



(12) **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

(43) Veröffentlichungstag:  
**15.12.2021 Patentblatt 2021/50**

(51) Int Cl.:  
**F25B 47/00 (2006.01)** **F25B 47/02 (2006.01)**  
**F25B 40/00 (2006.01)** **F25B 49/02 (2006.01)**

(21) Anmeldenummer: **21177570.5**

(22) Anmeldetag: **03.06.2021**

(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**  
Benannte Erstreckungsstaaten:  
**BA ME**  
Benannte Validierungsstaaten:  
**KH MA MD TN**

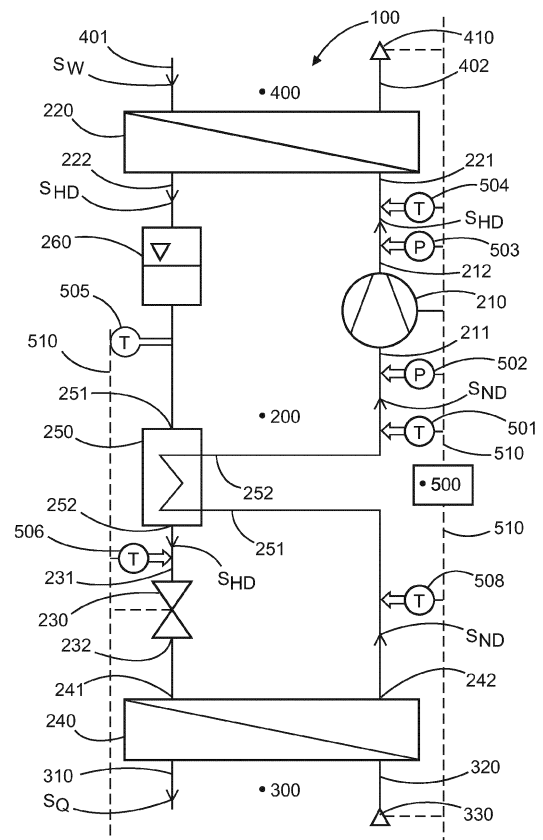
(71) Anmelder: **Stiebel Eltron GmbH & Co. KG**  
**37603 Holzminden (DE)**

(72) Erfinder: **Herrs, Martin**  
**37671 Höxter (DE)**

(30) Priorität: **09.06.2020 DE 102020115272**

(54) **VERFAHREN ZUM REGELN EINES ABTAUVORGANGS EINES VERDAMPFERS EINER KOMPRESSIIONSKÄLTEANLAGE UND KOMPRESSIIONSKÄLTEANLAGE**

(57) Die vorliegende Erfindung betrifft ein Verfahren zum Regeln eines Abtauvorganges eines Verdampfers (240) einer Kompressionskälteanlage (100), wobei das Verfahren die folgenden Schritte aufweist: a) Messen eines Verdampferausgangsdrucks, b) Bestimmen einer Tautemperatur basierend auf dem Verdampferausgangsdruck, c) Korrigieren der bestimmten Tautemperatur durch Kompensation von Störeinflüssen, d) Bestimmen einer Differenz aus der Tautemperatur und einem Tautemperaturreferenzwert, e) Einleitung eines Abtauvorgangs, falls die Differenz einen Temperaturgrenzwert übersteigt. Der Schritt des Korrigierens der bestimmten Tautemperatur enthält die Kompensation von Störeinflüssen mit Hilfe wenigstens einer der Einflussgrößen Niederdruck (ND), Kälteleistung, Verdampferaustrittsüberhitzung und/oder Lüfterleistung.



## Beschreibung

**[0001]** Die vorliegende Erfindung betrifft ein Verfahren und eine entsprechend ausgebildete Vorrichtung zum Regeln eines Abtauvorgangs eines Verdampfers einer Kompressionskälteanlage, insbesondere einer Wärmepumpe.

**[0002]** Eine Kompressionskälteanlage umfasst als Komponenten einen Verdampfer, ein Drosselorgan wie ein Expansionsventil, ein Druckerhöhungsorgan wie einen Verdichter und einen Verflüssiger. Besonders bei Kompressionskälteanlagen, bei denen Außenluft als Wärmequelle durch den Verdampfer strömt, weist dieser üblicherweise Lamellen oder ähnliches auf, um eine möglichst große Oberfläche zum Wärmeaustausch zur Verfügung zu stellen. Aufgrund vorhandener Luftfeuchtigkeit außerhalb des Systems kann die Oberfläche des Verdampfers während des Betriebs vereisen, was den Betrieb der Kompressionskälteanlage verschlechtert. Aus diesem Grund ist es bekannt, dass der Verdampfer während des Betriebs bei Erreichen einer bestimmten Eisstärke abgetaut wird.

**[0003]** Insbesondere beim Betrieb von Luft-Wasser-Wärmepumpen mit Außenluft als Wärmequelle kann bei Außentemperaturen unter 7°C beim Unterschreiten der Kondensationstemperatur der Luftfeuchte Wasser auf den Verdampferlamellen kondensieren und festfrieren. Eine Abtaubedarfserkennung muss beim Überschreiten der maximal zulässigen Eisschichtstärke eine Abtauerung zum Entfernen des Eisbelags einleiten. Hierbei ist es wichtig, dass die Abtauerung rechtzeitig eingeleitet wird und so kurz wie möglich andauert. Dadurch wird der Wirkungsgrad der Wärmepumpe bzw. der Kompressionskälteanlage erhöht und damit die Leistungszahl verbessert.

**[0004]** Verfahren zum Regeln eines Abtauvorgangs eines Verdampfers einer Kompressionskälteanlage sind beispielsweise aus DE 10 2005 054 101 A1 bekannt.

**[0005]** Bei als konstant angenommener Wärmeübertragungsleistung geht mit einer (Luft-)Volumenstromreduzierung als Folge einer Vereisung eine Temperaturdifferenzerhöhung einher. Der Kältekreisregler versucht zur Aufrechterhaltung der Überhitzung die Verdampfungstemperatur so weit zu reduzieren, dass dennoch auch bei reduzierter Temperaturdifferenz der Luft die Energie übertragen wird, muss in etwa pro K Temperaturdifferenzerhöhung der Luft auch in etwa 1 K tiefer verdampfen, um die Überhitzung weiter zu gewährleisten.

**[0006]** Diese Reaktion des Reglers über eine volumenstrombedingte Temperaturdifferenzerhöhung des Wärmequellenmediums wird zur Erkennung des Abtaubedarfs herangezogen.

**[0007]** Dafür kann in einem abgetauten Zustand, initial oder nach Abtauerung oder unter Bedingungen, in denen davon ausgegangen wird, dass kein Eisansatz erfolgt, eine Referenzgrößenberechnung durchgeführt werden. Die Referenzgrößenberechnung liefert die Temperaturdifferenz zwischen der Außentemperatur, die in den Verdampfer eintritt und der ausgeregelten Verdampfungstemperatur des Kältemittels.

**[0008]** Bei gleichen Betriebsbedingungen, also insbesondere gleiche Außentemperatur, gleiche Verdichterdrehzahl, gleiche Wärmesenktemperatur, würde dann, wenn der Luftvolumenstrom beispielsweise durch Vereisung gedrosselt wird, die Temperaturdifferenz zwischen eintretender und austretender Luft größer werden, der Regler also im Schnitt eine kältere Medientemperatur sehen. Deshalb wird durch den Regler die Verdampfungstemperatur reduziert werden, um die Überhitzung zu erreichen, beispielsweise durch Reduktion des Öffnungsgrades des Drosselorgans, wodurch die Verdampfungstemperatur sinkt. Diese Verdampfungstemperatur dann könnte dann gegenüber der Referenz ausgewertet werden und eine Verdampfungstemperaturreduzierung bestimmt werden. Wenn die Reduzierung der Verdampfungstemperatur einen (werksseitig) gesetzten Schwellwert für Verdampfungstemperaturreduzierung von beispielsweise 2 K übersteigt, ist der Verdampfer hinreichend vereist, dass Abtaubedarf detektiert wird und der Abtauvorgang wird eingeleitet.

**[0009]** Es wurde aber festgestellt, dass für reale Betriebsbedingungen häufig Störgrößen auf die Verdampfungstemperaturreduzierung wirken, die den Schwellwert für die Verdampfungstemperaturreduzierung um ein Vielfaches übersteigen. Insbesondere in sensiblen Kältekreisen, wie solchen mit innerem Wärmeübertrager oder einem Kältemittel wie R454C, kann die Störgröße über 10 K betragen. Bei derartigen Störgrößen wird der Abtauvorgang unzuverlässig ausgelöst.

**[0010]** Vor diesem Hintergrund war es eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, ein verbessertes Verfahren zum Regeln eines Abtauvorgangs eines Verdampfers einer Kompressionskälteanlage sowie eine zugehörige Kompressionskälteanlage bereitzustellen.

**[0011]** Die Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die beigefügten Ansprüche gelöst.

**[0012]** In einem Aspekt wird ein Verfahren zum Regeln eines Abtauvorgangs eines Verdampfers einer Kompressionskälteanlage vorgeschlagen, wobei die Kompressionskälteanlage aufweist: einen Kältekreis mit Kältemittel, einen Verdampfer, der einen Lüfter aufweist und zur Wärmeübertragung von Luft an das Kältemittel ausgebildet ist, einen Verdichter, eine Regeleinheit zur Einregelung einer gewünschten Kälteleistung, welche als Wärmeübertrag in dem Verdampfer definiert ist. Das Verfahren weist die folgenden Schritte auf: a) Messen eines Verdampferausgangsdrucks, b) Bestimmen einer Tautemperatur basierend auf dem Verdampferausgangsdruck, c) Korrigieren der bestimmten Tautemperatur durch Kompensation von Störeinflüssen, d) Bestimmen einer Differenz aus der Tautemperatur und einem Tautemperaturreferenzwert, e) Einleitung eines Abtauvorgangs, falls die Differenz einen Temperaturgrenzwert übersteigt. Der Schritt des Korrigierens der bestimmten Tautemperatur enthält die Kompensation von Störeinflüssen mit

Hilfe wenigstens einer der Einflussgrößen Niederdruck, Kälteleistung, Verdampferaustrittsüberhitzung und/oder Lüfterleistung.

**[0013]** Erfindungsgemäß kommen also zusätzliche Kompensationsmethoden, da die bestimmte Tautemperatur alleine nicht ausreicht, um den Abtaubedarf zuverlässig zu detektieren. Erfindungsgemäß wurde herausgefunden, dass nicht nur der Vereisungsgrad (was der für die Abtaubedarferkennung gewünschte Effekt ist) sondern auch der Niederdruck, die übertragene Kälteleistung, die Verdampferaustrittsüberhitzung und die Lüfterleistung die Temperaturdifferenz zwischen Außentemperatur und Verdampfungstemperatur beeinflussen.

**[0014]** Vorzugsweise wird die Tautemperatur aus einer Differenz aus einer ersten Tautemperatur und einer Außentemperatur der den Verdampfer durchströmenden Außenluft gebildet, wobei die erste Tautemperatur aus dem Verdampferausgangsdruck berechnet wird und/oder die Außentemperatur gemessen wird.

**[0015]** Vorzugsweise wird die Tautemperatur gefiltert, insbesondere mit einem Tiefpassfilter und besonders bevorzugt mit einem Tiefpassfilter erster Ordnung gefiltert.

**[0016]** Vorzugsweise ist der Tautemperaturreferenzwert die maximale über einen bestimmten Zeitraum gemittelte Tautemperatur.

**[0017]** Vorzugsweise enthält der Schritt des Korrigierens der bestimmten Tautemperatur wenigstens einen, vorzugsweise mehrere und besonders bevorzugt alle der folgenden Schritte:

- Korrigieren der Tautemperatur mittels parametrierbarem, insbesondere linearem, Zusammenhang zwischen Änderung der Kälteleistung und Änderung der Verdampfungstemperatur, insbesondere nach Berechnung einer sich einstellenden Taupunkttemperatur bei einer parametrisierten Referenzkälteleistung,
- Kompensieren des Einflusses der Verdampferaustrittsüberhitzung auf die sich einstellende Taupunkttemperatur im Niederdruck, insbesondere Kompensieren eines nichtlinearen Zusammenhangs zwischen einer Veränderung der Überhitzung und der Veränderung der Temperaturdifferenz zwischen Wärmequellentemperatur und Tautemperatur,
- Kompensieren des Einflusses der relativen Lüfterdrehzahl auf die sich einstellende Taupunkttemperatur im Niederdruck und/oder
- Kompensieren einer Nichtlinearität der Kälteleistung durch einen Exponentialfaktor der Kälteleistung des Verdichters hoch einem Korrekturparameter.

**[0018]** Vorzugsweise umfasst der Abtauvorgang folgende Schritte umfasst :e) Bestimmen einer zweiten Differenz aus dem Verdampferausgangsdruck und einem Abschaltdruck f) Beenden des Abtauvorganges, falls die zweite Differenz einen Druckgrenzwert unterschreitet.

**[0019]** In einem weiteren Aspekt wird eine Kompressionskälteanlage vorgeschlagen, umfassend: einen Kältekreis mit Kältemittel, einen Verdampfer, der einen Lüfter aufweist und zur Wärmeübertragung von Luft an das Kältemittel ausgebildet ist, einen Verdichter, eine Regeleinheit zur Einregelung einer gewünschten Kälteleistung, welche als Wärmeübertrag in dem Verdampfer definiert ist, wobei die Regeleinheit ausgebildet ist zum: Messen eines Verdampferausgangsdrucks, Bestimmen einer Tautemperatur basierend auf dem Verdampferausgangsdruck, Korrigieren der bestimmten Tautemperatur durch Kompensation von Störeinflüssen, Bestimmen einer Differenz aus der Tautemperatur und einem Tautemperaturreferenzwert, Einleitung eines Abtauvorgangs, falls die Differenz einen Temperaturgrenzwert übersteigt. Der Schritt des Korrigierens der bestimmten Tautemperatur enthält die Kompensation von Störeinflüssen mit Hilfe wenigstens einer der Einflussgrößen Niederdruck, Kälteleistung, Verdampferaustrittsüberhitzung und/oder Lüfterleistung.

**[0020]** Vorzugsweise weist das Kältemittel einen Temperaturgleit auf und ist insbesondere eine Mischung von R32 und R1234yf und besonders bevorzugt R454C.

**[0021]** Die Aufgabe wird ferner durch eine Luft-Wasser-Wärmepumpe mit einer erfindungsgemäßen Kompressionskälteanlage gelöst.

**[0022]** Die Aufgabe wird ferner durch eine Wärmepumpe mit einer erfindungsgemäßen Kompressionskälteanlage gelöst.

**[0023]** Weitere Vorteile und besondere Ausgestaltungen werden nachfolgend mit Verweis auf die beigefügten Figuren beschrieben.

**[0024]** 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 Zusammenhänge von Verdampfungstemperaturen und relativer Lüfterdrehzahl;

Fig. 4a, 4b zeigen schematisch und exemplarisch Temperaturverläufe der Medienströme im Verdampfer;

Fig. 5, 6 zeigen schematisch und exemplarisch eine Temperaturdifferenz zwischen Außenlufttemperatur  $T_A$  und Verdampfungstemperatur  $T_0$ ;

Fig. 7 zeigt schematisch und exemplarisch den Zusammenhang von Abtauauflösung und Kälteleistung.

**[0025]** Fig. 1 zeigt schematisch und exemplarisch eine Wärmepumpe 100. Die Wärmepumpe 100 besteht im Wesentlichen aus einem eine Kompressionskälteanlage bildenden Dampfkompensationssystem 200, welches folgende Komponenten enthält:

- Einen Verdichter 210 zum Verdichten des überhitzten Kältemittels,
- einen Verflüssiger 220, mit einem kältemittelseitigem Verflüssigereintritt 221 und einem Verflüssigeraustritt 222 zur Übertragung von Wärmeenergie  $Q_H$  aus dem Dampfkompensationssystem 200 an ein Heizmedium eines Heizsystems 400, mit einem Heizmediumeneintritt 401, einem Heizmediumaustritt 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 Dampfkompensationssystem 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 Dampfkompensationskreis 200 strömt, wobei im Dampfkompensationskreislauf 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.

**[0026]** 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 Heißgastemperatursensor 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.

**[0027]** 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.

**[0028]** Der Verdichter 210 dient zur Kompression des überhitzten Kältemittels von einem Eintrittsanschluss 211 auf einen Verdichteraustrittsdruck  $P_{Va}$  bei einer Verdichteraustrittstemperatur entsprechend der Heißgastemperatur 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, Scrolleinheit 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 Verdichter Eintrittstemperatur  $T_{VE}$ , was den Zustand der Kältemitteltemperatur am Eintrittsanschluss 211 bei Eintritt in eine Kompressionskammer beschreibt.

**[0029]** Im Verflüssiger 220 erfolgt die Übertragung von Wärmeenergie  $Q_H$  vom Kältemittel des Dampfkomppressions-system 200 an ein Heizmedium des Wärmesenkensystems 400. Zunächst findet im Verflüssiger 220 die Enthitzung des Kältemittels statt, wobei überhitzter Kältemitteldampf durch eine Temperaturreduzierung einen Teil seiner Wärme-energie an das Heizmedium des Wärmesenkensystems 400 überträgt.

**[0030]** Nach der Enthitzung des Kältemitteldampfes erfolgt vorteilhaft im Verflüssiger 220 eine weitere Wärmeüber-tragung  $Q_H$  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 Dampfkompensionssystem 200 an das Heizmedium des Wärmesenkensystems 400 übertragen.

**[0031]** Der sich im Verflüssiger 220 einstellende Hochdruck HD des Kältemittels korrespondiert im Betrieb des Ver-dichters 210 in etwa mit einem Kondensationsdruck des Kältemittels bei einer Heizmediumtemperatur  $T_{ws}$  im Wärme-senkensystem.

**[0032]** Das Heizmedium, insbesondere Wasser, wird mittels einer Heizmediumpumpe 410 durch das Wärmesenken-system 400 in einer Richtung SW durch den Verflüssiger 220 gefördert, dabei wird die Wärmeenergie  $Q_H$  vom Kältemittel auf das Heizmedium übertragen.

**[0033]** Im nachfolgenden Sammler 260 wird aus dem Verflüssiger 220 austretendes Kältemittel gespeichert, welches abhängig vom Betriebspunkt des Dampfkompensionskreises 200 nicht in das zirkulierende Kältemittel eingespeist werden soll. Wird aus dem Verflüssiger 220 mehr Kältemittel eingespeist, als durch das Expansionsventil 230 weiter-geleitet wird, füllt sich der Sammler 260, anderenfalls wird er leerer oder entleert.

**[0034]** 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.

**[0035]** Zunächst strömt das Kältemittel durch einen Expansionsventileintritt 231 in das Expansionsventil ein. Im Ex-pansionsventil 230 erfolgt eine Drosselung des Kältemitteldruckes vom Hochdruck HD auf den Niederdruck ND, indem das Kältemittel vorteilhaft eine Düsenanordnung oder Drossel mit einem vorteilhaft variablen Öffnungsquerschnitt pas-siert, wobei der Niederdruck vorteilhaft in etwa ein Saugdruck des Verdichters 210 entspricht. Anstelle eines Expansi-onsventils 230 kann auch eine andere beliebige Druckminderungseinrichtung eingesetzt sein. Vorteilhaft sind Druck-minderungsrohre, Turbinen oder andere Entspannungsvorrichtungen.

**[0036]** 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 ein-stellende 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 Wärmequellen-Medientemperatur  $T_{WQ}$  liegen, damit die Temperaturdiffe-renz eine Wärmeübertragung treibt.

**[0037]** 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 Dampfkompensionssystem 200 abgibt.

**[0038]** 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 Nass-dampfanteil 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 Wär-mequellenmedium die Wärmeenergie  $Q_Q$  entzogen wird.

**[0039]** 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.

**[0040]** Dieses überhitzte Kältemittel, welches mit einer Überhitzungstemperatur  $T_{Ke}$  aus dem Rekuperator 250 austritt, wird zum Kältemiteleintrittsanschluss 211 des Verdichters 210 geleitet.

**[0041]** Der Rekuperator 250 ist im Dampfkompensionskreis 200 eingesetzt, um den Gesamt - Wirkungsgrad als Quotient aus abgegebener Heizleistung  $Q_H$  und aufgenommener elektrischer Leistung  $P_e$  zum Antrieb des Verdichter-

motors zu erhöhen.

**[0042]** Zu diesem Zweck wird dem Kältemittel, welches im Verflüssiger 220 Wärmeenergie  $Q_H$  auf einem wärmesenkseitigen Temperaturniveau an das Heizmedium abgibt, im Hochdruckpfad des Rekuperators 250 durch Unterkühlung weitere Wärmeenergie  $Q_i$  entzogen.

**[0043]** 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.

**[0044]** Anschließend wird dem Kältemittel, nach dem Verdampferaustritt 242 aus dem Verdampfer 240, im Niederdruckpfad bei Niederdruck ND und bei einer Niederdrucktemperatur entsprechend einer Verdampferaustrittstemperatur  $T_{Va}$  am Eintritt in den 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. Die Überhitzung wird durch weitere Energiezuführung sichergestellt.

**[0045]** Des Weiteren sind zur Erfassung des Betriebszustandes des Dampfkompensationssystems 200 vorteilhaft folgende Sensoren angeordnet, mit denen insbesondere zur Absicherung und Optimierung der Betriebsbedingungen des Dampfkompensationssystems 200 insbesondere bei Betriebszustandsänderungen eine modellbasierte Vorsteuerung umgesetzt ist.

**[0046]** 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.

**[0047]** 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.

**[0048]** Die Prozessgröße, welche einen maßgeblichen Einfluss auf den Gesamt - Wirkungsgrad des Dampfkompensationskreises 200 als Quotient zwischen der vom Dampfkompensationskreis 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 Überhit-

zungen gefährden insbesondere die Schmiereigenschaften des Maschinenöls, zu hohe Überhitzungen bewirken insbesondere eine zu hohe Heißgastemperatur.

**[0049]** Die Überhitzung beschreibt die Temperaturdifferenz zwischen der erfassten Verdichtereintrittstemperatur  $T_{KE}$  des Kältemittels und der Verdampfungstemperatur des Kältemittels bei gesättigtem Dampf.

**[0050]** Erfindungsgemäß wird vorzugsweise die Verdichtereintrittsüberhitzung derart geregelt, dass kein Kondensat durch Taupunktunterschreitung des in der Umgebungsluft enthaltenen Wasserdampfanteils an Komponenten des Kältekreises insbesondere im Abschnitt zwischen Kältemittelaustritt des Rekuperators 252 und Verdichtereintritt 211 ausfällt. Der Kältekreisabschnitt zwischen Verdampferaustritt 242 und Rekuperatoreintritt 251 ist zwar üblicherweise kälter, weil dieser typischerweise nur ein kurzer Rohrabschnitt 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 hochgehalten 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.

**[0051]** Wenn - zum Zwecke eines Zahlenbeispiels - ein Verdampfungstemperaturniveau von ca.  $-10^{\circ}\text{C}$  angenommen wird und die Temperatur am Soleeintritt 330 bei etwa  $-10^{\circ}\text{C}$ , am Soleaustritt 310 etwa  $-13^{\circ}\text{C}$  und am Verdichtereintritt  $5^{\circ}\text{C}$  beträgt, beträgt die Überhitzung 15K.

**[0052]** Vorteilhaft sind bei vielen Anlagen Raumtemperatursensor und Raumfeuchtesensor, die eine genaue Bestimmung der Auskondensierungsbedingungen der Luft ermöglicht, bspw. liegt bei  $21^{\circ}\text{C}$  und 60% rel. Feuchte die Kondensationstemperatur im Bereich von  $13^{\circ}\text{C}$ . Unter diesen Bedingungen findet also, so lange die Rohrtemperatur über  $13^{\circ}\text{C}$  zuzüglich gegebenenfalls einen Puffer, bspw. 1K, keine Kondensation statt.

**[0053]** An dem selbstverständlich nicht einschränkenden Zahlenbeispiel festgehalten wird nun die Erzielung einer Überhitzung von 15K bei einer Verdichtereintrittstemperatur von  $5^{\circ}\text{C}$  erreicht. Diese Temperatur liegt unter den  $13^{\circ}\text{C}$ , die für die aktuellen Umgebungsbedingungen als Kondensationstemperatur des in der Umgebungsluft befindlichen Wasserdampfanteils bestimmt ist. Demnach findet Kondensation statt. Soll die Verdichtereintrittstemperatur wenigstens  $14^{\circ}\text{C}$ , d.h. Kondensationstemperatur plus Puffer, betragen, muss die Überhitzung um 9K größer werden, d.h. eine Überhitzung von 24K eingehalten werden.

**[0054]** 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.

**[0055]** 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 Kältekreiskomponenten 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.

**[0056]** 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  $dT_{UE} = \text{Messwert Verdichtereintrittsüberhitzung} - \text{Zielwert Verdichtereintrittsüberhitzung } Z_{TUE}$
- Regelabweichung der Verdampferaustrittsüberhitzung  $dT_{UA} = \text{Messwert Verdampferaustrittsüberhitzung} - \text{Zielwert Verdampferaustrittsüberhitzung } Z_{TUA}$

**[0057]** Dann wird vorteilhaft aus dem gewichteten Einfluss von der Regelabweichung der Verdichtereintrittsüberhitzung  $dT_{UE}$  und dem gewichteten Einfluss der Regelabweichung der Verdampferaustrittsüberhitzung  $dT_{UA}$  im Regler 500 die Gesamtregelabweichung berechnet, welche zur Regelung des Dampfkomppressionskreises 200 eingespeist wird.

**[0058]** 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.

**[0059]** 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.

**[0060]** 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.

**[0061]** Diese Verschaltung des Verdampfers 240 mit dem Rekuperator 250 in Reihe hat einen entscheidenden Einfluss auf die Übertragungsfunktion der Regelstrecke für die Regelung Verdichtereintrittsüberhitzung  $dT_{UE}$ .

**[0062]** Der Regelwert R ist vorteilhaft die gewichtete Verknüpfung der Regelabweichung der Verdichtereintrittsüberhitzung  $dT_{UE}$  mit der Regelabweichung der Verdampferaustrittsüberhitzung.

**[0063]** Aktor-Betriebszustandsgrößen mit einem Einfluss auf den Regelwert R, insbesondere der Verdichtereintrittsüberhitzung  $dT_{UE}$ , sind im betreffenden Dampfkomppressionskreis 200 die Verdichterdrehzahl und/oder den Öffnungsgrad des Expansionsventils 230, womit auch vorteilhaft der Niederdruck ND und das Verdampfungstemperaturniveau bestimmt sind.

**[0064]** 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 Verdichterdrehzahl und das Expansionsventil 230 durch Beeinflussung des Öffnungsgrades solche Aktoren. Diese beiden Aktoren beeinflussen den Niederdruck ND und das Verdampfungstemperaturniveau.

**[0065]** Hierbei sind nicht alle Einflüsse gewünscht. So verändert beispielsweise eine Änderung der Verdichterdrehzahl zur Einregelung der gewünschten Heizleistung ohne weitere kompensatorische Änderungen des Öffnungsgrades des Expansionsventils den Regelwert R in unerwünschte Bereiche, sodass eine mit der Verdichterdrehzahländerung einhergehende modellbasiert unterstützte Öffnungsgradänderung des Expansionsventils zur Einregelung von R vorteilhaft, gegebenenfalls sogar erforderlich ist.

**[0066]** Vorteilhaft wird im Dampfkomppressionskreis 200 die Verdichterdrehzahl so eingestellt, dass die vom Dampfkomppressionskreis 200 an das Heizmedium übertragene Heizleistung  $Q_H$  dem angeforderten Zielwert Z entspricht. Zur Einhaltung dieser Vorgabe ist eine Beeinflussung der Verdichterdrehzahl zur Regelung der Verdichtereintrittsüberhitzung  $dT_{UE}$  vorteilhaft untergeordnet oder nicht angebracht.

**[0067]** Vorteilhaft wird der Öffnungsgrad des Expansionsventils 230 als Stellwert für die Regelung der Verdichtereintrittsüberhitzung  $dT_{UE}$  verwendet. Der Einfluss des Öffnungsgrades des Expansionsventils 230 auf die Verdichtereintrittsüberhitzung  $dT_{UE}$  vollzieht sich wie folgt:

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

**[0068]** 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.

**[0069]** Da bei einer in einem Arbeitspunkt mit einer als konstant angenommenen Verdichterdrehzahl 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.

**[0070]** 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.

**[0071]** Da es sich bei Kältemitteldampf um ein kompressibles Medium handelt, sinkt dann der Niederdruck ND auf der Niederdruckseite des Dampfkomppressionskreises 200. Bei sinkendem Niederdruck ND sinkt in etwa proportional der Massenstrom von Kältemittel durch den Verdichter 210, da dessen Förderleistung sich angenähert 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.

**[0072]** 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 Kältekreislaufes 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 Dampfkompressionskreises 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.

**[0073]** Der Niederdruck ND wiederum beeinflusst maßgeblich die Wärmeübertragung zwischen Wärmequellenmedium und Kältemittel im Verdampfer 240. Der Wärmestrom  $Q_Q$  aus dem Wärmequellenmedium 300 wird zwischen dem Wärmequellenmedium und dem Kältemittel mit unterschiedlicher Temperatur übertragen, wobei der Wärmestrom  $Q_Q$  dabei abhängig vom der Temperaturdifferenz zwischen dem Wärmequellenmedium und dem Kältemittel und dem Wärmeübergangswiderstand einer Wärmeübertragungsschicht des Verdampfers 240 ist.

**[0074]** Der Wärmeübergangswiderstand zwischen Wärmequellenmedienpfad des Verdampfers und Kältemittelpfad des Verdampfers ist in einem jeweiligen Dampfkompressionskreis 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.

**[0075]** Um ein hinreichendes Maß von Wärmeenergie  $Q_Q$  vom Wärmequellenmedium 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.

**[0076]** Ist der Aggregatzustand des Kältemittels beim Durchströmen des Verdampfers 240 gesättigter Dampf, so stellt sich eine Kältemitteltemperatur ein, welche durch die Sättigungsdampfkenlinie 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.

**[0077]** Die Wärmeenergie  $Q_Q$ , welche vom Wärmequellenmedium an das den Verdampfer 240 durchströmende Kältemittel übertragen wird, bewirkt eine Aggregatzustandsbeeinflussung des Kältemittels.

**[0078]** 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 von:

- 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 Stoffkonstante als Funktion des Drucks aufweist.

**[0079]** Zur vollständigen Verdampfung erfolgt eine zusätzliche Energiezuführung im Rekuperator 250, um das Kältemittel über den Zustand gesättigten Dampfes hinaus zu überhitzen.

**[0080]** Mit dem Verfahren wird bei gegebenen Betriebsbedingungen des Dampfkompressionskreises 200 in Abhängigkeit der Stellgröße "Öffnungsgrad Expansionsventil 230" ein korrespondierender Kältemittelzustand beim Austritt aus dem Verdampfer 240 eingestellt.

**[0081]** Im eingeschwungenen Zustand ergibt sich hinsichtlich einer Regelstreckensteilheit der "isolierten" Regelstrecke "Verdampfer 240" ein Regelstreckenverhalten mit moderater Steilheit. Das Regelstreckenverhalten ist insbesondere gekennzeichnet durch Regelstreckenausgangswertes Verdampferaustrittsüberhitzung als Funktion des Regelstreckeneingangswertes Expansionsventilöffnungsgrad.

**[0082]** Vorteilhaft wird ein Kältemittel, insbesondere als Kältemittel ein Kältemittelgemisch verwendet, welches einen "Temperaturglide" aufweist, insbesondere wird vorteilhaft R454C verwendet.

**[0083]** 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 Verzögerung 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.

- 5 • 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.
- 10 • 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.
- 15 • 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.

20 **[0084]** 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  $Z_{\text{ges}}$  liegt arbeitspunktabhängig vorteilhaft im Bereich von 30 Sekunden bis etwa 5 Minuten.

25 **[0085]** Nach Durchströmung des Verdampfers 240 tritt das Kältemittel bei Niederdruck ND in den Niederdruckpfad des Rekuperators 250 ein.

**[0086]** Der Aggregatzustand des Kältemittels beim Einströmen in den Rekuperators 250 ist in einem üblichen Betriebsfall, also vorteilhaft entweder gesättigter Dampf mit einem geringen Dampfanteil zwischen 0 bis 20 % oder insbesondere auch vorteilhaft auch bereits überhitztes Kältemittel.

30 **[0087]** Bei vorteilhaft gesättigtem Dampf stellt sich eine Kältemitteltemperatur ein, welche durch die Sättigungsdampf-kennlinie 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.

35 **[0088]** 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.

40 **[0089]** 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.

45 **[0090]** 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.

50 **[0091]** 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,
- 55 • 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.

**[0092]** Vorteilhaft wird somit bewirkt, dass sich in Abhängigkeit der gegebenen Betriebsbedingungen des Dampfkomppressionskreises 200 sowie in Abhängigkeit der Stellgröße "Öffnungsgrad Expansionsventil 230" ein korrespondierender Kältemittelzustand beim Austritt 252 aus dem Rekuperator 250 beim Niederdruck ND einstellt.

**[0093]** Im eingeschwungenen Zustand ergibt sich hinsichtlich Regelstreckensteilheit 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 Expansionsventils von 1 % wird eine Überhitzungsänderung am Austritt des Kältemittels aus dem Verdampfer 230 von vorteilhaft etwa 10 K oder auch über 10 K eingestellt.

**[0094]** Gegenüber dem Rekuperator 250 erfolgt vorteilhaft eine wesentlich höhere Wärmeübertragung im Verdampfer 240 zwischen dem Quellmedium und dem Kältemittel im Verdampfer 240.

**[0095]** So erfolgt zwar im Verdampfer 240 eine wesentlich höhere Wärmeübertragung als im Rekuperator 250, was auch erforderlich ist, da der Umgebung mittels Verdampfer 240 eine wesentlich größere Energie entzogen werden soll, als sie nur im Rekuperator 250 innerhalb des Kältekreises zu übertragen. Die treibende Temperaturdifferenz kann aber beispielsweise im Rekuperator zwischen 20 bis 60K betragen, während diese im Verdampfer lediglich zwischen 3 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.

**[0096]** 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.

**[0097]** 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.

**[0098]** 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.

**[0099]** 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.

**[0100]** 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.

**[0101]** Die Verdichtereintrittsüberhitzung  $dT_{UE}$  wird vorteilhaft als Haupt - Regelgröße verwendet und die korrespondierenden Signalflüsse und Signalverarbeitungen erfolgt insbesondere in den folgenden Verfahrensschritten:

Schritt 1: Zunächst werden die Prozessgrößen Verdichtereintrittsüberhitzung  $dT_{UE}$  vorteilhaft als Hauptregelgröße und die Verdampferaustrittsüberhitzung  $dT_{UA}$  vorteilhaft als Hilfsgröße in einem ersten Verfahrensschritt messtechnisch

erfasst.

**[0102]** 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 Kältemitteldruck des im Nassdampfgebiet verdampfenden Kältemittels erfasst und aus der kältemittelspezifischen Abhängigkeit zwischen Druck und Temperatur im Nassdampfgebiet dann die Verdampfungstemperatur berechnet wird.

**[0103]** Des Weiteren wird am jeweiligen dem Überhitzungsmesspunkt, insbesondere am Verdampferausgang 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.

**[0104]** Ausgangsgrößen der Berechnung in Schritt 1 sind dann die Verdichtereintrittsüberhitzung  $dT_{UE}$  und die Verdampferaustrittsüberhitzung  $dT_{UA}$ .

**[0105]** Schritt 2: Die Prozessgrößen Verdichtereintrittsüberhitzung  $dT_{UE}$  und Verdampferaustrittsüberhitzung  $dT_{UA}$  werden zur Bildung zugeordneter Regelabweichungen mit jeweils zugeordneten Sollwerten in einem zweiten Schritt vorteilhaft verrechnet:

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

**[0106]** Der Sollwert für die Verdampferaustrittsüberhitzung  $dT_{UA}$  am Verdampferaustritt 242 wird dann in Abhängigkeit der Kältekreis-Betriebsart und des Kältekreis-Arbeitspunktes so variiert, dass dieser im eingeschwungenen Regelfall in etwa dem sich einstellenden Prozesswert der Verdampferaustrittsüberhitzung  $dT_{UA}$  entspricht. Dieser Sollwert für die Verdampferaustrittsüberhitzung  $dT_{UA}$  kann modellbasiert in Abhängigkeit von einer Betriebsart oder einem Arbeitspunkt abhängig von der Verdampfungstemperatur, der Kondensationstemperatur, der Verdichterleistung, einem Sollwert der Verdichtereintrittsüberhitzung  $dT_{UE}$  am Verdichtereintritt 211 und/oder von Komponenteneigenschaften vorberechnet werden und adaptiv korrigiert werden.

**[0107]** Es wird dann die Regelabweichung der Verdichtereintrittsüberhitzung  $dT_{UE}$  berechnet, indem vom Prozesswert der Verdichtereintrittsüberhitzung  $dT_{UE}$  der Sollwert der Verdichtereintrittsüberhitzung  $dT_{UE}$  subtrahiert wird.

**[0108]** Es wird dann die Regelabweichung der Verdampferaustrittsüberhitzung  $dT_{UA}$  berechnet, indem vom Prozesswert der Verdampferaustrittsüberhitzung  $dT_{UA}$  der Sollwert der Verdampferaustrittsüberhitzung  $dT_{UA}$  subtrahiert wird.

**[0109]** Schritt 3: In einem dritten Verfahrensschritt werden die Regelabweichung der Verdichtereintrittsüberhitzung  $dT_{UE}$  und die Regelabweichung der Verdampferaustrittsüberhitzung  $dT_{UA}$  vorteilhaft zu einer Gesamtregelabweichung-Überhitzung kombiniert.

**[0110]** Die Kombination erfolgt insbesondere mittels einer gewichteten Addition der Einzel - Regelabweichungen.

**[0111]** 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.

**[0112]** 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  $dT_{UE}$  in die Gesamt - Regelabweichung einbezogen, womit sich für die Berechnung der Gesamt - Regelabweichung folgende Abhängigkeit ergibt:

$$\begin{aligned} \text{Gesamt - Regelabweichung Überhitzung} = \\ (\text{Gewichtungseinfluss} * \text{Regelabweichung Verdichtereintrittsüberhitzung}) + \\ ((1 - \text{Gewichtungseinfluss}) * \text{Regelabweichung Verdampferaustrittsüberhitzung}) \end{aligned}$$

**[0113]** Der Wert des Gewichtungseinflusses 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 Prozesswerteänderun-

gen 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 Signalverzögerung und größeren Streckensteilheit eine Schwingneigung vermieden.

**[0114]** Schritt 4: 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.

**[0115]** Dabei kann ein P, I, PI, PID - Regler eingesetzt werden, wobei die Regelanteile an die jeweilige Betriebsart und den Arbeitspunkt vorteilhaft dynamisch angepasst werden.

**[0116]** Schließlich folgt die Beschreibung des Verfahrens der erfindungsgemäßen Abtauerkennung im Detail.

**[0117]** Die Verdampfungstemperatur des Kältemittels im Verdampfer ist im Heizbetrieb unter anderem von folgenden Prozessgrößen abhängig: Außentemperatur, Vereisungsgrad des Verdampfers und dadurch reduzierter Luftmassenstrom, Kälteleistung der Wärmepumpe und Verdampferaustrittsüberhitzung.

**[0118]** Je niedriger die Außentemperatur, desto niedriger ist die Verdampfungstemperatur. Je höher die Kälteleistung der Wärmepumpe, desto niedriger ist die Verdampfungstemperatur bei konstanter Außentemperatur und konstantem Vereisungsgrad. Der durch die Vereisung reduzierte Luftmassenstrom ist die Kenngröße, welche durch die erfindungsgemäße Abtaubedarferkennung möglichst unabhängig von den Einflüssen der übrigen Prozessgrößen gemessen und bewertet werden soll. Sind Aussentemperatur, Vereisungsgrad und Kälteleistung in etwa konstant, bedeutet eine Variation der Verdampferaustrittsüberhitzung z.B. durch Ändern des Expansionsventilöffnungsgrades von weniger als einem bis zu einigen Prozent eine proportionale Änderung der Verdampfungstemperatur, die synonym auch als Taupunkttemperatur bezeichnet wird.

**[0119]** In einem ersten Schritt wird der Einfluss der aktuellen Kälteleistung auf die sich einstellende Taupunkttemperatur kompensiert.

**[0120]** Es wird berechnet, welche Taupunkttemperatur sich bei einer parametrisierten Referenzkälteleistung einstellen würde. Dazu wird ein parametrierbarer linearer Zusammenhang zwischen Kälteleistungsänderung und Verdampfungstemperaturänderung verrechnet.

**[0121]** In einem zweiten Schritt wird der Einfluss der Verdampferaustrittsüberhitzung auf die sich einstellende Taupunkttemperatur kompensiert.

**[0122]** Diese Kompensation beruht auf dem kältetechnischen Zusammenhang, dass bei sonst unveränderten Betriebsbedingungen des Kältekreis, das heißt, dass Wärmequellentemperaturen, Wärmesenkentemperaturen und Kälteleistung annähernd konstant sind, eine variierte Verdampferaustrittsüberhitzung Einfluss auf die Temperaturdifferenz zwischen Wärmequellentemperatur und Verdampfungstemperatur hat:

Eine durch Störgrößen verursachte Vergrößerung der Überhitzung und damit auch der Regelabweichung der Überhitzung geht im Allgemeinen mit einer Vergrößerung der Temperaturdifferenz zwischen Wärmequellentemperatur und Verdampfungstemperatur einher.

**[0123]** Eine durch Störgrößen verursachte Verringerung der Überhitzung und damit auch der Regelabweichung der Überhitzung geht im Allgemeinen mit einer Verringerung der Temperaturdifferenz zwischen Wärmequellentemperatur und Verdampfungstemperatur einher

**[0124]** Der Zusammenhang zwischen einer Veränderung der Überhitzung und der Veränderung der Temperaturdifferenz zwischen Wärmequellentemperatur und Verdampfungstemperatur ist im Allgemeinen nichtlinear, bei hinreichend hoher Überhitzung ist das Verhältnis von der Veränderung der Temperaturdifferenz zwischen Wärmequellentemperatur und Verdampfungstemperatur zur Veränderung der Regelabweichung der Überhitzung knapp eins, das heißt, dass mit einer Erhöhung der Überhitzung um 1 Kelvin eine Vergrößerung der Temperaturdifferenz zwischen Wärmequellentem-

peratur und Verdampfungstemperatur auch in etwa um knapp 1 Kelvin einhergeht.

**[0125]** Die Steilheit der Kompensation und damit dem Verhältnis von der Veränderung der Temperaturdifferenz zwischen Wärmequellentemperatur und Verdampfungstemperatur zur Veränderung einer Überhitzungskorrektur, die als Differenz einer Ist-Überhitzung des Verdampfers und einem Referenzüberhitzungsparameter definiert ist, ist vorzugsweise mittels Parameter einstellbar.

**[0126]** Zur Vermeidung von ungerechtfertigt großem Einfluss der Kompensation einer leistungskompensierten Taupunkttemperatur bezüglich der Überhitzungskorrektur wird der Bereich der Kompensation vorzugsweise auf einen Wertebereich begrenzt.

**[0127]** In einem dritten Schritt wird der Einfluss der Lüfterleistung und dem damit einhergehenden Einfluss auf den Luftmassenstrom durch den Verdampfer auf die sich einstellende Taupunkttemperatur im Niederdruck kompensiert.

**[0128]** Diese Kompensation beruht auf dem physikalischen Zusammenhang, dass bei sonst unveränderten Betriebsbedingungen des Kältekreises, das heißt, dass die Wärmequelleneintrittstemperatur in die Wärmepumpe, Wärmesenkentemperaturen und Kälteleistung annähernd konstant sind, eine variierte Lüfterleistung Einfluss auf die Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelleneintrittstemperatur und Wärmequelleneintrittstemperatur und damit auch Einfluss auf die Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelleneintrittstemperatur und Verdampfungstemperatur hat:

Eine durch Lüfterleistungserhöhung verursachte Vergrößerung des Luftmassenstroms durch den Verdampfer geht im Allgemeinen mit einer Verringerung der Temperaturdifferenz zwischen Wärmequellentemperatur und Verdampfungstemperatur einher

**[0129]** Eine durch Lüfterleistungsreduzierung verursachte Verringerung des Luftmassenstroms durch den Verdampfer geht im Allgemeinen mit einer Vergrößerung der Temperaturdifferenz zwischen Wärmequellentemperatur und Verdampfungstemperatur einher

**[0130]** Der Zusammenhang zwischen einer Veränderung der Lüfterleistung und damit des Luftmassenstroms durch den Verdampfer und der Veränderung der Temperaturdifferenz zwischen Wärmequellentemperatur und Verdampfungstemperatur ist unabhängig vom Arbeitspunkt des Kältekreises im Allgemeinen nichtlinear.

**[0131]** Der Gradient zwischen einer Veränderung der Lüfterleistung und damit des Luftmassenstroms durch den Verdampfer und der Veränderung der Temperaturdifferenz zwischen Wärmequellentemperatur und Verdampfungstemperatur ist vom Arbeitspunkt des Kältekreises abhängig, im Allgemeinen bewirkt eine relative Änderung des Luftmassenstroms bei höheren Kälteleistungen eine größere Änderung der Temperaturdifferenz zwischen Wärmequellentemperatur und Verdampfungstemperatur als bei kleineren Kälteleistungen.

**[0132]** Bei einem "idealen" Verdampfer mit vernachlässigbar kleinen Wärmeübertragungswiderständen und damit vernachlässigbar kleinen Temperaturdifferenzen zwischen den Medienströmen Kältemittel/Wärmequellenmedium würde der Kältekreisregler zur vollständigen Verdampfung des Kältemittels eine Verdampfungstemperatur knapp unterhalb der Wärmequellenmedienaustrittstemperatur aus dem Verdampfer regeln.

**[0133]** Die Wärmequellenmedienaustrittstemperatur wiederum ergibt sich aus a) Wärmequellenmedien Eintrittstemperatur in den Verdampfer, b) spezifischer Wärmekapazität des Wärmequellenmediums, c) Wärmequellenmedien - Massenstroms und d) im Verdampfer übertragene Kälteleistung.

**[0134]** Bei einer durch Vereisung durch Erhöhung des Luftwiderstandes im Verdampfer erfolgende Reduzierung des Wärmequellenmedienmassenstroms reduziert sich die Wärmequellenmedienaustrittstemperatur proportional zu einem Produkt aus Änderung des Wärmequellenmedienmassenstroms und der Kälteleistung.

**[0135]** Mit einer Reduzierung der Wärmequellenmedienaustrittstemperatur geht in etwa, bei einem als ideal angenommenen Wärmeübertrager, eine gleichartige Reduzierung der vom Regler der Kompressionskälteanlage gesteuerte Verdampfungstemperatur zum Betrieb einer vollständigen Verdampfung einher.

**[0136]** Die Abhängigkeit zwischen Wärmequellenmedienmassenstrom und Verdampfungstemperatur wird vorzugsweise per Variation der Lüfterleistung durch Messung ermittelt

**[0137]** Fig. 3 zeigt schematisch und exemplarisch Zusammenhänge von Verdampfungstemperaturen auf der vertikalen Achse über eine relative Lüfterdrehzahl, die indikativ für die Lüfterleistung ist, auf der horizontalen Achse. Die verschiedenen Verläufe 3100, 3200, 3300 sind für unterschiedliche Leistungen des Verdichters ermittelt, wobei höhere Verdichterleistungen näher an der Außentemperatur 3400, die in Fig. 3 konstant ist, liegen. Es kann gesehen werden, dass sich die Verdampfungstemperatur mit steigender Lüfterleistung und mit steigender Verdichterleistung der Außentemperatur annähert.

**[0138]** Fig. 4a und 4b zeigen schematisch und exemplarisch Temperaturverläufe der Medienströme im Verdampfer bei hohem Medienstrom 3400 in Fig. 4a und bei niedrigem Medienstrom 3500 in Fig. 4b. Die Temperatur des Wärmequellenmediums WQ nimmt von einer Einlasstemperatur WQ\_Ein zu einer Auslasstemperatur WQ\_Aus bei Durchtritt durch den Verdampfer durch Wärmeabgabe an das Kältemittel KM ab. Das Kältemittel wird zunächst verdampft, was dem konstanten/waagerechten Bereich des Temperaturverlaufs zwischen Temperatur am Einlass KM\_Ein und Temperatur am Auslass KM\_Aus entspricht, bevor es zu einer Überhitzung kommt, dem Bereich also, dem der Verlauf 3410 bzw. 3420 der Kältemitteltemperatur ansteigt.

**[0139]** Durch den geringeren Medienstrom in Fig. 4b ist die Temperaturdifferenz  $dT_{WQ}$  zwischen Einlass und Auslass

größer als bei dem höheren Medienstrom in Fig. 4a. Dadurch kommt es zu einer höheren Überhitzung  $dT$  ( $WQ\_Ein-T_0$ ).

**[0140]** Zusätzlich erfolgt vorzugsweise die Einbeziehung des Verdampfungstemperaturniveaus und der Nichtlinearität der Beziehung zwischen a) der Differenz zwischen Außenlufttemperatur und Verdampfungstemperatur und b) der Kälteleistung in die Berechnung der leistungskompensierten Taupunkttemperatur im Niederdruck.

**[0141]** Vorzugsweise erfolgen die Einbeziehungen durch je einen Korrekturparameter für das Verdampfungstemperaturniveau und die Nichtlinearität, die besonders bevorzugt als Exponent in die Berechnung eingehen.

**[0142]** Erfindungsgemäß wurde durch Messungen zur Funktion zwischen Differenztemperatur, das heißt Differenz zwischen Aussenlufttemperatur und Verdampfungstemperatur, und Kälteleistung herausgefunden, dass der Gradient Differenztemperatur geteilt durch Kälteleistung eine Abhängigkeit von der Wärmequellentemperatur aufweist. Je höher die Wärmequellentemperatur, hier also die Aussenlufttemperatur, desto geringer die Differenztemperatur, d.h. Aussenlufttemperatur minus Verdampfungstemperatur, bei gleicher Kälteleistung. Hier kann beispielsweise ein wärmequellen-temperaturabhängigen Verdampfungsdruck eine Rolle spielen. Proportional zum Verdampfungsdruck ändert sich die Sauggasdichte und die Strömungsgeschwindigkeit des Kältemittels, welche dann wiederum den Wärmeübergang zwischen Kältemittel und Wärmeübertrager beeinflussen.

**[0143]** Diese Abhängigkeit wird über den Korrekturparameter für das Verdampfungstemperaturniveau einbezogen, besonders bevorzugt als Exponent des Kältemitteldruckes im Niederdruckpfad des Kältekreises, der multiplikativ in die Berechnung der leistungskompensierten Taupunkttemperatur eingeht.

**[0144]** Ferner haben erfindungsgemäße Messungen zur Funktion zwischen der Differenztemperatur zwischen Aussenlufttemperatur und Verdampfungstemperatur, und der Kälteleistung weiterhin ergeben, dass der Gradient der Differenztemperatur geteilt durch Kälteleistung eine Abhängigkeit von der Kälteleistung selbst aufweist. Je höher die Kälteleistung, desto größer der Gradient aus Differenztemperatur geteilt durch Kälteleistung. Hier kann beispielsweise ein Temperaturgleits des Kältemittels als auch die Strömungsgeschwindigkeit des Kältemittels die Abhängigkeit von der Kälteleistung verursachen.

**[0145]** Je größer die Kälteleistung, desto (proportional) höher ist der Kältemittelmassenstrom durch den Verdampfer. Je höher der Kältemittelmassenstrom, desto höher ist die mittlere Strömungsgeschwindigkeit des Kältemittels und damit umso geringer die Verweilzeit des Kältemittels im Verdampfer. Eine geringere Verweilzeit bedeutet geringere Energieübertragung bezogen auf die treibende Temperaturdifferenz. Zur Erzielung der gewünschten Energieübertragung, insbesondere zum Erzielen des gewünschten Verdampfungsgrades, ist also eine überproportional höhere treibende Temperaturdifferenz erforderlich. Weiterhin kann die von der mittleren Strömungsgeschwindigkeit abhängige Reynold-Zahl die Wärmeübertragung beeinflussen.

**[0146]** Diese zusammengefasst als "Nichtlinearität Kälteleistung" bezeichneten Abhängigkeiten werden besonders bevorzugt durch einen Faktor kompensiert, der ein Exponentialfaktor der Kälteleistung des Verdichters hoch einem Korrekturparameter ist, wobei der Faktor ebenfalls bevorzugt multiplikativ in die Berechnung der leistungskompensierten Taupunkttemperatur eingeht.

**[0147]** Fig. 5 und 6 zeigen schematisch und exemplarisch eine Temperaturdifferenz zwischen Außenlufttemperatur  $T_A$  und Verdampfungstemperatur  $T_0$ , genannt Differenztemperatur, auf der vertikalen Achse als Funktion der Kälteleistung auf der horizontalen Achse. In beiden Figuren sind für je vier unterschiedliche Verdichterdrehzahlen gemessene Verläufe 4010, 4020, 4030 in unterschiedlichen Arbeitspunkten der Kompressionskälteanlage dargestellt. Die unterschiedlichen Arbeitspunkte sind vorzugsweise durch unterschiedliche Außentemperaturen und durch unterschiedliche Wärmesenkenvorlauftemperaturen, beispielsweise Heizungsvorlauf- oder Warmwasservorlauftemperatur, bestimmt.

**[0148]** In Fig. 5 sind die Korrekturen der Abhängigkeiten "Verdampfungstemperaturniveau" und "Nichtlinearität Kälteleistung" nicht einbezogen, wohingegen Fig. 6 die Verläufe mit korrigierter, berechneter Taupunkttemperatur bzw. Verdampfungstemperatur  $T_0$  zeigt. Die zugehörigen berechneten, leistungskompensierten Verläufe 4012, 4022, 4032 in Fig. 5 sind entsprechend linear, während die Verläufe 4014, 4024, 4034 in Fig. 6 die exponentiellen Korrekturen "Verdampfungstemperaturniveau" und "Nichtlinearität Kälteleistung" berücksichtigen.

**[0149]** Es kann durch Vergleich der Fig. 5 und 6 gesehen werden, dass die verbleibende Ungenauigkeit bei konstanten Umgebungsbedingungen und variiert Verdichterdrehzahl durch die Einbeziehung der weiteren Korrekturen von ca. 2-3 K auf ca. 1-1,5 K halbiert werden kann.

## **## Martin, was ist "Potenz (Außentemperatur IWS - Taupunkttemperatur IWS)"**

**[0150]** Vorzugsweise wird die leistungskompensierte Taupunkttemperatur, besonders bevorzugt nach den weiteren Korrekturen "Verdampfungstemperaturniveau" und "Nichtlinearität Kälteleistung", zur weiteren Verarbeitung gefiltert, beispielsweise tiefpassgefiltert und bevorzugt mit einem Tiefpass erster Ordnung gefiltert.

**[0151]** Da zu Beginn eines Heizzyklus die Prozessgrößen noch stark schwingen und die Amplituden sehr groß sind, kann die Abtuerkennung in der ersten Zeit, beispielsweise ein einstellbarer Wert wie 10 Minuten, eines Heizzyklus deaktiviert sein und erst nach Ablauf der ersten Zeit aktiviert werden.

**[0152]** Zur Berechnung der außentemperaturkompensierten Taupunkttemperatur werden Veränderungen der Außen-

temperatur mit in die Berechnung einbezogen. Vorzugsweise wird die Außentemperatur hierfür gefiltert, wie besonders bevorzugt mit einem Tiefpass gefiltert, und dann weiterverarbeitet.

**[0153]** Für das erfindungsgemäße Verfahren ist eine Taupunkttemperaturreferenz von Bedeutung.

**[0154]** Mit steigender Bereifung des Verdampfers vergrößert sich die Temperaturdifferenz zwischen der Außentemperatur und der Taupunkttemperatur. Die Berechnung der Taupunkttemperaturreferenz erfolgt nur bei freigegebener Abtaubedarfserkennung. Die Taupunkttemperaturreferenz wird initialisiert beim Netzeinschalten des Gerätes oder nach erfolgter erfolgreicher Abtauerung. Abtauerungen gelten als erfolgreich, wenn sie durch die reguläre Abtauerndeerkennung beendet werden, hier beispielsweise Hochdruck über Grenzdruck.

**[0155]** Abtauerungen gelten als nicht erfolgreich, wenn sie durch andere Kriterien beendet werden, wie beispielsweise Verflüssigertemperatur unterhalb Grenzwert, Abschalten des Verdichters durch eine Sperre oder maximale Abtauerzeit überschritte. Bei einer nicht erfolgreichen Abtauerung wird der Wert der Taupunkttemperaturreferenz weitergeführt.

**[0156]** Bei der Initialisierung wird der Taupunkttemperaturreferenz beispielsweise ein Wert zugewiesen, der unterhalb jedes im Betrieb möglichen Wertes ist, z.B. - 100 °C.

**[0157]** Die Taupunkttemperaturreferenz wird aktualisiert, indem sie auf ein Maximum aus der Taupunkttemperatur und der Taupunkttemperaturreferenz festgelegt wird. Die Taupunkttemperatur ist vorzugsweise die erfindungsgemäß korrigierte, gefilterte und/oder außentemperaturkompensierte Taupunkttemperatur.

**[0158]** Abtaubedarf wird erkannt, wenn die Taupunkttemperatur plus ein Temperaturdifferenzparameter zur Abtauerlösung, beispielsweise 2 K, kleiner als die Taupunkttemperaturreferenz ist. Auch hier ist die Taupunkttemperatur vorzugsweise die erfindungsgemäß korrigierte, gefilterte und/oder außentemperaturkompensierte Taupunkttemperatur.

**[0159]** Nach einem Betriebsartenwechsel von einer Betriebsart ungleich Heizbetrieb (Abtauerbetrieb, Standby etc.) zum Heizbetrieb findet ein Einschwingvorgang der für die Abtauerlösungserkennung relevanten Kältekreisprozesswerte statt. Beispielsweise wird im Abtauerbetrieb das Kältekreislelement an welchem der Verdampferaustrittstemperatursensor angekoppelt ist mit Heißgastemperatur beaufschlagt, der Aussenlufttemperatursensor wird durch den im Abtauerbetrieb erwärmten Verdampfer ebenfalls erwärmt.

**[0160]** Im Heizbetrieb gleichen sich beide Temperaturwerte im Laufe der Zeit an die tatsächlich im Kältekreis vorhandenen Prozesstemperaturen an, erst nach dieser Angleichzeit ist eine präzise Bewertung der Verdampfervereisung auf Basis der Prozesswerte, insbesondere der berechneten Taupunkttemperatur, möglich.

**[0161]** Um diesem Einschwingverhalten Rechnung zu tragen ist es vorteilhaft, den Temperaturdifferenzwert zur Abtauerlösung als Kriterium für die Erkennung einer Vereisung des Verdampfers mit einer zeitverlaufsabhängigen Toleranz zu überlagern, die während des Einschwingvorganges der Prozesstemperaturen eine im Zeitverlauf abschmelzende Vergrößerung des Temperaturdifferenzwertes bewirkt. Besonders bevorzugt folgt der Verlauf der Toleranz als Zeitfunktion einer  $1/x$  - Kennlinie, so dass die Toleranz umgekehrt proportional zur laufenden Zeit abschmilzt und sich dem Temperaturdifferenzparameter annähert.

**[0162]** In dieser Ausführungsform erfolgt eine Abtauerlösung unabhängig von der Betriebssituation des Kältekreises immer in etwa bei einer bezogen auf den unvereisten Zustand des Verdampfers reduzierten Verdampfungstemperatur. Diese parametrisch einstellbare betriebszustandsunabhängige Reduzierung der Verdampfungstemperatur bewirkt:

- Eine Abtauerlösung bei einer relativen Wirkungsgradverringern, welche relativ unabhängig vom Betriebszustand des Kältekreises der parametrierbaren Temperaturdifferenz zugeordnet ist.
- Eine betriebszustandsabhängig stark unterschiedliche relative Vereisung bei Abtauerlösung, bei kleiner Kälteleistung mit Verdampfungstemperaturen nahe der Aussentemperatur kann bis zur Verdampfungstemperaturreduzierung von 2 K eine wesentlich größere Eismenge im Verdampfer eingelagert werden, als bei einer großen Kälteleistung mit einer Verdampfungstemperatur von mehr als 10 Kelvin unterhalb der Aussentemperatur, insbesondere dann, wenn die vom Lüfter geförderte Luftmenge nicht in allen Arbeitspunkten der Wärmepumpe proportional zu Kälteleistung ist.
- Betriebszustandsabhängig stark unterschiedliche Abtauerzyklenzeiten bei gleichen Umgebungsbedingungen. Bei kleiner Kälteleistung mit Verdampfungstemperaturen nahe der Aussentemperatur kann bis zur Verdampfungstemperaturreduzierung von 2 K eine wesentlich größere Eismenge im Verdampfer eingelagert werden und es ergeben sich relativ lange Betriebszyklen bis zur Abtauerlösung. Bei einer großen Kälteleistung mit einer Verdampfungstemperatur von mehr als 10 Kelvin unterhalb der Aussentemperatur kann bis zur Verdampfungstemperaturreduzierung von 2 K eine wesentlich kleinere Eismenge im Verdampfer eingelagert werden und es ergeben sich relativ kurze Betriebszyklen bis zur Abtauerlösung.

**[0163]** Aus diesem Grund wird bevorzugt eine Parametrierung der Temperaturdifferenz für die Abtauerlösung in Abhängigkeit der Kälteleistung vorgeschlagen, was schematisch in Fig. 7a und 7b gezeigt ist, wobei der sich ergebende Temperaturdifferenz auf der vertikalen Achse über die Kälteleistung auf der horizontalen Achse aufgetragen ist.



**[0164]** Mit diesem kälteleistungsabhängigen Anteil erfolgt eine Abtauauslösung abhängig von der Betriebssituation des Kältekreises immer in etwa bei einer bezogen auf den unvereisten Zustand des Verdampfers kälteleistungsproportional reduzierten Verdampfungstemperatur. Diese parametrisch einstellbare betriebszustandsabhängige Reduzierung der Verdampfungstemperatur bewirkt eine Abtauauslösung bei einem relativen Vereisungsgrad, welche relativ unabhängig vom Betriebszustand des Kältekreises ist und betriebszustandsunabhängig wenig unterschiedliche Abtauzyklenzeiten bei gleichen Umgebungsbedingungen.

**[0165]** Der proportionale Anteil der Kälteleistung geht mit einem parametrierbaren Exponenten ein, der für die Verläufe 5010, 5020, 5030 und 5040 sukzessive ansteigt.

**[0166]** Bei dem Verlauf 5010 ist der Exponent gleich 0 so dass eine vollständige Kälteleistungsunabhängigkeit für die Berechnung der Temperaturdifferenz für die Abtauauslösung eingestellt werden.

**[0167]** Bei dem Verlauf 5040 ist der Exponent der Leistungskorrektur gleich 1, so dass eine vollständige Kälteleistungsabhängigkeit (Proportionalität) für die Berechnung der Temperaturdifferenz für die Abtauauslösung eingestellt wird.

**[0168]** Bei den Verläufen 5020 und 5030 sind die Exponenten der Leistungskorrektur zwischen 0 und 1, so dass eine graduelle Kälteleistungsabhängigkeit (Proportionalität) zwischen Temperaturdifferenz für die Abtauerkennung und der Kälteleistung herrscht.

**[0169]** Die Wahl des Exponenten und damit des Einflusses der Kälteleistung erfolgt vorzugsweise in Abhängigkeit der konkreten Kompressionskälteanlage.

**[0170]** In Fig. 7a ist darüber hinaus ein Mindest- und ein Höchstwert für die Temperaturdifferenz für die Abtauauslösung vorgesehen. In einem Bereich 5050 wird die Temperaturdifferenz auf mindestens 2 K begrenzt und in einem Bereich 5055 wird die Temperaturdifferenz des Verlaufs 5040 auf höchstens 4 K beschränkt.

**[0171]** Fig. 7b entspricht der Fig. 7a, wobei in einem Bereich niedriger Kälteleistungen 5060 auch Schwellwerte für die Temperaturdifferenz von kleiner als 2 K zugelassen werden.

**[0172]** Zur Erkennung des Abtaubedarfs wird die gefilterte Taupunkttemperatur mit der Taupunkttemperaturreferenz verglichen. Abtaubedarf wird vorzugsweise erkannt, wenn folgende Bedingung für länger als eine vorbestimmte Zeitdauer, beispielsweise eine Minute, durchgehend erfüllt ist a) Summe aus (korrigierter, gefilterter und/oder außentemperaturkompensierter) Taupunkttemperatur und der bestimmten Temperaturdifferenz Abtauauslösung ist kleiner als die Taupunkttemperaturreferenz und b) die (korrigierte, gefilterte und/oder außentemperaturkompensierte) Taupunkttemperatur ist kleiner als ein Parameter zu Freigabe der Abtauerkennung.

**[0173]** Der Abtauvorgang ist beendet, wenn der Hochdruck des Hochdruckfühlers größer als ein parametrierter Grenzdruck Abtauende ist.

**[0174]** Bei Abtaubeginnerkennung mit Differenzdruckschalter oder Abtaubeginnerkennung mit kann durch Fehlereinflüsse auf die Sensorik nicht in jedem Fall sichergestellt werden, dass der Verdampfer rechtzeitig abgetaut wird. Als zusätzliche Sicherheit wird vorzugsweise ein Abtauzeitprogramm überlagert, welches in Abhängigkeit der Außentemperatur einen parametrierbaren Mindestabtauzyklus überwacht.

**[0175]** Bei Ausfall des Differenzdruckschalters und ungünstigen Umgebungsbedingungen kann es am Verdampfer auch vor der Abtauauslösung nach Zeitprogramm zu einer so starken Vereisung kommen, dass der Niederdruckwächter anspricht. Ein mehrmaliges Ansprechen des Niederdruckwächters in einer festgelegten Zeitspanne kann eine Störabschaltung der Wärmepumpe verursachen, welche vermieden werden sollte. Das Ansprechen des Niederdruckwächters kann demnach überlagert direkt ein Durchführen des Abtauvorgangs veranlassen.

**[0176]** Die Auslösung einer kältekreisdatenbasierten Abtauung unterliegt einer hohen Beeinflussbarkeit durch statische Störgrößen wie a) Ungenauigkeit der Berechnung der Kälteleistungskompensation b) Ungenauigkeit in der Kompensation des Lüfterleistungseinflusses c) Ungenauigkeit in der Kompensation des Verdampfungstemperatureinflusses d) Ungenauigkeit in der Kompensation des Überhitzungseinflusses; als auch einer hohen Beeinflussbarkeit durch dynamische Vorgänge wie e) Verdichterstart mit Schwingen des Überhitzungsreglers / Einschwingen der Prozesstemperaturen f) Verdichterdrehzahländerungen g) Arbeitspunktänderungen bei Umschaltung Heizbetrieb / Warmwasserladebetrieb

**[0177]** Eine störbefallene Beeinflussung kann Fehlberechnung der Abtaureferenz - Differenztemperatur als auch der gefilterten Differenztemperatur zwischen Aussentemperatur und Taupunkttemperatur bewirken, welche zur verfrühten Abtauauslösung (ohne Eisbildung) führt.

**[0178]** Zur Vermeidung einer solchen verfrühten Abtauung durch Einschwingvorgänge nach Verdichterstart oder im Anschluss an eine Abtauung ist wie ausgeführt die Sperrung einer Abtauauslösung in einer Zeitspanne von beispielsweise 10 Minuten nach Verdichterstart / Abtauende implementiert.

**[0179]** Zur Vermeidung von verfrühten Abtauungen nach Ablauf dieser Zeitspanne kann zusätzlich eine weitere Abtausperre parametrierbar werden, welche sich an der Zeitspanne orientiert, welche für eine Abtauauslösung nach Zeitprogramm berechnet wird. Die Abtauauslösung nach Zeitprogramm ist eine übergeordnete Sicherheitsfunktion, welche bei Versagen, insbesondere einem störbefallenen Nichtauslösen trotz hinreichender Eismenge, einer erfindungsgemäßen kältekreisbasierten Abtauerkennung eine Abtauung erzwingt. Die Laufzeit einer Zeitabtauauslösung wird parametrisch so lang eingestellt, dass eine reguläre Abtauung üblicherweise vor Auslösung einer Zeitabtauung erfolgt.

**[0180]** Da sich die modellbasierte Berechnung der Abtauauflösung nach Zeitprogramm in etwa an angenommenen realitätsnahen Betriebsbedingungen der Wärmepumpe orientiert, lässt sich diese Berechnung auch für eine modellbasierte Unterdrückung von störbeeinflusst verfrühten Abtauungen nutzen. Dazu wird eine zur Abtauauflösungs-Zeitspanne relative Zeitspanne berechnet, in welcher eine Vereisung unterhalb eines Niveaus für Abtauauflösung angenommen wird. Erfolgt eine kältekreisdatenbasierte Abtauauflösung innerhalb dieser Zeitspanne, wird eine Abtauauflösung unterdrückt.

**[0181]** Ist der Wert des Laufzeitimers zur Abtaufreigabe kleiner als die Zeit, die als Mindestzeit für eine Abtauauflösung nach Zeitprogramm eingestellt ist, wird eine kältekreisdatenbasierte Abtauung unterdrückt.

**[0182]** Bei einer Umschaltung in den Abtaubetrieb gleichen sich bei Betätigen des Umschaltventils innerhalb kürzester Zeit (beispielsweise weniger als eine Sekunde) Niederdruck und Hochdruck an den Verdichterports an. Infolge der Druckänderung an den Verdichterports erfolgt eine Lastmomentänderung der Scrollleinheit, welche wiederum durch die Vektorregelung des Inverters ausgeregelt werden muss.

**[0183]** Bei Kältekreisen mit drehzahlgeregelten Verdichtern besteht die Möglichkeit, dass auch bei maximaler Verdichterdrehzahl eine Abtaubeginnenerkennung erfolgt. Je größer die Drehzahl des Verdichters und damit die Leistungsaufnahme in dem betreffenden Betriebspunkt ist, desto größer ist die Wahrscheinlichkeit, dass durch die Laständerung Stromspitzen den zulässigen Grenzwert überschreiten und damit ein Fehler-Abschalten des Inverters bewirken.

**[0184]** Um einer solchen Abschaltung vorzubeugen, ist bevorzugt vorgesehen, die Verdichterdrehzahl vor Umschaltung in den Abtaubetrieb auf einen parametrierbaren Maximalwert zu begrenzen. Die Zeitspanne, welche vor Einleitung einer Abtauung zur Reduzierung der Verdichterdrehzahl verwendet wird, wird durch einen Vorlaufzeitparameter eingestellt.

**[0185]** Abhängig von der Ausführung der Kältekreisverschaltung, der Komponentenauslegung, der Kältemittelfüllmenge und dem anzunehmenden Arbeitsbereich der Wärmepumpe ist es gegebenenfalls sinnvoll zur Abtauendeerkennung (zusätzlich) die sich im Abtaubetrieb einstellende Kältemitteltemperatur beim Austritt des Kältemittels aus dem Rohr/Lamellen-Wärmeübertrager zu bewerten. Im Betriebsfall Heizbetrieb ist dies die Eintrittstemperatur des Kältemittels in den Verdampfer.

**[0186]** Bei hohem Kältemittelfüllgrad im Rohr/Lamellen-Wärmeübertrager im Abtaubetrieb kondensiert das Kältemittel nur in kleinen Bereichen des Wärmeübertragers, welche dann auch entsprechend erwärmt werden, während die restlichen Bereiche, in welchen sich verflüssigtes Kältemittel befindet, kaum erwärmt werden, so dass der Eisbelag dort nur unzureichend geschmolzen wird.

**[0187]** Die hohen Kondensationstemperaturen in den kleinen Bereichen bewirken hohe korrespondierende Hochdrücke, welche eine Abtauung vorzeitig beenden lassen, obwohl noch vereiste Bereiche bestehen.

**[0188]** Hier hilft zur Detektion einer gesamtheitlichen Eisabschmelzung die Kältemittelaustrittstemperatur aus dem Rohr/Lamellen-Wärmeübertrager im Abtaubetrieb, da diese erst - gleichmäßige Durchströmung vorausgesetzt - bei völliger Eisfreiheit Temperaturwerte größer 0 °C annehmen kann.

**[0189]** Die Verknüpfung von druckbasierter Abtauendedetektion und temperaturbasierter Abtauendedetektion erfolgt bei Freischaltung eines korrespondierenden Temperatursensors per Sensorkonfiguration als "und" - Verknüpfung, ist eines der Auslöseverfahren unerwünscht, so ist der korrespondierende Parameter auf einen Wert einzustellen, welcher einer Maskierung des entsprechenden Verfahrens gleichkommt.

**[0190]** Diese "und" - Verknüpfung ist sinnvoll, da bei einer "oder" - Verknüpfung folgendes Problem auftreten könnte: Wird beispielsweise als Temperaturgrenzwert für die Abtauendeung 15°C parametrierbar, so ist es durch die thermische Trägheit der Messkette durchaus möglich, dass selbst Minuten nach Abtauauflösung der Verdampfer Temperatureintrittswert oberhalb der Abtauendegrenze liegt, was zur vorzeitigen Abtauendeung führen würde.

**[0191]** Ist der Sensor zur Erfassung der Verdampfereingangstemperatur konfiguriert bzw. freigeschaltet und ist der Fehlerstatus für diesen Sensorwert inaktiv, dann ist eine Einbeziehung der Verdampfereingangstemperatur in die Berechnung freigeschaltet und es gilt:

Ist die Betriebsart gleich "Abtaubetrieb" und überschreitet der Hochdruck den Grenzdruck für Abtauende und ist die aktuelle Abtauendauer größer als die mit der Prozessvariable Minimale Abtauendauer eingestellte Wert und ist die Verdampfereingangstemperatur größer als Parameter Grenztemperatur Abtauende dann wird der Abtaubetrieb beendet.

**[0192]** Anderenfalls, das heißt also dass der Sensor zur Erfassung der Verdampfereingangstemperatur nicht konfiguriert (freigeschaltet) ist oder der Fehlerstatus für diesen Sensorwert aktiv ist, dann ist eine Einbeziehung der Verdampfereingangstemperatur in die Berechnung nicht freigeschaltet und es gilt: Ist die Betriebsart gleich "Abtaubetrieb" und überschreitet der Hochdruck den Grenzdruck für Abtauende und ist die aktuelle Abtauendauer größer als die mit der Prozessvariable Minimale Abtauendauer eingestellte Wert, dann wird der Abtaubetrieb beendet.

## Patentansprüche

1. Verfahren zum Regeln eines Abtauvorganges eines Verdampfers (240) einer Kompressionskälteanlage (100), wobei

die Kompressionskälteanlage (100) aufweist:

- einen Kältekreis (200) mit Kältemittel,
- einen Verdampfer (240), der einen Lüfter aufweist und zur Wärmeübertragung von Luft an das Kältemittel ausgebildet ist,
- einen Verdichter (210),
- eine Regeleinheit (500) zur Einregelung einer gewünschten Kälteleistung, welche als Wärmeübertrag in dem Verdampfer definiert ist,

wobei das Verfahren die folgenden Schritte aufweist:

- a) Messen eines Verdampferausgangsdrucks,
- b) Bestimmen einer Tautemperatur basierend auf dem Verdampferausgangsdruck,
- c) Korrigieren der bestimmten Tautemperatur durch Kompensation von Störeinflüssen,
- d) Bestimmen einer Differenz aus der Tautemperatur und einem Tautemperaturreferenzwert,
- e) Einleitung eines Abtauvorgangs, falls die Differenz einen Temperaturgrenzwert übersteigt,

**dadurch gekennzeichnet, dass** der Schritt des Korrigierens der bestimmten Tautemperatur die Kompensation von Störeinflüssen mit Hilfe wenigstens einer der Einflussgrößen Niederdruck (ND), Kälteleistung, Verdampferaustrittsüberhitzung und/oder Lüfterleistung enthält.

2. Verfahren nach Anspruch 1, wobei die Tautemperatur aus einer Differenz aus einer ersten Tautemperatur und einer Außentemperatur der den Verdampfer (240) durchströmenden Außenluft gebildet wird, wobei die erste Tautemperatur aus dem Verdampferausgangsdruck berechnet wird und/oder die Außentemperatur gemessen wird.

3. Verfahren nach einem der vorstehenden Ansprüche, wobei die Tautemperatur gefiltert, insbesondere mit einem Tiefpassfilter und besonders bevorzugt mit einem Tiefpassfilter erster Ordnung gefiltert ist.

4. Verfahren nach einem der vorstehenden Ansprüche, wobei der Tautemperaturreferenzwert die maximale über einen bestimmten Zeitraum gemittelte Tautemperatur ist.

5. Verfahren nach einem der vorstehenden Ansprüche, wobei der Schritt des Korrigierens der bestimmten Tautemperatur wenigstens einen, vorzugsweise mehrere und besonders bevorzugt alle der folgenden Schritte enthält:

- Korrigieren der Tautemperatur mittels parametrierbarem, insbesondere linearem, Zusammenhang zwischen Änderung der Kälteleistung und Änderung der Verdampfungstemperatur, insbesondere nach Berechnung einer sich einstellenden Taupunkttemperatur bei einer parametrierten Referenzkälteleistung,
- Kompensieren des Einflusses der Verdampferaustrittsüberhitzung auf die sich einstellende Taupunkttemperatur im Niederdruck, insbesondere Kompensieren eines nichtlinearen Zusammenhangs zwischen einer Veränderung der Überhitzung und der Veränderung der Temperaturdifferenz zwischen Wärmequellentemperatur und Tautemperatur,
- Kompensieren des Einflusses der relativen Lüfterdrehzahl auf die sich einstellende Taupunkttemperatur im Niederdruck und/oder
- Kompensieren einer Nichtlinearität der Kälteleistung durch einen Exponentialfaktor der Kälteleistung des Verdichters hoch einem Korrekturparameter.

6. Verfahren nach einem der vorstehenden Ansprüche, wobei der Abtauvorgang folgende Schritte umfasst:

- e) Bestimmen einer zweiten Differenz aus dem Verdampferausgangsdruck und einem Abschaltdruck
- f) Beenden des Abtauvorganges, falls die zweite Differenz einen Druckgrenzwert unterschreitet.

7. Kompressionskälteanlage (100), enthaltend:

- einen Kältekreis mit Kältemittel,
- einen Verdampfer (240), der einen Lüfter aufweist und zur Wärmeübertragung von Luft an das Kältemittel ausgebildet ist,
- einen Verdichter (210),
- eine Regeleinheit (500) zur Einregelung einer gewünschten Kälteleistung, welche als Wärmeübertrag in dem

Verdampfer (240) definiert ist,

wobei die Regeleinheit ausgebildet ist zum:

- a) Messen eines Verdampferausgangsdrucks,
- b) Bestimmen einer Tautemperatur basierend auf dem Verdampferausgangsdruck,
- c) Korrigieren der bestimmten Tautemperatur durch Kompensation von Störeinflüssen,
- d) Bestimmen einer Differenz aus der Tautemperatur und einem Tautemperaturreferenzwert,
- e) Einleitung eines Abtauvorgangs, falls die Differenz einen Temperaturgrenzwert übersteigt,

**dadurch gekennzeichnet, dass** der Schritt des Korrigierens der bestimmten Tautemperatur die Kompensation von Störeinflüssen mit Hilfe wenigstens einer der Einflussgrößen Niederdruck, Kälteleistung, Verdampferaustritts-überhitzung und/oder Lüfterleistung enthält.

- 8. Kompressionskälteanlage nach Anspruch 7, wobei das Kältemittel einen Temperaturgleit aufweist, insbesondere eine Mischung von R32 und R1234yf ist und besonders bevorzugt R454C ist.
- 9. Luft-Wasser-Wärmepumpe mit einer Kompressionskälteanlage gemäß Anspruch 7 oder 8.

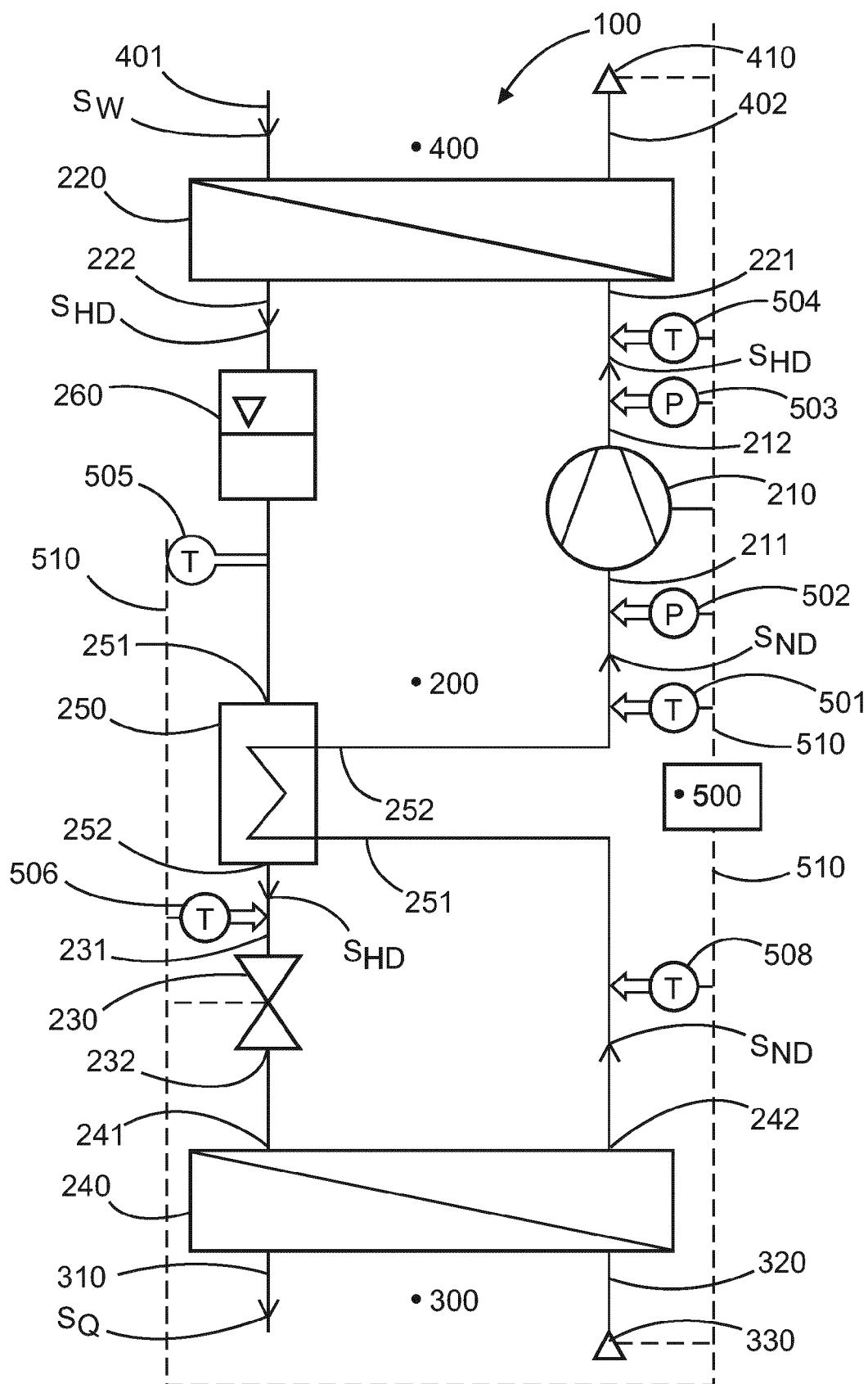


Fig. 1

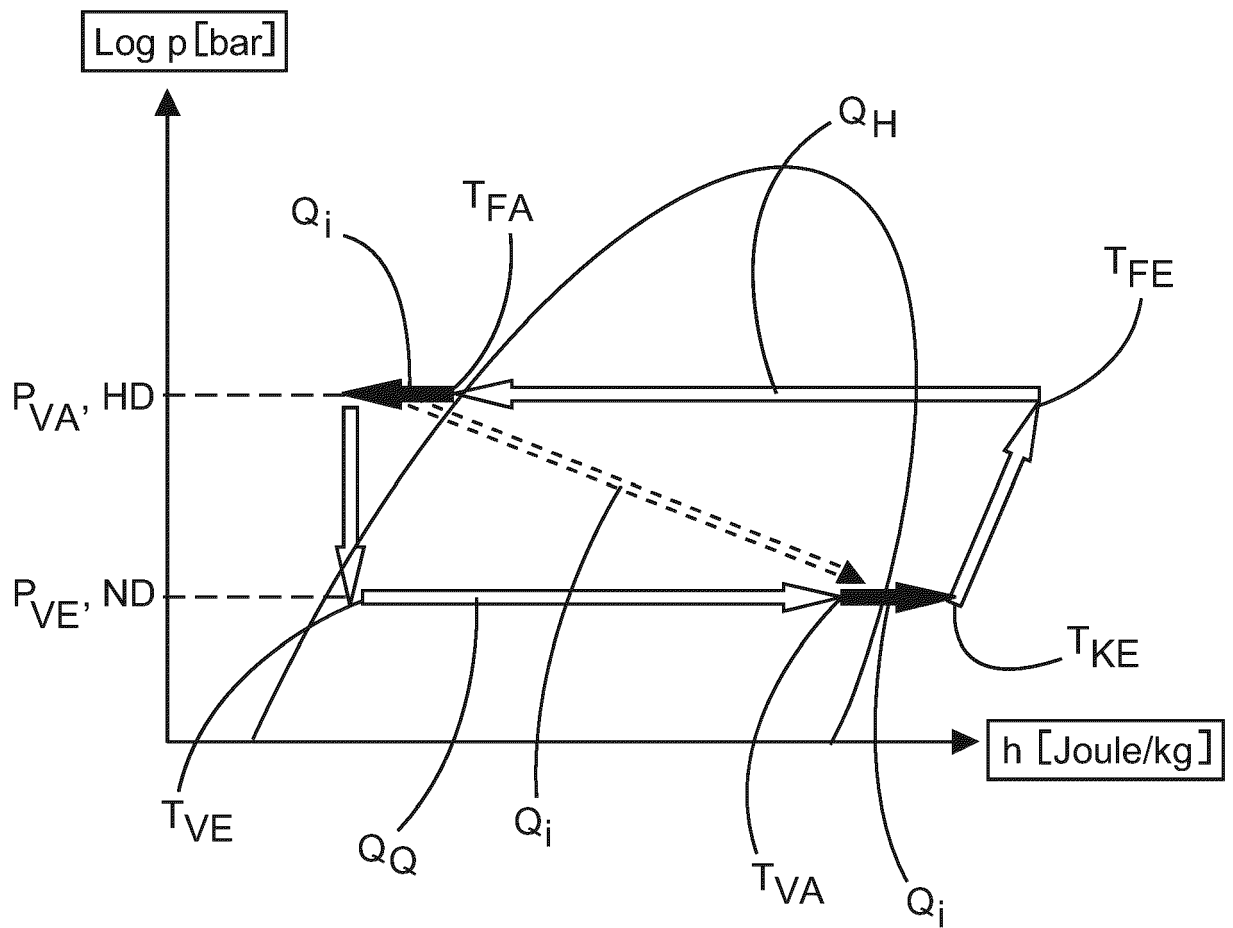


Fig. 2

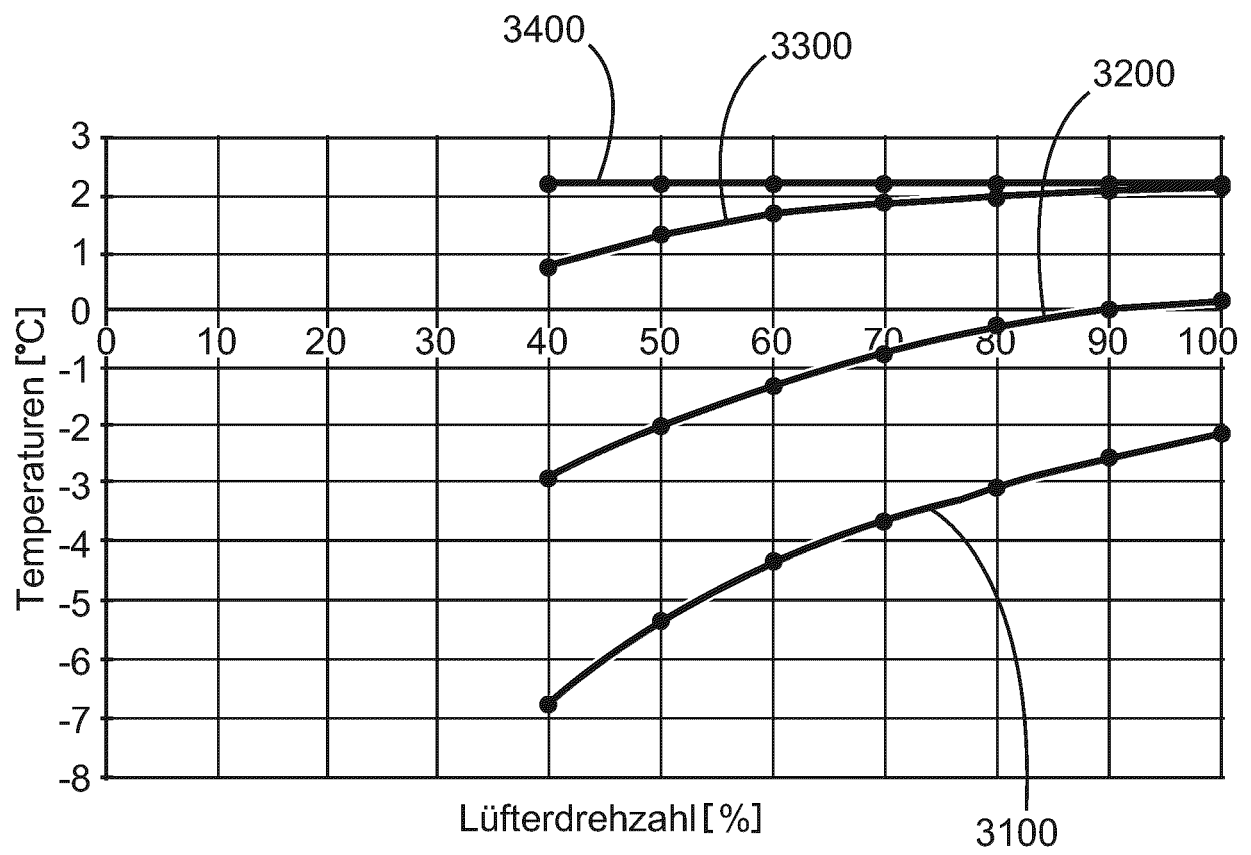


Fig. 3

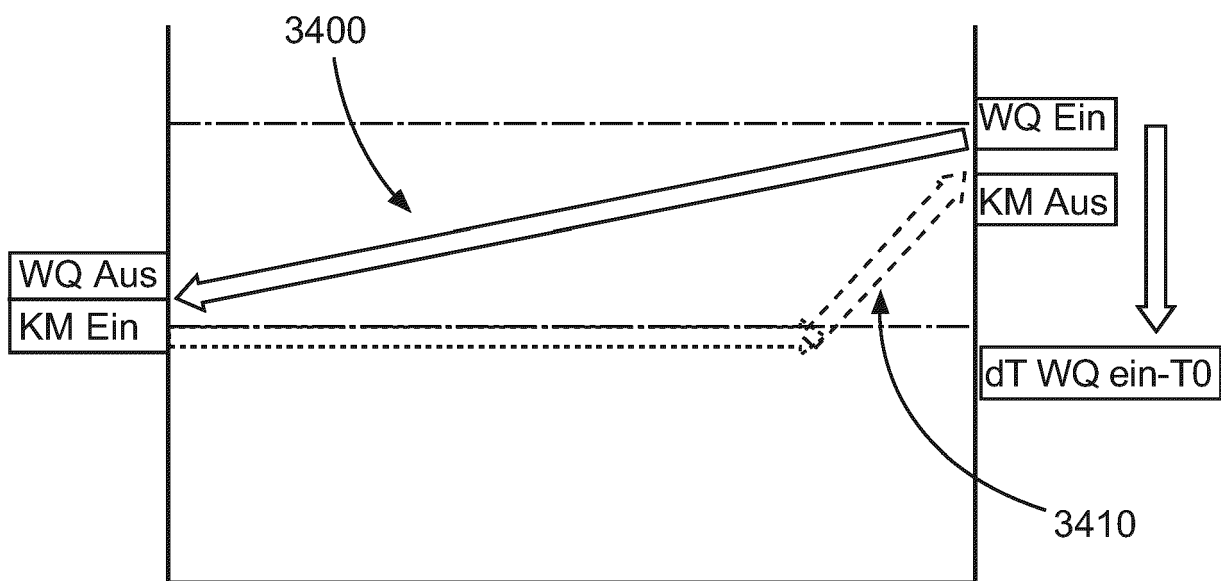


Fig. 4A

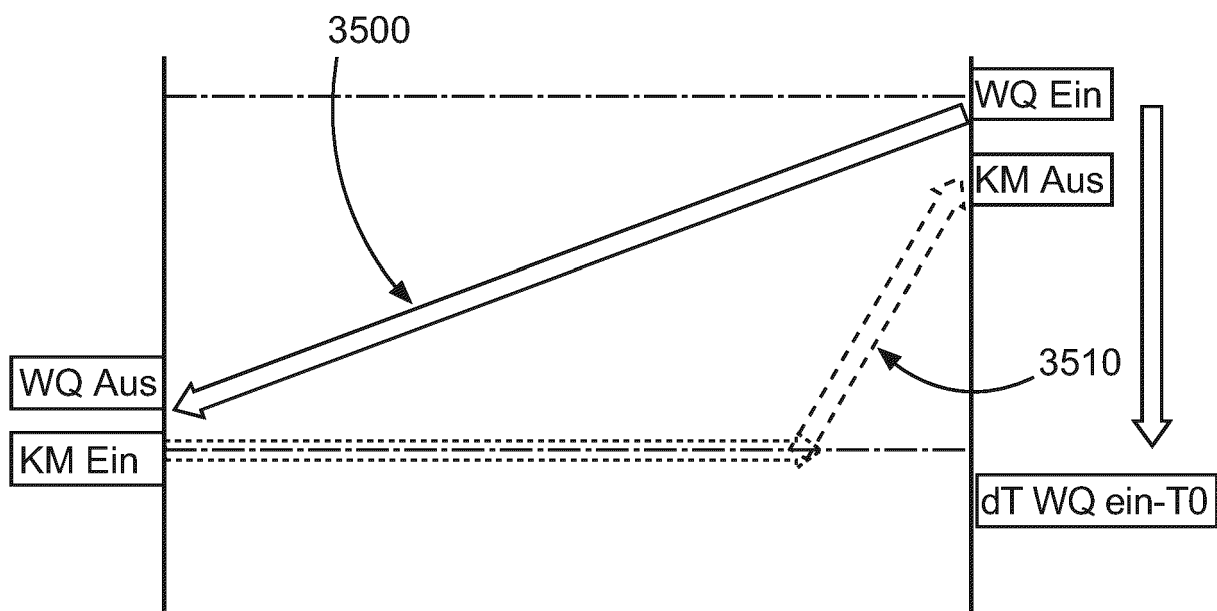


Fig. 4B



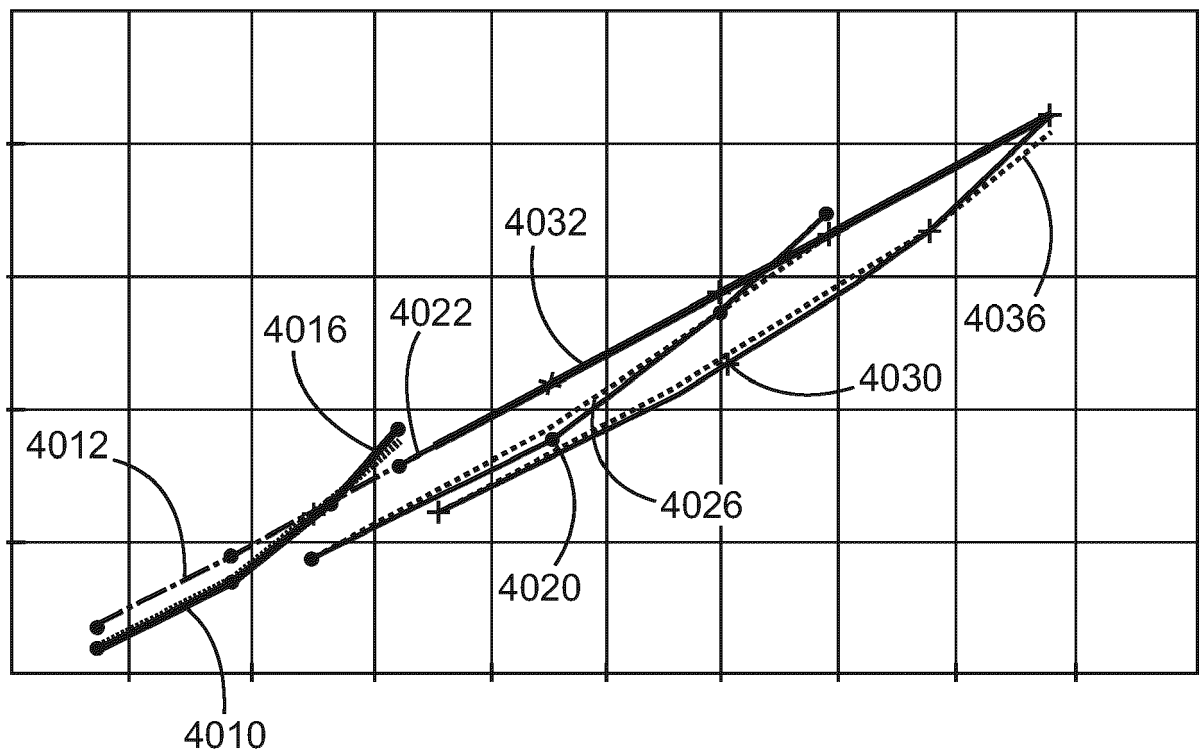


Fig. 5

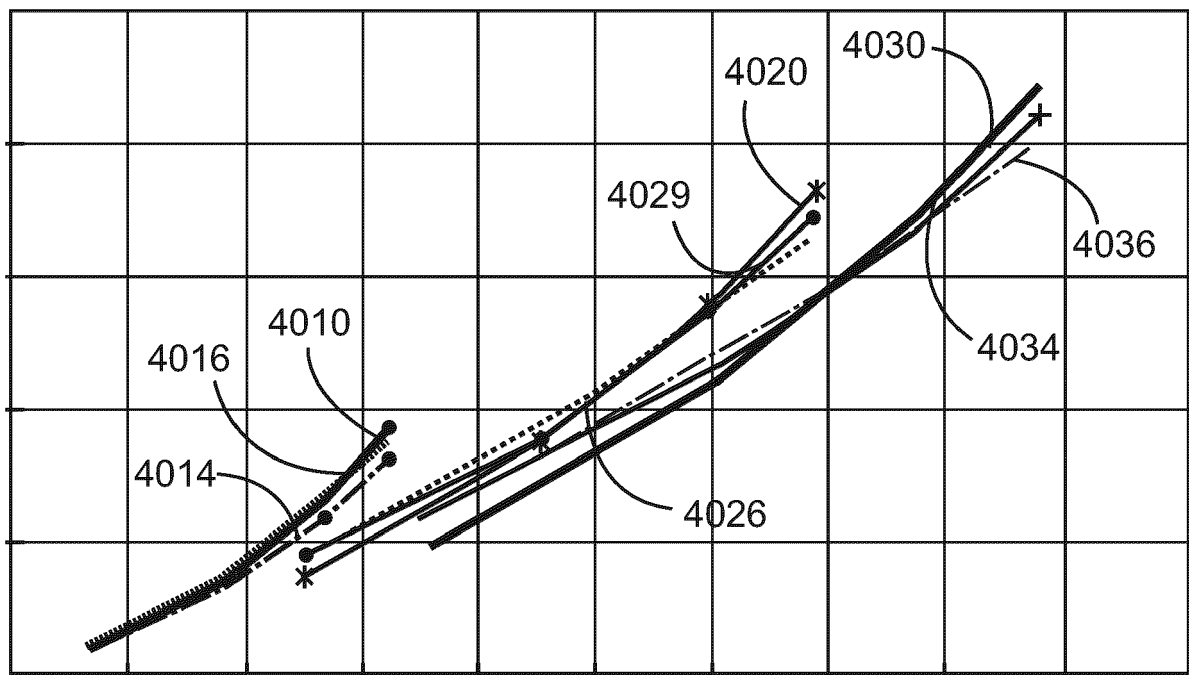
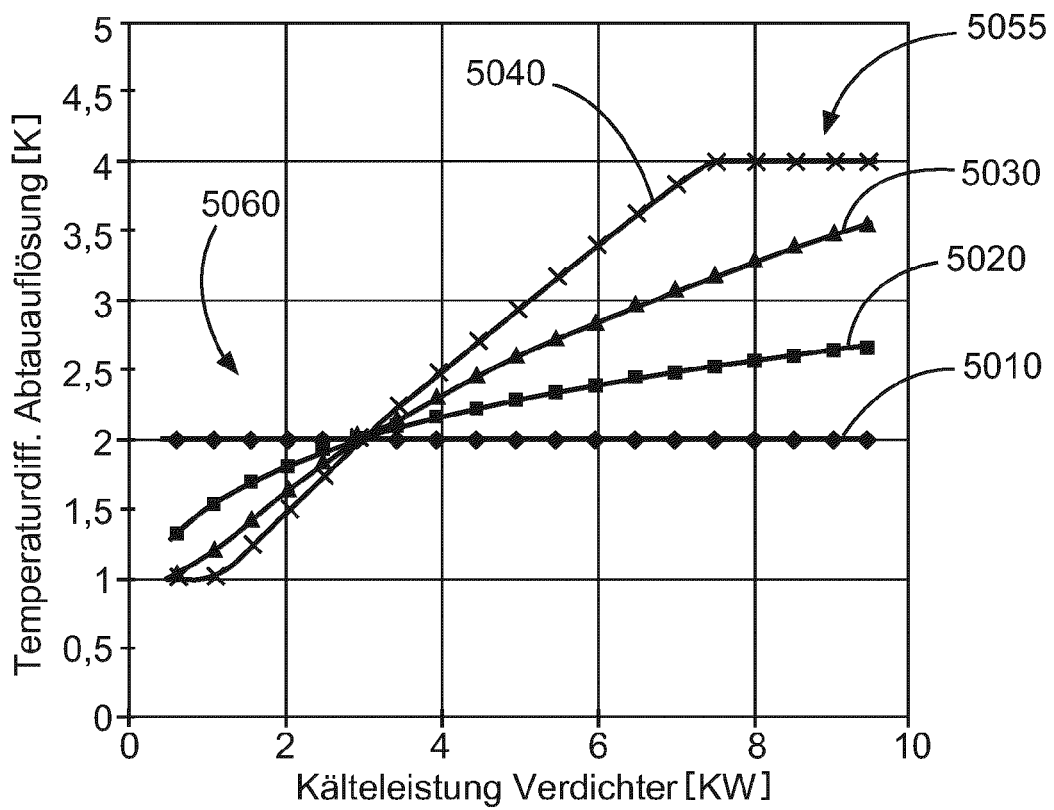
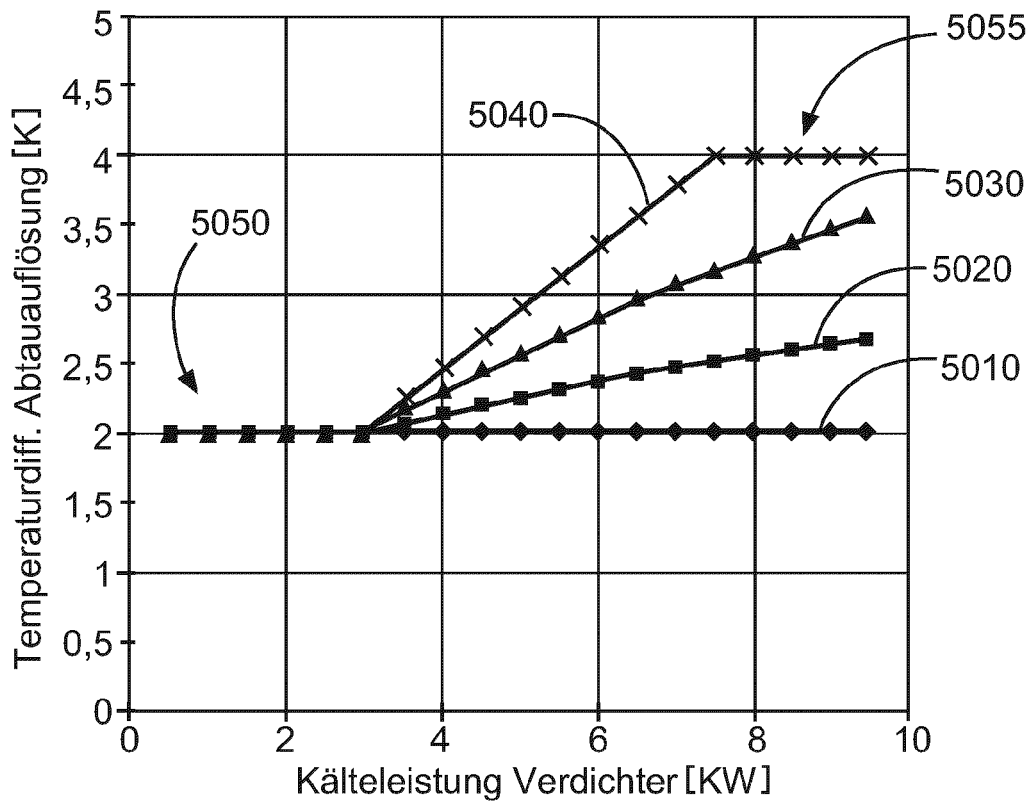


Fig. 6





## EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

 Nummer der Anmeldung  
 EP 21 17 7570

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

2

EPO FORM 1503 03.82 (P04C03)

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (IPC)
X	EP 1 775 533 A2 (STIEBEL ELTRON GMBH & CO KG [DE]) 18. April 2007 (2007-04-18) * Absätze [0019], [0038], [0047], [0049], [0076] - [0097], [0107]; Abbildungen 2-8 *	1-9	INV. F25B47/00 F25B47/02 F25B40/00 F25B49/02
A	DE 10 2012 208819 A1 (HONEYWELL TECHNOLOGIES SARL [CH]) 28. November 2013 (2013-11-28) * Absätze [0037] - [0047]; Abbildung 1 *	1-9	
A	EP 1 355 207 A1 (EGELHOF FA OTTO [DE]) 22. Oktober 2003 (2003-10-22) * Seiten 6, 7; Abbildungen 1, 8, 11 *	1-9	
			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (IPC)
			F25B
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort München		Abschlußdatum der Recherche 24. Oktober 2021	Prüfer Amous, Moez
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : mündliche Offenbarung P : Zwischenliteratur		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus anderen Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	

**ANHANG ZUM EUROPÄISCHEN RECHERCHENBERICHT  
ÜBER DIE EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG NR.**

EP 21 17 7570

5 In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten europäischen Recherchenbericht angeführten Patentdokumente angegeben.  
Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am  
Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

24-10-2021

10	Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
	EP 1775533 A2	18-04-2007	KEINE	
15	DE 102012208819 A1	28-11-2013	DE 102012208819 A1 EP 2667117 A1	28-11-2013 27-11-2013
	EP 1355207 A1	22-10-2003	KEINE	
20				
25				
30				
35				
40				
45				
50				
55				

EPO FORM P0461

Für nähere Einzelheiten zu diesem Anhang : siehe Amtsblatt des Europäischen Patentamts, Nr.12/82

**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**

- DE 102005054101 A1 **[0004]**