



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) Veröffentlichungsnummer : **0 243 596 B1**

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag der Patentschrift :
29.05.91 Patentblatt 91/22

(51) Int. Cl.⁵ : **F04D 29/46**

(21) Anmeldenummer : **87102412.1**

(22) Anmeldetag : **20.02.87**

(54) Axialdrallregler für einen Abgasturbolader für Verbrennungsmotoren.

(30) Priorität : **24.04.86 DE 3613857**

(73) Patentinhaber : **A.G. Kühnle, Kopp & Kausch
Postfach 265 Hessheimer Strasse 2
W-6710 Frankenthal/Pfalz (DE)**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung :
04.11.87 Patentblatt 87/45

(72) Erfinder : **Zloch, Norbert Dr.-Ing
Alkmaarstr. 7
W-6100 Darmstadt (DE)
Erfinder : Römuß, Christiane
Birkenstr. 1
W-6711 Beindersheim (DE)**

(45) Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung :
29.05.91 Patentblatt 91/22

(74) Vertreter : **Fleuchaus, Leo, Dipl.-Ing. et al
Fleuchaus & Wehsler Melchiorstrasse 42
W-8000 München 71 (DE)**

(84) Benannte Vertragsstaaten :
AT CH DE ES FR GB IT LI

(56) Entgegenhaltungen :
**DE-A- 1 503 658
GB-A- 938 620
GB-A- 968 190
US-A- 1 978 128
US-A- 2 606 713
US-A- 2 827 224
US-A- 3 089 679**

EP 0 243 596 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 einen Axialdrallregler für einen Abgasturbolader nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Abgasturbolader finden bei Verbrennungsmotoren Verwendung, um Leistung und Drehmoment bei günstigem Kraftstoffverbrauch zu erhöhen. Da Turbolader mit einem Radialverdichter aufgrund ihrer Druck-Volumen-Charakteristik nicht in der Lage sind, den gesamten Betriebsbereich der Verbrennungsmotoren zu überdecken, können sich einerseits bei niedriger Motordrehzahl und einem Vollastbetrieb Betriebszustände einstellen, die links von der Pump- bzw. Abreißgrenze des Verdichterkennfeldes und andererseits bei hohen Motordrehzahlen und Vollastbetrieb rechts von der Stopfgrenze des Verdichterkennfeldes liegen. Aus diesem Grund ist es üblich, Turbolader derart auszulegen, daß die Pump- bzw. Abreißgrenze bei niederen Motordrehzahlen sowie einem Teillast- bzw. Vollastbetrieb nicht nach links überschritten wird. Für die Regelung dieses Betriebsverhaltens sind auf der Turbinenseite Bypass-Ventile bekannt, z.B. durch die DE-A-14 26 076, mit deren Hilfe ein Teil des Abgasstromes um die Turbine herumgeführt werden kann, um bei Vollast und hoher Drehzahl hohe Ladedrücke zu vermeiden. Bei dieser Regelung geht ein Teil der Abgasenergie ungenutzt verloren.

Eine andere turbinenseitige Regelung wird durch einen verstellbaren Düsenkranz gemäß der DE-A-24 55 361 realisiert, wobei das Abgas besser ausgenutzt werden kann.

Generell aber beeinflussen turbinenseitige Regelungen für Turbolader nur die Leistung bzw. das Drehmoment. Sie sind geeignet, den augenblicklichen Leistungsbedarf des Verdichters innerhalb der durch die verfügbare Abgasmenge und Abgastemperatur gegebenen Grenzen den Erfordernissen anzupassen. Sie verändern dabei den Massenstrom, nicht jedoch das Verdichterkennfeld. Als Folge davon ist es durchaus möglich, daß der Verdichterbetriebspunkt aus dem Bereich guten Wirkungsgrades herauswandert oder gar in den Pumpbereich geraten kann.

Durch die DE-A-14 26 076 ist auch eine verdichterseitige Turboladerregelung bekannt, wobei mittels einer Drosselklappe im Saugbereich der Volumenstrom reduziert, ja sogar ganz unterbunden werden kann. Eine Unterbindung des Volumenstroms kann wünschenswert sein, um bei einer vorübergehenden Entlastung des Motors, z.B. beim Auskuppeln, dafür zu sorgen, daß der Verdichter keine Leistung mehr aufnimmt und der Turboladerrotor nicht zu stark in der Drehzahl absinkt. Mit dieser verdichterseitigen Turboladerregelung ist eine Veränderung der nutzbaren Kennfeldbreite jedoch nicht möglich.

Durch die DE-B-16 28 232 ist ein Axialdrallregler für Verdichter mit größeren Abmessungen bekannt,

mit welchem eine Kennlinienverschiebung möglich ist. Bei diesem Axialdrallregler besteht der Strömungskanal, in welchem die Leitschaufeln des axialen Leitapparates angeordnet sind, aus zwei zylindrischen Mantelabschnitten mit nur geringfügig verschiedenen Durchmessern und einem dazwischen liegenden Kugelabschnitt, bei welchem der Kugelradius größer als der Radius des größeren zylindrischen Mantelabschnittes ist, d.h., der Strömungskanal erfährt im Bereich der Leitschaufeln eine Durchmesserergrößerung. Diese Durchmesserergrößerung im Strömungskanal führt zu einer Strömungsablösung und zu einer Vergrößerung der durch einen Geschwindigkeitssprung an den Leitschaufeln ausgelösten Wirbelschleppen. Da der verdichterseitig an den Kugelabschnitt anschließende zylindrische Mantelabschnitt einen nur unwesentlich kleineren Durchmesser als der erste zylindrische Mantelabschnitt hat, ist eine rasche Unterdrückung der Störung der Strömung vor dem Eintritt in den Verdichter nicht möglich.

Durch die US-A-1 978 128 ist ein Axialdrallregler bekannt, bei dem Leitschaufeln Verwendung finden, deren Drehachse durch die Symmetriearchse der Leitschaufelfläche verläuft, wobei die Drehachsen derart geneigt angeordnet sind, daß die Vorderkante der geöffneten Leitschaufeln etwa längs dem Radius des eingangsseitigen Strömungskanals verläuft. Der eingangsseitige Strömungskanal ist über ein Polygonehäuse mit dem ausgangsseitigen Strömungskanal verbunden, dessen Durchmesser kleiner als der des eingangsseitigen Strömungskanales ist. Im Zentrum des Strömungskanals ist ein Getriebekasten angeordnet, in dem die vorderen Enden der Drehachsen über ein Kegelgetriebe miteinander verbunden sind, um bei der Verstellung eine gleiche Positionierung für alle Leitschaufeln zu gewährleisten. Durch diesen Getriebekasten ergibt sich eine erhebliche Verwirbelung der Strömung, so daß eine gleichmäßige Anströmung über den gesamten Querschnitt im ausgangsseitigen Strömungskanal trotz der düsenförmigen Durchmesserergrößerung im Bereich des Axialdrallreglers nicht mehr gewährleistet ist. Wenn außerdem ein solcher bekannter Axialdrallregler für Abgasturbolader Verwendung finden soll, ist wegen der kleinen Abmessungen der Abgasturbolader auch mit erheblichen mechanischen Schwierigkeiten zu rechnen.

Schließlich ist durch die DE-A-15 03 658 ein Radialverdichter mit einem Axialdrallregler bekannt, bei dem der Ansaugkanal nach einem konischen Einlauf in Strömungsrichtung gesehen einen kurzen Zylinderabschnitt aufweist, der in einen Kugelabschnitt und einen anschließenden Zylinderabschnitt mit kleinerem Durchmesser übergeht. In der Ebene des Überganges vom ersten Zylinderabschnitt zum Kugelabschnitt sind die Drehachsen der Leitschaufeln gelagert, deren Kanten der kugelförmigen Kanal-

kontur folgen. Da jedoch die Drehachsen der Leitschaufeln längs einem Radius verlaufen, der die Leitschaufeln im Verhältnis 1 : 2 unterteilt, ergibt sich zwangsläufig, daß bei geöffneter Leitschaufel zwischen der kreisförmigen Kante und dem zylindrischen Mantel des ersten Zylinderabschnittes ein Freiraum entsteht, der zu einer Strömungsverwirbelung und damit zur Auslösung einer Wirbelschleppen an dem vorderen Teil der Kante der Leitschaufeln führt. Ferner befindet sich bei völlig geöffneten Leitschaufeln das hintere Ende der kreisförmigen Kante in der Einführungsebene des zweiten Zylinderabschnittes, womit die in diesem Bereich in den zweiten Zylinderabschnitt eintretende Strömung keine weitere Beschleunigung erfährt, so daß die Wirbelschleppen und die Nachlaufstörungen in der Strömung weitergetragen werden.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen Axialdrallregler für einen Turbolader zu schaffen, mit dem der Betriebsbereich des Verbrennungsmotors bei bestem Wirkungsgrad bzw. günstigem Kraftstoffverbrauch noch weiter erweitert werden kann. Insbesondere sollen bei jeder Motordrehzahl sowohl bei Vollast als auch bei Teillast diese optimalen Betriebsbereiche schnell und ökonomisch erreicht werden, das heißt, auch extreme Betriebszustände und deren plötzliche Änderungen wirtschaftlich gefahren werden können. Der nutzbare Regelbereich muß so breit und das Verdichterkennfeld so verschiebbar ausgelegt sein, daß der jeweilige Betriebspunkt im Bereich des besten Wirkungsgrades liegt und die Pumpengrenze durch die Verschiebung des Kennlinienfeldes den jeweiligen Betriebspunkt nicht tangiert.

Diese Aufgabe wird durch die die Erfindung im Anspruch 1 kennzeichnenden Merkmale gelöst.

Durch die Maßnahmen der Erfindung wird erreicht, daß hinter den schwenkbaren Leitschaufeln der an den Kugelabschnitt anschließende zweizylindrische Abschnitt einen wesentlich kleineren Radius hat und damit die Verkleinerung des Querschnitts des Strömungskanals eine beschleunigte Düsenströmung erzeugt, wodurch die Nachlaufstörungen der Leitschaufeln, und insbesondere die durch den Grenzschichteffekt ausgelösten Nachlaufdellen, rasch unterdrückt werden und eine gesunde, gleichmäßige Zuströmung zum Verdichteraufrad gewährleistet wird.

Dadurch kann man erreichen, daß durch eine Verstellung der Leitschaufeln die Pumpengrenze so weit nach links verschoben wird, daß die in Abhängigkeit von der Motorbelastung, dem Kraftstoffbedarf und der Motordrehzahl erforderliche Ladeluftmenge und der erforderliche Ladeluftdruck auch bei extremen Betriebszuständen und deren plötzlichen Änderung zur Verfügung stehen, wobei das Kennlinienfeld so verschoben ist, daß der Betriebsdruck immer rechts von der Pumpengrenze liegt.

Eine weitere Ausgestaltung der Erfindung ist

Gegenstand eines Unteranspruchs.

Für die vorteilhafte Wirkung der Erfindung haben sich Verhältnisse der Durchmesser vom ersten Zylinderabschnitt zum zweiten Zylinderabschnitt zwischen 1,4 und 1,6 und vorzugsweise zwischen 1,45 und 1,5 als besonders zweckmäßig erwiesen, wobei die Maßnahmen der Erfindung die Möglichkeit bieten, auch bei den heututage im Kraftfahrzeugbau verwendeten Turboladern mit sehr kleinen Verdichterraddurchmessern dafür zu sorgen, daß optimale Betriebsbedingungen im gesamten Motorbetriebsbereich möglich sind.

Bei den geringen Abmessungen der für den Kraftfahrzeugbereich üblichen Turbolader – wobei der erste zylindrische Mantelabschnitt bei Standardturboladern im Bereich von 60 mm und kleiner liegen kann – ist es besonders wichtig, dafür Sorge zu tragen, daß die unvermeidlichen Fertigungstoleranzen, die sich bei den kleinen absoluten Abmessungen beim Zusammenbau verhältnismäßig stark auswirken, die Funktionsweise nicht stören. Daher sieht die Erfindung Maßnahmen vor, daß der Leitapparat so zusammenbaubar ist, daß eine einwandfreie Einstellung ohne Klemmen möglich wird, und daß erst danach durch eine kraftschlüssige Verschraubung die Fixierung erfolgt. Zu diesem Zweck ist vorgesehen, daß die Wellen der Drehachsen der Leitschaufeln im Gehäuse wälzgelagert sind und außerhalb des Gehäuses die Verstellhebel tragen, und daß die Leitschaufeln, das Wälzlager und die Verstellhebel kraftschlüssig verspannt sind. Ferner ist vorgesehen, daß das freie Ende der Verstellhebel einen Kugelzapfen trägt, der in einer zur Laderachse parallelen Nut in dem Verstellring geführt ist, wobei der Verstellring konzentrisch zur Laderachse auf dem Außenumfang des Gehäuses auf einer zylindrischen Ringfläche gelagert ist. Dieses Lager ist vorzugsweise ein Nadel Lager.

Die Vorteile und Merkmale der Erfindung ergeben sich auch aus der nachfolgenden Beschreibung eines Ausführungsbeispieles in Verbindung mit den Ansprüchen und der Zeichnung. Es zeigen :

Fig. 1 einen Schnitt durch einen an einem Deckel eines Verdichtergehäuses montierten Axialdrallregler ;

Fig. 2 ein Kennlinienfeld, aus welchem die Verschiebung der Pumpengrenze in Abhängigkeit von der Schaufelstellung für zwei Umfangsgeschwindigkeiten dargestellt ist ;

Der in Fig. 1 dargestellte und auf dem Spiralgehäuse des Verdichters eines Turboladers für Verbrennungsmotoren montierte Axialdrallregler 1 besteht aus einem Gehäuse 6, in dessen Innern der Strömungskanal verläuft, in welchem ein Leitapparat 2 mit verstellbaren Leitschaufeln 5 angeordnet ist. Der Strömungskanal hat einen ersten Zylinderabschnitt 9, der sich vor dem Leitapparat 2 erstreckt und in einen Kugelabschnitt 10 übergeht, dessen Kugelradius

gleich dem Radius des ersten Zylinderabschnittes 9 ist. An den Kugelabschnitt 10 schließt ein zweiter Zylinderabschnitt 11 an, dessen Durchmesser wesentlich kleiner als der erste Zylinderabschnitt 9 ist und in welchen der Kugelabschnitt mit einem als Düsenabschnitt 12 ausgebildeten Teil übergeht. Ein Diffusorabschnitt, in welchem sich das Verdichterrad dreht, schließt an den zweiten Zylinderabschnitt 11 an.

Der Leitapparat 2 besteht aus einem Kranz von Leitschaufeln 5, welche sich über den Querschnitt des Strömungskanals erstrecken und im wesentlichen einen Kreisausschnitt von solcher Form und Teilung haben, daß die Leitschaufeln 5 bei völliger Schließung des Leitapparates 2 den Querschnitt des Strömungskanals fast ganz überdecken. In der Darstellung gemäß Fig. 1 ist lediglich eine Leitschaufel 5 dargestellt.

Die Drehachse der einzelnen Leitschaufeln 5 verläuft jeweils in der Schaufeleintrittskante, so daß die nach außen ragende Welle der Leitschaufeln in der Verlängerung der Eintrittskante verläuft. Im Bereich der Ebene der Drehachse beginnt der Kugelabschnitt 10, der – wie bereits erwähnt – einen dem Radius des ersten Zylinderabschnittes 9 entsprechenden Kugelradius hat. Die Basis der Leitschaufeln verläuft ebenfalls kreisbogenförmig mit einem Radius, der dem Kugelradius entspricht, so daß sich bei dem Verschwenken der Leitschaufeln eine gleichbleibende, gleichmäßige Spaltbreite für alle Winkelstellungen ergibt und die Hinterkante der Leitschaufel der Kanalkontur folgt. Die Welle der Leitschaufeln 5 ist im Gehäuse 6 mit einem Wälzlager 13 gelagert und trägt auf dem außerhalb des Gehäuses 6 befindlichen Abschnitt einen Verstellhebel 14, dessen freies Ende mit einem radial nach innen weisenden Kugelzapfen 16 versehen ist. Die jeweilige Leitschaufel 5 und das dazugehörige Wälzlagerring sowie der dazugehörige Verstellhebel 14 werden mit Hilfe einer Schraubensicherung 15 kraftschlüssig gegeneinander verspannt. Das Wälzlagerring 13 ist in einer auf der Außenseite des Gehäuses 6 angebrachten Buchse fixiert. Im Bereich neben der Buchse ist das Gehäuse konzentrisch zur Laderachse 3 mit einer zylindrischen Ringfläche 19 versehen, auf der ein Verstellring 18 mit Hilfe eines Nadellagers 20 gehalten und gelagert ist. Der Verstellring ist auf seiner Außenseite mit zur Laderachse parallel verlaufenden Nuten 17 versehen, in welche die Kugelzapfen 16 eingreifen. Durch Drehen des Verstellringes kann somit über die Verstellhebel 14 der Leitschaufelkranz in der gewünschten Weise winkeleinstellt werden, um den Drall der Strömung zu beeinflussen. Da die absoluten Abmessungen aufgrund der Größe des Turboladers verhältnismäßig klein sind und infolgedessen die unvermeidlichen Toleranzen beim Zusammenbau verhältnismäßig stark wirksam sind, werden die jeweilige Leitschaufel, daß Wälzlagerring und der dazugehörige Verstellhebel zunächst ohne Verklemmen bzw. Verspannen

zusammengebaut und die erforderlichen Verstellpositionierungen vorgenommen, bevor die Schraubensicherung 15 angezogen wird, um die einzelnen Teile in der genau positionierten Lage kraftschlüssig zu verspannen. Bei der Verwendung einer formschlüssigen Verspannung wäre wegen der unvermeidlichen Fertigungstoleranzen eine genaue Positionierung äußerst schwierig.

Im Interesse einer optimalen Regelung auch bei extremen Betriebszuständen und deren plötzlichen Änderung muß dafür gesorgt werden, daß – wie bereits erwähnt – Nachlaufstörungen an den Leitschaufeln möglichst rasch unterdrückt und ausgeglichen werden. Dies geschieht durch die Beschleunigung der Strömung im Bereich des Düsenabschnittes 12, wobei durch die Verjüngung des Querschnittes die gewünschte Strömungsbeschleunigung erzielt wird. Als besonders vorteilhaft hat sich für die Verjüngung ein Durchmesserverhältnis D_1/D_2 von etwa 1,4 bis etwa 1,6 ergeben. Vorzugsweise liegt dieses Verhältnis zwischen 1,45 und 1,5, wobei die Anzahl der Leitschaufeln für Unterschiede in den Verhältniswerten ausschlaggebend sein kann. Es hat sich gezeigt, daß mit einem Leitapparat, bestehend aus 5 bis 14 Leitschaufeln die gewünschte Verschiebung des Kennlinienfeldes zur Optimierung des Motorbetriebs auch bei extremen Betriebszuständen erzielbar ist.

Aus Fig. 2 geht ein Kennlinienfeld hervor, bei dem das Verhältnis des ausgangsseitigen Druckes zum eingangsseitigen Druck über dem eingangsseitigen Volumenstrom aufgezeichnet ist. Das Diagramm läßt erkennen, daß sich bei einer Winkelverstellung der Leitschaufeln 5 mit zunehmendem Winkel eine Verschiebung der strichpunktierter dargestellten alge der Pumpgrenze nach links erzielen läßt, wobei die Betriebspunktkennlinien für zwei Umfangsgeschwindigkeiten eingezeichnet sind. Die ausgezogene Kurvenschar ist der niederen Umfangsgeschwindigkeit und die gestrichelte Kurvenschar der höheren Umfangsgeschwindigkeit zugeordnet. Die auf der Abszisse aufgetragenen Werte des Volumenstroms sind relativiert und in Prozent aufgetragen, wobei 100% dem an der Stoppgrenze auftretenden Volumenstrom zugeordnet ist.

Ansprüche

1. Axialdrallregler für einen Abgasturbolader für Verbrennungsmotoren mit Radialverdichter, bestehend aus einem axialen Leitapparat (2) mit einem Kranz sich radial zur Laderachse (3) erstreckende, um radial ausgerichtete Drehachsen (4) schwenkbaren Leitschaufeln (5), welche im wesentlichen aus Kreisausschnitten von solcher Form und Teilung bestehen, daß sie bei völliger Schließung des Leitapparates (2) den Querschnitt eines Strömungskanals

fast ganz überdecken und in den Strömungskanal in einem Gehäuse (6) angeordnet sind, dessen innere Wand (7) in Strömungsrichtung (8) gesehen einen ersten Mantel eines Zylinderabschnittes (9), einen Mantel eines Kugelabschnittes (10) und einen zweiten Zylinderabschnitt (11) von kleinerem Radius umfaßt, wobei der Kugelradius des Kugelabschnittes (10) gleich dem Radius des ersten Zylinderabschnittes (9) ist und mit an den entlang der Drehachsen (4) nach außen ragenden Wellen der einseitig gelagerten Leitschaufeln (5) angeordneten Verstellhebeln (14), welche in einen das Gehäuse (6) konzentrisch umschließenden Verstellring (18) eingreifen, dadurch gekennzeichnet,

- daß der Kugelabschnitt (10) düsenförmig in den zweiten Zylinderabschnitt (11) übergeht
- daß die Drehachsen (4) der Leitschaufeln (5) jeweils in der Schaufeleintrittskante liegen
- und daß der Übergang des Gehäusemantels vom ersten Zylinderabschnitt (9) zum Kugelabschnitt (10) in der Ebene der Drehachsen (4) der Leitschaufeln (5) liegt.

2. Axialdrallregler nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,

– daß das Verhältnis der Durchmesser vom ersten Zylinderabschnitt (9) zum zweiten Zylinderabschnitt (11) zwischen 1,4 und 1,6 und vorzugsweise zwischen 1,45 und 1,5 liegt.

3. Axialdrallregler nach den Ansprüchen 1 und 2, dadurch gekennzeichnet,

- daß die Wellen der Drehachsen der Leitschaufeln (5) im Gehäuse (6) wälzgelagert sind und außerhalb des Gehäuses die Verstellhebel (14) tragen,
- und daß die Leitschaufeln (5) das Wälzlager (13) und die Verstellhebel (14) durch eine Schraubmutter (15) kraftschlüssig verspannt sind.

4. Axialdrallregler nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß das freie Ende der Verstellhebel (14) einen Kugelzapfen (16) hat, der in einer zur Ladeachse parallelen Nut (17) in dem Verstellring (18) geführt ist.

5. Axialdrallregler nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Verstellring (18) auf einer konzentrisch zur Ladeachse (3) nut dem Außenumfang des Gehäuses befindlichen zylindrischen Ringfläche (19) gelagert ist.

6. Axialdrallregler nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerung für den Verstellring (18) ein Nadelleger (20) ist.

7. Axialdrallregler nach Anspruch 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Leitschaufelverstellung Endbegrenzungen aufweist.

8. Axialdrallregler nach den Ansprüchen 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß das äußere Ende einer der Leitschaufelwellen ein Potentiometer (21) zum elektrischen Abgreifen der Schaufelanstellung

trägt.

Claims

5. 1. Axial drag regulator for an exhaust turbo charger for internal-combustion engines with a radial compressor, consisting of an axial diffuser (2) with a ring of guide vanes (5) extending radially with respect to the centre line (3) of the charger and being swingable around radially disposed rotation axes (4), which consist substantially of circular sections of such a shape and partition that they nearly totally cover the cross section of a flow channel if the diffuser (2) is totally closed, and are disposed in the flow channel in a casing (6), the inner wall (7) of which, seen in the direction of the flow (8), comprises a first shell of a cylindrical section (9), a shell of a spherical section (10), and a second cylindrical section (11) of smaller radius, the spherical radius of the spherical section (10) being equal to the radius of the first cylinder section (9), and with adjusting levers (14) being disposed at the shafts of the guide vanes (5) being supported on one side, said shafts jutting outward along the axes of rotation (4), which engage into an adjusting ring (18) surrounding concentrically the said casing (8), characterized in
- that the spherical section (10) transitions nozzle-like into the second cylinder section (11),
 - that the rotation axes (4) of the guide vanes (5) are located in the vane leading edge each,
 - and that the transition of the casing shell from the first cylinder section (9) to the spherical section (10) is located in the plane of the rotation axes (4) of the guide vanes (5).
30. 2. Axial drag regulator according to claim 1, characterized in that
- the ratio of the diameters of the first cylinder section (9) to the second cylinder section (11) amounts to between 1.4 and 1.6, preferably between 1.45 and 1.5.
35. 3. Axial drag regulator according to claims 1 and 2, characterized in that
- the shafts of the axes of rotation of the guide vanes (5) are supported in roller bearings in the casing (6) and carry the adjusting levers (14) outside of the housing,
 - and that the guide vanes (5), the roller bearing (13) and the adjusting levers (14) are force-lockingly locked by means of a screw nut (15).
40. 4. Axial drag regulator according to claim 3, characterized in that the free end of the adjusting levers (14) is provided with a ball end pin (16) which is guided in a groove (17) in the adjusting ring (18) parallel with respect to the centre line of the charger.
45. 5. Axial drag regulator according to claim 4, characterized in that the adjusting ring (18) is supported on a cylindrical ring face (19) disposed in the outer

circumference of the casing concentrically with respect to the centre line of the charger.

6. Axial drag regulator according to claim 5, characterized in that the bearing for the adjusting ring (18) is a needle bearing (20).

7. Axial drag regulator according to claims 1 through 6, characterized in that the guide vane adjustment is restricted by limiting abutments

8. Axial drag regulator according to claims 1 through 7 characterized in that the outer end of one of the guide vane shafts carries a potentiometer (21) for electrically picking off the position of the vanes.

Revendications

1. Régulateur de résistance axiale pour un turbo-compresseur alimenté par les gaz d'échappement pour un moteur à combustion interne avec un compresseur radial, comprenant un diffuseur axial (2) avec une couronne d'aubes de guidage (5) s'étendant radialement par rapport à l'axe central (3) du compresseur et pouvant pivoter autour d'axes de rotation disposés radialement (4), ces aubes étant constituées pratiquement de secteurs circulaires ayant une forme telle et étant séparées de telle façon qu'elles couvrent pratiquement totalement la section transversale d'un conduit d'écoulement si le diffuseur (2) est totalement fermé et sont disposées dans le conduit d'écoulement dans un carter (6) dont la paroi intérieure (7), vu dans la direction de l'écoulement (8) comprend une première gaine de section cylindrique (9), une gaine de section sphérique (10) et une deuxième section cylindrique (11) de plus petit rayon, le rayon de la sphère de la section sphérique (10) étant égal au rayon de la première section cylindrique (9), des leviers de réglage (14) étant disposés sur les arbres des aubes de guidage (5) supportés sur un côté, ces arbres se projetant vers l'extérieur selon les axes de rotation (4) et ces leviers de réglage coopérant avec un anneau de réglage (18) entourant concentriquement le carter (8), caractérisé en ce que:

- la section sphérique (10) se raccorde à la deuxième section cylindrique (11) par un passage en forme de tuyère,
- les axes de rotation (4) des aubes de guidage (5) sont disposés chacun dans le bord d'attaque des aubes,
- et la transition de l'enveloppe du carter de la première section cylindrique (9) à la section sphérique (10) est disposée dans le plan des axes de rotation (4) des aubes de guidage (5).

2. Régulateur de résistance axiale selon la revendication 1, caractérisé en ce que le rapport des diamètres de la première section cylindrique (9) et de la deuxième section cylindrique (11) est compris entre environ 1,4 et 1,6 et de préférence entre 1,45 et 1,5.

3. Régulateur de résistance axiale selon la revendication 1 ou la revendication 2, caractérisé en ce que les arbres des axes de rotation des axes de guidage (5) sont supportés dans des roulements à rouleaux dans le carter (6) et portent les leviers de réglage (14) à l'extérieur du carter, et en ce que les aubes de guidage (5), les paliers à rouleaux (13) et les leviers de réglage (14) sont bloqués de force par un écrou (15).

4. Régulateur de résistance axiale selon la revendication 3, caractérisé en ce que l'extrémité libre des leviers de réglage (14) porte un téton à rotule (16) qui est guidé dans une rainure (17) dans l'anneau de réglage (18), parallèle à l'axe central du compresseur.

5. Régulateur de résistance axiale selon la revendication 4, caractérisé en ce que l'anneau de réglage (18) est supporté sur une face annulaire cylindrique (19) disposé sur la circonférence extérieure du carter, concentriquement par rapport à l'axe central du compresseur.

6. Régulateur de résistance axiale selon la revendication 5, caractérisé en ce que le palier de l'anneau de réglage (18) est un roulement à aiguilles (20).

7. Régulateur de résistance axiale selon les revendications 1 à 6, caractérisé en ce que le réglage des aubes de guidage est limité par des butées de limitation.

8. Régulateur de résistance axiale selon les revendications 1 à 7, caractérisé en ce que l'extrémité extérieure de l'un des arbres des aubes de guidage porte un potentiomètre (21) pour déterminer électriquement la position des aubes.

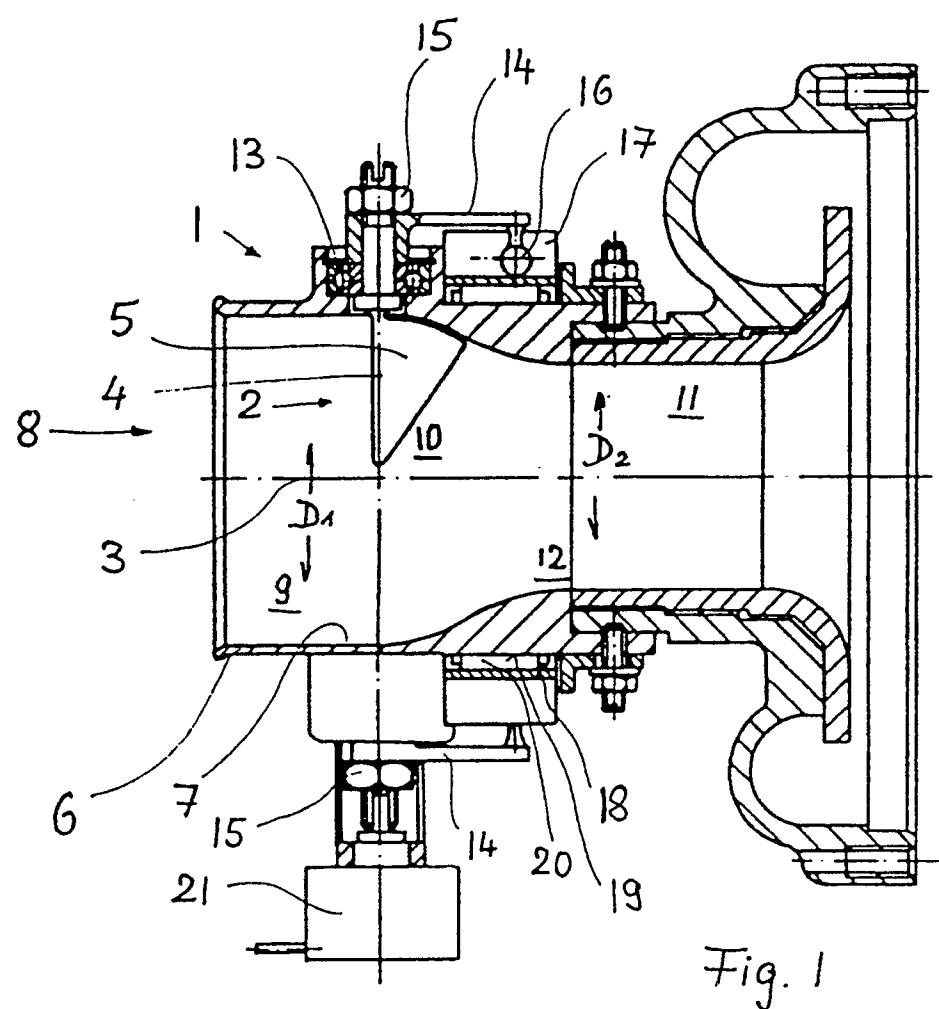
35

40

45

50

55



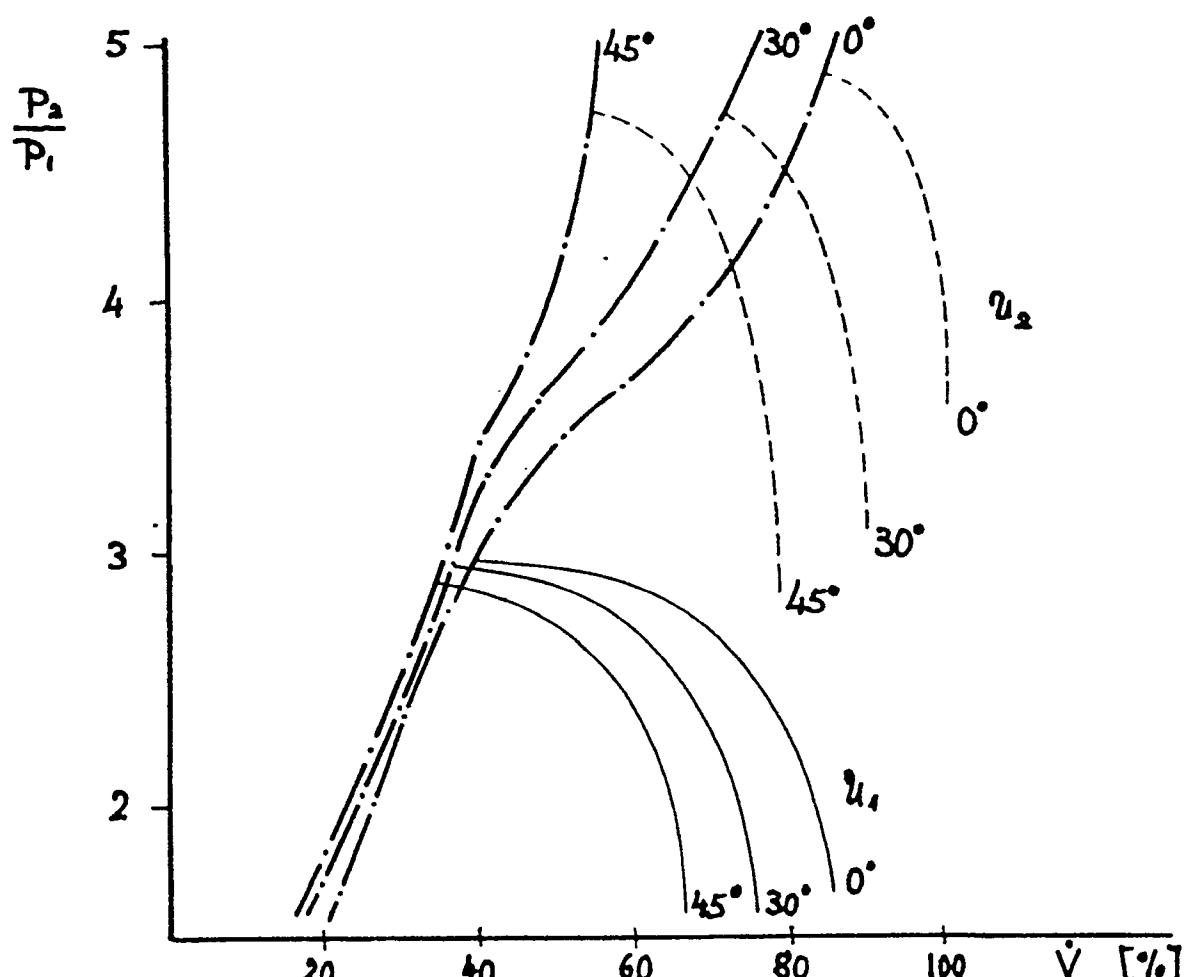


Fig. 2