

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) Veröffentlichungsnummer: **0 394 758 B1**

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag der Patentschrift: **09.03.94**

(51) Int. Cl.⁵: **F28D 7/16**, F28F 9/00

(21) Anmeldenummer: **90106969.0**

(22) Anmeldetag: **11.04.90**

(54) **Wärmetauscher.**

(30) Priorität: **25.04.89 DE 3913579**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
31.10.90 Patentblatt 90/44

(45) Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung:
09.03.94 Patentblatt 94/10

(84) Benannte Vertragsstaaten:
BE DE ES FR GB IT NL

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A- 3 315 250
US-A- 4 252 186

**"Handbook for Heat Exchanger Design", G.
W. Hewitt, Hemisphere Publishing Corpora-
tion, 1983, Seiten 4.2.3-3 und 4.2.2-2**

(73) Patentinhaber: **Linde Aktiengesellschaft**
Abraham-Lincoln-Strasse 21
D-65189 Wiesbaden(DE)

(72) Erfinder: **Steinbauer, Manfred, Dipl.-Ing.**
Schwabener Weg 2
D-8011 Kirchheim(DE)
Erfinder: **Kreis, Helmut**
Hofbrunnstrasse 37
D-8000 München 71(DE)
Erfinder: **Mihailowitsch, Dieter**
Isaraustrasse 14
D-8192 Geretsried(DE)

(74) Vertreter: **Schaefer, Gerhard, Dr.**
Linde Aktiengesellschaft
Zentrale Patentabteilung
D-82049 Höllriegelskreuth (DE)

EP 0 394 758 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen Wärmetauscher mit einem im wesentlichen zylinderförmigen Strömungsraum, der durch einen Mantel begrenzt ist, mit einer Anzahl von Rohren, die den Strömungsraum in im wesentlichen zur Zylinderachse paralleler Richtung durchziehen, mit mindestens einem Paar von Stützen, die einander gegenüber an der Zylinderfläche des Mantels angeordnet sind und in den Strömungsraum führen, und mit Stützblechen, die im wesentlichen senkrecht zur Zylinderachse in den Strömungsraum eingebaut sind.

Derartige Wärmetauscher werden für eine Vielzahl von Anwendungen zum Abkühlen oder Anwärmen von Flüssigkeiten und/oder Gasen durch indirekten Wärmetausch eingesetzt. Dabei tritt ein Fluid durch einen der Stützen in den Strömungsraum ein, umspült dort die Rohre mit einer Strömungsrichtung, die im wesentlichen senkrecht zur Zylinderachse verläuft, und strömt durch einen weiteren Stützen wieder hinaus. Oft ist der Strömungsraum in mehrere Abschnitte mit jeweils einem eigenen Paar von Einfüll- und Ablaufstutzen aufgeteilt. Eine solche Bauform, in der das Fluid im Strömungsraum im Kreuzstrom zu einem zweiten Fluid, das durch das Innere der Rohre geführt wird, strömt, bietet den Vorteil, daß das erste Fluid nur einen sehr geringen Druckverlust beim Durchgang durch den Wärmetauscher erfährt. Dies wird durch einen relativ direkten Durchgang durch den Strömungsraum bewirkt, der allerdings eine recht offene Bauweise ohne strömungshindernde Einbauten im Strömungsraum voraussetzt.

Dies wiederum verringert die mechanische Stabilität und Starrheit der Vorrichtung, so daß derartige Wärmetauscher bisher lediglich bei relativ niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten im Strömungsraum eingesetzt werden können. Außerdem ist bei solchen Kreuzstromwärmetauschern auch das Problem der Verteilung des ersten Fluids im Strömungsraum senkrecht zur Strömungsrichtung bisher nicht zufriedenstellend gelöst.

Neben der mechanischen Stabilität in Längsrichtung können bei dem Wärmetauscher auch Probleme durch akustische Schwingungen entstehen, welche durch stehende Wellen in Ebenen senkrecht zur Zylinderachse aufgebaut werden.

Aufgabe der Erfindung ist es nunmehr, einen Wärmetauscher der eingangs genannten Art dahingehend zu verbessern, daß seine mechanische Stabilität auch für die Anwendung bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten ausreicht.

Insbesondere sollen die Schwierigkeiten aufgrund akustischer Schwingungen überwunden werden. Dabei sollen eine günstige Wärmeübertragungsleistung und eine gute Verteilung des ersten Fluids im Strömungsraum gewährleistet sein.

Diese Aufgabe wird durch mindestens ein Antidröhnblech gelöst, das im wesentlichen parallel zur Zylinderachse und im wesentlichen parallel zur Verbindungslinie des Paares von einander gegenüberliegenden Stützen in dem Strömungsraum angeordnet ist. Im allgemeinen werden zwei parallele Antidröhnbleche beiderseits der Zylinderachse verwendet, die über die volle Länge des Strömungsraumes verlaufen. Unter Umständen kann auch eine ungerade Anzahl und eine unsymmetrische Anordnung von Antidröhnblechen günstig sein. Auf diese Weise sind in jede Querschnittsfläche Hindernisse eingebaut, die einer Bildung von stehenden akustischen Wellen entgegenwirken.

Im Zusammenwirken mit den Stützblechen ergibt sich ein wesentlich stabilerer und starrer mechanischer Aufbau und die Starrheit des zylinderförmigen Mantels um den Strömungsraum wird verstärkt. Der erfindungsgemäße Wärmetauscher kann deshalb Strömungsgeschwindigkeiten bis zu etwa 10% der Schallgeschwindigkeit im Strömungsraum verkräften.

Zur weiteren Erhöhung der Stabilität des Wärmetauschers und zur Erleichterung der Herstellung desselben ist es günstig, wenn Antidröhnbleche und Stützbleche stoffschlüssig miteinander verbunden sind, beispielsweise durch Verschweißen der Berührungsflächen. Dadurch entsteht eine besonders stabile und starre Wabenstruktur innerhalb des Strömungsraumes.

Allerdings ist bei dieser Bauweise ein Queraustausch des Fluides im Strömungsraum zwischen verschiedenen Waben nicht mehr möglich, so daß eine gleichmäßige Fluidverteilung nicht ohne weiteres gewährleistet ist. Insbesondere der Austausch zwischen dem in Waben aufgeteilten Bereich und dem Randbereich des Strömungsraumes wird stark behindert, so daß die Wärmeübertragungsleistung vor allem in diesem Randbereich nicht optimal ist.

Eine Weiterbildung der Erfindung weist ein Prallblech auf, das im wesentlichen senkrecht zur Verbindungslinie zwischen zwei paarweise gegenüberliegenden Stützen und durchgehend über die volle Länge des Strömungsraumes parallel zur Zylinderachse angeordnet ist. Dabei ist es günstig, wenn zwischen den Längsseiten des Prallblechs und dem Mantel ein Zwischenraum liegt.

Gegenüber üblicherweise verwandten Prallblechen, welche lediglich auf einer kleinen Fläche unterhalb des Eintrittsstützens angebracht werden und daher nur eine sehr grobe Maßnahme zur Verteilung des durch

den Eintrittsstutzen strömenden Fluids darstellen, bewirkt das Prallblech gezielt eine bessere Zufuhr von Fluid in die Randbereiche des Strömungsraumes.

Weiterhin ist es günstig, wenn das Prallblech in Richtung der Zylinderachse in Abschnitte unterteilt ist, die unterschiedliche relative Lochquerschnittsflächen aufweisen. Dadurch kann eine gezielte Verteilung des durch den Strömungsraum geführten Fluids auch in Richtung der Zylinderachse erreicht werden.

Dabei ist es vorteilhaft, wenn das Prallblech in Teilstücke unterteilt ist, die jeweils eine ganze Anzahl n von Abschnitten aufweisen und auf jeder Seite entweder durch ein Ende des Strömungsraumes oder durch eine genau zwischen zwei Paaren von Stutzen senkrecht zur Zylinderachse liegenden Ebene begrenzt werden. Die Stutzen sind vorzugsweise so angeordnet, daß die Teilstücke gleich groß sind. Ein Wärmetauscher kann mehrere Teilstücke oder auch nur eines aufweisen. Im letzteren Fall ist nur ein Paar von Stutzen vorhanden.

In günstiger Weiterbildung der Erfindung weist jeweils ein Teilstück des Prallbleches eine gerade Anzahl n von aufeinanderfolgenden Abschnitten P_i , $i = 1, \dots, n$ auf, wobei jeweils die Abschnitte

P_i und P_{n-i+1} , $i = 1, \dots, n/2$

hinsichtlich ihrer Abmessungen a_i , b_i und ihrer relativer Lochquerschnittsfläche L_i identisch aufgebaut sind.

Das oder die Teilstücke sind also hinsichtlich ihrer Aufteilung in Abschnitte symmetrisch zur Verbindungslinie des zugehörigen Paares von Stutzen.

Es erweist sich als günstig, wenn die Anzahl n der Abschnitte P_i innerhalb eines Teilstückes zwischen 2 und 18 beträgt und wenn für die relativen Lochquerschnittsflächen L_i der Abschnitte P_i gilt:

$L_i > L_{i+1}$, $i = 1, \dots, n/2-1$.

Vorzugsweise liegt n zwischen 4 und 8.

In einer günstigen Ausführungsform wird das Verhältnis zwischen größter und kleinster relativer Lochquerschnittsfläche $L_1/L_{n/2}$ in Abhängigkeit von der Verteillänge l_v (= Abstand zwischen Mittelachse des Einfüllstutzens und Begrenzung des entsprechenden Teilstückes) und vom Innenradius r des Einfüllstutzens gewählt, und zwar vorzugsweise gemäß der Beziehung

$L_1 = f \cdot \sqrt{l_v/r} \cdot L_{n/2}$.

Der Faktor f liegt in der Größenordnung von 1, etwa zwischen 0,8 und 1,3. Das Verhältnis l_v/r liegt üblicherweise im Bereich von 3; $L_1/L_{n/2}$ beträgt im allgemeinen etwa 1,5 bis 2,0, vorzugsweise ca. 1,7.

Umfangreiche hydrodynamische Berechnungen haben gezeigt, daß mit Hilfe einer derartigen Gestaltung des Prallbleches eine günstige Verteilung von Gas, welches durch den Strömungsraum geführt wird und damit eine hohe Wärmeübertragungsleistung des Wärmetauschers erzielt werden kann. Als besonders günstig hat sich ein Wertebereich von $L_{n/2}$ zwischen 10 und 30% herausgestellt.

Gemäß einer weiteren Variante des Wärmetauschers sind die durch den Strömungsraum verlaufenden Rohre in mehrere entlang der Verbindungsachse eines Paares von Stutzen aufgereichte Bündel zusammengefaßt, wobei die Rohre so miteinander verbunden sind, daß die Bündel von dem in den Rohren fließenden Fluid nacheinander durchströmt werden. Auf diese Weise kann zusätzlich - je nach Betriebsart - ein Gleich- oder Gegenstromeffekt erzielt werden.

Bis vor etwa 15 Jahren war es üblich, als Spaltgaskühler in Ethylenanlagen Wärmetauscher zu verwenden, die zwar ähnlich wie der erfindungsgemäße Typ einen zylinderförmigen Strömungsraum und parallel zur Zylinderachse liegende Kühlwasserrohre aufweisen, bei dem jedoch das zu kühlende Gas mehrmals über den Querschnitt des Strömungsraumes hin- und hergeführt wird.

Dabei entsteht jedoch ein wesentlich höherer Druckverlust und das Verfahren wird insgesamt energetisch ungünstig.

Als Energie knapp und teuer wurde, sah man sich gezwungen, Direktkontaktkühler zu verwenden und das Spaltgas durch direkten Wärmeaustausch mit Wasser abzukühlen. Solche Anlagen weisen zwar einen niedrigen Druckverlust auf; dieser wird jedoch durch hohen apparativen Aufwand erkauft. Dies ist einerseits darin begründet, daß das Kühlwasser im Kreislauf geführt werden und deshalb in einem gesonderten Wärmetauscher wieder abgekühlt werden muß. Andererseits ist es notwendig, das aus dem Direktkontaktkühler entnommene Wasser und auskondensierte schwere Kohlenwasserstoffe in einem Abscheider zu trennen.

Die Verwendung des erfindungsgemäßen Wärmetauschers als Stufenkühler für Spaltgas in einer Ethylenanlage vereinen nun die Vorteile der beiden bei Ethylenanlagen bekannten Typen von Spaltgasküh-

lern, nämlich einerseits mäßigen apparativen Aufwand und damit relativ geringe Kapitalkosten und andererseits sehr geringen Druckverlust und somit niedrige Betriebskosten. Vorzugsweise wird dabei das Spaltgas als erstes Fluid durch den Strömungsraum geführt.

Die Erfindung wird im folgenden anhand eines in den Zeichnungen schematisch dargestellten Ausführungsbeispiels näher erläutert.

Hierbei zeigen:

Figur 1 einen Längsschnitt in einer vertikalen Ebene,

Figur 2 einen Querschnitt und

Figur 3 einen weiteren Längsschnitt in einer horizontalen Ebene durch einen erfindungsgemäßen Wärmetauscher.

Der Mantel 1 des Wärmetauschers ist im wesentlichen zylindersymmetrisch um die Achse 8 gestaltet. Er umschließt zusammen mit den Trennwänden 3A und 3C den Strömungsraum 2. Dieser wiederum ist durch eine weitere Trennwand 3B in zwei Teilräume unterteilt, zwischen denen kein Gasaustausch möglich ist. Zu dem in Figur 1 links angeordneten Teilraum gehört ein erstes Paar 4 von Stützen, welches aus Eintrittsstützen 4A und Austrittsstützen 4B gebildet wird. Analog sind auf der rechten Seite die Stützen 5A und 5B des Paares 5 zu sehen.

In den Strömungsraum 2 sind Stützbleche 12 eingebaut, deren Anzahl in dem Ausführungsbeispiel insgesamt 10, also 5 pro Teilraum beträgt. Die Stützbleche 12 werden von einem Boden 15 getragen. Des weiteren sind in Figur 2 zwei Antidröhnbleche 11 dargestellt, die über die volle Länge des Strömungsraumes 2 von Trennwand 3A bis Trennwand 3C (siehe Figur 1) verlaufen. Stützbleche 12, Antidröhnbleche 11 und Trennwände 3A, 3B, 3C sind miteinander verschweißt und bilden eine starre, wabenartige Struktur, bei der kein seitlicher Gasaustausch zwischen den Waben und kein Austausch zu dem Volumen zwischen Antidröhnblechen 11 und Mantel 1 möglich ist.

Aus diesem Grund ist ein Prallblech 10 vorgesehen, welches unterhalb der Eintrittsstützen 4A, 5A in einer horizontalen Ebene über die volle Länge des Strömungsraumes 2 angeordnet ist. Die Breite b des in Figur 10 eingezeichneten Prallbleches 10 ist etwa gleich dem inneren Durchmesser $2r$ der Einfüllstutzen 4A, 5A. b kann jedoch auch geringfügig größer oder kleiner als $2r$ sein (siehe Zahlenbeispiel unten). In Querrichtung ist das Prallblech 10 durch die beiden Antidröhnbleche 11 begrenzt und mit diesen stoffschlüssig verbunden.

Durch diese Anordnung bewirkt das gelochte Prallblech 10 einen erschwerten Durchgang des durch die Eintrittsstützen 4A, 5A eingeführten Fluids in den zentralen Teil des Strömungsraumes 2 und damit eine bessere Verteilung durch die Zwischenräume 14 (siehe Figur 2) in Richtung des Randvolumens zwischen Antidröhnblechen 11 und Mantel 1.

Analog zu den Teilräumen des Strömungsraumes 2 ist das Prallblech 10 durch die Trennwand 3B in zwei Teilstücke unterteilt. Jedes der beiden Teilstücke des Prallblechs 10 besteht aus Abschnitten P_1 bis P_6 bzw. P'_1 bis P'_6 , wie es in Figur 3 dargestellt ist. Die Anzahl n der Abschnitte pro Teilstück beträgt im Ausführungsbeispiel 6. Das Prallblech 10 weist in einer speziellen Version drei verschiedene Arten von Lochungen auf, welche sich durch verschiedene relative Lochquerschnittsfläche auszeichnen. Mit relativer Lochquerschnittsflächen ist das Verhältnis zwischen Öffnungsfläche der Löcher und Gesamtfläche des Bleches gemeint. Die verschiedenen Lochungsarten können durch unterschiedliche Dichten und/oder Größen von Löchern realisiert werden.

Vorzugsweise werden bei dem Ausführungsbeispiel drei verschiedene Werte L_1 , L_2 , L_3 von relativen Lochquerschnittsflächen verwendet, und zwar

L_1 für P_1 , P_6 , P'_1 , P'_6 ,
 L_2 für P_2 , P_5 , P'_2 , P'_5 und
 L_3 für P_3 , P_4 , P'_3 , P'_4 .

Die Lochungen werden so gewählt, daß direkt unterhalb der Eintrittsstützen 4A, 5A die relative Lochquerschnittsfläche (L_3) am kleinsten und bei den am weitesten von den Eintrittsstützen 4A, 5A entfernten Abschnitten die relative Lochquerschnittsfläche (L_1) am größten ist, um eine möglichst gleichmäßige Fluidverteilung im Strömungsraum entlang der Zylinderachse zu erreichen.

In einem zu Versuchszwecken gebauten Wärmetauscher wurden die folgenden Zahlenwerte gewählt:

Durchmesser des Strömungsraumes	$d_s = 1676 \text{ mm}$
Radius der Öffnung der Einfüllstutzen	$r = 348 \text{ mm}$
Verteillänge	$l_v = 999 \text{ mm}$
Länge jedes Abschnittes	$a = 333 \text{ mm}$
Breite der Abschnitte	$b = 666 \text{ mm}$
rel. Lochquerschnitte:	$L_1 = 40\%$ $L_2 = 30\%$ $L_3 = 23\%$
Verhältnis max. zu min. rel. Lochquerschn.:	$L_1/L_3 = 1,74$
Lochdurchmesser:	$d_1 = 8 \text{ mm}$ $d_2 = 8 \text{ mm}$ $d_3 = 10 \text{ mm}$
Lochteilung:	$t_1 = 12 \text{ mm}$ $t_2 = 14 \text{ mm}$ $t_3 = 20 \text{ mm}$

Es ist herstellungstechnisch günstig, die Länge a der Abschnitte P_1 bis P_6 bzw. P_1' bis P_6' gleich dem Abstand zwischen zwei Stützblechen 12 zu wählen. Verteilungstechnisch gesehen ist natürlich eine höhere Anzahl von Abschnitten mit verschiedenen relativen Lochquerschnittsflächen günstiger; als praktikabler Kompromiß zwischen Verteilgüte und apparativem Aufwand hat sich bei den hydrodynamischen Rechnungen ein Wertebereich für die Anzahl n von Abschnitten pro Teilstück von 2 bis 18, vorzugsweise 4 bis 8 erwiesen.

Die Rohre, welche den Strömungsraum 2 durchziehen, sind in den Zeichnungen nicht explizit dargestellt. Im Längsschnitt von Figur 1 liegen ihre geraden Teilstücke zwischen Prallblech 10 und Tragblech 15. An den Enden des Wärmetauschers sind die Rohre entweder mit einem der Stutzen 6A, 6B oder untereinander verbunden, wie im folgenden anhand der Figur 2 näher erläutert wird.

In der Querschnittsdarstellung sind 4 Bündel $A_{1,2}$ bis $A_{7,8}$ eingezeichnet, die in jeweils zwei Untergruppen A_1, A_2 bis A_7, A_8 aufgeteilt sind. Die Untergruppen bestehen aus 50 bis 300, vorzugsweise 120 bis 250 Rohren und füllen jeweils ein durch zwei gekreuzte Linien gekennzeichnetes Volumen beiderseits eines Antidröhnbleches 11 aus.

Die Rohre sind so miteinander verbunden, daß ein Fluid, welches über den Stutzen 6A eingespeist wird, zunächst parallel die Rohre der Untergruppe A_1 durchströmt und anschließend nacheinander durch die Rohre der übrigen Untergruppen und Bündel in der Reihenfolge $A_2, A_3, A_4, A_8, A_7, A_8$ und anschließend zum Austrittsstutzen 6B geleitet wird.

Patentansprüche

- Wärmetauscher mit einem im wesentlichen zylinderförmigen Strömungsraum (2), der durch einen Mantel (1) begrenzt ist, mit einer Anzahl von Rohren, die den Strömungsraum (2) in im wesentlichen zur Zylinderachse (8) paralleler Richtung durchziehen, mit mindestens einem Paar (4,5) von Stutzen, die einander gegenüber an der Zylinderfläche des Mantels (1) angeordnet sind und in den Strömungsraum (2) führen, und mit Stützblechen (12), die im wesentlichen senkrecht zur Zylinderachse (8) in den Strömungsraum (2) eingebaut sind, gekennzeichnet durch mindestens ein Antidröhnblech (11), das im wesentlichen parallel zur Zylinderachse (8) und im wesentlichen parallel zur Verbindungslinie des Paares (4,5) von einander gegenüberliegenden Stutzen in dem Strömungsraum (2) angeordnet ist.
- Wärmetauscher nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß Antidröhnblech(e) (11) und Stützblech(e) (12) stoffschlüssig miteinander verbunden sind.
- Wärmetauscher nach einem der Ansprüche 1 oder 2, gekennzeichnet durch ein Prallblech (10), das im wesentlichen senkrecht zur Verbindungslinie zwischen zwei paarweise gegenüberliegenden Stutzen (4A,4B; 5A,5B) und durchgehend über die volle Länge des Strömungsraumes (2) parallel zur Zylinderachse (8) angeordnet ist.

4. Wärmetauscher nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen den Längsseiten (13) des Prallblechs (10) und dem Mantel (1) ein Zwischenraum (14) liegt.

5 5. Wärmetauscher nach einem der Ansprüche 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Prallblech (10) in Richtung der Zylinderachse (8) in Abschnitte (P_1 bis P_6 , P'_1 bis P'_6) unterteilt ist, die Lochungen mit unterschiedlichen relativen Lochquerschnittsflächen L_1 bis L_6 , L'_1 bis L'_6 aufweisen.

10 6. Wärmetauscher nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß das Prallblech (10) in Teilstücke unterteilt ist, die jeweils eine ganze Zahl n von Abschnitten (P_1 bis P_6 ; P'_1 bis P'_6) aufweisen und auf jeder Seite entweder durch ein Ende (3A,3C) des Strömungsraumes (2) oder durch eine genau zwischen zwei Paaren (4,5) von Stützen (4A,4B; 5A,5B) senkrecht zur Zylinderachse (8) liegenden Ebene (3B) begrenzt werden.

15 7. Wärmetauscher nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß jeweils ein Teilstück des Prallbleches (10) eine gerade Anzahl n von aufeinanderfolgenden Abschnitten P_i , $i = 1, \dots, n$ aufweist, wobei jeweils die Abschnitte

$$P_i \text{ und } P_{n-i+1}, i = 1, \dots, n/2$$

20 hinsichtlich ihrer Abmessungen a_i , b_i und ihrer relativen Lochquerschnittsfläche L_i identisch aufgebaut sind.

25 8. Wärmetauscher nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Anzahl n der Abschnitte P_i (P_1 bis P_6 ; P'_1 bis P'_6) innerhalb eines Teilstückes zwischen 2 und 18 beträgt und daß für die relativen Lochquerschnittsflächen L_i der Abschnitte P_i gilt:

$$L_i > L_{i+1}, i = 1, \dots, n/2-1$$

30 9. Wärmetauscher nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß für die maximale relative Lochquerschnittsfläche L_1 gilt:

$$L_1 = f \cdot (l_v/r)^{1/2} \cdot L_{n/2},$$

mit

35 f: Faktor, $0,8 \leq f \leq 1,3$

l_v : Verteillänge (= Abstand zwischen Verbindungsachse eines Paares (4,5) von Stützen und Begrenzung des entsprechenden Teilstückes)

r: Radius der Öffnung des Einfüllstützens (4A,5A)

40 10. Wärmetauscher nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Rohre in mehrere entlang der Verbindungsachse eines Paares (4,5) von Stützen (4A,4B; 5A,5B) aufgereihte Bündel ($A_{1,2}$ bis $A_{7,8}$) zusammengefaßt sind, wobei die Rohre so miteinander verbunden sind, daß die Bündel ($A_{1,2}$ bis $A_{7,8}$) von dem in den Rohren fließenden Fluid nacheinander durchströmt werden.

45 Claims

1. A heat exchanger with a substantially cylindrical flow chamber (2) which is delimited by a casing (1), with a number of tubes which pass through the flow chamber (2) in a direction substantially parallel to the cylinder axis (8), with at least one pair (4, 5) of connection pipes which are arranged opposite one another on the cylindrical surface of the casing (1) and lead into the flow chamber (2) and with support plates (12) which are installed in the flow chamber (2) substantially at right angles to the cylinder axis (8), characterised by at least one anti-noise plate (11) which is disposed in the flow chamber (2) substantially in parallel to the cylinder axis (8) and substantially in parallel to the line connecting the pair (4, 5) of connection pipes disposed opposite one another.

2. A heat exchanger as claimed in Claim 1, characterised in that anti-noise plate(s) (11) and support plate(s) (12) are materially connected to one another.

3. A heat exchanger as claimed in one of Claims 1 or 2, characterised by a baffle plate (10) which is arranged substantially at right angles to the connecting line between two connection pipes (4A, 4B; 5A, 5B) disposed opposite one another in pairs and is arranged continuously along the full length of the flow chamber (2) in parallel to the cylinder axis (8).

4. A heat exchanger as claimed in Claim 3, characterised in that an interspace (14) is provided between the longitudinal sides (13) of the baffle plate (10) and the casing (1).

5. A heat exchanger as claimed in one of Claims 3 or 4, characterised in that in the direction of the cylinder axis (8) the baffle plate (10) is divided into sections (P_1 to P_6 ; P'_1 to P'_6) which comprise holes having different relative hole cross-sectional areas L_1 to L_6 , L'_1 to L'_6 .

6. A heat exchanger as claimed in Claim 5, characterised in that the baffle plate (10) is divided into sub-portions which each comprise a whole number n of sections (P_1 to P_6 ; P'_1 to P'_6) and on each side are delimited either by one end (3A, 3C) of the flow chamber (2) or by a plane (3B) extending precisely between two pairs (4, 5) of connection pipes (4A, 4B; 5A, 5B) at right angles to the cylinder axis (8).

7. A heat exchanger as claimed in Claim 6, characterised in that a respective sub-portion of the baffle plate (10) possesses an even number n of consecutive sections

$$P_i, i = 1, \dots, n,$$

where the respective sections

$$P_i \text{ and } P_{n-i+1}, i = 1, \dots, n/2$$

are constructed to be identical in respect of their dimensions a_i , b_i and their relative hole cross-sectional area L_i .

8. A heat exchanger as claimed in Claim 7, characterised in that the number n of sections P_i (P_1 to P_6 ; P'_1 to P'_6) within a sub-portion amounts to between 2 and 18 and that the relative hole cross-sectional areas L_i of the sections P_i are governed by the equation:

$$L_i > L_{i+1}, i = 1, \dots, n/2-1$$

applies to.

9. A heat exchanger as claimed in Claim 8, characterised in that the maximum relative hole cross-sectional area L_1 is governed by the equation:

$$L_1 = f \cdot (l_v/r)^{1/2} \cdot L_{n/2},$$

wherein

f : factor, $0.8 < f < 1.3$

l_v : distribution length (= distance between connecting axis of a pair (4, 5) of connection pipes and delimitation of the corresponding sub-portion)

r : radius of the opening of the inlet connection pipe (4A, 5A).

10. A heat exchanger as claimed in one of Claims 1 to 9, characterised in that the tubes are combined in a plurality of groups ($A_{1,2}$ to $A_{7,8}$) lined up along the connecting axis of a pair (4, 5) of connection pipes (4A, 4B; 5A, 5B), where the tubes are connected to one another in such manner that the groups ($A_{1,2}$ to $A_{7,8}$) are passed through consecutively by the fluid flowing in the tubes.

Revendications

1. Echangeur de chaleur comprenant une chambre d'écoulement de forme sensiblement cylindrique (2) qui est délimitée par une enveloppe (1) avec une pluralité de tubes qui traversent la chambre d'écoulement (2) suivant une direction sensiblement parallèle à l'axe du cylindre (8), avec au moins

une paire (4, 5) de raccords qui sont disposées à l'opposé l'un de l'autre sur la surface cylindrique de l'enveloppe (1) et aboutissent dans la chambre d'écoulement (2), et avec des tôles de support (12) qui sont montées de façon sensiblement perpendiculaire à l'axe du cylindre (8) dans la chambre d'écoulement (2), caractérisé par au moins une tôle antivibratoire ou antirésonante (11) qui est disposée dans la chambre d'écoulement (2) de façon sensiblement parallèle à l'axe du cylindre (8) et sensiblement parallèle à la ligne de jonction des paires (4, 5) de raccords opposés l'un à l'autre.

2. Echangeur de chaleur selon la revendication 1, caractérisé en ce que la tôle anti-vibratoire et la (ou les) tôle(s) de support (12) sont reliées matériellement l'une à l'autre.

3. Echangeur de chaleur selon l'une des revendications 1 ou 2, caractérisé par une tôle de chicane (10) qui est disposée de façon sensiblement perpendiculaire à la ligne de jonction reliant deux raccords (4A,4B; 5A,5B) opposés l'un à l'autre par paires, et s'étendant sur la totalité de la longueur de la chambre d'écoulement (2), parallèlement à l'axe du cylindre (8).

4. Echangeur de chaleur selon la revendication 3, caractérisé en ce qu'une chambre intermédiaire (14) s'étend entre les faces longitudinales (13) de la tôle de chicane (10) et l'enveloppe (1).

5. Echangeur de chaleur selon l'une des revendications 3 ou 4, caractérisé en ce que la tôle de chicane (10) est divisée selon la direction de l'axe du cylindre (8) en sections (P_1 à P_6 , P'_1 à P'_6), lesquelles comportent des perforations ayant des surfaces de section transversale de perforation relatives différentes L_1 à L_6 , L'_1 à L'_6 .

6. Echangeur de chaleur selon la revendication 5, caractérisé en ce que la tôle de chicane (10) est divisée en éléments partiels qui comportent chacun un nombre total n de sections (P_1 à P_6 ; P'_1 à P'_6), et qui sont limités sur chaque face soit par une extrémité (3A, 3C) de la chambre d'écoulement (2) soit par un plan (3B) disposé exactement entre deux paires (4,5) de raccords (4A,4B; 5A,5B), perpendiculairement à l'axe du cylindre (8).

7. Echangeur de chaleur selon la revendication 6, caractérisé en ce que chaque élément partiel de la tôle de chicane (17) comporte un nombre pair n de sections successives

$$P_i, i = 1 \dots n,$$

où, selon chacune des sections

$$P_i \text{ et } P_{n-i+1}, i = 1, \dots, n/2$$

est réalisée de manière identique en ce qui concerne ses dimensions a_1 à b_1 , et sa surface de section transversale de perforation relative L_i .

8. Echangeur de chaleur selon la revendication 7, caractérisé en ce que le nombre n des sections P_i (P_1 à P_6 ; P'_1 à P'_6) est compris à l'intérieur d'un élément partiel entre 2 et 18, et en ce que pour la surface de section transversale de perforation relative L_i de la section P_i , une équation

$$L_i > L_{i+1}, \text{ pour } i = 1, \dots, n/2-1$$

est vérifiée.

9. Echangeur de chaleur selon la revendication 8, caractérisé en ce que pour la surface de section transversale de perforation relative maximale L_1 , la formule suivante est vérifiée :

$$L_1 = f \cdot (1_v/r)^{1/2} \cdot L_n/2,$$

dans laquelle

- f : est un facteur compris entre 0,8 et 1,3,
- 1_v : est la longueur de distribution (distance entre l'axe de jonction d'une paire (4,5) de raccords et la limite de l'élément partiel correspondant,

- r: est le rayon de l'ouverture du raccord d'entrée (4A,5A)

10. Echangeur de chaleur selon l'une des revendications 1 à 9, caractérisé en ce que les tubes sont rassemblés en disposés par rangées plusieurs faisceaux ($A_{1,2}$ à $A_{7,8}$) alignés le long de l'axe de jonction d'une paire (4,5) de raccords (4A,4B; 5A,5B), ces tubes étant reliés entre eux de telle sorte que les faisceaux ($A_{1,2}$ à $A_{7,8}$) soient successivement parcourus par le fluide s'écoulant dans les tubes.

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

C-D

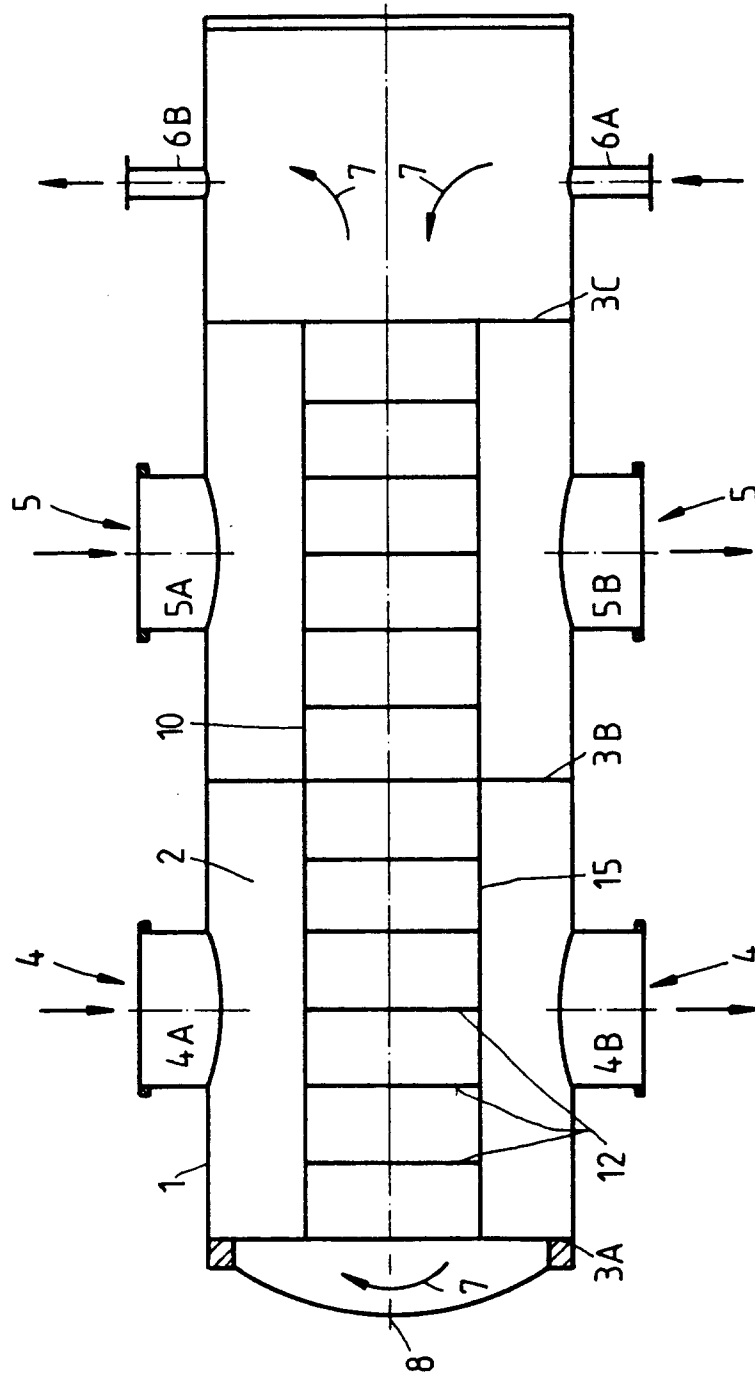


FIG.1

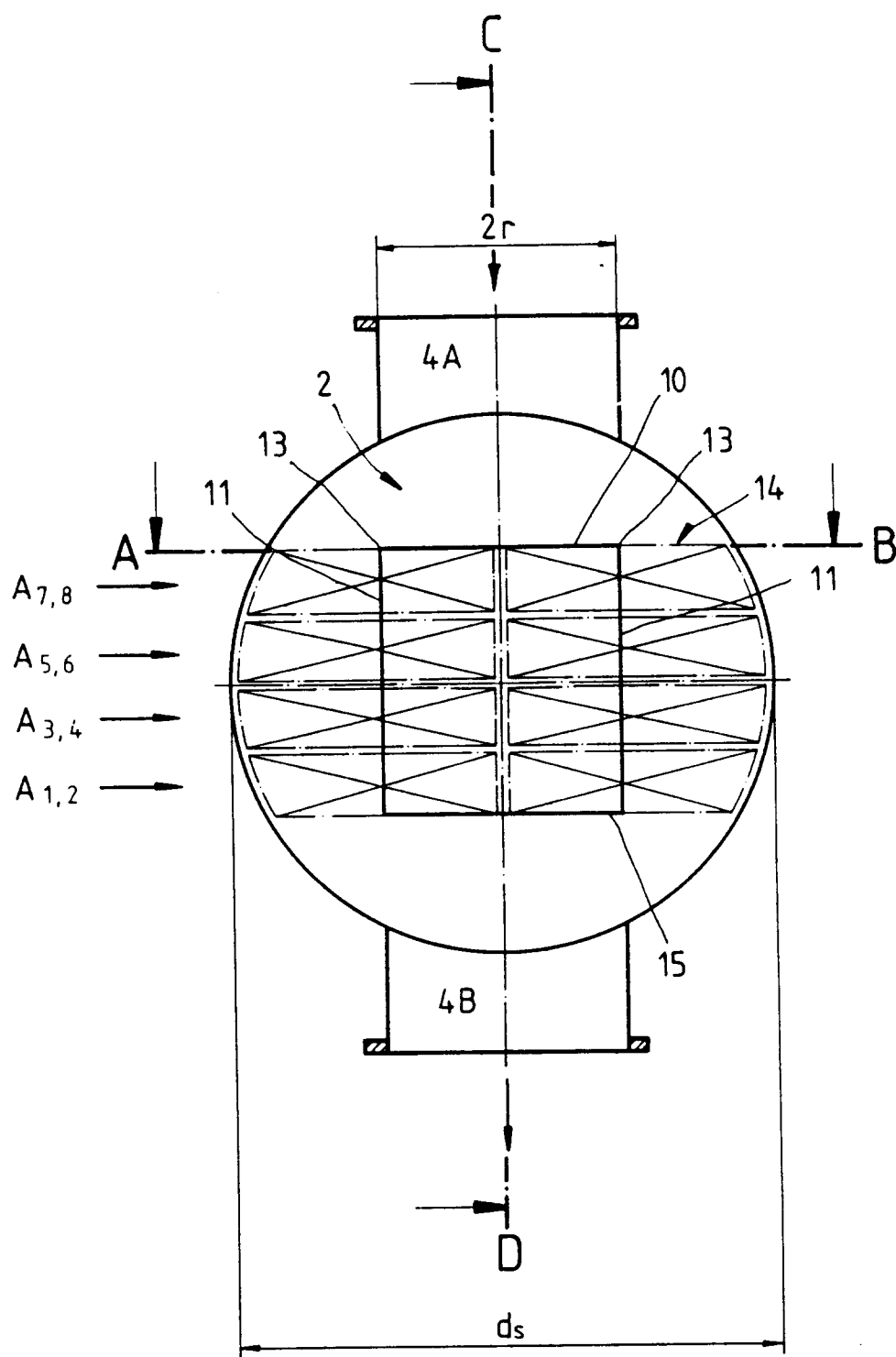


FIG. 2

A-B

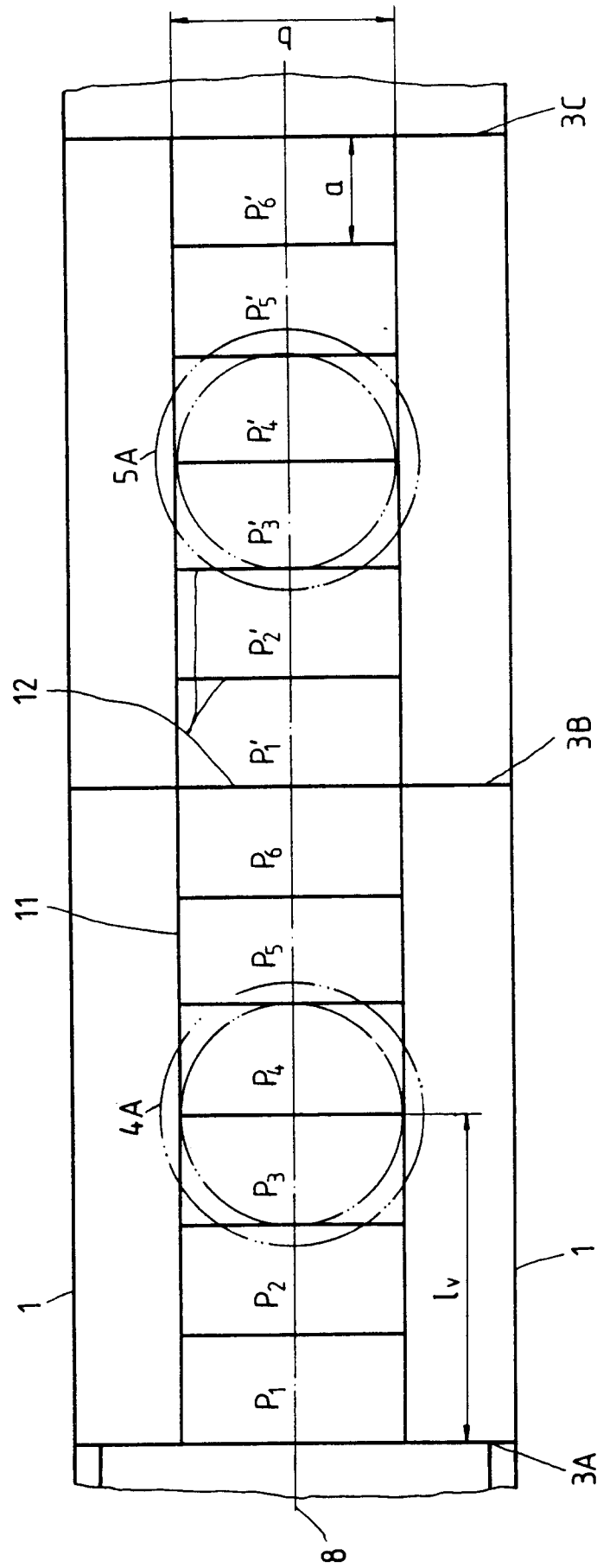


FIG. 3