(19) **Bundesrepublik Deutschland**
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 698 21 855 T2** 2004.12.30

(12) # Übersetzung der europäischen Patentschrift

(97) **EP 0 908 631 B1**
(21) Deutsches Aktenzeichen: **698 21 855.8**
(96) Europäisches Aktenzeichen: **98 119 156.2**
(96) Europäischer Anmeldetag: **09.10.1998**
(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: **14.04.1999**
(97) Veröffentlichungstag der Patenterteilung beim EPA: **25.02.2004**
(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: **30.12.2004**

(51) Int Cl.[7]: **F04D 29/44**
F04D 29/46, F04D 27/02

(30) Unionspriorität:
29331297 09.10.1997 JP

(84) Benannte Vertragsstaaten:
CH, DE, DK, FR, GB, IT, LI, NL, SE

(73) Patentinhaber:
Ebara Corp., Tokio/Tokyo, JP

(74) Vertreter:
WAGNER & GEYER Partnerschaft Patent- und Rechtsanwälte, 80538 München

(72) Erfinder:
Watanabe, Hiroyoshi, Yokohama-shi, Kanagawa-ken, JP; Konomi, Shin, Yokohama-shi, Kanagawa-ken, JP; Harada, Hideomi, Fujisawa-shi, Kanagawa-ken, JP; Ariga, Iciro, Yokohama-shi, Kanagawa-ken, JP

(54) Bezeichnung: **Turbomaschinen**

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).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

Beschreibung

Hintergrund der Erfindung

Gebiet der Erfindung

[0001] Die vorliegende Erfindung bezieht sich allgemein auf Zentrifugal- und Mischströmungs-Turbomaschinen (Pumpen, Gebläse und Kompressoren) und bezieht sich im Besonderen auf schaufellose Diffusorturbomaschinen, die über einen großen Strömungsratenbereich hinweg arbeiten, und zwar dadurch, dass Strömungsinstabilität erzeugt bei niedrigen Strömungsraten vermieden wird.

Beschreibung von verwandter Technik

[0002] Wenn eine Zentrifugal- oder Mischfluss-Turbomaschine, wie beispielsweise eine aus US-A-2902209 oder EP-A-0446900 bekannte Maschine bei niedrigen Strömungsraten betrieben wird, so kann in einigen Teilen des Fluidkompressionssystems, wie beispielsweise Laufrad und Diffusor Strömungstrennung auftreten, was zu einer Reduktion des Druckanstiegsfaktors für eine gegebene Strömungsrate führt und ein Phänomen der Strömungsinstabilität (Drehstillstand bzw. Drehblockierung und Anstieg) erzeugt, und das System inoperabel macht. Ein gegenwärtiger Versuch zur Lösung dieses Problems besteht darin, eine minimale Strömungsrate aufrechtzuerhalten, und zwar dadurch, dass Umgehungs- oder Bypassleitungen oder Ablassventile im System derart vorgesehen sind, dass die Strömungsmittelversorgung zu dem zu betätigenden Gerät vermindert wird. Der Volumenfluss in dem Laufrad, der Turbomaschine bleibt jedoch unverändert, auf welche Weise ein Problem insofern hervorgerufen wird, dass Energie in verschwenderischer Weise verbraucht wird.

Zusammenfassung der Erfindung

[0003] Es ist ein Ziel der vorliegenden Erfindung, eine Zentrifugal- oder Mischströmungs-Turbomaschine vorzusehen, und zwar der schaufellosen Diffusorbauart, die in stabiler Weise bei niedrigen Strömungsraten unterhalb der Konstruktions- oder Auslegungsströmungsrate arbeitet, und zwar durch Verhinderung der Einleitung von Strömungsinstabilität im System (Rotationsstocken bzw. Drehblockierung und Anstieg).

[0004] Das Ziel wurde in einer Turbomaschine mit einem Laufrad und einem schaufellosen Diffusorabschnitt erreicht, wobei ein Stabilisationsglied an einer vorbestimmten Stelle des Diffusorabschnitts angeordnet wird, um so eine Erzeugung instabiler Strömung im Diffusorabschnitt während des Betriebs mit niedrigen Strömungsraten zu verhindern. Es wird demgemäß eine relativ einfache Möglichkeit dazu verwendet, um die Erzeugung eines Phänomens der Umkehrströmung im Diffusorabschnitt zu vermeiden, wodurch eine Turbomaschine vorgesehen wird, die in effizienter Weise bei niedrigen Gesamtkosten arbeiten kann.

[0005] Das Stabilisationsglied kann als ein Plattenglied gebildet sein.

[0006] Das Plattenglied kann derart eingebaut sein, dass es über eine gesamte Breite des Fluid- oder Strömungsmittelströmungspfades des Diffusorabschnittes sich erstreckt.

[0007] In der Turbomaschine kann eine Höhenabmessung des Plattengliedes kleiner sein als eine Breitenabmessung eines Strömungsmittelflusspfades des Diffusorabschnittes, um so einen Raum zwischen dem Plattenglied und einer entgegengesetzten Wandoberfläche des Diffusorabschnitts vorzusehen. Eine geeignete Raumgröße ist wirksam, um die Umkehrströmung im Diffusorabschnitt zu unterdrücken.

[0008] Das Stabilisierungsglied kann in den Diffusorabschnitt eingesetzt oder daraus zurückgezogen werden, und zwar durch Plattenantriebsmittel.

[0009] Das Plattenglied kann eine Höhe h besitzen, die mit der Breitendimension b_3 des Diffusorabschnitts gemäß einer Beziehung $h/b_3 > 0{,}5$ in Zusammenhang steht.

[0010] Das Plattenglied kann ausgerichtet sein mit einem Winkel größer als dem eines bei einer Drehunterbrechungseinleitungsströmungsrate in den Diffusorabschnitt fließenden Stroms.

Kurze Beschreibung der Zeichnungen

[0011] **Fig.** 1 ist eine teilweise Querschnittsansicht eines ersten Ausführungsbeispiels der erfindungsgemäßen Turbomaschine;

[0012] **Fig.** 2 ist ein Schnitt durch eine Ebene bei II in **Fig.** 1;

[0013] **Fig.** 3 ist eine graphische Darstellung der Pumpenleistungsfähigkeit ausgedrückt durch den Druckwiedergewinnungskoeffizienten Cp und Strömungsraten in einer konventionellen schaufellosen Diffusorturbomaschine;

[0014] **Fig.** 4 veranschaulicht die Verteilungen des durchschnittlichen Strömungswinkels und der kinetischen Strömungs- oder Flussenergie im Diffusor ohne eine Stabilisationsplatte;

[0015] **Fig.** 5 ist eine graphische Darstellung, die die Verteilung der kinetischen Flussenergie im vorliegen-

den Diffusor mit einer Stabilisierungsplatte darstellt;

[0016] **Fig.** 6 ist eine graphische Darstellung, die die Effekte einer Stabilisationsplatte darstellt, und zwar hinsichtlich der Dynamik des Strömungsmittelflusses in dem vorliegenden System;

[0017] **Fig.** 7A bis 7E sind graphische Darstellungen, welche Wellenformen der statischen Druckänderung zeigen, und zwar bei unterschiedlichen Strömungsraten am Einlass zu dem vorliegenden Diffusor;

[0018] **Fig.** 8 ist eine graphische Darstellung, die die Effekte des Ausrichtungswinkels der Stabilisationsplatten zeigt, und zwar hinsichtlich der Dynamik des Strömungsmittelflusses in dem System;

[0019] **Fig.** 9A, 9B sind Querschnitte von anderen Ausführungsbeispielen des vorliegenden Diffusors;

[0020] **Fig.** 10A, 10B sind graphische Darstellungen, welche die Effekte der Höhe der Stabilisationsplatten zeigen, und zwar hinsichtlich der Dynamik des Strömungsmittelflusses im vorliegenden System;

[0021] **Fig.** 11A bzw. **Fig.** 11A zeigen einen Querschnitt bzw. eine Draufsicht eines weiteren Ausführungsbeispiels des vorliegenden Diffusors;

[0022] **Fig.** 12A, **Fig.** 12B und **Fig.** 12C sind Draufsichten eines weiteren Ausführungsbeispiels des vorliegenden Diffusors; und

[0023] **Fig.** 13A bzw. **Fig.** 13A sind eine Querschnittsansicht bzw. Draufsicht eines noch weiteren Ausführungsbeispiels des vorliegenden Diffusors.

Beschreibung bevorzugter Ausführungsbeispiele

[0024] Im Folgenden werden bevorzugte Ausführungsbeispiele unter Bezugnahme auf die Zeichnungen erläutert.

[0025] Die **Fig.** 1 und 2 zeigen ein erstes Ausführungsbeispiel der Turbomaschine der Zentrifugalbauart, die Folgendes aufweist: ein Pumpengehäuse **10**, ein innerhalb des Gehäuses **10** untergebrachtes drehbares Laufrad **12** und einen schaufellosen Diffusorabschnitt **14**, mit einer stationären Stabilisationsplatte **16** vorgesehen an einer bestimmten Stelle des Diffusorabschnitts **14,** um Instabilität in einem Umkehrströmungsbereich oder einer Umkehrströmungsregion zu verhindern.

[0026] In der verkörperten Pumpe ist nur eine Stabilisationsplatte **16** vorgesehen, es können aber auch zwei oder mehr Stabilisationsplatten verwendet werden. Die Signifikanz des Anordnens der Stabilisationsplatte **16** innerhalb des Diffusorabschnitts **14**, wird unten erläutert, und zwar hinsichtlich der Unterschiede der Leistungsfähigkeit einer Turbomaschine mit und ohne einer derartigen Platte.

[0027] **Fig.** 3 zeigt die Leistungsfähigkeit einer Turbomaschine mit einem konventionellen schaufellosen Diffusorabschnitt, und zwar hinsichtlich eines Druckwiedergewinnungskoeftizienten (Pressure Recovery Coefficient) Cp. Der Konstruktionsströmungskoeffizient dieses Kompressors beträgt 0,35 was bedeutet, dass sämtliche Daten in dieser Darstellung zur Niedrigströmungszone oder -region gehören, und zwar unterhalb der Konstruktionsströmungsrate. Die Beobachtung der Änderungen des statischen Druckes auf der Innenoberfläche der Vorderabdeckung am Einlass zum Diffusor sind durch die offenen Kreise in **Fig.** 3 angedeutet. Wenn die Strömungsrate oder Strömungsgeschwindigkeit durch die Turbomaschine verringert wird, so fangen die Druckfluktuationen bei einer Spitzenfrequenz fp = 14,5 Hz an intermittend zu erscheinen, und zwar für einen Strömungskoeffizienten φ = 0,13 wie bei (b) angedeutet. Wenn die Strömungsrate nur leicht auf φ = 0,127 vermindert wird, so werden sowohl die Amplitude und Frequenz der Schwingung oder Vibration als ansteigend beobachtet, wie bei (c) gezeigt. Diese Strömungsregion oder Zone bei fp = 14,5 Hz wird als Fluktuation ① bezeichnet.

[0028] Wenn die Strömungsrate weiter auf φ = 0,124, wie bei (a) gezeigt, verringert wird, so ändern sich die Wellenformen des statischen Drucks und der Amplitude plötzlich und Cp beginnt diskontinuierlich abzufallen. Die Strömungsrate bei φ = 0,124 entspricht einer Einleitung einer sogenannten Rotationsunterbrechung (Drehblockierung) (Rotating Stall), wo eine umgekehrte Strömungsregion oder -zone zwischen dem Diffusorauslass oder Diftusorausgang und dem Laufradauslass gebildet umfangsmäßig rotieren.

[0029] **Fig.** 4 ist eine Reihe von graphischen Darstellungen, die Verteilungen des Durchschnittsströmungswinkels und der kinetischen Strömungsenergie innerhalb des Diffusors zeigen, während Fluktuation erzeugt wird. Die gestrichelten Zonen in der graphischen Darstellung der Strömungswinkelverteilung beziehen sich auf ringförmige Umkehrströmungsregionen, wo der Durchschnittsströmungswinkel negativ ist. Kinetische Strömungsenergiemuster (a)~(c) zeigen an, dass die Fluktuation besonders ernst in der Umkehrströmungsregion oder Zone ist, die durch (r/ri) = 1,21 gegeben ist. Diese Ergebnisse zeigen an, dass die bei fp = 14,5 Hz auftretende Druckfluktuation verursacht wird durch Instabilität in den ringförmigen Umkehrströmungsregionen, die periodisch innerhalb des Diffusors rotieren. Dies zeigt, dass die Entwicklung der Fluktuation in den ringförmigen Umkehrströmungsregionen erzeugt bei einer Strömungsrate, gerade etwas höher als die Rotationsun-

terbrechungsströmungsraten als der Auslöser zur Erzeugung einer Rotationsunterbrechung (Rotating Stall) dient.

[0030] Als nächstes wird eine Erläuterung dafür gegeben, wie eine Rotationsunterbrechung dadurch unterdrückt werden kann, dass man eine Stabilisationsplatte **16** einführt, die die gesamte Breite des Diffusorabschnitts **14** überspannt. Der Effekt der Anordnung der Stabilisationsplatte **16** hinsichtlich der Erzeugung der Umkehrströmungsregion ist in **Fig.** 5 veranschaulicht. Die Strichelung zeigt die Umkehrströmungsregionen an, und die konturierten Kurven zeigen Linien von gleichen Niveaus der kinetischen Strömungs- oder Flussenergie. In diesem Falle ist die Stabilisationsplatte derart installiert, dass sie die Umkehrströmungsregionen auf den Inneroberflächen der Vorderabdeckung überspannen, wo die Geschwindigkeitsfluktuationsenergie am Höchsten ist. **Fig.** 6 zeigt die Ergebnisse des Druckwiedergewinnungskoeffizienten Cp im Diffusorabschnitt **14**, wenn die Stabilisationsplatte **16** in dieser Weise installiert ist. Statische Druckwellenformen am Diffusoreinlass entsprechen den Strömungsraten ①, ② und ③ gemäß **Fig.** 6 sind in den **Fig.** 7A bis 7E gezeigt.

[0031] Analysen der Fluktuationsfrequenzmuster deuten auf Folgendes hin. **Fig.** 7A zeigt Wellenformen eines konventionellen schaufellosen Diffusors ohne die Platte **16** und zwar arbeitend bei einer Strömungsrate zur Bewirkung von Fluktuation ①, was zeigt, dass die Fluktuation bei eine Spitzenfrequenz von 14,5 Hz eingeleitet wird. Im Gegensatz dazu zeigt die **Fig.** 7B Wellenform des vorliegenden erfindungsgemäßen Diffusors, bei dem die Platte **16** mit einem Winkel von 20 Grad ausgerichtet ist und zwar über die Gesamtbreite des Diffusorabschnitts **14** hinweg, was zeigt, dass die Anfangsfluktuation ① fast unerkennbar ist. Mit anderen Worten zeigen die Ergebnisse, dass die Instabilität in der Umkehrströmungsregion durch die Installation einer Stabilisationsplatte **16** unterdrückt wird.

[0032] Wenn die Strömung weiter auf eine Strömungsrate der Fluktuation ② reduziert wird, so zeigen die in **Fig.** 7C dargestellten Wellenformen, dass der konventionelle Diffusor eine periodische, statische Druckfluktuation erzeugt infolge der Rotationsunterbrechung bei der Spitzenfrequenz von 10 Hz, wie in **Fig.** 7D zeigt, dass der erfindungsgemäße Diffusor mit der Stabilisationsplatte fast keine Änderung von den bei der Strömungsrate ① beobachteten Wellenformen zeigt.

[0033] Der Einbau einer Stabilisationsplatte **16** in einen schaufellosen Diffusor vermindert die Rotationsunterbrechungseinleitungsströmungsrate φs' (Strömungsrate ③) um ungefähr 35% verglichen mit dem konventionellen Diffusor ohne die Platte **16**. Ferner gilt: wenn die Platte **16** eingebaut ist, vermeidet ein geringer Abfall der Strömungsrate auf unterhalb der Einleitungsströmungsrate φs' eine Rotationsunterbrechung und der Druckwiedergewinnungskoeffizient Cp steigt an. Anders ausgedrückt, gilt Folgendes: selbst dann, wenn eine Rotationsunterbrechung eingeleitet oder initiiert wird, kann die Stabilisationsplatte die Fluid- oder Strömungsmitteldynamik innerhalb des Diffusorabschnittes wieder herstellen, um eine Erholung von der Rotationsunterbrechung vorzusehen.

[0034] Folgendes ist klar: durch Einbau der Stabilisationsplatte **16** in der dargestellten Art und Weise wird eine Einleitung der Strömungsinstabilität in den Umkehrströmungsregionen, was eine Rotationsunterbrechung auslöst, verhindert, und die Rotationsunterbrechungseinleitungsströmungsrate wird zu der niedrigen Strömungsrate verschoben, wodurch der stabile Betriebsbereich der Turbomaschine erhöht wird.

[0035] Als nächstes sei die Beziehung zwischen dem Ausrichtwinkel der Stabilisationsplatte **16** und den Rotationsunterbrechungsunterdrückungseffekten erläutert. **Fig.** 8 vergleicht zwei Beispiele von Effekten, der Ausrichtwinkel β_{b1} (dargestellt in **Fig.** 2) auf die Turbomaschinenperformance oder Leistungsfähigkeit: im ersten Fall ist die Platte **16** unter einem Winkel von 20 Grad bezüglich einer Tangente angeordnet und im zweiten Fall ist die Platte **16** zusammenfallend mit dem Konstruktionsströmungsratenwinkel von 35 Grad angeordnet. Wenn β_{b1} = 20 Grad ist, so wird eine Rotationsunterbrechung bei einer Strömungsrate von φs' = 0,08 erzeugt, wie dies zuvor erläutert wurde, wenn aber β_{b1} = 35 Grad ist so wird keine Rotationsunterbrechung erzeugt und ein plötzlicher Abfall des Druckwiedergewinnungs- oder Erholungskoeffizienten Cp wird nicht beobachtet. Mit anderen Worten kann gesagt werden, dass der stabile Betriebsbereich durch Ausrichten der Platte **16** mit 35 Grad anstelle von 20 Grad vergrößert wird.

[0036] **Fig.** 9A zeigt ein weiteres Ausführungsbeispiel der Stabilisationsplatte. Die Stabilisationsplatte **16a** erstreckt sich nicht über die gesamte Breite des Diffusorabschnitts **14** und ein Raum (b_3-h) wird zwischen der Spitze der Platte **16** und der Wandoberfläche der vorderen Abdeckung vorgesehen. **Fig.** 10A zeigt das Verhalten des Druckreduktionskoeffizienten Cp im Diffusorabschnitt **14**, und zwar mit der Platte **16a** ausgerichtet mit β_{b1} = 20 Grad bezüglich der Tangentenrichtung, wenn die Höhe der Platte **16a** verändert wird, wie folgt: h/b_3 = 0,5, 0,7 und 1,0. In dem konventionellen Diffusor wird eine Rotationsunterbrechung bei einer Strömungsrate oder Strömungsgeschwindigkeit von φs_0 erzeugt, an welchem Punkt Cp diskontinuierlich abfällt.

[0037] Wenn die Höhe der Stabilisationsplatte **16** von h/b_3 = 0,5 bis 1,0 verändert wird, so wird eine Ro-

tationsunterbrechung bei entsprechenden Strömungsraten φs_1 und φs_2 erzeugt. Verglichen mit φs_0 für den konventionellen Diffusor zeigen die Ergebnisse, dass die Fluktuationseinleitungsströmungsraten um ungefähr 20% für φs_1 und 35% für φs_2 zu den niedrigen Strömungsraten hin verschoben werden. Obwohl diese Ergebnisse zu zeigen scheinen, dass umso höher die Platte umso besser der Effekt der Rotationsunterbrechungsunterdrückung ist, wurde jedoch entdeckt, dass dann, wenn $h/b_3 = 0{,}7$ ist kein plötzlicher Abfall von Cp über die gesamten Strömungsraten hinweg auftrat, was anzeigt, dass die Rotationsunterbrechung vollständig unterdrückt wurde. In der Tat zeigen diese Ergebnisse, dass der Unterdrückungseffekt durch Vorsehen eines geeigneten Abstandes zwischen der Spitze der Platte **16a** und der Innenoberfläche der vorderen Abdeckung verbessert wird. Dieser Effekt wurde auch in **Fig.** 10B für den Fall von $\beta_{b1} = 35$ Grad beobachtet.

[0038] Es sei bemerkt, dass obwohl der Raum an der vorderen Abdeckungsseite des Diffusormantels vorgesehen wurde, und zwar durch Anbringen der Platte **16a** an der Hauptabdeckung des Diffusorgehäuses, die Beabstandung auf der Hauptabdeckungsseite vorgesehen sein kann. Ebenfalls in **Fig.** 9B gezeigt ist, können die Stabilisationsplatten **16b**, **16c** an beiden Seiten des Diffusormantels oder des Diffusorgehäuses angebracht sein, um einen Mittelraum vorzusehen bzw. übrig zu lassen. Wie ferner in den **Fig.** 11A und 11B gezeigt ist, brauchen die Stabilisationsplatten nicht innerhalb des gleichen Strömungsfeldes angeordnet sein, sondern sie können zu der stromaufwärts gelegenen Seite oder der stromabwärts gelegenen Seite versetzt sein, wie dies durch die Platten **16d**, **16e** gezeigt ist.

[0039] Die **Fig.** 12A bis 12C zeigen noch weitere Konfigurationen der erfindungsgemäßen zentrifugalen Turbomaschine. Im Diffusorabschnitt **14** wird eine Stabilisationsplatte **16f** derart vorgesehen, dass die Platte **16f** in den Diffusorabschnitt durch betätigen eines Antriebsabschnitts **18** eingesetzt oder daraus zurück gezogen werden kann. Ein (nicht gezeigter) Steuerabschnitt ist für den Antriebsabschnitt **18** vorgesehen. Die Einbaustelle, der Winkel und andere Parameter sind grundsätzlich die gleichen wie oben erläutert.

[0040] D. h., in einer geeigneten Stelle der Hauptabdeckungsseite des Diffusorabschnitts **14** wird ein Schlitz **20** vorgesehen zum Einsetzen oder zum Herausziehen der Platte **16f** und ein Raum **22** ausgebildet, auf dem Pumpengehäuse **10** ist auf der Rückseite des Schlitzes **20** vorgesehen, um die Platte **16f** aufzunehmen oder unter zu bringen. Eine Antriebswelle **24** ist am nahe gelegenen Ende der Platte **16f** angebracht, die durch ein Loch **26** verläuft ausgebildet in dem Gehäuse **10**, und zwar zur Kupplung mit einem externen Antriebsmotor **30** durch eine Zahnstangenritzelkupplung **28**. Die Zwischenräume zwischen Schlitz **20** und Platte **16f** und zwischen Loch **26** und Welle **24** sind mit Abdichtvorrichtungen angefüllt.

[0041] In einer derartigen Anordnung wird die Platte **16f** in den Diffusorabschnitt **14** eingesetzt oder daraus zurückgezogen, um die Erzeugung unstabiler Fluktuation in den Umkehrströmungsregionen zu steuern. Ein Beispiel eines weiteren Steuerverfahrens besteht darin, dass die Strömungsrate detektiert wird, so dass dann, wenn die Strömungsdaten anzeigen, dass das System unterhalb einer kritischen Strömungsrate arbeitet und empfindlich ist gegenüber der Verursachung von Rückwärtsströmung, was zur Instabilität führen kann, die Platte **16f** in den Diffusorabschnitt eingesetzt werden kann. Oder aber, irgendein geeigneter Sensor kann eingebaut werden, um direkter das Aufkommen einer Instabilitätsregion zu detektieren und um das Einsetzen der Platte **16f** anzufordern. Wenn das System weg von der Instabilitätsregion betrieben wird, so kann die Platte **16f** aus dem Diffusorabschnitt **14** herausgezogen werden, wodurch die Betriebseffizienz verbessert wird.

[0042] In diesem Ausführungsbeispiel kann die Platte **16f** in einer halboffenen Position, was in **Fig.** 9A gezeigt ist, betrieben werden. In diesem Falle wird die Platte **16f** in derart, in den Diffusorabschnitt **14** eingesetzt, dass ein Raum zwischen der vorderen Abdeckung und der Wandoberfläche übrigbleibt. Der Raum (b_3-h) ist derart variabel, dass durch Vorsehen eines geeigneten Sensors zur Anzeige des Grades der Strömungsstabilität in Diffusorabschnitt **14** der Raumabstand derart gesteuert werden kann, dass der Sensor eine optimale Performance oder Leistungsfähigkeit des Systems anzeigt. Oder aber das System kann gemäß einer vorherbestimmten Beziehung zwischen dem Grad der Strömungsstabilität und den Strömungsraten oder anderen Parametern gesteuert werden.

[0043] **Fig.** 13 zeigt ein weiteres Ausführungsbeispiel des Betriebsmechanismus für die Platte. In dieser Anordnung ist die Stabilisationsplatte **16g** an einer Kolbenscheibe **32** untergebracht in einer Zylinderkammer **34** angebracht, wobei der Betrieb durch eine Strömungsmitteldruckvorrichtung durch ein Rohr **36** erfolgt. Die Effekte sind die gleichen, wie die zuvor erwähnten. Der Orientierungswinkel der Stabilisationsplatte kann durch Verwendung geeigneter Mittel variabel gemacht werden.

Patentansprüche

1. Eine Turbomaschine mit einem Laufrad (**12**) und einem schaufellosen Diffusorabschnitt (**14**) in dem ein Stabilisierungsglied (**16**) an einer vorbestimmten Stelle des Diffusorabschnitts angeordnet ist, um so eine Erzeugung einer nicht stabilen Strö-

mung in dem Diffusorabschnitt während des Betriebs bei niedrigen Strömungsraten zu verhindern.

2. Eine Turbomaschine nach Anspruch 1, wobei das Stabilisierungsglied (**16**) ein Plattenglied ist.

3. Eine Turbomaschine nach Anspruch 2, wobei das Plattenglied derart eingebaut ist, dass es die gesamte Breite eines Strömungsmittel-Strömungspfades des Diffusorabschnitts (**14**) überspannt.

4. Eine Turbomaschine nach Anspruch 2, wobei eine Höhendimension oder Höhenabmessung des Plattengliedes kleiner ist als eine Breitendimension eines Strömungsmittel-Strömungspfades des Diffusorabschnitts (**14**) um so einen Raum zwischen dem Plattenglied (**16**) und einer entgegengesetzten Wandoberfläche des Diffusorabschnitts vorzusehen.

5. Eine Turbomaschine nach Anspruch 2, wobei das erwähnte Stabilisierungsglied durch Plattenantriebsmittel in den Diffusorabschnitt (**14**) eingesetzt oder aus diesem weg zurückgezogen wird.

6. Eine Turbomaschine nach Anspruch 5, wobei das Plattenglied eine Höhe h besitzt, die mit einer Breitenabmessung b_3 des Diffusorabschnitts (**14**) gemäß einer Beziehung $h/b_3 > 0{,}5$ in Beziehung steht.

7. Eine Turbomaschine nach Anspruch 2, wobei das Plattenglied (**16**) unter einem Winkel ausgerichtet ist, der größer ist als der eine Strömung, die mit einer, einen Rotationsstillstand verursachenden Strömungsrate, in den Diffusorabschnitt (**14**) fließt.

Es folgen 12 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

F I G. 1

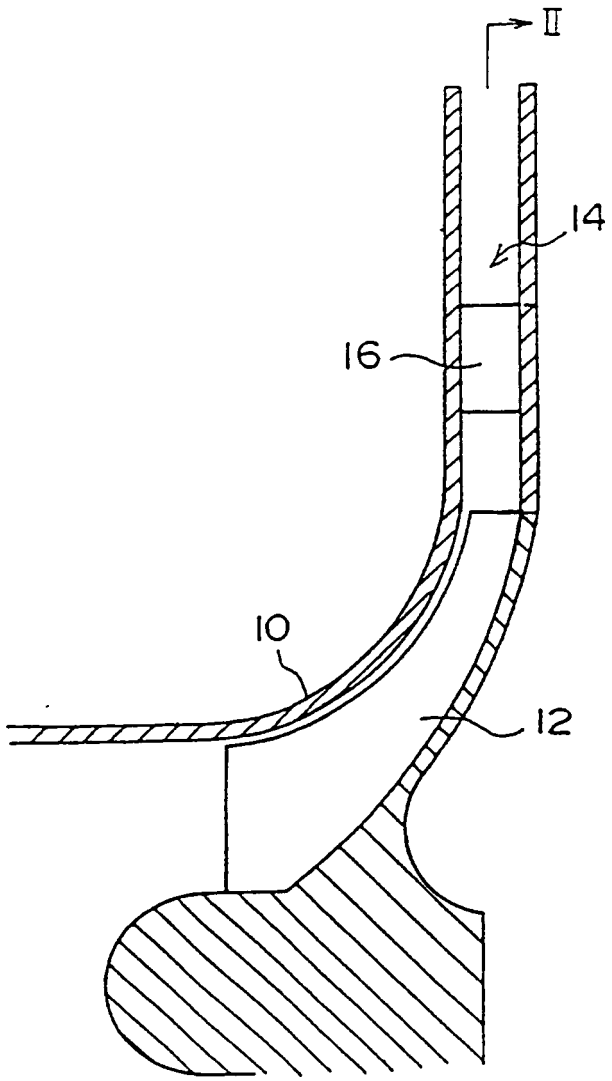
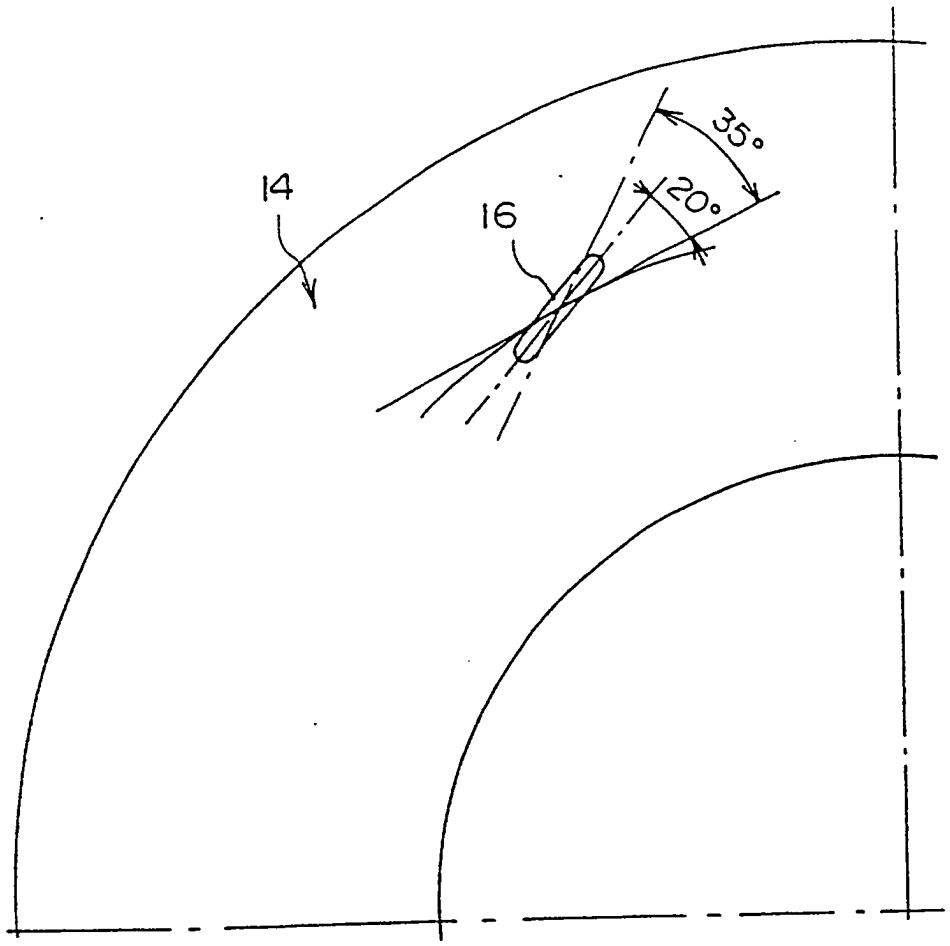


FIG. 2



F I G. 3

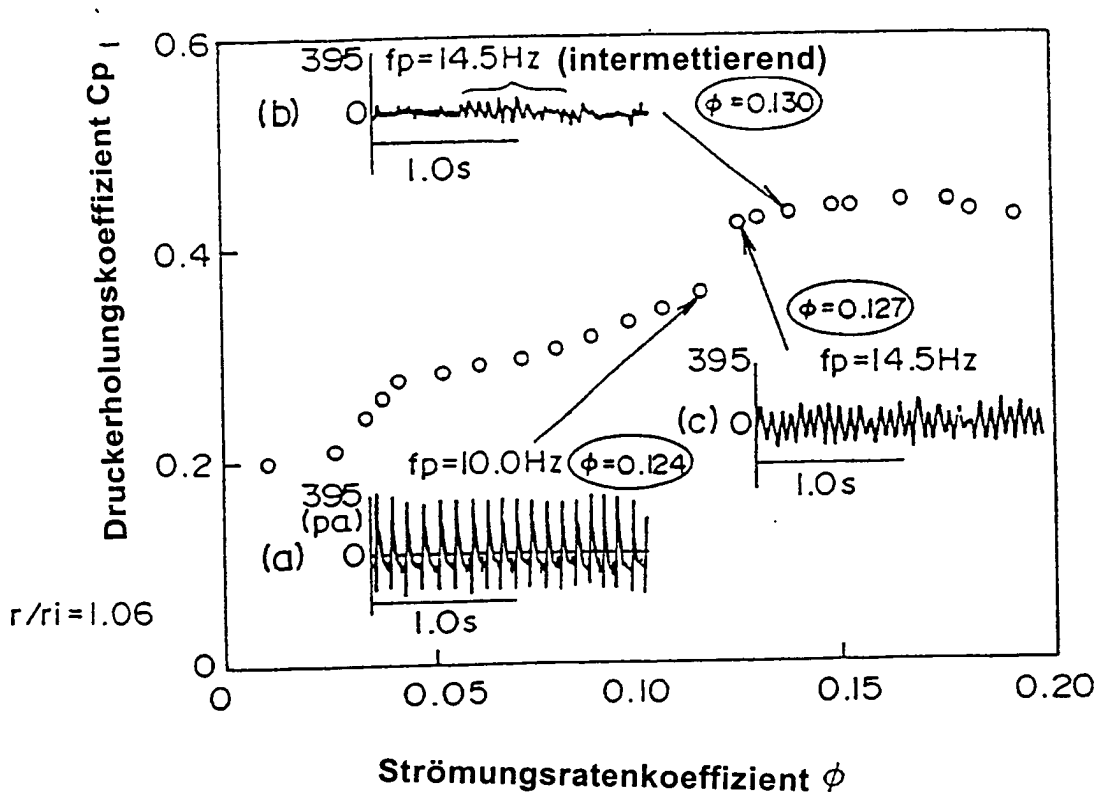

Druckerholungskoeffizient Cp
0.6
0.4
0.2
0
0
0.05
0.10
0.15
0.20
Strömungsratenkoeffizient ϕ
r/ri=1.06
395
fp=14.5Hz (intermettierend)
(b)
0
1.0s
ϕ=0.130
ϕ=0.127
395
fp=14.5Hz
(c)
0
1.0s
fp=10.0Hz
ϕ=0.124
395
(pa)
(a)
0
1.0s

FIG. 4

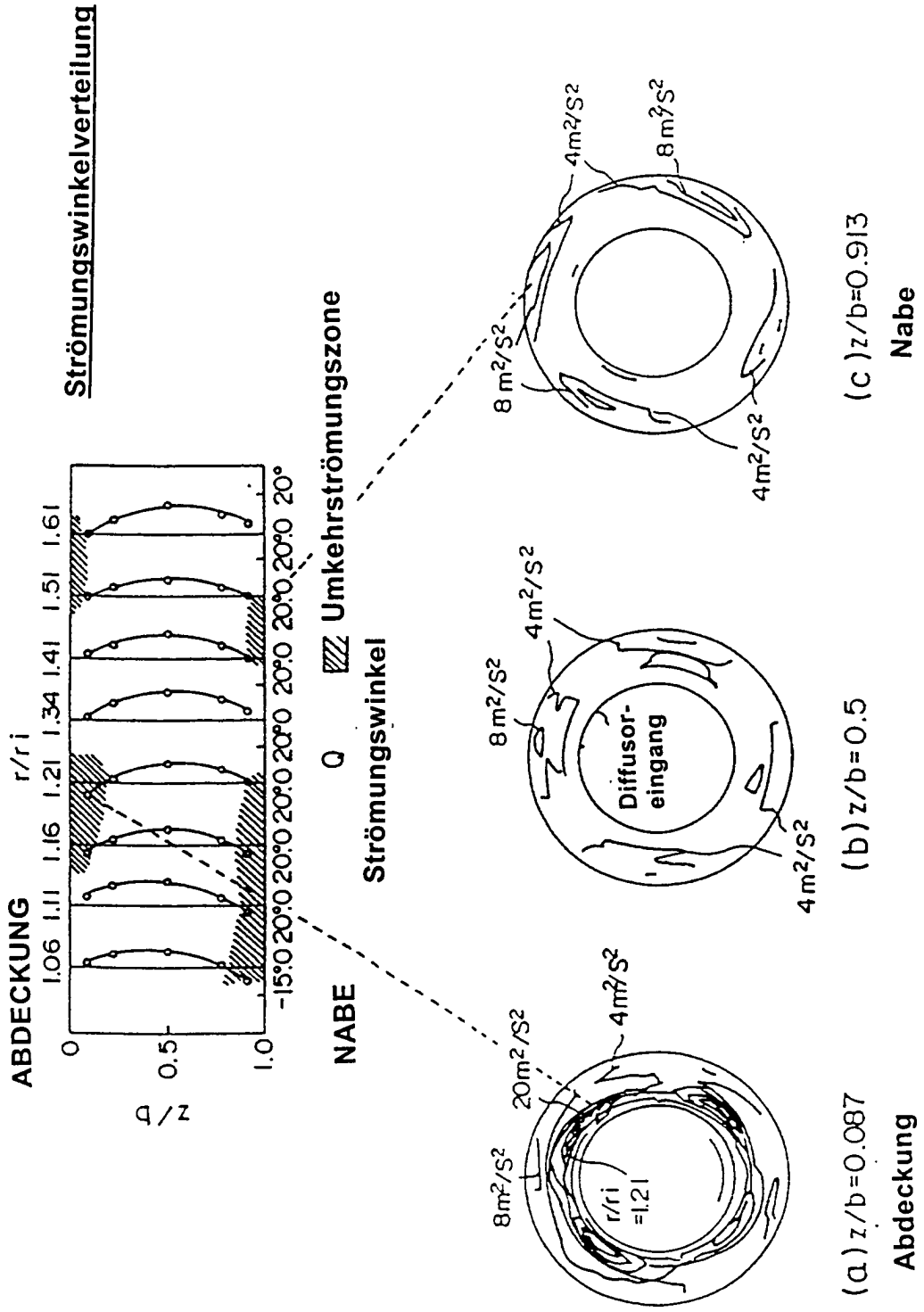
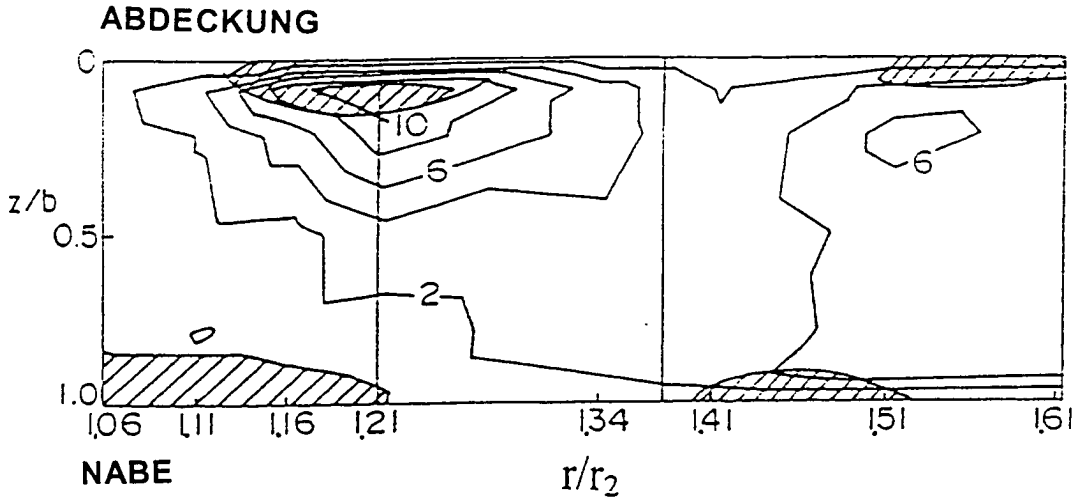

Strömungswinkelverteilung
ABDECKUNG
r/ri
1.06 1.11 1.16 1.21 1.34 1.41 1.51 1.61
0
0.5
1.0
z/b
-15°0 20°0 20°0 20°0 20°0 20°0 20°0 20°0 20°
NABE
Q Umkehrströmungszone
Strömungswinkel
8m²/S²
20m²/S²
4m²/S²
r/ri =1.21
(a) z/b=0.087
Abdeckung
8 m²/S²
4m²/S²
Diffusor-eingang
4m²/S²
(b) z/b=0.5
8 m²/S²
4m²/S²
8 m²/S²
4m²/S²
(c) z/b=0.913
Nabe

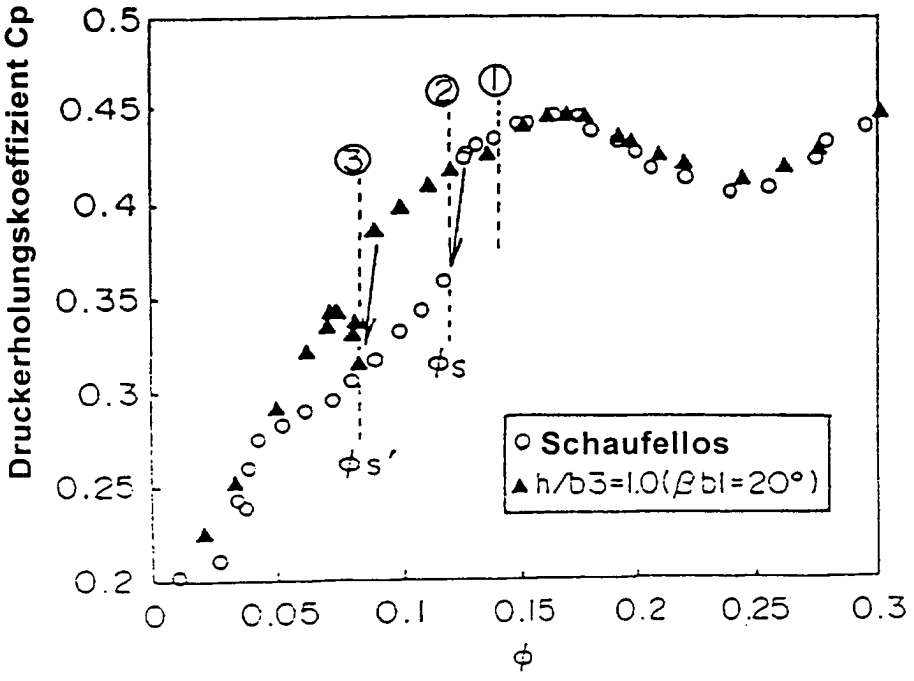
FIG. 5



Verteilung der kinetischen Strömungsenergie (Zeit-Durchschnitt)

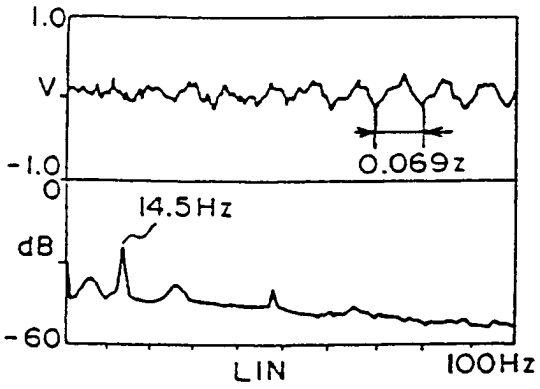
Umkehrströmungs-Zone

FIG. 6



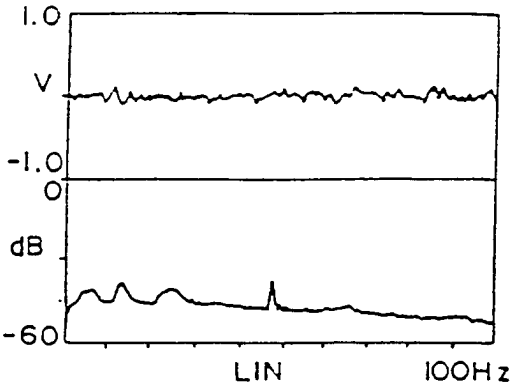
Strömungsratenkoeffizient φ

FIG. 7A



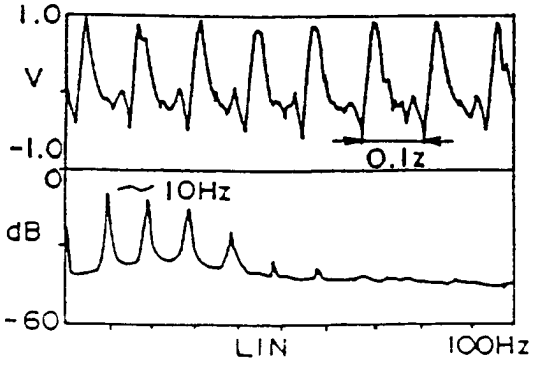
Betriebspunkt ①

FIG. 7B



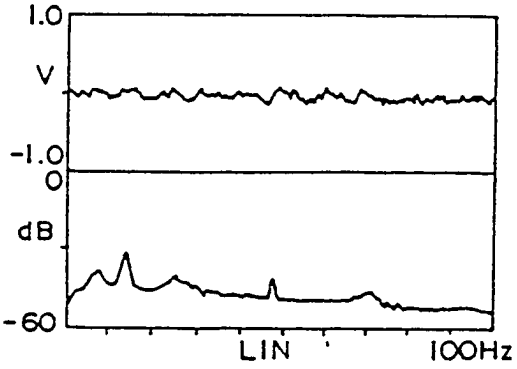
Betriebs-Punkt ①

FIG. 7C



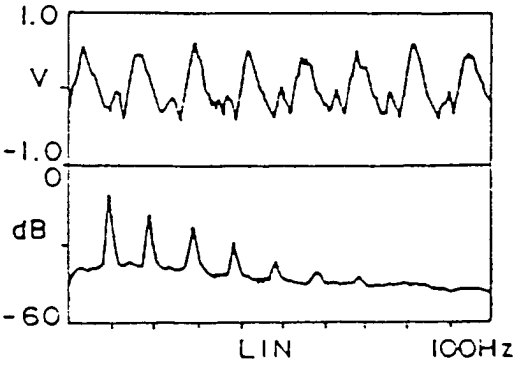
Betriebspunkt ②

FIG. 7D



Betriebspunkt ②

FIG. 7E



Betriebspunkt ③

FIG. 8

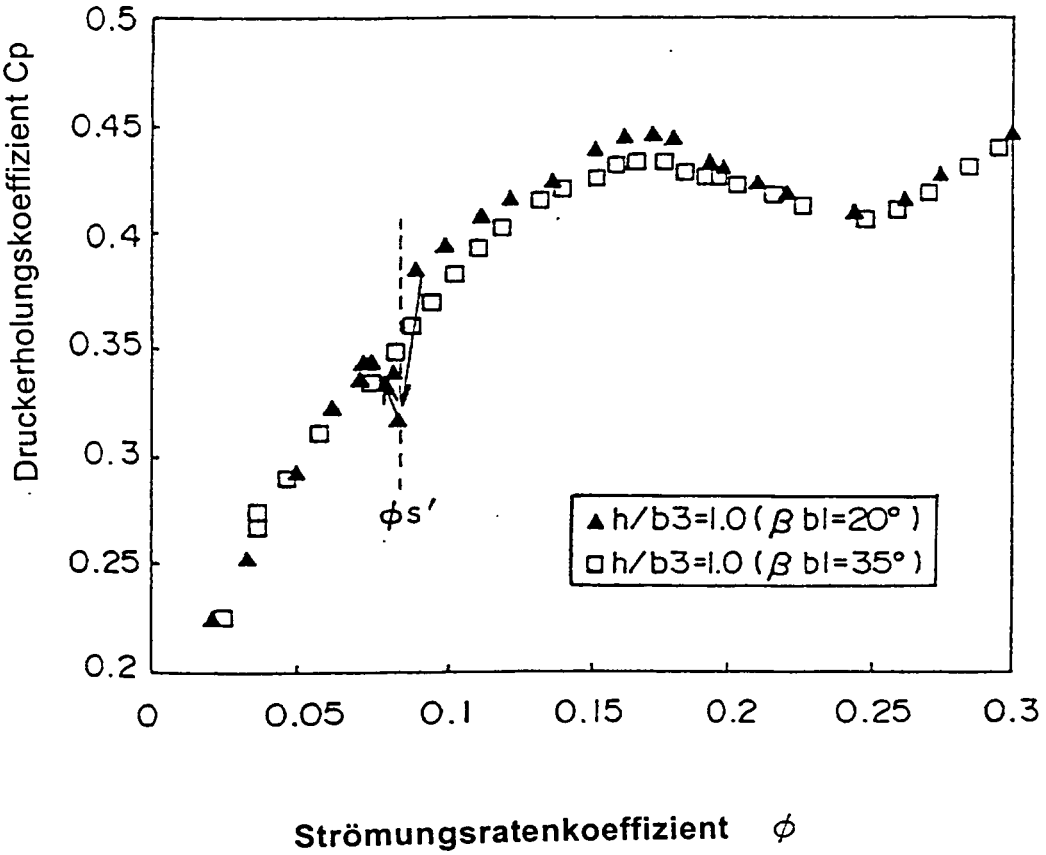

Druckerholungskoeffizient Cp
0.5
0.45
0.4
0.35
0.3
0.25
0.2
0
0.05
0.1
0.15
0.2
0.25
0.3
φs'
▲h/b3=1.0 (β b1=20°)
□h/b3=1.0 (β b1=35°)
Strömungsratenkoeffizient φ

FIG. 9A

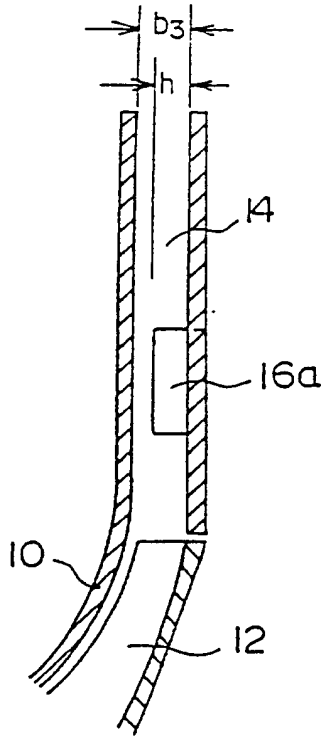


FIG. 9B

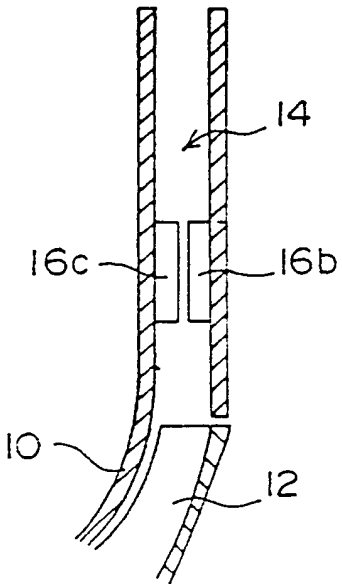


FIG. 10A

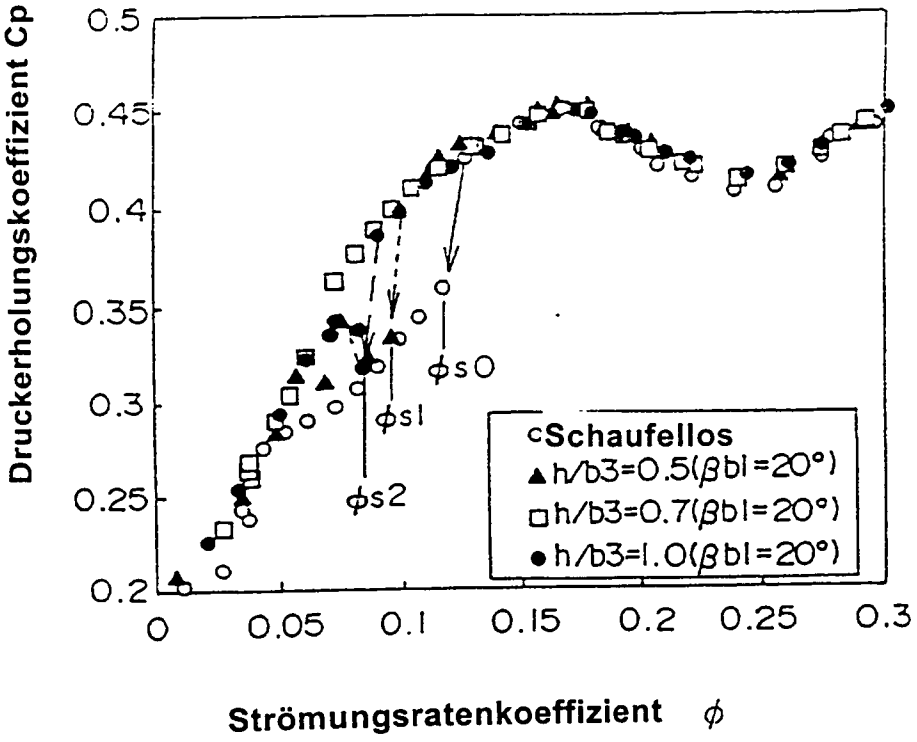


FIG. 10B

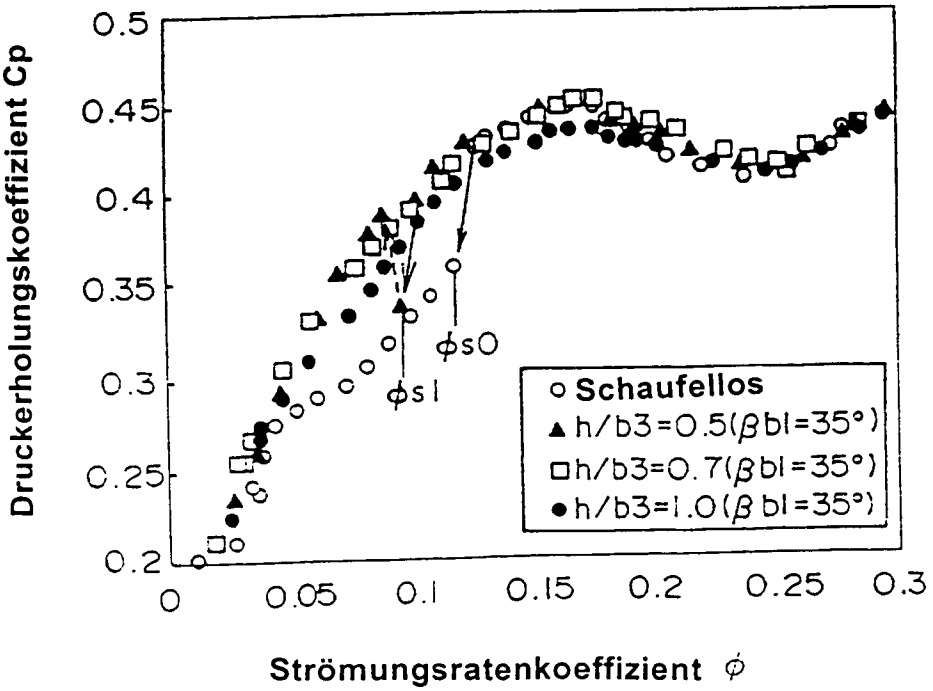


FIG. 11A

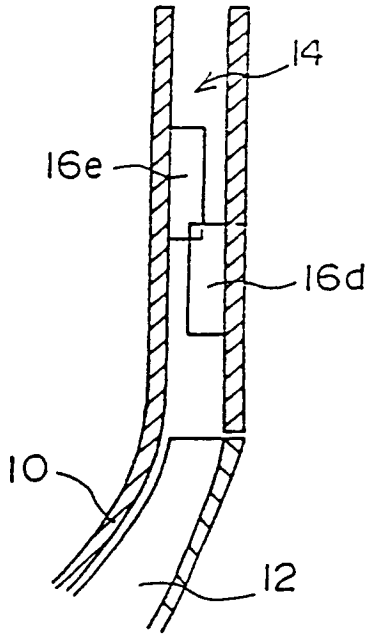


FIG. 11B

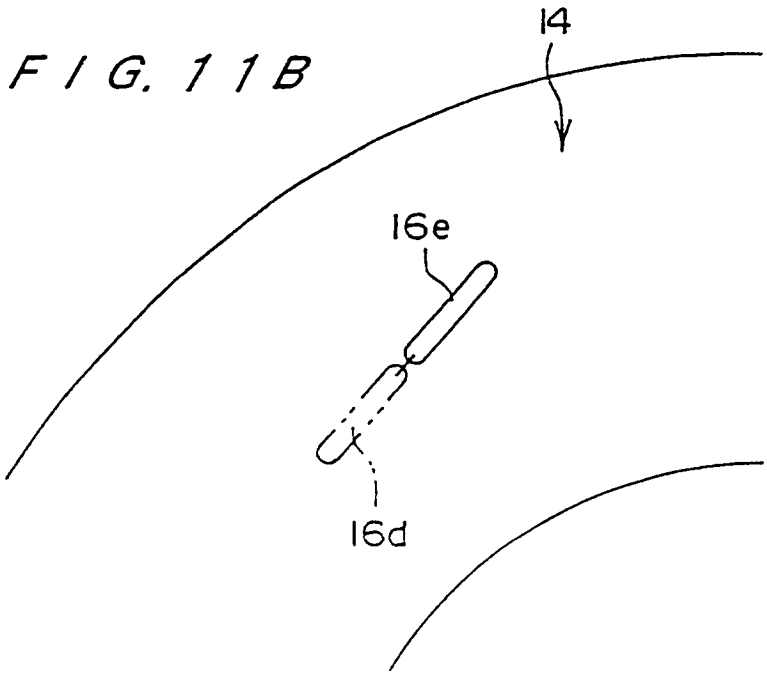


FIG. 12B

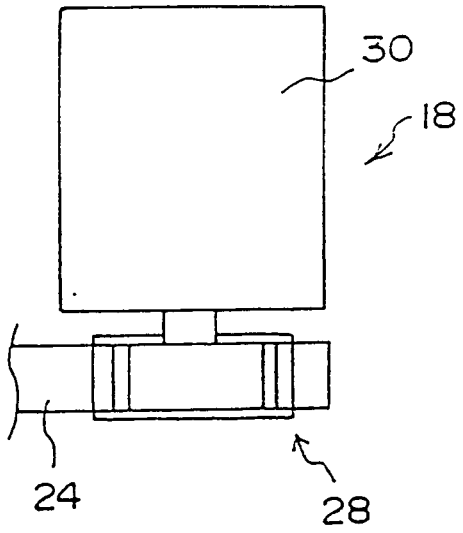


FIG. 12A

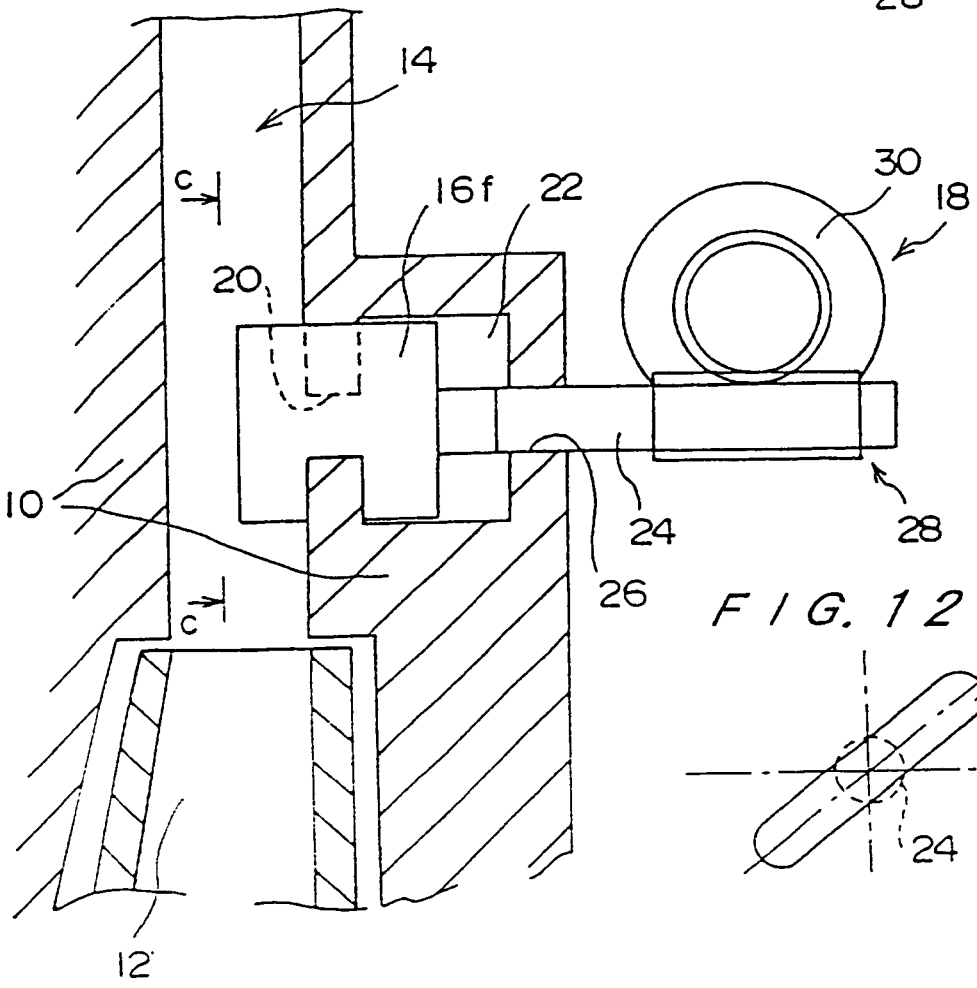


FIG. 12C

FIG. 13A

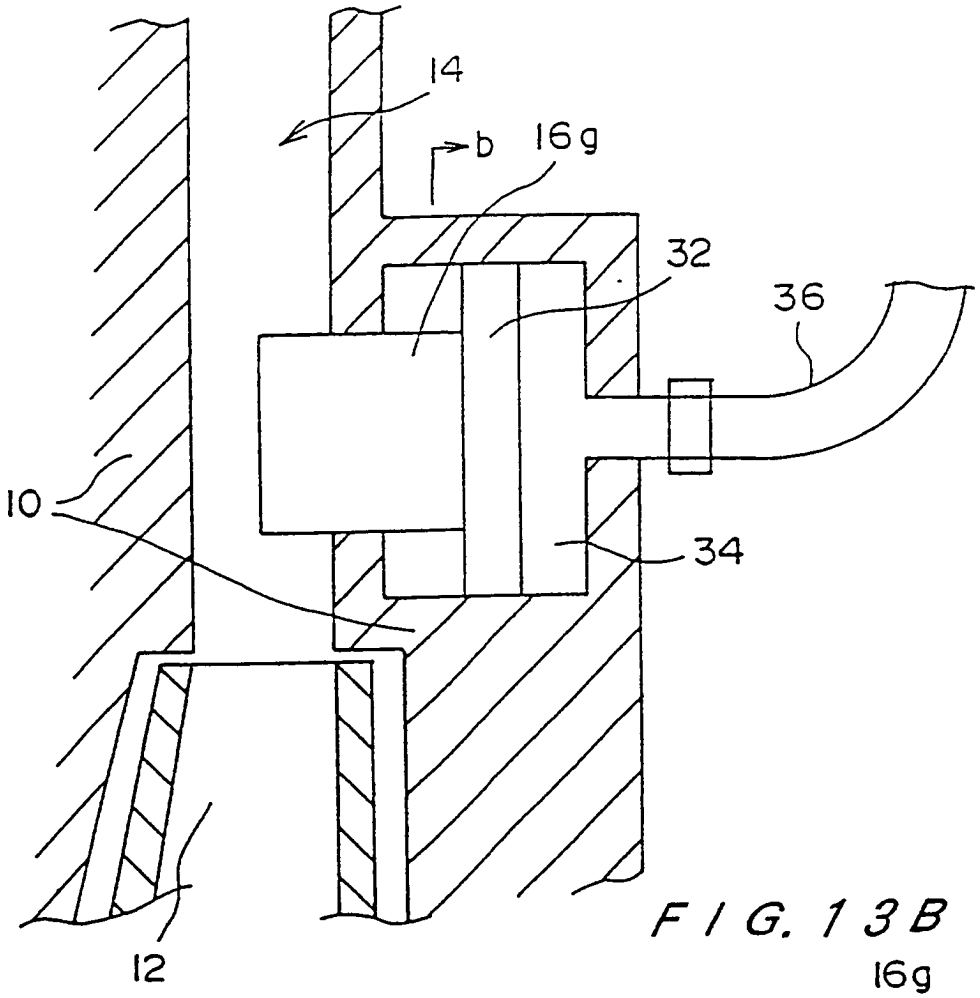


FIG. 13B

