

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 1 265 042 A2

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:

11.12.2002 Patentblatt 2002/50(51) Int Cl.7: **F25B 25/02**(21) Anmeldenummer: **02012220.6**(22) Anmeldetag: **04.06.2002**

(84) Benannte Vertragsstaaten:

**AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU
MC NL PT SE TR**

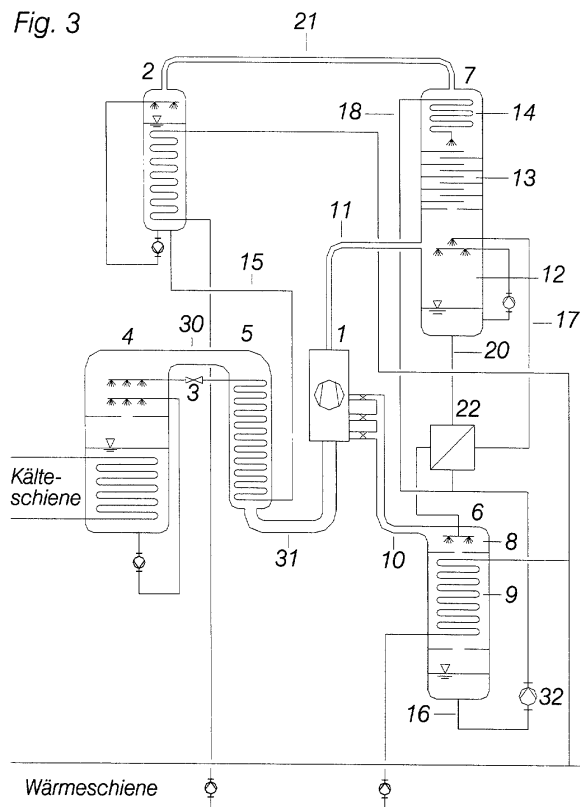
Benannte Erstreckungsstaaten:

AL LT LV MK RO SI(71) Anmelder: **Hadlauer, Martin, Dipl.-Ing.
8010 Graz (AT)**(72) Erfinder: **Hadlauer, Martin, Dipl.-Ing.
8010 Graz (AT)**(30) Priorität: **05.06.2001 AT 8692001**(54) **Kälteanlage, betrieben mit einem Zwei- oder Mehrstoffgemisch, mit mindestens einer Kompressoreinheit**

(57) Kälteanlage, betrieben mit einem Zwei- oder Mehrstoffgemisch, mit mindestens einer Kompressoreinheit (1), mindestens einem Verflüssiger (2), mindestens einem Verdampfer (4), mindestens einer Absorbereinheit (6) bestehend aus Mischkammer (8) und Kondensationseinheit (9), einer Austreibereinheit (7), vorzugsweise bestehend aus Deflegmator (14), Rektifikator (13) und Mischkammer (12). Ein Teilstrom (10) des

Kältemitteldampfes (31) wird vor Hochdruck aus der Kompressoreinheit (1) ausgekoppelt und an die Absorbereinheit (6) weitergeleitet, in welcher eine Beimischung von Kondensat (20) mit einem hohen Anteil an Absorberrmittel und eine anschließende vollständige Verflüssigung des Dampf/Kondensat- Gemisches stattfindet. Der restliche Anteil (11) des Kältemitteldampfes (31) wird auf Hochdruck gebracht und in die Mischkammer (12) des Austreibers (7) weitergeleitet.

Fig. 3

**EP 1 265 042 A2**

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft eine Kälteanlage mit mindestens einer Kompressoreinheit, einem Verflüssiger im Hochdruckbereich, einem Verdampfer im Niederdruckbereich sowie gas- und flüssigkeitsdurchströmten druckfesten Verbindungsleitungen.

[0002] Gattungsgemäße Anlagen sind beim Stand der Technik bekannt und werden allgemein als Kompressionskälteanlagen bezeichnet. Generell wird hierbei das Kältemittel im verdampften Zustand von niedrigen auf hohen Druck gebracht, durch Wärmeentzug von überhitzten Zustand auf Naßdampfeintrittstemperatur gebracht, bei konstanter Naßdampf Temperatur verflüssigt und eventuell noch etwas unterkühlt. Das flüssige Kältemittel geht über eine Drossel auf ein niedriges Druckniveau, wobei die Temperatur absinkt und ein Teil verdampft. Nun wird Wärme bis zur vollständigen Verdampfung aufgenommen und der Kreislauf beginnt von neuem. Kälteanlagen dieser Art können auf mehrfache Weise eingesetzt werden. Aufgrund der Wärmezufuhr bei niedriger Temperatur dienen sie vorzüglich als Kühlanlagen. Andererseits dienen sie zur Wärmeabgabe als Wärmepumpen, wobei die Wärme die im Niederdruckbereich aufgenommen wird zusätzlich mit der zugeführten Kompressorenergie als nutzbare Wärme bei entsprechend hoher Temperatur abgegeben wird. Ideal ist der Einsatz bei doppeltem Nutzen, sowohl zu Kühl- als auch Heizzwecken. Der Wirkungsgrad dieser Anlagen definiert sich nach dem Verhältnis der aufgenommenen Wärme im Niederdruckbereich zur eingesetzten Kompressorenergie.

[0003] Um die Effizienz möglichst hoch zu halten, ist man bestrebt das flüssige Kältemittel vor Eintritt in die Drossel möglichst weit zu unterkühlen und somit die Wärmeaufnahme zu erhöhen. Des weiteren ist man bestrebt die Kompressorarbeit möglichst niedrig zu halten. Im allgemeinen bietet sich an, die Temperatur des flüssigen Kältemittels vor Eintritt in die Drossel durch Kühlung im dampfförmigen Kältemittelstrom nach Verdampferaustritt weiter zu senken, sowie die Kompression über ein oder mehrere Zwischenkühler zu bewerkstelligen. Diese Maßnahmen erfordern aufwendige Wärmetauscher und werden daher nur selten realisiert. Dabei ist zu berücksichtigen daß bei noch so guter Wärmetauscher Auslegung die Zwischenkühlung maximal bis ins Naßdampfgebiet bzw. bis zur Kühlmitteltemperatur erfolgen kann und die Abkühlung des flüssigen Kältemittels vor Eintritt in die Drossel nicht bis zur Kältemitteltemperatur im Niederdruckbereich erfolgen kann, da das flüssige Kältemittel in etwa die doppelte Wärmekapazität besitzt als das gasförmige Kältemittel.

[0004] Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es nun, eine Anlage ohne die oben genannten prozeßtechnischen Einschränkungen zu schaffen und vergleichsweise eine verbesserte Energieausbeute bei kompakter Bauweise zu erzielen.

[0005] Dies wird dadurch erreicht, daß die Kompres-

sionskälteanlage mit Baueinheiten einer Absorptionskälteanlage gekoppelt wird. Die Verschaltung erfolgt erfindungsgemäß in der Weise, daß ein oder mehrere Teilströme des Kältemitteldampfes von der Kompressoreinheit abgezweigt werden und jeweils in einen Anlageteil gehen, in dem eine Beimischung von Absorbermittel stattfindet und eine vollständige Verflüssigung erfolgt. Die Auskopplung der einzelnen Teilströme aus der Kompressoreinheit erfolgt erfindungsgemäß nicht unbedingt bei niedrigstem Druckniveau, sondern kann betriebsbedingt bei höheren Druckstufen erfolgen. Der übrige Anteil an Kältemitteldampf durchläuft die Kompressoreinheit bis zum Hochdruckniveau und wird in eine Mischkammer im Austreiber geleitet.

[0006] Der von der Kompressoreinheit vor Hochdruck abgezweigte Kältemitteldampf geht in mindestens eine, nach dem allgemeinem Stand der Technik für Absorptionskälteanlagen bekannte, in weiterer Folge als Absorbereinheit bezeichnete Anordnung, bestehend aus Mischkammer und Wärmetauscher. In der Mischkammer wird dem Kältemitteldampf Kondensat mit hoher Absorbermittelkonzentration beigemischt. Im nachfolgenden Wärmetauscher erfolgt eine Wärmeabgabe an das Kühlmedium bis zur vollständigen Verflüssigung. Nach dem für Absorptionskälteanlagen allgemein bekannten Funktionsprinzip wird dieses Kondensat durch Pumpen auf Hochdruck gebracht und in den Austreiber geleitet. Üblicherweise geht ein Teil dieses Kondensats in die Mischkammer des Austreibers, wobei zuvor ein Wärmeaustausch mit dem austretenden Kondensat mit hoher Absorbermittelkonzentration stattfindet. Der restliche Anteil geht über den Deflegmator, ein Wärmetauscher zur Dampfdruckkühlung, in den Austreiber.

[0007] Nach dem für Absorptionskälteanlagen üblichen Stand der Technik bestehen solche Austreibermodule grundsätzlich aus den vier Funktionseinheiten, Deflegmator, Rektifikator, Mischkammer und Kocher. Deflegmator und Rektifikator dienen zur Reinigung des Kältemitteldampfes von Absorptionsmittel vor Austritt aus dem Austreiber. Die Mischkammer soll idealerweise ein Gleichgewicht von flüssiger und gasförmiger Phase herstellen. Im Kocher wird Wärme zur Verdampfung des Gemisches aus Kälte- und Absorbermittel zugeführt. Diese Wärmezufuhr ist grundsätzlich die treibende Energie für den Betrieb einer Absorptionskälteanlage. Generell erfolgt im Austreiber eine Trennung von Absorber- und Kältemittel. Dies darf nicht im engen Sinne einer vollständigen Separierung gesehen werden sondern ist auf einen konzentrationsmäßigen Schwerpunkt ausgerichtet. Dabei wird angestrebt, daß einerseits möglichst reiner Kältemitteldampf und andererseits ein Gemisch mit hoher Konzentration an Absorbermittel den Austreiber verläßt. Üblicherweise wird Kondensat mit mittlerem Konzentrationsverhältnis von Kälte- und Absorbermittel eingeleitet.

[0008] Erfindungsgemäß unterscheidet sich der Austreiber gegenüber der oben beschriebenen Ausführung durch die zusätzliche Möglichkeit der Einleitung von

Kältemitteldampf bei Hochdruck. Im Gegensatz zu üblichen Absorptionskälteanlagen kann bei dieser Anlage der als Kocher bezeichnete Wärmetauscher zur Wärmezufuhr gänzlich wegfallen, und die Anlage ausschließlich durch Zufuhr von technischer Arbeit betrieben werden. In diesem Fall ist, was die Leistungskennwerte der Anlage betrifft, ein direkter Vergleich zu einer reinen Kompressionskälteanlage zulässig. Dadurch, daß vergleichsweise weniger Kältemitteldampf auf Hochdruckniveau gebracht wird, sinkt der Anteil an technischer Arbeit beträchtlich.

[0009] Zur zusätzlichen Senkung der Kompressorleistung gibt es das allgemein bekannte Verfahren, durch Kondensateinspritzung zwischen mindestens zwei Kompressorstufen den überhitzten Dampf vor der weiteren Kompression auf Sattedampfzustand zu bringen. Trotz Massenzunahme führt dies aufgrund der Temperaturabsenkung zu einer Verminderung der technischen Arbeit für die weitere Kompression des Dampfes auf Hochdruck. Im Gegensatz zu einer Kompressionskälteanlage mit dem Nachteil, kein Kondensat prozeßtechnisch günstig für diese Maßnahme abzuzweigen zu können, kann dank der beschriebenen, erfindungsgemäßen Kompressorverschaltung Kondensat aus den für Absorptionskälteanlagen typischen Anlageteilen entnommen werden. Idealerweise entnimmt man dazu Kondensat aus dem Austreiber unmittelbar nach Austritt aus dem Rektifikator. Verglichen mit den Maßnahmen zur Zwischenkühlung bei Kompressionskälteanlagen ist dieser Aufwand relativ gering.

[0010] Zur Erhöhung der Wärmeaufnahme aus dem zu kühlenden Medium, bei Wärmepumpen als Sole bezeichnet, wird allgemein üblich versucht das flüssige Kältemittel so weit als möglich vor Eintritt in die Drossel zu unterkühlen. Dies läßt sich durch zusätzliche Abkühlung im Kältemitteldampf bei Niederdruck erreichen. Bei Kompressionskälteanlagen nach dem Stand der Technik ist diese Maßnahme nicht allzu effizient, da beim Wärmeaustausch zwar gleich große Massenströme von Flüssigkeit und Dampf vorliegen, der Kältemitteldampf aber nur in etwa die halbe Wärmekapazität besitzt. Dies bedeutet einerseits, daß das flüssige Kältemittel nicht allzuweit abgekühlt werden kann, andererseits steigt die Kompressorleistung aufgrund des überhitzten Eintrittszustands des Dampfes. Nun gibt es das allgemein bekannte Verfahren, Kondensat zur Erhöhung der Wärmeaufnahme beizumischen. Idealerweise wird dieses Kondensat stetig während der Wärmeaufnahme zur Verdampfung beigemischt, wobei angestrebt wird, stets geringfügig im Naßdampfgebiet zu sein. Durch diese Maßnahme steigt die Wärmeaufnahme so weit, daß das flüssige Kältemittel beinahe bis zur Sattedampf-temperatur bei Niederdruck abgekühlt werden kann. Zudem wird der Aufwand für den Wärmetauscher mit Kondensateinspritzung gegenüber dem Wärmetauscher mit Dampfüberhitzung aufgrund des besseren Wärmeübertragungsverhalten entscheidend verringert. Im Gegensatz zu einer Kompressionskälteanlage mit dem

Nachteil, kein Kondensat prozeßtechnisch günstig für diese Maßnahme abzuzweigen zu können, kann dank der beschriebenen, erfindungsgemäßen Kompressorverschaltung Kondensat aus den für Absorptionskälteanlagen typischen Anlageteilen entnommen werden. Idealerweise entnimmt man das Kondensat, das nach der Verflüssigung aus der Absorbereinheit, bei mehreren Absorbereinheiten aus jener mit dem niedrigsten Druckniveau, anfällt.

[0011] Prozeßtechnisch ist der Massenanteil des auf Hochdruck verdichteten Dampfes im Verhältnis zur Masse des bei niedrigerem Druck abgezweigten Dampfes durch den jeweiligen Betriebszustand genau festgelegt. Je niedriger das Verhältnis von höchstem zu niedrigstem Druck ist, desto geringer wird die aus der Kompressoreinheit auszukoppelnde Dampfmenge zur Verflüssigung. Da ein Teil dieses Kondensates für die Reinigung des Kältemitteldampfes vor Austritt aus dem Austreiber genutzt wird, indem es durch Deflegmator und Rektifikator geleitet wird, muß eine Mindestmenge durch diese Einheiten durchgeleitet werden. Wie sich nach genauer Berechnung zeigt, ist es sinnvoll eine bestimmte Menge des flüssigen Kältemittels aus dem Verdampfer zu entnehmen und dem Kondensat, das zum Deflegmator geht, beizumischen. Dadurch ergeben sich im wesentlichen zwei positive Effekte. Da zum einen mehr Masse durch Deflegmator und Rektifikator geleitet wird, wobei diese eine höhere Konzentration an Kältemittel hat, findet im Austreiber eine bessere Reinigung des austretenden Kältemitteldampfes von Absorbermittel statt. Zum anderen bewirkt die Abzapfung von Kondensat aus dem Verdampfer entsprechend der Massenbilanz von ein- und abfließendem Kälte- und Absorbermittel eine nochmalige Abscheidung von Absorbermittel aus dem Kältemitteldampf, da Dampf und Kondensat im Gleichgewicht eine unterschiedliche Konzentration an Absorbermittel beinhalten. Während der Dampf fast ausschließlich Kältemittel enthält, beinhaltet das Kondensat eine beträchtliche Menge an Absorbermittel. Je nach Betriebszustand läßt sich eine optimale Abzapfmenge festlegen. Der augenscheinliche Nachteil einer geringeren verdampfbaren Kältemittelmengen im Niederdruck, mit der damit verbundenen geringeren Wärmeaufnahme, wird durch die oben beschriebenen positiven Effekte aufgehoben. Die Maßnahme der Abzapfung führt gesamtgesehen zu besseren Leistungsdaten der Anlage.

[0012] Durch die erfindungsgemäße Verschaltung der Kompressionskälteanlage mit den für Absorptionskälteanlagen typischen Baueinheiten und der zusätzlichen Nutzung der dadurch gegebenen Möglichkeiten zur Senkung der Kompressorarbeit sowie Erhöhung der Wärmeaufnahme, sind die wesentlichen Kriterien für die Erhöhung der Anlageneffizienz bei verhältnismäßig geringem Mehraufwand in kompakter Bauweise erfüllt. Der gegenüber normalen Kompressionskälteanlagen zusätzliche bauliche Aufwand für die angekoppelten

Anlagenteile wird zum Großteil durch die kompaktere Ausführung des Dampfwärmetauschers mit Kondensateinspritzung sowie durch Wegfall der aufwendigen Kompressorzwischenkühlung kompensiert. Diese Anlage ist einer Kompressionskälteanlage mit bester Ausführung weit überlegen, insbesondere dann, wenn zwischen Wärmeabgabe und Wärmeaufnahme hohe Temperaturdifferenzen vorliegen.

[0013] Eine günstige Variante einer solchen Anlage sieht vor, daß die Rückkondensation des in der Mischkammer mit Absorbiermittel angereicherten Kältemittels bei zwei unterschiedlichen Druckstufen stattfindet. Dies kann erfindungsgemäß realisiert werden indem von der Kompressoreinheit zwei Massenströme bei unterschiedlichen Druckstufen abgezweigt werden. Die Beimischung von Kondensat mit hoher Absorbiermittelkonzentration und die anschließende Verflüssigung erfolgt jeweils in zwei getrennten Absorbereinheiten. Idealerweise wird jenes Kondensat das bei höherem Druck anfällt über Deflegmator und Rektifikator in den Austreiber zurückgeleitet.

[0014] Eine besonders günstige Ausführung sieht vor, die Wärmetauscher in den Absorbereinheiten so auszulegen, daß das Kühlmittel möglichst hohe Temperaturen erreichen kann. Dazu dienen eigene Kondensationswärmetauscher mit Möglichkeit zur Nutzung des Temperaturgefälles während der Kondensation, sowie eine spezielle Einrichtung zur Vorwärmung des Kondensats vor Eintritt in die Mischkammer. Die Erwärmung erfolgt erfindungsgemäß in der Weise, daß das Kondensat parallel zum Kühlmittel die Wärmetauscherkanäle durchströmt und dem Dampf/Kondensat-Gemisch Energie entzieht welche es schließlich wieder in die Mischkammer einbringt. Nach Außen betrachtet bleibt die über das Kühlmittel abgeführte Energie die selbe. Es steigt lediglich der Temperaturunterschied von Kondensationsbeginn bis Kondensationsende und somit die Möglichkeit zur Maximierung der Kühlmittelaustrittstemperatur.

[0015] Eine Abwandlung der obigen Variante sieht erfindungsgemäß eine Auskopplung bei einer einzigen Kompressorstufe aus der Hauptkompressoreinheit vor, wobei in der ersten Absorbereinheit keine vollständige Verflüssigung erfolgt. Die weitere Kondensation bis zur vollständigen Verflüssigung erfolgt in einer zweiten Absorbereinheit bei höherem Druck. In die Mischkammer dieser Absorbereinheit wird über eine Pumpe Kondensat aus der ersten Druckstufe eingeleitet. Der restliche noch nicht kondensierte Dampf aus der ersten Druckstufe wird über eine weitere Kompressoreinheit auf entsprechend hohen Druck gebracht und ebenfalls in diese Mischkammer eingeleitet. Prinzipiell bringt diese Anordnung gegenüber der zuvor beschriebenen Ausführung prozeßtechnisch keinen erkennenswerten Vorteil und ist baulich eher aufwendiger. Dies einerseits durch die zusätzlich erforderliche Pumpe sowie durch die größere Auslegung der ersten Absorbereinheit, da mehr Dampf-volumen durchgeht. Die Abspaltung dieser Kompresso-

reinheit aus der Hauptkompressoreinheit ist eine aus der obigen Beschreibung zur erfindungsgemäßen Verschaltung der Kompressoreinheit mit Baueinheiten einer Absorptionskälteanlage naheliegende Abänderung, die grundsätzlich auf der selben prozeßgestaltenden Idee, des Einsatzes von zwei Absorbereinheiten bei unterschiedlichem Druck, beruht.

[0016] Anlagen der oben beschriebenen Art sind sowohl für Kleinanlagen in der Haustechnik als auch für Großanlagen ideal ausführbar. Aufgrund des außerordentlich hohen Wirkungsgrades bietet sich ein besonders wirtschaftlicher Einsatz in kalten Gebieten als Wärmepumpe, vorzugsweise mit dem Zweistoffgemisch Ammoniak/Wasser. Denkbar ist eine vermehrte Nutzung von Außenluft zur Wärmeentnahme.

[0017] Eine günstige Variante sieht darüber hinaus vor, zusätzlich zur technischen Arbeit auch Wärme in den Prozeß einzubringen. Die Anlage ist weder als Kompressionskälteanlage noch als Absorptionskälteanlage zu betrachten. Dazu wird, wie allgemein bei Absorptionskälteanlagen üblich, der als Kocher bezeichnete Wärmetauscher im Austreiber angeordnet. Ähnlich wie bei der Kondensation liegt bei der Verdampfung des Ein oder Mehrstoffgemisches ein Temperaturgefälle vor, das idealerweise durch entsprechende bauliche Ausführung des Wärmetauschers genutzt wird. Je mehr Wärme dem Prozeß zugeführt wird desto weniger Dampf wird auf Hochdruck komprimiert und an die Mischkammer im Austreiber geleitet. Im Grenzfall arbeitet die Anlage ohne Hochdruckkompression wobei sämtlicher Kältemitteldampf in die Absorbereinheit(en) geht. Ideal vorstellbar ist der Einsatz solcher Anlagen zur Nutzung thermischer, aus Sonnenkollektoren bereitgestellter Energie, wobei die üblichen Lastschwankungen des Wärmeangebotes durch die Möglichkeit des variablen Einsatzes von Wärme und technischer Energie ideal ausgeglichen werden können.

[0018] Diese Variante, mit Ankopplung von Sonnenkollektoren, läßt sich besonders nutzbringend in Großanlagen zur Versorgung von Kälte zur großräumigen Gebäudeklimatisierung bei gleichzeitiger Nutzung der abgeführten Wärme zum Betrieb von Meerwasserentsalzungsanlagen einsetzen. Gegenüber üblichen Ausführungen von Absorptionskälteanlagen ist bei diesen kombinierten Anlagen ein durchgehender Betrieb mit Ausgleich der Schwankungen der zugeführten Wärme gewährleistet. Durch die speziellen Maßnahmen zur Erhöhung der Wärmeabgabetemperatur kann die abgeführte Wärme nutzbringend anderweitig eingesetzt werden, wobei die Gesamtanlageneffizienz weit über der von üblichen Absorptionskälteanlagen liegt.

[0019] Weitere Merkmale und Einzelheiten der vorliegenden Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Figurenbeschreibung. Dabei zeigt:

Fig. 1 eine schematische Darstellung einer allgemein bekannten Kompressionskälteanlage mit der besonderen Ausführung eines zusätzlichen Wär-

metauschers zur Kühlung des aus dem Hochdruckverflüssiger kommenden, Kondensats.

Fig. 2 eine Prozeßdarstellung dieser Anlage im Entropie/Temperatur- Diagramm.

Fig. 3 eine einfache Ausführungsvariante mit Ankopplung von den für Absorptionskälteanlagen typischen Baueinheiten, Austreiber und Absorbereinheit, an die in Fig. 1 gezeigte Ausführung einer Kompressionskälteanlage.

Fig. 4 eine erweiterte Variante der in Fig. 3 gezeigten Ausführung mit Einsatz von zwei Absorbereinheiten.

Fig. 5 eine verbesserte Variante der in Fig. 4 gezeigten Ausführung mit zusätzlichen effizienzsteigernden Maßnahmen wie: Kondensatabzapfung aus dem Verdampfer, Beimischung von Kondensat in den Dampfwärmetauscher, Kondensateinspritzung zwischen den Kompressionsstufen, besondere Ausführung der Wärmetauscher zur Hebung der Kühlmittelaustrittstemperatur. Zusätzlich wird die Variante in Fig. 4 durch den Einbau eines Wärmetauschers zur Wärmezufuhr von Außen erweitert.

Fig. 6 eine leicht abgeänderte Ausführungsvariante der in Fig. 5 gezeigten Ausführung mit Unterteilung der Kompressoreinheit.

Fig. 7 einen konstruktiven Vorschlag für die Bauweise eines Kondensationswärmetauschers in einer Absorbereinheit mit Nutzung des Temperaturgefälles während der Verflüssigung.

Fig. 8 ein Diagramm mit dem Wärme/Temperatur-Verlauf von Kondensat und Kühlmittel.

Fig. 9 ein konstruktiver Vorschlag für die Bauweise des Wärmetauschers zur externen Wärmezufuhr im Austreiber.

[0020] Der in Fig. 1 dargestellte Stand der Technik ist ein allgemein bekannter Kälteprozeß einer Kompressionskälteanlage mit den grundlegenden Funktionseinheiten, Kompressoreinheit 1, Verflüssiger 2, Drossel 3 und Verdampfer 4, sowie den druckfesten Leitungen für Hochdruckdampf 21, Hochdruckflüssigkeit 15 und Niederdruckdampf 31. Unter Kompressoreinheit kann im weitesten Sinne eine Einheit aus mehreren Kompressoren mit ein oder mehreren Druckstufen in allen möglichen Kombinationen von parallelen und seriellen Verschaltungen verstanden werden. In diesem Beispiel ist, zum besseren Verständnis für die weitere Argumentation ein Dampfwärmetauscher 5 zur Kühlung des aus dem Verflüssiger kommenden Hochdruckkondensats 15 vorgesehen. Dieser Wärmetauschers bringt prozeßtechnisch keinen besonderen Vorteil, ist in Relation zum Aufwand eher unwirtschaftlich und wird meist gar nicht, oder nur schwach ausgelegt, eingesetzt.

[0021] In Fig. 2 wird der in Fig. 1 dargestellte Prozeß im Temperatur/Entropie- Diagramm gezeigt. Beginnend bei Kompressoreintritt a erfolgt die Kompression des Kältemitteldampfes 31 von a nach b. Nach Kompressoraustritt b erfolgt durch Wärmeabgabe an das Kühlmittel

eine Abkühlung vom überhitzten Zustand bis zum Eintritt in das Naßdampfgebiet c. Des weiteren erfolgt eine vollständige Verflüssigung bis d und eventuell noch eine Kondensatunterkühlung bis e. Im Dampfwärmetauscher 5 findet eine weitere Abkühlung von e nach f statt. Über eine Drosseleinrichtung 3 erfolgt eine Druckabsenkung von f nach g, wobei die Temperatur sinkt und ein Teil des Kältemittels verdampft. Nun erfolgt im Verdampfer 4 die Wärmeaufnahme von h nach i bis hin zur vollständigen Verdampfung. Nach einer Dampfüberhitzung im Dampfwärmetauscher 5 von i nach a beginnt der Kreislauf von neuem. Wie man sieht, kann das flüssige Kältemittel im Dampfwärmetauscher 5 von e nach f nicht allzuweit abgekühlt werden, andererseits steigt die Kompressorarbeit durch die Dampfüberhitzung. Der Aufwand der Kondensatabkühlung vor Eintritt in die Drossel 3 bringt durch die damit verbundene Dampfüberhitzung selbst bei bester WärmetauscherAuslegung gesamt gesehen nur eine geringfügige Effizienzsteigerung.

[0022] Fig. 3 zeigt eine einfache Ausführungsvariante mit Ankopplung der für Absorptionskälteanlagen typischen Baueinheiten, Austreiber 7 und Absorbereinheit 6, an eine wie in Fig. 1 dargestellte Kompressionskälteanlage. Erfindungsgemäß wird aus der Kompressoreinheit ein Teilstrom 10 bei niederem oder mittlerem Druckniveau abgezweigt und an eine Absorbereinheit 6, bestehend aus Mischkammer 8 und Kondensationswärmetauscher 9 weitergeleitet. Idealerweise sind an der Kompressoreinheit, wie hier schematisch dargestellt, mehrere Ausgänge für die Dampf abzweigung 10 bei verschiedenem Druckniveau vorgesehen. Der übrige Dampfstrom 11 wird auf Hochdruck komprimiert und in eine Mischkammer 12 im Austreiber geleitet. Nach dem allgemeinen Verschaltungsprinzip von Absorptionskälteanlagen wird das Kondensat 16 das aus der Absorbereinheit über eine Pumpe 32 auf Hochdruck gebracht und in den Austreiber 7 zurückgeführt. Ein Teilstrom dieses Kondensats 18 wird durch den Deflegmator 14, ein Wärmetauscher zur Dampfdruckkühlung, und weiter durch den Rektifikator 13, eine Vorrichtung zur Dampfwäsche, durchgeleitet. Beide Vorrichtungen dienen grundsätzlich zur Reinigung des Kältemitteldampfes von Absorbiermittel bevor dieser an den Verflüssiger 2 weitergeleitet wird. Der restliche Teilstrom 17 geht, vorzugsweise nach Wärmeaustausch 22 mit Kondensat 20 das den Austreiber verläßt, zurück in die Mischkammer 12 des Austreibers 7. Das Kondensat 20 aus dem Austreiber 7 hat einen hohen Konzentrationsanteil an Absorbiermittel und erwirkt nach Einleitung in die Mischkammer 8 der Absorbereinheit 6 einen beträchtlichen Temperaturanstieg des Dampf/Flüssigkeits- Gemisches. Naturgemäß für Zwei- oder Mehrstoffgemische weist das Naßdampfgebiet ein Temperaturgefälle auf. Dies kann bei entsprechender Auslegung des Kondensationswärmetauschers 9 dazu genutzt werden, möglichst hohe Kühlmittelaustrittstemperaturen zu erreichen. Entscheidend für die Funktion der Kälteanlage ist

die Tatsache, daß das Kältemittel/Absorberrmittel- Gemisch im flüssigen Zustand eine Verdampfungstemperatur hat, die in Abhängigkeit vom Konzentrationsgehalt an Absorberrmittel entsprechend über jener des reinen Kältemittels liegt und dadurch die Möglichkeit zur Wärmeabfuhr an des Kühlmittel bis hin zur vollständigen Kondensation gegeben ist. Dies ist das grundlegende Funktionsprinzip für Absorptionskälteanlagen, wobei anstatt der Anhebung des Druckes eine Anreicherung an Absorberrmittel stattfindet um die Wärme bei genügend hoher Temperatur nach außen abgeben zu können. Während bei reinen Absorptionskälteanlagen der zu bewältigende Temperaturbereich zwischen Wärmeabgabe und Wärmeaufnahme nicht allzu hoch ist, kann erfindungsgemäß durch Ableitung des Kältemitteldampfes 10 bei einer höheren Druckstufe dieser Nachteil behoben werden. Die Menge an Kältemitteldampf 11 die durch die Hochdruckkompression geht ist prozeßtechnisch durch die über den Austreiber 7 erhobene Energiebilanz von aus- und eingehenden Massenströmen mit den entsprechenden Enthalpien genau festgelegt. Nachdem sich die zu- und abfließenden Kondensatströme 17, 18, 20, energiemäßig in etwa ausgleichen, und überhitzter Kältemitteldampf 11 mit hoher spezifischer Enthalpie einströmt, während Kältemitteldampf 21 im Sättigungszustand bei wesentlich niedrigerer spezifischer Enthalpie den Austreiber verläßt, ist ersichtlich, daß die einzubringende Menge an überhitztem, energiereichem Kältemitteldampf 11 geringer als jene des hinausgehenden Kältemitteldampfes 21 ist. Nachdem die Kompressorarbeit der entscheidende Faktor für den Aufwand an technischer Energie ist, ergeben sich gegenüber der in Fig. 1 gezeigten Kompressionskälteanlage wesentlich bessere Leistungsdaten. Die Maßnahme der Kühlung des flüssigen Kältemittels mit der damit verbundenen Dampfüberhitzung im Dampfwärmetauscher 5 führt zu keiner wesentlichen Erhöhung der Kompressorarbeit, da dadurch weniger Masse auf Hochdruck komprimiert werden muß. Im Gegensatz zur der in Fig. 1 beschriebenen Kompressionskälteanlage führt der Einsatz des Dampfwärmetauschers 5 hier zu einer entscheidenden Prozeßverbesserung.

[0023] Fig. 4 zeigt erfindungsgemäß eine erweiterte Variante der in Fig. 3 gezeigten Ausführung mit Einsatz von zwei Absorbereinheiten 6 und 26. Die Auskopplung der Massenströme 10 und 23 erfolgt bei unterschiedlichen Druckstufen. Dabei wird das Kondensat 18 aus der Absorbereinheit 26 mit dem höheren Druck über Deflegmator 14 und Rektifikator 13 in den Austreiber 7 zurückgeleitet, während das Kondensat 16 aus der Absorbereinheit 6 mit dem niedrigeren Druck in die Mischkammer 12 des Austreibers 7 zurückgeht. Durch die Maßnahme der zweistufigen Kondensation können von der Anlage höhere Temperaturdifferenzen zwischen Wärmeabgabe an das Kühlmedium und Wärmeaufnahme aus der Sole bewältigt werden, wobei die Kompressorarbeit möglichst gering gehalten wird. In dieser Ausführung

sind für die Dampfauskopplung 10 zu den einzelnen Absorbereinheiten jeweils drei Ausgänge bei unterschiedlichen Druckstufen vorgesehen, wobei je nach Betriebsanforderung die optimale Stufe geöffnet werden kann. Prozeßtechnisch von besonderem Vorteil ist dabei, daß das Kondensat 23 aus der Absorbereinheit 26 mit der höheren Druckstufe eine geringere Konzentration an Absorberrmittel aufweist und besser für die Rektifikation geeignet ist. Zudem ergibt sich, wie die Bilanz der in den Austreiber ein- und ausgehenden Massenströme von Absorberrmittel und Kältemittel zeigt, für das aus dem Austreiber 7 weggehende Kondensat 20 eine geringere Konzentration an Absorberrmittel, was zu niedrigeren Temperaturen im Austreiber 7 führt. Eine diesbezügliche Temperaturbegrenzung kann wichtig sein, wenn zu verhindern ist, daß das Kältemittelgemisch eine chemische Veränderungen eingeht, was ab einer bestimmten Grenztemperatur möglich sein kann. Ein weiterer Vorteil ist gegeben, wenn im Austreiber 7 ein Wärmetauscher Fig.5, 35 für eine Wärmezufuhr von Außen vorgesehen ist, da diese Wärmezufuhr bei niedrigerer Temperatur erfolgen kann.

[0024] Fig. 5 zeigt eine verbesserte Variante der in Fig. 4 gezeigten Ausführung mit zusätzlichen effizienzsteigernden Maßnahmen wie, Kondensatabzapfung aus dem Verdampfer 24, Beimischung von Kondensat 27 in den Dampfwärmetauscher 5, Kondensateinspritzung zwischen den Kompressionsstufen 34, besondere Ausführung 28 der Kondensationswärmetauscher 9 zur Anhebung der Kühlmittelaustrittstemperatur und zusätzlichem Wärmerückgewinnungstauscher 25. Eine besondere Variante in Erweiterung zu Fig. 4 sieht einen Wärmetauscher 35 zum Zwecke der Wärmezufuhr von Außen vor.

Kurzgefaßt dient die Kondensatabzapfung zur Reinigung des Kältemitteldampfes 30 im Verdampfer 4 von, wenn auch nur in geringem Ausmaß vorhandenem, Absorberrmittel. Da schon geringste Anteile an Absorberrmittel eine starke Erhöhung der Verdampfungstemperatur hervorrufen, reagiert der Prozeß äußerst sensibel auf diese Verunreinigung an Absorberrmittel und fordert eine entsprechende Drucksenkung im Verdampfer 4 um die Wärme aus der Sole aufnehmen zu können. Dies führt zu einer erhöhten Kompressorleistung und somit schlechteren Leistungsdaten der Anlage. Da bereits sehr geringe Abzapfmengen eine große Reinigungswirkung haben wird der Nachteil, daß dadurch weniger Kondensat zur Verdampfung zur Verfügung steht und dadurch weniger Wärme aus der Sole entzogen werden kann, durch die positiven Auswirkung bei weitem aufgehoben. Eine weitere, sehr effiziente Maßnahme zur Verbesserung der Leistungsdaten der Anlage besteht darin, Kondensat 27 in den Dampfwärmetauscher 5 einzuspritzen. Mit dieser zusätzlichen Verdampfungswärme kann das Hochdruckkondensat 15 weiter abgekühlt werden und somit mehr Wärme aus der Sole entzogen werden kann. Zudem ergibt sich prozeßtechnisch der Vorteil, daß der Dampftritt in die Kompressoreinheit

1 im Sattdampfzustand erfolgt, was trotz Massenzunahme die Kompressorarbeit verringert. Eine zusätzliche Möglichkeit zur Senkung der Kompressorarbeit ergibt sich durch weitere Kondensateinspritzung zwischen den höheren Druckstufen. Idealerweise entnimmt man jenes Kondensat 34, unmittelbar bei Austritt aus dem Rektifikator 13. Die besonderen Ausführungen 28 der Kondensationswärmetauscher 9 in den Absorbereinheiten 6, 26 dienen dazu um höhere Kühlmitteustrittstemperaturen zu erzielen, und führen zu keiner direkten Erhöhung der Leistungsdaten der Kälteanlage, sondern zu einer besseren Nutzbarkeit der abgeführten Wärme. Bei bestimmten Betriebsbedingungen, insbesondere bei großen Unterschieden von Kondensationstemperatur im Verflüssiger 2 zu Verdampfungstemperatur im Verdampfer 4 ist es sinnvoll einen Wärmetauscher 25 mit Wärmeentnahme aus dem Verflüssiger 2 zur Erwärmung des Kondensates 19 vor Eintritt in den Austreiber 7 einzusetzen. Dieser Wärmetauscher 25 dient ebenso wie der Wärmetauscher 22 zur Energierückgewinnung und senkt den in die Anlage einzubringenden Energiebedarf. Bei geringeren Temperaturunterschieden ist zu beachten, daß weniger Dampf aus der Kompressoreinheit ausgekoppelt wird und in weiterer Folge eine geringere Kondensatmenge durch Deflegmator 14 und Rektifikator geleitet werden kann. Dadurch ergibt sich das Problem, daß durch die Kondensaterwärmung 25 die Rückkühlung im Deflegmator 14 sehr schlecht wird und der Gesamtprozeß durch diese Maßnahme schlechter statt besser werden kann. Je nach Einsatzzweck kann es sinnvoll sein, eine Anlagenvariante mit einem Wärmetauscher 35 im Austreiber 7 vorzusehen. Dadurch ist ein Mischbetrieb mit mehr oder weniger Kompressorarbeit bei entsprechender Wärmezufuhr möglich. Dies kann so weit gehen, daß die Anlage hauptsächlich mit Wärmeenergie bei geringer oder gar keiner Kompressorarbeit betrieben werden kann.

[0025] Fig. 6 zeigt eine abgeänderte Variante der in Fig. 4 gezeigten Ausführung mit getrennten Kompressoreinheiten, welche bezüglich der Betrachtung als Gesamtkompressoreinheit jeweils mit 1 bezeichnet sind. Prozeßtechnisch wird mit der zweistufigen Kondensation bei unterschiedlichen Druckstufen genau das selbe Ziel wie in Fig. 5 mit den damit verbundenen, oben genannten Vorteilen verfolgt. Baulich gesehen ist kein Vorteil erkennbar sondern durch die zusätzliche Pumpe 36 eher ein Mehraufwand gegeben. Diese Verschaltung beruht grundsätzlich auf dem selben erfindungsgemäßen Prinzip, der Auskopplung von Kältemitteldampf aus einer Kompressoreinheit und Weiterleitung an eine Absorbereinheit. Die Absorbereinheit besteht in diesem Fall aus zwei Untereinheiten, 6 und 26, mit jeweils einer Mischkammer und einem Kondensationswärmetauscher. Diese beiden Untereinheiten sind in der Weise verschaltet, daß ein Teil des Kondensats 16, sowie der restliche Dampf 23 aus der ersten Einheit 6 in die zweite Einheit 26 geleitet wird, wo die weitere vollständige Verflüssigung stattfindet. Da zwischen den Absorberunter-

einheiten 6 und 26 ein Druckunterschied vorliegt, ist ein Kompressor 1 und eine Pumpe 36 zwischengeschaltet.

[0026] Fig. 7 zeigt eine mögliche Ausführung eines Kondensationswärmetauschers 9. Im wesentlichen wird das Ziel verfolgt, die Wärme bei möglichst hoher Temperatur an das Kühlmedium abzugeben. Um dies zu erreichen, muß, um den Gleichgewichtszustand der Phasen sicherzustellen, das Dampf/Kondensat-Gemisch während der Kondensation stets gut durchmischt sein, und darf keinesfalls in eine vorhergehende Kondensationsstufe rückgemischt werden. Wie allgemein üblich durchläuft das Dampf/Kondensat-Gemisch eine große Anzahl von Böden wo es die Wärme an die Leitbleche 42 abgibt, welche diese Wärme an die Rohrbündel 43 mit dem Kühlmedium weiterleiten. Diese mit den Leitblechen verbundenen Rohrbündeleinheiten 43 samt Verteiler und Sammler sind üblicherweise in einem Druckbehälter 41 untergebracht. Die Besonderheit dieses Wärmetauschers liegt darin, daß zwei unterschiedliche Kühlmedien durch separate Rohrbündeleinheiten 43 mit den entsprechenden Verteiler und Sammlereinheiten 44, 45 durchgeleitet werden. Während das Kühlmedium aus der Wärmeschiene einen geschlossenen Kreislauf durchläuft und über den Auslaßstutzen 47 den Druckbehälter wieder verläßt geht das zweite Medium, ein Kondensat aus dem Austreiber mit hoher Konzentration an Absorbermittel, in die direkt darüber liegende Mischkammer 8. Dieses Kondensat aus Kälte- und Absorbermittel dient für den Kondensationsprozeß als Kühlmedium, wobei durch die Erwärmung eine höhere Energie in die Mischkammer 8 eingebracht wird. Da die Wärmeabgabe nun im Naßdampfgebiet bei einem höheren Energiezustand beginnt muß zur vollständigen Verflüssigung mehr Wärme entzogen werden, wobei die Temperatur bei Kondensationsbeginn höher ist. Die Wärmemenge die tatsächlich nach außen geht bleibt laut Energiebilanz unverändert, da die zusätzliche Kondensationswärme über das Kondensat zurück in die Mischkammer 8 gebracht wird. Der eigentliche Vorteil dieser erfindungsgemäßen Verschaltung liegt darin, daß das Kühlmedium aus der Wärmeschiene auf eine höhere Austrittstemperatur gebracht werden kann.

[0027] Fig. 8 zeigt ein Diagramm mit dem Wärmeverlauf von Kondensat und Kühlmittel. Dabei wird ein Wärmetauscher ohne die erfindungsgemäße Kondensatvorwärmung mit der Temperatur b' zu Kondensationsbeginn und einer mit der entsprechenden Verschaltung mit der Temperatur b zu Kondensationsbeginn betrachtet. Wie man sieht kann durch die besondere Verschaltung die Kühlmittelaustrittstemperatur von d' auf d angehoben werden.

[0028] Fig. 9 zeigt die mögliche Ausführung eines Wärmetauschers zur Verdampfung von Zweio oder Mehrstoffgemischen, wobei die Konzentrations- und die damit verbundenen Temperaturänderungen während der Verdampfung gezielt genutzt werden um die Wärmezufuhr bei möglichst niedrigen Temperaturen bewerkstelligen zu können. Im wesentlichen geht es bei der Ver-

dampfung darum, den ausgeschiedenen Dampf nicht in das Kondensat einer vorhergehenden Verdampfungsstufe durchgehen zu lassen. Dies wird dadurch erreicht, daß das Kondensat über eine Anordnung von Böden 52 mit Kondensatauffangvorrichtungen 56 geleitet wird, wobei der Dampf am Rand zur Behälterummantelung 51 ausströmt und sich in den Dampf der sich weiter unten ausgeschieden hat dazumischt. Ein Rückfluß in weiter oben liegende Wärmetauscherkanäle ist durch diese Anordnung nicht möglich. Die Wärmeabgabe an die Leitbleche 52 erfolgt über Rohrbündel 53 mit Sammel- und Verteilereinheiten 54. Dieser, wie in Fig.9 gezeigte Wärmetauscher eignet sich besonders für den Einsatz in Kälteanlagen mit Nutzung des Absorptionsprinzips und ist an Stelle des üblicherweise eingebauten Kochers, ein Wärmetauscher mit einer direkt im siedenden Kondensat liegenden Heizvorrichtung ohne entsprechende Nutzung des Temperaturgefälles, im Austreiber 7 angeordnet.

[0029] Bei den in allen Figuren schematisch dargestellten erfindungsgemäßen Merkmalen ist darauf hinzuweisen, daß die einzelnen Bauteile sowie Zuleitungen in allen möglichen verschiedenen, beim Stand der Technik bekannten Ausführungsvarianten gefertigt sein können.

Patentansprüche

1. Kälteanlage -, betrieben mit einem Zwei- oder Mehrstoffgemisch, mit mindestens einer Kompressoreinheit (1), mindestens einem Verflüssiger (2), mindestens einem Verdampfer (4), mindestens einer Absorbereinheit (6), vorzugsweise unterteilt in Mischkammer (8) und Kondensationseinheit (9), einem Austreiber (7), vorzugsweise bestehend aus den drei Funktionseinheiten, Deflegmator (14), Rektifikator (13) und Mischkammer (12), **dadurch gekennzeichnet, daß** aus der Kompressoreinheit (1) ein oder mehrere Teilströme (10, 23) von Dampf mit hoher Kältemittelkonzentration bei einem Druck, der unter dem Hochdruckniveau der Anlage liegt, abgezweigt werden und jeweils in ein oder mehrere Absorbereinheiten (6, 26) geleitet werden, in denen eine Beimischung von Absorbermittel und eine Verflüssigung stattfindet, und daß der von der Kompressoreinheit (1) auf Hochdruck komprimierte Dampfstrom (11) in den Austreiber (7) geleitet wird, in welchem eine Trennung von Kälte- und Absorbermittel in der Weise stattfindet, daß ein aus dem Austreiber (7) annähernd reiner Kältemitteldampf (21) im Sattedampfzustand austritt.
2. Kälteanlage nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** mehrere Teilströme (10, 23) aus der Kompressoreinheit (1) vor Hochdruck bei jeweils unterschiedlichem Druck abgeführt werden und in getrennte Absorbereinheiten (6, 26), in denen je-

weils eine Anreicherung von Absorbermittel und eine vollständige Verflüssigung stattfindet, geleitet werden.

3. Kälteanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 2, **dadurch gekennzeichnet, daß** ein Kondensat in die Kompressoreinheit (1) geleitet wird und dort dem überhitzten Dampf beigemischt wird.
4. Kälteanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, daß** das Kondensat (34), welches dem Austreiber (7) nach Austritt aus dem Rektifikator (13) entnommen wird dem überhitzten Dampf zur Beimischung innerhalb der Kompressoreinheit (1) dient.
5. Kälteanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, daß** dem Kältemitteldampf (30) in einem Dampfwärmetauscher (5) Kondensat, welches vorzugsweise der Absorbereinheit (6) entnommen wird, beigemischt wird.
6. Kälteanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Beimischung von Kondensat (27) mit dem Kältemitteldampf (30) im Dampfwärmetauscher (5) während der Wärmeaufnahme kontinuierlich erfolgt.
7. Kälteanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, daß** aus dem Verdampfer (4) eine geringe Menge an Kondensat (24) abgezapt wird.
8. Kälteanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, daß** das Kondensat (20) aus der Austreibereinheit (7) in der Absorbereinheit (6), vorzugsweise in den Absorbereinheiten (6, 26) vor Eintritt in die Mischkammern (8) in den Kondensationswärmetauschern (9) erwärmt wird.
9. Kälteanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, daß** ein Teil der im Verflüssiger (2) abzuführenden Wärme über einen Wärmetauscher (25) an das Kondensat (19), welches in den Deflegmator (14) eingeleitet wird, abgegeben wird.
10. Kälteanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, daß** in der Austreibereinheit (7), in der eine Trennung von Kälte- und Absorbermittel stattfindet, zusätzlich ein Wärmetauscher (35) zur Wärmezufuhr von außen angeordnet ist.

Fig. 1

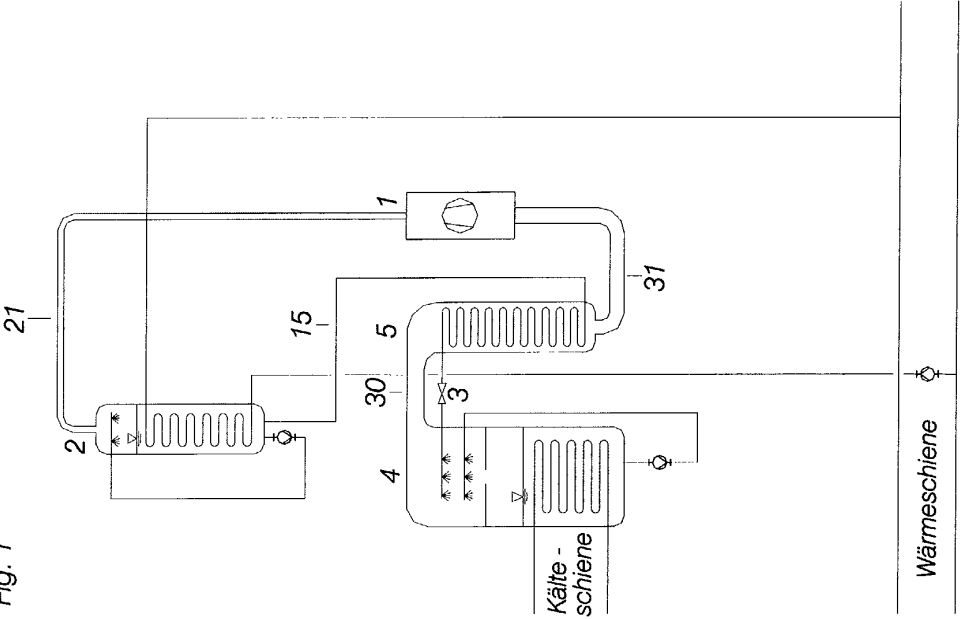


Fig. 2

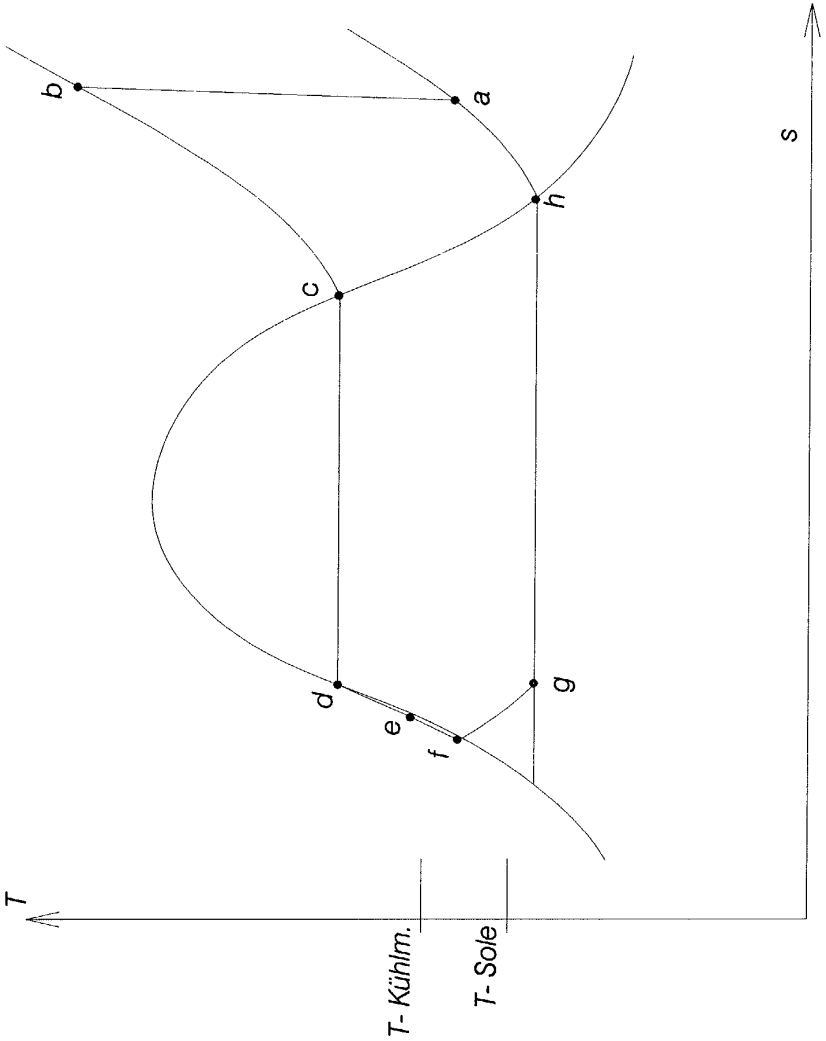


Fig. 4

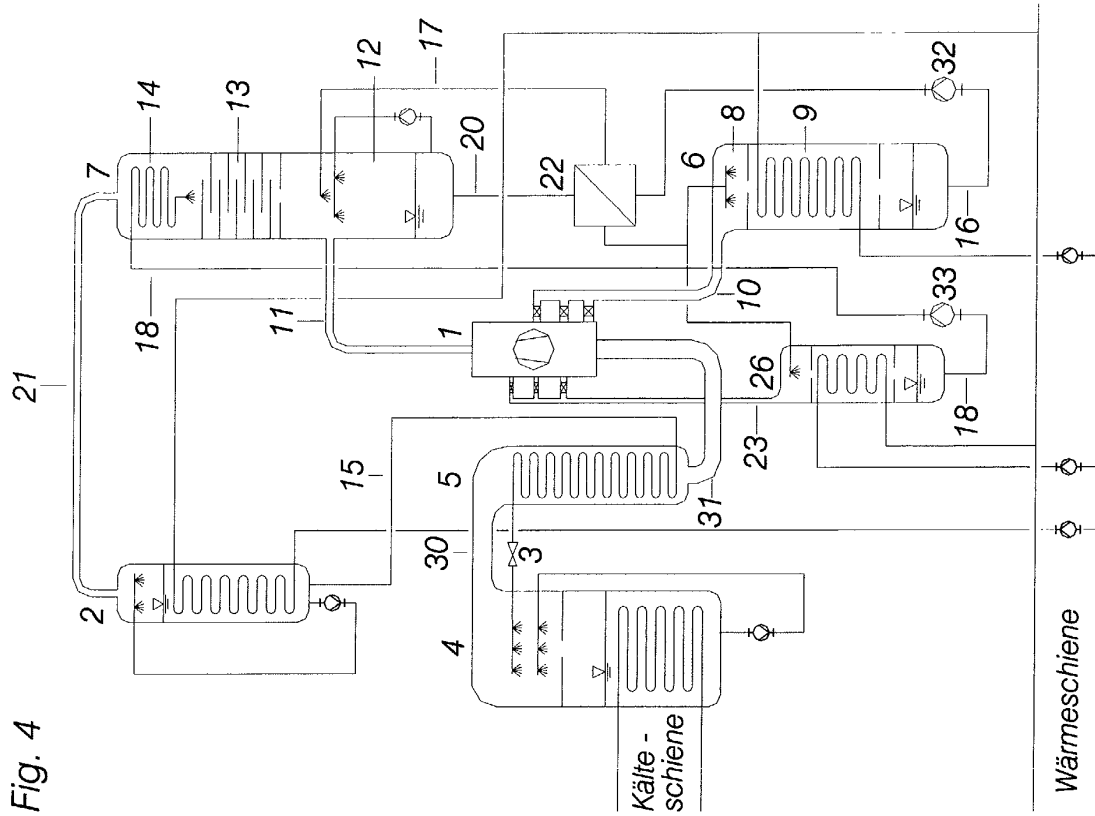


Fig. 3

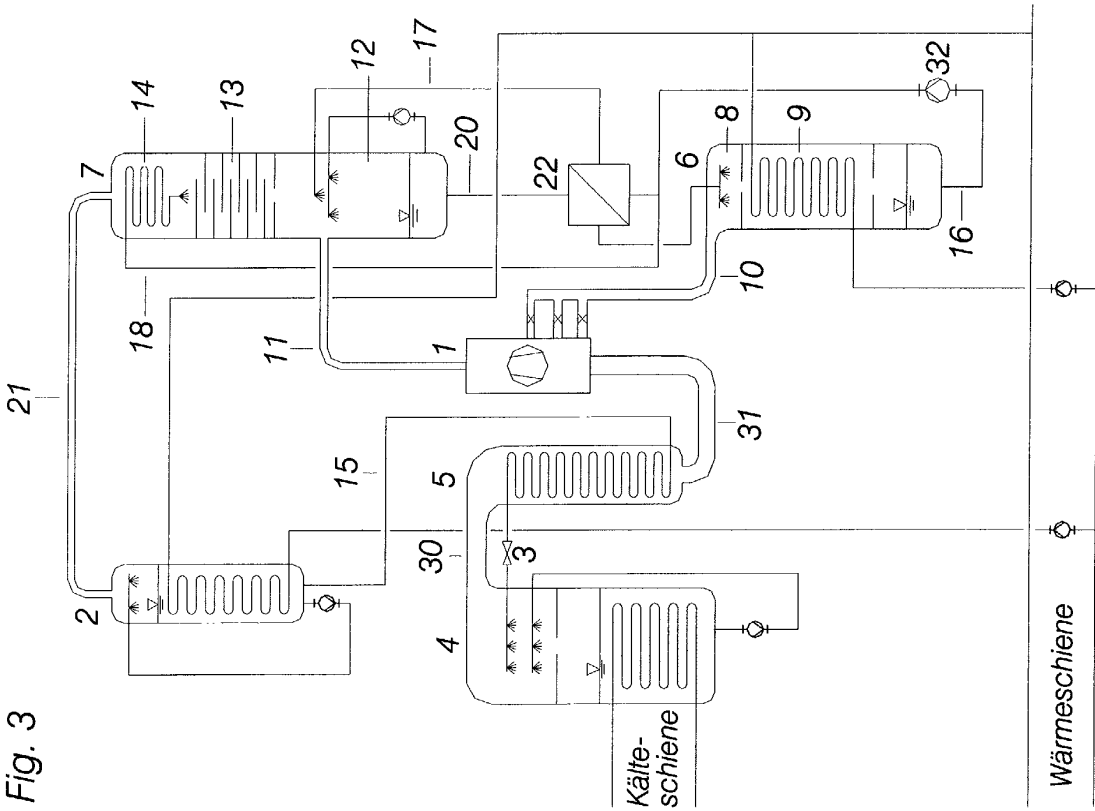


Fig. 5

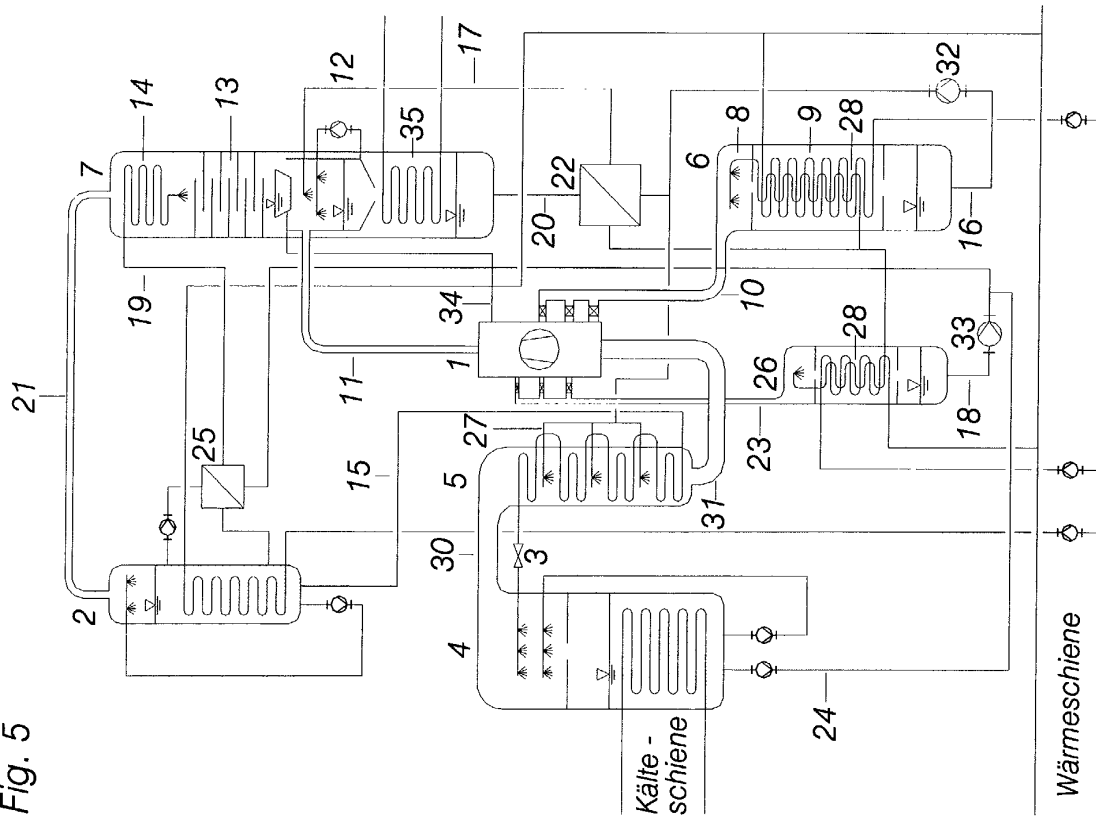


Fig. 6

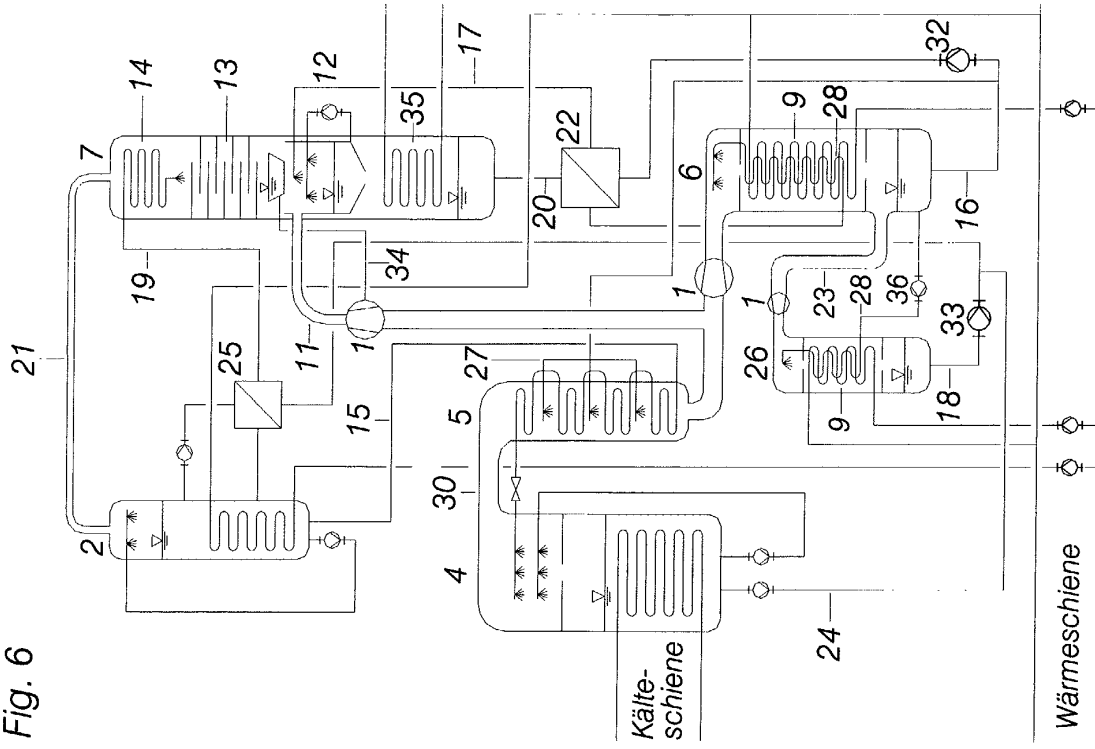


Fig. 7

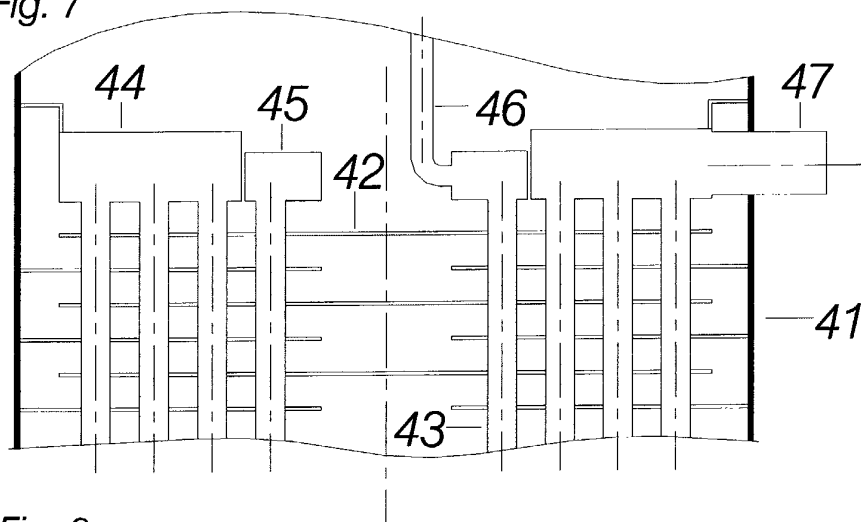


Fig. 8

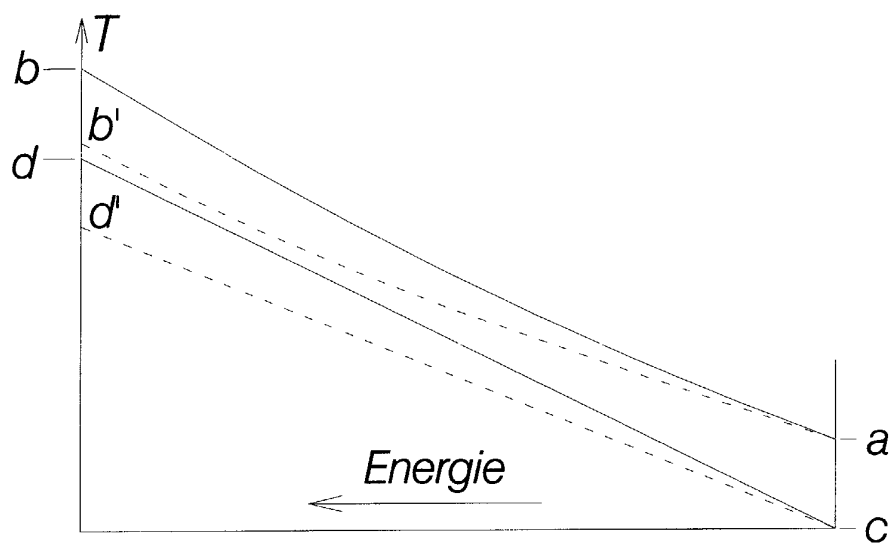


Fig. 9

