

12 **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

21 Anmeldenummer: 89103178.3

51 Int. Cl. 4: **F25B 39/02**

22 Anmeldetag: 23.02.89

30 Priorität: 23.02.88 DE 8802339 U

43 Veröffentlichungstag der Anmeldung:
30.08.89 Patentblatt 89/35

84 Benannte Vertragsstaaten:
AT CH DE ES FR GB IT LI NL SE

71 Anmelder: Klüe, Ulrich, Dipl.-Ing.
Richtweg 93A
D-2054 Geesthacht(DE)

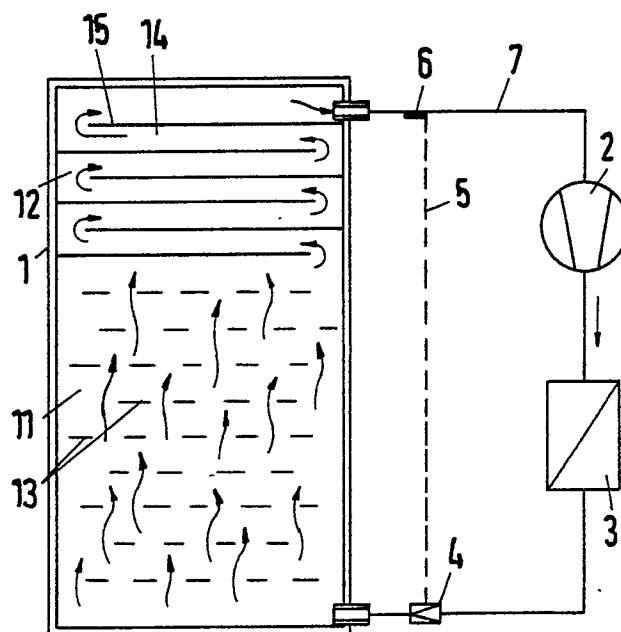
72 Erfinder: Klüe, Ulrich, Dipl.- Ing.
93a Richtweg
D-2054 Geesthacht(DE)
Erfinder: Hartmann, Wilhelm, Dipl.- Ing.
6 Parkstrasse
D-2121 Tespe(DE)

74 Vertreter: Glawe, Delfs, Moll & Partner
Patentanwälte
Postfach 26 01 62 Liebherrstrasse 20
D-8000 München 26(DE)

54 **Wärmeaustauscher als Einspritzverdampfer für eine Kältemaschine.**

57 Ein als Einspritzverdampfer für eine Kältemaschine vorgesehener Wärmetauscher (1) umfaßt einen ersten Abschnitt (11) mit weitem Strömungsquerschnitt, in welchem sich unten im Zuführungsbereich das Kältemittelgemisch unter dem Einfluß der Schwerkraft verteilen kann und anschließend in der Art eines gefluteten Verdampfers aufsteigt. Es folgt ein zweiter Abschnitt (12), in welchem der Strömungsquerschnitt so eng ist, daß eine zur Ölförderung ausreichende Gasgeschwindigkeit erreicht wird. Die Grenze zwischen den beiden Abschnitten liegt unterhalb des Bereichs vollständiger Verdampfung des Kältemittels, so daß das Öl gemischt mit flüssigem Kältemittel den zweiten Abschnitt erreicht.

Fig. 1



Wärmeaustauscher als Einspritzverdampfer für eine Kältemaschine

Bei Verdampfern für Kältemaschinen, unter denen im vorliegenden Zusammenhang auch Wärmepumpen zu verstehen sind, unterscheidet man zwischen solchen für gefluteten Betrieb und solchen für Einspritzbetrieb. Bei gefluteten Verdampfern (DE-A-33 09 979) wird das Kältemittel in flüssiger Phase zugeführt und mit gemischten Phasen abgeführt, wobei ein Abscheider zur Phasentrennung erforderlich ist. Da der Druckverlust und der statische Druckunterschied innerhalb des Verdampfers gering sind, ist die Verdampfungstemperatur, die vom Druck des Kältemittels bestimmt ist, über die Höhe des Verdampfers im wesentlichen konstant. Dies ist günstig für die Energiebilanz sowie für solche Anwendungsfälle, in denen es auf die Kontrollierbarkeit des Temperaturverlaufs in dem zu kühlenden Medium ankommt, beispielsweise bei der eisfreien Kühlung von Wasser nahe dem Gefrierpunkt mit hoher Wärme flu ß dichte. Nachteilig fällt insbesondere bei kleineren Anlagen der Bau- und Regelungsaufwand für den Abscheider sowie die Notwendigkeit einer besonderen Ölrückführung vom Abscheider zum Kompressor ins Gewicht. Letztere ergibt sich daraus, daß das zur Schmierung des Kompressors erforderliche Öl zum Teil mit dem Kältemittel abgeführt wird, sich im Kondensator im flüssigen Anteil des Kältemittels löst oder damit mischt, damit aus dem Verdampfer in den Abscheider gelangt und sich dort infolge Destillation im flüssigen Anteil anreichert. Die Plattenwärmeaustauscher für geflutete Verdampfer (DE-A 31 47 378, US-A 20 28 213) zeichnen sich durch einen Kältemittelraum aus, in welchem das verdampfende Kältemittelgemisch entgegen der Schwerkraft aufsteigt und die einen so großen Strömungsquerschnitt aufweisen, daß sich das Gemisch über die Breite des Wärmeaustauschers im wesentlichen aufgrund von Schwerkraftwirkung hinreichend gleichmäßig verteilen kann.

Bei Verdampfern mit Einspritzbetrieb (FR-A-25 49 585) wird das Kältemittel dem Verdampfer ohne vorherige Abscheidung als Gemisch der flüssigen und der gasförmigen Phase zugeführt und vollständig verdampft, wobei zur sicheren Vermeidung von Flüssigkeitsschlägen im Kompressor und für die Regelung des als thermostatisches Expansionsventil ausgeführten Einspritzventils eine gewisse Überhitzung in Kauf genommen werden muß. Der apparative Aufwand für eine Kältemaschine im Einspritzbetrieb ist geringer, weshalb diese Bauweise für kleinere Anlagen (beispielsweise unter 200 KW) oft vorgezogen wird. Jedoch hat sie den Nachteil, daß am Verdampfer infolge Zwangsdurchlaufs ein beträchtlicher Druckabfall und damit kältemittelseitig ein beträchtlicher Temperaturunterschied auftritt,

der nicht nur wirtschaftlich unerwünscht ist, sondern auch dem Einsatz bei genauer Temperaturführung des zu kühlenden Mediums, beispielsweise für Wärmepumpen oder Eiswasseranlagen mit nahe dem Gefrierpunkt liegender Wassertemperatur, entgegensteht. Der Zwangsdurchlauf soll zum einen gewährleisten, daß das Kompressorschmieröl, das nach Verdampfung des Kältemittels als einzige flüssige Komponente im Verdampfer verbleibt, durch hinreichende Gasgeschwindigkeit ausgetragen wird. Zum anderen soll er gewährleisten, daß die Wärmeaustauscherflächen trotz des geringen Flüssigkeitsanteils (schon am Verdampfereinlaß nur wenige Vol.-%) gleichmäßig benetzt sind. Bei vergleichsweise geringen Wärmestromdichten, wie sie bei Wärmeaustauschern mit gasförmigem Außenmedium vorliegen, kann man die letztere Bedingung mit mäßigen Geschwindigkeiten und mäßigem Druckabfall erfüllen (FR-A 25 49 585). Jedoch sind hohe Geschwindigkeiten mit entsprechend hohem Druckverlust erforderlich, wenn hohe Wärmestromdichten erreicht werden sollen, wie dies bei flüssigem Außenmedium (beispielsweise bei Rieselkühlern) möglich ist. Dabei ist es üblich (GB-A 12 86 446; DE-A 35 36 325) den Strömungsquerschnitt entsprechend der Zunahme des strömenden Gemischvolumens im Laufe der Wärmeaustauscherstrecke zu vergrößern. Ein gegenteiliger, schon sehr alter Vorschlag für eine Anordnung mit fallender Kältemittelführung (DE-C 16 10 27) steht in Widerspruch zu jahrzehntelanger Praxis und maßgebenden physikalischen Gesichtspunkten.

Es ist zwar bei Einspritzverdampfern bekannt, innerhalb eines Plattenverdampfers mehrere, voneinander gesonderte Abschnitte mit unterschiedlichen Strömungsquerschnitten vorzusehen; jedoch bilden diese lediglich eine bauliche, nicht aber eine funktionelle Einheit, weil sie jeweils gesondert mit einem Einspritzventil versehen sind, was einen hohen regelungstechnischen und baulichen Aufwand verlangt. Auch kann der prinzipielle Nachteil, daß in Einspritzverdampfern ein hoher Druckabfall und damit eine große Temperaturdifferenz auftritt, mit diesen Mitteln nicht vermieden werden.

Die Erfindung will bei einem Wärmeaustauscher, der als Einspritzverdampfer für eine Kältemaschine hohe Wärmestromdichte und die Abförderung ausfallenden Öls ermöglicht, einen geringen Druckabfall, vergleichbar demjenigen eines gefluteten Verdampfers, erreichen.

Die erfindungsgemäße Lösung besteht darin, daß der Wärmeaustauscher einen ersten Abschnitt mit weitem Strömungsquerschnitt und Schwerkraftverteilung des steigend geführten Kältemittels und einen zweiten Abschnitt mit engerem, zur Ölförde-

nung geeignetem Strömungsquerschnitt umfaßt, wobei die Grenze zwischen beiden unterhalb des Bereichs vollständiger Verdampfung des Kältemittels liegt.

Im ersten Abschnitt des Wärmeaustauschers stellt sich daher ein Betriebsverhalten ähnlich dem eines gefluteten Verdampfers ein. Der Druckabfall in diesem Abschnitt ist daher sehr gering. Dies macht eine genaue Temperaturführung möglich. Bei der Kühlung von Wasser ist daher ein eisfreier Betrieb bis auf beispielsweise 0,5 °C möglich. Die Wärmewirtschaftlichkeit wird verbessert. Ein höherer Druck- und Temperaturabfall ergibt sich erst innerhalb des zweiten Verdampferabschnitts.

Die Erfindung beruht auf der Erkenntnis, daß bei einem Einspritzverdampfer eine wesentlich erhöhte Geschwindigkeit des Kältemittels erst in demjenigen Bereich erforderlich ist, in welchem die vollständige Verdampfung der flüssigen Phase des Kältemittels stattfindet, damit eine gleichmäßige Überhitzung ohne mitgerissene Reste der flüssigen Phase erfolgt und weil auch erst hier die Konzentration des Öls in der flüssigen Kältemittelkomponente infolge von Kältemittelverdampfung so groß wird, daß die Gefahr des Ölausfalls entsteht. Ferner beruht die Erfindung auf der Erkenntnis, daß auch im Einspritzbetrieb anfangs im Verdampfer der Flüssigkeitsanteil noch groß genug ist, um eine hinreichende Flüssigkeitsbenetzung der Verdampferinnenflächen auch bei relativ geringer Mediumsgeschwindigkeit zu gewährleisten. Wenn auch der Flüssigkeitsanteil beim Eintritt in den Verdampfer nur in der Größenordnung von 10 Vol.-% liegt, umfaßt er doch noch rund 80 Gew.-%. Dies reicht aus für eine hinreichende Schwerkraftverteilung des einkommenden Gemisches zumindest im unteren Einführungsbereich des ersten Abschnitts. Eine vollkommen gleichmäßige Dichteverteilung ist nicht erforderlich, weil die Benetzung auch durch die sich anschließende Gasentwicklung und die davon hervorgerufene Turbulenz gefördert wird.

Zwar ist ein Verdampfer für einen Haushaltskühlschrank bekannt (US-A 24 14 952), der bei steigender Kältemittelführung einen ersten Abschnitt mit einer Anzahl parallel geschalteter Kanäle sowie einen zweiten, höher liegenden Abschnitt umfaßt, der von lediglich einem Kanal gebildet ist. Die einzige Angabe über die Strömungsquerschnitte besteht darin, daß diese im zweiten Abschnitt so groß sein sollen, daß flüssiges Kältemittel entgegen dem Gasstrom zum ersten Abschnitt zurückfließen kann. Die Gasgeschwindigkeit ist demnach auch nicht groß genug, um ausfallendes Öl mitzureißen. Dieses sammelt sich nachher im Verdampfer an.

Wie groß der erste Abschnitt im Verhältnis zum zweiten gestaltet werden kann, hängt von der Art des Kältemittels sowie von der Art und der zu erwartenden Menge des Kompressorschmiermittels

ab. Je besser mischbar das Schmiermittel auch noch mit kleinen Mengen des flüssigen Kältemittels ist, um so sicherer kann man sein, daß das Schmiermittel auch noch im Endbereich des ersten Verdampferabschnitts so stark durch das flüssige Kältemittel verdünnt ist und die Viskosität daher so stark herabgesetzt ist, daß es hinreichend sicher transportiert wird. Auch die Temperatur spielt dabei eine Rolle. Eine Kalkulation hat ergeben, daß bei Verwendung des Kältemittels Frigen R 22 unter Anwendung von Öl als Schmiermittel für einen Kolbenkompressor das Öl so lange noch mit hinreichender Sicherheit in der flüssigen Phase des Kältemittels im Verdampfer transportiert wird, als die flüssige Komponente nicht weniger als etwa 20 Gewichtsprozent des Kältemittels ausmacht. Daraus ergibt sich wiederum, daß bei Ausführung des Verdampfers als vertikaler Plattenverdampfer nicht mehr als das obere Drittel bis Viertel in Gestalt engerer, mäandrierter Strömungskanäle ausgeführt zu werden braucht. Der erste Abschnitt nimmt demnach etwa zwei Drittel bis drei Viertel der Verdampferhöhe ein.

Der erste Abschnitt kann in der Art eines gefluteten Verdampfers ausgebildet sein, nämlich als im wesentlichen einheitlicher Raum vergleichsweise großen Horizontalquerschnitts, in welchem das Gemisch im wesentlichen senkrecht aufwärts strömen kann. Verengungen können sich auf den Zweck der Vergleichmäßigung der Strömungsbewegung über den gesamten Querschnitt und der Verbesserung des Wärmeübergangs beschränken, nämlich vorzugsweise in der Form von Schweißverbindungen zwischen den den Strömungsraum begrenzenden Platten, die gegenüber der Vertikalrichtung wechselnd versetzt sind und als kurze Schweißstrecken, Schweißpunkte oder dgl. ausgebildet sein können. Jede Schweißstelle bildet einen Verdampfungskern.

Der Verdampfer kann in getauchter Betriebsweise, d. h. in dem mit der zu kühlenden Flüssigkeit gefüllten Behälter angewendet werden. Jedoch zeigen sich seine Vorteile besonders dann, wenn er als Berieselungsverdampfer ausgeführt ist. Dabei kann, wie an sich bekannt, ein den oberen Abschluß der Platte bildender Sammler horizontal quer zur Plattenebene verdickt ausgeführt sein, um den Falllinien des außen herabströmenden Wassers eine stärkere Horizontalkomponente zu verleihen, wodurch das Wasser veranlaßt wird, sich als gleichmäßiger Film auszubreiten. Wenn im Zusammenhang der Erfindung der zweite Verdampferabschnitt in Form von horizontalen, wechselnd an beiden Enden miteinander in Verbindung stehenden Kanälen ausgeführt ist, kann vorgesehen sein, daß der oberste dieser Kanäle horizontal stärker als die folgenden Kanäle verdickt ist, um diese Funktion zu übernehmen.

Besonderes Augenmerk gilt der Überhitzung

des Kältemittelgases und der Förderung des Öls in diesen Kanälen, wenn das Kältemittel gänzlich oder überwiegend verdampft ist. Damit das Öl, das sich vornehmlich im unteren Bereich der Horizontalkanäle sammelt, nicht entgegen der Gasströmung zurückfließen kann, wird gemäß der Erfindung jeweils einlaufseitig eine erhöhte Schwelle an der unteren Kanalbegrenzung vorgesehen. An dem in Strömungsrichtung hinteren Ende jedes Horizontalkanals können Einrichtungen vorgesehen sein, die die Mitnahme des Öls zu dem nächstoberen Kanal erleichtern, beispielsweise eine Verengung des Strömungsquerschnitts zur Erhöhung der Gasgeschwindigkeit und zur Intensivierung der Förderwirkung. Der das Kältemittelgas vom Verdampfer abführende Stutzen wird zweckmäßigerweise nahe der unteren Begrenzung des zugehörigen Kanals des zweiten Abschnitts angeschlossen, damit das Öl nicht abermals angehoben zu werden braucht.

Das den Verdampfer versorgende Einspritzventil ist zweckmäßigerweise ein thermostatisches Regelventil, das mit Anschluß an eine überhitztes Kältemittelgas vom Verdampfer abführende Leitung ausgeführt ist, damit die Kältemittelzufuhr zum Verdampfer abhängig von der Überhitzungstemperatur geregelt wird. Dadurch wird Gewähr dafür gegeben, daß der wärmewirtschaftlich unerwünschte Überhitzungsbereich des Verdampfers so klein wie möglich bleibt.

Die Kältemaschine wird so eingestellt, daß das Kältemittel beim Erreichen der Grenze zwischen dem ersten und dem zweiten Verdampferabschnitt im wesentlichen ständig einen zur Verhinderung von Schmiermittelausfall ausreichenden flüssigen Anteil aufweist. Die Nichteinhaltung dieser Bedingung ist kurzzeitig gestattet, nämlich für so kurze Zeitabschnitte, daß sich das Schmiermittel währenddessen nicht unzulässig stark im ersten Verdampferabschnitt ansammeln und damit die Schmierung des Kompressors gefährden kann.

Erreicht wird auf diese Weise das Ziel, bei einem Einspritzverdampfer den Gesamtdruckverlust sowie die Veränderung der Verdampfungstemperatur auf etwa ein Drittel zu reduzieren. Während beispielsweise bei einer herkömmlichen Einspritzverdampferplatte für einen Riesekühler mit einer Wärmestromdichte von 3 kW/m^2 die Veränderung der Verdampfungstemperatur in einem typischen Anwendungsfall mit ca. 9°C nicht mehr akzeptabel ist, sinkt sie dank der Erfindung dabei auf ca. 3°C , wobei die stärkste Temperaturabsenkung auf einen kleinen, oberen Abschnitt des Verdampfers reduziert ist, in welchem die Wassertemperatur noch vergleichsweise hoch und daher die Eisbildungsgefahr gering ist. Dadurch wird erstmals die Möglichkeit geschaffen, einen Einspritzverdampfer zur Kühlung von Wasser nahe dem Gefrierpunkt zu verwenden. In dem unteren, ersten Verdampferab-

schnitt wird dabei durch die versetzte Schweißnahtanordnung eine bessere Verteilung des Wasserfilms, ein erhöhter Wärmeübergang durch höheren Turbulenzgrad und dadurch eine höhere Wandtemperatur erreicht, was gleichfalls die Möglichkeiten verbessert, ohne Eisansatz näher an den Gefrierpunkt heranzukühlen.

Bei Eisspeicherbetrieb (sowohl im Beriesungsverfahren als auch unter Wasser) wird durch den kontrollierten und gleichmäßigeren Temperaturverlauf in der Verdampferplatte ein gleichmäßigeres Anwachsen des Eises garantiert, als es bei Einspritzverdampfern herkömmlicher Bauweise möglich ist. Es kann auch die Eisabspaltung von den Platten mittels Heißgaseinspeisung angewendet werden.

Weitere Einzelheiten der Erfindung werden im folgenden anhand der Zeichnung dargestellt. Darin zeigt:

Fig. 1 eine erste Ausführungsform des Verdampfers im Querschnitt mit einer schematischen Darstellung der Kältemaschine,

Fig. 2 Einzelheiten des Verdampferaufbaus im zweiten Abschnitt,

Fig. 3 eine zweite Verdampferausführung und

Fig. 4 den Temperaturverlauf über die Höhe des Verdampfers im Vergleich mit anderen Verdampferbauarten.

Gemäß Fig. 1 besteht die Kältemaschine aus Verdampfer 1, Kompressor 2, Kondensator 3 und thermostatischem Expansionsventil 4, dessen Impulsleitung 5 an einen Temperaturfühler 6 anschließt, der an der Leitung 7 angeordnet ist, die das überhitzte Gas vom Verdampfer 1 dem Kompressor 2 zuführt.

Der Verdampfer 1 ist ein vertikaler Plattenverdampfer, der von dem Kältemittel von unten nach oben durchströmt ist. Er besteht aus einem ersten Abschnitt 11 und einem zweiten Abschnitt 12. Den ersten Abschnitt durchströmt das Kältemittel über seine ganze Breite im wesentlichen gleichmäßig von unten nach oben ähnlich einem gefluteten Verdampfer, wobei versetzt zur Vertikalrichtung angeordnete Horizontalschweißstrecken 13 für eine gleichmäßige Durchströmung und guten Wärmeübergang sorgen. Da der zur Verfügung stehende Strömungsquerschnitt groß ist, ist der Druckverlust gering.

Im zweiten Abschnitt 12 wird der Strömungsweg von einem Mäanderkanal 14 gebildet, der sich aus mehreren horizontalen, an den Enden wechselnd miteinander verbundenen Kanalstrecken zusammensetzt, die durch horizontale, die dem Plattenverdampfer bildenden Bleche verbindende Schweißnähte 15 gebildet sind. Der Querschnitt des Kanals 14 ist wesentlich geringer als der des

ersten Verdampferabschnitts. Vorzugsweise ist nämlich der Strömungsquerschnitt im ersten Abschnitt mindestens dreimal, besser mindestens fünfmal und meist mindestens zehnmal größer als im zweiten Abschnitt, woraus sich für den zweiten Abschnitt eine entsprechend größere Gasgeschwindigkeit ergibt. Der Verdampfer wird so betrieben, daß das Kältemittel ihm unten mit einem Gewichtsanteil der flüssigen Phase von bspw. 70% zugeführt ist. Die zugeführte Menge wird abhängig von der Temperatur des überhitzten Gases in der Leitung 7 von dem Einspritzventil bestimmt. Dadurch wird sichergestellt, daß das Kältemittel den Beginn des zweiten Abschnitts 12 stets mit einem so großen flüssigen Anteil erreicht, daß der Transport des Öls in den zweiten Abschnitt gewährleistet ist, wo das Kältemittel vollständig verdampft und die Gasgeschwindigkeit so hoch ist, daß das Öl mitgerissen wird.

Damit das sich im unteren Bereich der den Kanal 14 bildenden Horizontalstrecken sammelnde Öl nicht zurückfließen kann, kann zweckmäßigerweise jeweils am Kanal Anfang eine Schwelle 16 vorgesehen sein. Statt dessen wäre es auch denkbar, die Horizontalkanäle leicht fallend anzuordnen. Ferner können nicht dargestellte Schikanen bei den vertikalen Kanalverbindungen vorgesehen sein, um dort die Gasströmung zu intensivieren und den Öltransport zu verbessern. An den obersten Kanal 17 ist der Abfuhrsstutzen 18 nahe der unteren Begrenzung des Kanals 17 angeordnet, um das Öl dort leichter abführen zu können. Ferner kann der oberste Kanal 17 stärker gebauert sein als die darunter befindlichen, um die Flüssigkeitsfilmbildung auf der Außenseite des Verdampfers bei Berieselung zu verbessern, wie dies in Fig. 2 gestrichelt angedeutet ist.

Im ersten Verdampferabschnitt sorgt die aufsteigende Bewegung des Kältemittels dafür, daß ohne Separationserscheinungen trotz relativ langsamer Durchströmung eine gleichmäßige Benetzung der inneren Oberflächen gewährleistet ist. Für den zweiten Verdampferabschnitt gilt hingegen die überwiegend horizontale Durchströmung als vorteilhaft, damit in denjenigen Bereichen, in denen je nach Gasgeschwindigkeit mit Separation von Öl gerechnet werden muß, dieses sich im unteren Bereich der Horizontalkanäle sammeln kann, um in geringerem Maße durch Benetzung der übrigen Innenoberflächen den Wärmeübergang zu verschlechtern. Anders als in Fig. 1 kann im zweiten Abschnitt zur Verbesserung der Ölförderung (insbesondere für die Flüssigkeitsabkühlung) auch eine fallende Verbindung der Horizontalkanäle vorgesehen sein, wobei entsprechend der schematischen Darstellung in Fig. 3 der oberste Kanal 17 durch einen Vertikalkanal 20 unmittelbar mit dem ersten Abschnitt 11 verbunden ist. Dies ergibt die

Möglichkeit, die Strömungsgeschwindigkeit im zweiten Abschnitt 12 geringer zu halten, als es sonst mit Rücksicht auf die Ölförderung möglich wäre, so daß auch der Druckverlust und damit die Temperaturabsenkung gering bleiben. Dies kompensiert für manche Anwendungsfälle den Nachteil, daß die tiefste Temperatur nicht am höchsten Punkt des Verdampfers auftritt.

Zwar ist es zweckmäßig, wenn die beiden Verdampferabschnitte Teile eines einheitlichen, einstückigen Plattenverdampfers sind. Jedoch soll eine mehrstückige Ausbildung nicht ausgeschlossen bleiben, wobei die den ersten Abschnitt bildende(n) Verdampferplatte(n) bei Gruppenanordnung in anderer Weise und an anderer Stelle angeordnet sein können als die die zweiten Abschnitte bildenden. Wichtig ist, daß die Verdampferabschnitte einen an ein einziges Einspritzventil angeschlossenen, einheitlichen Strömungsweg bilden.

Es ist nicht erforderlich, daß die beiden Abschnitte durch eine plötzliche Querschnittsänderung voneinander abgrenzbar sind. Vielmehr ist auch ein allmählicher Übergang denkbar.

Das Diagramm Fig. 4 veranschaulicht den Temperaturverlauf des Kältemittels und gegenüber dem Temperaturverlauf 19 des Berieselungswassers in °C über die Höhe H eines Plattenwärmetauschers gemäß Fig. 1 in durchgezogenen Linien. Dem sind die kältemittelseitigen Temperaturverläufe eines gefluteten Verdampfers gestrichelt und eines herkömmlichen Einspritzverdampfers strichpunktirt gegenübergestellt. Das Kältemittel und das berieselnde Wasser bewegen sich im Gegenstrom.

Den gleichmäßigsten Temperaturverlauf erreicht der geflutete Verdampfer, bei dem in einem typischen Anwendungsbeispiel der geringe Druckabfall einen lediglich in der Größenordnung von 0,5 °C liegenden Temperaturunterschied über die Höhe des Verdampfers verursacht. Hingegen erkennt man beim herkömmlichen Einspritzkühler einen starken Temperaturabfall von bspw. 9 °C mit Vereisungsgefahr in mittlerer Höhe.

Der Temperaturverlauf des erfindungsgemäßen Verdampfers umfaßt einen unteren Abschnitt 11', der dem unteren Verdampferabschnitt 11 entspricht und in welchem die Temperaturverminderung etwa der des gefluteten Verdampfers entspricht. Nach oben schließt sich der zweite Kurvenabschnitt 12' an, der demjenigen Teil des zweiten Verdampferabschnitts 12 entspricht, in welchem noch flüssige Phase gegenwärtig ist und in welchem demzufolge die Temperatur entsprechend der durch Druckabfall verursachten Verringerung der Verdampfungstemperatur absinkt. Da die Fließweglänge im engen Strömungsquerschnitt aber viel geringer ist als bei herkömmlichen Einspritzverdampfern wird insgesamt nur ein entsprechend geringerer Druckverlust

stattfinden. Außerdem liegt der Punkt niedrigster Temperatur nahe dem obersten Punkt des Verdampfers, wo die Temperatur des Berieselungswassers verhältnismäßig hoch und daher die Vereisungsgefahr gering ist. Es schließt sich ein Kurvenabschnitt 12' an, der demjenigen Teil des zweiten Verdampferabschnitts 12 entspricht, in welchem die Überhitzung des trockenen, gasförmigen Kältemittels stattfindet.

Zusammenfassend läßt sich sagen, daß in dem kritischen, unteren Verdampferbereich der Temperaturverlauf des erfindungsgemäßen Einspritzverdampfers demjenigen eines gefluteten Verdampfers sehr ähnlich ist und daß er sich daher auch für solche Einsatzfälle eignet, in denen der Temperaturverlauf des zu kühlenden Mediums genau zu kontrollieren ist, beispielsweise nahe dessen Gefrierpunkt, wie dies für die Wasserseite mit Temperaturverlauf 19 in Diagramm 4 bei Kühlung bis auf 0,5° C vorausgesetzt ist.

Wählt man statt der Verdampferanordnung gemäß Fig. 1 diejenige gemäß Fig. 3, so bleibt es im ersten Abschnitt bei dem Temperaturverlauf 11'. Für den zweiten Abschnitt ergibt sich der gepunktet dargestellte Temperaturverlauf 12'', dessen Temperaturabsenkung im Verhältnis zur Wasserkurve 19 zwar einen etwas ungünstigeren Verlauf hat, weil das Temperaturminimum bei niedrigerer Wassertemperatur erreicht wird; jedoch liegt dieses Minimum bei höherer Temperatur als im Falle der Kurve 12', weil die fallende Anordnung des zweiten Verdampferabschnitts geringere Gasgeschwindigkeiten und damit geringeren Druckverlust ermöglicht.

Ansprüche

1. Wärmeaustauscher als Einspritzverdampfer für eine Kältemaschine, dadurch gekennzeichnet, daß er einen ersten Abschnitt (11) mit weitem Strömungsquerschnitt und Schwerkraftverteilung des steigend geführten Kältemittels und einen zweiten Abschnitt (12) mit zur Ölförderung ausreichend engem Strömungsquerschnitt umfaßt, wobei die Grenze zwischen beiden unterhalb des Bereichs vollständiger Verdampfung des Kältemittels liegt.

2. Wärmeaustauscher nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß er als vertikaler Plattenverdampfer ausgebildet ist.

3. Wärmeaustauscher nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der erste Abschnitt (11) in der Art eines gefluteten Verdampfers ausgebildet ist.

4. Wärmeaustauscher nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der erste Abschnitt (11) mit im wesentlichen senkrechter Strömungsrichtung ausgebildet ist.

5. Wärmeaustauscher nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß in dem ersten Abschnitt der Innenraum durch gegenüber der Vertikalrichtung versetzte Schweißverbindungen (13) unterteilt ist.

6. Wärmeaustauscher nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß der erste Abschnitt (11) etwa zwei bis drei Viertel der Verdampferhöhe einnimmt.

7. Wärmeaustauscher nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß im zweiten Abschnitt (12) vorgesehene horizontale Kanäle (14) an ihrer unteren Begrenzung (15) einlaufseitig eine erhöhte Schwelle (16) aufweisen.

8. Wärmeaustauscher nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die den zweiten Abschnitt (12) bildenden Horizontalkanäle (14) in steigender Folge miteinander verbunden sind.

9. Wärmeaustauscher nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die den zweiten Verdampferabschnitt bildenden Horizontalkanäle in fallender Folge miteinander verbunden sind.

10. Wärmeaustauscher nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß der Verdampfer als Berieselungsverdampfer ausgeführt ist.

11. Wärmeaustauscher nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß der Abführungsstutzen (18) nahe der unteren Begrenzung (15) eines Kanals des zweiten Abschnitts angeschlossen ist.

12. Wärmeaustauscher nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß er mit einem Einspritzventil (4) verbunden ist, das ein thermostatisches Regelventil mit Anschluß (5) an eine überhitztes Kältemittel-Gas vom Verdampfer (1) abführende Leitung (7) ist.

13. Kältemaschine mit einem Wärmeaustauscher nach einem der Ansprüche 1 bis 10, gekennzeichnet durch eine solche Einstellung, daß das Kältemittel beim Erreichen der Grenze zwischen dem ersten (11) und dem zweiten Verdampferabschnitt (12) einen zur Verhinderung von Schmiermittelausfall ausreichenden flüssigen Anteil aufweist.

Fig.1

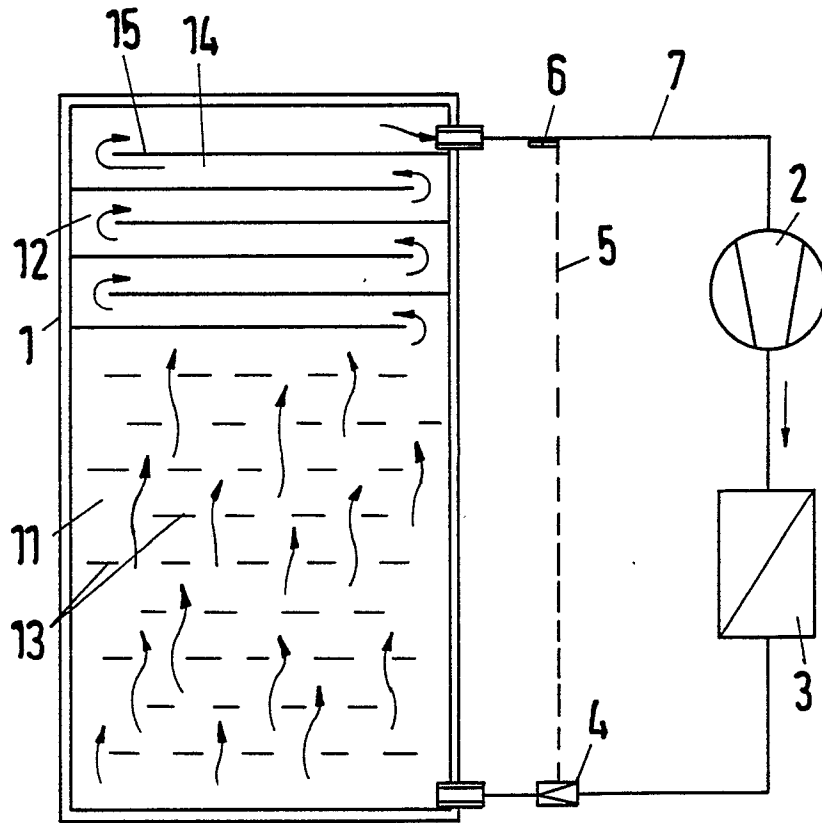


Fig.3

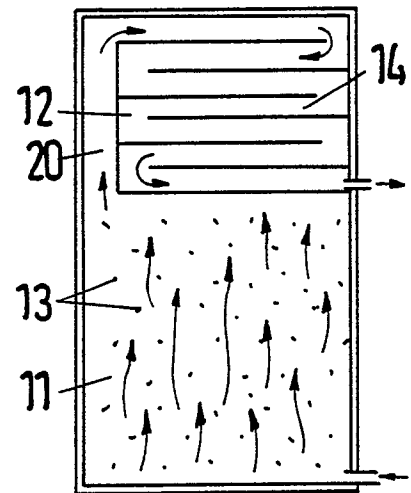


Fig.2

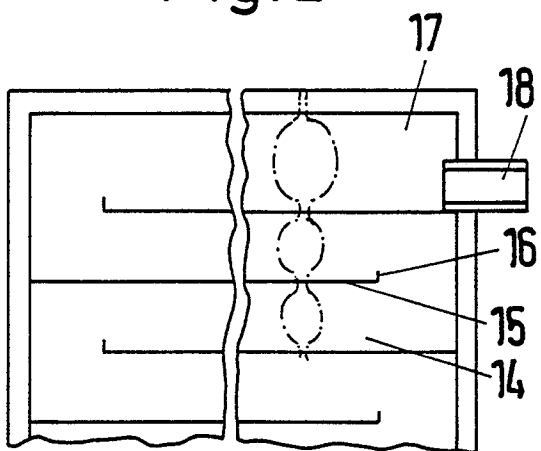


Fig.4

