



⑫ **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift :
09.06.93 Patentblatt 93/23

⑤① Int. Cl.⁵ : **F01D 25/30, F03B 13/08**

②① Anmeldenummer : **90113994.9**

②② Anmeldetag : **21.07.90**

⑤④ **Axialdurchströmte Turbine.**

③⑩ Priorität : **12.09.89 CH 3322/89**

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung :
20.03.91 Patentblatt 91/12

④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung :
09.06.93 Patentblatt 93/23

⑧④ Benannte Vertragsstaaten :
CH DE GB IT LI

⑤⑥ Entgegenhaltungen :
EP-A- 0 265 633
GB-A- 2 047 820
US-A- 4 398 865

⑦③ Patentinhaber : **ASEA BROWN BOVERI AG**
Haselstrasse
CH-5401 Baden (CH)

⑦② Erfinder : **Kreitmeier, Franz**
Hägelerstrasse 75
CH-5400 Baden (CH)

EP 0 417 433 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

Technisches Gebiet

5 Die Erfindung betrifft eine axialdurchströmte Turbine, an deren Austrittslaufschaukeln sich ein Diffusor anschliesst, wobei innerhalb dessen Verzögerungszone Mittel zur Drallwegnahme der drallbehafteten Strömung vorgesehen sind

Stand der Technik

10 Eine derartige Turbine ist bekannt aus der EP-A 265 633. Um der dortigen Forderung nach bestmöglichem Druckrückgewinn bei Teillast gerecht zu werden, ist innerhalb des Diffusors ein gleichrichtendes Gitter vorgesehen, das sich über die ganze Höhe des durchströmten Kanals erstreckt. Es handelt sich bei diesen Mitteln zur Drallwegnahme um drei gleichmässig über dem Umfang angeordnete Strömungsrippen mit dicken Profilen, 15 die nach den Erkenntnissen des Strömungsmaschinenbaus ausgelegt sind und die gegen Schräganströmung möglichst unempfindlich sein sollen. Die angeströmte Vorderkante dieser Rippen befindet sich relativ weit hinter der Austrittskante der letzten Laufschaukeln, um eine durch das Druckfeld der Rippen verursachte Anregung der letzten Schaufelreihe zu vermeiden. Dieser Abstand ist so bemessen, dass sich die Vorderkante der Rippen in einer Ebene befindet, bei welcher ein Diffusorflächenverhältnis von vorzugsweise drei vorherrscht. Die 20 Diffusorzone zwischen Beschauelung und Strömungsrippen soll damit infolge totaler Rotationssymmetrie ungestört bleiben. Die Tatsache, dass keine Interferenzeffekte zwischen Rippen und Beschauelung zu erwarten sind, ist darauf zurückzuführen, dass die Rippen erst in einer Ebene wirksam werden, in der bereits ein relativ tiefes Energieniveau vorherrscht.

In üblichen Gasturbinen wird der Diffusor bei Leerlauf unter einem Geschwindigkeitsverhältnis c_t/c_n von 25 etwa 1,2 angeströmt, wobei c_t die Tangentialgeschwindigkeit und c_n die Axialgeschwindigkeit des Mediums bedeutet. Diese schräge Anströmung führt zu einem Abfall im Druckrückgewinn C_p , wie aus der später zu beschreibenden Fig.2 ersichtlich ist (Kurve A).

Bei andern Maschinentypen, wie beispielsweise Dampfturbinen oder Gasturbinen für Wirbelschichtfeuerung, kommt es durchaus vor, dass der Volumenstrom bis auf 40% reduziert wird und damit c_t/c_n Verhältnisse 30 bis zu 3 vorliegen. Bei solchen Maschinentypen bietet sich die bekannte Diffusorkonfiguration nicht an, da der Druckrückgewinn sogar negativ werden könnte, wie in Fig.2 erkennbar. Dies gilt selbst für den Fall, bei dem das Verhältnis Teilung zu Sehne der Strömungsrippen 0,5 beträgt (Kurve A). Strömungsrippen mit Teilung/Sehne-Verhältnissen von etwa 1 (Kurve B), welche gemäss Fig.2 bei Vollast, d.h. $c_t/c_n = \text{ca.} 0$, zwar einen etwas grösseren Druckrückgewinn ergeben würden, sind bei derartigen Maschinen überhaupt nicht anwendbar.

35 Neben dem grossen Abfall im Druckrückgewinn ist bei den genannten extremen Verhältnissen ein starker Wirbel zwischen Austrittslaufschaukeln und Strömungsrippen charakteristisch, wie in der ebenfalls später zu beschreibenden Fig.1 angedeutet. Der Wirbel wird durch die Strömungsrippen begrenzt, an denen die Tangentialkomponente der Geschwindigkeit dissipiert wird. Werden an der sich einstellenden Rückströmung feste Partikel, bspw. in Gasturbinen oder Wassertröpfchen, bspw. in Dampfturbinen mitgeführt, so kann eine akute Gefahr 40 der Fusserosion an den Schaufeln der letzten Laufreihe entstehen.

Im Falle von Gasturbinen für Wirbelschichtfeuerung kann der Druck hinter Beschauelung von üblicherweise 0,98 bei Vollast bei 40% Volumenstrom auf bis zu 1,15 bar ansteigen. Dieser Gegendruck bedeutet, dass bei 40% Volumenstrom für die Maschine bedeutend mehr Antriebsleistung aufzubringen ist als bei Vorhandensein eines gut wirkenden Diffusors.

45

Darstellung der Erfindung

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, bei axial durchströmten Turbinen der eingangs genannten Art die Diffusionszone so zu gestalten, dass das Teillastverhalten der Maschine weiter verbessert wird.

50 Erfindungsgemäss wird dies dadurch erreicht, dass zwischen den Mitteln zur Drallwegnahme und den Austrittslaufschaukeln min destens eine Reihe mit verstellbaren Leitschaukeln angeordnet ist.

Der Vorteil der Erfindung ist unter anderem darin zu sehen, dass neben dem beträchtlich verbesserten Druckrückgewinn über einem grossen Lastbereich auch der oben erwähnte Wirbel, sofern er überhaupt noch auftritt, sich erst zwischen Leitschaukeln und Strömungsrippen ausbildet und damit keinen schädlichen Einfluss 55 auf die rotierenden Austrittsschaukeln ausüben kann.

Es ist besonders zweckmässig, wenn die Leitschaukeln eine gerade Skelettlinie mit symmetrischem Profil aufweisen. Mit dieser Massnahme können die hinlänglich bekannten Eigenschaften solcher Gitter auf Unempfindlichkeit in der Anströmung zur verlustarmen Umlenkung genutzt werden.

Kurze Beschreibung der Zeichnung

In der Zeichnung ist ein Ausführungsbeispiel der Erfindung anhand einer Gasturbine mit axial/axialem Austritt dargestellt.

5 Es zeigen:

Fig.1 eine schematische Prinzipskizze eines zum Stand der Technik gehörenden Diffusorsystems;

Fig.2 ein Schaubild Druckrückgewinn in Funktion von c_t/c_n ;

Fig.3 einen Teillängsschnitt einer Gasturbine mit erfindungsgemäsem Diffusor;

10 Fig.4 die teilweise Abwicklung eines Zylinderschnittes auf mittlerem Durchmesser des durchströmten Kanals gemäss Fig.3

Es sind nur die für das Verständnis der Erfindung wesentlichen Elemente gezeigt. Nicht dargestellt sind von der Anlage beispielsweise der Verdichterteil, die Brennkammer sowie das vollständige Abgasrohr und der Kamin. Die Strömungsrichtung des Arbeitsmittels ist mit Pfeilen bezeichnet.

15 Weg zur Ausführung der Erfindung

Die bekannte Gasturbine, von der in Fig.1 lediglich die drei letzten, axialdurchströmten Stufen dargestellt sind, besteht im wesentlichen aus dem beschaukelten Rotor 1' und dem mit Leitschaufeln bestückten Schaufelträger 2'. Der Schaufelträger ist im Turbinengehäuse 3' eingehängt. Der Rotor liegt in einem Traglager 4' ein, welches sich seinerseits in einem Abgasgehäuse 5' abstützt. Dieses Abgasgehäuse 5' besteht im wesentlichen aus einem nabenseitigen, innenliegenden Teil 6' und einem aussenliegenden Teil 7', welche den Diffusor 13' begrenzen. Beide Elemente 6' und 7' können einteilige Topfgehäuse ohne axiale Trennebene sein. Sie sind miteinander verbunden durch mehrere angeschweisste tragende Strömungsrippen 8', die gleichmässig verteilt über dem Umfang angeordnet sind und deren Profil mit 9' angedeutet ist. Es ist erkennbar, dass aus den ein-

25 gangs genannten Gründen die Strömungsrippen 8' in gehörigem Abstand zur Beschaukelung angeordnet ist. Ebenfalls erkennbar ist der starke Wirbel 10, der sich bei unterer Teillast zwischen Austrittslaufschaukeln 12' und Strömungsrippen 8' ausbildet und den es mit der Erfindung zu vermeiden gilt.

Das Ergebnis eines derartigen Wirbels kann anhand des Schaubildes in Fig.2 aufgezeigt werden. Es versteht sich, dass auf die Bekanntgabe von allen den Berechnungen und Versuchen zugrundeliegenden Absolutwerten verzichtet wird, da diese wegen ihrer Abhängigkeit von allzu zahlreichen Parametern ohnehin ungenügende Aussagekraft besitzen würden. Die dargestellten Kurven sind demnach vor allem qualitativ aus-

30 zulegen. Auf der Abszisse des Diagrammes ist der Wert c_t/c_n aufgetragen, der ein Mass für den Volumenstrom darstellt. Es handelt sich um den Tangens des Abströmwinkels α aus den letzten Austrittslaufschaukeln, wobei c_t die Tangentialkomponente und c_n die Normalkomponente bedeutet. Bei gleichbleibender Maschinendrehzahl wird bei abnehmender Last und damit abnehmenden Volumenstrom dieser Winkel immer grösser.

Auf der Ordinate ist der Druckrückgewinn C_p aufgetragen, der in erster Näherung dem Verhältnis $(p_A - p_E)/p^*_E - p_E$ entspricht, worin p_A der statische Druck am Austritt des Diffusors, p_E der statische Druck am Eintritt des Diffusors und p^*_E der Totaldruck am Eintritt des Diffusors und damit am Austritt der Beschaukelung bedeuten. Die Kurve A zeigt den Druckrückgewinn in einem Diffusor, der mit Strömungsrippen bestückt ist, welche ein

40 Verhältnis Teilung zu Sehne von etwa 0,5 aufweisen. Man erkennt, dass der Abfall bis zu einem c_t/c_n -Wert einigermaßen tragbar ist, dass bei kleiner werdendem Volumenstrom sich der Druckrückgewinn jedoch dramatisch verschlechtert. Kurve B zeigt den völlig unzumutbaren Verlauf, wenn Strömungsrippen mit einem Verhältnis Teilung zu Sehne von etwa 1 zur Anwendung gelangen. Um dem abzuweichen, wird nun gemäss der Erfindung zwischen den Austrittslaufschaukeln 12 und den Strömungsrippen 8 eine Reihe verstellbarer Leitschaufeln angeordnet, wie in Fig. 3 ersichtlich. Die dort gezeigte Gasturbine entspricht in ihrer Struktur jener von Fig. 1, weshalb auf eine nochmalige Beschreibung des Aufbaus verzichtet wird. Die gleichen Elemente wie in Fig. 1 sind in Fig. 3 mit den selben Bezugszeichen ohne (') bezeichnet. Gleichmässig über den Umfang verteilt sind gleichrichtende Strömungsrippen 8 mit gerader Skelettlinie und mit einem Verhältnis Teilung zu Sehne von 0,5. Dieses Verhältnis tritt im Mittelschnitt des durchströmten Kanals der in radialer Richtung konisch verlaufenden Strömungsrippen auf.

Bei den Leitschaufeln 11 handelt es sich ebenfalls um symmetrische Profile mit gerader Skelettlinie, wie sie beispielsweise unter dem Begriff NACA 0010 bekannt sind. Im vorliegenden Fall weisen diese Leitschaufeln im Mittelschnitt des durchströmten Kanals ein Verhältnis Teilung zu Sehne von 0,5 auf. Derartige Schaufeln sind bis zu einem gewissen Grad unempfindlich gegen Schräganströmung, (s. Artikel von N. Scholz, "Untersuchungen an Schaufelgittern von Strömungsmaschinen", Zeitschrift für Flugwissenschaften, Nr. 3, 1955). Die Leitschaufeln 11 verlaufen in radialer Richtung konisch und sind vorzugsweise verwunden.

55 Die Verstellung der Leitschaufeln 11 im Gitter erfolgt über nicht dargestellte Betätigungsmittel, wie sie beispielsweise aus dem Verdichterbau bekannt sind. Die eigentliche Verstellung erfolgt vorzugsweise automa-

tisch in Funktion der Betriebsparameter wie Last, Drehzahl usw. Der grösste Druckrückgewinn wird erzielt, wenn die Einstellung der Leitschaufeln so erfolgt, dass die Wellenleistung bei allen Betriebsbedingungen den grösstmöglichen Wert annimmt. Geeignet ist demnach eine permanente Leistungsmessung. Der grösste Druckrückgewinn kann auch erzielt werden, wenn die Einstellung der Leitschaufeln so erfolgt, dass der statische Druck vor den Leitschaufeln 11, d.h. hinter den Austrittslaufschaufeln 12 den kleinstmöglichen Wert annimmt. Geeignet ist demnach eine permanente Differenzdruckmessung $p_A - p_E$.

Der Zylinderschnitt in Fig. 4 zeigt in vergrössertem Massstab den Schaufelplan in der betrachteten Gasturbinenzone. Hierin bedeuten jeweils die Zeichen c die Absolutgeschwindigkeit, w die Relativgeschwindigkeit und u die Umfangsgeschwindigkeit der Maschine. Zwecks Angabe der Grössenordnung bei einem ausgeführten Beispiel haben die einzelnen Gitter bspw. folgende Daten: Die Sehne der Leitschaufeln 11 beträgt 125 mm, jene der Strömungsrippen ca. 700 mm. Das Verhältnis Profildicke zu Sehne beträgt bei den Leitschaufeln und bei den Strömungsrippen 0,1.

Die Leitschaufeln 11 werden näherungsweise unter den gleichen Bedingungen angeströmt, mit denen sie die Austrittslaufschaufeln 12 verlassen, d.h. mit der Geschwindigkeit c und einem Winkel α von 60° . Die Leitschaufeln 11 sind nunmehr unter einem Winkel β so angestellt, dass sie im Unempfindlichkeitsbereich arbeiten. Bei dem gewählten Verhältnis Teilung/Sehne = 0,5 beträgt dieser Bereich 20° . Die Abgase verlassen das Leitgitter somit unter einem Winkel von annähernd 40° , mit welchem sie auf die Vorderkanten der gegen Schräganströmung ebenfalls unempfindlichen Strömungsrippen 8 auftreffen, wo sie in die Axiale, d.h. auf 0° ausgerichtet werden.

In der Leitbeschaufelung erfolgt nicht nur eine Umlenkung der Strömung. Man erkennt anhand des Betrages der dargestellten Geschwindigkeitsvektoren am Eintritt und am Austritt der Leitschaufeln, dass es auch zu einem zusätzlichen Verdichtungsverfahren kommt.

Die Kurve C in Fig. 2 zeigt nun die Wirkung einer jeweils optimal angestellten Leitbeschaufelung. Bis zum erwähnten c/c_n -Verhältnis von ca. 1 verläuft der Druckrückgewinn nahezu konstant und fällt erst danach in bescheidenem Masse ab, verglichen mit der Diffusorkonfiguration ohne Leitschaufeln.

Im Diagramm in Fig. 2 dargestellt ist gemäss Kurve D ebenfalls der nicht beschriebene Fall, dass die Strömungsrippen mit einem Verhältnis Teilung/Sehne = 1 ausgeführt sind. Dies bedeutet, dass im Vergleich zum beschriebenen Fall bei gleicher Sehnenlänge die Anzahl der Strömungsrippen auf die Hälfte reduziert ist. Die Rippen könnten in einem solchen Fall mit einem entsprechend dickeren Profil ausgestattet werden, um ihrer Gleichrichteraufgabe besser nachkommen zu können. Da mit weniger Rippen auch weniger benetzte und Reibungsverluste verursachende Fläche im Diffusor vorliegt, ist bei Vollast, d.h. bei axialer Abströmung aus der Beschaufelung der Druckrückgewinn geringfügig höher als beim dargestellten Fall. Bei grösser werdender Schräganströmung der Strömungsrippen fällt jedoch zwangsläufig der Druckrückgewinn etwas steiler ab als jener bei grösserer Anzahl Rippen.

Es versteht sich, dass in der Praxis das Verhältnis Teilung zu Sehne optimiert wird bezüglich der Bedeutung der Teillast, mit der die Maschine gefahren wird.

Dem Diagramm ist ferner zu entnehmen, dass bei Vollast, d.h. im Bereich c/c_n zwischen -0,1 und +0,1 (je nach Auslegung der Beschaufelung) die zum Stand der Technik zählenden Diffusorkonfigurationen einen etwas besseren Druckrückgewinn erzielen. Dies daher, weil die im Diffusor umströmte Fläche insgesamt geringer ist als jene mit Leitschaufeln.

Aufgrund der bisherigen Ueberlegungen kann gefolgert werden, dass bei Vollast der Maschine die Leitschaufeln 11 mit ihrer Skelettlinie im Mittel axial ausgerichtet sind.

Die neue Massnahme ermöglicht es nun jedoch auch, am Austritt aus den letzten Laufschaufeln 12 einen gewissen Gegendrall zuzulassen, da stromabwärts im Diffusor eine axiale Ausrichtung durch die Leitschaufeln und die Strömungsrippen stattfindet. Dieser Gegendrall hätte folgende Vorteile:

- Die Stufenarbeit kann gesteigert werden bei gleichbleibendem Wirkungsgrad; oder
- Der Wirkungsgrad kann gesteigert werden bei gleichbleibender Stufenarbeit;
- die Schaufeln der letzten Laufreihe könnten weniger verwunden ausgebildet werden, was zu einer Verbilligung führt;
- die Umlenkung in der letzten Turbinenstufe kann reduziert werden, was wegen der Partikelseparation insbesondere bei wirbelschichtgefeuerten Gasturbinen zum Tragen kommt.

Selbstverständlich ist die Erfindung nicht auf das gezeigte und beschriebene Ausführungsbeispiel beschränkt, welches einen Diffusor mit axialem Austritt zum Gegenstand hat und damit die Anordnung der Strömungsrippen stark erleichtert. Sie ist insbesondere auch anwendbar bei Dampfturbinen oder den Turbinen von Abgasturboladern, welche beide in der Regel einen sogenannten axial-radialen Austritt aus der Beschaufelung haben. Die Mittel zur Drallwegnahme werden in solchen Maschinen durch den radialen Teil des Austrittsgehäuses selbst repräsentiert.

Desweiteren sind auch 2 oder mehrere hintereinanderangeordnete Leitgitter denkbar, wenn besonders ho-

he Ansprüche hinsichtlich Wirkungsgrad im Teillastgebiet bestehen.

Schliesslich kann in Abweichung zum gezeigten und beschriebenen Beispiel die Skelettform der Leitschaufeln auch gekrümmt sein, was selbstverständlich zu einer wesentlichen Verteuerung dieser Zusatzmassnahme führen würde.

5

Patentansprüche

1. Axialdurchströmte Turbine, an deren Austrittslaufschaufeln (12) sich ein Diffusor (13) anschliesst, wobei innerhalb dessen Verzögerungszone Mittel zur Drallwegnahme (8) der drallbehafteten Strömung vorgesehen sind, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen den Mitteln zur Drallwegnahme (8) und den Austrittslaufschaufeln (12) mindestens eine Reihe mit verstellbaren Leitschaufeln (11) angeordnet ist.
2. Axialdurchströmte Turbine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Leitschaufeln (11) eine gerade Skelettlinie mit symmetrischem Profil aufweisen.
3. Axialdurchströmte Turbine nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Leitschaufeln (11) in radialer Richtung konisch verlaufen.
4. Axialdurchströmte Turbine nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Leitschaufeln (11) verwunden sind.
5. Axialdurchströmte Turbine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das Verhältnis Teilung zu Sehne der Leitschaufeln (11) im Mittelschnitt des durchströmten Kanales zwischen 0,5 und 1 beträgt.
6. Axialdurchströmte Turbine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Mittel zur Drallwegnahme innerhalb des Diffusors (13) gleichmässig über dem Umfang angeordnete Strömungsrippen (8) sind mit gerader Skelettlinie und symmetrischem Profil und mit einem Verhältnis Teilung zu Sehne zwischen 0,5 und 1 im Mittelschnitt des durchströmten Kanales.
7. Axialdurchströmte Turbine nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass die Strömungsrippen (8) in radialer Richtung konisch verlaufen.
8. Verfahren zum Betrieb einer axialdurchströmten Turbine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Leitschaufeln in Funktion von Betriebsparametern derart verstellt werden, dass bei jedem Betriebszustand die Wellenleistung den grösstmöglichen Wert annimmt.
9. Verfahren zum Betrieb einer axialdurchströmten Turbine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Leitschaufeln in Funktion von Betriebsparametern derart verstellt werden, dass bei jedem Betriebszustand der Druck zwischen den Austrittslaufschaufeln und den Leitschaufeln den kleinstmöglichen Wert annimmt.

Claims

1. Axial flow turbine whose outlet rotor blades (12) are followed by a diffuser (13), means for swirl removal (8) from the swirling flow being provided within the retardation zone of the diffuser, characterised in that at least one row with adjustable guide vanes (11) is arranged between the means for swirl removal and the outlet rotor blades (12).
2. Axial flow turbine according to Claim 1, characterised in that the guide vanes (11) have a straight mean camber line with a symmetrical aerofoil section.
3. Axial flow turbine according to Claim 2, characterised in that the guide vanes (11) are conically shaped in the radial direction.
4. Axial flow turbine according to Claim 2, characterised in that the guide vanes (11) are twisted.
5. Axial flow turbine according to Claim 1, characterised in that the pitch/chord ratio of the guide vanes (11)

is between 0.5 and 1 in the centre section of the flow duct.

- 5 6. Axial flow turbine according to Claim 1, characterised in that the means for swirl removal within the diffuser (13) are aerodynamic ribs (8) which are arranged evenly around the periphery and which have a straight mean camber line, a symmetrical aerofoil section and a pitch/chord ratio between 0.5 and 1 in the centre section of the flow duct.
7. Axial flow turbine according to Claim 6, characterised in that the aerodynamic ribs (8) are conically shaped in the radial direction.
- 10 8. Method of operating an axial flow turbine according to Claim 1, characterised in that the guide vanes are adjusted as a function of operating parameters in such a way that the shaft power assumes the maximum possible value at each operating condition.
- 15 9. Method of operating an axial flow turbine according to Claim 1, characterised in that the guide vanes are adjusted as a function of operating parameters in such a way that the pressure between the outlet rotor blades and the guide vanes assumes the lowest possible value at each operating condition.

Revendications

- 20 1. Turbine à écoulement axial, aux aubes mobiles de sortie (12) de laquelle se raccorde un diffuseur (13), dans la zone de ralentissement duquel sont prévus des moyens (8) pour supprimer la rotation de l'écoulement tourbillonnant, caractérisée en ce qu'entre les moyens (8) pour supprimer la rotation et les aubes mobiles de sortie (12) est disposée au moins une rangée avec des aubes directrices (11) réglables.
- 25 2. Turbine à écoulement axial suivant la revendication 1, caractérisée en ce que les aubes directrices (11) présentent une ligne moyenne rectiligne avec un profil symétrique.
- 30 3. Turbine à écoulement axial suivant la revendication 2, caractérisée en ce que les aubes directrices (11) ont une orientation conique en direction radiale.
4. Turbine à écoulement axial suivant la revendication 2, caractérisée en ce que les aubes directrices (11) sont torsadées.
- 35 5. Turbine à écoulement axial suivant la revendication 1, caractérisée en ce que le rapport pas/corde des aubes directrices (11) dans la section moyenne du canal d'écoulement est compris entre 0,5 et 1.
- 40 6. Turbine à écoulement axial suivant la revendication 1, caractérisée en ce que les moyens pour supprimer la rotation sont des ailettes d'écoulement (8) disposées à l'intérieur du diffuseur (13) uniformément sur son pourtour, avec une ligne moyenne rectiligne et un profil symétrique et avec un rapport pas/corde compris entre 0,5 et 1 dans la section moyenne du canal d'écoulement.
7. Turbine à écoulement axial suivant la revendication 6, caractérisée en ce que les ailettes d'écoulement (8) ont une orientation conique en direction radiale.
- 45 8. Procédé de conduite d'une turbine à écoulement axial suivant la revendication 1, caractérisé en ce que les aubes directrices sont réglées en fonction des paramètres de marche, de telle façon que pour chaque état de marche, la puissance des ondes prenne la plus grande valeur possible.
- 50 9. Procédé de conduite d'une turbine à écoulement axial suivant la revendication 1, caractérisé en ce que les aubes directrices sont réglées en fonction des paramètres de marche, de telle façon que pour chaque état de marche, la pression entre les aubes mobiles de sortie et les aubes directrices prenne la plus petite valeur possible.

FIG.1

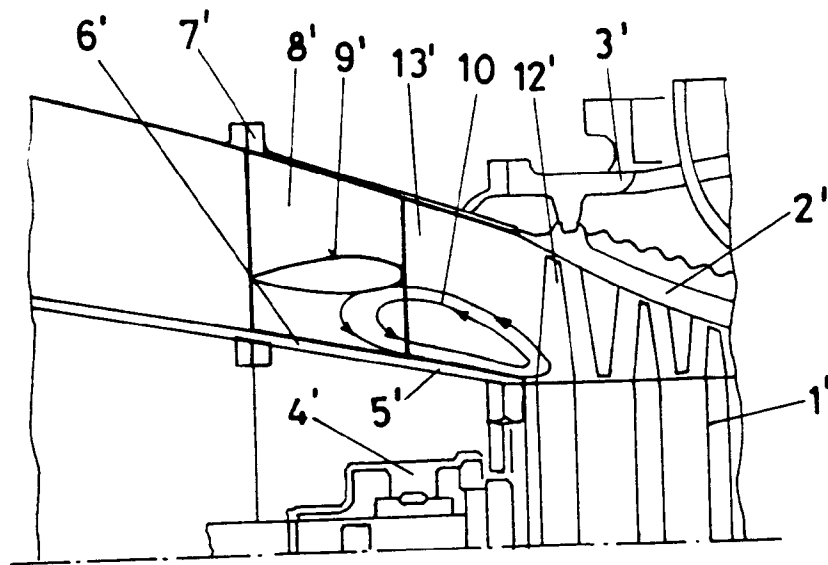
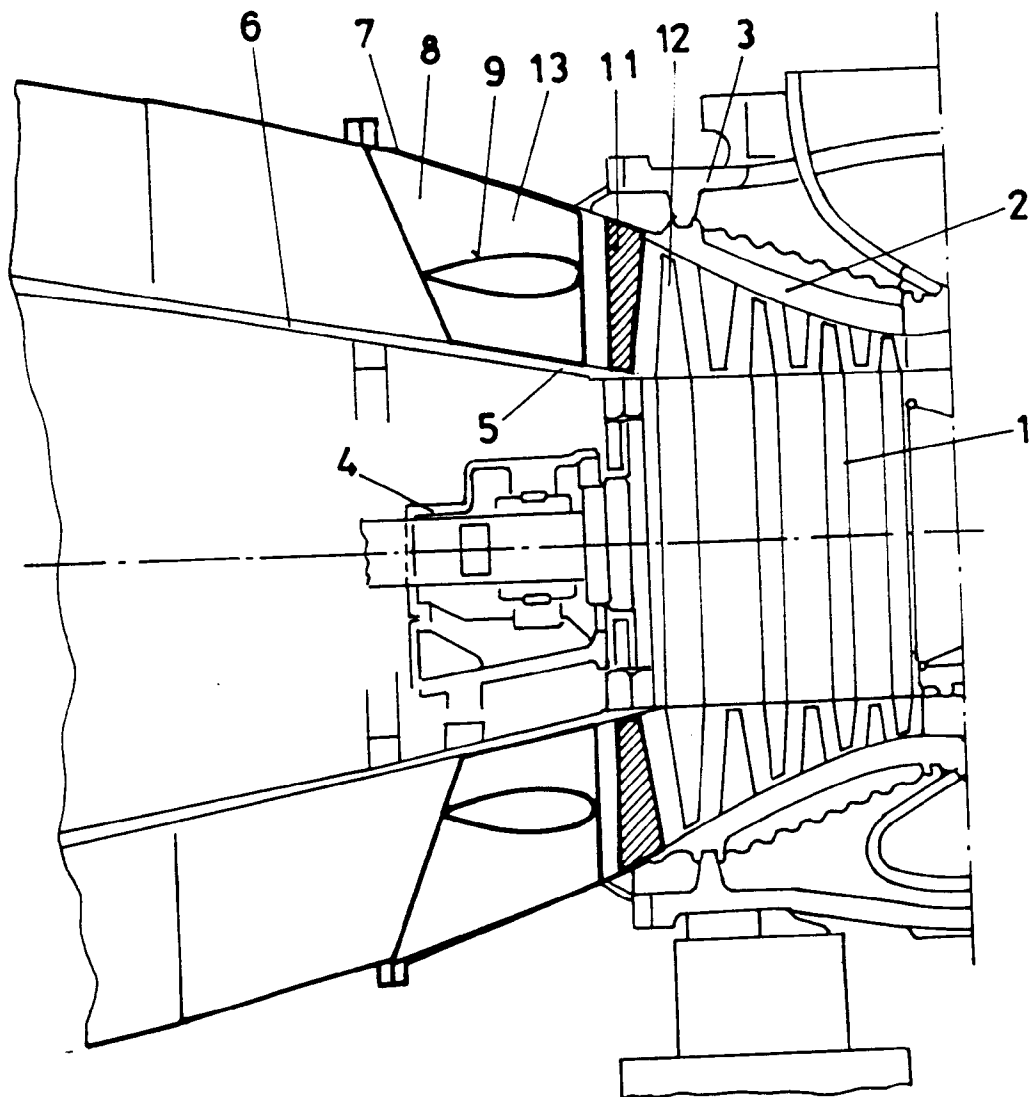


FIG.3



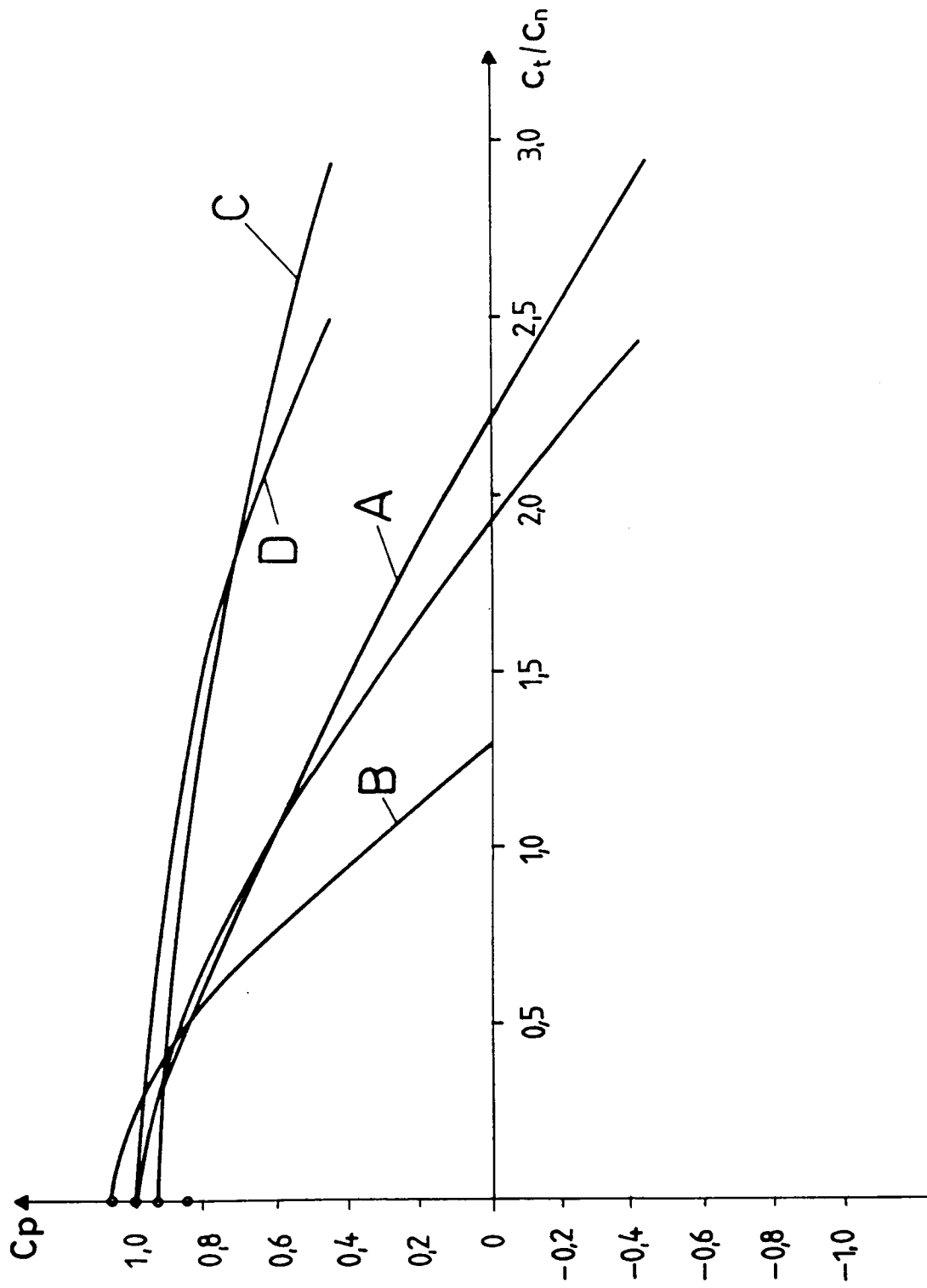


FIG.2

FIG.4

