



(11) **EP 1 778 984 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:  
**25.01.2012 Patentblatt 2012/04**

(21) Anmeldenummer: **05764145.8**

(22) Anmeldetag: **14.07.2005**

(51) Int Cl.:  
**F04F 13/00 (2009.01)**

(86) Internationale Anmeldenummer:  
**PCT/EP2005/007644**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:  
**WO 2006/015681 (16.02.2006 Gazette 2006/07)**

(54) **KANALFORM FÜR ROTIERENDEN DRUCKAUSTAUSCHER**

CHANNEL FORM FOR ROTATING PRESSURE EXCHANGER

FORME DE CANAUX POUR ECHANGEUR DE PRESSION ROTATIF

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HU IE IS IT LI LT LU LV MC NL PL PT RO SE SI SK TR**

(30) Priorität: **07.08.2004 DE 102004038439**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**02.05.2007 Patentblatt 2007/18**

(73) Patentinhaber: **KSB Aktiengesellschaft 67227 Frankenthal (DE)**

(72) Erfinder:  
• **BROSS, Stephan 67167 Erpolzheim (DE)**  
• **KOCHANOWSKI, Wolfgang 55452 Windesheim (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:  
**GB-A- 921 686 US-A- 2 399 394**  
**US-A- 5 338 158 US-A- 5 988 993**  
**US-B2- 6 540 487**

**EP 1 778 984 B1**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

## Beschreibung

**[0001]** Die Erfindung betrifft einen Druckaustauscher zum Transferieren von Druckenergie von einer ersten Flüssigkeit eines ersten Flüssigkeitssystems auf eine zweite Flüssigkeit eines zweiten Flüssigkeitssystems, bestehend aus einem Gehäuse mit Anschlussöffnungen in Form von Einlass- und Auslassöffnungen für jede Flüssigkeit und einem innerhalb des Gehäuses um seine longitudinale Achse drehbar angeordneten Rotor, der Rotor besitzt eine Mehrzahl von durchgehenden Rotorkanälen mit um dessen Longitudinalachse angeordneten Öffnungen an jeder Rotorstirnseite, wobei die Rotorkanäle über gehäuseseitige Strömungsöffnungen derartig mit den Anschlussöffnungen des Gehäuses in Verbindung stehen, dass sie während der Rotation des Rotors alternierend Flüssigkeit bei hohem Druck und Flüssigkeit bei niedrigem Druck der betreffenden Systeme führen.

**[0002]** Ein solcher gattungsgemäßer Druckaustauscher ist durch die US 6 540 487 B2 bekannt. Diese Bauart eines Druckaustauschers ist ohne einen äußeren Antrieb ausgerüstet. Zu dessen Inbetriebnahme ist ein aufwendiges Verfahren erforderlich, um einen solchen Druckaustauscher dazu zu veranlassen, den Rotor in Rotation zu versetzen. Primär ist für die Drehbewegung des Rotors der Flüssigkeitsstrom verantwortlich, der durch die gehäuseseitigen Strömungsöffnungen aus schräger Richtung auf die Stirnseiten des Rotors und die darin befindlichen Öffnungen auftrifft. Während eines laufenden Betriebes in einer kontinuierlich arbeitenden Anlage wird sich im Druckaustauscher ein Gleichgewichtszustand einstellen, aufgrund dessen der Rotor mit einer annähernd konstanten Drehzahl rotiert. Nachteilig ist dessen eingeschränkter Betriebsbereich und die sich während des Betriebes in den Rotorkanälen ergebenden Durchmischungen der alternierend dort befindlichen beiden Flüssigkeiten.

**[0003]** Durch die US-A 3 431 747 und die US 6 537 035 B2 sind Druckaustauscher bekannt, bei denen ein äußerer Antrieb den Rotor in Bewegung setzt und deren Rotorkanäle als Bohrungen ausgebildet sind, wobei in jeder Bohrung eine Kugel angeordnet ist. Diese Kugel dient zur Trennung der wechselweise in die Rotorkanäle einströmenden Flüssigkeiten mit hohem oder niedrigem Druckgehalt und vermeidet eine Durchmischung der in den Bohrungen befindlichen Flüssigkeiten. Nachteilig ist hierbei jedoch die Anordnung, Abdichtung und Gestaltung der als Trennelement wirkenden Kugel und der dazugehörigen Sitzflächen. Zusätzlich ist im Bereich einer Wellendurchführung für den äußeren Antrieb eine aufwendige Hochdruckdichtung als Wellenabdichtung erforderlich.

**[0004]** Die US 5 988 993 und US 5 338 158 offenbaren Rotorenvarianten, bei denen die gegenüberliegenden Auslässe der Strömungskanäle an den Rotorstirnseiten zueinander einen unterschiedlichen radialen Abstand aufweisen. Dadurch werden die Axialkräfte in den Spalträumen auf den Rotorstirnseiten ungleichmäßig und die Rotorlagerung ist anders auszubilden. Diese Rotoren mit in radialer Richtung speziellen Verlaufsformen ihrer Strömungskanäle sind auf einen gehäuseseitigen tangentialen Zulauf angewiesen, wie in den Gehäuseendstücken gezeigt ist.

**[0005]** Der Erfindung liegt das Problem zugrunde, einen Druckaustauscher zu entwickeln, in dem bei einem Druckaustausch verringerte Mischungsverluste entstehen. Die Lösung dieses Problems sieht vor, dass in den Rotorkanälen und ausgehend von oder nach den Öffnungen eine strömungsführende Formgebung als eine die Rotorkanalströmung umlenkende Kanalkontur angeordnet ist.

**[0006]** Mit dieser strömungsführenden Formgebung wird eine stoßfreie Anströmung der Rotorkanäle gewährleistet. Als Folge davon stellen sich in den Rotorkanälen Strömungen mit einer gleichmäßigeren Geschwindigkeitsverteilung über einen Kanalquerschnitt ein. Bedingt durch die gleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung wird im Kanalquerschnitt die Bildung von quer zur Kanalströmung verlaufenden Strömungskomponenten verhindert. Solche quer verlaufenden Strömungskomponenten initiieren innerhalb einer strömenden Flüssigkeitssäule eine quer dazu verlaufende Wirbelbildung, welche letztlich ursächlich ist für die innerhalb der Rotorkanäle auftretenden Durchmischungen. In Anlagen, insbesondere in Entsalzungsanlagen, in denen die Herstellung einer reinen Flüssigkeit angestrebt wird, stellen Durchmischungen einen nachteiligen Aspekt dar. Das Antriebsmoment für den Rotor wird durch eine direkte Impulsübertragung aus dem Zustrom und auf eine Rotorstirnseite durch die stoßfreie Strömungsumlenkung im Bereich der Kanalöffnungen bewirkt. Dies steht im völligen Gegensatz zu den vorbekannten Lösungen.

**[0007]** Das Risiko von Durchmischungen in den Rotorkanälen wird weiter gesenkt, wenn die im Eintrittsbereich der Rotorkanäle angeordnete Formgebung als eine die Kanalströmung vergleichmäßigende Kanalkontur ausgebildet ist. Dies bewirkt, dass in einer Länge von 20 - 30 % der Gesamtlänge eines Rohrkanals nach einem Eintrittsbereich innerhalb eines Rotorkanals ein Geschwindigkeitsprofil mit einem annähernd homogenen Geschwindigkeitsfeld ausgebildet ist.

**[0008]** Bei den Rotorkanälen weisen die Eintrittsöffnungen und/oder die ihnen nachgeordneten Kanalanfänge eine die Strömungen in den Rotorkanälen vergleichmäßigende Gestaltung auf. Auch damit ergibt sich ein gleichmäßiges Geschwindigkeitsprofil in den Rotorkanälen, wodurch eine Vermischung der beiden verschiedenen und in den Rotorkanälen einen Druck austauschenden Flüssigkeiten auf ein Mindestmaß reduziert wird.

**[0009]** Für den Eintritt in die Rotorkanäle werden im Entwurfsstadium für die Strömungsverhältnisse Geschwindigkeitsdreiecke zugrunde gelegt, deren Umfangskomponente  $c_u$  als Impulskraft ein Antriebsmoment für den Rotor erzeugt. Sie wird größer als die Umfangsgeschwindigkeit  $U$  des Rotors ausgeführt. An den Öffnungen der Rotorkanäle werden die dazwischen ausgebildeten Rotoreintrittskanten mit den in Strömungsrichtung nachfolgenden Wandflächen derart ausgeführt, dass die sich einstellende Rotorrelativströmung stoßfrei von den Rotorkanälen aufgenommen und in Richtung

der Rotorkanallänge umgelenkt wird.

**[0010]** Eine derartige Ausgestaltung des Eintritts der Rotorkanäle beinhaltet darüber hinaus folgenden Vorteil:

**[0011]** Bei Änderung des Volumenstromes ändert sich das Geschwindigkeitsdreieck am Eintritt der Rotorkanäle affin, das heißt, die Umfangskomponente  $c_u$  ändert sich im gleichen Maße wie die Zuströmgeschwindigkeit  $c$  der Flüssigkeit. Damit erhöht sich auch das Antriebsmoment, das auf den Rotor wirkt, was zu einer Erhöhung der Rotordrehzahl führt. Mit steigender Rotordrehzahl steigt auch das am Rotor angreifende und bremsend wirkende Reibmoment. Aufgrund des linearen Zusammenhanges zwischen dem mit steigender Umfangskomponente  $c_u$  steigendem Antriebsmoment  $M_I$  und dem proportional zur Drehzahl steigendem Reibmoment  $M_R$  stellt sich die Umfangsgeschwindigkeit des Rotors immer so ein, dass für alle Volumenströme ähnliche Geschwindigkeitsdreiecke am Rotoreintritt vorliegen. Damit tritt eine Selbstregelung ein, die den Zustand der stoßfreien Anströmung für jeden eingestellten Volumenstrom garantiert. Es erfolgt also für durch Anlagenbedingungen veränderte Volumenströme der Hauptströme, eine Nachregelung der Rotordrehzahl aufgrund der kongruenten Geschwindigkeitsdreiecke und eine stoßfreie Anströmung der Rotorkanäle.

**[0012]** Nach einer anderen Ausgestaltung ist ein Rotor mehrteilig ausgebildet, wobei ein Rotorteil mit geradlinigen Rotorkanälen an seinen Stirnseiten mit einer oder zwei Einströmplatten versehen ist und in den Einströmplatten sind die Kanalströmungen vergleichmäßigenden Eintrittsöffnungen und/oder nachgeordneten Kanalanfänge angeordnet.

**[0013]** Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in den Zeichnungen dargestellt und werden im folgenden näher beschrieben. Es zeigen die

Fig. 1 eine perspektivische Ansicht auf einen Rotor gemäß dem Stand der Technik in Form der US 6 540 487 B2, die

Fig. 2 von Fig. 1 eine Rotorabwicklung mit einem Geschwindigkeitsdreieck an den Anfängen der Rotorkanäle, die

Fig. 3 eine neue Formgebung einer Eintrittsöffnung eines Rotorkanals und die

Fig. 4 einen Rotor analog Fig. 3 in mehrteiliger Ausführung.

**[0014]** Figur 1 zeigt eine perspektivische Ansicht auf einen zylindrischen Rotor 1 gemäß dem Stand der Technik in Form der US 6 540 487 B2. Zur Drehachse des Rotors 1 verlaufen achsparallele und konzentrisch dazu angeordnete Rotorkanäle 2 mit einem trapezförmigen Querschnitt, wobei sich zwischen den Rotorkanälen 2 radial verlaufende und als Stege ausgebildete Wandflächen 3 erstrecken. Die an der Stirnseite 4 des Rotors 1 angeordneten Öffnungen 5 der Rotorkanäle 2 weisen an ihren radial äußeren Ecken zusätzliche Abrundungen nach Art von sich diagonal nach außen erweiternden Schräglflächen auf, wodurch jede Öffnung geringfügig vergrößert wird. Auf die Darstellung eines den Rotor umgebenden Gehäuses und dessen Anschlüsse für die Leitungen sowie die Darstellung der strömungsführenden Übergänge vom Gehäuse zum Rotor wurde verzichtet.

**[0015]** In Fig. 2 ist die Abwicklung von dem Rotor 1 des Druckaustauschers nach dem Stand der Technik gemäß Fig. 1 gezeigt. Gegenüber den Öffnungen des Rotors 1 mit seinen achsparallelen Rotorkanälen 2 ist das aus den Geschwindigkeitsvektoren  $U$ ,  $w$  und  $c$  bestehende Geschwindigkeitsdreieck für eine in den Rotor 1 einströmende Flüssigkeit gezeichnet, wobei die Pfeile die Richtungen und die Größen der verschiedenen Geschwindigkeiten anzeigen. Hierbei entspricht:

$U$	=	Umfangsgeschwindigkeit des Rotors
$w$	=	Relativströmung in der Öffnung vor dem Rotorkanal
$c$	=	Absolutströmung der aus dem Gehäuse und zum Rotor strömenden Flüssigkeit, mit:
$c_u$	=	Umfangskomponente der Absolutströmung und
$c_x$	=	Axialkomponente der Absolutströmung,
$\Delta c_u$	=	Antriebsgeschwindigkeit für den Rotor, ist = $c_u - U$
$\alpha$	=	Strömungswinkel der Absolutströmung $c$
$\beta$	=	Strömungswinkel der Relativströmung

**[0016]** Die Strömung zum Rotor 1 wird durch ein - hier nicht dargestelltes - dem Rotor gegenüberliegendes Gehäuseteil so geführt, dass die Strömung im ruhenden Bezugssystem als Absolutströmung  $c$  unter dem Winkel  $\alpha$  auf den Rotor 1 trifft. Der Rotor 1 rotiert mit der Umfangsgeschwindigkeit  $U$  und dementsprechend kommt die Relativströmung  $w$  unter dem Winkel  $\beta$  auf ihn zu. Die Umfangskomponente  $c_u$  der Absolutströmung  $c$  ist um  $\Delta c_u$  größer als die Umfangsgeschwindigkeit  $U$  des Rotors und sorgt damit für das notwendige Antriebsmoment des Rotors 1.

**[0017]** Aufgrund des von Null verschiedenen Relativzuströmungswinkels  $\beta$  erfolgt die Anströmung der Rotorkanäle 2 im Relativsystem nicht stoßfrei. Infolge dessen bilden sich in den Öffnungen 5 der Rotorkanäle 2 permanente Ablösungen

6 in Form von Wirbeln und als Folge davon stellt sich im weiteren Verlauf der Rotorkanäle 2 ein ungleichförmiges Geschwindigkeitsprofil 7 innerhalb der Strömung ein. Diese ungleichförmigen Geschwindigkeitsprofile 7 führen zu der Durchmischungsproblematik des vorbekannten Druckaustauschers.

[0018] Die Figur 3 zeigt als Abwicklung einer neuen Rotorform die Formgebung 8 der Rotorkanäle 2 an deren Eintrittsbereich und ausgehend von der Stirnseite 4. Das zugehörige Geschwindigkeitsdreieck entspricht in Größe und Richtung demjenigen nach dem Stand der Technik von Fig. 2; alle entsprechenden Darstellungen der Geschwindigkeitsdreiecke in den Figuren gehen von gleichen Betriebsbedingungen aus.

[0019] In Fig. 3 ist mittels einer Formgebung 8 die Form der Rotorkanäle 2 im Eintrittsbereich 9 des Rotors 1 so gestaltet, dass die Rotoreintrittskanten 11 mit ihren nachfolgenden Wandflächen 3 nicht senkrecht zur Stirnseite 4 verlaufen, sondern unter einem Winkel und analog zum Strömungswinkel  $\beta$  der Relativzuströmung  $w$ . Infolge dessen trifft die Relativzuströmung  $w$  tangential auf die Rotoreintrittskanten 11. Sie trifft somit stoßfrei auf die Rotoreintrittskanten 11 und tritt folglich stoßfrei in die Rotorkanäle 2 ein. Die anschließende Umlenkung der Strömung in der Formgebung 8 und in die Richtung der Kanalachsen oder in Richtung der Kanallänge  $L$  erfolgt auf den ersten 20 - 30 % der gesamten Kanallänge  $L$ . Am Ende der Umlenkung 8 erfolgt ein Übergang 9 in die anschließende normal ausgebildete, axial verlaufende Kanalform und ist so gestaltet, dass ein gleichmäßiges, homogenes Geschwindigkeitsprofil 13 im Rotorkanal 2 gewährleistet ist.

[0020] Aufgrund des linearen Zusammenhanges der Umfangskomponente  $c_u$ , und damit der Differenz  $\Delta c_u = c_u - U$ , zum antreibenden Impulsmoment  $M_I$  gemäß der Gleichung

$$M_I \sim \Delta c_u \cdot c_x \quad (1)$$

und dem linearen Zusammenhang des den Rotor 1 bremsenden Reibmomentes  $M_R$  mit der Rotor-Umfangsgeschwindigkeit  $U$  gemäß der Gleichung

$$M_R \sim \nu \cdot U \quad (2)$$

wobei  $\nu$  die dynamische Viskosität darstellt, stellt sich die Rotordrehzahl bei dieser Gestaltung des Eintritts einer Rotorkanalform in Abhängigkeit des Volumenstromes immer so ein, dass für jeden Betriebspunkt der Zustand der stoßfreien Anströmung gewährleistet bleibt.

[0021] Figur 4 zeigte eine gegenüber Figur 3 fertigungstechnisch vereinfachte Ausgestaltung der Öffnungen 5 des Rotors 1. Hierbei ist die Stirnseite 4 des Rotors 1 mit den Öffnungen 5 als ein Bestandteil eines separaten Bauteiles in Form einer Einströmplatte 14 ausgebildet. Die Einströmplatte 14 mit den Formgebungen 8 für einen stoßfreien Eintritt der Relativströmung in die Rotorkanäle 2 ist auf den mit axial verlaufenden Rotorkanälen 2 versehenen Rotorkern 1.1 aufgebracht. Diese Einströmplatten 14 können ein- oder beidseitig an einem Rotor mit axial verlaufenden Rotorkanälen angebracht sein. Dies erfolgt entsprechend dem Aufbau des Drucktauschers. Für die Verbindung von Einströmplatten 14 und Rotor 1 oder Rotorkern 1.1 können in Abhängigkeit von den verwendeten Materialien bekannte Verbindungstechniken Anwendung finden.

## Patentansprüche

1. Druckaustauscher zum Transferieren von Druckenergie von einer ersten Flüssigkeit eines ersten Flüssigkeitssystems auf eine zweite Flüssigkeit eines zweiten Flüssigkeitssystems, bestehend aus einem Gehäuse mit Anschlussöffnungen in Form von Einlass- und Auslassöffnungen für jede Flüssigkeit und einem innerhalb des Gehäuses um seine longitudinale Achse drehbar angeordneten zylindrischen Rotor (1), um die Longitudinalachse des Rotors (1) ist eine Mehrzahl von durchgehenden Rotorkanälen (2) mit an jeder Rotorstirnseite (4) auf gleichen Durchmessern befindlichen Öffnungen (5) angeordnet, wobei die Rotorkanäle (2) über gehäuseseitige Strömungsöffnungen derartig zur Verbindung mit den Anschlussöffnungen des Gehäuses in Verbindung stehen, dass sie während der Rotation des Rotors (1) alternierend Flüssigkeit bei hohem Druck und Flüssigkeit bei niedrigem Druck der betreffenden Systeme führen und dass sich durch die gehäuseseitigen Strömungsöffnungen im rotierenden Relativsystem des Rotors (1) für die den Rotor (1) anströmende Flüssigkeit eine den Rotor (1) antreibende Umfangskomponente ( $c_u$ ) einstellt, **dadurch gekennzeichnet, dass** in den Rotorkanälen (2) und ausgehend von oder nach den Öffnungen (5) eine strömungsführende Formgebung (8) als eine die Rotorkanalströmung umlenkende Kanalkontur angeordnet ist.

2. Druckaustauscher nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die im Eintrittsbereich der Rotorkanäle (2) angeordnete Formgebung (8) als eine die Kanalströmung vergleichmäßigende Kanalkontur ausgebildet ist.
- 5 3. Druckaustauscher nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** nach einem Eintrittsbereich mit der Länge von 20 - 30 % der Gesamtlänge (L) eines Rotorkanals (2) innerhalb eines Rotorkanals (2) ein Geschwindigkeitsprofil (13) mit einem annähernd homogenen Geschwindigkeitsfeld ausgebildet ist.
- 10 4. Druckaustauscher nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** von einem zur Öffnung (5) der Rotorkanäle (2) gehörenden Geschwindigkeitsdreieck dessen Relativströmung (w) stoßfrei in die Rotorkanäle (2) eintritt.
- 15 5. Druckaustauscher nach Anspruch 1, 2 oder 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** die zwischen den Öffnungen (5) der Rotorkanäle (2) ausgebildeten Rotoreintrittskanten (11) mit den in Strömungsrichtung nachfolgenden Wandflächen (3) die sich am Rotor (1) einstellende Relativströmung stoßfrei in die Rotorkanäle (2) aufnehmen und in Richtung der Rotorkanallänge (L) umlenken.
- 20 6. Druckaustauscher nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Rotor (1, 1.1) mehrteilig ausgebildet ist, wobei ein Rotorteil (1.1) mit geradlinigen Rotorkanälen (2) an seinen Stirnseiten (4.1) mit einer oder zwei Einströmplatten (14) versehen ist und dass in den Einströmplatten (14) die Kanalströmungen umlenkende, vergleichmäßigende Öffnungen (5) und/oder nachgeordnete Kanalanfänge angeordnet sind.

### Claims

- 25 1. Pressure exchanger for transferring pressure energy from a first fluid of a first fluid system to a second fluid of a second fluid system, composed of a housing having connection openings in the form of inlet and outlet openings for each fluid and having a cylindrical rotor (1) which is arranged, so as to be rotatable about its longitudinal axis, within the housing, wherein a multiplicity of continuous rotor ducts (2) with openings (5) situated at identical diameters at each rotor end side (4) is arranged around the longitudinal axis of the rotor (1), wherein the rotor ducts (2) are connected via housing-side flow openings to the connection openings in the housing in such a way that, as the rotor (1) rotates, said rotor ducts alternately conduct high-pressure fluid and low-pressure fluid of the respective systems, and that a tangential component ( $c_u$ ) which drives the rotor (1) is generated for the fluid impinging on the rotor (1) by the housing-side flow openings in the rotating relative system of the rotor (1), **characterized in that**, in the rotor ducts (2) and proceeding from or downstream of the openings (5), there is arranged a flow-conducting shaping (8) as a duct contour which diverts the rotor duct flow.
- 30 2. Pressure exchanger according to Claim 1, **characterized in that** the shaping (8) arranged in the inlet region of the rotor ducts (2) is formed as a duct contour which homogenizes the duct flow.
- 35 3. Pressure exchanger according to Claim 1 or 2, **characterized in that**, downstream of an inlet region with a length of 20 - 30% of the total length (L) of a rotor duct (2), a velocity profile (13) with an approximately homogeneous velocity field is generated within a rotor duct (2).
- 40 4. Pressure exchanger according to Claim 3, **characterized in that** the relative flow (w) of a velocity triangle pertaining to the opening (5) of the rotor ducts (2) enters smoothly into the rotor ducts (2).
- 45 5. Pressure exchanger according to Claim 1, 2 or 3, **characterized in that** the rotor inlet edges (11) formed between the openings (5) of the rotor ducts (2) together with the wall surfaces (3) downstream thereof in the flow direction smoothly admit the relative flow arising at the rotor (1) into the rotor ducts (2) and divert said flow in the direction of the rotor duct length (L).
- 50 6. Pressure exchanger according to one of Claims 1 to 5, **characterized in that** the rotor (1, 1.1) is of multi-part design, wherein a rotor part (1.1) with rectilinear rotor ducts (2) is provided, on its end sides (4.1), with one or two inflow plates (14), and **in that** openings (5) which divert and homogenize the duct flows, and/or downstream duct inlets, are arranged in the inflow plates (14).
- 55

## Revendications

- 5  
10  
15  
20  
25  
30  
35  
40  
45  
50  
55
1. Echangeur de pression destiné à transférer de l'énergie de pression d'un premier liquide d'un premier système de liquide à un deuxième liquide d'un deuxième système de liquide, l'échangeur étant constitué d'un boîtier doté d'ouvertures de raccordement qui présentent pour chaque liquide la forme d'ouvertures d'admission et d'ouvertures d'échappement, et d'un rotor cylindrique (1) disposé à l'intérieur du boîtier de manière à pouvoir tourner autour de son axe longitudinal, plusieurs canaux continus de rotor (2) qui présentent sur chaque côté frontal (4) du rotor des ouvertures de même diamètre (5) étant disposées autour de l'axe longitudinal du rotor (1), les canaux (2) du rotor communiquant par des ouvertures d'écoulement prévues sur le boîtier avec les ouvertures de raccordement du boîtier de telle sorte que pendant la rotation du rotor (1), elles conduisent en alternance du liquide à haute pression et du liquide à basse pression des systèmes concernés, et que les ouvertures d'écoulement prévues sur le boîtier établissent dans le système de rotation relative du rotor (1) une composante périphérique ( $c_w$ ) qui entraîne le rotor (1) par le liquide envoyé sur le rotor (1),  
**caractérisé en ce que**  
un façonnage (8) de guidage d'écoulement qui présente la forme d'un contour de canal qui dévie l'écoulement dans les canaux du rotor est disposé dans les canaux (2) du rotor en partant des ouvertures (5) ou en direction de celles-ci.
  2. Echangeur de pression selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** le façonnage (8) disposé au niveau de l'entrée dans les canaux (2) du rotor est configuré comme contour de canal qui régularise l'écoulement dans les canaux.
  3. Echangeur de pression selon les revendications 1 ou 2, **caractérisé en ce que** un profil de vitesse (13) dont le champ de vitesse est approximativement homogène est formé à l'intérieur d'un canal (2) du rotor après une partie d'entrée d'une longueur de 20 à 30 % de la longueur totale (L) d'un canal (2) du rotor.
  4. Echangeur de pression selon la revendication 3, **caractérisé en ce que** l'écoulement relatif (w) d'un triangle de vitesse qui fait partie de l'ouverture (5) des canaux (2) du rotor pénètre sans à-coups dans les canaux (2) du rotor.
  5. Echangeur de pression selon les revendications 1, 2 ou 3, **caractérisé en ce que** les bords d'entrée (11) dans le rotor, formés entre les ouvertures (5) des canaux (2) du rotor, et les surfaces de paroi (3) qui les suivent dans la direction d'écoulement reprennent sans à-coups dans les canaux (2) du rotor l'écoulement relatif qui s'établit dans le rotor (1) et le dévient dans le sens de la longueur (L) des canaux du rotor.
  6. Echangeur de pression selon l'une des revendications 1 à 5, **caractérisé en ce que** le rotor (1, 1.1) est configuré en plusieurs parties, une partie (1.1) du rotor dont les canaux (2) sont rectilignes étant dotée sur ses côtés frontaux (4.1) d'une ou plusieurs plaques (14) d'entrée d'écoulement, des ouvertures (5) d'uniformisation et/ou les débuts de canal qui leur sont associés et qui dévient les écoulements dans les canaux étant disposées dans les plaques (14) d'entrée d'écoulement.

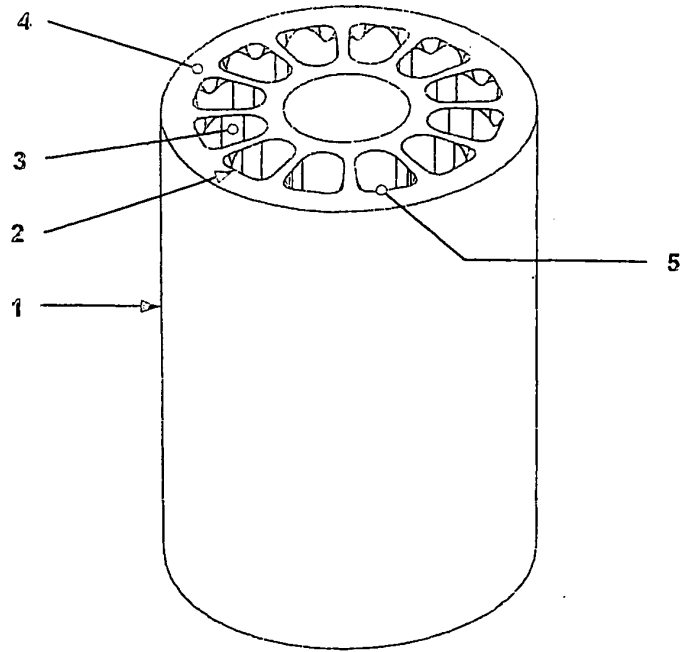


Fig. 1

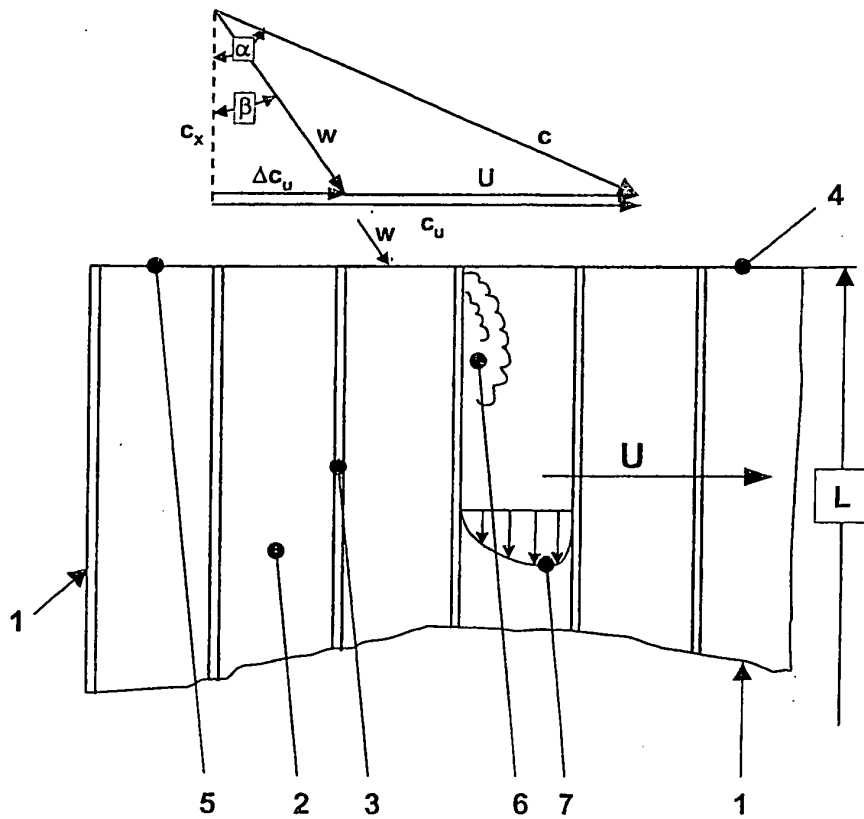


Fig. 2

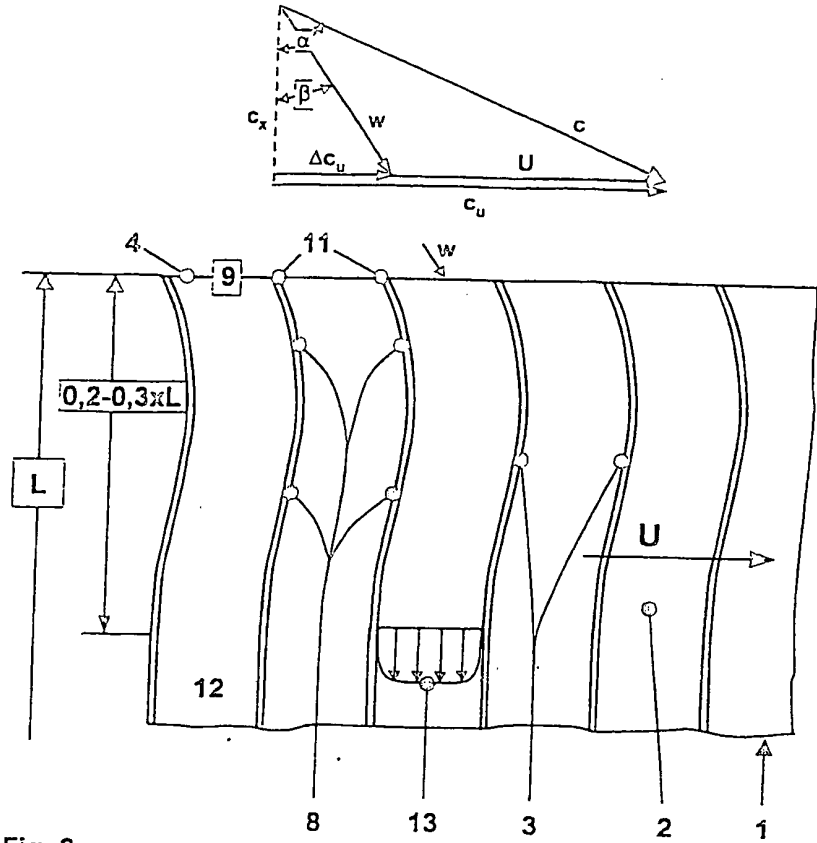


Fig. 3

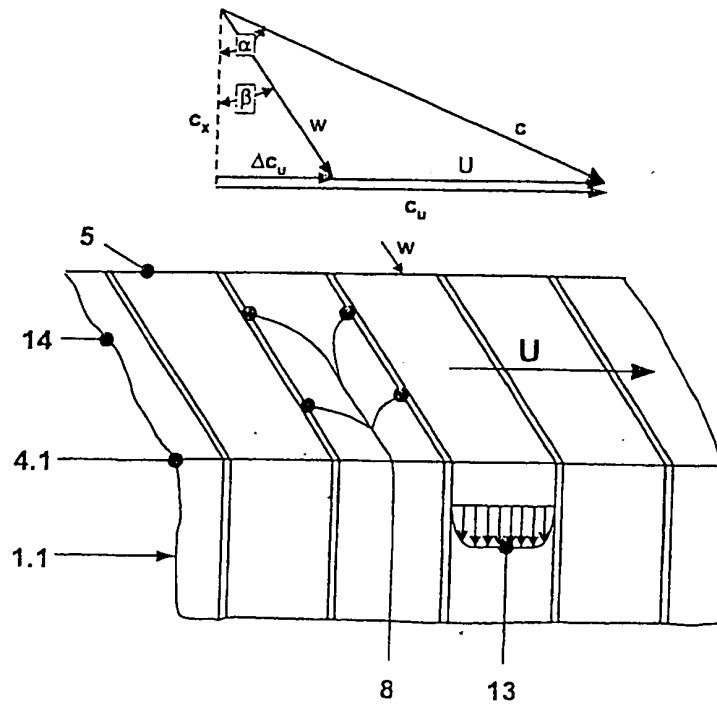


Fig. 4



**IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE**

*Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.*

**In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente**

- US 6540487 B2 [0002] [0013] [0014]
- US 3431747 A [0003]
- US 6537035 B2 [0003]
- US 5988993 A [0004]
- US 5338158 A [0004]