



(12)

## Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **102 47 609.8**  
(22) Anmeldetag: **11.10.2002**  
(43) Offenlegungstag: **22.04.2004**  
(45) Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung: **28.04.2022**

(51) Int Cl.: **F28D 1/053 (2006.01)**

Innerhalb von neun Monaten nach Veröffentlichung der Patenterteilung kann nach § 59 Patentgesetz gegen das Patent Einspruch erhoben werden. Der Einspruch ist schriftlich zu erklären und zu begründen. Innerhalb der Einspruchsfrist ist eine Einspruchsgebühr in Höhe von 200 Euro zu entrichten (§ 6 Patentkostengesetz in Verbindung mit der Anlage zu § 2 Abs. 1 Patentkostengesetz).

(73) Patentinhaber:  
**Himmelsbach, Johann, 51789 Lindlar, DE**

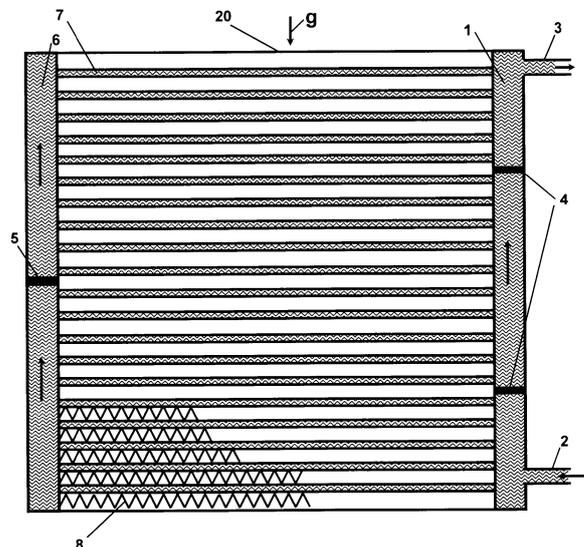
(56) Ermittelter Stand der Technik:

(72) Erfinder:  
**Himmelsbach, Johann, Dr.-Ing., 51789 Lindlar, DE**

DE	44 31 107	C1
DE	44 31 192	C1
US	2 289 163	A

(54) Bezeichnung: **Heizungsvorrichtung für Kraftfahrzeuge mit einem Kabinenheizkreislauf**

(57) Hauptanspruch: Heizungsvorrichtung für Kraftfahrzeuge mit einem Kabinenheizkreislauf, in dem Kühlmittel an einer Wärmequelle erwärmt und mittels einer Pumpe zum Kabinenwärmetauscher (20) gefördert wird, am Kabinenwärmetauscher (20) Wärme an die in die Kabine geförderte Luft abgibt und dann zurück zur Wärmequelle strömt und bei dem das Kühlmittel im Kabinenwärmetauscher (20) durch in Reihe geschaltete Stufen mit jeweils einer Vielzahl parallel durchströmter Kühlmittelkanäle (7) strömt, in denen die Heizleistung kühlmittelseitig übertragen und mittels Außenberippung (8) an die in die Kabine geförderte Luft übertragen wird, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Kabinenwärmetauscher (20) mindestens ein parallel zur Luftströmung angeordnetes Trennblech (4, 5) innerhalb des Wasserkastens (1, 6) aufweist, welches zwei Stufen durch eine Umlenkung des Kühlmittels quer zur Richtung der erwärmten Luft (Luftpfeil u) im Wasserkasten derart in Reihe schaltet, dass diese in Richtung der erwärmten Luft (Luftpfeil u) in der gleichen Ebene angeordnet sind und dass in den Wasserkästen der beiden derart in Reihe geschalteten Stufen einschließlich der Umlenkungen eine oder mehrere rechtwinklig zur Richtung der erwärmten Luft (Luftpfeil u) verlaufende Trennbleche (9a, 9b, 10a, 10b) enthalten sind, die eine Quervermischung in den einzelnen inneren Wasserkästen minimieren, so dass die Temperaturschichtung des Kühlwassers der beiden in Reihe geschalteten Stufen in Richtung der ...



## Beschreibung

**[0001]** Die Erfindung bezieht sich auf eine Heizungsanordnung für Kraftfahrzeuge mit einem Kabinenheizkreislauf, in dem Kühlmittel an einer Wärmequelle erwärmt und mittels einer Pumpe zum Kabinenwärmetauscher gefördert wird, am Kabinenwärmetauscher Wärme an die in die Kabine geförderte Luft abgibt und dann zurück zur Wärmequelle strömt und bei dem das Kühlmittel im Kabinenwärmetauscher durch in Reihe geschaltete Stufen mit jeweils einer Vielzahl parallel durchströmter Kühlmittelkanäle strömt, in denen die Heizleistung kühlmittelseitig übertragen und mittels Außenberippung an die in die Kabine geförderte Luft übertragen wird.

**[0002]** Es ist bei derartigen Heizungsanordnungen bekannt, dass die Durchsätze von Kühlmittel und Luft, der Wirkungsgrad des Kabinenwärmetauschers, die wärmeaktiven Massen des Heizkreislaufs und die Temperaturverteilung entlang des Heizkreislaufs maßgebliche Parameter bei der Verbesserung der Kabinenheizleistung sind.

**[0003]** Die US 2 289 163A lehrt für Heizungsanordnungen für Kraftfahrzeuge mit einem Kabinenheizkreislauf insbesondere, dass es die übertragbare Wärmeleistung eines Kabinenwärmetauschers nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 deutlich steigert, wenn innerhalb der Wärmeübertragungsrohre bzw. der parallel durchströmten Kühlmittelkanäle zusätzlich kühlmittelseitige Rippen angebracht sind.

**[0004]** Für Kabinenwärmetauscher in Gegenstrombauart bzw. mit einer Gegenstromcharakteristik ist in der DE 44 31 192 C1 als Neuerung zum Stand der Technik beschrieben, dass über eine geeignete Reduktion des Kühlmittelmassenstroms durch den Motor und/oder den Kabinenwärmetauscher eine Verbesserung der Kabinenheizleistung erzielbar ist.

**[0005]** Die DE 44 31 107 C1 zeigt vor dem gleichen Hintergrund ein Ausführungsbeispiel eines zur Leistungssteigerung mittels reduzierter Kühlmittelmassenströme geeigneten Gegenstromkabinenwärmetauschers, bei welchem der Kabinenwärmetauscher selbst (über die Halbierung der Rohranzahl pro Stufe und die Verdopplung der Anzahl an Gegenstromstufen von zwei auf vier) die nötige Reduktion des Kühlmittelmassenstroms herbeiführt. Dazu wird vorgeschlagen, einen bekannten Gegenstromwärmetauscher mit lediglich zwei Gegenstromstufen durch zwei zusätzliche 180°-Strömungsumlenkungen in den Umlenkwasserkästen auf vier Gegenstromstufen umzubauen.

**[0006]** Eine anhand aktueller Berechnungen und Versuchsergebnisse nachgewiesene Verbesserung der Kabinenheizleistung mittels Reduktion des Kühlmitteldurchsatzes - bis noch vor wenigen Jahren

wurde dies als physikalisch nicht sinnvoll erachtet - reagiert vor diesem Hintergrund sehr sensibel auf den bei gegebenem Package und Gewicht erreichbaren Kabinenwärmetauscherwirkungsgrad.

Dies gilt zum einen für die in dieser spezifischen Anwendung aufgrund des prinzipbedingt wesentlich besseren Wirkungsgrads bevorzugt für den Kabinenwärmetauscher zu verwendende Gegenstrombauart, noch wesentlich mehr aber für Anwendungen mit der bis heute in KFZ i.a. noch zu findenden Kreuzstrombauweise. Wie die am Markt verfügbaren Kabinenwärmetauscher in Kreuzstrombauart zeigen, sind diese nicht oder nur sehr bedingt dazu geeignet, um über eine Reduktion des Kühlmitteldurchsatzes eine Verbesserung der Heizleistung zu erzielen. Die Gesamtsystemvorteile bezüglich der geringeren aufzuheizenden wärmeaktiven Masse bei höherem Temperaturgradienten über Kabinenwärmetauscher und Motor werden durch die Wirkungsgradeinbußen konventioneller Kreuzstromkabinenwärmetauscher bei Reduktion des Kühlmitteldurchsatzes weitgehend aufgezehrt. Ansatzpunkte für zusätzliche Verbesserungen der für KFZ üblichen Kreuzstrombauart, z.B. über eine Erhöhung der Rippendichte der Außenberippung auf der Luftseite, Erhöhung der Anzahl der Kühlmittelkanäle, Turbulatoren bzw. Zusatzrippen auf der Wasserseite etc., sind bekannt, doch zeigen Versuche an entsprechenden Prototypen deren Begrenztheit im realen Fahrzeugbetrieb, ganz zu schweigen von den assoziierten Package-Problemen.

Vor diesem Hintergrund wird sich voraussichtlich in den meisten Anwendungen mittel- bis langfristig die Gegenstrombauweise durchsetzen. Für die Übergangsphase sind insbesondere die potenzielle Weiternutzung bestehender Fertigungseinrichtungen und das Potenzial - unter Inkaufnahme von Wirkungsgradeinbußen - mit einem geringeren Druckverlust bzw. höheren Durchflussregelbereich zu arbeiten, auch Wirkungsgradverbesserungen für den unteren Durchflussbereich bei Kreuzstrombauweise bedeutsam.

**[0007]** Die Untersuchung einer Vielzahl im Serieneinsatz zu findender KFZ-Kabinenwärmetauscher und zu Versuchszwecken zur zusätzlichen Wirkungsgradsteigerung entworfener Prototypen zeigt in diesem Zusammenhang nicht nur starke Wirkungsgradstreuungen in Abhängigkeit von der Bauart, sondern sogar bei baugleichen Typen, u.a. in Abhängigkeit von den Fertigungstoleranzen, vom Alterungs- bzw. Verschmutzungszustand, der Kühlmittelzusammensetzung und vom Aufheizgradienten des Motors bzw. des Kühlmittels sowie dem zeitlichen Profil des Luftdurchsatzes.

**[0008]** Eine maßgebliche Schlussfolgerung aus diesen Untersuchungen ist, dass die für maximalen Heizungswirkungsgrad anzustrebende Gleichverteilung des Kühlmittels durch die einzelnen Kabinenwärme-

tauscherzonen im praktischen Einsatz nur mit zusätzlichem Aufwand oder mit Unsicherheiten bezüglich eines robusten Langzeitbetriebs erzielbar ist. Dies gilt bereits bei mittleren Kühlmitteldurchsätzen, ganz besonders aber bei den oben angesprochenen kleinen Kühlmitteldurchsätzen. Insbesondere folgt für die Anwendung bisher bekannter KFZ-Kabinenwärmetauscherbauarten in Kreuzstrombauweise bzw. im „U-Flow“, dass hier mit starken Einschränkungen bezüglich des bei gegebenem Package robust realisierbaren Wirkungsgrads zu rechnen ist. Dies gilt ganz grundsätzlich, in verstärktem Maße aber bei den motorkühlungstypischen Einschränkungen bezüglich des Minimalquerschnitts der Kühlkanäle im Kabinenwärmetauscher zur Vermeidung der Kanalverstopfung durch Schmutzpartikel.

**[0009]** Demgegenüber hat die erfindungsgemäße Vorrichtung die Aufgabe, den Wirkungsgrad von KFZ-Kabinenwärmetauschern in Gegenstrom- und Kreuzstrombauart bei weitgehend unveränderten Außenabmessungen zu steigern und diesen gesteigerten Wirkungsgrad dauerhaft und mit geringer Störungsanfälligkeit, insbesondere mit Langzeitkonstanz des Wirkungsgrades bei unterschiedlicher Kühlmittelzusammensetzung, unterschiedlichem Gesamtkühlmitteldurchsatz und unterschiedlichem Wärmeentzug aus dem Kühlmittel bereitzustellen, so dass der Anwendungsbereich der für hohe Heizleistung nutzbaren Kühlmitteldurchsätze in Richtung kleiner Kühlmitteldurchsätze erweitert wird.

**[0010]** Diese Aufgabe wird von dem erfindungsgemäßen Kabinenwärmetauscher gemäß Patentanspruch 1 gelöst.

**[0011]** Die Reihenschaltung mehrerer Stufen und das Aufteilen der Kühlmittelkanäle der einzelnen Stufen mit mindestens 2 Trennblechen (9a, 9b, 10a, 10b) gemäß der bevorzugten Ausführungsbeispiele nach den **Fig. 1-4c** bzw. den Unteransprüchen 3-4, d.h. in mindestens drei, bevorzugt aber noch deutlich mehr, Kanalgruppen, führt dazu, dass ein Quervermischen in den einzelnen inneren Wasserkästen minimiert bzw. völlig eliminiert wird. Dies bewirkt eine Addition der Druckverluste der in Reihe geschalteten Kanalgruppen, wodurch sich Fertigungstoleranzen „herausmitteln“, so dass ein etwas zu großer Druckverlust in einer Kanalgruppe wesentlich weniger bewirkt, dass die Strömung in benachbarte Kanalgruppen ausweicht und somit der lokale Wärmeübergang einbricht. Je größer die Anzahl der parallelen Kanalgruppen, desto geringer wird hierbei die Sensitivität, dass anstelle einer Umlenkung von Kanal zu einem benachbarten Kanal der gleichen Kanalgruppe eine Umlenkung von Kanalgruppe zu Kanalgruppe erfolgt.

Der fehlende Druckausgleich in den inneren Wasserkästen reduziert darüber hinaus die Empfindlichkeit

des ersten und letzten Wasserkastens auf die Position der Wasseranschlüsse, d.h. auch bei nicht optimaler Positionierung oder bei geringem Wasserkastenvolumen wirken sich die Einströmbedingungen sowie die Strömungsbedingungen zur Verteilung auf die einzelnen Kanalgruppen weniger aus. Diese strömungsvergleichmäßige Wirkung ist umso größer, je größer der additive Druckverlust in den einzelnen Stufen relativ zu den Ein- und Ausströmverlusten bzw. der statischen Druckverteilung aufgrund des Strömungsfeldes im ersten und letzten Wasserkasten ist. Deshalb ist es besonders vorteilhaft, möglichst viele Stufen und relativ geringe Kanalquerschnitte zu verwenden, da hierdurch der additive Druckverlust in den Stufen steigt. Da die Auslegung erfindungsgemäß in Richtung kleinen Durchsatzes und großen Kühlmitteltemperaturabfalls von 25K und mehr erfolgt, eröffnet sich hier ein besonders erweiterter Auslegungsspielraum.

Als Mittel zur Herabsetzung des Durchflusses dienen hierbei bevorzugt die Dimensionierung der Kühlmittelkanäle sowie die Anzahl der Stufen. Falls zeitweise auch höhere Kühlmitteldurchsätze zum Einsatz kommen sollen, kann aber auch zusätzlich ein externes Stellglied Verwendung finden.

Bevorzugt wird dabei eine Ausgestaltung mit so vielen Stufen vorgenommen, dass einerseits eine hinreichend robuste Gleichverteilung der Kühlmitteldurchsätze resultiert und andererseits aber auch genügend wasserseitige Wärmeübergangsfläche verfügbar ist, um den angestrebten Temperaturabfall von mehr als 25K mit hohem Wirkungsgrad zu realisieren. Dabei ist es vorteilhaft, zur Minimierung der wärmeaktiven Massen mit möglichst kleinen Kühlmittelschlauchdurchmessern, bevorzugt kleiner als 11 mm Innendurchmesser zu arbeiten. Die erfindungsgemäße Ausgestaltung mit erhöhtem Druckverlust durch Verwirbelung innerhalb des Kabinenwärmetauschers macht einen robusten Betrieb eines Kabinenwärmetauschers mit derartig dünnen Wasseranschlussleitungen möglich.

**[0012]** Wie Versuche gezeigt haben, ist es mit erfindungsgemäß ausgestalteten Kabinenwärmetauschern besonders vorteilhaft, die Druckverluste des Kabinenwärmetauschers deutlich über das heute im KFZ übliche Niveau anzuheben und mittels einer kleinen el. Zusatzpumpe das erforderliche Druckniveau bereitzustellen. Die Kosten für die el. Pumpe werden hierbei durch Kostenvorteile im Gesamtsystem bei weitem aufgefangen. Neben der verbesserten Heizleistung bei richtiger Abstimmung des Kühlmittel- und Luftdurchsatzes im Fahrzeug sind hier u.a. die Einsparungen durch den Entfall des el. Kühlwasserventils zur Heizungsregelung, die kleineren Leitungsquerschnitte mit Materialkostenvorteilen und Packagevorteilen aufgrund der kleineren Biegeradien von ganz besonderer Bedeutung. Wie Messungen am Fahrzeug zeigen, ist es in diesem Zusammenhang möglich, mit Schlauchinnendurch-

messern von 6 mm und weniger auszukommen. Derart kleine Schlauchdurchmesser führen nicht nur zu einer signifikanten Reduktion der wärmeaktiven Masse, sondern sie ermöglichen es, für die Kabinenheizung nicht die übliche fahrzeug- und motorspezifische Maßanfertigung mit den motorspezifischen Biegeradien der Schläuche zu verwenden, sondern konventionelle Meterware. Die hieraus folgenden Kostenvorteile bei Fertigung und Lagerhaltung sind erheblich.

**[0013]** Die **Fig. 1**, **Fig. 1b** und **Fig. 1c** zeigen eine Kreuzstromvariante des erfindungsgemäßen Kabinenwärmetauschers. Dabei zeigt **Fig. 1** einen Längsschnitt durch beide Wasserkästen 1 und 6 sowie die innenverrippten Kühlwasserrohre mit den Kühlmittelkanälen 7 und luftseitigen Außenberippungen 8. **Fig. 1b** zeigt einen Schnitt durch den Wasserkasten 1 auf der Schlauchanschlussseite und **Fig. 1c** einen Schnitt durch den Umlenkwasserkasten 6. Die bevorzugte Einbaulage ist am Gravitationspfeil g ersichtlich, wobei sich bei entlüftungsgerechter Positionierung des Kühlmittelaustritts 3 nahe an der höchsten wasserbefüllten Position innerhalb des Wasserkastens auch Einbaulagen geneigt bis hin zu einer horizontalen Lage der Wasserkasten realisieren lassen. Für stehende Kühlmittelkanäle hingegen ist der Kabinenwärmetauscher aufgrund der erfindungsgemäßen Betriebsweise mit geringem Durchsatz aus Entlüftungsgründen weniger geeignet.

**[0014]** Für einen robusten Betrieb mit hohen Temperaturdifferenzen des Kühlmittels sind zum einen die Trennbleche 4 und 5 eingefügt, die den Kabinenwärmetauscher vierstufig ausgestalten. Diese mehrstufige Ausgestaltung, bevorzugt mit 4 oder mehr Stufen, ist u.a. deshalb besonders vorteilhaft, weil in den Umlenkungen innerhalb der Wasserkästen stets ein erheblicher Anteil des dynamischen Drucks durch Verwirbelung dissipiert wird. Eine möglichst hohe Anzahl an Stufen hat daher den Vorteil, dass diese Form der Durchflussbegrenzung bzw. Druckanpassung weniger sensitiv auf temperaturbedingte Variationen der momentanen bzw. lokalen Viskosität reagiert als die rein viskose Dissipation durch besonders kleine Kanalquerschnitte. Bereits aus diesem Grunde ist der erfindungsgemäße Kabinenwärmetauscher gemäß **Fig. 1** bisher bekannten ein- und zweistufigen Kreuzstromkabinenwärmetauschern überlegen, ganz zu schweigen von deren Problemen mit der Gleichverteilung des Durchflusses bei hohem Temperaturabfall von 25K und mehr. Zur weiteren Erhöhung der Robustheit gegen Störungen der Strömungsgleichverteilung sind zusätzlich die Trennbleche 9a und 10a an den Ein- bzw. Austritten des Kühlmittels aus den innenverrippten Rohren mit den Kühlmittelkanälen 7 eingefügt sowie die Trennbleche 9b und 10b zwischen den innenverrippten Rohren mit den Kühlmittelkanälen 7. Diese Trennbleche führen

in Verbindung mit den Trennblechen 4 und 5 dazu, dass 4 parallele Gruppen von Kühlmittelkanälen gebildet werden, die sich abgesehen von gegebenenfalls zugelassenen Leckagen nur im Nahbereich des Kühlmittelintritts 2 und des Kühlmittelaustritts 3 innerhalb des Wasserkastens 1 mischen. Hieraus folgt die bereits diskutierte Addition der Druckverluste über vier Stufen, verbunden mit der Mittelung der Toleranzen in Fertigung und Temperaturverteilung und den entsprechenden Vorteilen bezüglich der Strömungsgleichverteilung sowie der Robustheit des Kabinenwärmetauscherwirkungsgrades. Die erfindungsgemäße Ausgestaltung in Richtung relativ großer Druckverluste durch Verwirbelung an den Umlenkstellen der Wasserkästen hilft hierbei, die bei hohem Temperaturabfall unvermeidbaren Viskositätseffekte in tolerierbaren Grenzen zu halten. Daneben hat der erfindungsgemäße Kabinenwärmetauscher den Vorteil, dass bereits die Basis bei homogener Temperaturverteilung eine besonders gute Gleichverteilung der Strömung aufweist. Die selbstverstärkende Wirkung, dass geringer Durchfluss einen höheren Temperaturabfall zu Folge hat und diese viskositätsbedingt wiederum eine zusätzliche Reduktion des Durchflusses, wird so deutlich abgemildert.

**[0015]** Zur weiteren Reduktion des Risikos, dass die der kalten Luftseite zugewandten Kühlwasserkanäle bei hohem Wärmeentzug bzw. Temperaturabfall im Kühlmittel im Durchfluss stark abfallen, ist es besonders vorteilhaft, diese Zone so auszugestalten, dass diese bei homogener Temperaturverteilung des Kühlmittels einen reduzierten Druckverlust aufweisen, so dass sich bei maximaler Heizleistungsentnahme und damit hoher Temperaturdifferenz die angestrebte Gleichverteilung des Kühlmitteldurchsatzes annähernd einstellt. Exemplarisch für diese Vorgehensweise zeigen **Fig. 2a-2c** entsprechend angepasste Wasserkästen, bei denen auf der kalten Seite - erkennbar durch den Luftpfeil u - der Basisdruckverlust dadurch abgesenkt ist, dass dort eine erhöhte Anzahl von Kühlmittelkanälen parallel liegt, d.h. es sind auf der kalten Seite weniger bzw. gar keine Trennbleche 9a und 10a vorgesehen. Diese Ausgestaltung hat insbesondere den zusätzlichen Vorteil, dass der hohe Temperaturabfall des Kühlmittels keine überdimensionale Zunahme des Druckverlusts aufgrund der starken Zähigkeitszunahme von Kühlmittel bewirkt.

**[0016]** Eine analoge Vorgehensweise zeigen die **Fig. 3a-3c**. Hier sind die Trennbleche 10a und 10b nur im Umlenkwasserkasten 6 angebracht. Eine derartige Anwendung hat durch die Begrenzung auf zwei Stufen einen reduzierten wasserseitigen Druckverlust, verbunden mit den entsprechenden Einbußen bezüglich der Robustheit des Wirkungsgrades, insbesondere gegen Fertigungstoleranzen und Temperaturschichtungen. Deshalb ist hier der Zwischen-

boden 11 mit Lochblenden eingefügt, wobei in Richtung erwärmter Luft eine abnehmende Lochdichte vorgesehen ist. Hierdurch wird im Heizbetrieb auf der kalten Seite eine Anpassung des Durchflusses an den Durchfluss auf der warmen Seite bewirkt. Dabei liegt es in der Natur dieser Lösung, dass die Anpassung nur näherungsweise und für einen bestimmten Betriebspunkt erzielt werden kann. Hieran ist nicht zuletzt die stark nichtlineare Temperaturabhängigkeit der Viskosität der üblichen KFZ-Kühlmittel maßgeblich beteiligt. Ein Zwischenboden 11 mit Lochblenden hilft hier allerdings signifikant, die Sensitivität auf die Temperatur zu reduzieren. Dabei zeigt die in **Fig. 3a-3c** gewählte Position einen Kompromiss bezüglich der Fertigungskosten, um die Kosten für den Einbau des Zwischenbodens 11 mit Lochblenden im Wasserkasten 1 zu sparen. Dadurch ist der Zwischenboden 11 mit den Lochblenden nicht direkt am Kühlmittelintritt, d.h. nicht an der absolut heißesten Stelle mit absolut gleichen Stoffdaten für alle Kanäle platziert, um das Maximum an Gleichverteilung zu realisieren. Selbst bei Entfall des Zwischenbodens 11 mit Lochblenden ist der Kabinenwärmetauscher gemäß **Fig. 3a-3c** den heute üblichen KFZ-Kreuzstromkabinenwärmetauschern aufgrund der Trennbleche 10a und 10b noch überlegen.

**[0017]** Ist eine ganz besonders gute Konstanz des Wirkungsgrades und damit der Gleichverteilung des Durchflusses gefordert, so ist es besonders vorteilhaft, Regel- bzw. Stellglieder in die parallel liegenden Zweige einzufügen. Da ohnehin ein relativ großer Druckverlust angestrebt ist, lassen sich hier im einfachsten Fall einfache federbelastete Ventile auf der warmen Seite verwenden. Die Anordnung auf der warmen Seite hat hierbei den Vorteil, dass alle parallel liegenden Ventile annähernd der gleichen Kühlmitteltemperatur ausgesetzt sind und damit die gleiche Viskosität vorliegt. Dies kommt der Strömungsgleichverteilung zugute. Gleichzeitig können auf der warmen Seite sehr kleine Ventile eingesetzt werden, um den Soll-Druckverlust der Ventile klein zu halten.

**[0018]** Neben dem Primärziel der Stabilisierung der Strömungsgleichverteilung und damit des Kabinenwärmetauscherwirkungsgrades helfen die Trennbleche 9a, 9b, 10a und 10b, dass es innerhalb der inneren Wasserkästen nicht zu einem Temperatenausgleich durch Vermischung kommt. Dies liefert einen signifikanten Zusatzbeitrag zur Verbesserung des Kabinenwärmetauscherwirkungsgrades, insbesondere bei Kreuzstrombauart der einzelnen Stufen, da die Temperaturschichtung des Kühlwassers in den einzelnen Kühlmittelkanälen in Richtung der erwärmten Luft aufrecht erhalten wird. Ohne diese Trennbleche geht diese in jeder Umlenkstufe durch Vermischung verloren.

**[0019]** **Fig. 4a-4c** zeigt eine ganz besonders vorteilhafte Variante der erfindungsgemäßen Stufung bzw.

Separierung der Kühlmittelkanäle zur Stabilisierung des Wirkungsgrades von KFZ-Kabinenwärmetauschern, bei der durch die Reihenschaltung der Stufen gleichzeitig eine Gegenstromcharakteristik des Wärmeübergangs erzielt wird. Die Trennbleche 4a und 4b sind hier Trennwände und die Trennbleche 9a, 9b sowie 10a, 10b bilden hier die Stufen, d.h. die Wirkung ist umgekehrt im Vergleich zur Verwendung der Kreuzstromanordnung gemäß **Fig. 1 - Fig. 3c**.

Dabei ist die Reihenschaltung mehrerer Stufen zur Erzielung eines Gegenstromeffekts des Wärmeübergangs in Bezug auf eine Vergleichmäßigung der Kühlmitteldurchströmung in den einzelnen Kühlmittelkanälen grundsätzlich hilfreich, da hieraus eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit des Kühlmittels resultiert. Diese verbessert nicht nur den wasserseitigen Wärmeübergang sondern reduziert auch die Sensibilität bezüglich Ungleichverteilung des Kühlmitteldurchsatzes bei geringem Gesamtkühlmitteldurchsatz.

Bei der erfindungsgemäßen Weitergestaltung der bekannten Gegenstrom-Kabinenwärmetauschertypen in Richtung sehr geringer Durchflüsse und hohen Temperaturabfalls verbessert die hohe Stufenanzahl unter Einführung der Trennbleche 4a und 4b die Robustheit nicht zuletzt deshalb signifikant, weil der dynamische Druck relativ zu temperaturbedingten Dichte- bzw. Druckgradienten erhöht wird.

Ohne diese stabilisierenden Maßnahmen weist auch die Gegenstrombauweise - zwar schwächer aber sonst ganz analog zur oben beschriebenen Kreuzstrombauweise - im Zusammenhang mit der praktischen Realisierung höchster Wirkungsgrade bei geringem Kühlmitteldurchfluss vielfach die Eigenart auf, dass der Kühlmitteldurchfluss in den parallel liegenden Rohrreihen speziell bei relativ geringen Kühlmitteldurchsätzen und starkem Temperaturabfall des Kühlmittels relativ empfindlich auf toleranzbedingte Unterschiede des lokalen Druckverlustes, der lokalen Wärmeentnahme sowie der lokalen Temperatur und ganz besonders der Zu- und Abströmbedingungen im ersten und letzten Wasserkasten reagiert. Ungleichverteilungen des Kühlmitteldurchsatzes und damit Einbrüche des Wärmeübergangs an einzelnen schwach durchströmten Zonen können so bereits bei geringen Maßabweichungen oder sonstigen Störungen entstehen.

Diese Probleme lassen sich zwar teilweise auch ohne die erfindungsgemäßen Verbesserungen durch ein entsprechendes Design, insbesondere durch die Einschränkung der Fertigungstoleranzen etc. aber auch durch Erhöhung des Bauvolumens der Wasserkästen sowie die Positionierung und Ausgestaltung der Kühlmittelanschlüsse eingrenzen, doch sind hieran u.a. Nachteile bezüglich Package, Gewicht und wärmeaktiver Masse gekoppelt. Die Unterbindung des Queraustauschs in allen „Teilwasserkästen“ des Umlenkwasserkastens 6 sowie den inneren „Teilwasserkästen“ des Wasserkastens 1 auf der Anschlussseite wirkt hier in der bereits aus-

fürlich beschriebenen Weise stabilisierend auf die Strömungsgleichverteilung in allen Zonen des Kabinenwärmetauschers.

**[0020]** Wie anhand der Kreissymbole 7a mit Kreuz für die Einströmung und 7b mit Punkt für die Ausströmung exemplarisch für den Wasserkasten 1 gezeigt, weist die heiße Seite 4 nacheinander durchströmte Kühlmittelkanäle innerhalb eines Wasserrohrs 7 auf, während auf der kalten Seite jeweils 2 solcher Kanäle zusammengefasst sind und nacheinander durchströmt werden. Eine übermäßige Zunahme des Drucks durch den Anstieg der Viskosität in Richtung Kühlwasseraustritt wird hierdurch vermieden. Dies ist grundsätzlich wichtig, um den Druckverlust in Grenzen zu halten. Darüber hinaus ist diese Maßnahme aber auch hilfreich, um sicherzustellen, dass nicht durch die Dominanz des viskositätsbedingten Druckverlustes in der kalten Zone am Kabinenwärmetaucheraustritt doch wieder eine Sensibilisierung der Strömungsgleichverteilung resultiert.

Durch eine besonders vorteilhafte Abstimmung der Druckverluste in den einzelnen Stufen, bei der in der heißen Zone, insbesondere in der ersten Stufe, besonders hohe Druckverluste erzeugt werden, lässt sich die Sensibilität des Kabinenwärmetauschers weitgehend eliminieren, ohne den Gesamtdruckverlust allzu sehr in die Höhe zu treiben. Diese Druckverlustserhöhung kann zum einen mittels Verwirbelungseinbauten, insbesondere mit einem Zwischenboden 11 mit Lochblenden induziert werden. Einfacher und energetisch effizienter ist es jedoch, einfach die Druckverluste in der ersten Stufe dadurch zu erhöhen, dass der Kanalquerschnitt verkleinert wird bzw. zusätzliche Innenrippen eingesetzt werden. Die Druckverluste dienen in dieser Ausgestaltung der ersten Stufe bei Verwendung des Gegenstromkabinenwärmetauschers ähnlich **Fig. 4a** gleichzeitig zur Verbesserung des Wärmeübergangs und der Stabilisierung der Strömungsgleichverteilung.

Der Kabinenwärmetauscher gemäß **Fig. 4a-4c** ist mit den erfindungsgemäßen Verfeinerungen durch einen außerordentlich hohen Wirkungsgrad gekennzeichnet und darüber hinaus extrem robust gegen potenzielle Störungen, insbesondere durch Bautoleranzen, Verschmutzung einzelner Kanäle, Kühlmittelintrittstemperatur, Temperaturabfall etc..

Entlüftungsprobleme sind - analog zu den Ausführungen zu **Fig. 1** - nicht zu erwarten, solange die Kühlmittelkanäle horizontal eingebaut sind.

**[0021]** Die optimale Anzahl von Stufen richtet sich wie bereits beschrieben u.a. nach den Randbedingungen bezüglich der Druckverluste und zum Teil auch der zulässigen Größe des Wasserkastens.

Besonders effektiv in Bezug auf minimalen Bauraum und minimale wärmeaktive Masse zukünftiger Heizungen in KFZ sind Anwendungen, bei denen die Anzahl der in Reihe geschalteten Stufen mindestens

so groß ist, dass die zur Bereitstellung des Wärmeübergangs für die Beheizung der Kabine mit geringen Kühlmittelströmen und hohem Kühlmitteltemperaturabfall erforderliche kühlmittelseitige Rippendichte der innenverrippten Kühlmittelrohre mit den Kühlmittelkanälen 7 auf mindestens eine Diagonale des Strömungskanalquerschnitts der Kühlmittelkanäle von mehr als 1,0 mm, und insbesondere auf eine bevorzugte Höhe von mehr als 1,5 mm und eine Breite von mehr als 0,7 mm führt. Dies erscheint angesichts der heute für den Durchschnittsfachmann verfügbaren Messdaten und Erfahrungen sowie angesichts der entsprechenden Handbücher zur Heizungsauslegung in Verbindung mit der zusätzlich neu hinzukommenden Anforderung nach höchsten Wirkungsgraden bei kleinem Kühlmitteldurchsatz zunächst als deutlich zu grobmaschig für die Bereitstellung eines hinreichenden wasserseitigen Wärmeübergangs bei dem in KFZ verfügbaren Packegevolumen. Erst die Kenntnis bezüglich des Zusammenspiels der erfindungsgemäßen Maßnahmen zur Verbesserung des Wirkungsgrads und dessen Robustheit gegen Störgrößen führen auf diese Dimensionvorgaben. Entsprechend gröbere Vorgaben bezüglich der Verschmutzungsspezifikation beim Motor- und Fahrzeughersteller sind ein signifikanter Wettbewerbsvorteil des erfindungsgemäßen Kabinenwärmetauschers. Dabei sind die erfindungsgemäß bevorzugten Abmessungen mit innenverrippten Flachrohren mit Kanalhöhen größer als 1,5 mm und Kanalbreiten größer 0,7 mm - im Vergleich zu heute üblicherweise eingesetzten Flachrohren mit Turbulatoren und somit deutlich weniger als 1,0 mm lichter Höhe - bezüglich potentieller Verstopfung eher weniger kritisch zu werten. Die Diagonale eines Kanals von mehr als 1,5 mm × 0,7 mm ermöglicht in diesem Zusammenhang das Durchspülen relativ großer Partikel, die in Motorkühlsystemen, insbesondere durch abplatzende Schichten, sehr häufig stark von der Kugelform abweichen. Zur Maximierung des Wärmeübergangs bzw. Optimierung des Packagevolumens sind die Kanäle hierbei bevorzugt stehend angeordnet, d.h. es ergibt sich eine Dicke des Flachrohrs von mehr als 1,5 mm zuzüglich der zweifachen Wandstärke. Diese bezüglich der potenziellen Verblockung der Kanäle anhand der lichten Höhe für Schmutzpartikel gemachte Aussage wird noch bestärkt durch die Tatsache, dass die erfindungsgemäße Ausgestaltung vielfach durchaus auf Strömungsgeschwindigkeiten in den Kanälen führt, die vergleichbar oder sogar größer sind als bei heutigen Kreuzstromkabinenwärmetauschern und erst recht als bei der potenziellen Anwendung der heutigen Kreuzstromkabinenwärmetauscher bei künstlich reduziertem Durchfluss und wasserseitige Temperaturdifferenzen von mehr als 25K.

**[0022]** Dabei ist die erfindungsgemäß in Anspruch genommene Grenze von mehr als 25K Temperaturabfall zwischen Kabinenwärmetauscherein- und

-austritt bei hohem bis vollem Heizbedarf in der Kabine unter dem Gesichtspunkt gewählt, eine absolut zweifelsfreie Abgrenzung gegenüber dem heutigen Stand der Technik mit Kreuzstromkabinenwärmetauschern zu gewährleisten. Die praktische Erprobung der erfindungsgemäßen Kabinenwärmetauscher zeigt, dass bei sorgfältiger Systemabstimmung noch wesentlich höhere Temperaturdifferenzen für optimale Heizwirkung bzw. minimalen Kraftstoffverbrauch vorteilhaft sind. Dies gilt für erfindungsgemäß optimierte Kreuzstromkabinenwärmetauscher in spezifischen Anwendungen und ganz besonders für erfindungsgemäß optimierte Gegenstromkabinenwärmetauscher, bei denen aktuelle Anwendungen mit Temperaturdifferenzen von mehr als 50K die beste Heizwirkung lieferten. Erst die erfindungsgemäßen Maßnahmen erlauben es, ohne unkalkulierbare Risiken in diese Regionen des Durchflusses für die in der KFZ-Serienanwendung doch sehr weit streuenden Betriebsbedingungen vorzustoßen.

**[0023]** Da die Anzahl der Trennbleche nur wenig Einfluss auf den Druckverlust hat, können bei besonderem Bedarf an Strömungsgleichverteilung auch deutlich mehr als 2 Trennbleche vorgesehen werden. Im Extremfall kann sogar beim Kabinenwärmetauscher gemäß **Fig. 4a-4c** jeder Kanal ein Trennblech gegen Strömungsquerausgleich erhalten, da der Wasserkasten 1 die Entlüftung sicherstellt.

**[0024]** Die Möglichkeiten, bei Kreuzstrombauart über unterschiedliche Basisdruckverluste in den Kühlmittelkanälen der einzelnen Stufen bei homogener Temperatur eine allmähliche Anpassung des Durchsatzes bei zunehmendem Wärmeentzug zu bewirken, wurden bereits beschrieben. Ebenso wurde bereits ausgeführt, dass eine Stufung der Basisdruckverluste bei Gegenstrombauart Vorteile liefert. Diese Druckverlustanpassung kann wahlweise über den lokalen Querschnitt bzw. die Geometrie der durch die Innenverrippung der Rohre gebildeten Kühlmittelkanäle erfolgen oder durch die Verwendung einer größeren Anzahl an Einzelrohren unterschiedlichen hydraulischen Durchmessers sowie durch die unterschiedliche Zusammenfassung der Kanäle bzw. Einzelrohre.

**[0025]** Um die beschriebenen Vorteile bezüglich der Druckverluststufung in Richtung kälterer Kanäle auf der kalten Luftseite zu realisieren, erfolgt im einfachsten Fall eine Gruppierung von 1, 2, 3 etc. Kanälen. Diese Gruppierung hat den ganz besonderen Vorteil, dass der aus Verschmutzungsgründen erforderliche Mindestdurchmesser bzw. Querschnitt für alle Stufen verwendet werden kann. Damit ist sichergestellt, dass das Maximalpotenzial bezüglich Bauraumoptimierung und Innenverrippung im gesamten Kabinenwärmetauscherbereich genutzt wird. Diese

Vorgehensweise ist sowohl für Kreuz- und Gegenstrombauweise vorteilhaft anwendbar.

## Patentansprüche

1. Heizungsvorrichtung für Kraftfahrzeuge mit einem Kabinenheizkreislauf, in dem Kühlmittel an einer Wärmequelle erwärmt und mittels einer Pumpe zum Kabinenwärmetauscher (20) gefördert wird, am Kabinenwärmetauscher (20) Wärme an die in die Kabine geförderte Luft abgibt und dann zurück zur Wärmequelle strömt und bei dem das Kühlmittel im Kabinenwärmetauscher (20) durch in Reihe geschaltete Stufen mit jeweils einer Vielzahl parallel durchströmter Kühlmittelkanäle (7) strömt, in denen die Heizleistung kühlmittelseitig übertragen und mittels Außenberippung (8) an die in die Kabine geförderte Luft übertragen wird, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Kabinenwärmetauscher (20) mindestens ein parallel zur Luftströmung angeordnetes Trennblech (4, 5) innerhalb des Wasserkastens (1, 6) aufweist, welches zwei Stufen durch eine Umlenkung des Kühlmittels quer zur Richtung der erwärmten Luft (Luftpfeil u) im Wasserkasten derart in Reihe schaltet, dass diese in Richtung der erwärmten Luft (Luftpfeil u) in der gleichen Ebene angeordnet sind und dass in den Wasserkästen der beiden derart in Reihe geschalteten Stufen einschließlich der Umlenkungen eine oder mehrere rechtwinklig zur Richtung der erwärmten Luft (Luftpfeil u) verlaufende Trennbleche (9a, 9b, 10a, 10b) enthalten sind, die eine Quervermischung in den einzelnen inneren Wasserkästen minimieren, so dass die Temperaturschichtung des Kühlwassers der beiden in Reihe geschalteten Stufen in Richtung der erwärmten Luft (Luftpfeil u) bei der Umlenkung aufrecht erhalten bleibt und/oder dass die Kanalgruppen mittels eines(mehrerer) über die gesamte Wasserkastenbreite des Umlenkwasserkastens (6) verlaufenden Trennblechs bzw. Trennbleche (10b) zu zwei oder mehr Kreuzgegenstromstufen verschaltet sind.

2. Heizungsvorrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Kabinenwärmetauscher (20) temporär bei kühlmittelseitigen Temperaturdifferenzen von 25K und mehr betrieben wird.

3. Heizungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1-2, **dadurch gekennzeichnet**, dass die parallel durchströmten Kühlmittelkanäle (7) durch innenverrippte Flachrohre gebildet werden, welche durch stirnseitig über den Innenrippen angebrachte Trennbleche (9a, 10a) weitgehend gegen den Wasserkasten (1, 6) abgedichtet und vom benachbarten parallel durchströmten Strömungskanal (7) getrennt werden.

4. Heizungsvorrichtung nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass Trennbleche (10a, 10b, 9a, 9b) sowohl an der Stirnseite der innenverrippten Flachrohre als auch zwischen den Flachrohren angebracht sind.

5. Heizungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1-4, **dadurch gekennzeichnet**, dass der additive Druckverlust aller in Reihe liegenden Kühlmittelkanäle (7) einschließlich der Umlenkungsverluste in den Wasserkästen (1, 6) ein Vielfaches des additiven Druckverlustes im ersten und letzten Wasserkasten ist, so dass auch bei Unsymmetrie der Strömungsführung aufgrund des Wasseranschlusses im ersten und letzten Wasserkasten über die gesamte Breite des Kabinenwärmetauschers (20) eine weitgehend homogene Verteilung des Kühlmitteldurchsatzes vorliegt.

6. Heizungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1-5, **dadurch gekennzeichnet**, dass künstliche Druckverlustquellen in die parallel liegenden Kühlmittelkanäle (7) eingefügt werden.

7. Heizungsvorrichtung nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet**, dass solche künstlichen Druckverlustquellen eingesetzt werden, die primär durch Verwirbelung kinetischer Energie der Strömung, wie z.B. durch Verwirbelung hinter einem Zwischenboden (11) mit Lochblenden, bestimmt sind und weniger durch viskose Dissipation in der Geschwindigkeitsgrenzschicht, wie z.B. bei Rohrströmungen.

8. Heizungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 6-7, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Kabinenwärmetauscher jeweils künstliche Druckverlustquellen am Ein- oder Austritt der Kühlmittelkanäle (7) der kühlmittelseitig ersten Stufe aufweist.

9. Heizungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1-8, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Kabinenwärmetauscher als natürliche Druckverlustquelle in der kühlmittelseitig zuerst durchströmten Stufe, Strömungskanalgeometrien mit im Vergleich zu nachfolgenden Stufen erhöhtem viskosem Druckverlust aufweist.

10. Heizungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1-9, **dadurch gekennzeichnet**, dass die einzelnen Kühlmittelkanäle (7) in allen Stufen annähernd die gleiche Querschnittsgeometrie aufweisen und dass in den in Kühlmittelströmungsrichtung gesehen später folgenden Stufen eine erhöhte Anzahl von Einzelkanälen pro Kanalgruppe verwendet wird.

11. Heizungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1-10, **dadurch gekennzeichnet**, dass aktive oder passive Regelglieder sicherstellen,

dass unabhängig von der lokalen Kühlmitteltemperatur in allen parallel liegenden Kühlmittelkanälen (7) ein weitgehend ähnlicher Kühlmitteldurchsatz vorliegt.

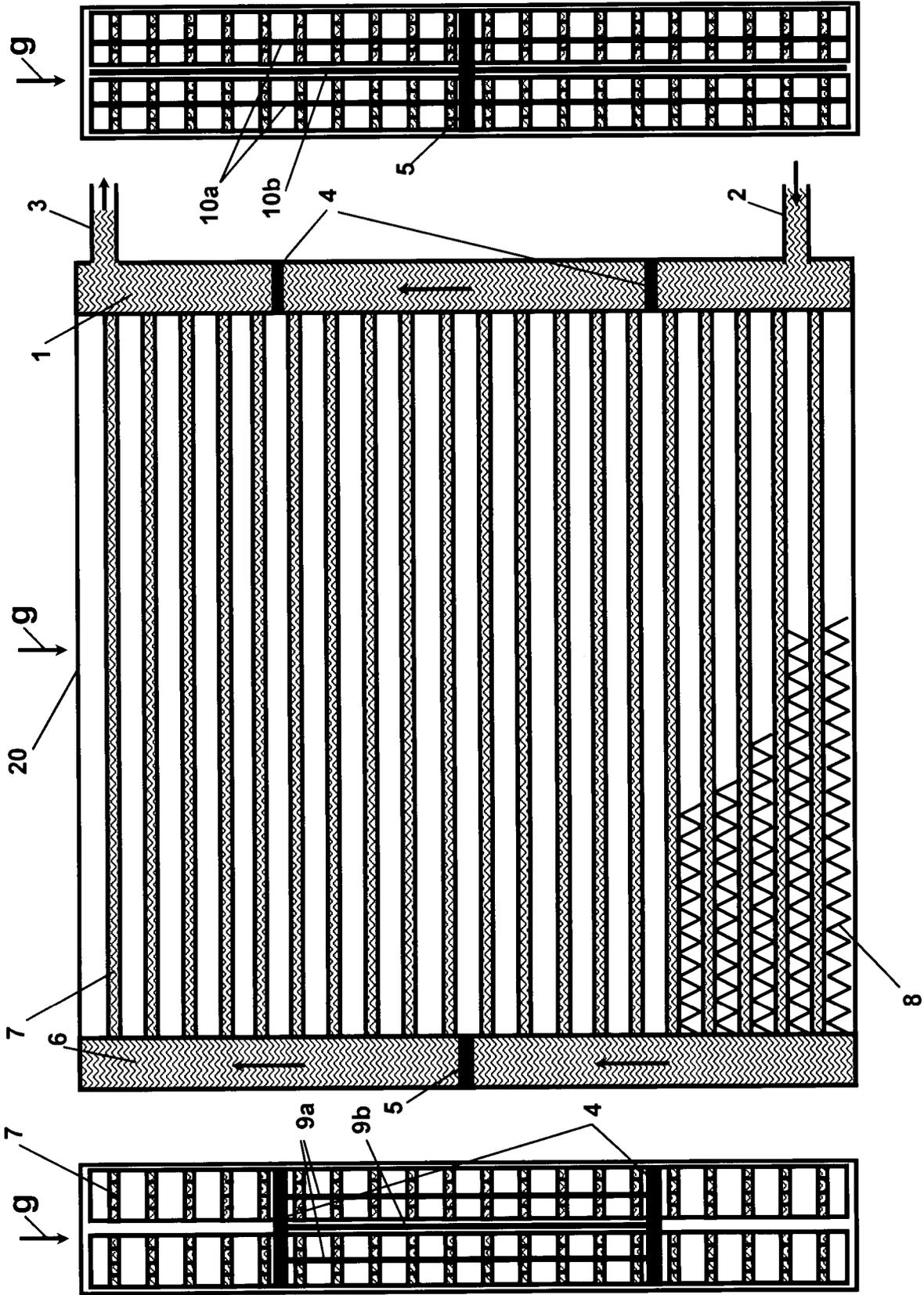
12. Heizungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1-11, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Kühlmittelkanäle (7) horizontal liegend eingebaut sind.

13. Heizungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1-12, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Kühlmittelintritt (2) unten und der Kühlmittelaustritt (3) oben am Kabinenwärmetauscher (20) angeordnet ist.

14. Heizungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1-13, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Anzahl der in Reihe geschalteten Stufen mindestens so groß ist, dass die zur Bereitstellung des Wärmeübergangs für die Beheizung der Kabine mit geringen Kühlmittelströmen und hohem Kühlmitteltemperaturabfall erforderliche Rippendichte der innenverrippten Kühlmittelrohre auf mindestens eine Diagonale des Strömungskanalquerschnitts der Kühlmittelkanäle (7) von mehr als 1,0 mm, und insbesondere auf eine bevorzugte Höhe von mehr als 1,5 mm und eine Breite von mehr als 0,7 mm führt.

15. Heizungsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1-14, **dadurch gekennzeichnet**, dass die dem Kühlmittelintritt (2) und/oder die dem Kühlmittelaustritt (3) zugeordnete Kühlmittelanschlussleitung an den Kabinenwärmetauscher (20) einen Innendurchmesser von weniger als 11 mm aufweist.

Es folgen 4 Seiten Zeichnungen



**Fig. 1c**

**Fig. 1**

**Fig. 1b**

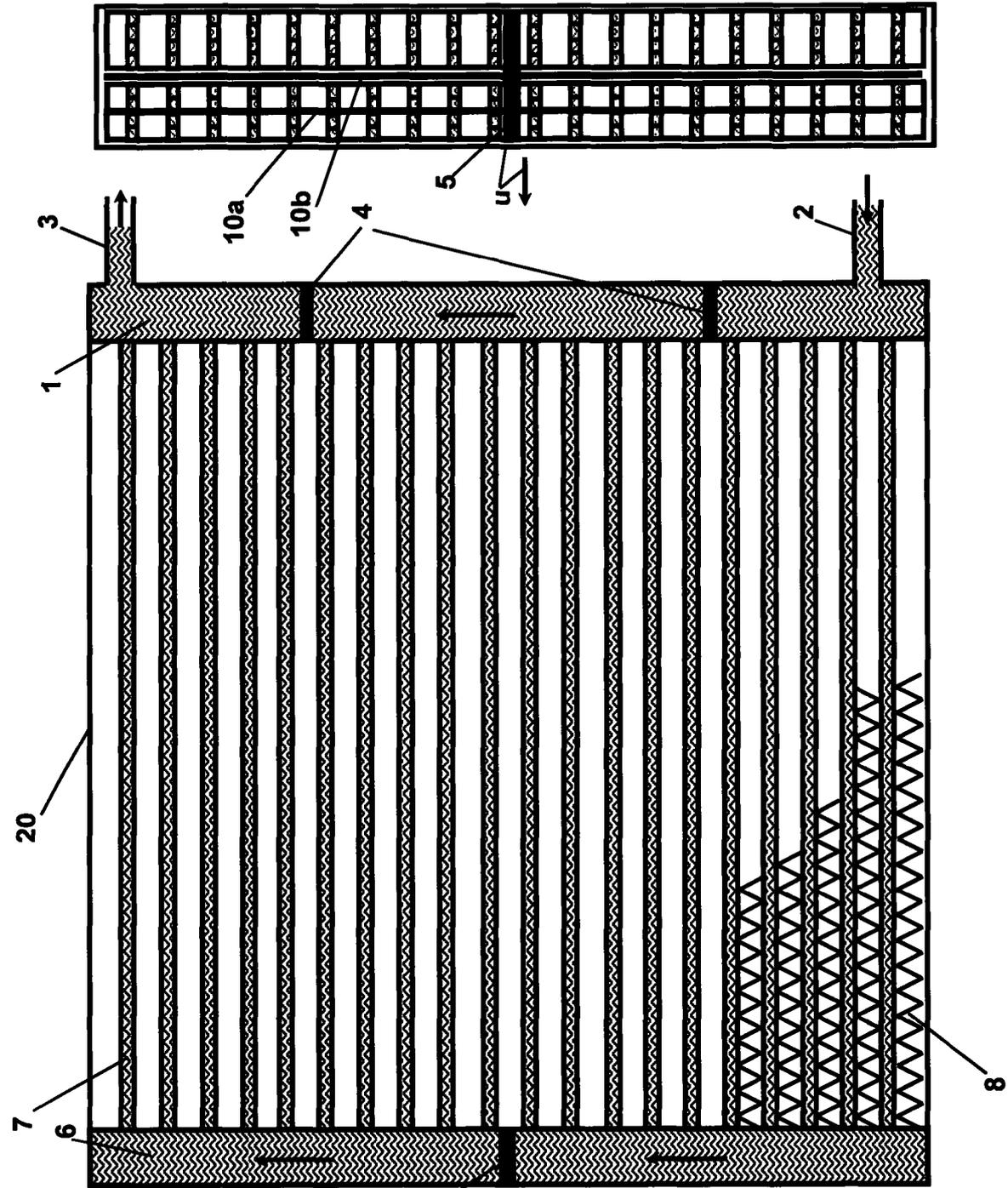


Fig. 2c

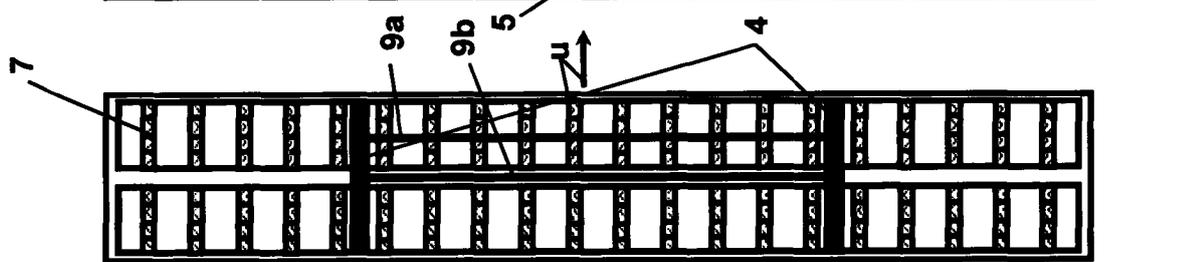


Fig. 2a

Fig. 2b

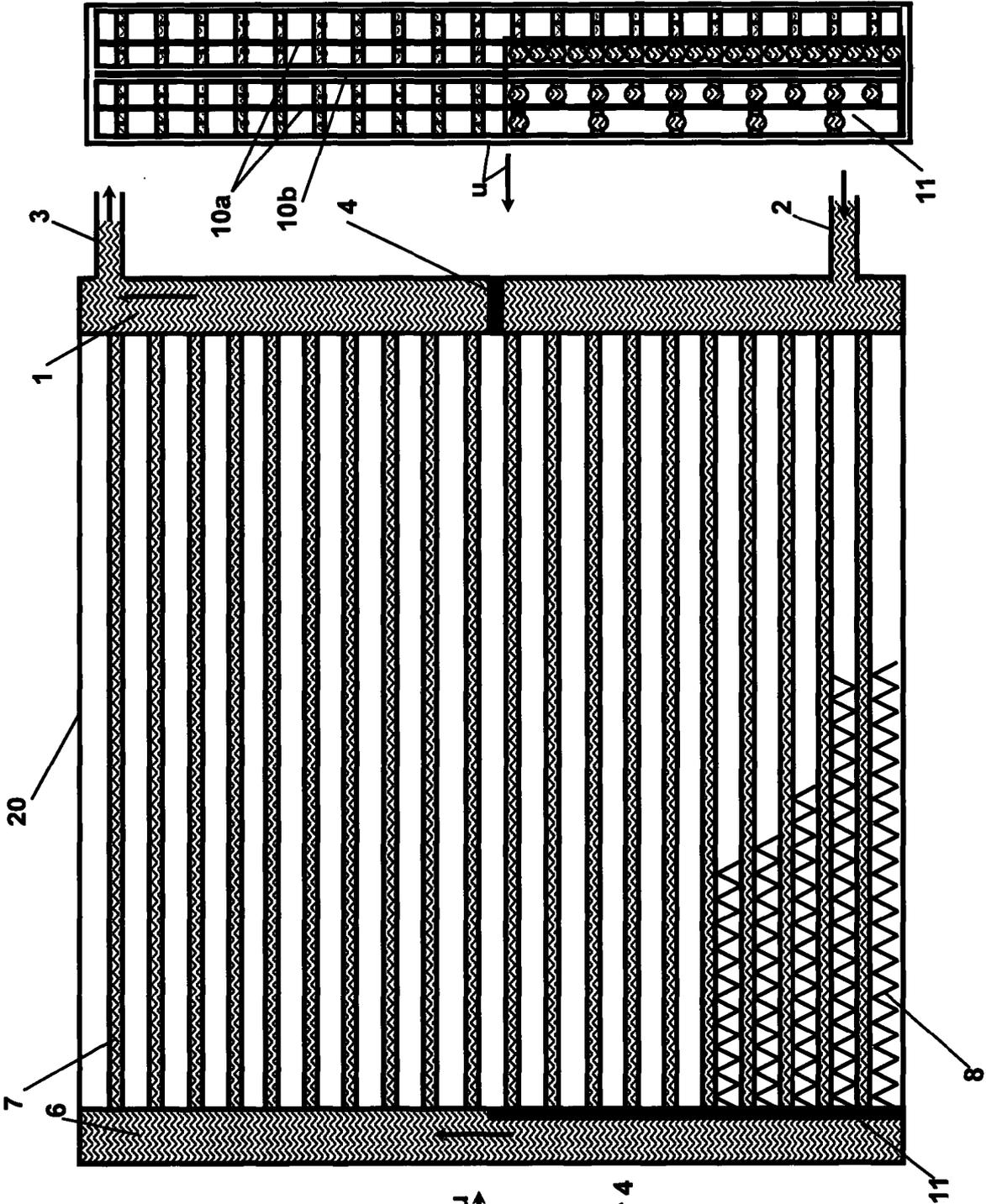


Fig. 3a

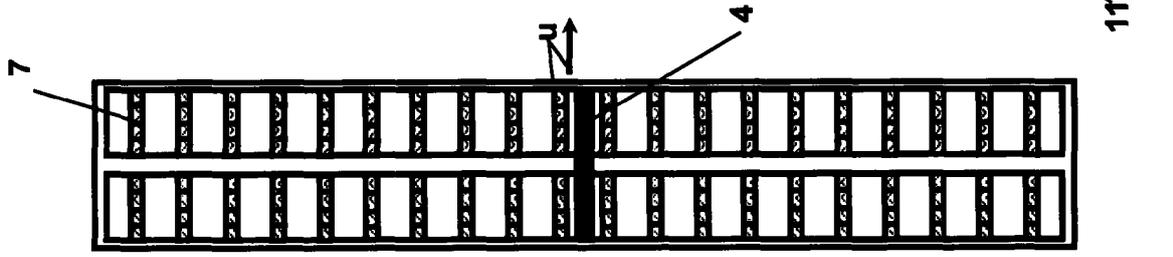


Fig. 3b

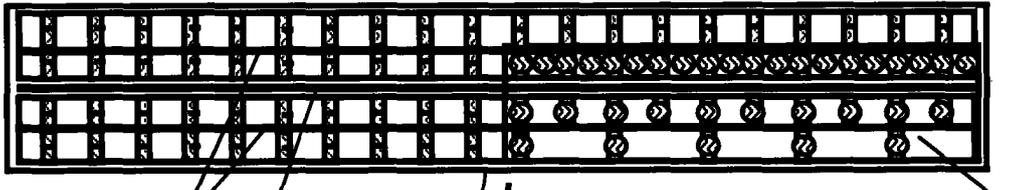
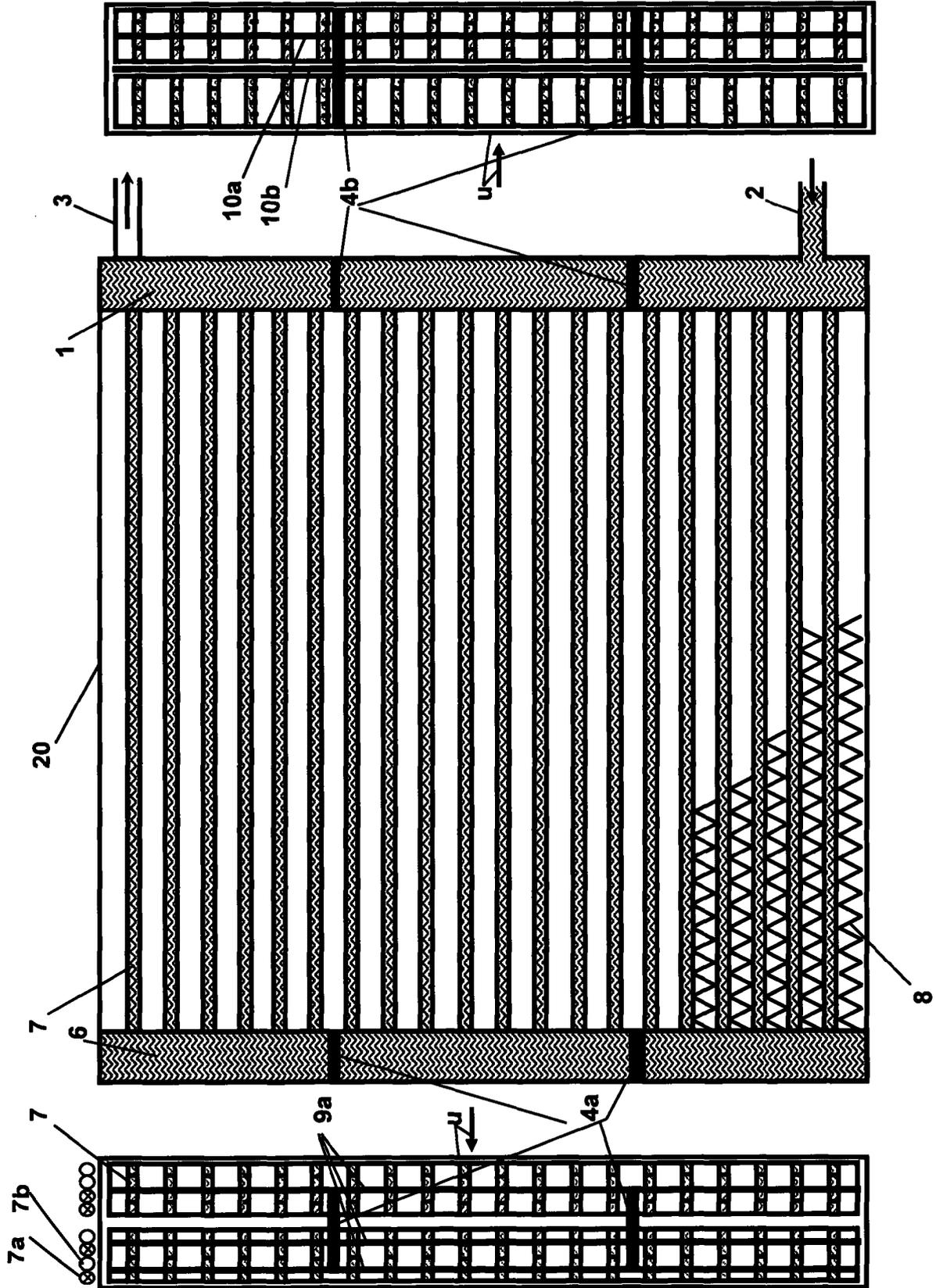


Fig. 3c



**Fig. 4c**

**Fig. 4a**

**Fig. 4b**