(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) Veröffentlichungsnummer: **0 265 633**
A1

(12) EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(21) Anmeldenummer: **87112769.2**

(51) Int. Cl.⁴: **F01D 25/30**

(22) Anmeldetag: **02.09.87**

(30) Priorität: **26.09.86 CH 3876/86**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
04.05.88 Patentblatt 88/18

(84) Benannte Vertragsstaaten:
CH DE GB LI NL

(71) Anmelder: **BBC Brown Boveri AG**
CH-5401 Baden(CH)

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

(54) Axialdurchströmte Turbine.

(57) Bei einer axialdurchströmten Gasturbine mit Reaktionsbeschaufelung, an deren Austrittslaufschaufeln (14) sich ein Diffusor mit axialem Austritt in ein Abgasrohr (13) anschliesst, werden zur Verkürzung des Diffusorsystems und zu dessen Optimierung in Teillastbetrieb die Knickwinkel des Diffusoreintritts sowohl an der Nabe (10) als auch am Zylinder (9) ausschliesslich zwecks Vergleichmässigung des Energieprofils über der Kanalhöhe am Austritt der letzten Laufschaufelreihe festgelegt. Darüber hinaus sind Mittel zur Drallwegnahme der drallbehafteten Strömung vorgesehen in Form von Profilrippen (17). Sofern die Austrittslaufschaufeln mit hoher Machzahl durchströmt werden, was zu einem grossen Oeffnungswinkel der Beschaufelung führt, wird der Diffusor mittels Leitblechen (15) in mehrere Teildiffusoren (16) unterteilt.

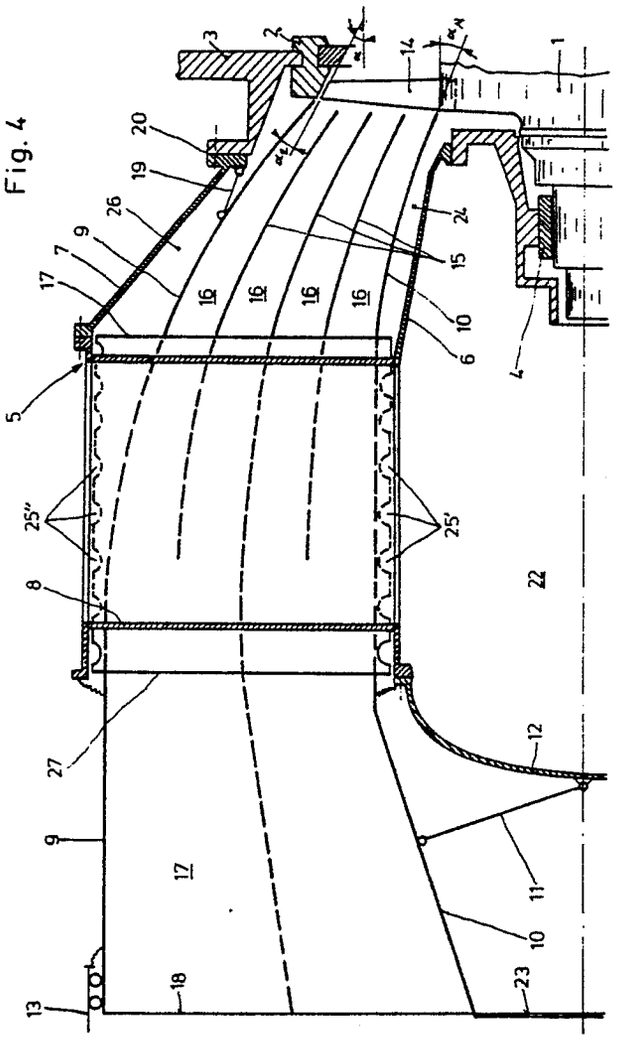


Fig. 4

EP 0 265 633 A1

AXIALDURCHSTRÖMTE TURBINE

Technisches Gebiet

Die Erfindung betrifft eine axialdurchströmte Turbine mit Reaktionsbeschaufelung, an deren mit hoher Machzahl durchströmten Austrittslaufschaufeln sich ein Diffusor mit axialem Austritt in ein Abgasrohr anschliesst.
Derartige Systeme finden insbesondere im Gasturbinenbau ihre Verwendung. In der Regel mündet das axiale Abgasrohr in ein Kamin, über den die Turbinenabgase ins Freie abgelassen werden.

Stand der Technik

Bedingt durch die Volumenzunahme der Abgase infolge ihrer Expansion beim Durchströmen der in der Regel mehrstufigen Turbine sind die Schaufellängen von Leit-und Laufschaufeln den Dichteänderungen angepasst. Dies ergibt einen konischen Strömungskanal, wobei je nach Konstruktionsart sowohl die innere Begrenzungswand, d.h. die Nabe als auch die äussere Begrenzungswand, d.h. der Zylinder mit einem bestimmten Winkel zur Maschinenachse geneigt sein können. Bei vielen Konstruktionen verläuft die Nabe zylindrisch mit entsprechender Winkelanpassung des Zylinders. Bei Maschinen, die mit hoher Machzahl durchströmt werden, kann der Winkel zwischen Nabe und Zylinder ohne weiteres 30° und mehr erreichen. Ueber diesen Winkelbereich verlaufen demnach die Meridianstromlinien am Beschaufelungsaustritt. An diesen Austritt schliesst sich der Diffusor für die Rückgewinnung der kinetischen Energie an. Würde man jetzt die Konizität geradlinig weiterführen, so wäre der genannte Winkel von 30° völlig ungeeignet, um die Strömung zu verzögern und den gewünschten Druckanstieg zu erzielen. Die Strömung würde von den Wandungen ablösen.
Der Turbinenkonstrukteur weiss nun, dass ein Diffusorwinkel von ca. 7° nicht überschritten werden soll. Demzufolge wird er den erwähnten Winkel von 30° auf 7° reduzieren, und den so festgelegten Diffusor nach praktischen Erwägungen anschliessen.
Untersuchungen haben nun gezeigt, dass ein solchermassen ausgelegter Diffusor mit axialem Austritt ungeeignet ist. Die Umlenkung der Stromlinien an den Knickstellen des Diffusoreintritts und der damit verbundene schädliche Druckaufbau reduziert das Gefälle, d.h. die Gasarbeit über der Beschaufelung. Daraus resultiert eine geringere Leistung. Die nicht verwertete Energie führt am Diffusoraustritt lokal zu Uebergeschwindigkeiten und dissipiert in der Folge im Abgasrohr.

Darstellung der Erfindung

Hier will die Erfindung Abhilfe schaffen. Ihr liegt die Aufgae zugrunde, den Diffusor für maximalen Druckrückgewinn insbesondere auch bei Teillast der Anlage zu konzipieren. Erfindungsgemäss wird dies dadurch erreicht, dass die Knickwinkel des Diffusoreintritts sowohl an der Nabe als auch am Zylinder ausschliesslich zwecks Vergleichmässigung des Energieprofils über der Kanalhöhe am Austritt der letzten Laufschaufelreihe festgelegt sind, und dass innerhalb der Verzögerungszone Mittel zur Drallwegnahme der drallbehafteten Strömung vorgesehen sind.
Der Vorteil der Erfindung ist unter anderem darin zu sehen, dass mit einem derartigen Diffusor eine beträchtliche Baulängenverkürzung erzielt werden kann.
Da bei üblichen hochbelasteten Beschaufelungen deren Oeffnungswinkel jenen eines guten Diffusors weit überschreitet, ist es zweckmässig, dass der Diffusor zur Stützung der Strömung in radialer Richtung mittels strömungsführender Leitbleche in mehrere Teildiffusoren unterteilt ist. Hierdurch kann jeder einzelne Teildiffusor optimal ausgelegt werden. Zwar sind derartige Leitbleche aus den Abdampfgehäusen von Dampfturbinen bekannt, bei denen der entspannte, axial austretende Dampf in eine radiale Abströmrichtung überführt wird. Aus der Theorie der gekrümmten Diffusoren ist es indes auch bekannt, dass bei den technisch möglichen relativ kurzen Baulängen und meridionalen Umlenkungen von gegen 90° d.h., von axial zu radial, nur eine schwache Verzögerung stattfindet. Diese bekannten Bleche begrenzen somit keine Teildiffusoren, sondern sind im Regelfall nur Umlenkhilfen.
Besonders günstig ist es, wenn die Leitbleche einteilige Ringe ohne Trennfuge sind, die sich zumindest teilweise über die ganze Diffusorlänge erstrecken. Durch den hierdurch erzielten Wegfall von Flanschverbindungen wird zum einen der freie, durchströmbare Querschnitt erhöht. Zum andern wirkt sich die Rotationssymmetrie der Leitbleche sehr günstig auf das Schwingungsverhalten des Systemes aus.

Wird der Diffusorendteil als Carnot-Diffusor ausgebildet, so kann mit dieser Massnahme eine weitere Verkürzung des Gesamtdiffusors erreicht werden, ohne strömungstechnische Nachteile in Kauf nehmen zu müssen.

Zweckmässig ist es, wenn die Mittel zur Wegnahme des Dralls innerhalb des Diffusors mindestens drei gleichmässig über den Umfang angeordnete, ungekrümmte oder gekrümmte Strömungsrippen mit dicken Profilen sind, die sich über die ganze Höhe des durchströmten Kanals erstrecken. Diese Konfiguration führt zur Unempfindlichkeit der Rippen gegen Schräganströmung.

Werden die Begrenzungswände des Diffusors so gestaltet, dass im vorderen Bereich der Strömungsrippen nur eine bescheidene Querschnittsänderung im Diffusor stattfindet, so wird mit dieser Massnahme eine ablösungsfreie Umlenkung sowohl eingeleitet als auch durchgeführt.

Es ist sinnvoll, wenn die Strömungsrippen in ihrer radialen Erstreckung einen Hohlraum aufweisen, durch den das Nabeninnere des Diffusors erreichbar ist. Ohne Demontage des Diffusors sind dadurch jederzeit die Lager und die innenliegenden Berohrungen zugänglich.

Mit Vorteil bilden die Strömungsrippen Tragkörper für die Leitringe, derart, dass die entsprechend ausgesparten Ringe in Profillängserstreckung am Tragkörper befestigt, vorzugsweise angeschweisst sind. Bei Vermeidung der sonst erforderlichen Stützrippen sind hierdurch stabile Verbindungen herstellbar.

Es ist angebracht, dass die angeströmte Vorderkante der Strömungsrippen sich in einem Abstand zur Austrittsebene der Turbinenbeschaufelung befindet, bei welchem ein Diffusorflächenverhältnis von mindestens 2, vorzugsweise 3 vorherrscht. Die erste Diffusorzone bleibt damit infolge totaler Rotationssymmetrie ungestört, was zur grösstmöglichen Verzögerung bei kürzester Baulänge führt. Dadurch, dass die Rippen erst in einer Ebene wirksam werden, in der bereits ein relativ tiefes Energieniveau vorherrscht, sind auch keine Interferenzeffekte zwischen Rippe und Beschaufelung zu erwarten. Die spezifischen Verluste durch die Rippen sind ebenfalls klein.

Um eine gute Inspektionsmöglichkeit für die letzte Beschaufelungsreihe zu schaffen, ist es vorteilhaft, wenn ein Teil der Leitringe sich in Maschinenlängsrichtung lediglich bis zu jener Ebene erstreckt, in welcher der Tragkörper seine grösste Profildicke aufweist. Es kann dadurch vom Personal ohne Beeinträchtigung bis zur engsten Stelle zwischen äusserer und/oder innerer Begrenzungswand des Diffusors und Strömungsrippe vorgedrungen werden.

Insbesondere wärmetechnisch ist es günstig, wenn der Diffusor sich in einem Abgasgehäuse abstützt, welches mit dem Turbinengehäuse verschraubt ist, wobei die nabenseitigen, innenliegenden Abgasgehäuseteile mit den den Diffusor umgebenden aussenliegenden Abgasgehäuseteilen durch tragende Rippen verbunden sind, welche vorzugsweise den Hohlraum der Strömungsrippen durchdringen. Die tragende Struktur kann dadurch auf einem tieferen und homogenen Temperaturniveau gehalten werden, was sich auf das Deformationsverhalten auswirkt, und damit letztlich kleinere Schaufelspiele ermöglicht.

Es empfiehlt sich, die tragenden Rippen hohl und begehbar auszubilden, da sich die dicken Profile der Strömungsrippen hierzu anbieten.

Werden die innenliegenden und die aussenliegenden Abgasgehäuseteile als einteilige Topfgehäuse ohne Trennfuge ausgebildet, so ist auch hier - bedingt durch die Rotationssymmetrie ein günstiges Deformationsverhalten zu erwarten.

Besonders instandhaltungsfreundlich wird das System, wenn die Einheit Abgasgehäuse/Diffusor in das Abgasrohr hinein axial verschiebbar ist. Wenn die Maschine demontiert werden muss, kann somit das Abgasrohr, welches in der Regel in der Wandung des Maschinenhauses eingebaut ist, am Ort belassen werden.

Zur Kühlung der strömungsführenden und der tragenden Elemente ist es angebracht, wenn der innere, von innerem Abgasgehäuseteil und innerer Diffusorbegrenzungswand gebildete Ringkanal mit dem äusseren Kanal von äusserem Abgasgehäuseteil und äusserer Diffusorbegrenzungswand gebildete Ringkanal über die Hohlräume der Strömungsrippen miteinander verbunden sind. Werden die solchermassen gebildeten Kühlkanäle von einem adäquaten Kühlmittel, beispielsweise entsprechend konditionierter Rotorkühlluft durchströmt, so kann die gesamte tragende Struktur auf einem tiefen, homogenen Temperaturniveau gehalten werden.

Kurze Beschreibung der Zeichnungen

In der Zeichnung ist ein Ausführungsbeispiel der Erfindung anhand einer Gasturbine dargestellt.

Es zeigen:

Fig. 1 eine schematische Prinzipskizze des gesamten Diffusorsystems;

Fig. 2 eine Draufsicht auf eine isolierte Strömungsrippe;

Fig. 3 einen Querschnitt durch die Schnittebene A - A in Fig. 1;

Fig. 4 einen Teillängsschnitt des Diffusors in vergrössertem Massstab;

Fig. 5 die Abwicklung eines Zylinderschnittes auf mittlerem Durchmesser nach Schnitt B - B in Fig. 3.

Es sind nur die für das Verständnis der Erfindung wesentlichen Elemente gezeigt. Nicht dargestellt sind beispielsweise Verdichterteil, Brennkammer sowie die ersten Stufen des Gasturbinenteils einerseits und das vollständige Abgasrohr und das Kamin andererseits. Die Strömungsrichtung der diversen Medien ist mit Pfeilen bezeichnet.

Weg zur Ausführung der Erfindung

Die Gasturbine, von der in Fig. 1 lediglich die drei letzten, axialdurchströmten Stufen dargestellt sind, besteht im wesentlichen aus dem beschaufelten Rotor 1 und dem mit Leitschaufeln bestückten Schaufelträger 2. Der Schaufelträger ist im Turbinengehäuse 3 eingehängt. Der Rotor 1 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 aussen liegenden Teil 7. Beide Elemente sind einteilige Topfgehäuse ohne axiale Trennebene. Sie sind miteinander verbunden durch drei angeschweisste tragende Rippen 8, die gleichmässig verteilt über dem Umfang angeordnet sind. Die tragenden Rippen 8 sind hohl ausgeführt. Dadurch ist es möglich, das Nabeninnere 22 des Abgasgehäuses zu begehen, wie dies durch dem Monteur in Fig. 1 symbolisch dargestellt ist. Die Raumverhältnisse gestatten es, selbst grössere Lagerarbeiten wie beispielsweise das Abheben des Lagerdeckels durchzuführen. Durch diese hohlen Tragrippen 8 können auch die Versorgungsleitungen aus dem System herausgeführt werden. Darüber hinaus haben die Rippen die Funktion, die Lagerkräfte vom innenliegenden Gehäuseteil 6 auf das äussere Gehäuseteil 7 zu übertragen. Das äussere Gehäuseteil 7 ist mit dem Turbinengehäuse 3 über Flanschverschraubungen 20 verbunden (Fig. 4).

Das Abgasgehäuse 5 ist so konzipiert, dass es mit der Abgasströmung nicht in Kontakt ist. Die eigentliche Strömungsführung wird vom Diffusor übernommen, der als Einsatz zum Abgasgehäuse ausgelegt ist. Wie in Fig. 4 erkennbar ist, stützt sich die äussere Begrenzungswand 9 des Diffusors über Bleche 19 zusammen mit dem äusseren Abgasgehäuseteil 7 am Turbinengehäuse 3 ab; die innere Begrenzungswand 10 hingegen ist über Streben 11 an der Nabenkappe 12 des inneren Abgasgehäuseteils 6 eingehängt. Der Diffusor mündet mit seinem Endteil in das Abgasrohr 13.

Massgebend für die gewünschte Funktionsweise des Diffusors ist nunmehr der Knickwinkel seiner beiden Begrenzungswände 9 und 10 unmittelbar am Austritt der Beschaufelung. Aus Fig. 1 ist aufgrund des grossen Oeffnungswinkels h erkennbar, dass die Beschaufelung der Gasturbine eine hochbelastete Reaktionsbeschaufelung ist, deren letzte Laufschaufelreihe in der Folge mit hoher Machzahl durchströmt wird. Die Fig. 4 zeigt, dass die Kontur am Schaufelfuss zylindrisch ist mit entsprechender Schräge an der Spitze der Laufschaufel 14. Die Konizität beträgt etwa 30°. Der Konstrukteur würde jetzt diesen Winkel auf ca. 7° reduzieren, indem er beispielsweise die Nabenkontur und die Zylinderkontur so anstellt, dass die geometrische Mittellinie der letzten Turbinenstufe und jene des Diffusoreintritts übereinstimmen.

Gemäss der Erfindung ist dieses Vorgehen jedoch unter allen Umständen zu vermeiden. Sobald die Beschaufelung festgelegt ist und damit die Strömungsverhältnisse an deren Austritt bekannt sind, wird der Diffusor ausgelegt und zwar unabhängig von konstruktiven Ueberlegungen, sondern einzig und allein nach strömungstechnischen Gesichtspunkten. Die beiden Knickwinkel müssen bestimmt werden aufgrund der gesamten Strömung in der Beschaufelung und im Diffusor, gegebenenfalls sogar unter Berücksichtigung des Brennkammereinflusses.

Es sind demnach Strömungsüberlegungen anzustellen, die den eingangs erwähnten schädlichen Druckaufbau an der Nabe und am Zylinder nicht verursachen, sondern dort ein möglichst homogenes Energieprofil erzeugen.

Betrachtet man die Gleichung für das radiale Gleichgewicht, so ist in erster Linie die Meridiankrümmung der Stromlinien verantwortlich für das Ausmass der erwähnten Druckerhöhung. Diese muss primär beeinflusst werden durch Anpassen des Anstellwinkels, um eine homogene Energieverteilung zu erzielen. Damit ist der Knickwinkel der inneren Begrenzungswand am Diffusoreintritt im Prinzip festgelegt. Im vorliegenden Fall führt dies zu einem Winkel α_N , der von der Horizontalen in positiver Richtung ansteigt. Erkennbar ist, dass der Winkel nahezu 20° aufweist. Dies ist u.a. noch auf den Kühllufteinfluss zurückzuführen. Bekanntlich wird die Nabe, d.h. die Rotoroberfläche und die Laufschaufelfüsse in der Regel mit Kühlluft auf ein erträgliches Mass heruntergekühlt. Ein Teil dieser Kühlluft strömt nun entlang der Rotoroberfläche in den Hauptkanal ein. Diese Kühlluft weist eine tiefere Temperatur auf als die Hauptströmung, was unmittelbar an der Nabe hinter der letzten Laufschaufel energieschwache Zonen, sogenannte Energielöcher ver ursacht. Diese gasturbinenspezifische Tatsache führt nun dazu, dass an der Stelle des Energiemangels der

erwähnte Druckgradient an dieser Stelle erzwungen werden muss. Und dies wird durch vermehrtes Anstellen der inneren Begrenzungswand 10 und eine dadurch bedingte meridionale Umlenkung der Strömung erreicht. Die hierdurch aufgebaute Energie verhindert ein Ablösen der Strömung an der Nabe des Diffusors.

Aus alldem erkennt man, dass ein willkürliches, z.B. zylindrisches Weiterführen der inneren Begrenzungswand des Diffusors auf jeden Fall ungeeignet wäre, um die typischen Abströmmängel auszugleichen.

Die gleichen Ueberlegungen werden nun ebenfalls für den Zylinder durchgeführt. Hier gilt es allerdings zu berücksichtigen, dass die Strömung infolge des Spaltstromes zwischen Schaufelspitze und Schaufelträger 2 sehr energiereich ist. Ausserdem weist sie einen starken Drall auf. Eine homogene Energieverteilung lässt sich hier nur dann erzielen, wenn der Knickwinkel am Zylinder gegenüber der Schrägen des Beschaufelungskanals in jedem Fall nach aussen öffnet. Im vorliegenden Fall ist er mit α_Z bezeichnet und weist einen Betrag von ca. 10° auf.

Im Ergebnis zeigt sich also, dass der Gesamtöffnungswinkel des Diffusors im Bereich des Oeffnungswinkels der Beschaufelung liegt, ja selbst grösser als dieser sein kann, keinesfalls jedoch jene Werte innehat, die den rein konstruktiven Ueberlegungen entsprechen würden.

Damit sind die Bedingungen geschaffen, dass im nachfolgenden Diffusor die Druckumsetzung so erfolgt, dass an dessen Austritt eine homogene, gleichmässige Abströmung vorliegt.

Nun ist es allerdings klar, dass ein Diffusor mit 30° Oeffnungswinkel ungeeignet ist, um die Strömung zu verzögern. In radialer Richtung wird er deshalb mittels strömungsführender Leitbleche 15 in Teildiffusoren unterteilt. Diese können nun nach den bekannten Regeln dimensioniert werden. Im vorliegenden Fall heisst das, dass drei Leitbleche 15 so angeordnet werden, dass vier Teildiffusoren 16 mit je 7,5° Oeffnungswinkel resultieren.

Zwar ist auch diese Lösung von den kurzbauenden Quelldiffusoren her im Grundsatz bekannt, jedoch darf nicht ausser acht gelassen werden, dass bei diesen bekannten Diffusoren der Knickwinkel am Diffusoreintritt willkürlich entsteht je nach Anzahl Teildiffusoren. Wie indes ausgeführt wurde, sind willkürliche Knickwinkel bei Strömungsmaschinen aufgrund deren spezifischer Abströmverhältnisse völlig ungeeignet.

Um das Schwingungsverhalten zu verbessern, sind diese Leitbleche 15 als einteilige Ringe oder Kegelstümpfe konzipiert. Dadurch, dass sie rotationssymmetrisch und ohne Trennflansche ausgeführt sind, bilden sie die besten Voraussetzungen für die ungestörte Druckumsetzung in der zu diesem Zeitpunkt noch drallbehafteten Strömung. Um auf diese Art den bestmöglichen Druckrückgewinn zu erzielen, erstrecken sich die Leitringe 15 ohne irgendwelche Querschnittsbeeinträchtigungen hin bis zu einer Ebene, bei welcher ein Diffusorflächenverhältnis von 3 erreicht ist. Diese Strecke gilt als erste Diffusorzone.

Nun müssen diese Leitbleche 15 auf geeignete Weise im Diffusor befestigt und untereinander auf Abstand gehalten werden. Hierzu bieten sich in erster Linie die klassischen Rippen an. Andererseits sieht die Erfindung auch vor, bei Teillast den bestmöglichen Druckrückgewinn zu erzielen. Dies führt zur Forderung, der Strömung den anhaftenden Drall wegzunehmen, was wiederum in klassischer Weise durch gleichrichtende Rippen machbar ist. Im vorliegenden Fall sind beide Funktionen mit ein und demselben Mittel, nämlich Strömungsrippen 17 kombinierbar.

Gleichmässig über den Umfang verteilt sind drei gerade Strömungsrippen im Diffusor angeordnet. Es handelt sich dabei um dicke Profile, die nach den Erkenntnissen des Strömungsmaschinenbaus ausgelegt sind und die gegen Schräganströmung unempfindlich sind. Will man ein Verhältnis von Teilung/Sehne von ca. 1 zugrundelegen, so ist ersichtlich, dass diese Profile bei nur drei Rippen über den Umfang eine sehr grosse Sehne erhalten. In der Tat erstrecken sie sich bis an das eigentliche Diffusorende. Sie reichen über die ganze Kanalhöhe des Diffusors und verbinden somit gleichzeitig dessen innere und äussere Begrenzungswände 10, 9 miteinander, an denen sie durch Schweissung befestigt sind. Sie sind hohl ausgeführt und aufgrund ihrer Dicke in der Eintrittspartie ist dieser Hohlraum 21 geeignet zur Aufnahme der tragenden Rippe 8 des Abgasgehäuses 5. Es versteht sich, dass die Form der hohlen tragenden Rippen 8 im Hinblick auf grösstmöglich begehbaren Raum an die Kontur der Strömungsrippen angepasst ist, wie dies aus Fig. 2 ersichtlich ist.

Die Befestigung der Leitbleche an den drei Strömungsrippen 17 erfolgt durch Schweissung. Hierzu sind die Leitbleche der Rippenprofilform entsprechend ausgespart. Aufgrund der langen Schweissnähte ist eine stabile Befestigung gewährleistet, welche das lange Herauskragen der Leitbleche über die ganze erste Diffusorzone ermöglicht.

Aus den Fig. 1 und 4 ist erkennbar, dass nur das mittlere Leitblech bis an das Diffusorende reicht. Der untere Teil von Fig. 1 zeigt, dass die zwischen Mittelblech und Begrenzungswänden angeordnete Leitbleche in jener Ebene enden, in denen die Strömungsrippen 17 ihre grösste Dicke aufweisen. Von seinem Ende aus wird damit der

Diffusor so weit begehbar, dass beispielsweise die letzte Laufreihe der Gasturbine ohne weiteres einer direkten optischen Untersuchung unterworfen werden kann.

Wie bereits erwähnt, endet die erste Diffusorzone in der Ebene der Vorderkante der Strömungsrippen 17. Eine zweite Zone erstreckt sich nun von der Vorderkante bis zur grössten Profildicke der Rippen. In dieser Zone sind die Begrenzungswände 9 und 10 des Diffusors so an das Profil der Rippe angepasst, dass die Strömung in dieser zweiten Zone, in der die Entdrallung grösstenteils vorgenommen wird, weitgehend verzögerungsfrei ist.

An die zweite Zone schliesst sich eine dritte Zone an, in der wiederum verzögert wird. Ueber diese dritte Zone hinweg reicht auch das mittlere Leitblech und die Strömungsrippen. Es handelt sich hier um einen vorwiegend geraden Diffusor. Da die Strömung zu diesem Zeitpunkt bereits weitgehend drallfrei ist, ist darauf zu achten, dass die Erweiterung nicht allzu stark verläuft, um ein Ablösen der Strömung an den in dieser Zone zylindrisch verlaufenden Begrenzungswänden 9 zu vermeiden. Um die Systemlänge nicht über Gebühr anwachsen zu lassen, werden die inneren Begrenzungswände 10 des Diffusors nicht voll auslaufen lassen, sondern durch einen stumpfen Abschnitt 23 in ihrer axialen Erstreckung begrenzt.

Die Strömungsrippen 17 enden in der gleichen Ebene wie die inneren Diffusorwände 10 mit ebenfalls einem stumpfen Abschnitt 18, welcher die Abströmkanten des Profils bestimmt. Zusammen mit dem vollen Querschnitt des zylindrischen Abgasrohres 13 wird hier in einer vierten Zone durch die plötzliche Erweiterung eine Art Carnot-Diffusor gebildet, der wiederum zur Verkürzung der Baulänge beiträgt. Wie in Fig. 3 erkennbar ist, ist zum ordentlichen Funktionieren dieses Carnot-Diffusors lediglich darauf zu achten, dass die punktierte Fläche, die sich aus den stumpfen Enden der drei Rippen und dem stumpfen Ende der inneren Begrenzungswände zusammensetzt, weniger als 20 % der Kreisfläche des Abgasrohres 13 beträgt.

Da sowohl die wesentlichen tragenden als auch die strömungsführenden Elemente einteilig sind, ist zur Demontage der Turbinen vorgesehen, dass die eine funktionelle Einheit bildenden Elemte Abgasgehäuse und Diffusor als Ganzes verschiebbar ausgebildet ist. Zumindest um den Betrag, der notwendig ist, um den Rotor 1 ungehindert aus dem Traglager 4 abheben zu können, kann die Einheit in das Abgasrohr 13 hinein verschoben werden. Da das Traglager bei der fertig montierten Anlage im Inneren des mit zu verschiebendem Abgasgehäuseteiles 6 abgestützt ist, ist zu diesem Zweck vorgesehen, den Rotor 1 vorzugsweise in der Ebene des nicht gezeigten Verdichterdiffusors hilfsweise abzustützen.

Zur Kühlung und Temperaturhomogenisierung insbesondere der tragenden Struktur des Abgasgehäuses 5 ist vorgesehen, diese mit aufbereiteter Kühlluft zu beaufschlagen. Hierzu wird das Kühlmedium stromabwärts der Beschaufelung in den Ringkanal 24 zwischen innerem Abgasgehäuseteil 5 und innerer Diffusorbegrenzungswand 10 eingeleitet. In Fig. 4 ist erkennbar, dass die über den durchströmten Kanal hinausragenden Teile der Strömungsrippen 17 sowohl an ihrem inneren als auch an ihrem äusseren Ende gelocht sind. Durch die inneren Kühlluftöffnungen 25' gelangt das Kühlmittel in den Hohlraum 21 der Rippen (Fig. 6). Der vordere Teil dieses Hohlraumes ist durch eine sich über die ganze Kanalhöhe erstreckende Trennwand 27 zum stromabseitigen Profilende abgeschottet. Hieraus ergibt sich, dass sich die tragenden Rippen 8 in einem eigentlichen Kühlraum befinden, der in radialer Richtung von innen nach aussen durchströmt ist. Am äusseren Ende strömt die Kühlluft über die entsprechenden Kühlluftöffnungen 25" in den Ringkanal 26 (Fig. 7) zwischen äusserem Abgasgehäuseteil 7 und äusserer Diffusorbegrenzungswand 9. Zur Kühlung dieser Wandungen wird das Medium zurück zum Diffusoreintritt geleitet, wo es unmittelbar hinter der Austrittskante der Laufschaufeln 14 dem Spaltstrom und der Hauptströmung als aerodynamischer Ballast zugemischt wird. Selbstverständlich wird auch dieser Kühlluftanteil bei der Bestimmung des Knickwinkels α_Z mitzuberücksichtigen sein.

Ansprüche

1. Axialdurchströmte Turbine mit Reaktionsbeschaufelung an deren mit hoher Machzahl durchströmten Austrittslaufschaufeln (14) sich ein Diffusor mit axialem Austritt in ein Abgasrohr (13) anschliesst,
dadurch gekennzeichnet,
-dass die Knickwinkel (α_N, α_Z) des Diffusoreintritts sowohl an der Nabe (10) als auch am Zylinder (9) ausschliesslich zwecks Vergleichsmässigung des Energieprofils über der Kanalhöhe am Austritt der letzten Laufschaufelreihe festgelegt sind,
-und dass innerhalb der Verzögerungszone Mittel zur Drallwegnahme der drallbehafteten Strömung vorgesehen sind.

2. Turbine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Diffusor in radialer Richtung mittels strömungsführender Leitbleche (15) in mehrere Teildiffusoren (16) unterteilt ist.

3. Turbine nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Leitbleche (15) einteilige Ringe ohne Trennfuge sind, die sich zumindest teilweise über die ganze Diffusorlänge erstrecken.

4. Turbine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Diffusorendteil in der Ebene der Abströmkante (18) der Mittel zur Drallwegnahme als Carnot-Diffusor ausgebildet ist.

5. Turbine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Mittel zur Wegnahme des Dralls innerhalb des Diffusors mindestens drei gleichmässig über dem Umfang angeordnete Strömungsrippen (17) mit dicken Profilen sind, die sich radial über die ganze Höhe des durchströmten Kanals erstrecken.

6. Turbine nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass im vorderen Bereich der Strömungsrippen (17) bis zu deren grössten Dicke keine Querschnittserweiterung im Diffusor stattfindet.

7. Turbine nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Strömungsrippen (17) in ihrer radialen Erstreckung einen Hohlraum (21) aufweisen, durch den das Nabeninnere (22) des Diffusors erreichbar ist.

8. Turbine nach den Ansprüchen 3 und 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Strömungsrippen (17) Tragkörper für die Leitbleche (15) bilden, derart, dass die entsprechend ausgesparten Ringe in Profillängserstreckung an den Strömungsrippen (17) befestigt, vorzugsweise angeschweisst sind.

9. Turbine nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Vorderkante der Strömungsrippen (17) sich in einem Abstand zur Austrittsebene der Turbinenbeschaufelung befindet, bei welchem ein Diffusorflächenverhältnis von mindestens 2, vorzugsweise 3 vorherrscht.

10. Turbine nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass ein Teil der Leitbleche (15) sich in Maschinenlängsrichtung lediglich bis zu jener Ebene erstreckt, in welcher die Strömungsrippen (17) ihre grösste Profildicke aufweisen.

11. Turbine nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass der Diffusor sich in einem Abgasgehäuse (5) abstützt, welches mit dem Turbinengehäuse (3) verschraubt ist, wobei die nabenseitigen innenliegenden Abgasgehäuseteile (6) mit den den Diffusor umgebenden aussenliegenden Abgasgehäuseteilen (7) durch tragende Rippen (8) verbunden sind, welche vorzugsweise den Hohlraum (21) der Strömungsrippen (17) durchdringen.

12. Turbine nach Anspruch 11, dadurch gekennzechnet, dass die tragenden Rippen (8) hohl und begehbar ausgebildet sind.

13. Turbine nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass die innenliegenden und die aussenliegenden Abgasgehäuseteile (6, 7) als einteilige Topfgehäuse ohne Trennfugen ausgebildet sind.

14. Turbine nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass die Einheit Abgasgehäuse/Diffusor axial in das Abgasrohr (13) hinein verschiebbar ist.

15. Turbine nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass zur Kühlluftführung der innere, vom inneren Abgasgehäuseteil (6) und von der inneren Diffusorbegrenzungswand (10) gebildete Ringkanal (24) mit dem äusseren, vom äusseren Abgasgehäuseteil (7) und von der äusseren Diffusorbegrenzungswand (9) gebildete Ringkanal (26) über den Hohlraum (21) miteinander verbunden sind.

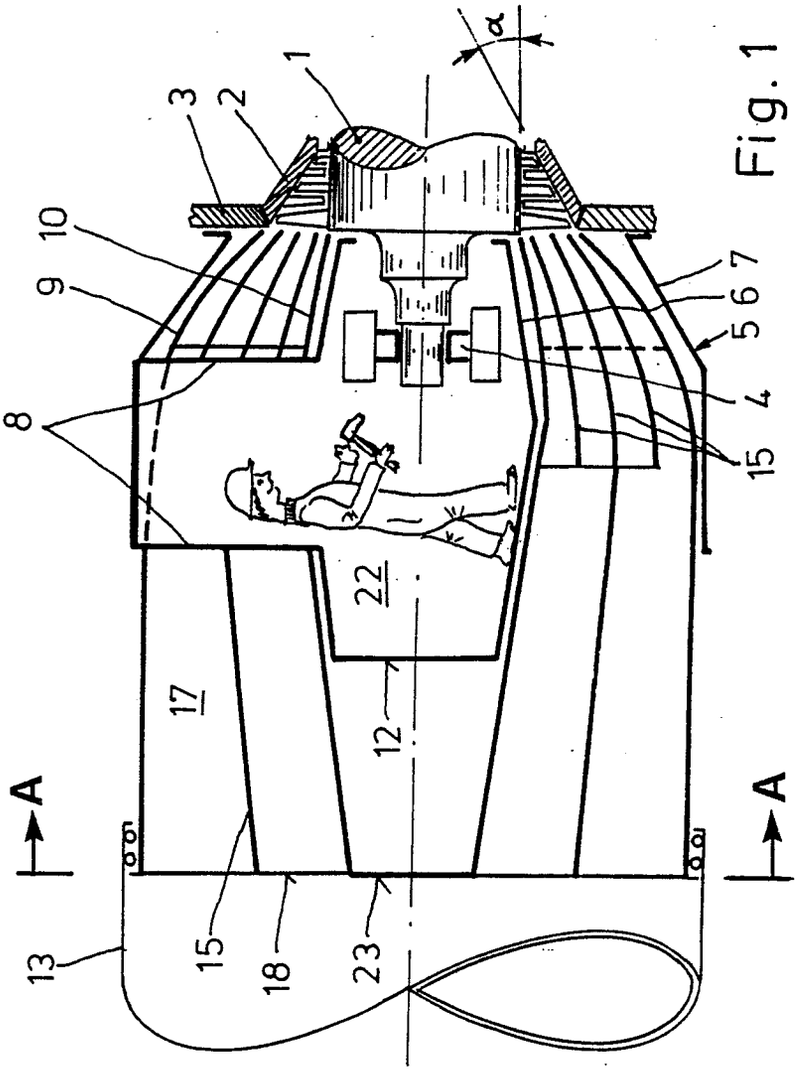


Fig. 1

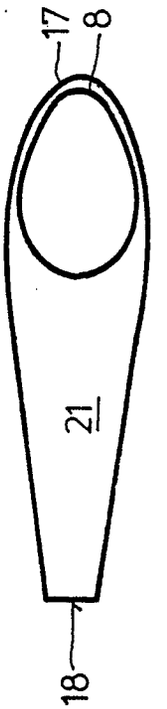


Fig. 2

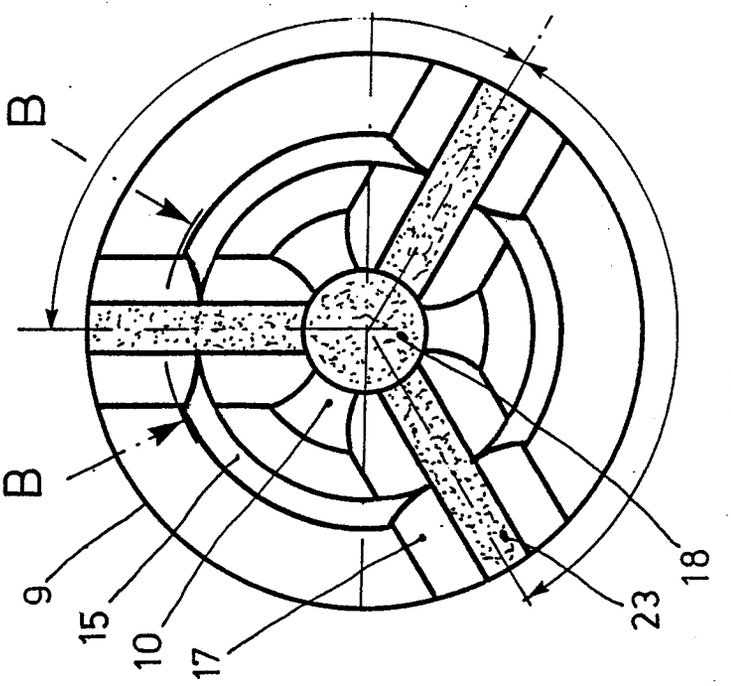
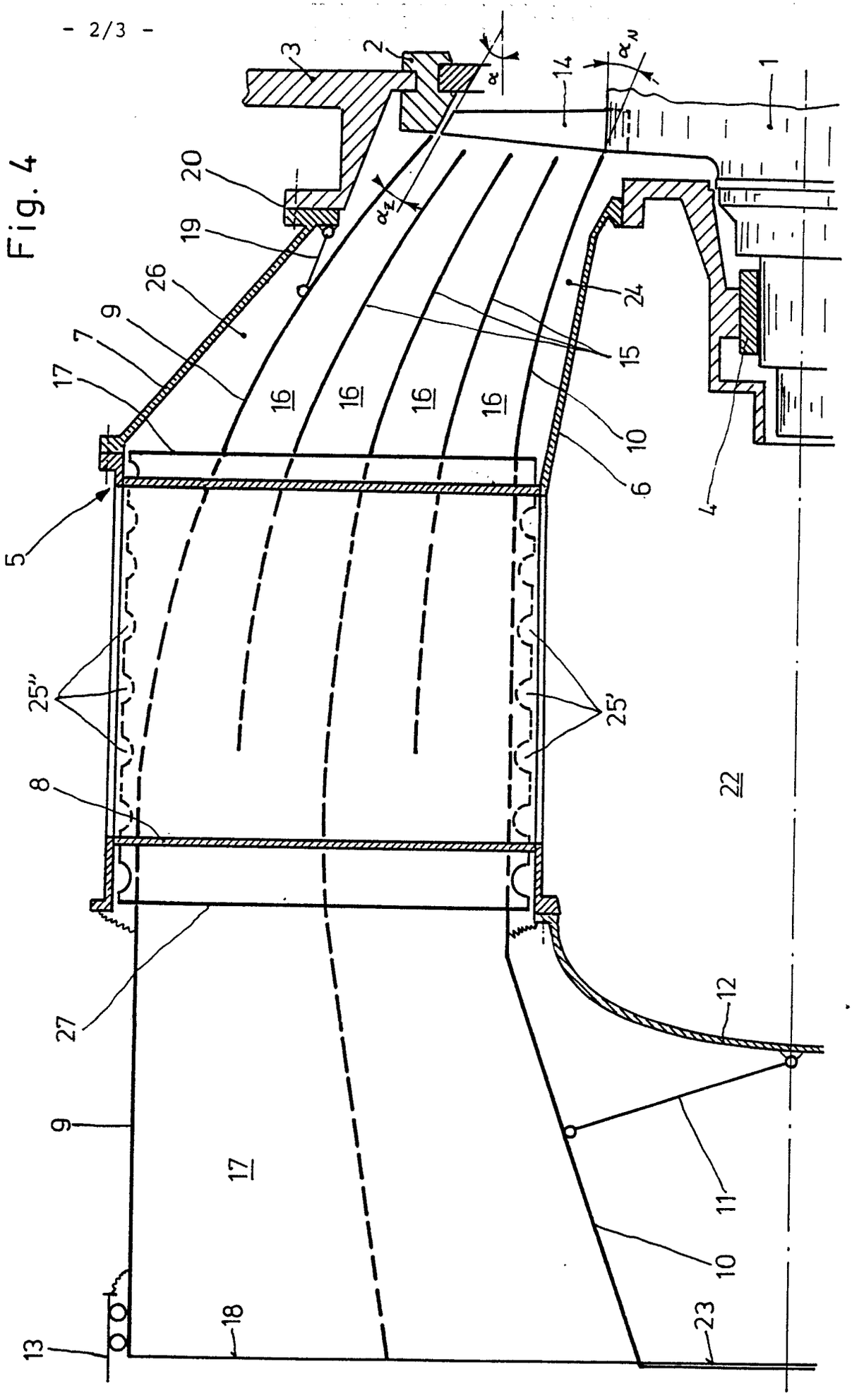


Fig. 3

Fig. 4


1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
22
23
24
25'
25''
26
27
α
α_N
α_Z

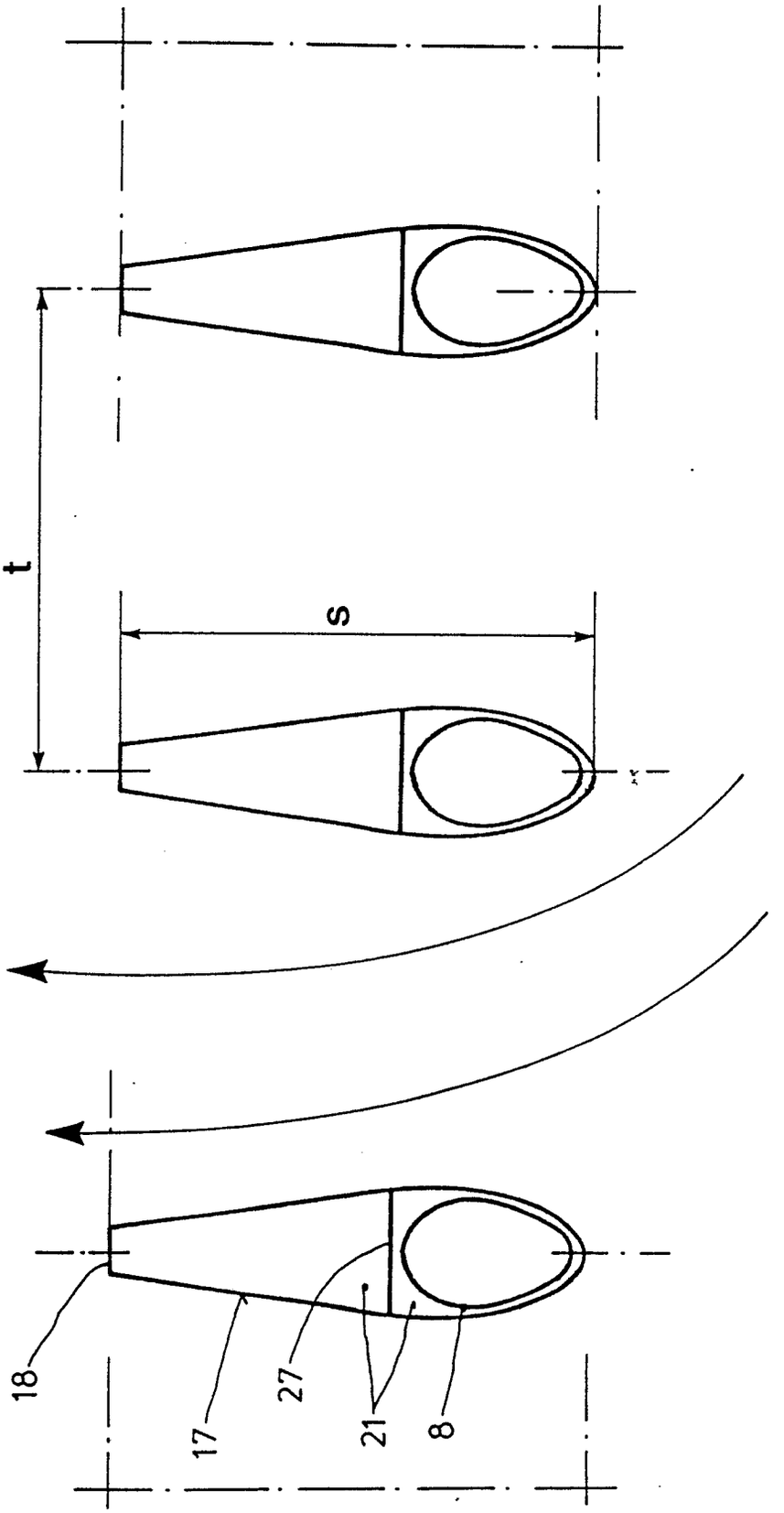


Fig. 5

Europäisches Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung

EP 87 11 2769

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE

Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl.4)
A	DE-B-1 227 290 (SCHIELE & HABIG)		F 01 D 25/30
A	DE-A-2 224 249 (WESTINGHOUSE)		
A	CH-A- 512 664 (GENERAL ELECTRIC)		
A	CH-A- 352 534 (D. NAPIER & SON LTD)		

RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int. Cl.4)

F 01 D

Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt

Recherchenort	Abschlußdatum der Recherche	Prüfer
DEN HAAG	12-01-1988	IVERUS D.

KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE

X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet
Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie
A : technologischer Hintergrund
O : nichtschriftliche Offenbarung
P : Zwischenliteratur

T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze
E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist
D : in der Anmeldung angeführtes Dokument
L : aus andern Gründen angeführtes Dokument

& : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument

EPO FORM 1503 03.82 (P0403)