



(12) **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

(43) Veröffentlichungstag:
30.10.2024 Patentblatt 2024/44

(51) Internationale Patentklassifikation (IPC):
F28D 21/00^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **24184840.7**

(52) Gemeinsame Patentklassifikation (CPC):
**F28F 13/12; F28F 1/40; F28F 3/027; F28F 3/048;
F28F 7/02; F28D 2021/0068**

(22) Anmeldetag: **29.11.2022**

(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 ME MK MT NL
NO PL PT RO RS SE SI SK SM TR**
Benannte Erstreckungsstaaten:
BA
Benannte Validierungsstaaten:
KH MA MD TN

(71) Anmelder: **Siemens Energy Global GmbH & Co.
KG**
81739 München (DE)

(72) Erfinder:
• **Thomaidis, Dimitrios**
10719 Berlin (DE)
• **Cavadini, Philipp**
10625 Berlin (DE)
• **Lorenz, Marten**
14482 Potsdam (DE)

(30) Priorität: **03.12.2021 DE 102021213766**

(62) Dokumentnummer(n) der früheren Anmeldung(en)
nach Art. 76 EPÜ:
22823366.4 / 4 413 316

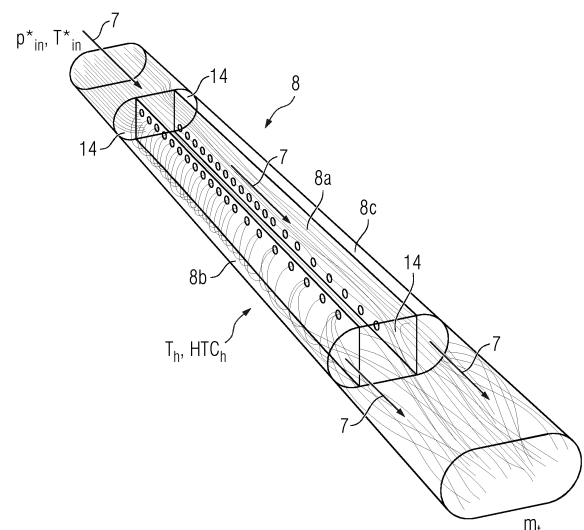
Bemerkungen:

Diese Anmeldung ist am 27-06-2024 als
Teilanmeldung zu der unter INID-Code 62 erwähnten
Anmeldung eingereicht worden.

(54) **WÄRMETAUSCHER UND WÄRMEPUMPE MIT ZUMINDEST EINEM SOLCHEN WÄRMETAUSCHER**

(57) Die Erfindung betrifft einen Wärmetauscher (2,4), insbesondere Rohr-, Rohrbündel-, Rippenrohr- und Plattenwärmetauscher, mit zumindest einem länglichen Strömungskanal (8), durch den während des Betriebs ein Fluid in einer der Längserstreckung des Strömungskanals (8) entsprechenden Hauptströmungsrichtung (7) hindurchgeleitet wird, dadurch gekennzeichnet, dass der zumindest eine Strömungskanal (8) Einbauten und/oder Gestaltungsmerkmale aufweist, die dem in Hauptströmungsrichtung (7) strömenden Fluid einen Drall in einer Umfangsrichtung des Strömungskanals (8) verleihen. Ferner betrifft die Erfindung eine Wärmepumpe (1) mit zumindest einem solchen Wärmetauscher (2,4).

FIG 10



Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft einen Wärmetauscher, wobei der Wärmetauscher zumindest einen länglichen Strömungskanal aufweist, durch den während des Betriebs ein Fluid in einer der Längserstreckung des Strömungskanals entsprechenden Hauptströmungsrichtung hindurchgeleitet wird. Ferner betrifft die Erfindung eine Wärmepumpe mit zumindest einem solchen Wärmetauscher.

[0002] Derartige Wärmetauscher werden beispielsweise in Wärmepumpensystemen eingesetzt und sind im Stand der Technik in unterschiedlichsten Ausgestaltungen bekannt. Dabei kommen unterschiedliche Wärmetauscher-Bauarten zum Einsatz, wie beispielsweise sogenannte Rohr-, Rohrbündel-, Rippenrohr- und Plattenwärmetauscher. Ein Nachteil dieser Wärmetauscher besteht darin, dass sie einen großen Bauraum einnehmen. Darüber hinaus wird mit ihnen derzeit nur ein geringer COP-Wert (**Coefficient of Performance**) erzielt. Der COP-Wert beschreibt die Effizienz des Wärmepumpensystems. Er gibt das Verhältnis der Wärmeleistung und der dazu erforderlichen Arbeitsenergie an, die dem Wärmepumpensystem in Form von Strom zugeführt wird.

[0003] Ausgehend von diesem Stand ist es eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, einen verbesserten Wärmetauscher und eine verbesserte Wärmepumpe der eingangs genannten Art zu schaffen, die einen vergleichsweise kleinen Bauraum einnehmen und/oder eine verbesserte Effizienz aufweisen.

[0004] Zur Lösung dieser Aufgabe schafft die vorliegende Erfindung einen Wärmetauscher der eingangs genannten Art, der dadurch gekennzeichnet ist, dass der zumindest eine Strömungskanal Einbauten und/oder Gestaltungsmerkmale aufweist, die dem in Hauptströmungsrichtung strömenden Fluid einen Drall in einer Umfangsrichtung des Strömungskanals verleihen. Untersuchungen haben ergeben, dass die über einen solchen gezielt hervorgerufenen Drall bewirkte Verwirbelung des Fluids eine Verbesserung der Intensität des Wärmeübergangs insbesondere im flüssigen, nicht kochendem sowie im gasförmigen Zustand des Fluids nach sich zieht. Darüber hinaus hat sich gezeigt, dass Dank des auferlegten Dralls insbesondere im kochendem Zustand des Fluids Druckverluste minimiert werden können. Entsprechend lässt sich die Effizienz des erfindungsgemäßen Wärmetauschers gegenüber herkömmlichen Wärmetauschern, bei denen das Fluid den Strömungskanal lediglich in Hauptströmungsrichtung durchströmt, bei gleichbleibendem Bauraum optimieren. Alternativ lässt sich der Bauraum bei gleichbleibender oder verbesserter Effizienz verringern.

[0005] Gemäß einer ersten Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung ist der zumindest eine Strömungskanal als eine Rohrleitung mit insbesondere kreisförmigem Querschnitt ausgebildet, wobei als Einbauten in den Strömungskanal ortsfeste, starre Drallkörper eingesetzt

sind, die jeweils eine zentrale, sich in Hauptströmungsrichtung erstreckende Mittelachse und sich ausgehend von dieser Mittelachse radial auswärts erstreckende Leitschaukeln aufweisen, die dem den jeweiligen Drallkörper anströmenden Fluid den gewünschten Drall verleihen. Es hat sich gezeigt, dass sich die Intensität des Wärmeübergangs einer Rohrleitung mit solchen Drallkörpern gegenüber einem Strömungskanal ohne Drallkörper etwa verdoppeln lässt.

[0006] Gemäß einer weiteren Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung ist der zumindest eine längliche Strömungskanal als Rohrleitung ausgebildet und zumindest bereichsweise in wenigstens zwei sich parallel zueinander in Hauptströmungsrichtung erstreckende Teilkanäle unterteilt, zwischen denen sich eine Trennwand erstreckt, wobei der erste Teilkanal stromabwärts und der zweite Teilkanal stromaufwärts mit einer sich quer zur Hauptströmungsrichtung erstreckenden Prallplatte versehen ist, und wobei die Trennwand mit Fluiddurchtrittsöffnungen versehen ist, durch die das in den ersten Teilkanal eingeleitete Fluid in den zweiten Teilkanal geleitet wird. Durch diese in erster Linie durch die Prallplatte des ersten Teilkanals und die Fluiddurchtrittsöffnungen bewirkte erzwungene Umlenkung des Fluids aus dem ersten Teilkanal in den zweiten Teilkanal wird das Fluid gezielt mit einem Drall in Umfangsrichtung des Strömungskanals beaufschlagt. Mit einem solchen Aufbau des zumindest einen Strömungskanals lässt sich die Intensität des Wärmeübergangs des Wärmepumpensystems gegenüber herkömmlichen Wärmetauschern, bei denen das Fluid durch eine einfache Rohrleitung mit kreisrundem Querschnitt geleitet wird, um bis zum Fünffachen steigern, was insbesondere eine deutliche Reduzierung des Bauraums ermöglicht.

[0007] Bevorzugt ist der zumindest eine längliche Strömungskanal zumindest bereichsweise in drei sich parallel zueinander in Hauptströmungsrichtung erstreckende Teilkanäle unterteilt, zwischen denen sich jeweils eine Trennwand erstreckt, wobei der erste mittlere Teilkanal stromabwärts und der zweite Teilkanal und der dritte Teilkanal jeweils stromaufwärts mit einer sich quer zur Hauptströmungsrichtung erstreckenden Prallplatte versehen ist, und wobei die Trennwände mit Fluiddurchtrittsöffnungen versehen sind, durch die das in den ersten Teilkanal eingeleitete Fluid unter Beaufschlagung desselben mit einem Drall in den zweiten Teilkanal und in den dritten Teilkanal geleitet wird. Mit einem solchen Aufbau konnte die größte Steigerung der Intensität des Wärmeübergangs gegenüber herkömmlichen Wärmetauschern, bei denen das Fluid durch eine einfache Rohrleitung mit kreisrundem Querschnitt geleitet wird, bezeichnet werden.

[0008] Bevorzugt weist der erste Teilkanal einen rechteckigen oder bevorzugt quadratischen Querschnitt auf, und der zweite und dritte Teilkanal weisen jeweils einen halbkreisförmigen Querschnitt auf. Dieser Aufbau hat sich als besonders einfach, preiswert und effizient erwiesen.

[0009] Vorteilhaft ist die Prallplatte des ersten Teilkanals mit zumindest einem Durchgangsloch oder bevorzugt mit zumindest einem Durchgangsschlitz versehen ist. Dank solcher Durchgangslöcher und/oder Durchgangsschlitze lassen sich vor allem Reibungsverluste minimieren.

[0010] Bevorzugt sind die Fluiddurchtrittsöffnungen in Hauptströmungsrichtung beabstandet voneinander angeordnet, wobei der Abstand zwischen benachbarten Fluiddurchtrittsöffnungen stromabwärts bevorzugt nach und nach zunimmt. Auch hierdurch lassen sich Strömungsverluste reduzieren.

[0011] Gemäß einer weiteren Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung ist eine Vielzahl von Strömungskanälen vorgesehen, wobei jeder Strömungskanal durch eine Mehrzahl geradliniger, sich in Hauptströmungsrichtung erstreckender, über Fluiddurchtrittsöffnungen miteinander verbundener Strömungskanalabschnitte gebildet ist, die in Hauptströmungsrichtung einander überlappend und in Richtungen quer zur Hauptströmungsrichtung versetzt zueinander angeordnet sind, wobei jeder Strömungskanal, durch den ein heißes Fluid geleitet wird, bevorzugt über seine gesamte Länge einen benachbarten Strömungskanal kontaktiert, durch den ein kaltes Fluid geleitet wird. Diese in Hauptströmungsrichtung einander überlappende und in Richtungen quer zur Hauptströmungsrichtung versetzte Anordnung der einzelnen über die Fluiddurchtrittsöffnungen miteinander verbundenen Strömungskanalabschnitte führt dazu, dass das durch den Strömungskanal geleitete Fluid beim Übergang von einem Strömungskanalabschnitt in den nächsten Strömungskanalabschnitt mit einem Drall in Umfangsrichtung des Strömungskanals beaufschlagt wird. Mit einem solchen Aufbau wurden im Rahmen von Versuchen hinsichtlich der Intensitätssteigerung des Wärmeübergangs die besten Resultate mit einem Faktor von bis zu 7 gegenüber herkömmlichen Wärmetauschern erzielt, bei denen das Fluid durch eine Rohrleitung mit rundem Querschnitt geleitet wird.

[0012] Bevorzugt werden die Strömungskanalabschnitte durch quaderförmige Hohlstäbe mit insbesondere quadratischen Stirnseiten gebildet, die an ihren freien Enden jeweils mit einer Fluiddurchtrittsöffnung versehen sind. Auf diese Weise wird ein einfacher modularer Aufbau erzielt. Die Hohlstäbe können beispielsweise stoffschlüssig miteinander verbunden sein. Die Hohlstäbe können aber auch gemeinsam additiv gefertigt werden, so dass einzelne Hohlstäbe nur virtuell und nicht tatsächlich vorhanden sind.

[0013] Vorteilhaft sind die Fluiddurchtrittsöffnungen schlitzförmig ausgebildet, wobei die Schlitzbreite bevorzugt dem 0,1- bis 0,3-fachen der Länge einer Stirnseite des Hohlstabs entspricht, insbesondere dem 0,25-fachen. Auf diese Weise können Reibungsverluste minimiert werden.

[0014] Gemäß einer weiteren Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung ist der Wärmetauscher in Form eines Rippenplattenwärmetauschers vorgesehen, der ei-

ne Vielzahl von Strömungskanälen aufweist, die jeweils durch zwei parallele Platten und schräg angestellte Rippen begrenzt sind und einen trapezförmigen Querschnitt aufweisen, wobei zumindest eine Stirnwand jedes Strömungskanals mit Fluiddurchtrittsöffnungen versehen ist, durch die das in einen Strömungskanal eingeleitete Fluid unter Beaufschlagung desselben mit einem Drall in Umfangsrichtung des Strömungskanals in einen benachbarten Strömungskanal geleitet wird.

[0015] Bevorzugt sind die Fluiddurchtrittsöffnungen (15) an derjenigen Seite, von der das Fluid in einen Strömungskanal (8) eingeleitet wird, jeweils mit einer anströmseitig offen ausgebildeten Abdeckung (27) versehen. Die Abdeckungen können beispielsweise durch Schlitzen und Umformen des die Rippe bildenden Bleches hergestellt sein, wodurch ein sehr einfacher Aufbau erzielt wird.

[0016] Ferner schafft die vorliegende Erfindung eine Wärmepumpe mit zumindest einem erfindungsgemäßen Wärmetauscher.

[0017] Weitere Vorteile und Merkmale der vorliegenden Erfindung werden anhand der nachfolgenden Beschreibung unter Bezugnahme auf die beiliegenden Figuren deutlich. Darin ist

Figur 1 eine schematische Ansicht einer Wärmepumpe;

Figur 2 eine perspektivische Ansicht eines gemäß einem ersten erfindungsgemäßen Ansatz ausgebildeten Strömungskanals, bei dem es sich um einen solchen eines Wärmetauschers der in Figur 1 gezeigten Wärmepumpe handeln kann;

Figur 3 eine vergrößerte Seitenansicht eines in Figur 2 nur schematisch dargestellten Drallkörpers;

Figur 4 ein Graph, der die Verbesserung der Intensität des Wärmeübergangs von Varianten des in Figur 2 gezeigten Strömungskanals gegenüber einem Referenz-Strömungskanal in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl zeigt;

Figur 5 ein Graph, der die Erhöhung des hydraulischen Reibungsverlustes dieser Varianten gegenüber dem Referenz-Strömungskanal in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl zeigt;

Figur 6 ein Diagramm, dass die Verbesserung der Intensität des Wärmeübergangs dieser Varianten gegenüber dem Referenz-Strömungskanal bei einer Reynolds-Zahl von 10.000 zeigt;

Figur 7 eine perspektivische Ansicht einer ersten Variante eines gemäß einem zweiten erfindungsgemäßen Ansatz ausgebildeten Strömungskanals, bei dem es sich um einen solchen eines Wärmetauschers der in Figur 1 gezeigten Wärmepumpe han-

deln kann;

Figur 8 eine perspektivische Ansicht einer zweiten Variante eines gemäß einem zweiten erfindungsgemäßen Ansatz ausgebildeten Strömungskanals, bei dem es sich um einen solchen eines Wärmetauschers der in Figur 1 gezeigten Wärmepumpe handeln kann;

Figur 9 eine perspektivische Ansicht einer dritten Variante eines gemäß einem zweiten erfindungsgemäßen Ansatz ausgebildeten Strömungskanals, bei dem es sich um einen solchen eines Wärmetauschers der in Figur 1 gezeigten Wärmepumpe handeln kann;

Figur 10 eine perspektivische Ansicht der in Figur 7 gezeigten ersten Variante, welche exemplarisch die Umlenkung eines durch den Strömungskanal geleiteten Fluids zeigt;

Figur 11 ein Graph, der die Verbesserung der Intensität des Wärmeübergangs der in den Figuren 7 bis 9 dargestellten Varianten gegenüber dem Referenz-Strömungskanal in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl zeigt;

Figur 12 ein Graph, der die Erhöhung des hydraulischen Reibungsverlustes der in den Figuren 7 bis 9 dargestellten Varianten gegenüber dem Referenz-Strömungskanal in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl zeigt;

Figur 13 ein Diagramm, dass die Verbesserung der Intensität des Wärmeübergangs der in den Figuren 7 bis 9 dargestellten Varianten gegenüber dem Referenz-Strömungskanal bei einer Reynolds-Zahl von 10.000 zeigt;

Figur 14 eine perspektivische Ansicht eines Wärmetauschers, bei dem es sich um einen solchen der in Figur 1 gezeigten Wärmepumpe handeln kann, bei dem die Strömungskanäle gemäß einem dritten erfindungsgemäßen Ansatz ausgebildet sind;

Figur 15 eine Querschnittansicht entlang der Linie XV in Figur 14;

Figur 16 eine weitere, teilweise durchsichtig dargestellte perspektivische Ansicht des in Figur 14 dargestellten Wärmetauschers;

Figur 17 eine schematische Ansicht zweier Strömungskanäle des in Figur 14 dargestellten Wärmetauschers;

Figur 18 ein Graph, der die Verbesserung der Intensität des Wärmeübergangs dreier Varianten der in

Figur 17 dargestellten Strömungskanäle gegenüber dem Referenz-Strömungskanal in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl zeigt;

Figur 19 ein Graph, der die Erhöhung des hydraulischen Reibungsverlustes dreier Varianten der in Figur 17 dargestellten Strömungskanäle gegenüber dem Referenz-Strömungskanal in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl zeigt;

Figur 20 ein Diagramm, dass die Verbesserung der Intensität des Wärmeübergangs dreier Varianten der in Figur 17 dargestellten Strömungskanäle gegenüber dem Referenz-Strömungskanal bei einer Reynolds-Zahl von 10.000 zeigt;

Figur 21 eine perspektivische Ansicht einer ersten Variante eines gemäß einem vierten erfindungsgemäßen Ansatz ausgebildeten Strömungskanals, bei dem es sich um einen solchen eines Wärmetauschers der in Figur 1 gezeigten Wärmepumpe handeln kann;

Figur 22 eine Vorderansicht des in Figur 21 dargestellten Strömungskanals, welche die Umlenkung eines durch den Strömungskanal geleiteten Fluids zeigt;

Figur 23 eine perspektivische Ansicht einer zweiten Variante eines gemäß einem vierten erfindungsgemäßen Ansatz ausgebildeten Strömungskanals, bei dem es sich um einen solchen eines Wärmetauschers der in Figur 1 gezeigten Wärmepumpe handeln kann;

Figur 24 eine Vorderansicht des in Figur 23 dargestellten Strömungskanals, welche die Umlenkung eines durch den Strömungskanal geleiteten Fluids zeigt;

Figur 25 eine perspektivische Ansicht einer dritten Variante eines gemäß einem vierten erfindungsgemäßen Ansatz ausgebildeten Strömungskanals, bei dem es sich um einen solchen eines Wärmetauschers der in Figur 1 gezeigten Wärmepumpe handeln kann;

Figur 26 eine Vorderansicht des in Figur 25 dargestellten Strömungskanals, welche die Umlenkung eines durch den Strömungskanal geleiteten Fluids zeigt;

Figur 27 ein Graph, der die Verbesserung der Intensität des Wärmeübergangs der in den Figuren 21, 23 und 25 dargestellten Varianten gegenüber dem Referenz-Strömungskanal in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl zeigt;

Figur 28 ein Graph, der die Erhöhung des hydraulischen Reibungsverlustes der in den Figuren 21, 23 und 25 dargestellten Varianten gegenüber dem Referenz-Strömungskanal in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl zeigt;

Figur 29 ein Diagramm, dass die Verbesserung der Intensität des Wärmeübergangs der in den Figuren 21, 23 und 25 dargestellten Varianten gegenüber dem Referenz-Strömungskanal bei einer Reynolds-Zahl von 10.000 zeigt;

Figur 30 ein Graph, der die Verbesserung der Intensität des Wärmeübergangs der gemäß den vier erfindungsgemäßen Ansätzen gestalteten Strömungskanäle gegenüber dem Referenz-Strömungskanal in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl zeigt;

Figur 31 ein Graph, der die Erhöhung des hydraulischen Reibungsverlustes der gemäß den vier erfindungsgemäßen Ansätzen gestalteten Strömungskanäle gegenüber dem Referenz-Strömungskanal in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl zeigt;

Figur 32 ein Diagramm, das die Verbesserung der Intensität des Wärmeübergangs der gemäß den vier erfindungsgemäßen Ansätzen gestalteten Strömungskanäle gegenüber dem Referenz-Strömungskanal bei einer Reynolds-Zahl von 10.000 zeigt;

Figur 33 eine perspektivische Darstellung, die beispielhaft einen herkömmlichen Wärmetauscher und einen erfindungsgemäß modifizierten Wärmetauscher zeigt.

[0018] Gleiche Bezugswerte bezeichnen nachfolgend gleiche oder gleichartige Bauteile bzw. Bauteilbereiche.

[0019] Figur 1 zeigt schematisch eine Wärmepumpe 1, die einen ersten Wärmetauscher 2, einen Verdichter 3, einen zweiten Wärmetauscher 4 und eine Drossel 5 aufweist, die der Reihe nach in einen Fluidkreislauf 6 eingebunden sind, durch den ein Fluid in Form eines Kältemittels geleitet wird. In dem ersten Wärmetauscher 2 wird der durch die Natur bereitgestellten Wärmequelle (bspw. Luft, Wasser oder Erde) Energie entzogen, die auf das flüssige Kältemittel übertragen wird und dieses verdampft. Im dampfförmigen Zustand wird das Kältemittel dann dem Verdichter 3 zugeführt, der das verdichtete Kältemittel anschließend an den zweiten Wärmetauscher 4 weiterleitet. In dem zweiten Wärmetauscher 4 wird das Kältemittel kondensiert, wobei die dem Kältemittel dabei entzogene Energie auf ein zu erwärmendes Fluid, beispielsweise Heizungswasser übertragen wird, das entsprechend erhitzt wird. Das Kältemittel wird schließlich der Drossel 5 zugeführt und entspannt, woraufhin es wieder zum ersten Wärmetauscher 2 geleitet

wird.

[0020] Bei herkömmlichen Wärmetauschern 2,4 werden die Fluide unabhängig davon, ob diese als Rohr-, Rohrbündel-, Rippenrohr- und Plattenwärmetauscher ausgeführt sind, in einer Hauptströmungsrichtung 7 jeweils geradlinig durch zumindest einen länglichen Strömungskanal 8 geleitet, wobei die Hauptströmungsrichtung 7 der Längserstreckung des Strömungskanals 8 entspricht. Der Erfindung liegt die grundsätzliche Idee zugrunde, den zumindest einen Strömungskanal 8 mit Einbauten und/oder Gestaltungsmerkmalen zu versehen, die dem in Hauptströmungsrichtung 7 strömenden Fluid einen Drall in einer Umfangsrichtung des Strömungskanals 8 verleihen. Ziel ist es, auf diese Weise die Intensität des Wärmeübergangs zu erhöhen und/oder den benötigten Bauraum des Wärmetauschers 2, 4 zu verkleinern.

[0021] Die Figuren 2 und 3 zeigen einen ersten erfindungsgemäßen Ansatz, bei dem in einen Strömungskanal 8 als Einbauten zwei Drallkörper 9 eingesetzt sind. Bei dem Strömungskanal 8 handelt es sich um eine Rohrleitung, die eine glatte Innenfläche und einen kreisförmigen Querschnitt mit dem Durchmesser D aufweist. Die ortsfest und starr in den Strömungskanal 8 eingesetzten Drallkörper 9 umfassen jeweils eine zentrale, sich in Hauptströmungsrichtung 7 erstreckende Mittelachse 10 und sich ausgehend von dieser Mittelachse 10 radial auswärts erstreckende Leitschaufeln 11, die dem den Drallkörper 9 in Hauptströmungsrichtung 7 anströmenden Fluid den Drall in Umfangsrichtung verleihen. Hierzu sind die Leitschaufeln 11 vorliegend bogenförmig ausgebildet, wobei der Winkel α , den die Hauptströmungsrichtung 7 mit einer an die abströmseitige Kante einer Leitschaufel 12 angelegte Tangente 12 einschließt, bevorzugt 60° beträgt. Dieser Winkel α ebenso wie die Anzahl der Leitschaufeln 11, die vorliegend acht beträgt, können grundsätzlich variiert werden.

[0022] Im Rahmen eines ersten Versuchs wurde unter den nachfolgenden Bedingungen ein Fluidgesamtmassestrom $\dot{m}_t$ durch den in Figur 2 gezeigten Strömungskanal 8 geleitet:

Fluid: Luft (ideales Gas)

Einlassdruck $p_{in}^* = 1 \text{ atm}$

Einlasstemperatur $T_{in}^* = 303,15 \text{ K}$

Außentemperatur $T_h = 373,15 \text{ K}$

Wärmeübertragungskoeffizient außen HTC_h

Reynolds-Zahl $Re = \text{variabel}$

Nußelt-Zahl Nu basierend auf hydraulischem Durchmesser und Reibungsfaktor f

[0023] In einer ersten Messreihe wurden die Drallkörper 9 in einem Abstand $L = 6D$ positioniert.

[0024] In einer zweiten Messreihe wurden die Drallkörper 9 in einem Abstand $L = 40D$ positioniert.

[0025] Eine Referenzmessung erfolgte unter analogen Bedingungen unter Verwendung desselben Strömungskanals 8 ohne die darin positionierten Drallkörper 9. Die-

se Referenzmessung ist mit dem Index 0 gekennzeichnet.

[0026] Die Figuren 4 bis 6 zeigen Auszüge der im Rahmen der Untersuchungen erzielten Ergebnisse.

[0027] Die Anordnung von Drallkörpern 9 in dem Strömungskanal 8 ermöglicht, wie es in den Figuren 4 und 6 gezeigt ist, gegenüber der Referenzmessung eine Erhöhung der Intensität des Wärmeübergangs im Strömungskanal 8 - in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl - um das 1,5 bis 4-fache bei gleichzeitigem Anstieg der hydraulischen Verluste um das 2 bis 8-fache, siehe Figur 5. Eine Verringerung des Abstands L zwischen den beiden Drallkörpern 9 führt zu einem Anstieg der Intensität des Wärmeübergangs sowie zu einem Anstieg der hydraulischen Verluste.

[0028] Die Figuren 7 bis 9 zeigen Varianten eines gemäß einem zweiten erfindungsgemäßen Ansatz ausgebildeten Strömungskanals 8, der zumindest bereichsweise in mehrere, vorliegend in drei sich parallel zueinander in Hauptströmungsrichtung 7 erstreckende Teilkanäle 8a, 8b und 8c unterteilt ist, zwischen denen sich jeweils eine Trennwand 13 erstreckt. Ein erster mittlerer Teilkanal 8a des dargestellten Strömungskanals 8 weist einen quadratischen Querschnitt auf. Die den mittleren Teilkanal 8a flankierenden anderen beiden Teilkanäle 8b und 8c haben jeweils einen halbkreisförmigen Querschnitt.

[0029] Die Geometrien der in den Figuren 7 bis 9 dargestellten Varianten der Strömungskanäle 8 sind grundsätzlich identisch.

[0030] Bei der in Figur 7 dargestellten ersten Variante des Strömungskanals 8, die in den Figuren 11 bis 13 durch die Ziffer "1" repräsentiert wird, ist der erste mittlere Teilkanal 8a stromabwärts und sind der zweite Teilkanal 8b und der dritte Teilkanal 8c jeweils stromaufwärts mit einer sich quer zur Hauptströmungsrichtung 7 erstreckenden, vollständig geschlossenen Prallplatte 14 versehen. Ferner sind die Trennwände 13 mit Fluiddurchtrittsöffnungen 15 ausgebildet, durch die das in den ersten Teilkanal 8a eingeleitete Fluid unter Beaufschlagung desselben mit einem Drall in den zweiten Teilkanal 8b und in den dritten Teilkanal 8c geleitet wird. Der Abstand der einzelnen Fluiddurchtrittsöffnungen 15 in Richtung der Hauptströmungsrichtung 7 nimmt bei der dargestellten Ausführung stromabwärts zu. Diese Geometrie ist nachfolgend mit dem Index 1 gekennzeichnet.

[0031] Die Geometrie der in Figur 8 gezeigten zweiten Variante des Strömungskanals 8, die in den Figuren 11 bis 13 durch die Ziffer "2" repräsentiert wird, entspricht in wesentlichen Teilen derjenigen des in Figur 7 gezeigten Strömungskanals 8. Die den ersten mittleren Teilkanal 8a verschließende Prallplatte 14 ist hier aber mit einem zentralen kreisrunden Durchgangsloch 16 versehen.

[0032] Die Geometrie der in Figur 9 gezeigten dritten Variante des Strömungskanals 8, die in den Figuren 11 bis 13 durch die Ziffer "3" repräsentiert wird, unterscheidet sich dahingehend von derjenigen des in Figur 8 gezeigten Strömungskanals 8, dass die den ersten middle-

ren Teilkanal 8a verschließende Prallplatte 14 nicht mit einem zentralen Durchgangsloch 16, sondern vorliegend mit zwei horizontalen Durchgangsschlitzen 17 versehen ist, die im oberen und im unteren Bereich der Prallplatte 14 positioniert sind.

[0033] Im Rahmen eines zweiten Versuchs wurde unter denselben Bedingungen wie im ersten Versuch ein Fluidgesamtmassstrom durch die in den Figuren 7 bis 9 gezeigten Strömungskanäle 8 geleitet.

[0034] Figur 10 zeigt, wie das die Fluiddurchlassöffnungen 15 passierende Fluid mit einem Drall in Umfangsrichtung des Strömungskanals 8 beaufschlagt wird, wie es durch Pfeile veranschaulicht ist. Die Geschwindigkeiten des Fluids sind in den bogenförmigen Außenbereichen des zweiten und dritten Teilkanals 8b und 8c maximal.

[0035] Die Figuren 11 bis 13 zeigen Auszüge der im Rahmen der Messreihen erzielten Ergebnisse, wobei auch hier die einfache Rohrleitung als Referenz diente, Index 0.

[0036] Die Geometrien der Varianten 1 bis 3 ermöglichen, wie es in den Figuren 11 und 13 gezeigt ist, gegenüber der Referenzgeometrie 0 eine Erhöhung der Intensität des Wärmeübergangs im Strömungskanal 8 - in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl - um das 4 bis 10-fache bei gleichzeitigem Anstieg der hydraulischen Verluste um das 40 bis 100-fache, siehe Figur 12. Das Vorsehen eines Durchgangsloches 16 oder von Durchgangsschlitzen 17 in der den ersten Teilkanal 8a verschließenden Prallplatte 14 führt zu einer signifikanten Verringerung der hydraulischen Verluste bei gleichzeitig geringfügiger Verschlechterung des Wärmeübergangs, siehe Figuren 11 und 12 in Zusammenschau.

[0037] Die Figuren 14 bis 17 zeigen einen dritten erfindungsgemäßen Ansatz, die Intensität der Wärmeübertragung zu erhöhen. Der dargestellte Wärmetauscher 2, 4 verfügt über einen Fluideinlass 18 und einen Fluidauslass 19 für ein erstes Fluid sowie über einen Fluideinlass 20 und einen Fluidauslass 21 für ein zweites Fluid, wobei die Fluide vorliegend im Gegenstrom durch den Wärmetauscher 2, 4 geleitet werden. Hierfür ist eine Vielzahl von im Querschnitt betrachtet matrixartig angeordneten Strömungskanälen 8 vorgesehen, siehe Figur 15, wobei jeder Strömungskanal 8, wie es in Figur 17 schematisch gezeigt ist, durch eine Mehrzahl geradliniger, sich in Hauptströmungsrichtung erstreckender, über Fluiddurchtrittsöffnungen 22 miteinander verbundener Strömungskanalabschnitte gebildet ist, die in Hauptströmungsrichtung 7 einander überlappend und in Richtungen quer zur Hauptströmungsrichtung 7 versetzt zueinander angeordnet sind. Die einzelnen Strömungskanalabschnitte eines Strömungskanals 8 sind vorliegend derart positioniert, dass der Strömungskanal 8 insgesamt in Richtung seiner Längserstreckung eine schraubenlinienartige Form aufweist. Dabei kontaktiert jeder Strömungskanal 8, durch den ein heißes Fluid geleitet wird, bevorzugt über seine gesamte Länge einen benachbarten Strömungskanal 8, durch den ein kaltes Fluid geleitet

wird, wie es links in Figur 17 gezeigt ist. Zwei Strömungskanäle 8 sind also jeweils schraubenlinienartig "verdillt". Die Strömungskanalabschnitte sind jeweils durch quaderförmige Hohlstäbe 23 mit vorliegend quadratischen Stirnseiten gebildet, die an ihren freien Enden jeweils mit einer Fluiddurchtrittsöffnung 15 versehen sind. Die Fluiddurchtrittsöffnungen 15 sind vorliegend jeweils schlitzförmig ausgebildet und erstrecken sich in Hauptströmungsrichtung 7, wobei die Schlitzbreite b bevorzugt dem 0,1- bis 0,3-fachen der Länge d einer Stirnseite eines Hohlstabs 23 entspricht, insbesondere dem 0,25-fachen. Die in Hauptströmungsrichtung 7 einander überlappende und in Richtungen quer zur Hauptströmungsrichtung 7 versetzte Anordnung der einzelnen Strömungskanalabschnitte führt dazu, dass das den Strömungskanal 8 durchströmende Fluid mit einem Drall in Umfangsrichtung des Strömungskanals 8 beaufschlagt wird, wie es in Figur 17 durch die gestrichelte Linien 24 angedeutet ist. Die gezeigten Strömungskanäle 8 können aus einzelnen miteinander verbundenen, beispielsweise miteinander verschweißten oder verlöteten Hohlstäben zusammengesetzt sein. Alternativ kann die matrixartige Anordnung aber auch additiv gefertigt werden, so dass es sich bei den Hohlstäben nur um virtuelle Hohlstäbe handelt.

[0038] Im Rahmen eines dritten Versuchs wurde unter denselben Bedingungen wie im ersten Versuch ein Fluidgesamtmassstrom durch die in den Figuren 14 bis 17 gezeigten Strömungskanäle geleitet. Auch hier diente die einfache Rohrleitung als Referenz, Index 0.

[0039] Bei einer ersten Variante, die in den Figuren 18 bis 20 mit durch die Ziffer "1" repräsentiert wird, betrug die Schlitzbreite b der Fluiddurchtrittsöffnungen der Hohlstäbe dem 0,25-fachen der Länge d einer Stirnseite der Hohlstäbe, bei einer zweiten Variante (Ziffer "2") dem 0,5-fachen und bei einer dritten Variante (Ziffer "3") dem 1-fachen.

[0040] Die Figuren 18 bis 20 zeigen Auszüge der im Rahmen der Untersuchungen erzielten Ergebnisse.

[0041] Die Geometrien der Varianten 1 bis 3 ermöglichen, wie es in den Figuren 18 und 20 gezeigt ist, gegenüber der Referenzgeometrie 0 eine Erhöhung der Intensität des Wärmeübergangs im Strömungskanal 8 - in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl - um das 4 bis 7-fache bei gleichzeitigem Anstieg der hydraulischen Verluste um das 20 bis 45-fache, siehe Figur 19. Dabei weist die Geometrie mit der kleinsten Schlitzbreite b sowohl den größten Intensitäts- als auch Reibungszuwachs auf. Es wird angenommen, dass sich insbesondere die erhöhte Reibung durch Optimierung der Geometrie der Strömungskanäle 8 noch deutlich optimieren lässt.

[0042] Die Figuren 21 bis 26 zeigen einen dritten erfindungsgemäßen Ansatz, die Intensität der Wärmeübertragung bei einem Rippenplatten-Wärmetauscher zu erhöhen. Die Figuren 21, 23 und 25 zeigen drei Varianten von Strömungskanälen mit zum Großteil identischer Geometrie, die durch zwei parallele Platten 25 und schräg angestellte Rippen 26 begrenzt sind und jeweils einen

trapezförmigen Querschnitt aufweisen. Bei der in Figur 21 dargestellten ersten Variante ist jeweils eine Rippe 26 eines Strömungskanals 8 mit Fluiddurchtrittsöffnungen 15 versehen, durch die das in einen Strömungskanal 8 eingeleitete Fluid unter Beaufschlagung desselben mit einem Drall in einen benachbarten Strömungskanal 8 geleitet wird, siehe Figur 22. Die Fluiddurchtrittsöffnungen 15 sind an derjenigen Seite, von der das Fluid in einen Strömungskanal 8 eingeleitet wird, jeweils mit einer anströmseitig offen ausgebildeten Abdeckung 27 versehen, die vorliegend durch Schlitzen und Umformen des die Rippe 26 bildenden Bleches hergestellt ist. Bei der in Figur 23 dargestellten zweiten Variante sind beide Rippen 27 eines Strömungskanals 8 mit entsprechenden Fluiddurchtrittsöffnungen 15 versehen, wobei die Abdeckungen 27 derart gewählt sind, dass das von einem Strömungskanal 8 in den benachbarten Strömungskanal 8 eingeleitete Fluid dann wieder weiter in den nächsten Strömungskanal 8 geleitet wird, siehe Figur 24. Bei der in Figur 25 dargestellten dritten Variante sind Fluiddurchtrittsöffnungen an beiden Rippen 26 eines Strömungskanals 8 vorgesehen, wobei die Abdeckungen 27 derart gewählt sind, dass das Fluid von zwei Strömungskanälen 8 in einen zwischen diesen angeordneten dritten Strömungskanal 8 eingeleitet wird, siehe Figur 26.

[0043] Im Rahmen eines vierten Versuchs wurde unter denselben Bedingungen wie im ersten Versuch ein Fluidgesamtmassstrom durch die in den Figuren 21, 23 und 25 gezeigten Strömungskanäle geleitet. Auch hier diente die einfache Rohrleitung als Referenz, Index 0.

[0044] Die Figuren 27 bis 29 zeigen Auszüge der im Rahmen der Untersuchungen erzielten Ergebnisse, wobei die Ziffern "1", "2" und "3" hier wieder die unterschiedlichen Varianten repräsentieren.

[0045] Die Geometrien der Varianten 1 bis 3 ermöglichen gegenüber der Geometrie 0 (Referenz) eine Erhöhung der Intensität des Wärmeübergangs im Strömungskanal 8 - in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl - um das 2,5 bis 7-fache, siehe die Figuren 27 und 29, bei gleichzeitigem Anstieg der hydraulischen Verluste um das 1,8 bis 2,5-fache, siehe Figur 28. Dabei wurden mit der Geometrie der zweiten Variante die besten Ergebnisse erzielt.

[0046] Die Figuren 30 bis 32 stellen die Ansätze 1 bis 4, die durch die Ziffern "1" bis "4" repräsentiert sind, einander gegenüber. Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass der zweite Ansatz sehr vielversprechend ist, da bei diesem Ansatz der größte Anstieg der Intensität des Wärmeübergangs zu verzeichnen ist. Ein wesentlicher Vorteil dieses zweiten Ansatzes wie auch des ersten und vierten Ansatzes besteht darin, dass er sich bei bestehenden Wärmetauscher-Bauarten vergleichsweise problemlos realisieren und ggf. sogar nachrüsten lässt. Figur 33 zeigt beispielhaft links einen herkömmlichen Wärmetauscher 2, 4, dessen Strömungskanäle 8 durch einfache glatte Rohrleitungen mit kreisrundem Querschnitt gebildet sind, und rechts einen gemäß dem zweiten Ansatz modifizierten Wärmetauscher 2, 4, bei dem

bei vergleichbarer Intensität des Wärmeübergangs das Bauvolumen deutlich reduziert ist.

[0047] Figur 32 stellt die Intensitäten des Wärmeübergangs der drei Ansätze bei einer Reynolds-Zahl von 10.000 einander gegenüber. Zwar ist die Steigerung der Intensität des Wärmeübergangs beim dritten Ansatz geringer als beim zweiten Ansatz. Dennoch wird beim dritten Ansatz das größte Optimierungspotential gesehen. Der dritte Ansatz lässt sich allerdings nicht bei bestehenden Wärmetauschern realisieren. Vielmehr erfordert die technische Umsetzung des dritten Ansatzes den Aufbau eines neuen Wärmetauschers 2, 4.

[0048] Obwohl die Erfindung im Detail durch die in den Figuren dargestellten Ausführungsbeispiele näher illustriert und beschrieben wurde, so ist die Erfindung nicht durch die offenbarten Beispiele eingeschränkt und andere Variationen können vom Fachmann hieraus abgeleitet werden, ohne den durch die beiliegenden Ansprüche definierten Schutzbereich der Erfindung zu verlassen. Insbesondere sei darauf hingewiesen, dass sich die erfindungsgemäßen Wärmetauscher nicht nur bei Wärmepumpen sondern auch auf anderen technischen Gebieten vorteilhaft einsetzen lassen.

Patentansprüche

1. Wärmetauscher (2,4), insbesondere Rohr-, Rohrbündel-, Rippenrohr- und Plattenwärmetauscher, mit zumindest einem länglichen Strömungskanal (8), durch den während des Betriebs ein Fluid in einer der Längserstreckung des Strömungskanals (8) entsprechenden Hauptströmungsrichtung (7) hindurchgeleitet wird,
dadurch gekennzeichnet, dass
der zumindest eine Strömungskanal (8) Einbauten und/oder Gestaltungsmerkmale aufweist, die dem in Hauptströmungsrichtung (7) strömenden Fluid einen Drall in einer Umfangsrichtung des Strömungskanals (8) verleihen.
2. Wärmetauscher (2,4) nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet, dass
der zumindest eine Strömungskanal (8) als Rohrleitung mit insbesondere kreisförmigem Querschnitt ausgebildet ist, und dass als Einbauten in den Strömungskanal (8) ortsfeste, starre Drallkörper (9) eingesetzt sind, die jeweils eine zentrale, sich in Hauptströmungsrichtung (7) erstreckende Mittelachse (10) und sich ausgehend von dieser Mittelachse (10) radial auswärts erstreckende Leitschaukeln (11) aufweisen.
3. Wärmetauscher (2,4) nach Anspruch 1 oder 2,
dadurch gekennzeichnet, dass
der zumindest eine längliche Strömungskanal (8) als Rohrleitung ausgebildet und zumindest bereichsweise in wenigstens zwei sich parallel zueinander in

Hauptströmungsrichtung (7) erstreckende Teilkanäle (8a,b) unterteilt ist, zwischen denen sich eine Trennwand (13) erstreckt, wobei der erste Teilkanal (8a) stromabwärts und der zweite Teilkanal (8b) stromaufwärts mit einer sich quer zur Hauptströmungsrichtung (7) erstreckenden Prallplatte (14) versehen ist, und wobei die Trennwand (13) mit Fluiddurchtrittsöffnungen (15) versehen ist, durch die das in den ersten Teilkanal (8a) eingeleitete Fluid in den zweiten Teilkanal (8b) geleitet wird.

4. Wärmetauscher (2,4) nach Anspruch 3,
dadurch gekennzeichnet, dass
der zumindest eine längliche Strömungskanal (8) zumindest bereichsweise in drei sich parallel zueinander in Hauptströmungsrichtung (7) erstreckende Teilkanäle (8a,b,c) unterteilt ist, zwischen denen sich jeweils eine Trennwand (13) erstreckt, wobei der erste mittlere Teilkanal (8a) stromabwärts und der zweite Teilkanal (8b) und der dritte Teilkanal (8c) jeweils stromaufwärts mit einer sich quer zur Hauptströmungsrichtung (7) erstreckenden Prallplatte (14) versehen ist, und wobei die Trennwände (13) mit Fluiddurchtrittsöffnungen (15) versehen sind, durch die das in den ersten Teilkanal (8a) eingeleitete Fluid unter Beaufschlagung desselben mit einem Drall in den zweiten Teilkanal (8b) und in den dritten Teilkanal (8c) geleitet wird.
5. Wärmetauscher (2,4) nach einem der Ansprüche 4,
dadurch gekennzeichnet, dass
der erste Teilkanal (8a) einen rechteckigen oder bevorzugt quadratischen Querschnitt aufweist, und dass der zweite und dritte Teilkanal (8b,c) jeweils einen halbkreisförmigen Querschnitt aufweisen.
6. Wärmetauscher (2,4) nach einem der Ansprüche 3 bis 5,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Prallplatte (14) des ersten Teilkanals (a) mit zumindest einem Durchgangsloch (16) oder bevorzugt mit zumindest einem Durchgangsschlitz (17) versehen ist.
7. Wärmetauscher (2,4) nach einem der Ansprüche 3 bis 6,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Fluiddurchtrittsöffnungen (15) in Hauptströmungsrichtung (7) beabstandet voneinander angeordnet sind, wobei der Abstand zwischen benachbarten Fluiddurchtrittsöffnungen (15) stromabwärts bevorzugt nach und nach zunimmt.
8. Wärmetauscher (2,4) nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, dass
eine Vielzahl von Strömungskanälen (8) vorgesehen ist, wobei jeder Strömungskanal (8) durch eine Mehr-

zahl geradliniger, sich in Hauptströmungsrichtung (7) erstreckender, über Fluiddurchtrittsöffnungen (22) miteinander verbundener Strömungskanalabschnitte gebildet ist, die in Hauptströmungsrichtung (7) einander überlappend und in Richtungen quer zur Hauptströmungsrichtung (7) versetzt zueinander angeordnet sind, wobei jeder Strömungskanal (8), durch den ein heißes Fluid geleitet wird, bevorzugt über seine gesamte Länge einen benachbarten Strömungskanal (8) kontaktiert, durch den ein kaltes Fluid geleitet wird.

9. Wärmetauscher (2,4) nach Anspruch 8,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Strömungskanalabschnitte durch quaderförmige Hohlstäbe (23) mit insbesondere quadratischen Stirnseiten gebildet werden, die an ihren freien Enden jeweils mit einer Fluiddurchtrittsöffnung (22) versehen sind.
10. Wärmetauscher (2,4) nach Anspruch 9,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Fluiddurchtrittsöffnungen (22) schlitzförmig ausgebildet sind und sich in Hauptströmungsrichtung (7) erstrecken, wobei die Schlitzbreite (b) bevorzugt dem 0,1- bis 0,3-fachen der Länge (d) einer Stirnseite des Hohlstabs (23) entspricht, insbesondere dem 0,25-fachen.
11. Wärmetauscher (2,4) nach Anspruch 1 in Form eines Rippenplattenwärmetauschers, der eine Vielzahl von Strömungskanälen (8) aufweist, die jeweils durch zwei parallele Platten (25) und schräg angeordnete Rippen (26) begrenzt sind und einen trapezförmigen Querschnitt aufweisen, wobei zumindest eine Stirnwand jedes Strömungskanals (8) mit Fluiddurchtrittsöffnungen (15) versehen ist.
12. Wärmetauscher (2,4) nach Anspruch 11,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Fluiddurchtrittsöffnungen (15) an derjenigen Seite, von der das Fluid in einen Strömungskanal (8) eingeleitet wird, jeweils mit einer anströmseitig offen ausgebildeten Abdeckung (27) versehen sind.
13. Wärmepumpe (1) mit zumindest einem Wärmetauscher (2,4) nach einem der vorhergehenden Ansprüche.

FIG 1

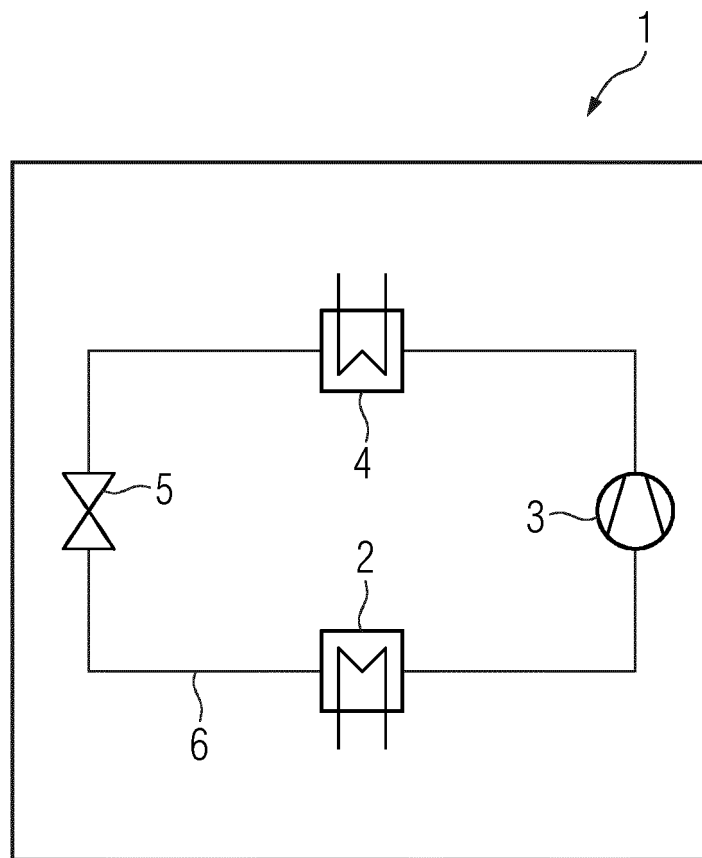


FIG 2

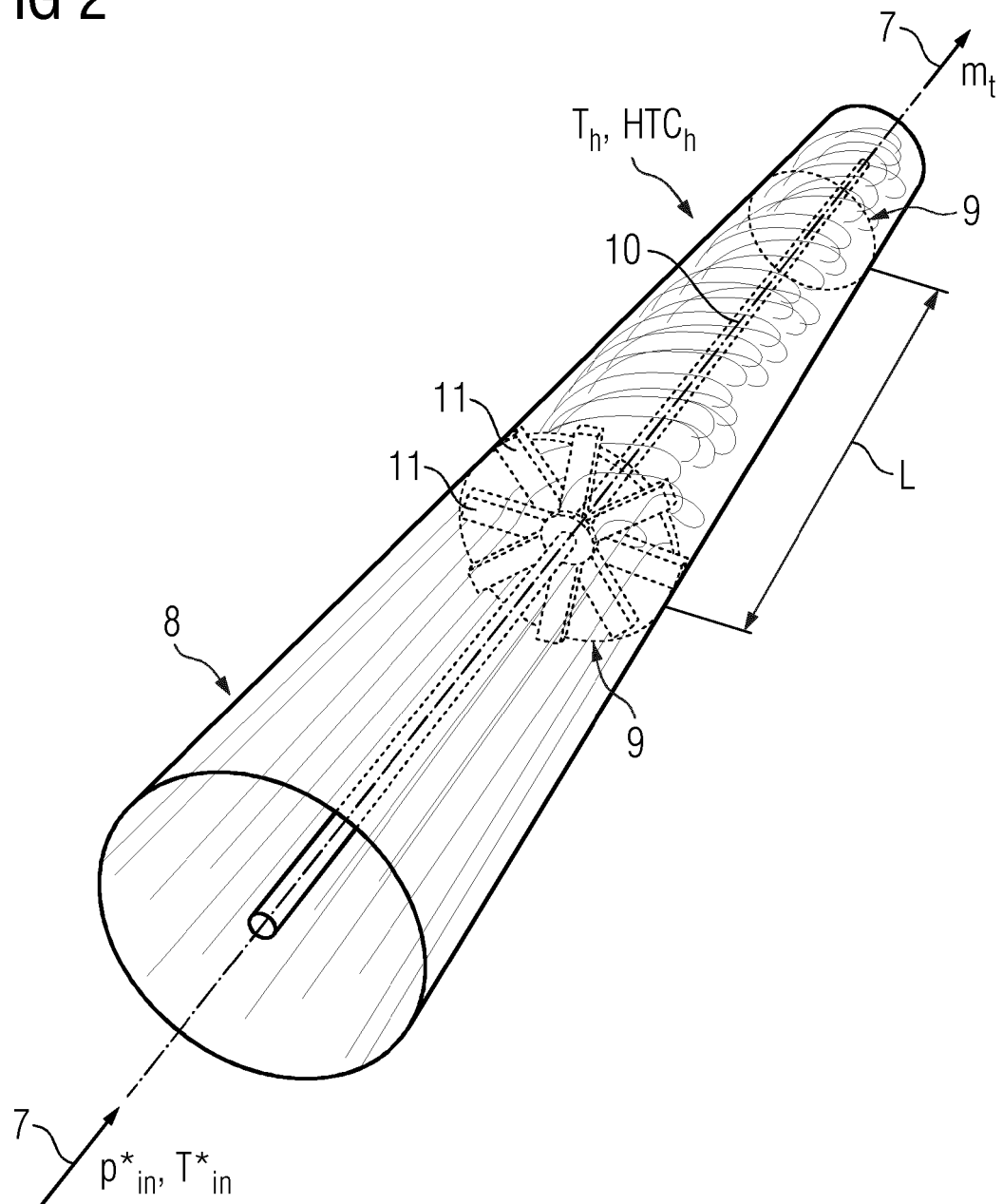


FIG 3

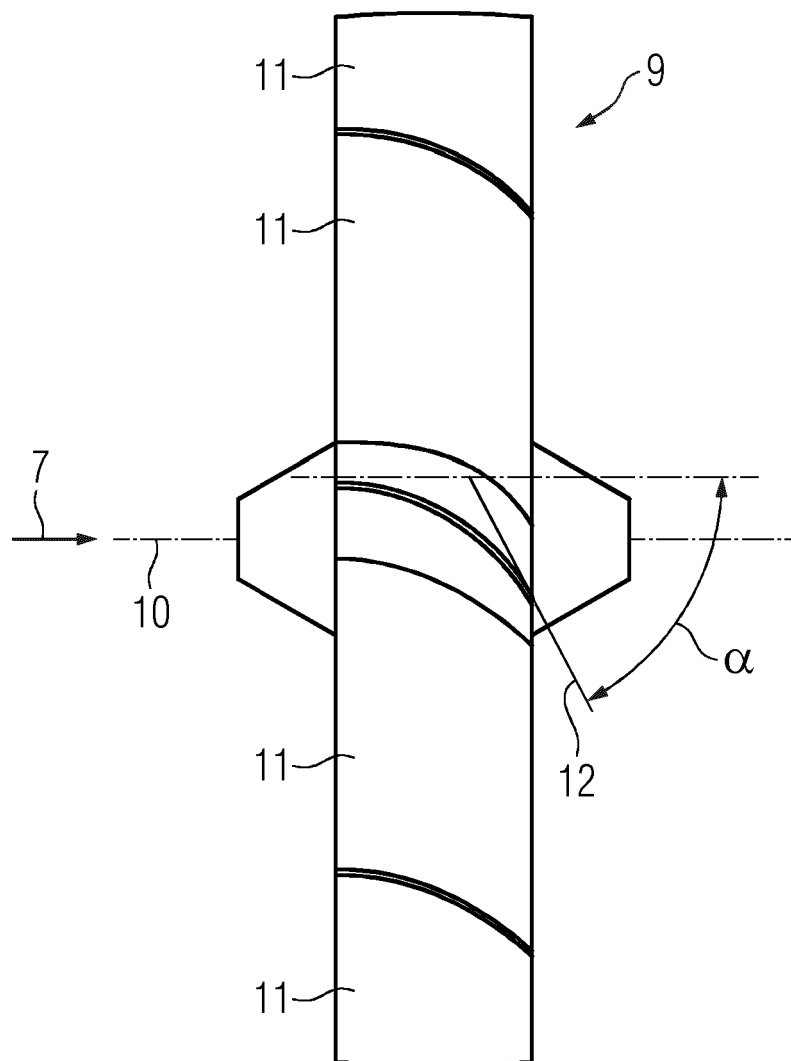


FIG 4

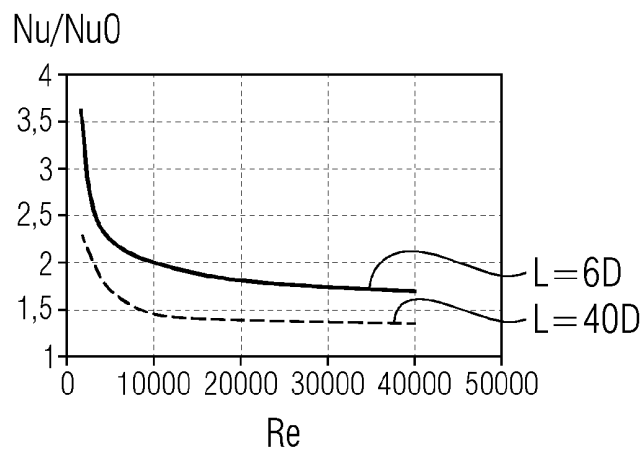


FIG 5

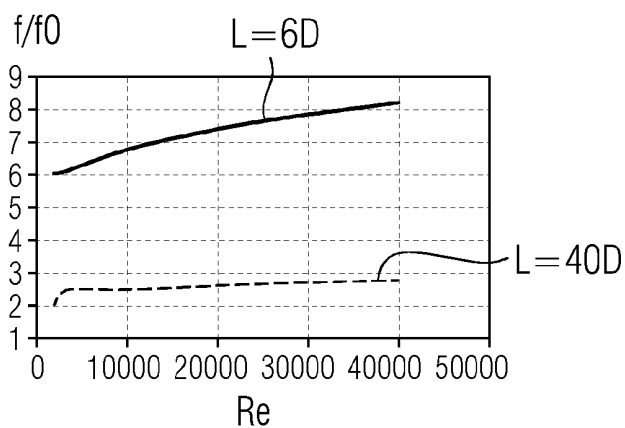


FIG 6

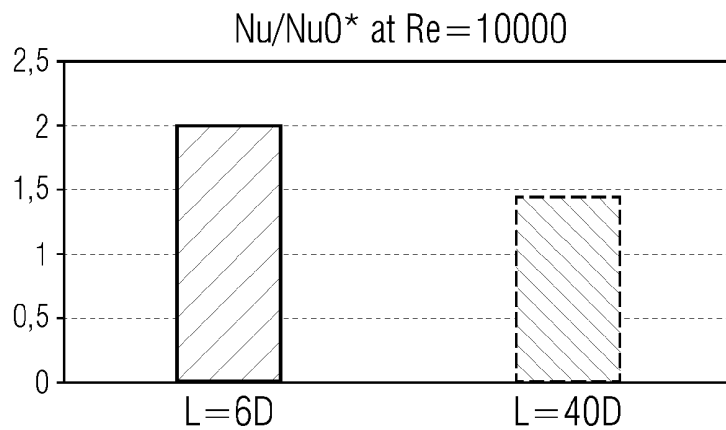


FIG 7

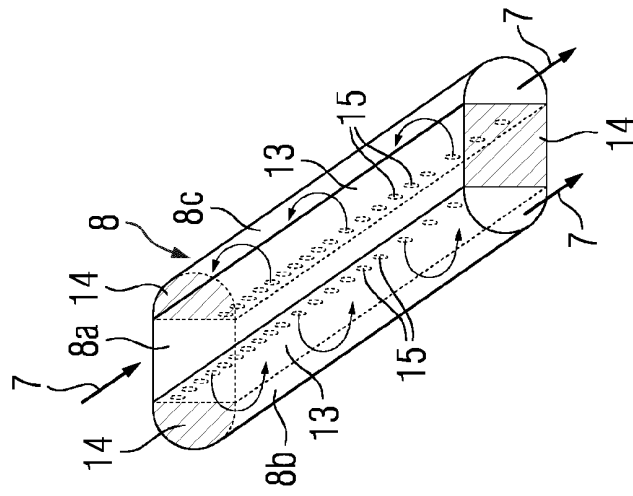


FIG 8

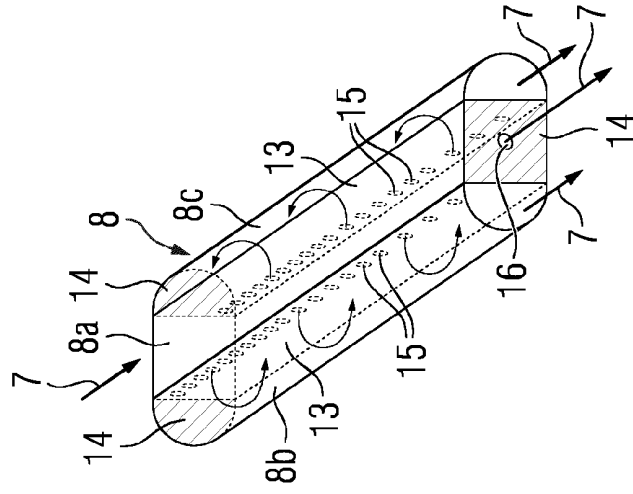


FIG 9

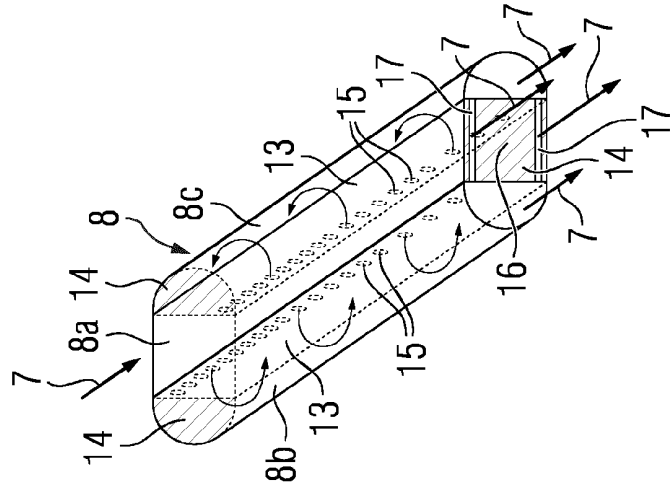


FIG 10

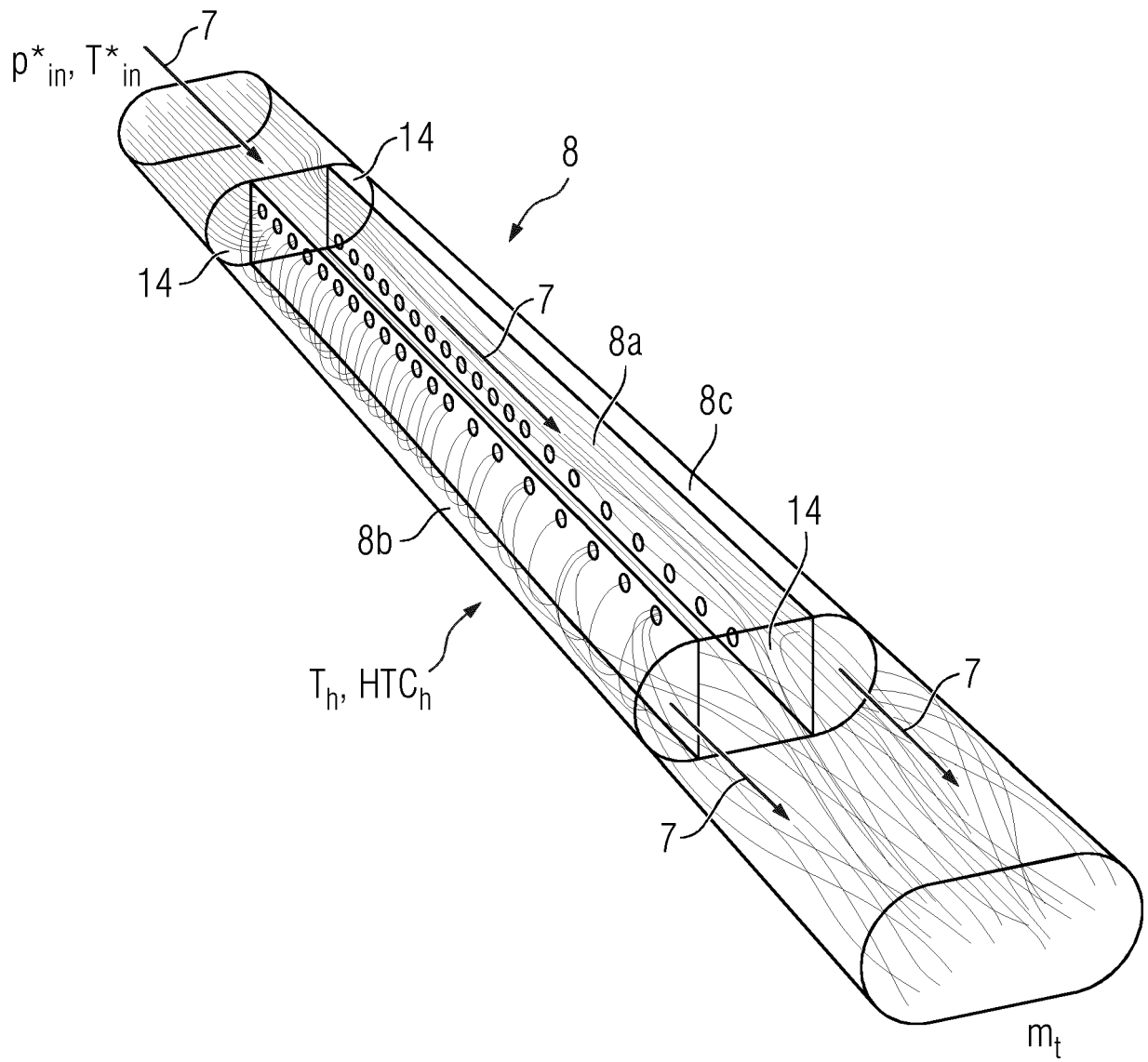


FIG 11

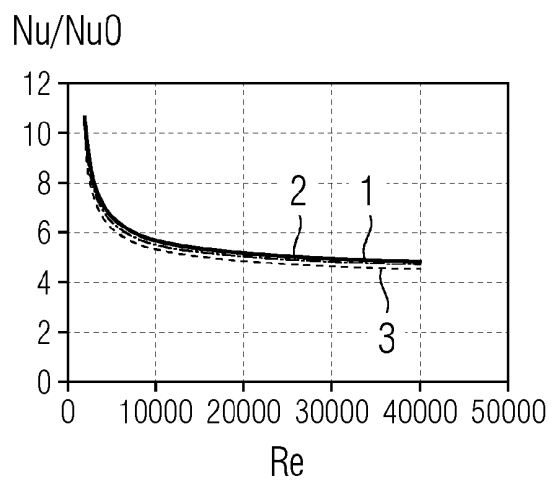


FIG 12

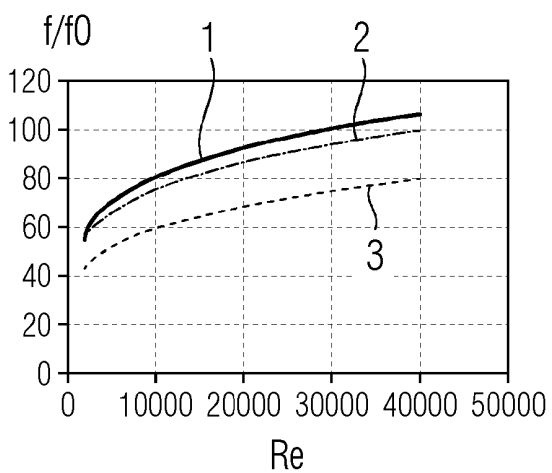


FIG 13

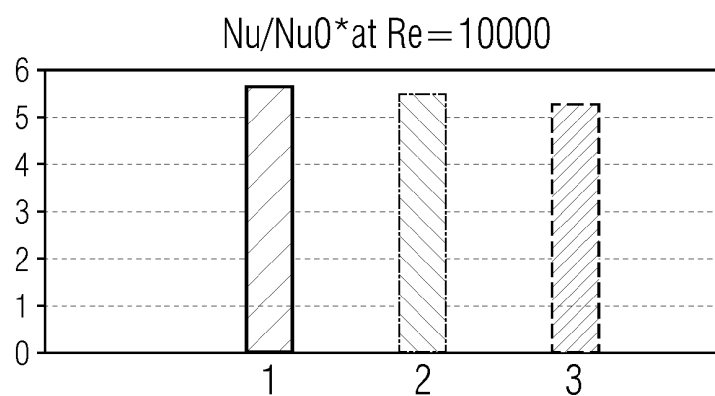


FIG 14

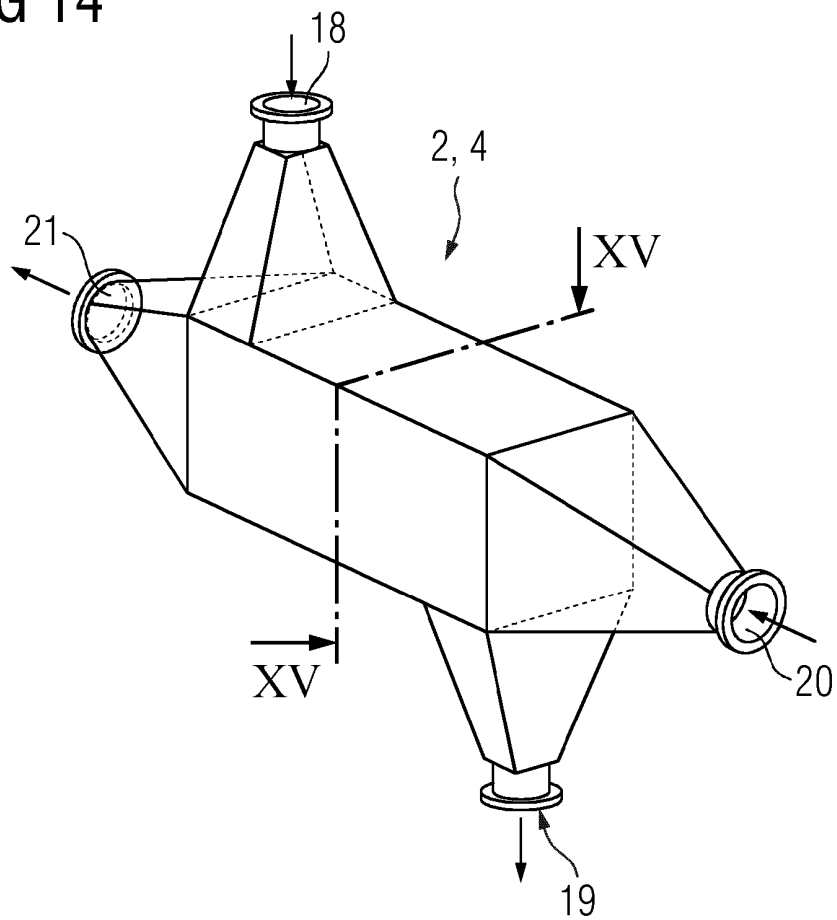


FIG 15

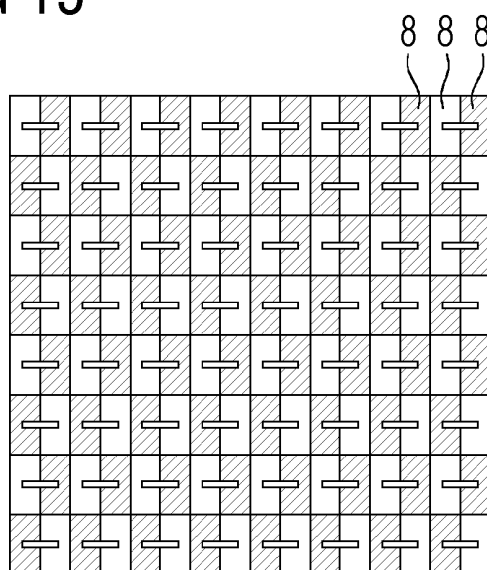
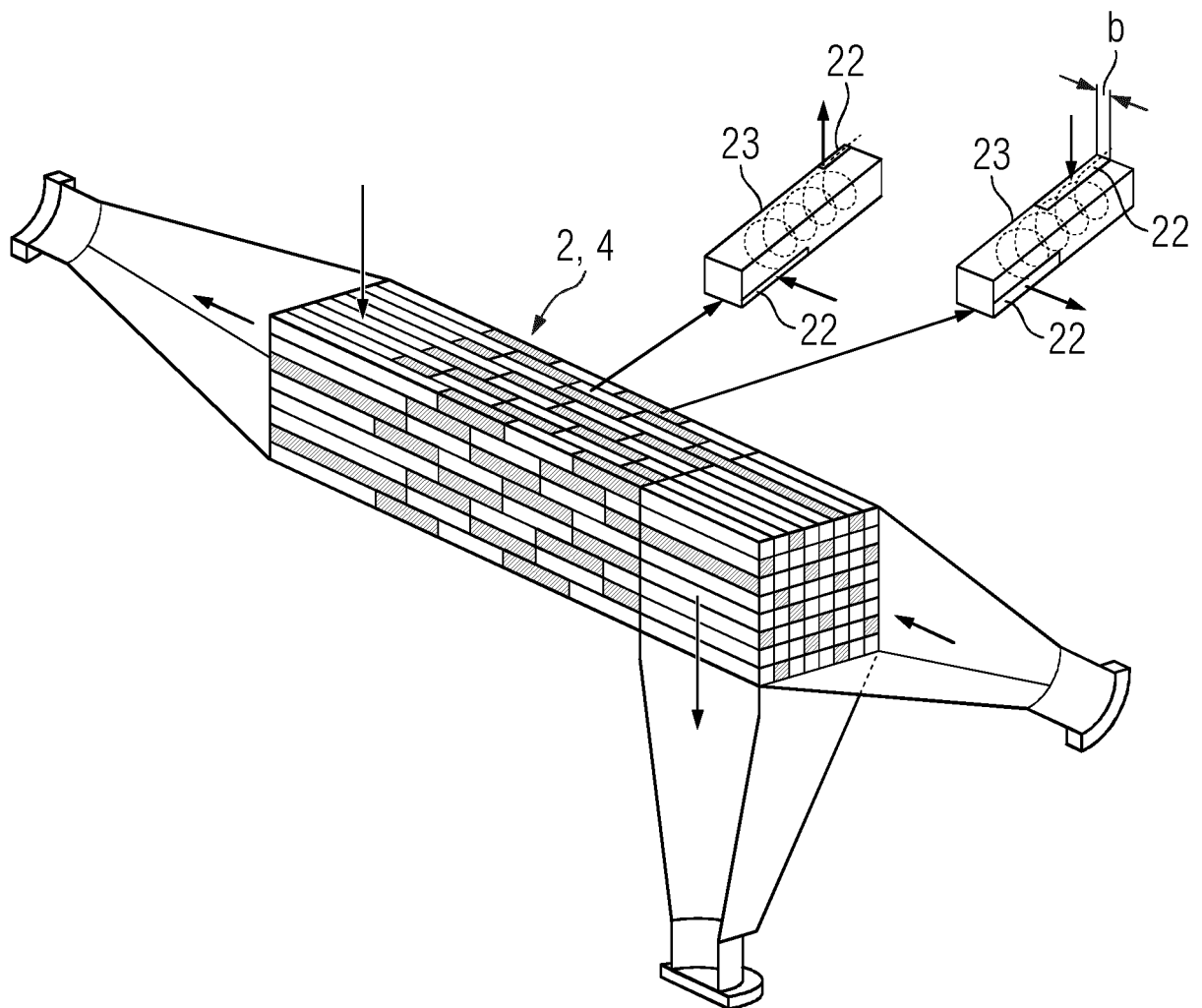


FIG 16



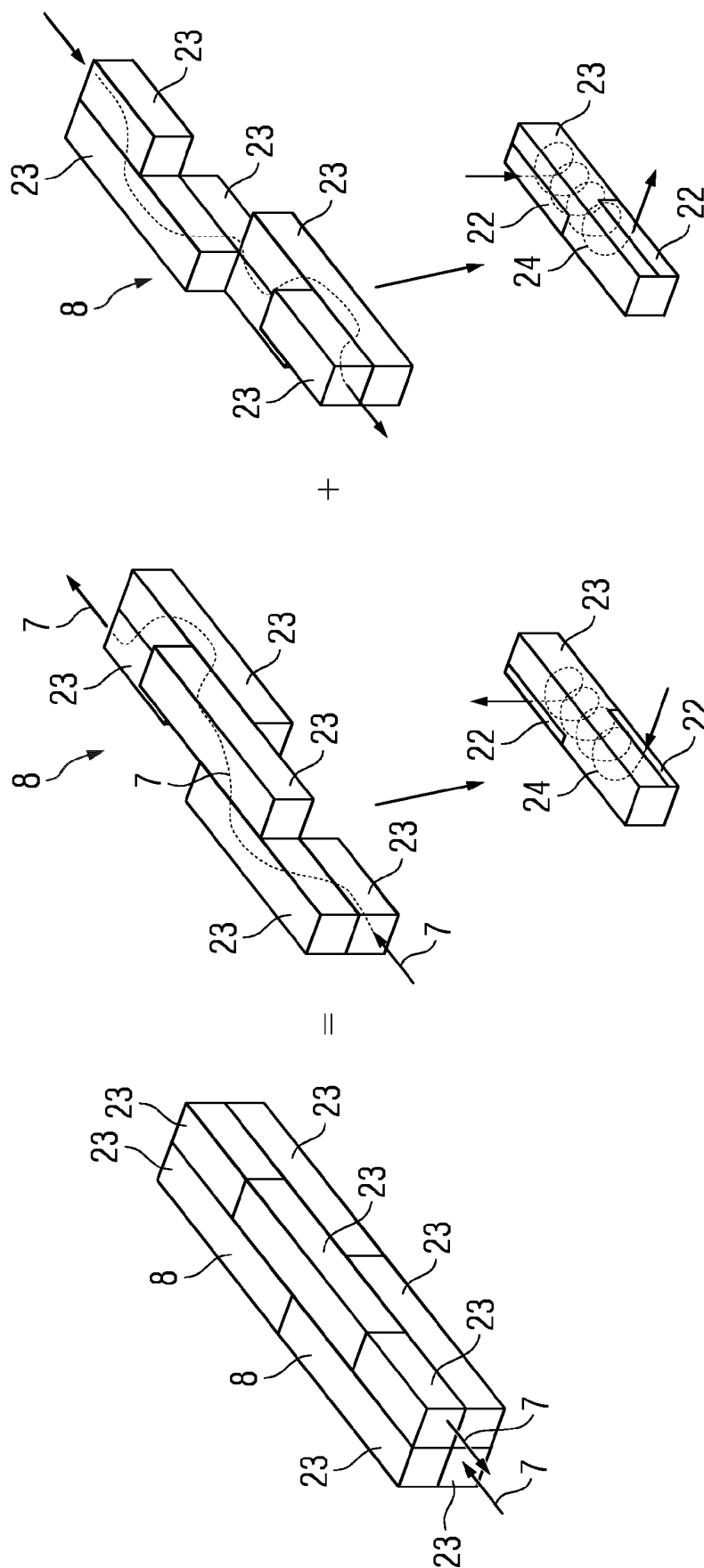


FIG 17

FIG 18

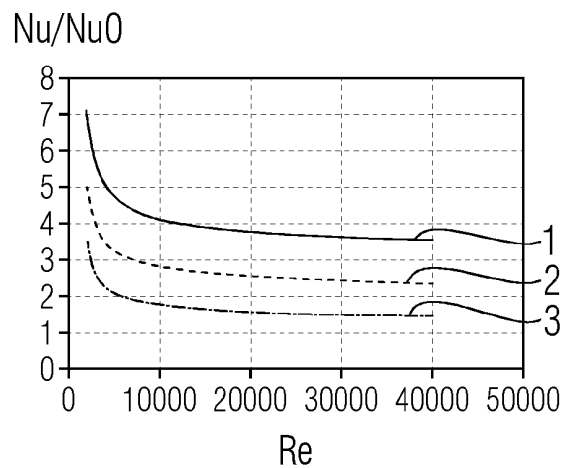


FIG 19

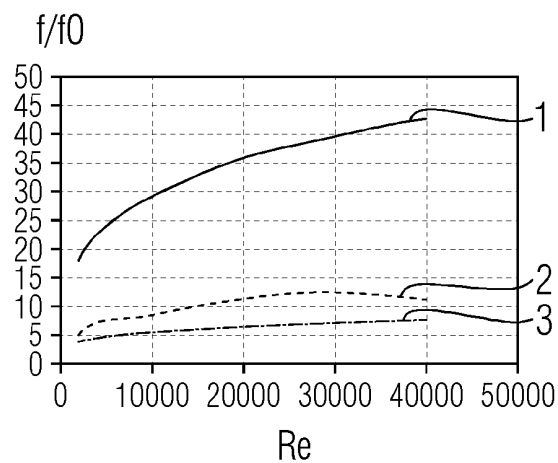


FIG 20

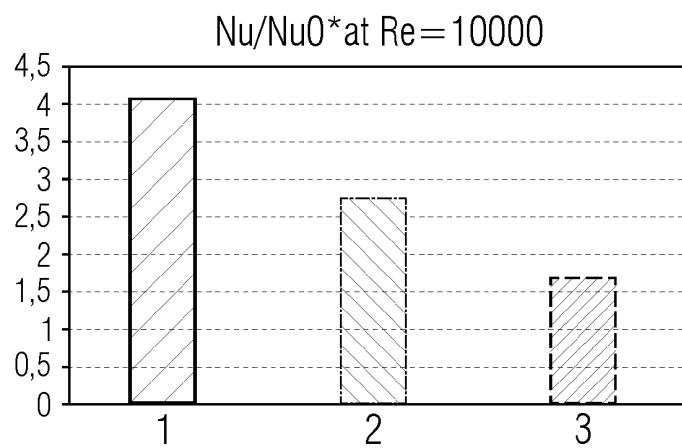


FIG 21

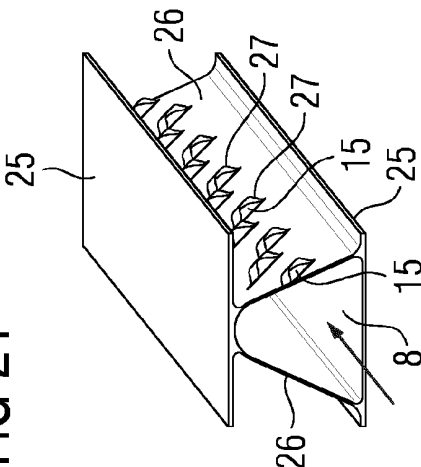


FIG 23

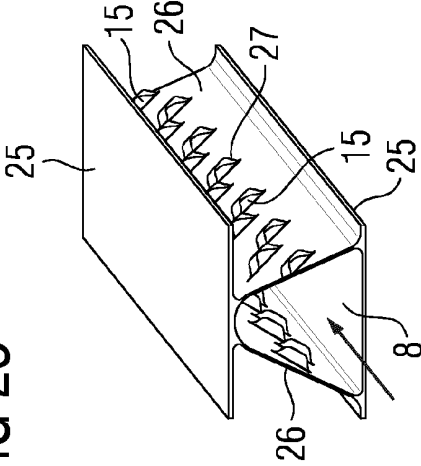


FIG 25

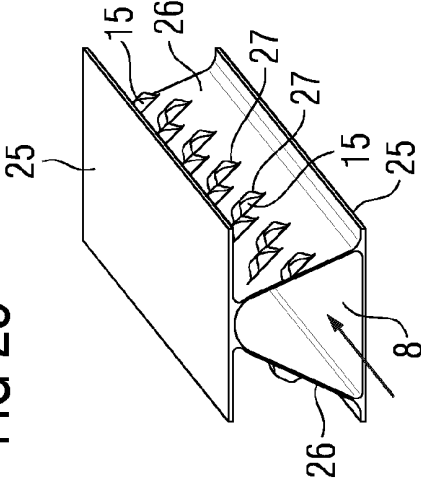


FIG 22

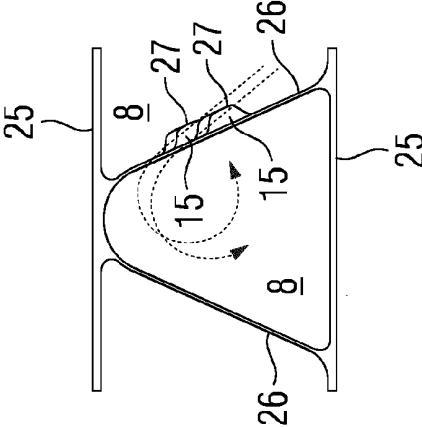


FIG 24

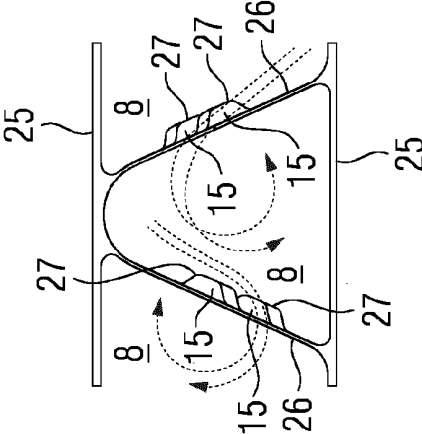


FIG 26

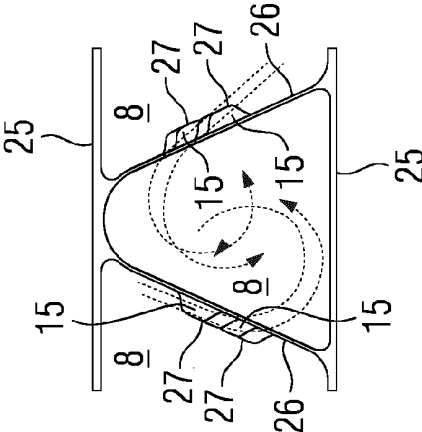


FIG 27

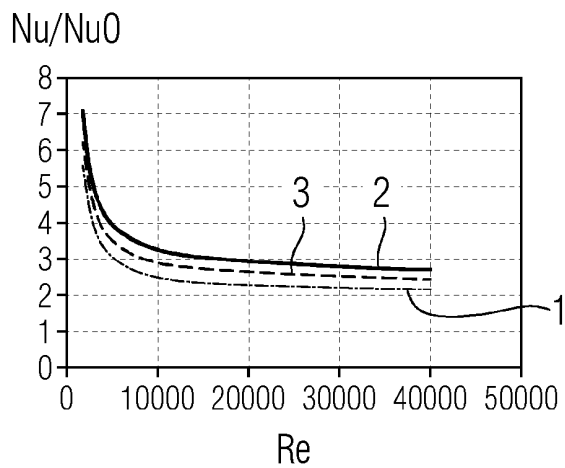


FIG 28

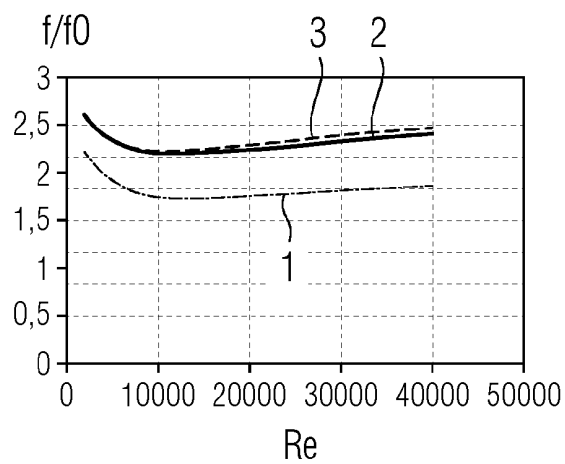


FIG 29

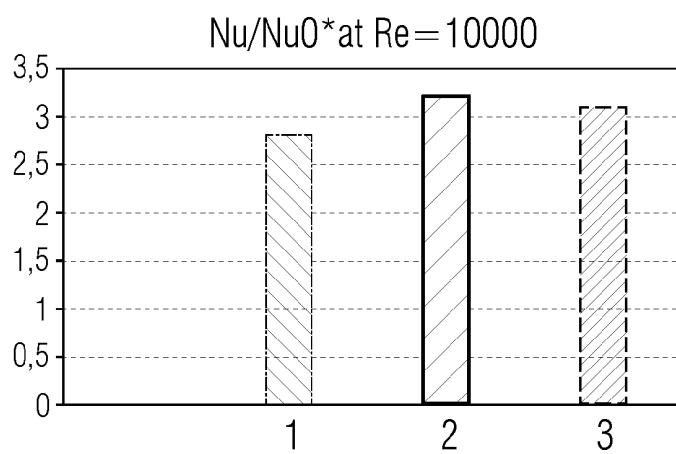


FIG 30

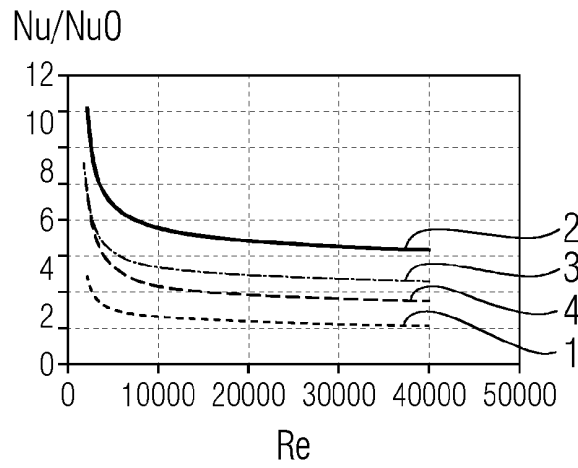


FIG 31

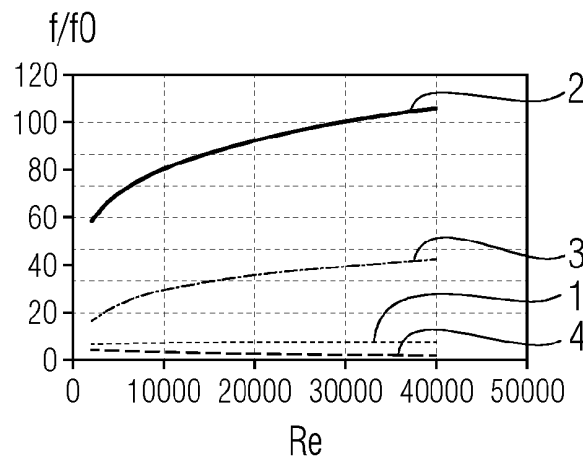


FIG 32

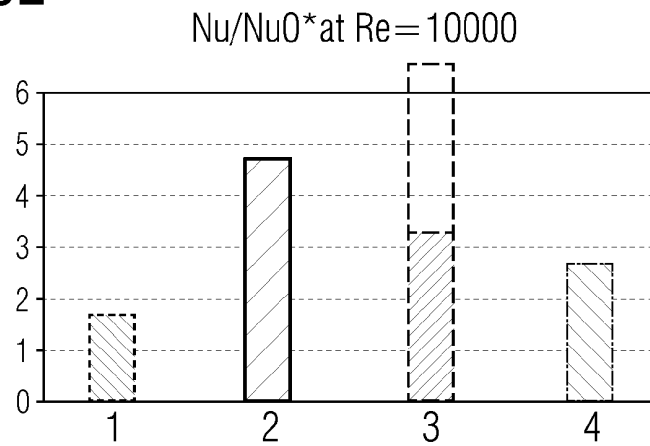


FIG 33

