

(19)



(11)

**EP 3 009 780 B2**

(12)

**NEUE EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**  
Nach dem Einspruchsverfahren

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des  
Hinweises auf die Entscheidung über den Einspruch:  
**18.10.2023 Patentblatt 2023/42**

(51) Internationale Patentklassifikation (IPC):  
**F28D 7/16** <sup>(2006.01)</sup> **F28F 1/02** <sup>(2006.01)</sup>  
**F28D 21/00** <sup>(2006.01)</sup>

(45) Hinweis auf die Patenterteilung:  
**10.05.2017 Patentblatt 2017/19**

(52) Gemeinsame Patentklassifikation (CPC):  
**F28D 7/16; F28D 7/1653; F28D 7/1692;**  
**F28F 1/022; F28D 2021/0028; F28D 2021/008;**  
**F28F 2250/106**

(21) Anmeldenummer: **15190213.7**

(22) Anmeldetag: **16.10.2015**

(54) **WÄRMEÜBERTRAGER**

HEAT EXCHANGER

FLUIDE CALOPORTEUR

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB**  
**GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO**  
**PL PT RO RS SE SI SK SM TR**

(30) Priorität: **17.10.2014 DE 102014221168**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**20.04.2016 Patentblatt 2016/16**

(73) Patentinhaber: **Mahle International GmbH**  
**70376 Stuttgart (DE)**

(72) Erfinder:  
• **Gorzellik, Sarah**  
**70195 Stuttgart (DE)**  
• **Seitz, Matthias**  
**73447 Oberkochen (DE)**  
• **Hofmann, Herbert**  
**70376 Stuttgart (DE)**  
• **Dürr, Gottfried**  
**71640 Ludwigsburg (DE)**  
• **Bauer, Arthur**  
**70439 Stuttgart (DE)**

(74) Vertreter: **BRP Renaud & Partner mbB**  
**Rechtsanwälte Patentanwälte**  
**Steuerberater**  
**Königstraße 28**  
**70173 Stuttgart (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:  
**EP-A1- 1 452 814 EP-A2- 1 070 929**  
**DE-A1- 19 906 289 DE-A1- 19 906 289**  
**DE-A1-102004 024 825 DE-A1-102004 024 825**  
**DE-A1-102005 016 540 DE-A1-102005 057 327**  
**DE-A1-102006 053 702 DE-A1-102012 109 038**  
**DE-A1-102012 221 925 DE-A1-102012 224 353**  
**DE-C2- 3 536 325 JP-A- 2000 356 488**  
**JP-A- 2000 356 488 US-A- 2 877 000**  
**US-A- 5 172 761 US-A- 6 155 340**  
**US-A1- 2003 080 714 US-A1- 2004 256 090**  
**US-A1- 2004 256 090 US-A1- 2007 251 682**  
**US-A1- 2009 277 606 US-B1- 6 564 863**

**EP 3 009 780 B2**

## Beschreibung

**[0001]** Die vorliegende Erfindung betrifft einen Wärmeübertrager zur Kühlung einer Wärmequelle eines Kraftfahrzeugs mit Kühlmittelkanälen und Kältemittelkanälen gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

**[0002]** Aus der DE 10 2011 107 281 A1 ist ein gattungsgemäßer Wärmeübertrager zur Kühlung einer Wärmequelle eines Kraftfahrzeugs bekannt, umfassend eine Mehrzahl von Kältemittelkanälen sowie eine Mehrzahl von Kühlmittelkanälen. Die Kühlmittelkanäle sind durch zwischen den Kältemittelkanälen vorgesehenen Freiräumen gebildet, wobei wärmeübertragende Flächen zwischen einem in den Kältemittelkanälen geführten Kältemittel und einem in den Kühlmittelkanälen geführten Kühlmittel vorgesehen sind. Im Bereich der Wärmeübertragungsflächen weisen die Kältemittelkanäle ein kältemittelführendes Volumen auf, das um einen Faktor zwischen 4 und 6 größer ist, als das kühlmittelführende Volumen der Kühlmittelkanäle im Bereich der Wärmeübertragungsflächen. Hierdurch soll ein sogenannter Chiller mit einer kompakten Bauform und einer hohen Wärme-tauscheffizienz erreicht werden.

**[0003]** Aus der DE 10 2005 020 499 A1 ist ein Wärmeübertrager für ein Kraftfahrzeug bekannt, der von Kältemittel durchströmbar ist. Der in den Wärmeübertrager einströmende Kältemittelstrom wird dabei durch eine Ventileinrichtung auf mindestens zwei voneinander getrennte Stränge derart aufgeteilt, dass es zu keiner gegenseitigen Durchmischung des jeweils einströmenden Kältemittelteilstroms kommt. Hierdurch soll eine möglichst gleichmäßige Temperaturverteilung sichergestellt werden können.

**[0004]** Im stetig zunehmenden Segment der Hybrid- und Elektrofahrzeuge ist ein besonders effektives Temperaturmanagement von Hochvoltbatterien von zentraler Bedeutung für die Reichweitenverlängerung und den effizienten Einsatz der elektrischen Energie. Zur Kühlung der Batterien werden dabei sogenannte "Chiller" eingesetzt, die kompakt bauen. Um dabei die Kühlleistung erhöhen zu können, wird zunehmend auch CO<sub>2</sub> als Kältemittel eingesetzt, wodurch jedoch die Systeme auf höhere Systemdrücke und Temperaturen ausgelegt werden müssen. Bisherige Plattenwärmeübertrager zur Kühlung eines Niedertemperaturkreislaufes sind hierzu nicht geeignet.

**[0005]** JP-A-2000356488, und DE-A-102004024825 offenbaren einen Wärmeübertrager gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

**[0006]** Die vorliegende Erfindung beschäftigt sich daher mit dem Problem, für einen Wärmeübertrager der gattungsgemäßen Art eine verbesserte oder zumindest eine alternative Ausführungsform anzugeben, die insbesondere eine effiziente Kühlung bei gleichzeitig geringem Gewicht und geringen Kosten des Wärmeübertragers ermöglicht.

**[0007]** Dieses Problem wird erfindungsgemäß durch den Gegenstand des unabhängigen Anspruchs 1 gelöst.

Vorteilhafte Ausführungsformen sind Gegenstand der abhängigen Ansprüche.

**[0008]** Die vorliegende Erfindung beruht auf dem allgemeinen Gedanken, die Vorteile eines indirekten Verdampfers (Chillers) mit den Vorteilen von CO<sub>2</sub> als Kältemittel zu kombinieren und dadurch einen einerseits kompakt bauenden, hocheffizienten und andererseits kostengünstigen Wärmeübertrager, insbesondere zur Batteriekühlung, bereitstellen zu können. Der erfindungsgemäße Wärmeübertrager dient somit zur Kühlung einer Wärmequelle, beispielsweise einer Hochvoltbatterie oder eines Elektronikbauteils, in einem Kraftfahrzeug und besitzt in bekannter Weise Kühlmittelkanäle und Kältemittelkanäle. Die einzelnen Kältemittelkanäle in einem Flachrohr bilden zusammen mit den sich daran anschließenden Kältemittelkanälen der anderen Flachrohre einen Kältemittelströmungsweg. In analoger Weise gilt dies auch für die Kühlmittelkanäle, die aneinander gereiht einen Kühlmittelströmungsweg bilden. Selbstverständlich strömt dabei das Kühlmittel um die Flachrohre. Als Kältemittel wird nun Kohlendioxid (CO<sub>2</sub>) eingesetzt, wobei der Kältemittelströmungsweg einerseits zumindest einmal U-förmig umgelenkt ist und die Kältemittelkanäle zudem ein Verhältnis zwischen ihrer Wandstärke und ihrem freien Durchmesser (Innendurchmesser) von mindestens 0,4 aufweisen. Durch die mindestens einmalige U-förmige Umlenkung können sowohl die Lauflänge als auch die Strömungsgeschwindigkeit erhöht und damit die Wärmeübertragungsrate gesteigert werden. Aufgrund des vergleichsweise hohen Drucks und den damit verbundenen kleinen Volumenströmen bietet sich die Umlenkung auf der Kältemittelseite bevorzugt an, wobei auch eine U-förmige Umlenkung des Kühlmittelströmungsweges vorgesehen ist. Unter einem U-förmigen Strömungsweg kann dabei ein Strömungsweg verstanden werden, der zuerst in die eine Richtung und anschließend nach einer 180°-Wende in die umgekehrte Richtung verläuft, so dass in den beiden Strömungswegabschnitten das Kältemittel in entgegengesetzte Richtungen strömt. Selbstverständlich ist dabei auch eine mehrmalige Umkehr bzw. Umlenkung möglich. Die Kältemittelkanäle sind dabei parallel zueinander in sogenannten Flachrohren positioniert, so dass ein derartiges Flachrohr mehrere parallel zueinander verlaufende Kältemittelkanäle umfasst. Zwischen den einzelnen Flachrohren befinden sich die Kühlmittelkanäle, so dass eine Außenwand eines jeweiligen Flachrohrs gleichzeitig auch eine Wandung eines Kühlmittelkanals bildet. Zwischen den einzelnen Flachrohren, d. h. in den Kühlmittelkanälen, können sich Wärmeübertragerelemente, wie beispielsweise Turbulenzeinlagen oder Wellrippen befinden, welche die Wärmeübertragung verbessern. Um die Kältemittelkanäle selbst langfristig verschleißbeständig gegen den vergleichsweise hohen Druck ausbilden zu können, werden diese derart bemessen, dass das Verhältnis deren Wandstärke zum freien Durchmesser bzw. der Kanalbreite mindestens 0,4 beträgt. Eine weitere Anforderung für die erfindungsgemäßen Kältemittelkanäle ist,

dass ein zwischen zwei Kältemittelkanälen eines Flachrohrs vorhandener Steg eine Breite aufweist, die zumindest 40% der Kanalbreite, d. h. des Durchmessers des Kältemittelkanals, vorzugsweise sogar 70 oder sogar 100% des (Innen-)Durchmessers des Kältemittelkanals beträgt. Durch derart massive Stege ist es problemlos möglich, die in den Kältemittelkanälen auftretenden Drücke auch langfristig aufnehmen zu können. Mit einem derart ausgebildeten Wärmeübertrager kann somit nicht nur ein kompakt bauender Wärmeübertrager mit vergleichsweise hoher Wärmeübertragungsrate erreicht werden, sondern dieser lässt sich darüber hinaus auch vergleichsweise kostengünstig herstellen, was insbesondere im Hinblick auf einen Wettbewerb im Automobilzulieferungssektor von großem Vorteil ist.

**[0009]** Bei einer vorteilhaften Weiterbildung der erfindungsgemäßen Lösung sind die Kältemittelkanäle und die Kühlmittelkanäle abschnittsweise, das heißt lokal, im Kreuzstrom und in der Gesamtheit, das heißt global, im Gegenstrom angeordnet. Eine aus thermodynamischer Sicht besonders günstige Ausführung ergibt sich dabei, wenn sowohl der Kältemittelströmungsweg als auch der Kühlmittelströmungsweg gleich umgelenkt werden und somit ein Gegenstrom bzw. Kreuzstrom über alle Wege aufrechterhalten werden kann. Da bei einem Chiller im Normalbetrieb mit einer Überhitzung des Kältemittels von ca. 5 Kelvin zu rechnen ist, ist es vorteilhaft, wenn sich insbesondere der letzte Abschnitt vor dem Kältemittelaustritt im Gegenstrom befindet. Das Gegenstromprinzip wird hier angewandt, weil im letzten Strömungsweg häufig das Kältemittel bereits verdampft ist und nur noch weiter aufgeheizt, d. h. überhitzt wird. Während bei der Verdampfung keine Temperaturänderung stattfindet, erwärmt sich das Kältemittel im überhitzten Bereich. Hier kommt somit der Stromführung eine besondere Bedeutung. Sinnvolle Varianten ergeben sich dadurch insbesondere, wenn sowohl die Kältemittelseite als auch die Kühlmittelseite umgelenkt werden und sich sowohl das Kühlmittel als auch das Kältemittel in dem jeweiligen Strömungsweg im Gegenstrom befindet. Hierbei ist eine 2-, 4- oder 6-flutige Stromführung denkbar. Werden sowohl die Kühlmittelseite als auch die Kältemittelseite umgelenkt, können sich auch beide Strömungswege im Kreuzstrom befinden, wobei es hier dann besonders sinnvoll ist, den Kältemittelaustritt und den Kühlmiteleintritt in den gleichen Abschnitt zu legen und dadurch global gesehen eine Gegenstromcharakteristik auszubilden. Auch hier kann die Kältemittelseite 4- oder 6-flutig ausgebildet sein.

**[0010]** Bei einer vorteilhaften Weiterbildung der erfindungsgemäßen Lösung beträgt ein hydraulischer Durchmesser der Kältemittelkanäle zwischen 0,3 und 1,0 mm. Der hydraulische Durchmesser ist dabei eine rechnerische Größe, die zur Berechnung von Druckverlust und Durchsatz in Rohren und Kanälen herangezogen wird, sofern der Querschnitt des Rohres bzw. des Kanals von der Kreisform abweicht. Der hydraulische Durchmesser ist somit insbesondere für Kältemittelkanäle zu bestimm-

men, deren Querschnitt beispielsweise quadratisch mit abgerundeten Ecken oder elliptisch ist. Der hydraulische Durchmesser gibt für derartige Kanäle somit den Durchmesser desjenigen kreisrunden Kanals an, der bei gleicher Länge und gleicher mittlerer Strömungsgeschwindigkeit den gleichen Druckverlust wie der gegebene Kanal aufweisen würde. Mit dem empirisch herausgefundenen hydraulischen Durchmesser zwischen 0,3 mm und 1,0 mm kann sowohl eine optimale Druckbeständigkeit als auch ein optimaler Wärmeübergang erreicht werden. Besonders vorteilhaft hierbei sind selbstverständlich runde bzw. elliptische Kanäle.

**[0011]** Bei einer weiteren vorteilhaften Ausführungsform der erfindungsgemäßen Lösung sind die Innenwände der Kältemittelkanäle glatt, wohingegen die Innenwände der Kühlmittelkanäle strukturiert, d. h. insbesondere rau, sind, um eine verbesserte Wärmeübertragung erzielen zu können. Die verbesserte Wärmeübertragung wird dabei durch die größere Oberfläche erzeugt. Zudem führen die Kanten des Bauteiles zu einer Strömungsablösung und damit zu einer erhöhten Turbulenz. Aufgrund der hohen Druckbelastung sowie der Anforderungen an die Innenreinheit ist eine strukturierte Innenseite des Kältemittelkanals hingegen nicht sinnvoll. Um generell eine Beeinträchtigung des Kreislaufes auszuschließen, existieren für die im Kreislauf verbauten Komponenten Reinheitsanforderungen für alle Medien führenden Teile.

**[0012]** Beispielsweise werden Partikeln (Flitter, Späne etc.) nur bis zu einer bestimmten Menge und Beschaffenheit toleriert. Hierfür machen Strukturierungen auf der Innenseite Sinn (z. B. wenn die Strömungskanäle nicht runde, sondern sternförmige Querschnitte haben).

**[0013]** Zweckmäßig sind in den Kühlmittelkanälen Wärmeübertragerelemente, insbesondere Turbulenzeinlagen oder Wellrippen angeordnet. Derartige Wärmeübertragerelemente vergrößern die zur Wärmeübertragung zur Verfügung stehende Oberfläche und ermöglichen dadurch einen verbesserten Wärmetausch.

**[0014]** Weitere wichtige Merkmale und Vorteile der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen, aus den Zeichnungen und aus der zugehörigen Figurenbeschreibung anhand der Zeichnungen.

**[0015]** Es versteht sich, dass die vorstehend genannten und die nachstehend noch zu erläuternden Merkmale nicht nur in der jeweils angegebenen Kombination, sondern auch in anderen Kombinationen oder in Alleinstellung verwendbar sind, ohne den Rahmen der vorliegenden Erfindung zu verlassen.

**[0016]** Bevorzugte Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in den Zeichnungen dargestellt und werden in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert, wobei sich gleiche Bezugszeichen auf gleiche oder ähnliche oder funktional gleiche Komponenten beziehen.

**[0017]** Es zeigen, jeweils schematisch,

Fig. 1 einen erfindungsgemäßen Wärmeübertrager mit umgelenkten Kältemittel- und Kühlmittelkanälen,

- Fig. 2 eine Schnittdarstellung durch ein Flachrohr mit erfindungsgemäß ausgebildeten Kältemittelkanälen,
- Fig. 3 eine Darstellung wie in Figur 2, jedoch mit anderen Kältemittelkanälen,
- Fig. 4 einen erfindungsgemäßen 4-flutigen Wärmeübertrager im Kreuzstrom und zusätzlicher Umlenkung in der Tiefe,
- Fig. 5 einen 2-flutigen Wärmeübertrager im Kreuzstrom sowohl kühlmittelseitig als auch kältemittelseitig und Umlenkung in der Breite,
- Fig. 6 einen erfindungsgemäßen Wärmeübertrager im Gegenstrom einer kältemittelseitigen Umlenkung in der Breite,
- Fig. 7 einen Wärmeübertrager im Gegenstrom mit kühl- und kältemittelseitiger Umlenkung,
- Fig. 8 einen als Verdampfer ausgebildeten Wärmeübertrager mit vorgeschaltetem Expansionsorgan.

**[0018]** Entsprechend den Figuren 1 sowie 4 bis 8, weist ein erfindungsgemäßer Wärmeübertrager 1 zur Kühlung einer Wärmequelle eines Kraftfahrzeuges, insbesondere zur Kühlung einer Wärmepumpe oder einer Hochvoltbatterie oder eines elektronischen Bauteils, Kältemittelkanäle 2 sowie Kältemittelkanäle 3 auf. Erfindungsgemäß ist bei sämtlichen Wärmeübertragern 1 Kohlendioxid ( $\text{CO}_2$ ) als Kältemittel eingesetzt und zudem ist ein Kältemittelströmungsweg 7 zumindest einmal U-förmig umgelenkt. Durch die zumindest einmalige U-förmige Umlenkung zumindest des Kältemittelströmungsweges 7 kann die Effizienz und auch die Leistung des erfindungsgemäßen Wärmeübertragers 1 deutlich erhöht werden. Da  $\text{CO}_2$  als Kältemittel verwendet wird und hierbei vergleichsweise hohe Drücke auftreten, weisen die Kältemittelkanäle 3 zudem erfindungsgemäß ein Verhältnis zwischen ihrer Wandstärke  $w$  und ihrem Durchmesser  $d$  von mindestens 0,4 auf (vgl. insbesondere auch die Figuren 2 und 3). Aufgrund des hohen Drucks in den Kältemittelkanälen 3 und den damit verbundenen kleinen Volumenströmen bietet sich eine Umlenkung auf der Kältemittelseite bevorzugt an.

**[0019]** Die einzelnen Kältemittelkanäle 3 sind dabei in Flachrohren 4 parallel zueinander verlaufend angeordnet, wobei ein zwischen zwei Kältemittelkanälen 3 vorhandener Steg 5 eine Breite  $b$  aufweist, die zumindest 40% des Durchmessers des Kältemittelkanals 3, vorzugsweise sogar 70 oder 100% des Durchmessers des Kältemittelkanals 3 beträgt (vgl. wiederum die Figuren 2 und 3). Derart dicke Stege 5 gewährleisten die erforderliche Zugfestigkeit. Selbstverständlich ist dabei denkbar, dass die einzelnen Kältemittelkanäle 3 gleichmäßig oder

progressiv verschaltet sind. Progressiv bedeutet dabei, dass die Strömungsquerschnittsfläche der Kältemittelseite von einem Strömungsweg zum nächsten zunimmt. Dadurch wird dem bei der Verdampfung zunehmenden Volumen der Kältemittelströmung Rechnung getragen. Dies betrifft nicht die geometrische Form der einzelnen Kältemittelkanäle 3 in dem jeweiligen Flachrohr 4, sondern wird durch die Anzahl der Flachrohre 4 pro Strömungsweg 6, 7 eingestellt.

**[0020]** Um die erforderliche hohe Druckfestigkeit an sich gewährleisten zu können, sind die Kältemittelkanäle 3 vorzugsweise rund oder elliptisch ausgebildet (vgl. Figur 3), können aber auch einen quadratischen Querschnitt mit ausgerundeten Ecken aufweisen, wie dies beispielsweise gemäß der Figur 2 dargestellt ist.

**[0021]** Betrachtet man den Wärmeübertrager 1 gemäß der Figur 1, so kann man erkennen, dass dieser im Kreuzstrom arbeitet, so dass ein Kühlmittelströmungsweg 6 im Wesentlichen orthogonal zum Kältemittelströmungsweg 7 strömt. Selbstverständlich ist alternativ auch die Ausführung als Gegenstromkühler denkbar. Da bei einem Wärmeübertrager 1 (Chiller) im Normalbetrieb mit einer Überhitzung des Kältemittels von ca. 5 Kelvin zu rechnen ist, ist es darüber hinaus vorteilhaft, wenn sich insbesondere der letzte Abschnitt vor dem Kältemittelaustritt im Gegenstrom befindet.

**[0022]** Betrachtet man die einzelnen Strömungswege 6, 7 beim Wärmeübertrager 1 gemäß der Figur 1, so kann man erkennen, dass sowohl der Kältemittelströmungsweg 7 als auch der Kühlmittelströmungsweg 6 umgelenkt werden, wodurch sich eine besonders effektive Kühlung ergibt. Das Kältemittel und das Kühlmittel, beispielsweise ein Wasser-Glysantin-Gemisch, befinden sich in beiden Strömungswegen 6, 7 im Kreuzstrom, ebenso wie bei dem Wärmeübertrager 1 gemäß in Figuren 4 und 5. Hierbei ist es besonders sinnvoll, den Kältemittelaustritt und den Kühlmittelintritt in den gleichen Abschnitt zu legen, wobei selbstverständlich die Kältemittelseite auch 4- oder 6-flutig ausgeführt sein kann.

**[0023]** Der Wärmeübertrager 1 gemäß der Figur 5 funktioniert dabei im Kreuzstrom und ist 2-flutig, sowohl kältemittelseitig als auch kühlmittelseitig und besitzt jeweils eine Umlenkung des Kühlmittelströmungsweges 6 und des Kältemittelströmungsweges 7 in der Breite. Der Wärmeübertrager 1 gemäß der Figur 4 ist 4-flutig ausgebildet und besitzt dabei eine im Vergleich zu dem gemäß der Figur 5 gezeigten Wärmeübertrager 1 eine höhere Strömungsgeschwindigkeit, durch welche der Wärmeübertrag verbessert wird. Durch die 4-flutige Ausbildung kann auch ein besserer Schutz gegen Überhitzung gewährleistet werden.

**[0024]** Prinzipiell sind die Kältemittelkanäle 3 in einem oder zwei Sammlern 8 gefasst, in welchen eine Kanalhöhe  $h$  im Verhältnis zur Materialstärke  $w_1$  (Wandstärke des Sammlers 8) maximal 3, besser sogar kleiner als 1,5 beträgt. Ein derartiger Sammler 8 ist beispielsweise in den Figuren 6 und 7 dargestellt.

**[0025]** Um einen ausreichenden Wärmeübergang so-

wie eine ausreichende Druckbeständigkeit gewährleisten zu können, liegt ein hydraulischer Durchmesser  $d_H$  der Kältemittelkanäle 3 zwischen 0,3 und 1,0 mm. Ein vergleichbarer hydraulischer Durchmesser  $d_H$  für die Kühlmittelkanäle 2 liegt vorzugsweise zwischen 0,5 und 2,0 mm. Hierdurch kann ein optimales Verhältnis von Druckabfall und Wärmeübertragung auf der Kühlmittel-seite erreicht werden. Ein besonders vorteilhaftes Verhältnis zwischen dem hydraulischen Durchmesser der Kühlmittelkanäle 2 und dem hydraulischen Durchmesser der Kältemittelkanäle 3 ist größer als 1,0, vorzugsweise liegt dieses Verhältnis zwischen 1,5 und 3. Auf der Kältemittel-seite wird üblicherweise ein Zweiphasengemisch erwärmt, das in der Regel zu deutlichen schlechteren Wärmeübergangskoeffizienten auf der Kältemittel-seite als auf der Kühlmittel-seite führt. Um das Kältemittel effizient erwärmen und damit das Kühlmittel effizient kühlen zu können, müssen hohe Wärmeübertragungsflächen und kleine hydraulische Durchmesser auf der Kältemittel-seite realisiert werden. Durch der Kühlmittel-seite hingegen liegt ein sehr guter Wärmeübergang vor, wobei auf der Kühlmittel-seite jedoch ein niedrigerer Druckabfall anzustreben ist.

**[0026]** Um eine Wärmeübertragung zusätzlich verbessern zu können, sind in den Kühlmittelkanälen 2 Wärmeübertragerelemente 9, beispielsweise Turbulenzeinlagen oder Wellrippen angeordnet, die die zum Wärmehaushalt zur Verfügung stehende Oberfläche erhöhen. Selbstverständlich kann auch die dem Wärmeübertrag zur Verfügung stehende Oberfläche strukturiert ausgebildet sein, wodurch sich die Oberfläche wiederum vergrößert. Aufgrund der hohen Druckbelastung sowie der Anforderung an die Innenreinheit ist eine strukturierte Oberfläche für die Kältemittel-seite, d. h. konkret für die Innenmantelfläche der Kältemittelkanäle 3 hingegen nicht geeignet.

**[0027]** Betrachtet man schließlich noch den Wärmeübertrager 1 gemäß der Figur 6, so ist auch hier der Kältemittelströmungsweg 7 zumindest einmal U-förmig umgelenkt und zwar in der Breite, wobei der Kühlmittelströmungsweg 6 in entsprechenden Kühlmittelsammlern 10 umgelenkt werden kann. Der Kühlmittelströmungsweg 6 und der Kältemittelströmungsweg 7 verlaufen hierbei im Gegenstrom.

**[0028]** Bei dem Wärmeübertrager 1 gemäß der Figur 7 erfolgt sowohl eine U-förmige Umlenkung des Kühlmittelströmungsweges 6 als auch eine U-förmige Umlenkung des Kältemittelströmungsweges 7, jeweils 2-flutig, wobei auch hier die Durchströmung im Gegenstrom. Da beim Gegenstrom Verluste von wärmeübertragender Fläche in Kauf genommen werden müssen, ist hier prinzipiell ein Kreuzstrom zu bevorzugen.

**[0029]** Beim Gegenstrom müssen in Strömungsrichtung müssen Verteilkanäle mit eingebracht werden, wogegen der Kreuzstrom konstruktiv einfacher ist, jedoch nicht besonders gut bezüglich Effizienz und Reaktion auf Überhitzung. Am besten ist für sehr kompakte Wärmeübertrager daher eine Kombination bei der zwar die ein-

zelnen Abschnitte im Kreuzstrom betrieben werden, diese jedoch (zumindest anteilig) nach dem Gegenstromprinzip hintereinander angeordnet werden.

**[0030]** Gemäß der Fig. 8 ist ein als R744-Verdampfer ausgebildeter Wärmeübertrager 1 mit einem vorgeschalteten Expansionsorgan 11 gezeigt. Das Expansionsorgan 11 kann beispielsweise als elektronisches Expansionsventil (EXV) ausgebildet sein. Dieses Expansionsorgan 11 wurde bei herkömmlichen R134a-Verdampfern in der Regel an diesem angebaut. Für R744 und auch für Bauteile mit elektronischem Expansionsventil (EXV) werden diese jedoch meistens getrennt vom Wärmeübertrager 1 in den Kreislauf eingebunden. Wird das Expansionsorgan 11 in Baueinheit mit dem Verdampfer verbaut, ergeben sich Kostenvorteile, Vorteile beim Handling und ggf. Vorteile bei den Schnittstellen. Unter dem Begriff "Baueinheit" ist dabei zu verstehen, dass das Expansionsorgan 11 (insbesondere TXV) mechanisch (ggf. sogar stoffschlüssig) mit dem Verdampfer/Chiller verbunden ist. Eine solche Baueinheit könnte z.B. durch eine Integration des Ventilgehäuses in den Verdampfer/Chiller-Flansch (+ggf. ein Mittlöten) erfolgen.

**[0031]** Mit dem erfindungsgemäßen Wärmeübertrager 1 lässt sich eine hohe Leistung, d. h. eine hohe Effizienz des Wärmeübertragers 1 erreichen, bei geringem Raumbedarf und günstiger Anschlusssituation, insbesondere sofern ein Anschluss sowohl für den Kühlmittelströmungsweg 6 als auch für den Kältemittelströmungsweg 7 auf der gleichen Seite des Wärmeübertragers 1 angeordnet sind. Durch die erfindungsgemäß ausgebildeten Kältemittelkanäle 3 kann darüber hinaus eine hohe Druckbeständigkeit gewährleistet werden, welche den Einsatz von CO<sub>2</sub> als Kältemittel ermöglicht.

## Patentansprüche

1. Wärmeübertrager (1) zur Kühlung einer Wärmequelle eines Kraftfahrzeugs mit einem Kühlmittelströmungsweg (6) bildenden Kühlmittelkanälen (2) und einen Kältemittelströmungsweg (7) bildenden Kältemittelkanälen (3), wobei

- das Kältemittel CO<sub>2</sub> ist,
- der Kältemittelströmungsweg (7) zumindest einmal U-förmig umgelenkt ist,
- die Kältemittelkanäle (3) ein Verhältnis zwischen ihrer Wandstärke (w) und ihrem Durchmesser (d) von mindestens 0,4 aufweisen,
- ein zwischen zwei Kältemittelkanälen (3) vorhandener Steg (5) eine Breite b aufweist, die zumindest 40% des Durchmessers des Kältemittelkanals (3), vorzugsweise sogar 70%, besonders bevorzugt sogar 100% des Durchmessers des Kältemittelkanals (3) beträgt,
- die Kältemittelkanäle (3) in einem Sammler (8) gefasst sind

**dadurch gekennzeichnet, dass**

der Sammler (8) Verteilkanäle aufweist, bei welchen gilt  $h/w_1 < 3,0$ , insbesondere  $h/w_1 < 1,5$ , wobei  $h$  Höhe des Verteilkanals/Sammlers und  $w_1$  Wandstärke des Sammlers sind, und der Kühlmittelströmungsweg (6) zumindest einmal U-förmig umgelenkt ist.

2. Wärmeübertrager nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Kältemittelkanäle (3) einen quadratischen Querschnitt mit ausgerundeten Ecken aufweisen.

3. Wärmeübertrager nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Kältemittelkanäle (3) rund oder elliptisch ausgebildet sind.

4. Wärmeübertrager nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Kältemittelkanäle (3) und die Kühlmittelkanäle (2) abschnittsweise im Kreuzstrom und in der Gesamtheit im Gegenstrom angeordnet sind.

5. Wärmeübertrager nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** in den Kühlmittelkanälen (2) Wärmeübertragerelemente (9), insbesondere Turbulenzeinlagen oder Wellrippen, angeordnet sind.

6. Wärmeübertrager nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass**
- ein hydraulischer Durchmesser  $d_h$  der Kältemittelkanäle (3)  $0,3 \text{ mm} < d_h < 1,0 \text{ mm}$  beträgt.
  - ein hydraulischer Durchmesser  $d_h$  der Kühlmittelkanäle (2)  $0,5 \text{ mm} < d_h < 2,0 \text{ mm}$  beträgt.

7. Wärmeübertrager nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein Kältemittelströmungsweg (7) progressiv ausgebildet ist.

8. Wärmeübertrager nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Abstand zwischen zwei Kältemittelkanäle (3) fassenden Flachrohren (4) eine maximale Kühlmittelkanalhöhe von 3,5 mm bildet.

9. Wärmeübertrager nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet,**

**dass** der Wärmeübertrager (1) als Verdampfer ausgeführt ist und in Baueinheit mit einem vorgeschalteten Expansionsorgan (11), insbesondere einem elektronischen Expansionsventil (EXV), ausgeführt wird.

**Claims**

1. Heat exchanger (1) for cooling a heat source of a motor vehicle, having coolant channels (2) forming a coolant flow path (6) and refrigerant channels (3) forming a refrigerant flow path (7), wherein

- the refrigerant is  $\text{CO}_2$ ,
- the refrigerant flow path (7) is deviated at least once in the shape of a U,
- the refrigerant channels (3) have a ratio of at least 0.4 between their wall thickness ( $w$ ) and the diameter ( $d$ ),
- a web existing (5) between two refrigerant channels (3) has a width  $b$  equal to at least 40% of the diameter of the refrigerant channel (3), preferably even 70%, particularly preferably even 100% of the diameter of the refrigerant channel (3),
- the refrigerant channels (3) are combined in a manifold (8),

**characterised in that** the manifold (8) comprises distribution channels for which  $h/w_1 < 3.0$ , in particular  $h/w_1 < 1.5$ , where  $h$  is the height of the distribution channel/manifold and  $w_1$  is the wall thickness of the manifold and the coolant flow path (6) is deviated at least once in the shape of a U.

2. Heat exchanger according to claim 1, **characterised in that** the refrigerant channels (3) have a square cross section with rounded corners.
3. Heat exchanger according to claim 1, **characterised in that** the refrigerant channels (3) are configured to be round or elliptical.
4. Heat exchanger according to any one of claims 1 to 3, **characterised in that** the refrigerant channels (3) and the cooling channels (2) are arranged in sections in cross-flow and overall in counter-flow.
5. Heat exchanger according to any one of claims 1 to 4, **characterised in that** heat exchanger elements (9), in particular turbulence inserts or corrugated fins, are arranged in the refrigerant channels (2).

6. Heat exchanger according to any one of claims 1 to 5, **characterised in that**

- a hydraulic diameter  $d_h$  of the refrigerant channels (3) is  $0.3 \text{ mm} < d_h < 1.0 \text{ mm}$ ,
- a hydraulic diameter  $d_h$  of the coolant channels (2) is  $0.5 \text{ mm} < d_h < 2.0 \text{ mm}$ .

7. Heat exchanger according to any one of claims 1 to 6, **characterised in that** a refrigerant flow path (7) is configured progressively.

8. Heat exchanger according to any one of claims 1 to 7, **characterised in that** the distance between two flat tubes (4) framing refrigerant channels (3) forms a maximum coolant channel height of 3.5 mm.

9. Heat exchanger according to any one of claims 1 to 8, **characterised in that** the heat exchanger (1) is configured as an evaporator and is configured in a constructional unit with an upstream expansion member (11), in particular an electronic expansion valve (EXV).

## Revendications

1. Échangeur de chaleur (1) pour le refroidissement d'une source de chaleur d'un véhicule, avec des canaux de fluide de refroidissement (2) formant une voie de circulation de fluide de refroidissement (6), et des canaux de fluide réfrigérant (3) formant une voie de circulation de fluide réfrigérant (7), dans lequel :

- le fluide réfrigérant est le  $\text{CO}_2$ ,
- la voie de circulation de fluide réfrigérant (7) est déviée au moins une fois en forme de U,
- les canaux de fluide réfrigérant (3) présentent un rapport entre leur épaisseur de paroi ( $w$ ) et leur diamètre ( $d$ ) d'au moins 0,4,
- une âme (5) présente entre deux canaux de fluide réfrigérant (3) présente une largeur  $b$  qui est d'au moins 40% du diamètre du canal de fluide réfrigérant (3), de préférence même de 70%, de manière particulièrement préférée même de 100 % du diamètre du canal de fluide réfrigérant (3),
- les canaux de fluide réfrigérant (3) sont rassemblés dans un collecteur (8),

**caractérisé en ce que** le collecteur (8) présente des canaux de distribution, pour lesquels s'applique  $h/w_1 < 3,0$ , en particulier  $h/w_1 < 1,5$ , dans lequel  $h$  est la hauteur du canal de distribution/collecteur et  $w_1$  est l'épaisseur de paroi du collecteur et la voie de circu-

lation de fluide de refroidissement (6) est déviée au moins une fois en forme de U.

2. Échangeur de chaleur selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** les canaux de fluide réfrigérant (3) présentent une section transversale carrée avec des coins arrondis.

3. Échangeur de chaleur selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** les canaux de fluide réfrigérant (3) sont réalisés de manière ronde ou elliptique.

4. Échangeur de chaleur selon l'une des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce que** les canaux de fluide réfrigérant (3) et les canaux de fluide de refroidissement (2) sont disposés par endroits à courant croisé et dans la globalité à contre-courant.

5. Échangeur de chaleur selon l'une des revendications 1 à 4, **caractérisé en ce que** des éléments d'échangeur de chaleur (9), en particulier des inserts créant des turbulences ou des côtes ondulées, sont disposés dans les canaux de fluide de refroidissement (2).

6. Échangeur de chaleur selon l'une des revendications 1 à 5, **caractérisé en ce que**

- un diamètre hydraulique  $d_h$  des canaux de fluide réfrigérant (3) est de  $0,3 \text{ mm} < d_h < 1,0 \text{ mm}$ .
- un diamètre hydraulique  $d_h$  des canaux de fluide de refroidissement (2) est de  $0,5 \text{ mm} < d_h < 2,0 \text{ mm}$ .

7. Échangeur de chaleur selon l'une des revendications 1 à 6, **caractérisé en ce que** une voie de circulation de fluide réfrigérant (7) est progressivement réalisée.

8. Échangeur de chaleur selon l'une des revendications 1 à 7, **caractérisé en ce que** la distance entre deux tubes plats (4) embrassant deux canaux de fluide réfrigérant (3) forme une hauteur maximale de canal de fluide de refroidissement de 3,5 mm.

9. Échangeur de chaleur selon l'une des revendications 1 à 8, **caractérisé en ce que** l'échangeur de chaleur (1) est exécuté sous la forme d'un évaporateur et est réalisé en unité modulaire

avec un organe de détente (11) placé en amont, en particulier une vanne de détente électronique (EXV).

5

10

15

20

25

30

35

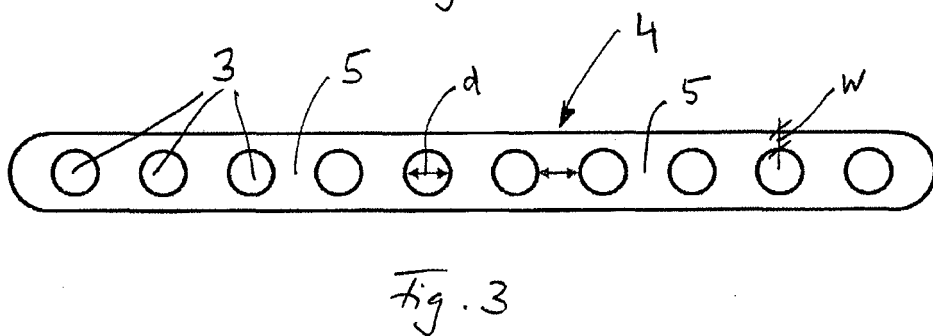
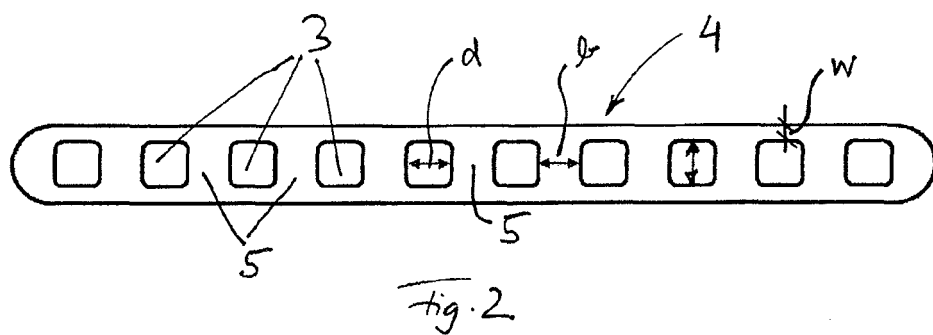
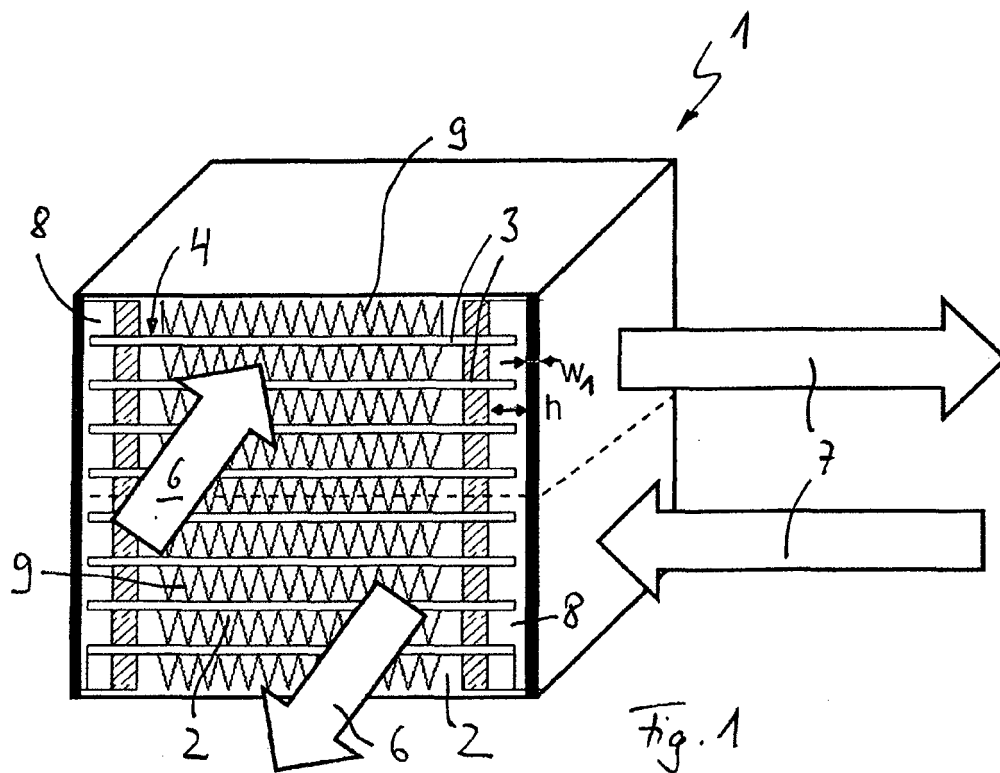
40

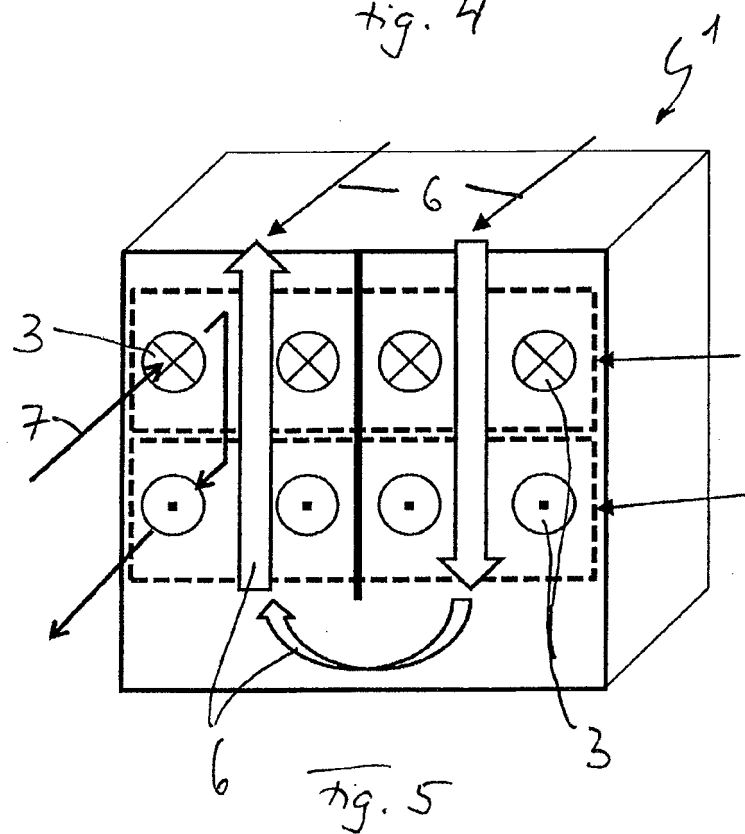
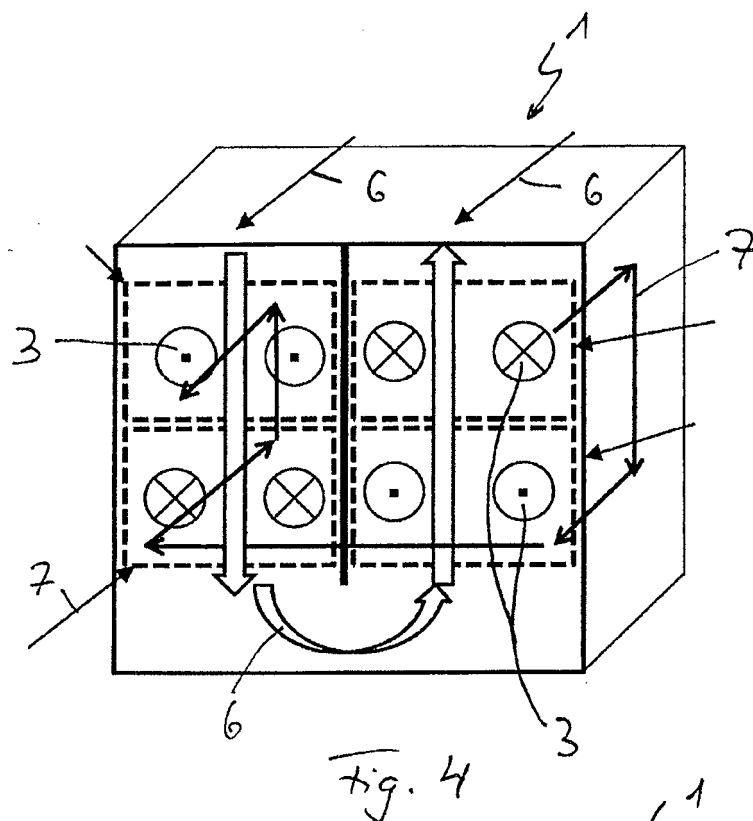
45

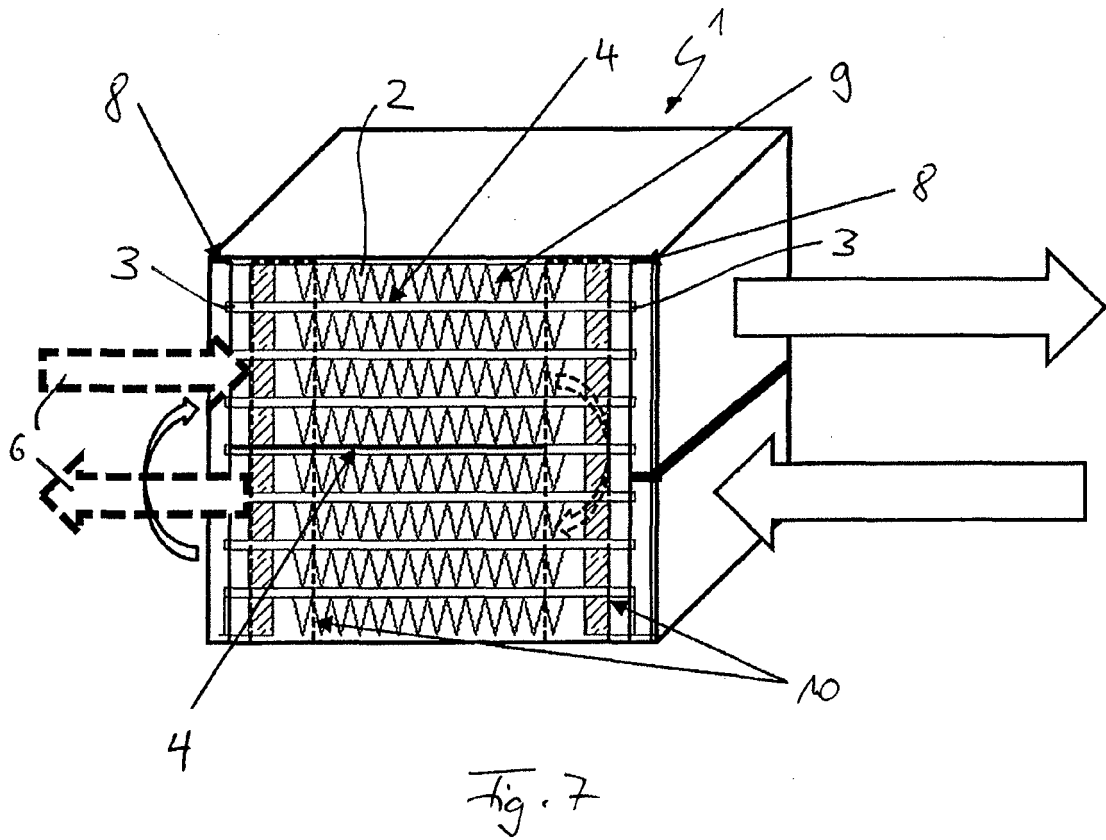
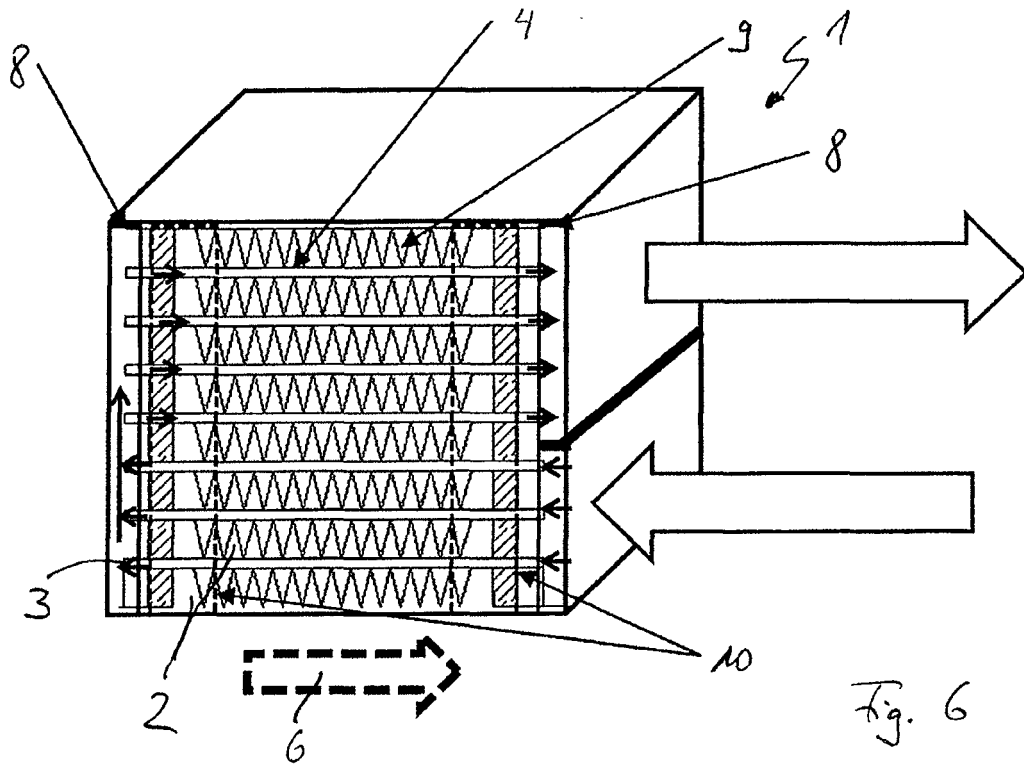
50

55









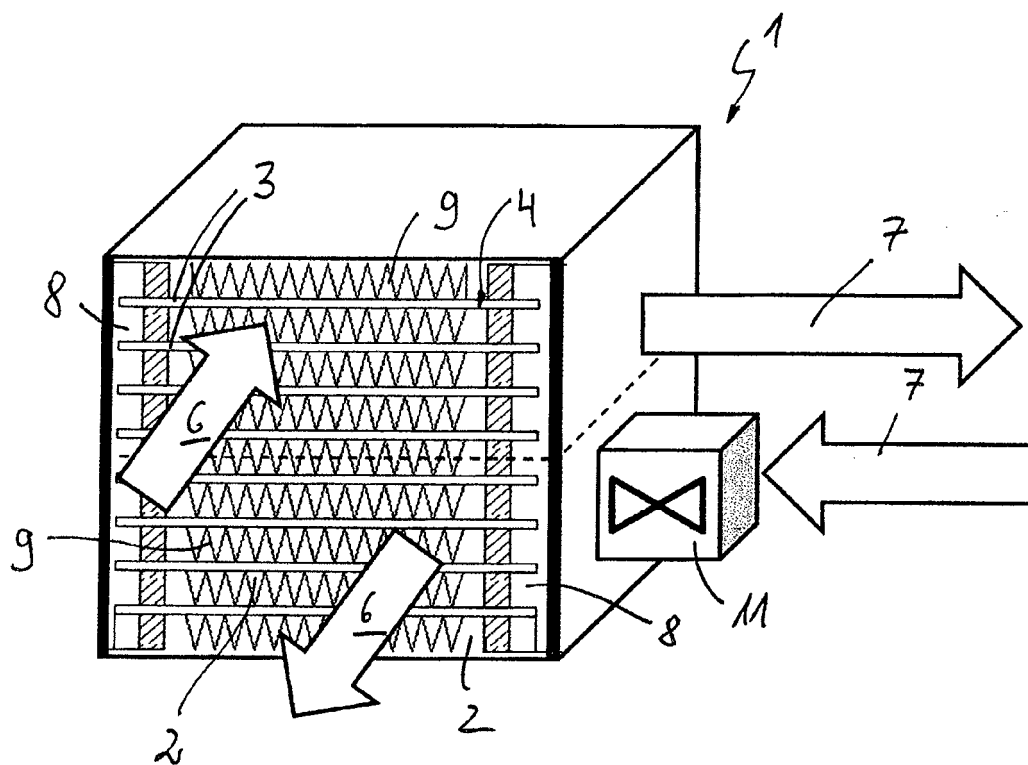


Fig. 8

**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**

- DE 102011107281 A1 **[0002]**
- DE 102005020499 A1 **[0003]**
- JP 2000356488 A **[0005]**
- DE 102004024825 A **[0005]**