1 unter Zuhilfenahme von  $R_r$  und  $\kappa_r$  die theoretische Förderhöhe beim Normzustand ( $\Delta h_{adr}$ ). Der Rechner 2 bestimmt aus Wirkdruck  $\Delta p$ , Saugdruck  $p_1$  und Saugtemperatur  $T_1$  sowie der Normgaskonstanten  $R_r$  den theoretischen Volumenstrom. Im Rechner 3 ist entweder der Verlauf der Kompressorkennlinien in Form mathematischer Gleichungen oder in Form einer Matrix mit der jeweiligen theoretischen Drehzahl  $n_r$  als Inhalt der Matrix dargestellt. Der Rechner 3 berechnet entweder die rechnerische Drehzahl  $n_r$  oder liest sie direkt aus dem Matrixspeicher ab.

Diese rechnerische Drehzahl wird nun im Vergleicher 4 mit der tatsächlich gemessenen Drehzahl  $n_a$  verglichen. Stimmt die Istdrehzahl mit der rechnerischen Drehzahl überein, so stimmt auch die tatsächliche Gaszusammensetzung mit der Normzusammensetzung überein. Weicht jedoch die gemessene Drehzahl von der rechnerischen Drehzahl ab, liegt eine abweichende Gaszusammensetzung vor. Dann stimmt auch die Relation der im Kennfeld vorgegebenen Abblaselinie  $A$  zum errechneten Arbeitspunkt nicht mit der zum tatsächlichen Arbeitspunkt überein, und die Pumpgrenzregelung arbeitet falsch. Dies muß durch Berücksichtigung der geänderten Gaszusammensetzung korrigiert werden.

Ein gangbarer, aber sehr schwieriger Weg wäre es, anhand der Formeln (1) und (2) sowie aus dem bekannten Zusammenhang zwischen  $R$  und  $\kappa$  die Größen  $R_a$  und  $\kappa_a$ , daß heißt die tatsächliche Gaskonstante und den tatsächlichen Isentropenexponenten, zu berechnen. Diese Werte für  $R$  und  $\kappa$  können dann in die Formeln für  $\Delta h_{ad}$  und  $V$  eingesetzt werden, und es ergeben sich die tatsächliche Förderhöhe und der tatsächliche Durchfluß. Diese beiden Größen können als Sollwert und Istwert einer üblichen Pumpgrenzregelung aufgeschaltet werden, die den Kompressor vor dem Pumpen schützt.

Diese Regelung selbst kann z.B. gemäß Fig. 1 wie folgt arbeiten: Entsprechend der  $\Delta h_{ad}$ -Formel bestimmt ein Rechner die tatsächlich Förderhöhe des Kompressors. Durch Spiegelung an der Abblaselinie  $A$  wird hieraus der minimal zulässige Ansaugdurchfluß  $V_{soll}$  bestimmt. Dieser wird mit dem tatsächlichen gemessenen Durchfluß  $V_{ist}$  verglichen. Solange der gemessene Durchfluß  $V_{ist}$  größer ist als der minimal zulässige  $V_{soll}$ , bleibt das Abblaseventil geschlossen. Erst bei Unterschreiten von  $V_{soll}$  öffnet das Abblaseventil.

Eine einfachere Möglichkeit, Änderungen der Gaszusammensetzung zu berücksichtigen, besteht darin, aus der Abweichung der Drehzahlen empirisch auf eine Verschiebung der Pumpgrenze zu schließen und die Abblaselinie selbsttätig entsprechend zu verschieben. Ein solches Verfahren soll nachfolgend genauer beschrieben werden.

Gibt man in eine Pumpgrenzregelung, wie zuvor beschrieben, statt der richtigen Daten für  $\kappa$  und  $R$  nur die Daten des Normzustandes, so führt dies bei vom Normzustand abweichender Gaszusammensetzung zu einem Fehler. Es wird eine falsche Förderhöhe und ein falscher Durchfluß errechnet. Das Pumpen des Kompressors wird an einer anderen Stelle eintreten als auf der in Fig. 1 definierten Pumpgrenze  $P$ . Die tatsächliche Pumpgrenze verschiebt sich abhängig vom Unterschied zwischen dem aktuellen Gaszustand und dem Normzustand. Diese Verschiebung hängt eindeutig von der Variation der Gaszusammensetzung ab. Da  $\kappa$  eine eindeutige Funktion von  $R$  ist, wie eingangs unterstellt, ist auch diese Verschiebung eindeutig. Da außerdem festgestellt wurde, daß die Drehzahlabweichung zwischen rechnerischer Drehzahl  $n_r$  und der Istdrehzahl  $n_a$  ausschließlich von der Gaszusammensetzung abhängt, ist die Drehzahlabweichung auch ein eindeutiges Maß für die Verschiebung der Pumpgrenze.

Dieser Einfluß ist in der Regel nichtlinear, so daß es sich anbietet, die Drehzahlabweichung auf einen Funktionsgeber zu schalten und vom Ausgang des Funktionsgebers die Verschiebung der Abblaselinie steuern zu lassen. Die praktischste Art und Weise, dies zu realisieren, besteht darin, daß man den theoretischen Verlauf der Pumpgrenze bei verschiedenen Gaszusammensetzungen ermittelt und graphisch aufträgt. Weiterhin wird die Drehzahlabweichung ermittelt und ein Funktionsgeber auf diesen Zusammenhang eingestellt. Fig. 3 zeigt das Schema einer solchen Pumpgrenzregelung.

Ein Kompressor 10 wird von einer Turbine 11 oder durch einen anderen Antrieb mit variabler Geschwindigkeit angetrieben. In der Saugleitung 13 wird mit einem Meßumformer 15 die Druckdifferenz (Wirkdruck) an einer Drosselstelle 17 und ferner mit einem Druckfühler 19 der Saugdruck und mit einem Temperaturfühler 21 die saugseitige Temperatur gemessen. Aus diesen Größen wird im Rechner 1 (vgl. Fig. 2) unter Verwendung der Gaskonstanten  $R_r$  für die Normalzusammensetzung des Gases der rechnerische Ansaugdurchfluß  $V_r$  bestimmt. Am Kompressorauslaß 23 wird mit einem Druckfühler 25 der Enddruck bestimmt und hieraus sowie aus den saugseitigen Meßgrößen wird in den zweiten Rechner 2 unter Verwendung der Werte  $R_r$  und  $\kappa_r$  für die Normalzusammensetzung des Fördergases die Förderhöhe  $\Delta h_{adr}$  ermittelt. In einem Rechner oder Matrixspeicher 3 wird die zu den Werten  $V_r$  und  $\Delta h_{adr}$  gehörende rechnerische Drehzahl  $n_r$  bei Normalzusammensetzung des Gases ermittelt. Diese wird mit der an der Welle der Turbine 11 mittels eines Drehzahlgebers 27 gemessenen tatsächlichen Drehzahl  $n_a$  in einem Differenzglied 29 verglichen.

Die von den Rechnern 1 und 2 errechneten Werte  $V_r$  und  $\Delta h_{adr}$  dienen ferner als Regelgrößen für die Regelung eines vom Kompressorauslaß 23 abzweigenden Entlastungsventils 31. Der Wert der Förderhö-

he  $\Delta h_{adr}$  wird einem Funktionsgeber 33 zugeführt, in welchem der Verlauf der Abblaselinie gespeichert wird. Der Funktionsgeber 33 erzeugt für jeden Wert von  $\Delta h_{adr}$  den zugehörigen durch die Abblaselinie A festgelegten Sollwert  $V_{soll}$  des Ansaugstroms (vgl. Fig. 1). Dieser Ausgang  $V_{soll}$  des Funktionsgebers 33 wird in einem Differenzglied 35 mit dem Istwert  $V_r$  verglichen und hieraus eine Regeldifferenz gebildet, die als Eingangssignal einem Regler 37 zugeführt wird, dessen Ausgangssignal das Entlastungsventil 31 öffnet, wenn die Abblaselinie A im Kennfeld überschritten wird, so daß durch Senken des Enddruckes und/oder Erhöhen des Durchflusses durch den Kompressor das Pumpen verhindert wird.

Das erfindungsgemäße Verfahren kann auch bei anderen Pumpgrenzregelungen, bei denen andere Kennfelder benutzt werden, bzw. andere Kriterien zur Auslösung des Entlastungsventils entscheidend sind, verwendet werden.

Das Ausgangssignal des Differenzgliedes 29 wird einem Funktionsgeber 39 zugeführt, der aufgrund der Abweichung der rechnerischen Drehzahl  $n_r$  von der tatsächlichen Drehzahl  $n_a$  eine festgelegte Korrekturgröße erzeugt, die den nichtlinearen Zusammenhang zwischen der Drehzahlabweichung und der erforderlichen Korrektur der Pumpgrenze bzw. Abblaselinie im Kennfeld nach Fig. 1 berücksichtigt. Die vom Funktionsgeber 39 erzeugte Korrekturgröße wird durch ein Summierglied 41 dem vom Funktionsgeber 33 erzeugten Sollwert  $V_{soll}$  hinzuaddiert, so daß Regelung des Entlastungsventils an die geänderte Gaszusammensetzung angepaßt wird.

Änderungen und Ausgestaltungen der beschriebenen Ausführungsformen sind im Rahmen der Erfindung möglich. So kann die vom Funktionsgeber 39 erzeugte Korrekturgröße auch dem vom Rechner 1 erzeugten Istwert  $V_r$  oder der vom Differenzglied 35 erzeugten Regeldifferenz hinzuaddiert werden. Ferner ist es möglich, die Korrekturgröße nicht rein additiv, sondern multiplikativ oder gleichzeitig additiv und multiplikativ oder Regelgröße hinzuzufügen. Additive Hinzufügung bedeutet eine Parallelverschiebung, multiplikative Hinzufügung eine Drehung der Pumpgrenze P bzw. Abblaselinie A im Kennfeld nach Fig. 1.

Falls die Regelung an einer mehrstufigen Kompressoranlage durchgeführt wird, ist es möglich, das beschriebene Verfahren nicht über alle Stufen, sondern nur über eine oder mehrere Stufen anzuwenden.

Statt der Drehzahl können auch andere Parameter herangezogen werden, die eindeutig eine durch den jeweiligen Arbeitspunkt verlaufende Kennlinie definieren. Ein solcher Parameter ist z.B. die Leitschaufelstellung, insbesondere bei Kompressoren, die mit konstanter Drehzahl betrieben und durch Verändern der Leitschaufelstellung gesteuert werden. Ferner ist es möglich, anstelle der Drehzahl die Antriebsleistung des Kompressors zu verwenden.

Wie eingangs erwähnt, können mit dem erfindungsgemäßen Verfahren nicht nur Änderungen der Gaszusammensetzung, sondern auch z.B. verschmutzungsbedingte Änderungen der Kompressor-geometrie erfaßt und berücksichtigt werden. Hierzu wird der Kompressor mit einem Fördergas mit Normzusammensetzung betrieben, dessen Werte für R und  $\kappa$  bekannt und mit den im Rechner 1 und 2 verwendeten Daten identisch sind. In diesem Fall sollten der Sollwert  $n_r$  und Istwert  $n_a$  der Drehzahl gleich sein, so daß am Differenzglied 29 kein Ausgangssignal auftritt. Tritt trotzdem ein Signal vom Differenzglied 29 auf, dann kann daraus geschlossen werden, daß sich die Geometrie des Kompressors z.B. durch Verschmutzung geändert hat. In diesem Fall kann das vom Differenzglied 29 erzeugte Signal dazu verwendet werden, einen Warnsignalgeber 43 anzusteuern, welcher eine Anzeige dafür liefert, daß der Kompressor gewartet bzw. bei Gefahr auch stillgesetzt werden muß.

Sollte ein Gas mit Normzusammensetzung ( $R_r$ ,  $\kappa_r$ ) nicht verfügbar sein, kann diese Überprüfung auch mit einem anderen Gas mit bekannten Werten für R und  $\kappa$  gemacht werden. In diesem Fall wird sich auch bei sauberem Kompressor eine Abweichung zwischen  $n_a$  und  $n_r$  im Differenzglied 29 einstellen.

In einem separaten Rechengang außerhalb der in Fig. 3 dargestellten Anordnung muß nach dem vom beschriebenen Verfahren diese Abweichung für einen sauberen Kompressor ermittelt werden. Ein Vergleich dieser rechnerisch ermittelten Abweichung mit dem Ausgangssignal des Differenzglieds 29 ergibt, ob eine Verschmutzung oder eine sonstige Veränderung der Kompressor-geometrie vorliegt.

## Patentansprüche

1. Verfahren zur Pumpgrenzregelung von Turbokompressoren, bei dem :
  - a) laufend die Meßwerte von saug- und auslaßseitigen Drücken und Temperaturen des Kompressors gemessen werden;
  - b) aus den Meßwerten die Kennfeldkoordinaten des momentanen Arbeitspunktes des Kompressors in einem definierten Kennfeld errechnet werden;
  - c) die Kennfeldkoordinaten mit gespeicherten Daten eines für eine bestimmte Gaszusammensetzung geltenden Sollkennfeldes verglichen und der Abstand des Arbeitspunktes von einer im Sollkennfeld definierten Pumpgrenzlinie und/oder Abblaselinie errechnet wird, und
  - d) in Abhängigkeit von dem Abstand das Öffnen bzw. Schließen eines vom Kompressorausgang abzweigenden Entlastungsventils gesteuert wird, dadurch gekennzeichnet, daß zur Anwendung des Verfahrens beim Betrieb des Turbokompressors mit Gas von veränderlicher Zusammensetzung, wo-

bei aber für alle Gaszusammensetzungen stets eine eindeutige Relation zwischen der Gaskonstanten (R) und dem Isentropenexponenten (K) besteht,

e) zusätzlich der Istwert eines von den saug- und druckseitigen Meßwerten unabhängigen Betriebsparameters, der eine Kennlinienschar im Kennfeld definiert, insbesondere die Drehzahl, als Überwachungsparameter laufend gemessen wird,

f) der Istwert verglichen wird mit einem Sollwert des Überwachungsparameters, der im gespeicherten Sollkennfeld derjenigen Kennlinie zugeordnet ist, die durch den momentanen Arbeitspunkt des Kompressors verläuft,

g) und bei Abweichung des Istwertes vom Sollwert des Überwachungsparameters ein die Steuerung des Entlastungsventils korrigierendes Korrektursignal und/oder ein Warnsignal erzeugt wird.

2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch **gekennzeichnet**, daß als Kennfeldkoordinaten die adiabate Förderhöhe ( $\Delta h_{ad}$ ) und der Ansaugvolumenstrom ( $\dot{V}$ ) aus den Meßwerten errechnet werden.

3. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch **gekennzeichnet**, daß als Überwachungsparameter die Drehzahl (n) des Kompressors bestimmt wird.

4. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch **gekennzeichnet**, daß vor oder in Abständen während des Betriebes des Kompressors mit dem jeweils vorliegenden Fördergas der Kompressor mit einem Normgas bekannter Zusammensetzung betrieben wird und daß bei diesem Betrieb mit Normgas bei einer Abweichung des Istwertes vom Sollwert des Überwachungsparameters ein die Verschmutzung des Kompressors anzeigendes Warnsignal erzeugt wird.

5. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch **gekennzeichnet**, daß bei jeder Änderung der Zusammensetzung des dem Kompressor zugeführten Fördergases der Überwachungsparameter gemessen und bei Abweichung seines Istwertes vom Sollwert das Korrektursignal erzeugt wird.

6. Verfahren nach Anspruch 1, bei dem der Istwert ( $V_{ist}$ ) einer Kennfeldkoordinate ( $V$ ) als Regelgröße mit einem durch Vergleich der anderen Kennfeldkoordinate ( $\Delta h_{ad}$ ) mit der Abblaselinie gewonnenen Sollwert ( $V_{soll}$ ) verglichen wird und die so gewonnene Regeldifferenz einem Regler für das Entlastungsventil als Eingangsgröße zugeführt wird, dadurch **gekennzeichnet**, daß die durch Vergleich des Istwertes ( $n_a$ ) und Sollwertes ( $n_r$ ) des Überwachungsparameters gewonnene Korrekturgröße dem Istwert ( $V_{ist}$ ) oder dem Sollwert ( $V_{soll}$ ) der Regelgröße oder deren Regeldifferenz additiv und/oder multiplikativ aufgegeben wird.

7. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch **gekennzeichnet**, daß anhand der Kennfeldkoordinaten des Arbeitspunktes der zu diesen gehörende Sollwert ( $n_r$ ) des Überwachungsparameters rechnerisch aufgrund vorgegebener, die Gaszusammensetzung berücksichtigender Formeln ermittelt wird oder in einem Matrixspeicher gespeichert ist und abgerufen wird.

8. Verfahren nach Anspruch 1, zur Pumpgrenzregelung einer mehrstufigen Kompressoranlage, dadurch **gekennzeichnet**, daß es nur für eine oder einen Teil der Kompressorstufen angewendet wird.

## Claims

1. A method for the surge limit regulation of turbocompressors, in which:

a) the measured values of pressures and temperatures on the intake and outlet sides of the compressor are measured regularly;

b) the performance graph coordinates of the instantaneous working point of the compressor in a specific performance range are calculated from the measured values;

c) the performance graph coordinates are compared with stored data of a desired performance range applicable to a given gas composition and the distance of the working point from a surge limit line and/or blow-off line defined in the desired performance range is calculated, and

d) the opening or closing of a relief valve tapped from the compressor outlet is controlled as a function of this distance, characterised in that to apply the method while the turbocompressor is operating with gas of variable composition, but in which there is always a clear relationship between the gas constant (r) and the isentropic exponent (K) for all gas compositions,

e) additionally the actual value of an operating parameter independent of the measured values on the intake side and delivery side is measured regularly as a monitoring parameter, which defines a family of characteristics in the performance graph, in particular the speed of rotation,

f) the actual value is compared with a desired value of the monitoring parameter which, in the stored desired performance range, is associated with that characteristic curve which passes through the instantaneous working point of the compressor,

g) and if the actual value deviates from the desired value of the monitoring parameter a correction signal correcting the control of the relief valve and/or a warning signal is generated.

2. A method according to Claim 1, characterised in that the adiabatic delivery head ( $\Delta h_{ad}$ ) and the intake volume flow ( $\dot{V}$ ) are calculated as performance graph coordinates from the measured variables.

3. A method according to Claim 1, characterised in that the speed of rotation (n) of the compressor is determined as the monitoring parameter.

4. A method according to Claim 1, characterised in that, before or at intervals during the operation of the compressor with the respectively present delivery gas, the compressor is operated with a standard gas of known composition, and in that during this operation with standard gas if the actual value deviates from the desired value of the monitoring parameter a warning signal is generated indicating contamination of the compressor.

5. A method according to Claim 1, characterised in that with any variation in the composition of the delivery gas fed to the compressor the monitoring parameter is measured and the correction signal is generated if its actual value deviates from the desired value.

6. A method according to Claim 1, wherein the actual value ( $V_{ist}$ ) of a performance graph coordinate as control variable is compared with a desired value ( $V_{soll}$ ) obtained by comparing the other performance graph coordinate ( $\Delta h_{ad}$ ) with the blow-off line and the control difference thus obtained is fed as an input variable to a controller for the relief valve, characterised in that the correction variable obtained by comparing the actual value ( $n_a$ ) and the desired value ( $n_r$ ) of the monitoring parameter is fed additively and/or multiplicatively to the actual value ( $V_{ist}$ ) or to the desired value ( $V_{soll}$ ) of the control variable or the control difference thereof.

7. A method according to Claim 1, characterised in that on the basis of the performance graph coordinates of the working point the associated desired value ( $n_r$ ) of the monitoring parameter is determined by computer on the basis of predetermined formulae taking the gas composition into account or is stored in a matrix store and is recalled.

8. A method according to Claim 1, for the surge limit regulation of a multistage compressor installation, characterised in that it is used only for one or one part of the compressor stages.

## Revendications

1. Procédé de réglage pour limiter le pompage de turbocompresseurs, selon lequel:

a) on mesure en continu les valeurs des pressions et températures côté aspiration et refoulement;

b) on calcule à partir des valeurs de mesure, les coordonnées de diagramme caractéristique du point de fonctionnement instantané du compresseur, dans un diagramme caractéristique défini;

c) on procède à la comparaison des coordonnées de diagramme caractéristique avec des données mémorisées d'un diagramme caractéristique valable pour une composition de gaz déterminée, et l'on calcule l'intervalle du point de fonctionnement à une limite de pompage et/ou une courbe de décharge définie dans un diagramme caractéristique de consigne, et

d) l'on commande l'ouverture et la fermeture, en fonction de l'intervalle, d'une soupape de décharge en dérivation sur la sortie du compresseur, et caractérisé en ce que pour la mise en oeuvre du procédé lors du fonctionnement du turbocompresseur avec un gaz de composition variable, une relation bien définie existant toutefois toujours, pour toutes les compositions de gaz, entre la constante du gaz ( $R$ ) et l'indice isentropique ( $K$ ),

e) on mesure en plus, continuellement et en guise de paramètre de contrôle, la valeur instantanée d'un paramètre de fonctionnement, indépendant des valeurs de mesures côté aspiration et refoulement, et définissant un faisceau de courbes caractéristiques dans le diagramme caractéristique, notamment la vitesse de rotation,

f) en ce que la valeur instantanée est comparée à une valeur de consigne du paramètre de contrôle, qui est associée, dans le diagramme caractéristique de consigne mémorisé, à la courbe caractéristique passant par le point de fonctionnement instantané du compresseur,

g) et en ce que dans le cas d'un écart entre la valeur instantanée et la valeur de consigne du paramètre de contrôle, on délivre un signal de correction corrigeant la commande de la soupape de décharge, et/ou un signal d'alarme.

2. Procédé selon la revendication 1, caractérisé en ce que à partir des valeurs de mesure, on calcule en guise de coordonnées de diagramme caractéristique, la hauteur de refoulement adiabatique ( $\Delta h_{ad}$ ) et le débit volumique d'aspiration ( $\dot{V}$ ).

3. Procédé selon la revendication 1, caractérisé en ce que l'on détermine la vitesse de rotation ( $n$ ) du compresseur, en guise de paramètre de contrôle.

4. Procédé selon la revendication 1, caractérisé en ce que avant, ou à intervalles pendant, le fonctionnement du compresseur avec le gaz véhiculé considéré, on fait fonctionner le compresseur avec un gaz standard de composition connue, et en ce que au cours de ce fonctionnement avec le gaz standard, lorsqu'apparaît un écart entre la valeur instantanée et la valeur de consigne du paramètre de contrôle, on délivre un signal d'alarme indiquant l'encrassement du compresseur.

5. Procédé selon la revendication 1, caractérisé en ce que pour chaque variation de la composition du gaz alimentant le compresseur, on mesure le paramètre de contrôle, et dans le cas d'un écart entre la valeur instantanée et la valeur de consigne, un signal de correction est délivré.

6. Procédé selon la revendication 1, selon lequel la valeur instantanée ( $V_{inst}$ ) d'une coordonnée ( $V$ ) de diagramme caractéristique est comparée, en tant que grandeur de régulation, à une valeur de consigne

( $V_{cons}$ ) obtenue par comparaison de l'autre coordonnée de diagramme caractéristique ( $\Delta h_{ad}$ ) avec la courbe de décharge, la différence de régulation ainsi obtenue étant transmise comme grandeur d'entrée à un régulateur pour la soupape de décharge, caractérisé en ce que la grandeur de correction obtenue par comparaison de la valeur instantanée ( $n_a$ ) et de la valeur de consigne ( $n_r$ ), est associée par addition et/ou par multiplication à la valeur instantanée ( $V_{inst}$ ), ou à la valeur de consigne ( $V_{cons}$ ), ou bien à leur différence de régulation.

7. Procédé selon la revendication 1, caractérisé en ce que à partir des coordonnées de diagramme caractéristique du point de fonctionnement, on détermine par calcul, la valeur de consigne correspondante ( $n_r$ ) du paramètre de contrôle sur la base de formules prédéterminées tenant compte de la composition du gaz, ou en ce qu'on appelle cette valeur de consigne dans une mémoire à sélection matricielle où elle est mémorisée.

8. Procédé selon la revendication 1, pour la régulation de la limitation du pompage d'une installation avec compresseur à étages multiples, caractérisé en ce qu'il n'est utilisé que pour l'un ou une partie des étages du compresseur.



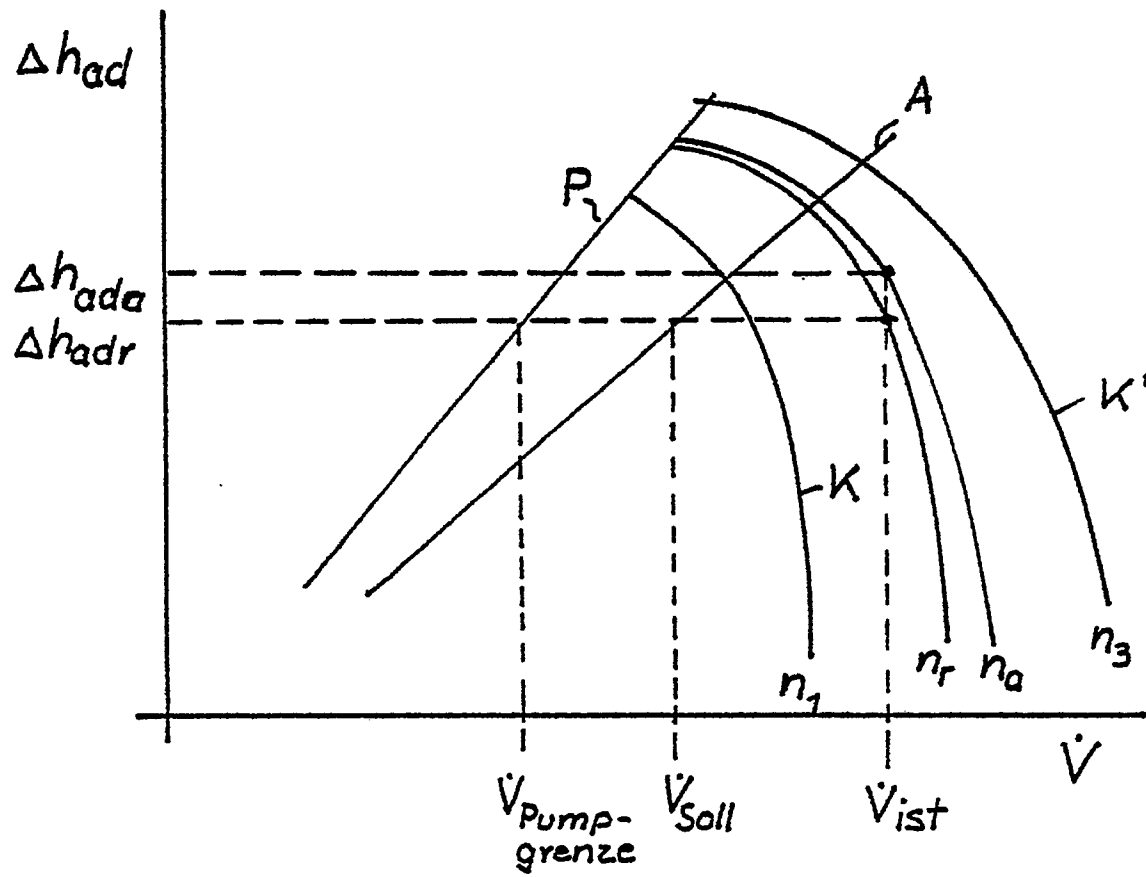


Fig. 1

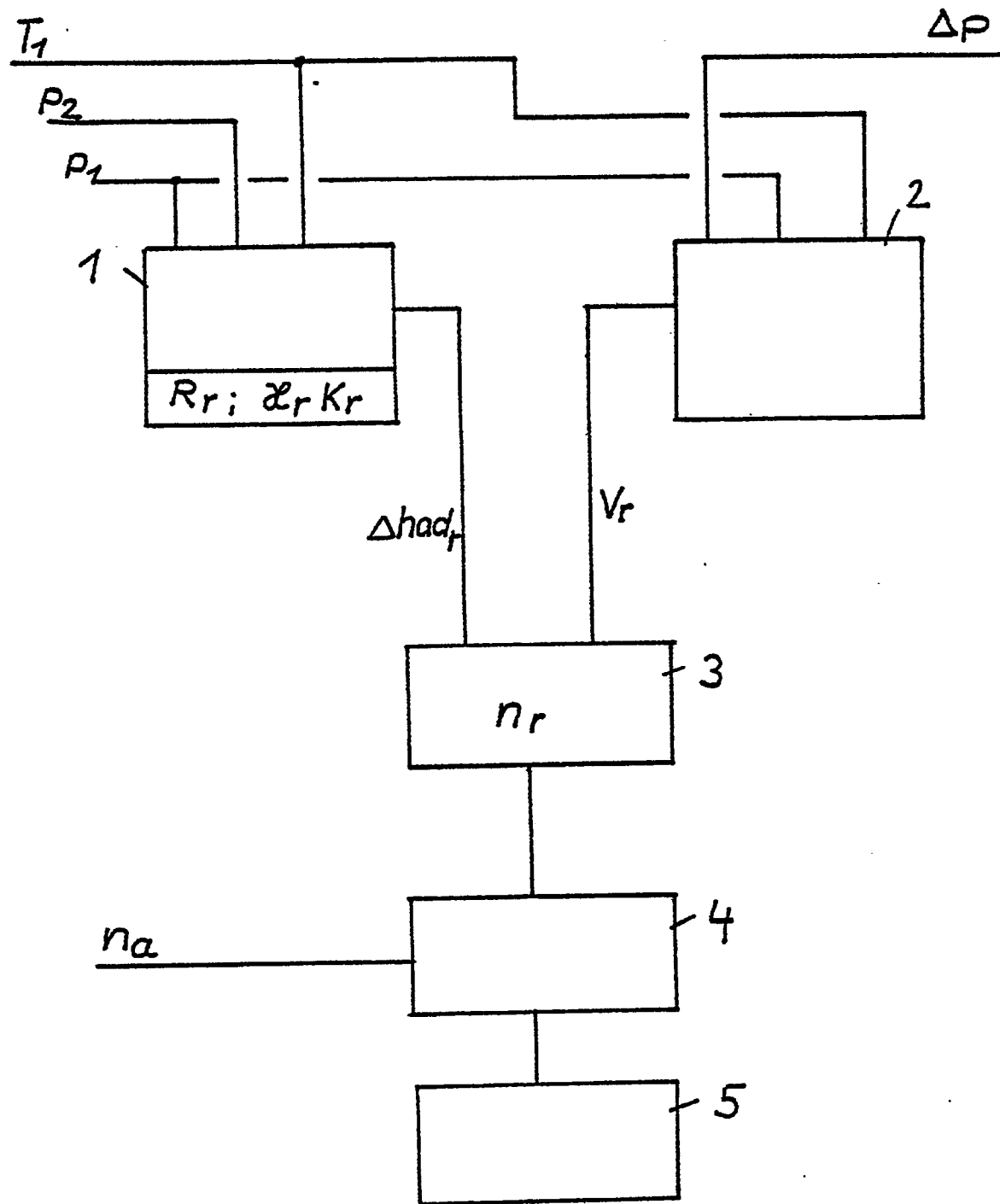


Fig. 2

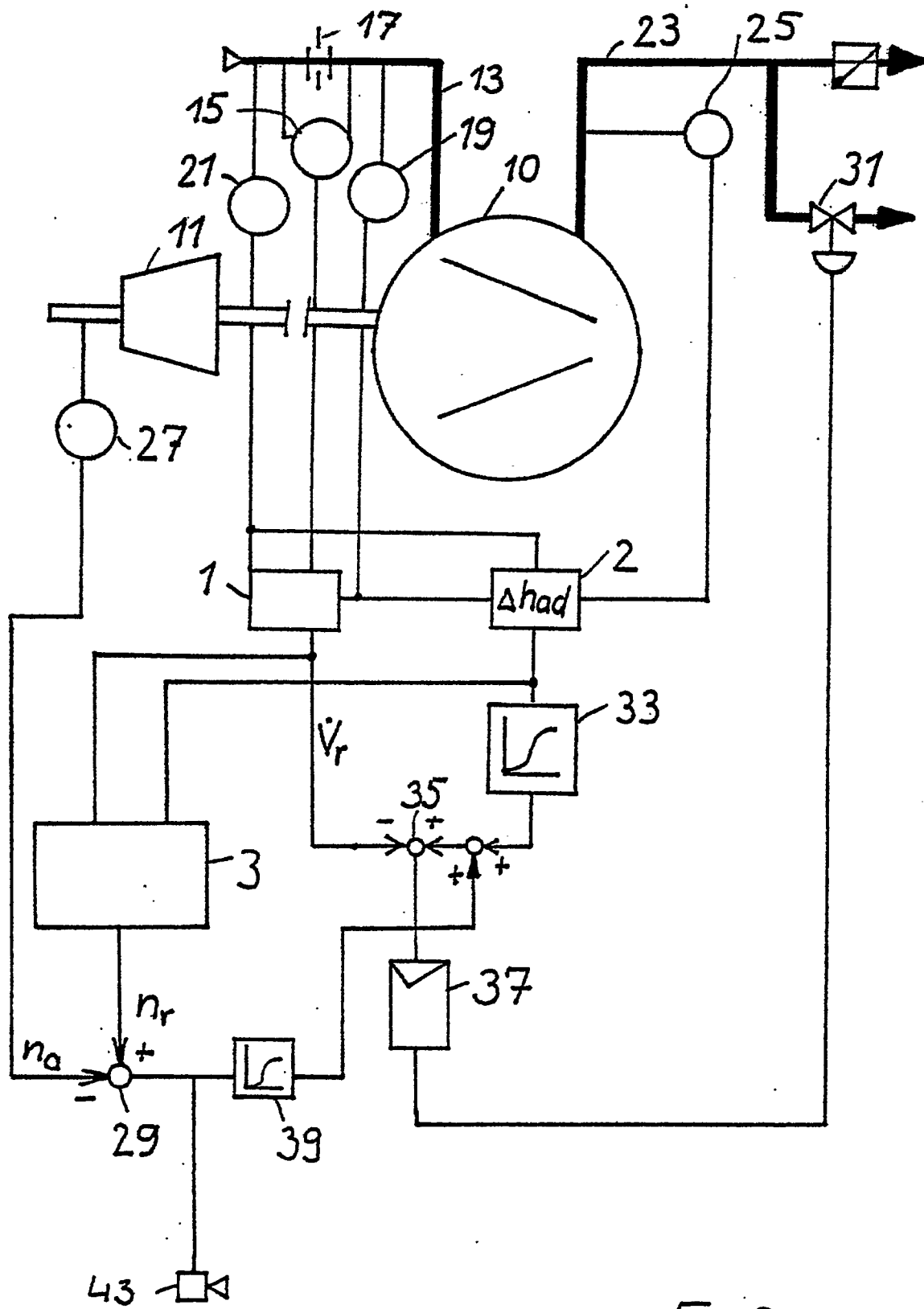


Fig.3