



(11) **EP 3 922 933 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
21.08.2024 Patentblatt 2024/34

(51) Internationale Patentklassifikation (IPC):
F25B 49/02 ^(2006.01) **F25B 31/00** ^(2006.01)
F25B 40/00 ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **21177579.6**

(52) Gemeinsame Patentklassifikation (CPC):
F25B 49/02; F25B 31/002; F25B 40/00;
F25B 2600/2513

(22) Anmeldetag: **03.06.2021**

(54) **VERFAHREN ZUM REGELN EINER KOMPRESSIIONSKÄLTEANLAGE UND KOMPRESSIIONSKÄLTEANLAGE**

COMPRESSION COOLING SYSTEM AND METHOD FOR REGULATING A COMPRESSION COOLING SYSTEM

PROCÉDÉ DE RÉGULATION D'UNE INSTALLATION DE RÉFRIGÉRATION À COMPRESSION ET INSTALLATION DE RÉFRIGÉRATION À COMPRESSION

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO PL PT RO RS SE SI SK SM TR

(30) Priorität: **09.06.2020 DE 102020115276**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
15.12.2021 Patentblatt 2021/50

(73) Patentinhaber: **Stiebel Eltron GmbH & Co. KG**
37603 Holzminden (DE)

(72) Erfinder:
• **HERRS, Martin**
37671 Höxter (DE)
• **SCHAUMLÖFFEL, Michael**
37671 Höxter (DE)
• **HOLTDIRK, Marius**
37671 Höxter (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A1- 1 026 459 EP-A1- 2 136 158
EP-A1- 3 051 235

EP 3 922 933 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Betrieb einer Kompressionskälteanlage sowie eine zugehörige Kompressionskälteanlage mit einem Kältemittel, einem Verdampfer, einem Verdichter, einem Verflüssiger, einem Drosselorgan und einer Steuereinheit zur Erfassung einer Überhitzung des Kältemittels bei Eintritt in den Verdichter, wobei die Überhitzung als eine Differenz einer Taupunkttemperatur zu einer Temperatur des Kältemittels definiert ist, und zur Regelung des Drosselorgans basierend auf der Überhitzung,

[0002] Derartige Kompressionskälteanlagen, beispielsweise in Form von Wärmepumpen, mit einem Dampfkompensationssystem in welchem ein gasförmiges Kältemittel von einem mittels der Steuereinheit, die beispielsweise einen Regler aufweist, gesteuerten Verdichter von einem Niederdruck auf einen Hochdruck verdichtet wird, sind bekannt.

[0003] Das Kältemittel wird durch den Verflüssiger getrieben, in dem es eine Heizwärme an ein in einem Wärmesenkensystem befindliches Heizmedium abgibt. Eine innere Wärme wird in einem inneren Wärmeübertrager, beispielsweise in Form eines Rekuperators, zwischen dem unter dem Hochdruck vom Verflüssiger zum Expansionsventil strömenden Kältemittel und dem vom Verdampfer zum Verdichter unter dem Niederdruck strömende Kältemittel übertragen.

[0004] Das Kältemittel wird weiter in einer Hochdruckströmungsrichtung zu einem vom Regler gesteuerten Expansionsventil geführt, in dem das Kältemittel vom Hochdruck auf den Niederdruck abhängig von einem Regelwert entspannt wird. Das auf dem Niederdruck befindliche Kältemittel verdampft in dem Verdampfer bei Aufnahme von Quellwärme.

[0005] Dokument EP 1 026 459 A1 offenbart ein Kühlsystem vom Dampfkompensationstyp, das einen ersten Kältemitteltemperaturdetektor umfasst, der an einem Rohr angebracht ist, um die Temperatur des Kältemittels an der Seite eines Auslasses eines Verdampfers zu erfassen. Ein zweiter Kältemitteltemperaturdetektor ist an einem Rohr angebracht, um die Temperatur des Kältemittels an der Seite eines Einlasses eines Kompressors zu erfassen. Eine Umschaltsteuerung ist mit dem ersten und dem zweiten Kältemitteltemperaturdetektor und einem Überhitzungssteuerventil verbunden und ändert/wählt eines der Kältemitteltemperaturerfassungswertsignale von dem ersten und dem zweiten Kältemitteltemperaturdetektor nach vorgegebenen Bedingungen aus. Ein Überhitzungssteuerventil stellt die Strömungsrate des in den Verdampfer strömenden Kältemittels so ein, dass die Kältemittelüberhitzung auf der Seite des Einlasses des Kompressors einen vorbestimmten Wert erreicht. Des Weiteren offenbart EP 1 026 459 A1 ein Verfahren gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1 zum Regeln einer Kompressionskälteanlage und eine Kompressionskälteanlage gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 8.

[0006] In Dokument EP 2 136 158 A1 wird ein Schaltventil in einem Ölzufuhrweg vorgesehen. Wenn flüssiges Kältemittel vom Ölabscheider in die Ölzufuhrleitung eintritt, sinkt die Temperatur des flüssigen Kältemittels, dessen Druck im Schaltventil reduziert wurde, dramatisch ab. Wenn der Betrag einer solchen Temperaturabnahme, der von einem Temperatursensor erfasst wird, einen bestimmten Betrag überschreitet, wird bestimmt, dass das flüssige Kühlmittel in die Ölzufuhrleitung eintritt, und das Schaltventil wird geschlossen.

[0007] Dokument EP 3 051 235 A1 schlägt eine Ölstandserfassungsvorrichtung vor, die an einer Kühl- und Klimaanlage zu montieren ist, wobei die Ölstandserfassungsvorrichtung dazu ausgestaltet ist, einen Ölstand von Öl zu erfassen, das sich innerhalb eines Kompressors angesammelt hat, der die Kälte- und Klimaanlage bildet. Die Ölstandserfassungsvorrichtung umfasst eine Ölstandserfassungseinheit, die an einer Außenfläche des Kompressors installiert ist und ausgestaltet ist, eine Temperatur einer Installationsposition zu erfassen, eine Sensorausgabeeinheit, die ausgestaltet ist, ein Signal zum Ändern eines Betriebszustands der Kühl- und Klimaanlage an die Kühl- und Klimaanlage auszugeben, und eine Bestimmungseinheit, die ausgestaltet ist, eine Erschöpfung des im Inneren des Kompressors angesammelten Öls basierend auf Messwerten zu bestimmen, die von der Ölstandserfassungseinheit zumindest nach einer Ausgabe des Signals von der Sensorausgabeeinheit erhalten werden.

[0008] Aus DE 101 59 892 A1 ist bei einer Kältemaschine bekannt, insbesondere bei einer Wärmepumpe, einen Rekuperator zu verwenden, womit bei niedrigen Außentemperaturen die Heizleistung auf baulich einfache Weise erhöht werden soll. Hierfür ist der Rekuperator derart dimensioniert, dass er bei niedrigen Verdampfungstemperaturen wenigstens etwa 15% der Heizleistung der Wärmepumpe vom flüssigen Kältemittel auf das gasförmige Kältemittel überträgt. Ein Einspritzventil spritzt flüssiges Kältemittel in den Verdichter, so dass die Verdichtungsendtemperatur unter 120 °C bleibt.

[0009] Eine Wärmepumpenanlage mit einem Kältemittelkreislauf ist aus DE 10 2005 061 480 B3 bekannt. Sie ist mit einem Verdichter, einem ersten Wärmeübertrager, einem Drosselorgan, einem Verdampfer und einer 4-2-Wegeventileinheit zum Umschalten zwischen einer ersten (Heizen) und einer zweiten Betriebsart (Kühlen) ausgestattet. Eine Strömungsrichtung des in dem Kältemittelkreislauf befindlichen Kältemittels kann derart umgeschaltet werden kann, dass der erste Wärmeübertrager in der ersten Betriebsart zum Verflüssigen des Kältemittels, und in der zweiten Betriebsart zum Verdampfen des Kältemittels dient, und der zweite Wärmeübertrager in der ersten Betriebsart zum Verdampfen des Kältemittels und in der zweiten Betriebsart zum Verflüssigen des Kältemittels dient, wobei der erste Wärmeübertrager im Kältemittelkreislauf so verschaltet ist, dass er in den beiden Betriebsarten Heizen und Kühlen als Gegenstrom-Wärmeübertrager arbeitet.

[0010] Im Kältemittelkreislauf, auch als Kältekreis bezeichnet, wird bauseitig Öl vorgesehen, das typischerweise bereits im Verdichter enthalten ist. Üblicherweise befindet sich hierbei ein Ölreservoir an einer tief gelegenen Position (Schwerkraft) des Verdichters. Das Öl wird beispielsweise über eine Verdränger- oder Zentrifugalpumpe an die zu schmierenden Komponenten des Verdichters gefördert und schmiert beispielsweise die Kompressionskammern.

[0011] Wird die Kompressionskälteanlage eine längere Zeit nicht betrieben, sinkt die Temperatur des Verdichters auf die Umgebungstemperatur ab. Beim Starten des Kompressors kann wärmeres Kältemittel auf das Öl, das sich ebenfalls auf Umgebungstemperatur befindet, treffen und kondensieren.

[0012] Wenn das Öl mit auskondensierendem Kältemittel gesättigt wird, verliert es die technischen Schmiereigenschaften. Aus diesem Grund muss bei einem Verdichterstart gewährleistet sein, dass die Menge an auskondensiertem Kältemittel vernachlässigbar bzw. unschädlich ist.

[0013] Bekannt ist, eine elektrische Vorheizung, beispielsweise ein Wärmeband, zur Vorwärmung von außen, um den Verdichter zu wickeln. Der signifikante elektrische Aufwand zur Vorheizung des Öls sind hierbei kostenintensiv und schmälern die Leistungszahl der Kompressionskälteanlage.

[0014] Vor diesem Hintergrund war es eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, ein verbessertes Verfahren zur Sicherstellung der Schmiereigenschaften des Öls beim Verdichterstart zu schaffen.

[0015] Gelöst wird die Aufgabe durch die Verfahrensmerkmale des Anspruchs 1 sowie die Vorrichtungsmerkmale des Anspruchs 8.

[0016] In einem ersten Aspekt wird ein Verfahren zum Regeln einer Kompressionskälteanlage mit einem Kältekreis vorgeschlagen. Der Kältekreis enthält ein Kältemittel, einen Verdampfer, einen Verdichter mit einem Ölsumpf, einen Verflüssiger, ein Drosselorgan und eine Steuereinheit. Die Steuereinheit ist eingerichtet zur Erfassung einer Überhitzung des Kältemittels bei Eintritt in den Verdichter, wobei die Überhitzung als eine Differenz einer Taupunkttemperatur zu einer Temperatur des Kältemittels definiert ist, zur Regelung des Drosselorgans basierend auf der Überhitzung, und zur Überwachung und Steuerung einer Ölaufheizung des Ölsumpfes des Verdichters. Das Verfahren umfasst die folgenden Schritte: Bestimmen einer für den Betrieb des Verdichters kritischen Ölsumpftemperatur-situation als Funktion eines Arbeitspunktes der Kompressionskälteanlage und Durchführen einer Ölsumpfschnellaufheizung durch zeitlich begrenzte oder dauerhafte Erhöhung eines Sollwertes der Überhitzung des Kältemittels bei Eintritt in den Verdichter und/oder einer Drehzahl des Verdichters im Falle einer kritischen Ölsumpftemperatur-situation.

[0017] Erfindungsgemäß wird demnach ein Verfahren vorgeschlagen, dass eine zusätzliche Reglerfunktion zur Überwachung und Steuerung einer Ölschnellaufheizung

bei Betriebsbedingungsänderungen implementiert.

[0018] Der Verdichter kann hierbei sowohl ein sauggasgekapselter Verdichter, bei dem sich die Verdichterkapsel und damit auch das Öl auf Niederdruck bzw. Verdichtereintrittsdruck befinden, oder ein druckgasgekapselter Verdichter, bei dem sich die Verdichterkapsel und das Öl auf Hochdruck befinden, sein.

[0019] Die Ölsumpfschnellaufheizung stellt sicher, dass beispielsweise bei einem Verdichterstart die Menge des auskondensierten Kältemittels vernachlässigbar bzw. unschädlich gering ist. Anstelle eines beispielsweise elektrischen Wärmebandes zur Vorwärmung wird erfindungsgemäß demnach eine effizientere Ölaufheizung vorgeschlagen.

[0020] Zur Bestimmung der kritischen Ölsumpftemperatur-situation kann beispielsweise ein an der Verdichterdruk-kapsel (außen) angeordneter Sensor vorgesehen sein.

[0021] Vorteilhaft umfasst die Ölsumpfschnellaufheizung ein Betreiben des Verdichters mit einer Mindestdrehzahl.

[0022] Je höher die Drehzahl des Verdichters, desto besser ist ein Gleiten auf dem Ölfilm des Lagers gewährleistet. Die höhere Drehzahl senkt demnach das Risiko eines abreißenden Ölfilms. Zudem reduziert sich die Aufheizzeit mit einer Potenz größer 1 in Abhängigkeit von der Drehzahl. Eine erhöhte Drehzahl sorgt demnach für eine überproportional reduzierte Aufheizzeit.

[0023] Vorzugsweise wird der Verdichter bis zum Erreichen einer Mindestdrehzahl des Öls des Verdichters mit wenigstens der Mindestdrehzahl betrieben.

[0024] Zusätzlich oder alternativ kann auch eine elektrische Vorwärmung vorgesehen sein. Diese kann verglichen mit bekannten Lösungen geringer ausgelegt sein und demnach bereits zu einer Steigerung der Leistungszahl führen. Besonders bevorzugt ist überhaupt keine elektrische Vorwärmung nötig.

[0025] Gemäß diesem Aspekt wird demnach der Verdichter mit Mindestdrehzahl so lange betrieben, bis die für einen sicheren Betrieb ohne übermäßigen Kältemiteleintrag in das Öl geforderte Temperatur erreicht ist. Im Vergleich mit einem (elektrischen) Heizband ist ein wesentlich effizienteres Austreiben des Kältemittels ermöglicht.

[0026] Vorzugsweise wird eine Drehzahl des Verdichters während der Ölsumpfschnellaufheizung in Abhängigkeit der Öltemperatur eingestellt.

[0027] Vorzugsweise steigt die Drehzahl des Verdichters mit sinkender Öltemperatur an.

[0028] Beispielsweise kann ein Regler mit Proportionalitätsanteil zwischen Öltemperatur und Verdichterdrehzahl regeln. Entsprechend steigt die Verdichterleistung bei niedrigeren Öltemperaturen

[0029] Vorzugsweise ist eine Ölsumpftemperaturüberhitzung als Differenz zwischen einer Temperatur des Öls in dem Ölsumpf und einer Taupunkttemperatur des Kältemittels definiert, wobei die kritische Ölsumpftemperatur-situation auf Grundlage der Ölsumpftemperaturüber-

hitzung bestimmt wird.

[0030] Die Ölsumpftemperaturüberhitzung stellt sicher, dass höchstens ein bestimmter Anteil, beispielsweise 30%, Kältemittel in dem Öl gelöst sind, so dass die Schmiereigenschaften gewährleistet werden. Die geforderte Ölsumpftemperaturüberhitzung steigt insbesondere mit höherem Taupunktniveau an, kann also als Funktion des Taupunktniveaus dargestellt werden.

[0031] Vorzugsweise wird die kritische Ölsumpftemperatursituation bei Unterschreiten eines Mindestwertes für die Ölsumpftemperaturüberhitzung bestimmt, insbesondere bei Unterschreiten von 2 K.

[0032] Die Aufgabe wird ferner durch eine Kompressionskälteanlage mit einem Kältemittel, einem Verdampfer, einem Verdichter, einem Verflüssiger, einem Drosselorgan und einer Steuereinheit gelöst. Die Steuereinheit ist zur Erfassung einer Überhitzung des Kältemittels bei Eintritt in den Verdichter, wobei die Überhitzung als eine Differenz einer Taupunkttemperatur zu einer Temperatur des Kältemittels definiert ist, zur Regelung des Drosselorgans basierend auf der Überhitzung, und zur Überwachung und Steuerung einer Ölaufheizung des Ölsumpfes des Verdichters, ausgebildet. Die Steuerung ist ferner ausgebildet zum Bestimmen einer für den Betrieb des Verdichters kritischen Ölsumpftemperatursituation als Funktion eines Arbeitspunktes der Kompressionskälteanlage und Durchführen einer Ölsumpfschnellaufheizung durch zeitlich begrenzte oder dauerhafte Erhöhung eines Sollwertes der Überhitzung des Kältemittels bei Eintritt in den Verdichter und/oder einer Drehzahl des Verdichters im Falle einer kritischen Ölsumpftemperatursituation.

[0033] Vorzugsweise weist das Kältemittel einen Temperaturglide auf, wobei als Kältemittel insbesondere eine Mischung aus im Wesentlichen R32 und R1234yf, besonders bevorzugt R454C, verwendet wird. Im Wesentlichen bedeutet in diesem Zusammenhang, dass höchstens 10% andere Komponenten, vorzugsweise höchstens 5% andere Komponenten und besonders bevorzugt weniger als 1% anderer Bestandteile enthalten sind.

[0034] Vorzugsweise weist die Kompressionskälteanlage einen internen Wärmeübertrager zur Übertragung von Wärmeenergie des Kältemittels vor Eintritt in das Drosselorgan an das Kältemittel vor Eintritt in den Verdichter auf.

[0035] Ferner wird die Aufgabe durch eine Wärmepumpe, insbesondere eine im Inneren eines Gebäudes Wärmepumpe, mit einer erfindungsgemäßen Kompressionskälteanlage gelöst.

[0036] Die Figuren zeigen ein Ausführungsbeispiel:

- Fig. 1 Wärmepumpe 100 mit einem Dampfkomppressionskreislauf 200
 Fig. 2 $\log p / h$ - Diagramm des Dampfkomppressionsprozesses mit Rekuperator 250
 Fig. 3 zeigt schematisch und exemplarisch ein Flussdiagramm eines Verfahrens.

[0037] Fig. 1 zeigt schematisch und exemplarisch eine Wärmepumpe 100. Die Wärmepumpe 100 besteht im Wesentlichen aus einem eine Kompressionskälteanlage bildenden Dampfkompensionssystem 200, welches folgende Komponenten enthält:

- Einen Verdichter 210 zum Verdichten des überhitzten Kältemittels,
- einen Verflüssiger 220, mit einem kältemittelseitigen Verflüssigereintritt 221 und einem Verflüssigerausstritt 222 zur Übertragung von Wärmeenergie Q_H aus dem Dampfkompensionssystem 200 an ein Heizmedium eines Heizsystems 400, mit einem Heizmedium eintritt 401, einem Heizmedium austritt 402 und einer Heizmediumpumpe 410, zu einer Gebäudeheizung oder ein System zur Warmwassererhitzung,
- vorteilhaft einen Kältemittelsammler 260, welcher als Kältemittelreservoir zum Ausgleich von betriebsbedingungsabhängig unterschiedlich hohen Kältemittelmengenbedarfen verwendet wird,
- ein als Expansionsventil ausgebildetes Drosselorgan 230 zum Expandieren des Kältemittels,
- einen Verdampfer 240, mit einem Verdampfereinlass 241, zur Übertragung von Quellenenergie Q_Q aus einem Wärmequellsystem 300, mit einem Wärmequelleinlass 320 und einem Wärmequellauslass 310, wobei das Wärmequellsystem 300 insbesondere ein Solesystem sein kann, welches Wärmeenergie Q_Q aus dem Erdreich aufnimmt oder ein Luftsystem, welches Wärmeenergie Q_Q aus der Umgebungsluft aufnimmt und an das Dampfkompensionssystem 200 abgibt oder eine beliebige andere Wärmequelle,
- einen Rekuperator als Beispiel eines internen Wärmeübertragers 250, welcher dazu bestimmt ist, innere Wärmeenergie Q_i zwischen dem vom Verflüssiger 220 zum Expansionsventil 230 strömenden Kältemittel auf das vom Verdampfer 240 zum Verdichter 210 strömende Kältemittel zu übertragen und ein Kältemittel, insbesondere ein Kältemittelgemisch aus wenigsten zwei Stoffen oder zwei Kältemitteln welches in einer Strömungsrichtung S_{HD} und S_{ND} durch den Dampfkompensionskreis 200 strömt, wobei im Dampfkompensionskreislauf 200 Kältemitteldampf durch den Verdichter 210 auf einen Hochdruck HD gebracht wird und zu einem Verflüssiger 220 geführt ist, wobei ein Hochdruckpfad mit der Hochdruckströmungsrichtung S_{HD} vom Verdichter 210 bis zum Expansionsventil 230 gebildet ist. Nach dem Expansionsventil 230 bis zum Verdichter 210 ist ein Niederdruckpfad mit einer Niederdruckströmungsrichtung S_{ND} des Kältemittels gebildet, in dem der Verdampfer 240 liegt.

[0038] Die folgend aufgelisteten Aktoren sind vorteilhaft zumindest teilweise mit dem Regler über eine Datenverbindung 510, die per Kabel, Funk oder andere

Technologien erfolgen kann, verbunden: Verdichter 210, Heizmediumpumpe 410, Solepumpe 330, Expansionsventil 230, Verdichtereintrittstemperatursensor 501, Niederdrucksensor 502, Hochdrucksensor 503 Heißgas-temperatursensor 504, Rekuperatoreintrittstemperatursensor, 505 Rekuperatoraustrittstemperatursensor 506 und/oder Verdampferaustrittstemperatursensor 508. Zusätzlich oder alternativ kann ein in der Fig. 1 nicht gezeigter Verdampfereintrittstemperatursensor die Temperatur am Verdampfereinlass 241 bestimmen.

[0039] In dem in Fig. 1 gezeigten Beispiel ist die Wärmepumpe 100 als Sole-Wärmepumpe gezeigt. Natürlich sind analoge Betrachtungen und Vorteile mit Luft-/Wasser-Wärmepumpen erreichbar. Insbesondere bei Luft-Wärmepumpen ist anstelle des Solekreises mit Solepumpe 330 ein Ventilator/Lüfter als Wärmequelle angeordnet.

[0040] Der Verdichter 210 dient zur Kompression des überhitzten Kältemittels von einem Eintrittsanschluss 211 auf einen Verdichteraustrittsdruck P_{Va} bei einer Verdichteraustrittstemperatur entsprechend der Heißgas-temperatur am Verdichteraustritt 212. Der Verdichter 210 enthält üblicher Weise eine Antriebseinheit mit einem Elektromotor, eine Kompressionseinheit und vorteilhaft kann der Elektromotor drehzahlvariabel betrieben werden. Die Kompressionseinheit kann als Rollkolbeneinheit, Scrollereinheit oder anders ausgeführt sein. Am Verdichteraustritt 212 ist das komprimierte überhitzte Kältemittel beim Verdichteraustrittsdruck P_{Va} auf einer höheren Drucklage, insbesondere einem Hochdruck HD, als am Eintrittsanschluss 211 mit einem Verdichtereintrittsdruck P_{Ve} , insbesondere einem Niederdruck ND, bei einer Verdichteter Eintrittstemperatur T_{VE} , was den Zustand der Kältemitteltemperatur am Eintrittsanschluss 211 bei Eintritt in eine Kompressionskammer beschreibt.

[0041] Im Verflüssiger 220 erfolgt die Übertragung von Wärmeenergie Q_H vom Kältemittel des Dampfkompres-sionssystem 200 an ein Heizmedium des Wärmesenken-systems 400. Zunächst findet im Verflüssiger 220 die Enthitzung des Kältemittels statt, wobei überhitzter Kältemitteldampf durch eine Temperaturreduzierung einen Teil seiner Wärmeenergie an das Heizmedium des Wärmesenken-systems 400 überträgt.

[0042] Nach der Enthitzung des Kältemitteldampfes erfolgt vorteilhaft im Verflüssiger 220 eine weitere Wärmeübertragung Q_H durch Kondensation des Kältemittels beim Phasenübergang von der Gasphase des Kältemittels auf die Flüssigphase des Kältemittels. Dabei wird weitere Wärme Q_H vom Kältemittel aus dem Dampfkompres-sionssystem 200 an das Heizmedium des Wärmesenken-systems 400 übertragen.

[0043] Der sich im Verflüssiger 220 einstellende Hochdruck HD des Kältemittels korrespondiert im Betrieb des Verdichters 210 in etwa mit einem Kondensationsdruck des Kältemittels bei einer Heizmediumtemperatur T_{WS} im Wärmesenken-system.

[0044] Das Heizmedium, insbesondere Wasser, wird mittels einer Heizmediumpumpe 410 durch das Wärme-

senkensystem 400 in einer Richtung SW durch den Verflüssiger 220 gefördert, dabei wird die Wärmeenergie Q_H vom Kältemittel auf das Heizmedium übertragen.

[0045] Im nachfolgenden Sammler 260 wird aus dem Verflüssiger 220 austretendes Kältemittel gespeichert, welches abhängig vom Betriebspunkt des Dampfkompres-sionssystem 200 nicht in das zirkulierende Kältemittel eingespeist werden soll. Wird aus dem Verflüssiger 220 mehr Kältemittel eingespeist, als durch das Expansionsventil 230 weitergeleitet wird, füllt sich der Sammler 260, anderenfalls wird er leerer oder entleert.

[0046] Im nachfolgenden Rekuperator 250, der auch als interner Wärmeübertrager bezeichnet werden kann, wird interne Wärmeenergie Q_i vom unter dem Hochdruck HD stehenden Kältemittel, welches vom Verflüssiger 220 zum Expansionsventil 230 in einer Hochdruck-Strömungsrichtung S_{HD} strömt, auf das unter dem Niederdruck ND strömende Kältemittel übertragen, welches vom Verdampfer zum Verdichter in einer Niederdruckströmungsrichtung S_{ND} strömt, übertragen. Dabei wird das vom Verflüssiger zum Expansionsventil 230 strömende Kältemittel in vorteilhafter Weise unterkühlt.

[0047] Zunächst strömt das Kältemittel durch einen Expansionsventileintritt 231 in das Expansionsventil ein. Im Expansionsventil 230 erfolgt eine Drosselung des Kältemitteldruckes vom Hochdruck HD auf den Niederdruck ND, indem das Kältemittel vorteilhaft eine Düsenanordnung oder Drossel mit einem vorteilhaft variablem Öffnungsquerschnitt passiert, wobei der Niederdruck vorteilhaft in etwa ein Saugdruck des Verdichters 210 entspricht. Anstelle eines Expansionsventils 230 kann auch eine andere beliebige Druckminderungseinrichtung eingesetzt sein. Vorteilhaft sind Druckminderungsrohre, Turbinen oder andere Entspannungsvorrichtungen.

[0048] Ein Öffnungsgrad des Expansionsventils 230 wird durch einen Elektromotor, der üblicherweise als Schrittmotor ausgeführt ist eingestellt, welcher durch die Steuereinheit oder Regelung 500 gesteuert wird. Dabei wird der Niederdruck ND beim Expansionsventilaustritt 232 des Kältemittels aus dem Expansionsventil 230 so gesteuert, dass der sich einstellende Niederdruck ND des Kältemittels im Betrieb des Verdichters 210 in etwa mit dem Verdampfungsdruck des Kältemittels mit der Wärmequellenmedientemperatur T_{WQ} korrespondiert. Vorteilhaft wird die Verdampfungstemperatur des Kältemittels wenige Kelvin unterhalb der Wärmequellenmedientemperatur T_{WQ} liegen, damit die Temperaturdifferenz eine Wärmeübertragung treibt.

[0049] Im Verdampfer erfolgt eine Übertragung von Verdampfungswärmeenergie Q_v vom Wärmequellenfluid des Wärmequellen-systems 300, welches ein Solesystem, ein Erdwärmesystem zur Nutzung von Wärmeenergie Q_Q aus dem Erdreich, ein Luftsystem zur Nutzung von Energie Q_Q aus der Umgebungsluft oder eine andere Wärmequelle sein, die die Quellenergie Q_Q an das Dampfkompres-sionssystem 200 abgibt.

[0050] Das in den Verdampfer 240 einströmende Kältemittel reduziert beim Durchströmen des Verdampfers

240 durch Wärmeaufnahme Q_Q seinen Nassdampfanteil und verlässt den Verdampfer 240 vorteilhaft mit einem geringen Nassdampfanteil oder vorteilhaft auch als überhitztes gasförmiges Kältemittel. Das Wärmequellenmedium wird mittels einer Solepumpe 330 bei Sole - Wasser-Wärmepumpen oder einem Außenluftventilator bei Luft/Wasser-Wärmepumpen durch den Wärmequellenmedienpfad des Verdampfers 240 gefördert, wobei beim Durchströmen des Verdampfers dem Wärmequellenmedium die Wärmeenergie Q_Q entzogen wird.

[0051] Im Rekuperator 250 wird Wärmeenergie Q_i zwischen dem vom Verflüssiger 220 zum Expansionsventil 230 strömenden Kältemittel auf das vom Verdampfer 240 zum Verdichter 210 strömende Kältemittel übertragen, wobei das vom Verdampfer 240 zum Verdichter 210 strömende Kältemittel insbesondere weiter überhitzt.

[0052] Dieses überhitzte Kältemittel, welches mit einer Überhitzungstemperatur T_{Ke} aus dem Rekuperator 250 austritt, wird zum Kältemittelleintrittsanschluss 211 des Verdichters 210 geleitet.

[0053] Der Rekuperator 250 ist im Dampfkomppressionskreis 200 eingesetzt, um den Gesamt - Wirkungsgrad als Quotient aus abgegebener Heizleistung Q_H und aufgenommener elektrischer Leistung P_e zum Antrieb des Verdichtermotors zu erhöhen.

[0054] Zu diesem Zweck wird dem Kältemittel, welches im Verflüssiger 220 Wärmeenergie Q_H auf einem wärmesenkenseitigen Temperaturniveau an das Heizmedium abgibt, im Hochdruckpfad des Rekuperators 250 durch Unterkühlung weitere Wärmeenergie Q_i entzogen.

[0055] Der innere Energiezustand des Kältemittels beim Eintritt in den Verdampfer 240 ist durch diesen Wärmeentzug Q_i reduziert, sodass das Kältemittel bei gleichem Verdampfungstemperaturniveau mehr Wärmeenergie Q_Q aus der Wärmequelle 300 aufnehmen kann.

[0056] Anschließend wird dem Kältemittel, nach dem Verdampferaustritt 242 aus dem Verdampfer 240, im Niederdruckpfad bei Niederdruck ND und bei einer Niederdrucktemperatur entsprechend einer Verdampferaustrittstemperatur T_{Va} im Rekuperator 250 die im Hochdruckpfad entzogene Wärmeenergie Q_i wieder zugeführt. Die Zuführung der Energie bewirkt vorteilhaft eine Reduzierung des Nassdampfanteils auf einen Zustand ohne Nassdampfanteil und dann erfolgt durch weitere Energiezuführung eine Überhitzung.

[0057] Des Weiteren sind zur Erfassung des Betriebszustandes des Dampfkompressionssystems 200 vorteilhaft folgende Sensoren angeordnet, mit denen insbesondere zur Absicherung und Optimierung der Betriebsbedingungen des Dampfkompressionssystems 200 insbesondere bei Betriebszustandsänderungen eine modellbasierte Vorsteuerung umgesetzt ist.

[0058] Einerseits erfolgt vorteilhaft mit Hilfe der durch Sensoren erfassten Prozesswerte eine Absicherungen bezüglich zulässiger Arbeitsbereiche der Komponenten wie insbesondere dem Verdichter 210, andererseits erfolgen basierend auf den Sensordaten modellbasierte

Vorsteuerungen insbesondere einer Drehzahl des Verdichters 210 und/oder einem Ventilöffnungsgrad des Expansionsventils, so dass die Regler zur Ausregelung einer sich dennoch, durch die Vorsteuerung aber kleineren, Regelabweichung nur noch kleinere Korrekturen durchführen muss:

- Ein Hochdrucksensor 503 vorteilhaft zur Erfassung des Hochdrucks HD des Kältemittels am Verdichteraustritt 212 oder zwischen dem Verdichteraustritt 212 und dem Expansionsventileintritt 231,
- ein Heißgastemperatursensor 504 vorteilhaft zur Erfassung einer Heißgastemperatur T_{HG} des Kältemittels am Verdichteraustritt 212, oder im Kältekreisabschnitt zwischen dem Verdichteraustritt 212 und dem Verflüssigereintritt 221,
- ein Innentemperatursensor 506 vorteilhaft zur Erfassung der Innentemperatur T_{Ie} des Kältemittels zwischen dem hochdruckseitigem internen Rekuperatorauslass 252 des Kältemittels aus dem Rekuperator 250 und dem Expansionsventileintritt 231. Die Innentemperatur ist vorteilhaft auch als "Rekuperatoraustrittstemperatur Hochdruckpfad" benannt und vorteilhaft ein Rekuperatorinnentemperatursensor 505. Der Rekuperatorinnentemperatursensor 505 erfasst vorteilhaft Verflüssigeraustrittstemperatur T_{FA} des Kältemittels in der Strömungsrichtung am Verflüssigeraustritt oder dem hochdruckseitigen Rekuperatoreintritt und daher wird vorteilhaft die Verflüssigeraustrittstemperatur T_{FA} vom Rekuperatorinnentemperatursensor 505 gemessen.

[0059] Die folgenden Sensoren sind insbesondere für die Durchführung des erfindungsgemäßen Verfahrens vorteilhaft:

- Ein Niederdrucksensor 502 zur Erfassung des Niederdrucks ND des Kältemittels am Verdichtereintritt 211, oder zwischen dem Expansionsventil 230 und dem Verdichtereintritt 211,
- ein Verdampferaustrittstemperatursensor 508 zur Erfassung der Verdampferaustrittstemperatur T_{Va} des Kältemittels am Verdampferaustritt 242 oder zwischen dem Verdampferaustritt 242 und dem niederdruckseitigen Eintritt des Kältemittels in den Rekuperatoreinlass 251 des Rekuperators 250 und
- ein Niederdrucktemperatursensor 501 misst vorteilhaft eine Verdichtereintrittstemperatur oder dient vorteilhaft zur Erfassung der Kältemittelniederdrucktemperatur T_{ND} oder vorteilhaft einer Verdichtereintrittstemperatur T_{KE} am Verdichtereintritt 211, oder zwischen dem niederdruckseitigem Rekuperatorauslass 252 des Kältemittels aus dem Rekuperator 250 und dem Verdichtereintritt 211.

[0060] Die Prozessgröße, welche einen maßgeblichen Einfluss auf den Gesamt - Wirkungsgrad des Dampfkomppressionskreises 200 als Quotient zwischen der vom

Dampfkomppressionskreis 200 übertragenen Heizleistung Q_H zu einer vom Verdichter 210 aufgenommenen elektrischen Leistung P_e hat, ist die Überhitzung des Kältemittels am Verdichtereintritt 211. Zur Einhaltung zulässiger Verdichter - Betriebsbedingungen werden vorteilhaft allerdings Beschränkungen bezüglich des erlaubten Überhitzungsbereiches des Kältemittels am Verdichtereintritt eingehalten. Zu niedrige Überhitzungen gefährden insbesondere die Schmiereigenschaften des Maschinenöls, zu hohe Überhitzungen bewirken insbesondere eine zu hohe Heißgastemperatur.

[0061] Die Überhitzung beschreibt die Temperaturdifferenz zwischen der erfassten Verdichtereintrittstemperatur T_{KE} des Kältemittels und der Verdampfungstemperatur des Kältemittels bei gesättigtem Dampf.

[0062] Erfindungsgemäß wird vorzugsweise die Verdichtereintrittsüberhitzung derart geregelt, dass kein Kondensat durch Taupunktunterschreitung des in der Umgebungsluft enthaltenen Wasserdampfanteils an Komponenten des Kältekreislaufes insbesondere im Abschnitt zwischen Kältemittelaustritt des Rekuperators 252 und Verdichtereintritt 211 ausfällt. Der Kältekreislaufabschnitt zwischen Verdampferaustritt 242 und Rekuperatoreintritt 251 ist zwar üblicherweise kälter, weil dieser typischerweise nur ein kurzer Rohrabchnitt ist, ist eine bessere Isolierung im Vergleich zu dem Abschnitt zwischen Kältemittelaustritt des Rekuperators 252 und Verdichtereintritt 211 möglich. Beispielsweise sitzt an der Stelle des Verdichtereintritts 211 am Verdichter der Kältemittelabscheider, der geschützt werden soll. Dieser kann schlecht eingehaust werden, so dass hier die Temperatur so hoch gehalten werden soll, dass nichts kondensiert. Die Problematik der Kondensation tritt auf der Hochdruckseite im Regelfall nicht auf. Auch die Passage zwischen hochdruckseitigem Rekuperatoraustritt 252 und Eintritt in das Expansionsventil 231 kühlt regelmäßig in Abhängigkeit des Betriebspunktes bei idealen Wärmeübertragungsbedingungen im Rekuperator 250 auf das Temperaturniveau des Kältemittels am Verdampferaustritt 242 ab. Da aber auch diese Passage typischerweise kurz ist und man kann sie sehr gut isolieren kann, ist auch dieser Abschnitt im Regelfall nicht problematisch. Es sollte jedoch beachtet werden, dass das erfindungsgemäße Verfahren einen Kondensatabfall grundsätzlich über den gesamten Kreislauf der Wärmepumpe verhindern kann.

[0063] Wenn - zum Zwecke eines Zahlenbeispiels - ein Verdampfungstemperaturniveau von ca. -10°C angenommen wird und die Temperatur am Soleeintritt 330 bei etwa -10°C , am Soleaustritt 310 etwa -13°C und am Verdichtereintritt 5°C beträgt, beträgt die Überhitzung 15K.

[0064] Vorteilhaft sind bei vielen Anlagen Raumtemperatursensor und Raumfeuchtesensor, die eine genaue Bestimmung der Auskondensierungsbedingungen der Luft ermöglicht, bspw. liegt bei 21°C und 60% rel. Feuchte die Kondensationstemperatur im Bereich von 13°C . Unter diesen Bedingungen findet also, so lange die Rohrtemperatur über 13°C zuzüglich gegebenenfalls einen

Puffer, bspw. 1K, keine Kondensation statt.

[0065] An dem selbstverständlich nicht einschränken den Zahlenbeispiel festgehalten wird nun die Erzielung einer Überhitzung von 15K bei einer Verdichtereintrittstemperatur von 5°C erreicht. Diese Temperatur liegt unter den 13°C , die für die aktuellen Umgebungsbedingungen als Kondensationstemperatur des in der Umgebungsluft befindlichen Wasserdampfanteils bestimmt ist. Demnach findet Kondensation statt. Soll die Verdichtereintrittstemperatur wenigstens 14°C , d.h. Kondensationstemperatur plus Puffer, betragen, muss die Überhitzung um 9K größer werden, d.h. eine Überhitzung von 24K eingehalten werden.

[0066] Grenzwerte, insbesondere für die Überhitzung, legen arbeitspunktabhängig den zulässigen Überhitzungsbereich der Komponenten am Verdichtereintritt 211 fest. Weiterhin bestehen aber auch Abhängigkeiten zwischen der Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} und dem Gesamtwirkungsgrad des Dampfkomppressionskreises 200 oder auch zwischen Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} und einer Stabilität S eines Regelwertes R vorteilhaft bei der Ausregelung der Verdichtereintrittsüberhitzung.

[0067] Zur Berücksichtigung all dieser Anforderungen werden vorteilhaft in Abhängigkeit des Arbeitspunktes des Dampfkomppressionskreises 200, die Wärmequellenmedientemperatur, die Heizmediumtemperatur, die Verdichterleistung P_e und Zielwerte Z oder der Zielwert Z für eine Berechnung der Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} herangezogen. Alternativ oder zusätzlich kann aus den vom Arbeitspunkt abhängigen Kältekreis-Messgrößen wie Wärmequellenmedientemperatur, Heizmediumtemperatur, Verdichterleistung P_e und parametrierbaren, also an das Verhalten der jeweiligen Kältekreis Komponenten angepasste Koeffizienten eine Berechnung des Zielwertes Z als Vorgabewert für die Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} durchgeführt werden. Im einfachsten Fall ist der Zielwert für die Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} unabhängig von allen Betriebsbedingungen konstant, z.B. 10 Kelvin. Bei einer komplexeren Anpassung wird er als Funktion einer Arbeitspunktgröße, z.B. der Verdichterleistung P_e variiert oder bei noch komplexerer Anpassung variiert er als Funktion mehrerer Arbeitspunktgrößen.

[0068] Es wird eine Regelabweichung der Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} und eine Regelabweichung der Verdampferaustrittsüberhitzung dT_{UA} miteinander gewichtet kombiniert, woraus im Regler 500 eine Gesamtregelabweichung berechnet wird, welche zur Regelung des Dampfkomppressionskreises 200 eingespeist wird. Vorteilhaft präziser werden zunächst die Regelabweichungen von der Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} und Verdampferaustrittsüberhitzung dT_{UA} durch die Bildung der Differenzen zwischen den jeweiligen Messwerten und Zielwerten gebildet.

- Regelabweichung der Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{UE} = \text{Messwert Verdichtereintrittsüberhit-}$

- zung - Zielwert Verdichtereintrittsüberhitzung $Z_{T\dot{U}E}$
- Regelabweichung der Verdampferaustrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}A}$ = Messwert Verdampferaustrittsüberhitzung - Zielwert Verdampferaustrittsüberhitzung $Z_{T\dot{U}A}$

[0069] Dann wird vorteilhaft aus dem gewichteten Einfluss von der Regelabweichung der Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$ und dem gewichteten Einfluss der Regelabweichung der Verdampferaustrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}A}$ im Regler 500 die Gesamtregelabweichung berechnet, welche zur Regelung des Dampfkomppressionskreises 200 eingespeist wird.

[0070] Beim Dampfkomppressionskreis 200 passiert das Kältemittel nach der Entspannung durch das Expansionsventil 230 zwei sequentiell angeordnete Wärmeübertrager, den Verdampfer 240 und den Rekuperator 250 in welchen dem Kältemittel Wärmeenergie Q_Q und Q_i zugeführt wird.

[0071] Im Verdampfer 250 wird dem Kältemittel Quellwärmeenergie Q_Q aus dem Wärmequellsystem 300 zugeführt. Das Temperaturniveau der zugeführten Quellwärme Q_Q ist auf einem Temperaturniveau der Wärmequelle, insbesondere wie des Erdreiches oder der Außenluft.

[0072] In dem in Kältemittel Hochdruck-Strömungsrichtung S_{HD} nachfolgenden Rekuperator 250 wird dem Kältemittel Wärmeenergie Q_i nach Verlassen des Verflüssigers 220 entzogen. Das Temperaturniveau des Kältemittels am Austritt des Verflüssigers stellt sich in etwa auf Höhe der Rücklauftemperatur des Heizmediums ein.

[0073] Diese Verschaltung des Verdampfers 240 mit dem Rekuperator 250 in Reihe hat einen entscheidenden Einfluss auf die Übertragungsfunktion der Regelstrecke für die Regelung Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$.

[0074] Der Regelwert R ist vorteilhaft die gewichtete Verknüpfung der Regelabweichung der Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$ mit der Regelabweichung der Verdampferaustrittsüberhitzung.

[0075] Aktor-Betriebszustandsgrößen mit einem Einfluss auf den Regelwert R , insbesondere der Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$, sind im betreffenden Dampfkomppressionskreis 200 die Verdichterzahl und/oder den Öffnungsgrad des Expansionsventils 230, womit auch vorteilhaft der Niederdruck ND und das Verdampfungstemperaturniveau bestimmt sind.

[0076] Besonders vorteilhaft haben Aktoren Einfluss auf den Regelwert R , insbesondere auf die gewichtete Verknüpfung der Regelabweichung der Verdichtereintrittsüberhitzung mit der Regelabweichung der Verdampferaustrittsüberhitzung. Im betreffenden Dampfkomppressionskreis 200 sind insbesondere der Verdichter 210 durch die Variation der Verdichterzahl und das Expansionsventil 230 durch Beeinflussung des Öffnungsgrades solche Aktoren. Diese beiden Aktoren beeinflussen den Niederdruck ND und das Verdampfungstemperaturniveau.

[0077] Hierbei sind nicht alle Einflüsse gewünscht. So

verändert beispielsweise vorteilhaft eine Änderung der Verdichterzahl zur Einregelung der gewünschten Heizleistung ohne weitere kompensatorische Änderungen des Öffnungsgrades des Expansionsventils den Regelwert R in unerwünschte Bereiche, sodass eine mit der Verdichterzahländerung einhergehende modellbasiert unterstützte Öffnungsgradänderung des Expansionsventils zur Einregelung von R vorteilhaft, gegebenenfalls sogar erforderlich ist.

[0078] Vorteilhaft wird im Dampfkomppressionskreis 200 die Verdichterzahl so eingestellt, dass die vom Dampfkomppressionskreis 200 an das Heizmedium übertragene Heizleistung QH dem angeforderten Zielwert Z entspricht. Zur Einhaltung dieser Vorgabe ist eine Beeinflussung der Verdichterzahl zur Regelung der Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$ vorteilhaft untergeordnet oder nicht angebracht.

[0079] Vorteilhaft wird der Öffnungsgrad des Expansionsventils 230 als Stellwert für die Regelung der Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$ verwendet. Der Einfluss des Öffnungsgrades des Expansionsventils 230 auf die Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$ vollzieht sich wie folgt:

Das Expansionsventil 230 agiert als Düse mit elektromotorisch verstellbarem Düsenquerschnitt, bei welchem üblicherweise mittels eines Schrittmotor eine nadelförmige Düsennadel per Gewinde in einen Düsensitz gefahren wird.

[0080] Der Kältemitteldurchsatz durch das Expansionsventil ist bei Betrieb mit flüssigem Kältemittel am Expansionsventileintritt 231 in etwa proportional zur Quadratwurzel des Druckunterschiedes zwischen dem Expansionsventileintritt 231 und -austritt 232 multipliziert mit einem aktuellen relativen Wert des Düsenquerschnitts oder Öffnungsgrads und vorteilhaft einer vom Kältemittel - und einer Geometrie des Expansionsventils 230 abhängigen Konstante.

[0081] Da bei einer in einem Arbeitspunkt mit einer als konstant angenommenen Verdichterzahl und einer als konstant angenommenen Heizmediumtemperatur T_{ws} auch der korrespondierende Hochdruck HD des Kältemittels beim Eintritt in das Expansionsventil 230 als konstant angenommen werden kann, beeinflusst der Öffnungsgrad des Expansionsventils 230 maßgeblich nur den Niederdruck ND , also des Austrittsdruck aus dem Expansionsventil 230.

[0082] Wird der Öffnungsgrad des Expansionsventils 230 verringert, so passiert weniger Kältemittel bei konstantem Hochdruck HD und zunächst noch konstantem Niederdruck ND das Expansionsventil 230. Da der Verdichter 210 aber weiterhin zunächst den gleichen Kältemittelmassenstrom fördert, wird in Hochdruck-Strömungsrichtung S_{HD} durch das Expansionsventil 230 weniger Kältemittel zugeführt, als vom Verdichter 210 abgesaugt wird.

[0083] Da es sich bei Kältemitteldampf um ein kompressibles Medium handelt, sinkt dann der Niederdruck ND auf der Niederdruckseite des Dampfkompensions-

kreises 200. Bei sinkendem Niederdruck ND sinkt in etwa proportional der Massenstrom von Kältemittel durch den Verdichter 210, da dessen Förderleistung sich annähert als Rauminhalt / Zeit beschreiben lässt, bedingt durch insbesondere die Kolbenhöhe, und es stellt sich ein entsprechend reduzierter Niederdruckwert ND ein, bei welchem der durch das Expansionsventil 230 zugeführte Kältemittelmassenstrom gleich dem vom Verdichter 210 abgeführten Kältemittelmassenstrom ist.

[0084] Wird der Öffnungsgrad des Expansionsventils 230 vergrößert, so passiert mehr Kältemittel bei konstantem Hochdruck HD und zunächst noch konstantem Niederdruck ND das Expansionsventil 230. Da der Verdichter 210 aber weiterhin zunächst den gleichen Kältemittelmassenstrom fördert, wird der Niederdruckseite ND des Kältekreises durch das Expansionsventil 230 mehr Kältemittel zugeführt, als vom Verdichter 210 abgesaugt wird. Da es sich beim Kältemitteldampf um ein kompressibles Medium handelt, steigt der Niederdruck ND auf der Niederdruckseite des Dampfkomppressionskreises 200. Bei steigendem Niederdruck ND steigt die Massenstromförderleistung des Verdichters 210 in etwa proportional, da dessen Förderleistung sich annähert als Rauminhalt / Zeit beschreiben lässt, und es stellt sich ein entsprechend erhöhter Niederdruck ND ein, bei welchem der durch das Expansionsventil 230 zugeführte Kältemittelmassenstrom gleich dem vom Verdichter 210 abgeführten Kältemittelmassenstrom ist.

[0085] Der Niederdruck ND wiederum beeinflusst maßgeblich die Wärmeübertragung zwischen Wärmequellenmedium und Kältemittel im Verdampfer 240. Der Wärmestrom Q_Q aus dem Wärmequellsystem 300 wird zwischen dem Wärmequellenmedium und dem Kältemittel mit unterschiedlicher Temperatur übertragen, wobei der Wärmestrom Q_Q dabei abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen dem Wärmequellenmedium und dem Kältemittel und dem Wärmeübergangswiderstand einer Wärmeübertragungsschicht des Verdampfers 240 ist.

[0086] Der Wärmeübergangswiderstand zwischen Wärmequellenmedienpfad des Verdampfers und Kältemittelpfad des Verdampfers ist in einem jeweiligen Dampfkomppressionskreis 200 als in etwa konstant anzunehmen. Daher ist die Größe der Wärmeübertragungsleistung im Verdampfer 240 maßgeblich abhängig vom Integral der Temperaturdifferenzen aller Flächenelemente der Wärmeübertragungsschicht.

[0087] Um ein hinreichendes Maß von Wärmeenergie Q_Q vom Wärmequellsystem 300 an das Kältemittel übertragen zu können, muss sichergestellt sein, dass die Temperatur des Wärmequellenmediums in möglichst allen Flächenelementen der Übertragungsschicht des Wärmeübertragers, hier des Verdampfers 240, größer ist als die Temperatur des Kältemittels am jeweiligen Flächenelement ist.

[0088] Ist der Aggregatzustand des Kältemittels beim Durchströmen des Verdampfers 240 gesättigter Dampf, so stellt sich eine Kältemitteltemperatur ein, welche durch die Sättigungsdampfkennlinie als Stoffeigenschaft

des Kältemittels eine Funktion des Niederdrucks ND des Kältemittels ist. Somit lässt sich durch eine Steuerung des Niederdruckes ND oder auch eines Verdampfungsdruckes indirekt eine Steuerung der Verdampfungstemperatur des Kältemittels beim Durchströmen des Rekuperators 250 steuern.

[0089] Die Wärmeenergie Q_Q , welche vom Wärmequellsystem an das den Verdampfer 240 durchströmende Kältemittel übertragen wird, bewirkt eine Aggregatzustandsbeeinflussung des Kältemittels.

[0090] Der Nassdampfanteil im gesättigten Kältemitteldampf nimmt bei konstantem Niederdruck bei Wärmeübertragung an das Kältemittel ab. Bei einer unvollständigen Verdampfung ist der Nassdampfanteil und damit auch der innere Energiezustand des Kältemittels beim Austritt aus dem Wärmeübertrager eine Funktion vom:

- Nassdampfanteil bei Eintritt in den Verdampfer 240,
- Kältemittelmassenstrom,
- Übertragener Wärmeleistung Q_Q , und von einer
- Enthalpiedifferenz im Nassdampfgebiet beim jeweiligen Niederdruck ND, welche das Kältemittel als eine zugeordnete Funktion Drucks aufweist.

[0091] Zur vollständigen Verdampfung erfolgt eine zusätzliche Energiezuführung im Rekuperator 250, um das Kältemittel über den Zustand gesättigten Dampfes hinaus zu überhitzen.

[0092] Mit dem Verfahren wird bei gegebenen Betriebsbedingungen des Dampfkomppressionskreises 200 in Abhängigkeit der Stellgröße "Öffnungsgrad Expansionsventil 230" ein korrespondierender Kältemittelzustand beim Austritt aus dem Verdampfers 240 eingestellt.

[0093] Im eingeschwungenen Zustand ergibt sich hinsichtlich einer Regeltreckensteilheit der "isolierten" Regelstrecke "Verdampfer 240" ein Regelstreckenverhalten mit moderater Steilheit. Das Regelstreckenverhalten ist insbesondere gekennzeichnet durch Regelstreckenausgangswertes Verdampferaustrittsüberhitzung als Funktion des Regelstreckeneingangswertes Expansionsventilöffnungsgrad.

[0094] Vorteilhaft wird ein Kältemittel, insbesondere als Kältemittel ein Kältemittelgemisch verwendet, welches einen "Temperaturglide" aufweist, insbesondere wird vorteilhaft R454C verwendet. Vorteilhaft wird bei einem Kältemittelgemisch mit einem Temperaturglide, sich bei einer relativen Öffnungsgradänderung des Stellorgans Expansionsventil von 1 % rel. am Austritt des Kältemittels aus dem Verdampfer üblicherweise eine Überhitzungsänderung von etwa kleiner 1 K eingestellt.

[0095] Die Einstellung dieses Zustandes erfolgt vorteilhaft auch durch eine regelungstechnische Beeinflussung wenigstens einer oder mehrerer der verschiedenen folgenden Zeitkonstanten; die letztendlich die Prozessgröße Kältemittelüberhitzung am Verdampferaustritt 242 beeinflussen:

- Eine erste Zeitkonstante bewirkt vorteilhaft eine Ver-

zögerung der mechanischen Öffnungsgradänderung des Expansionsventils 230 durch die Begrenzung der Verfahrensgeschwindigkeit durch den Regler 500, der Regelwert R wird in dieser ersten Zeitkonstante Z in der Verfahrensgeschwindigkeit durch einen Bremswert reduziert. Der Bremswert kann beispielsweise die reglertechnische Zykluszeit, in welcher ein Verfahrensschritt des Expansionsventils 230 gesteuert wird, umfassen.

- Eine zweite Zeitkonstante wirkt durch den Regler 500 vorgegeben vorteilhaft auf eine verzögerte Einstellung eines korrespondierenden Niederdruckes bei Öffnungsgradänderungen des Expansionsventils 230 aufgrund der Kompressibilität des Kältemitteldampfes bei Niederdruck ND im Niederdruckpfad.
- Eine dritte Zeitkonstante ist vorteilhaft eine thermische Zeitkonstante der Wärmeübertragungsschicht des Verdampfers 240, wobei eine Änderung des Verdampfungsdruckes und damit der Verdampfungstemperatur eine verzögerte Temperaturänderung der Wärmeübertragungsschicht des Verdampfers, welcher oft mehrere Kilogramm Metall hat und des Wärmequellenmediums.
- Eine vierte Zeitkonstante ergibt sich vorteilhaft aus verzögerten Aggregatzustandsänderungen des Kältemittels bei Verdampfungstemperaturänderungen.
- Eine fünfte Zeitkonstante ergibt sich vorteilhaft aus dem Transport des Kältemittels durch den Verdampfer 240 mit einer endlichen Strömungsgeschwindigkeit.

[0096] Es stellt sich also vorteilhaft nach Änderung der Stellgröße "Öffnungsgrad des Expansionsventils 230" eine Verzögerung der korrespondierenden Kältemittelzustandsänderung beim Austritt aus dem Verdampferaustritt 242 ein und eine Gesamtzeitkonstante Z_{ges} liegt arbeitpunktabhängig vorteilhaft im Bereich von 30 Sekunden bis etwa 5 Minuten.

[0097] Nach Durchströmung des Verdampfers 240 tritt das Kältemittel bei Niederdruck ND in den Niederdruckpfad des Rekuperators 250 ein.

[0098] Der Aggregatzustand des Kältemittels beim Einströmen in den Rekuperators 250 ist in einem üblichen Betriebsfall, also vorteilhaft entweder gesättigter Dampf mit einem geringem Dampfanteil zwischen 0 bis 20 % oder insbesondere auch vorteilhaft auch bereits überhitztes Kältemittel.

[0099] Bei vorteilhaft gesättigtem Dampf stellt sich eine Kältemitteltemperatur ein, welche durch die Sättigungsdampfkenlinie des Kältemittels eine Funktion des Kältemitteldruckes ist. Bei Eintritt von überhitztem Kältemittel wird die Kältemitteltemperatur maximal eine Größe annehmen, welche der Eintrittstemperatur des Wärmequellenmediums entspricht. In diesem Fall entspricht die Größe vorzugsweise der Eintrittstemperatur des Kältemittels in den Hochdruckpfad des Rekuperators 250, also die Temperatur des Kältemittels nach Austritt aus dem Verflüssiger 220.

[0100] Um ein hinreichendes Maß von Wärmeenergie vom Kältemittel des hochdruckseitigen Kältemittelpfad an das Kältemittel des niederdruckseitigen Kältemittelpfad im Rekuperator 250 übertragen zu können, muss sichergestellt sein, dass die Temperatur des Kältemittels des hochdruckseitigen Kältemittelpfades auf Hochdruck HD in möglichst allen Flächenelementen der Übertragungsschicht des Rekuperators 250 größer als die Temperatur des Kältemittels des niederdruckseitigen Kältemittelpfades bei Niederdruck ND am jeweiligen Flächenelement ist.

[0101] Die korrespondierenden Temperaturen des Heizsystems 400 des Dampfkompensationssystems 200 sind in einem Heizfall höher als die korrespondierenden Temperaturen der Wärmequelle wie dem Erdbreich oder der Außenluft.

[0102] Die Wärmeenergie Q_i , welche vom Kältemittel bei Hochdruck HD des hochdruckseitigen Kältemittelpfades an das Kältemittel bei Niederdruck im niederdruckseitigen Kältemittelpfad des Rekuperators 250 übertragen wird, bewirkt eine Aggregatzustandsbeeinflussung des Kältemittels auf der Niederdruckseite. Der Nassdampfanteil des den Rekuperator 250 niederdruckseitig bei Niederdruck ND durchströmenden Kältemittels nimmt bei einer Wärmeübertragung an das Kältemittel ab und nach einer vollständigen Verdampfung erfolgt vorteilhaft eine Überhitzung des Kältemittels.

[0103] Der innere Energiezustand des Kältemittels, beim Austritt aus dem niederdruckseitigen Pfad des Rekuperators, wird vorteilhaft abhängig von einem oder mehreren der folgenden Faktoren beeinflusst. Hierbei sollte beachtet werden, dass die Energiezustandsänderung ausschließlich auf physikalischen Abhängigkeiten beruht, wobei der Regler die Steuerung der Aktoren beeinflusst, was dann natürlich auch die physikalischen Größen wie den Kältemittelmassenstrom beeinflusst:

- Nassdampfanteil bei Eintritt in den Rekuperator 250,
- Kältemittelmassenstrom,
- übertragene Wärmeleistung Q_i , womit vorteilhaft abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen der Temperatur des Kältemittels bei Hochdruck HD im hochdruckseitigen Kältemittelpfad und der Temperatur des Kältemittels des niederdruckseitigen Kältemittelpfades bei Niederdruck ND geregelt wird, und/oder
- eine Enthalpiedifferenz im Nassdampfgebiet beim jeweiligen Niederdruck ND.

[0104] Vorteilhaft wird somit bewirkt, dass sich in Abhängigkeit der gegebenen Betriebsbedingungen des Dampfkompensationskreises 200 sowie in Abhängigkeit der Stellgröße "Öffnungsgrad Expansionsventil 230" ein korrespondierender Kältemittelzustand beim Austritt 252 aus dem Rekuperator 250 beim Niederdruck ND einstellt. Im eingeschwungenen Zustand ergibt sich hinsichtlich Regeltrockenheit der "isolierten" Regelstrecke beim Niederdruck ND des Kältemittels im niederdruckseitiger

Pfad des Rekuperators 250 ein Regelstreckenverhalten mit hoher Steilheit, bei in etwa gleichbleibendem inneren Energiezustand des Kältemittels beim Eintritt 251 in den niederdruckseitigen ND Pfad des Rekuperators 250. Mit einer insbesondere relativen Öffnungsgradänderung des Expansionsventil von 1 % wird eine Überhitzungsänderung am Austritt des Kältemittels aus dem Verdampfer 230 von vorteilhaft etwa 10 K oder auch über 10 K eingestellt.

[0105] Gegenüber dem Rekuperator 250 erfolgt vorteilhaft eine wesentlich höhere Wärmeübertragung im Verdampfer 240 zwischen dem Quellmedium und dem Kältemittel im Verdampfer 240.

[0106] So wird im Verdampfer 240 eine wesentlich höhere Wärmeübertragung als im Rekuperator 250 eingestellt, da der Umgebung mittels Verdampfer 240 eine wesentlich größere Energie entzogen werden soll, als sie nur im Rekuperator 250 innerhalb des Kältekreislaufes zu übertragen. Die treibende Temperaturdifferenz beträgt beispielsweise im Rekuperator zwischen 20 K bis 60 K, während diese im Verdampfer lediglich zwischen 3 K bis 10 K beträgt. Um die gewünschten Energien trotz unterschiedlicher treibender Temperaturdifferenzen übertragen zu können, wird beispielsweise die Austauschfläche des Verdampfers ca. 5 bis 20 mal größer ausgelegt als die des Rekuperators 250.

[0107] Die Einstellung dieses Zustandes erfolgt hierbei vorteilhaft unter Verwendung wenigstens einer der folgenden Zeitkonstanten Z:

- Mit einer elften Zeitkonstante Z_{11} wird vorteilhaft eine Verzögerung der mechanischen Öffnungsgradänderung des Expansionsventils 230 durch die Begrenzung einer Verfahrensgeschwindigkeit vorgegeben.
- Eine zwölfte Zeitkonstante Z_{12} wirkt vorteilhaft auf die verzögerte Einstellung eines korrespondierenden Niederdruckes ND bei Öffnungsgradänderungen des Expansionsventils 230 aufgrund der Kompressibilität des Kältemitteldampfes im Niederdruckpfad ND.
- Eine 13. Zeitkonstante Z_{13} ist eine thermische Zeitkonstante der Wärmeübertragungsschicht des Verdampfers. Somit bewirkt eine Änderung des Verdampfungsdruckes und damit der Verdampfungstemperatur eine verzögerte Temperaturänderung der Wärmeübertragungsschicht, welche oft mehrere Kilogramm Metall beinhaltet, und des Kältemittels im Niederdruckpfad des Verdampfers 240.
- Eine 14. Zeitkonstante Z_{14} wird vorteilhaft aus verzögerten Aggregatzustandsänderungen des Kältemittels bei Verdampfungstemperaturänderungen ermittelt oder vorgegeben.
- Eine 15. Zeitkonstante Z_{15} ergibt sich vorteilhaft aus dem Transport des Kältemittels durch den Verdampfer 240 mit einer endlichen Strömungsgeschwindigkeit und wird berücksichtigt.

[0108] Der niederdruckseitige Kältemittelpfad des Rekuperators 250 wird aus dem Verdampferaustritt 242 des Verdampfers 240 gespeist. Der innere Energiezustand des Kältemittels wird auch hier bereits durch zumindest zwei Zeitkonstanten $Z, Z_{11}, Z_{12}, Z_{13}, Z_{14}, Z_{15}, Z_{ges}$ nach Änderung der Stellgröße "Öffnungsgrad Expansionsventil" verzögert.

[0109] Nach Änderung der Stellgröße "Öffnungsgrad Expansionsventil 230" stellt sich dann eine weitere Verzögerung der korrespondierenden Kältemittelzustandsänderung durch das Zeitverhalten des Rekuperators 250 beim Austritt aus dem niederdruckseitigen Kältemittelpfad des Rekuperators 250 ein.

[0110] Das Zeitverhalten des Rekuperators 250 lässt sich vorteilhaft als Rekuperatorgesamt - Zeitkonstante Z_{ges} abhängig vom jeweiligen Arbeitspunkt des Dampfkomppressionskreises im Bereich zwischen in etwa 1 Minuten bis 30 Minuten berücksichtigen.

[0111] Es erfolgt vorteilhaft eine gewichtete Kombination Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} und der der Verdampferaustrittsüberhitzung dT_{UA} , indem insbesondere mittels einer gewichteten Kombination der Regelabweichung der Verdichterüberhitzung und der Regelabweichung der Verdampferaustrittsüberhitzung dT_{UA} die Gesamtregelabweichung berechnet wird, welche im Regler 500 zur Regelung des Dampfkomppressionskreises 200 eingespeist wird.

[0112] Die Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} wird vorteilhaft als Haupt- Regelgröße verwendet und die korrespondierenden Signalflüsse und Signalverarbeitungen erfolgt insbesondere in den folgenden Verfahrensschritten:

Schritt 1

[0113] Zunächst werden die Prozessgrößen Verdichtereintrittsüberhitzung dT_{UE} am Verdampferaustritt 242 vorteilhaft als Hauptregelgröße und die Verdampferaustrittsüberhitzung dT_{UA} vorteilhaft als Hilfsgröße in einem ersten Verfahrensschritt messtechnisch erfasst.

[0114] Dazu wird jeweils eine Verdampfungstemperatur des Kältemittels am jeweiligen Erfassungspunkt entweder

- direkt messtechnisch ermittelt, mit einem Temperatursensor, welcher so positioniert ist, dass er eine der Kältemitteltemperatur im Nassdampfgebiet entsprechende Temperatur erfasst oder
- indirekt messtechnisch ermittelt, mit einem Drucksensor, welcher einen Kältemittelndruck des im Nassdampfgebiet verdampfenden Kältemittels erfasst und aus der kältemittelspezifischen Abhängigkeit zwischen Druck und Temperatur im Nassdampfgebiet dann die Verdampfungstemperatur berechnet wird.

[0115] Des Weiteren wird am jeweiligen dem Überhitzungsmesspunkt, insbesondere am Verdampferaus-

gang 242 und/oder am Verdichtereingang 211 zugeordneten Temperaturen der Kältemitteltemperatur mittels Temperatursensoren 501, 508 erfasst. Es wird dann die Temperaturdifferenz des Kältemittels am jeweiligen Messpunkt und der Verdampfungstemperatur berechnet und dieser Temperaturdifferenzwert entspricht dann der jeweiligen Überhitzung des Kältemittels am Messpunkt.

[0116] Ausgangsgrößen der Berechnung in Schritt 1 sind dann die Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$ und die Verdampferaustrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}A}$.

Schritt 2

[0117] Die Prozessgrößen Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$ und Verdampferaustrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}A}$ werden zur Bildung zugeordneter Regelabweichungen mit jeweils zugeordneten Sollwerten in einem zweiten Schritt vorteilhaft verrechnet:

Der Sollwert für die Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$ wird vorteilhaft zur Sicherstellung des zulässigen Verdichtersbetriebsbereiches und eines möglichst hohen Wirkungsgrades des Kältekreises im Bereich zwischen ca. 5 K bis 20 K variiert.

[0118] Der Sollwert für die Verdampferaustrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}A}$ am Verdampferaustritt 242 wird dann in Abhängigkeit der Kältekreis-Betriebsart und des Kältekreis-Arbeitspunktes so variiert, dass die Verdampferüberhitzung im eingeschwungenen Regelfall in etwa dem sich einstellenden Prozesswert der Verdampferaustrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}A}$ entspricht. Dieser Sollwert für die Verdampferaustrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}A}$ kann modellbasiert in Abhängigkeit von einer Betriebsart oder einem Arbeitspunkt abhängig von der Verdampfungstemperatur, der Kondensationstemperatur, der Verdichterleistung, einem Sollwert der Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$ am Verdampferaustritt 242 und/oder von Komponenteneigenschaften vorberechnet werden und adaptiv korrigiert werden.

[0119] Es wird dann die Regelabweichung der Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$ berechnet, indem vom Prozesswert der Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$ der Sollwert der Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$ subtrahiert wird.

[0120] Es wird dann die Regelabweichung der Verdampferaustrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}A}$ berechnet, indem vom Prozesswert der Verdampferaustrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}A}$ der Sollwert der Verdampferaustrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}A}$ subtrahiert wird.

Schritt 3

[0121] In einem dritten Verfahrensschritt werden die Regelabweichung der Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$ und die Regelabweichung der Verdampferaustrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}A}$ vorteilhaft zu einer Gesamtregelabweichung-Überhitzung kombiniert.

[0122] Die Kombination erfolgt insbesondere mittels einer gewichteten Addition der Einzel - Regelabweichun-

gen.

[0123] Der Gewichtungseinfluss ist ein Maß für die anteilige Kombination der Einzel - Regelabweichungen und kann im Extremfall die ausschließliche Einbeziehung nur einer Einzel - Regelabweichung, aber üblicherweise die gewichtete Einbeziehung beider Einzel - Regelabweichungen bewirken.

[0124] Vorteilhaft wird der Gewichtungseinfluss als Wert zwischen 0 bis 1, also 0 bis 100 % veranschlagt und dieser Wert wird auf den Grad der Einbeziehung der Regelabweichung der Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$ in die Gesamt - Regelabweichung einbezogen, womit sich für die Berechnung der Gesamt - Regelabweichung folgende Abhängigkeit ergibt:

Gesamt - Regelabweichung Überhitzung = (Gewichtungseinfluss * Regelabweichung Verdichtereintrittsüberhitzung) + ((1 - Gewichtungseinfluss) * Regelabweichung Verdampferaustrittsüberhitzung)

[0125] Der Wert des Gewichtungseinfluss kann vorteilhaft von der Betriebsart und/oder dem Arbeitspunkt der Wärmepumpe 100 abhängig variiert werden:

- Beim Betriebsartübergang zwischen Betriebsart = Betrieb mit ausgeschaltetem Verdichter 210 und Betriebsart = Betrieb mit eingeschaltetem Verdichter 210 im Heizbetrieb wird aufgrund der dynamischen Prozesswerteänderungen beim Anfahren des Dampfkompensationssystems 200 vorteilhaft ausschließlich zunächst die Regelabweichung Verdampferaustrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}A}$ in die Gesamt - Regelabweichung einbezogen, insbesondere ist der Wert eines Gewichtungseinflusses dann zunächst = 0 oder ein Wert vorteilhaft unter 20 %.
- Nach einer Stabilisierungsphase des Dampfkompensationssystems 200 ist es vorteilhaft, nicht spontan auf den für den Regelbetrieb ausgelegten Wert des Gewichtungseinflusses umzuschalten, sondern den Übergang rampenförmig zu gestalten. In diesem Fall ist es vorteilhaft, dass der Wert vom Gewichtungseinfluss vom Startwert = 0, oder einem Wert insbesondere unter 20%, vorteilhaft rampenförmig auf den vorgesehenen Zielwert angehoben werden. Hiermit wird insbesondere eine Werteunstetigkeit bei einem spontanen Umschalten vermieden und somit Regelschwingungen vermieden.
- Der Zielwert des Gewichtungseinflusses wird vorteilhaft an die jeweilige Betriebsart und den Arbeitspunkt angepasst. Betriebspunkte, welche sich durch erhöhte Schwingneigung auszeichnen bedürfen vorteilhaft einer geringeren Gewichtung der Regelabweichung der Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$, insbesondere wird hiermit ein regeltechnisch kritisches Signalverhalten der Verdichtereintrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}E}$ aufgrund der gegenüber der Verdampferaustrittsüberhitzung $dT_{\dot{U}A}$ größeren Signal-

verzögerung und größeren Streckensteilheit eine Schwingneigung vermieden.

Schritt 4:

[0126] In einem vierten Verfahrensschritt wird die berechnete Gesamt - Regelabweichung der Überhitzung dann im Regler 500 verarbeitet, welcher die korrespondierenden Aktoren des Kältekreis, insbesondere das Expansionsventil 230 mit dem stellbarem Öffnungsgrad und/oder den Verdichter 210 mit stellbarer Verdichterdrehzahl, so steuert, dass sich im eingeregelter Fall eine Regelabweichung der Überhitzung gleich möglichst etwa 0 Kelvin einstellt.

[0127] Dabei kann ein P, I, PI, PID - Regler eingesetzt werden, wobei die Regelanteile an die jeweilige Betriebsart und den Arbeitspunkt vorteilhaft dynamisch angepasst werden.

[0128] Zur Bestimmung der Ölsumpftemperatur ist vorzugsweise ein geeigneter Sensor vorgesehen, beispielsweise an der Verdichterdruckkapsel angeordnet.

[0129] Fig. 3 zeigt schematisch und exemplarisch ein Flussdiagramm eines Verfahrens 1000 zum Regeln einer Kompressionskälteanlage 200.

[0130] In einem Schritt 1010 wird eine für den Betrieb des Verdichters kritische Ölsumpftempersituation als Funktion eines Arbeitspunktes der Kompressionskälteanlage bestimmt.

[0131] Der Schritt 1010 umfasst vorzugsweise einen Schritt 1012, in dem die kritische Ölsumpftempersituation auf Grundlage der Ölsumpftemperaturüberhitzung bestimmt wird, wobei die Ölsumpftemperaturüberhitzung als Differenz zwischen einer Temperatur des Öls in dem Ölsumpf und einer Taupunkttemperatur des Kältemittels definiert ist.

[0132] Der Schritt 1010 umfasst vorzugsweise ferner einen Schritt 1014, in dem die kritische Ölsumpftempersituation bei Unterschreiten eines Mindestwertes für die Ölsumpftemperaturüberhitzung bestimmt wird, insbesondere bei Unterschreiten von 2 K.

[0133] In einem Schritt 1020 wird eine Ölsumpfschnellaufheizung durch zeitlich begrenzte oder dauerhafte Erhöhung eines Sollwertes der Überhitzung T_{UE} des Kältemittels bei Eintritt in den Verdichter 210, Schritt 1022, und/oder einer Drehzahl des Verdichters, Schritt 1024, im Falle einer kritischen Ölsumpftempersituation durchgeführt.

Patentansprüche

1. Verfahren (1000) zum Regeln einer Kompressionskälteanlage (200) mit

- einem Kältekreis, mit
 - einem Kältemittel,
 - einem Verdampfer (240),

- einem Verdichter (210) mit einem Ölsumpf,
- einem Verflüssiger (220),
- einem Drosselorgan (230) und

- einer Steuereinheit (500)

- a) zur Erfassung einer Überhitzung (T_{UE}) des Kältemittels bei Eintritt in den Verdichter, wobei die Überhitzung (T_{UE}) als eine Differenz einer Taupunkttemperatur zu einer Temperatur des Kältemittels definiert ist,
- b) zur Regelung des Drosselorgans (230) basierend auf der Überhitzung (T_{UE}), und
- c) zur Überwachung und Steuerung einer Ölaufheizung des Ölsumpfes des Verdichters (210),

wobei das Verfahren den folgenden Schritt umfasst:

- Bestimmen (1010) einer für den Betrieb des Verdichters kritischen Ölsumpftempersituation als Funktion eines Arbeitspunktes der Kompressionskälteanlage (200), **dadurch gekennzeichnet, dass** das Verfahren den folgenden Schritt umfasst:

- Durchführen (1020) einer Ölsumpfschnellaufheizung durch zeitlich begrenzte oder dauerhafte Erhöhung eines Sollwertes der Überhitzung (T_{UE}) des Kältemittels bei Eintritt in den Verdichter (210) und/oder einer Drehzahl des Verdichters im Falle einer kritischen Ölsumpftempersituation.

2. Verfahren nach Anspruch 1, wobei die Ölsumpfschnellaufheizung ein Betreiben des Verdichters (210) mit einer Mindestdrehzahl umfasst.

3. Verfahren nach Anspruch 2, wobei der Verdichter (210) bis zum Erreichen einer Mindesttemperatur des Öls des Verdichters (210) mit wenigstens der Mindestdrehzahl betrieben wird.

4. Verfahren nach einem der vorstehenden Ansprüche, wobei eine Drehzahl des Verdichters (210) während der Ölsumpfschnellaufheizung in Abhängigkeit der Öltemperatur eingestellt wird.

5. Verfahren nach Anspruch 4, wobei die Drehzahl des Verdichters (210) mit sinkender Öltemperatur ansteigt.

6. Verfahren nach einem der vorstehenden Ansprüche, wobei eine Ölsumpftemperaturüberhitzung als Differenz zwischen einer Temperatur des Öls in dem Ölsumpf und einer Taupunkttemperatur des Kältemittels definiert ist, wobei die kritische Ölsumpftem-

peraturesituation auf Grundlage der Ölsumpftemperaturüberhitzung bestimmt wird.

7. Verfahren nach Anspruch 6, wobei die kritische Ölsumpftemperaturesituation bei Unterschreiten eines Mindestwertes für die Ölsumpftemperaturüberhitzung bestimmt wird, insbesondere bei Unterschreiten von 2 K.

8. Kompressionskälteanlage (200) mit

- einem Kältemittel,
- einem Verdampfer (240),
- einem Verdichter (210),
- einem Verflüssiger (220),
- einem Drosselorgan (230) und
- einer Steuereinheit (500)

a) zur Erfassung einer Überhitzung (T_{UE}) des Kältemittels bei Eintritt in den Verdichter, wobei die Überhitzung (T_{UE}) als eine Differenz einer Taupunkttemperatur zu einer Temperatur des Kältemittels definiert ist,

b) zur Regelung des Drosselorgans (230) basierend auf der Überhitzung (T_{UE}), und

c) zur Überwachung und Steuerung einer Ölaufheizung des Ölsumpfes des Verdichters (210),

wobei die Steuereinheit (500) ausgebildet ist zum Bestimmen einer für den Betrieb des Verdichters kritischen Ölsumpftemperaturesituation als Funktion eines Arbeitspunktes der Kompressionskälteanlage, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Steuereinheit (500) ausgebildet ist zum Durchführen einer Ölsumpschnellaufheizung durch zeitlich begrenzte oder dauerhafte Erhöhung eines Sollwertes der Überhitzung (T_{UE}) des Kältemittels bei Eintritt in den Verdichter (210) und/oder einer Drehzahl des Verdichters im Falle einer kritischen Ölsumpftemperaturesituation.

9. Kompressionskälteanlage nach Anspruch 8, wobei das Kältemittel einen Temperaturglide aufweist, wobei als Kältemittel insbesondere eine Mischung aus im Wesentlichen R32 und R1234yf, besonders bevorzugt R454C, verwendet wird und die Kompressionskälteanlage insbesondere einen internen Wärmeübertrager (250) zur Übertragung von Wärmeenergie des Kältemittels vor Eintritt in das Drosselorgan (230) an das Kältemittel vor Eintritt in den Verdichter (210) aufweist.

10. Wärmepumpe (100), insbesondere innen aufgestellte Wärmepumpe (100), mit einer Kompressionskälteanlage (200) gemäß Anspruch 8 oder 9.

Claims

1. A method (1000) for controlling a compression refrigeration system (200), comprising

- a refrigerant circuit comprising

- a refrigerant,
- an evaporator (240),
- a compressor (210) comprising an oil sump,
- a condenser (220),
- a throttle valve (230), and

- a control unit (500)

a) for detecting a superheating (T_{UE}) of the refrigerant upon entry into the compressor, the superheating (T_{UE}) being defined as a difference between a dewpoint temperature and a temperature of the refrigerant,

b) for controlling the throttle valve (230) based on the superheating (T_{UE}), and

c) for monitoring and controlling oil heat-up of the oil sump of the compressor (210),

wherein the method includes the following step:

- determining (1010) an oil sump temperature situation critical for the operation of the compressor as a function of an operating point of the compression refrigeration system (200), **characterised in that** the method includes the following step:

- performing (1020) an oil sump rapid heat-up by temporarily or permanently increasing a set value of the superheating (T_{UE}) of the refrigerant upon entry into the compressor (210) and/or a speed of the compressor in the event of a critical oil sump temperature situation.

2. The method according to claim 1, wherein the oil sump rapid heat-up includes operating the compressor (210) at a minimum speed.

3. The method according to claim 2, wherein the compressor (210) is operated at at least the minimum speed until a minimum temperature of the oil of the compressor (210) is reached.

4. The method according to any of the preceding claims, wherein a speed of the compressor (210) during the oil sump rapid heat-up is adjusted in dependence of the oil temperature.

5. The method according to claim 4, wherein the speed of the compressor (210) increases with decreasing oil temperature.

6. The method according to any of the preceding claims, wherein an oil sump temperature superheating is defined as a difference between a temperature of the oil in the oil sump and a dew point temperature of the refrigerant, wherein the critical oil sump temperature situation is determined based on the oil sump temperature superheating. 5
7. The method according to claim 6, wherein the critical oil sump temperature situation is determined when a minimum value for the oil sump temperature superheating is not reached, in particular 2 K is not reached. 10
8. A compression refrigeration system (200) comprising 15
- a refrigerant,
 - an evaporator (240),
 - a compressor (210), 20
 - a condenser (220),
 - a throttle valve (230), and
 - a control unit (500)
- a) for detecting a superheating ($T_{\text{ÜE}}$) of the refrigerant upon entry into the compressor, the superheating ($T_{\text{ÜE}}$) being defined as a difference between a dewpoint temperature and a temperature of the refrigerant, 25
- b) for controlling the throttle valve (230) based on the superheating ($T_{\text{ÜE}}$), and 30
- c) for monitoring and controlling oil heat-up of the oil sump of the compressor (210),
- wherein 35
- the control unit (500) is configured for determining an oil sump temperature situation which is critical for the operation of the compressor as a function of an operating point of the compression refrigeration system, **characterised in that** the control unit (500) is configured to perform an oil sump rapid heat-up by temporarily or permanently increasing a set value of the superheating ($T_{\text{ÜE}}$) of the refrigerant on entry into the compressor (210) and/or a speed of the compressor in the event of a critical oil sump temperature situation. 40
9. The compression refrigeration system according to claim 8, wherein the refrigerant has a temperature glide, wherein in particular a mixture of substantially R32 and R1234yf, particularly preferred R454C is used as the refrigerant, and the compression refrigeration system in particular has an internal heat exchanger (250) for transferring thermal energy of the refrigerant upstream of entry into the throttle valve 45
- 50
- 55

(230) to the refrigerant upstream of entry into the compressor (210).

10. A heat pump (100), in particular a heat pump (100) installed indoors, comprising a compression refrigeration system (200) according to claim 8 or 9.

Revendications

1. Procédé (1000) de régulation d'une installation de réfrigération à compression (200) comportant :

- un circuit frigorifique, comportant

- un fluide frigorigène,
- un évaporateur (240),
- un compresseur (210) doté d'un carter d'huile,
- un condenseur (220),
- un organe d'étranglement (230) et

- une unité de commande (500) destinée à

- a) détecter une surchauffe ($T_{\text{ÜE}}$) du fluide frigorigène à son entrée dans le compresseur, la surchauffe ($T_{\text{ÜE}}$) étant définie comme différence entre la température du point de rosée et la température du fluide frigorigène,
- b) réguler l'organe d'étranglement (230) en fonction de la surchauffe ($T_{\text{ÜE}}$) et
- c) surveiller et commander un chauffage de l'huile du carter d'huile du compresseur (210),

le procédé comprenant l'étape suivante consistant à :

- déterminer (1010) une situation de température de carter d'huile critique pour le fonctionnement du compresseur en fonction d'un point de fonctionnement de l'installation de réfrigération à compression (200) ; **caractérisé en ce que** le procédé comprend l'étape suivante consistant à :
- exécuter (1020) un chauffage rapide du carter d'huile en augmentant de manière temporaire ou permanente une valeur de consigne de la surchauffe ($T_{\text{ÜE}}$) du fluide frigorigène à l'entrée dans le compresseur (210) et/ou d'une vitesse de rotation du compresseur dans le cas d'une situation critique de température du carter d'huile.

2. Procédé selon la revendication 1, dans lequel le chauffage rapide du carter d'huile comprend un fonctionnement du compresseur (210) à une vitesse de

rotation minimale.

3. Procédé selon la revendication 2, dans lequel le compresseur (210) fonctionne au moins à la vitesse minimale jusqu'à ce qu'une température minimale de l'huile du compresseur (210) soit atteinte. 5
 4. Procédé selon l'une des revendications précédentes, dans lequel une vitesse de rotation du compresseur (210) est ajustée en fonction de la température de l'huile pendant le chauffage rapide du carter d'huile. 10
 5. Procédé selon la revendication 4, dans lequel la vitesse de rotation du compresseur (210) augmente avec la diminution de la température de l'huile. 15
 6. Procédé selon l'une des revendications précédentes, dans lequel une surchauffe de température de carter d'huile est définie comme une différence entre une température de l'huile présente dans le carter d'huile et une température du point de rosée du réfrigérant, ladite situation critique de température du carter d'huile étant déterminée compte tenu de ladite surchauffe de température du carter d'huile. 20 25
 7. Procédé selon la revendication 6, dans lequel la situation critique de température du carter d'huile est déterminée lorsque la surchauffe de température du carter d'huile passe en dessous d'une valeur minimale, en particulier lorsque la température passe en dessous de 2 K. 30
 8. Installation de réfrigération à compression (200) comportant : 35
 - un fluide frigorigène,
 - un évaporateur (240),
 - un compresseur (210),
 - un condenseur (220), 40
 - un organe d'étranglement (230) et
 - une unité de commande (500) destinée à
 - a) détecter une surchauffe (T_{UE}) du fluide frigorigène à son entrée dans le compresseur, la surchauffe (T_{UE}) étant définie comme différence entre la température du point de rosée et la température du fluide frigorigène, 45
 - b) réguler l'organe d'étranglement (230) en fonction de la surchauffe (T_{UE}) et 50
 - c) surveiller et commander un chauffage de l'huile du carter d'huile du compresseur (210), 55
- dans laquelle

l'unité de commande (500) est conçu pour

déterminer une situation critique de température du carter d'huile pour le fonctionnement du compresseur en fonction d'un point de fonctionnement de l'installation de réfrigération à compression ; **caractérisée en ce que** l'unité de commande (500) est conçue pour exécuter un chauffage rapide du carter d'huile par augmentation temporaire ou permanente d'une valeur de consigne de la surchauffe (T_{UE}) du fluide frigorigène à l'entrée dans le compresseur (210) et/ou d'une vitesse de rotation du compresseur dans le cas d'une situation critique de température du carter d'huile.

9. Installation de réfrigération à compression selon la revendication 8, dans laquelle le fluide frigorigène présente un glissement de température, le fluide frigorigène utilisé étant en particulier un mélange essentiellement de R32 et de R1234yf, de manière particulièrement préférée du R454C, et l'installation de réfrigération à compression comportant en particulier un échangeur de chaleur (250) interne destiné à transmettre de l'énergie thermique du fluide frigorigène, avant son entrée dans l'organe d'étranglement (230), au fluide frigorigène avant son entrée dans le compresseur (210).
10. Pompe à chaleur (100), en particulier pompe à chaleur (100) installée à l'intérieur, comportant une installation de réfrigération à compression (200) selon la revendication 8 ou 9.

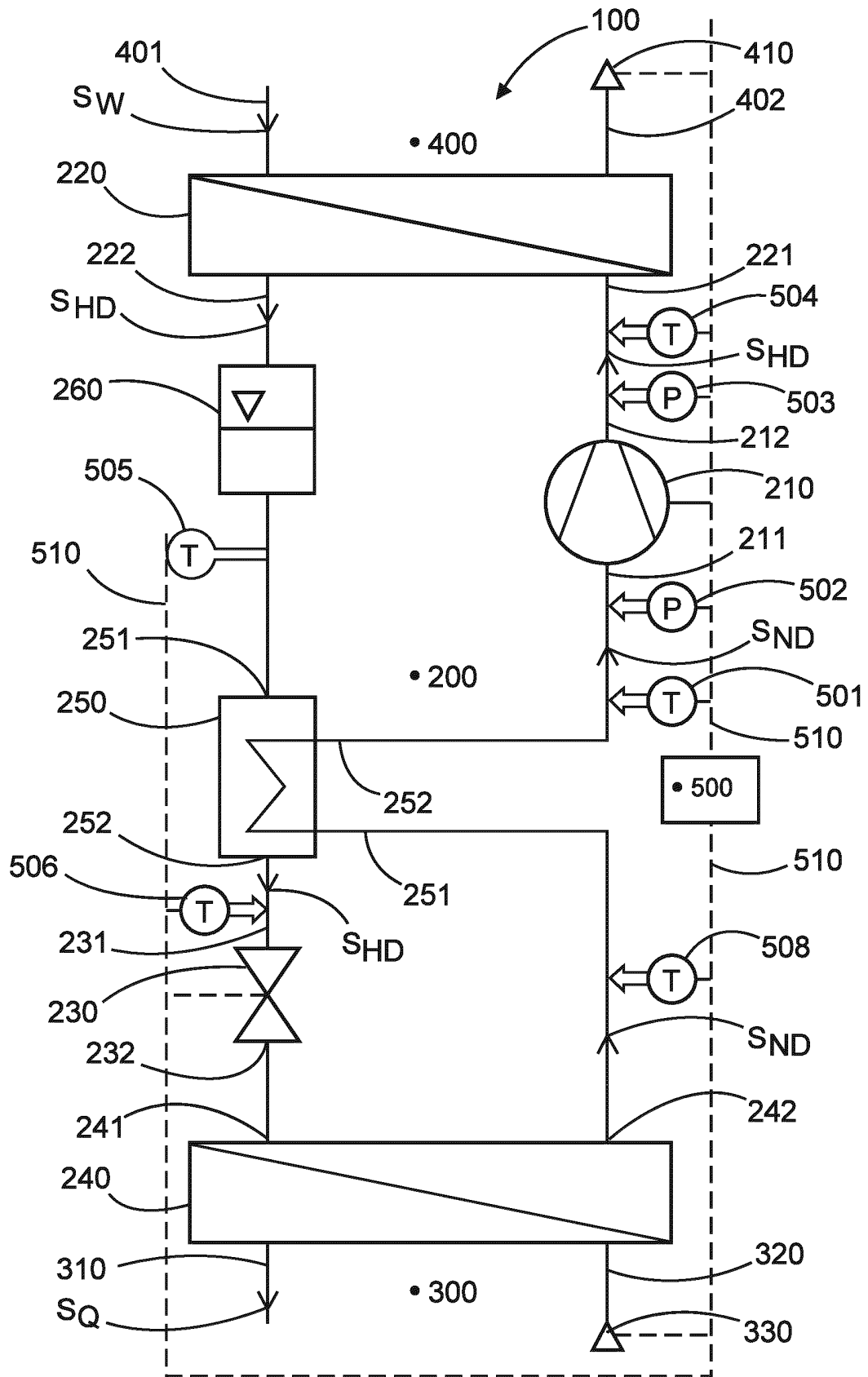


Fig. 1

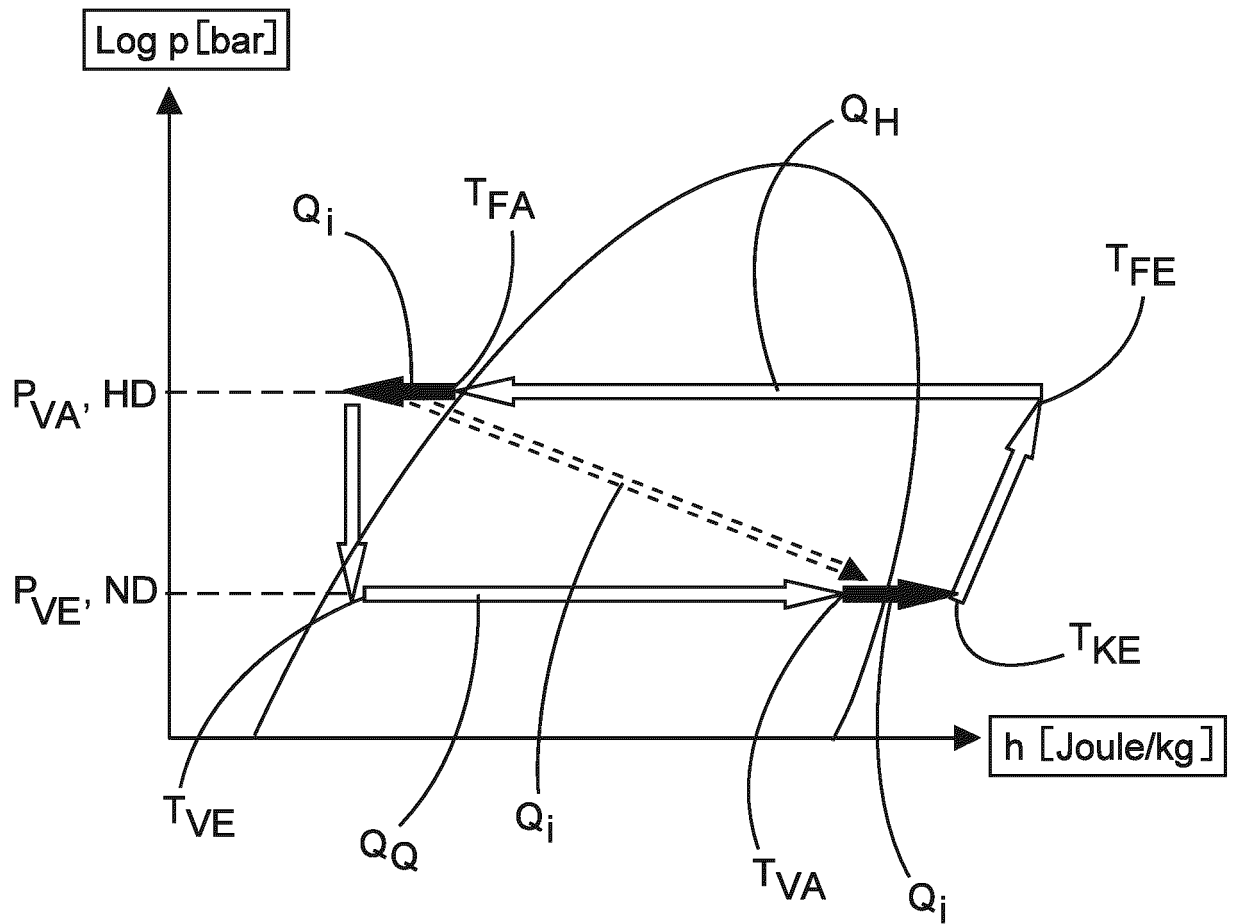


Fig. 2

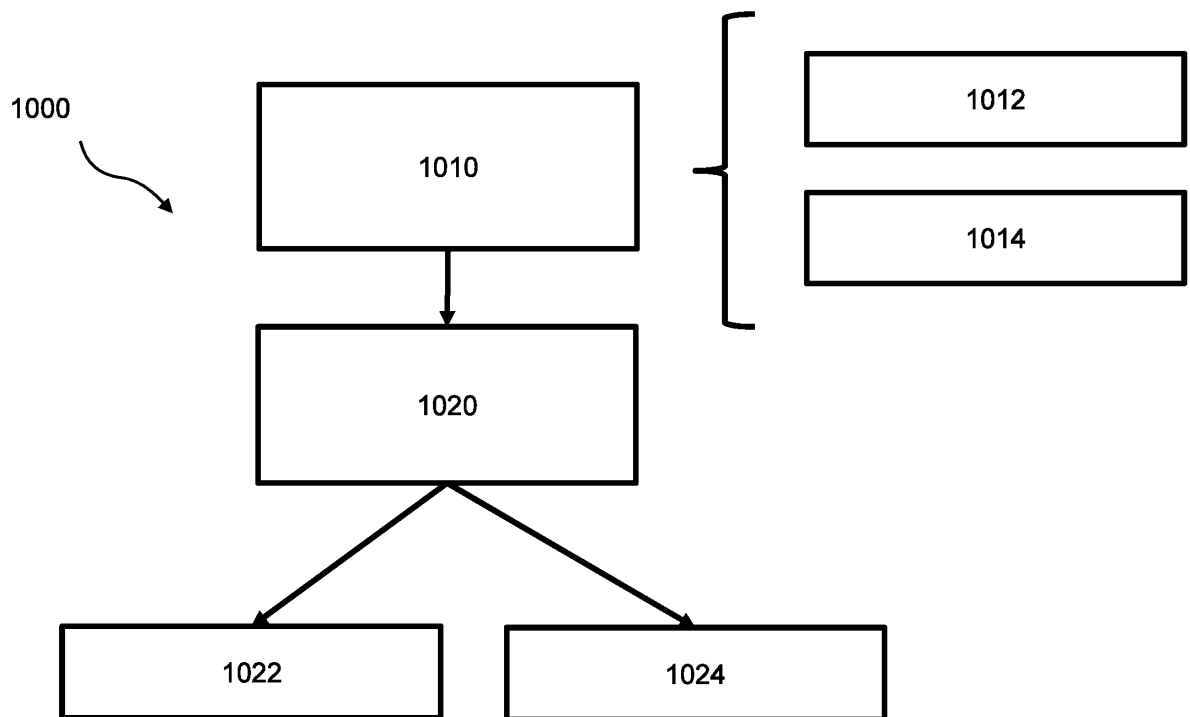


Fig. 3

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- EP 1026459 A1 **[0005]**
- EP 2136158 A1 **[0006]**
- EP 3051235 A1 **[0007]**
- DE 10159892 A1 **[0008]**
- DE 102005061480 B3 **[0009]**