

19



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

11

Veröffentlichungsnummer: **0 228 581**
B1

12

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

45

Veröffentlichungstag der Patentschrift:
03.05.89

51

Int. Cl.*: **F 28 F 9/26, F 28 D 7/08,**
F 28 F 3/04

21

Anmeldenummer: **86116618.9**

22

Anmeldetag: **29.11.86**

54

Wärmetauscher.

30

Priorität: **12.12.85 DE 3543893**

43

Veröffentlichungstag der Anmeldung:
15.07.87 Patentblatt 87/29

45

Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
03.05.89 Patentblatt 89/18

84

Benannte Vertragsstaaten:
BE CH FR GB IT LI NL SE

56

Entgegenhaltungen:
GB-A- 537 421
GB-A- 2 130 355
US-A- 2 819 883
US-A- 3 112 793

73

Patentinhaber: **MTU MOTOREN- UND TURBINEN-UNION**
MÜNCHEN GMBH, Dachauer
Strasse 665 Postfach 50 06 40, D-8000 München 50 (DE)

72

Erfinder: **Hagemeister, Klaus, Manzostrasse 28B,**
D-8000 München 50 (DE)

EP 0 228 581 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt 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

Bei Wärmetauschern in einer aus der GB-A-2,130,355 bekannten Bauweise sind die dem Wärmetausch dienenden Matrixprofilrohre von einem zentralen Zuführungs- oder Verteilerrohr aus zunächst orthogonal zu letzterem und geradlinig in den dem Wärmeaustausch dienenden, heissgas-beaufschlagten Raum geführt, folgen sodann einer Bogenform, um schliesslich in der Gegenrichtung wiederum orthogonal auf ein zentrales Sammelrohr geführt zu werden. Diese Bauweise hat sich insbesondere bei hohen Betriebstemperaturen bewährt, da sich die einzelnen Rohrbügel bei Erwärmung individuell und weitgehend spannungsfrei dehnen können.

Es sind mit dieser Bauweise allerdings nicht unwesentliche Nachteile verbunden:

— Die Rohrbügel sind unterschiedlich lang und setzen daher dem in ihnen strömenden Medium (Druckluft) unterschiedliche Strömungswiderstände entgegen. Als Folge davon ist die Massenstromverteilung unterschiedlich.

— Im Bogen- oder Umlenkbereich des Rohrbündels der Matrix trifft auch die Aussenströmung (Heissgas) auf ihrem Wege durch das Rohrbündel auf lokal sehr unterschiedliche geometrische Verhältnisse. Die Optimierung der Heissgasdruckströmung ist schwierig und nur mit erheblichem Aufwand zu bewerkstelligen; mit anderen Worten ist der Wärmeaustauschgrad im Bogen- oder Umlenkbereich der Matrix nicht optimal.

— Die Bügel neigen im Bogenbereich zu Schwingungen und können zu deren Vermeidung nur mit komplizierten Mitteln gegeneinander abgestützt werden.

— Im regulären, geradlinigen Teil der Wärmetauschermatrix ist jedes Profilrohr einem bestimmten Ort im Strömungsfeld zugeordnet. Gegen Abweichungen von dieser vorgeschriebenen Stellung ist das System bezüglich seiner aerothermodynamischen Wirksamkeit sehr empfindlich. Thermische Verformungen sowie Knickwirkungen durch Druckspannungen längs der Achse der Profilrohre — z. B. durch Reibungsreaktionskräfte in den Systemen der Abstandshalterung — veranlassen die Profilrohre, im Betrieb des Wärmetauschers von ihrer konstruktiv vorgegebenen geradlinigen Erstreckung abzuweichen.

— Die frei aus den Zentralrohren herausragenden Rohrbügel sind Stossbelastungen frei ausgesetzt ohne Abstützung der Massenkräfte über äussere Glieder.

— Da die Rohrbügel einer Schicht als Folge einer krümmungskonzentrischen Rohrstaffelung unterschiedlich lang sind, ist ihre Auslenkung unter der Wirkung von Stossbelastungen unterschiedlich gross, und zwar sind die äusseren Rohrbügel länger, und damit weicher als die inneren Rohrbügel, die entsprechend steifer sind. Als Folge davon werden bei Einwirkung von Beschleunigungen die äusseren Bügel stärker ausgelenkt, als die inneren. Da die Zuordnung der einzelnen, z. B. lanzettenförmigen Profilrohre im Feld gegenseitig durch Abstandshalter erfolgt, wird die freie Aus-

lenkung der weicheren Rohrbügel durch ihre Abstützung an den Abstandshaltern der steiferen Rohrbügel behindert. Das heisst, dass die steiferen Rohrbügel einen grossen Anteil der Massenkräfte ihrer weicheren Rohrnachbarn mittragen müssen. Insbesondere die innen liegenden, steifen Rohrbügel haben dadurch die Summe der Lasten aus der Behinderung der Auslenkung aller weiter aussen liegenden Rohrbügel zu tragen.

Ein aus der US-A-2,819,883 bekannter Wärmetauscher zeigt, dass es für sich bekannt ist, die Gesamtmatrix in Form eines zwischen zwei Platten eingebetteten, eine Umlenkung eines Fluids gewährende, halbkreisförmigen Rohres ausbilden zu wollen. Vorrangig geht es im bekannten Fall um die Schaffung einer betriebsstabilen Pressschweiss-Verbindung entlang der äusseren Plattenränder.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen Wärmetauscher nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1 anzugeben, der insbesondere im Hinblick auf den normalerweise kritischen Bogen- oder Umlenkbereich der Matrix einen vergleichsweise hohen Wärmeaustauschgrad und dabei zugleich, insbesondere bezüglich zu erwartender Schwingungs- und Stossbelastungen, eine betriebssichere Halterung und Abstützung der Profilrohrenden ermöglicht.

Die gestellte Aufgabe ist mit dem Kennzeichnungsteil des Patentanspruchs 1 erfindungsgemäss gelöst.

Mithin ist es also vorgesehen, den äusseren Umlenkabschnitt der Matrix des Profilrohrwärmetauschers aus zwischen Platten eingebetteten Umlenkammern auszubilden, in denen das aus den orthogonal nach aussen gerichteten Profilrohren einer Rohrschicht oder -reihe austretende Fluid (Druckluft) gesammelt wird und unter Vermischung und Wärmetausch der orthogonal nach innen gerichteten Profilrohrschicht oder -reihe zugeführt wird.

Gegenüber Bekanntem ergeben sich dabei u. a. folgende Vorteile:

1. Die Profilrohre des Wärmetauschers sind nicht nur auf der Seite ihres Ursprungs in einer Sammelleitung oder ihrer Einmündung in die betreffende Sammelleitung, sondern auch im äusseren Bereich ihrer Erstreckung in einem festen strukturellen Verband exakt zueinander positioniert. Die Zuordnung jedes einzelnen Profilrohres an die ihm zugewiesene Stelle im Strömungsfeld kann damit auch bei Einwirkung thermisch verursachter Zwänge und Verformungen exakt beibehalten werden.

2. Ein Kollektiv von schichtweise nebeneinanderliegenden, zwischen Platten eingebetteten Umlenkammern kann in einer angrenzenden Haltevorrichtung abgestützt werden, so dass die Profilrohre bei Einwirkung von Beschleunigungskräften durch Stösse und Erschütterungen weitgehend lastfrei bleiben. Dies insbesondere mit Hilfe einer reaktionsweichen Anpassungsmöglichkeit der Profilrohre an Verschiebungen ihrer Einspannstellen, indem die Profilrohre bzw. Profilrohrreihen mit einem in Richtung ihrer Längsachsen kurven-

förmigen Verlauf zwischen den Sammelleitungen und den betreffenden Platten des Umlenkabschnittes angeordnet sein können.

3. Schwingungen einzelner Profilrohre der Matrix oder auch von Profilrohrguppen, durch die sowohl Störungen in der Funktion des Wärmeaustausches als auch Materialermüdung verursacht werden könnten, können durch eine feste Abstützung der Profilrohre an den Platten und eine Abstützung der letzteren an den umgebenden Strukturen (Heissgasgehäuse) vermieden werden.

4. Die äussere Gehäusewand für das Kollektiv von Platten und Umlenkammern könnte in solch dichtem Abstand ausgeführt werden, dass das die Profilrohre und die Abstandsspalte zwischen den Platten um- bzw. durchströmende Heissgas optimal geführt wird und ein seitlicher Austritt der Heissgasströmung, unter Umgehung des Wärmetauschers, vermieden wird.

5. Indem sich – in weiterer Ausgestaltung der Erfindung – die Rohranzahl einer Profilrohrreihe von derjenigen einer in entgegengesetzter Richtung von Druckluft durchströmten Profilrohrreihe unterscheiden kann, zwecks aerodynamischer Optimierung des Wärmetauschers, lassen sich z. B. unterschiedliche Druckluftdurchströmgeschwindigkeiten in den beiden einander entgegengerichtet durchströmten Profilreihen erzielen.

6. Es sind unterschiedliche Werkstoffe für die beiden einander entgegengerichtet durchströmten Profilreihen einsetzbar. Zur Versteifung und Abstützung gegen die Wirkungen des Innendruckes können gemäss einer weiteren Ausgestaltung der Erfindung an diskreten Stellen zwischen jeweils zwei Platten den Kammerdurchströmquerschnitt definierende, zumindest teilweise als Umlenkhilfen ausgebildete Abstandsstücke angeordnet sein.

Gemäss einer vorteilhaften Weiterbildung der Erfindung können die Abstandsstücke und/oder anderweitige, entlang der inneren Kammerbewandung aufgebrachte Formkörper bzw. Ausprägungen als aerodynamische Schikanen zur Erhöhung des Wärmeaustauschgrades ausgebildet sein.

Die Platten müssen nicht geradwandig glattflächig ausgebildet sein, sondern können z. B. wellenförmig oder reliefartig ausgebildet sein, so dass sie in der Lage sind, auf thermische Verformungen und Verzerrungen weitgehend weich und formstabil zu reagieren. In doppelter Funktion können diese Wellungen und Reliefstrukturen auch zwecks Verbesserung des Wärmeüberganges, und damit zur Erhöhung des Wärmeaustauschgrades ausgebildet sein.

In weiterer Ausgestaltung können die Konturierungen der Platten unter Wahrung der kammerseitigen Wandbeabstandung wie auch der gegenseitigen heissgasseitigen Wandbeabstandung miteinander korrelierend ausgebildet sein.

Nach dem schon erwähnten und erörterten Grundgedanken der Erfindung (Patentanspruch 1) beruhen die zuvor gemachten und auf dem Grundgedanken aufbauenden Erläuterungen auf vorteilhaften Ausgestaltungen der Erfindung im Rahmen der Patentansprüche 2 bis 14.

Anhand der Zeichnungen ist die Erfindung beispielsweise weiter erläutert; es zeigen:

Fig. 1 eine perspektivische und teilweise abgebrochen sowie im wesentlichen schematisch dargestellte Ausführung eines Profilrohr-Platten-Wärmetauschers,

Fig. 2 eine gehäuseseitig teilweise aufgebrochene Stirnansicht eines Abschnittes einer weiteren Wärmetauscherkonfiguration,

Fig. 3 eine perspektivisch dargestellte, aus zwei Platten gebildete, heissgasaussenseitig im wesentlichen glattwandige Umlenkammerkonfiguration mit seitlich darin einmündenden Matrixprofilrohren,

Fig. 4 eine teilweise abgebrochen sowie zur besseren Verdeutlichung einer örtlichen Matrixprofilrohreinmündung und -umschliessung quer aufgeschnittene Umlenkammerkonfiguration,

Fig. 5 die Innenansicht einer kompletten Umlenkammerhälfte, worin als Abstandshalter, Umlenkhilfen bzw. aerodynamische Schikanen ausgebildete Elemente verdeutlicht sind,

Fig. 6 die Innenansicht einer gegenüber Fig. 5 dahingehend abgewandelten Umlenkammerhälfte, dass die Kammer im wesentlichen teilweise exzentrisch gekrümmt bzw. ausgebaucht und in Verbindung mit entsprechender Zuordnung von stiftartigen Distanzelementen eine aerodynamisch optimierte, verlustarme Umlenkung erzielt wird.

Fig. 7 eine perspektivische Darstellung einer gegenüber Fig. 3 und 4 abgewandelten, aus zwei Platten gebildeten Umlenkammerkonfiguration mit in Plattenlängsrichtung verlaufenden Wellstrukturen,

Fig. 8 eine gegenüber Fig. 7 dadurch abgewandelte Platten-Umlenkammerkonfiguration, dass örtliche Wellstrukturen in Plattenquerrichtung aus- bzw. eingeprägt sind,

Fig. 9 eine gegenüber sämtlich vorhergehenden Varianten vorrangig dadurch abgewandelte, ebenfalls perspektivisch dargestellte Platten-Umlenkammerkonfiguration, dass eine entsprechend der Anzahl der einmündenden Matrixrohrenden entsprechende Zahl von Einzelumlenkkanälen im Wege der gegenseitigen Plattenhälften ausgebildet ist,

Fig. 10 einen lanzettenförmigen Matrixprofilquerschnitt, und

Fig. 11 eine gehäuseseitig aufgeschnittene Draufsicht eines Wärmetauscherkonzepts mit periodisch kurvenförmigem Verlauf der Profilrohre.

Fig. 1 veranschaulicht einen Profilrohrwärmetauscher in Kreuz-Gegenstrom-Bauweise; dieser weist zwei parallel nebeneinander angeordnete Sammelleitungen 1, 2 auf. Eine seitlich beiderseits von den Sammelleitungen 1, 2 auskragende Profilrohrmatrix ist mit 3 bezeichnet. Der äussere Umlenkabschnitt 4 ist als ein im Detail später näher erläuterter Plattenwärmetauscher ausgebildet.

Die in Fig. 1 schematisch dargestellte Profilrohrmatrix 3 kragt quer von den beiden Sammelleitungen 1, 2 gegen eine Heissgashauptströmung H aus.

Wie im Detail deutlicher z. B. aus Fig. 1 bis 5 hervorgeht, besteht der äussere Umlenkabschnitt

4 der Matrix 3 aus Druckluftumlenkkammern 5, die zwischen Platten 6, 7 eingeschlossen sind, die Platten 6, 7 sind vorzugsweise entlang deren äusserer Ränder fest und fluiddicht miteinander verbunden. An die Platten 6, 7 sind mit den jeweils betreffenden Druckluftumlenkkammern 5 kommunizierende, einander entgegengerichtet von Druckluft D_1, D_3 durchströmte Profilorhrreihen 8, 9 der Matrix 3 zu- bzw. abfuhrseitig angeschlossen.

Im Betrieb strömt also vorzuwärmende Druckluft D auf einer Seite in die Sammelleitung 1 ein, wird von dort den betreffenden Profilorhrreihen 8 des oberen Matrixblockes zugeführt (D_1), dann über die im äusseren Umlenkabschnitt 4 enthaltenen Druckluftumlenkkammern 5 umgelenkt (D_2), so dass sie in nunmehr entgegengesetzter Strömungsrichtung in den die betreffenden Profilorhrreihen 9 enthaltenden unteren Matrixblock einströmen kann (D_3), aus dem sie dann im aufgeheizten Zustande in die untere Sammelleitung 2 abfliessen kann, um dann schliesslich einen geeigneten Verbraucher, z. B. der Brennkammer eines Gasturbinentriebwerkes, zugeführt zu werden (D_4).

Gemäss Fig. 1 krägt der äussere Umlenkabschnitt 4 gegen eine seitliche, die Führung von Heissgasanteilen H' in letzteren (4) unterstützende Gehäusewand 10 aus. Dabei werden die betreffenden Platten 6, 7 entlang deren Aussenflächen – siehe auch z. B. Fig. 3 und 4 – von den Heissgasanteilen H' umströmt. Als Folge der paket- bzw. schichtartig aufeinander folgenden Plattenausbildung und -anordnung ergeben sich gemäss Fig. 1 lediglich zur Verdeutlichung des Sachverhalts hier verhältnismässig gross dargestellte Abstandsspalte A für die Heissgasdurchflutung H' zwischen den Platten 6, 7.

Demnach ist also auch der gesamte äussere Umlenkabschnitt 4 der Matrix 3 in einen gezielten, homogenen, die erforderlichen Wärmetauschflächen bereitstellenden Wärmetauschprozess miteinbeziehbar. Die Konturen K, K' (Fig. 1) charakterisieren den im Rahmen des Standes der Technik üblichen, U-förmigen Matrixbogenendbereich aus Einzelprofilorhren.

Gemäss Fig. 1 wird davon ausgegangen, dass an die in Fig. 1, rechts, abgebrochen dargestellten Profilorhrmatrixsektionen selbstverständlich eine erfindungsgemässe Matrixumlenksektion als Plattenkonzept nebst relevanter Gehäuseummantelung gemäss Fig. 1, links angeschlossen sein kann.

Der Erfindungsgegenstand ist aber auch dann bereits vorteilhaft praktikabel, wenn nur eine einseitig von den betreffenden Sammelleitungen 1, 2 auskragende Matrixkonfiguration 3, 4 vorgesehen ist.

Ferner wäre es möglich, beim angegebenen Wärmetauscherkonzept beide Sammelleitungen als voneinander getrennte Rohrführungen in ein gemeinsames Sammelrohr zu integrieren, wie an sich bekannt.

Gemäss Fig. 2 weisen die jeweils die Umlenk-kammern 5 einschliessenden Platten, z. B. 6', ma-

trixprofilein- bzw. -austrittsseitig abgeschrägte Endflächen 11, 12 auf. In Entsprechung zur dort aussenflächenseitig gerundeten Kontur des äusseren Umlenkabschnitts 4' ist die angrenzende Gehäusewand 10' ausgewölbt. Zur Abdichtung des Heissgasleckspaltes 13 – zwischen Gehäusewand 10' und äusserem Umlenkabschnitt 4' – sind Bürstendichtungen 14, 15 bewegungskompensatorisch ausgebildet und an der Gehäusewand 10' angeordnet. Die Borsten der Bürstendichtungen 14, 15 schmiegen sich stets abdichtend an betreffende, die Abstandsspalte A für das Heissgas (Fig. 1) nach aussen abdichtende Endflächen bzw. eine mit dem äusseren Umlenkabschnitt 4' bzw. dessen Platten – hier 6', 7' – verbundene Leitwand 16 an. Die einzelnen Platten 6', 7' sind durch eine aus Gliedern 17, 18 bestehende Rahmenkonstruktion entsprechend beabstandet (A) zusammengehalten, die ihrerseits wiederum bewegungskompensatorisch an der Gehäusewand 10' aufgehängt ist, und zwar mittels stirnflächiger Anlenkmittel 19, 20.

Aus Fig. 3 und 4 erkennt man ferner, dass in diesen Fällen z. B. die betreffenden Platten 6, 7 aussen im wesentlichen glattwandig ausgebildet sind. Die aus Fig. 1 entnehmbaren repräsentativen Symbole für die Heissgasströmung H' bzw. die jeweilige Druckluftströmung D_1, D_3 sind in sinngemässer Zuordnung auch auf Fig. 3 und Fig. 4 übertragen worden.

Insbesondere Fig. 4 erläutert im Wege der aufgeschnittenen Platten-Kammer-Sektion die aus den örtlichen Plattenauswölbungen 21, 22 bereitgestellte formschlüssige und fluiddichte Umgreifungsmöglichkeit und – Ausbildung der örtlich in die betreffende Druckluftumlenkkammer 5 einmündenden Profilorhrreihen 8 bzw. 9 der Matrix 3.

Aus Fig. 3 ist ferner zu erkennen, dass die Anzahl der Rohre der einen Profilorhrreihe 8 hier z. B. grösser ist als die Rohranzahl der anderen, in entgegengesetzter Richtung D_3 von Druckluft durchströmten Profilorhre 9.

Unter Verwendung gleicher Bezugszeichen für im wesentlichen unveränderte Grundbauteile verkörpert Fig. 5 eine Umlenkkammerkonfiguration, bei der in erster Linie an diskreten Stellen zwischen jeweils zwei benachbarten Platten 6, 7 (Fig. 1, 3 oder 4) den Kammerdurchströmquerschnitt definierende, als Umlenkhilfen ausgebildete Abstandsstücke, z. B. Zapfen 23 oder Ablenkbleche 24 oder gerade Leitelemente 25, vorgesehen sind. Im Bestreben, eine möglichst geordnete Strömungsumlenkung D_2 zu erzielen, soll es durchaus der Zweck der Anordnung und Ausbildung dieser Zapfen, Bleche und Leitelemente sein, örtliche, an bestimmten Stellen ausgeprägte Wirbel- oder gar Rezirkulationszonen (Pfeile S) zu schaffen, die zur örtlichen Druckluftverweilzeiterhöhung im Interesse eines hohen Wärmeaustauschgrades dienen; bezüglich der Pfeile S handelt es sich dabei also um die zwischen den beiden Profilorhrreihen 8, 9 liegende «kritische» Umlenkzone, in der – ohne derartige oder ähnliche Bleche oder Zapfen – eine verhältnismässig ausgeprägte Ablösungszone zu erwarten wäre.

Gemäss Fig. 6 wird eine möglichst insgesamt homogene Strömungsumlenkung unter vorrangiger Vermeidung einer ausgeprägten Ablösungszone im zuvor in Fig. 5 schon erwähnten kritischen inneren Umlenkbereich – zwischen beiden Profilorhrreihen 8, 9 in der Druckluftumlenkkammer – angestrebt; im Wege entsprechender Plattenkonturierung, z. B. 7'', bzw. Umlenkkammerkonturierung sowie im Benehmen mit entstprechend örtlich verteilter Anordnung der hier stiftartigen Abstandsmittel 23 im dargestellten Bild aus Strom- und Potentiallinien soll hierzu die Druckluftumlenkkammer – von links nach rechts gesehen – von der Eintritts- nach der Austrittsseite bogenförmig derart gekrümmt sein, dass sie von einem zunächst im wesentlichen kontinuierlich einwärts gekrümmten Kammerteil T_1 aus, stromab eines inneren Umlenkbogenendes U, sich auf einen einseitig ausgebauchten Kammerteil T_2 grösseren Querschnitts erweitert; vom ausgebauchten Kammerteil T_2 aus soll dann die Druckluftumlenkkammer auf einen nach innen eingezogenen Kammerteil T_3 auslaufen, dessen austrittsseitiger Querschnitt im wesentlichen mit dem zuströmseitigen Querschnitt an der Profilorhrreihe 8 in T_1 identisch ist.

Der Erfindungsgegenstand ist nicht darauf beschränkt, sämtliche Umlenkhilfen oder Leitbleche bzw. aerodynamische Schikanen zugleich als Abstandshalter ausbilden zu sollen; es können also lediglich teilweise radial in die Druckluftumlenkkammer vorstehende, an einer oder beiden Platten 6, 7 aufgebrachte Formkörper oder Blechsprägungen als aerodynamische Schikanen zur Erhöhung des Wärmeaustauschgrades sowie als Umlenkhilfen vorgesehen sein.

Ferner können die die Umlenkkammern 5 bildenden Platten 6, 7 heissgas- und/oder druckluftseitig mittels thermische Verformungen kompensierender und/oder den Wärmeaustauschgrad erhöhender Konturierungen ausgestattet sein.

Derartige, z. B. auf den betreffenden Heissgas- und Druckluftseiten befindliche wellen- oder reliefartige Konturierungen ergeben sich aus den Fig. 7 und 8, wobei in Fig. 7 die wellenförmigen Konturierungen 26 in Richtung der Heissgasströmung H, H' verlaufend ausgebildet sind; in Fig. 8 sind die betreffenden wellenförmigen Konturierungen 27 quer gegen die Heissgasströmungsrichtung H, H' verlaufend ausgebildet.

In zweckmässiger Ausbildung sollen die betreffenden Konturierungen unter Wahrung der kammerseitigen Wandbeabstandung (z. B. Kammer 5, Fig. 4) wie auch der heissgasdurchströmseitigen Wand- bzw. Plattenabstandsspalte A (Fig. 1) miteinander korrelierend ausgebildet sein.

Eine weitere Ausbildung des Wärmetauschers schliesst die Möglichkeit mit ein, Wellkonfigurationen nach Fig. 7 oder 8 mit der Umlenkkammerkonzeption nach Fig. 5 zu kombinieren oder z. B. Wellkonzepte nach Fig. 7 und 8 jeweils in wechselnder Folge bei einem Umlenkabschnitt 4 der Matrix 3 vorzusehen. Fig. 9 verkörpert ein Konzept, bei dem mehrere fluidisch voneinander getrennte kanalförmige Umlenkkammern zwischen je zwei Platten 6, 7 des Matrixumlenkabschnitts 4 ange-

ordnet sind; dabei ist die Anzahl der kanalförmigen Umlenkkammern auf die Anzahl der darin einmündenden Rohre einer Matrixprofilreihe 8 bzw. 9 abgestimmt; ferner werden in Fig. 9 die kanalförmigen Umlenkkammern zwischen gegenseitigen Halbprofilausformungen 28, 29 der jeweils beiden benachbarten Platten 6, 7 ausgebildet.

Nicht weiter dargestellt, besteht ferner die Möglichkeit, z. B. zwei fluidisch voneinander getrennte kanalförmige Umlenkkammern vorzusehen und z. B. in jede Umlenkkammer zwei Rohre einer Matrixprofilrohrreihe einmünden zu lassen.

Je nach Bedarf können aber auch teilweise fluidisch miteinander kommunizierende kanalförmige Umlenkkammern vorgesehen sein.

Fig. 10 veranschaulicht ein in weiterer Ausgestaltung vorteilhaft einsetzbares, im Querschnitt linsen- oder lanzettenförmiges Hohprofil, also ein aerodynamisch optimiertes, in Richtung der Heissgasströmung H an- und abströmseitig strömungsgünstig zugespitzt auslaufendes Profil für die jeweiligen Profilorhrreihen 8 bzw. 9 der Matrix 3 (Fig. 1).

Fig. 11 verkörpert eine weitere Ausbildung, wonach die Profilorhre bzw. Profilorhrreihen, hier also im Wege der oberen Profilorhrreihen 8 veranschaulicht, mit einem in Richtung ihrer Längsachsen periodisch kurvenförmigen Verlauf zwischen den Sammelleitungen, hier also der oberen Sammelleitung 1 und den betreffenden Platten 6, 7 des Umlenkabschnitts 4 angeordnet sind. Darin sind Abstandshalter zwischen den Profilorhren mit 30 bezeichnet. Im einzelnen hierzu folgendes: Durch den nach beiden Seiten periodisch ausladenden Kurvenverlauf der Längsachse erhält das Lanzettenrohr mehr Freiheitsgrade, um gegenüber Verschiebungen weich, d. h. mit nur geringen Gegenkräften, zu reagieren:

- Störungen im Längsabstand der Rohrenden (z. B. durch Wärmedehnungen des Rohres relativ zur Haltebasis, durch Verschiebungen der Haltebasen gegeneinander in Richtung der Rohrachse) werden durch Biegung des Profilorhres aufgenommen und ausgeglichen, sowie von den Formverhältnissen der Kurve vorgegeben. Abhängig von Mass der seitlichen Ausladung des Kurvenverlaufes sind die Querverschiebungen des Profilorhres unter der Wirkung von Längenänderungen (z. B. als Folge von Wärmedehnungen) dabei um Grössenordnungen kleiner als der entsprechende Querausschlag eines seitlich ausknickenden zunächst geradachsigen Rohres.

- Querverschiebungen der Rohrenden in der Ebene der Kurve werden durch Biegung ausgeglichen.

- Bei Verschiebungen senkrecht dazu würde das geradlinige Lanzettenrohr um seine Querachse mit dem grössten Widerstandsmoment gebogen und entsprechend grosse Reaktionskräfte entwickeln. Im Unterschied dazu reagiert das mit dem periodischen Kurvenverlauf seiner Längsachse ausgestattete Profilorhr in einem solchen Falle mit weichen Torsionsverformungen.

- Durch die örtlich unterschiedlichen Verhältnisse des Wärmeübergangs in Richtung der Aus-

senströmung längs des Lanzettenrohrquerschnitts treten auf der Anströmseite (leading edge) höhere Materialtemperaturen als auf der Abströmseite auf. Die dadurch verursachte unterschiedliche thermische Längsdehnung des Lanzettenrohres würde beim geradlinigen Verlauf seiner Längsachse das Profilrohr zu einer Verbiegung in Richtung auf die heissere Seite veranlassen. Diese Verbiegung kann beträchtliche Werte annehmen und das Lanzettenrohr aus der ihm konstruktiv vorgegebenen Stellung im Strömungsfeld verlagern, so dass Einbussen in der Effektivität des Wärmetauschers und eventuell auch erhöhte Druckverluste in Kauf genommen werden müssten.

In einem solchen Falle wird das Lanzettenrohr mit periodisch wechselndem Kurvenverlauf wesentlich weniger aus seiner Position gedrängt. Zwar erfahren Vorder- und Hinterkante ebenfalls unterschiedliche thermische Längsdehnungen, dem Gesetz der Kurvenform folgend, verlaufen sie aber homolog zueinander in einem Verzerrungszustand, der die lanzettenförmigen Rohrquerschnitte tordiert. Dabei werden nur geringe thermische Spannungen aufgebaut, so dass das Profilrohr im wesentlichen in der Ebene seines Kurvenverlaufes verbleibt und sich kaum in Richtung auf die höhere Temperatur verbiegt.

Patentansprüche

1. Wärmetauscher mit einer quer in eine Heissgashauptströmung (H) hineinragenden Kreuz-Gegenstrom-Profilrohr-Matrix (3), bei der die einen Enden mit Abstand im wesentlichen parallel zueinander verlaufender, einander entgegengerichtet durchströmter Profilrohrreihen (8 bzw. 9) über einen äusseren Umlenkabschnitt (4) und die anderen Enden jeweils zu- bzw. abfuhrseitig mit im wesentlichen parallel nebeneinander angeordneten Sammelleitungen (1 bzw. 2) für Druckluft in Verbindung stehen, dadurch gekennzeichnet, dass

- der Umlenkabschnitt (4) aus zwischen Platten (6, 7) eingeschlossenen Druckluftumlenkkammern (5) besteht, die mit den einen Enden der Profilrohrreihen (8 bzw. 9) in Verbindung stehen,
- die Platten (6, 7) unter Belassung von Abstandsspalten (A) entlang der Aussenflächen von Anteilen (H') aus der Heissgashauptströmung (H) umströmt sind
- der Umlenkabschnitt (4) gegen eine die Führung der Heissgasanteile (H') in letzteren unterstützende Gehäusewand (10) auskragt.

2. Wärmetauscher nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass an diskreten Stellen zwischen jeweils zwei Platten (6, 7) den Kammerdurchströmquerschnitt definierende, zumindest teilweise als Umlenkhilfen ausgebildete Abstandsstücke (23, 24) angeordnet sind.

3. Wärmetauscher nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Abstandsstücke und/oder anderweitige, entlang der inneren Kammerbewandung aufgebraachte Formkörper bzw. Ausprägungen als aerodynamische Schikanen

zur Erhöhung des Wärmeaustauschgrades ausgebildet sind.

4. Wärmetauscher nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass die die Umlenkkammern (5) bildenden Platten (6, 7) heissgas- und/oder druckluftseitig mittels thermische Verformungen kompensierender und/oder den Wärmetauschgrad erhöhender Konturierungen (26, 27) ausgestattet sind.

5. Wärmetauscher nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Konturierungen wellenförmig oder reliefartig ausgebildet sind.

6. Wärmetauscher nach Anspruch 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Konturierungen der Platten (6, 7) unter Wahrung der kammerseitigen Wandbeabstandung wie auch der gegenseitigen heissgasdurchströmseitigen Wandbeabstandung miteinander korrelierend ausgebildet sind.

7. Wärmetauscher nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass die Profilrohre bzw. Profilrohrreihen (8, 9) der Matrix (3) mit einem in Richtung ihrer Längsachsen kurvenförmigen Verlauf zwischen den betreffenden Sammelleitungen (1, 2) und den betreffenden Platten (6, 7) des Umlenkabschnittes (4) angeordnet sind.

8. Wärmetauscher nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass die druckluftein- bzw. austrittsseitigen Enden betreffender Matrixprofilrohrreihen (8, 9) zwischen gegenseitig korrespondierend vorgeformten Endsektionen der jeweils beiden Platten (6, 7) einer Umlenkkammer (5) formschlüssig und fluiddicht befestigt sind.

9. Wärmetauscher nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen zwei Platten (6, 7) des Umlenkabschnittes (4) mehrere zumindest teilweise fluidisch voneinander getrennte kanalförmige Umlenkkammern eingeschlossen sind.

10. Wärmetauscher nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass die Anzahl der kanalförmigen Umlenkkammern auf die Anzahl der darin einmündenden Matrixprofilrohre bzw. die Anzahl der Rohre einer Profilrohrreihe (8, 9) abgestimmt ist.

11. Wärmetauscher nach Anspruch 9 oder 10, dadurch gekennzeichnet, dass die kanalförmigen Umlenkkammern aus gegenseitigen Halbprofilausformungen (28, 29) zweier benachbarter Platten (6, 7) ausgebildet sind.

12. Wärmetauscher nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass die Hohlprofilkörper ein kreisförmiges oder lanzetten- bzw. linsenförmiges, aerodynamisch optimiertes, in Richtung der Heissgasströmung an- und abströmseitig zugespitzt auslaufendes Profil aufweisen (Fig. 10).

13. Wärmetauscher nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Rohranzahl der einen Profilreihe (8) von derjenigen der in entgegengesetzter Richtung von Druckluft durchströmten Profilreihe (9) abweicht (Fig. 3, 7 und 8).

14. Wärmetauscher nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, dass unter entsprechender Zuordnung die Umlen-

kung und den Wärmetauschprozess fördernder Abstandselemente, z. B. Stifte (23), die Umlenkammer von der Eintritts- nach der Austrittsseite bogenförmig derart gekrümmt ist, dass sie von einem zunächst im wesentlichen kontinuierlich gekrümmten Kammerteil (T_1) aus stromab eines inneren Umlenkbogenendes (U), sich auf einen einseitig ausgebauchten Kammerteil (T_2) grösseren Querschnitts erweitert und von dort auf einen nach innen eingezogenen Kammerteil (T_3) ausläuft, dessen austrittsseitiger Querschnitt im wesentlichen mit dem zuströmseitigen Querschnitt der Umlenkammer identisch ist (Fig. 6).

Revendications

1. Echangeur de chaleur avec une matrice de tubes profilés (3) croisée et à contre-courant émergeant transversalement dans un écoulement principal de gaz chauds (H), pour lequel les premières extrémités de rangées de tubes profilés (8, respectivement 9) se développant avec un écartement réciproque et principalement parallèlement, traversés les uns les autres par un écoulement en sens opposé, est reliée par une section de déflexion extérieure (4) et les deuxièmes extrémités sont chaque fois reliées, côté arrivée et côté départ, à des conduites collectrices (1, respectivement 2) pour l'air comprimé, disposées principalement parallèlement entre elles, caractérisé en ce que:

— La section de déflexion (4) se compose de chambres de déflexion d'air comprimé (5) incluses entre des plaques (6, 7), reliées aux premières extrémités des rangées de tubes profilés (8, respectivement 9).

— Les plaques (6, 7) étant balayées extérieurement, en laissant subsister des interstices d'écartement (A) le long des surfaces extérieures, par des parties (H') de l'écoulement principal de gaz chaud (H).

— La section de déflexion (4) émergeant face à une paroi de carter (10) assistant le guidage de la partie de gaz chaud (H') dans ce dernier.

2. Echangeur de chaleur selon la revendication 1, caractérisé en ce que des pièces d'écartement (23, 24) définissant la section d'écoulement traversant la chambre, réalisées au moins partiellement sous forme d'auxiliaires à la déflexion, sont disposées en des endroits discrets, chaque fois entre deux plaques (6, 7).

3. Echangeur de chaleur selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que les pièces d'espacement et/ou autres corps de forme, ou empreintes, montés le long de la paroi intérieure de chambre, peuvent être réalisées sous forme de chicanes aérodynamiques pour augmenter le degré d'échange thermique.

4. Echangeur de chaleur selon une ou plusieurs des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que les plaques (6, 7) formant les chambres de déflexion (5) sont munies côté gaz chauds et/ou côté air comprimé de contours (26, 27) compensant les déformations thermiques et/ou augmentant le degré d'échange de chaleur.

5. Echangeur de chaleur selon la revendication 4, caractérisé en ce que les contours sont réalisés en forme d'ondes ou avec des reliefs.

6. Echangeur de chaleur selon la revendication 4 ou 5, caractérisé en ce que les contours de plaques (6, 7) peuvent être réalisés avec une corrélation réciproque, en conservant l'écartement de paroi côté chambre, ainsi que l'écartement de paroi opposé côté gaz chauds.

7. Echangeur de chaleur selon une ou plusieurs des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que les tubes profilés, respectivement les rangées de tubes profilés (8, 9) de la matrice (3) sont disposés avec un développement de forme incurvée en direction de leur axe longitudinal, entre les conduites collectrices (1, 2) concernées et les plaques (6, 7) concernées de la section de déflexion (4).

8. Echangeur de chaleur selon une ou plusieurs des revendications 1 à 7, caractérisé en ce que les extrémités côtés entrée et sortie d'air comprimé des rangées de tubes profilés concernées (8, 9) sont fixées avec complémentarité de forme et étanchéité au fluide entre les sections d'extrémité opposée préformées de manière correspondante des deux plaques (6, 7) d'une chambre de déflexion (5).

9. Echangeur de chaleur selon une ou plusieurs des revendications 1 à 8, caractérisé en ce que plusieurs chambres de déflexion en forme de canal, à écoulement au moins partiellement séparé les unes des autres, sont incluses entre deux plaques (6, 7) de la section de déflexion (4).

10. Echangeur de chaleur selon la revendication 9, caractérisé en ce que le nombre des chambres de déflexion en forme de canal est déterminé en fonction du nombre des tubes profilés de matrice s'y embouchant, respectivement du nombre des tubes d'une rangée de tubes profilés (8, 9).

11. Echangeur de chaleur selon la revendication 9 ou 10, caractérisé en ce que les chambres de déflexion en forme de canal sont réalisées à partir de formes en demi-profilé (28, 29) opposées de deux plaques voisines (6, 7).

12. Echangeur de chaleur selon une ou plusieurs des revendications 1 à 11, caractérisé en ce que les corps profilés creux présentent un profil de forme circulaire, en lancette ou en lentille, optimisé aérodynamiquement, se développant en pointe en direction amont et aval de l'écoulement des gaz chauds (figure 10).

13. Echangeur de chaleur selon la revendication 1, caractérisé en ce que le nombre de tubes d'une rangée profilée (8) diffère de celui de la rangée profilée (9) parcourue en direction opposée par l'air comprimé (figures 3, 7 et 8).

14. Echangeur de chaleur selon une ou plusieurs des revendications 1 à 13, caractérisé en ce qu'avec une affectation correspondante des éléments d'écartement nécessités par la déflexion et le processus d'échange de chaleur, par exemple des tiges (23), la chambre de déflexion, côtés entrée et sortie, est courbée en forme de coude, de façon qu'elle parte en allant d'abord dans une partie de chambre (T_1) principalement courbée de manière continue, qu'elle continue en aval d'une

extrémité de coude de déflexion intérieur (U), qu'elle s'étende sur une partie de chambre (T_2) ventrue sur un côté et de plus grande section et de là qu'elle se développe en une partie de chambre (T_3) rentrée vers l'intérieur, dont la section côté sortie est principalement identique à la section côté arrivée de la chambre de déflexion (figure 6).

Claims

1. Heat exchanger having a cross counter-flow profiled tube matrix (3) projecting transversely into a hot gas main flow (H), in which matrix one set of ends of rows of profiled tubes (8 or 9) extending substantially parallel to each other, spaced apart, and with the flow in opposite directions to each other, is connected by means of an outer deflection portion (4), and the other set of ends on the supply and discharge side respectively are connected with collecting lines (1 or 2) for pressure air, arranged substantially in parallel next to each other, characterised in that

— the deflection portion (4) comprises pressure air deflection chambers (5) enclosed between plates (6, 7), these chambers being connected with the one set of ends of the rows of profiled tubes (8 or 9),

— the plates (6, 7), by virtue of spacing gaps (A), are swept along the outer surfaces of portions (H') by the hot gas main flow (H),

— the deflection portion (4) extends outwardly against a housing wall (10) maintaining the guidance of the hot gas portions (H') in the latter.

2. Heat exchanger according to claim 1, characterised in that at distinct points between two respective plates (6, 7) spacers (23, 24) are arranged which define the chamber throughflow cross section and are formed at least partially as deflection aids.

3. Heat exchanger according to claim 1 or 2, characterised in that the spacers and/or other shaped bodies or pressings provided along the inner chamber wall are formed as aerodynamic chicanes to increase the degree of heat exchange.

4. Heat exchanger according to one or more than one of claims 1 to 3, characterised in that the plates (6, 7) forming the deflection chambers (5) are equipped on the hot gas- and/or pressure air-side with contourings (26, 27) compensating heat deformations and/or increasing the degree of heat exchange.

5. Heat exchanger according to claim 4, characterised in that the contourings are wavy or embossed.

6. Heat exchanger according to claim 4 or 5, characterised in that the contourings of the plates (6, 7) are constructed to correlate with each other whilst retaining the chamber-side wall spacing and also the opposite hot gas throughflow-side wall spacing.

7. Heat exchanger according to one or more than one of claims 1 to 6, characterised in that the profiled tubes or rows of profiled tubes (8, 9) of the matrix (3) are arranged with a curved path in the direction of their longitudinal axes between the relevant collecting lines (1, 2) and the relevant plates (6, 7) of the deflection portion (4).

8. Heat exchanger according to one or more than one of claims 1 to 7, characterised in that the pressure air inlet- or outlet-side ends of relevant rows of matrix profiled tubes (8, 9) are secured in form-fitting and fluid-tight manner between end sections of the respective two plates (6, 7) of a deflection chamber (5) which are mutually correspondingly preformed.

9. Heat exchanger according to one or more than one of claims 1 to 8, characterised in that several duct-like deflection chambers, fluidically at least partially separated from each other, are enclosed between two plates (6, 7) of the deflection portion (4).

10. Heat exchanger according to claim 9, characterised in that the number of duct-like deflection chambers is determined by the number of matrix profiled tubes opening into them or the number of tubes in a row of profiled tubes (8, 9).

11. Heat exchanger according to claim 9 or 10, characterised in that the duct-like deflection chambers are formed from mutual semi-profiled deformations (28, 29) of two adjacent plates (6, 7).

12. Heat exchanger according to one or more than one of claims 1 to 11, characterised in that the hollow profiled bodies have a profile which is circular or lancet-shaped or lens-shaped, aerodynamically optimised, and tapered on the up- and downstream side in the direction of the hot gas flow (Fig. 10).

13. Heat exchanger according to claim 1, characterised in that the number of tubes of one profiled row (8) is different from that of the profiled row (9) through which pressure air flows in the opposite direction (Fig. 3, 7 and 8).

14. Heat exchanger according to one or more than one of claims 1 to 13, characterised in that with appropriate assignment of the spacer elements, e. g. pins (23), providing the deflection and the heat exchange process, the deflection chamber is curved in an arc from the inlet side to the outlet side so that from a chamber portion (T_1) which is first of all substantially continuously curved, on the downstream side of an inner deflection arc end (U), it widens out to a chamber portion (T_2) of larger cross section bulging out on one side, and from there extends to a chamber portion (T_3) reduced on the inside, the outlet side-cross section of which is substantially identical to the flow-in side cross section of the deflection chamber (Fig. 6).

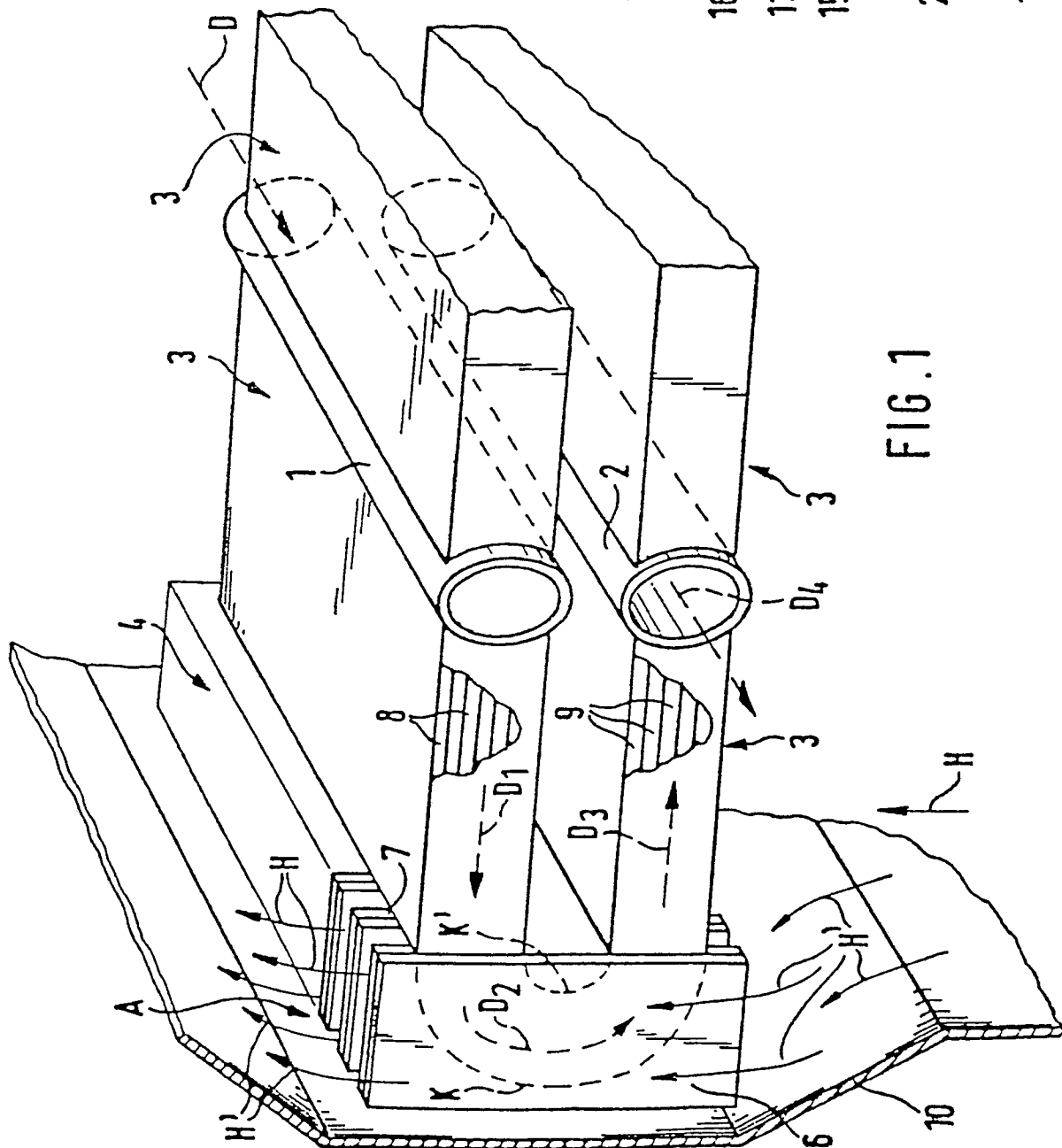


FIG. 2

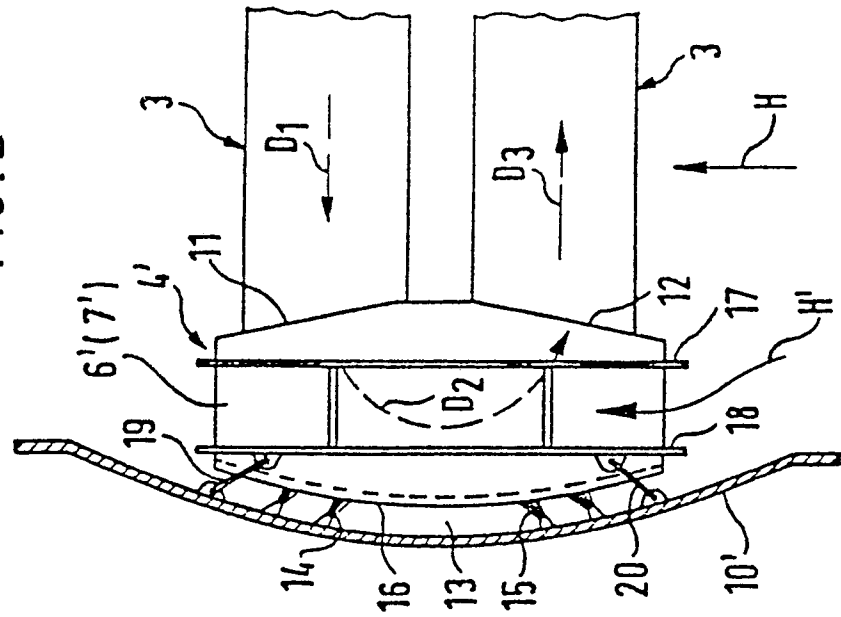


FIG. 3

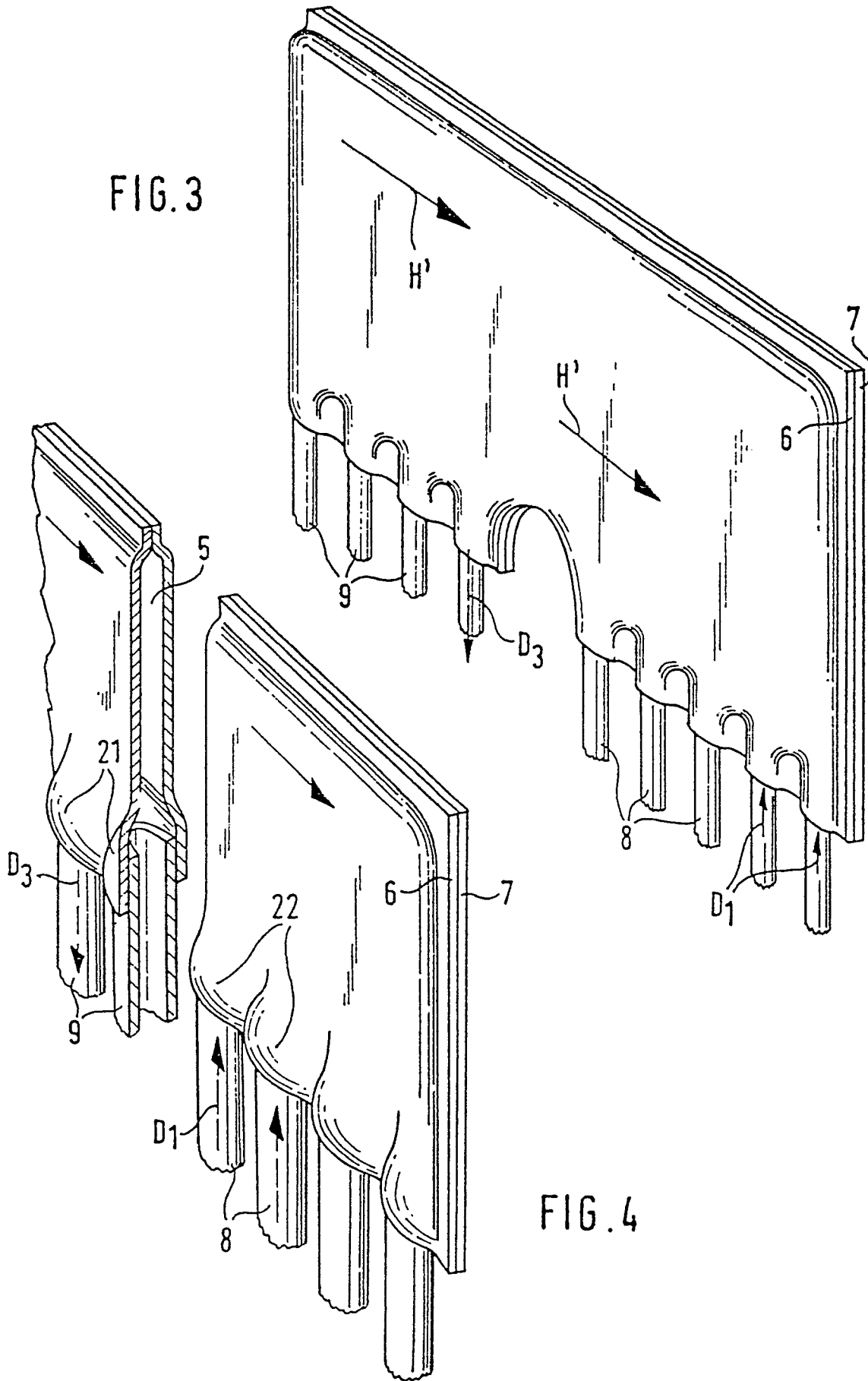


FIG. 4

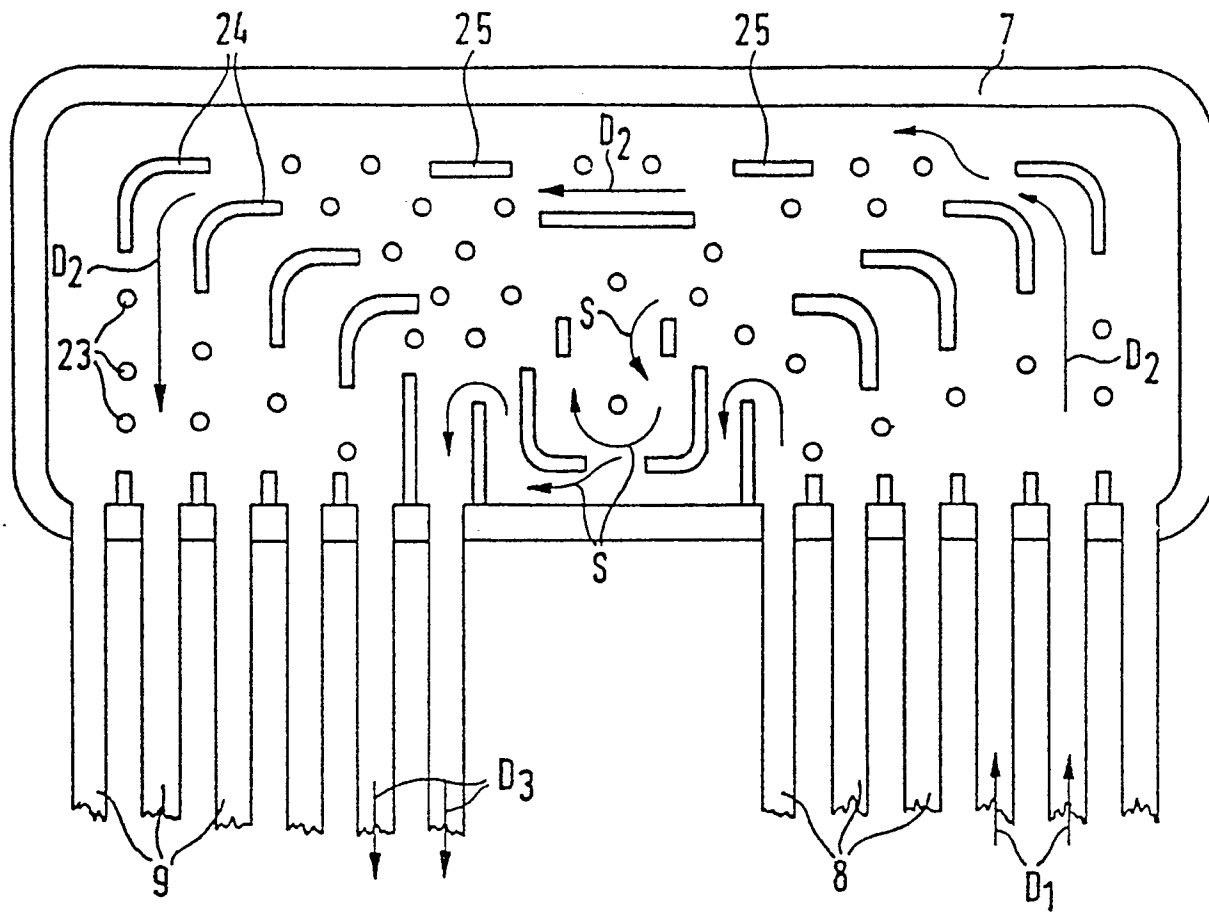


FIG. 5

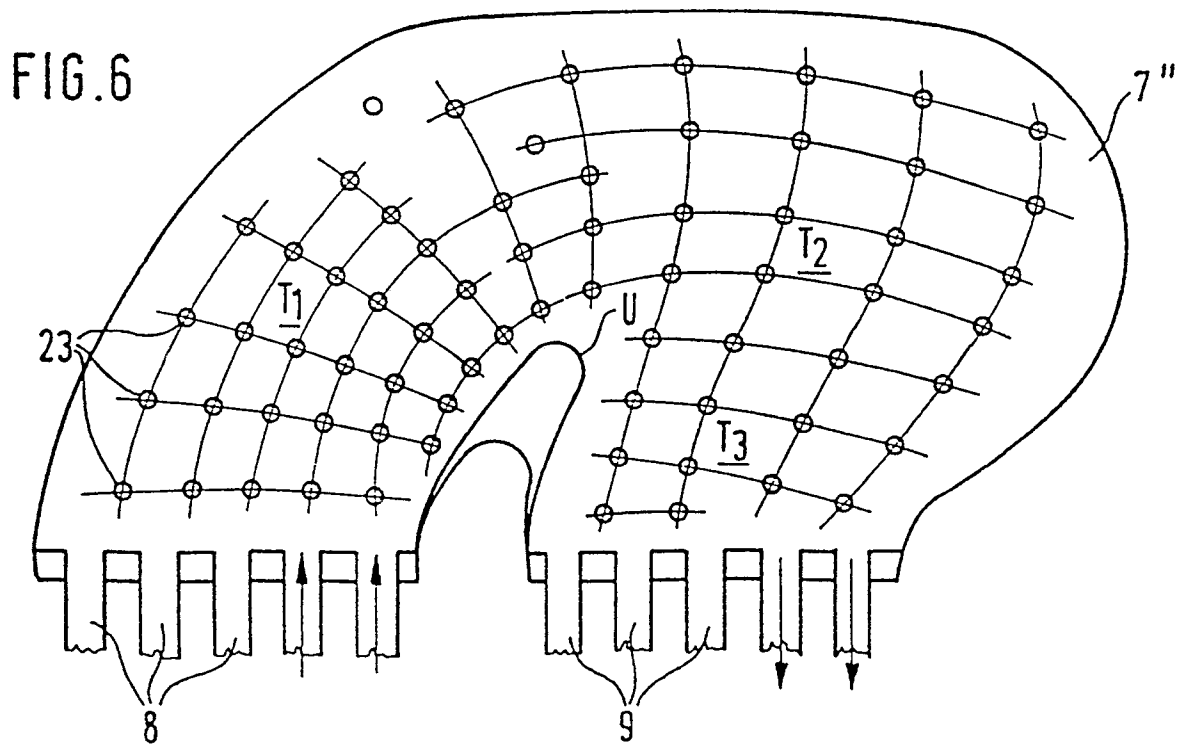


FIG. 6

FIG.7

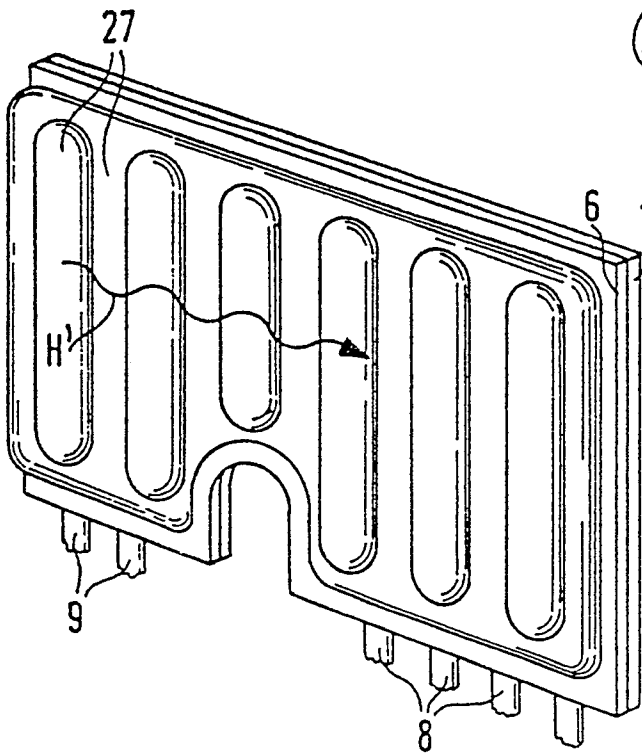
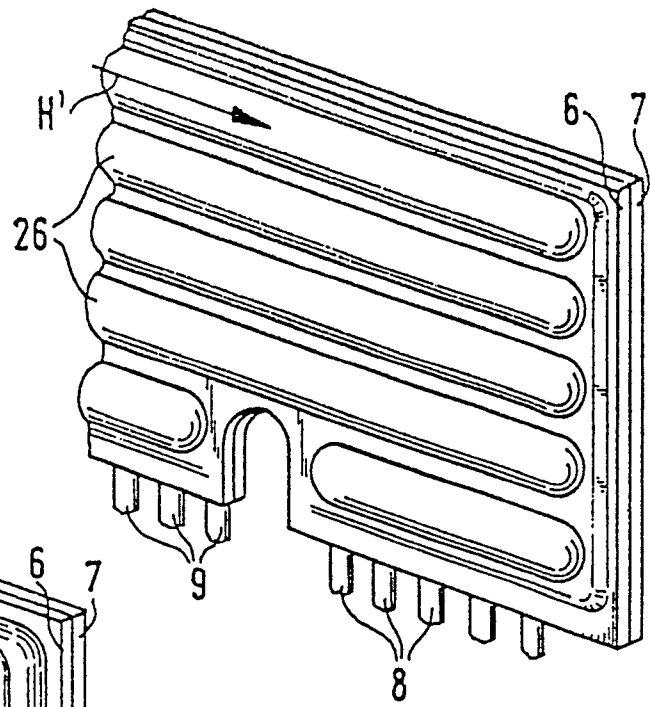


FIG.8

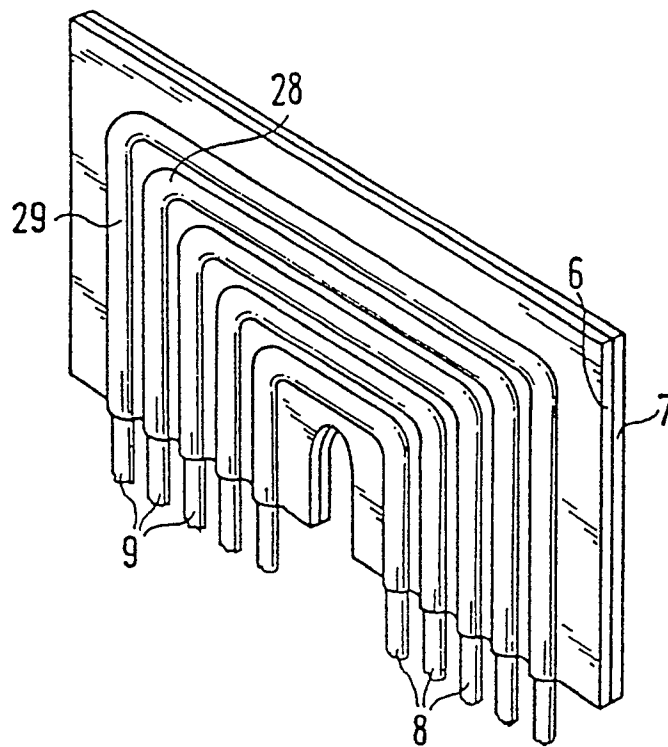


FIG.9



FIG.10

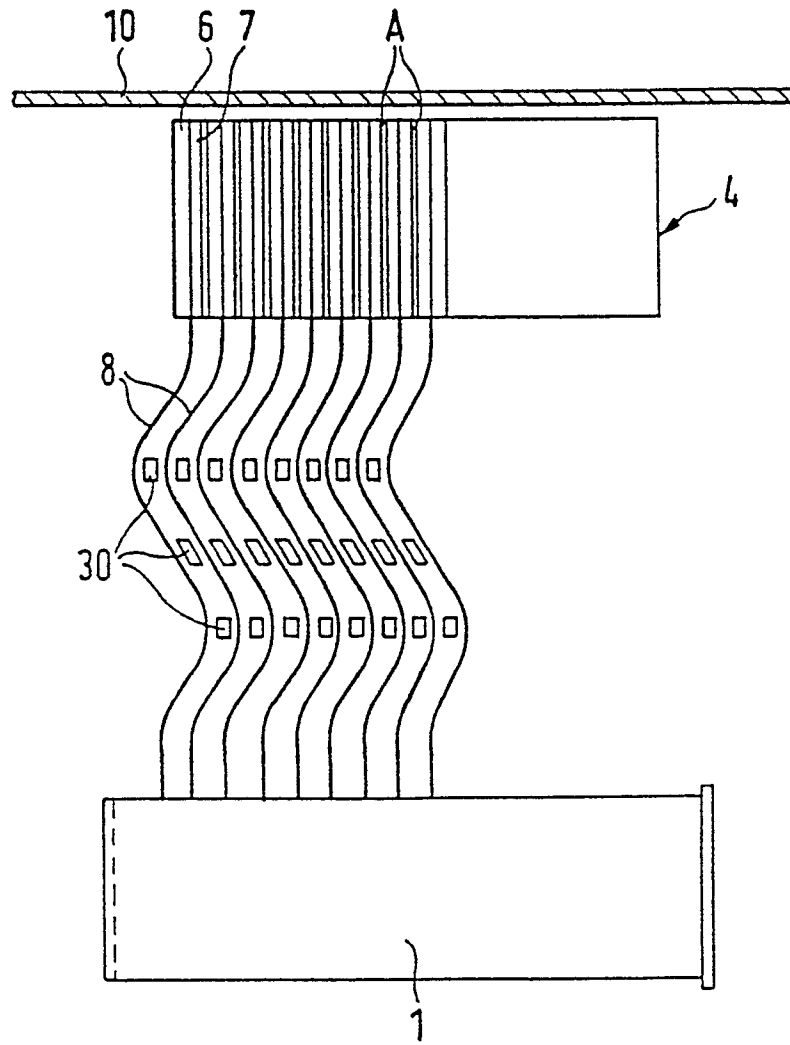


FIG.11