



(12) **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

(43) Veröffentlichungstag:
02.07.2025 Patentblatt 2025/27

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

(21) Anmeldenummer: **24215452.4**

(52) Gemeinsame Patentklassifikation (CPC):
F25B 49/005; F25B 49/02; F25B 2600/2513; F25B 2700/195; F25B 2700/197; F25B 2700/2116; F25B 2700/21163; F25B 2700/2117

(22) Anmeldetag: **26.11.2024**

(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 ME MK MT NL NO PL PT RO RS SE SI SK SM TR
Benannte Erstreckungsstaaten:
BA
Benannte Validierungsstaaten:
GE KH MA MD TN

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

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

(30) Priorität: **20.12.2023 DE 102023136083**

(54) **VERFAHREN UND ENTSPRECHEND AUSGEBILDETE VORRICHTUNG ZUM REGELN EINES KÄLTEKREISLAUFS SOWIE KOMPRESSIONSKÄLTEANLAGE**

(57) Die vorliegende Erfindung betrifft ein Verfahren zum Betreiben einer Kompressionskältemaschine (200) und eine entsprechende Kompressionskältemaschine (200), mit einem Kältemittel, einem Verdampfer (11, 240), einer Druckerhöhungseinheit (12, 210) einem Verflüssiger (13, 220) und einem Drosselorgan (15, 230). Das Verfahren umfasst ein Berechnen eines Stellwertes für das Drosselorgan (15, 230) in Abhängigkeit von Prozessgrößen der Kompressionskältemaschine (200) an-

hand eines physikalischen Modells enthaltend Koeffizienten, wobei die Koeffizienten wenigstens eine universelle physikalische Abhängigkeit beschreibenden Koeffizienten und eine toleranzbehaftete Abhängigkeit beschreibenden Koeffizienten aufweist. Das Verfahren umfasst weiter die Schritte: a) Adaptives Korrigieren der Koeffizienten, die toleranzbehaftete Abhängigkeiten beschreiben und b) Einstellen des Drosselorgans (15, 230) auf den Stellwert.

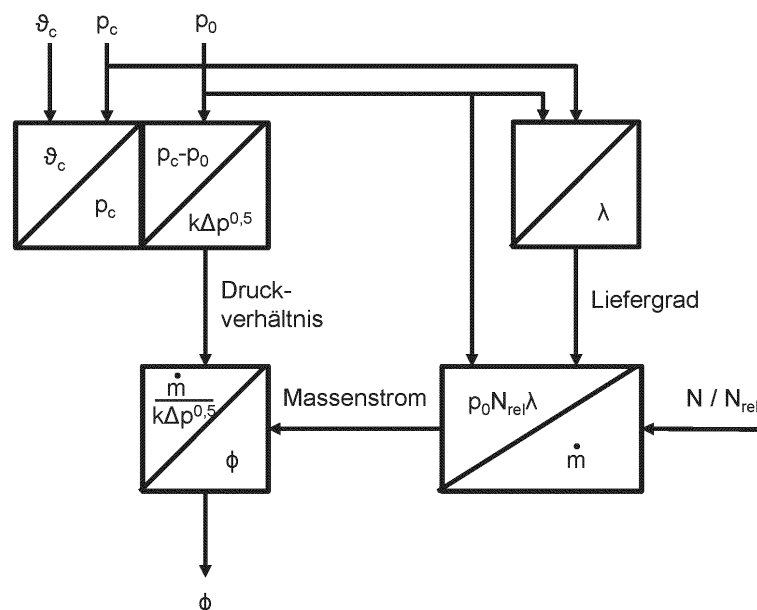


Fig. 3

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Verfahren und eine entsprechend ausgebildete Vorrichtung zum Regeln eines Kältekreislaufs mit einem Kältemittel, einem Verdampfer, einer Druckerhöhungseinheit, einem Verflüssiger und einem Drosselorgan. Die Erfindung betrifft zudem eine entsprechende Kompressionskälteanlage.

[0002] Bei einer Kompressionskälteanlage wird prinzipiell das im Kältekreis der Kompressionskälteanlage befindliche Kältemittel im Verdampfer durch Wärmeentzug des zu kühlenden Mediums verdampft. Im Verdichter erfolgt eine Druck- und damit Temperaturerhöhung. Anschließend wird das Kältemittel im Verflüssiger unter Wärmeabgabe wieder verflüssigt. Durch das Drosselorgan wird das Kältemittel auf den Verdampfungsdruck entspannt.

[0003] Derartige Kompressionskälteanlagen werden z.B. für die Beheizung von Räumen und die Bereitstellung von Brauchwasser eingesetzt; beides wird folgend als Wärmesenke bezeichnet.

[0004] Die Regelung der Wärmesenkentemperatur erfolgt üblicherweise durch Ein- und Ausschalten des Verdichters bzw. durch Modulation der Verdichterdrehzahl. Solche Verfahren sind beispielsweise aus der EP 1 355 207 A1 oder DE 43 03 533 A1 bekannt.

[0005] Weiterhin ist es Aufgabe der Regelung, den Wirkungsgrad des Verdampfers und damit des Kältekreis zu optimieren. Der Wirkungsgrad des Verdampfers hängt u.a. von seinem Befüllungsgrad ab, also davon, welcher Teil des Verdampfers mit Nassdampf und welcher Teil des Verdampfers mit überhitztem Kältemedium gefüllt ist. Je höher der Nassdampfanteil ist, desto geringer ist die Überhitzung und desto besser ist der Wirkungsgrad.

[0006] Ist jedoch der gesamte Verdampfer mit Nassdampf gefüllt und gelangt nicht überhitzter Nassdampf in den Verdichter, kann dies zu Verdichterschäden führen. Aber auch eine zu geringe Füllmenge von Kältemittel im Kältekreis kann den Wirkungsgrad des Kältekreis ungünstig beeinflussen, so dass ein wirkungsgrad-optimierter Füllgrad des Verdampfers mit Nassdampf dann nicht mehr gewährleistet sein kann.

[0007] Als Regelgröße für die Verdampferregelung wird bevorzugt die Überhitzung des Kältemittels am Verdampferausgang verwendet. Diese Überhitzung des Kältemittels lässt sich bevorzugt aus dem Verdampferdruck p_0 und der Temperatur T_{Oh} des überhitzten Kältemittels am Verdampferausgang bestimmen. Temperatur und Druck lassen sich durch geeignete Messaufnehmer problemlos messen. Die Differenz aus Verdampferausgangstemperatur T_{Oh} und Verdampfungstemperatur T_o , die die Temperatur des Kältemittels während der Verdampfung ohne Überhitzung ist, wird berechnet und ist die Ist-Überhitzung ΔT_{Oh-ist} des Kältemittels.

[0008] Der Sollwert für die Verdampferüberhitzung kann als Fixwert für die Kälteanlage festgelegt werden. Es ist jedoch vorteilhaft, diesen dem Betriebspunkt der Kälteanlage anzupassen. Dies kann über ein Kennlinienfeld bzw. eine automatische Adaption in Abhängigkeit von dynamisch veränderlichen Größen im Kältekreis erfolgen. So kann beispielsweise bei auftretender Schwingneigung im Regelkreis der Überhitzungssollwert erhöht werden.

[0009] Ein Überhitzungsregler ermittelt dann die Differenz von Überhitzungs-Ist- und Sollwert. In Abhängigkeit der Regelabweichung wird die Stellgröße, hier das Drosselorgan, eingestellt.

[0010] Es hat sich gezeigt, dass im praktischen Betrieb, insbesondere bei einem großen Bereich zulässiger Verdampfer- und Verflüssigertemperaturen, der Kältekreis stark unterschiedlichen Arbeitsbedingungen ausgesetzt ist. Regelungstechnisch gesehen variiert in Abhängigkeit des jeweiligen Arbeitspunktes die zu regelnde Strecke, der Kältekreis, stark in Verstärkung und Offset. Zur Einstellung der Soll-Überhitzung variiert dann auch das Steuersignal entsprechend in einem großen Bereich. Wird ein solcher Kältekreis beispielsweise mit einem konventionellen Regler mit voreingestellten Reglerparametern geregelt, ist eine exakte Regelung unabhängig vom jeweiligen Kältekreisarbeitspunkt nicht möglich, da sich der Regler an die arbeitspunktabhängig variierende Strecke nicht anpasst. Weiterhin ist es in diesem Fall nicht möglich, beim Verdichterstart und zu diesem Zeitpunkt noch nicht vorliegenden überhitzungsrelevanten Prozessdaten ein geschätztes Steuersignal auszugeben.

[0011] Beispielsweise aus DE 10 2005 048 967 B4 ist ein Verfahren zum Bestimmen eines Steuersignals des Drosselorgans mit den folgenden Schritten bekannt: a) Bestimmen eines ersten Stellwertes für das Drosselorgan in Abhängigkeit von der Abweichung einer Ist-Überhitzung des Kältemittels von einer Soll-Überhitzung, b) Ermitteln des Verflüssigerdrucks, c) Messen des Verdampferdrucks, d) Bilden eines den Kältemittelmassenstrom am Verdampfereingang mit dem Kältemittelmassenstrom am Verdampferausgang vergleichenden Modells, e) Berechnen eines zweiten Stellwertes für das Drosselorgan anhand des Modells aus dem Verdampferdruck, dem Verflüssigerdruck und kältekreis-spezifischen Größen, f) Bestimmen eines dritten Stellwertes für das Drosselorgan durch Verknüpfung des ersten Stellwertes mit dem zweiten Stellwert und g) Einstellen des Drosselorgans auf den dritten Stellwert.

[0012] Es hat sich aber herausgestellt, dass ein derartiges Verfahren für sensible Kältekreise, beispielsweise derartige mit innerem Wärmeübertrager oder einem Kältemittel mit Temperaturleit wie R454C zu ungenau sind.

[0013] Insbesondere hat sich herausgestellt, dass die Vorsteuerung des Drosselorgans gemäß den bekannten Verfahren für sensible Kältekreise zu ungenau ist.

[0014] Es ist demnach eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, ein Verfahren und eine zugehörige Kompressionskälteanlage anzugeben, die eine präzisere Vorsteuerung des Öffnungsgrades des Drosselorgans ermöglicht, um die Überhitzung des Kältemittels am Verdampferausgang optimal zu regeln und damit eine Optimierung des Wirkungsgrads

zu erreichen.

[0015] Die Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die Merkmale des Anspruchs 1 gelöst.

[0016] Außerdem wird die Aufgabe durch eine entsprechend ausgebildete Kompressionskälteanlage gemäß Anspruch 9 gelöst.

[0017] Bevorzugte Ausgestaltungen werden in den Unteransprüchen definiert.

[0018] Der erste Stellwert für das Drosselorgan wird aus direkten Messgrößen bestimmt. Zum Beispiel kann der erste Stellwert in Abhängigkeit der Überhitzung bestimmt werden. Bevorzugterweise kann eine Differenz aus Verdampferausgangstemperatur T_{0h} und Verdampfungstemperatur T_0 verwendet werden, um die Überhitzung zu bestimmen.

[0019] Der Verdampferdruck ist eine für den Kältekreislauf charakteristische Größe, aus der sich, ebenso wie aus dem Verflüssigerdruck, Rückschlüsse auf den Zustand des Kältekreises ziehen lassen. Anhand von Grundgleichungen, die den Kältemittelmassenstrom am Verdampferausgang und Verdampfereingang beschreiben, wird erfindungsgemäß ein Modell entwickelt, welches einen zweiten Stellwert für das Drosselorgan generiert. Wird der erste Stellwert, der aus direkten Messgrößen des Kreislaufes ermittelt wird, mit dem zweiten Stellwert verknüpft, ergibt sich ein dritter Stellwert zur Ansteuerung des Drosselorgans, der das Drosselorgan optimal regelt.

[0020] Die Erfindung geht somit von der Annahme aus, dass sich mit Hilfe vereinfachter physikalischer Beschreibungsformeln die Funktionen der im Kältekreis befindlichen Komponenten Verdampfer, Verdichter, Verflüssiger und Drosselorgan angenähert beschreiben lassen.

[0021] Aus wenigen leicht messbaren Prozesswerten lassen sich dann anhand des Modells weitere schwieriger ermittelbare Prozessgrößen berechnen, insbesondere der zweite Stellwert des Drosselorgans. Vorzugsweise geschieht die Berechnung der Stellwerte, insbesondere des zweiten Stellwertes, durch adaptive Anpassung von Koeffizienten des Modells. Fließt dieser erfindungsgemäße zweite Wert als Grundlage in die erfindungsgemäße Berechnung des erfindungsgemäßen dritten Stellwertes, der sich vorzugsweise zumindest teilweise aus dem ersten und zweiten Stellwert bestimmt, für den Überhitzungsregler mit ein, ergibt sich vorteilhaft der vorausberechnete Wert, wobei der vorausberechnete Wert zum Beispiel das Stellsignal des Drosselorgans ist, als ein gut angenäherter Startwert für das Stellsignal des Drosselorgans bei einem Verdichterstart.

[0022] Beim Betrieb von Kältekreisen mit internem Wärmeübertrager wird abhängig vom Betriebspunkt des Kältekreises eine jeweils an den Betriebspunkt angepasste Kältemittelmenge in den Wärmeaustauschern eingelagert. Insbesondere in den niederdruckseitigen Kältemittelpfaden des Verdampfers und eines inneren Wärmeübertragers (Rekuperator) wird betriebspunktabhängig flüssiges oder als Nassdampf vorhandenes Kältemittel eingelagert. Charakteristische Prozessgrößen sind Verdampfungstemperatur, Kondensationstemperatur und Verdichterdrehzahl.

[0023] Es lässt sich folgender Zusammenhang zwischen eingelagerter Kältemittelmenge in diesen Komponenten und dem Betriebspunkt des Kältekreises erkennen:

(1) Je niedriger die Verdichterdrehzahl, das heißt die Drehzahl der Druckerhöhungseinheit, bei konstanter Verdampfungs- und Kondensationstemperatur ist, desto mehr Kältemittel wird im Verdampfer (und ggf. auch im Rekuperator) eingelagert. Ursache ist die geringere Scherkraft, welche durch die Kältemittelströmung an den Flächen der Wärmeübertrager anhaftendes Kältemittel in Richtung Austrittsanschluss treibt und so bei geringen Verdichterdrehzahlen ein stärkeres Einlagern bewirkt. Weiterhin ist bei kleinen übertragenen Wärmeenergien die Überhitzungsstrecke im Wärmeübertrager kürzer, was zu geringerem Gasanteil und erhöhtem Nassdampfanteil im Wärmeübertrager führt, und damit zu größerer Einlagerung.

(2) Je höher die Temperaturdifferenz zwischen Kondensationstemperatur und Verdampfungstemperatur ist, desto mehr Kältemittel wird im Rekuperator eingelagert, wenn der Sollwert der Verdichtereintrittsüberhitzung nicht abhängig von dem Arbeitspunkt variiert wird.

[0024] Wird nun eine Arbeitspunktänderung hinsichtlich Verdichterdrehzahländerung angefordert, so bedeutet dies dann auch eine an den geänderten Arbeitspunkt angepasste optimale Kältemittelfüllmengen in den Komponenten des Kältekreises.

[0025] Erfolgt eine spontane Anpassung der Kältemitteldurchsatzmenge durch das Expansionsventil per Vorsteuerkennlinie bezogen auf die aktuelle Verdichterdrehzahl, so erfolgt im idealisierten Fall zumindest bedingt durch die Vorsteuerung des Drosselorgans keine Füllmengenänderung der niederdruckseitigen Kältemittelpfade von Verdampfer und Rekuperator.

[0026] Das Resultat ist dann eine bei Verdichterdrehzahländerung nicht an die geänderte Verdichterdrehzahl angepasste Kältemittel-Füllmenge, was

- bei Verdichterdrehzahlerhöhungen eine zu große Kältemittelfüllmenge der niederdruckseitigen Kältemittelpfade von Verdampfer und Rekuperator bewirkt, was zum Unterschwingen der Überhitzung führt.

- bei Verdichterdrehzahlreduzierungen eine zu kleine Kältemittelfüllmenge der niederdruckseitigen Kältemittelpfade von Verdampfer und Rekuperator bewirkt, was zum Überspringen der Überhitzung führt.

[0027] Erfindungsgemäß wird nun gerade die Drehzahl der Druckerhöhungseinheit für die Einstellung des Drosselorgans herangezogen, so dass die bekannten Nachteile vermieden werden.

[0028] Das erfindungsgemäße Verfahren kann in einer besonders bevorzugten Ausführungsform ein Expansionsventil, eine Kolbenmaschine oder eine Turbine als Drosselorgan umfassen.

[0029] Statt der Prozessgröße des Verdampferdrucks kann auch die Prozessgröße der Verdampfereintrittstemperatur für die Modellbildung verwendet werden, wenn sie mittels der Kältemittelkennlinie in den Verdampferdruck umgerechnet wird.

[0030] Bei schnellen Störgrößen im System (schnelle Arbeitspunktänderungen des Kältekreises z.B. durch Temperatursprünge) reagiert das erfindungsgemäße zweite Stellsignal unverzüglich durch adaptive Anpassung. Durch die Vorausberechnung des Stellwertes ist die Regelkreisverstärkung definiert, der Regler kann daran angepasst werden.

[0031] Die Vorteile dieses erfindungsgemäßen zweiten Stellwertes liegen darin, dass er schnell auf Änderungen der Umgebungsbedingungen reagiert, er einen guten Anhaltspunkt beim Start der Kompressionskälteanlage darstellt und als Referenz für eine Kältemittelmangel-Erkennung dient. Insbesondere, durch adaptive Koeffizientenanpassung.

[0032] Anhand der im Verfahren ermittelten Größen ist es auch möglich, einen Kältemittelmangel festzustellen. Dieser wird festgestellt, falls während des Regelbetriebs der erste Stellwert, der zum Beispiel anhand einer universellen physikalischen Größe, insbesondere abgeleitet von der Regelabweichung von der Überhitzung, für eine parametrisierte Zeitdauer einen Grenzwert überschreitet. Entsprechende Maßnahmen können daraufhin unverzüglich eingeleitet werden, um den optimalen Betrieb der Kompressionskälteanlage möglichst schnell wiederherzustellen.

[0033] Beim Start der Anlage, während des Zeitfensters danach und während des Notbetriebs kann das Drosselorgan auf den zweiten Stellwert eingestellt werden. Unmittelbar beim Start liegt noch kein geeigneter erster Stellwert - abgeleitet von der Regelabweichung der Überhitzung - vor, deshalb wird der dritte Stellwert ausschließlich aus dem zweiten Stellwert gebildet. Vorzugsweise wird unmittelbar nach dem Start der erste Stellwert mit dem zweiten Stellwert verknüpft, um einen optimierten dritten Stellwert zu bestimmen.

[0034] Ein Offset des Drosselorgans, eine kältekreispezifische Konstante und ein Exponent gehen als kältekreis-spezifische Größen in die Modellbildung ein. Sie sind für einen Kreislauf jeweils vorgegeben und charakteristisch, was eine Einbindung in das Modell einfach macht, da sie nur einmalig eingegeben werden.

[0035] Bei einer bevorzugten Ausführungsform werden der erste Stellwert und der zweite Stellwert durch Multiplikation verknüpft. Die multiplikative Verknüpfung führt zu einer Vereinfachung der arbeitspunktabhängigen Auswertung der Kältemittelmangel-Erkennung. Weiterhin trägt die multiplikative Verknüpfung der arbeitspunktabhängigen Streckenverstärkung Rechnung und ergibt eine in etwa gleichbleibende Verstärkung im gesamten Regelkreis.

[0036] Dadurch dass vorzugsweise der zweite Stellwert für das Drosselorgan erfindungsgemäß anhand des Modells aus dem Verdampferdruck, dem Verflüssigerdruck und der Drehzahl der Druckerhöhungseinheit berechnet wird, kann eine besonders präzise Vorsteuerung des Drosselorgans erreicht werden. Die zusätzlich eingesetzte Regelung hat dann lediglich geringe Unterschiede der Ist- zu der Soll-Überhitzung auszuregulieren, so dass ein stabiler Betrieb des Kältekreises möglich ist. Dies ist besonders in derartigen Kältekreisen von Vorteil, die mit innerem Wärmeübertrager oder einem Kältemittel mit Temperaturglide betrieben werden, da diese besonders sensibel auf Drehzahländerungen der Druckerhöhungseinheit reagieren.

[0037] Die Druckerhöhungseinheit umfasst vorzugsweise wenigstens einen drehzahlregelbaren Verdichter. Unterschiedliche Vorsteuerkennlinien können für einen Einverdichterbetrieb und einen Zweiverdichterbetrieb vorgesehen sein. Besonders bevorzugt sind die Vorsteuerkennlinien des Öffnungsgrades des Drosselorgans von der Drehzahl des bzw. der jeweils im Betrieb befindlichen Verdichter abhängig.

[0038] Vorzugsweise wird die Drehzahl der Druckerhöhungseinheit in dem Modell in Form einer exponentiellen Abhängigkeit von der Drehzahl der Druckerhöhungseinheit einbezogen.

[0039] Eine Exponentialfunktion kann besonders geeignet das physikalische Verhalten des Kältekreises annähern.

[0040] Vorzugsweise wird die Einbeziehung der Drehzahl der Druckerhöhungseinheit in dem Modell verzögert, insbesondere durch ein Zeitglied erster oder weiterer Ordnung verzögert.

[0041] Nachteilig für die Fehlkompensation ist die Berechnung des Vorsteueröffnungsgrades des Drosselorgans basierend auf einem Sollwert der Drehzahl der Druckerhöhungseinheit, also der Wert, mit dem seitens der Steuerung die Druckerhöhungseinheit angesteuert wird. Durch die Einbeziehung der Verzögerung wird vorteilhaft die Verzögerung des Istwertes, der dem Sollwert nachfolgt, Rechnung getragen.

[0042] Der Zeitverzug zwischen Istwert und Sollwert der Drehzahl der Druckerhöhungseinheit (nachfolgend vereinfacht Verdichterdrehzahl genannt) durch beispielsweise Drehzahlrampen der Druckerhöhungseinheit im Inverter bewirkt, dass

- bei angeforderter Verdichterdrehzahlerhöhungen durch voreilende Erhöhung des Öffnungsgrades des Drosselorgans basierend auf den Verdichterdrehzahl-Sollwert die Kältemittelfüllmenge der niederdruckseitigen Kältemit-

telpfade von Verdampfer und Rekuperator voreilend erhöht wird, was zum Unterschwingen der Überhitzung führt, und

- bei angeforderter Verdichterdrehzahlreduzierung durch voreilende Reduzierung des Öffnungsgrades des Drosselorgans basierend auf den Verdichterdrehzahl - Sollwert die Kältemittelfüllmenge der niederdruckseitigen Kältemittelpfade von Verdampfer und Rekuperator voreilend reduziert wird, was zum Überspringen der Überhitzung führt.

[0043] Zur Kompensation dieser dynamischen Vorgänge in realen Kältekreisssystemen wird eine dynamische modellbasierte Gegensteuermaßnahme implementiert, welche die Verdichterdrehzahl in ihrem zeitlichen Verlauf an die Zeitkonstanten des Kältekreises und den Verzugszeiten der Inverterkommunikation anpasst.

[0044] Besonders bevorzugt beruht die Einbeziehung der Drehzahl der Druckerhöhungseinheit in dem Modell auf einer parametrierbaren Übertragungsfunktion. Besonders bevorzugt können Parameter des Modells im Betrieb optimiert werden.

[0045] Bevorzugterweise können die Messwerte/Messparameter oder die davon abgeleiteten Werte oder Parameter gefiltert werden. Insbesondere um schnelle Fluktuationen zu unterdrücken.

[0046] Die Filterung kann beispielsweise durch einen Tiefpassfilter oder einen genäherten Tiefpassfilter implementiert sein.

[0047] Vorzugsweise wird das Verfahren in Abhängigkeit der Betriebsart "Heizen" oder "Kühlen" durchgeführt. Die Vorsteuerung des Öffnungsgrades des Drosselorgans erfolgt in einem Kühlbetrieb ebenso wie in einem Heizbetrieb, wobei sich andere Parameter als geeignet zeigen. Üblicherweise ist im Kühlbetrieb auch bei einem System mit mehreren Verdichtern lediglich einer der Verdichter im Betrieb.

[0048] Vorzugsweise wird ein Offset des Drosselorgans, das heißt ein relativer Öffnungsgrad des Drosselorgans zwischen Minimalanschlag und beginnender Öffnung, kompensiert, indem zunächst von den Berechnungen des Modells der Offset subtrahiert wird; anschließend die Multiplikation mit den Regler-Steuerfaktoren durchgeführt wird; und danach der Offset wieder addiert wird.

[0049] Vorzugsweise umfasst der Schritt des Bestimmens des ersten Stellwertes für das Drosselorgan folgende Teilschritte: Messen des Verdampfdrucks und der Kältemitteltemperatur am Verdampferausgang; Berechnen der Verdampfungstemperatur aus dem Verdampfdruck und kältemittelspezifischen Daten; Bestimmung einer Ist-Überhitzung des Kältemittels am Verdampferausgang aus der Differenz der Kältemitteltemperatur und der Verdampfungstemperatur; Bestimmen der Abweichung der Ist-Überhitzung von einer Soll-Überhitzung, und Bestimmen eines ersten Stellwertes für das Drosselorgan in Abhängigkeit von der Abweichung der Ist-Überhitzung von der Soll-Überhitzung.

[0050] Der Verdampfdruck wird zur Vereinfachung auch als Niederdruck, der Verdichterdruck als Hochdruck bezeichnet.

[0051] Dies ist besonders für den diskontinuierlichen Betrieb, beispielsweise ein Verdichtereinschalten, ein Umschalten von Abtauen auf Heizen, vorteilhaft, da bei dem Niederdruck auftretende Gradienten bei der Berechnung gedämpft werden.

[0052] In der Zeitspanne zwischen einem Einschalten und dem ersten Anlauf der Druckerhöhungseinheit wird der Niederdruck oder der gefilterte Niederdruck gleich dem gemessenen oder berechneten Niederdruck gesetzt. Befindet sich die Regelung in der Betriebsart "Heizen" im Verdampferbetrieb oder in der Betriebsart "Heizen" im Rekuperatorbetrieb kann der Niederdruck oder der gefilterte Niederdruck besonders einfach und vorteilhaft berechnet werden.

[0053] Vorzugsweise wird der Verdampfdruck für die Berechnung des zweiten Stellwertes gefiltert, wobei der Filter insbesondere einen Tiefpassfilter erster Ordnung enthält.

[0054] Hierbei kann insbesondere eine separate Filterung für den Betriebsmodus "Heizen" und den Betriebsmodus "Kühlen" erfolgen. Der Zweck der Filterung ist Reglerschwingungen, das heißt die Ankopplung der Vorsteuerkennlinienberechnung an regleraktivitätsbedingte Schwankungen des Niederdrucks und damit auch resultierende Schwankungen der Vorsteuerberechnung, zu unterdrücken.

[0055] Dabei wird vorzugsweise ein Tiefpassfilter erster Ordnung nachempfunden, in jedem aktuellen Iterationsschritt wird die Differenz aus dem Niederdruck und dem in einen Zeitschritt vorher bestimmten Niederdruck bestimmt. Abhängig von dem Iterationsintervall und einem Filterwert wird ein Teil dieser Differenz zum gefilterten Niederdruck des letzten Iterationsschrittes addiert, um den neu berechneten, gefilterten Niederdruck zu erhalten.

[0056] Vorzugsweise wird für die Betriebsart "Kühlen" auf analoge Weise ein eigener gefilterter Niederdruckwert bestimmt.

[0057] Darüber hinaus sollen während des Betriebs in jeweils anderen Betriebsarten, also beispielsweise "Heizen" oder "Kühlen", den in der letzten Betriebsperiode "gelernten" Wert bei Wiedereintritt in die korrespondierende Betriebsart unmittelbar wieder anwenden zu können.

[0058] Beispiel: Betrieb in der Betriebsart "Heizen" mit Niederdruck 4 bar, der gefilterte Niederdruck stellt sich nach Angleichungszeit auf 4 bar ein. Wird die Betriebsart in "Standby", "Kühlen", "Abtauen" etc. gewechselt, stellt sich ein

anderer Niederdruckwert ein. Bei erneuter Umschaltung der Betriebsart nach "Heizen" wird der gefilterte Niederdruck 4 bar wieder zur Vorsteuerungsberechnung als Startwert appliziert, was zumindest bei wenig veränderter Wärmequellen-Temperatur ein sehr passender Startwert ist. Würde eine Neuadaption auf Basis des in der vorherigen Betriebsart "Standby", "Kühlen", "Abtauen" betriebenen stattfinden, würde zumindest in der Startphase eine große Abweichung vorliegen.

[0059] Für Sonderbetriebsarten, wie zum Beispiel der Abtaubetrieb oder Standby, kann das Drosselorgan auf einen festen Wert eingestellt werden. Eine Einstellung des Drosselorgans auf vorbestimmte Werte in den Sonderbetriebsarten ist kältetechnisch sinnvoll, um einen effizienten Betrieb zu gewährleisten und den Kältekreis für die Wiederaufnahme des Regelbetriebs zu konditionieren.

[0060] In einer weiteren bevorzugten Ausführungsform wird die Verflüssigertemperatur der Kompressionskälteanlage gemessen und daraus der Verflüssigerdruck berechnet.

[0061] In einer bevorzugten Ausführungsform wird der Verflüssigerdruck gemessen.

[0062] Die kältekreispezifische Konstante geht als kennzeichnende Größe in die Modellbildung ein. Sie kann in Laborversuchen für die jeweilige Anlage oder den Anlagentyp ermittelt werden oder vorzugsweise im Regelbetrieb angepasst werden.

[0063] Die Verfahrensschritte werden immer dann ausgeführt, wenn der Kältekreis im Hinblick auf eine optimale Überhitzung geregelt wird. Dies erfolgt vorzugsweise regelmäßig, insbesondere kontinuierlich, während des Betriebs der Kompressionskälteanlage. Beispielsweise beinhaltet eine regelmäßige Regelung, dass in vorbestimmten Zeitschritten gemessen wird und die Einstellungen des Regelkreises aktualisiert werden.

[0064] In einer besonders bevorzugten Ausführungsform wird eine Wärmepumpe als Kompressionskälteanlage verwendet.

[0065] Im Folgenden wird die Erfindung anhand eines Ausführungsbeispiels und mit Bezug auf die beigefügten Zeichnungen veranschaulicht. Es zeigen:

Fig. 1 eine schematische Darstellung einer Kompressionskälteanlage gemäß einem ersten Ausführungsbeispiel;

Fig. 2 eine Darstellung des Ablaufschemas des erfindungsgemäßen Verfahrens;

Fig. 3 eine weitere Darstellung des Ablaufschemas des erfindungsgemäßen Verfahrens;

Fig. 4 eine schematische Darstellung einer Kältemaschine gemäß einem zweiten Ausführungsbeispiel; und

Fig. 5 eine schematische Darstellung einer weiteren Kompressionskälteanlage gemäß einem Ausführungsbeispiel.

[0066] Ein Blockschaltbild einer Kompressionskälteanlage ist in Fig. 1 gemäß einem ersten Ausführungsbeispiel dargestellt. Eine Kälteanlage besteht aus den Komponenten Verdampfer 11, Verdichter 12, Verflüssiger 13 und Drosselorgan 15, welche verbunden sind durch ein Leitungssystem, durch welches das Kältemittel geleitet wird. Der Verdichter 12 ist ein Beispiel einer Druckerhöhungseinheit.

[0067] In dem in den Fig. 1 bis 3 dargestellten Ausführungsbeispiel wird ein Expansionsventil 15 als Drosselorgan 15 verwendet. Alternativ dazu kann eine Kolbenmaschine oder eine Turbine als Drosselorgan verwendet werden.

[0068] Durch Wärmezufuhr auf niedrigem Temperaturniveau wird ein Medium mit tiefem Siedepunkt ("Kältemittel", heute meist Ozon-unschädliche FCKWs oder natürliche Stoffe, Kohlendioxid, Propan, etc.) im Verdampfer 11 verdampft, die gasförmige Phase dann in einem Verdichter 12 verdichtet und dadurch erhitzt. Unter hohem Druck stehend gibt das Arbeitsmittel seine Wärme zur Nutzung am Verflüssiger 13 ab (Heizungswasser, Luftstrom) und kondensiert dabei. Durch ein Expansionsventil 15 tritt das Arbeitsmittel wieder in den Teilkreislauf mit geringem Druck ein und wird wiederum dem Verdampfer 11 zugeführt, an dessen Ausgang der Verdampferdruck mit der Messeinheit 16 bestimmt wird.

[0069] Die Temperaturdifferenz zwischen der Wärmequelle und dem Kältemittel ermöglicht einen Wärmestrom zum Verdampfer 11. Anschließend wird der Kältemitteldampf vom Verdichter 12 angesaugt und komprimiert. Die Temperatur des Kältemittels wird dabei über das Temperaturniveau der Wärmeverteilung "gepumpt". Am Verflüssiger 13 liegt wieder eine Temperaturdifferenz vor, und es kommt zu einem Wärmestrom, zur Wärmeverteilung. Das unter Hochdruck stehende Kältemittel kühlt wieder ab, kondensiert und wird über ein Expansionsventil 15 entspannt. Der gesamte Vorgang erfolgt erneut und befindet sich dadurch in einem Kreisprozess.

[0070] Besonders bevorzugt wird im Rahmen der vorliegenden Anmeldung ein Kältemittel mit Temperaturgleit, beispielsweise R454C oder Kombinationen damit.

[0071] Ein weiteres bevorzugtes Kältemittel, welches im Rahmen der vorliegenden Anmeldung verwendet wird, ist ein brennbares Kältemittel, insbesondere Propan.

[0072] Die Kältemaschine weist erfindungsgemäß zusätzlich eine Bestimmungseinheit 21 zum Bestimmen eines ersten Stellwertes W1 für das Expansionsventil 15 in Abhängigkeit von der Abweichung einer Ist-Überhitzung des

Kältemittels von einer Soll-Überhitzung auf. Ferner wird eine Einheit 14 zum Ermitteln des Verflüssigerdrucks und eine Messeinheit 16 zum Messen des Verdampferdrucks vorgesehen. Eine Einheit 17 zum Bilden eines Modells, welches den Kältemittelmassenstrom am Verdampfereingang vergleicht mit dem Kältemittelmassenstrom am Verdampferausgang, eine Recheneinheit 18 zum Berechnen eines zweiten Stellwerts W_2 für das Expansionsventil 15 anhand des Modells aus dem Verdampferdruck, dem Verflüssigerdruck und kältekreispezifischen Größen, insbesondere auch der Verdichterdrehzahl, eine Bestimmungseinheit 19 zum Bestimmen eines dritten Stellwertes W_3 für das Expansionsventil 15 durch Verknüpfung des ersten Stellwerts W_1 mit dem zweiten Stellwert W_2 und eine Stelleinheit 20 zum Einstellen des Expansionsventils 15 auf den dritten Stellwert W_3 ist ebenfalls vorgesehen.

[0073] Während des Verfahrens zum Regeln einer Kompressionskälteanlage ermittelt die Einheit 14 den Verflüssigerdruck und die Messeinheit 16 misst den Verdampferdruck am Verdampferausgang. Aus dem Verdampfungsdruck wird die Verdampfungstemperatur ermittelt. Die Formel zur Berechnung ist eine Näherung an durch Messungen gefundene Abhängigkeiten bei dem jeweils verwendeten Kältemittel.

[0074] Aus der Verdampfungstemperatur des Kältemittels und der Verdampferausgangstemperatur lässt sich die momentane Ist-Überhitzung des Kältemittels ableiten. Vorzugsweise wird auf die Ist-Überhitzung geregelt. Aus dem Vergleich der Ist-Überhitzung mit der Soll-Überhitzung wird mittels eines Reglers ein erster Stellwert W_1 für das Expansionsventil 15 bestimmt, auf den der Öffnungswinkel des Expansionsventils 15 eingestellt werden kann und somit der Kältemittellauf im Kreislauf reguliert wird. In dem Zusammenhang mit der vorliegenden Erfindung wird der erste Stellwert W_1 jedoch nicht unmittelbar eingestellt, sondern zur Bestimmung des dritten Stellwertes herangezogen. Ist die Ist-Überhitzung größer als die Soll-Überhitzung, so soll das Stellorgan auffahren, das heißt das erste Stellsignal wird größer. Ist die Ist-Überhitzung kleiner als die Soll-Überhitzung, so soll das Stellorgan zufahren, das heißt das erste Stellsignal wird kleiner. Der Regler kann dabei als P-, PI-, I- oder PID-Regler ausgeführt sein.

[0075] Während des erfindungsgemäßen Verfahrens wird zusätzlich zu dem ersten Stellwert W_1 noch ein zweiter Stellwert W_2 und dritter Stellwert W_3 ermittelt. Dazu wird in der Einheit 17 ein Modell gebildet, welches den Kältemittelmassenstrom am Verdampfereingang mit dem Kältemittelmassenstrom am Verdampferausgang vergleicht. In der Recheneinheit 18 wird ein zweiter Stellwert W_2 für das Expansionsventil 15 anhand des Modells aus dem Verdampferdruck, dem Verflüssigerdruck und kältekreispezifischen Größen, insbesondere der Verdichterdrehzahl, berechnet.

[0076] Das Modell enthält insbesondere zusätzlich eine Drehzahl des Verdichters 12, der besonders bevorzugt als invertergesteuerter, drehzahl geregelter Verdichter ausgeführt ist. Anders ausgedrückt, der zweite Stellwert W_2 wird durch die Drehzahl des Verdichters 12 beeinflusst. Vorzugsweise handelt es sich um eine exponentielle Abhängigkeit, wobei die insbesondere die Basis der Exponentialfunktion von der Verdichterdrehzahl abhängt.

[0077] Die Bestimmungseinheit 19 verknüpft den ersten Stellwert W_1 mit dem zweiten Stellwert W_2 und bestimmt auf diese Weise einen dritten Stellwert W_3 , auf dessen Wert das Expansionsventil 15 mittels der Stelleinheit 20 eingestellt wird.

[0078] In Fig. 2 ist dargestellt, wie ein Regelkreis für die Verdampferüberhitzung unter Einbeziehung der vorausberechneten Stellsignalgröße betrieben werden kann.

[0079] In Block B1 erfolgt die Vorbehandlung und Auswertung der Sensorsignale aus dem Kältekreis. Die Sensorsignale werden beispielsweise mittels Tiefpass von Störsignalen (beispielsweise 50 Hz Brumm) befreit, die Fühlerzeitkonstanten werden kompensiert. Weiterhin erfolgt die Berechnung der Ist-Überhitzung aus Verdampferausgangstemperatur und Verdampferdruck sowie die Berechnung des Verflüssigerdrucks aus der Verflüssigertemperatur.

[0080] Die Eingangssignale des Blocks B1 sind der Verdampferdruck p_0 , die Verdichtereingangstemperatur t_{v1} , die Verdampferausgangstemperatur t_{02} , die Verflüssigerausgangstemperatur t_{c2} und die Drehzahl N des Verdichters.

[0081] Wenn im Kältekreis kein Rekuperator eingebaut ist, sind beide Temperaturen (Verdichtereingangstemperatur t_{v1} und Verdampferausgangstemperatur t_{02}) gleich, weil der Verdampferausgang unmittelbar an den Verdichtereingang geschaltet ist. Wird ein Rekuperator dazwischengeschaltet, erhöht er durch Wärmeabgabe die Kältemitteltemperatur beim Durchgang, und die Überhitzung kann entweder vor oder nach dem Rekuperator geregelt werden, je nach Design der Kältekreisregelung.

[0082] In Block B3 erfolgt dann mit Hilfe der Prozesswerte aus Block B1 die Vorausberechnung des zweiten Stellsignals für das Expansionsventil mit Hilfe des kältetechnischen Modells.

[0083] In Block B2 wird eine Pendelerkennung des Signals durchgeführt, und zusammen mit Block B5 wird mittels der Prozesswerte aus Block B1 der Arbeitspunkt des Kältekreises bewertet und eine entsprechende Soll-Überhitzung festgelegt.

[0084] In Block B4, einem Regler, wird die Regelabweichung der Überhitzung (Differenzbildung von Ist-Überhitzung ΔT_{Ist} und Soll-Überhitzung ΔT_{Soll}) zugeführt und ein von der Regelabweichung beeinflusstes Stellsignal ausgegeben. In diesem Verfahrensschritt berechnet sich der erste Stellwert.

[0085] Anschließend wird das zweite Stellsignal mit Hilfe des kältetechnischen Modells, mit dem von der Regelabweichung beeinflussten ersten Stellsignal zu einem Gesamtstellsignal verknüpft. In vorteilhafter Weise geschieht dies durch Multiplikation. In diesem Fall ist der durch den Reglerausgang gebildete Faktor = 1, insofern keine Regelabweichung vorliegt.

[0086] Ergibt sich eine Regelabweichung der Überhitzung, ist der durch den Reglerausgang gebildete Faktor ungleich 1, und das vorausberechnete Stellsignal wird mit Hilfe des kältetechnischen Modells entsprechend korrigiert. Es sind jedoch auch andere mathematische Verknüpfungen wie Addition oder Wichtung möglich.

[0087] Das vorausberechnete Stellsignal durchläuft Block B6 zur Weiterbehandlung. Hier wird das dritte Stellsignal beispielsweise an die Steuerbereichsgrenzen des Expansionsventils angepasst, und es erfolgt auch eine Begrenzung des Steuersignalanstiegs, um die Zeitkonstante des Kältekreis nicht zu "überfordern". Damit ist gemeint, dass es regelungstechnisch nicht erforderlich ist, wenn die Stellgeschwindigkeit des Stellorgans die Zeitkonstante des Kältekreis um ein Vielfaches (zum Beispiel um einen Faktor von 100) übersteigt. In diesem Fall würde bei sehr kurzfristigen Störeinflüssen (EMV, Messsignalschwankungen etc.) ein sehr kurzfristig schwankendes Stellsignal berechnet werden, welches durch die Zeitkonstante des Kältekreis völlig weggedämpft würde, aber das Stellorgan belastet.

[0088] Dies ist besonders vorteilhaft, da das Ventil nicht unendlich schnell verstellt werden kann und der Kälteprozess nicht beliebig schnell reagiert. Weiterhin begrenzt Block 6 das Stellsignal auf den physikalischen Stellbereich des Ventils.

[0089] In Block B7 wird in Abhängigkeit des Betriebszustandes ausgewählt, welches Signal als Steuersignal an das Stellorgan weitergeleitet wird. Im Regelbetrieb wird das mathematisch verknüpfte und begrenzte Steuersignal weitergeleitet, wie bereits dargelegt. Insbesondere das dritte Stellsignal, dass sich aus der Verknüpfung des ersten und des zweiten Stellsignals ergibt. Weitere Betriebsarten sind der pumpdown-Betrieb, eine vorliegende Störung oder der Abtaubetrieb, sowie der Start oder ein Notbetrieb. Beispielsweise kann beim Start der Anlage, während des Zeitfensters danach und während des Notbetriebs das Drosselorgan auf den zweiten Stellwert eingestellt werden. Unmittelbar beim Start liegt noch kein geeigneter erster Stellwert - abgeleitet von der Regelabweichung der Überhitzung - vor, deshalb wird der dritte Stellwert ausschließlich aus dem zweiten Stellwert gebildet.

[0090] Bei Sonderbetriebsarten wie Abtaubetrieb oder Standby wird vorteilhafterweise ein Festwert an das Stellorgan weitergeleitet.

[0091] Block B8 ist eine Auswerteeinheit, mit deren Hilfe das erste Stellsignal W_1 bewertet wird. Im Falle einer Kältemittelmangelerkennung wird bewertet, ob das erste Stellsignal in der Betriebsart Regelbetrieb für eine Mindestzeitspanne einen parametrisierten Wert (z.B. hier einen Wert $\gg 1$) überschreitet. In diesem Fall wird ein Kältemittelmangel erkannt, dies zur Anzeige gebracht und gegebenenfalls in Block B7 eine veränderte Verarbeitung des dritten Stellsignals W_3 bewirkt, zum Beispiel Notbetrieb.

[0092] Mit M ist der Stellmotor des Expansionsventils bezeichnet, der mit diesem gekoppelt ist.

[0093] In Fig. 3 ist das Ablaufschema des erfindungsgemäßen Verfahrens schematisch dargestellt. Als Prozessgrößen fließen in die Berechnungen der Verdampferdruck p_o , der Verflüssigerdruck p_c , die Verdichterrehzahl N und die zugehörigen Temperaturgrößen ein. Die Verdichterrehzahl N kann entweder die absolute Verdichterrehzahl oder eine relative Verdichterrehzahl N_{rel} relativ zu einer maximalen Verdichterrehzahl des Verdichters sein.

[0094] Es wird ausgehend von dem Verdampferdruck p_o und dem Verflüssigerdruck p_c ein Faktor für den Liefergrad λ berechnet und speist diesen als Ausgang, entsprechend dem Pfeil auf der rechten Seite der Figur zum unteren Block, als relativen Massenstrom in den unteren Block ein. Der untere Block hat dann als Eingang beispielsweise die relative Verdichterrehzahl (oder die Verdichterrehzahl selbst) und berechnet aus Exponenten Verdichterrehzahl, relativem Massenstrom als Liefergrad aus obigem Block und p_o dann den Massenstrom selbst und gibt diesen wie bezeichnet an das Modul links unten weiter.

[0095] Beispielhaft sind im Folgenden vereinfachte Abhängigkeiten für die Vorausberechnung des Stellsignals für ein Expansionsventil eines Kältekreis einer Kompressionskältemaschine beschrieben.

[0096] Das Modell basiert auf dem physikalischen Hintergrund, dass in einem Kältekreis im eingeschwungenen Zustand bei konstanten Umgebungsbedingungen der Kältemittelmassenstrom am Verdampfereingang (vom Expansionsventil in den Verdampfer) gleich dem Kältemittelmassenstrom am Verdampferausgang (vom Verdampfer zum Verdichter) ist.

[0097] Zu der Modellbildung werden hierzu die beiden Kältemittelmassenströme mit ihren jeweiligen Einflussgrößen, die im Kältekreis gemessen werden, gleichgesetzt. Weiterhin fließen physikalische Abhängigkeiten in Verdichter und Expansionsventil in die Modellbildung mit ein.

[0098] Der Erfindungsgedanke basiert darin, dass der Einfluss der Verdichterrehzahl für die Vorsteuerung nicht zu vernachlässigen ist, sondern mit zu berücksichtigen. Aus diesem Grund enthält das Modell eine explizite, insbesondere exponentielle und verzögerte Abhängigkeit von der Verdichterrehzahl.

[0099] Der Massenstrom am Verdampferausgang ist vom Förderverhalten des Verdichters abhängig. Dieser wird bei einem drehzahlvariablen Verdichter natürlich zum einen maßgeblich von der Drehzahl des Verdichters aber auch von den Kältemitteldrücken auf der Hochdruck- und Niederdruckseite des Kältekreislaufs sowie vom dadurch beeinflussten Liefergrad bestimmt. Im Faktor $const_1$ ist die bauartbedingte Förderleistung für das verwendete Kältemittel des Verdichters parametrisiert. Dies bezieht sich auf einen charakteristischen Arbeitspunkt, für andere Arbeitspunkte werden Abweichungen toleriert, die üblicherweise einem Verdichterdatenblatt zu entnehmen bzw. durch Labormessungen zu ermitteln sind.

[0100] Als Formel zur Berechnung des Ansaugmassenstroms des Verdichters aus dem Verdampferdruck p_o und dem

Verflüssigerdruck p_c unter Einbeziehung des Liefergradverlaufs gilt:

$$\text{Ansaugmasse}_{\text{Verdichter}} = p_o \cdot \left(0,95 - \left(\frac{p_c}{p_o}\right) \cdot 0,1\right) \cdot \left(\frac{N_{\text{Verdichter}}}{N_{\text{max}}}\right)^{\text{const}_1} \cdot \text{const}_2$$

[0101] Der verdichtertypabhängige "Exponent Verdichterdrehzahl", der als "const₁" in der Formel bezeichnet ist, beschreibt die "Krümmung" der Abhängigkeit zwischen Kältemitteldurchsatzmasse und Verdichterdrehzahl bei sonst konstanten Prozesswerten Niederdruck (ND); Hochdruck (HD).

[0102] Diese Kennlinie ist zumeist derart, dass zum einen das Verhältnis zwischen Massendurchsatz und Verdichterdrehzahl zu (sehr) kleinen Verdichterdrehzahlen abfällt, weil dann der Einfluss von Undichtigkeiten zwischen dichten Komponentenpaarungen (Kolben / Zylinder; Rollkolben / Dichtungssteg; Ventil / Ventilsitz) stärker ins Gewicht fallen, weil die Verweilzeit länger ist

[0103] Zum anderen fällt typischerweise das Verhältnis zwischen Massendurchsatz und Verdichterdrehzahl zu (sehr) großen Verdichterdrehzahlen ab, weil dann der Einfluss von kompressorinternen Druckabfällen (welche quadratisch zum Massenstrom sind) stärker ins Gewicht fallen, und auch weil die Massenträgheit zum Öffnen von Ventilen bei schnelleren Zyklen durchsatzverringert wirkt.

[0104] Die Kennlinie ist also so gekrümmt, dass insbesondere bei mittleren Drehzahlen das Verhältnis zwischen Massendurchsatz und Verdichterdrehzahl sein Maximum hat. Diese Abhängigkeit lässt sich recht gut durch einen Exponenten über der relativen Verdichterdrehzahl annähern.

[0105] Alternativ kann auch eine funktionale Abhängigkeit mit einem integrierten Anteil der relativen Verdichterdrehzahl als Basis und einer Konstante, z.B. const₁, als Exponent einbezogen werden.

[0106] Der im Folgenden beschriebene Liefergrad ist eine kompressortypabhängige geometrische Eigenschaft, die vor allem den Totraum der Kompressionskammer betrifft und weitgehend von der Verdichterdrehzahl unabhängig ist.

$$\text{Liefergrad}_{\text{Verdichter}} = \left(0,95 - \left(\frac{p_c}{p_o}\right) \cdot 0,1\right)$$

[0107] Der Massenstrom am Verdampfereingang ist vom Massendurchsatz am Expansionsventil abhängig. Dieser wird maßgeblich von den Kältemitteldrücken auf der Hochdruck- und Niederdruckseite sowie vom mittleren Öffnungsquerschnitt des Expansionsventils bestimmt. Der Öffnungsquerschnitt wird bei elektronischen Expansionsventilen über eine Steuerung oder Regelung angesteuert. Im Faktor const₂ ist der Massendurchsatz des Expansionsventils für das verwendete Kältemittel parametrisiert. Dies bezieht sich auf einen charakteristischen Arbeitspunkt, für andere Arbeitspunkte werden Abweichungen toleriert.

[0108] Als Formel zur Berechnung des Massenstroms an der Düse des Expansionsventils aus dem Verdampferdruck p_o , dem Verflüssigerdruck p_c und dem Düsenquerschnitt des Expansionsventils, sowie einer kältesystemspezifischen Konstanten const₃ gilt:

$$\text{Massenstrom}_{\text{Düse}} = \sqrt{(p_c - p_o)} \cdot \text{Querschnitt}_{\text{Düse}} \cdot \text{const}_3$$

[0109] In einem Kältekreis ist im eingeschwungenen Zustand bei konstanten Umgebungsbedingungen der Kältemittelmassenstrom am Verdampfereingang gleich dem Kältemittelmassenstrom am Verdampferausgang. Daraus folgt:

$$\text{Massenstrom}_{\text{Düse}} = \text{Ansaugmasse}_{\text{Verdichter}}$$

[0110] Gleichsetzen der Formeln für die Massenströme und Auflösung nach dem Düsenquerschnitt als Stellgröße ergibt:

$$\text{Querschnitt}_{\text{Düse}} = \frac{p_o}{\sqrt{(p_c - p_o)}} \cdot \text{Liefergrad}_{\text{Verd.}} \cdot \left(\frac{N_{\text{Verd.}}}{N_{\text{max}}}\right)^{\text{const}_{\text{Verd}}} \cdot \text{const}$$

[0111] Der Zusammenhang zwischen Düsenquerschnitt und Steuersignal für ein Expansionsventil mit konischer Düsennadel besteht in:

$$\text{Stellgröße}_{\text{Expansionsventil_rel}} = 1 - \sqrt{(1 - \text{Querschnitt}_{\text{Düse_rel}})}$$

[0112] Im Folgenden ist beschrieben, wie in Abhängigkeit einer beispielhaften Ventilkennlinie mit Offset der Düsenquerschnitt durch einen Stellschritt ersetzt werden kann.

$$\begin{aligned} \text{Schritt}_{\text{EXV}} = & 1 - \sqrt{\left(1 - \frac{p_0}{\sqrt{(p_c - p_0)}} \cdot \text{Liefergrad}_{\text{verd.}} \cdot \left(\frac{N_{\text{verd.}}}{N_{\text{max}}}\right)^{\text{const}_{\text{verd}}} \cdot \text{const}\right)} \\ & + \text{Offset}_{\text{EXV}} \end{aligned}$$

[0113] Der Faktor des Verdichterliefergrads und der Zusammenhang zwischen Düsenquerschnitt und Steuersignal für ein Expansionsventil lässt sich näherungsweise in $\text{Exp}_{\text{Ventilkennlinie}}$ und in const integrieren:

$$\text{Schritt}_{\text{EXV}} = \left(\frac{p_0}{\sqrt{(p_c - p_0)}}\right)^{\text{Exp}} \cdot \left(\frac{N_{\text{verd.}}}{N_{\text{max}}}\right)^{\text{const}_{\text{verd}}} \cdot \text{const} + \text{Offset}_{\text{EXV}}$$

[0114] In den Exponenten integriert sind dann sowohl die Nicht - Linearitäten folgender Abhängigkeiten:

- Die Abhängigkeit zwischen (Massendurchsatz / Verdichterdrehzahl) als Funktion der Verdichterdrehzahl sowie
- Die Abhängigkeit von (Öffnungsgrad Expansionsventil / Massendurchsatz) als Funktion des Massendurchsatzes.

[0115] Diese Methode, beide Exponenten zu trennen bietet den entwicklungstechnischen Vorteil, dass man die Exponenten einzeln durch getrennte Variation von Betriebsparametern empirisch optimieren kann.

[0116] Der Exponent über den Drücken wird durch Messungen mit Druckvariationen bei konstanter Verdichterdrehzahl optimiert, der Exponent über der relativen Verdichterdrehzahl bei Variation derselben.

[0117] Der Verdampfendruck und der Verflüssigerdruck werden als Prozessgrößen im Kältekreis gemessen. In einer weiteren erfindungsgemäßen Ausführungsform lässt sich der Verflüssigerdruck mittels Kältemitteldaten aus der Verflüssigertemperatur berechnen.

[0118] Als Fixgrößen gehen in das Modell ein: der Exponent Exp , der Offset und die kältekreisspezifische Konstante const , wobei diese Fixgrößen von den jeweiligen Komponenten eines Kältekreises abhängig sind. Als feste Größe geht der Offset des Expansionsventils ein, der die Anzahl der Stellschritte bis zum ersten Öffnen beschreibt. Der Exponent bildet sowohl die Funktion des Düsenquerschnitts über den Stellgrad als auch die Funktion des Liefergrades des Verdichters ab. Durch die durch den Exponenten gebildete Exponentialfunktion werden die kältekreiskomponentenspezifischen Funktionen angenähert.

[0119] Die Parametrisierung des Modells erfolgt dabei über eine einzige kältekreisabhängige Konstante const . Diese Kenngröße bildet die Summe der Parameter in Verdichter, Verflüssiger, Expansionsventil und Verdampfer, welche durch Labormessungen oder Berechnung bestimmt wird. Als weitere vorteilhafte Ausführungsform kann die kältekreisspezifische Konstante const im Betrieb des Kältekreises so adaptiert werden, dass die Berechnung der Expansionsventilschritte aufgrund des Kältekreismodells immer genauer wird.

[0120] Eine weitere vorteilhafte Ausgestaltung des Verfahrens ist es, die beispielsweise in Laborversuchen ermittelte kältekreisspezifische Konstante const im Laufe des Betriebes so zu adaptieren, dass das mit Hilfe des kältetechnischen Modells unter Einbeziehung der Konstante const gewonnene Steuersignal sich optimal an den Kälteprozess anpasst. In diesem Fall sind die durch eine Regelabweichung nötigen Korrekturen des Reglers in Block B4 der Figur 2 minimal, die Regelung erfolgt sehr exakt.

[0121] Weiterhin kann aus dem Verhalten des geschlossenen Regelkreises ein Rückschluss auf einen vorliegenden Kältemittelmangel gezogen werden. Die im kältetechnischen Modell beschriebenen Zusammenhänge basieren auf der Annahme, dass eine zum Betrieb des Kältekreises ausreichende Menge an Kältemittel vorhanden ist. Entweicht Kältemittel z.B. durch Leckagen oder ist der Kältekreis vor Inbetriebnahme oder nach Komponentenwechsel unzureichend gefüllt, ist zur Einstellung der Überhitzung in bestimmten Betriebspunkten eine vom kältetechnischen Modell abweichende Stellgröße des Expansionsventils erforderlich.

[0122] Dies äußert sich im Betrieb darin, dass das durch das kältetechnische Modell vorgegebene Steuersignal (Block B3) (w_2) durch den Regler (Block B4) in stärkerem Maße korrigiert werden muss. Dies wiederum hat zur Folge, dass zur Einstellung der Soll-Überhitzung ein weit größeres Stellsignal erforderlich ist als vorausberechnet, d.h. bei multiplikativer Verknüpfung der Steuersignale ist das Reglerausgangssignal bei eingeschwungenem Regelkreis wesentlich größer als

1.

[0123] Besonders vorteilhaft ist dabei eine Ausführungsform des erfindungsgemäßen Verfahrens, bei der ein Kältemittelmangel erkannt und entsprechende Maßnahmen ausgelöst werden, wenn im eingeschwungenen Zustand des Regelkreises im Regelbetrieb das Stellsignal, welches das Ausgangssignal w_1 des Überhitzungsreglers ist, für eine festgelegte Zeit über einen festgelegten Wert erkannt wird.

[0124] Das Expansionsventil in einer bevorzugten Ausführungsform kann je nach Betriebsmodus auf jeden der drei Stellwerte angepasst werden, um die Funktionsweise dem jeweiligen Betrieb optimal anzupassen.

[0125] Obwohl gemäß den Fig. 1 bis 3 eine Kompressionskälteanlage beschrieben worden ist, kann das Prinzip des ersten Ausführungsbeispiels auch auf eine Absorptionskältemaschine angewendet werden.

[0126] Fig. 5 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 Heizmedium-eintritt 401, einem Heizmedium-austritt 402 und einer Heizmediumpumpe 410, zu einer Gebäudeheizung oder ein System zur Warmwassererhitzung,
- vorteilhaft einen Kältemittelsammler 260, welcher als Kältemittelreservoir zum Ausgleich von betriebsbedingungsabhängig unterschiedlich hohen Kältemittelmengenbedarfen verwendet wird,
- ein als Expansionsventil ausgebildetes Drosselorgan 230 zum Expandieren des Kältemittels,
- einen Verdampfer 240, mit einem Verdampfereintritt 241, zur Übertragung von Quellenenergie Q_Q aus einem Wärmequellsystem 300, mit einem Wärmequelleneintritt 320 und einem Wärmequellenauslass 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 brennbares Kältemittel oder 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.

[0127] 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, Verdampfereintrittstemperatursensor 507 und /oder Verdampferaustrittstemperatursensor 508.

[0128] In dem in Fig. 5 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.

[0129] Der Verdichter 210 dient zur Kompression des überhitzten Kältemittels von einem Eintrittsanschluss 211 auf einen Verdichteraustrittsdruck P_{Va} bei einer Verdichteraustrittstemperatur T_{Va} 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 Verdichteter Eintrittstemperatur T_{Ve} , was den Zustand am Eintrittsanschluss 211 in eine Kompressionskammer beschreibt.

[0130] Im Verflüssiger 220 erfolgt die Übertragung von Wärmeenergie Q_{HD} vom Kältemittel des Dampfkompensationssystem 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 Wärmeenergie an das Heizmedium des Wärmesenkensystems 400 überträgt.

[0131] Nach der Enthitzung des Kältemitteldampfes erfolgt vorteilhaft im Verflüssiger 220 eine weitere Wärmeübertragung Q_{HD} durch Kondensation des Kältemittels beim Phasenübergang von der Gasphase des Kältemittels auf die Flüssigphase des Kältemittels. Dabei wird weitere Wärme Q_{HD} vom Kältemittel aus dem DampfkompRESSIONSSYSTEM 200 an das Heizmedium des Wärmesenkensystems 400 übertragen.

[0132] Der sich im Verflüssiger 220 einstellende Hochdruck HD des Kältemittels korrespondiert im Betrieb des Verdichters 210 in etwa mit einem Kondensationsdruck des Kältemittels bei einer Heizmediumtemperatur T_{WS} im Wärmesenkensystem.

[0133] Das Heizmedium, insbesondere Wasser, wird mittels einer Heizmediumpumpe 410 durch das Wärmesenkensystem 400 in einer Richtung SW durch den Verflüssiger 220 gefördert, dabei wird die Wärmeenergie Q_{HD} vom Kältemittel auf das Heizmedium übertragen.

[0134] Im nachfolgenden Sammler 260 wird aus dem Verflüssiger 220 austretendes Kältemittel gespeichert, welches abhängig vom Betriebspunkt des DampfkompRESSIONSKREISES 200 nicht in das zirkulierende Kältemittel eingespeist werden soll. Wird aus dem Verflüssiger 220 mehr Kältemittel eingespeist, als durch das Expansionsventil 230 weitergeleitet wird, füllt sich der Sammler 260, anderenfalls wird er leerer oder entleert.

[0135] 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.

[0136] Zunächst strömt das Kältemittel durch einen Expansionsventileintritt 231 in das Expansionsventil ein. Im Expansionsventil 230 erfolgt eine Drosselung des Kältemitteldruckes vom Hochdruck HD auf den Niederdruck ND, indem das Kältemittel vorteilhaft eine Düsenanordnung oder Drossel mit einem vorteilhaft variablen Öffnungsquerschnitt passiert, wobei der Niederdruck vorteilhaft in etwa ein Saugdruck des Verdichters 210 entspricht. Anstelle eines Expansionsventils 230 kann auch eine andere beliebige Druckminderungseinrichtung eingesetzt sein. Vorteilhaft sind Druckminderungsrohre, Turbinen oder andere Entspannungsvorrichtungen.

[0137] Ein Öffnungsgrad des Expansionsventils 230 wird durch einen Elektromotor, der üblicherweise als Schrittmotor ausgeführt ist eingestellt, welcher durch die Steuereinheit oder Regelung 500 gesteuert wird. Dabei wird der Niederdruck ND beim Expansionsventilaustritt 232 des Kältemittels aus dem Expansionsventil 230 so gesteuert, dass der sich einstellende Niederdruck ND des Kältemittels im Betrieb des Verdichters 210 in etwa mit dem Verdampfungsdruck des Kältemittels mit der Wärmequellenmedientemperatur T_{WQ} korrespondiert. Vorteilhaft wird die Verdampfungstemperatur des Kältemittels wenige Kelvin unterhalb der Wärmequellenmedientemperatur T_{WQ} liegen, damit die Temperaturdifferenz eine Wärmeübertragung treibt.

[0138] Im Verdampfer erfolgt eine Übertragung von Verdampfungswärmeenergie Q_v vom Wärmequellenfluid des Wärmequellenystems 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 DampfkompRESSIONSSYSTEM 200 abgibt.

[0139] Das in den Verdampfer 240 einströmende Kältemittel reduziert beim Durchströmen des Verdampfers 240 durch Wärmeaufnahme Q_Q seinen Nassdampfanteil und verlässt den Verdampfer 240 vorteilhaft mit einem geringen Nassdampfanteil oder vorteilhaft auch als überhitztes gasförmiges Kältemittel. Das Wärmequellenmedium wird mittels einer Solepumpe 330 bei Sole - Wasser-Wärmepumpen oder einem Außenluftventilator bei Luft/Wasser-Wärmepumpen durch den Wärmequellenmedienpfad des Verdampfers 240 gefördert, wobei beim Durchströmen des Verdampfers dem Wärmequellenmedium die Wärmeenergie Q_Q entzogen wird.

[0140] 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.

[0141] Dieses überhitzte Kältemittel, welches mit einer Überhitzungstemperatur T_{Ke} aus dem Rekuperator 250 austritt, wird zum Kältemittelintrittsanschluss 211 des Verdichters 210 geleitet.

[0142] Der Rekuperator 250 ist im DampfkompRESSIONSKREIS 200 eingesetzt, um den Gesamt - Wirkungsgrad als Quotient aus abgegebener Heizleistung Q_H und aufgenommener elektrischer Leistung P_e zum Antrieb des Verdichtermotors zu erhöhen.

[0143] Zu diesem Zweck wird dem Kältemittel, welches im Verflüssiger 220 Wärmeenergie Q_H auf einem wärmesenkenseitigen Temperaturniveau an das Heizmedium abgibt, im Hochdruckpfad des Rekuperators 250 durch Unterkühlung weitere Wärmeenergie Q_i entzogen.

[0144] 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.

[0145] Anschließend wird dem Kältemittel, nach dem Verdampferaustritt 242 aus dem Verdampfer 240, im Nieder-

druckpfad bei Niederdruck ND und bei einer Niederdrucktemperatur T_{Va} im Rekuperator 250 die im Hochdruckpfad entzogene Wärmeenergie Q_i wieder zugeführt. Die Zuführung der Energie bewirkt vorteilhaft eine Reduzierung des Nassdampfanteils auf einen Zustand ohne Nassdampfanteil und dann erfolgt durch weitere Energiezuführung eine Überhitzung.

[0146] Des Weiteren sind zur Erfassung des Betriebszustandes des Dampfkompensationssystems 200 vorteilhaft folgende Sensoren angeordnet, mit denen insbesondere zur Absicherung der Betriebsbedingungen des Dampfkompensationssystems 200 eine modellbasierte Vorsteuerung umgesetzt ist.

[0147] 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_{le} 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 Kältemittel in der Strömungsrichtung am Verflüssigeraustritt oder dem hochdruckseitigen Rekuperatoreintritt und daher wird vorteilhaft die Verflüssigeraustrittstemperatur T_{FA} vom Rekuperatorinnentemperatursensor 505 gemessen.

[0148] 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.

[0149] Die Prozessgröße, welche einen maßgeblichen Einfluss auf den Gesamt - Wirkungsgrad des Dampfkompensationssystems 200 als Quotient zwischen der vom Dampfkompensationssystem 200 übertragenen Heizleistung Q_H zu einer vom Verdichter 210 aufgenommenen elektrischen Leistung P_e hat, ist die Überhitzung des Kältemittels am Verdichtereintritt 211. Zur Einhaltung zulässiger Verdichter - Betriebsbedingungen werden vorteilhaft allerdings Beschränkungen bezüglich des erlaubten Überhitzungsbereiches des Kältemittels am Verdichtereintritt eingehalten. Zu niedrige Überhitzungen gefährden insbesondere die Schmiereigenschaften des Maschinenöls, zu hohe Überhitzungen bewirken insbesondere eine zu hohe Heißgastemperatur.

[0150] Die Überhitzung beschreibt die Temperaturdifferenz zwischen der erfassten Verdichtereintrittstemperatur T_{KE} des Kältemittels und der Verdampfungstemperatur des Kältemittels bei gesättigtem Dampf.

[0151] Erfindungsgemäß wird vorzugsweise die Verdichtereintrittsüberhitzung derart geregelt, dass kein Kondensat an Komponenten des Kältekreises ausfällt. 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.

[0152] Wenn - zum Zwecke eines Zahlenbeispiels - ein Verdampfungstemperaturniveau von ca. -10°C angenommen wird und die Temperatur am Soleeintritt 330 bei etwa -10°C , am Soleaustritt 310 etwa -13°C und am Verdichtereintritt 5°C beträgt, beträgt die Überhitzung 15 K.

[0153] Vorteilhaft sind bei vielen Anlagen Raumtemperatursensor und Raumfeuchtesensor, die eine genaue Be-

stimmung der Auskondensierungsbedingungen der Luft ermöglicht, bspw. liegt bei 21 °C und 60% rel. Feuchte die Kondensationstemperatur im Bereich von 13 °C. In diesem findet also, solange die Rohrtemperatur über 13 °C zuzüglich gegebenenfalls einen Puffer, bspw. 1 K, keine Kondensation statt.

[0154] An dem selbstverständlich nicht einschränkenden Zahlenbeispiel festgehalten wird nun für eine Überhitzung von 15 K eine Verdichtereintrittstemperatur von 5 °C erreicht. Dies liegt unter den 13 °C, die für die aktuellen Umgebungsbedingungen als Kondensationstemperatur bestimmt ist. Demnach findet Kondensation statt. Soll die Verdichtereintrittstemperatur wenigstens 14 °C, d.h. Kondensationstemperatur plus Puffer, betragen, muss die Überhitzung um 9 K größer werden, d.h. eine Überhitzung von 24 K eingehalten werden.

[0155] Grenzwerte, insbesondere für die Überhitzung, legen arbeitspunktabhängig den zulässigen Überhitzungsbereich der Komponenten am Verdichtereintritt 211 fest. Weiterhin bestehen aber auch Abhängigkeiten zwischen der Verdichtereintrittsüberhitzung $T_{ÜE}$ und dem Gesamtwirkungsgrad des Dampfkomppressionskreises 200 oder auch zwischen Verdichtereintrittsüberhitzung $T_{ÜE}$ und einer Stabilität S eines Regelwertes R vorteilhaft bei der Ausregelung der Verdichtereintrittsüberhitzung.

[0156] Vorteilhaft wird der Öffnungsgrad des Expansionsventils 230 als Stellwert für die Regelung der Verdichtereintrittsüberhitzung $T_{ÜE}$ verwendet. Der Einfluss des Öffnungsgrades des Expansionsventils 230 auf die Verdichtereintrittsüberhitzung $T_{ÜE}$ vollzieht sich wie folgt:

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

[0157] 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.

[0158] Da bei einer in einem Arbeitspunkt als konstant angenommener Heizmediumtemperatur T_{ws} auch der korrespondierende Niederdruck ND des Kältemittels beim Eintritt in das Expansionsventil 230 als konstant angenommen werden kann, beeinflusst der Öffnungsgrad des Expansionsventil 230 maßgeblich nur den Niederdruck ND, also des Austrittsdruckes aus dem Expansionsventil 230.

[0159] 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.

[0160] 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 Kolbenhübe, 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.

[0161] 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 Kältekreis durch das Expansionsventil 230 mehr Kältemittel zugeführt, als vom Verdichter 210 abgesaugt wird. Da es sich beim Kältemitteldampf um ein kompressibles Medium handelt, steigt der Niederdruck ND auf der Niederdruckseite des Dampfkomppressionskreises 200. Bei steigendem Niederdruck ND steigt die Massenstromförderleistung des Verdichters 210 in etwa proportional, da dessen Förderleistung sich angenähert 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.

[0162] 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.

[0163] Der Wärmeübergangswiderstand zwischen Wärmequellenmedienpfad des Verdampfers und Kältemittelpfad des Verdampfers ist in einem jeweiligen Dampfkomppressionskreis 200 als in etwa konstant anzunehmen. Daher ist die Größe der Wärmeübertragungsleistung im Verdampfer 240 maßgeblich abhängig vom Integral der Temperaturdifferenzen aller Flächenelemente der Wärmeübertragungsschicht.

[0164] 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.

[0165] Ist der Aggregatzustand des Kältemittels beim Durchströmen des Verdampfers 240 gesättigter Dampf, so stellt sich eine Kältemitteltemperatur ein, welche durch die Sättigungsdampfkennlinie als Stoffeigenschaft des Kältemittels eine Funktion des Niederdrucks ND des Kältemittels ist. Somit lässt sich durch eine Steuerung des Niederdruckes ND oder auch eines Verdampfungsdruckes indirekt eine Steuerung der Verdampfungstemperatur des Kältemittels beim Durchströmen des Rekuperators 250 steuern.

[0166] Die Wärmeenergie Q_Q , welche vom Wärmequellensystem an das den Verdampfer 240 durchströmende Kältemittel übertragen wird, bewirkt eine Aggregatzustandsbeeinflussung des Kältemittels.

[0167] Der Nassdampfanteil im gesättigten Kältemitteldampf nimmt bei konstantem Niederdruck bei Wärmeübertragung an das Kältemittel ab. Bei einer unvollständigen Verdampfung ist der Nassdampfanteil und damit auch der innere Energiezustand des Kältemittels beim Austritt aus dem Wärmeübertrager eine Funktion vom:

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

[0168] Zur vollständigen Verdampfung erfolgt eine zusätzliche Energiezuführung im Rekuperator 250, um das Kältemittel über den Zustand gesättigten Dampfes hinaus zu überhitzen.

[0169] Mit dem Verfahren wird bei gegebenen Betriebsbedingungen des Dampfkomppressionskreises 200 in Abhängigkeit der Stellgröße "Öffnungsgrad Expansionsventil 230" ein korrespondierender Kältemittelzustand beim Austritt aus dem Verdampfers 240 eingestellt.

[0170] Im eingeschwungenen Zustand ergibt sich hinsichtlich einer Regeltreckensteilheit der "isolierten" Regelstrecke "Verdampfer 240" ein Regelstreckenverhalten mit moderater Steilheit.

[0171] Vorteilhaft wird ein Kältemittel, insbesondere als Kältemittel ein Kältemittelgemisch verwendet, welches einen "Temperaturglide" aufweist, insbesondere wird vorteilhaft R454c verwendet. Vorteilhaft wird bei einem Kältemittelgemisch mit einem Temperaturglide eine relative Öffnungsgradänderung des Stellorgans Expansionsventil von 1 % rel. mit einer Überhitzungsänderung am Austritt des Kältemittels aus dem Verdampfer üblicherweise mit einer Überhitzungsänderung von etwa kleiner 1 K eingestellt.

[0172] Vorteilhaft werden weiterhin brennbare Kältemittel verwendet. Bei Abweichungen der Stellgröße des Expansionsventils von üblichen Stellgrößen, insbesondere der Abweichungen der Stellgröße des Expansionsventils aus einer üblichen oder vorgegebenen Bandbreite der Stellgröße des Expansionsventils wird vorteilhaft vom Regler ein Abgleich der Bandbreite mit dem aktuellen Wert der Stellgröße des Expansionsventils durchgeführt und eine Sicherheitsaktion aktiviert, wenn sich der aktuelle Wert der Stellgröße nicht in der üblichen oder vorgegebenen Bandbreite oder außerhalb von Grenzwerten befindet. Eine Sicherheitsaktion ist vorteilhaft die Unterbrechung der Pumpenleistung einer Umwälzpumpe in einem Heizkreis oder eine Unterbrechung des Flusses von Heizmedium durch den Heizkreis mittels Sperrvorrichtungen wie insbesondere Ventilen, Rückschlagventilen oder Kugelventilen, sowie eine Alarmanzeige per Ton, auf einem Display oder über ein Netzwerk auf einem Mobilgerät.

[0173] Nach Durchströmung des Verdampfers 240 tritt das Kältemittel bei Niederdruck ND in den Niederdruckpfad des Rekuperators 250 ein.

[0174] Ist der Aggregatzustand des Kältemittels beim Einströmen in den Rekuperators 250 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.

[0175] Bei vorteilhaft gesättigtem Dampf stellt sich eine Kältemitteltemperatur ein, welche durch die Sättigungsdampfkennlinie 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.

[0176] 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.

[0177] Die korrespondierenden Temperaturen des Heizsystems 400 des Dampfkompensionssystems 200 sind in einem Heizfall höher als die korrespondierenden Temperaturen der Wärmequelle wie dem Erdreich oder der Außenluft.

[0178] 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.

[0179] Der innere Energiezustand des Kältemittels, beim Austritt aus dem niederdruckseitigen Pfad des Rekuperators, wird vorteilhaft abhängig von einem oder mehreren der folgenden Faktoren geregelt:

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

[0180] 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.

[0181] Im eingeschwungenen Zustand ergibt sich hinsichtlich Regeltreckensteilheit der "isolierten" Regelstrecke beim Niederdruck ND des Kältemittels im niederdruckseitigen 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.

[0182] Gegenüber dem Rekuperator 250 erfolgt vorteilhaft eine wesentlich höhere Wärmeübertragung im Verdampfer 240 und damit hohe treibende Temperaturdifferenz zwischen dem Quellmedium und dem Kältemittel im Verdampfer 240.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Betreiben einer Kompressionskältemaschine (200), mit einem Kältemittel, einem Verdampfer (11, 240), einer Druckerhöhungseinheit (12, 210) einem Verflüssiger (13, 220) und einem Drosselorgan (15, 230) mit den Schritten:

a) Berechnen eines Stellwertes für das Drosselorgan (15, 230) in Abhängigkeit von Prozessgrößen der Kompressionskältemaschine (200) anhand eines physikalischen Modells enthaltend Koeffizienten und

dadurch gekennzeichnet, dass die Koeffizienten wenigstens eine universelle physikalische Abhängigkeit beschreibenden Koeffizienten und eine toleranzbehaftete Abhängigkeit beschreibenden Koeffizienten aufweist und das Verfahren weiter die Schritte aufweist:

b) Adaptives Korrigieren der Koeffizienten, die toleranzbehaftete Abhängigkeiten beschreiben und
c) Einstellen des Drosselorgans (15, 230) auf den Stellwert.

2. Verfahren nach Anspruch 1, wobei die Koeffizienten, die universelle physikalische Abhängigkeiten beschreiben, nicht adaptiv korrigiert werden.

3. Verfahren nach einem der vorstehenden Ansprüche, wobei der Stellwert für das Drosselorgan (15, 230) anhand des Modells aus einem Verdampferdruck, einem Verflüssigerdruck und einer Drehzahl der Druckerhöhungseinheit (12, 210) als Prozessgrößen berechnet wird.

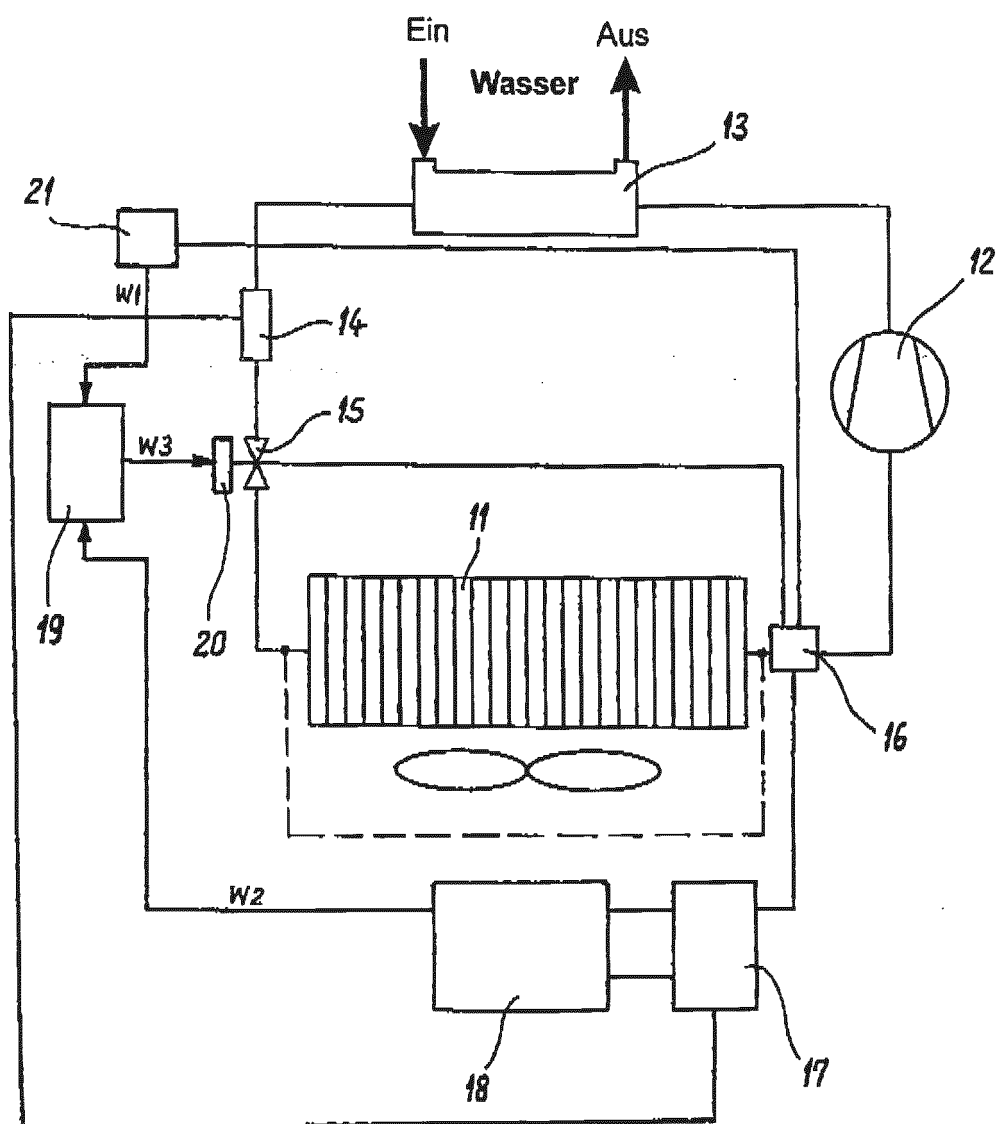
4. Verfahren nach einem der vorstehenden Ansprüche, wobei eine Adaptionsgeschwindigkeit der adaptiven Korrektur der Koeffizienten betriebsbedingungsabhängig ist, insbesondere von einem Öffnungsgrad des Drosselorgans (15, 230) abhängig ist.

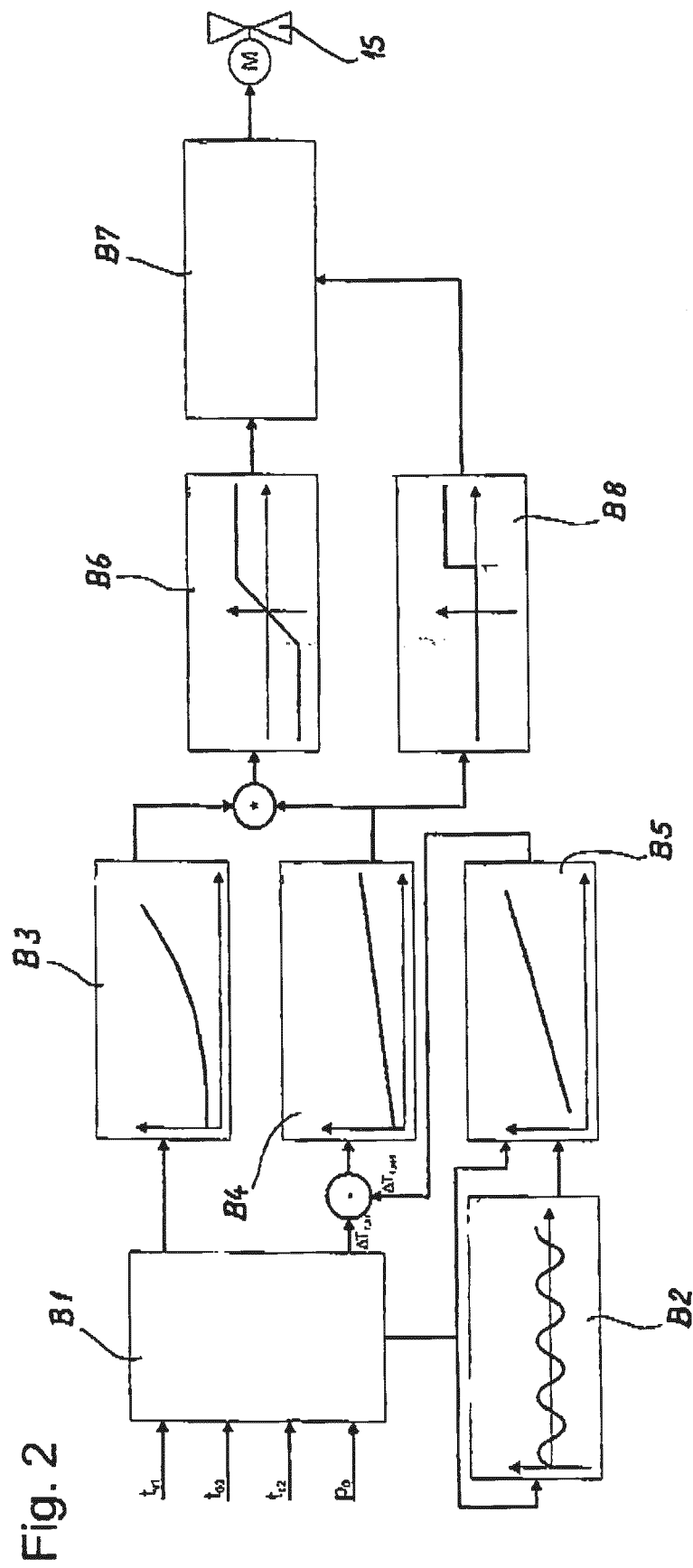
5. Verfahren nach einem der vorstehenden Ansprüche, wobei eine Adaptionsgeschwindigkeit für wenigstens zwei der Koeffizienten unterschiedlich ist, insbesondere für einen der Koeffizienten mit steigendem Öffnungsgrad des Drosselorgans (15, 230) ansteigt und für einen anderen der Koeffizienten mit steigendem Öffnungsgrad des Drosselorgans (15, 230) sinkt.

6. Verfahren nach einem der vorstehenden Ansprüche, wobei die Bestimmung des Stellwertes des Drosselorgans (15, 230), die Bestimmung eines ersten weiteren und eines zweiten weiteren Stellwertes umfasst.

7. Verfahren nach Anspruch 6, wobei der erste weitere Stellwert für das Drosselorgan (15, 230) in Abhängigkeit von der Abweichung der Ist-Überhitzung von der Soll-Überhitzung bestimmt wird.
8. Verfahren nach Anspruch 6 oder 7, wobei der zweite weitere Stellwert für das Drosselorgan (15, 230) anhand des Modells aus einem Verdampferdruck, einem Verflüssigerdruck und einer Drehzahl der Druckerhöhungseinheit (12, 210) als Prozessgrößen berechnet wird.
9. Kompressionskältemaschine mit einem Kältemittel, einem Verdampfer (11, 240), einer Druckerhöhungseinheit (12, 210), einem Verflüssiger (13, 220) und einem Drosselorgan (15, 230), weiter umfassend:
 - eine Bestimmungseinheit (21) zum Bestimmen eines ersten weiteren Stellwertes für Drosselorgan (15, 230) in Abhängigkeit von der Abweichung einer Ist-Überhitzung des Kältemittels von einer Soll-Überhitzung;
 - eine Einheit zum Ermitteln des Verflüssigerdrucks;
 - eine Messeinheit zum Messen des Verdampferdrucks;
 - eine Einheit (17) zum Bilden eines Modells, welches den Kältemittelmassenstrom am Verdampfereingang vergleicht mit dem Kältemittelmassenstrom am Verdampferausgang;
 - eine Recheneinheit (18) zum Berechnen eines zweiten weiteren Stellwerts W_2 für das Drosselorgan (15, 230) anhand des Modells aus dem Verdampferdruck, dem Verflüssigerdruck und kältekreispezifischen Größen;
 - eine Bestimmungseinheit (19) zum Bestimmen eines Stellwertes W_3 für das Drosselorgan (15, 230) durch Verknüpfung des ersten Stellwerts W_1 mit dem zweiten Stellwert W_2 ; und
 - eine Stelleinheit (20) zum Einstellen des Drosselorgans (15, 230) auf den dritten Stellwert W_3 .
10. Kompressionskältemaschine nach Anspruch 9, wobei die Druckerhöhungseinheit (12, 210) ein Verdichter ist.
11. Kompressionskältemaschine nach Anspruch 9 oder 10, wobei das Drosselorgan (15, 230) ein Expansionsventil oder eine Kolbenmaschine oder eine Turbine ist.
12. Kompressionskältemaschine nach Anspruch 9 bis 11, wobei die kältekreispezifischen Größen eine Verdichterdrehzahl umfasst.

Fig. 1





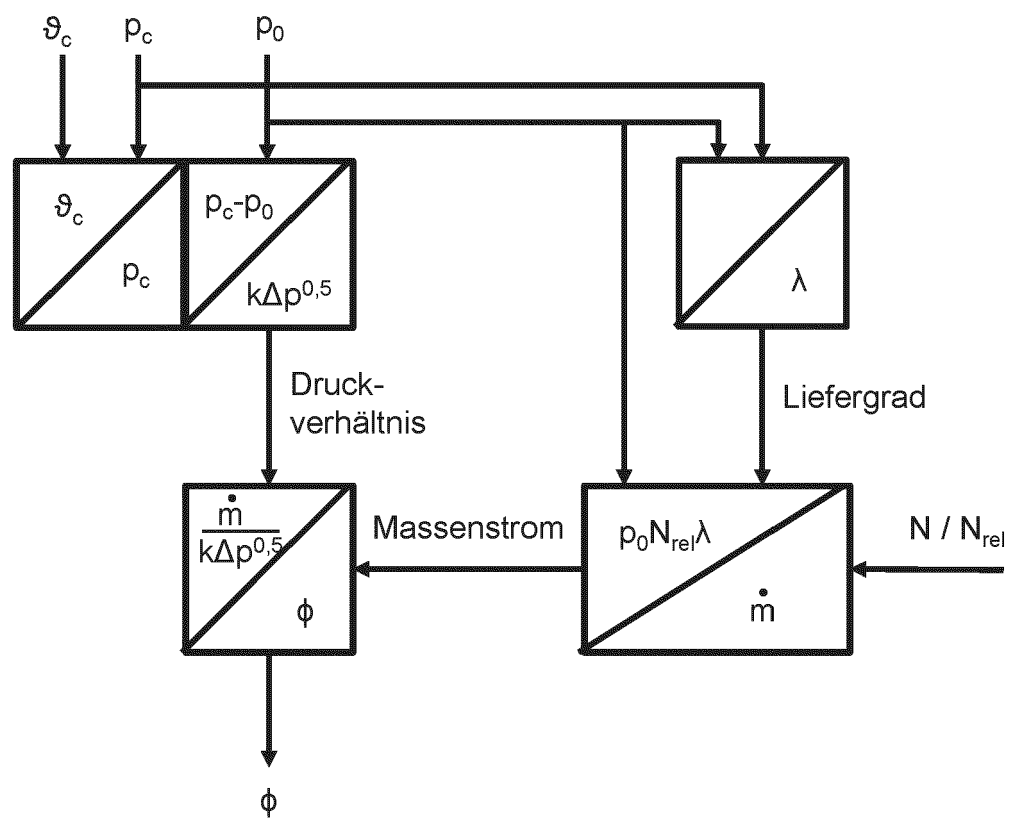
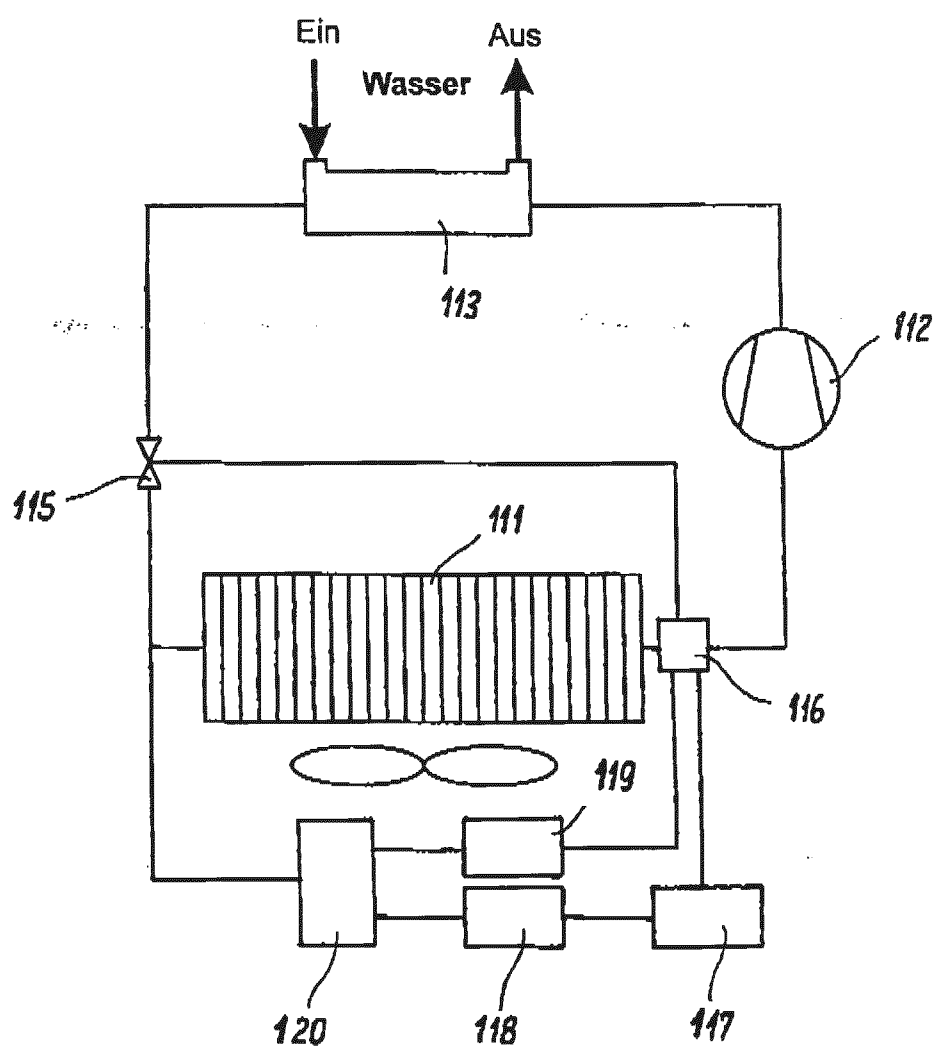


Fig. 3

Fig. 4



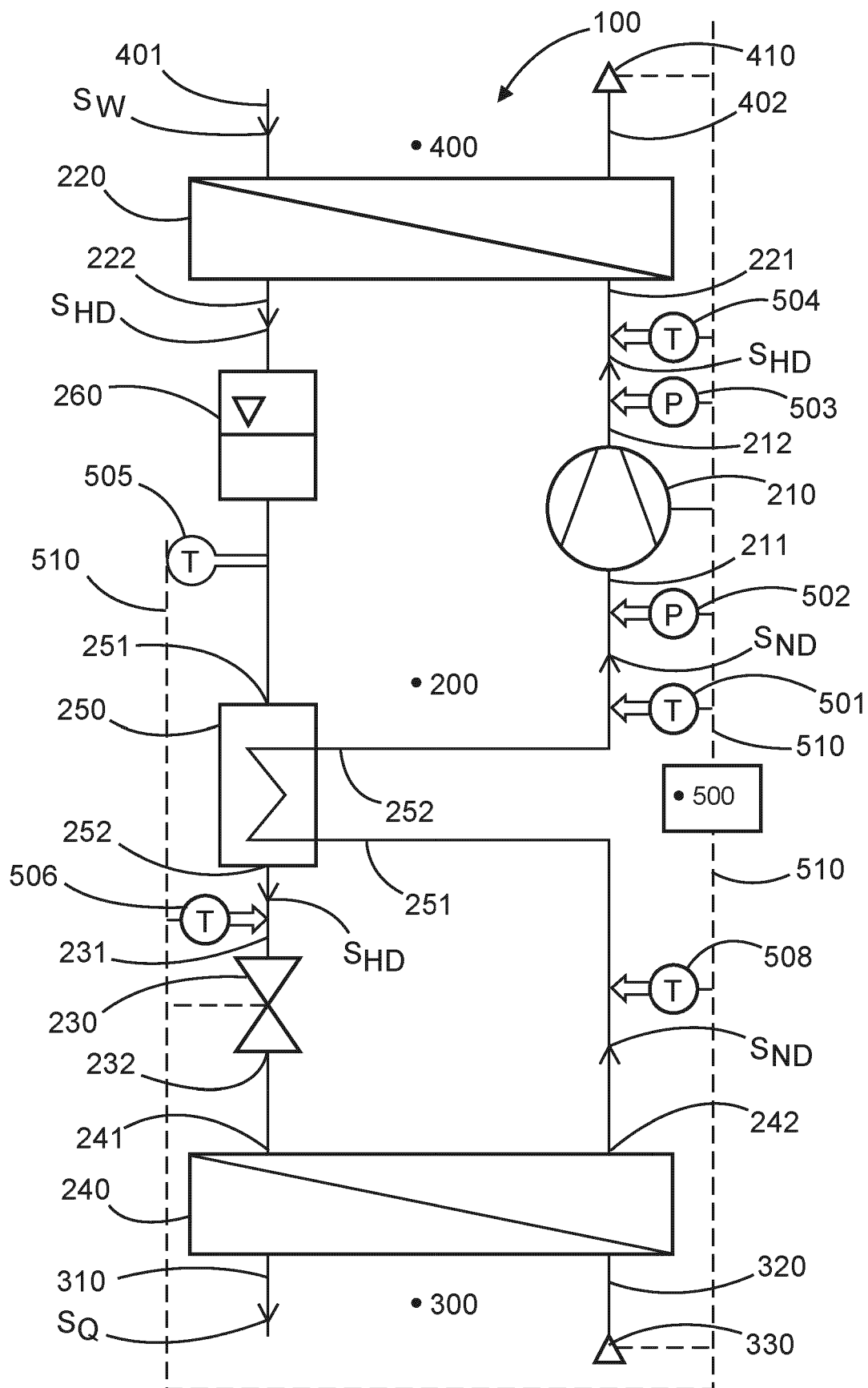


Fig. 5



EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung

EP 24 21 5452

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 3 922 931 A1 (STIEBEL ELTRON GMBH & CO KG [DE]) 15. Dezember 2021 (2021-12-15) * Absätze [0069] - [0070], [0076] - [0089]; Abbildung 1 *	1-12	INV. F25B49/00 F25B49/02
X	EP 1 965 160 B1 (STIEBEL ELTRON GMBH & CO KG [DE]) 25. Mai 2022 (2022-05-25) * Absätze [0010] - [0020]; Abbildungen 1-2 *	9-12	
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (IPC)
			F25B
Recherchenort		Abschlußdatum der Recherche	Prüfer
München		8. Mai 2025	Lepers, Joachim
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE		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	
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			

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

EP 24 21 5452

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.

08-05-2025

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
EP 3922931 A1	15-12-2021	DE 102020115274 A1	09-12-2021
		EP 3922931 A1	15-12-2021
EP 1965160 B1	25-05-2022	DE 102007010645 A1	04-09-2008
		EP 1965160 A2	03-09-2008
		JP 2008215806 A	18-09-2008
		PL 1965160 T3	12-09-2022

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

- EP 1355207 A1 [0004]
- DE 4303533 A1 [0004]
- DE 102005048967 B4 [0011]