



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) Veröffentlichungsnummer:

0 056 780
A2

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(21) Anmeldenummer: 82730005.4

(51) Int. Cl.³: F 25 B 29/00
F 25 B 7/00

(22) Anmeldetag: 19.01.82

(30) Priorität: 19.01.81 DE 3102247
16.02.81 DE 3106152

(71) Anmelder: Hampe, Andreas, Dr.-Ing.
Lotzestrasse 7
D-1000 Berlin 45(DE)

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
28.07.82 Patentblatt 82/30

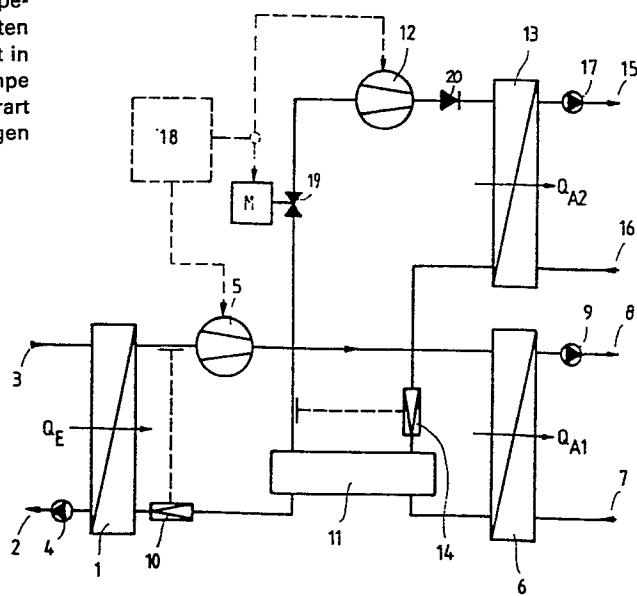
(72) Erfinder: Hampe, Andreas, Dr.-Ing.
Lotzestrasse 7
D-1000 Berlin 45(DE)

(84) Benannte Vertragsstaaten:
IT

(74) Vertreter: Christiansen, Henning, Dipl.-Ing.
Unter den Eichen 108a
D-1000 Berlin 45(DE)

(54) Wärmepumpenanordnung.

(57) Bei einer derartigen Anordnung, bei der die Unterkühlungsenthalpie mittels einer zweiten Wärmepumpe genutzt wird und die dabei gewonnene und auf ein höheres Temperaturniveau gehobene Wärme neben derjenigen der ersten Wärmepumpe zusätzlich als Nutzwärme abführbar ist, ist in den Kreislauf des Arbeitsmittels einer ersten Wärmepumpe (1, 5, 6, 8, 10) eine zweite Wärmepumpe (11 bis 14) derart eingefügt, daß sie direkt eine Abkühlung des flüssigen Arbeitsmittels bewirkt.



EP 0 056 780 A2

Dr.-Ing. Andreas Hampe
Lotzestr. 7
D-1000 Berlin 45

18. Januar 1982

HP31.2-EU

Wärmepumpenanordnung

B e s c h r e i b u n g

Die Erfindung betrifft eine Wärmepumpenanordnung, bei der die Unterkühlungsenthalpie mittels einer zweiten Wärmepumpe genutzt wird und die dabei gewonnene und auf ein höheres Temperaturniveau gehobene Wärme neben derjenigen der ersten Wärmepumpe zusätzlich als Nutzwärme abführbar ist.

Um die bei der Entspannung des Arbeitsmediums mittels eines Expansionsventils auftretenden Energieverluste zu mindern, wird bei Wärmepumpen das flüssige Arbeitsmittel vor dem Expandieren abgekühlt und damit die anfallende
5 Wärmeenergie nutzbar gemacht.

In diesem Zusammenhang ist es bekannt, daß durch einen so-
genannten "inneren Wärmeaustausch" die Effektivität des
Wärmepumpenkreislaufs dadurch verbessert werden kann, daß
10 das flüssige Arbeitsmittel über einen zusätzlichen Wärme-
tauscher einen Teil seiner Energie an das vom Verdichter
angesaugte dampfförmige Arbeitsmittel abgibt. (Kirn, H.,
Hadenfeldt, A.; "Wärmepumpen", 4.Aufl., 1980, Bd.1, S.64).
Nachteilig ist dabei, daß durch diese Sauggas-Überhitzung
15 die erzielte Effektivitätsverbesserung mindestens teilwei-
se wieder aufgehoben wird, wobei zusätzlich unerwünscht
hohe Druckgastemperaturen auftreten.

Es ist ferner bekannt, bei einer zweistufigen Wärmepumpe
20 mit Zwischenkühlung einen zusätzlichen Unterkühlungswär-
metauscher vorzusehen (aaO, S.89). Der Temperaturunter-
schied des Transportmediums für die Nutzwärme (hier der
Heizkreislauf der Warmwasserheizung) zwischen hintereinan-
dergeschaltetem Verflüssiger und Unterkühlungs-Wärmetau-
25 scher ist allerdings zu gering, als daß hier eine wirksame,
die Effektivität der Wärmepumpenanordnung wesentlich
verbessernde Ausnutzung des Effekts der Unterkühlung er-
reicht werden könnte.

30 Bei einer anderen Wärmepumpenanordnung, die Mittel zur
Ausnutzung der Unterkühlungsenthalpie aufweist, wird die

dabei gewonnene Wärme mindestens indirekt wieder dem Verdampfer zugeführt, belastet also den Kreislauf des Arbeitsmittels und damit die Wärmepumpe zusätzlich, so daß auch hiermit keine wesentliche Effektivitätsverbesserung 5 der Wärmepumpe erzielt werden kann (aaO, S.187, Bild 1-112).

Aus der Zeitschrift "Klima + Kälte-Ingenieur", 12/1977, Teil 6, Seite 619, ist eine Wärmepumpenanordnung der 10 eingangs genannten Art mit Flüssigkeitsunterkühlung der ersten Wärmepumpe bekannt. Bei der bekannten Anordnung ist jedoch zwischen die erste (Grundlast-)Wärmepumpe und die zweite (Zusatz-)Wärmepumpe ein Speicher eingeschaltet. Daraus ergibt sich die nachteilige Folge, daß 15

- a) die Verdampfungstemperatur der Zusatz-Wärmepumpe im wesentlichen eine Funktion der Speichertemperatur ist und
- 20 b) sowohl durch die Zwischenspeicherung als auch die Vielzahl der aufeinanderfolgenden Wärmetauschvorgänge ein großer Verlust der "Qualität" (d.h. der Temperatur) der bei der Flüssigkeitsunterkühlung gewonnenen Wärme eintritt.

25 Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, bei einer Wärmepumpenanordnung der eingangs angegebenen Art die durch die Unterkühlung erzielte Verbesserung der Effektivität heraufzusetzen, d.h. insbesondere eine Stabilisierung der 30 Leistung bei Variation der Kondensationstemperatur und/oder eine Verbesserung der Leistungszahl zu erzielen.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß in den Kreislauf des Arbeitsmittels einer ersten Wärmepumpe eine zweite Wärmepumpe derart eingefügt ist, daß sie direkt eine Abkühlung des flüssigen Arbeitsmittels bewirkt.

Das verflüssigte Arbeitsmittel (Kältemittel), das aus dem Kondensator austritt und zum Expansionsventil strömt, weist wegen des notwendigerweise vorhandenen thermischen Übergangswiderstandes aufgrund der Wärmetauschereigenschaften des Kondensators eine Temperatur auf, die höher ist als die für die Wärmenutzung erzielbare Rücklauftemperatur (Bei der Anwendung für eine Warmwasserheizung ist das die Temperatur des von der Wärmeverteilungsanlage an die Wärmepumpe abgegeben Wassers).

Wenn das flüssige Arbeitsmittel entspannt wird, muß ein Teil davon - aufgrund seiner hohen Enthalpie - verdampfen. Der Wärmequelle kann damit nur so viel Enthalpie entnommen werden, wie der bei der Expansion nicht verdampfte Flüssigkeitsanteil aufnimmt, um ebenfalls zu verdampfen.

Kühlt man das flüssige Arbeitsmedium vor der Expansion ab, so nimmt seine Enthalpie ab, so daß bei der Expansion weniger Flüssigkeit zu verdampfen braucht und damit der Anteil der von der Wärmequelle zu liefernden Energie vergrößert ist.

Die Nutzung der aus der Flüssigkeitsunterkühlung zu gewinnenden Enthalpie ist insbesondere deshalb problematisch, weil das Temperaturniveau niedriger ist als dasjenige bei der Kondensation.

Die Nutzung dieser Enthalpie, beispielsweise für die Heizwassererwärmung, wird möglich durch den Einsatz einer zweiten Wärmepumpe, die entsprechend aus Verdampfer, Verdichter, Kondensator und Expansionsventil besteht.

5

Nach der Erfindung ist der Verdampfer der zweiten Wärmepumpe direkt in den Kreislauf des Arbeitsmittels der ersten Wärmepumpe eingefügt. Damit ist die Verdampfungstemperatur der zweiten Wärmepumpe eine Funktion der Kon-
10 densationstemperatur der ersten Wärmepumpe, so daß höhere Kondensationstemperaturen zu höheren Verdampfungstemperaturen und damit zu der beabsichtigten Verbesserung der Leistungszahl der gesamten Wärmepumpenanordnung führen. Durch das Vorhandensein nur eines einzigen Wärmetauschvor-
15 gangs bleibt dabei die Wärme"qualität" nahezu erhalten.

Die erste und die zweite Wärmepumpe werden - auch im Falle einer gemeinsamen Wärmenutzungsanlage - stark unterschiedlich ausgelegt. Das Verhältnis der Nennleistungsaufnahmen
20 der ersten Wärmepumpe und der zweiten Wärmepumpe beträgt etwa

$$(5 \pm 2) : 1$$

25 Durch diese Auslegung lassen sich beide Wärmepumpen über die gesamte Betriebszeit gemeinsam betreiben und es wird eine optimale Vergrößerung der Leistungszahl und positive Veränderung des Leistungsverhaltens erreicht. Dabei führt ein kleinerer Zahlenwert des Verhältnisses zu einer ver-
30 ringerten Leistungszahlverbesserung mit konstanterer Heizleistung bei steigender Kondensationstemperatur, während

eine Vergrößerung des Verhältnisses den gegenteiligen Effekt hat.

- Bei einer derartigen Auslegung sind - insbesondere für die 5 zweite Wärmepumpe - relativ kleine Wärmetauscher möglich. Dadurch ergeben sich deutliche Materialkosteneinsparungen der erfundungsgemäßen Wärmepumpe gegenüber vergleichbaren konventionell aufgebauten Wärmepumpen.
- 10 Im Betrieb weisen die erste und die zweite Wärmepumpe (bei gemeinsamen Wärmenutzungsanlagen) bevorzugt in etwa gleich große Einschaltzeiten auf, womit die erzielte Verbesserung optimal nutzbar ist.
- 15 Die Komponenten der Wärmepumpenanordnung sind insgesamt so ausgelegt, daß die Verdampfungstemperatur im Verdampfer der zusätzlichen Wärmepumpe (deutlich) über der Temperatur im Verdampfer der ersten (Grund-)Wärmepumpe liegt. Damit ergibt sich für die Zusatzwärmepumpe (bezogen auf in etwa 20 übereinstimmende Kondensationstemperaturen) eine merklich höhere Leistungszahl als für die Grundwärmepumpe. Die sich für die gesamte Wärmepumpenanordnung ergebende Leistungs- zahl wird erheblich verbessert.
- 25 Durch die Flüssigkeitsunterkühlung mittels einer zusätzlichen Wärmepumpe kann der Wärmequelle umso mehr Enthalpie entnommen und der Nutzung der Heizung zugeführt werden, je höher die Kondensationstemperatur ist, d.h. die Zusatzwärmepumpe kompensiert zum großen Teil die systembedingte 30 Leistungsabnahme der Grundwärmepumpe zu höheren Kondensationstemperaturen hin und wirkt damit stabilisierend hin-

sichtlich der verfügbaren Leistung - bezogen auf die Gesamtanordnung.

Diese Stabilisierungseigenschaft ist deswegen von besonderer Bedeutung, weil die Leistungsabnahme aufgrund höherer Kondensationstemperaturen bei Wärmepumpen, die für die Speisung von Warmwasserheizungen verwendet werden, einhergeht mit der bei niedrigeren Außentemperaturen benötigten höheren Warmwasservorlauftemperaturen.

10

Die Erfindung ermöglicht trotz des mit dem Vorhandensein einer zusätzlichen Wärmepumpe zunächst verbundenen Vergrößerung des Aufwands bezüglich der Anzahl der vorzusehenden Elemente nicht nur im Betrieb eine wesentliche Energieersparnis. Es ergeben sich auch bei der Herstellung Vorteile, da anstelle einer aus relativ großen und teuren Komponenten bestehenden Wärmepumpe zwei kleinere Wärmepumpen eingesetzt werden, deren Komponenten in der Summe billiger sind. Die Vergrößerung der Leistung einer Wärmepumpe für niedrige Kondensationstemperaturen erfordert nämlich in höheren Leistungsbereichen einen recht erheblichen Mehraufwand, während die zusätzlich erforderliche Wärmepumpe mittlerer Leistung für relativ hohe Kondensationstemperaturen in gekapselter Form bei recht kleiner Baugröße kostengünstig herstellbar ist. Die gesamte aus zwei Wärmepumpen bestehende Anordnung lässt sich als kompaktes Aggregat fertigen und komplett vorgefertigt installieren.

Dadurch, daß die Verdampfungstemperatur für das flüssige Arbeitsmittel der zweiten Wärmepumpe im Betrieb deutlich größer ist als die entsprechende Temperatur der ersten

Wärmepumpe, lassen sich beide Wärmepumpen auch für die Versorgung getrennter Verbraucher optimal nutzen. Wird beispielsweise zur Brauchwassererwärmung eine relativ kleine Wärmemenge mit möglichst hoher Temperatur benötigt,

5 so ist es günstig, wenn durch die zweite Wärmepumpe dem flüssigen Arbeitsmedium der ersten Wärmepumpe nur im wesentlichen zwischen 25 und 33% seiner Enthalpie entzogen wird. Bei anderen Anwendungen, wenn es vorwiegend darauf ankommt, eine große Wärmemenge bei verhältnismäßig

10 niedriger Temperatur zur Nutzung zur Verfügung zu haben, wie es beispielsweise beim ausschließlichen Betreiben einer Niedertemperatur-Raumheizung der Fall ist, so ist es günstig, durch die Zusatzwärmepumpe dem flüssigen Arbeitsmittel der ersten Wärmepumpe zwischen 50 und 80% seiner

15 Enthalpie zu entziehen.

Bei Wärmebedarf mit hoher Wasservorlauf-Temperatur für einen einzigen Verbraucher werden die Kondensatoren der beiden Wärmepumpen in Reihe geschaltet. Die dabei erzielbaren

20 hohen Kondensationstemperaturen ermöglichen eine wirkungsvolle Ausnutzung der mit der Erfindung erzielten Leistungsverbesserung einer Wärmepumpenanordnung durch besonders wirksame Heraufsetzung der Leistungsfähigkeit gerade bei großem Leistungsbedarf.

25

Ergibt sich durch den Anwendungsfall nicht die Notwendigkeit der Abgabe von Wärme bei möglichst hohen Temperaturen, so ist die Parallelschaltung der Kondensatoren beider Wärmepumpen vorteilhaft, da hieraus beispielsweise im Falle einer Warmwasserheizung eine Verringerung des Strömungswiderstands für den Wasserkreislauf resultiert.

Dadurch, daß in den beiden Wärmepumpen verschiedene, den unterschiedlichen Arbeitstemperaturen angepaßte Kältemittelgemische als Arbeitsmedien verwendet werden, lassen sich die Arbeitsbedingungen für beide Wärmepumpen der Anordnung getrennt optimieren. Die zweite Wärmepumpe wird bevorzugt mit einem nichtazeotropen Kältemittelgemisch betrieben, weil das flüssige Arbeitsmedium der ersten Wärmepumpe, dem die Nutzwärme für die zweite Wärmepumpe entzogen wird, bei der Abkühlung eine weitaus stärkere Temperaturänderung erfährt als vergleichsweise der Träger der Nutzwärme der ersten Wärmepumpe. Durch diese relativ große Temperaturänderung nimmt der Verdampfer der zweiten Wärmepumpe in Durchflußrichtung des Arbeitsmediums der ersten Pumpe eine lokal unterschiedliche, d. h. abfallende Temperaturverteilung an. Durch die verschiedenen Verdampfungstemperaturen der Bestandteile des nichtazeotropen Kältemittelgemisches und der daraus resultierenden örtlichen Verteilung der Verdampfungsbereiche der einzelnen Bestandteile innerhalb des Verdampfers resultiert eine verbesserte Wärmeübertragung und eine Vergleichmäßigung der Verteilung des Wärmetransports über die Verdampferoberfläche.

Wird der Verdampfer der zweiten Wärmepumpe im Parallelstromverfahren betrieben (d.h. die Arbeitsmedien der beiden Wärmepumpen fließen beim Wärmeaustausch in gleicher Richtung), so kann dadurch eine übermäßige Sauggasüberhitzung mit der daraus resultierenden Gefahr der zu hohen Druckgasüberhitzung verhindert werden. Durch das Parallelstromverfahren ist dabei gewährleistet, daß auch im Falle eines Defekts des Expansionsventils der zweiten Wärmepumpe

das aus dem Verdampfer dieser Wärmepumpe austretende Arbeitsmedium im wesentlichen dieselbe Temperatur aufweist, wie das aus dem zu dem Verdampfer gehörigen Wärmetauscher austretende Arbeitsmedium der ersten Wärmepumpe.

5

Das Verhältnis der Leistungsaufnahmen der Verdichter der beiden Wärmepumpen sind insbesondere dann günstig gewählt, wenn die zweite Wärmepumpe zusammen mit der ersten bei den als normal anzusehenden Betriebsbedingungen permanent in 10 Betrieb bleiben kann, weil damit die erzielte Verbesserung - bezogen auf die Betriebszeit der Wärmepumpenanordnung - maximal zur Wirkung kommt. Davon ausgenommen ist eine kurze Einschaltverzögerung des Verdichters einer der beiden Wärmepumpen - bevorzugt der zweiten Wärmepumpe - 15 um den Anlaufstrom der Anordnung zu begrenzen.

Die Vorteile der Verwendung eines Rollkolbenkompressors für den Verdichter der zweiten Wärmepumpe haben ihre Ursache in dessen besonderer Leistungsaufnahmeharakteristik, die mit steigender Verdampfungstemperatur eine zunehmende und später (von ca. 15°C ab) wieder fallende Tendenz aufweist, so daß eine Überlastung bei einer sich eventuell einstellenden zu hohen Verdampfungstemperatur ausgeschlossen ist. Andererseits ist damit eine Verbesserung der Leistungszahl bei höheren Verdampfungs-temperaturen verbunden. Durch die Fähigkeit von Rollkolbenkompressoren, Naßanläufe schadlos zu überstehen, sind entsprechende Sicherheitseinrichtungen entbehrlich, so daß insoweit eine weitere Reduzierung des Aufwands erzielbar 25 ist. 30

Andere vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind in den Unteransprüchen gekennzeichnet bzw. werden bei der nachstehenden Darstellung einer bevorzugten Ausführung näher beschrieben.

5

Die einzige Figur zeigt eine schematische Darstellung einer Wärmepumpenanordnung gemäß der Erfindung.

Die in der Figur dargestellte Wärmepumpenanordnung enthält 10 zunächst den bekannten Arbeitsmittelkreislauf einer Kompressionswärmepumpe Komponenten in üblicher Anordnung.

In einem einen Wärmetauscher bildenden Verdampfer 1 verdampft das Arbeitsmittel bei einer Temperatur T_0 und entzieht dem den Verdampfer 1 in einem getrennten Kreislauf durchströmenden Medium die Verdampfungswärme. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel wird die Verdampfungswärme Q_E einer die Rohrleitungen 2 und 3 in Pfeilrichtung durchfließenden Sole entzogen, die mittels einer Pumpe 4 umgewälzt wird. Die Sole durchströmt ihrerseits beispielsweise - nicht dargestellte - im Erdreich eingebrachte Wärmetauscher und wird dadurch erwärmt. Entsprechend ist auch eine Wärmeaufnahme aus der Umgebungsluft etc. möglich.

25 Ein Verdichter 5 saugt das dampfförmige Arbeitsmedium bei einem Druck p_0 an und verdichtet es auf den Druck p . Im ebenfalls einen Wärmetauscher bildenden Kondensator 6 verflüssigt sich das verdichtete, gasförmige Arbeitsmedium bei einer Temperatur T und gibt dabei die Wärme Q_{A1} als 30 Nutzwärme an einen eine Zuleitung 7 und eine Ableitung 8 enthaltenden Heizkreislauf ab, der eine weitere Umlaufpumpe 9 enthält.

Über ein thermostatisch gesteuertes Expansionsventil 10 strömt das flüssige Arbeitsmedium vom Kondensator 6 zurück zum Verdampfer 1, wo sich der Kreislauf schließt. Das im Arbeitskreislauf zu verwendende Medium wird entsprechend 5 den erwarteten Temperaturen und Drücken gewählt. Dabei stehen die bekannten Kältemittel(mischungen) zur Verfügung.

In den zuvor dargestellten Kreislauf ist nun zwischen Ver- 10 flüssiger 6 und Expansionsventil 10 ein weiterer Verdampfer 11 eines Arbeitsmittelkreislaufs einer zweiten Wärmepumpe so einbezogen, daß er dem flüssigen Arbeits- medium des ersten Kreislaufs vor der Entspannung durch das Expansionsventil 10 direkt Wärme entzieht.

15 Ein zusätzlicher Verdichter 12, der wegen der relativ ho- hen Verdampfertemperaturen von kleiner Bauart sein kann, ein als Wärmetauscher dienender Kondensator 13 und ein Ex- pansionventil 14 vervollständigen den Arbeitsmittelkreis- 20 lauf der zweiten Wärmepumpe.

Die Nutzwärme Q_{A2} wird in die Leitungen 15 und 16, die von den Nutzwärmeleitungen 7 und 8 der ersten Wärmepumpe ge- trennt sind, in einem mit einer Umwälzpumpe 17 versehenen 25 Kreislauf abgeführt. Dabei handelt es sich um die Anlage zur Brauchwassererwärmung des Hauses, dessen Heizanlage durch die erste Wärmepumpe versorgt wird. Der Kondensa- tor 13 kann dabei in einen Warmwasserspeicher einbezogen sein. Die Leitungen 15 und 16 bilden den Brauchwasserzu- 30 und -rücklauf,

Die Anordnung des Verdampfers 11 der zweiten Wärmepumpe in der Nähe des Kondensators 6 der ersten Wärmepumpe und die Zusammenfassung des Kondensators 13 der zweiten Wärmepumpe mit dem Kondensator 6 der ersten Wärmepumpe ermöglichen 5 eine besonders kompakte Bauform, da die Bauelemente der zweiten Wärmepumpe relativ wenig Platz einnehmen, so daß sie mit dem Kondensator der zweiten Wärmepumpe, gegebenenfalls mit deren Verdichter, in einem Gehäuse installiert werden können, ohne daß ein wesentlicher zusätzlicher 10 Raumbedarf entsteht. Das größte Bauelement einer derartigen Wärmepumpenanordnung, der Verdampfer der die Grundlast bestreitenden ersten Wärmepumpe, kann dabei räumlich unabhängig von den übrigen Bauelementen angeordnet werden, wobei die Unterbringung jedoch bevorzugt innerhalb desselben 15 Gehäuses erfolgt.

Die die Verflüssiger bildenden Wärmetauscher 6 und 13 der beiden Wärmepumpen können je nach Bedarf - entsprechend den eingangs getroffenen Überlegungen - entweder zusammengefaßt oder getrennt angeordnet sein, um für unterschiedliche Verbraucher Nutzwärme zu liefern, wobei günstigerweise die die Grundlast liefernde Wärmepumpe im Hausenergiebereich für die Heizversorgung genutzt wird, während die zweite Wärmepumpe bevorzugterweise für die Brauchwas-25 sererwärmung eingesetzt wird. Zur Versorgung eines gemeinsamen Verbrauchers lassen sich die Wärmetauscher 6 und 13 entsprechend den Anforderungen sowohl parallel als auch in Reihe betreiben, wobei hier ebenfalls die Zusammenfassung zu einer einzigen Baueinheit vorteilhaft ist. Im Falle der 30 Reihenschaltung erfolgt die Anordnung in Flußrichtung des die Nutzwärme abtransportierenden Mediums derart, daß die

Nutzwärme zunächst vom Kondensator der ersten Wärmepumpe und anschließend vom Kondensator der zweiten Wärmepumpe abgeführt wird, da auf diese Weise aufgrund der sich einstellenden Temperaturverhältnisse ein maximaler Wärme-
5 strom gewährleistet ist.

- Um zu verhindern, daß im Verdichter 12 der zweiten Wärmepumpe in Betriebspausen stattfindende übermäßige Kältemittelverlagerungen zu Flüssigkeitsschlägen beim Wiedereinschalten führen, ist ein Steuerteil 18 vorgesehen, welches zusammen mit dem Einschalten des Verdichters 12 ein Magnetventil 19 öffnet und während des Betriebs des Verdichters offenhält. Ein Rückflußverhinderer 20 stellt darüber hinaus sicher, daß kein im Kondensator 13 verflüssigtes Kältemittel bei Betriebsunterbrechungen zurück in den Verdichter 12 fließt. Auf diese Weise läßt sich die zusätzliche Wärmepumpe im Betrieb beliebig ein- und ausschalten.
10
15
20 Ein derartiger Rückflußverhinderer 20 einschließlich Magnetventil 19 ist entbehrlich, wenn der Verdichter 5 der zweiten Wärmepumpe als Rollkolbenkompressor ausgebildet ist, wobei ein derartiger Rollkolbenkompressor sich weiterhin einerseits dadurch auszeichnet, daß er Naßanläufe ohne Schaden übersteht und andererseits ein immenser Schutz gegen Überlastung dadurch besteht, daß bei einer eventuellen zu hohen Verdampfungstemperatur die Leistungsaufnahme zurückgeht.
25
30 Der Steuerteil 18 in der Figur ist außerdem so ausgebildet, daß er bei gleichzeitigem Einschalten beider Ver-

dichter die Einschaltung des Verdichters 12 der Zusatzwärmepumpe geringfügig (d.h. um eine oder mehrere Sekunden) verzögert, so daß die stoßartige Belastung des Stromversorgungsnetzes bei Inbetriebnahme der Anordnung verringert
5 ist. (Die Verzögerungswirkung kann dabei durch bekannte elektromechanische oder elektronische Verzögerungsschaltmittel erreicht werden.) Durch das Vorhandensein zweier Kompressoren kann damit der Forderung vieler Elektrizitätsversorgungsunternehmen nach einer Begrenzung der
10 stoßartigen Lastzunahme beim Einschalten von Wärmepumpenlagern auf einfache Weise entsprochen werden.

* * * * *

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Wärmepumpenanordnung, bei der die Unterkühlungsenthalpie mittels einer zweiten Wärmepumpe genutzt wird und die dabei gewonnene und auf ein höheres Temperaturniveau gehobene Wärme neben derjenigen der ersten Wärmepumpe zusätzlich als Nutzwärme abführbar ist,

10 dadurch gekennzeichnet,

daß in den Kreislauf des Arbeitsmittels einer ersten Wärmepumpe (1, 5, 6, 8, 10) eine zweite Wärmepumpe (11 bis 14) derart eingefügt ist, daß sie direkt eine Abkühlung 15 des flüssigen Arbeitsmittels bewirkt.

2. Wärmepumpenanordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Verdampfer (11) der zweiten Wärmepumpe einen Wärmetauscher für das flüssige Arbeitsmittel der ersten Wärmepumpe bildet und unmittelbar zwischen Kondensator (6) und Expansionsventil (10) der ersten Wärmepumpe eingeschaltet ist.

25

3. Wärmepumpenanordnung nach einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Verdampfungstemperatur für das flüssige Arbeitsmittel der zweiten Wärmepumpe bei deren Betrieb stets größer ist als 30 die entsprechende Temperatur der ersten Wärmepumpe.

4. Wärmepumpenanordnung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die zweite Wärmepumpe insbesondere für Anwendungen, bei denen insgesamt große Wärmemengen bei verhältnismäßig geringer Temperatur zur Verfügung stehen sollen, derart dimensioniert ist, daß dem flüssigen Arbeitsmittel der ersten Wärmepumpe im wesentlichen zwischen 50 und 80% seiner Enthalpie entzogen wird.
- 10 5. Wärmepumpenanordnung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die zweite Wärmepumpe zur Erzeugung zusätzlicher Nutzwärme von möglichst hoher Temperatur derart dimensioniert ist, daß dem flüssigen Arbeitsmittel der ersten Wärmepumpe im wesentlichen 15 zwischen 25 und 33% seiner Enthalpie entzogen wird.
6. Wärmepumpenanordnung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Nutzwärme der zweiten Wärmepumpe einem von der ersten Wärmepumpe unabhängigen Verbraucher zugeführt wird.
- 17 7. Wärmepumpenanordnung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Nutzwärme der ersten Wärmepumpe einer Niedertemperaturheizung zugeführt und die der zweiten Wärmepumpe mindestens zeitweise zur Brauchwassererwärmung genutzt wird.
- 30 8. Wärmepumpenanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die

Kondensatoren (6, 13) der beiden Wärmepumpen derart in Reihe geschaltet sind, daß die Nutzwärme zunächst vom Kondensator (6) der ersten Wärmepumpe und anschließend vom Kondensator (13) der zweiten Wärmepumpe zu dem die Nutzwärme aufnehmenden Medium abgeführt wird.

9. Wärmepumpenanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Kondensatoren (6, 13) der beiden Wärmepumpen parallel geschaltet sind.

10. Wärmepumpenanordnung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß in den beiden Wärmepumpen verschiedene, den unterschiedlichen Arbeitstemperaturen angepaßte Kältemittel als Arbeitsmittel vorgesehen sind.

20

11. Wärmepumpenanordnung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß in der zweiten Wärmepumpe ein nichtazeotropes Kältemittelgemisch als Arbeitsmittel vorgesehen ist.

25

12. Wärmepumpenanordnung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Wärmetauscher der zweiten Wärmepumpe nach dem Parallelstromverfahren betrieben wird.

13. Wärmepumpenanordnung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß im Arbeitsmittelkreislauf der zweiten Wärmepumpe vor dem Verdichter (12) ein Absperrventil (19) und hinter dem Verdichter ein Rückflußverhinderer (20) vorgesehen ist, wobei das Absperrventil bei stillgesetztem Verdichter geschlossen ist.
- 10 14. Wärmepumpenanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß der Verdichter (12) der zweiten Wärmepumpe als Rollkolbenkompressor ausgebildet ist.
- 15
15. Wärmepumpenanordnung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß Schaltmittel (18) vorgesehen sind, welche den Verdichter (12) der zweiten Wärmepumpe gegenüber dem Verdichter (5) 20 der ersten Wärmepumpe derart verzögert einschalten, daß die stoßartige Belastung des Stromversorgungsnetzes herabgesetzt ist.
- 25 16. Wärmepumpenanordnung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Verhältnis der Nennleistungsaufnahmen von erster und zweiter Wärmepumpe zwischen 7 und 3 zu 1 gewählt ist.
- 30
17. Wärmepumpenanordnung nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß

die Auslegung der Anordnung derart gewählt ist, daß im für die vorgesehene Anwendung normalen Betriebszustand beide Wärmepumpen für gleiche Zeitspannen eingeschaltet sind.

