



(10) **DE 10 2012 215 622 B4** 2019.09.05

(12)

## Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2012 215 622.4**

(22) Anmeldetag: **04.09.2012**

(43) Offenlegungstag: **07.03.2013**

(45) Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung: **05.09.2019**

(51) Int Cl.: **F25B 1/00 (2006.01)**

**B60H 1/00 (2006.01)**

**B60H 1/32 (2006.01)**

**F25B 13/00 (2006.01)**

**F25B 29/00 (2006.01)**

**F25B 30/00 (2006.01)**

Innerhalb von neun Monaten nach Veröffentlichung der Patenterteilung kann nach § 59 Patentgesetz gegen das Patent Einspruch erhoben werden. Der Einspruch ist schriftlich zu erklären und zu begründen. Innerhalb der Einspruchsfrist ist eine Einspruchsgebühr in Höhe von 200 Euro zu entrichten (§ 6 Patentkostengesetz in Verbindung mit der Anlage zu § 2 Abs. 1 Patentkostengesetz).

(30) Unionspriorität:

**2011-192559      05.09.2011      JP**  
**2012-169404      31.07.2012      JP**

(73) Patentinhaber:

**DENSO CORPORATION, Kariya-city, Aichi-pref.,  
JP**

(74) Vertreter:

**Klingseisen, Rings & Partner Patentanwälte,  
80331 München, DE**

(72) Erfinder:

**Inaba, Atsushi, Kariya-City, Aichi-pref, JP**

(56) Ermittelter Stand der Technik:

|           |                         |           |
|-----------|-------------------------|-----------|
| <b>DE</b> | <b>197 02 097</b>       | <b>A1</b> |
| <b>DE</b> | <b>10 2007 008 884</b>  | <b>A1</b> |
| <b>US</b> | <b>2010 / 0 054 978</b> | <b>A1</b> |
| <b>JP</b> | <b>H07- 190 574</b>     | <b>A</b>  |

(54) Bezeichnung: **Kältemittelkreislaufvorrichtung**

(57) Hauptanspruch: Kältemittelkreislaufvorrichtung, die umfasst:

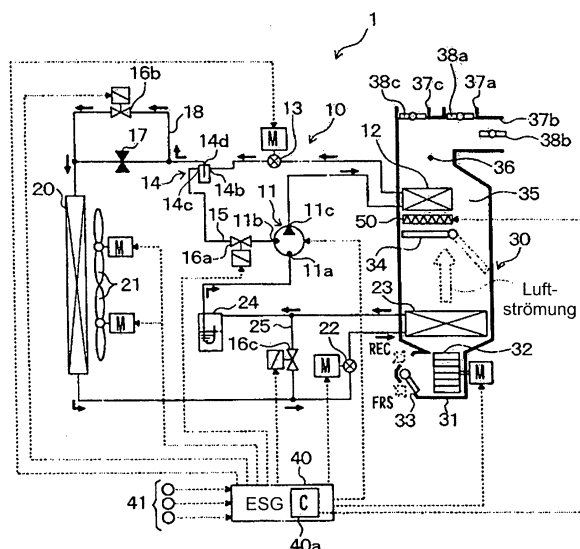
einen Kompressor (11) mit einem Ansaugkanal (11a), durch den Niederdruckkältemittel gesaugt wird, einem Ausstoßkanal (11c), durch den in einem Kompressionsabschnitt komprimiertes Hochdruckkältemittel ausgestoßen wird, und einem Zwischendruckkanal (11b), durch den gasförmiges Zwischendruckkältemittel angesaugt wird, um mit Kältemittel kombiniert zu werden, das in dem Kompressionsabschnitt komprimiert wird;

einen nutzungsseitigen Wärmetauscher (12), der ein Wärmetauschfluid durch Durchführen des Wärmeaustauschs zwischen dem Wärmetauschfluid und dem von dem Kompressor (11) ausgestoßenen Hochdruckkältemittel heizt;

einen Zwischendruckdurchgang (15), durch den gasförmiges Zwischendruckkältemittel, das durch die Dekompression des Hochdruckkältemittels erhalten wird, das aus dem nutzungsseitigen Wärmetauscher (12) strömt, in den Zwischendruckkanal (11b) eingeleitet wird;

einen Außenwärmetauscher (20), in dem Niederdruckkältemittel, das durch die Dekompression von aus dem nutzungsseitigen Wärmetauscher (12) strömendem Hochdruckkältemittel erhalten wird, verdampft, wobei der Außenwärmetauscher (20) bewirkt, dass das verdampfte Niederdruckkältemittel zu dem Ansaugkanal (11a) strömt; und

eine Hilfsheizung (50, 60), die das Wärmetauschfluid vor oder zu der gleichen Zeit heizt, zu der der nutzungsseitige Wärmetauscher (12) das Wärmetauschfluid heizt.



(Kühlbetriebsart/ Entfeuchtungs-Heizbetriebsart)

**Beschreibung**

## Technisches Gebiet

**[0001]** Die vorliegende Erfindung betrifft eine Dampfkomppressionskältemittelkreislaufvorrichtung, die geeignet als eine Kältemittelkreislaufvorrichtung für ein Fahrzeug verwendet werden kann.

## Hintergrund

**[0002]** Herkömmlicherweise ist in dem Patentdokument 1 (JP H7-190574 A) eine Fahrzeugklimaanlage offenbart, die das Heizen eines Fahrzeugraums durchführt. Insbesondere wird Luft, die in den Fahrzeugraum geblasen werden soll, unter Verwendung eines Dampfkomppressionskältemittelkreislaufs geheizt. In der Fahrzeugklimaanlage des Patentdokuments 1 durchläuft die geblasene Luft, die ein Wärmetauschfluid ist, einen nutzungsseitigen Wärmetauscher und wird durch den Wärmeaustausch mit Hochdruckkältemittel, das von einem Kompressor des Kältemittelkreislaufs ausgestoßen wird, geheizt.

**[0003]** Die Fahrzeugklimaanlage umfasst ferner eine elektrische Heizung als eine Hilfsheizung, die in einer Luftströmungsrichtung strömungsabwärtig von dem nutzungsseitigen Wärmetauscher angeordnet ist, um einen Mangel an Luftheizkapazität des nutzungsseitigen Wärmetauschers zu kompensieren.

**[0004]** Da die Fahrzeugklimaanlage die elektrische Heizung als die Hilfsheizung umfasst, kann die elektrische Heizung in einem höchsten Heizbetrieb oder ähnlichem der elektrischen Heizung eine große Menge an elektrischer Leistung verbrauchen. Folglich kann in dem höchsten Heizbetrieb oder ähnlichem die Energieverbrauchs Menge der elektrischen Heizung erhöht werden, um einen passenden Heizbetrieb durchzuführen, in dem die geblasene Luft auf eine gewünschte Temperatur geheizt wird.

**[0005]** Außerdem ist es erforderlich, dass eine Heizkapazität der Hilfsheizung so hoch ist, dass die Hilfsheizung den Mangel der Luftheizkapazität des nutzungsseitigen Wärmetauschers in einem Fall, in dem es dem nutzungsseitigen Wärmetauscher am meisten an seiner Heizkapazität mangelt, ausreichend kompensieren kann. Daher kann die Hilfsheizung groß werden, und die Größe der Kältemittelkreislaufvorrichtung und die Herstellungskosten als Ganzes können dadurch steigen.

## Zusammenfassung

**[0006]** Es ist eine Aufgabe der vorliegenden Offenbarung, einen Energieverbrauch einer Kältemittelkreislaufvorrichtung, die einen nutzungsseitigen Wärmetauscher und eine Hilfsheizung zum Heizen eines Wärmetauschfluids hat, zu verringern.

**[0007]** Gemäß einem Aspekt der vorliegenden Offenbarung umfasst eine Kältemittelkreislaufvorrichtung einen Kompressor, einen nutzungsseitigen Wärmetauscher, einen Zwischendruckdurchgang, einen Außenwärmetauscher und eine Hilfsheizung. Der Kompressor hat einen Ansaugkanal, durch den Niederdruckkältemittel gesaugt wird, einen Ausstoßkanal, durch den in einem Kompressionsabschnitt komprimiertes Hochdruckkältemittel ausgestoßen wird, und einen Zwischendruckkanal, durch den gasförmiges Zwischendruckkältemittel angesaugt wird, um mit Kältemittel kombiniert zu werden, das in dem Kompressionsabschnitt komprimiert wird. Der nutzungsseitige Wärmetauscher heizt ein Wärmetauschfluid durch Durchführen des Wärmeaustauschs zwischen dem Wärmetauschfluid und dem von dem Kompressor ausgestoßenen Hochdruckkältemittel. Gasförmiges Zwischendruckkältemittel, das durch die Dekompression des Hochdruckkältemittels erhalten wird, das aus dem nutzungsseitigen Wärmetauscher strömt, wird durch den Zwischendruckdurchgang in den Zwischendruckkanal eingeleitet. In dem Außenwärmetauscher verdampft Niederdruckkältemittel, das durch die Dekompression von aus dem nutzungsseitigen Wärmetauscher strömendem Hochdruckkältemittel erhalten wird. Der Außenwärmetauscher bewirkt, dass das verdampfte Niederdruckkältemittel zu dem Ansaugkanal strömt. Die Hilfsheizung heizt das Wärmetauschfluid vor oder zu der gleichen Zeit, zu der der nutzungsseitige Wärmetauscher das Wärmetauschfluid heizt.

**[0008]** Da die Kältemittelkreislaufvorrichtung die Hilfsheizung umfasst, die das Wärmetauschfluid vor oder zu der gleichen Zeit heizt, zu der der nutzungsseitige Wärmetauscher das Wärmetauschfluid heizt, kann ein Energieverbrauch der Hilfsheizung zum Heizen des Wärmetauschfluids auf eine Zieltemperatur im Vergleich zu einem Fall, in dem die Hilfsheizung das Wärmetauschfluid heizt, das von dem nutzungsseitigen Wärmetauscher geheizt wurde, verringert werden.

**[0009]** Folglich erhöht die Hilfsheizung eine Temperatur des Wärmetauschfluids, das in den nutzungsseitigen Wärmetauscher strömt, und eine Wärmeabstrahlungsmenge des Kältemittels in dem nutzungsseitigen Wärmetauscher kann dadurch verringert werden. Folglich kann ein Kreislaufgleichgewicht des Kältemittelkreislaufs ausgeglichen werden, so dass ein Kältemitteldruck in dem nutzungsseitigen Wärmetauscher zunimmt. Daher kann die vorstehend beschriebene Verringerung des Energieverbrauchs in der Hilfsheizung erreicht werden.

**[0010]** Folglich kann eine Temperatur von Kältemittel, das von dem Kompressor ausgestoßen wird, erhöht werden, und eine Temperaturdifferenz zwischen dem Kältemittel, das den nutzungsseitigen Wärmetauscher durchläuft, und dem Wärmetauschfluid, das

in den nutzungsseitigen Wärmetauscher strömt, kann somit vergrößert werden. Außerdem kann eine Kompressionsarbeitsmenge in einem Kompressionsverfahren von dem Zwischenkanal zu dem Ausstoßkanal des Kompressors vergrößert werden, und eine Enthalpiedifferenz zwischen Kältemittel, das an einem Kältemittelleinlass des nutzungsseitigen Wärmetauschers strömt, und Kältemittel, das an einem Kältemittelauslass des nutzungsseitigen Wärmetauschers strömt, kann vergrößert werden.

**[0011]** Folglich kann eine Kapazität des nutzungsseitigen Wärmetauschers zum Heizen des Wärmetauschfluids verbessert werden. Daher kann das Wärmetauschfluid auf die Zieltemperatur geheizt werden, obwohl eine Kapazität der Hilfsheizung zum Heizen des Wärmetauschfluids verringert ist. Als ein Ergebnis kann die Hilfsheizung eine relativ niedrige Heizkapazität haben, und in diesem Fall ein Energieverbrauch der Kältekreislaufvorrichtung, in der der nutzungsseitige Wärmetauscher und die Hilfsheizung fähig sind, das Wärmetauschfluid zu heizen, kann verringert werden.

**[0012]** Gemäß einem anderen Aspekt der vorliegenden Offenbarung umfasst eine Kältemittelkreislaufvorrichtung einen Kompressor, einen nutzungsseitigen Wärmetauscher, eine höherdruckseitige Expansionsvorrichtung, einen Gas-Flüssigkeitsabscheidungsabschnitt, eine niederdruckseitige Expansionsvorrichtung, einen Außenwärmetauscher und eine Hilfsheizung. Der Kompressor hat einen Ansaugkanal, durch den Niederdruckkältemittel gesaugt wird, einen Ausstoßkanal, durch den in einem Kompressionsabschnitt komprimiertes Hochdruckkältemittel ausgestoßen wird, und einen Zwischendruckkanal, durch den gasförmiges Zwischendruckkältemittel gesaugt wird, um mit Kältemittel kombiniert zu werden, das in dem Kompressionsabschnitt komprimiert wird. Der nutzungsseitige Wärmetauscher heizt ein Wärmetauschfluid durch Durchführen des Wärmeaustauschs zwischen dem Wärmetauschfluid und dem von dem Kompressor ausgestoßenen Hochdruckkältemittel. Die höherdruckseitige Expansionsvorrichtung ist aufgebaut, um das Hochdruckkältemittel, das aus dem nutzungsseitigen Wärmetauscher strömt, in Zwischendruckkältemittel zu dekomprimieren. Der Gas-Flüssigkeitsabscheidungsabschnitt ist aufgebaut, um das aus der hochdruckseitigen Expansionsvorrichtung strömende Zwischendruckkältemittel in gasförmiges Zwischendruckkältemittel und flüssiges Zwischendruckkältemittel abzuscheiden. Der Gas-Flüssigkeitsabscheidungsabschnitt bewirkt, dass das abgeschiedene gasförmige Zwischendruckkältemittel zu dem Zwischendruckkanal strömt. Die niederdruckseitige Expansionsvorrichtung ist aufgebaut, um das abgeschiedene flüssige Zwischendruckkältemittel, das aus dem Gas-Flüssigkeitsabscheidungsabschnitt strömt, zu Niederdruckkältemittel zu dekomprimieren. In dem Außenwärmetauscher

verdampft das aus der niederdruckseitigen Expansionsvorrichtung strömende Niederdruckkältemittel. Der Außenwärmetauscher bewirkt, dass das verdampfte Niederdruckkältemittel zu dem Ansaugkanal strömt. Die Hilfsheizung heizt das Wärmetauschfluid vor oder zu der gleichen Zeit, zu der der nutzungsseitige Wärmetauscher das Wärmetauschfluid heizt.

**[0013]** In diesem Fall ist die Kältemittelkreislaufvorrichtung ein zweistufiger Expansionsgaseinspritzkreislauf, in dem die höherdruckseitige Expansionsvorrichtung, der Gas-Flüssigkeitsabscheider und die niederdruckseitige Expansionsvorrichtung kombiniert sind. In diesem Fall können ähnliche Betriebsergebnisse wie die des zuerst beschriebenen Aspekts der vorliegenden Offenbarung erhalten werden.

**[0014]** Gemäß einem anderen Aspekt der vorliegenden Offenbarung umfasst eine Kältemittelkreislaufvorrichtung einen Kompressor, einen nutzungsseitigen Wärmetauscher, einen Kältemittelverzweigungsabschnitt, eine erste Expansionsvorrichtung, einen Innenwärmetauscher, eine zweite Expansionsvorrichtung, einen Außenwärmetauscher und eine Hilfsheizung. Der Kompressor hat einen Ansaugkanal, durch den Niederdruckkältemittel gesaugt wird, einen Ausstoßkanal, durch den in einem Kompressionsabschnitt komprimiertes Hochdruckkältemittel ausgestoßen wird, und einen Zwischendruckkanal, durch den gasförmiges Zwischendruckkältemittel gesaugt wird, um mit Kältemittel kombiniert zu werden, das in dem Kompressionsabschnitt komprimiert wurde. Der nutzungsseitige Wärmetauscher heizt ein Wärmetauschfluid durch Durchführen des Wärmeaustauschs zwischen dem Wärmetauschfluid und dem von dem Kompressor ausgestoßenen Hochdruckkältemittel. An dem Kältemittelverzweigungsabschnitt verzweigt ein Kältemitteldurchgang des Hochdruckkältemittels, das aus dem nutzungsseitigen Wärmetauscher strömt, in einen ersten Kältemitteldurchgang und einen zweiten Kältemitteldurchgang. Die erste Expansionsvorrichtung ist in dem ersten Kältemitteldurchgang bereitgestellt, um das aus dem nutzungsseitigen Wärmetauscher strömende Hochdruckkältemittel in Zwischendruckkältemittel zu dekomprimieren. In dem Innenwärmetauscher tauscht das Hochdruckkältemittel, das von dem nutzungsseitigen Wärmetauscher durch den zweiten Kältemitteldurchgang strömt, Wärme mit dem Zwischendruckkältemittel aus, das von der ersten Expansionsvorrichtung dekomprimiert wird. Der Innenwärmetauscher bewirkt, dass das wärmegetauschte Zwischendruckkältemittel zu dem Zwischendruckkanal strömt. Die zweite Expansionsvorrichtung ist aufgebaut, um das wärmegetauschte Hochdruckkältemittel, das aus dem Innenwärmetauscher strömt, in Niederdruckkältemittel zu dekomprimieren. In dem Außenwärmetauscher verdampft das aus der zweiten Expansionsvorrichtung strömende Niederdruckkältemittel. Der Außenwärmetauscher bewirkt, dass das verdampfte

Niederdruckkältemittel zu dem Ansaugkanal strömt. Die Hilfsheizung heizt das Wärmetauschfluid vor oder zu der gleichen Zeit, zu der der nutzungsseitige Wärmetauscher das Wärmetauschfluid heizt.

**[0015]** In diesem Fall, in dem die Kältemittelkreislaufvorrichtung ein Innenwärmetauscher-Gaseinspritzkreislauf ist, können ähnliche Betriebsergebnisse wie die des zuerst beschriebenen Aspekts der vorliegenden Offenbarung erhalten werden.

**[0016]** Die Hilfsheizung kann in einer Strömungsrichtung des Wärmetauschfluids strömungsaufwärtig von dem nutzungsseitigen Wärmetauscher angeordnet sein, um das Wärmetauschfluid zu heizen, bevor das Wärmetauschfluid von dem nutzungsseitigen Wärmetauscher geheizt wird.

**[0017]** Die Hilfsheizung und der nutzungsseitige Wärmetauscher können in einer Richtung senkrecht zu einer Strömungsrichtung des Wärmetauschfluids angeordnet sein und können miteinander integriert sein, um das Wärmetauschfluid gleichzeitig zu heizen.

**[0018]** Die Hilfsheizung kann eine niedrigere Heizkapazität als eine Standardheizkapazität haben, die als eine notwendige Heizkapazität der Hilfsheizung zum Heizen des Wärmetauschfluids auf die Zieltemperatur in einem Fall definiert ist, in dem (i) die Hilfsheizung eingerichtet ist, um das Wärmetauschfluid, das in dem nutzungsseitigen Wärmetauscher geheizt wurde, zu heizen, und in dem (ii) die Heizkapazität der Hilfsheizung und eine Heizkapazität des nutzungsseitigen Wärmetauschers verwendet werden, um das Wärmetauschfluid zu heizen.

**[0019]** Da die Hilfsheizung die niedrigere Heizkapazität als die Standardheizkapazität hat, kann ein Energieverbrauch in der Hilfsheizung im Vergleich zu einem Fall, in dem die Hilfsheizung das Wärmetauschfluid heizt, nachdem es in dem nutzungsseitigen Wärmetauscher geheizt wurde, zuverlässig verringert werden. Überdies kann die Hilfsheizung verkleinert werden, und die Größe der Kältemittelkreislaufvorrichtung und die Herstellungskosten als ein Ganzes können dadurch verringert werden.

**[0020]** Die Kältemittelkreislaufvorrichtung kann ferner einen Heizkapazitätseinstellabschnitt umfassen, der aufgebaut ist, um die Heizkapazität der Hilfsheizung derart einzustellen, dass ein Druck des Kältemittels in dem nutzungsseitigen Wärmetauscher ein Zieldruck wird.

**[0021]** Da der Heizkapazitätseinstellabschnitt in diesem Fall die Heizkapazität der Hilfsheizung derart einstellt, dass der Druck des Kältemittels in dem nutzungsseitigen Wärmetauscher der Zieldruck wird, kann die Temperatur des Wärmetauschfluids leicht

auf die Zieltemperatur erhöht werden, indem der Zieldruck abhängig von der Zieltemperatur des Wärmetauschfluids festgelegt wird.

**[0022]** Die Hilfsheizung kann eine elektrische Heizung sein, die Wärme erzeugt, indem sie eine elektrische Leistungsversorgung erhält. In diesem Fall umfasst die elektrische Heizung, die eine niedrigere Heizkapazität als die Standardheizkapazität hat, eine elektrische Heizung, die eine relativ kleine Wärmemenge (Wattzahl) erzeugt, wenn eine vorgegebene Spannung an die elektrische Heizung angelegt wird.

**[0023]** Alternativ kann die Hilfsheizung ein Hilfswärmetauscher sein, der das Wärmetauschfluid unter Verwendung des Wärmemediums, das eine externe Wärmequelle kühlt, als eine Wärmequelle heizt. In diesem Fall umfasst der Hilfswärmetauscher, der eine niedrigere Heizkapazität als die Standardheizkapazität hat, einen Hilfswärmetauscher, der einen relativ kleinen Bereich hat, in dem das Wärmetauschfluid durch Wärmeaustausch geheizt wird.

**[0024]** Wenn die Hilfsheizung die elektrische Heizung wie vorstehend beschrieben ist, kann der Heizkapazitätseinstellabschnitt die Heizkapazität der elektrischen Heizung einstellen, indem er eine elektrische Leistungsversorgung der elektrischen Heizung einstellt.

**[0025]** Wenn die Hilfsheizung der Hilfswärmetauscher wie vorstehend beschrieben ist, kann der Heizkapazitätseinstellabschnitt die Heizkapazität des Hilfswärmetauschers einstellen, indem er eine Strömungsmenge des Wärmemediums, die in den Hilfswärmetauscher strömt, einstellt.

**[0026]** Der Heizkapazitätseinstellabschnitt kann die Hilfsheizung aktivieren, wenn die Kapazität des nutzungsseitigen Wärmetauschers zum Heizen des Wärmetauschfluids nicht in der Lage ist, durch eine Heizkapazitätssteuerung des nutzungsseitigen Wärmetauschers ausreichend gemacht zu werden.

**[0027]** In diesem Fall kann eine Betriebsgröße der Hilfsheizung auf das notwendige Minimum verringert werden.

#### Figurenliste

**[0028]** Die Offenbarung zusammen mit ihren zusätzlichen Aufgaben, Merkmalen und Vorteilen wird aus der folgenden Beschreibung, den beigefügten Ansprüchen und den begleitenden Zeichnungen am besten verstanden, wobei:

**Fig. 1** ein schematisches Diagramm ist, das einen Kältemittelkreislauf eines Wärmepumpenkreislaufs für eine Fahrzeugklimaanlage in einer ersten Kühlbetriebsart und in einer Entfeuchtungs-Heizbetriebsart gemäß einer Aus-

führungsform der vorliegenden Offenbarung zeigt;

**Fig. 2** ein schematisches Diagramm ist, das einen Kältemittelkreis des Wärmepumpenkreislaufs für die Fahrzeugklimaanlage in einer Heizbetriebsart gemäß der ersten Ausführungsform zeigt;

**Fig. 3A** eine schematische Perspektivansicht ist, die einen Gas-Flüssigkeitsabscheider für den Wärmepumpenkreislauf der Fahrzeugklimaanlage gemäß der ersten Ausführungsform zeigt;

**Fig. 3B** eine Draufsicht ist, die den Gas-Flüssigkeitsabscheider für den Wärmepumpenkreislauf der Fahrzeugklimaanlage gemäß der ersten Ausführungsform zeigt;

**Fig. 4** ein Flussdiagramm ist, das ein Steuerverfahren der Fahrzeugklimaanlage gemäß der ersten Ausführungsform zeigt;

**Fig. 5** ein Flussdiagramm ist, das einen Teil des Steuerverfahrens der Fahrzeugklimaanlage in der Heizbetriebsart gemäß der ersten Ausführungsform zeigt;

**Fig. 6** ein Flussdiagramm ist, das einen Teil des Steuerverfahrens der Fahrzeugklimaanlage in einer Unterkühlungssteuerung der Heizbetriebsart gemäß der ersten Ausführungsform zeigt;

**Fig. 7** ein Flussdiagramm ist, das einen Teil des Steuerverfahrens der Fahrzeugklimaanlage in einer Größenssteuerung (Trockenheitssteuerung) der Heizbetriebsart gemäß der ersten Ausführungsform zeigt;

**Fig. 8** ein Flussdiagramm ist, das einen Teil des Steuerverfahrens der Fahrzeugklimaanlage in einer PTC-Heizungssteuerung der Heizbetriebsart gemäß der ersten Ausführungsform zeigt;

**Fig. 9** ein Flussdiagramm ist, das einen Teil des Steuerverfahrens der Fahrzeugklimaanlage in der Heizbetriebsart gemäß der ersten Ausführungsform zeigt;

**Fig. 10** ein Mollier-Diagramm ist, das einen Kältemittelzustand in dem Wärmepumpenkreislauf in der Heizbetriebsart gemäß der ersten Ausführungsform zeigt;

**Fig. 11** ein Mollier-Diagramm ist, das einen Kältemittelzustand in einem Wärmepumpenkreislauf in einer Heizbetriebsart gemäß einem Vergleichsbeispiel zeigt;

**Fig. 12** ein schematisches Diagramm ist, das einen Kältemittelkreis eines Wärmepumpenkreislaufs für eine Fahrzeugklimaanlage in einer Heizbetriebsart gemäß einer zweiten Ausführungsform der vorliegenden Offenbarung zeigt;

**Fig. 13** ein Flussdiagramm ist, das einen Teil eines Steuerverfahrens einer Fahrzeugklimaanlage in einer PCT-Heizungssteuerung einer Heizbetriebsart gemäß einer dritten Ausführungsform der vorliegenden Offenbarung zeigt;

**Fig. 14** ein schematisches Diagramm ist, das einen Kältemittelkreis eines Wärmepumpenkreislaufs für eine Fahrzeugklimaanlage in einer Heizbetriebsart gemäß einer vierten Ausführungsform der vorliegenden Offenbarung zeigt;

**Fig. 15** ein Mollier-Diagramm ist, das einen Kältemittelzustand in dem Wärmepumpenkreislauf in der Heizbetriebsart gemäß der vierten Ausführungsform zeigt; und

**Fig. 16** ein schematisches Diagramm ist, das einen Kältemittelkreis eines Wärmepumpenkreislaufs für eine Fahrzeugklimaanlage in einer Heizbetriebsart gemäß einer fünften Ausführungsform der vorliegenden Offenbarung zeigt.

#### Detaillierte Beschreibung

**[0029]** Ausführungsformen der vorliegenden Offenbarung werden hier nachstehend unter Bezug auf die Zeichnungen beschrieben. In den Ausführungsformen kann einem Teil, der einem in einer vorhergehenden Ausführungsform beschriebenen Gegenstand entspricht, die gleiche Bezugsnummer zugewiesen werden, und die redundante Erklärung für den Teil kann weggelassen werden. Wenn in einer Ausführungsform nur ein Teil eines Aufbaus beschrieben wird, kann eine andere vorhergehende Ausführungsform auf die anderen Teile des Aufbaus angewendet werden. Die Teile können kombiniert werden, auch wenn nicht ausdrücklich beschrieben ist, dass die Teile kombiniert werden können. Die Ausführungsformen können teilweise kombiniert werden, auch wenn nicht ausdrücklich beschrieben ist, dass die Ausführungsformen kombiniert werden können, vorausgesetzt, es liegt kein Nachteil in der Kombination.

#### (Erste Ausführungsform)

**[0030]** Eine erste Ausführungsform der vorliegenden Offenbarung wird unter Bezug auf **Fig. 1** bis **Fig. 10** beschrieben. In der ersten Ausführungsform wird eine Kältemittelkreislaufvorrichtung der vorliegenden Offenbarung für eine Fahrzeugklimaanlage **1** eines Elektrofahrzeugs verwendet, in dem die Antriebskraft von einem Elektromotor für den Betrieb des Fahrzeugs erhalten wird. In der Fahrzeugklimaanlage **1** arbeitet die Kältemittelkreislaufvorrichtung derart, dass sie Luft, die in einen Fahrzeugraum, der ein Raum (Klimatisierungsraum) ist, der klimatisiert werden soll, geblasen werden soll, heizt oder kühlt. Daher ist die geblasene Luft ein Beispiel für ein Fluid (Wärmetauschfluid), das mit Kältemittel Wärme austauschen soll.

**[0031]** Die Kältemittelkreislaufvorrichtung umfasst einen Wärmepumpenkreislauf **10** (Dampfkomppressionskältemittelkreislauf), bei dem sein Kältemittelkreis abhängig von der Klimatisierungsbetriebsart einschließlich einer Kühlbetriebsart, einer Entfeuchtungs-Heizbetriebsart (Entfeuchtungsbetriebsart) und einer Heizbetriebsart umgeschaltet werden kann. In der Kühlbetriebsart wird ein in **Fig. 1** gezeigter Kältemittelkreis ausgewählt, und die geblasene Luft wird gekühlt, um den Fahrzeugraum zu kühlen. Auch in der Entfeuchtungs-Heizbetriebsart wird der in **Fig. 1** gezeigte Kältemittelkreis ausgewählt, und der Fahrzeugraum wird entfeuchtet und geheizt. In der Heizbetriebsart wird ein in **Fig. 2** gezeigter Kältemittelkreis ausgewählt, und die geblasene Luft wird geheizt, um den Fahrzeugraum zu heizen.

**[0032]** Wenn ein Hydrofluorkarbonat- (HFC-) Kältemittel (z.B. R-134a) als Kältemittel verwendet wird, das in dem Wärmepumpenkreislauf **10** verwendet wird, ist der Wärmepumpenkreislauf **10** ein unterkritischer Dampfkomppressionskältemittelkreislauf. Folglich ist ein Druck  $P_d$  mit einem höchsten Druck in dem Wärmepumpenkreislauf **10** niedriger als ein kritischer Druck des Kältemittels. Alternativ kann zum Beispiel ein Fluorwasserstoff (HFO-) Kältemittel (z.B. R1234yf) als das Kältemittel verwendet werden. Das Kältemittel enthält Öl, um einen Kompressor **11** des Wärmepumpenkreislaufs **10** zu schmieren, und ein Teil des Öls zirkuliert zusammen mit dem Kältemittel in dem Wärmepumpenkreislauf **10**.

**[0033]** Der Kompressor **11** des Wärmepumpenkreislaufs **10** ist im Inneren einer Motorhaube des Fahrzeugs angeordnet und saugt und komprimiert Kältemittel, um das komprimierte Kältemittel auszustoßen. Der Kompressor **11** ist zum Beispiel ein elektrischer Zwei stufen-Kompressor, der umfasst: ein Gehäuse, das als eine Außenschale des Kompressors **11** verwendet wird, Kompressionsmechanismen höherer Stufe und niedrigerer Stufe mit fester Verdrängung, die im Inneren des Gehäuses untergebracht sind, einen Elektromotor, der im Inneren des Gehäuses untergebracht ist, um die zwei Kompressionsmechanismen rotierend anzutreiben. Kältemittel wird in dem höherstufigen Kompressionsmechanismus mit einem höheren Druck komprimiert als in dem niedrigerstufigen Kompressionsmechanismus.

**[0034]** Das Gehäuse des Kompressors **11** hat einen Ansaugkanal **11a**, durch den Niederdruckkältemittel von außerhalb des Gehäuses in den niedrigerstufigen Kompressionsmechanismus gesaugt wird, einen Zwischendruckkanal **11b**, durch den Zwischendruckkältemittel in das Gehäuse gesaugt wird, um mit Kältemittel vermischt zu werden, das aus dem niedrigerstufigen Kompressionsmechanismus zu dem höherstufigen Kompressionsmechanismus strömt, und einen Ausstoßkanal **11c**, durch den Hochdruckkältemittel von dem höherstufigen Kompressionsmecha-

nismus nach außerhalb des Gehäuses ausgestoßen wird.

**[0035]** Insbesondere ist der Zwischendruckkanal **11b** mit einer Kältemittelausstoßseite des niedrigerstufigen Kompressionsmechanismus verbunden, mit anderen Worten ist der Zwischendruckkanal **11b** mit einer Kältemittelansaugseite des höherstufigen Kompressionsmechanismus verbunden. Verschiedene Arten von Kompressionsmechanismen, wie etwa ein Spiralkomppressionsmechanismus, ein Drehschieberkompressionsmechanismus und ein Rollkolbenkompressionsmechanismus, können als die niedrigerstufigen und höherstufigen Kompressionsmechanismen verwendet werden.

**[0036]** Ein Betrieb (Drehzahl) des Elektromotors des Kompressors **11** wird von einem Steuersignal gesteuert, das von einer Klimaanlagesteuerung **40** (A/C-ESG) ausgegeben wird, und ein Wechselstrommotor oder ein Gleichstrommotor kann als der Elektromotor verwendet werden. Durch die Steuerung der Drehzahl des Elektromotors wird eine Kältemittelausstoßkapazität des Kompressors **11** gesteuert. Folglich wird in der vorliegenden Ausführungsform der Elektromotor als ein Beispiel für einen Ausstoßkapazitätsänderungsabschnitt des Kompressors **11** verwendet, der die Kältemittelausstoßkapazität des Kompressors **11** ändert.

**[0037]** Der Kompressor **11** umfasst in der vorliegenden Ausführungsform die zwei Kompressionsmechanismen, die in dem einzigen Gehäuse des Kompressors **11** untergebracht sind, aber ein Aufbau des Kompressors **11** ist nicht auf dieses beschränkt. Alternativ kann der Kompressor **11** einen einzigen Kompressionsmechanismus mit fester Verdrängung und einen Elektromotor, der den einzigen Kompressionsmechanismus rotierend antreibt, unterbringen, wenn das Zwischendruckkältemittel in den Kompressor **11** gesaugt werden kann und mit Kältemittel gemischt werden kann, das sich in einem Kompressionsvorgang in dem Kompressor **11** befindet.

**[0038]** Überdies zwei Kompressoren: höherstufige und niedrigerstufige Kompressoren können anstatt des vorstehend beschriebenen Aufbaus des Kompressors **11** getrennt hintereinander angeordnet werden, und die zwei Kompressoren können als der einzige zweistufige Kompressor **11** verwendet werden. In diesem Fall kann ein Ansaugkanal des niedrigerstufigen Kompressors als der Ansaugkanal **11a** verwendet werden, und ein Ausstoßkanal des höherstufigen Kompressors kann als der Ausstoßkanal **11c** verwendet werden. Der Zwischendruckkanal **11b** kann in einem Teil bereitgestellt werden, der einen Ausstoßkanal des niedrigerstufigen Kompressors und einen Ansaugkanal des höherstufigen Kompressors verbindet.

**[0039]** Wie in **Fig. 1** und **Fig. 2** gezeigt, ist der Ausstoßkanal **11c** des Kompressors **11** mit einer Kältemiteleinlassseite eines Innenkondensators **12** verbunden. Der Innenkondensator **12** ist im Inneren eines Gehäuses **31** (Klimatisierungsgehäuse) einer Innenklimatisierungseinheit **30** der Fahrzeugklimaanlage **1** verbunden, um als ein Strahler zu arbeiten, bei dem von dem höherstufigen Kompressionsmechanismus des Kompressors **11** ausgestoßenes Hochtemperatur- und Hochdruckkältemittel Wärme abstrahlt. Der Innenkondensator **12** wird als ein Beispiel für einen nutzungsseitigen Wärmetauscher verwendet, der Luft heizt, die einen später beschriebenen Innenverdampfer **23** durchlaufen hat.

**[0040]** Eine Kältemittelauslassseite des Innenkondensators **12** ist mit einem Einlass eines ersten Expansionsventils **13** (höherstufiges Expansionsventil) verbunden, das als ein Beispiel für eine höherdruckseitige Expansionsvorrichtung verwendet wird. Die höherdruckseitige Expansionsvorrichtung (**13**) dekomprimiert Hochdruckkältemittel, das aus dem Innenkondensator **12** strömt, so dass das Hochdruckkältemittel zu einem Zwischendruckkältemittel wird. Das erste Expansionsventil **13** hat einen elektrisch variablen Drosselmechanismus. Der elektrisch variable Drosselmechanismus umfasst einen Ventilkörper, in dem ein Öffnungsgrad des Ventilkörpers änderbar ist, und einen elektrischen Aktuator mit einem Schrittmotor, der den Öffnungsgrad des Ventilkörpers ändert.

**[0041]** Wenn das erste Expansionsventil **13** auf einen Dekompressionszustand festgelegt wird, in dem das erste Expansionsventil **13** Kältemittel dekomprimiert, wird ein Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** innerhalb eines Querschnittsdurchmesserbereichs von  $\phi 0,5$  mm bis  $\phi 3$  mm reguliert. Wenn das erste Expansionsventil **13** ganz offen ist, wird der Öffnungsgrad auf ungefähr  $\phi 10$  mm Querschnittsdurchmesser festgelegt. Das erste Expansionsventil **13** in dem vollständig offenen Zustand dekomprimiert kein Kältemittel. Ein Betrieb des ersten Expansionsventils **13** wird von einem Steuersignal gesteuert, das von der Klimatisierungssteuerung **40** ausgegeben wird.

**[0042]** Eine Auslassseite des ersten Expansionsventils **13** ist mit einem Zuströmungskanal **14b** eines Gas-Flüssigkeitsabscheiders **14** verbunden. Der Gas-Flüssigkeitsabscheider **14** wird als ein Beispiel für einen Gas-Flüssigkeitsabscheidungsabschnitt verwendet, der Zwischendruckkältemittel in Gaskältemittel und flüssiges Kältemittel abscheidet. Hier hat das Zwischendruckkältemittel den Innenkondensator **12** durchlaufen und wurde in dem ersten Expansionsventil **13** komprimiert. Der Gas-Flüssigkeitsabscheider **14** ist ein Zentrifugalabscheider, der Kältemittel unter Nutzung der Zentrifugalkraft in Gas und Flüssigkeit abscheidet.

**[0043]** Ein detaillierter Aufbau des Gas-Flüssigkeitsabscheiders **14** wird unter Bezug auf **Fig. 3A** und **Fig. 3B** beschrieben. Der in **Fig. 3A** gezeigte Oben-Unten-Pfeil zeigt eine Vertikalrichtung an, wenn der Gas-Flüssigkeitsabscheider **14** an der Fahrzeugklimaanlage **1** montiert ist.

**[0044]** Der Gas-Flüssigkeitsabscheider **14** der vorliegenden Ausführungsform umfasst einen Hauptkörperteil **14a**, den Zuströmungskanal **14b**, einen Gasausströmungskanal **14c** und einen Flüssigkeitsausströmungskanal **14d**. Der Hauptkörperteil **14a** hat eine hohle und fast zylindrische Form mit Boden mit einem kreisförmigen Querschnitt und erstreckt sich in eine Richtung (z.B. der Vertikalrichtung) senkrecht zu der Durchmesserrichtung des kreisförmigen Querschnitts. Der Zuströmungskanal **14b** hat eine Zuströmungsöffnung **14e**, durch die Zwischendruckkältemittel in den Hauptkörperteil **14a** eingeleitet wird. Der Gasausströmungskanal **14c** hat eine Gasausströmungsöffnung **14f**, durch die Gaskältemittel aus dem Hauptkörperteil **14a** strömt, und der Flüssigkeitsausströmungskanal **14d** hat eine Flüssigkeitsausströmungsöffnung **14g**, durch die flüssiges Kältemittel aus dem Hauptkörperteil **14a** strömt.

**[0045]** Ein Durchmesser des Hauptkörperteils **14a** wird auf einen Wert von eineinhalbmal bis dreimal so groß wie die Durchmesser von Kältemittelrohrleitungen, die mit den Kanälen **14b** bis **14d** verbunden sind, festgelegt. Folglich wird der Gas-Flüssigkeitsabscheider **14** miniaturisiert.

**[0046]** Ein Volumen des Hauptkörperteils **14a** des Gas-Flüssigkeitsabscheiders **14** wird kleiner festgelegt als ein überschüssiges Kältemittelvolumen, das erhalten wird, indem ein notwendiges Kältemittelvolumen von einem abgeschlossenen gesamten Kältemittelvolumen subtrahiert wird. Hier ist das abgeschlossene gesamte Kältemittelvolumen ein flüssiges Kältemittelvolumen, das von einem Gesamtvolumen aus gasförmigem und flüssigem Kältemittel, das in dem Wärmepumpenkreislauf **10** eingeschlossen ist, umgewandelt wird, und das notwendige Kältemittelvolumen ist ein flüssiges Kältemittelvolumen, das aus einem notwendigen Kältemittelvolumen umgewandelt wird, um die Leistung des Wärmepumpenkreislaufs **10** zu optimieren. Mit anderen Worten wird das Volumen des Gas-Flüssigkeitsabscheiders **14** der vorliegenden Erfindung derart festgelegt, dass der Gas-Flüssigkeitsabscheider **14** im Wesentlichen kein überschüssiges Kältemittel darin lagern kann, selbst wenn ein Durchsatz von Kältemittel, das in dem Wärmepumpenkreislauf **10** zirkuliert, aufgrund einer Lastschwankung des Wärmepumpenkreislaufs **10** geändert wird.

**[0047]** Der Zuströmungskanal **14b** ist mit einer seitlichen Oberfläche des zylindrischen Hauptkörperteils **14a** verbunden. Wie in **Fig. 3B** gezeigt, erstreckt sich

der Zuströmungskanal **14b** von oberhalb des Gas-Flüssigkeitsabscheiders **14** betrachtet in einer Tangentialrichtung eines Querschnittkreises des Hauptkörperteils **14a**. Der Zuströmungskanal **14b** hat die Zuströmungsöffnung **14e** an einem Ende des Zuströmungskanals **14b** entgegengesetzt zu dem Hauptkörperteil **14a**. Der Zuströmungskanal **14b** kann sich nicht notwendigerweise in der Radialrichtung (z.B. einer Horizontalrichtung) erstrecken und kann sich in einem Winkel in Bezug auf die Radialrichtung erstrecken.

**[0048]** Der Gasausströmungskanal **14c** ist mit dem Hauptkörper **14a** an einer oberen Endoberfläche (obere Oberfläche) des Hauptkörperteils **14a** in einer Axialrichtung des Hauptkörperteils **14a** verbunden, und der Gasausströmungskanal **14c** erstreckt sich durch die obere Oberfläche des Hauptkörperteils **14a** koaxial mit dem Hauptkörperteil **14a**. Der Gasausströmungskanal **14c** ist mit der Gasausströmungsöffnung **14f** an einem oberen Endteil des Gasausströmungskanals **14c** versehen, und ein unterer Endteil des Gasausströmungskanals **14c** ist abwärts von einem Verbindungsteil zwischen dem Hauptkörperteil **14a** und dem Gasausströmungskanal **14c** angeordnet.

**[0049]** Der Flüssigkeitsausströmungskanal **14d** ist mit dem Hauptkörperteil **14a** an einer unteren Endoberfläche (Bodenoberfläche) des Hauptkörperteils **14a** in seiner Axialrichtung verbunden, und der Flüssigkeitsausströmungskanal **14d** erstreckt sich von der Bodenoberfläche des Hauptkörperteils **14a** koaxial mit dem Hauptkörperteil **14a** nach unten. Ein unterer Endteil des Flüssigkeitsausströmungskanals **14d** hat die Flüssigkeitsausströmungsöffnung **14g**.

**[0050]** Kältemittel, das von der Zuströmungsöffnung **14e** des Zuströmungskanals **14b** in den Gas-Flüssigkeitsabscheider **14** strömt, strömt und wirbelt entlang einer zylindrischen Innenoberfläche des Hauptkörperteils **14a**, und das Kältemittel wird unter Nutzung der Zentrifugalkraft, die durch die Wirbelströmung erzeugt wird, in Gaskältemittel und flüssiges Kältemittel getrennt. Anschließend fällt das durch diese Abscheidung erhaltene flüssige Kältemittel in dem Hauptkörperteil **14a** durch die Schwerkraft nach unten.

**[0051]** Das gefallene flüssige Kältemittel strömt aus der Flüssigkeitsausströmungsöffnung **14g** des Flüssigkeitsausströmungskanals **14d**, und das durch die Abscheidung erhaltene Gaskältemittel strömt aus der Gasausströmungsöffnung **14f** des Gasausströmungskanals **14c**. In **Fig. 3A** und **Fig. 3B** hat die untere Endoberfläche (Bodenoberfläche) des Hauptkörperteils **14a** eine kreisförmige Form. Alternativ kann der Hauptkörperteil **14a** zu einer konisch zulaufenden Form ausgebildet sein, bei der ein Durchmesser des Hauptkörperteils **14a** nach unten allmählich verklei-

nert ist, und ein unterster Teil des konisch zulaufenden Hauptkörperteils **14a** kann mit dem Flüssigkeitsausströmungskanal **14d** verbunden sein.

**[0052]** Wie in **Fig. 1** und **Fig. 2** gezeigt, ist der Flüssigkeitsausströmungskanal **14c** des Gas-Flüssigkeitsabscheiders **14** über einen Zwischendruckdurchgang **15** mit dem Zwischendruckkanal **11b** des Kompressors **11** verbunden. Ein erstes Öffnungs-Schließventil **16a** (zwischen-druckseitiges Öffnungs-Schließventil) ist in dem Zwischendruckdurchgang **15** angeordnet, und das erste Öffnungs-Schließventil **16a** ist ein elektromagnetisches Ventil, das den Zwischendruckdurchgang **15** öffnet oder schließt. Ein Betrieb des ersten Öffnungs-Schließventils **16a** wird durch ein Steuersignal gesteuert, das von der Klimatisierungssteuerung **40** ausgegeben wird.

**[0053]** Das erste Öffnungs-Schließventil **16a** wird als ein Rückschlagventil verwendet, das Kältemittel nur von dem Gasausströmungskanal **14c** des Gas-Flüssigkeitsabscheiders **14** zu dem Zwischendruckkanal **11b** des Kompressors **11** strömen lässt, wenn der Zwischendruckdurchgang **15** offen ist. Wenn folglich das erste Öffnungs-Schließventil **16a** den Zwischendruckdurchgang **15** öffnet, wird verhindert, dass Kältemittel von dem Kompressor **11** zu dem Gas-Flüssigkeitsabscheider **14** zurück strömt.

**[0054]** Überdies wirkt das erste Öffnungs-Schließventil **16a** auch, um den Kältemittelkreis des Wärmepumpenkreislaufs **10** durch Öffnen oder Schließen des Zwischendruckdurchgangs **15** umzuschalten. Folglich wird das erste Öffnungs-Schließventil **16a** in der vorliegenden Ausführungsform auch als ein Beispiel für einen Kältemittelkreisumschaltabschnitt verwendet, der den Kältemittelkreis des Wärmepumpenkreislaufs **10** umschaltet.

**[0055]** Der Flüssigkeitsausströmungskanal **14d** des Gas-Flüssigkeitsabscheiders **14** ist mit einer Einlassseite einer niederdruckseitigen festen Drossel **17** verbunden, und eine Auslassseite der festen Drossel **17** ist mit einer Kältemiteleinlassseite eines Außenwärmetausches **20** verbunden. Die feste Drossel **17** wird als ein Beispiel für eine niederdruckseitige Expansionsvorrichtung verwendet, die flüssiges Kältemittel dekomprimiert, das aus dem Gas-Flüssigkeitsabscheider **14** strömt, so dass ein Druck des flüssigen Kältemittels verringert wird, so dass es Niederdruckkältemittel ist. Eine Düse mit einem festen Öffnungsgrad oder eine Mündung kann zum Beispiel als die feste Drossel **17** verwendet werden.

**[0056]** In der festen Drossel **17**, wie etwa der Drossel oder der Mündung wird ein Durchgangsquerschnitt drastisch verringert oder drastische vergrößert. Folglich können ein Durchsatz von Kältemittel, das durch die feste Drossel **17** strömt, und eine Größe (Trockenheit) X des Kältemittels strömungsaufwärtig von

der festen Drossel **17** abhängig von einer Druckdifferenz zwischen der strömungsaufwärtigen (Einlass-) Seite und einer strömungsabwärtigen (Auslass-) Seite der festen Drossel **17** selbst eingestellt (abgeglichen) werden.

**[0057]** Insbesondere, wenn die Druckdifferenz relativ hoch ist, wird die Größe X von Kältemittel strömungsaufwärtig von der festen Drossel **17** abgeglichen, so dass sie gemäß der Abnahme einer notwendigen Strömungsmenge von in dem Wärmepumpenkreislauf **10** zirkulierendem Kältemittel erhöht wird. Wenn andererseits die Druckdifferenz relativ niedrig ist, wird die Größe X von Kältemittel strömungsaufwärtig von der festen Drossel **17** abgeglichen, so dass sie gemäß der Zunahme der notwendigen Strömungsmenge von in dem Wärmepumpenkreislauf **10** zirkulierendem Kältemittel verringert wird.

**[0058]** Wenn die Größe X von Kältemittel strömungsaufwärtig von der festen Drossel **17** hoch ist und wenn der Außenwärmetauscher **20** als ein Verdampfer verwendet wird, in dem Kältemittel durch Aufnehmen von Wärme verdampft wird, kann eine Wärmeaufnahmemenge (Kältekapazität) in dem Außenwärmetauscher **20** abnehmen, und ein Leistungskoeffizient (COP) des Wärmepumpenkreislaufs **10** kann dadurch abnehmen.

**[0059]** Folglich ist die feste Drossel **17** in der vorliegenden Ausführungsform derart aufgebaut, dass die Größe X von Kältemittel strömungsaufwärtig von der festen Drossel **17** ungeachtet der Änderung der notwendigen Strömungsmenge von in dem Wärmepumpenkreislauf **10** zirkulierendem Kältemittel aufgrund der Laständerung des Wärmepumpenkreislaufs **10** in der Heizbetriebsart immer kleiner oder gleich als 0,1 festgelegt ist. Das heißt, wenn eine Kältemittelzirkulationsrate und die Druckdifferenz zwischen der Einlassseite und der Auslassseite der festen Drossel **17** aufgrund der Laständerung des Wärmepumpenkreislaufs **10** innerhalb eines erwarteten Bereichs geändert werden, wird die Größe X des Kältemittels strömungsaufwärtig von der festen Drossel **17** eingestellt, so dass sie kleiner oder gleich 0,1 ist. Als ein Ergebnis kann der COP des Wärmepumpenkreislaufs **10** verbessert werden.

**[0060]** Der Flüssigkeitsauslasskanal **14d** des Gas-Flüssigkeitsabscheiders **14** ist ferner mit einem Umleitungsdurchgang **18** verbunden, durch den aus dem Gas-Flüssigkeitsabscheider **14** strömendes flüssiges Kältemittel die feste Drossel **17** umgeht und in Richtung des Außenwärmetauschers **20** geleitet wird. Ein zweites Öffnungs-Schließventil **16b** (niederdruckseitiges Öffnungs-Schließventil) ist in dem Umleitungsdurchgang **18** bereitgestellt. Das zweite Öffnungs-Schließventil **16b** ist ein elektromagnetisches Ventil, dessen grundlegende Struktur äquivalent zu einer grundlegenden Struktur des ersten Öffnungs-

Schließventils **16a** ist. Ein Betrieb des zweiten Öffnungs-Schließventils **16b** wird von einem Steuersignal gesteuert, das von der Klimaanlagesteuerung **40** ausgegeben wird.

**[0061]** Ein Druckabfall, der erzeugt wird, wenn Kältemittel durch das zweite Öffnungs-Schließventil **16b** strömt, ist extrem niedriger als ein Druckabfall, der erzeugt wird, wenn Kältemittel durch die feste Drossel **17** strömt. Wenn folglich das zweite Öffnungs-Schließventil **16b** offen ist, strömt Kältemittel aus dem Innenkondensator **12** durch den Umleitungsdurchgang **18** in den Außenwärmetauscher **20**. Wenn andererseits das zweite Öffnungs-Schließventil **16b** geschlossen ist, strömt Kältemittel aus dem Innenkondensator **12** durch die feste Drossel **17** in den Außenwärmetauscher **20**.

**[0062]** Folglich kann das zweite Öffnungs-Schließventil **16b** bewirken, dass der Kältemittelkreis des Wärmepumpenkreislaufs **10** umgeschaltet wird. Daher wird das zweite Öffnungs-Schließventil **16b** der vorliegenden Ausführungsform zusammen mit dem ersten Öffnungs-Schließventil **16a** als ein Beispiel für den Kältemittelkreis-Umschaltabschnitt verwendet.

**[0063]** Ein elektrisches Dreiwegeventil kann als ein derartiger Kältemittelkreis-Umschaltabschnitt (**16b**) verwendet werden, der zwischen einem Kältemittelkreis, der eine Auslassseite des Flüssigkeitsausströmungskanal **14d** des Gas-Flüssigkeitsabscheiders **14** mit der Einlassseite der festen Drossel **17** verbindet, und einem Kältemittelkreis, der die Auslassseite des Flüssigkeitsausströmungskanal **14d** des Gas-Flüssigkeitsabscheiders **14** mit einer Einlassseite des Umleitungsdurchgangs **18** verbindet, umschaltet.

**[0064]** Der Außenwärmetauscher **20** ist in der Motorhaube des Fahrzeugs angeordnet, und durch den Außenwärmetauscher **20** strömendes Kältemittel tauscht Wärme mit von einem Gebläseventilator **21** geblasener Außenluft aus. Der Außenwärmetauscher **20** wirkt als ein Verdampfer, in dem Niederdruckkältemittel verdampft und der seine Wärmeaufnahmewirkung in der Heizbetriebsart ausübt, und wirkt auch als ein Strahler, in dem Hochdruckkältemittel in der Kühlbetriebsart oder ähnlichem Wärme abstrahlt.

**[0065]** Eine Kältemittelauslassseite des Außenwärmetauschers **20** ist mit einer Kältemittelinlassseite eines zweiten Expansionsventils **22** (Kühlexpansionsventil) verbunden, das Kältemittel dekomprimiert, das in der Kühlbetriebsart oder ähnlichem von dem Außenwärmetauscher **20** zu dem Innenverdampfer **23** strömt. Eine grundlegende Struktur des zweiten Expansionsventils **22** ist ähnlich der des ersten Expansionsventils **13**, und ein Betrieb des zweiten Expansionsventils **22** wird durch ein Steuersignal ge-

steuert, das von der Klimatisierungssteuerung **40** ausgegeben wird.

**[0066]** Eine Auslassseite des zweiten Expansionsventils **22** ist mit einer Kältemiteleinlassseite des Innenverdampfers **23** verbunden. Der Innenverdampfer **23** ist in einer Luftströmungsrichtung in dem Gehäuse **31** der Klimatisierungseinheit **30** strömungsaufwärtig von dem Innenkondensator **12** angeordnet. Der Innenverdampfer **23** wird als ein Beispiel für einen Verdampfer verwendet, der Luft unter Nutzung einer Wärmeaufnahmewirkung kühlt, die durch die Verdampfung von Kältemittel bewirkt wird, das in der Kühlbetriebsart, der Entfeuchtungs-Heizbetriebsart oder ähnlichem durch den Innenverdampfer **23** strömt.

**[0067]** Eine Kältemittelauslassseite des Innenverdampfers **23** ist mit einer Einlassseite eines Akkumulators **24** verbunden. Der Akkumulator **24** ist ein niederdruckseitiger Gas-Flüssigkeitsabscheider, der Kältemittel in Gaskältemittel und flüssiges Kältemittel abscheidet und überschüssiges Kältemittel darin akkumuliert. Ein Auslass des Akkumulators **24**, durch den das Gaskältemittel aus dem Akkumulator **24** strömt, ist mit dem Ansaugkanal **11a** des Kompressors **11** verbunden. Der Innenverdampfer **23** ist über den Akkumulator **24** mit dem Ansaugkanal **11a** des Kompressors **11** verbunden, so dass das Kältemittel von dem Innenverdampfer **23** durch den Akkumulator **24** zu dem Ansaugkanal **11a** des Kompressors **11** strömt.

**[0068]** Die Kältemittelauslassseite des Außenwärmetauschers **20** ist ferner mit einem Umleitungsdurchgang **25** verbunden, durch den aus dem Außenwärmetauscher **20** strömendes Kältemittel das zweite Expansionsventil **22** und den Innenverdampfer **23** umgeht, um in Richtung der Einlassseite des Akkumulators **24** geleitet zu werden. Ein drittes Öffnungs-Schließventil **16c** (Kühlöffnungs-Schließventil) ist in dem Umleitungsdurchgang **25** bereitgestellt, um den Umleitungsdurchgang **25** zu öffnen oder zu schließen.

**[0069]** Eine grundlegende Struktur des dritten Öffnungs-Schließventils **16c** ist ähnlich der des zweiten Öffnungs-Schließventils **16b**, und ein Betrieb des dritten Öffnungs-Schließventils **16c** wird durch ein Steuersignal gesteuert, das von der Klimatisierungssteuerung **40** ausgegeben wird. Ein Druckabfall, der erzeugt wird, wenn Kältemittel durch das dritte Öffnungs-Schließventil **16c** strömt, ist extrem niedriger als ein Druckabfall, der erzeugt wird, wenn Kältemittel durch das zweite Expansionsventil **22** strömt.

**[0070]** Wenn folglich das dritte Öffnungs-Schließventil **16c** offen ist, strömt aus dem Außenwärmetauscher **20** strömendes Kältemittel über den Umleitungsdurchgang **25** in den Akkumulator **24**. In diesem

Fall kann das zweite Expansionsventil **22** ganz offen sein.

**[0071]** Wenn das dritte Öffnungs-Schließventil **16c** geschlossen ist, strömt aus dem Außenwärmetauscher **20** strömendes Kältemittel über das zweite Expansionsventil **22** in den Innenverdampfer **23**. Daher kann das dritte Öffnungs-Schließventil **16c** bewirken, dass der Kältemittelkreis des Wärmepumpenkreislaufs **10** umgeschaltet wird, und das dritte Öffnungs-Schließventil **16c** wird zusammen mit den ersten und zweiten Öffnungs-Schließventilen **16a**, **16b** als ein Beispiel für den Kältemittelkreis-Umschaltabschnitt verwendet.

**[0072]** Als nächstes wird die Klimatisierungseinheit **30** unter Bezug auf **Fig. 1** und **Fig. 2** beschrieben. Die Klimatisierungseinheit **30** ist im Inneren einer Instrumententafel angeordnet, die an einem vorderen Endteil des Fahrzeugraums positioniert ist. Die Klimatisierungseinheit **30** umfasst das Gehäuse **31**, das eine Außenschale der Klimatisierungseinheit **30** bildet und darin einen Luftdurchgang definiert, durch den Luft in Richtung des Fahrzeugraums geblasen wird. In dem Luftdurchgang sind zum Beispiel ein Gebläse **32**, der Innenkondensator **12** und der Innenverdampfer **32** untergebracht.

**[0073]** Das Gehäuse **31** bringt eine Innen/Außenluft-Umschaltvorrichtung **33** unter, und die Innen/Außenluft-Umschaltvorrichtung **33** befindet sich in einem strömungsaufwärtigen Endteil des Gehäuses **31**. Die Innen/Außenluft-Umschaltvorrichtung **33** wird verwendet, um wahlweise Innenluft (REC) (d.h. Luft im Inneren des Fahrzeugraums) oder/und Außenluft (FRS) in das Gehäuse **31** einzuleiten. Insbesondere stellt die Innen/Außenluft-Umschaltvorrichtung **33** eine Öffnungsfläche eines Innenluftkanals, durch den Innenluft eingeleitet wird, und eine Öffnungsfläche eines Außenluftkanals, durch den Außenluft eingeleitet wird, unter Verwendung einer Innen/Außenluft-Umschaltklappe kontinuierlich ein. Folglich ändert die Innen/Außenluft-Umschaltvorrichtung **33** ein Verhältnis zwischen einer Strömungsmenge der Innenluft und einer Strömungsmenge der Außenluft kontinuierlich.

**[0074]** Das Gebläse **32** ist in der Luftströmungsrichtung strömungsabwärtig von der Innen/Außenluft-Umschaltvorrichtung **33** angeordnet, und das Gebläse **32** bläst Luft, die über die Innen/Außenluft-Umschaltvorrichtung **33** eingeleitet wurde, in Richtung des Fahrzeugraums. Das Gebläse **32** ist ein elektrisches Gebläse, das einen Vielflügel-Zentrifugalventilator (Sirocco-Ventilator) unter Verwendung eines Elektromotors antreibt, und eine Drehzahl (Luftblasmenge) des Gebläses **32** wird durch eine Steuerspannung gesteuert, die von der Klimatisierungssteuerung **40** ausgegeben wird.

**[0075]** Der Innenverdampfer **23**, eine PTC-Heizung **50** (elektrische Heizung) und der Innenkondensator **12** sind in der Luftströmungsrichtung strömungsabwärtig von dem Gebläse **32** in der folgenden Reihenfolge angeordnet: der Innenverdampfer **23** -> die PTC-Heizung **50** -> der Innenkondensator **12**. Mit anderen Worten ist der Innenverdampfer **23** in der Luftströmungsrichtung strömungsaufwärtig von der PTC-Heizung **50** angeordnet, und die PTC-Heizung **50** ist in der Luftströmungsrichtung strömungsaufwärtig von dem Innenkondensator **12** angeordnet.

**[0076]** Die PTC-Heizung **50** wird als ein Beispiel für eine Hilfsheizung verwendet, die Luft heizt, um einen Kapazitätsmangel des Innenkondensators **12** zum Heizen von Luft, die in den Fahrzeugraum geblasen werden soll, zu kompensieren. Insbesondere umfasst die PTC-Heizung **50** ein Element mit positivem Temperaturkoeffizienten (PTC-Element), und das PTC-Element erhält eine elektrische Leistungsversorgung von der Klimatisierungssteuerung **40**, um Wärme zu erzeugen, wodurch Luft geheizt wird, die in den Innenkondensator **12** strömen soll. Eine Wärmeerzeugungsmenge der PTC-Heizung **50** wird gemäß der Zunahme der zugeführten elektrischen Leistung erhöht.

**[0077]** Die Klimatisierungssteuerung **40** der vorliegenden Ausführungsform ist fähig, eine Betriebsart der PTC-Heizung **50** umzuschalten. Die Betriebsart der PTC-Heizung **50** umfasst eine Hoch-Betriebsart, in der die PTC-Heizung **50** elektrische Leistung mit einer hohen Spannung (z.B. 12 V) von der Klimatisierungssteuerung **40** erhält, um eine große Wärmeenergie auszugeben, und eine Niedrig-Betriebsart, in der die PTC-Heizung **50** elektrische Leistung mit einer niedrigen Spannung (z.B. 6 V) von der Klimatisierungssteuerung **40** erhält, um eine kleine Wärmeenergie auszugeben, und eine Aus-Betriebsart, in der die PTC-Heizung **50** nicht mit Energie gespeist wird.

**[0078]** Hier wird eine Luftheizkapazität der PTC-Heizung **50** der vorliegenden Ausführungsform beschrieben. Der Erfinder hat einen Fall untersucht, in dem eine PTC-Heizung eingerichtet ist, um Luft zu heizen, die in dem Innenkondensator **12** geheizt wurde. Mit anderen Worten ist die PTC-Heizung strömungsabwärtig von dem Innenkondensator **12** angeordnet, anstatt, dass die PTC-Heizung strömungsaufwärtig von dem Innenkondensator **12** angeordnet ist. Dann wird Luft unter Nutzung von Heizkapazitäten sowohl des Innenkondensators **12** als auch der PTC-Heizung auf eine Zieltemperatur geheizt.

**[0079]** Wenn in diesem Fall die Heizkapazität des Innenkondensators **12** am kleinsten ist, ist eine notwendige Heizkapazität (größte Heizkapazität) der PTC-Heizung zum Heizen der Luft auf die Zieltemperatur ungefähr 2 kW. Mit anderen Worten ist es notwendig, dass die PTC-Heizung Wärme mit 2 kW ausgibt,

wenn die PTC-Heizung zum Beispiel mit einer Nennspannung von 12 V mit Energie gespeist wird. Auf die größte Heizkapazität der PTC-Heizung wird hier nachstehend als eine Standardheizkapazität Bezug genommen.

**[0080]** In der vorliegenden Ausführungsform hat die PTC-Heizung **50** eine niedrigere Luftheizkapazität als die Standardheizkapazität. Zum Beispiel erzeugt die PTC-Heizung **50** Wärme mit ungefähr 800 W, was kleiner oder gleich einer Hälfte der Standardheizkapazität ist, wenn die PTC-Heizung **50** mit Energie mit einer Nennspannung von 12 V gespeist wird.

**[0081]** In dem Gehäuse **31** ist ein Umleitungsdurchgang **35** bereitgestellt, durch den Luft, die den Innenverdampfer **23** durchlaufen hat, den Innenkondensator **12** und die PTC-Heizung **50** umgeht, und eine Luftmischklappe **34** ist in der Luftströmungsrichtung strömungsabwärtig von dem Innenverdampfer **23** und strömungsaufwärtig von dem Innenkondensator **12** angeordnet.

**[0082]** Die Luftmischklappe **34** der vorliegenden Ausführungsform stellt ein Verhältnis zwischen einer Strömungsmenge von Luft, die die PTC-Heizung **50** und den Innenkondensator **12** durchläuft, und einer Luftströmungsmenge, die den Umleitungsdurchgang **35** durchläuft, ein. Folglich wird die Luftmischklappe **34** als ein Beispiel für einen Strömungsmengeneinstellabschnitt verwendet, der eine Luftströmung (Luftmenge), die in den Innenkondensator **12** strömt, einstellt, und wird auch als ein Beispiel für einen Wärmeaustauschkapazitäts-Einstellabschnitt verwendet, der eine Wärmeaustauschkapazität des Innenkondensators **12** einstellt.

**[0083]** Ein Mischraum **36** ist in der Luftströmungsrichtung strömungsabwärtig von dem Innenkondensator **12** und dem Umleitungsluftdurchgang **35** in dem Gehäuse **31** bereitgestellt. Geheizte Luft, die Wärme mit Kältemittel in dem Innenkondensator **12** ausgetauscht hat, und ungeheizte Luft, die den Umleitungsluftdurchgang **35** durchlaufen hat, werden in dem Mischraum **36** miteinander vermischt. Der Mischraum **36** wird als eine Luftmischkammer verwendet, in der geheizte Luft (Warmluft) und ungeheizte Luft (Kaltluft) miteinander vermischt werden.

**[0084]** Folglich stellt die Luftmischklappe **34** das Verhältnis zwischen der Strömungsmenge von Luft, die den Innenkondensator **12** durchläuft, und der Strömungsmenge von Luft, die den Umleitungsdurchgang **35** durchläuft, derart ein, dass eine Temperatur von Luft in dem Mischraum **36** eingestellt wird. Die Luftmischklappe **34** wird von einem Servomotor angetrieben, und ein Betrieb des Servomotors wird von einem Steuersignal gesteuert, das von der Klimatisierungssteuerung **40** ausgegeben wird.

**[0085]** Ein in der Luftströmungsrichtung strömungsabwärtiger Teil des Gehäuses **31** hat Luftauslassöffnungen, durch die in dem Mischraum **36** klimatisierte Luft in Richtung des Fahrzeugaums ausgeblasen wird, und der Fahrzeugaum ist der Raum (Klimatisierungsraum), der klimatisiert werden soll. Die Luftauslassöffnungen umfassen eine Entfrosteröffnung **37a**, durch die klimatisierte Luft in Richtung einer Innenoberfläche einer Windschutzscheibe des Fahrzeugs geblasen wird, eine Gesichtsöffnung **37b**, durch die klimatisierte Luft in Richtung eines oberen Teils eines Fahrgasts in dem Fahrzeugaum geblasen wird, und Fußöffnungen **37c**, durch die klimatisierte Luft in Richtung eines Fußbereichs des Fahrgasts geblasen wird.

**[0086]** Eine Entfrosterklappe **38a**, eine Gesichtsklappe **38b** und eine Fußklappe **38c** sind jeweils in der Luftströmungsrichtung strömungsaufwärtig von der Entfrosteröffnung **37a**, der Gesichtsöffnung **37b** und der Fußöffnung **37c** angeordnet. Die Entfrosterklappe **38a**, die Gesichtsklappe **38b** und die Fußklappe **38c** stellen jeweils Öffnungsflächen der Entfrosteröffnung **37a**, der Gesichtsöffnung **37b** und der Fußöffnung **37c** ein.

**[0087]** Die Entfrosterklappe **38a**, die Gesichtsklappe **38b** und die Fußklappe **38c** öffnen oder schließen ihre Öffnungen **37a**, **37b**, **37c** jeweils, wobei sie als Beispiele für einen Luftauslassbetriebsart-Umschaltabschnitt verwendet werden, der eine Luftauslassbetriebsart umschaltet. Diese drei Klappen **38a**, **38b**, **38c** werden von einem Servomotor über einen Verbindungsmechanismus oder ähnliches angetrieben, wobei ein Betrieb des Servomotors durch ein Steuersignal gesteuert wird, das von der Klimatisierungssteuerung **40** ausgegeben wird.

**[0088]** In der Luftströmungsrichtung strömungsabwärtige Seiten der Entfrosteröffnung **37a**, der Gesichtsöffnung **37b** und der Fußöffnung **37c** sind jeweils durch Luftdurchgänge von Kanälen mit einem Entfrosterluftauslass, einem Gesichtsluftauslass und einem Fußluftauslass verbunden. Der Entfrosterluftauslass, der Gesichtsluftauslass und der Fußluftauslass sind in dem Fahrzeugaum bereitgestellt.

**[0089]** Die Luftauslassbetriebsart umfasst eine Gesichtsbetriebsart, in der die Gesichtsöffnung **37b** ganz offen ist, so dass klimatisierte Luft aus dem Gesichtsluftauslass in Richtung des oberen Teils des Fahrgasts in dem Fahrzeugaum geblasen wird, eine Zweihöhenbetriebsart, in der sowohl die Gesichtsöffnung **37b** als auch die Fußöffnung **37c** offen sind, so dass klimatisierte Luft in Richtung des oberen Teils und des Fußbereichs des Fahrgasts geblasen wird, und eine Fußbetriebsart, in der die Fußöffnung **37c** ganz offen ist und die Entfrosteröffnung **37a** ein wenig offen ist, so dass klimatisierte Luft hauptsächlich aus dem Fußluftauslass geblasen wird.

**[0090]** Als nächstes wird ein elektrischer Steuerabschnitt der vorliegenden Ausführungsform beschrieben. Die Klimatisierungssteuerung **40** umfasst einen bekannten Mikrocomputer und seine periphere Schaltung, und der Mikrocomputer umfasst eine zentrale Verarbeitungseinheit (CPU), einen Nur-Lese-Speicher (ROM) und einen Direktzugriffsspeicher (RAM). Die Klimatisierungssteuerung **40** führt basierend auf einem in dem ROM gespeicherten Klimatisierungsprogramm verschiedene Berechnungen und Verfahren durch und steuert Betriebe verschiedener Klimatisierungskomponenten (z.B. des Kompressors **11**, der Öffnungs-Schließventile **16a**, **16b**, **16c**, des Gebläses **32** und der PTC-Heizung **50**), die mit einer Ausgangsseite der Klimatisierungssteuerung **40** verbunden sind.

**[0091]** Eine Eingangsseite der Klimatisierungssteuerung **40** ist mit einer Sensorgruppe **41** mit verschiedenen Klimatisierungssensoren verbunden. Die Sensorgruppe **41** umfasst einen Innenluftsensor, der eine Temperatur im Inneren des Fahrzeugaums erfasst, einen Außenluftsensor, der eine Temperatur von Außenluft erfasst, einen Sonnenstrahlungssensor, der eine Sonnenstrahlungsmenge erfasst, die in den Fahrzeugaum eintritt, einen Verdampfer Temperatursensor, der eine Temperatur (Temperatur des Innenverdampfers **23**) von Luft, die aus dem Innenverdampfer **23** strömt, erfasst, einen Ausstoßdrucksensor, der einen Druck von Hochdruckkältemittel, das von dem Kompressor **11** ausgestoßen wird, erfasst, einen Kondensatortemperatursensor, der eine Temperatur von Kältemittel, das aus dem Innenkondensator **12** strömt, erfasst, und einen Einlassdrucksensor, der einen Druck von in den Kompressor **11** gesaugtem Kältemittel erfasst.

**[0092]** Die Eingangsseite der Klimatisierungssteuerung **40** ist ferner mit einem (nicht gezeigten) Bedienfeld verbunden, das in der Instrumententafel an dem vorderen Endteil des Fahrzeugaums angeordnet ist, und Steuersignale von verschiedenen Klimatisierungsschaltern, die auf dem Steuerfeld bereitgestellt sind, werden in die Klimatisierungssteuerung **40** eingegeben. Die verschiedenen Klimatisierungsschalter des Bedienfelds umfassen einen Aktivierungsschalter der Fahrzeugklimaanlage **1**, einen Temperaturfestlegungsschalter, der verwendet wird, um eine Temperatur im Inneren des Fahrzeugaums festzulegen, und einen Betriebsartauswahlschalter, der verwendet wird, um die Klimatisierungsbetriebsart aus der Kühlbetriebsart, der Entfeuchtungs-Heizbetriebsart und der Heizbetriebsart auszuwählen.

**[0093]** Die Klimatisierungssteuerung **40** ist ferner mit einer nicht gezeigten Batterie verbunden, die eine Nennspannung von 12 V ausgibt, und die Batterie liefert elektrische Leistung an die Klimatisierungssteuerung **40**. Die Klimatisierungssteuerung **40** ist fähig, die zugeführte elektrische Leistung zu transformie-

ren, und liefert dadurch die transformierte elektrische Leistung an die verschiedenen Klimatisierungskomponenten, wie etwa die PTC-Heizung **50**.

**[0094]** Die Klimatisierungssteuerung **40** umfasst integral Steuerabschnitte (Hardware und Software), die jeweils Betriebe der verschiedenen Klimatisierungskomponenten steuern, die mit der Ausgangsseite der Klimatisierungssteuerung **40** verbunden sind.

**[0095]** Zum Beispiel umfassen die Steuerabschnitte in der vorliegenden Ausführungsform einen Ausstoßkapazitätssteuerabschnitt, der einen Betrieb des Elektromotors des Kompressors **11** steuert, einen Kältemittelkreissteuerabschnitt, der Betriebe der Öffnungs-Schließventile **16a**, **16b**, **16c** steuert, die als Beispiele des Kältemittelkreis-Umschaltabschnitts verwendet werden, und einen Heizkapazitätssteuerabschnitt **40a**, der als ein Beispiel für einen HeizkapazitätsEinstellabschnitt verwendet wird, der die Luftheizkapazität der Hilfsheizung (z.B. PTC-Heizung **50**) einstellt, indem er eine elektrische Energie einstellt, die an die Hilfsheizung geliefert wird. Der Ausstoßkapazitätssteuerabschnitt, der Kältemittelkreissteuerabschnitt und der Heizkapazitätssteuerabschnitt **40a** können getrennt von der Klimatisierungssteuerung **40** bereitgestellt werden.

**[0096]** Als nächstes wird ein Betrieb der Fahrzeugklimaanlage **1** der vorliegenden Ausführungsform unter Bezug auf **Fig. 4** bis **Fig. 9** beschrieben. Ein Steuerungsverfahren des Betriebs der Klimatisierungssteuerung **1**, das in **Fig. 4** gezeigt ist, beginnt, wenn der Aktivierungsschalter der Fahrzeugklimaanlage **1** EIN-geschaltet wird. Jeder Steuerschritt der in den Zeichnungen gezeigten Flussdiagramme bildet jeden einer Vielfalt an Funktionsausführungsabschnitten, den die Klimatisierungssteuerung **40** umfasst.

**[0097]** Bei Schritt **S1** führt die Klimatisierungssteuerung **40** Initialisierungen (Initialisierungsverfahren) einer Markierung, eines Zeitschalters, von Vorgabepositionen der vorstehend beschriebenen verschiedenen elektrischen Aktuatoren und ähnlicher durch und führt dann einen Steuerbetrieb von Schritt **S2** durch. In dem Initialisierungsverfahren von Schritt **S1** werden einige der am Ende des letzten Betriebs der Fahrzeugklimaanlage **1** gespeicherten Markierungen und Berechnungswerte beibehalten.

**[0098]** Bei Schritt **S2** liest die Klimatisierungssteuerung **40** Steuersignale von dem Bedienfeld, wie etwa eine voreingestellte Temperatur  $T_{soll}$  des Fahrzeugraums, die von dem Temperaturfestlegungsschalter festgelegt wird, und eine Klimatisierungsbetriebsart, die von dem Betriebsartauswahlschalter ausgewählt wird, ein. Anschließend wird ein Steuerbetrieb von Schritt **S3** durchgeführt. Bei Schritt **S3** liest die Klimatisierungssteuerung **40** Signale der Fahrzeugumgebungsbedingungen ein, die zur Durchführung einer

Klimatisierungssteuerung verwendet werden. Mit anderen Worten liest die Klimatisierungssteuerung **40** Erfassungssignale von der Sensorgruppe **41** ein, um die Klimatisierungssteuerung durchzuführen. Dann führt die Klimatisierungssteuerung **40** einen Steuerbetrieb von Schritt **S4** durch.

**[0099]** Bei Schritt **S4** berechnet die Klimatisierungssteuerung **40** eine Zielauslasstemperatur TAO (Zieltemperatur) von Luft, die aus den Luftauslässen in den Fahrzeugraum geblasen werden soll, und führt dann einen Steuerbetrieb von Schritt **S5** durch. Insbesondere wird bei Schritt **S4** die Zielauslasstemperatur TAO der vorliegenden Ausführungsform unter Verwendung der voreingestellten Temperatur  $T_{soll}$ , einer von dem Innenluftsensor erfassten Innenlufttemperatur  $T_r$  des Fahrzeugraums, einer von dem Außenluftsensor erfassten Außenlufttemperatur  $T_{am}$  und einer von dem Sonnenstrahlungssensor erfassten Sonnenstrahlungsmenge  $T_s$  berechnet.

**[0100]** Bei Schritt **S5** bestimmt die Klimatisierungssteuerung **40** eine Luftblaskapazität (Luftblasmenge) des Gebläses **32** und führt dann einen Steuerbetrieb von Schritt **S6** durch. Insbesondere wird bei Schritt **S5** die Luftblasmenge (z.B. eine Gebläsemotorspannung, die an den Elektromotor des Gebläses **32**) des Gebläses **32** unter Verwendung eines in der Klimatisierungssteuerung **40** gespeicherten Steuerkennfelds basierend auf der bei Schritt **S4** bestimmten Zielauslasstemperatur TAO bestimmt.

**[0101]** Wenn in der vorliegenden Ausführungsform zum Beispiel die Zielauslasstemperatur TAO bei Schritt **S4** in einem extrem niedrigen Temperaturbereich oder einem extrem hohen Temperaturbereich bestimmt wird, wird die Gebläsemotorspannung auf eine hohe Spannung um einen Höchstwert festgelegt, so dass die Luftblasmenge des Gebläses **32** derart gesteuert wird, dass sie um eine größte Luftblasmenge ist. Wenn die Zielauslasstemperatur TAO von dem extrem niedrigen Temperaturbereich in Richtung eines mittleren Temperaturbereichs erhöht wird, wird die Gebläsemotorspannung verringert, so dass die Luftblasmenge des Gebläses **32** gemäß der Zunahme der Zielauslasstemperatur TAO verringert wird.

**[0102]** Wenn die Zielauslasstemperatur TAO von dem extrem hohen Temperaturbereich in Richtung des mittleren Temperaturbereichs verringert wird, wird die Gebläsemotorspannung verringert, so dass die Luftblasmenge des Gebläses **32** gemäß der Verringerung der Zielauslasstemperatur TAO verringert wird. Wenn TAO als in dem mittleren Temperaturbereich bestimmt wird, wird die Gebläsemotorspannung auf einen niedrigsten Wert festgelegt, so dass die Luftblasmenge des Gebläses **32** die kleinste Menge wird.

**[0103]** Bei Schritt **S6** bestimmt die Klimatisierungssteuerung **40** die Klimatisierungsbetriebsart basierend auf einem Steuersignal, das von dem Betriebsartauswahlschalter des Bedienfelds eingegeben wird. Wenn durch den Betriebsartauswahlschalter die Kühlbetriebsart als die Klimatisierungsbetriebsart ausgewählt wird, wird ein Steuerbetrieb von Schritt **S7** durchgeführt. Wenn die Entfeuchtungs-Heizbetriebsart als die Klimatisierungsbetriebsart ausgewählt wird, wird der Steuerbetrieb von Schritt **S8** durchgeführt. Wenn die Heizbetriebsart als die Klimatisierungsbetriebsart ausgewählt wird, wird ein Steuerverfahren von Schritt **S9** durchgeführt.

**[0104]** Bei den Schritten **S7** bis **S9** werden die Steuerverfahren, die jeder Klimatisierungsbetriebsart entsprechen, durchgeführt, und dann wird ein Steuerbetrieb von Schritt **S10** durchgeführt. Details der Steuerverfahren der Schritte **S7** bis **S9** werden später beschrieben.

**[0105]** Bei Schritt **S10** bestimmt die Klimatisierungssteuerung **40** eine Schaltbedingung (Lufteinlassbetriebsart) der Innen/Außenluft-Umschaltvorrichtung **33** und führt dann einen Steuerbetrieb von Schritt **S11** durch. Bei Schritt **S10** wird die Lufteinlassbetriebsart unter Verwendung eines in der Klimatisierungssteuerung **40** gespeicherten Steuerkennfelds basierend auf der Zielauslasstemperatur TAO bestimmt. In der vorliegenden Ausführungsform wird im Allgemeinen eine Luftauslassbetriebsart, in der hauptsächlich Außenluft in die Klimatisierungseinheit **30** eingeleitet wird, als die Lufteinlassbetriebsart bestimmt. Wenn jedoch die Zielauslasstemperatur TAO als innerhalb des extrem niedrigen Temperaturbereichs oder innerhalb des extrem hohen Temperaturbereichs bestimmt wird, mit anderen Worten, wenn eine hohe Kühlleistung oder hohe Heizleistung erforderlich ist, wird eine Innenluftbetriebsart als die Lufteinlassbetriebsart ausgewählt, in der hauptsächlich Innenluft in die Klimatisierungseinheit **30** eingeleitet wird.

**[0106]** Bei Schritt **S11** bestimmt die Klimatisierungssteuerung **40** die Luftauslassbetriebsart und führt dann einen Steuerbetrieb von Schritt **S12** durch. Bei Schritt **S11** wird die Luftauslassbetriebsart unter Verwendung eines in der Klimatisierungssteuerung **40** gespeicherten Steuerkennfelds basierend auf der Zielauslasstemperatur TAO bestimmt. In der vorliegenden Ausführungsform wird die Luftauslassbetriebsart gemäß der Änderung der Zielauslasstemperatur TAO von einem hohen Temperaturbereich zu einem niedrigen Temperaturbereich in der folgenden Reihenfolge umgeschaltet: die Fußbetriebsart -> die Zweihöhenbetriebsart -> die Gesichtsbetriebsart.

**[0107]** Bei Schritt **S12** gibt die Klimatisierungssteuerung **40** Steuersignale und Steuerspannungen an die verschiedenen Klimatisierungskomponenten aus, die mit der Ausgangsseite der Klimatisierungssteuerung

**40** verbunden sind, um gesteuert zu werden, so dass in den Schritten **S6** bis **S11** bestimmte Steuerzustände erreicht werden. Bei Schritt **S13** wartet die Klimatisierungssteuerung **40** eine Steuerperiode  $\tau$  lang. Die Klimatisierungssteuerung **40** bestimmt den Ablauf der Steuerperiode  $\tau$  und führt dann den Steuerbetrieb von Schritt **S2** durch.

**[0108]** In der in **Fig. 4** gezeigten Steueroutine wiederholt die Klimatisierungssteuerung **40** die vorstehend beschriebenen Steuerbetriebe: Lesen von Erfassungssignalen und Steuersignalen -> Bestimmung der Steuerzustände der verschiedenen gesteuerten Komponenten -> Ausgabe von Steuersignalen und Steuerspannungen an die verschiedenen gesteuerten Komponenten. Die Steueroutine wird durchgeführt, bis erforderlich ist, dass der Betrieb der Fahrzeugklimaanlage **1** gestoppt wird, indem zum Beispiel der Aktivierungsschalter AUS-geschaltet wird. Als nächstes werden Details der bei den Schritten **S7** bis **S9** durchgeführten Klimatisierungsbetriebsarten beschrieben.

#### Kühlbetriebsart

**[0109]** Die bei Schritt **S7** durchgeführte Kühlbetriebsart wird beschrieben. In der Kühlbetriebsart öffnet die Klimatisierungssteuerung **40** das erste Expansionsventil **13** ganz und bringt das zweite Expansionsventil **22** in einen Dekompressionszustand, in dem sein Öffnungsgrad verringert ist und seine Dekompressionswirkung ausgeübt wird. Außerdem schließt die Klimatisierungssteuerung **40** die ersten und dritten Öffnungs-Schließventile **16a**, **16c** und öffnet das zweite Öffnungs-Schließventil **16b**.

**[0110]** Wenn die Klimatisierungssteuerung **40** folglich in dem in **Fig. 4** gezeigten Schritt **S12** Steuersignale und Steuerspannungen an die verschiedenen gesteuerten Komponenten ausgibt, wird der Kältemittelkreis des Wärmepumpenkreislaufs **10**, wie durch durchgezogene Pfeile in **Fig. 1** gezeigt, bereitgestellt. In diesem Kreislaufaufbau der Kühlbetriebsart bestimmt die Klimatisierungssteuerung **40** Betriebszustände der verschiedenen Klimatisierungskomponenten, die mit der Ausgangsseite der Klimatisierungssteuerung **40** verbunden sind, basierend auf der bei Schritt **S4** bestimmten Zielauslasstemperatur TAO und von der Sensorgruppe **41** eingegebenen Erfassungssignalen.

**[0111]** Zum Beispiel wird eine Drehzahl  $N_c$  des Kompressors **11** (d.h. Steuersignal, das an den Elektromotor des Kompressors **11** ausgegeben wird) wie folgt bestimmt. Zuerst wird eine Zielverdampfertemperatur TEO des Innenverdampfers **23** unter Verwendung eines in der Klimatisierungssteuerung **40** gespeicherten Steuerkennfelds auf der Basis der Zielauslasstemperatur TAO bestimmt. Die Zielverdampfertemperatur TEO wird derart bestimmt, dass sie

größer oder gleich einer vorgegebenen Temperatur (z.B. 1°C) ist, die höher als eine Frostbildungstemperatur (d.h. 0°C) ist, um zu verhindern, dass der Innenverdampfer **23** Frost bildet.

**[0112]** Und dann wird die Drehzahl basierend auf einer Abweichung zwischen der Zielverdampfertemperatur TEO und einer von dem Verdampfertemperatursensor erfassten Temperatur von Luft, die aus dem Innenverdampfer **23** strömt, durch eine Rückkopplungssteuerung derart bestimmt, dass die Temperatur von Luft, die aus dem Innenverdampfer **23** strömt, sich der Zielverdampfertemperatur TEO nähert.

**[0113]** Ein von dem zweiten Expansionsventil **22** ausgegebenes Steuersignal wird derart bestimmt, dass ein Unterkühlungsgrad von Kältemittel, das in das zweite Expansionsventil **22** strömt, sich einem vorgegebenen Zielunterkühlungsgrad nähert. Der Zielunterkühlungsgrad wird derart bestimmt, dass der COP sich ungefähr einem größten Wert nähert. Ein Steuersignal, das an den Servomotor der Luftmischklappe **34** ausgegeben wird, wird derart bestimmt, dass die Luftmischklappe **34** einen Luftdurchgang des Innenkondensators **12** schließt, und so dass eine gesamte Menge von Luft, die aus dem Innenverdampfer **23** strömt, in den Umleitungsluftdurchgang **35** strömt.

**[0114]** Die vorstehend beschriebene Steuerroutine, wie etwa das Lesen von Erfassungssignalen und Steuersignalen -> das Berechnen der Zielauslass-temperatur TAO -> das Bestimmen der Betriebsbedingungen der verschiedenen Klimatisierungskomponenten -> das Ausgeben von Steuerspannungen und Steuersignalen, wird wiederholt, bis die Klimatisierungsbetriebsart bei dem in **Fig. 4** gezeigten Schritt **S6** auf die Entfeuchtungs-Heizbetriebsart oder auf die Heizbetriebsart umgeschaltet wird, oder bis erforderlich ist, dass die Fahrzeugklimaanlage **1** zum Beispiel durch ein Steuersignal von dem Bedienfeld gestoppt wird.

**[0115]** In der Kühlbetriebsart des Wärmepumpenkreislaufs **10** strömt von dem Ausstoßkanal **11c** des Kompressors **11** ausgestoßenes Hochdruckkältemittel in den Innenkondensator **12**. Da die Luftmischklappe **34** den Luftdurchgang des Innenkondensators **12** schließt, strömt das Hochdruckkältemittel durch den Innenkondensator **12**, wobei es wenig Wärme abstrahlt.

**[0116]** Das Hochdruckkältemittel, das aus dem Innenkondensator **12** strömt, strömt in der folgenden Reihenfolge: das erste Expansionsventil **13** -> der Gas-Flüssigkeitsabscheider **14** -> das zweite Öffnungs-Schließventil **16b**, und strömt dann in den Außenwärmetauscher **20**. Da das erste Expansionsventil **13** ganz offen ist, strömt das aus dem Innenkondensator **12** strömende Hochdruckkältemittel mit we-

nig Dekompression durch das erste Expansionsventil **13**. Anschließend strömt das aus dem ersten Expansionsventil **13** strömende Kältemittel von dem Zuströmungskanal **14b** des Gas-Flüssigkeitsabscheiders **14** in den Gas-Flüssigkeitsabscheider **14**.

**[0117]** Hier ist das in den Gas-Flüssigkeitsabscheider **14** strömende Kältemittel in einem Gaszustand, weil das Kältemittel wenig Wärme mit Luft in dem Innenkondensator **12** ausgetauscht hat. Folglich strömt das Gaskältemittel ohne Gas-Flüssigkeitsabscheidung in dem Gas-Flüssigkeitsabscheider **14** aus dem Flüssigkeitsausströmungskanal **14d**. Überdies wird das erste Öffnungs-Schließventil **16a** geschlossen, so dass das Gaskältemittel nicht aus dem Gasausströmungskanal **14c** strömt.

**[0118]** Das aus dem Flüssigkeitsausströmungskanal **14d** strömende Hochdruckgaskältemittel strömt über den Umleitungsdurchgang **18**, ohne in die feste Drossel **17** zu strömen, in den Außenwärmetauscher **20**, weil das zweite Öffnungs-Schließventil **16b** offen ist. Das Hochdruckkältemittel, das in den Außenwärmetauscher **20** strömt, strahlt durch den Wärmeaustausch mit Außenluft, die von dem Gebläseventilator **21** geblasen wird, Wärme ab und kondensiert dadurch.

**[0119]** Das aus dem Außenwärmetauscher **20** strömende Kältemittel strömt in das zweite Expansionsventil **22**, das in dem Dekompressionszustand ist, weil das dritte Öffnungs-Schließventil **16c** geschlossen ist. Dann wird das in das zweite Expansionsventil **22** strömende Kältemittel durch isenthalpe Expansion und Dekompression zu einem Niederdruckkältemittel. Das in dem zweiten Expansionsventil **22** strömende dekomprimierte Niederdruckkältemittel strömt in den Innenverdampfer **23**, um Wärme aus Luft, die von dem Gebläse **32** geblasen wird, aufzunehmen und zu verdampfen. Folglich wird die Luft, die in den Fahrzeugaum geblasen werden soll, gekühlt.

**[0120]** Das aus dem Innenverdampfer **23** strömende Kältemittel wird in dem Akkumulator **24** in Gaskältemittel und flüssiges Kältemittel abgeschieden. Das Gaskältemittel wird von dem Saugkanal **11a** in den Kompressor **11** gesaugt und wird durch den niederstufigen Kompressionsmechanismus und dann durch den höherstufigen Kompressionsmechanismus erneut komprimiert. Da die Luftmischklappe **34** in der Kühlbetriebsart, wie vorstehend beschrieben, den Luftdurchgang des Innenkondensators **12** schließt, kann von dem Innenverdampfer **23** gekühlte geblasene Luft in den Fahrzeugaum geblasen werden, wobei die Luft in einem kühlen Zustand gehalten wird. Mit anderen Worten kann die durch den Innenverdampfer **23** gekühlte Luft in den Fahrzeugaum geblasen werden, ohne den Innenkondensator **12** zu durchlaufen. Folglich kann das Kühlen des Fahrzeugaums durchgeführt werden.

## Entfeuchtungs-Heizbetriebsart

**[0121]** Details der bei Schritt **S8** durchgeführten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart werden beschrieben. In der Entfeuchtungs-Heizbetriebsart bringt die Klimatisierungssteuerung **40** das erste Expansionsventil **13** in den ganz offenen Zustand oder in den Dekompressionszustand und bringt das zweite Expansionsventil **22** in einen ganz offenen Zustand oder in den Dekompressionszustand. Überdies schließt die Klimatisierungssteuerung **40** die ersten und dritten Öffnungs-Schließventile **16a**, **16c** und öffnet das zweite Öffnungs-Schließventil **16b**. Daher wird ein Kältemittelkreis des Wärmepumpenkreislaufs **10**, der durch die durchgezogenen Pfeile in **Fig. 1** gezeigt ist, der ähnlich dem Kältemittelkreis des Wärmepumpenkreislaufs **10** in der Kühlbetriebsart ist, bereitgestellt.

**[0122]** Außerdem bestimmt die Klimatisierungssteuerung **40** ein Steuersignal, das an den Servomotor der Luftmischklappe **34** ausgegeben werden soll, so dass ein Öffnungsgrad der Luftmischklappe **34** am kleinsten festgelegt wird, um den Umleitungsdurchgang **35** zu schließen. Folglich strömt eine gesamte Strömungsmenge von Luft, die den Innenverdampfer **23** durchlaufen hat, durch den Innenkondensator **12**. Jedoch kann der Öffnungsgrad der Luftmischklappe **34** selbst in der Entfeuchtungs-Heizbetriebsart basierend auf der Zielauslasstemperatur TAO eingestellt werden.

**[0123]** Die Drehzahl  $N_c$  des Kompressors **11** wird derart bestimmt, dass der höherdruckseitige Kältemitteldruck  $P_d$  zwischen dem Ausstoßkanal **11c** des Kompressors **11** und der Einlassseite des ersten Expansionsventils **13** in dem Wärmepumpenkreislauf **10** sich durch eine Rückkopplungssteuerung oder ähnliches dem Zieldruck  $TP_d$  nähert. Der Zieldruck  $TP_d$  wird unter Verwendung eines in der Klimatisierungssteuerung **40** gespeicherten Steuerkennfelds basierend auf der Zielauslasstemperatur TAO derart bestimmt, dass die Temperatur von Luft, die in den Fahrzeugaum geblasen werden soll, die Zielauslasstemperatur TAO wird.

**[0124]** In der Entfeuchtungs-Heizbetriebsart der vorliegenden Ausführungsform werden Öffnungsgrade der ersten und zweiten Expansionsventile **13**, **22** abhängig von einer Temperaturdifferenz zwischen der voreingestellten Temperatur  $T_{soll}$  und der Außenlufttemperatur  $T_{am}$  geändert. Insbesondere umfasst die Entfeuchtungs-Heizbetriebsart erste bis vierte Entfeuchtungs-Heizbetriebsarten, und abhängig von der Zielauslasstemperatur TAO wird in der Entfeuchtungs-Heizbetriebsart eine der vier Entfeuchtungs-Heizbetriebsarten durchgeführt.

## Erste Entfeuchtungs-Heizbetriebsart

**[0125]** Eine erste Entfeuchtungs-Heizbetriebsart ist ein Beispiel für die Entfeuchtungs-Heizbetriebsart. In der ersten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart ist das erste Expansionsventil **13** ganz offen und das zweite Expansionsventil **22** ist in einem Dekompressionszustand, so dass ein Kreislaufaufbau (Kältemittelkreis) der ersten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart ähnlich dem der Kühlbetriebsart ist. Die Luftmischklappe **34** wird derart eingestellt, dass der Luftdurchgang des Innenkondensators **12** ganz geöffnet wird.

**[0126]** Von dem Ausstoßkanal **11c** des Kompressor **11** ausgestoßenes Hochdruckkältemittel strömt in den Innenkondensator **12**. Dann strahlt das Hochdruckkältemittel Wärme ab und kondensiert durch den Wärmeaustausch mit Luft, die von dem Innenverdampfer **23** gekühlt und entfeuchtet wurde. Folglich wird Luft, die in den Fahrzeugaum geblasen werden soll, von dem Innenkondensator **12** geheizt.

**[0127]** Das aus dem Innenkondensator **12** strömende Kältemittel strömt in der folgenden Reihenfolge durch: das erste Expansionsventil **13** -> den Gas-Flüssigkeitsabscheider **14** -> das zweite Öffnungs-Schließventil **16b**, und dann strömt das Kältemittel in den Außenwärmetauscher **20**. Das Hochdruckkältemittel, das in den Wärmetauscher **20** strömt, strahlt Wärme ab und kondensiert durch den Wärmeaustausch mit Außenluft, die durch den Gebläseventilator **21** geblasen wird. Eine anschließende Kältemittelströmung und eine entsprechende Zustandsänderung des Kältemittels sind ähnlich denen der Kühlbetriebsart. Das heißt, die anderen Betriebszustände der ersten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart sind ähnlich denen der Kühlbetriebsart.

**[0128]** Wie vorstehend beschrieben, kann in der ersten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart Luft, die in dem Innenverdampfer **23** gekühlt und entfeuchtet wurde, in dem Innenkondensator **12** geheizt werden und kann in den Fahrzeugaum geblasen werden. Folglich kann das Entfeuchten und Heizen des Fahrzeugaums durchgeführt werden.

## (ii) Zweite Entfeuchtungs-Heizbetriebsart

**[0129]** Wenn die Zielauslasstemperatur TAO während des Betriebs der ersten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart höher als eine erste Referenztemperatur wird, wird eine zweite Entfeuchtungs-Heizbetriebsart durchgeführt. Die zweite Entfeuchtungs-Heizbetriebsart ist ein anderes Beispiel für die Entfeuchtungs-Heizbetriebsart. In der zweiten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart ist das erste Expansionsventil **13** in einem Dekompressionszustand, und das zweite Expansionsventil **22** ist in einem Dekompressionszustand, in dem der Öffnungsgrad des zweiten Expan-

sionsventils **22** größer als der in der ersten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart ist.

**[0130]** Ähnlich der ersten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart strömt Hochdruckkältemittel, das von dem Ausstoßkanal **11c** des Kompressors **11** ausgestoßen wird, in den Innenkondensator **12** und strahlt durch den Wärmeaustausch mit Luft, die in dem Innenverdampfer **23** gekühlt und entfeuchtet wurde, Wärme ab. Folglich wird Luft, die in den Fahrzeugraum geblasen werden soll, in dem Innenkondensator **12** geheizt.

**[0131]** Das aus dem Innenkondensator **12** strömende Hochdruckkältemittel wird durch isenthalpe Dekompression in dem ersten Expansionsventil **13**, das in einem Dekompressionszustand ist, zu Zwischendruckkältemittel. Das Zwischendruckkältemittel, das aus dem ersten Expansionsventil **13** strömt, strömt in einer folgenden Reihenfolge durch: den Gas-Flüssigkeitsabscheider **14** -> das zweite Öffnungs-Schließventil **16b**, und dann strömt das Kältemittel in den Außenwärmetauscher **20**. Das Zwischendruckkältemittel, das in den Außenwärmetauscher **20** strömt, strahlt durch den Wärmeaustausch mit Außenluft, die von dem Gebläseventilator **21** geblasen wird, Wärme ab. Eine anschließende Kältemittelströmung und entsprechende Zustandsänderung des Kältemittels sind ähnlich denen der Kühlbetriebsart.

**[0132]** Wie vorstehend beschrieben kann in der zweiten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart Luft, die in dem Innenverdampfer **23** gekühlt und entfeuchtet wurde, in dem Innenkondensator **12** geheizt werden und kann ähnlich der ersten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart in den Fahrzeugraum geblasen werden. Folglich kann das Entfeuchten und Heizen des Fahrzeugraums durchgeführt werden.

**[0133]** Da das erste Expansionsventil **13** in der zweiten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart in dem Dekompressionszustand ist, kann eine Temperatur von Kältemittel, das den Außenwärmetauscher **20** durchläuft, relativ zu dem Fall der ersten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart verringert werden. Folglich kann eine Temperaturdifferenz zwischen dem Kältemittel und der Außenluft in dem Außenwärmetauscher **20** verringert werden, und eine Wärmestrahlungsmenge von Kältemittel in dem Außenwärmetauscher **20** kann dadurch verringert werden.

**[0134]** Als ein Ergebnis kann in der zweiten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart eine Wärmestrahlungsmenge von Kältemittel in dem Innenkondensator **12** erhöht werden, und die Luftheizkapazität des Innenkondensators **12** kann dadurch relativ zu dem Fall der ersten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart verbessert werden.

(iii) Dritte Entfeuchtungs-Heizbetriebsart

**[0135]** Wenn die Zielauslasstemperatur TAO während des Betriebs der zweiten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart höher als eine zweite Referenztemperatur wird, wird eine dritte Entfeuchtungs-Heizbetriebsart durchgeführt. Die dritte Entfeuchtungs-Heizbetriebsart ist ein anderes Beispiel für die Entfeuchtungs-Heizbetriebsart. In der dritten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart wird der Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** derart eingestellt, dass er kleiner als der in der zweiten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart ist, und der Öffnungsgrad des zweiten Expansionsventils **22** wird derart eingestellt, dass er größer als in der zweiten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart ist.

**[0136]** Ähnlich den ersten und zweiten Entfeuchtungs-Heizbetriebsarten strömt Hochdruckkältemittel, das von dem Ausstoßkanal **11c** des Kompressors **11** ausgestoßen wird, in den Innenkondensator **12** und strahlt in der dritten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart durch den Wärmeaustausch mit Luft, die in dem Innenverdampfer **23** gekühlt und entfeuchtet wurde, Wärme ab. Folglich wird Luft, die in den Fahrzeugraum geblasen werden soll, in dem Innenkondensator **12** geheizt.

**[0137]** Das aus dem Innenkondensator **12** strömende Hochdruckkältemittel wird durch isenthalpe Dekompression des ersten Expansionsventils **13**, das in dem Dekompressionszustand ist, zu Zwischendruckkältemittel. Das Zwischendruckkältemittel, das aus dem ersten Expansionsventil **13** strömt, strömt in der folgenden Reihenfolge durch: den Gas-Flüssigkeitsabscheider **14** -> das zweite Öffnungs-Schließventil **16b** und dann strömt das Kältemittel in den Außenwärmetauscher **20**. Hier wird der Zwischendruck derart festgelegt, dass die Temperatur des Zwischendruckkältemittels niedriger als die Temperatur der Außenluft wird.

**[0138]** Das Zwischendruckkältemittel, das in den Außenwärmetauscher **20** strömt, nimmt durch den Wärmeaustausch mit Außenluft, die von dem Gebläseventilator **21** geblasen wird, Wärme auf und verdampft. Das aus dem Außenwärmetauscher **20** strömende Kältemittel wird ohne eine Enthalpieänderung des Kältemittels von dem zweiten Expansionsventil **22** dekomprimiert und strömt dann in den Innenverdampfer **23**. Eine anschließende Kältemittelströmung und entsprechende Zustandsänderung des Kältemittels sind ähnlich denen der Kühlbetriebsart.

**[0139]** Wie vorstehend beschrieben, kann in der dritten Entfeuchtungs- und Heizbetriebsart Luft, die in dem Innenverdampfer **23** gekühlt und entfeuchtet wurde, in dem Innenkondensator **12** geheizt werden und kann ähnlich den ersten und zweiten Entfeuchtungs-Heizbetriebsarten in den Fahrzeugraum gebla-

sen werden. Folglich kann das Entfeuchten und Heizen des Fahrzeugaums durchgeführt werden.

**[0140]** Da der Außenwärmetauscher **20** als ein Verdampfer verwendet wird, kann durch Verringern des Öffnungsgrads des ersten Expansionsventils **13** in der dritten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart eine Wärmeaufnahmemenge von Kältemittel aus der Außenluft vergrößert werden. Folglich kann eine Wärmeabstrahlungsmenge von Kältemittel in dem Innenkondensator **12** vergrößert werden, und die Luftheizkapazität des Innenkondensators **12** kann dadurch relativ zu der zweiten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart verbessert werden.

#### (iv) Vierte Entfeuchtungs-Heizbetriebsart

**[0141]** Wenn die Zielauslasstemperatur TAO während des Betriebs der dritten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart höher als eine dritte Referenztemperatur wird, wird eine vierte Entfeuchtungs-Heizbetriebsart durchgeführt. Die vierte Entfeuchtung-Heizbetriebsart ist ein anderes Beispiel für die Entfeuchtungs-Heizbetriebsart. In der vierten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart wird der Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** derart eingestellt, dass er kleiner als in der dritten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart ist, und der Öffnungsgrad des zweiten Expansionsventils **22** ist ganz offen.

**[0142]** Ähnlich den ersten bis dritten Entfeuchtungs-Heizbetriebsarten strömt Hochdruckkältemittel, das von dem Ausstoßkanal **11c** des Kompressors **11** ausgestoßen wird, in den Innenkondensator **12** und strahlt durch den Wärmeaustausch mit Luft, die in dem Innenverdampfer **23** gekühlt und entfeuchtet wurde, Wärme ab. Folglich wird Luft, die in den Fahrzeugaum geblasen werden soll, in dem Innenkondensator **12** geheizt.

**[0143]** Das aus dem Innenkondensator **12** strömende Kältemittel wird durch isenthalpe Dekompression in dem ersten Expansionsventil **13**, das in dem Dekompressionszustand ist, zu Niederdruckkältemittel mit einer niedrigeren Temperatur als eine Außenlufttemperatur. Das aus dem ersten Expansionsventil **13** strömende Niederdruckkältemittel strömt in der folgenden Reihenfolge durch: den Gas-Flüssigkeitsabscheider **14** -> das zweite Öffnungs-Schließventil **16b**, und dann strömt das Kältemittel in den Außenwärmetauscher **20**.

**[0144]** Das Niederdruckkältemittel, das in den Außenwärmetauscher **20** strömt, nimmt durch den Wärmeaustausch mit Außenluft, die von dem Gebläseventilator **21** geblasen wird, Wärme auf und verdampft. Das aus dem Außenwärmetauscher **20** strömende Kältemittel strömt ohne Dekompression in den Innenverdampfer **23**, weil das zweite Expansionsventil **22** ganz offen ist. Eine anschließende Käl-

temittelströmung und entsprechende Zustandsänderung des Kältemittels sind ähnlich denen der Kühlbetriebsart.

**[0145]** Wie vorstehend beschrieben, kann in der vierten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart Luft, die in dem Innenverdampfer **23** gekühlt und entfeuchtet wurde, in dem Innenkondensator **12** geheizt werden und kann ähnlich den ersten bis dritten Entfeuchtungs-Heizbetriebsarten in den Fahrzeugaum geblasen werden. Folglich kann das Entfeuchten und Heizen des Fahrzeugaums durchgeführt werden.

**[0146]** In der vierten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart wird der Außenwärmetauscher **20** ähnlich der dritten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart als ein Verdampfer verwendet, und der Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** ist kleiner als in der dritten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart. Folglich kann eine Kältemittelverdampfungstemperatur in dem Außenwärmetauscher **20** verringert werden.

**[0147]** Daher kann die Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Außenluft in dem Außenwärmetauscher **20** vergrößert werden, und die Wärmeaufnahmemenge von Kältemittel aus der Außenluft kann relativ zu der dritten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart vergrößert werden. Als ein Ergebnis kann die Wärmeabstrahlungsmenge von Kältemittel in dem Innenkondensator **12** vergrößert werden, und die Luftheizkapazität des Innenkondensators **12** kann dadurch relativ zu der dritten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart verbessert werden.

#### Heizbetriebsart

**[0148]** Als nächstes werden Details des bei Schritt **S9** durchgeführten Heizbetriebs unter Bezug auf **Fig. 5** bis **Fig. 9** beschrieben. Bei dem in **Fig. 5** gezeigten Schritt **S91** bestimmt die Klimatisierungssteuerung **40** zum Beispiel Steuerzustände der Expansionsventils **13**, **22**, der Luftmischklappe **34** und des Kältemittelkreis-Umschaltabschnitts (**16a**, **16b**, **16c**).

**[0149]** Insbesondere wird der Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** verringert, um Kältemittel zu dekomprimieren, und das zweite Expansionsventil **22** ist ganz geschlossen. Der Steuerzustand des Servomotors für die Luftmischklappe **34** wird derart bestimmt, dass die Luftmischklappe **34** betätigt wird, um den Umleitungsluftdurchgang, wie in **Fig. 2** gezeigt, zu schließen. Außerdem sind die ersten und dritten Öffnungs-Schließventile **16a**, **16c** offen, und das zweite Öffnungs-Schließventil **16b** ist geschlossen.

**[0150]** Wenn die Klimatisierungssteuerung **40** folglich bei dem in **Fig. 4** gezeigten Schritt **S12** Steuersignale und Steuerspannungen an die gesteuerten

Komponenten ausgibt, wird ein Kältemittelkreis des Wärmepumpenkreislaufs **10**, der durch durchgezogene Linien in **Fig. 2** gezeigt ist, bereitgestellt.

**[0151]** Insbesondere wird der Wärmepumpenkreislauf **10** auf einen Gaseinspritzkreislauf (Sparkältemittelkreislauf) geschaltet. In diesem Kreislauf wird Kältemittel in Stufen durch zwei Kompressionsmechanismen, die der niedrigerstufige Kompressionsmechanismus und der höherstufige Kompressionsmechanismus des Kompressors **11** sind, komprimiert. Überdies wird Zwischendruckkältemittel in dem Wärmepumpenkreislauf **10** mit Kältemittel kombiniert, das von dem niedrigerstufigen Kompressionsmechanismus ausgestoßen wird, und das kombinierte Kältemittel wird in den höherstufigen Kompressionsmechanismus gesaugt.

**[0152]** Bei Schritt **S92** bestimmt die Klimatisierungssteuerung **40** den Zieldruck  $TP_d$  des höherdruckseitigen Kältemitteldrucks  $P_d$  und führt dann einen Steuerbetrieb von Schritt **S93** durch. Hier ist der höherdruckseitige Kältemitteldruck  $P_d$  ein Druck zwischen dem Ausstoßkanal **11c** des Kompressors **11** und der Einlassseite des ersten Expansionsventils **13**. Der Zieldruck  $TP_d$  wird unter Verwendung eines in der Klimatisierungssteuerung **40** gespeicherten Steuerkennfelds basierend auf der bei dem in **Fig. 4** gezeigten Schritt **S4** bestimmten Zielauslasstemperatur  $TAO$  derart bestimmt, dass die Temperatur von Luft, die in den Fahrzeugraum geblasen werden soll, die Zielauslasstemperatur  $TAO$  wird.

**[0153]** Bei Schritt **S93** bestimmt die Klimatisierungssteuerung **40**, ob eine aktuelle Drehzahl  $N_c$  des Kompressors **11** eine höchste Drehzahl  $N_{cmax}$  erreicht, die basierend auf der Strapazierfähigkeit des Kompressors **11** bestimmt wird. Mit anderen Worten bestimmt die Klimatisierungssteuerung **40**, ob die aktuelle Drehzahl  $N_c$  gleich der höchsten Drehzahl  $N_{cmax}$  ist ( $N_c = N_{cmax}$ ). Wenn die aktuelle Drehzahl  $N_c$  bei Schritt **S93** nicht gleich der höchsten Drehzahl  $N_{cmax}$  ist, führt die Klimatisierungssteuerung **40** ein Steuerverfahren von Schritt **S94** durch, um eine Unterkühlungssteuerung durchzuführen. Wenn die aktuelle Drehzahl  $N_c$  bei Schritt **S93** gleich der höchsten Drehzahl  $N_{cmax}$  ist ( $N_c = N_{cmax}$ ), wird ein Steuerbetrieb von Schritt **S95** durchgeführt.

**[0154]** Die bei Schritt **S94** durchgeführte Unterkühlungssteuerung wird unter Bezug auf das Flussdiagramm von **Fig. 6** beschrieben. Die Unterkühlungssteuerung wird durchgeführt, wenn die aktuelle Drehzahl  $N_c$  bei Schritt **S93** nicht gleich der höchsten Drehzahl  $N_{cmax}$  ist. Mit anderen Worten wird die Unterkühlungssteuerung durchgeführt, wenn die Kältemittelausstoßkapazität des Kompressors **11** stärker erhöht werden kann als eine aktuelle Kältemittelausstoßkapazität des Kompressors **11**.

**[0155]** Bei dem in **Fig. 6** gezeigten Schritt **S941** bestimmt die Klimatisierungssteuerung **40** einen Zielunterkühlungsgrad  $TSC$  von Kältemittel, das aus dem Innenkondensator **12** strömt, und führt dann einen Steuerbetrieb von Schritt **S942** durch. Insbesondere wird bei Schritt **S941** der Zielunterkühlungsgrad  $TSC$  basierend auf einer Temperatur und einem Druck des aus dem Innenkondensator **12** strömenden Kältemittels derart bestimmt, dass der COP des Wärmepumpenkreislaufs **10** am größten wird.

**[0156]** Bei Schritt **S942** bestimmt die Klimatisierungssteuerung **40**, ob der Zielunterkühlungsgrad  $TSC$  höher als ein aktueller Unterkühlungsgrad  $SC$  des aus dem Innenkondensator **12** strömenden Kältemittels ist. Hier wird der aktuelle Unterkühlungsgrad  $SC$  basierend auf einer Temperatur und einem Druck des aus dem Innenkondensator **12** strömenden Kältemittels berechnet. Wenn der aktuelle Unterkühlungsgrad  $SC$  bei Schritt **S942** niedriger als der Zielunterkühlungsgrad  $TSC$  ist, wird ein Steuerbetrieb von Schritt **S944** durchgeführt. Wenn der aktuelle Unterkühlungsgrad  $SC$  bei Schritt **S942** nicht niedriger als der Zielunterkühlungsgrad  $TSC$  ist, wird ein Steuerbetrieb von Schritt **S943** durchgeführt.

**[0157]** Hier ist der Unterkühlungsgrad  $SC$  der vorliegenden Ausführungsform als ein Absolutwert einer Differenz zwischen einer aktuellen Temperatur von Kältemittel in einem flüssigen Zustand und einer Sättigungstemperatur des Kältemittels bei einem konstanten Druck definiert. Folglich sinkt die Temperatur von flüssigem Kältemittel gemäß der Zunahme des Unterkühlungsgrads  $SC$ . Bei Schritt **S943** wird der Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** von einem aktuellen Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** um einen vorgegebenen Grad vergrößert, und dann wird ein Steuerverfahren von Schritt **S98** durchgeführt. Die Vergrößerung des Öffnungsgrads des ersten Expansionsventils **13** bewirkt, dass ein Druck des hochdruckseitigen Kältemittels sich verringert, so dass der Unterkühlungsgrad  $SC$  von Kältemittel, das aus dem Innenkondensator **12** strömt, sich verringert, um sich dem Zielunterkühlungsgrad  $TSC$  anzunähern.

**[0158]** Bei Schritt **S944** bestimmt die Klimatisierungssteuerung **40**, ob ein aktueller Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** größer als ein kleinster Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** ist. Wenn der aktuelle Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** bei Schritt **S944** größer als der kleinste Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** ist, wird ein Steuerbetrieb von Schritt **S945** durchgeführt. Bei Schritt **S945** wird der Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** von dem aktuellen Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** um einen vorgegeben Grad verkleinert, und dann wird das Steuerverfahren von Schritt **S98** durchgeführt. Die Verringerung des Öffnungsgrads des ersten Expan-

sionsventils **13** bewirkt, dass der Druck des hochdruckseitigen Kältemittels steigt, so dass der Unterkühlungsgrad SC von Kältemittel, das aus dem Innenkondensator **12** strömt, steigt, so dass er sich dem Zielunterkühlungsgrad TSC annähert.

**[0159]** Wenn der aktuelle Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** bei Schritt **S944** nicht größer als der kleinste Öffnungsgrad ist, d.h., wenn der aktuelle Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** bei dem Schritt **S944** gleich dem kleinsten Öffnungsgrad ist, kann der aktuelle Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** nicht verringert werden. Daher wird der aktuelle Öffnungsgrad beibehalten, und das Steuerverfahren von Schritt **S98** wird durchgeführt.

**[0160]** Die Unterkühlungssteuerung wird bei Schritt **S94** durchgeführt, wenn die Kältemittelausstoßkapazität des Kompressors **11** weiter als seine aktuelle Kältemittelausstoßkapazität erhöht werden kann, und der Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** wird derart eingestellt, dass der Unterkühlungsgrad SC sich dem Zielunterkühlungsgrad TSC nähert. Entsprechend nähert sich der COP einem Höchstwert.

**[0161]** Als nächstes bestimmt die Klimatisierungssteuerung **40** bei dem in **Fig. 5** gezeigten Schritt **S95**, ob ein aktueller Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** kleiner als sein größter Öffnungsgrad ist. Mit anderen Worten bestimmt die Klimatisierungssteuerung **40**, ob das erste Expansionsventil **13** in dem ganz geöffneten Zustand ist. Wenn der aktuelle Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** bei Schritt **S95** kleiner als der größte Öffnungsgrad ist, führt die Klimatisierungssteuerung **40** ein Steuerverfahren von Schritt **S96** durch, um eine Größensteuerung (Trockenheitssteuerung) durchzuführen. Wenn der aktuelle Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** bei Schritt **S95** nicht kleiner als der größte Öffnungsgrad ist, führt die Klimatisierungssteuerung ein Steuerverfahren von Schritt **S97** durch, um eine PTC-Heizungssteuerung durchzuführen.

**[0162]** Die bei Schritt **S96** durchgeführte Größensteuerung **S96** wird unter Bezug auf das Flussdiagramm von **Fig. 7** beschrieben. Die Größensteuerung wird durchgeführt, wenn aus dem Innenkondensator **12** strömendes Kältemittel in einen gasförmig-flüssigen Zweiphasenzustand gebracht werden kann, indem der aktuelle Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** vergrößert wird. Zum Beispiel wird die Größensteuerung durchgeführt, wenn die Heizkapazität des Innenkondensators **12** während der Unterkühlungssteuerung nicht ausreicht.

**[0163]** Bei Schritt **S961** bestimmt die Klimatisierungssteuerung **40**, ob ein aktueller höherdruckseitiger Kältemitteldruck Pd kleiner als der bei Schritt **S92** bestimmte Zieldruck TPd ist. Wenn der aktuelle höherdruckseitige Kältemitteldruck Pd bei Schritt

**S961** kleiner als der Zieldruck TPd ist, führt die Klimatisierungssteuerung **40** einen Steuerbetrieb von Schritt **S962** durch. Wenn der aktuelle höherdruckseitige Kältemitteldruck Pd bei Schritt **S961** nicht kleiner als der Zieldruck TPd ist, mit anderen Worten, wenn der aktuelle höherdruckseitige Kältemitteldruck Pd größer oder gleich dem Zieldruck TPd ist, führt die Klimatisierungssteuerung **40** einen Steuerbetrieb von Schritt **S964** durch.

**[0164]** Bei Schritt **S962** bestimmt die Klimatisierungssteuerung **40**, ob ein aktueller Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** kleiner als sein größter Öffnungsgrad ist. Mit anderen Worten bestimmt die Klimatisierungssteuerung **40**, ob das erste Expansionsventil **13** in dem ganz offenen Zustand ist. Wenn der aktuelle Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** bei Schritt **S962** kleiner als der größte Öffnungsgrad ist, führt die Klimatisierungssteuerung **40** einen Steuerbetrieb von Schritt **S963** durch. Bei Schritt **S963** wird der aktuelle Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** um einen vorgegebenen Grad vergrößert. Anschließend wird das Steuerverfahren von Schritt **S98** durchgeführt.

**[0165]** Wenn der aktuelle Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** bei Schritt **S962** nicht kleiner als der größte Öffnungsgrad ist, mit anderen Worten, wenn das erste Expansionsventil **13** in dem ganz offenen Zustand ist, kann der aktuelle Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** nicht vergrößert werden. Folglich wird der aktuelle Öffnungsgrad beibehalten, und das Steuerverfahren von Schritt **S98** wird durchgeführt.

**[0166]** Bei Schritt **S964** bestimmt die Klimatisierungssteuerung **40**, ob ein aktueller Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** größer als der kleinste Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** ist. Wenn der aktuelle Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** bei Schritt **S964** größer als der kleinste Öffnungsgrad ist, führt die Klimatisierungssteuerung **40** einen Steuerbetrieb von Schritt **S965** durch. Bei Schritt **S965** wird der aktuelle Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** um einen vorgegebenen Grad vergrößert. Dann führt die Klimatisierungssteuerung **40** das Steuerverfahren von Schritt **S98** durch.

**[0167]** Wenn der aktuelle Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** bei Schritt **S964** nicht größer als der kleinste Öffnungsgrad ist, mit anderen Worten, wenn der aktuelle Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** in einem ganz geschlossenen Zustand ist, kann der aktuelle Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** nicht verringert werden. Folglich wird der aktuelle Öffnungsgrad beibehalten, und das Steuerverfahren von Schritt **S98** wird durchgeführt.

**[0168]** Die Größensteuerung wird bei Schritt **S96** durchgeführt, wenn die Kältemittelausstoßkapazität des Kompressors **11** nicht weiter als seine aktuelle Kältemittelausstoßkapazität erhöht werden kann, und der Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** wird vergrößert, um eine Strömungsmenge (Gas-einspritzmenge) von Kältemittel, das über den Zwischendruckkanal **11b** in den Kompressor **11** strömt, zu vergrößern. Folglich wird eine Kompressionsarbeitsmenge des Kompressors **11** erhöht, und eine Größe (Trockenheit) von Kältemittel, das aus dem Innenkondensator **12** strömt, wird vergrößert. Als ein Ergebnis wird Luft, die in den Fahrzeugraum geblasen werden soll, auf die Zielauslasstemperatur TAO geheizt.

**[0169]** Als nächstes wird die PTC-Heizungssteuerung (Steuerung der Luftheizkapazität der PTC-Heizung **50**), die bei dem in **Fig. 5** gezeigten Schritt **S97** durchgeführt wird, unter Bezug auf das Flussdiagramm von **Fig. 8** beschrieben. Die PTC-Heizungssteuerung wird durchgeführt, wenn die Luftheizkapazität des Innenkondensators **12** nicht durch eine Heizkapazitätssteuerung des Innenkondensators **12**, wie etwa die Unterkühlungssteuerung und die Größensteuerung, die durchgeführt wird, um die Luftheizkapazität des Innenkondensators **12** zu erhöhen, erhöht werden kann. Insbesondere, wenn die Drehzahl  $N_c$  des Kompressors **11** gleich der höchsten Drehzahl  $N_{cmax}$  ist und wenn der Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** gleich dem größten Öffnungsgrad ist, kann Luft, die in den Fahrzeugraum geblasen werden soll, nicht durch die Steuerung der Drehzahl  $N_c$  des Kompressors **11** und die Steuerung des Öffnungsgrads des ersten Expansionsventils **13** auf die Zielauslasstemperatur TAO geheizt werden. In diesem Fall wird die in **Fig. 8** gezeigte PTC-Heizungssteuerung durchgeführt.

**[0170]** Bei Schritt **S971** bestimmt die Klimatisierungssteuerung **40**, ob ein aktueller höherdruckseitiger Kältemitteldruck  $P_d$  höher als der bei Schritt **S92** bestimmte Zieldruck  $TP_d$  ist. Wenn der aktuelle höherdruckseitige Kältemitteldruck  $P_d$  bei Schritt **S971** höher als der Zieldruck  $TP_d$  ist, führt die Klimatisierungssteuerung **40** einen Steuerbetrieb von Schritt **S972** durch. Wenn der aktuelle höherdruckseitige Kältemitteldruck  $P_d$  bei Schritt **S971** nicht höher als der Zieldruck  $TP_d$  ist, führt die Klimatisierungssteuerung **40** einen Steuerbetrieb von Schritt **S975** durch.

**[0171]** Wenn der aktuelle höherdruckseitige Kältemitteldruck  $P_d$  bei Schritt **S971** höher als der Zieldruck  $TP_d$  ist, kann die geblasene Luft nur durch die Luftheizkapazität des Innenkondensators **12** auf die Zieltemperatur TAO geheizt werden. Folglich bestimmt die Klimatisierungssteuerung **40** bei Schritt **S972** die Betriebsart der PTC-Heizung **50** und verringert dann die Luftheizkapazität der PTC-Heizung **50**.

**[0172]** Insbesondere, wenn die Betriebsart der PTC-Heizung **50** bei Schritt **S972** als über der vorstehend beschriebenen Hoch-Betriebsart bestimmt wird, schaltet die Klimatisierungssteuerung (der Heizkapazitätssteuerabschnitt **40a**) die Betriebsart bei Schritt **S973** auf die vorstehend beschriebene Niedrig-Betriebsart und führt dann das Steuerverfahren von Schritt **S98** durch. Wenn die Betriebsart der PTC-Heizung **50** bei Schritt **S972** als die Niedrig-Betriebsart bestimmt wird, schaltet die Klimatisierungssteuerung **40** (der Heizkapazitätssteuerabschnitt **40a**) die Betriebsart bei Schritt **S974** auf die vorstehend beschriebene Aus-Betriebsart und führt dann das Steuerverfahren von Schritt **S98** durch. Wenn die Betriebsart der PTC-Heizung **50** außerdem bei Schritt **S972** als die Aus-Betriebsart bestimmt wird, wird die Aus-Betriebsart beibehalten, und das Steuerverfahren von Schritt **S98** wird durchgeführt.

**[0173]** Wenn der aktuelle höherdruckseitige Kältemitteldruck  $P_d$  bei Schritt **S971** höher als der Zieldruck  $TP_d$  ist, kann die geblasene Luft nicht nur durch die Luftheizkapazität des Innenkondensators **12** auf die Zielauslasstemperatur TAO geheizt werden. Folglich bestimmt die Klimatisierungssteuerung **40** bei Schritt **S975** die Betriebsart der PTC-Heizung **50** und erhöht dann die Luftheizkapazität der PTC-Heizung **50**.

**[0174]** Insbesondere, wenn die Betriebsart der PTC-Heizung **50** bei Schritt **S975** als die Hoch-Betriebsart bestimmt wird, wird die Hoch-Betriebsart beibehalten, und das Steuerverfahren von Schritt **S98** wird durchgeführt. Wenn die Betriebsart der PTC-Heizung **50** bei Schritt **S975** als die Niedrig-Betriebsart bestimmt wird, schaltet die Klimatisierungssteuerung **40** (der Heizkapazitätssteuerabschnitt **40a**) die Betriebsart bei Schritt **S976** auf die Hoch-Betriebsart und führt dann das Steuerverfahren von Schritt **S98** durch. Wenn außerdem die Betriebsart der PTC-Heizung **50** bei Schritt **S975** als die Aus-Betriebsart bestimmt wird, schaltet die Klimatisierungssteuerung **40** (der Heizkapazitätssteuerabschnitt **40a**) die Betriebsart bei Schritt **S977** auf die Niedrig-Betriebsart und führt dann das Steuerverfahren von Schritt **S98** durch.

**[0175]** Bei dem in **Fig. 5** gezeigten Schritt **S98** wird die Drehzahl  $N_c$  des Kompressors **11** durch die Rückkopplungssteuerung derart bestimmt, dass der höherdruckseitige Kältemitteldruck  $P_d$  sich dem Zieldruck  $TP_d$  nähert. Die Bestimmung der Drehzahl  $N_c$  des Kompressors **11** bei Schritt **S98** wird Bezug nehmend auf das Flussdiagramm von **Fig. 9** beschrieben. Bei Schritt **S981** bestimmt die Klimatisierungssteuerung **40**, ob ein aktueller höherdruckseitiger Kältemitteldruck  $P_d$  niedriger als der bei Schritt **S92** bestimmte Zieldruck  $TP_d$  ist.

**[0176]** Wenn der aktuelle höherdruckseitige Kältemitteldruck  $P_d$  bei Schritt **S981** als niedriger als der Zieldruck  $TP_d$  bestimmt wird, wird ein Steuerbetrieb von Schritt **S982** durchgeführt. Bei Schritt **S982** bestimmt die Klimatisierungssteuerung **40**, ob eine aktuelle Drehzahl  $N_c$  des Kompressors **11** niedriger als die höchste Drehzahl  $N_{max}$  ist. Wenn die aktuelle Drehzahl  $N_c$  des Kompressors **11** bei Schritt **S982** als niedriger als die höchste Drehzahl  $N_{max}$  bestimmt wird, wird ein Steuerbetrieb von Schritt **S983** durchgeführt. Die Klimatisierungssteuerung **40** erhöht die Drehzahl  $N_c$  des Kompressors **11** bei Schritt **S983** um ein vorgegebenes Maß und führt dann den Steuerbetrieb des in **Fig. 4** gezeigten Schritts **S10** durch.

**[0177]** Wenn bei Schritt **S982** bestimmt wird, dass die aktuelle Drehzahl  $N_c$  des Kompressors **11** nicht niedriger als die höchste Drehzahl  $N_{max}$  ist, mit anderen Worten, wenn die aktuelle Drehzahl  $N_c$  des Kompressors **11** gleich der höchsten Drehzahl  $N_{max}$  ist, kann die aktuelle Drehzahl  $N_c$  des Kompressors **11** nicht erhöht werden. Folglich wird die aktuelle Drehzahl  $N_c$  beibehalten, und der Steuerbetrieb des in **Fig. 4** gezeigten Schritts **S10** wird durchgeführt.

**[0178]** Wenn bei Schritt **S981** bestimmt wird, dass der aktuelle höherdruckseitige Kältemitteldruck  $P_d$  nicht niedriger als der Zieldruck  $TP_d$  ist, wird ein Steuerbetrieb von Schritt **S984** durchgeführt. Bei Schritt **S984** verringert die Klimatisierungssteuerung **40** die Drehzahl  $N_c$  des Kompressors **11** um ein vorgegebenes Maß und führt dann den Steuerbetrieb des in **Fig. 4** gezeigten Schritts **S10** durch.

**[0179]** Da in der Heizbetriebsart das Steuerverfahren wie vorstehend beschrieben durchgeführt wird, wird ein Zustand von Kältemittel in dem Wärmepumpenkreislauf **10**, wie durch das Mollier-Diagramm von **Fig. 10** gezeigt, geändert. In **Fig. 10** ist eine Zustandsänderung von Kältemittel in der Unterkühlungssteuerung durch eine fette durchgezogene Linie gezeigt, und eine Zustandsänderung von Kältemittel in der Größensteuerung ist durch eine fette gestrichelte Linie gezeigt. Außerdem ist eine Zustandsänderung von Kältemittel in der PTC-Heizungssteuerung durch eine fette Linie mit abwechselnd langen und kurzen Strichen in **Fig. 10** gezeigt.

**[0180]** Wenn in der Heizbetriebsart die Unterkühlungssteuerung, wie in dem Steuerverfahren des Schritts **S94** in **Fig. 6** gezeigt, durchgeführt wird, strömt Hochdruckkältemittel, das aus dem Ausstoßkanal **11c** des Kompressors **11** strömt, was durch den Punkt a in **Fig. 10** gezeigt ist, in den Innenkondensator **12**. Das in den Innenkondensator **12** strömende Kältemittel strahlt durch den Wärmeaustausch mit Luft, die den Innenverdampfer **23** durchlaufen hat, Wärme ab und kondensiert, wie durch den Punkt a -> den Punkt b in **Fig. 10** gezeigt. Folglich wird die

Luft, die in den Fahrzeugraum geblasen werden soll, geheizt.

**[0181]** Das aus dem Innenkondensator **12** strömende Kältemittel strömt in das erste Expansionsventil **13**, das in dem Dekompressionszustand ist, und wird durch isenthalpe Expansion und Dekompression in dem ersten Expansionsventil **13** zu Zwischendruckkältemittel, wie durch den Punkt b -> den Punkt c1 gezeigt. Anschließend wird das in dem ersten Expansionsventil **13** dekomprimierte Zwischendruckkältemittel in dem Gas-Flüssigkeitsabscheider **14** in flüssiges Kältemittel und Gaskältemittel abgeschieden, wie durch den Punkt c1 -> den Punkt c2 und den Punkt c1 -> den Punkt c3 in **Fig. 10** gezeigt.

**[0182]** Das in dem Gas-Flüssigkeitsabscheider **14** abgeschiedene Zwischendruckkältemittel strömt über den Zwischendruckdurchgang **15** in den Zwischendruckkanal **11b** des Kompressors **11**, wie durch den Punkt c2 -> den Punkt a2 in **Fig. 10** gezeigt, weil das erste Öffnungs-Schließventil **16** offen ist. Das über den Zwischendruckkanal **11b** in den Kompressor **11** strömende Kältemittel wird mit Kältemittel (der Punkt a1 in **Fig. 10**) kombiniert, das von dem niedrigergerstufigen Kompressionsmechanismus ausgestoßen wird. Das kombinierte Kältemittel wird in den höherstufigen Kompressionsmechanismus gesaugt.

**[0183]** Das in dem Gas-Flüssigkeitsabscheider **14** abgeschiedene flüssige Zwischendruckkältemittel strömt in die feste Drossel **17**, weil das zweite Öffnungs-Schließventil **16b** geschlossen ist. Das flüssige Kältemittel wird durch isenthalpe Expansion und Dekompression in der festen Drossel **17** zu Niederdruckkältemittel, wie durch den Punkt c3 -> den Punkt c4 in **Fig. 10** gezeigt. Das aus der festen Drossel **17** strömende Niederdruckkältemittel strömt in den Außenwärmetauscher **20**. Dann nimmt das Niederdruckkältemittel durch den Wärmeaustausch mit Außenluft, die von dem Gebläseventilator **21** geblasen wird, in dem Außenwärmetauscher **20** Wärme auf und verdampft, wie durch den Punkt c4 -> den Punkt d in **Fig. 10** gezeigt.

**[0184]** Das aus dem Außenwärmetauscher **20** strömende Kältemittel strömt über den Umleitungsdurchgang **25** in den Akkumulator **24**, weil das dritte Öffnungs-Schließventil **16c** offen ist. Das Kältemittel wird in dem Akkumulator **24** in Gaskältemittel und flüssiges Kältemittel abgeschieden, und das abgeschiedene Gaskältemittel wird durch den Ansaugkanal **11a** in den Kompressor **11** gesaugt, wie durch den Punkt e in **Fig. 10** gezeigt, um in dem Kompressor **11** komprimiert zu werden. Das abgeschiedene flüssige Kältemittel wird in dem Akkumulator **24** als überschüssiges Kältemittel, das unnötiges Kältemittel ist, akkumuliert, um eine erforderliche Kältekapazität des Wärmepumpenkreislaufs **10** bereitzustellen.

**[0185]** Hier ist der Grund, warum der Punkt d und der Punkt e in **Fig. 10** voneinander verschieden sind, dass ein Druckabfall in dem Gaskältemittel, das eine Kältemittelrohrleitung von dem Akkumulator **24** zu dem Ansaugkanal **11a** des Kompressors **11** durchläuft, erzeugt wird. Idealerweise sind die Punkte d und e miteinander identisch. Der Grund für den Unterschied ist ähnlich den anderen Klimatisierungsbetriebsarten.

**[0186]** Folglich kann in der Unterkühlungssteuerung der Heizbetriebsart Luft durch den Wärmeaustausch mit Hochtemperatur- und Hochdruckkältemittel, das von dem Kompressor **11** ausgestoßen wird, in dem Innenkondensator **12** geheizt werden und kann in den Fahrzeugraum geblasen werden. Folglich kann der Fahrzeugraum geheizt werden. Überdies kann in der Unterkühlungssteuerung der Unterkühlungsgrad SC von Kältemittel, das aus dem Innenkondensator **12** strömt, was durch den Punkt **b** in **Fig. 10** gezeigt ist, derart gesteuert werden, dass der Zielunterkühlungsgrad TSC durch die Einstellung des Öffnungsgrads des ersten Expansionsventils **13** gesteuert wird, und der COP des Wärmepumpenkreislaufs **10** kann sich dadurch einem größten Wert nähern.

**[0187]** Wenn in der Unterkühlungssteuerung die Drehzahl  $N_c$  des Kompressors **11** gleich der höchsten Drehzahl  $N_{max}$  ist und wenn die Luftheizkapazität des Innenkondensators **12** unzureichend ist, um eine Temperatur von Luft, die in den Fahrzeugraum geblasen wird, auf die Zielauslasstemperatur TAO zu erhöhen, wird die Unterkühlungssteuerung auf die Größensteuerung geschaltet, die durch das Steuerverfahren des Schritts **S96** in **Fig. 7** gezeigt ist.

**[0188]** Wenn die Größensteuerung durchgeführt wird, wird ein Zustand des Kältemittels geändert, wie durch die fette gestrichelte Linie in **Fig. 10** gezeigt. In **Fig. 10** ist einem Zustand von Kältemittel in der Größensteuerung das gleiche Zeichen zugewiesen wie einem entsprechenden Zustand in der Unterkühlungssteuerung, und die Zeichen in der Größensteuerung haben einen Apostroph.

**[0189]** Da in der Größensteuerung der Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** vergrößert wird, um eine Größe von Kältemittel, das aus dem Innenkondensator **12** strömt, zu erhöhen, ändert sich ein Zustand von Kältemittel, das aus dem Innenkondensator **12** strömt, in einen Zustand, der durch den Punkt **b'** in **Fig. 10** gezeigt ist. Überdies werden ein Druck von Kältemittel, das über den Zwischendruckkanal **11b** in den Kompressor **11** strömt, und ein Druck von Kältemittel, das von dem Kompressor **11** über den Ausstoßkanal **11c** ausgestoßen wird, im Vergleich zu dem Fall der Unterkühlungssteuerung erhöht, wie zum Beispiel durch die Punkte **c2'** und **a'** in **Fig. 10** gezeigt.

**[0190]** Folglich kann in der Größensteuerung eine Temperatur von Kältemittel, das von dem Kompressor **11** ausgestoßen wird, erhöht werden, und eine Temperaturdifferenz zwischen Hochdruckkältemittel, das durch den Innenkondensator **12** strömt, und Luft, die in den Innenkondensator **12** strömt, kann dadurch im Vergleich zu dem Fall der Unterkühlungssteuerung größer werden. Außerdem kann eine Strömungsmenge (Gaseinspritzmenge) von Kältemittel, das über den Zwischendruckkanal **11b** in den Kompressor **11** strömt, im Vergleich zu dem Fall der Unterkühlungssteuerung vergrößert werden. Als ein Ergebnis kann in der Größensteuerung die Luftheizkapazität des Innenkondensators **12** im Vergleich zu dem Fall der Unterkühlungssteuerung erhöht werden.

**[0191]** Wie vorstehend beschrieben, kann hier erwartet werden, dass die Luftheizkapazität des Innenkondensators **12** in der Größensteuerung erhöht ist. Jedoch wird in der Größensteuerung eine Enthalpiedifferenz zwischen Kältemittel, das an dem Kältemiteleinlass des Innenkondensators **12** strömt, und Kältemittel, das an dem Kältemittelauslass des Innenkondensators **12** strömt, im Vergleich zu dem Fall der Unterkühlungssteuerung verringert, und die Luftheizkapazität des Innenkondensators **12** kann dadurch unfähig sein, erhöht zu werden, wenn der Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** größer als ein gewisser Wert ist.

**[0192]** Wenn in der vorliegenden Ausführungsform während der Größensteuerung der Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** gleich dem größten Öffnungsgrad ist und wenn Luft, die in den Fahrzeugraum geblasen werden soll, nicht durch die Luftheizkapazität des Innenkondensators **12** auf die Zielauslasstemperatur TAO geheizt werden kann, wird die Größensteuerung auf die PTC-Heizungssteuerung, die durch das Steuerverfahren von Schritt **S97** in **Fig. 8** gezeigt ist, geschaltet. Wenn mit anderen Worten eine Temperatur von Luft, die in den Fahrzeugraum geblasen werden soll, in der Größensteuerung kleiner oder gleich der Zielauslasstemperatur TAO ist, wird die PTC-Heizungssteuerung durchgeführt.

**[0193]** Wenn die PTC-Heizungssteuerung durchgeführt wird, wird ein Kältemittelzustand, wie durch die fette Linie mit abwechselnd kurzen und langen Strichen in **Fig. 10** gezeigt, geändert. In **Fig. 10** ist einem Kältemittelzustand in der PTC-Heizungssteuerung das gleiche Zeichen zugewiesen wie einem entsprechenden Zustand in der Unterkühlungssteuerung, und die Zeichen in der PTC-Heizung haben einen Doppelpostroph.

**[0194]** In der PTC-Heizungssteuerung erhöht die Klimatisierungssteuerung **40** (der Heizkapazitätssteuerabschnitt **40a**) eine an die PTC-Heizung **50** angelegte Spannung, um die Luftheizkapazität der PTC-Hei-

zung **50** zu erhöhen. Folglich wird eine Temperatur von Luft, die in den Innenkondensator **12** strömt, erhöht, und eine Wärmeaufnahmemenge der Luft von dem Kältemittel in dem Innenkondensator **12**, d.h. eine Wärmestrahlungsmenge von Kältemittel an die Luft in dem Innenkondensator **12**, verringert sich vorübergehend.

**[0195]** Folglich verringert sich in der PTC-Heizungssteuerung die Wärmeaustauschkapazität des Innenkondensators **12** wesentlich, und in dem Wärmepumpenkreislauf **10** zirkulierendes Kältemittel gleicht aus, so dass ein Kältemitteldruck im Inneren des Kondensators **12** zunimmt, wie durch den Punkt **a** und den Punkt **b** in **Fig. 10** gezeigt. Daher kann eine Temperatur von Kältemittel, das von dem Kompressor **11** ausgestoßen wird, erhöht werden, und eine Temperaturdifferenz zwischen Hochdruckkältemittel, das durch den Innenkondensator **12** strömt, und Luft, die in den Innenkondensator **12** strömt, kann vergrößert werden.

**[0196]** Außerdem kann eine Kompressionsarbeitsmenge in einem Kompressionsverfahren in dem höherstufigen Kompressionsmechanismus des Kompressors **11** vergrößert werden. Hier ist das Kompressionsverfahren in dem höherstufigen Kompressionsmechanismus ein Kompressionsverfahren von dem Zwischendruckkanal **11b** auf den Ausstoßkanal **11c** und ist durch den Punkt **a2'** -> den Punkt **a** in **Fig. 10** gezeigt. Folglich kann die Enthalpiedifferenz zwischen Kältemittel in dem Kältemittelinlass des Innenkondensators **12** und Kältemittel in dem Kältemittelauslass des Innenkondensators **12** im Vergleich zu dem Fall der Größensteuerung vergrößert werden, wie durch die Differenz  $\Delta ic2'$  -> die Differenz  $\Delta ic2''$  in **Fig. 10** gezeigt. Als ein Ergebnis kann die Luftheizkapazität in dem Innenkondensator **12** in der PTC-Heizungssteuerung im Vergleich zu dem Fall der Größensteuerung verbessert werden.

**[0197]** Die Fahrzeugklimaanlage **1** der vorliegenden Ausführungsform kann, wie vorstehend beschrieben, das Kühlen, Entfeuchten-Heizen und Heizen des Fahrzeugaums bereitstellen und kann Luft abhängig von einer erforderlichen Luftheizkapazität in der Entfeuchtungs-Heizbetriebsart und der Heizbetriebsart effizient und effektiv heizen.

**[0198]** In der vorliegenden Ausführungsform ist die PTC-Heizung **50**, die als ein Beispiel für die Hilfsheizung verwendet wird, in der Luftströmungsrichtung strömungsaufwärtig von dem Innenkondensator **12** angeordnet, um Luft zu heizen, bevor die Luft von dem Innenkondensator **12** geheizt wird. Folglich kann die Luftheizkapazität in dem Innenkondensator **12** in der PTC-Heizungssteuerung verbessert werden. In diesem Fall kann der Leistungsverbrauch in der PTC-Heizung **50** relativ zu einem Aufbau, in dem die PTC-

Heizung Luft heizt, die in dem Innenkondensator **12** geheizt wurde, verringert werden.

**[0199]** Insbesondere, wenn die PTC-Heizung **50** eingerichtet ist, um Luft zu heizen, die in dem Innenkondensator **12** geheizt wurde, ist es erforderlich, dass die PTC-Heizung **50** eine Wärme von 2 kW (Standardheizkapazität) erzeugt, wenn eine Nennspannung angelegt wird. In der vorliegenden Ausführungsform kann die PTC-Heizung **50** jedoch aufgebaut sein, um eine Wärme von 800 W zu erzeugen, wenn die Nennspannung angelegt wird. Daher kann der Leistungsverbrauch in der PTC-Heizung **50** relativ verringert werden.

**[0200]** Da außerdem eine PTC-Heizung mit einer niedrigeren Luftheizkapazität als der Standardheizkapazität als die PTC-Heizung **50** verwendet werden kann, können die Größe der Fahrzeugklimaanlage **1** (Kältemittelkreislaufvorrichtung) und die Herstellungskosten als Ganzes verringert werden, indem die PTC-Heizung **50** verkleinert wird und indem zum Beispiel ein Durchmesser des Kabelbaums (elektrische Stromleitung), der die PTC-Heizung **50** und die Klimatisierungssteuerung **40** verbindet, verkleinert wird.

**[0201]** In der vorliegenden Ausführungsform stellt der Heizkapazitätssteuerabschnitt **40a** wie in der Beschreibung des Steuerverfahrens des in **Fig. 8** gezeigten Schritts **97** die Luftheizkapazität der PTC-Heizung **50** in der PTC-Heizungssteuerung ein, so dass der höherdruckseitige Kältemitteldruck  $P_d$  (Kältemitteldruck in dem Innenkondensator **12**) gleich dem Zieldruck  $TP_d$  wird, und der Zieldruck  $TP_d$  wird basierend auf der Zielauslasstemperatur  $TAO$  bestimmt. Daher kann Luft, die in den Fahrzeugaum geblasen werden soll, leicht auf die Zielauslasstemperatur  $TAO$  geheizt werden und unnötiger Energieverbrauch kann begrenzt werden.

**[0202]** In der vorliegenden Ausführungsform ist der Kreislaufaufbau des Wärmepumpenkreislaufs **10** abhängig von der Klimatisierungsbetriebsart vielfältig umschaltbar und kann wenigstens in der Heizbetriebsart insbesondere den Gaseinspritzkreislauf bereitstellen. Wenn der Gaseinspritzkreislauf wenigstens in der Heizbetriebsart des Wärmepumpenkreislaufs **10** der vorliegenden Ausführungsform bereitgestellt wird, kann die Luftheizkapazität des Innenkondensators **12** in der Heizbetriebsart der vorliegenden Ausführungsform zuverlässig verbessert werden.

**[0203]** Dies wird durch Vergleichen der Fahrzeugklimaanlage **1** der vorliegenden Ausführungsform mit einer Fahrzeugklimaanlage eines Vergleichsbeispiels beschrieben. Die Fahrzeugklimaanlage des Vergleichsbeispiels umfasst einen normalen Dampfkompersionskältemittelkreislauf mit einem Kompressor, einem Strahler, der dem Innenkondensator **12** der vorliegenden Ausführungsform entspricht, ei-

nem Expansionsventil und einem Verdampfer, der dem Außenwärmetauscher **20** der vorliegenden Ausführungsform entspricht. Diese Komponenten des Kältemittelkreislaufs sind in einer Kreislaufform verbunden. Die Fahrzeugklimaanlage des Vergleichsbeispiels umfasst ferner eine PTC-Heizung, die strömungsaufwärtig von dem Strahler angeordnet ist, um Luft zu heizen, die in den Strahler strömen soll.

**[0204]** In **Fig. 11** zeigt eine fette durchgezogene Linie eine Zustandsänderung von Kältemittel in einem Fall, in dem ein Unterkühlungsgrad von Kältemittel, das aus dem Strahler strömt, gesteuert wird, um sich ohne die Zuführung von elektrischer Leistung an die PTC-Heizung einem Zielunterkühlungsgrad zu nähern. Eine fette gestrichelte Linie zeigt eine Zustandsänderung von Kältemittel in einem Fall, in dem der Unterkühlungsgrad von Kältemittel, das aus dem Strahler strömt, derart gesteuert wird, dass er sich mit der Zuführung von elektrischer Leistung an die PTC-Heizung dem Zielunterkühlungsgrad nähert. In **Fig. 11** ist einem Kältemittelzustand das gleiche Zeichen zugewiesen wie dem entsprechenden Kältemittelzustand in **Fig. 10**.

**[0205]** Durch die Zuführung von elektrischer Leistung an die PTC-Heizung wird der höherdruckseitige Kältemitteldruck  $P_d$  erhöht, und eine Kompressionsarbeitsmenge in dem Kompressor kann vergrößert werden, wie durch die Differenz  $\Delta ic \rightarrow$  die Differenz  $\Delta ic'$  in **Fig. 11** gezeigt. Jedoch wird eine Enthalpiedifferenz (Wärmeaufnahmemenge des Außenwärmetauschers **20**) zwischen Kältemittel an einem Kältemittelleinlass des Wärmetauschers **20** und Kältemittel an einem Kältemittelauslass des Außenwärmetauschers **20** verringert, wie durch die Differenz  $\Delta ie \rightarrow$  die Differenz  $\Delta ie'$  in **Fig. 11** gezeigt. Folglich kann eine Luftheizkapazität des Strahlers in dem Vergleichsbeispiel abnehmen.

**[0206]** Da der Gaseinspritzkreislauf im Gegensatz dazu in der vorliegenden Ausführungsform wenigstens in der Heizbetriebsart bereitgestellt wird, kann die Luftheizkapazität in dem Innenkondensator **12** gewiss verbessert werden, indem die Hilfsheizung (z.B. die PTC-Heizung **50**) derart angeordnet wird, dass Luft durch die Hilfsheizung geheizt wird, bevor sie durch den Wärmeaustausch mit Hochdruckkältemittel in dem Innenkondensator **12** geheizt wird.

(Zweite Ausführungsform)

**[0207]** In der vorstehend beschriebenen ersten Ausführungsform wird die PTC-Heizung **50** als ein Beispiel für die Hilfsheizung verwendet. In einer zweiten Ausführungsform umfasst die Fahrzeugklimaanlage **1**, wie in **Fig. 12** gezeigt, anstelle der PTC-Heizung **50** der ersten Ausführungsform einen Hilfswärmetauscher **60** als ein Beispiel für die Hilfsheizung. Der Hilfswärmetauscher **60** heizt Luft unter Verwendung

eines Kühlmittels (Wärmedmediums) als eine Wärmequelle. Das Kühlmittel kühlt einen nicht gezeigten Elektromotor für den Fahrzeugbetrieb und kühlt einen nicht gezeigten Inverter, der elektrische Leistung an den Elektromotor für den Fahrzeugbetrieb zuführt. Folglich werden der Elektromotor für den Fahrzeugbetrieb und der Inverter als Beispiele für eine externe Wärmequelle verwendet.

**[0208]** In **Fig. 12** wird der Kältemittelkreislauf des Wärmepumpenkreislaufs **10** auf einen Zustand für die Heizbetriebsart festgelegt. In **Fig. 12** ist einem Teil die gleiche Nummer zugewiesen wie einem gleichen oder äquivalenten Teil der ersten Ausführungsform.

**[0209]** Der Hilfswärmetauscher **60** ist in einem Kühlmittelkreis **61** angeordnet, durch den das Kühlmittel zirkuliert, um die externe Wärmequelle, wie etwa den Elektromotor für den Fahrzeugbetrieb und den Inverter, zu kühlen. Der Hilfswärmetauscher **60** ist ein Behälter- und Rohr-Wärmetauscher, der Luft durch den Wärmeaustausch mit dem Kühlmittel heizt, das in dem Hilfswärmetauscher **60** strömt. Der Hilfswärmetauscher **60** ist strömungsaufwärtig von dem Innenkondensator **12** angeordnet, um Luft zu heizen, bevor sie in den Innenkondensator **12** strömt.

**[0210]** Überdies hat der Hilfswärmetauscher **60** ähnlich der PTC-Heizung **50** der ersten Ausführungsform eine niedrigere Luftheizkapazität als eine Standardheizkapazität. Die Standardheizkapazität der vorliegenden Ausführungsform ist als eine notwendige Heizkapazität (höchste Heizkapazität) zum Heizen von Luft auf die Zielauslasstempertur TAO unter Verwendung sowohl der Luftheizkapazität des Innenkondensators **12** als auch der Luftheizkapazität des Hilfswärmetauschers **60** in einem Fall definiert, in dem der Hilfswärmetauscher **60** Luft heizt, die in dem Innenkondensator **12** geheizt wurde.

**[0211]** In der vorliegenden Ausführungsform umfasst der Hilfswärmetauscher **60** einen Wärmeaustauschkernabschnitt, in dem das Kühlmittel Wärme mit Luft austauscht, und der Wärmeaustauschkernabschnitt hat einen Wärmeaustauschbereich, der kleiner als ein notwendiger Wärmeaustauschbereich ist, um den Hilfswärmetauscher **60** mit der Standardheizkapazität zu versorgen. Folglich hat der Hilfswärmetauscher **60** eine niedrigere Heizkapazität als die Standardheizkapazität.

**[0212]** In dem Kühlmittelkreis **61** ist ein Durchflusssteuerventil **62** bereitgestellt, um eine Strömungsmenge des Kühlmittels, das in den Hilfswärmetauscher **60** strömt, einzustellen. Das Strömungssteuerventil **62** ist eine elektrisches Öffnungsgradsteuerventil, das einen Ventilkörper und einen elektrischen Aktuator umfasst, der fähig ist, den Ventilkörper zu betätigen, um einen Querschnitt eines Kühlmittel-

durchgangs des Kühlmittelkreises **61** zu ändern. Ein Betrieb des Durchflussteuerventils **62** wird durch ein Steuersignal gesteuert, das von der Klimatisierungssteuerung **40** ausgegeben wird.

**[0213]** Folglich steuert die Klimatisierungssteuerung **40** den Betrieb des Durchflussteuerventils **62**, und eine Strömungsmenge des Kühlmittels, die in den Hilfswärmetauscher **60** strömt, wird dadurch eingestellt. Folglich wird die Luftheizkapazität des Hilfswärmetauschers **60** eingestellt. Daher wird das Durchflussteuerventil **62** der vorliegenden Ausführungsform als ein Beispiel für den Heizkapazitätseinstellabschnitt verwendet.

**[0214]** Die Klimatisierungssteuerung **40** der vorliegenden Ausführungsform ist fähig, eine Betriebsart des Durchflussteuerventils **62** umzuschalten. Die Betriebsart des Durchflussteuerventils **62** umfasst eine Hoch-Betriebsart, eine Niedrig-Betriebsart und eine Aus-Betriebsart. In der Hoch-Betriebsart öffnet das Durchflussteuerventil **62** den Kühlmitteldurchgang des Kühlmittelkreises **61** ganz, um die Luftheizkapazität des Hilfswärmetauschers **60** relativ hoch festzulegen. In der Niedrig-Betriebsart öffnet das Durchflussteuerventil **62** den Kühlmitteldurchgang leicht, um die Luftheizkapazität des Hilfswärmetauschers **60** relativ niedrig festzulegen. In der Aus-Betriebsart schließt das Durchflussteuerventil **62** den Kühlmitteldurchgang, so dass der Hilfswärmetauscher **60** nicht mit einer Luftheizkapazität versehen ist.

**[0215]** Die Betriebsart des Durchflussteuerventils **62** wird ähnlich der PTC-Heizung **50** der ersten Ausführungsform bei dem in **Fig. 5** gezeigten Schritt **S97** umgeschaltet. Die anderen Aufbauten und Betriebe der Fahrzeugklimaanlage **1** der zweiten Ausführungsform sind ähnlich denen der Fahrzeugklimaanlage **1** der ersten Ausführungsform.

**[0216]** Folglich ist die Fahrzeugklimaanlage **1** (Kältemittelkreislaufvorrichtung) fähig, die Luftheizkapazität in dem Innenkondensator **12** ähnlich der ersten Ausführungsform zu verbessern. Als ein Ergebnis kann eine Energiemenge, die von der Hilfsheizung (**60**) in der Heizbetriebsart verbraucht wird, verringert werden, und eine Größe und die Herstellungskosten der Fahrzeugklimaanlage **1** können als ein Ganzes verringert werden.

(Dritte Ausführungsform)

**[0217]** In der ersten Ausführungsform steuert die Klimatisierungssteuerung **40** eine elektrische Leistung (z.B. elektrische Spannung), die an die PTC-Heizung **50** zugeführt wird, wodurch die Betriebsart der PTC-Heizung **50** zwischen der Hoch-Betriebsart, der Niedrig-Betriebsart und der Aus-Betriebsart umgeschaltet wird. In einer dritten Ausführungsform sind mehre-

re PTC-Heizungen (elektrische Heizungen) zu einer einzigen PTC-Heizung **50** integriert.

**[0218]** Insbesondere sind drei PTC-Heizungen zu der PTC-Heizung **50** integriert, und die Klimatisierungssteuerung **40** ändert die Anzahl von PTC-Heizungen, die mit Energie gespeist werden, um eine Luftheizkapazität der PTC-Heizung **50** zu steuern.

**[0219]** Mit anderen Worten wird durch Ändern der Anzahl mit Energie gespeister PTC-Heizungen eine elektrische Leistungsmenge, die an die PTC-Heizung **50** zugeführt wird, eingestellt. Die PTC-Heizung **50** der vorliegenden Ausführungsform hat, selbst wenn all der drei PTC-Heizungen mit Energie gespeist werden, eine niedrigere Luftheizkapazität als die Standardheizkapazität.

**[0220]** Die Anzahl mit Energie gespeister PTC-Heizungen wird bei dem in **Fig. 13** gezeigten Schritt **S97** bestimmt. Das Steuerverfahren von Schritt **S97** in **Fig. 13** entspricht dem Steuerverfahren von Schritt **S97** in **Fig. 8**, das in der ersten Ausführungsform beschrieben wurde. Wenn bei Schritt **S971** ein aktueller höherdruckseitiger Kältemitteldruck  $P_d$  als niedriger bestimmt wird als der Zieldruck  $TP_d$ , wird ein Steuerbetrieb von Schritt **S972'** durchgeführt, um die Anzahl mit Energie gespeister PTC-Heizungen zu erhöhen. Wenn zum Beispiel die mit Energie gespeiste Anzahl von PTC-Heizungen in Schritt **S972'** in einem Fall, in dem die Gesamtzahl der PTC-Heizungen drei ist, drei ist, wird die mit Energie gespeiste Anzahl von PTC-Heizungen bei drei gehalten.

**[0221]** Wenn bei Schritt **S971** bestimmt wird, dass der aktuelle höherdruckseitige Kältemitteldruck  $P_d$  nicht niedriger als der Zieldruck  $TP_d$  ist, wird ein Steuerbetrieb von Schritt **S975'** durchgeführt, um die mit Energie gespeiste Anzahl von PTC-Heizungen zu verringern. Wenn hier bei Schritt **S975'** die Anzahl mit Energie gespeister PTC-Heizungen null ist, mit anderen Worten, wenn die PTC-Heizung **50** nicht mit Energie gespeist wird, wird die PTC-Heizung **50** in einem nicht mit Energie gespeisten Zustand gehalten.

**[0222]** Die anderen Aufbauten und die anderen Betriebe in der dritten Ausführungsform sind ähnlich denen der ersten Ausführungsform. Folglich können in einer Fahrzeugklimaanlage (Kältemittelkreislaufvorrichtung) der dritten Ausführungsform ähnliche Ergebnisse wie in der ersten Ausführungsform erhalten werden. Außerdem kann die Luftheizkapazität der PTC-Heizung **50** in Stufen (z.B. drei Stufen) geändert werden, indem die Anzahl mit Energie gespeister PTC-Heizungen geändert wird, und eine Energiemenge, die von der Hilfsheizung (PTC-Heizung **50**) verbraucht wird, kann dadurch weiter verringert werden.

## (Vierte Ausführungsform)

**[0223]** In den vorstehend beschriebenen ersten bis dritten Ausführungsformen ist der Wärmepumpenkreislauf **10** ein zweistufiger Expansionsgaseinspritzkreislauf und umfasst das erste Expansionsventil **13** als ein Beispiel für die höherdruckseitige Expansionsvorrichtung, die feste Drossel **17** als ein Beispiel für die niederdruckseitige Expansionsvorrichtung und den Gas-Flüssigkeitsabscheider **14**. In den ersten und dritten Ausführungsformen scheidet der Gas-Flüssigkeitsabscheider **14** Zwischendruckkältemittel, das von dem ersten Expansionsventil **13** dekomprimiert wurde, in Gaskältemittel und flüssiges Kältemittel ab, und das abgeschiedene Gaskältemittel strömt zu dem Zwischendruckkanal **11b**. In einer vierten Ausführungsform ist ein Wärmepumpenkreislauf **10** ein Innenwärmetauscher-Gaseinspritzkreislauf und umfasst nicht das erste Expansionsventil **13**, die feste Drossel **17** und den Gas-Flüssigkeitsabscheider **14**.

**[0224]** Eine Fahrzeugklimaanlage **1** (Kältemittelkreislaufvorrichtung) der vierten Ausführungsform wird unter Bezug auf **Fig. 14** beschrieben. In der vierten Ausführungsform umfasst der Wärmepumpenkreislauf **10** der Fahrzeugklimaanlage **1** einen Kältemittelverzweigungsabschnitt **70**, der in einem Kältemitteldurchgang bereitgestellt ist, der mit der Kältemittelauslassseite des Innenkondensators **12** verbunden ist. Hochdruckkältemittel, das aus dem Innenkondensator **12** strömt, durchläuft den Kältemitteldurchgang, und der Kältemitteldurchgang verzweigt in mehrere Durchgänge in dem Kältemittelverzweigungsabschnitt **70**. In der vierten Ausführungsform verzweigt der Kältemitteldurchgang an dem Kältemittelverzweigungsabschnitt **70** in erste und zweite Kältemitteldurchgänge **71** und **73**. Der Wärmepumpenkreislauf **10** umfasst ferner ein thermostatisches Expansionsventil **72** als ein Beispiel für eine erste Expansionsvorrichtung, die in dem ersten Kältemitteldurchgang **71** bereitgestellt ist und aus dem Innenkondensator **12** strömendes Hochdruckkältemittel dekomprimiert, so dass das Hochdruckkältemittel zu Zwischendruckkältemittel wird.

**[0225]** Der Wärmepumpenkreislauf **10** umfasst ferner einen Innenwärmetauscher **74**, in dem durch den zweiten Kältemitteldurchgang **73** strömendes Hochdruckkältemittel Wärme mit dem Zwischendruckkältemittel austauscht, das von dem thermostatischen Expansionsventil **72** dekomprimiert wurde. Der Innenwärmetauscher **74** umfasst einen Hochdruckdurchgangsabschnitt **74a**, durch den das Hochdruckkältemittel von dem zweiten Kältemitteldurchgang **73** strömt, und einen Zwischendruckdurchgangsabschnitt **74b**, durch den das von dem thermostatischen Expansionsventil **72** dekomprimierte Zwischendruckkältemittel strömt.

**[0226]** In dem Innenwärmetauscher **74**, heizt das Hochdruckkältemittel, das eine relativ hohe Temperatur hat und in dem Hochdruckdurchgangsabschnitt **74a** strömt, das Zwischendruckkältemittel mit einer relativ niedrigen Temperatur, das in dem Zwischendruckdurchgangsabschnitt **74b** strömt. Folglich wird das Zwischendruckkältemittel verdampft, so dass es Gaskältemittel ist.

**[0227]** Eine Kältemittelauslassseite des Zwischendruckdurchgangsabschnitts **74b** ist durch einen Zwischendruckdurchgang **15** mit dem Zwischendruckkanal **11b** des Kompressors **11** verbunden. Ein Thermostatabschnitt **72a** des thermostatischen Expansionsventils **72** ist in oder benachbart zu dem Zwischendruckdurchgang **15** bereitgestellt. Das thermostatische Expansionsventil **72** hat einen Ventilkörper, der sich aufgrund eines Drucks von Zwischendruckkältemittel, welches das thermostatische Expansionsventil **72** durchläuft, und aufgrund eines Drucks abhängig von einer Temperatur von Zwischendruckkältemittel, die von dem Thermostatabschnitt **72a** erfasst wird, bewegt. Folglich wird ein Öffnungsgrad des thermostatischen Expansionsventils **72** automatisch eingestellt, so dass das aus dem Zwischendruckdurchgangsabschnitt **74b** strömende Zwischendruckkältemittel einen vorgegebenen Überhitzungsgrad hat.

**[0228]** Das gasförmige Zwischendruckkältemittel, das in dem Zwischendruckdurchgangsabschnitt **74b** des Innenwärmetauschers **74** verdampft ist, durchläuft den Zwischendruckdurchgang **15** und strömt dann über den Zwischendruckkanal **11b** in den Kompressor **11**.

**[0229]** Eine Kältemittelauslassseite des Hochdruckdurchgangsabschnitts **74a** ist mit einer Einlassseite eines elektrischen Expansionsventils **75** verbunden. Das elektrische Expansionsventil **75** wird als ein Beispiel für eine zweite Expansionsvorrichtung verwendet, die das aus dem Hochdruckdurchgangsabschnitt **74a** strömende Hochdruckkältemittel zu Niederdruckkältemittel dekomprimiert, und ein Öffnungsgrad des elektrischen Expansionsventils **75** ist elektrisch einstellbar. Eine Auslassseite des elektrischen Expansionsventils **75** ist mit der Kältemittelinlassseite des Außenwärmetauschers **20** verbunden. Das elektrische Expansionsventil **75** kann einen ähnlichen Aufbau wie den des ersten Expansionsventils **13** haben, das in der ersten Ausführungsform beschrieben ist.

**[0230]** Die anderen Aufbauten der Fahrzeugklimaanlage **1** der vierten Ausführungsform sind ähnlich denen der ersten Ausführungsform. Folglich sind in **Fig. 14** Teilen, die gleich oder ähnlich Teilen der ersten Ausführungsform sind, die gleichen Nummern wie den Teilen der ersten Ausführungsform zugewiesen, und Beschreibungen der Teile werden in der vierten Ausführungsform weggelassen.

**[0231]** In **Fig. 14** sind ein Kältemitteltemperatursensor **41a** und ein Kältemitteldrucksensor **41b** einer Klimatisierungssteuersensorggruppe **41** in dem Kältemitteldurchgang bereitgestellt, der mit der Kältemittelaustragsseite des Innenkondensators **12** verbunden ist. Der Kältemitteltemperatursensor **41a** erfasst eine Temperatur von Hochdruckkältemittel, das aus dem Innenkondensator **12** strömt, und der Kältemitteldrucksensor **41b** erfasst einen Druck von Hochdruckkältemittel, das aus dem Innenkondensator **12** strömt.

**[0232]** In der vierten Ausführungsform bestimmt die Klimatisierungssteuerung **40** einen Zustand von Hochdruckkältemittel, das aus dem Innenkondensator **12** strömt (d.h. einen Unterkühlungsgrad oder eine Größe (Trockenheit) des Hochdruckkältemittels) basierend auf Erfassungssignalen von den Sensoren **41a** und **41b**. Der Öffnungsgrad des elektrischen Expansionsventils **75** wird abhängig von dem Zustand des Hochdruckkältemittels eingestellt.

**[0233]** In der Heizbetriebsart des Innenwärmetauscher-Gaseinspritzkreislaufs der vierten Ausführungsform wird die in **Fig. 5** bis **Fig. 7** gezeigte Unterkühlungssteuerung oder die Größensteuerung (Trockenheitssteuerung) durchgeführt, indem der Öffnungsgrad des elektrischen Expansionsventils **75** gesteuert wird, bis die Drehzahl  $N_c$  des Kompressors **11** gleich der höchsten Drehzahl  $N_{max}$  wird und bis der Öffnungsgrad des elektrischen Expansionsventils **75** am größten wird. Wenn die Klimatisierungssteuerung bestimmt, dass die Heizkapazität des Innenkondensators **12** in dem Zustand, in dem die Drehzahl  $N_c$  gleich der höchsten Drehzahl  $N_{max}$  ist und der Öffnungsgrad des elektrischen Expansionsventils **75** am größten ist, nicht ausreicht, wird die PTC-Heizung **50** aktiviert. Wenn mit anderen Worten die Heizkapazität des Innenkondensators **12** nicht durch die Heizkapazitätssteuerung des Innenkondensators **12**, wie etwa die Unterkühlungssteuerung und die Größensteuerung, erhöht werden kann, wird die PTC-Heizung **50** aktiviert.

**[0234]** Wenn die PTC-Heizung **50** in der Heizbetriebsart betrieben wird, wird Luft, die in den Fahrzeugraum geblasen werden soll, zuerst von der PTC-Heizung **50** geheizt und wird anschließend von dem Innenkondensator **12** in der Klimatisierungseinheit **30** geheizt.

**[0235]** Wenn die PTC-Heizung **50** in der Heizbetriebsart betrieben wird, ist eine Temperatur von Luft, die in den Innenkondensator **12** strömt, höher als in einem Fall, in dem die PTC-Heizung **50** nicht in Betrieb ist. Folglich ist der Kältemittelkreislauf in dem Wärmepumpenkreislauf **10** derart abgeglichen, dass ein Druck des von dem Kompressor **11** ausgestoßenen Hochdruckkältemittels und eine Kondensationstemperatur des Kältemittels höher werden als die in

dem Fall, in dem die PTC-Heizung **50** nicht in Betrieb ist. Da der Druck des Hochdruckkältemittels erhöht ist, wird die Kompressionsarbeitsmenge des Kompressors **11** vergrößert. Als ein Ergebnis kann die Luftheizkapazität in dem Innenkondensator **12** verbessert werden.

**[0236]** **Fig. 15** zeigt Kältemittelzustände in dem Wärmepumpenkreislauf **10** der vierten Ausführungsform während der Heizbetriebsart. In **Fig. 15** zeigt eine durchgezogene Linie Kältemittelzustände, wenn die PTC-Heizung **50** nicht betrieben wird, und eine Linie mit abwechselnd langen und kurzen Strichen zeigt Kältemittelzustände, wenn die PTC-Heizung **50** betrieben wird.

**[0237]** Einige der Bezugszeichen in **Fig. 15** sind die gleichen wie die in **Fig. 10**. Jedes der gleichen Bezugszeichen zwischen **Fig. 15** und **Fig. 10** zeigt einen Zustand von Kältemittel an, das in der gleichen Komponente des Wärmepumpenkreislaufs **10** strömt. Die Bezugszeichen **f** und **f'** zeigen Zustände von Kältemittel an, das in dem Kältemittelverzweigungsabschnitt **70** strömt. Ein Bezugszeichen **g** zeigt einen Zustand von Kältemittel an, das in einem Auslassabschnitt des thermostatischen Expansionsventils **72** strömt, d.h. einen Zustand von Kältemittel, das in einem Einlassabschnitt des Zwischendruckdurchgangsabschnitts **74b** des Innenwärmetauschers **74** strömt.

**[0238]** Bezugszeichen **h** und **h''** zeigen Zustände von Kältemittel an, das in einem Auslassabschnitt des Hochdruckdurchgangsabschnitts **74a** des Innenwärmetauschers **74** strömt, d.h. Zustände von Kältemittel, das in einem Einlassabschnitt des elektrischen Expansionsventils **75** strömt. Ein Bezugszeichen **c** zeigt einen Zustand von Kältemittel an, das in einem Auslassabschnitt des elektrischen Expansionsventils **75** strömt, d.h. einen Zustand von Kältemittel, das in einem Einlassabschnitt des Außenwärmetauschers **20** strömt. Eine Enthalpieerhöhung, die durch eine Linie zwischen Punkten **g** und **a2** in **Fig. 15** angezeigt ist, und Enthalpieverringerungen, die durch Linien zwischen Punkten **f** und **h** und zwischen Punkten **f''** und **h''** in **Fig. 15** angezeigt sind, basieren auf dem Innenwärmeaustausch in dem Innenwärmetauscher **74**.

**[0239]** Wenn in der vierten Ausführungsform ähnlich den vorstehend beschriebenen Ausführungsformen die PTC-Heizung **50** betrieben wird, kann die Kompressionsarbeitsmenge ( $\Delta ic2$  in **Fig. 15**) in dem höherstufigen Kompressionsmechanismus des Kompressors **11** größer gemacht werden als die ( $\Delta ic2$  in **Fig. 15**) in dem Fall, in dem die PTC-Heizung **50** nicht in Betrieb ist. Folglich kann die Luftheizkapazität in dem Innenkondensator **12** verbessert werden.

**[0240]** In der vierten Ausführungsform wird eine elektrische Heizung, wie etwa die PTC-Heizung **50** als ein Beispiel für die Hilfsheizung verwendet. Alternativ kann der Hilfwärmetauscher **60**, der in der zweiten Ausführungsform beschrieben und in **Fig. 12** gezeigt ist, als ein Beispiel für die Hilfsheizung in der vierten Ausführungsform verwendet werden.

(Fünfte Ausführungsform)

**[0241]** In den vierten bis fünften Ausführungsformen ist die PTC-Heizung **50** oder der Hilfwärmetauscher **60**, der ein Beispiel für die Hilfsheizung ist, in der Luftströmungsrichtung strömungsaufwärtig von dem Innenkondensator **12** angeordnet. In einer fünften Ausführungsform ist eine PTC-Heizung **50**, die ein Beispiel für die Hilfsheizung ist, in der Luftströmungsrichtung parallel zu einem Innenkondensator **12** angeordnet. Mit anderen Worten sind die PTC-Heizung **50** und der Innenkondensator **12** in einer Richtung senkrecht zu der Luftströmungsrichtung angeordnet.

**[0242]** Insbesondere ist ein Wärmeaustauschabschnitt des Innenkondensators **12**, durch den Hochdruckkältemittel strömt, wie in **Fig. 16** gezeigt, in der Richtung senkrecht zu der Luftströmungsrichtung in mehrere Wärmeaustauschabschnitte **12a**, **12b** und **12c** getrennt. Zwei PTC-Heizungen **50** sind jeweils zwischen den Wärmeaustauschabschnitten **12a** und **12b** und zwischen den Wärmeaustauschabschnitten **12b** und **12c** angeordnet. Folglich sind die mehreren Wärmeaustauschabschnitte **12a**, **12b** und **12c** und die zwei PTC-Heizungen **50**, wie in **Fig. 16** gezeigt, in Bezug auf die Luftströmungsrichtung in der fünften Ausführungsform parallel angeordnet.

**[0243]** Jeder der mehreren Wärmeaustauschabschnitte **12a**, **12b** und **12c** umfasst Rohre, in denen Hochdruckkältemittel strömt, und Lamellen, die zwischen den Rohren angeordnet sind. Die mehreren Wärmeaustauschabschnitte **12a**, **12b** und **12c** und die zwei PTC-Heizungen **50** sind durch ein beliebiges Befestigungsverfahren oder ähnliches in einem Zustand, in dem die zwei PTC-Heizungen **50** zwischen den mehreren Wärmeaustauschabschnitten **12a**, **12b** und **12c** angeordnet sind, miteinander integriert. Daher ist der Innenkondensator **12** der fünften Ausführungsform mit den PTC-Heizungen **50** integriert.

**[0244]** Da die mehreren Wärmeaustauschabschnitte **12a**, **12b** und **12c** und die zwei PTC-Heizungen **50** in Bezug auf die Luftströmungsrichtung in dem Innenkondensator **12** der fünften Ausführungsform parallel angeordnet sind, heizen die mehreren Wärmeaustauschabschnitte **12a**, **12b** und **12c** und die PTC-Heizungen **50** Luft, die durch sie hindurch strömt, gleichzeitig, wenn die PTC-Heizungen **50** betrieben werden.

**[0245]** Der Innenkondensator **12** hat die vorstehend beschriebene integrierte Struktur. Außerdem sind die mehreren Wärmeaustauschabschnitte **12a**, **12b** und **12c**, durch die das Hochdruckkältemittel strömt, und die zwei PTC-Heizungen **50** in der Richtung senkrecht zu der Luftströmungsrichtung abwechselnd angeordnet. Daher wird eine Temperatur von Luft, die in die Wärmeaustauschabschnitte **12a**, **12b** und **12c** strömt, durch Heizwirkungen der PTC-Heizungen **50** erhöht, so dass sie höher als die in einem Fall ist, in dem die PTC-Heizungen **50** nicht bereitgestellt sind. Folglich können ein Druck des Hochdruckkältemittels und eine Kondensationstemperatur von Kältemittel erhöht werden, und eine Kompressionsarbeitsmenge des Kompressors **11** kann vergrößert werden. Als ein Ergebnis kann die Luftheizkapazität des Innenkondensators **12** verbessert werden.

**[0246]** In der fünften Ausführungsform wird eine elektrische Heizung, wie etwa die PTC-Heizung **50** als ein Beispiel für die Hilfsheizung verwendet. Alternativ kann der Hilfwärmetauscher **60**, der in der zweiten Ausführungsform beschrieben und in **Fig. 12** gezeigt ist, in der fünften Ausführungsform als ein Beispiel für die Hilfsheizung verwendet werden. Mit anderen Worten kann der Innenkondensator **12** einen Wärmetauscheraufbau haben, so dass die mehreren Wärmeaustauschabschnitte **12a**, **12b** und **12c**, durch die das Hochdruckkältemittel strömt, und der Hilfwärmetauscher **60**, durch den Wärmemedium zum Kühlen einer externen Wärmequelle strömt, abwechselnd und miteinander integriert angeordnet werden können.

**[0247]** Obwohl die vorliegende Offenbarung in Verbindung mit ihren bevorzugten Ausführungsformen unter Bezug auf die begleitenden Zeichnungen vollständig beschrieben wurde, muss bemerkt werden, dass für Fachleute der Technik vielfältige Änderungen und Modifikationen offensichtlich werden. Folglich ist die vorliegende Offenbarung nicht auf die vorstehend beschriebenen Ausführungsformen beschränkt und kann wie folgt vielfältig modifiziert werden, ohne von dem Bereich der vorliegenden Offenbarung abzuweichen.

**[0248]** (1) In den vorstehend beschriebenen Ausführungsformen wird die Kältemittelkreislaufvorrichtung der vorliegenden Offenbarung für die Fahrzeugklimaanlage **1** verwendet, die für ein Elektrofahrzeug verwendet wird. Die Kältemittelkreislaufvorrichtung der vorliegenden Offenbarung kann geeignet für ein Fahrzeug verwendet werden, in dem Abwärme von einem Verbrennungsmotor für die Verwendung als eine Wärmequelle zum Heizen von Luft nicht ausreicht. Zum Beispiel kann die Kältemittelkreislaufvorrichtung der vorliegenden Offenbarung geeignet für ein Hybridfahrzeug verwendet werden, in dem eine Antriebskraft für den Fahrzeugbetrieb von dem Ver-

brennungsmotor und dem Elektromotor für den Fahrzeugbetrieb erhalten wird.

**[0249]** Überdies kann die Kältemittelkreislaufvorrichtung der vorliegenden Ausführungsform zum Beispiel für eine ortsfeste Klimaanlage, einen Kühltemperaturspeicher und eine Flüssigkeitsheizung verwendet werden. Wenn die Kältemittelkreislaufvorrichtung für die Flüssigkeitsheizung verwendet wird, kann ein Flüssigkeitskältemittelwärmetauscher als der vorstehend beschriebene nutzungsseitige Wärmetauscher verwendet werden, und eine Flüssigkeitspumpe oder ein Durchflusssteuerventil können als eine Durchflusssteuerung verwendet werden, die eine Strömungsmenge von Flüssigkeit einstellt, die in den Flüssigkeitswärmetauscher strömt.

**[0250]** (2) In der vorstehend beschriebenen zweiten Ausführungsform werden der Elektromotor für den Fahrzeugbetrieb und der Inverter als die externe Wärmequelle verwendet, und das Kühlmittel (Wärmemedium), das den Elektromotor für den Fahrzeugbetrieb und den Inverter kühlt, wird als die Wärmequelle des Hilfswärmetauschers **60** verwendet. Jedoch sind die externe Wärmequelle und das Wärmemedium nicht auf dieses beschränkt. Wenn die Kältemittelkreislaufvorrichtung der vorliegenden Offenbarung zum Beispiel für eine Fahrzeugklimaanlage des vorstehend beschriebenen Hybridfahrzeugs verwendet wird, kann der Verbrennungsmotor des Hybridfahrzeugs als die externe Wärmequelle verwendet werden, und ein Motorkühlmittel für das Hybridfahrzeug kann als das Wärmemedium verwendet werden.

**[0251]** Wenn die Kältemittelkreislaufvorrichtung der vorliegenden Offenbarung ferner für eine ortsfeste Vorrichtung, wie etwa die ortsfeste Klimaanlage, den Kühltemperaturspeicher oder die Flüssigkeitsheizung, verwendet wird, kann ein Verbrennungsmotor für einen Kompressor der ortsfesten Vorrichtung als die externe Wärmequelle verwendet werden, und eine andere Wärmequelle der ortsfesten Vorrichtung kann als die externe Wärmequelle verwendet werden.

**[0252]** (3) In den vorstehend beschriebenen ersten und zweiten Ausführungsformen wird die Luftheizkapazität der Hilfsheizung (z.B. der PTC-Heizung **50**, des Hilfswärmetauschers **60**) in Stufen geändert, indem die Betriebsart der Hilfsheizung zwischen der Hoch-Betriebsart, der Niedrig-Betriebsart und der Aus-Betriebsart umgeschaltet wird. In der vorstehend beschriebenen dritten Ausführungsform wird die Luftheizkapazität der Hilfsheizung in mehreren Stufen geändert. Jedoch ist die Einstellung der Luftheizkapazität der Hilfsheizung nicht auf diese beschränkt. Zum Beispiel kann die Luftheizkapazität der Hilfsheizung gemäß der Zunahme eines Werts, der erhalten wird, indem der höherdruckseitige Kältemitteldruck

$P_d$  von dem Zieldruck  $TP_d$  subtrahiert wird, allmählich und kontinuierlich erhöht werden.

**[0253]** (4) In der vorstehend beschriebenen zweiten Ausführungsform hat der Hilfswärmetauscher **60** einen kleineren Wärmeaustauschbereich als den notwendigen Wärmeaustauschbereich, um den Hilfswärmetauscher **60** mit der Standardwärmetauschkapazität zu versehen, und hat somit eine niedrigere Heizkapazität als die Standardheizkapazität. Jedoch ist der Hilfswärmetauscher **60** nicht auf dieses beschränkt. Zum Beispiel kann die Anzahl von Rohren des Hilfswärmetauschers **60** (Behälter- und Rohrwärmetauscher) oder die Anzahl von Lamellen zur Förderung des Wärmeaustauschs verringert werden, oder ein Wirkungsgrad des Wärmeaustauschs kann verringert werden, so dass der Hilfswärmetauscher **60** die Luftheizkapazität hat, die niedriger als die Standardheizkapazität ist. Überdies kann alternativ eine andere Art von Wärmetauscher als der Hilfswärmetauscher **60** verwendet werden.

**[0254]** (5) In den vorstehend beschriebenen Ausführungsformen wird bei Schritt **S6** in **Fig. 4** die Klimatisierungsbetriebsart abhängig von einem Zustand des Betriebsartauswahlschalters aus der Kühlbetriebsart, der Entfeuchtungs-Heizbetriebsart und der Heizbetriebsart bestimmt. Jedoch ist die Bestimmung der Klimatisierungsbetriebsart nicht auf dieses beschränkt. Zum Beispiel kann die Kühlbetriebsart ausgewählt werden, wenn die Außentemperatur niedriger als die vorgegebene Temperatur ist, und die Heizbetriebsart kann ausgewählt werden, wenn die Außentemperatur höher als die vorgegebene Temperatur ist.

**[0255]** (6) In den vorstehend beschriebenen Ausführungsformen wird die Größe  $X$  des Kältemittels, das in den Außenwärmetauscher **20** strömt, in der Heizbetriebsart auf kleiner oder gleich  $0,1$  festgelegt, indem eine Strömungscharakteristik der festen Drossel **17**, die als ein Beispiel für die niederdruckseitige Expansionsvorrichtung verwendet wird, geeignet eingestellt wird. Jedoch ist die niederdruckseitige Expansionsvorrichtung nicht auf die feste Drossel **17** beschränkt.

**[0256]** Zum Beispiel kann ein variabler Drosselmechanismus mit einer dem ersten Expansionsventil **13** ähnlichen Struktur als die niederdruckseitige Expansionsvorrichtung verwendet werden. In diesem Fall kann die Klimatisierungssteuerung **40** die Größe  $X$  von Kältemittel, das in den Außenwärmetauscher **20** strömt, basierend auf einer Temperatur und einem Druck des Kältemittels, das in den Außenwärmetauscher **20** strömt, erfassen und kann einen Öffnungsgrad des variablen Drosselmechanismus als ein Beispiel für die niederdruckseitige Expansionsvorrichtung steuern, so dass die erfasste Größe  $X$  kleiner oder gleich  $0,1$  wird.

**[0257]** (7) In den vorstehend beschriebenen Ausführungsformen wird die Entfeuchtungs-Heizbetriebsart mit der Zunahme der Zielauslasstemperatur TAO von der ersten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart in Stufen auf die vierte Entfeuchtungs-Heizbetriebsart umgeschaltet, aber das Umschalten der Entfeuchtungs-Heizbetriebsart ist nicht auf dieses beschränkt. Zum Beispiel kann die Entfeuchtungs-Heizbetriebsart in einer kontinuierlichen Weise gemäß der Zunahme der Zielauslasstemperatur TAO von der ersten Entfeuchtungs-Heizbetriebsart auf die vierte Entfeuchtungs-Heizbetriebsart umgeschaltet werden.

**[0258]** Folglich kann der Öffnungsgrad des ersten Expansionsventils **13** verringert werden, und der Öffnungsgrad des zweiten Expansionsventils **22** kann gemäß der Zunahme der Zielauslasstemperatur TAO erhöht werden. Durch Ändern der Öffnungsgrade sowohl der ersten als auch der zweiten Expansionsventile **13**, **22** können ein Druck und eine Temperatur von Kältemittel in dem Außenwärmetauscher **20** eingestellt werden. Daher kann der Außenwärmetauscher **20** automatisch von einem Zustand als ein Strahler auf einen Zustand als ein Verdampfer umgeschaltet werden.

**[0259]** Zusätzliche Vorteile und Modifikationen werden Fachleuten der Technik ohne weiteres einfallen. Die Offenbarung in ihrem weiteren Sinne ist daher nicht auf die spezifischen Details, die repräsentative Vorrichtung und veranschaulichende Beispiele, die gezeigt und beschrieben sind, beschränkt.

### Patentansprüche

1. Kältemittelkreislaufvorrichtung, die umfasst:  
einen Kompressor (11) mit einem Ansaugkanal (11a), durch den Niederdruckkältemittel gesaugt wird, einem Ausstoßkanal (11c), durch den in einem Kompressionsabschnitt komprimiertes Hochdruckkältemittel ausgestoßen wird, und einem Zwischendruckkanal (11b), durch den gasförmiges Zwischendruckkältemittel angesaugt wird, um mit Kältemittel kombiniert zu werden, das in dem Kompressionsabschnitt komprimiert wird;  
einen nutzungsseitigen Wärmetauscher (12), der ein Wärmetauschfluid durch Durchführen des Wärmeaustauschs zwischen dem Wärmetauschfluid und dem von dem Kompressor (11) ausgestoßenen Hochdruckkältemittel heizt;  
einen Zwischendruckdurchgang (15), durch den gasförmiges Zwischendruckkältemittel, das durch die Dekompression des Hochdruckkältemittels erhalten wird, das aus dem nutzungsseitigen Wärmetauscher (12) strömt, in den Zwischendruckkanal (11b) eingeleitet wird;  
einen Außenwärmetauscher (20), in dem Niederdruckkältemittel, das durch die Dekompression von aus dem nutzungsseitigen Wärmetauscher (12) strömendem Hochdruckkältemittel erhalten wird, ver-

dampft, wobei der Außenwärmetauscher (20) bewirkt, dass das verdampfte Niederdruckkältemittel zu dem Ansaugkanal (11a) strömt; und  
eine Hilfsheizung (50, 60), die das Wärmetauschfluid vor oder zu der gleichen Zeit heizt, zu der der nutzungsseitige Wärmetauscher (12) das Wärmetauschfluid heizt.

2. Kältemittelkreislaufvorrichtung, die umfasst:  
einen Kompressor (11), mit einem Ansaugkanal (11a), durch den Niederdruckkältemittel gesaugt wird, einem Ausstoßkanal (11c), durch den in einem Kompressionsabschnitt komprimiertes Hochdruckkältemittel ausgestoßen wird, und einem Zwischendruckkanal (11b), durch den gasförmiges Zwischendruckkältemittel gesaugt wird, um mit Kältemittel kombiniert zu werden, das in dem Kompressionsabschnitt komprimiert wurde;  
einen nutzungsseitigen Wärmetauscher (12), der ein Wärmetauschfluid durch Durchführen des Wärmeaustauschs zwischen dem Wärmetauschfluid und dem von dem Kompressor (11) ausgestoßenen Hochdruckkältemittel heizt;  
eine höherdruckseitige Expansionsvorrichtung (13), die aufgebaut ist, um das Hochdruckkältemittel, das aus dem nutzungsseitigen Wärmetauscher (12) strömt, in Zwischendruckkältemittel zu dekomprimieren;  
einen Gas-Flüssigkeitsabscheidungsabschnitt (14), der aufgebaut ist, um das aus der hochdruckseitigen Expansionsvorrichtung (13) strömende Zwischendruckkältemittel in gasförmiges Zwischendruckkältemittel und flüssiges Zwischendruckkältemittel abzuscheiden, wobei der Gas-Flüssigkeitsabscheidungsabschnitt (14) bewirkt, dass das abgeschiedene gasförmige Zwischendruckkältemittel zu dem Zwischendruckkanal (11b) strömt;  
eine niederdruckseitige Expansionsvorrichtung (17), die aufgebaut ist, um das aus dem Gas-Flüssigkeitsabscheidungsabschnitt (14) abgeschiedene flüssige Zwischendruckkältemittel zu Niederdruckkältemittel zu dekomprimieren;  
einen Außenwärmetauscher (20), in dem das aus der niederdruckseitigen Expansionsvorrichtung (17) strömende Niederdruckkältemittel verdampft, wobei der Außenwärmetauscher (20) bewirkt, dass das verdampfte Niederdruckkältemittel zu dem Ansaugkanal (11a) strömt; und  
eine Hilfsheizung (50, 60), die das Wärmetauschfluid vor oder zu der gleichen Zeit heizt, zu der der nutzungsseitige Wärmetauscher (12) das Wärmetauschfluid heizt.

3. Kältemittelkreislaufvorrichtung, die umfasst:  
einen Kompressor (11) mit einem Ansaugkanal (11a), durch den Niederdruckkältemittel gesaugt wird, einem Ausstoßkanal (11c), durch den in einem Kompressionsabschnitt komprimiertes Hochdruckkältemittel ausgestoßen wird, und einem Zwischendruckkanal (11b), durch den gasförmiges Zwischendruck-

kältemittel gesaugt wird, um mit Kältemittel kombiniert zu werden, das in dem Kompressionsabschnitt komprimiert wurde;

einen nutzungsseitigen Wärmetauscher (12), der ein Wärmetauschfluid durch Durchführen des Wärmeaustauschs zwischen dem Wärmetauschfluid und dem von dem Kompressor (11) ausgestoßenen Hochdruckkältemittel durchführt;

einen Kältemittelverzweigungsabschnitt (70), an dem ein Kältemitteldurchgang des Hochdruckkältemittels, das aus dem nutzungsseitigen Wärmetauscher (12) strömt, in einen ersten Kältemitteldurchgang (71) und einen zweiten Kältemitteldurchgang (73) verzweigt;

eine erste Expansionsvorrichtung (72), die in dem ersten Kältemitteldurchgang (71) bereitgestellt ist, um das aus dem nutzungsseitigen Wärmetauscher (12) strömende Hochdruckkältemittel in Zwischen-druckkältemittel zu dekomprimieren;

einen Innenwärmetauscher (74), in dem das Hochdruckkältemittel, das von dem nutzungsseitigen Wärmetauscher (12) durch den zweiten Kältemitteldurchgang strömt, Wärme mit dem Zwischendruckkältemittel austauscht, das von der ersten Expansionsvorrichtung (72) dekomprimiert wird, wobei der Innenwärmetauscher (74) bewirkt, dass das wärmegetauschte Zwischendruckkältemittel zu dem Zwischendruckkanal (11b) strömt;

eine zweite Expansionsvorrichtung (75), die aufgebaut ist, um das wärmegetauschte Hochdruckkältemittel, das aus dem Innenwärmetauscher (74) strömt, in Niederdruckkältemittel zu dekomprimieren;

einen Außenwärmetauscher (20), in dem das aus der zweiten Expansionsvorrichtung (75) strömende Niederdruckkältemittel verdampft, wobei der Außenwärmetauscher (20) bewirkt, dass das verdampfte Niederdruckkältemittel zu dem Ansaugkanal (11a) strömt;

eine Hilfsheizung (50, 60), die das Wärmetauschfluid vor oder zu der gleichen Zeit heizt, zu der der nutzungsseitige Wärmetauscher (12) das Wärmetauschfluid heizt.

4. Kältemittelkreislaufvorrichtung gemäß irgendeinem der Ansprüche 1 bis 3, wobei die Hilfsheizung (50, 60) in einer Strömungsrichtung des Wärmetauschfluids strömungsaufwärtig von dem nutzungsseitigen Wärmetauscher (12) angeordnet ist, um das Wärmetauschfluid zu heizen, bevor das Wärmetauschfluid von dem nutzungsseitigen Wärmetauscher (12) geheizt wird.

5. Kältemittelkreislaufvorrichtung gemäß irgendeinem der Ansprüche 1 bis 3, wobei die Hilfsheizung (50, 60) und der nutzungsseitige Wärmetauscher (12) in einer Richtung senkrecht zu einer Strömungsrichtung des Wärmetauschfluids angeordnet sind und miteinander integriert sind, um das Wärmetauschfluid gleichzeitig zu heizen.

6. Kältemittelkreislaufvorrichtung gemäß irgendeinem der Ansprüche 1 bis 5, wobei die Hilfsheizung (50, 60) eine niedrigere Heizkapazität als eine Standardheizkapazität hat, die als eine notwendige Heizkapazität der Hilfsheizung (50, 60) zum Heizen des Wärmetauschfluids auf eine Zieltemperatur (TAO) in einem Fall definiert ist, in dem (i) die Hilfsheizung (50, 60) eingerichtet ist, um das Wärmetauschfluid, das in dem nutzungsseitigen Wärmetauscher (12) geheizt wurde, zu heizen, und in dem (ii) die Heizkapazität der Hilfsheizung (50, 60) und eine Heizkapazität des nutzungsseitigen Wärmetauschers (12) verwendet werden, um das Wärmetauschfluid zu heizen.

7. Kältemittelkreislaufvorrichtung gemäß irgendeinem der Ansprüche 1 bis 6, die ferner umfasst einen Heizkapazitätseinstellabschnitt (40a, 62), der aufgebaut ist, um eine Heizkapazität der Hilfsheizung (50, 60) zum Heizen des Wärmetauschfluids derart einzustellen, dass ein Druck des Kältemittels in dem nutzungsseitigen Wärmetauscher (12) ein Zieldruck (TPd) wird.

8. Kältemittelkreislaufvorrichtung gemäß irgendeinem der Ansprüche 1 bis 7, wobei die Hilfsheizung (50, 60) eine elektrische Heizung (50) ist, die Wärme erzeugt, indem sie eine elektrische Leistungsversorgung erhält.

9. Kältemittelkreislaufvorrichtung gemäß irgendeinem der Ansprüche 1 bis 7, wobei die Hilfsheizung (50, 60) ein Hilfswärmetauscher (60) ist, der aufgebaut ist, um das Wärmetauschfluid unter Nutzung des Wärmemediums zu heizen, das eine externe Wärmequelle kühlt.

10. Kältemittelkreislaufvorrichtung gemäß Anspruch 7, wobei die Hilfsheizung (50, 60) eine elektrische Heizung (50) ist, die Wärme erzeugt, indem sie eine elektrische Leistungsversorgung erhält, und der Heizkapazitätseinstellabschnitt (40a) die Heizkapazität der elektrischen Heizung (50) einstellt, indem er eine Zuführung der elektrischen Leistung an die elektrische Heizung (50) einstellt.

11. Kältemittelkreislaufvorrichtung gemäß Anspruch 7, wobei die Hilfsheizung (50, 60) ein Hilfswärmetauscher (60) ist, der aufgebaut ist, um das Wärmetauschfluid unter Verwendung eines Wärmemediums, das eine externe Wärmequelle kühlt, als eine Wärmequelle zu heizen, und der Heizkapazitätseinstellabschnitt (62) die Heizkapazität des Hilfswärmetauschers (60) einstellt, indem er eine Strömungsmenge des Wärmemediums, die in den Hilfswärmetauscher (60) strömt, einstellt.

12. Kältemittelkreislaufvorrichtung gemäß Anspruch 7, wobei

die Hilfsheizung (50, 60) mehrere elektrische Heizungen (50) ist, die aufgebaut sind, um durch ihre Speisung mit Energie Wärme zu erzeugen, und der Heizkapazitätseinstellabschnitt (40a) die Heizkapazität der mehreren elektrischen Heizungen (50) einstellt, indem er die Anzahl von mit Energie gespeisten elektrischen Heizungen ändert.

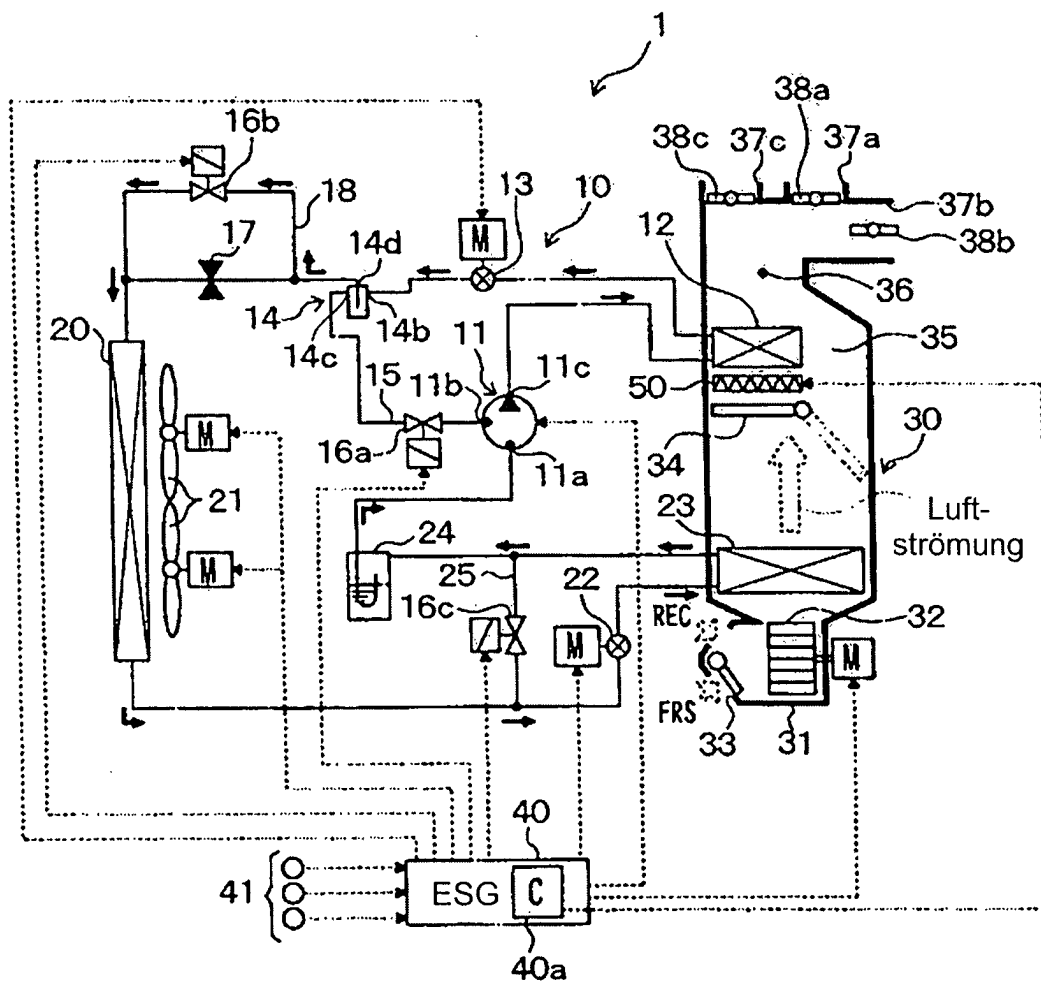
13. Kältemittelkreislaufvorrichtung gemäß irgendeinem der Ansprüche 7, 10 bis 12, wobei der Heizkapazitätseinstellabschnitt (40a, 62) die Hilfsheizung (50, 60) aktiviert, wenn die Kapazität des nutzungsseitigen Wärmetauschers (12) zum Heizen des Wärmetauschfluids nicht in der Lage ist, durch eine Heizkapazitätssteuerung des nutzungsseitigen Wärmetauschers (12) erhöht zu werden.

14. Kältemittelkreislaufvorrichtung gemäß irgendeinem der Ansprüche 7, 10 bis 13, wobei der Heizkapazitätseinstellabschnitt (40a, 62) die Kapazität der Hilfsheizung (50, 60) zum Heizen des Wärmetauschfluids verringert, wenn der Druck (Pd) von Kältemittel in dem nutzungsseitigen Wärmetauscher (12) höher als der Zieldruck (TPd) ist, und der Heizkapazitätseinstellabschnitt (40a, 62) die Kapazität der Hilfsheizung (50, 60) zum Heizen des Wärmetauschfluids erhöht, wenn der Druck (Pd) von Kältemittel in dem nutzungsseitigen Wärmetauscher (12) kleiner oder gleich dem Zieldruck (TPd) ist.

Es folgen 14 Seiten Zeichnungen

## Anhängende Zeichnungen

FIG. 1



(Kühlbetriebsart/ Entfeuchtungs-Heizbetriebsart)

FIG. 2

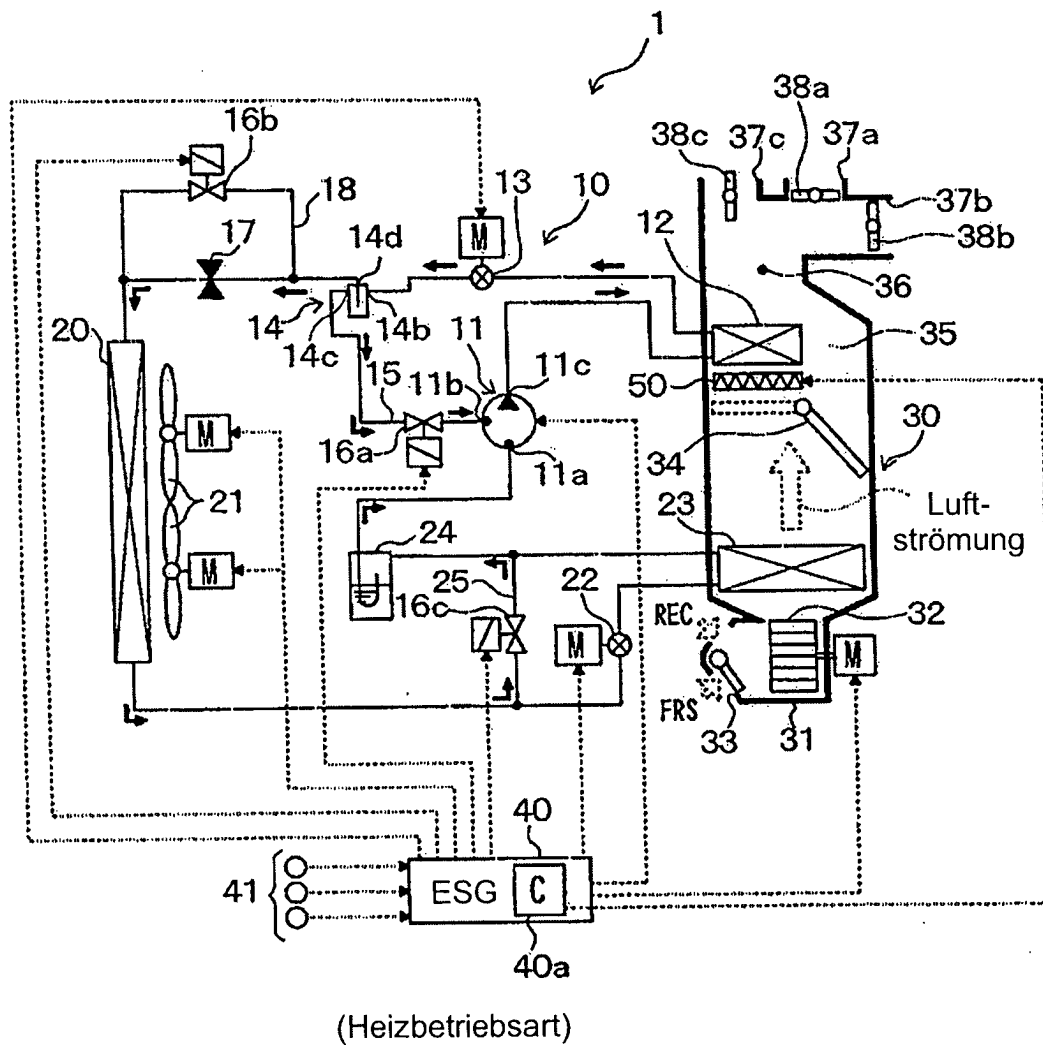


FIG. 3A

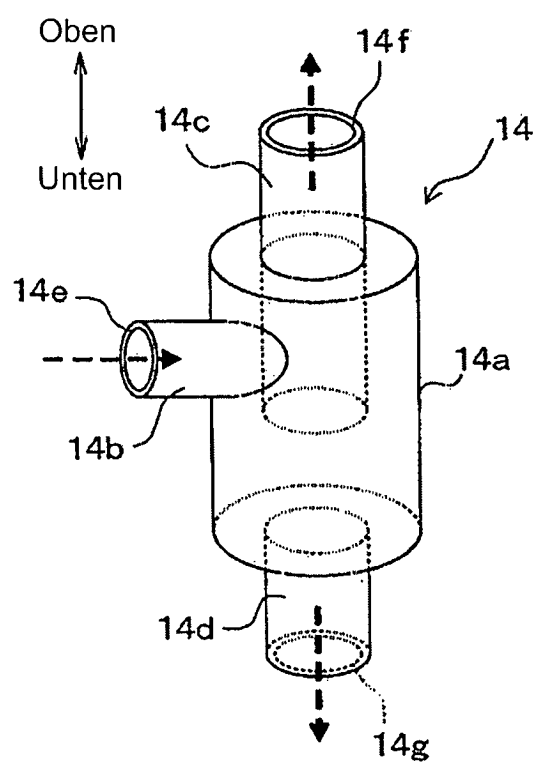


FIG. 3B

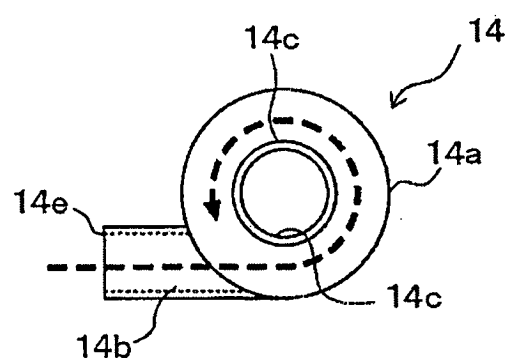


FIG. 4

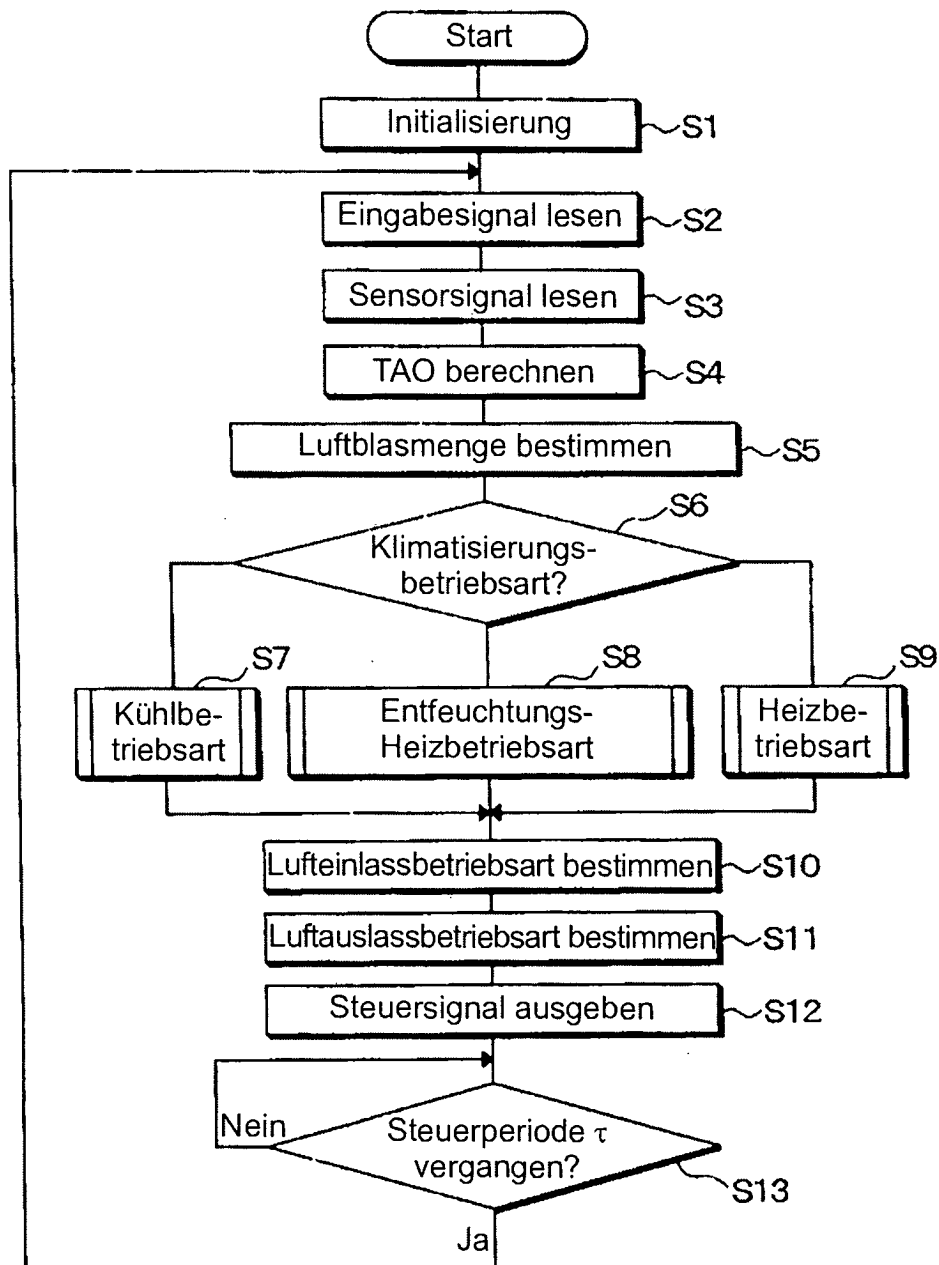


FIG. 5

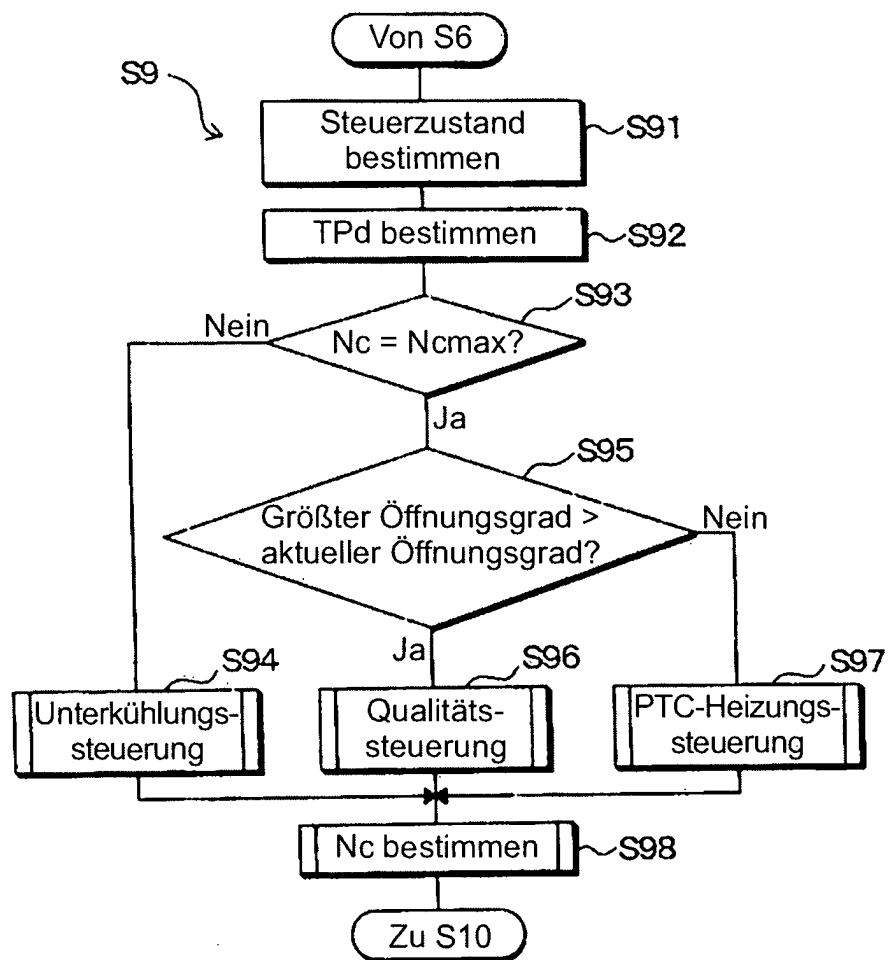


FIG. 6

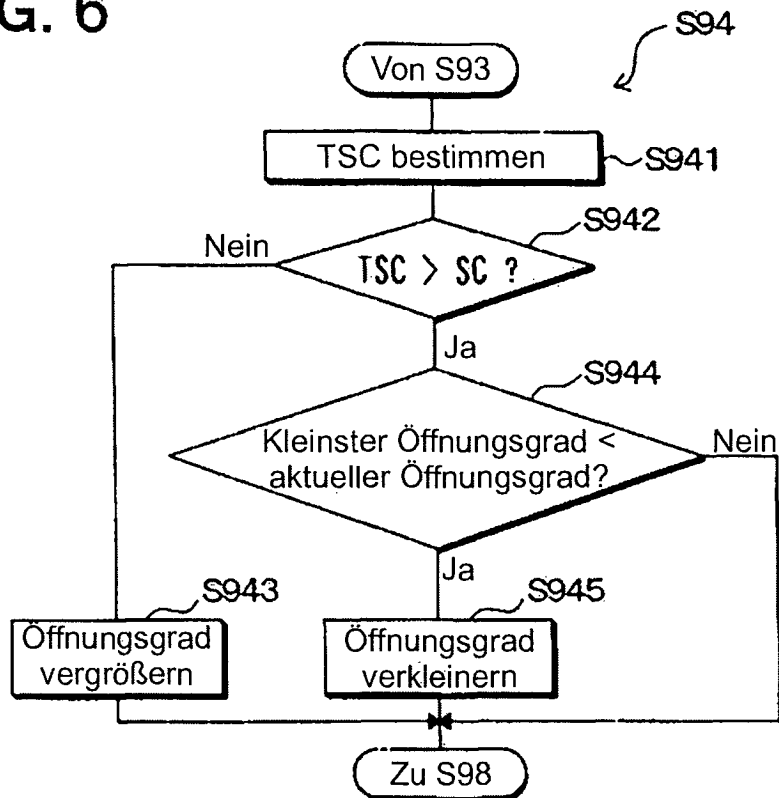


FIG. 7

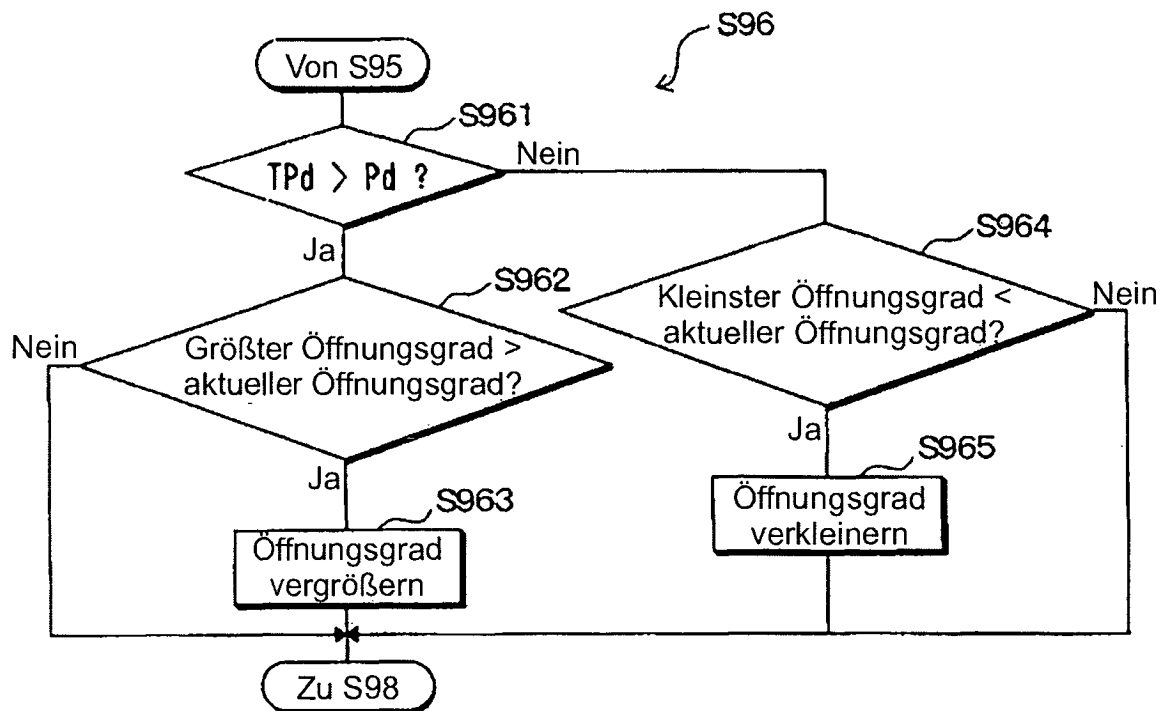


FIG. 8

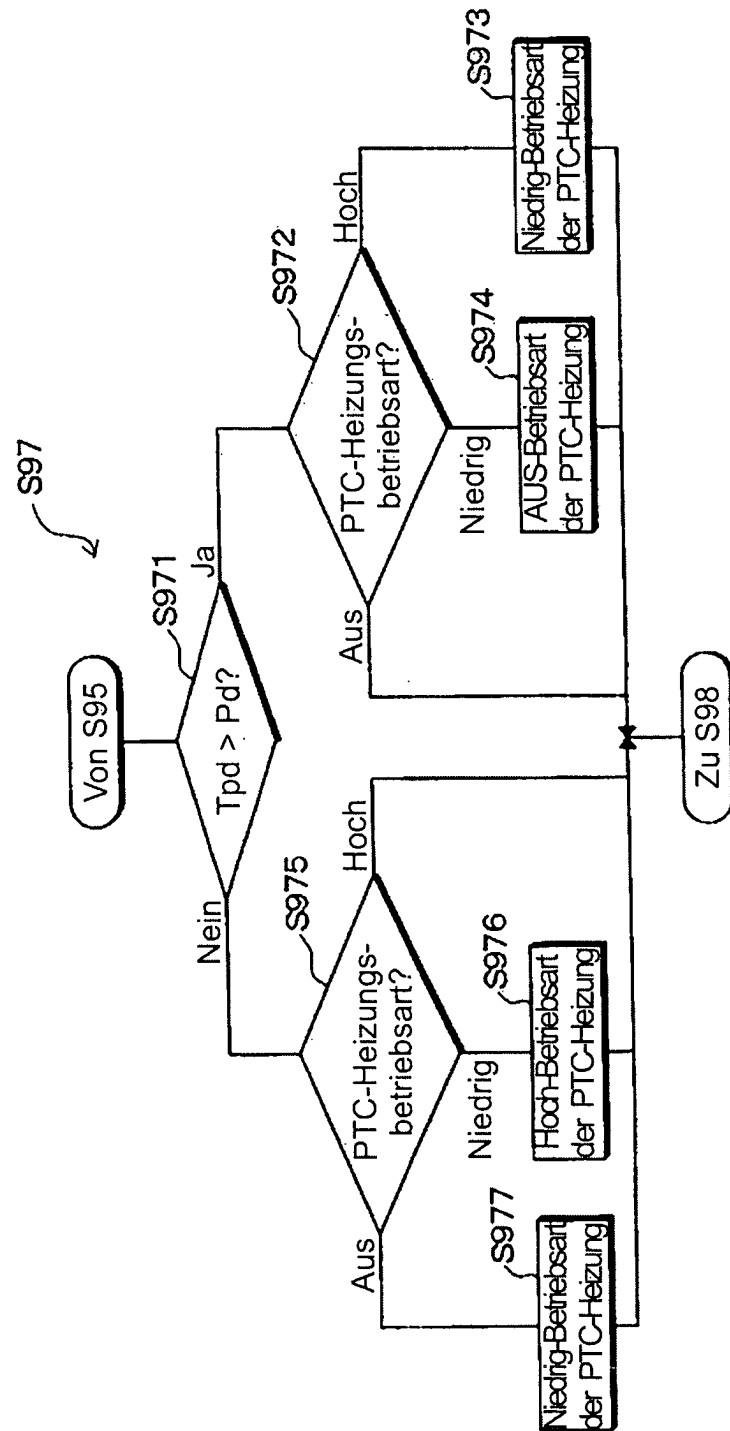


FIG. 9

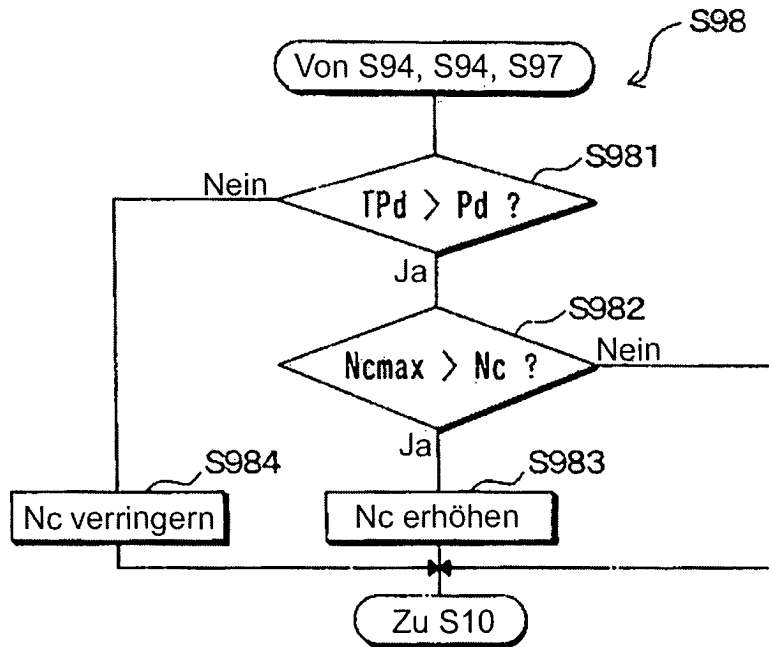
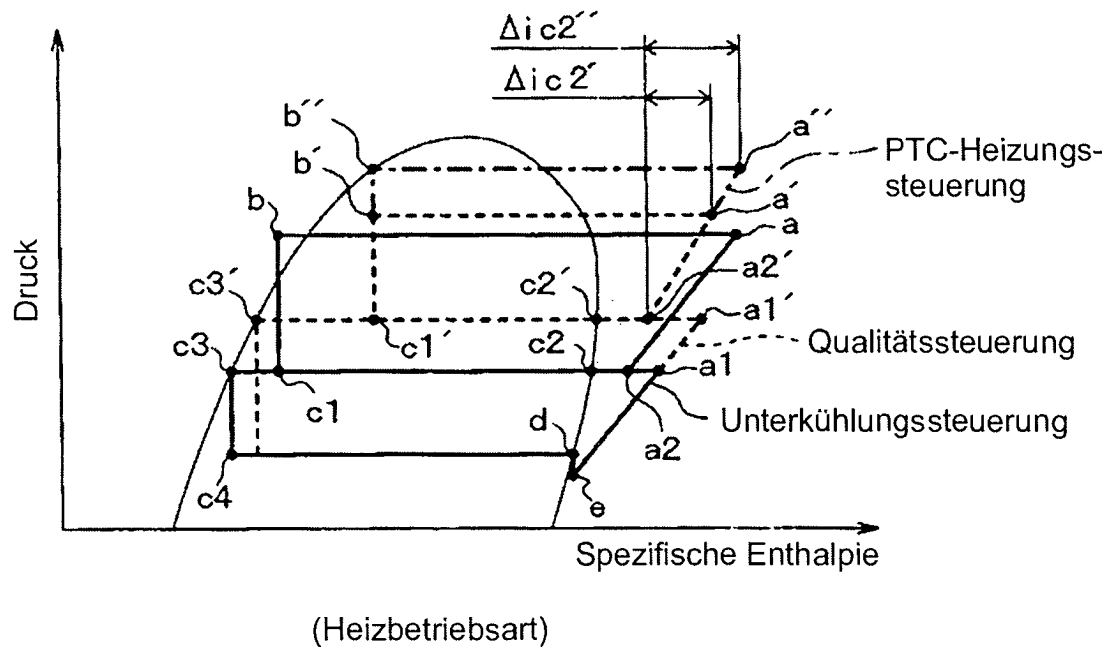


FIG. 10



**FIG. 11**

Verwandte Technik

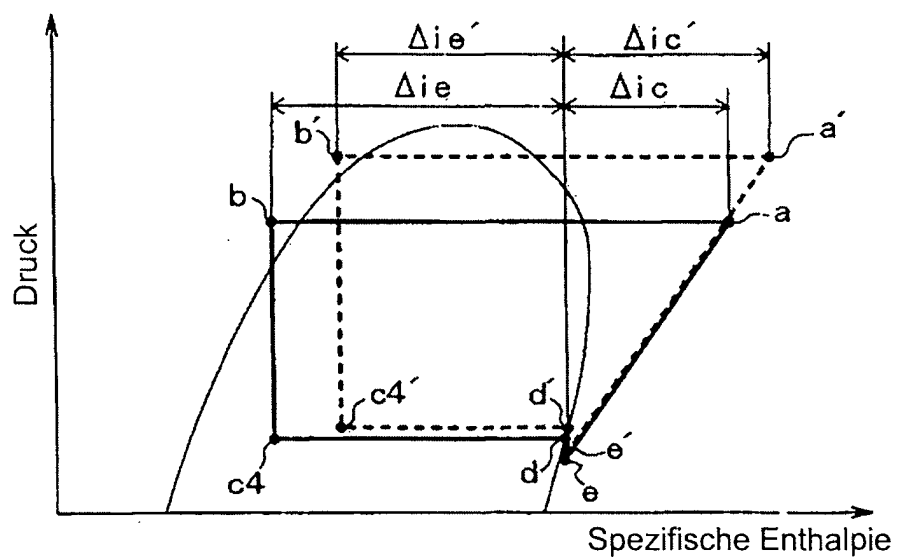


FIG. 12

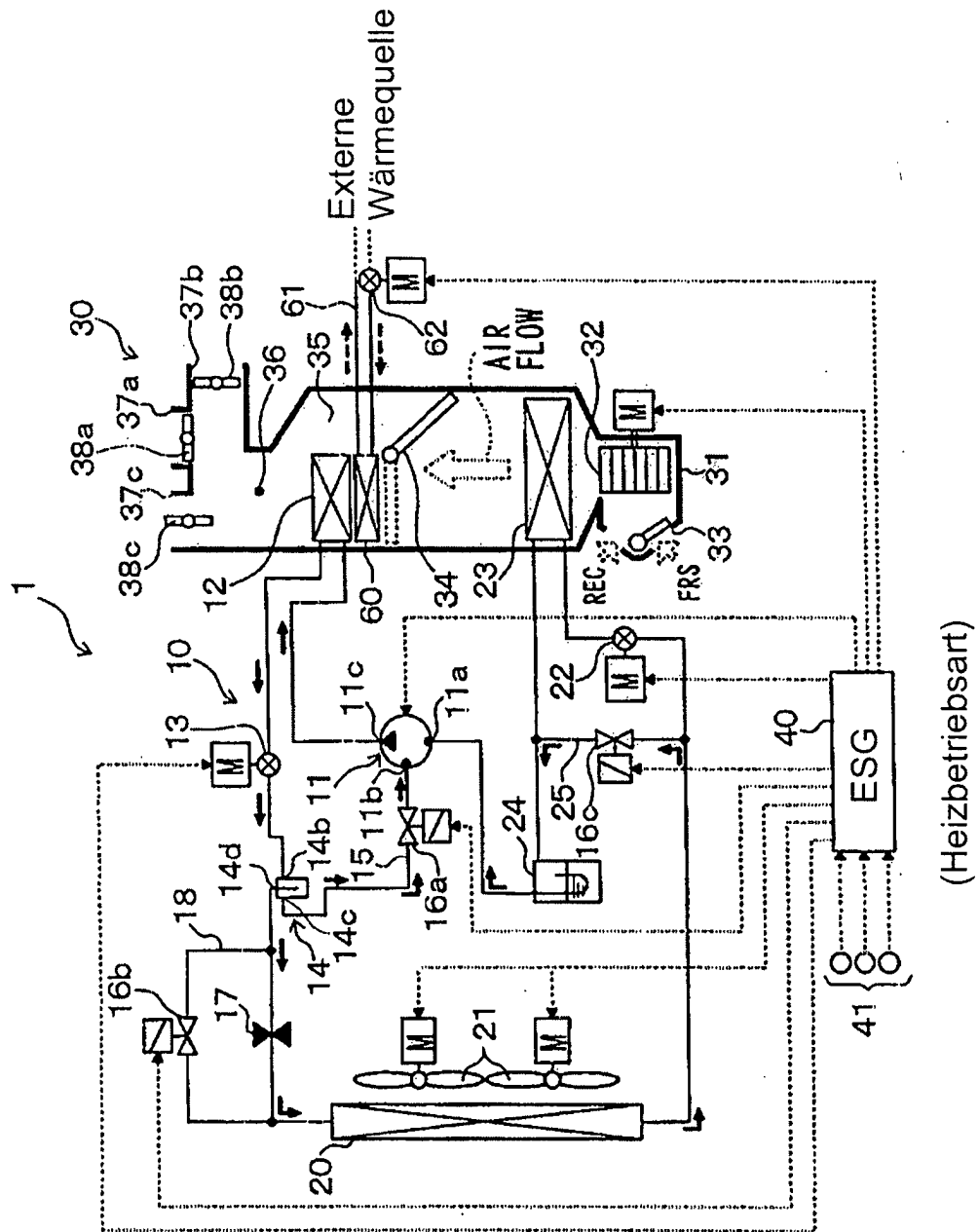


FIG. 13

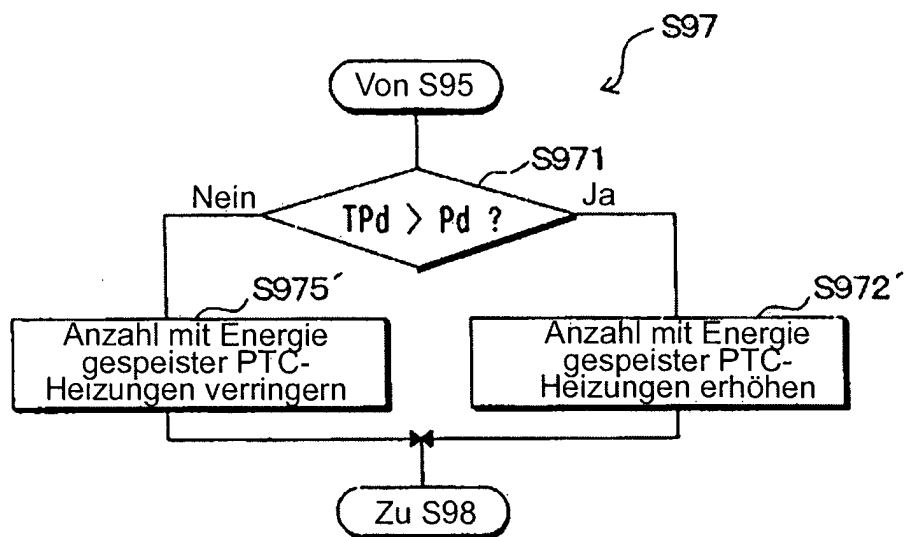


FIG. 14

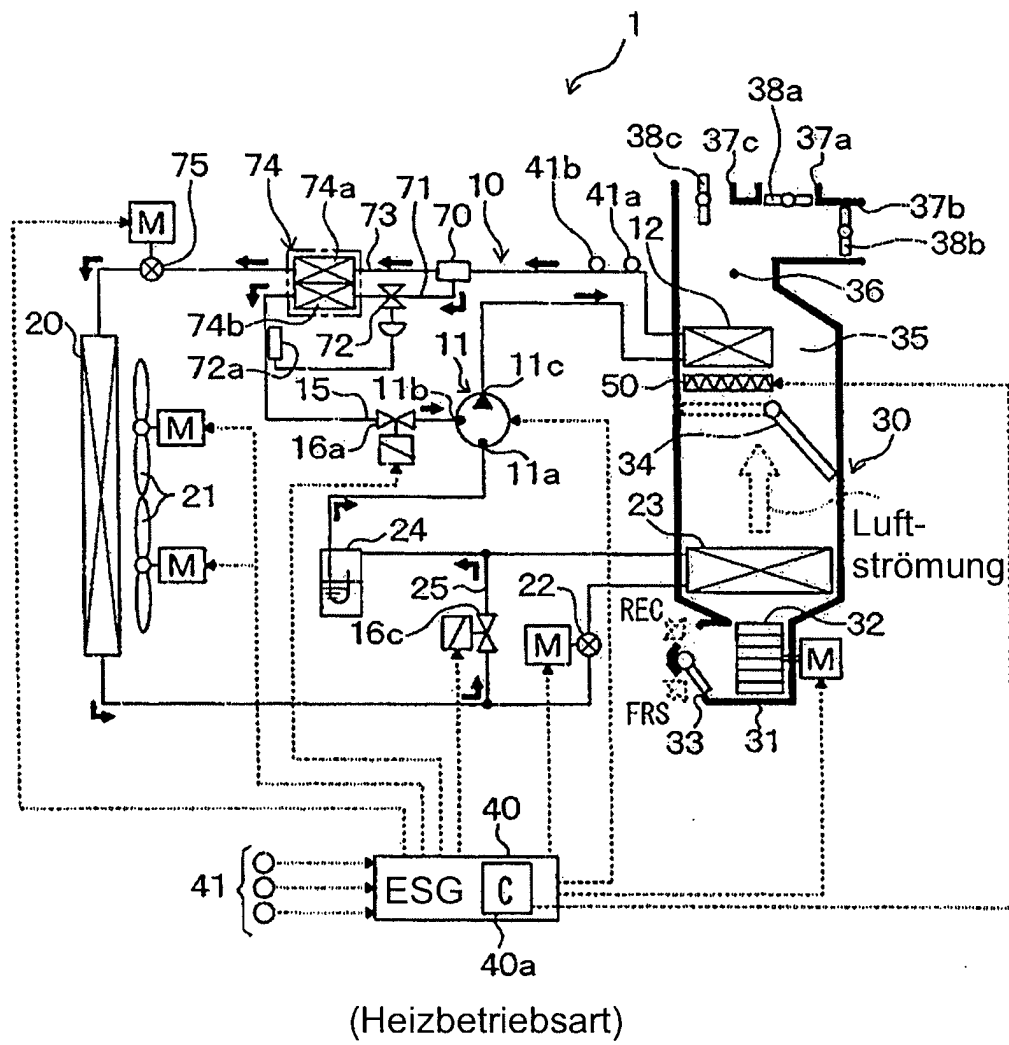


FIG. 15

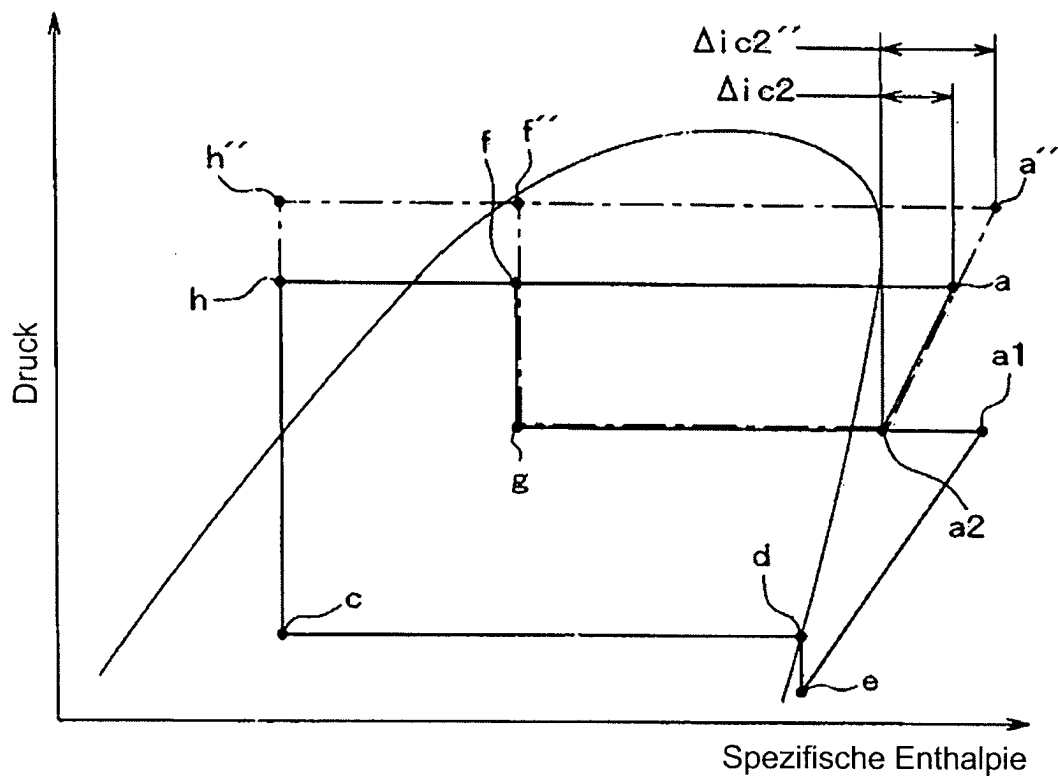


FIG. 16

