

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2012-225634
(P2012-225634A)

(43) 公開日 平成24年11月15日(2012.11.15)

(51) Int.Cl.

F28F 9/02 (2006.01)
 F28D 1/053 (2006.01)
 F28F 9/26 (2006.01)

F 1

F 28 F 9/02 301 Z
 F 28 D 1/053 A
 F 28 F 9/26
 F 28 F 9/02 301 E

テーマコード(参考)

3 L 0 6 5
3 L 1 0 3

審査請求 未請求 請求項の数 10 O L (全 36 頁)

(21) 出願番号 特願2012-13061 (P2012-13061)
 (22) 出願日 平成24年1月25日 (2012.1.25)
 (31) 優先権主張番号 特願2011-82759 (P2011-82759)
 (32) 優先日 平成23年4月4日 (2011.4.4)
 (33) 優先権主張国 日本国 (JP)

(71) 出願人 000004260
 株式会社デンソー
 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
 (74) 代理人 110001128
 特許業務法人ゆうあい特許事務所
 (72) 発明者 加藤 吉毅
 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
 社デンソー内
 (72) 発明者 斎藤 充克
 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
 社デンソー内
 (72) 発明者 稲垣 充晴
 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
 社デンソー内

最終頁に続く

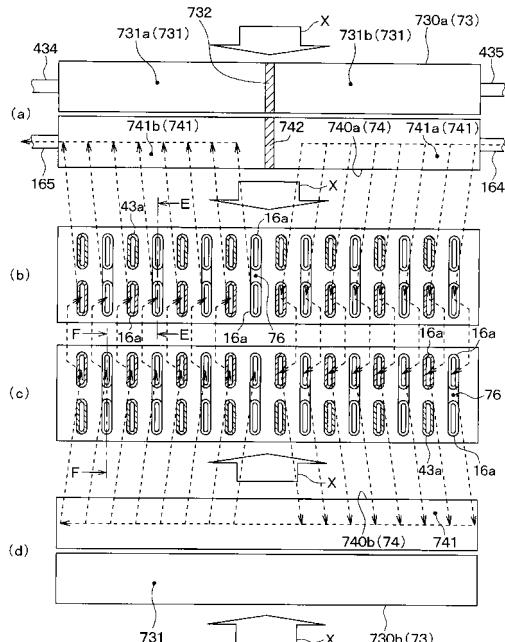
(54) 【発明の名称】熱交換器

(57) 【要約】

【課題】3種類の流体間の熱交換量を適切に調整可能な熱交換器を提供する。

【解決手段】冷媒用チューブ16aおよび冷却水用チューブ43aのうち少なくとも一方のチューブを積層配置して構成されて、冷媒および冷却水のうち少なくとも一方と空気とを熱交換させる熱交換部71、72を備え、冷媒用チューブ16aおよび冷却水用チューブ43aの隣り合うチューブ16a、43a間に形成される空間に、空気が流通する空気用通路70aを形成し、熱交換部71、72として、空気の流れ方向の上流側に配置される上流側熱交換部71、および、空気の流れ方向における上流側熱交換部71の下流側に配置される下流側熱交換部72を設け、上流側熱交換部71を構成するチューブの総チューブ本数に対する冷媒用チューブ16aの本数割合と、下流側熱交換部72を構成するチューブの総チューブ本数に対する冷媒用チューブ16aの本数割合とが異なるようにする。

【選択図】図7



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

内部に第1流体が流通する第1チューブ(16a)と、
 内部に第2流体が流通する第2チューブ(43a)と、
 前記第1チューブ(16a)および前記第2チューブ(43a)のうち少なくとも一方のチューブ(16a)を積層配置して構成されて、前記第1流体および前記第2流体のうち少なくとも一方と第3流体とを熱交換させる熱交換部(71、72)とを備え、
 前記第1チューブ(16a)および前記第2チューブ(43a)の隣り合うチューブ(16a、43a)間に形成される空間は、前記第3流体が流通する第3流体用通路(70a)を形成しており、
 前記熱交換部(71、72)として、前記第3流体の流れ方向の上流側に配置される上流側熱交換部(71)、および、前記第3流体の流れ方向における前記上流側熱交換部(71)の下流側に配置される下流側熱交換部(72)が設けられ、
 前記上流側熱交換部(71)を構成する前記第1チューブ(16a)および前記第2チューブ(43a)の総チューブ本数に対する前記第1チューブ(16a)の本数割合と、前記下流側熱交換部(72)を構成する前記第1チューブ(16a)および前記第2チューブ(43a)の総チューブ本数に対する前記第1チューブ(16a)の本数割合とが異なることを特徴とする熱交換器。

【請求項 2】

前記第3流体用通路(70a)には、前記第1流体と前記第3流体との熱交換および前記第2流体と前記第3流体との熱交換を促進するとともに、前記第1チューブ(16a)を流通する前記第1流体と前記第2チューブ(43a)を流通する前記第2流体との間の熱移動を可能とするアウターフィン(50)が配置されていることを特徴とする請求項1に記載の熱交換器。

【請求項 3】

前記上流側熱交換部(71)は、前記第1チューブ(16a)および前記第2チューブ(43a)の双方によって構成され、

前記下流側熱交換部(72)は、前記第1チューブ(16a)によって構成され、
 さらに、前記上流側熱交換部(71)を構成する前記第1チューブ(16a)および前記第2チューブ(43a)の積層方向に延びて、前記第2チューブ(43a)を流通する前記第2流体の集合あるいは分配を行う上流側第2流体空間(731)が形成された上流側タンク部(73)と、

前記下流側熱交換部(72)を構成する前記第1チューブ(16a)の積層方向に延びて、前記第1チューブ(16a)を流通する前記第1流体の集合あるいは分配を行う下流側第1流体空間(741)が形成された下流側タンク部(74)とを備え、

前記上流側熱交換部(71)を構成する前記第1チューブ(16a)と前記下流側第1流体空間(741)とを連通させる連通路(76)が設けられていることを特徴とする請求項1または2に記載の熱交換器。

【請求項 4】

前記上流側熱交換部(71)は、前記第1チューブ(16a)および前記第2チューブ(43a)の双方によって構成され、

前記下流側熱交換部(72)は、前記第1チューブ(16a)によって構成され、
 さらに、前記上流側熱交換部(71)を構成する前記第1チューブ(16a)および前記第2チューブ(43a)の積層方向に延びて、前記第1チューブ(16a)を流通する前記第1流体の集合あるいは分配を行う上流側第1流体空間(733)および前記第2チューブ(43a)を流通する前記第2流体の集合あるいは分配を行う上流側第2流体空間(731)が形成された上流側タンク部(73)と、

前記下流側熱交換部(72)を構成する前記第1チューブ(16a)の積層方向に延びて、前記第1チューブ(16a)を流通する前記第1流体の集合あるいは分配を行う下流側第1流体空間(741)が形成された下流側タンク部(74)とを備え、

10

20

30

40

50

前記上流側第1流体空間(733)と前記下流側第1流体空間(741)とを連通させる連通路(76)が設けられていることを特徴とする請求項1または2に記載の熱交換器。

【請求項5】

前記連通路(76)は、前記上流側熱交換部(71)を構成する前記第1チューブ(16a)および前記下流側熱交換部(72)を構成する前記第1チューブ(16a)のうち、前記第3流体の流れ方向から見たときに、互いに重合配置された前記第1チューブ(16a)の端部同士を結ぶ方向に延びていることを特徴とする請求項3または4に記載の熱交換器。

【請求項6】

前記上流側熱交換部(71)は、前記第1チューブ(16a)および前記第2チューブ(43a)の双方によって構成され、

前記下流側熱交換部(72)は、前記第1チューブ(16a)によって構成され、

さらに、前記上流側熱交換部(71)を構成する前記第1チューブ(16a)および前記第2チューブ(43a)の積層方向に延びて、前記第1チューブ(16a)を流通する前記第1流体の集合あるいは分配を行う上流側第1流体空間(733)および前記第2チューブ(43a)を流通する前記第2流体の集合あるいは分配を行う上流側第2流体空間(731)が形成された上流側タンク部(73)と、

前記下流側熱交換部(72)を構成する前記第1チューブ(16a)の積層方向に延びて、前記第1チューブ(16a)を流通する前記第1流体の集合あるいは分配を行う下流側第1流体空間(741)が形成された下流側タンク部(74)と、

前記第1流体が流れる第1流体用配管と連結される1つの配管用連結口(81)に対して、前記上流側タンク部(73)に連結されて前記上流側第1流体空間(733)に連通する上流側熱交換部用連結口(82)および前記下流側タンク部(74)に連結されて前記下流側第1流体空間(741)に連通する下流側熱交換部用連結口(83)を持つコネクタ部(80)とを備えることを特徴とする請求項1または2に記載の熱交換器。

【請求項7】

前記コネクタ部(80)は、前記配管用連結口(81)から前記上流側熱交換部用連結口(82)までの距離(L1)と、前記配管用連結口(81)から前記下流側熱交換部用連結口(83)までの距離(L2)とが異なっていることを特徴とする請求項6に記載の熱交換器。

【請求項8】

前記コネクタ部(80)は、前記上流側熱交換部用連結口(82)の開口面積(S1)と、前記前記下流側熱交換部用連結口(83)の開口面積(S2)とが異なっていることを特徴とする請求項6または7に記載の熱交換器。

【請求項9】

蒸気圧縮式の冷凍サイクルにおいて冷媒を蒸発させる蒸発器として用いられる熱交換器であって、

前記第1流体は、前記冷凍サイクルの冷媒であり、

前記第2流体は、外部熱源の有する熱量を吸熱した熱媒体であり、

前記第3流体は、空気であることを特徴とする請求項1ないし8のいずれか1つに記載の熱交換器。

【請求項10】

蒸気圧縮式の冷凍サイクルにおいて圧縮機吐出冷媒を放熱させる放熱器として用いられる熱交換器であって、

前記第1流体は、前記冷凍サイクルの冷媒であり、

前記第2流体は、外部熱源の有する熱量を吸熱した熱媒体であり、

前記第3流体は、空気であることを特徴とする請求項1ないし8のいずれか1つに記載の熱交換器。

【発明の詳細な説明】

10

20

30

40

50

【技術分野】**【0001】**

本発明は、3種類の流体間で熱交換可能に構成された複合型の熱交換器に関する。

【背景技術】**【0002】**

従来、3種類の流体間で熱交換可能に構成された複合型の熱交換器が知られている。例えば、特許文献1に開示された熱交換器では、冷凍サイクルの冷媒と室外空気(外気)との間での熱交換、およびエンジンを冷却する冷却水と外気との間での熱交換が可能に構成された複合型の熱交換器が開示されている。

【0003】

10

具体的には、この特許文献1の熱交換器は、内部に複数の流体通路を有する複数のチューブと、複数のチューブの両端部に配置されて当該複数のチューブと連通する一対のヘッダタンクを備えている。ヘッダタンクは、内部空間を2つの空間に仕切る仕切板を有しており、2つの空間のうち一方の空間に冷媒が流れ、他方の空間に冷却水が流れるように構成されている。チューブ内の複数の流体流路は、ヘッダタンク内の仕切板によって、冷媒が流通する冷媒流路と、冷却水が流通する冷却水流路とに分割されている。

【先行技術文献】**【特許文献】****【0004】****【特許文献1】特許4239121号公報**

20

【発明の概要】**【発明が解決しようとする課題】****【0005】**

ところが、上記特許文献1に記載の熱交換器では、1本のチューブに複数の流体流路が形成されたものを採用し、複数の流体流路のうち、空気流れ上流側に配置される流体流路(冷却水流路)に冷却水を流し、空気流れ下流側に配置される流体流路(冷媒流路)に冷媒を流している。そのため、冷却水流路を流れる冷却水が有する熱を、隣接する冷媒流路に伝熱させることができても、冷媒流路の全域に伝熱させることができない。

【0006】

30

このような不充分な伝熱は、例えば、チューブの冷媒流路を冷凍サイクルの蒸発器として適用した場合に、冷媒の吸熱作用により生じた霜を溶解させるために冷却水の有する熱を有効活用できないという問題を生じさせる。

【0007】

これに対し、本出願人は、先に特願2010-145011にて、冷媒が流れる冷媒用チューブと外部熱源の冷却水が流れる冷却水用チューブとを互いに交互に積層配置とともに、隣り合う冷媒用チューブと冷却水用チューブとの間に形成されて外気を流通させる外気通路に、冷媒用チューブと冷却水用チューブとの間の熱移動を可能とするアウターフィンを配置した熱交換器を提案している(以下、先願例という)。これにより、冷媒と送風空気との間の熱交換、冷却水と送風空気との間の熱交換だけでなく、冷媒と冷却水との間の熱交換も実現できる。

40

【0008】

このため、例えば、冷媒用チューブに付着した霜を取り除く除霜時に、冷却水の有する熱を冷媒用チューブの全域に対して伝熱させることができるので、冷却水の有する熱を有効活用することができる。

【0009】

ところで、先願例には、冷媒用チューブと冷却水用チューブとが互いに交互に積層配置された例が開示されている。しかしながら、冷媒用チューブと冷却水用チューブとを単に交互に配置するだけでは、冷却水の有する熱が、除霜を行うために必要な熱量に対して過剰になってしまうことがある。

【0010】

50

さらに、冷却水用チューブの本数の増加は、熱交換器全体としての冷媒用チューブの本数の減少を招く。したがって、熱交換器全体として冷媒と送風空気とを熱交換させる領域の縮小を招き、冷媒と送風空気との熱交換量を適切に確保できない要因となる。その結果、必要な吸熱能力を確保するために、熱交換器の大型化を招く原因ともなる。

【0011】

本発明は上記点に鑑みて、3種類の流体間の熱交換量を適切に調整可能な熱交換器を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0012】

上記目的を達成するため、請求項1に記載の発明では、内部に第1流体が流通する第1チューブ(16a)と、内部に第2流体が流通する第2チューブ(43a)と、第1チューブ(16a)および第2チューブ(43a)のうち少なくとも一方のチューブ(16a)を積層配置して構成されて、第1流体および第2流体のうち少なくとも一方と第3流体とを熱交換させる熱交換部(71、72)とを備え、第1チューブ(16a)および第2チューブ(43a)の隣り合うチューブ(16a、43a)間に形成される空間は、第3流体が流通する第3流体用通路(70a)を形成しており、熱交換部(71、72)として、第3流体の流れ方向の上流側に配置される上流側熱交換部(71)、および、第3流体の流れ方向における上流側熱交換部(71)の下流側に配置される下流側熱交換部(72)が設けられ、上流側熱交換部(71)を構成する第1チューブ(16a)および第2チューブ(43a)の総チューブ本数に対する第1チューブ(16a)の本数割合と、下流側熱交換部(72)を構成する第1チューブ(16a)および第2チューブ(43a)の総チューブ本数に対する第1チューブ(16a)の本数割合とが異なっていることを特徴としている。10

【0013】

これによれば、上流側熱交換部(71)を構成する第1チューブ(16a)および第2チューブ(43a)の総チューブ本数に対する第1チューブ(16a)の本数割合、および、下流側熱交換部(72)を構成する第1チューブ(16a)および第2チューブ(43a)の総チューブ本数に対する第1チューブ(16a)の本数割合を変更することで、熱交換器(70)全体として3種類の流体間の熱交換量を調整することができる。したがって、3種類の流体間の熱交換量を適切に調整可能な熱交換器を提供できる。20

【0014】

また、請求項2に記載の発明では、請求項1に記載の熱交換器において、第3流体用通路(70a)には、第1流体と第3流体との熱交換および第2流体と第3流体との熱交換を促進するとともに、第1チューブ(16a)を流通する第1流体と第2チューブ(43a)を流通する第2流体との間の熱移動を可能とするアウターフィン(50)が配置されていることを特徴としている。

【0015】

これによれば、第1流体および第3流体については、第1チューブ(16a)およびアウターフィン(50)を介して、適切に熱交換させることができる。第2流体および第3流体については、第2チューブ(43a)およびアウターフィン(50)を介して、適切に熱交換させることができる。さらに、第1流体および第2流体については、アウターフィン(50)を介して、適切に熱交換させることができる。従って、3種類の流体間で適切な熱交換を行うことができる。30

【0016】

また、請求項3に記載の発明では、請求項1または2に記載の熱交換器において、上流側熱交換部(71)は、第1チューブ(16a)および第2チューブ(43a)の双方によって構成され、下流側熱交換部(72)は、第1チューブ(16a)によって構成され、さらに、上流側熱交換部(71)を構成する第1チューブ(16a)および第2チューブ(43a)の積層方向に延びて、第2チューブ(43a)を流通する第2流体の集合あるいは分配を行う上流側第2流体空間(731)が形成された上流側タンク部(73)と40

、下流側熱交換部(72)を構成する第1チューブ(16a)の積層方向に延びて、第1チューブ(16a)を流通する第1流体の集合あるいは分配を行う下流側第1流体空間(741)が形成された下流側タンク部(74)とを備え、上流側熱交換部(71)を構成する第1チューブ(16a)と下流側第1流体空間(741)とを連通させる連通路(76)が設けられていることを特徴としている。

【0017】

これによれば、上流側熱交換部(71)が第1チューブ(16a)および第2チューブ(43a)の双方によって構成され、下流側熱交換部(72)が第1チューブ(16a)によって構成される熱交換器において、上流側熱交換部(71)を構成する第1チューブ(16a)および第2チューブ(43a)の総チューブ本数に対する第1チューブ(16a)の本数割合と、下流側熱交換部(72)を構成する第1チューブ(16a)および第2チューブ(43a)の総チューブ本数に対する第1チューブ(16a)の本数割合とが異なる構成を容易かつ確実に実現できる。

10

【0018】

また、請求項4に記載の発明では、請求項1または2に記載の熱交換器において、上流側熱交換部(71)は、第1チューブ(16a)および第2チューブ(43a)の双方によって構成され、下流側熱交換部(72)は、第1チューブ(16a)によって構成され、さらに、上流側熱交換部(71)を構成する第1チューブ(16a)および第2チューブ(43a)の積層方向に延びて、第1チューブ(16a)を流通する第1流体の集合あるいは分配を行う上流側第1流体空間(733)および第2チューブ(43a)を流通する第2流体の集合あるいは分配を行う上流側第2流体空間(731)が形成された上流側タンク部(73)と、下流側熱交換部(72)を構成する第1チューブ(16a)の積層方向に延びて、第1チューブ(16a)を流通する第1流体の集合あるいは分配を行う下流側第1流体空間(741)が形成された下流側タンク部(74)とを備え、上流側第1流体空間(733)と下流側第1流体空間(741)とを連通させる連通路(76)が設けられていることを特徴としている。

20

【0019】

これによれば、上流側熱交換部(71)が第1チューブ(16a)および第2チューブ(43a)の双方によって構成され、下流側熱交換部(72)が第1チューブ(16a)によって構成される熱交換器において、上流側熱交換部(71)を構成する第1チューブ(16a)および第2チューブ(43a)の総チューブ本数に対する第1チューブ(16a)の本数割合と、下流側熱交換部(72)を構成する第1チューブ(16a)および第2チューブ(43a)の総チューブ本数に対する第1チューブ(16a)の本数割合とが異なる構成を容易かつ確実に実現できる。

30

【0020】

また、請求項5に記載の発明のように、請求項3または4に記載の熱交換器において、連通路(76)は、上流側熱交換部(71)を構成する第1チューブ(16a)および下流側熱交換部(72)を構成する第1チューブ(16a)のうち、第3流体の流れ方向から見たときに、互いに重合配置された第1チューブ(16a)の端部同士を結ぶ方向に延びていてもよい。これにより、熱交換器の構成を大型化させてしまうことを抑制できる。

40

【0021】

なお、本発明における「互いに重合配置された第1チューブ(16a)の端部同士を結ぶ方向」とは、第3流体の流れ方向成分を含む方向を意味している。

【0022】

また、請求項6に記載の発明では、請求項1または2に記載の熱交換器において、上流側熱交換部(71)は、第1チューブ(16a)および第2チューブ(43a)の双方によって構成され、下流側熱交換部(72)は、第1チューブ(16a)によって構成され、さらに、上流側熱交換部(71)を構成する第1チューブ(16a)および第2チューブ(43a)の積層方向に延びて、第1チューブ(16a)を流通する第1流体の集合あるいは分配を行う上流側第1流体空間(733)および第2チューブ(43a)を流通す

50

る第2流体の集合あるいは分配を行う上流側第2流体空間(731)が形成された上流側タンク部(73)と、下流側熱交換部(72)を構成する第1チューブ(16a)の積層方向に延びて、第1チューブ(16a)を流通する第1流体の集合あるいは分配を行う下流側第1流体空間(741)が形成された下流側タンク部(74)と、第1流体が流れる第1流体用配管と連結される1つの配管用連結口(81)に対して、上流側タンク部(73)に連結されて上流側第1流体空間(733)に連通する上流側熱交換部用連結口(82)および下流側タンク部(74)に連結されて下流側第1流体空間(741)に連通する下流側熱交換部用連結口(83)を持つコネクタ部(80)とを備えることを特徴としている。

【0023】

これによれば、コネクタ部(80)の内部で第1流体を分岐もしくは合流させて、上流側熱交換部(71)と下流側熱交換部(72)との間を第1流体が流れるように、上流側タンク部(73)および下流側タンク部(74)の内部に連通路を設ける場合と比較して、この連通路を省略でき、上流側タンク部(73)および下流側タンク部(74)の内部構造を簡略化することができる。

【0024】

請求項6に記載の熱交換器においては、請求項7に記載のように、配管用連結口(81)から上流側熱交換部用連結口(82)までの距離(L1)と、配管用連結口(81)から下流側熱交換部用連結口(83)までの距離(L2)とを異ならせたり、請求項8に記載のように、上流側熱交換部用連結口(82)の開口面積(S1)と、下流側熱交換部用連結口(83)の開口面積(S2)とを異ならせたりすることで、第1流体の流量分配の調整を容易に行うことができる。

【0025】

また、請求項9に記載の発明では、蒸気圧縮式の冷凍サイクルにおいて冷媒を蒸発させる蒸発器として用いられる請求項1ないし8のいずれか1つに記載の熱交換器であって、第1流体は、冷凍サイクルの冷媒であり、第2流体は、外部熱源の有する熱量を吸熱した熱媒体であり、第3流体は、空気であることを特徴としている。

【0026】

これによれば、第1流体である冷媒を蒸発させて吸熱作用を発揮させた際に蒸発器(熱交換器)に着霜が生じても、第2流体である熱媒体の有する熱量によって、除霜を行うことができる。

【0027】

また、請求項10に記載の発明では、蒸気圧縮式の冷凍サイクルにおいて圧縮機吐出冷媒を放熱させる放熱器として用いられる請求項1ないし8のいずれか1つに記載の熱交換器であって、第1流体は、冷凍サイクルの冷媒であり、第2流体は、外部熱源の有する熱量を吸熱した熱媒体であり、第3流体は、空気であることを特徴とする。

【0028】

これによれば、冷凍サイクルを作動させて圧縮機吐出冷媒の有する熱量によって熱媒体を加熱することができるので、外部熱源の暖機を行うことができる。

【0029】

なお、この欄および特許請求の範囲で記載した各手段の括弧内の符号は、後述する実施形態に記載の具体的手段との対応関係を示すものである。

【図面の簡単な説明】

【0030】

【図1】第1実施形態のヒートポンプサイクルの暖房運転時の冷媒流路等を示す全体構成図である。

【図2】第1実施形態のヒートポンプサイクルの除霜運転時の冷媒流路等を示す全体構成図である。

【図3】第1実施形態のヒートポンプサイクルの冷房運転時の冷媒流路等を示す全体構成図である。

10

20

30

40

50

【図4】第1実施形態の熱交換器の外観斜視図である。

【図5】第1実施形態の熱交換器の分解斜視図である。

【図6】第1実施形態の熱交換器における冷媒および冷却水の流れを説明する模式的な斜視図である。

【図7】第1実施形態の熱交換器の冷媒流れ等を示す断面図である。

【図8】第1実施形態の熱交換器の冷却水流れ等を示す断面図である。

【図9】図7のE-E断面図である。

【図10】図7のF-F断面図である。

【図11】第2実施形態の熱交換器の斜視断面図である。

【図12】第3実施形態の熱交換器の斜視断面図である。

【図13】第4実施形態のヒートポンプサイクルの暖房運転時の冷媒流路等を示す全体構成図である。

【図14】第4実施形態のヒートポンプサイクルの暖機運転時の冷媒流路等を示す全体構成図である。

【図15】第4実施形態のヒートポンプサイクルの冷房運転時の冷媒流路等を示す全体構成図である。

【図16】第5実施形態の熱交換器の外観斜視図である。

【図17】第5実施形態の熱交換器における冷媒および冷却水の流れを説明する模式的な斜視図である。

【図18】第5実施形態の熱交換器に取り付けられるコネクタの外観斜視図である。

【図19】第5実施形態の熱交換器の斜視断面図である。

【図20】第6実施形態の熱交換器に取り付けられるコネクタの外観斜視図である。

【図21】図20のコネクタの上面図である。

【図22】第7実施形態の熱交換器に取り付けられるコネクタの正面図である。

【発明を実施するための形態】

【0031】

以下、本発明の実施形態について図に基づいて説明する。なお、以下の各実施形態相互において、互いに同一もしくは均等である部分には、図中、同一符号を付してある。

【0032】

(第1実施形態)

図1～図10により、本発明の第1実施形態を説明する。本実施形態では、本発明の熱交換器70を、車両用空調装置1において車室内送風空気の温調を行うヒートポンプサイクル10に適用している。図1～図3は、本第1実施形態の車両用空調装置1の全体構成図である。

【0033】

この車両用空調装置1は、内燃機関(エンジン)および走行用電動モータMGから車両走行用の駆動力を得る、いわゆるハイブリッド車両に適用されている。

【0034】

ハイブリッド車両は、車両の走行負荷等に応じてエンジンを作動あるいは停止させて、エンジンおよび走行用電動モータMGの双方から駆動力を得て走行する走行状態や、エンジンを停止させて走行用電動モータMGのみから駆動力を得て走行する走行状態等を切り替えることができる。これにより、ハイブリッド車両では、車両走行用の駆動力をエンジンのみから得る通常の車両に対して車両燃費を向上させることができる。

【0035】

ヒートポンプサイクル10は、車両用空調装置1において、空調対象空間である車室内へ送風される車室内送風空気を加熱あるいは冷却する機能を果たす蒸気圧縮式の冷凍サイクルである。従って、このヒートポンプサイクル10は、冷媒流路を切り替えて、熱交換対象流体である車室内送風空気を加熱して車室内を暖房する暖房運転(加熱運転)、車室内送風空気を冷却して車室内を冷房する冷房運転(冷却運転)を実行できる。

【0036】

10

20

30

40

50

さらに、このヒートポンプサイクル10では、暖房運転時に冷媒を蒸発させる蒸発器として機能する後述する複合型の熱交換器70の室外熱交換部16に着いた霜を融解させて取り除く除霜運転を実行することもできる。なお、図1～図3のヒートポンプサイクル10に示す全体構成図では、各運転時における冷媒の流れを実線矢印で示している。

【0037】

また、本実施形態のヒートポンプサイクル10では、冷媒として通常のフロン系冷媒を採用しており、高圧側冷媒圧力が冷媒の臨界圧力を超えない亜臨界冷凍サイクルを構成している。この冷媒には圧縮機11を潤滑するための冷凍機油が混入されており、冷凍機油の一部は冷媒とともにサイクルを循環している。

【0038】

まず、圧縮機11は、エンジルーム内に配置されて、ヒートポンプサイクル10において冷媒を吸入し、圧縮して吐出するもので、吐出容量が固定された固定容量型圧縮機11aを電動モータ11bにて駆動する電動圧縮機である。固定容量型圧縮機11aとしては、具体的に、スクロール型圧縮機構、ベーン型圧縮機構等の各種圧縮機構を採用できる。

【0039】

電動モータ11bは、後述する空調制御装置から出力される制御信号によって、その作動(回転数)が制御されるもので、交流モータ、直流モータのいずれの形式を採用してもよい。そして、この回転数制御によって、圧縮機11の冷媒吐出能力が変更される。従って、本実施形態では、電動モータ11bが圧縮機11の吐出能力変更手段を構成する。

【0040】

圧縮機11の冷媒吐出口には、利用側熱交換器としての室内凝縮器12の冷媒入口側が接続されている。室内凝縮器12は、車両用空調装置1の室内空調ユニット30のケーシング31内に配置されて、その内部を流通する高温高圧冷媒と後述する室内蒸発器20通過後の車室内送風空気とを熱交換させる加熱用熱交換器である。なお、室内空調ユニット30の詳細構成については後述する。

【0041】

室内凝縮器12の冷媒出口側には、暖房運転時に室内凝縮器12から流出した冷媒を減圧膨張させる暖房運転用の減圧手段としての暖房用固定絞り13が接続されている。この暖房用固定絞り13としては、オリフィス、キャピラリチューブ等を採用できる。暖房用固定絞り13の出口側には、複合型の熱交換器70の室外熱交換部16の冷媒入口側が接続されている。

【0042】

さらに、室内凝縮器12の冷媒出口側には、室内凝縮器12から流出した冷媒を、暖房用固定絞り13を迂回させて室外熱交換部16側へ導く固定絞り迂回用通路14が接続されている。この固定絞り迂回用通路14には、固定絞り迂回用通路14を開閉する開閉弁15aが配置されている。開閉弁15aは、空調制御装置から出力される制御電圧によって、その開閉作動が制御される電磁弁である。

【0043】

また、冷媒が開閉弁15aを通過する際に生じる圧力損失は、固定絞り13を通過する際に生じる圧力損失に対して極めて小さい。従って、室内凝縮器12から流出した冷媒は、開閉弁15aが開いている場合には固定絞り迂回用通路14側を介して室外熱交換部16へ流入し、開閉弁15aが閉じている場合には暖房用固定絞り13を介して室外熱交換部16へ流入する。

【0044】

これにより、開閉弁15aは、ヒートポンプサイクル10の冷媒流路を切り替えることができる。従って、本実施形態の開閉弁15aは、冷媒流路切替手段としての機能を果たす。なお、このような冷媒流路切替手段としては、室内凝縮器12出口側と暖房用固定絞り13入口側とを接続する冷媒回路および室内凝縮器12出口側と固定絞り迂回用通路14入口側とを接続する冷媒回路を切り替える電気式の三方弁等を採用してもよい。

10

20

30

40

50

【0045】

室外熱交換部16は、熱交換器70において内部を流通する冷媒と送風ファン17から送風された外気とを熱交換させる熱交換部である。この室外熱交換部16は、エンジンルーム内に配置されて、暖房運転時には、低圧冷媒を蒸発させて吸熱作用を発揮させる蒸発用熱交換部として機能し、冷房運転時には、高圧冷媒を放熱させる放熱用熱交換部として機能する。

【0046】

また、送風ファン17は、空調制御装置から出力される制御電圧によって稼働率、すなわち回転数（送風空気量）が制御される電動式送風機である。

【0047】

さらに、本実施形態の熱交換器70では、上述の室外熱交換部16および走行用電動モータMGを冷却する冷却水と送風ファン17から送風された外気とを熱交換させる後述するラジエータ部43と一体的に構成している。

【0048】

このため、本実施形態の送風ファン17は、室外熱交換部16およびラジエータ部43の双方に向けて外気を送風する室外送風手段を構成している。なお、室外熱交換部16およびラジエータ部43とを一体的に構成した複合型の熱交換器70の詳細構成については後述する。

【0049】

室外熱交換部16の出口側には、電気式の三方弁15bが接続されている。この三方弁15bは、空調制御装置から出力される制御電圧によって、その作動が制御されるもので、上述した開閉弁15aとともに、冷媒流路切替手段を構成している。

【0050】

より具体的には、三方弁15bは、暖房運転時には、室外熱交換部16の出口側と後述するアキュムレータ18の入口側とを接続する冷媒流路に切り替え、冷房運転時には、室外熱交換部16の出口側と冷房用固定絞り19の入口側とを接続する冷媒流路に切り替える。

【0051】

冷房用固定絞り19は、冷房運転時に室外熱交換部16から流出した冷媒を減圧膨張させる冷房運転用の減圧手段であり、その基本的構成は、暖房用固定絞り13と同様である。冷房用固定絞り19の出口側には、室内蒸発器20の冷媒入口側が接続されている。

【0052】

室内蒸発器20は、室内空調ユニット30のケーシング31内のうち、室内凝縮器12よりも空気流れの上流側に配置されて、その内部を流通する冷媒と車室内送風空気とを熱交換させ、車室内送風空気を冷却する冷却用熱交換器である。室内蒸発器20の冷媒出口側には、アキュムレータ18の入口側が接続されている。

【0053】

アキュムレータ18は、その内部に流入した冷媒の気液を分離して、サイクル内の余剰冷媒を蓄える低圧側冷媒用の気液分離器である。アキュムレータ18の気相冷媒出口には、圧縮機11の吸入側が接続されている。従って、このアキュムレータ18は、圧縮機11に液相冷媒が吸入されてしまうことを抑制して、圧縮機11の液圧縮を防止する機能を果たす。

【0054】

本実施形態のヒートポンプサイクル10では、冷房運転時に、熱交換器70のラジエータ部43から流出する冷却水の温度が、熱交換器70の室外熱交換部16から流出する冷媒の温度より低くなっている。これにより、室外熱交換部16が高圧冷媒を放熱させる放熱用熱交換部として機能する冷房運転時において、室外熱交換部16から流出する冷媒の過冷却度を上昇させることができるので、サイクル効率を向上できる。

【0055】

一方、本実施形態のヒートポンプサイクル10では、暖房運転時に、熱交換器70のラ

10

20

30

40

50

ジエータ部43内部の冷却水の温度が、熱交換器70の室外熱交換部16から流出する冷媒の温度より高くなっている。これにより、室外熱交換部16が低圧冷媒を蒸発させて吸熱作用を発揮させる蒸発用熱交換部として機能する暖房運転時において、冷却水の有する熱量を吸熱することによって冷媒が加熱されて、冷媒の蒸発が促進される。

【0056】

次に、室内空調ユニット30について説明する。室内空調ユニット30は、車室内最前部の計器盤（インストルメントパネル）の内側に配置されて、その外殻を形成するケーシング31内に送風機32、前述の室内凝縮器12、室内蒸発器20等を収容したものである。

【0057】

ケーシング31は、車室内に送風される車室内送風空気の空気通路を形成しており、ある程度の弾性を有し、強度的にも優れた樹脂（例えば、ポリプロピレン）にて成形されている。ケーシング31内の車室内送風空気流れ最上流側には、車室内空気（内気）と外気とを切替導入する内外気切替装置33が配置されている。

【0058】

内外気切替装置33には、ケーシング31内に内気を導入させる内気導入口および外気を導入させる外気導入口が形成されている。さらに、内外気切替装置33の内部には、内気導入口および外気導入口の開口面積を連続的に調整して、内気の風量と外気の風量との風量割合を変化させる内外気切替ドアが配置されている。

【0059】

内外気切替装置33の空気流れ下流側には、内外気切替装置33を介して吸入された空気を車室内へ向けて送風する送風機32が配置されている。この送風機32は、遠心多翼ファン（シロッコファン）を電動モータにて駆動する電動送風機であって、空調制御装置から出力される制御電圧によって回転数（送風量）が制御される。

【0060】

送風機32の空気流れ下流側には、室内蒸発器20および室内凝縮器12が、車室内送風空気の流れに対して、この順に配置されている。換言すると、室内蒸発器20は、室内凝縮器12に対して、車室内送風空気の流れ方向上流側に配置されている。

【0061】

さらに、室内蒸発器20の空気流れ下流側であって、かつ、室内凝縮器12の空気流れ上流側には、室内蒸発器20通過後の送風空気のうち、室内凝縮器12を通過させる風量割合を調整するエアミックスドア34が配置されている。また、室内凝縮器12の空気流れ下流側には、室内凝縮器12にて冷媒と熱交換して加熱された送風空気と室内凝縮器12を迂回して加熱されていない送風空気とを混合させる混合空間35が設けられている。

【0062】

ケーシング31の空気流れ最下流部には、混合空間35にて混合された空調風を、冷却対象空間である車室内へ吹き出す吹出口が配置されている。具体的には、この吹出口としては、車室内の乗員の上半身に向けて空調風を吹き出すフェイス吹出口、乗員の足元に向けて空調風を吹き出すフット吹出口、および、車両前面窓ガラス内側面に向けて空調風を吹き出すデフロスタ吹出口（いずれも図示せず）が設けられている。

【0063】

従って、エアミックスドア34が室内凝縮器12を通過させる風量の割合を調整することによって、混合空間35にて混合された空調風の温度が調整され、各吹出口から吹き出される空調風の温度が調整される。つまり、エアミックスドア34は、車室内へ送風される空調風の温度を調整する温度調整手段を構成している。

【0064】

換言すると、エアミックスドア34は、利用側熱交換器を構成する室内凝縮器12において、圧縮機11吐出冷媒と車室内送風空気との熱交換量を調整する熱交換量調整手段としての機能を果たす。なお、エアミックスドア34は、空調制御装置から出力される制御信号によって作動が制御される図示しないサーボモータによって駆動される。

10

20

30

40

50

【0065】

さらに、フェイス吹出口、フット吹出口、およびデフロスタ吹出口の空気流れ上流側には、それぞれ、フェイス吹出口の開口面積を調整するフェイスクロスドア、フット吹出口の開口面積を調整するフットドア、デフロスタ吹出口の開口面積を調整するデフロスタドア（いずれも図示せず）が配置されている。

【0066】

これらのフェイスクロスドア、フットドア、デフロスタドアは、吹出口モードを切り替える吹出口モード切替手段を構成するものであって、リンク機構等を介して、空調制御装置から出力される制御信号によってその作動が制御される図示しないサーボモータによって駆動される。

10

【0067】

次に、冷却水循環回路40について説明する。この冷却水循環回路40は、作動時に発熱を伴う車載機器の一つである前述の走行用電動モータMGの内部に形成された冷却水通路に、冷却媒体（熱媒体）としての冷却水（例えば、エチレングリコール水溶液）を循環させて、走行用電動モータMGを冷却する冷却水循環回路である。

【0068】

この冷却水循環回路40には、冷却水ポンプ41、電気式の三方弁42、複合型の熱交換器70のラジエータ部43、このラジエータ部43を迂回させて冷却水を流すバイパス通路44等が配置されている。

20

【0069】

冷却水ポンプ41は、冷却水循環回路40において冷却水を走行用電動モータMGの内部に形成された冷却水通路へ圧送する電動式のポンプであり、空調制御装置から出力される制御信号によって回転数（流量）が制御される。従って、冷却水ポンプ41は、走行用電動モータMGを冷却する冷却水の流量を変化させて冷却能力を調整する冷却能力調整手段としての機能を果たす。

【0070】

三方弁42は、冷却水ポンプ41の入口側とラジエータ部43の出口側とを接続して冷却水をラジエータ部43へ流入させる冷却水回路、および、冷却水ポンプ41の入口側とバイパス通路44の出口側とを接続して冷却水をラジエータ部43を迂回させて流す冷却水回路を切り替える。この三方弁42は、空調制御装置から出力される制御電圧によって、その作動が制御されるもので、冷却水回路の回路切替手段を構成している。なお、三方弁42は、冷却水回路を切り替えることで、ラジエータ部43への冷却水の流入量を制御する冷却水流入量制御手段としての機能も果たす。

30

【0071】

つまり、本実施形態の冷却水循環回路40では、図1等の破線矢印に示すように、冷却水ポンプ41 走行用電動モータMG ラジエータ部43 冷却水ポンプ41の順に冷却水を循環させる冷却水回路と、冷却水ポンプ41 走行用電動モータMG バイパス通路44 冷却水ポンプ41の順に冷却水を循環させる冷却水回路とを切り替えることができる。

40

【0072】

従って、走行用電動モータMGの作動中に、三方弁42が、冷却水をラジエータ部43を迂回させて流す冷却水回路に切り替えると、冷却水はラジエータ部43にて放熱することなく、その温度を上昇させる。つまり、三方弁42が、冷却水をラジエータ部43を迂回させて流す冷却水回路に切り替えた際には、走行用電動モータMGの有する熱量（発熱量）が冷却水に蓄熱されることになる。

【0073】

本実施形態の冷却水循環回路40では、熱交換器70のラジエータ部43から流出する冷却水の温度が予め定めた基準温度（本実施形態では65）以下となっている。これにより、走行用電動モータMGのインバータを高熱から保護することができる。

50

【0074】

室外熱交換部 16 は、エンジンルーム内に配置されて、冷却水と送風ファン 17 から送風された外気とを熱交換させる放熱用熱交換部として機能する。前述の如く、ラジエータ部 43 は、室外熱交換部 16 とともに複合型の熱交換器 70 を構成している。

【0075】

ここで、図 4 ~ 図 10 を用いて、本実施形態の複合型の熱交換器 70 の詳細構成について説明する。図 4 は本第 1 実施形態の熱交換器 70 の外観斜視図であり、図 5 は熱交換器 70 の分解斜視図である。

【0076】

図 6 は熱交換器 70 における冷媒流れおよび冷却水流れを説明するための模式的な斜視図である。なお、図 6 では、ヒートポンプサイクル 10 における冷媒の流れを実線で示し、冷却水循環回路 40 における冷却水の流れを破線矢印で示している。

10

【0077】

図 7 (a) および図 8 (a) は図 6 の A - A 断面図であり、図 7 (b) および図 8 (b) は図 6 の B - B 断面図であり、図 7 (c) および図 8 (c) は図 6 の C - C 断面図であり、図 7 (d) および図 8 (d) は図 6 の D - D 断面図である。なお、図 7 の破線矢印は冷媒流れを示しており、図 8 の破線矢印は冷却水流れを示している。また、図 9 は図 7 の E - E 断面図であり、図 10 は図 7 の F - F 断面図である。

【0078】

まず、図 5、6 に示すように、複合型の熱交換器 70 は、冷媒または冷却水を流通させる複数本のチューブ、この複数本のチューブの両端側に配置されてそれぞれのチューブを流通する冷媒または冷却水の集合あるいは分配を行う一対の集合分配用タンク等を有する、いわゆるタンクアンドチューブ型の熱交換器構造に構成されている。

20

【0079】

より具体的には、複合型の熱交換器 70 は、内部に第 1 流体としての冷媒が流通する冷媒用チューブ 16a と、内部に第 2 流体としての冷却水が流通する冷却水用チューブ 43a とを備えている。

【0080】

また、複合型の熱交換器 70 は、冷媒用チューブ 16a および冷却水用チューブ 43a を交互に積層配置して構成された上流側熱交換部 71 を備えている。上流側熱交換部 71 は、冷媒用チューブ 16a を流通する冷媒と冷媒用チューブ 16a の周囲を流れる第 3 流体としての空気（送風ファン 17 から送風された外気）とを熱交換させるとともに、冷却水用チューブ 43a を流通する冷却水と冷却水用チューブ 43a の周囲を流れる空気（送風ファン 17 から送風された外気）とを熱交換させる熱交換部である。

30

【0081】

上流側熱交換部 71 の外気流れ下流側には、冷媒用チューブ 16a を積層配置して構成された下流側熱交換部 72 が設けられている。下流側熱交換部 72 は、冷媒用チューブ 16a を流通する冷媒と冷媒用チューブ 16a の周囲を流れる空気（送風ファン 17 から送風された外気）とを熱交換させる熱交換部である。

【0082】

冷媒用チューブ 16a および冷却水用チューブ 43a としては、長手方向垂直断面の形状が扁平形状の扁平チューブが採用されている。より具体的には、冷媒用チューブ 16a としては、押出加工により成形された偏平多穴形状の断面形状を有するチューブが採用されている。また、冷却水用チューブ 43a としては、1 枚の板材を折り曲げることによって形成された扁平二穴形状の断面形状を有するチューブが採用されている。

40

【0083】

上流側熱交換部 71 を構成する冷媒用チューブ 16a および冷却水用チューブ 43a は、その外表面のうち平坦面同士が互いに平行に、かつ、対向するように所定の間隔を開けて交互に積層配置されている。同様に、下流側熱交換部 72 を構成する冷媒用チューブ 16a についても、所定の間隔を開けて積層配置されている。

【0084】

50

上流側熱交換部71を構成する冷媒用チューブ16aは、冷却水用チューブ43aの間に配置され、冷却水用チューブ43aは、冷媒用チューブ16aの間に配置されている。また、下流側熱交換部72を構成する冷媒用チューブ16aと、上流側熱交換部71を構成する冷媒用チューブ16aまたは冷却水用チューブ43aとは、送風ファン17によって送風された外気の流れ方向から見たときに、互いに重合配置されている。

【0085】

ここで、上流側熱交換部71においては、冷媒用チューブ16aと冷却水用チューブ43aとが1本ずつ交互に配置されているので、冷媒用チューブ16aの合計本数と冷却水用チューブ43aの合計本数とが同じになっている。このため、上流側熱交換部71を構成する冷媒用チューブ16aおよび冷却水用チューブ43aの総チューブ本数に対する冷媒用チューブ16aの本数割合（以下、上流側本数割合という）は0.5である。

10

【0086】

一方、下流側熱交換部72は、冷媒用チューブ16aのみで構成されている。このため、下流側熱交換部72を構成する冷媒用チューブ16aおよび冷却水用チューブ43aの総チューブ本数に対する冷媒用チューブ16aの本数割合（以下、下流側本数割合という）は1である。

【0087】

したがって、本実施形態の複合型の熱交換器70では、上流側本数割合が下流側本数割合より小さくなっている。

20

【0088】

熱交換器70において、上流側熱交換部71を構成する冷媒用チューブ16aと冷却水用チューブ43aとの間に形成される空間、および下流側熱交換部72を構成する隣り合う冷媒用チューブ16a間に形成される空間は、送風ファン17によって送風された外気が流通する外気通路70a（第3流体用通路）を形成している。

30

【0089】

そして、この外気通路70aには、冷媒と外気との熱交換および冷却水と外気との熱交換を促進するとともに、上流側熱交換部71を構成する冷媒用チューブ16aを流通する冷媒と冷却水用チューブ43aを流通する冷却水との間の熱移動、および下流側熱交換部72を構成する隣り合う冷媒用チューブ16aを流通する冷媒同士の熱移動を可能とするアウターフィン50が配置されている。

【0090】

このアウターフィン50としては、伝熱性に優れる金属の薄板を波状に曲げ成形したコルゲートフィンが採用されており、本実施形態では、このアウターフィン50が、上流側熱交換部71を構成する冷媒用チューブ16aおよび冷却水用チューブ43aの双方に接合されることによって、冷媒用チューブ16aと冷却水用チューブ43aとの間の熱移動を可能としている。さらには、アウターフィン50が、下流側熱交換部72を構成する隣り合う冷媒用チューブ16a同士に接合されることによって、隣り合う冷媒用チューブ16a間の熱移動を可能としている。

30

【0091】

次に、上流側タンク部73および下流側タンク部74について説明する。積層型の熱交換部70は、上流側熱交換部71を構成する冷媒用チューブ16aおよび冷却水用チューブ43aの積層方向に延びる上流側タンク部73と、下流側熱交換部72を構成する冷媒用チューブ16aの積層方向に延びる下流側タンク部74を備えている。

40

【0092】

上流側タンク部73には、上流側熱交換部71を構成する冷却水用チューブ43aを流通する冷却水の集合あるいは分配を行う上流側冷却水空間731が形成されている。また、下流側タンク部74には、下流側熱交換部72を構成する冷媒用チューブ16aの集合あるいは分配を行う下流側冷媒空間741が形成されている。

【0093】

上流側タンク部73および下流側タンク部74は、一体に形成されている。以下、上流

50

側タンク部 7 3 と下流側タンク部 7 4 が一体化されたものを、ヘッダタンク 7 5 という。

【0 0 9 4】

ヘッダタンク 7 5 は、外気の流れ方向に 2 列に配置された冷媒用チューブ 1 6 a および冷却水用チューブ 4 3 a の双方が固定されるヘッダプレート 7 5 1、ヘッダプレート 7 5 1 に固定される中間プレート部材 7 5 2、並びに、タンク形成部材 7 5 3 を有している。

【0 0 9 5】

タンク形成部材 7 5 3 は、ヘッダプレート 7 5 1 および中間プレート部材 7 5 2 に固定されることによって、その内部に上述した上流側冷却水空間 7 3 1 および下流側冷媒空間 7 4 1 を形成するものである。具体的には、タンク形成部材 7 5 3 は、平板金属にプレス加工を施すことにより、その長手方向から見たときに、二山状 (W 字状) に形成されている。

10

【0 0 9 6】

そして、タンク形成部材 7 5 3 の二山状の中央部 7 5 3 c が中間プレート部材 7 5 2 に接合されることによって、上流側冷却水空間 7 3 1 および下流側冷媒空間 7 4 1 が区画されている。

【0 0 9 7】

中間プレート部材 7 5 2 には、図 9 および図 10 の断面図に示すように、ヘッダプレート 7 5 1 に固定されることによって、ヘッダプレート 7 5 1 との間に冷媒用チューブ 1 6 a に連通する複数の連通用空間 7 6 を形成する複数の凹み部 7 5 2 a が形成されている。

20

【0 0 9 8】

凹み部 7 5 2 a における外気流れ下流側、すなわち下流側タンク部 7 4 の下流側冷媒空間 7 4 1 と対応する部位には、その表裏を貫通する第 1 貫通穴 7 5 2 b が形成されている。これにより、連通用空間 7 6 と下流側タンク部 7 4 の下流側冷媒空間 7 4 1 とが連通している。

20

【0 0 9 9】

このため、上流側熱交換部 7 1 を構成する冷媒用チューブ 1 6 a から連通用空間 7 6 に流入した冷媒は、第 1 貫通穴 7 5 2 b から下流側冷媒空間 7 4 1 に流出する。したがって、この連通用空間 7 6 は、上流側熱交換部 7 1 を構成する冷媒用チューブ 1 6 a と下流側タンク部 7 4 の下流側冷媒空間 7 4 1 とを連通させる連通路としての機能を果たす。

30

【0 1 0 0】

連通用空間 7 6 は、上流側熱交換部 7 1 を構成する冷媒用チューブ 1 6 a および下流側熱交換部 7 2 を構成する冷媒用チューブ 1 6 a のうち、外気の流れ方向から見たときに、互いに重合配置された冷媒用チューブ 1 6 a の端部同士を結ぶ方向に延びている。より具体的には、連通用空間 7 6 は、上流側熱交換部 7 1 を構成する冷媒用チューブ 1 6 a および下流側熱交換部 7 2 を構成する冷媒用チューブ 1 6 a の端部において、外気の流れ方向に延びている。

30

【0 1 0 1】

また、中間プレート部材 7 5 2 における、上流側熱交換部 7 1 を構成する冷却水用チューブ 4 3 a に対応する部位には、その表裏を貫通する第 2 貫通穴 7 5 2 c が設けられている。この第 2 貫通穴 7 5 2 c には、上流側熱交換部 7 1 を構成する冷却水用チューブ 4 3 a が貫通している。これにより、上流側熱交換部 7 1 を構成する冷却水用チューブ 4 3 a が、タンク形成部材 7 5 3 内に形成される上流側冷却水空間 7 3 1 に連通している。

40

【0 1 0 2】

さらに、図 5 に示すように、上流側熱交換部 7 1 におけるヘッダタンク 7 5 側の端部では、冷却水用チューブ 4 3 a が冷媒用チューブ 1 6 a よりも、ヘッダタンク 7 5 側へ突出している。つまり、冷媒用チューブ 1 6 a のヘッダタンク 7 5 側の端部と冷却水用チューブ 4 3 a のヘッダタンク 7 5 側の端部は、不揃いに配置されている。

【0 1 0 3】

一方、中間プレート部材 7 5 2 における、下流側熱交換部 7 2 を構成する冷媒用チューブ 1 6 a のうち連通用空間 7 6 と連通しない冷媒用チューブ 1 6 a に対応する部位には、

50

その表裏を貫通する第3貫通穴752dが設けられている。この第3貫通穴752dには、下流側熱交換部72を構成する冷媒用チューブ16aのうち連通用空間76と連通しない冷媒用チューブ16aが貫通している。これにより、下流側熱交換部72を構成する冷媒用チューブ16aのうち連通用空間76と連通しない冷媒用チューブ16aが、タンク形成部材753内に形成される下流側冷媒空間741に連通している。

【0104】

さらに、図5に示すように、下流側熱交換部72におけるヘッダタンク75側の端部では、連通用空間76と連通しない冷媒用チューブ16aが、連通用空間76と連通する冷媒用チューブ16aよりも、ヘッダタンク75側へ突出している。つまり、隣り合う冷媒用チューブ16aの端部同士は、不揃いに配置されている。

10

【0105】

ところで、タンク形成部材753の中央部753cは、中間プレート部材752に形成された凹み部752aに適合する形状に形成されており、上流側冷却水空間731と下流側冷媒空間741は、ヘッダプレート751および中間プレート部材752の接合部位から内部の冷却水または冷媒が漏れないように区画されている。

【0106】

また、図4に示すように、冷却水用チューブ43aの長手方向一端側（図の紙面上側）に配置される上流側タンク部73の長手方向一端側（図の紙面左側）には、上流側冷却水空間731へ冷却水を流入させる冷却水流入配管434が接続されている。冷却水用チューブ43aの長手方向一端側に配置される上流側タンク部73の長手方向他端側（図の紙面右側）には、上流側冷却水空間731から冷却水を流出させる冷却水流出配管435が接続されている。冷却水用チューブ43aの長手方向他端側（図の紙面下側）に配置される上流側タンク部73の長手方向両端側は、閉塞部材によって閉塞されている。

20

【0107】

また、冷媒用チューブ16aの長手方向一端側（図の紙面上側）に配置される下流側タンク部74の長手方向一端側（図の紙面左側）には、下流側冷媒空間741から冷媒を流出させる冷媒流出配管165が接続されている。冷媒用チューブ16aの長手方向一端側に配置される下流側タンク部74の長手方向他端側（図の紙面右側）には、下流側冷媒空間741へ冷媒を流入させる冷媒流入配管164が接続されている。冷媒用チューブ16aの長手方向他端側（図の紙面下側）に配置される下流側タンク部74の長手方向両端側は、閉塞部材によって閉塞されている。

30

【0108】

また、図7および図8の模式的な断面図に示すように、冷却水用チューブ43aの長手方向一端側（図4の紙面上側）に配置される上流側タンク部73（以下、第1上流側タンク部730aという）には、上流側冷却水空間731を、第1上流側タンク部730aの長手方向に2つに仕切る上流側仕切部材732が配置されている。

30

【0109】

以下、上流側仕切部材732により仕切られた2つの上流側冷却水空間731のうち、冷却水流入配管434と連通する空間を第1上流側冷却水空間731aといい、冷却水流出配管435と連通する空間を第2上流側冷却水空間731bといふ。また、冷却水用チューブ43aの長手方向他端側（図4の紙面下側）に配置される上流側タンク部73を、第2上流側タンク部730bといふ。

40

【0110】

一方、冷媒用チューブ16aの長手方向一端側（図4の紙面上側）に配置される下流側タンク部74（以下、第1下流側タンク部740aといふ）には、下流側冷媒空間741を、第1下流側タンク部740aの長手方向に2つに仕切る下流側仕切部材742が配置されている。

【0111】

以下、下流側仕切部材742により仕切られた2つの下流側冷媒空間741のうち、冷媒流入配管164と連通する空間を第1下流側冷媒空間741aといい、冷媒流出配管1

50

65と連通する空間を第2下流側冷媒空間741bという。また、冷媒用チューブ16aの長手方向他端側(図4の紙面下側)に配置される下流側タンク部74を、第2下流側タンク部740bという。

【0112】

従って、本実施形態の熱交換器70では、図6の模式的な斜視図および図7の模式的な断面図に示すように、冷媒流入配管164を介して第1下流側タンク部740aの第1下流側冷媒空間741aへ流入した冷媒の一部が、下流側熱交換部72を構成する冷媒用チューブ16aへ流入し、当該冷媒用チューブ16a内を図の上側から下側に向かって流れ。また、第1下流側タンク部740aの第1下流側冷媒空間741aへ流入した冷媒の他の一部は、ヘッダプレート751と中間プレート部材752との間に形成された連通用空間76を介して、上流側熱交換部71を構成する冷媒用チューブ16aへ流入し、当該冷媒用チューブ16a内を図の上側から下側に向かって流れ。

10

【0113】

下流側熱交換部72を構成する冷媒用チューブ16aから流出した冷媒は、第2下流側タンク部740bの下流側冷媒空間741にて集合する。また、上流側熱交換部71を構成する冷媒用チューブ16aから流出した冷媒は、ヘッダプレート751と中間プレート部材752との間に形成された連通用空間76を介して、第2下流側タンク部740bの下流側冷媒空間741にて集合する。

20

【0114】

第2下流側タンク部740bの下流側冷媒空間741にて集合した冷媒は、図の右側から左側に向かって流れ。その後、第2下流側タンク部740bの下流側冷媒空間741にて集合した冷媒の一部は、下流側熱交換部72を構成する冷媒用チューブ16aへ流入し、当該冷媒用チューブ16a内を図の下側から上側に向かって流れ。また、第2下流側タンク部740bの下流側冷媒空間741にて集合した冷媒の他の一部は、ヘッダプレート751と中間プレート部材752との間に形成された連通用空間76を介して、下流側熱交換部72を構成する冷媒用チューブ16aへ流入し、当該冷媒用チューブ16a内を図の下側から上側に向かって流れ。

20

【0115】

下流側熱交換部72を構成する冷媒用チューブ16aから流出した冷媒は、第1下流側タンク部740aの第2下流側冷媒空間741bにて集合する。また、上流側熱交換部71を構成する冷媒用チューブ16aから流出した冷媒は、ヘッダプレート751と中間プレート部材752との間に形成された連通用空間76を介して、第1下流側タンク部740aの第2下流側冷媒空間741bにて集合する。

30

【0116】

第1下流側タンク部740aの第2下流側冷媒空間741bにて集合した冷媒は、図の右側から左側に向かって流れ、冷媒流出配管165から流出していく。

【0117】

一方、本実施形態の熱交換器70では、図6の模式的な斜視図および図8の模式的な断面図に示すように、冷却水流入配管434を介して第1上流側タンク部730aの第1上流側冷却水空間731aへ流入した冷却水が、上流側熱交換部71を構成する冷却水用チューブ43aへ流入し、当該冷却水用チューブ43a内を図の上側から下側に向かって流れ。

40

【0118】

上流側熱交換部71を構成する冷却水用チューブ43aから流出した冷却水は、第2上流側タンク部730bの上流側冷却水空間731にて集合する。そして、第2上流側タンク部730bの上流側冷却水空間731にて集合した冷却水は、図の左側から右側に向かって流れ。

【0119】

その後、第2上流側タンク部730bの上流側冷却水空間731にて集合した冷却水は、上流側熱交換部71を構成する冷却水用チューブ43aへ流入し、当該冷却水用チュ

50

ブ43a内を図の下側から上側に向かって流れる。上流側熱交換部71を構成する冷却水用チューブ43aから流出した冷却水は、第1上流側タンク部730aの第2上流側冷却水空間731bにて集合する。

【0120】

第1上流側タンク部730aの第2上流側冷却水空間731bにて集合した冷却水は、図の左側から右側に向かって流れ、冷却水流出配管435から流出していく。

【0121】

上述した熱交換器70では、上流側熱交換部71を構成する冷媒用チューブ16aおよび下流側熱交換部72を構成する冷媒用チューブ16aの双方により室外熱交換部16が構成されており、上流側熱交換部71を構成する冷却水用チューブ43aによりラジエタ部43が構成されている。

10

【0122】

また、上述した熱交換器70の冷媒用チューブ16a、冷却水用チューブ43a、ヘッダタンク75の各構成部品およびアウターフィン50は、いずれも同一の金属材料（本実施形態では、アルミニウム合金）で形成されている。そして、中間プレート部材752を挟み込んだ状態でヘッダプレート751とタンク形成部材753がかしめによって固定されている。

20

【0123】

さらに、かしめ固定された状態の熱交換器70全体を加熱炉内へ投入して加熱し、各構成部品表面に予めクラッドされたろう材を融解させ、さらに、再びろう材が凝固するまで冷却することで、各構成部品が一体にろう付けされる。これにより、室外熱交換部16とラジエタ部43とが一体化されている。

20

【0124】

なお、上記の説明から明らかなように、本実施形態の冷媒は、特許請求の範囲に記載された第1流体に対応し、冷却水は第2流体に対応し、空気（外気）は第3流体に対応し、冷媒用チューブ16aは第1チューブに対応し、冷却水用チューブ43aは第2チューブに対応している。また、連通用空間76が、特許請求の範囲に記載された連通路に対応している。

30

【0125】

次に、本実施形態の電気制御部について説明する。空調制御装置は、CPU、ROMおよびRAM等を含む周知のマイクロコンピュータとその周辺回路から構成され、そのROM内に記憶された空調制御プログラムに基づいて各種演算、処理を行い、出力側に接続された各種空調制御機器11、15a、15b、17、41、42等の作動を制御する。

30

【0126】

また、空調制御装置の入力側には、車室内温度を検出する内気センサ、外気温を検出する外気センサ、車室内の日射量を検出する日射センサ、室内蒸発器20の吹出空気温度（蒸発器温度）を検出する蒸発器温度センサ、圧縮機11吐出冷媒温度を検出する吐出冷媒温度センサ、室外熱交換部16出口側冷媒温度Teを検出する出口冷媒温度センサ51、走行用電動モータMGへ流入する冷却水温度Twを検出する冷却水温度検出手段としての冷却水温度センサ52等の種々の空調制御用のセンサ群が接続されている。

40

【0127】

なお、本実施形態では、冷却水温度センサ52によって、冷却水ポンプ41から圧送された冷却水温度Twを検出しているが、もちろん冷却水ポンプ41に吸入される冷却水温度Twを検出してもよい。

【0128】

さらに、空調制御装置の入力側には、車室内前部の計器盤付近に配置された図示しない操作パネルが接続され、この操作パネルに設けられた各種空調操作スイッチからの操作信号が入力される。操作パネルに設けられた各種空調操作スイッチとしては、車両用空調装置の作動スイッチ、車室内温度を設定する車室内温度設定スイッチ、運転モードの選択スイッチ等が設けられている。

50

【0129】

なお、空調制御装置は、圧縮機11の電動モータ11b、開閉弁15a等を制御する制御手段が一体に構成され、これらの作動を制御するものであるが、本実施形態では、空調制御装置のうち、圧縮機11の作動を制御する構成（ハードウェアおよびソフトウェア）が冷媒吐出能力制御手段を構成し、冷媒流路切替手段を構成する各種機器15a、15bの作動を制御する構成が冷媒流路制御手段を構成し、冷却水の回路切替手段を構成する三方弁42の作動を制御する構成が冷却水回路制御手段を構成している。

【0130】

さらに、本実施形態の空調制御装置は、上述した空調制御用のセンサ群の検出信号に基づいて、室外熱交換部16に着霜が生じているか否かを判定する構成（着霜判定手段）を有している。具体的には、本実施形態の着霜判定手段では、車両の車速が予め定めた基準車速（本実施形態では、20km/h）以下であって、かつ、室外熱交換部16出口側冷媒温度Teが0以下のときに、室外熱交換部16に着霜が生じていると判定する。

10

【0131】

次に、上記構成における本実施形態の車両用空調装置1の作動を説明する。本実施形態の車両用空調装置1では、車室内を暖房する暖房運転、車室内を冷房する冷房運転を実行することができるとともに、暖房運転時に、除霜運転を実行することができる。以下に各運転における作動を説明する。

【0132】

(a) 暖房運転

20

暖房運転は、操作パネルの作動スイッチが投入（ON）された状態で、選択スイッチによって暖房運転モードが選択されると開始される。そして、暖房運転時に、着霜判定手段によって室外熱交換部16の着霜が生じていると判定された際には除霜運転が実行される。

【0133】

まず、通常の暖房運転時には、空調制御装置が、開閉弁15aを閉じるとともに、三方弁15bを室外熱交換部16の出口側とアキュムレータ18の入口側とを接続する冷媒流路に切り替え、さらに、冷却水ポンプ41を予め定めた所定流量の冷却水を圧送するよう作動させるとともに、冷却水循環回路40の三方弁42を冷却水がラジエータ部43を迂回して流れる冷却水回路に切り替える。

30

【0134】

これにより、ヒートポンプサイクル10は、図1の実線矢印に示すように冷媒が流れる冷媒流路に切り替えられ、冷却水循環回路40は、図1の破線矢印に示すように冷却水が流れる冷却水回路に切り替えられる。

【0135】

この冷媒流路および冷却水回路の構成で、空調制御装置が上述の空調制御用のセンサ群の検出信号および操作パネルの操作信号を読み込む。そして、検出信号および操作信号の値に基づいて車室内へ吹き出す空気の目標温度である目標吹出温度TAOを算出する。

【0136】

さらに、算出された目標吹出温度TAOおよびセンサ群の検出信号に基づいて、空調制御装置の出力側に接続された各種空調制御機器の作動状態を決定する。

40

【0137】

例えば、圧縮機11の冷媒吐出能力、すなわち圧縮機11の電動モータに出力される制御信号については、以下のように決定される。まず、目標吹出温度TAOに基づいて、予め空調制御装置に記憶された制御マップを参照して、室内蒸発器20の目標蒸発器吹出温度TEOを決定する。

【0138】

そして、この目標蒸発器吹出温度TEOと蒸発器温度センサによって検出された室内蒸発器20からの吹出空気温度との偏差に基づいて、フィードバック制御手法を用いて室内蒸発器20からの吹出空気温度が目標蒸発器吹出温度TEOに近づくように、圧縮機11

50

の電動モータに出力される制御信号が決定される。

【0139】

また、エアミックスドア34のサーボモータへ出力される制御信号については、目標吹出温度TAO、室内蒸発器20からの吹出空気温度および吐出冷媒温度センサによって検出された圧縮機11吐出冷媒温度等を用いて、車室内へ吹き出される空気の温度が車室内温度設定スイッチによって設定された乗員の所望の温度となるように決定される。

【0140】

なお、通常の暖房運転時および除霜運転時には、送風機32から送風された車室内送風空気の全風量が、室内凝縮器12を通過するようにエアミックスドア34の開度を制御してもよい。

10

【0141】

そして、上記の如く決定された制御信号等を各種空調制御機器へ出力する。その後、操作パネルによって車両用空調装置の作動停止が要求されるまで、所定の制御周期毎に、上述の検出信号および操作信号の読み込み 目標吹出温度TAOの算出 各種空調制御機器の作動状態決定 制御電圧および制御信号の出力といった制御ルーチンが繰り返される。

【0142】

なお、このような制御ルーチンの繰り返しは、他の運転時にも基本的に同様に行われる。

【0143】

通常の暖房運転時のヒートポンプサイクル10では、圧縮機11から吐出された高圧冷媒が室内凝縮器12へ流入する。室内凝縮器12へ流入した冷媒は、送風機32から送風されて室内蒸発器20を通過した車室内送風空気と熱交換して放熱する。これにより、車室内送風空気が加熱される。

20

【0144】

室内凝縮器12から流出した高圧冷媒は、開閉弁15aが閉じているので、暖房用固定絞り13へ流入して減圧膨張される。そして、暖房用固定絞り13にて減圧膨張された低圧冷媒は、室外熱交換部16へ流入する。室外熱交換部16へ流入した低圧冷媒は、送風ファン17によって送風された外気から吸熱して蒸発する。

【0145】

この際、冷却水循環回路40では、冷却水がラジエータ部43を迂回して流れる冷却水回路に切り替えられているので、冷却水が室外熱交換部16を流通する冷媒に放熱することや、冷却水が室外熱交換部16を流通する冷媒から吸熱することはない。つまり、冷却水が室外熱交換部16を流通する冷媒に対して熱的な影響を及ぼすことはない。

30

【0146】

室外熱交換部16から流出した冷媒は、三方弁15bが、室外熱交換部16の出口側とアキュムレータ18の入口側とを接続する冷媒流路に切り替えられているので、アキュムレータ18へ流入して気液分離される。そして、アキュムレータ18にて分離された気相冷媒が、圧縮機11に吸入されて再び圧縮される。

【0147】

以上の如く、通常の暖房運転時には、室内凝縮器12にて圧縮機11から吐出された冷媒の有する熱量によって車室内送風空気が加熱されて、車室内の暖房を行うことができる。

40

【0148】

(b) 除霜運転

次に、除霜運転について説明する。ここで、本実施形態のヒートポンプサイクル10のように、室外熱交換部16にて冷媒と外気とを熱交換させて冷媒を蒸発させる冷凍サイクル装置では、室外熱交換部16における冷媒蒸発温度が着霜温度（具体的には、0）以下になってしまふと室外熱交換部16に着霜が生じるおそれがある。

【0149】

このような着霜が生じると、熱交換器70の外気通路70aが霜によって閉塞されてしまふ。

50

まうので、室外熱交換部 16 の熱交換能力が著しく低下してしまう。そこで、本実施形態のヒートポンプサイクル 10 では、暖房運転時に、着霜判定手段によって室外熱交換部 16 の着霜が生じていると判定された際に除霜運転を実行する。

【0150】

この除霜運転では、空調制御装置が圧縮機 11 の作動を停止させるとともに、送風ファン 17 の作動を停止させる。従って、除霜運転時には、通常の暖房運転時に対して、室外熱交換部 16 へ流入する冷媒流量が減少し、外気通路 70a へ流入する外気の風量が減少することになる。

【0151】

さらに、空調制御装置が冷却水循環回路 40 の三方弁 42 を、図 2 の破線矢印に示すように、冷却水をラジエータ部 43 へ流入させる冷却水回路に切り替える。これにより、ヒートポンプサイクル 10 に冷媒は循環することなく、冷却水循環回路 40 は、図 2 の破線矢印に示すように冷媒が流れる冷却水回路に切り替えられる。

10

【0152】

従って、ラジエータ部 43 の冷却水用チューブ 43a を流通する冷却水の有する熱量がアウターフィン 50 を介して、室外熱交換部 16 に伝熱されて、室外熱交換部 16 の除霜がなされる。つまり、走行用電動モータ MG の廃熱を有効に利用した除霜が実現される。

【0153】

(c) 冷房運転

冷房運転は、操作パネルの作動スイッチが投入 (ON) された状態で、選択スイッチによって冷房運転モードが選択されると開始される。この冷房運転時には、空調制御装置が、開閉弁 15a を開くとともに、三方弁 15b を室外熱交換部 16 の出口側と冷房用固定絞り 19 の入口側とを接続する冷媒流路に切り替える。これにより、ヒートポンプサイクル 10 は、図 3 の実線矢印に示すように冷媒が流れる冷媒流路に切り替えられる。

20

【0154】

この際、冷却水循環回路 40 の三方弁 42 については、冷却水温度 T_w が基準温度以上になった際には、冷却水をラジエータ部 43 へ流入させる冷却水回路に切り替え、冷却水温度 T_w が予め定めた基準温度未満になった際には、冷却水がラジエータ部 43 を迂回して流れる冷却水回路に切り替えられる。なお、図 3 では、冷却水温度 T_w が基準温度以上になった際の冷却水の流れを破線矢印で示している。

30

【0155】

冷房運転時のヒートポンプサイクル 10 では、圧縮機 11 から吐出された高圧冷媒が室内凝縮器 12 へ流入して、送風機 32 から送風されて室内蒸発器 20 を通過した車室内送風空気と熱交換して放熱する。室内凝縮器 12 から流出した高圧冷媒は、開閉弁 15a が開いているので、固定絞り迂回用通路 14 を介して室外熱交換部 16 へ流入する。室外熱交換部 16 へ流入した低圧冷媒は、送風ファン 17 によって送風された外気にさらに放熱する。

【0156】

室外熱交換部 16 から流出した冷媒は、三方弁 15b が、室外熱交換部 16 の出口側と冷房用固定絞り 19 の入口側とを接続する冷媒流路に切り替えられているので、冷房用固定絞り 19 にて減圧膨張される。冷房用固定絞り 19 から流出した冷媒は、室内蒸発器 20 へ流入して、送風機 32 によって送風された車室内送風空気から吸熱して蒸発する。これにより、車室内送風空気が冷却される。

40

【0157】

室内蒸発器 20 から流出した冷媒は、アキュムレータ 18 へ流入して気液分離される。そして、アキュムレータ 18 にて分離された気相冷媒が、圧縮機 11 に吸入されて再び圧縮される。以上の如く、冷房運転時には、室内蒸発器 20 にて低圧冷媒が車室内送風空気から吸熱して蒸発することによって、車室内送風空気が冷却されて車室内の冷房を行うことができる。

【0158】

50

本実施形態の車両用空調装置 1 では、上記の如く、ヒートポンプサイクル 1 0 の冷媒流路および冷却水循環回路 4 0 の冷却水回路を切り替えることによって、種々の運転を実行することができる。さらに、本実施形態では、上述した特徴的な熱交換器 7 0 を採用しているので、冷媒、冷却水、外気の 3 種類の流体間の熱交換量を適切に調整することができる。

【 0 1 5 9 】

より詳細には、本実施形態の熱交換器 7 0 では、上流側熱交換部 7 1 を構成するチューブの総チューブ本数に対する冷媒用チューブ 1 6 a の本数割合である上流側本数割合が、下流側熱交換部 7 2 を構成するチューブの総チューブ本数に対する冷媒用チューブ 1 6 a の本数割合である下流側本数割合より小さくなっている。

10

【 0 1 6 0 】

具体的には、上流側熱交換部 7 1 を、冷媒用チューブ 1 6 a と冷却水用チューブ 4 3 a とを交互に配置することにより構成している。これにより、除霜運転時に、アウターフィン 5 0 を介して冷却水の有する熱量を冷媒用チューブ 1 6 a に伝熱することができるので、走行用電動モータ MG の廃熱を冷媒用チューブ 1 6 a の除霜のために、有効に利用することができる。

【 0 1 6 1 】

一方、下流側熱交換部 7 2 を、冷媒用チューブ 1 6 a のみで構成している。このため、下流側熱交換部 7 2 においては、冷媒と外気との熱交換量を充分に確保することができる。したがって、熱交換器 7 0 全体として冷媒と外気との熱交換量を適切に確保することができる。

20

【 0 1 6 2 】

このとき、上流側熱交換部 7 1 および下流側熱交換部 7 2 のうち、冷媒用チューブ 1 6 a に霜が付着しやすい上流側熱交換部 7 1 のみ、冷媒用チューブ 1 6 a と冷却水用チューブ 4 3 a とを交互に配置することにより構成することで、冷媒用チューブ 1 6 a の除霜を効率よく行いつつ、熱交換器 7 0 全体として冷媒と外気との熱交換量を適切に確保することができる。

【 0 1 6 3 】

さらに、本実施形態の熱交換器 7 0 では、室外熱交換部 1 6 の冷媒用チューブ 1 6 a とラジエータ部 4 3 の冷却水用チューブ 4 3 a との間に形成される外気通路 7 0 a にアウターフィン 5 0 を配置している。そして、このアウターフィン 5 0 により、冷媒用チューブ 1 6 a と冷却水用チューブ 4 3 a との間の熱移動を可能としている。

30

【 0 1 6 4 】

これにより、除霜運転時に、アウターフィン 5 0 を介して冷却水の有する熱量を冷媒用チューブ 1 6 a により確実に伝熱することができるので、走行用電動モータ MG の廃熱を冷媒用チューブ 1 6 a の除霜のために、より一層有効に利用することができる。

【 0 1 6 5 】

さらに、本実施形態の熱交換器 7 0 では、連通用空間 7 6 を、上流側熱交換部 7 1 を構成する冷媒用チューブ 1 6 a および下流側熱交換部 7 2 を構成する冷媒用チューブ 1 6 a のうち、外気の流れ方向から見たときに、互いに重合配置された冷媒用チューブ 1 6 a の端部同士を結ぶ方向、すなわち外気の流れ方向に延びるように形成しているので、熱交換器 7 0 の構成を大型化させてしまうことを抑制できる。

40

【 0 1 6 6 】

(第 2 実施形態)

次に、本発明の第 2 実施形態について図 1 1 に基づいて説明する。本第 2 実施形態は、上記第 1 実施形態と比較して、ヘッダタンク 7 5 の形状が異なるものである。図 1 1 は、本第 2 実施形態に係る熱交換器 7 0 を示す斜視断面図である。

【 0 1 6 7 】

図 1 1 に示すように、複合型の熱交換器 7 0 のヘッダタンク 7 5 は、冷媒用チューブ 1 6 a および冷却水用チューブ 4 3 a の双方が固定されるヘッダプレート 7 5 1 、並びに、

50

ヘッダプレート751に固定されることによって、その内部に後述する上流側冷媒空間733、上流側冷却水空間731および下流側冷媒空間741を形成するタンク形成部材753を有している。

【0168】

上流側タンク部73には、上流側熱交換部71を構成する冷媒用チューブ16aを流通する冷媒の集合あるいは分配を行う上流側冷媒空間733と、上流側熱交換部71を構成する冷却水用チューブ43aを流通する冷却水の集合あるいは分配を行う上流側冷却水空間731が形成されている。また、下流側タンク部74には、下流側熱交換部72を構成する冷媒用チューブ16aを流通する冷媒の集合あるいは分配を行う下流側冷媒空間741が形成されている。

10

【0169】

上流側タンク部73の内部には、当該タンク内の空間を外気の流れ方向に2つに分割する分割部材734が設けられている。これにより、分割部材734の外気流れ上流側に上流側冷却水空間731が形成され、分割部材734の外気流れ下流側に上流側冷媒空間733が形成されている。

【0170】

また、上流側タンク部73の内部には、上流側熱交換部71を構成する冷媒用チューブ16aを上流側冷媒空間733に連通させる第1連通穴735と、冷却水用チューブ43aを上流側冷却水空間731に連通させる第2連通穴736とが形成された中間部材737が設けられている。

20

【0171】

このため、上流側熱交換部71を構成する冷媒用チューブ16aと、上流側冷媒空間733とが、第1連通穴735を介して連通している。また、上流側熱交換部71を構成する冷却水用チューブ43aと、上流側冷却水空間731とが、第2連通穴736を介して連通している。

【0172】

本実施形態では、中間部材737は、分割部材734と一緒に形成されている。また、中間部材737は、ヘッダプレート751に固定されている。

【0173】

ヘッダタンク75には、上流側冷媒空間733と下流側冷媒空間741とを連通させる連通路としての機能を果たす連通用空間76が設けられている。本実施形態では、連通用空間76は、タンク形成部材753の中央部753cとヘッダプレート751との間に形成されている。

30

【0174】

これにより、本実施形態の熱交換器70においても、第1実施形態の図6と全く同様に、冷媒および冷却水を流すことができる。その他のヒートポンプサイクル10（車両用空調装置1）の構成および作動は第1実施形態と全く同様である。従って、本実施形態の車両用空調装置1を作動させても、第1実施形態と同様の効果を得ることができる。

【0175】

（第3実施形態）

40

次に、本発明の第3実施形態について図12に基づいて説明する。本第3実施形態は、上記第2実施形態と比較して、ヘッダタンク75の形状が異なるものである。図12は、本第3実施形態に係る熱交換器70を示す斜視断面図である。

【0176】

図12に示すように、本実施形態のヘッダタンク75のタンク形成部材753は、押出加工により成形されている。すなわち、タンク形成部材753の内部には、上流側冷却水空間731、上流側冷媒空間733、および下流側冷媒空間741が形成されている。また、タンク形成部材753とヘッダプレート751との間には、上流側熱交換部71を構成する冷媒用チューブ16aと下流側熱交換部72を構成する冷媒用チューブ16aとを連通させる連通用空間76が形成されている。

50

【0177】

タンク形成部材753には、上流側冷媒空間733と連通用空間76とを連通させる第1連通穴753aが形成されている。このため、上流側熱交換部71を構成する冷媒用チューブ16aと上流側冷媒空間733とが、連通用空間76および第1連通穴753aを介して連通している。

【0178】

タンク形成部材753には、上流側冷却水空間731と、上流側熱交換部71を構成する冷却水用チューブ43aとを連通させる第2連通穴753bが形成されている。このため、上流側熱交換部71を構成する冷却水用チューブ43aと上流側冷却水空間731とが、第2連通穴753bを介して連通している。

10

【0179】

タンク形成部材753には、下流側冷媒空間741と連通用空間76とを連通させる第3連通穴753dが形成されている。このため、下流側熱交換部72を構成する冷媒用チューブ16aと下流側冷媒空間741とが、連通用空間76および第3連通穴753dを介して連通している。

【0180】

上述したように、タンク形成部材753には、上流側冷媒空間733と連通用空間76とを連通させる第1連通穴753a、および、下流側冷媒空間741と連通用空間76とを連通させる第3連通穴753dが形成されている。したがって、上流側冷媒空間733と下流側冷媒空間741とが、連通用空間76を介して連通している。換言すると、連通用空間76は、上流側冷媒空間733と下流側冷媒空間741とを連通させる連通路としての機能を果たしている。

20

【0181】

これにより、本実施形態の熱交換器70においても、第1実施形態の図6と全く同様に、冷媒および冷却水を流すことができる。その他のヒートポンプサイクル10（車両用空調装置1）の構成および作動は第1実施形態と全く同様である。従って、本実施形態の車両用空調装置1を作動させても、第1実施形態と同様の効果を得ることができる。

【0182】

さらに、本実施形態では、タンク形成部材753の内部に、上流側冷却水空間731、上流側冷媒空間733、および下流側冷媒空間741を形成するとともに、タンク形成部材753とヘッダプレート751との間に、上流側熱交換部71を構成する冷媒用チューブ16aと下流側熱交換部72を構成する冷媒用チューブ16aとを連通させる連通用空間76を形成する構成を採用している。

30

【0183】

これにより、上流側冷却水空間731、上流側冷媒空間733、下流側冷媒空間741、および連通用空間76を形成するための中間プレート部材を廃止することができる。したがって、上流側タンク部73および下流側タンク部74を、低コストで容易に形成することができる。

【0184】

(第4実施形態)

40

次に、本発明の第4実施形態について図13～図15に基づいて説明する。本実施形態では、図13～図15の全体構成図に示すように、第1実施形態に対して、ヒートポンプサイクル10および冷却水循環回路40の構成を変更した例を説明する。なお、図13～図15では、ヒートポンプサイクル10における冷媒の流れを実線で示し、冷却水循環回路40における冷却水の流れを破線矢印で示している。

【0185】

具体的には、本実施形態の冷却水循環回路40は、作動時に発熱を伴う車載機器の一つであるエンジンEGの内部に形成された冷却水通路に、冷却媒体（熱媒体）としての冷却水を循環させて、エンジンEGを冷却する冷却水循環回路である。すなわち、本実施形態では、第1実施形態の走行用電動モータMGが廃止されており、代わりにエンジンEGを

50

配置している。

【0186】

さらに、本実施形態では、第1実施形態の室内凝縮器12が廃止されており、室内空調ユニット30のケーシング31内に第1実施形態の複合型の熱交換器70を配置している。そして、この熱交換器70のうち、第1実施形態の室外熱交換部16を室内凝縮器12として機能させている。以下、熱交換器70のうち室内凝縮器12として機能する部位を室内凝縮部と表記する。

【0187】

また、熱交換器70のうち、第1実施形態のラジエータ部43を、冷媒の有する熱により冷却水を加熱する熱回収用熱交換部45として機能させている。これにより、本実施形態のヒートポンプサイクル10では、冷媒の熱により冷却水を加熱してエンジンの暖機を行なう暖機運転を実行することもできる。熱回収用熱交換部45は、冷却水循環回路40におけるバイパス通路44に配置されている。

【0188】

一方、室外熱交換部16については、内部を流通する冷媒と送風ファン17から送風された外気とを熱交換させる单一の熱交換器として構成されている。同様に、ラジエータ部43については、内部を流通する冷却水と送風ファン46から送風された外気とを熱交換させる单一の熱交換器として構成されている。

【0189】

その他の構成は、第1実施形態と同様である。また、本実施形態では、除霜運転に代えて暖機運転が実行されるものの、その他の作動は、第1実施形態と同様である。

【0190】

以下、暖機運転について説明する。ここで、エンジンEGのオーバーヒートを抑制するためには、冷却水の温度は所定の上限温度以下に維持されるとともに、エンジンEGの内部に封入された潤滑用オイルの粘度増加によるフリクションロスを低減するためには、冷却水の温度は所定の下限温度以上に維持されることが望ましい。

【0191】

そこで、本実施形態のヒートポンプサイクル10では、暖房運転時に、冷却水温度Twが予め定めた基準温度以下になった際に暖機運転が実行される。この暖機運転では、ヒートポンプサイクル10の三方弁15bについては、通常の暖房運転時と同様に作動させ、冷却水循環回路40の三方弁42については、冷却水を図14の破線矢印に示すようにラジエータ43を迂回させる、すなわち熱回収用熱交換部45へ流入させる冷却水回路に切り替える。

【0192】

従って、図14の実線矢印に示すように、圧縮機11から吐出された高圧高温冷媒は、通常の暖房運転時と同様に、室内凝縮部12に流入する。室内凝縮部12へ流入した高圧冷媒の有する熱量は、三方弁42が冷却水を熱回収用熱交換部45へ流入させる冷却水回路に切り替えているので、送風機32によって送風された送風空気に伝熱とともに、アウターフィン50を介して冷却水に伝熱する。その他の作動は、通常の暖房運転時と同様である。

【0193】

以上の如く、暖機運転時には、室内凝縮器12にて圧縮機11から吐出された冷媒の有する熱量によって車室内送風空気が加熱されて、車室内の暖房を行うことができる。さらに、室内凝縮器12にて圧縮機11から吐出された冷媒の有する熱量は、アウターフィン50を介して冷却水にも伝熱されるので、冷却水の温度が上昇する。したがって、冷媒の有する熱量を利用して、エンジンEGの暖機を実現できる。

【0194】

もちろん、本実施形態のヒートポンプサイクル10に、第2、第3実施形態に記載した熱交換器70を適用してもよい。

【0195】

10

20

30

40

50

(第5実施形態)

次に、本発明の第5実施形態について図16～19に基づいて説明する。本第5実施形態は、上記第1実施形態と比較して、熱交換器70と冷媒用配管とを接続するコネクタ80を備える点が異なるものである。コネクタ80が特許請求の範囲に記載のコネクタ部に対応する。

【0196】

図16は本第5実施形態に係る熱交換器70を示す外観斜視図であり、図17は熱交換器70における冷媒および冷却水の流れを説明する模式的な斜視図であり、図18はコネクタ80の外観斜視図であり、図19は熱交換器70の斜視断面図である。なお、図17では、冷媒の流れを実線矢印で示し、冷却水の流れを破線矢印で示している。

10

【0197】

図16に示すように、コネクタ80は、ヘッダタンク75の冷媒入口側と冷媒出口側のそれぞれに設けられている。コネクタ80は、熱交換器70の上流側熱交換部71、下流側熱交換部72のそれぞれと冷媒用配管とを接続する接続部品である。コネクタ80は、ヘッダタンク75と同一の金属材料で構成されており、熱交換器70と一体ろう付けされて一体化している。

【0198】

図17中の右側に位置するヘッダタンク75の冷媒入口側のコネクタ80は、1つの冷媒用配管からの冷媒流れをコネクタ80の内部で分岐させて、上流側タンク部73と下流側タンク部74のそれぞれに冷媒を流入させるものである。

20

【0199】

図17中の左側に位置するヘッダタンク75の冷媒出口側のコネクタ80は、上流側タンク部73と下流側タンク部74のそれぞれから流出の冷媒流れを、コネクタ80の内部で合流させて、1つの冷媒用配管に冷媒を導くものである。

【0200】

本実施形態では、上流側タンク部73と下流側タンク部74のそれぞれに流入した冷媒は、図17中の実線矢印のように、上流側熱交換部71と下流側熱交換部72の内部をそれぞれ独立して流れようになっている。

【0201】

図18に示すように、コネクタ80は、1つの配管用連結口81に対して、上流側熱交換部用連結口82および下流側熱交換部用連結口83を持っている。

30

【0202】

配管用連結口81は、冷媒用配管に連結される連結口であり、コネクタ本体部80aに設けられた開口部およびコネクタ本体部80aに連なる配管側筒状部81aの内部空間である。

【0203】

上流側熱交換部用連結口82は、上流側タンク部73に連結される連結口である。上流側熱交換部用連結口82は、コネクタ本体部80aに設けられた開口部およびコネクタ本体部80aに連なる熱交換器側筒状部82aの内部空間である。

40

【0204】

下流側熱交換部用連結口83は、下流側タンク部74に連結される連結口である。下流側熱交換部用連結口83は、コネクタ本体部80aに設けられた開口部およびコネクタ本体部80aに連なる熱交換器側筒状部83aの内部空間である。

【0205】

コネクタ本体部80aの内部には、図示しないが、配管用連結口81から上流側熱交換部用連結口82および下流側熱交換部用連結口83のそれぞれに連なる流路が形成されている。

【0206】

コネクタ80以外の熱交換器70の構造については、図19に示すように、図12に示される第3実施形態のヘッダタンク75に対して、連通用空間76を省略した点が異なつ

50

ており、その他の部位は同じである。なお、図19に示す例では、連通用空間76を省略した分、図12の熱交換器70よりも、ヘッダタンク75の内部に形成された上流側冷却水空間731、上流側冷媒空間733および下流側冷媒空間741が大きくなっている。

【0207】

そして、上流側タンク部73にコネクタ80が連結されることで、上流側タンク部73に形成された上流側冷媒空間733とコネクタ80の上流側熱交換部用連結口82とが連通し、下流側タンク部74に形成された下流側冷媒空間774とコネクタ80の下流側熱交換部用連結口83とが連通する。

【0208】

ところで、第2、第3実施形態では、図11、12に示すように、上流側熱交換部71と下流側熱交換部72との間を冷媒が流れるように、ヘッダタンク75の内部に連通用空間76を形成していた。

【0209】

これに対して、本実施形態によれば、冷媒入口側のコネクタ80の内部で冷媒を分岐させて、上流側タンク部73と下流側タンク部74のそれぞれに冷媒を流入させており、さらに、上流側タンク部73と下流側タンク部74のそれぞれから冷媒を流出させ、冷媒出口側のコネクタ80の内部で冷媒を合流させてるので、上流側熱交換部71と下流側熱交換部72との間に冷媒を流す必要が無く、上述の連通用空間76を省略できる。

【0210】

この結果、本実施形態によれば、第2、第3実施形態と比較して、上流側タンク部73と下流側タンク部74の内部構造を簡略化できる。

【0211】

なお、本実施形態とは異なり、上流側タンク部73と下流側タンク部74のそれぞれに2本の冷媒用配管を接続し、この2本の冷媒用配管に接続部品を介して1本の冷媒用配管を接続することでも、上記した冷媒流れを実現できる。しかし、本実施形態によれば、コネクタ80をヘッダタンク75に直接接続しているので、2本の冷媒用配管をヘッダタンク75に接続しなくても良い。

【0212】

(第6実施形態)

次に、本発明の第6実施形態について図20、21に基づいて説明する。本第6実施形態は、上記第5実施形態と比較して、コネクタ80の形状が異なるものである。図20は本第6実施形態に係るコネクタ80を示す外観斜視図であり、図21はコネクタ80の上面図である。

【0213】

図20、21に示すように、本実施形態のコネクタ80は、コネクタ本体部80aのうち、上流側熱交換部用連結口82および下流側熱交換部用連結口83が形成された面とは反対側の面に、配管用連結口81が形成されている。

【0214】

そして、配管用連結口81から上流側熱交換部用連結口82までの距離L1が、配管用連結口81から下流側熱交換部用連結口83までの距離L2よりも短くなる位置に、配管用連結口81が配置されている。距離L1、L2はコネクタ本体部80aの内部における冷媒流路の長さである。

【0215】

これにより、このコネクタ80では、配管用連結口81から冷媒が流入したとき、下流側熱交換部用連結口83よりも上流側熱交換部用連結口82から流出の冷媒の流量を多くできる。

【0216】

本発明者らの実験結果により、上流側熱交換部71に流入する冷媒の流量を、下流側熱交換部72に流入する冷媒の流量よりも多くすることで、熱交換器70の性能が向上することがわかっている。

10

20

30

40

50

【0217】

そこで、本実施形態のコネクタ80を採用することで、上流側熱交換部71に流入する冷媒の流量が、下流側熱交換部72に流入する冷媒の流量よりも多い構成を容易に実現できる。

【0218】

なお、本実施形態とは逆に、配管用連結口81から上流側熱交換部用連結口82までの距離L1が、配管用連結口81から下流側熱交換部用連結口83までの距離L2よりも長くなる位置に、配管用連結口81を配置しても良い。これにより、配管用連結口81から冷媒が流入したとき、下流側熱交換部用連結口83よりも上流側熱交換部用連結口82から流出の冷媒の流量を多くできる。

10

【0219】

このように、コネクタ80において、配管用連結口81から上流側、下流側熱交換部用連結口82、83までの距離L1、L2を異ならせることで、上流側、下流側熱交換部71、72に流入する冷媒の流量分配の調整を容易に行うことができる。

【0220】

(第7実施形態)

次に、本発明の第7実施形態について図22に基づいて説明する。本第7実施形態は、上記第5実施形態と比較して、コネクタ80の形状が異なるものである。図22は本第7実施形態に係るコネクタ80の熱交換器70に取り付けられる側の正面図である。図22中の波線領域S1、S2は、それぞれ、上流側、下流側熱交換部用連結口82、83の開口領域を示している。

20

【0221】

図22に示すように、本実施形態のコネクタ80は、上流側熱交換部用連結口82の開口面積S1が下流側熱交換部用連結口83の開口面積S2よりも大きくなっている。

【0222】

これにより、このコネクタ80では、配管用連結口81から冷媒が流入したとき、下流側熱交換部用連結口83よりも上流側熱交換部用連結口82から流出の冷媒の流量を多くできる。

【0223】

第6実施形態のコネクタ80では、上流側熱交換部71に流入する冷媒の流量を、下流側熱交換部72に流入する冷媒の流量よりも多くするためには、配管用連結口81の位置を上流側熱交換部71側に位置させなければならず、必然的に、冷媒用配管の位置が冷却水用配管に近くなってしまう。

30

【0224】

そこで、冷媒用配管を冷却水用配管から離したい場合では、本実施形態のコネクタ80を採用することで、冷媒用配管を冷却水用配管から離しつつ、上流側熱交換部71に流入する冷媒の流量が下流側熱交換部72に流入する冷媒の流量よりも多い構成を実現できる。

【0225】

なお、本実施形態とは逆に、上流側熱交換部用連結口82の開口面積S1を下流側熱交換部用連結口83の開口面積S2よりも小さくしても良い。これにより、配管用連結口81から冷媒が流入したとき、下流側熱交換部用連結口83よりも上流側熱交換部用連結口82から流出の冷媒の流量を多くできる。

40

【0226】

このように、コネクタ80において、上流側、下流側熱交換部用連結口82、83の開口面積S1、S2を異ならせることで、上流側、下流側熱交換部71、72に流入する冷媒の流量分配の調整を容易に行うことができる。

【0227】

また、本実施形態と第6実施形態とを組み合わせることも可能である。すなわち、コネクタ80において、配管用連結口81から上流側、下流側熱交換部用連結口82、83ま

50

での距離 L_1 、 L_2 を異ならせつつ、上流側、下流側熱交換部用連結口 8_2 、 8_3 の開口面積 S_1 、 S_2 を異ならせることで、上流側熱交換部 7_1 と下流側熱交換部 7_2 のそれぞれに流入する冷媒流量を異ならせることもできる。

【0228】

また、本実施形態および第5、第6実施形態の熱交換器 7_0 を、上述の第4実施形態のヒートポンプサイクル 1_0 に適用しても良い。

【0229】

(他の実施形態)

本発明は上述の実施形態に限定されることなく、本発明の趣旨を逸脱しない範囲内で、以下のように種々変形可能である。

10

【0230】

(1) 上述の実施形態では、上流側熱交換部 7_1 を構成する冷媒用チューブ 1_6a および冷却水用チューブ 4_3a の総チューブ本数に対する冷媒用チューブ 1_6a の本数割合である上流側本数割合を、下流側熱交換部 7_2 を構成する冷媒用チューブ 1_6a および冷却水用チューブ 4_3a の総チューブ本数に対する冷媒用チューブ 1_6a の下流側本数割合より小さくした例について説明したが、これに限らず、上流側本数割合を下流側本数割合より大きくしてもよい。

【0231】

(2) 上述の実施形態では、上流側熱交換部 7_1 において、冷媒用チューブ 1_6a と冷却水用チューブ 4_3a とを一本ずつ交互に配置した例について説明したが、冷媒用チューブ 1_6a および冷却水用チューブ 4_3a の配置はこれに限定されない。

20

【0232】

例えば、上流側熱交換部 7_1 において、冷却水用チューブ 4_3a を、冷媒用チューブ 1_6a 二本おきに配置してもよい。すなわち、上流側熱交換部 7_1 において、隣り合う冷却水用チューブ 4_3a の間に、二本の冷媒用チューブ 1_6a を配置してもよい。

【0233】

これによれば、上流側熱交換部 7_1 を構成する冷媒用チューブ 1_6a および冷却水用チューブ 4_3a の総チューブ本数に対する冷媒用チューブ 1_6a の本数割合である上流側本数割合を増やすことができる。したがって、上流側熱交換部 7_1 において、冷媒と外気との熱交換量をより確実に確保することができる。

30

【0234】

(3) 上述の第1実施形態では、第1流体としてヒートポンプサイクル 1_0 の冷媒を採用し、第2流体として冷却水循環回路 4_0 の冷却水を採用し、さらに、第3流体として送風ファン 1_7 によって送風された外気を採用した例を説明したが、第1～第3流体はこれに限定されない。例えば、第3実施形態のように、第3流体として車室内送風空気を採用してもよい。

【0235】

例えば、第1流体は、ヒートポンプサイクル 1_0 の高圧側冷媒であってもよいし、低圧側冷媒であってもよい。

【0236】

例えば、第2流体は、エンジン、走行用電動モータMGに電力を供給するインバータ等の電気機器等を冷却する冷却水を採用してもよい。また、第2流体として、冷却用のオイルを採用し、第2熱交換部をオイルクーラとして機能させてもよいし、第2流体として、蓄熱剤、蓄冷剤等を採用してもよい。

40

【0237】

さらに、本発明の熱交換器 7_0 が適用されたヒートポンプサイクル 1_0 を据置型空調装置、冷温保存庫、自動販売機用冷却加熱装置等に適用する場合は、第2流体として、ヒートポンプサイクル 1_0 の圧縮機の駆動減としてのエンジン、電動モータおよびその他の電気機器等を冷却する冷却水を採用してもよい。

【0238】

50

さらに、上述の実施形態では、ヒートポンプサイクル（冷凍サイクル）に本発明の熱交換器 70 を適用した例を説明したが、本発明の熱交換器 70 の適用はこれに限定されない。すなわち、3種類の流体間で熱交換を行う装置等に幅広く適用可能である。

【0239】

例えば、車両用冷却システムに適用される熱交換器として適用することができる。そして、第1流体は、作動時に発熱を伴う第1車載機器の有する熱量を吸熱した熱媒体とし、第2流体は、作動時に発熱を伴う第2車載機器の有する熱量を吸熱した熱媒体とし、第3流体は、室外空気としてもよい。

【0240】

より具体的には、ハイブリッド車両に適用する場合には、第1車載機器をエンジン EG 10 とし、第1流体をエンジン EG の冷却水とし、第2車載機器を走行用電動モータとし、第2流体を走行用電動モータの冷却水としてもよい。

【0241】

これらの車載機器の発熱量は、車両の走行状態（走行負荷）に応じてそれぞれ変化するので、エンジン EG の冷却水の温度および走行用電動モータの冷却水の温度も車両の走行状態によって変化する。従って、この例によれば、発熱量の大きい車載機器にて生じた熱量を、空気のみならず、発熱量の小さい車載機器側へ放熱させることが可能となる。

【0242】

(4) 上述の実施形態では、冷却水循環回路 40 の冷却媒体回路を切り替える回路切替手段として、電気式の三方弁 42 を採用した例を説明したが、回路切替手段はこれに限定されない。例えば、サーモスタッフ弁を採用してもよい。サーモスタッフ弁は、温度によって体積変化するサーモワックス（感温部材）によって弁体を変位させて冷却媒体通路を開閉する機械的機構で構成される冷却媒体温度応動弁である。従って、サーモスタッフ弁を採用することで、冷却水温度センサ 52 を廃止することもできる。

【0243】

(5) 上述の実施形態では、冷媒として通常のフロン系冷媒を採用した例を説明したが、冷媒の種類はこれに限定されない。二酸化炭素等の自然冷媒や炭化水素系冷媒等を採用してもよい。さらに、ヒートポンプサイクル 10 が、圧縮機 11 吐出冷媒が冷媒の臨界圧力以上となる超臨界冷凍サイクルを構成していてもよい。

【符号の説明】

【0244】

- 16a 冷媒用チューブ（第1チューブ）
- 43a 冷却水用チューブ（第2チューブ）
- 50 アウターフィン
- 70a 外気通路（第3流体用通路）
- 71 上流側熱交換部
- 72 下流側熱交換部
- 73 上流側タンク部
- 731 上流側冷却水空間（上流側第2流体空間）
- 733 上流側冷媒空間（上流側第1流体空間）
- 74 下流側タンク部
- 741 下流側冷媒空間（下流側第1流体空間）
- 76 連通用空間（連通路）
- 80 コネクタ（コネクタ部）
- 81 配管用連結口
- 82 上流側熱交換部用連結口
- 83 下流側熱交換部用連結口

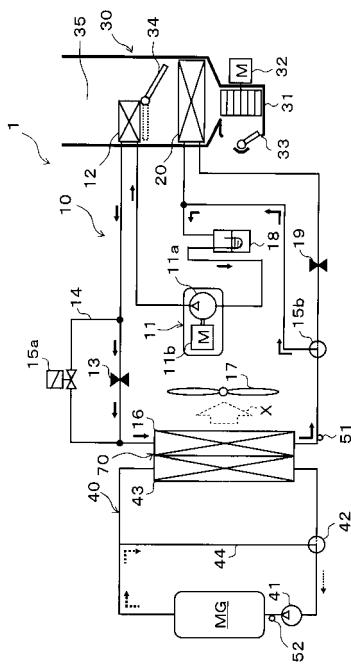
10

20

30

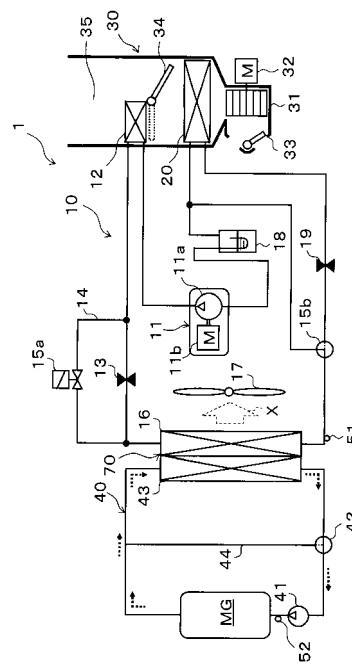
40

【 四 1 】



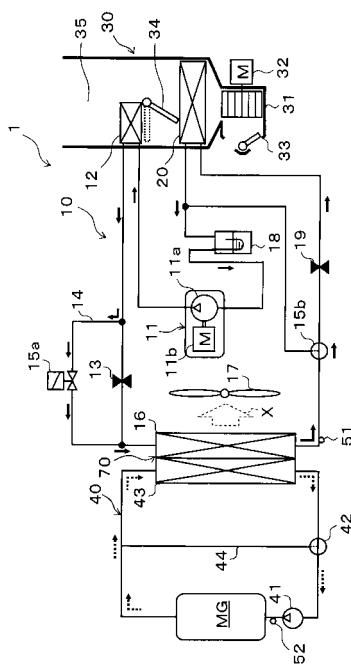
暖房運転

【 図 2 】



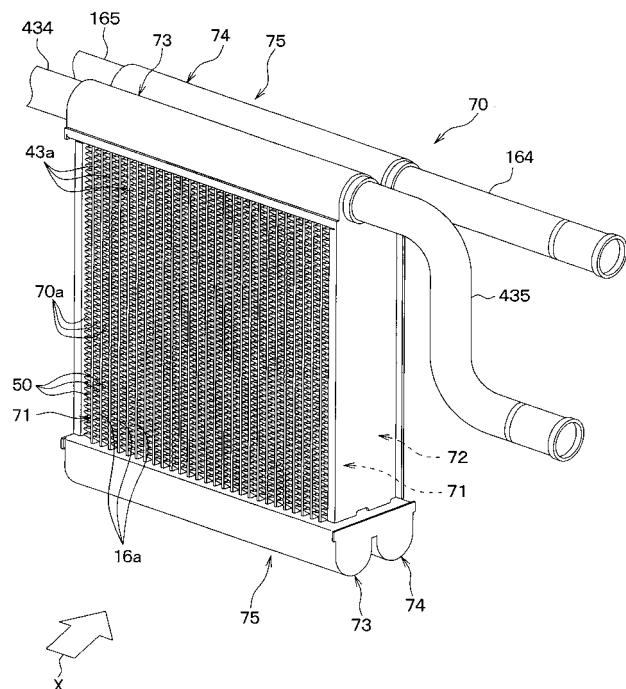
除霜轉

【 図 3 】

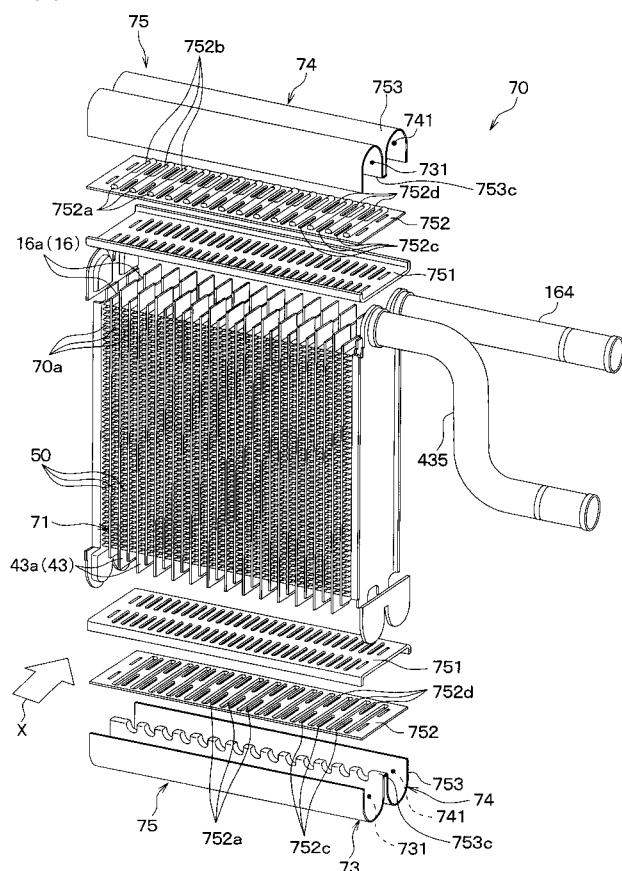


冷房運轉

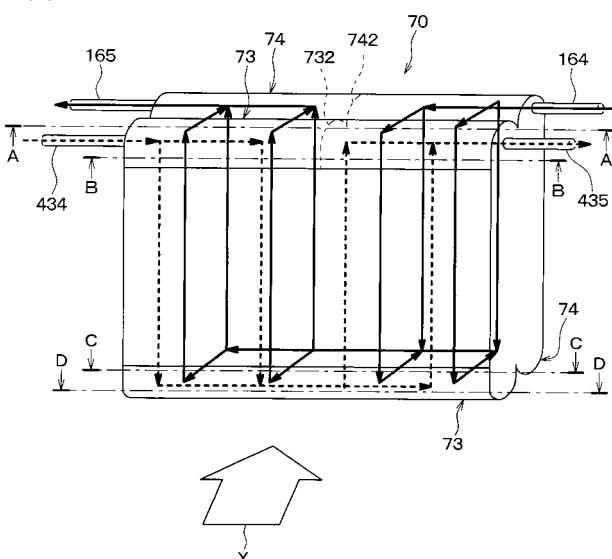
【 四 4 】



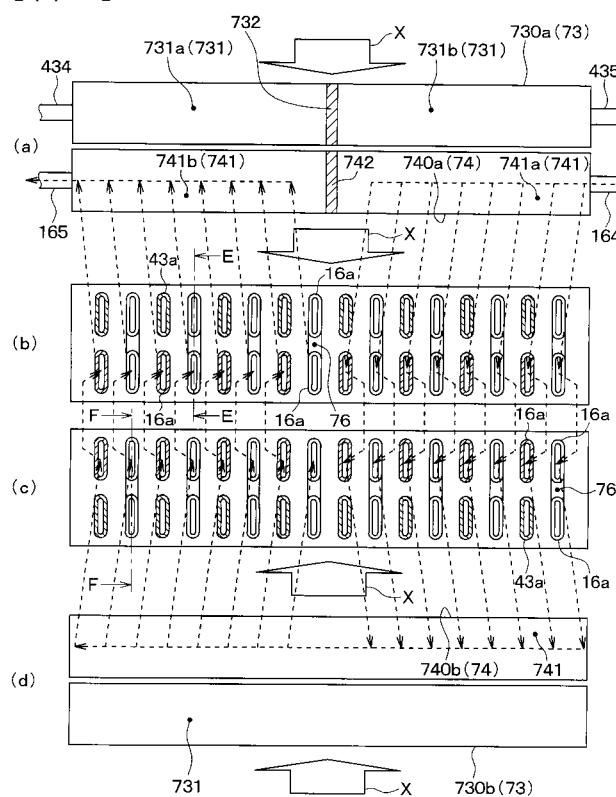
【図5】



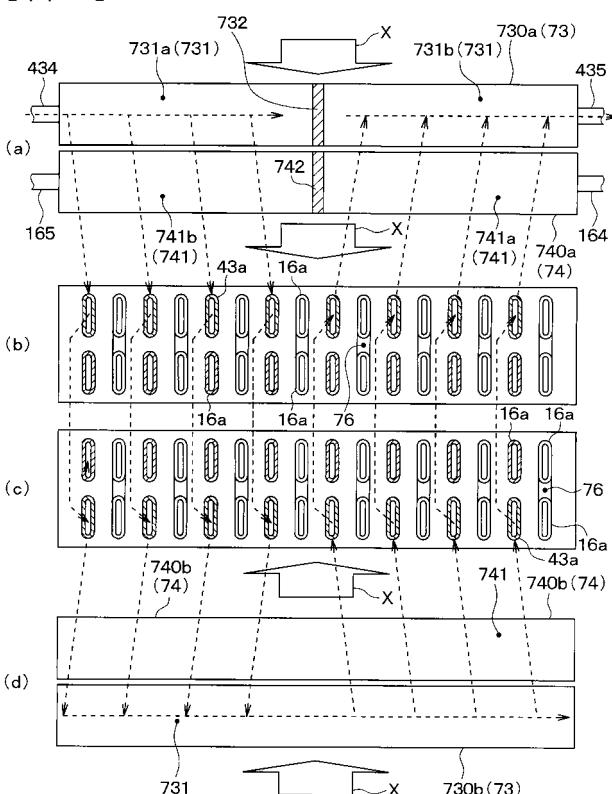
【図6】



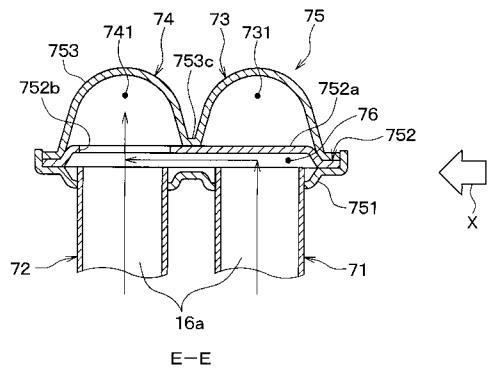
【図7】



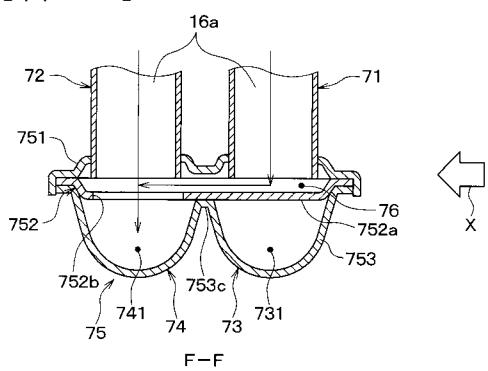
【図8】



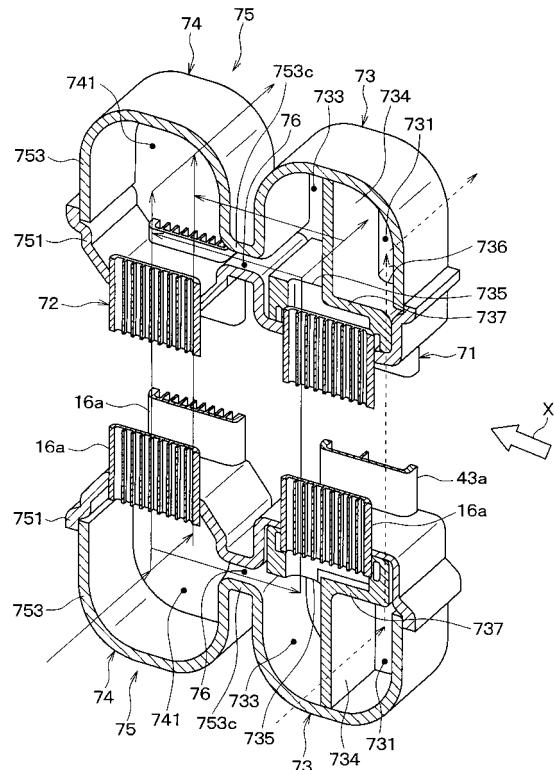
【 図 9 】



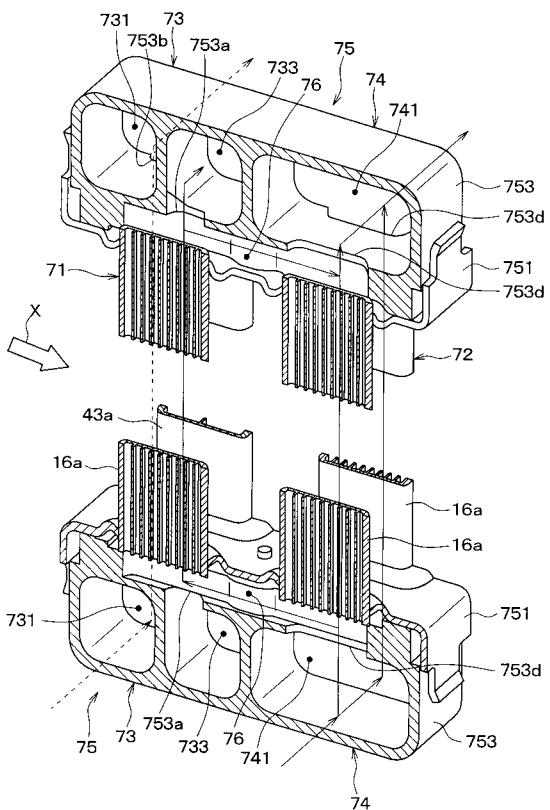
【 図 1 0 】



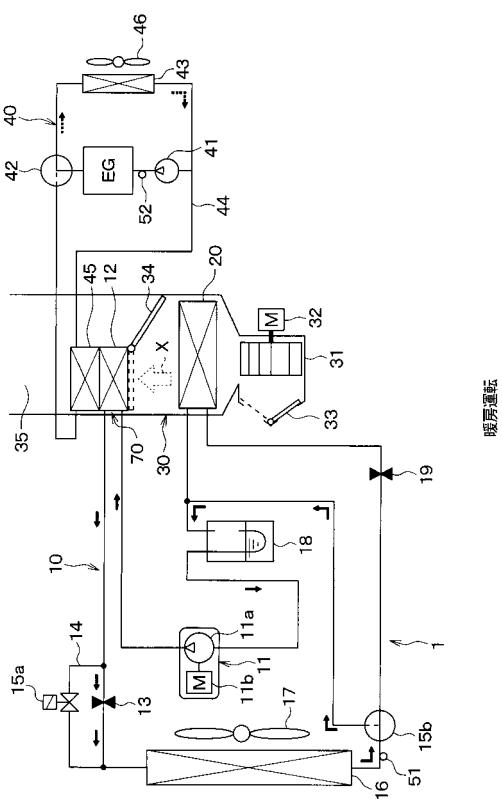
【 図 1 1 】



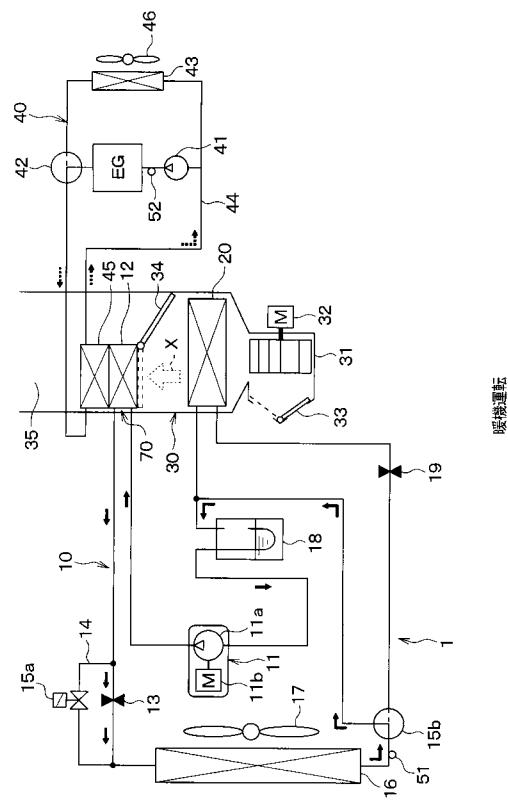
【 図 1 2 】



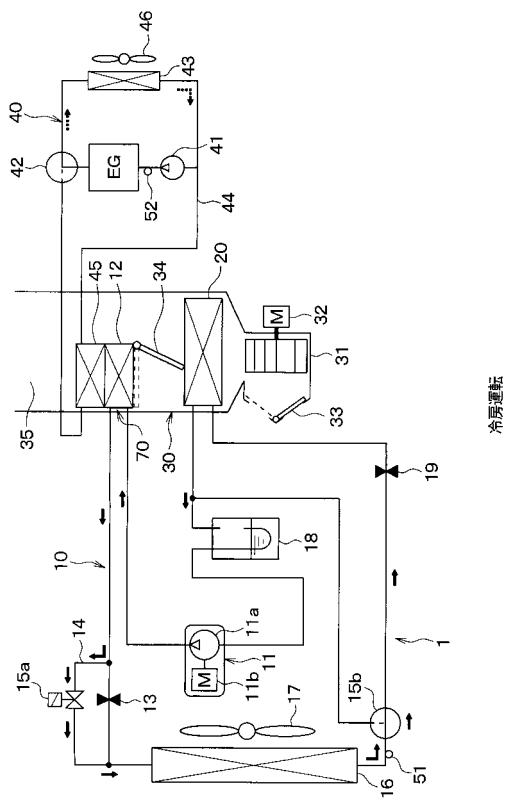
【 図 1 3 】



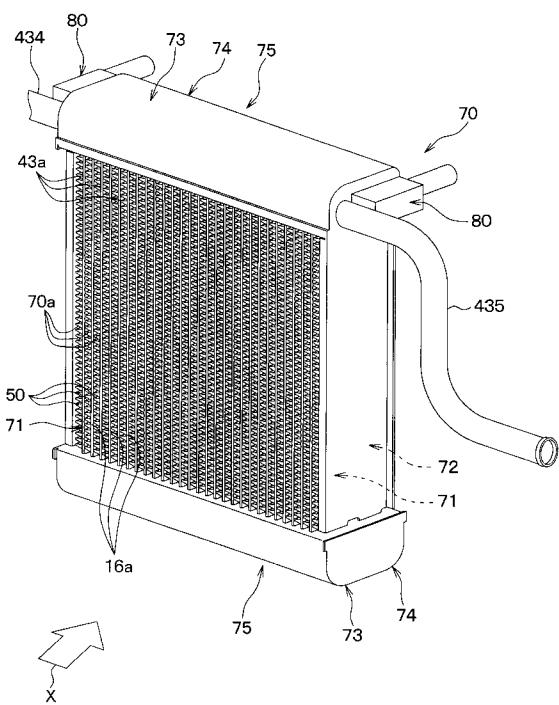
【 図 1 4 】



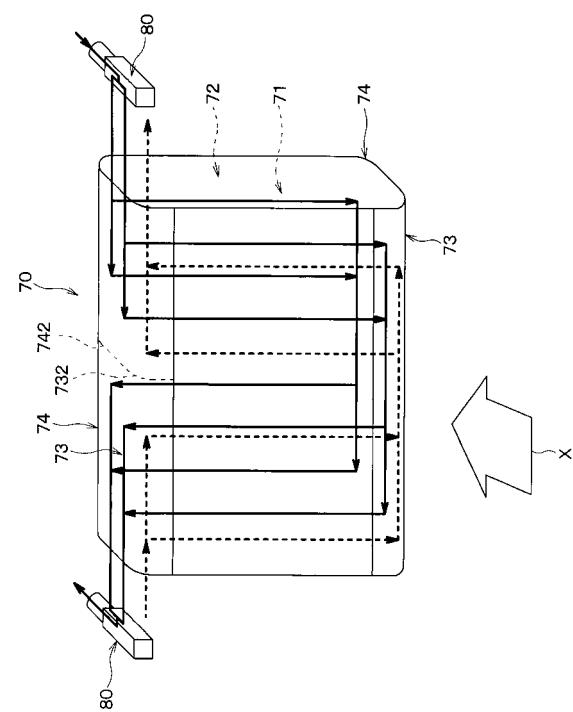
【 図 1 5 】



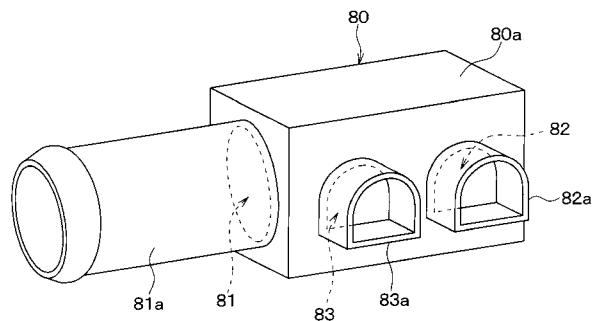
【 図 1 6 】



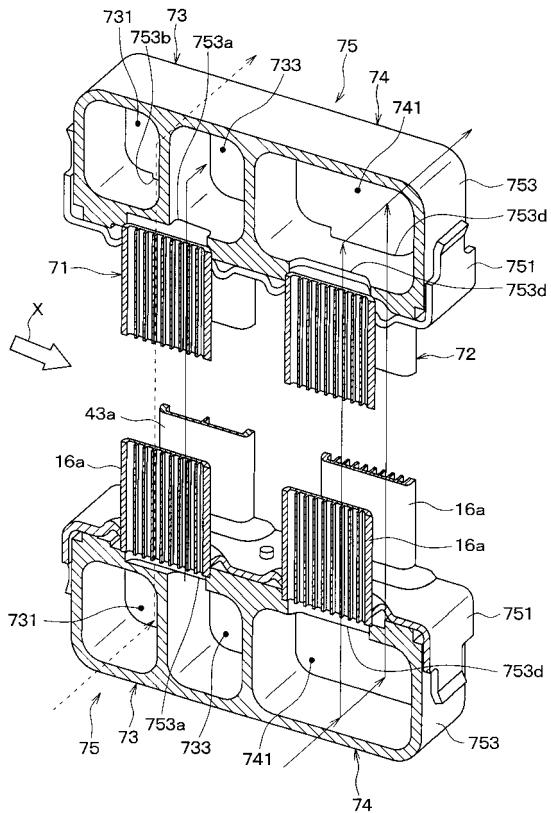
〔 図 17 〕



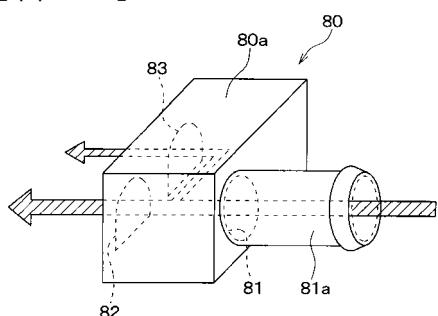
【図 18】



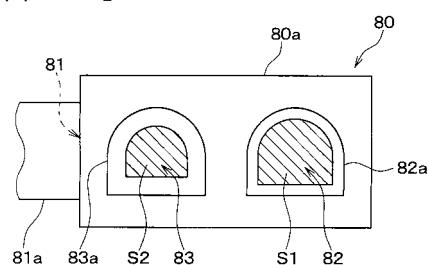
【図 19】



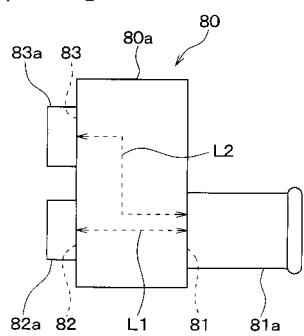
【図 20】



【図 22】



【図 21】



フロントページの続き

(72)発明者 杉村 遼平

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内

F ターク(参考) 3L065 FA17 FA19

3L103 AA05 AA35 BB38 BB39 BB42 BB43 CC02 CC18 CC22 CC30
DD08 DD22 DD32 DD34 DD43 DD69 DD70