



⑫ **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

⑳ Anmeldenummer: **93114214.5**

⑤① Int. Cl.⁵: **F04D 25/16**, F04D 17/14,
 F04D 29/04, F04D 29/10,
 F04D 27/02, F01D 15/12

㉒ Anmeldetag: **04.09.93**

③① Priorität: **15.10.92 DE 4234739**

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung:
20.04.94 Patentblatt 94/16

⑧④ Benannte Vertragsstaaten:
CH DE FR IT LI NL

⑦① Anmelder: **MAN Gutehoffnungshütte**
Aktiengesellschaft
Bahnhofstrasse 66
D-46145 Oberhausen(DE)

⑦② Erfinder: **Kotzur, Joachim, Dr.-Ing.**
Holtkampstrasse 18
D-46145 Oberhausen(DE)

⑤④ **Getriebe-Mehrwellenturbokompressor mit Rückführstufen und Radialexpander.**

⑤⑦ Die Erfindung bezieht sich auf einen Getriebe-Mehrwellenturbokompressor mit strömungsmäßig hintereinander geschalteten Laufrädern (8, 8a), die auf zwei oder mehr parallel zueinander angeordneten Ritzelwellen (6) befestigt sind, die direkt über ein Zentralrad (5) oder indirekt über Ritzelwellen am Umfang des Zentralrades (5) angetrieben werden.

Dabei sind bei den den Niederdruckstufen (erste oder erste und zweite Ritzelwelle) folgende Hochdruckstufen nach der zweiten oder dritten Ritzelwelle (6) mehrere Laufräder (8, 8a) hintereinander unter Zwischenschaltung eines Scheibendiffusers (9) und eines Rückführringes (10) auf wenigstens einem Ritzelwellenende (6) angeordnet.

Durch Umkehrung der Strömungsrichtung, d. h. Eintritt des Gases auf der Hochdruckseite und Austritt des Gases auf der Niederdruckseite sowie bei gleichzeitiger Umkehrung der Drehrichtung, ergibt sich bei gleichem prinzipiellen konstruktiven Aufbau ein Radialexpander (Turbine).

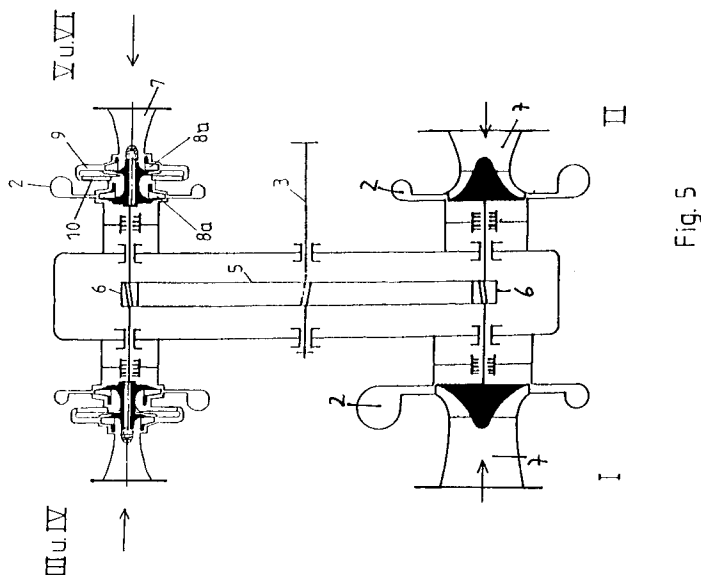


Fig. 5

Die Erfindung betrifft einen mehrstufigen Getriebe-Mehrwellenturbokompressor mit strömungsmäßig hintereinander geschalteten Laufrädern, die auf zwei oder mehr parallel zueinander angeordneten Ritzelwellen befestigt sind, die direkt über ein Zentralrad oder indirekt über Ritzelwellen am Umfang des Zentralrades angetrieben werden.

5 Der externe Antrieb kann in bekannter Weise ein Elektromotor, eine Dampf- oder Gasturbine usw. sein. Die Leistungsübertragung auf die Kompressor-Laufräder kann im Fall des indirekten Antriebes über die Ritzelwelle des Antriebes via Zentralrad via Ritzelwelle des Kompressor-Laufrades oder Zentralrad via Zwischenzahnräder via Ritzelwelle des Kompressor-Laufrades erfolgen.

Bei den Getriebe-Mehrwellenturbokompressoren nach dem Stand der Technik, z. B. DE-PS 974 418, ist 10 auf jeder Ritzelwelle ein- oder beidseitig des Ritzels jeweils ein Kompressor-Laufrad fliegend angeordnet. Zwischen den Stufen befinden sich verbindende Rohrleitungen.

Das Gas tritt axial über das Ansauggehäuse in das Laufrad und wird im Spiralgehäuse verzögert. Mit zunehmender Verdichtung und damit kleiner werdendem Ansaugvolumenstrom der Kompressorstufen werden zur Beibehaltung optimaler Volumenstromzahlen die Laufräder im Außendurchmesser immer kleiner 15 und die Drehzahlen der Ritzelwellen zur Beibehaltung der für das betreffende Stufenverdichtungsverhältnis erforderlichen Umfangsgeschwindigkeit der Laufräder immer höher. Das führt bei durch seine maximale Umfangsgeschwindigkeit vorgegebenem maximalem Durchmesser des Zentralrades zu immer kleineren Ritzeldurchmessern und Ritzel-Zähnezahlen.

Bei Erreichen der Grenz-Zähnezahl müssen noch Zwischenzahnräder zugeschaltet werden, um die 20 Drehzahl weiter steigern zu können. Das führt zu weiteren mechanischen Reibungsverlusten in den Getriebelagern und Getriebezähnen.

Auch können bei den hohen Drehzahlen rotordynamische Probleme bezüglich der Schwingungsstabilität usw. auftreten.

Die in der DE-OS 25 15 628 dargestellte Lösung, bei der jeweils ein Paar Laufräder auf jeder 25 Ritzelwelle nur einseitig auf der dem Antrieb abgewandten Seite des Getriebes Rücken an Rücken angeordnet ist, bietet rotordynamisch eher Verschlechterungen, zumal hier durch den zwischen Getriebegehäuse und Laufrad angeordneten radialen Ansaugstutzen ein großer Schwerpunktabstand des überhängenden Rotorteiles entsteht.

Zwischen den einzelnen Kompressorstufen ist normalerweise ein Zwischenkühler angeordnet, der das 30 Gas wieder etwa auf die Anfangstemperatur der Verdichtung zurückkühlt. Dadurch sind auch die Endtemperaturen der einzelnen Kompressorstufen entsprechend niedrig, entsprechend der Temperaturerhöhung der Stufe.

Wird nun vom Prozeß her auch noch eine hohe Endtemperatur erforderlich, muß die Endstufe zur Erzielung der geforderten Endtemperatur mit entsprechend hoher Umfangsgeschwindigkeit laufen. Dadurch 35 wird die Ritzelwellendrehzahl noch mehr gesteigert, wodurch die obengenannten Probleme weiter verschärft werden.

Ein Ausweg zur Vermeidung der hohen Umfangsgeschwindigkeit wäre die Steigerung der Stufendruckzahl, z. B. durch steilere Laufradaustrittswinkel, was jedoch das Kennlinienverhalten bezüglich der Pumpgrenze verschlechtert.

40 Eine andere Möglichkeit wäre die Hintereinanderschaltung zweier Stufen mit verbindender Rohrleitung ohne Zwischenkühler. Neben dem baulichen Mehraufwand für ein zweites Ritzelwellenende und zwei komplette Spiralstufen ergeben sich hierbei zusätzliche Strömungsverluste wegen der doppelten Energieumsetzung von Druck- und Geschwindigkeitsenergie, zusätzliche Leckverluste am Austritt der Ritzelwelle aus dem Spiralgehäuse und mechanische Reibungsverluste.

45 Die Aufgabe der Erfindung besteht darin, einen Getriebe-Mehrwellenturbokompressor zu schaffen, der die genannten Nachteile des Standes der Technik vermeidet und der sich dadurch auszeichnet, daß bei Getriebe-Mehrwellenturbokompressoren, insbesondere mit hohen Gesamtdruckverhältnissen, ein einwandfreies mechanisches Verhalten bei hohem Gesamtwirkungsgrad und geringem Bauaufwand realisiert wird.

Die Lösung der Aufgabe wird durch die im Hauptanspruch aufgeführten Merkmale erreicht. In den 50 Unteransprüchen 2 - 16 werden vorteilhafte Ausgestaltungen der Vorrichtung beschrieben. In den Ansprüchen 17 - 20 werden die Merkmale eines Radialexpanders (Turbine) beschrieben, der durch Umkehrung der Dreh- und Strömungsrichtung des Getriebe-Mehrwellenturbokompressors entsteht.

Anspruch 21 beschreibt die Merkmale, nach denen beide Varianten in einer gemeinsamen Maschine angeordnet sind.

55 Die Lösung der Aufgabe wird bei dem Getriebe-Mehrwellenturbokompressor erfindungsgemäß dadurch erreicht, daß bei den den Niederdruckstufen (erste oder erste und zweite Ritzelwelle) folgenden Stufen ab zweite oder dritte Ritzelwelle mehrere Laufräder hintereinander unter Zwischenschaltung eines Scheibendifusors und eines Rückführinges auf wenigstens einem Ritzelwellenende angeordnet sind.

Die Niederdruckstufen können hierbei als konventionelle Einzelstufen ausgeführt werden, die in üblicher Weise mit hoher Umfangsgeschwindigkeit und großem Schluckvermögen laufen und so den Volumenstrom bereits stark verkleinern.

Die Ansaugung zum ersten Laufrad der aus einer oder mehreren Rückführstufen und einer End-Spiralstufe gebildeten Hochdruck-Stufengruppe erfolgt über einen axialen Ansaugstutzen.

Der an das Laufrad anschließende Scheibendiffusor kann unbeschaufelt oder mit Diffusorleitschaukeln ausgeführt werden.

Durch die unmittelbare Überleitung der Austrittsströmung aus dem Scheibendiffusor über den Rückführ-ring in die anschließende Stufe und der Anordnung der letzten Stufe jeder Stufengruppe unmittelbar neben dem Getriebegehäuse ergibt sich eine kompakte Bauweise, die den Schwerpunkt Abstand der Laufräder vom im Getriebegehäuse angeordneten Traglager minimiert.

Auch werden durch die unmittelbare Überleitung der Austrittsströmung in die Folgestufen einer Stufengruppe Druckverluste durch eine doppelte Druckumsetzung (Verzögern auf Rohrleitungsgeschwindigkeit und anschließende Beschleunigung auf Laufradeintrittsgeschwindigkeit der Folgestufe) vermieden.

Durch die Aufteilung der sonst von einem Laufrad hoher Umfangsgeschwindigkeit und Drehzahl zu erbringenden spezifischen Verdichtungsarbeit auf zwei oder mehr Stufen kann die Drehzahl erheblich gesenkt werden. Dabei lassen sich trotz des größeren Wellenüberhangs rotodynamisch günstigere Verhältnisse erzielen.

Strömungstechnisch ergeben sich folgende Vorteile:

Unter Beibehaltung der Volumenstromzahlen vergrößern sich bei der Drehzahlverringern die Laufraddurchmesser, unter Beibehaltung der Laufraddurchmesser die Volumenstromzahlen. Beide Effekte sind bei den besonders im Hochdruck-Teil verwendeten kleinen Laufraddurchmessern und oft vorliegenden kleinen Volumenstromzahlen von positivem Einfluß auf den Strömungswirkungsgrad.

Bei in Strömungsrichtung gegenläufiger Anordnung von je einer Hochdruck-Stufengruppe auf den beiden Wellenenden einer Ritzelwelle findet zwischen beiden Hochdruck-Stufengruppen ein weitgehender Ausgleich der entgegengesetzt gerichteten, durch Strömungskräfte bewirkten Axialschübe statt. Ist dagegen nur noch eine Hochdruck-Stufengruppe auf einem Wellenende vorhanden, wird, insbesondere im Hinblick auf wechselnde Betriebszustände, am anderen Wellenende ein Entlastungskolben angeordnet, wenn für diesen Entlastungskolben auf dem Wellenende mit der erfindungsgemäßen Stufengruppe, die einen größeren Wellenüberhang als eine Einzelstufe hat, mit Rücksicht auf die Lage der kritischen Drehzahlen kein Platz mehr ist.

Dieser Entlastungskolben ist besonders gut für wechselnde Betriebsdrücke des Kompressors geeignet, wenn das den Axial Schub erzeugende Gas aus der Radkammer hinter der letzten Stufe der auf der gleichen Ritzelwelle angeordneten Hochdruck-Stufengruppe zur Rückseite des Entlastungskolbens geleitet wird und das von der Hochdruck-Stufengruppe angesaugte Gas an das außenliegende Ende des Entlastungskolbens geleitet wird.

An den Rückführingen der ungekühlten Stufengruppen kann aus prozeßbedingten Gründen die Anbringung von Ein- bzw. Austrittsstutzen für die Einspeisung oder Entnahme von Gas erforderlich werden, wenn der vom Prozeß vorgegebene Einspeise- bzw. Entnahmedruck zwischen dem Ein- und Austrittsdruck einer Hochdruck-Stufengruppe liegt.

Die Laufräder können über Stirnverzahnungen, zweckmäßigerweise eine Hirth-Verzahnung, miteinander verbunden werden. Dies ermöglicht eine horizontal ungeteilte Ausführung der Gehäuseringe wie bei der konventionellen Einzelstufe.

Die Stirnverzahnung besteht aus radialen Nuten, die in die Stirnflächen der Laufräder eingearbeitet sind. Diese greifen ineinander, sind dadurch radial zentriert und übertragen das Drehmoment.

Die miteinander verzahnten Bauteile werden durch eine zentrale Dehnschraube, die in die Ritzelwelle eingeschraubt ist, axial zusammengehalten. Die Stirnverzahnungselemente können auch getrennt gefertigt und an den Laufrädern befestigt sein.

Um die Zahl der axial lösbaren Wellenverbindungen, wegen der dadurch im Rahmen ihrer Fertigungstoleranzen möglichen Radialverschiebungen der Rotorbauteile gegeneinander zu reduzieren, kann es erforderlich werden, die Laufräder einer Stufengruppe untereinander fest zu verbinden, z. B. durch eine Schrumpfung und nur mit einer gemeinsamen Stirnverzahnung an der Ritzelwelle zu befestigen. Das erfordert eine horizontale Teilfuge am zwischen den Laufrädern einer Stufengruppe angeordneten Gehäuse-ring. Das Außengehäuse kann dabei einschließlich saugseitigem und druckseitigem Deckel ungeteilt bleiben.

Die Stirnverzahnung kann dabei so in der verbundenen Nabe der Laufrädergruppe angeordnet sein, daß sie sich etwa im Massenschwerpunkt der Laufräder befindet.

Nach einer weiteren Ausgestaltung der Erfindung ist das Innengehäuse mit horizontaler Teilfuge ausgeführt und von einem horizontal ungeteilten Außengehäuse umgeben. In diesem Fall kann der gesamte Rotor ohne Zerlegen nach dem Wuchten in das Getriebe eingebaut werden. Im Gegensatz zur Topfbauweise bei Einwellenkompressoren kann dann aber auf der Getriebeseite kein horizontal ungeteilter Deckel das Mantelgehäuse abschließen.

Gas-Leckagen durch die verbleibende horizontale Teilfuge zur Außenatmosphäre bei hohen Gasdrücken werden durch die Absenkung des Zwischendruckes in der Gehäusekammer zwischen Innengehäuse und Getriebegehäuse über Entlastungsleitungen vermieden.

Bei mehrstufiger Anordnung der Laufräder ist es wegen der thermischen Ausdehnung des Rotors zweckmäßig, die Laufräder mit Deckscheibe auszuführen. Dies ist bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten der Hochdruck-Stufengruppe gegenüber der einstufigen Ausführung mit hohen Umfangsgeschwindigkeiten auch möglich.

Wenn trotz Senkung der Ritzelwellendrehzahl wegen des länger überhängenden Wellenendes einer Hochdruck-Stufengruppe die kritischen Drehzahlen zu niedrig werden, wird zu deren Erhöhung erfindungsgemäß das erste Laufrad der Stufengruppe zur Verringerung der Rotormasse und Verlagerung des Massenschwerpunktes mit einem kleineren Außendurchmesser als die Laufräder der Folgestufen und/oder erforderlichenfalls ohne Deckscheibe ausgeführt. Andere Varianten bestehen darin, ein oder mehrere Laufräder aus einem Material mit einer Dichte unter der von Stahl, beispielsweise Titan- oder Aluminium-Legierungen, auszuführen.

Rotordynamische Probleme werden, insbesondere bei weit überhängenden Rotoren im Hochdruckbereich, in einer vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung durch den Einsatz von aktiven Magnetlagern, die den Rotor über Sensoren in seiner Position halten und über eine regelbare Dämpfung verfügen, gelöst.

Dabei können neben den radialen Magnetlagern zur Aufnahme des restlichen Axialschubes die bekannten Druckkämme an den Getrieberitzeln oder gesonderte axiale Magnetlager eingesetzt werden.

Insbesondere bei dem relativ langen Wellenüberhang der erfindungsgemäßen Hochdruck-Stufengruppen müssen subsynchrone Wellenschwingungen vermieden werden, die bei hohen Gasdrücken auftreten können. Zur sicheren Vermeidung dieser verursachender Drallströmungen in den Labyrinthen der Laufrad- und Wellendichtungen sind in diesem Fall die Gehäusewände der Radkammern mit Drallbrechnuten versehen, die den Drall aus dem Leckstrom bereits vor Eintritt in die Labyrinthdichtungen herausnehmen. Für einen noch zu erwartenden Restdrall sind die Labyrinthdichtungen auf der Leckstrom-Eintrittsseite mit senkrecht zur Umfangsrichtung angeordneten Drallbrechrippen ausgerüstet. Zusätzlich wird Sperrgas ohne Drall oder mit Gegendrall aus dem radial äußerem Bereich der Radkammern in die Labyrinth geleitet, welches ein Eintreten von rotierenden Leckströmen aus der Radkammer in die Labyrinthdichtung verhindert.

Zur Erzielung eines weiten Arbeitsbereiches bei hohem Teillastwirkungsgrad werden bei Kompressoren axiale Vorleiträder und Nachleiträder mit verstellbaren Diffusorleitschaufeln eingesetzt.

Bei den hier betrachteten Stufengruppen erweist es sich vom Bauaufwand her und strömungstechnisch als zweckmäßig, die erste Stufe einer Stufengruppe mit einem axialen Vorleitrad und die letzte Stufe mit einem verstellbaren Nachleitrad vor der Endspirale auszurüsten.

Durch Umkehrung der Strömungsrichtung der als Getriebe-Mehrwellenturbokompressor konzipierten Getriebe-Mehrwellenturbomaschine, d. h. Eintritt des Gases auf der Hochdruckseite und Austritt des Gases auf der Niederdruckseite bei Umkehrung der Drehrichtung, arbeitet die Getriebe-Mehrwellenturbomaschine bei gleichem prinzipiellen konstruktivem Aufbau als Radialexpander. Gegenüber der konventionellen Bauweise wird durch die erfindungsgemäße Stufenanordnung im Hochdruckteil ein gleichbleibendes oder sogar größeres Gefälle pro Ritzelwellenende bei guter Schwingungsstabilität erreicht.

Hierbei wird die Austrittsspirale des Kompressors zur Eintrittsspirale des Radialexpanders, der unbeschaufelte oder beschaufelte Scheibendiffusor zum Eintrittsleitrad, der Ansaugstutzen der Stufengruppe zum Austrittsdiffusor. Der Rückföhring kann hierbei beschaufelt oder unbeschaufelt ausgeführt werden.

Lediglich die Profilierung der Schaufelgitter der Lauf-, Leit- und Rückföhrschaufeln wird der umgekehrten Strömungsrichtung angepaßt.

Bei hohen Druckverhältnissen, d. h. hier bei großen Enthalpiegefällen, sind die Gasvolumenströme am Beginn der Entspannung noch sehr klein und erfordern zur Erzielung optimaler Volumenstromzahlen kleine Laufraddurchmesser. Die Drehzahlen der Ritzelwellen müssen zur Beibehaltung der für das betreffende Enthalpiegefälle erforderlichen Umfangsgeschwindigkeit entsprechend hoch liegen. Das würde bei konventioneller Stufenanordnung zu den gleichen Getriebeproblemen wie bei den Kompressoren föhren.

Mit der neuen Bauweise ergeben sich auch bei der Kombination von Kompressoren und Radialexpandern in einem gemeinsamen Getriebegehäuse Vorteile. Durch die Kombination von Hochdruck-Stufengruppen von Kompressoren und Radialexpandern auf einer gemeinsamen Ritzelwelle kann der Bauaufwand

gesenkt werden. Zur Angleichung der optimalen Drehzahlen bei vorgegebenem Stufendruckverhältnis und Enthalpiegefälle kann die Zahl der Kompressor- bzw. Radialexpanderstufen einer Ritzelwelle variiert und optimiert werden.

Ausführungsbeispiele der Erfindung werden an Hand von schematischen Zeichnungen dargestellt. Es zeigen im einzelnen:

- 5 Fig. 1 eine stirnseitige Ansicht eines mehrstufigen Getriebe-Mehrwellenturbokompressors nach dem Stand der Technik mit drei Ritzelwellen,
- Fig. 2 einen Schnitt A-A durch die untere horizontale Teilfuge eines Turbokompressors nach Fig. 1,
- Fig. 3 einen Schnitt B-B durch die obere horizontale Teilfuge eines Turbokompressors nach Fig. 1,
- 10 dessen Niederdruckteil nach Fig. 2 ausgeführt ist,
- Fig. 4 einen vertikalen Schnitt durch ein Ritzelwellenende eines Getriebe-Mehrwellenturbokompressors nach dem Stand der Technik, gemäß Fig. 1,
- Fig. 5 einen Schnitt A-A durch die untere horizontale Teilfuge eines erfindungsgemäßen Turbokompressors mit einer konventionellen Niederdruck-Welle und einer neuartigen Hochdruck-Welle mit den Stufen III bis VI,
- 15 Fig. 6 einen Schnitt A-A durch die untere horizontale Teilfuge eines erfindungsgemäßen Turbokompressors mit neuartigen Stufen IV und V,
- Fig. 7 einen Schnitt B-B durch die obere Teilfuge eines erfindungsgemäßen Turbokompressors, dessen Niederdruck-Teil nach Fig. 2 ausgeführt ist, mit je zwei neuartigen Stufen V, VI, VII, VIII an den Ritzelwellenenden,
- 20 Fig. 8 einen Schnitt B-B durch die obere horizontale Teilfuge eines erfindungsgemäßen Turbokompressors mit zwei neuartigen Stufen und einem Entlastungskolben am anderen Ritzelwellenende,
- Fig. 9 einen horizontalen Schnitt durch ein Ritzelwellenende ähnlich Fig. 7 mit in das Laufrad integriertem Entlastungskolben,
- 25 Fig. 10 einen horizontalen Schnitt durch ein Ritzelwellenende mit einer ersten Stufe ohne Deckscheibe,
- Fig. 11 einen vertikalen Schnitt durch ein Ritzelwellenende mit zwei auf die Welle geschrumpften Laufrädern,
- 30 Fig. 12 einen horizontalen Schnitt entspr. Fig. 10 mit zusätzlichen Einspeisungskanälen,
- Fig. 13 einen horizontalen Schnitt entspr. Fig. 10 mit zusätzlichen Entnahmekanälen,
- Fig. 14 einen Schnitt durch die obere horizontale Teilfuge eines erfindungsgemäßen Turbokompressors mit aktiver Magnetlagerung,
- Fig. 15 einen Schnitt durch die obere horizontale Teilfuge eines erfindungsgemäßen Turbokompressors mit radialer aktiver Magnetlagerung und axialen Druckkämmen am Ritzel,
- 35 Fig. 16 einen horizontalen Schnitt durch ein Ritzelwellenende ähnlich Fig. 7 mit zwei Laufrädern mit Deckscheibe und nur einer Stirnverzahnung,
- Fig. 17 einen Schnitt durch ein Ritzelwellenende eines erfindungsgemäßen Turbokompressors mit einer Hirthverzahnung im Schwerpunkt der Stufen,
- 40 Fig. 18 einen Schnitt durch ein Wellenende eines erfindungsgemäßen Turbokompressors mit Drallbrechern und Sperrgaseinleitung,

Fig. 18a eine Ansicht A von Fig. 18

45	"	18b	"	"	B	"	"	"
	"	18c	"	"	C	"	"	"
	"	18d	"	"	D	"	"	"

- 50 Fig. 19 einen vertikalen Schnitt durch ein Wellenende eines erfindungsgemäßen Turbokompressors mit axialem Vorleitrad vor der ersten Stufe und radialem Nachleitrad in der letzten Stufe,
- Fig. 20 einen Schnitt A-A durch die untere horizontale Teilfuge eines erfindungsgemäßen Radialexpanders mit einer Ritzelwelle mit den Hochdruckstufen I bis IV und einer Ritzelwelle mit konventionellen Niederdruckstufen V und VI,
- 55 Fig. 21 einen horizontalen Schnitt durch ein Ritzelwellenende eines Radialexpanders.
- Fig. 22 einen Schnitt A-A durch die horizontale Teilfuge einer Getriebe-Mehrwellenturbomaschine mit einer Ritzelwelle mit den Hochdruckstufen II und III eines Turbokompressors sowie den

Hochdruckstufen I und II eines Radialexpanders und einer Ritzelwelle mit der Niederdruckstufe I des Turbokompressors und III des Radialexpanders.

Fig. 1 zeigt die stirnseitige Ansicht eines bekannten Turbokompresors. An einem Getriebegehäuse (1) sind drei Kompressorstufen mit Spiralgehäuse (2) befestigt, die über eine zentrale Antriebswelle (3) bzw. eine am Umfang des Zentralrades angeordnete Ritzelwelle (4) angetrieben werden.

Fig. 2 stellt einen Schnitt durch die untere Teilfuge eines derartigen Turbokompressors dar.

Das Gas gelangt über das Ansauggehäuse (7) in das Laufrad (8). Im Spiralgehäuse (2) findet eine Verzögerung des Gasstromes statt.

Die Laufräder der Stufen I bis IV sind wegen der zunehmenden Verdichtung zur Beibehaltung optimaler Volumenstromzahlen im Außendurchmesser immer kleiner dimensioniert.

In Fig. 3, einem Schnitt durch die obere horizontale Teilfuge eines Turbokompressors nach Fig. 1, sind konstruktive Einzelheiten wie Getriebe (5, 6), Laufräder (8a), Gehäuse (1), etc. erkennbar. Der Niederdruckteil ist nach Fig. 2 ausgeführt.

Fig. 4 verdeutlicht in einem Vertikalschnitt durch ein Ritzelwellenende (6) konstruktive Merkmale des Getriebe-Mehrwellenturbokompressors des Standes der Technik nach Fig. 1.

Den schematischen Aufbau eines erfindungsgemäßen Turbokompressors zeigt Fig. 5.

Der Turbokompressor mit den Spiralgehäusen (2) und den Ansaugstutzen (7) ist mit einer konventionellen Niederdruck-Welle (6) mit den Stufen I und II und einer erfindungsgemäßen Hochdruck-Welle (6) mit den Stufen III bis VI ausgerüstet.

Auf der Hochdruck-Welle (6) sind jeweils zwei Kompressor-Laufräder (8a) auf dem gleichen Ritzelwellenende in gleicher Strömungsrichtung angeordnet. Zwischengeschaltet sind Scheibendiffusoren (9) und Rückführringe (10).

Fig. 6 ist ein Schnitt durch die untere horizontale Teilfuge eines Turbokompressors nach der Erfindung mit den erfindungsgemäßen Hochdruck-Stufen IV und V, wobei auf der Ritzelwelle (6) zwei Laufräder (8a) angeordnet sind. Zwischengeschaltet sind auch hier Scheibendiffusoren (9) und Rückführringe (10).

Aus Fig. 7, einem Schnitt durch die obere horizontale Teilfuge eines erfindungsgemäßen Turbokompressors, erkennt man konstruktive Einzelheiten von je zwei Hochdruckstufen (V, VI und VII, VIII) an den Ritzelwellenenden (6). Der Niederdruckteil ist bei diesem Turbokompressor in konventioneller Art gem. Fig. 2 ausgeführt. Dabei weist das erste Laufrad (8a) der Hochdruck-Stufengruppen einen verkleinerten Außendurchmesser auf. Die Laufradbefestigung erfolgt hierbei mit Hilfe der bekannten Hirth-Verzahnung, einer Stirnverzahnung (11) mit einer zentralen Befestigungsschraube (12).

Durch die axial gegenläufige Anordnung der beiden Stufengruppen erfolgt ein Ausgleich der von jeder Stufengruppe infolge der Druckunterschiede vor und nach Laufrad erzeugten Axialschübe.

Bei dem Turbokompressor nach Fig. 8, einem Kompressor mit zwei Hochdruck-Stufen an einem Ritzelwellenende (6), ist am entgegengesetzten Ritzelwellenende ein Entlastungskolben (15) innerhalb eines druckfesten Gehäuses (13) angeordnet, der dem Ausgleich von Axialschüben dient.

In diesem Beispiel wird verdichtetes Gas aus der Radkammer (27) über die Leitung (24a) der inneren Kammer (28a) am Entlastungskolben zugeführt, während die äußere Kammer (28) über die Entlastungsleitung (24) zum Saugstutzen (7) der ersten Stufe der Stufengruppe im Druckniveau abgesenkt wird.

Fig. 9, ein horizontaler Schnitt durch ein Ritzelwellenende (6), zeigt die konstruktive Ausführung mit zwei Kompressor-Laufrädern mit Deckscheibe (8a), wobei beide Laufräder (8a) den gleichen Außendurchmesser aufweisen. Das Innengehäuse (17) ist ungeteilt und in das zweite Laufrad (8a) ist ein Entlastungskolben (15) integriert.

Fig. 10 zeigt in einem horizontalen Schnitt ein Ritzelwellenende (6) mit einem ungeteilten Innengehäuse anderer Ausführung (17a). Das erste Laufrad (8) besitzt keine Deckscheibe und hat einen kleineren Außendurchmesser als die Folgestufe mit Deckscheibe (8a).

Aus Fig. 11 ist das Ritzelwellenende (6) eines erfindungsgemäßen Turbokompressors mit zwei auf die Ritzelwelle (6) geschrumpften Laufrädern (8a) mit einer dazwischen angeordneten Wellenbüchse (29) erkennbar. Das Kompressor-Innengehäuse (18) ist horizontal geteilt und mit seinem Unterteil am Getriebegehäuse verschraubt. Das Innengehäuse-Oberteil (18a) ist nach dem Einlegen der Ritzelwelle (6) mit dem Innengehäuse-Unterteil (18b) verschraubt.

Das ungeteilte Außengehäuse (19) wird anschließend darüber geschoben und axial mit dem Getriebegehäuse-Mittel- (25a) und -Oberteil (25) verschraubt, wodurch eine zusätzliche Gehäusekammer (26) gebildet wird, die über die Entlastungsleitung (24) druckentlastet werden kann.

Ein Turbokompressor entsprechend Fig. 10 besitzt gemäß horizontalem Schnitt nach Fig. 12 zusätzlich Gas-Einspeisekanäle (20) zwischen den Kompressor-Stufen, die im saugseitigen Gehäusedeckel (30) enden.

In Fig. 13, einem Schnittbild entsprechend Fig. 10, sind zusätzliche Gas-Entnahmekanäle (21) ersichtlich, die zwischen den beiden dargestellten Kompressor-Stufen eingezeichnet sind und im saugseitigen Gehäusedeckel (30) enden.

Fig. 14, ein Schnitt durch die obere horizontale Teilfuge eines Getriebe-Mehrwellenturbokompressors nach der Erfindung mit den Laufrädern (8a), soll auf die radialen (22) und das axiale Magnetlager (23) hinweisen, die dynamische Probleme ausgleichen, indem die Magnetlager über Sensoren den Rotor (6) in der gewollten Position halten.

Fig. 15, ein Schnitt durch die obere horizontale Teilfuge eines Getriebe-Mehrwellenturbokompressors nach der Erfindung mit den Laufrädern (8a), zeigt radiale Magnetlager (22). Der restliche Axialschub wird hier in konventioneller Weise von Druckkämmen (39) über das Zentralrad (5) vom axialen Drucklager der Zentralradwelle (3) aufgenommen.

Fig. 16, ein horizontaler Schnitt durch ein Ritzelwellenende (6), zeigt die konstruktive Ausführung mit zwei Kompressor-Laufrädern mit Deckscheibe (8a), wobei beide Laufräder (8a) den gleichen Außendurchmesser aufweisen. Beide Laufräder sind fest miteinander verbunden, hier ist das Laufrad (8a) mit Deckscheibe auf der verlängerten Nabe von Laufrad (8b) aufgeschraubt dargestellt. Dadurch ist nur eine Hirthverzahnung (11) erforderlich, jedoch muß das Innengehäuse (18) zum Einbau horizontal geteilt (18a, 18b) ausgeführt werden. In das zweite Laufrad (8b) ist ein Entlastungskolben (15) integriert.

Fig. 17 stellt konstruktive Einzelheiten einer Laufradbefestigung (8a, 8b) dar. Das zweite Laufrad (8b) mit verlängerter Nabe der Hochdruck-Stufengruppe umschließt mit seiner verlängerten Nabe das Ritzelwellenende (6), in dessen Stirnseite eine Hirth-Verzahnung gefräst ist. In die verlängerte Nabe ist auf einem Vorsprung (42) aus Fertigungsgründen ein Ring (11a) mit einer Gegen-Hirth-Verzahnung eingesetzt. Das erste Laufrad (8a) ist über eine Zentrierung (43) fest mit dem zweiten Laufrad (8b) verbunden (geschrumpft, gelötet, geschweißt).

Beide Laufräder (8a, 8b) sind gemeinsam mit der zentralen Befestigungsschraube (12) am Ritzelwellenende (6) angebracht.

Fig. 18 sowie die Fig. 18a - 18d zeigen Einzelheiten zu Drallbrechern und zur Sperrgaseinleitung.

Die in Fig. 18 dargestellten Buchstaben A, B, C und D bezeichnen die Ausschnittsvergrößerungen in Fig. 18a - 18 d.

In die Laufradkammer (27) des ersten und zweiten Laufrades (8a, 8b) sind deckscheibenseitig und in die Laufradkammer des zweiten Laufrades (8b) radscheibenseitig radiale Drallbrechnuten (35) eingearbeitet, die den von den Laufradaußenflächen im Leckstrom zu den Labyrinthdichtungen (36) der Laufräder (8a, 8b), Welle (6) und des Entlastungskolbens (15) erzeugten Drall brechen sollen. In den Labyrinthdichtungen (36) sind gaseintrittsseitig senkrecht zur Umfangsrichtung Drallbrechrippen (37) angeordnet, die noch in die Labyrinthdichtung (36) eingetretene Drallkomponenten der Strömungsgeschwindigkeit vernichten sollen.

Infolge der Druckdifferenz zwischen dem radial äußerem Bereich der Radkammern (27) und der Saugöffnung der Laufräder (8a, 8b) wird ein Sperrgasstrom durch die Bohrungen (38) in die Labyrinthdichtung (36) der Laufräder (8a, 8b) geleitet, um das etwaige Eindringen noch drallbehafteter Strömung aus der an die Labyrinthdichtung (36) angrenzenden Laufradkammer zu verhindern. Beim Entlastungskolben (15) gilt entsprechendes.

Die Labyrinthdichtung (36) auf der Zwischenbüchse (40) zwischen den Stufen wird mit Sperrgas aus der Radkammer der Folgestufe über die Bohrungen (38) versorgt.

In Fig. 19 ist vor der ersten Stufe eines Kompressors ein Vorleitrad (31) mit Verstelleinrichtung (34) sowie nach der zweiten Stufe ein Nachleitrad (32) mit Verstelleinrichtung (32a) zu sehen.

Fig. 20 zeigt den schematischen Aufbau eines erfindungsgemäßen Radialexpanders durch die untere horizontale Teilfuge.

Der Radialexpander ist mit einer erfindungsgemäßen Hochdruckwelle (6) mit den Hochdruck-Stufen I bis IV und einer konventionellen Niederdruck-Welle (6) mit den Stufen V und VI ausgerüstet. Auf der Hochdruckwelle (6) sind jeweils zwei Expander-Laufräder (8a) auf dem gleichen Ritzelwellenende (6) in gleicher Strömungsrichtung angeordnet.

Aus dem als Spiralgehäuse ausgebildeten Eintrittsgehäuse (2a) und dem im Scheibenringraum (9a) angeordneten Leitrad (33a) tritt das Gas in das Laufrad (8a) und anschließend über den Rückführring (10a) in die zweite Stufe, von dort in den Austritts-Kegeldiffusor (7a) des Radialexpanders.

Fig. 21 zeigt in einem horizontalen Schnitt ein Ritzelwellenende (6) eines Radialexpanders mit einem ungeteilten Innengehäuse (17a). Am Eintritt der Laufräder sind im Scheibenringraum (9a) Eintrittsleiträder (33a) angeordnet. Der Rückführring (10a) ist hier schaufellos ausgeführt und dient zur Umlenkung und als Radialdiffusor nach dem ersten Laufrad (8a).

Fig. 22 zeigt die Kombination einer Getriebe-Mehrwellenturbomaschine mit einem erfindungsgemäßen Turbokompressor (linke Bildseite) mit einem Radialexpander (rechte Bildseite), wobei der Turbokompressor

ein anderes Medium verdichtet als im Radialexpander entspannt wird. Im Hochdruckbereich der Verdichtung des Turbokompressors (Stufengruppe II und III) sowie bei der Expansion im Radialexpander (Stufengruppe I und II) sind die verschiedenartigen Volumenströme klein und lassen eine gleichhohe Ritzelwellendrehzahl zu. Durch die Anordnung auf einer gemeinsamen Ritzelwelle (6) wird der Bauaufwand der kombinierten Getriebe-Mehrwellenturbomaschine gesenkt und die Axialschübe werden weitgehend ausgeglichen.

Im Niederdruckbereich der Verdichtung des Kompressors (Stufe I) und der Expansion des Radialexpanders (Stufe III) sind die Volumenströme von gleicher Größenordnung, wodurch auch hier die Anordnung der betreffenden Stufen auf einer gemeinsamen Ritzelwelle (6) Vorteile bietet.

Bezugsziffernliste:

	1	Getriebegehäuse
	2	Spiralgehäuse bei Kompressoren
15	2a	Eintrittsgehäuse bei Turbinen
	3	Antriebswelle des Zentralrades
	4	Ritzelwelle, am Umfang des Zentralrades, für externen Antrieb
	5	Zentralrad
	6	Ritzelwelle mit Kompressor- und/oder Radialexpanderstufen
20	7	Ansaugstutzen für Kompressor-Stufen
	7a	Austrittsdiffusor für Radialexpander-Stufen
	8	Laufgrad ohne Deckscheibe
	8a	Laufgrad mit Deckscheibe
	8b	Laufgrad mit verlängerter Nabe
25	9	Scheibendiffusor
	9a	Scheibenringraum bei Radialexpander
	10	Rückführing des Kompressors
	10a	Rückführing des Radialexpanders
	11	Stirnverzahnung (nach Hirth)
30	11a	Ring mit Hirth-Verzahnung
	12	zentrale Befestigungsschraube für Stirnverzahnung
	13	druckfestes Gehäuse für Entlastungskolben
	14	Wellendichtung
	14a	Horizontal geteiltes Wellendichtungs-Oberteil
35	14b	Horizontal geteiltes Wellendichtungs-Unterteil
	15	Entlastungskolben
	16	Dichtung von 15
	17	ungeteiltes Innengehäuse
	17a	ungeteiltes Innengehäuse (anderer Ausführung)
40	18	geteiltes Innengehäuse
	18a	Oberteil von 18
	18b	Unterteil von 18
	19	ungeteiltes Außengehäuse
	20	Einspeisekanal
45	21	Entnahmekanal
	22	radiales Magnetlager
	23	axiales Magnetlager
	24	Entlastungsleitung
	24a	Leitung zum Entlastungskolben
50	25	Getriebegehäuse-Oberteil von 1
	25a	Getriebegehäuse-Mittelteil von 1
	25b	Getriebegehäuse-Unterteil von 1
	26	Gehäusekammer
	27	Radkammer
55	27a	Gehäusewand der Radkammer
	28	Äußere Kammer am Entlastungskolben
	28a	Innere Kammer am Entlastungskolben
	29	Wellenbuchse

	30	saugseitiger Gehäusedeckel
	30a	Einsatz zum saugseitigen Gehäusedeckel
	31	Vorleitrad
	32	Nachleitrad
5	32a	Verstelleinrichtung Nachleitrad
	33	Leitschaufeln
	33a	Eintrittsleitrad Radialexpander
	34	Verstellung Vorleitrad
	35	Radiale Drallbrechnuten
10	36	Labyrinthdichtung
	36a	Labyrinthringe
	37	Drallbrechrippen
	38	Sperrgaszuführung
	39	Druckkamm
15	40	Zwischenbuchse
	41	Dichtung
	42	Vorsprung der Laufradnabe
	43	Zentrierung in der Laufradnabe
	I, II, III, IV, V, VI, VI, VII, VIII	Reihenfolge der Druckstufen in Strömungsrichtung.

20

Patentansprüche

1. Mehrstufiger Getriebe-Mehrwellenturbokompressor mit strömungsmäßig hintereinander geschalteten Laufrädern, wobei auf einer oder mehreren parallel zueinander angeordneten Ritzelwellen zwei oder
25 mehr Kompressor-Laufräder befestigt sind, die direkt über ein Zentralrad oder indirekt über Ritzelwellen am Umfang des Zentralrades angetrieben werden, dadurch gekennzeichnet, daß bei den Niederdruckstufen (erste oder erste und zweite Ritzelwelle) folgenden Stufen ab zweite oder dritte Ritzelwelle (6) als Hochdruckstufengruppe mehrere Laufräder (8, 8a) hintereinander unter
30 Zwischenschaltung eines Scheibendiffusers (9) und eines Rückführtringes (10) auf wenigstens einem Ritzelwellenende (6) angeordnet sind.
2. Mehrstufiger Getriebe-Mehrwellenturbokompressor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,
35 daß auf einer Seite einer Ritzelwelle (6) eine Hochdruck-Stufengruppe und auf der anderen Seite allein ein Entlastungskolben (15) angeordnet ist.
3. Mehrstufiger Getriebe-Mehrwellenturbokompressor nach den Ansprüchen 1 bis 2, dadurch gekennzeichnet,
40 daß an einem oder mehreren Rückführtringen (10) Stutzen für Einspeisung (20) oder Entnahme (21) von Gas zur Vergrößerung bzw. Verkleinerung des geförderten Gasstroms angeordnet sind.
4. Mehrstufiger Getriebe-Mehrwellenturbokompressor nach Anspruch 1 und einem oder mehreren der folgenden Ansprüche,
45 dadurch gekennzeichnet, daß Laufräder (8, 8a) von Hochdruckstufen durch Stirnverzahnungen (11) und Zentralbolzen (12) miteinander verbunden sind.
5. Mehrstufiger Getriebe-Mehrwellenturbokompressor nach Anspruch 1 und einem oder mehreren der folgenden Ansprüche,
50 dadurch gekennzeichnet, daß das Innengehäuse (18) mit horizontaler Teilfuge ausgeführt ist und das horizontal ungeteilte Außengehäuse (19) das geteilte Innengehäuse (18) mit dem Rotor umschließt, daß das Getriebegehäuse (1) mit dem geteilten Innengehäuse (18) eine zusätzliche Gehäusekammer (26) bildet, und daß an
55 die Gehäusekammer (26) eine Entlastungsleitung (24) angeschlossen ist.
6. Mehrstufiger Getriebe-Mehrwellenturbokompressor nach Anspruch 1 und einem oder mehreren der folgenden Ansprüche,

dadurch gekennzeichnet,
daß die Laufräder (8a) einer Stufengruppe mit Deckscheibe ausgeführt sind.

- 5 7. Mehrstufiger Getriebe-Mehrwellenturbokompressor nach Anspruch 1 und einem oder mehreren der folgenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,
daß das Laufrad (8) der ersten Stufe einer Stufengruppe ohne Deckscheibe ausgeführt ist.
- 10 8. Mehrstufiger Getriebe-Mehrwellenturbokompressor nach Anspruch 1 und einem oder mehreren der folgenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,
daß das Laufrad (8, 8a) der ersten Stufe einer Stufengruppe einen kleineren Außendurchmesser (D) als die über den Rückführing (10) angeschlossene Stufe hat.
- 15 9. Mehrstufiger Getriebe-Mehrwellenturbokompressor nach Anspruch 1 und einem oder mehreren der folgenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,
daß ein oder mehrere Laufräder (8 bzw. 8a) einer Stufengruppe aus Material geringerer Dichte als Stahl gefertigt sind.
- 20 10. Mehrstufiger Getriebe-Mehrwellenturbokompressor nach Anspruch 1 und einem oder mehreren der folgenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,
daß eine oder mehrere Ritzelwellen (6) mit Hochdruckstufen in Magnetlagern (22, 23) gelagert sind.
- 25 11. Mehrstufiger Getriebe-Mehrwellenturbokompressor nach Anspruch 1 und einem oder mehreren der folgenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,
daß eine oder mehrere Ritzelwellen (6) in radialen Magnetlagern (22) gelagert sind und die betreffenden Ritzelwellen (6) und das Zentralrad (5) axiale Druckkämme (39) aufweisen.
- 30 12. Mehrstufiger Getriebe-Mehrwellenturbokompressor nach Anspruch 1 und einem oder mehreren der folgenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,
daß zwei oder mehr Laufräder (8 bzw. 8a) einer Stufengruppe mit einer gemeinsamen Stirnverzahnung (11) am Ritzelwellenende (6) befestigt sind.
- 35 13. Mehrstufiger Getriebe-Mehrwellenturbokompressor nach Anspruch 12,
dadurch gekennzeichnet,
daß die gemeinsame Stirnverzahnung (11) im Bereich des Schwerpunktes der Laufräder (8 bzw. 8a) angeordnet ist.
- 40 14. Mehrstufiger Getriebe-Mehrwellenturbokompressor nach Anspruch 1 und einem oder mehreren der folgenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,
daß Gehäusewände der Radkammern (27a) mit radialen Drallbrechnuten (35) versehen sind.
- 45 15. Mehrstufiger Getriebe-Mehrwellenturbokompressor nach Anspruch 1 und einem oder mehreren der folgenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,
daß bei Labyrinthdichtungen (36) im mittleren Bereich der Labyrinth Sperrgaszuführungen (38) münden und in den Randbereichen der Leckstrom-Eintrittsseite der Labyrinth Drallbrechrippen (37) senkrecht zur Umfangsrichtung vorhanden sind.
- 50 16. Mehrstufiger Getriebe-Mehrwellenturbokompressor nach Anspruch 1 und einem oder mehreren der folgenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,
daß vor der ersten Stufe einer Stufengruppe ein verstellbares Vorleitrad (31) und in der letzten Stufe

der Stufengruppe ein verstellbares Nachleitrad (32) angeordnet sind.

- 17.** Mehrstufiger Getriebe-Mehrwellenturbokompressor nach den Ansprüchen 1 bis 15,
dadurch gekennzeichnet,

5 daß dieser durch Umkehrung der Strömungsrichtung, d. h. Eintritt des Gases auf der Hochdruckseite (2a) und Austritt des Gases auf der Niederdruckseite (7a) als Radialexpander (Turbine) ausgebildet ist.

- 18.** Mehrstufiger Getriebe-Mehrwellenturbokompressor nach Anspruch 17,
dadurch gekennzeichnet,

10 daß die Austrittsspirale (2) der Hochdruckstufen des Kompressors als Eintrittsspirale (2a) eines Radialexpanders, der Scheibendiffuser (9) der Hochdruck-Stufen des Kompressors als Eintrittsringraum (9a) eines Radialexpanders verwendet wird,
daß der Rückföhring der Hochdruck-Stufen (10) des Kompressors als Rückföhring (10a) des Radialexpanders und der Ansaugstutzen (7) der Hochdruck-Stufen des Kompressors als Austrittsdiffuser (7a) des Radialexpanders ausgebildet ist.

- 19.** Mehrstufiger Getriebe-Mehrwellenturbokompressor nach den Ansprüchen 17 und 18,
dadurch gekennzeichnet,

20 daß die Diffuserleitschaufeln (33) der Hochdruck-Stufen des Kompressors als Eintrittsleitrad (33a) des Radialexpanders ausgebildet sind.

- 20.** Mehrstufiger Getriebe-Mehrwellenturbokompressor nach Anspruch 19,
dadurch gekennzeichnet,

25 daß der Rückföhring (10a) des Radialexpanders unbeschaufelt ist.

- 21.** Mehrstufiger Getriebe-Mehrwellenturbokompressor nach Anspruch 1 und einem oder mehreren der folgenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,

30 daß Hochdruckstufengruppen von Turbokompressoren und Radialexpandern für verschiedenartige Medien auf einer gemeinsamen Ritzelwelle (6) angeordnet sind.

35

40

45

50

55

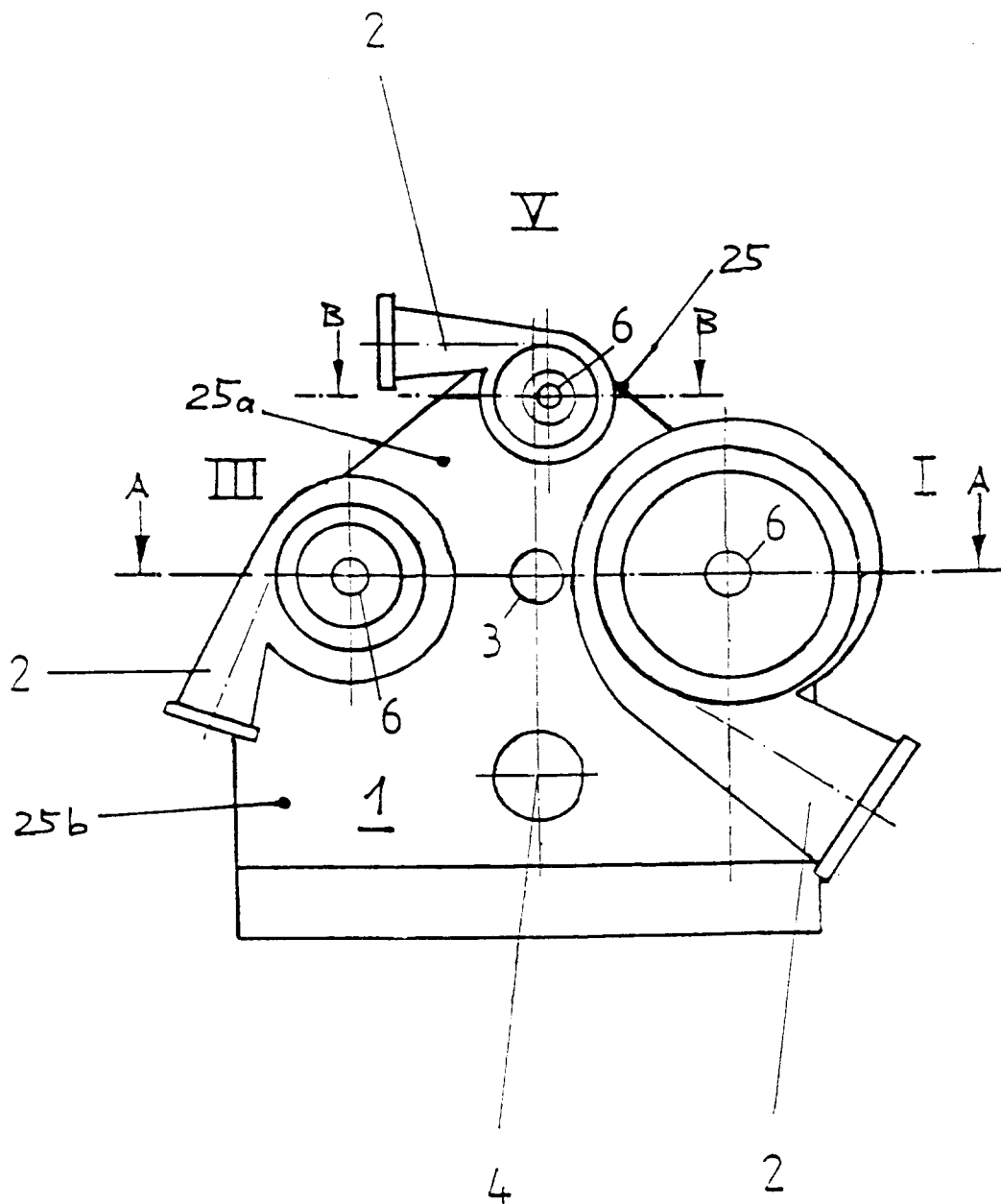


Fig. 1

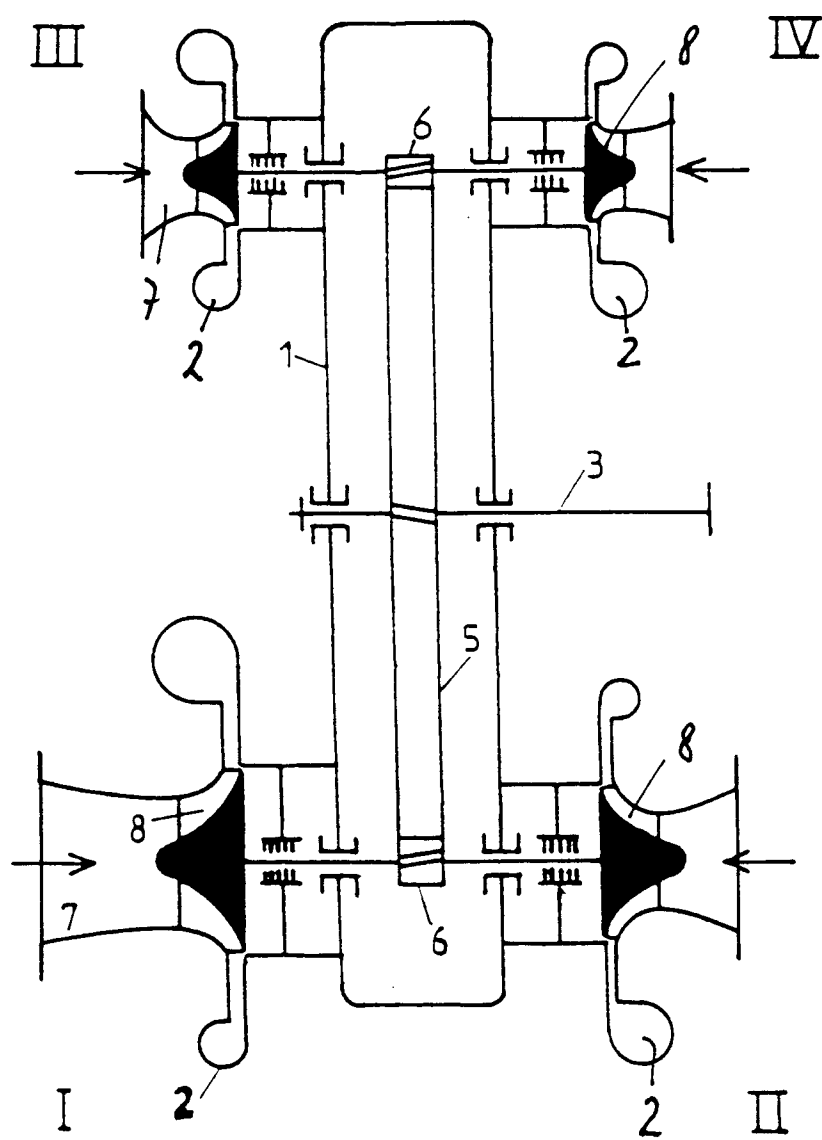


Fig. 2

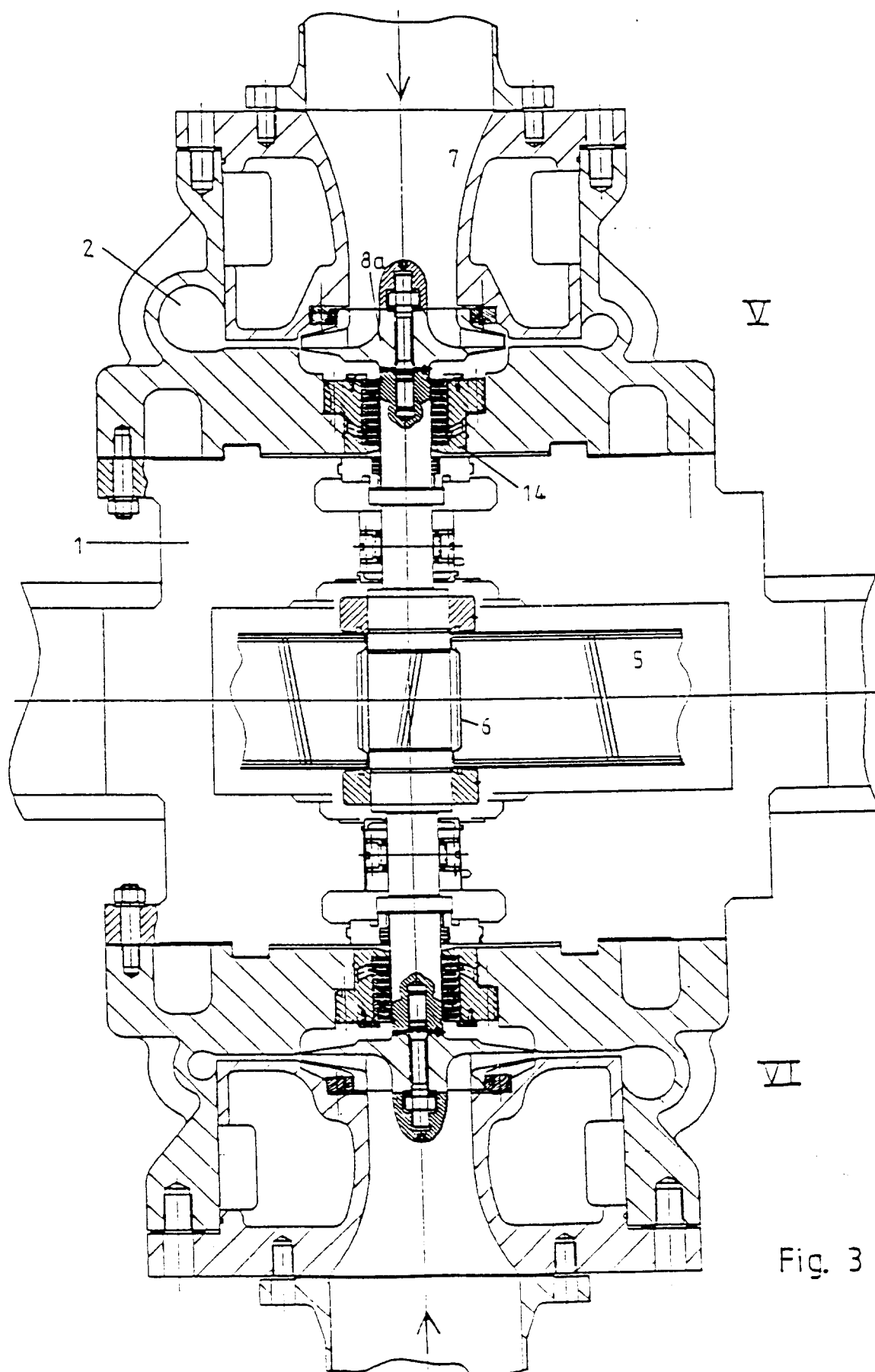


Fig. 3

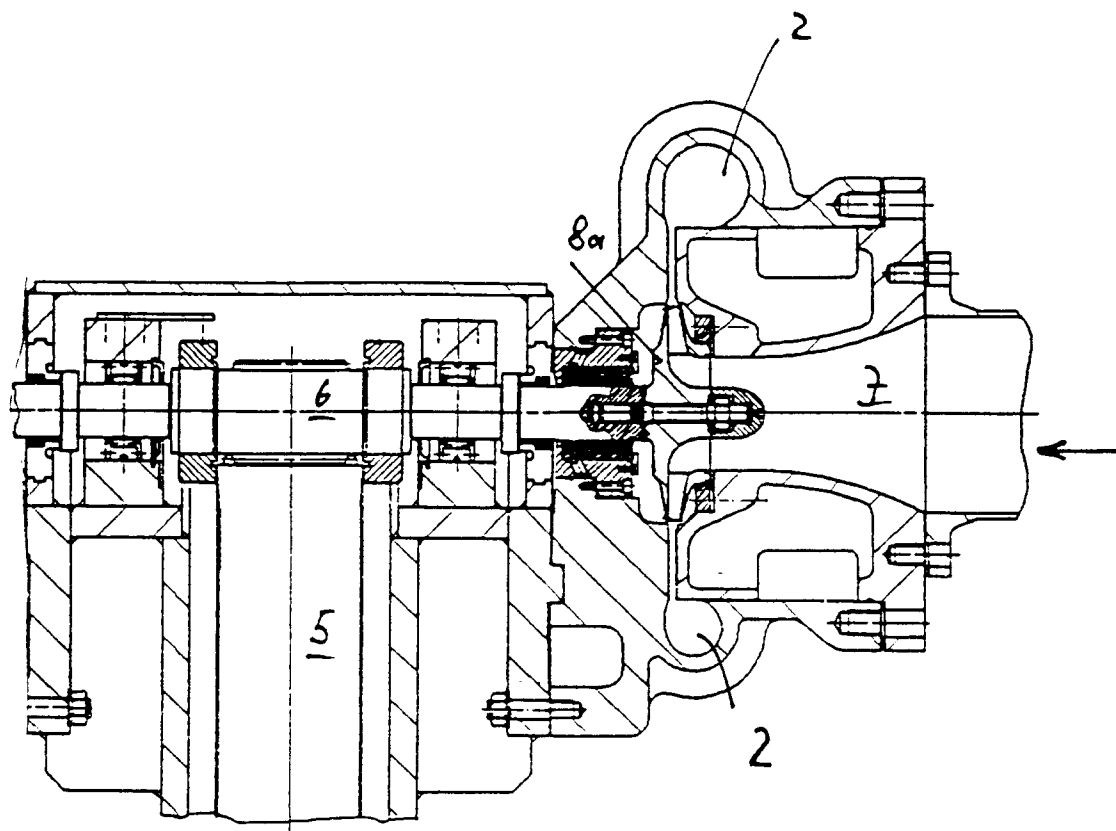


Fig. 4

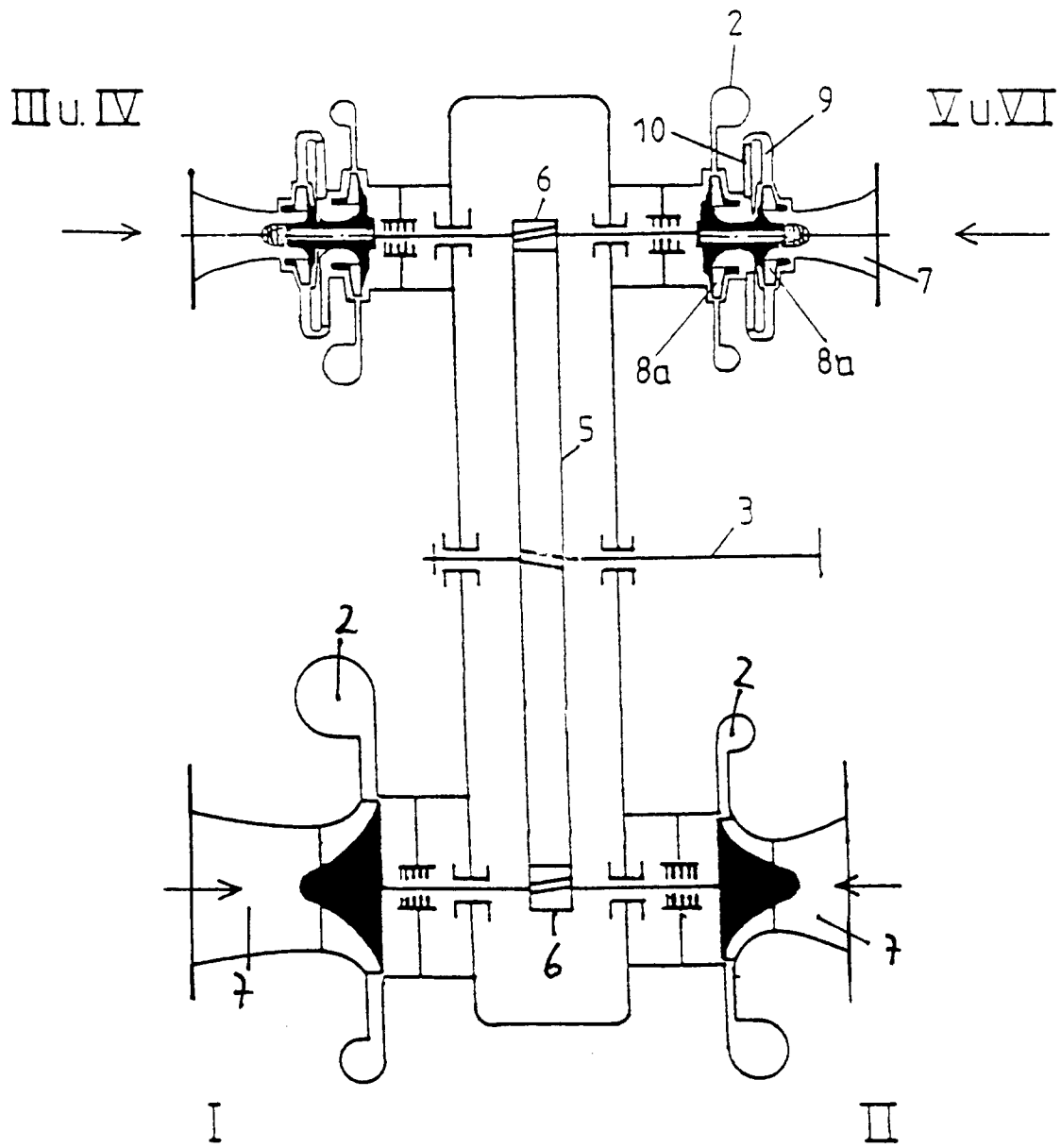


Fig. 5

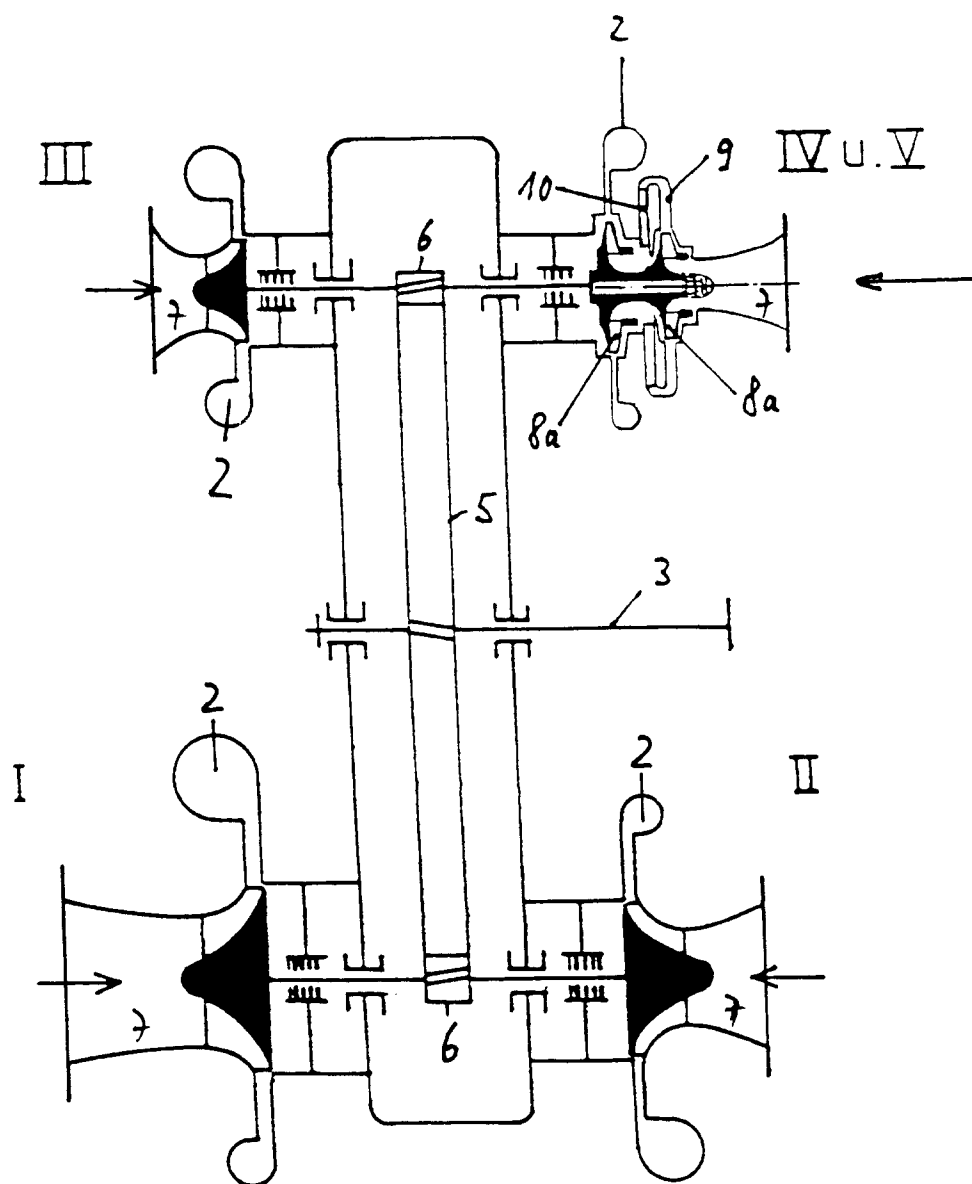


Fig. 6

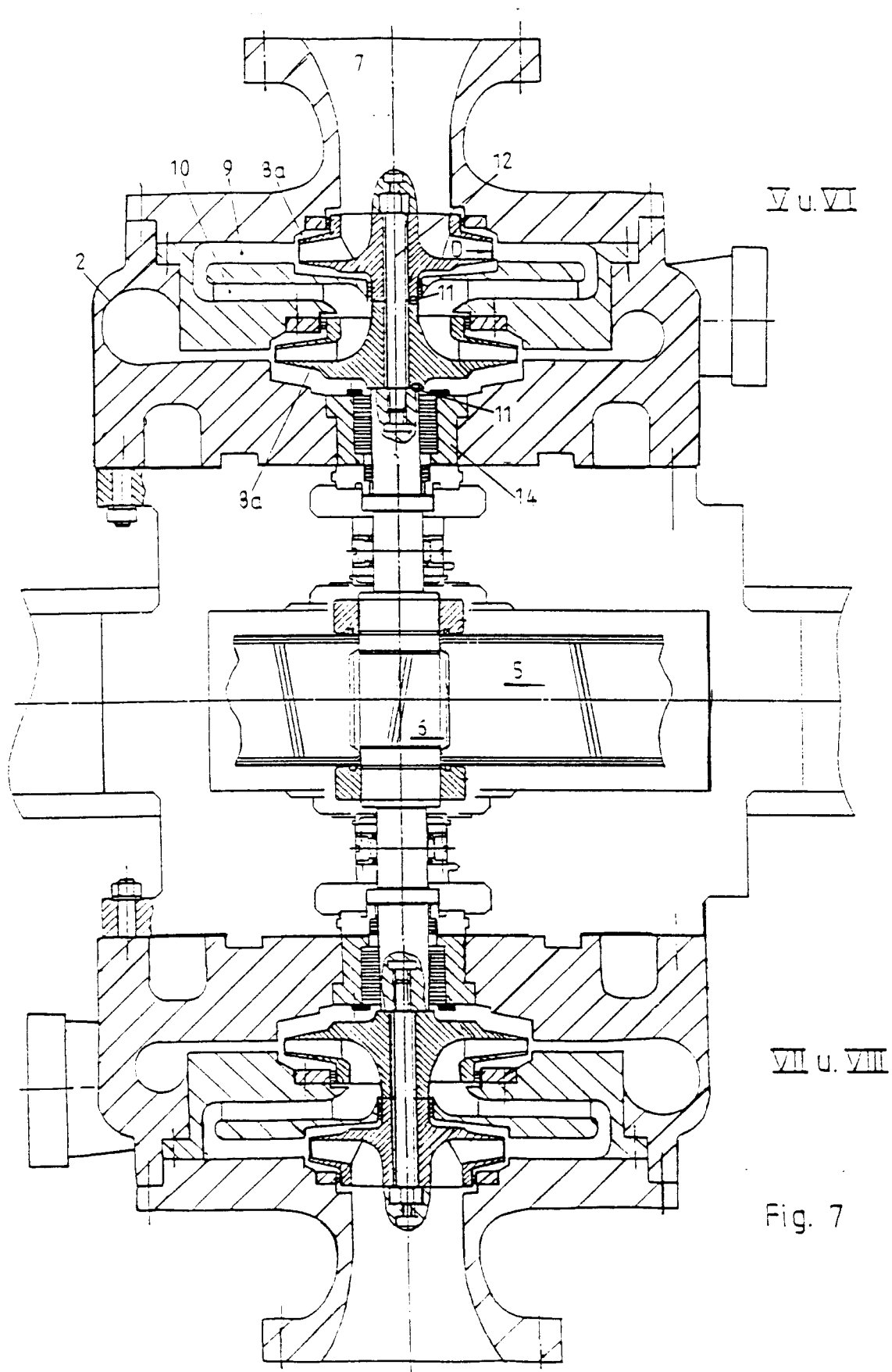


Fig. 7

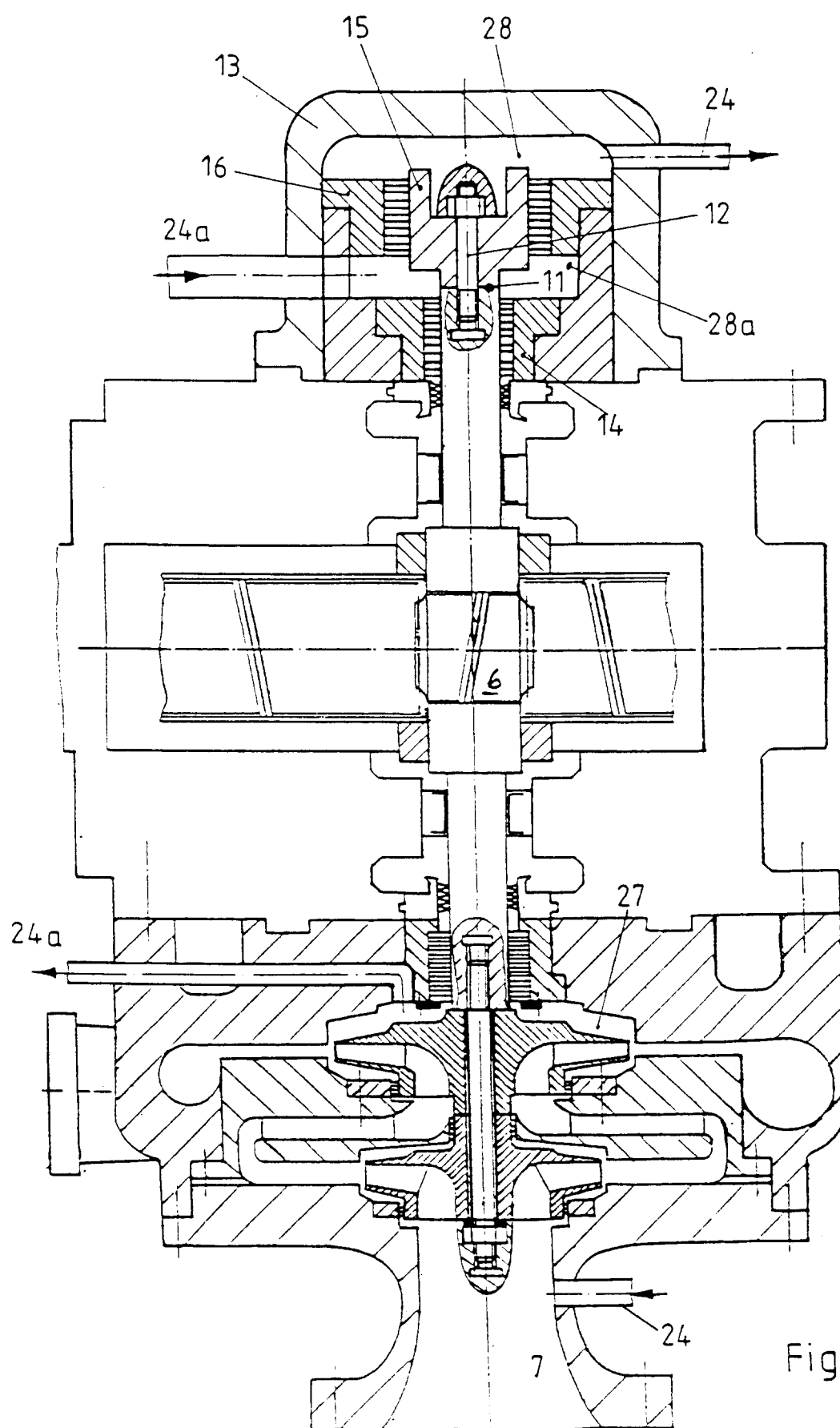


Fig. 8

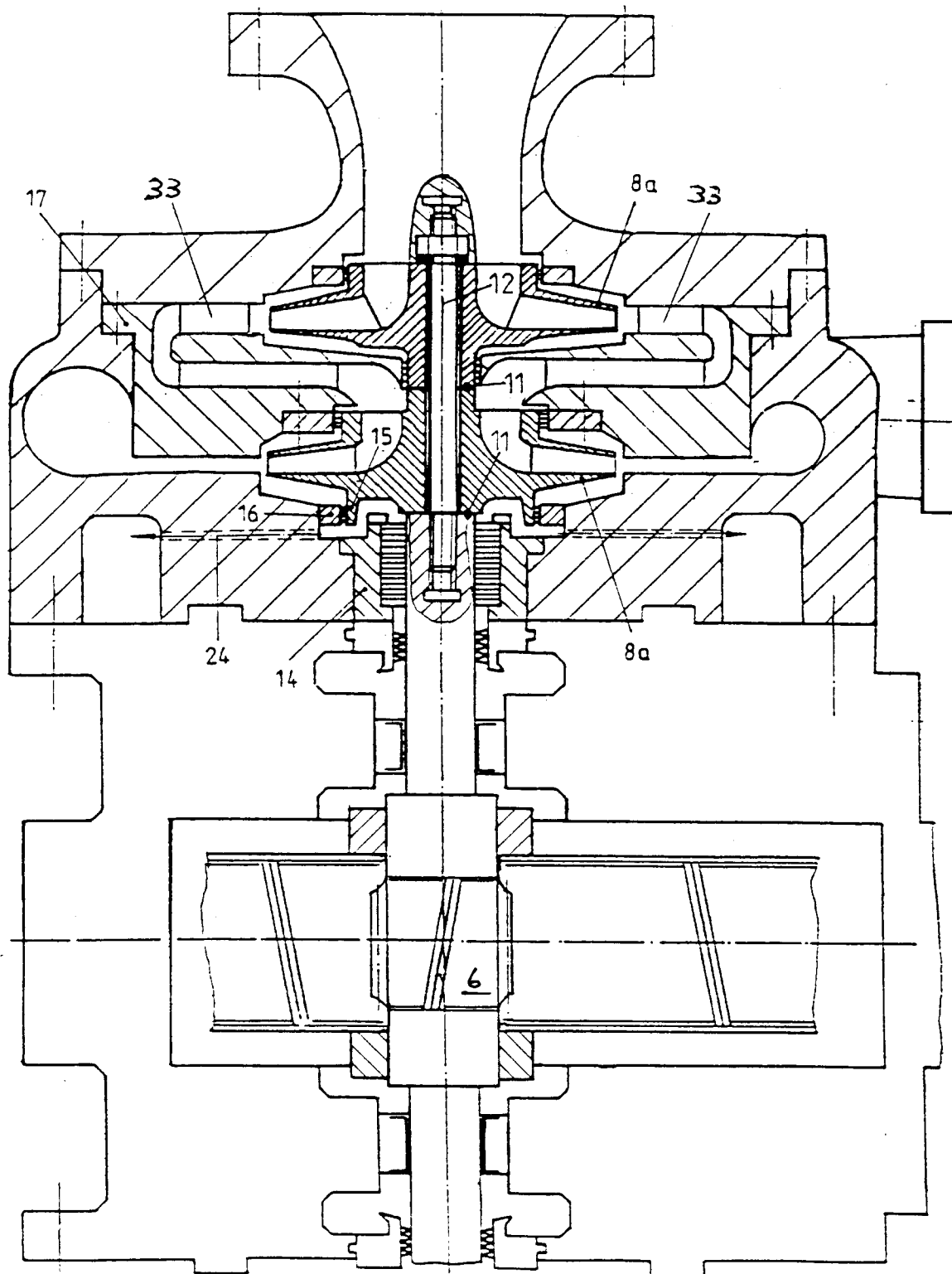


Fig. 9

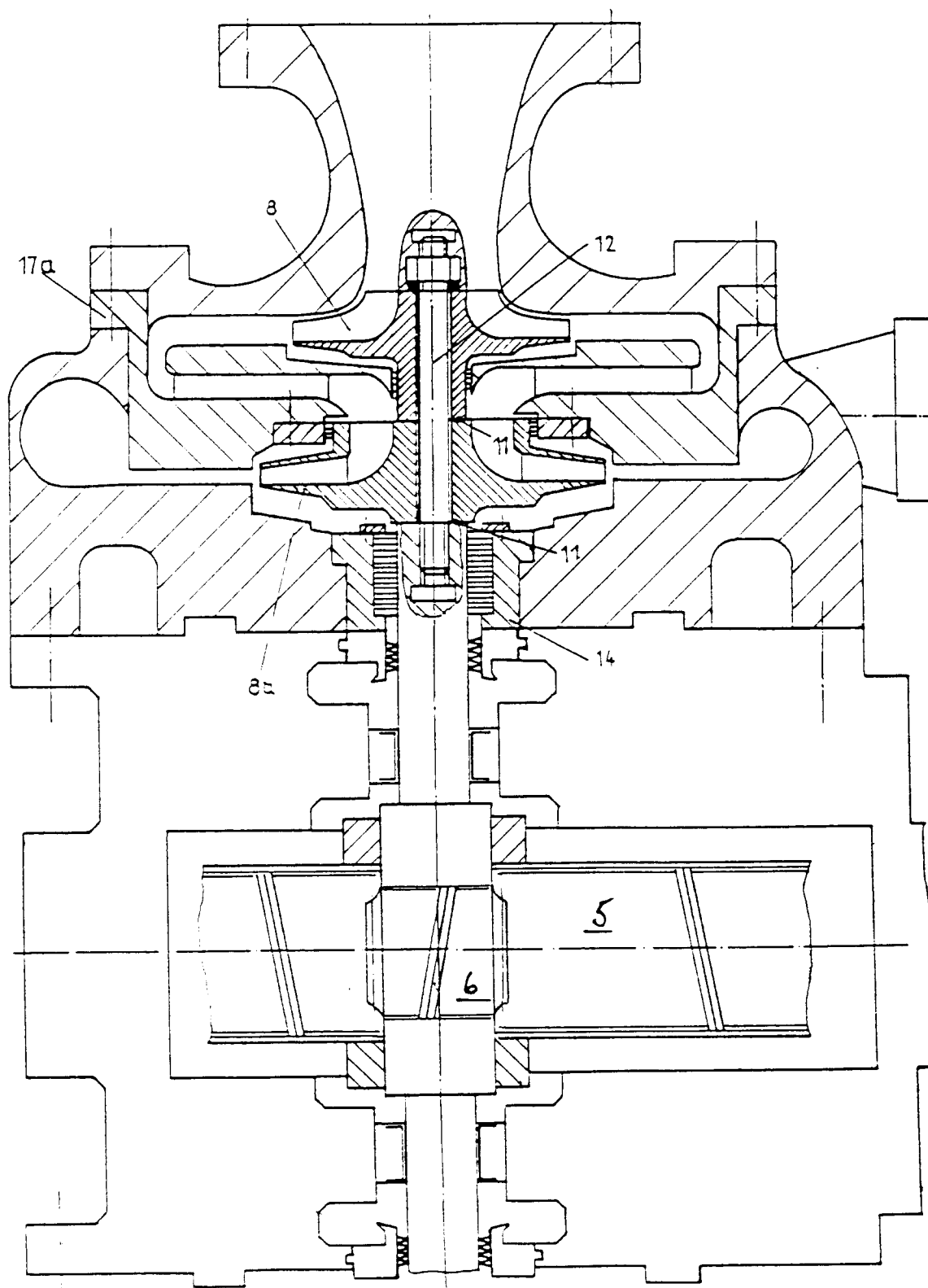


Fig. 10

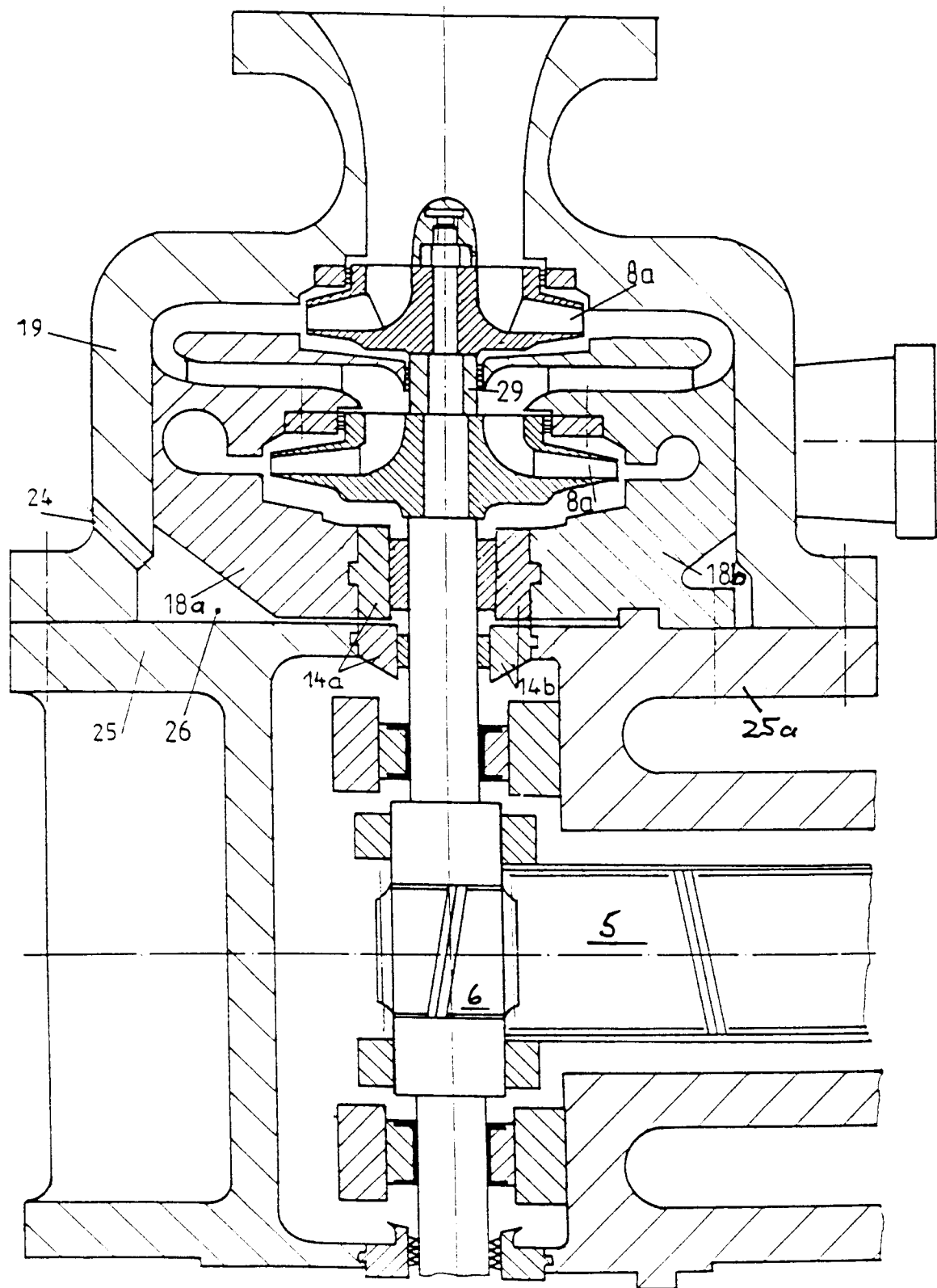


Fig.11

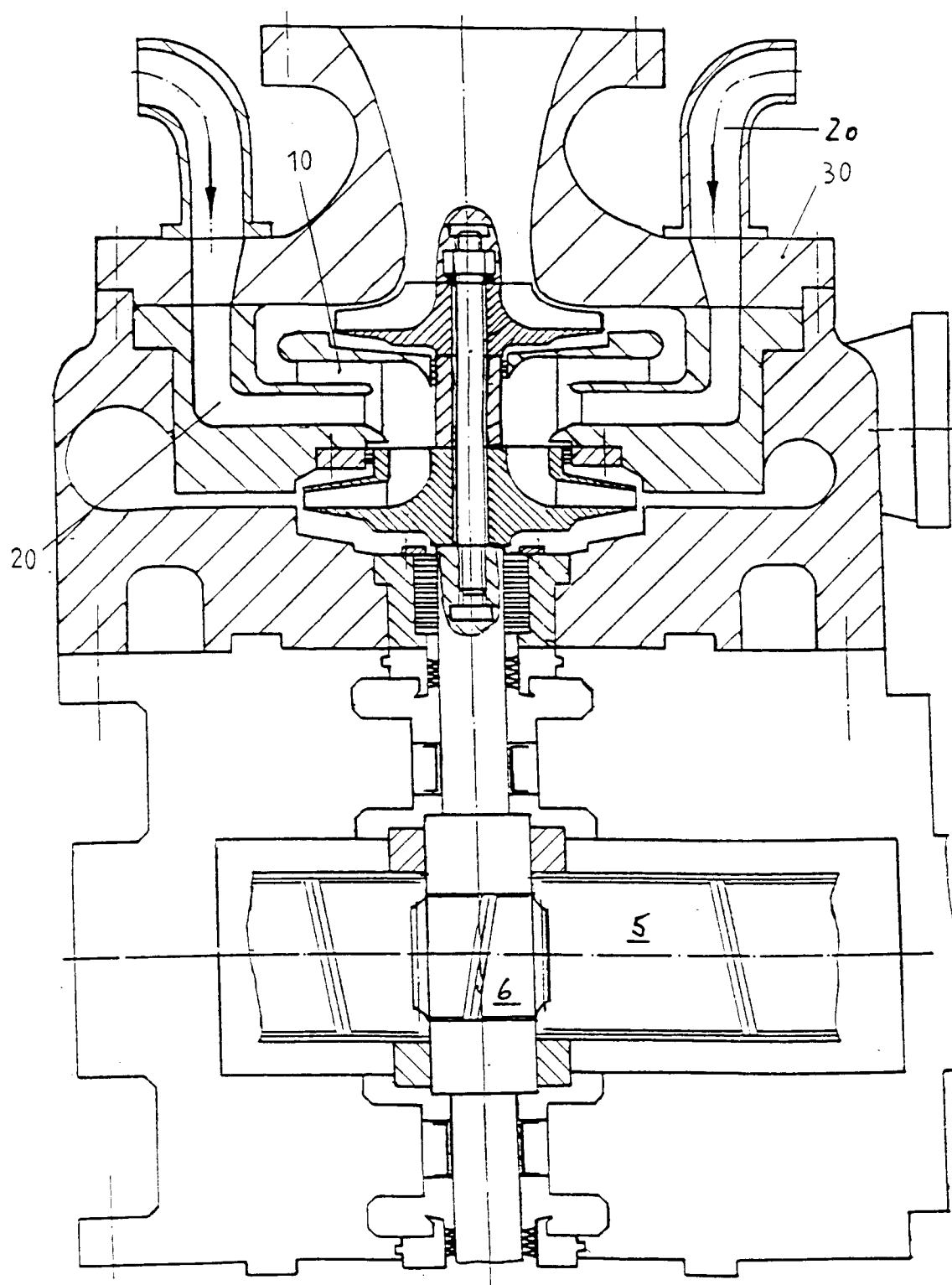


Fig. 12

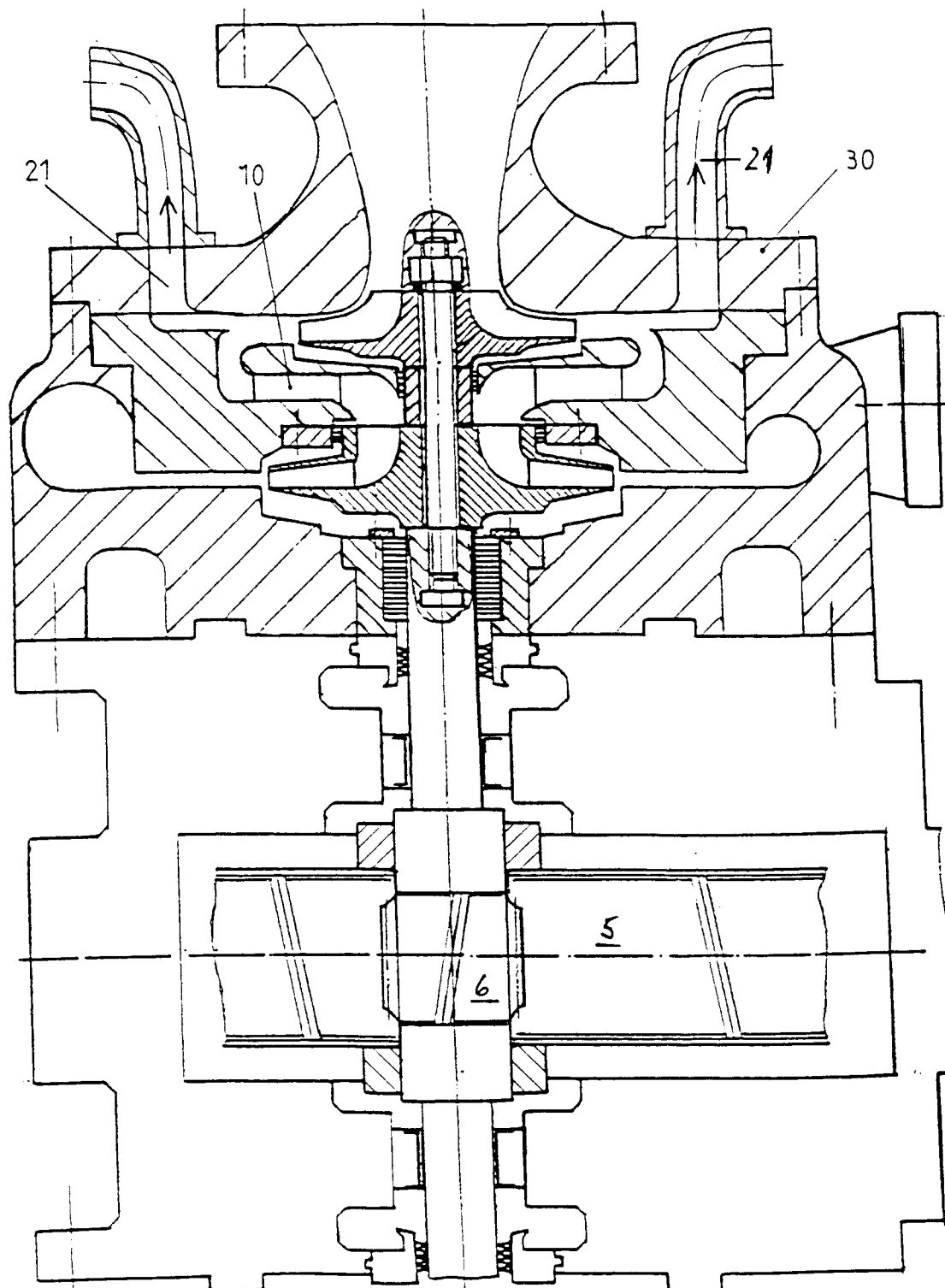


Fig.13

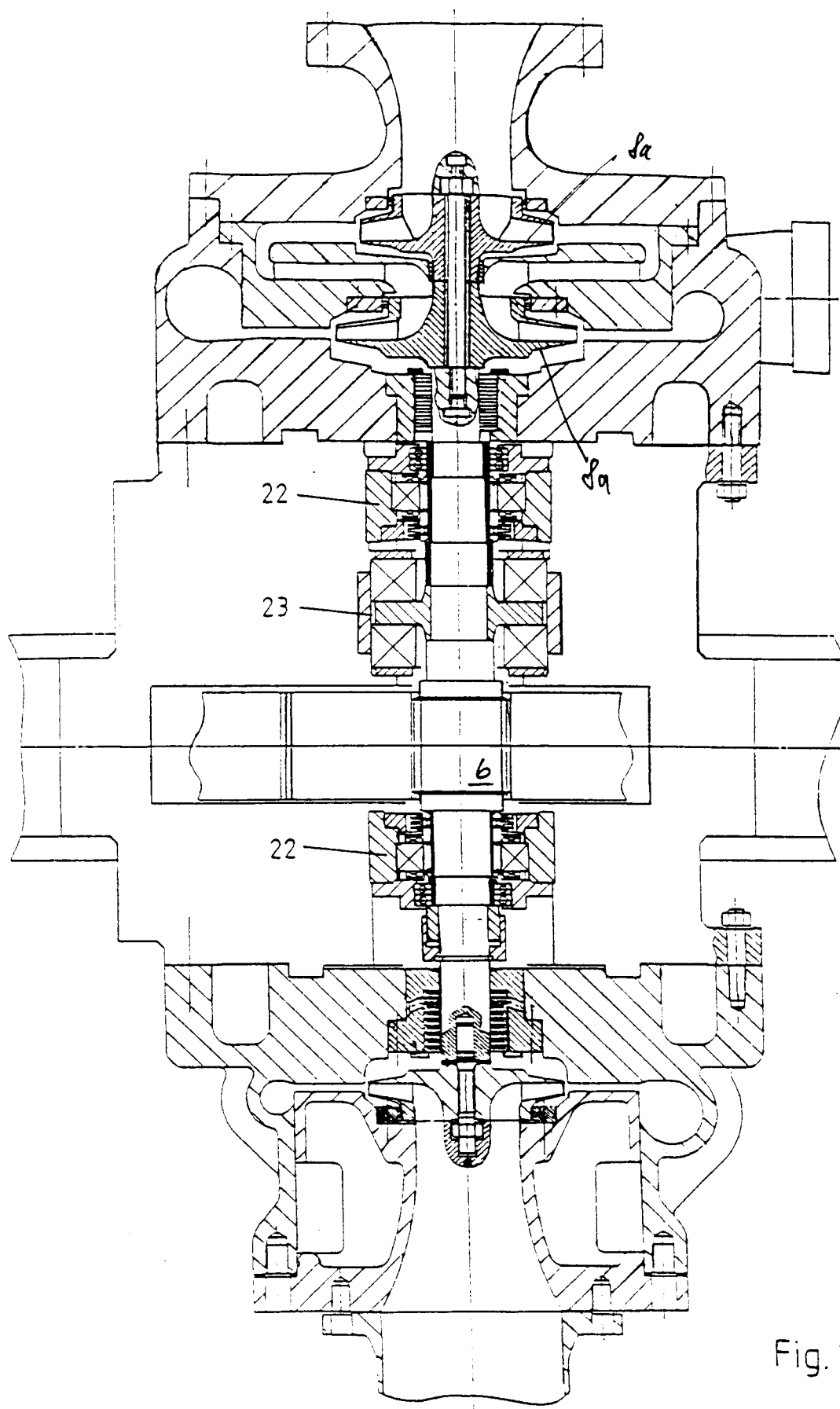


Fig. 14

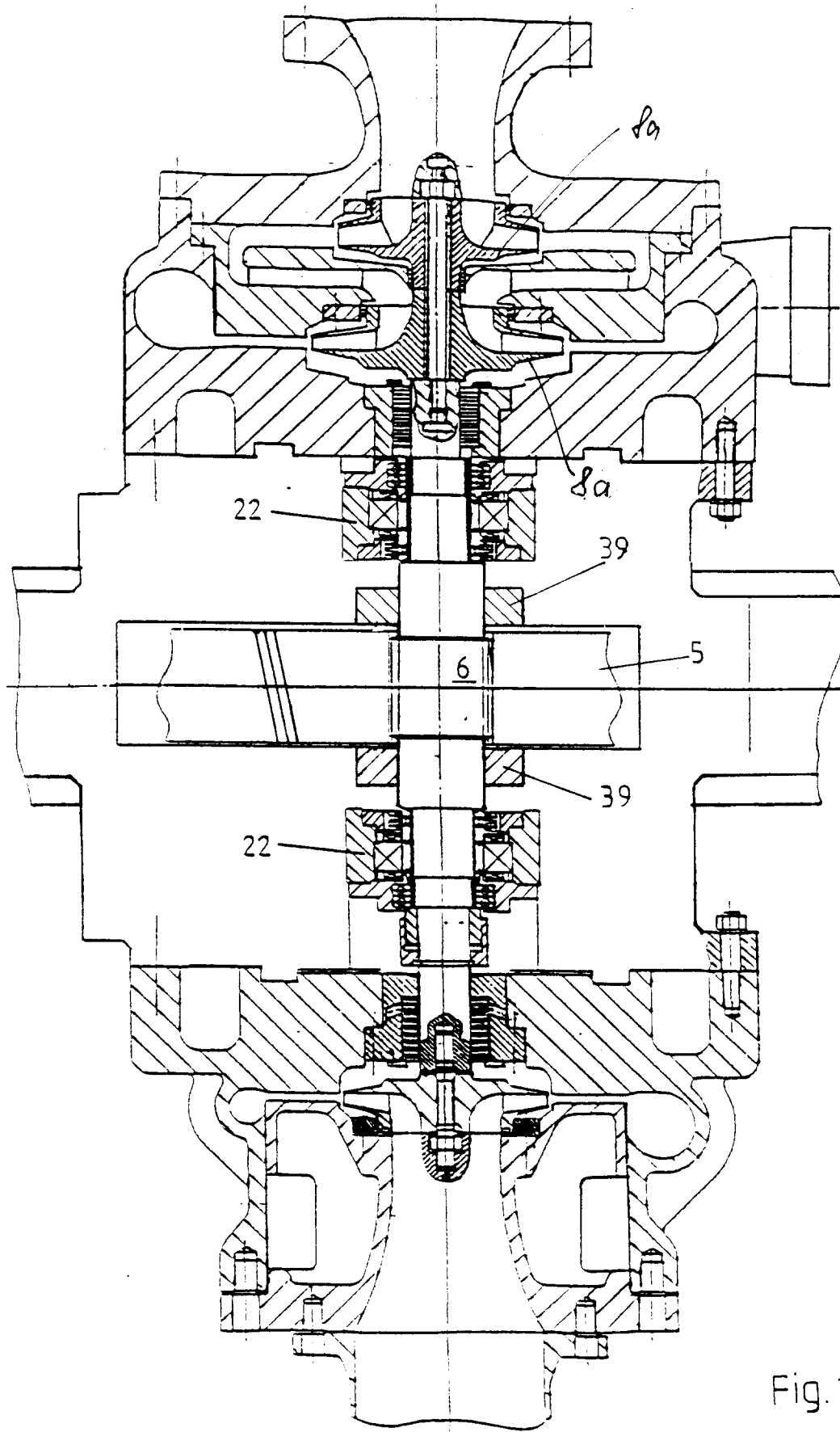


Fig. 15

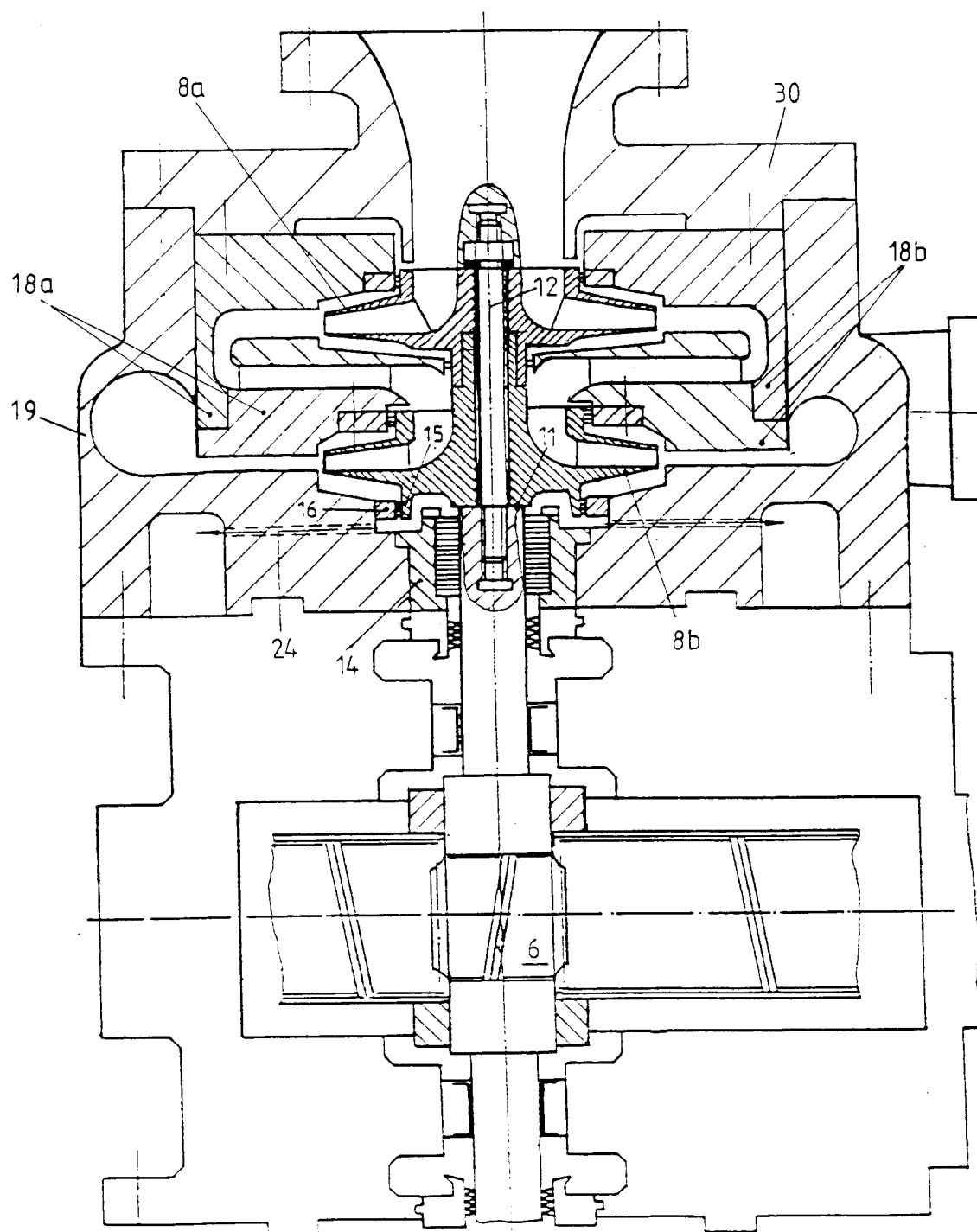


Fig.16

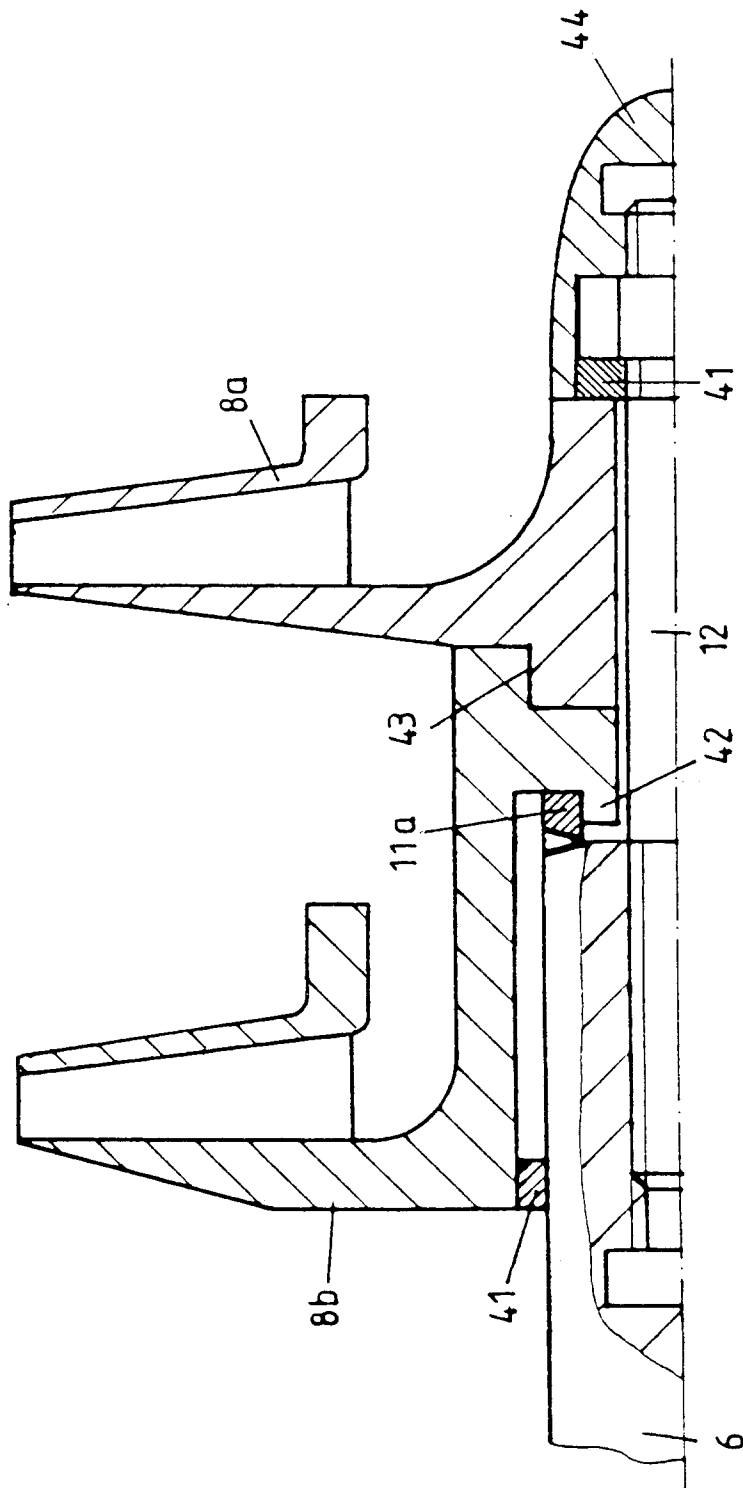


Fig.17

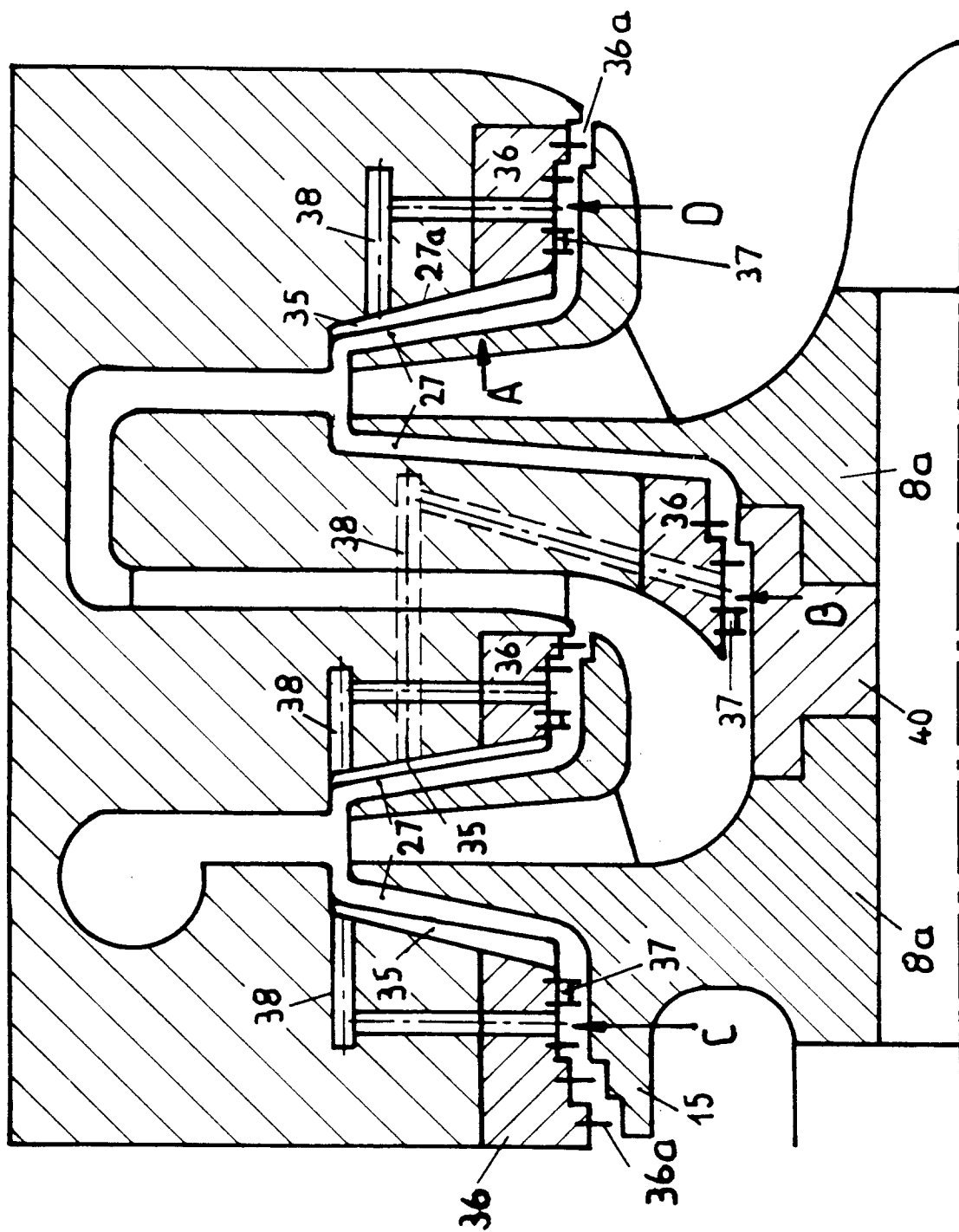
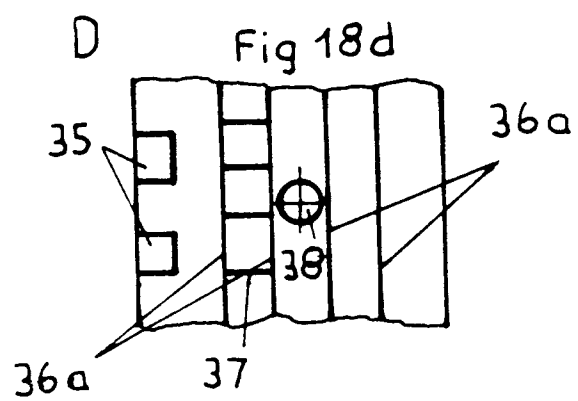
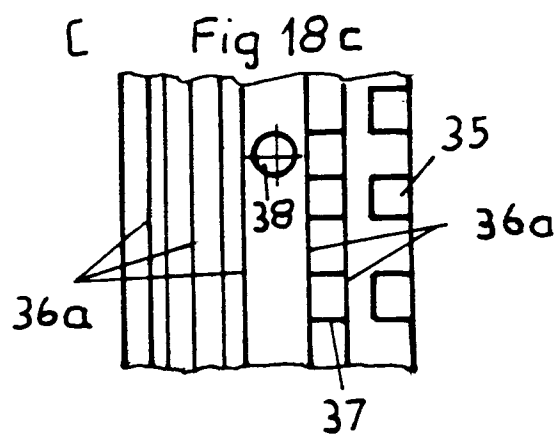
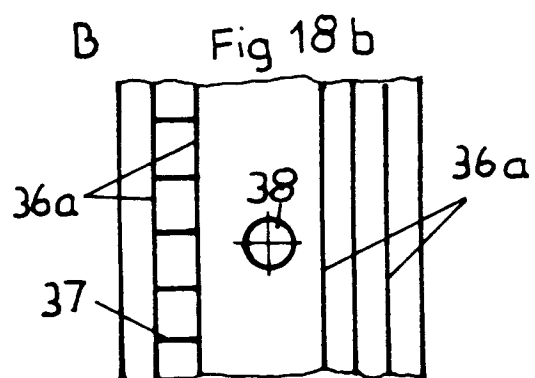
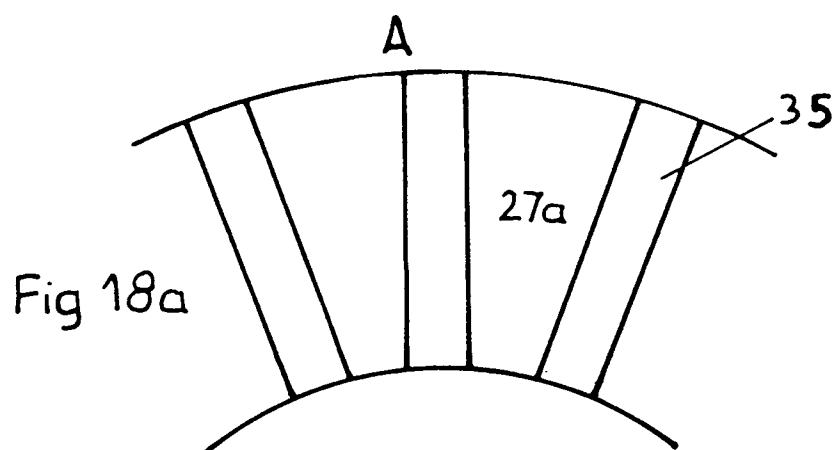


Fig. 18



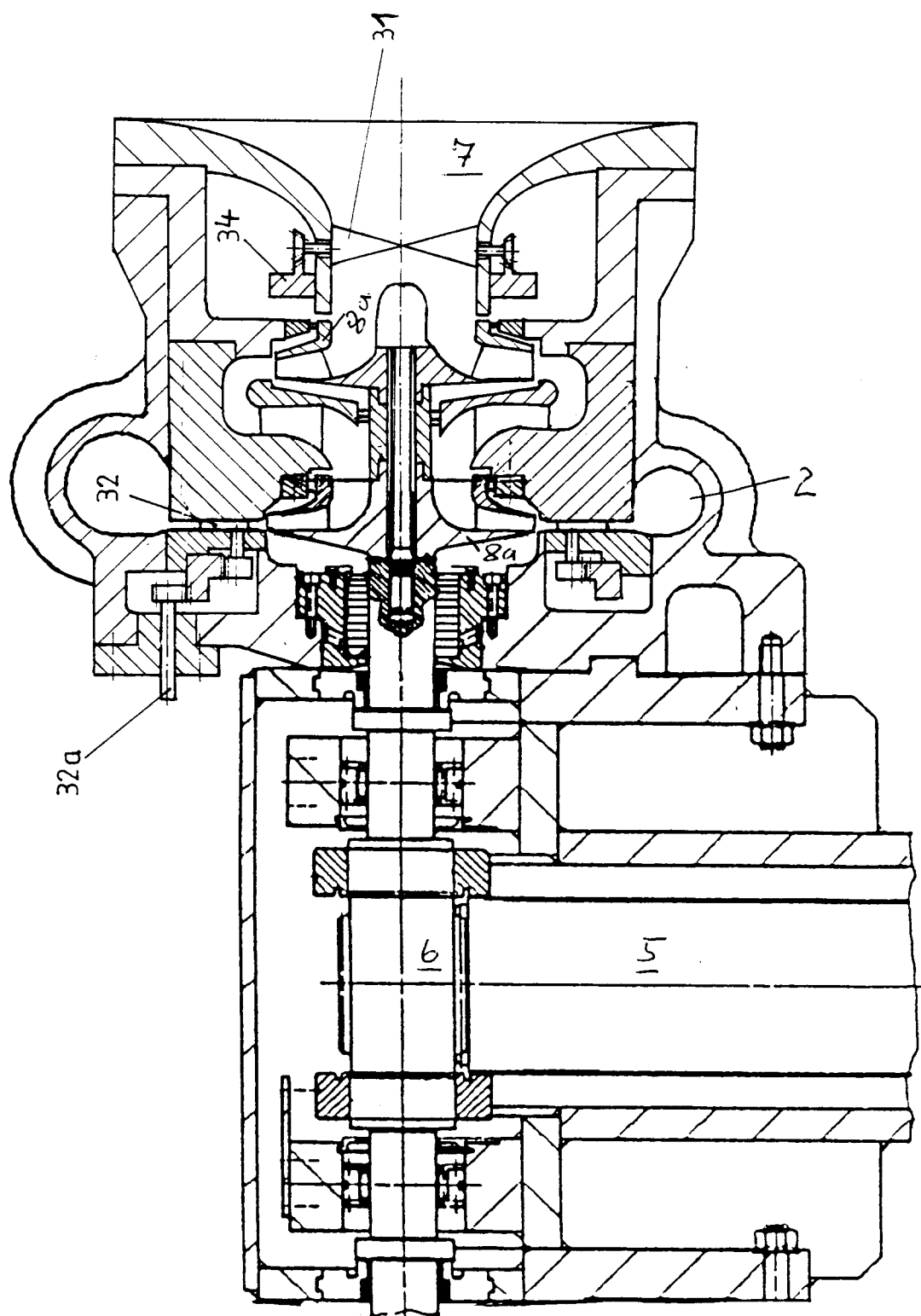


Fig.19

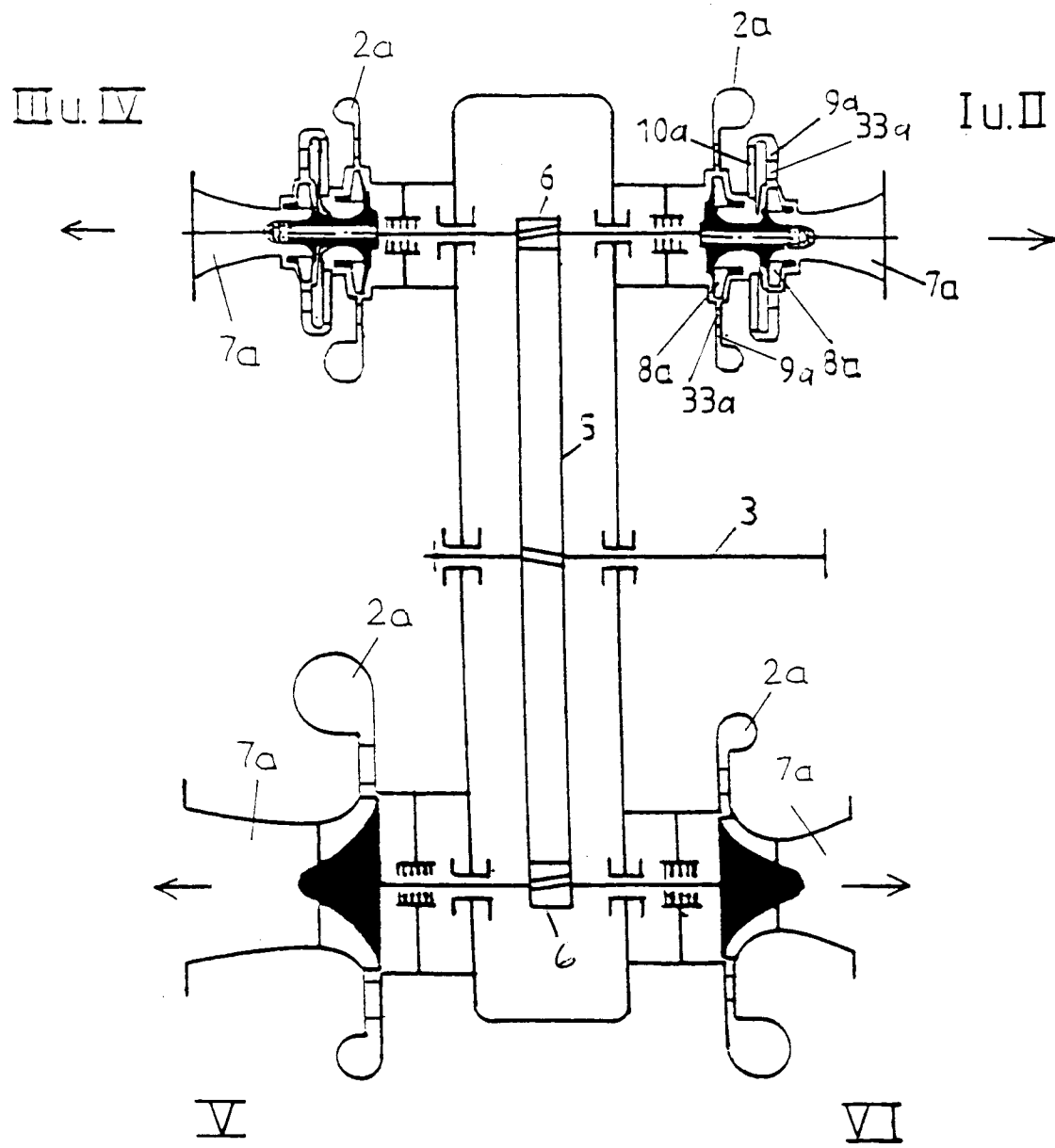


Fig. 20

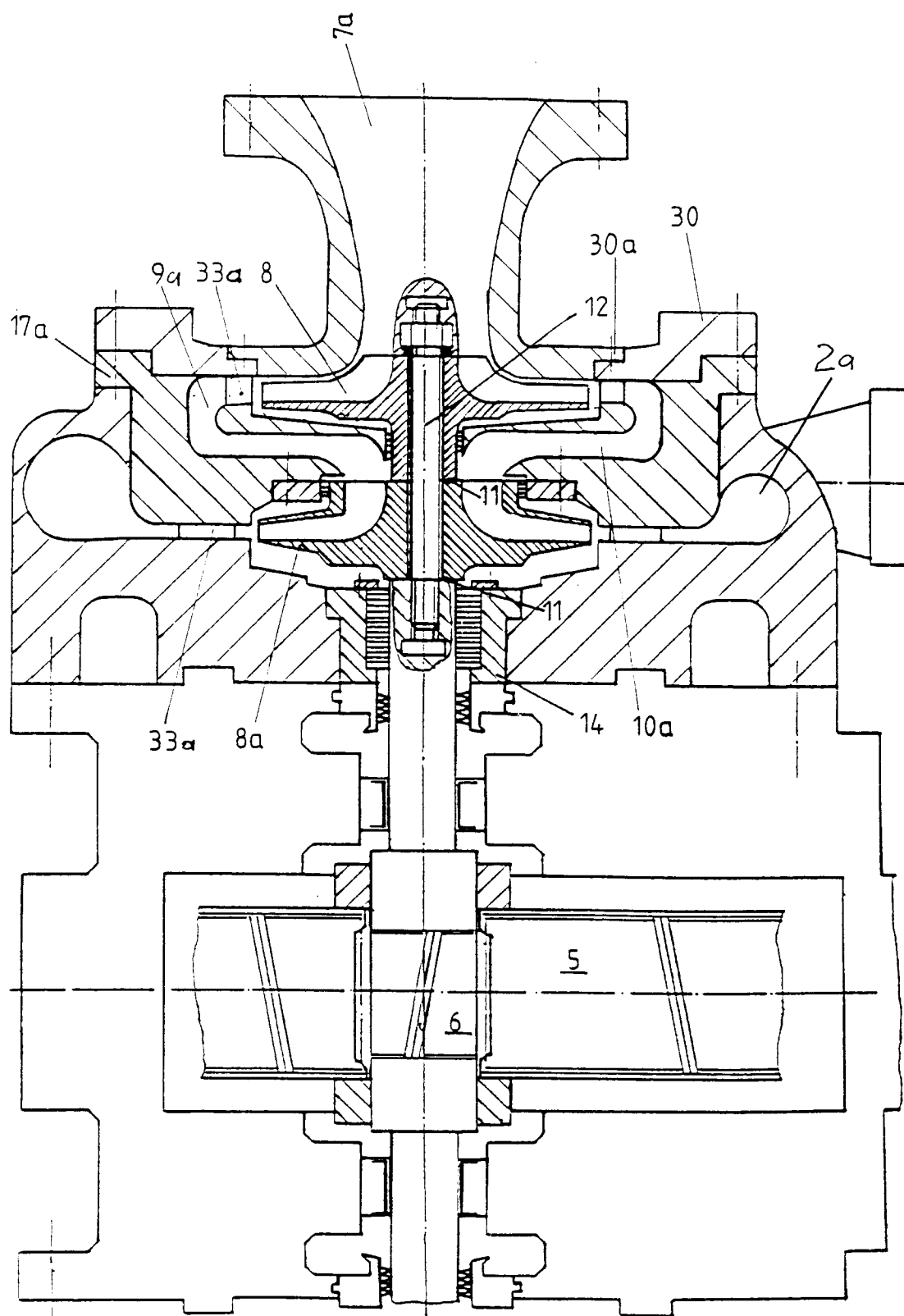


Fig. 21

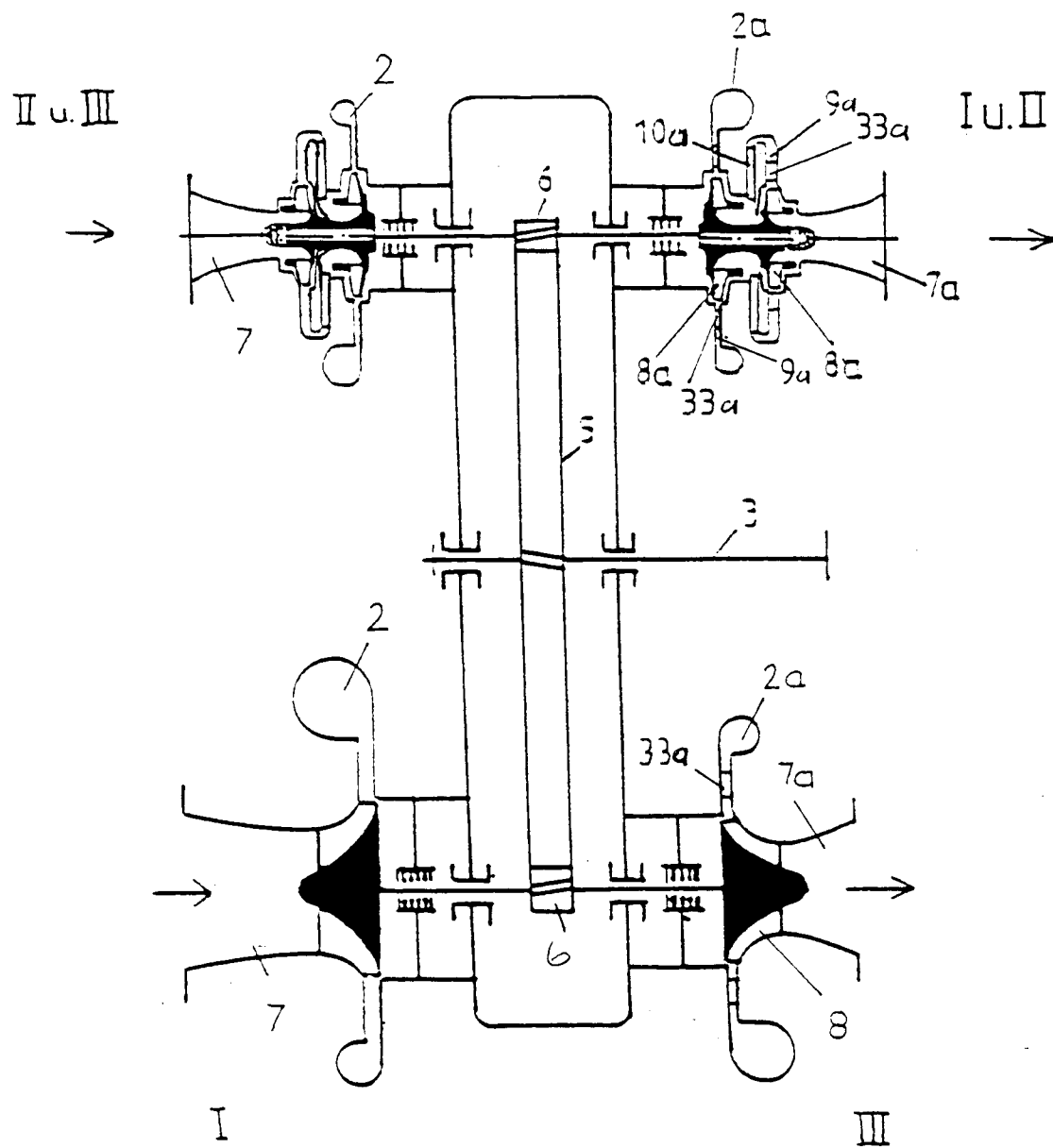


Fig. 22



Europäisches
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung

EP 93 11 4214

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl.5)
X	US-A-3 861 820 (HORNSCHUCH) * Spalte 2, Zeile 35 - Spalte 4, Zeile 3; Abbildungen 1-5 *	1	F04D25/16 F04D17/14 F04D29/04
A	---	5,6,15	F04D29/10 F04D27/02 F01D15/12
X	US-A-3 941 506 (ROBB) * das ganze Dokument *	1	
A	---	7,8	
A	GB-A-202 295 (BROWN BOVERI) * das ganze Dokument *	1,6	
A	---		
A	FR-A-2 234 490 (BHS) * das ganze Dokument *	1,11	
A	---		
A	FR-A-2 159 058 (DEMAG) * Abbildung 1 *	1,16	
A	---		
A	FR-A-885 488 (COMPAGNIE DES PROCÉDÉS GOHIN-POULENC) * das ganze Dokument *	1,15	
A	---		
A	GB-A-595 011 (SULZER) * Abbildung 2 *	3	
A	---		
A	CH-A-307 746 (GESELLSCHAFT DER LUDW. VON ROLL'SCHEN EISENWERKE) * das ganze Dokument *	6,12	
A	---		
A	DE-A-2 917 574 (VEB KOMBINAT PUMPEN UND VERDICHTER) * Anspruch 4; Abbildungen 1-4 *	15	
A	-----		
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort DEN HAAG		Abschlußdatum der Recherche 04 OKTOBER 1993	Prüfer TEERLING J.H.
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 Patentedokument, 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	