

(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2012-117802

(P2012-117802A)

(43) 公開日 平成24年6月21日 (2012.6.21)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
F 2 8 D 1/047 (2006.01)	F 2 8 D 1/047 C	3 L 0 6 5
F 2 8 F 9/26 (2006.01)	F 2 8 F 9/26	3 L 1 0 3
F 2 8 F 1/30 (2006.01)	F 2 8 F 1/30 Z	

審査請求 未請求 請求項の数 15 O L (全 43 頁)

(21) 出願番号	特願2011-233083 (P2011-233083)	(71) 出願人	000004260
(22) 出願日	平成23年10月24日 (2011.10.24)		株式会社デンソー
(31) 優先権主張番号	特願2010-251119 (P2010-251119)		愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
(32) 優先日	平成22年11月9日 (2010.11.9)	(74) 代理人	110001128
(33) 優先権主張国	日本国 (JP)		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
		Fターム (参考)	3L065 AA01 AA10 BA07 FA14
			3L103 AA01 BB38 CC02 CC23 DD04
			DD34

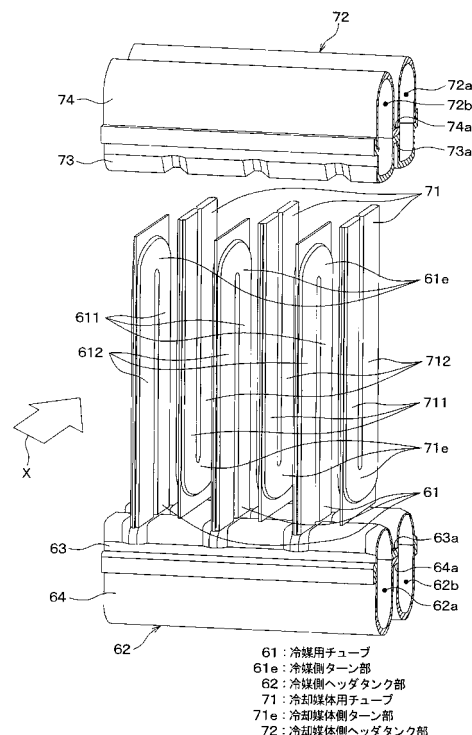
(54) 【発明の名称】 熱交換器

(57) 【要約】

【課題】 3種類の流体間で熱交換を行うことのできる熱交換器の生産性を向上させる。

【解決手段】 冷媒の流れ方向を転換させる冷媒側ターン部61eが形成された冷媒用チューブ61と走行用電動モータMGの冷却水の流れ方向を転換させる冷却媒体側ターン部71eが形成された冷却媒体用チューブ71とを、冷媒側ヘッダタンク62と冷却媒体ヘッダタンク72との間に互いに交互に積層配置する。この際、隣り合う冷媒用チューブ61と冷却水用チューブ43aとの間に形成される外気通路にアウターフィンを配置するとともに、冷媒側ターン部61eを冷媒側ヘッダタンク62よりも冷却媒体ヘッダタンク72の近い位置に位置付け、冷却媒体側ターン部71eを冷却媒体ヘッダタンク72よりも冷媒側ヘッダタンク62に近い位置に位置付ける。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

第 1 流体が流通する複数本の第 1 チューブ (61) および前記複数本の第 1 チューブ (61) の積層方向に延びて前記第 1 チューブ (61) を流通する前記第 1 流体の集合あるいは分配を行う第 1 タンク部 (62) を有し、前記第 1 流体と前記第 1 チューブ (61) の周囲を流れる第 3 流体とを熱交換させる第 1 熱交換部 (60) と、

第 2 流体が流通する複数本の第 2 チューブ (71) および前記複数本の第 2 チューブ (71) の積層方向に延びて前記第 2 チューブ (71) を流通する前記第 2 流体の集合あるいは分配を行う第 2 タンク部 (72) を有し、前記第 2 流体と前記第 2 チューブ (71) の周囲を流れる第 3 流体とを熱交換させる第 2 熱交換部 (70) とを備え、

前記第 1 チューブ (61) および前記第 2 チューブ (71) は、前記第 1 タンク部 (62) と前記第 2 タンク部 (72) との間に配置され、

前記複数の第 1 チューブ (61) のうち少なくとも 1 つは、前記複数の第 2 チューブ (71) の間に配置され、

前記複数の第 2 チューブ (71) のうち少なくとも 1 つは、前記複数の第 1 チューブ (61) の間に配置され、

前記第 1 チューブ (61) と前記第 2 チューブ (71) との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 (16a) を形成しており、

前記第 3 流体用通路 (16a) には、双方の熱交換部 (60、70) における熱交換を促進するとともに、前記第 1 チューブ (61) を流通する前記第 1 流体と前記第 2 チューブ (71) 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、

前記第 1 チューブ (61) には、前記第 1 流体の流れ方向を転換させる第 1 ターン部 (61e) が設けられ、

前記第 2 チューブ (71) には、前記第 2 流体の流れ方向を転換させる第 2 ターン部 (71e) が設けられ、

前記第 1 ターン部 (61e) は、前記第 1 タンク部 (62) よりも前記第 2 タンク部 (72) に近い位置に位置付けられ、

前記第 2 ターン部 (71e) は、前記第 2 タンク部 (72) よりも前記第 1 タンク部 (62) に近い位置に位置付けられていることを特徴とする熱交換器。

【請求項 2】

前記第 1 熱交換部 (60) に導入される前記第 1 流体の温度は、前記第 2 熱交換部 (70) に導入される前記第 2 流体の温度と異っており、

前記アウターフィン (50) は、前記第 1、第 2 チューブ (61、71) と、これに隣り合って配置される前記第 1、第 2 チューブ (61、71) の間に形成される空間に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】

前記第 1 チューブ (61) および前記第 2 チューブ (71) は、いずれも前記第 1 タンク部 (62) および前記第 2 タンク部 (72) の双方に固定さ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】

前記第 1 熱交換部 (60) に導入される前記第 1 流体および前記第 2 熱交換部 (70) に導入される前記第 2 流体のうち、温度が高い方の流体を高温側流体とし、

前記第 1 チューブ (61) および前記第 2 チューブ (71) のうち、前記高温側流体が流通する高温側チューブの前記第 1、第 2 ターン部 (61e、71e) よりも上流側を高温側チューブ上流部とし、

前記第 1 チューブ (61) および前記第 2 チューブ (71) のうち、前記高温側流体が流通する高温側チューブの前記第 1、第 2 ターン部 (61e、71e) よりも下流側を高温側チューブ下流部としたときに、

前記第 3 流体の温度は、前記高温側流体の温度よりも低く、

10

20

30

40

50

前記複数の高温側チューブのうち、少なくとも一部の前記高温側チューブ上流部は、前記高温側チューブ下流部に対して、前記第3流体の流れ方向上流側に配置されていることを特徴とする請求項1ないし3のいずれか1つに記載の熱交換器。

【請求項5】

前記第1熱交換部(60)に導入される前記第1流体および前記第2熱交換部(70)に導入される前記第2流体のうち、温度が低い方の流体を低温側流体とし、

前記第1チューブ(61)および前記第2チューブ(71)のうち、前記低温側流体が流通する低温側チューブの前記第1、第2ターン部(61e、71e)よりも上流側を低温側チューブ上流部とし、

前記第1チューブ(61)および前記第2チューブ(71)のうち、前記低温側流体が流通する低温側チューブの前記第1、第2ターン部(61e、71e)よりも下流側を低温側チューブ下流部としたときに、

前記第3流体の温度は、前記低温側流体の温度よりも低く、

前記複数の低温側チューブのうち、少なくとも一部の前記低温側チューブ上流部は、前記低温側チューブ下流部に対して、前記第3流体の流れ方向上流側に配置されていることを特徴とする請求項4に記載の熱交換器。

【請求項6】

前記第3流体の温度は、前記第1熱交換部(60)に導入される前記第1流体および前記第2熱交換部(70)に導入される前記第2流体のうち、温度が高い方の流体の温度よりも低く、かつ、温度が低い方の流体の温度よりも高くなっていることを特徴とする請求項1ないし4のいずれか1つに記載の熱交換器。

【請求項7】

前記第1チューブ(61)の前記第1ターン部(61e)よりも上流側を第1チューブ上流部(611)とし、

前記第1チューブ(61)の前記第1ターン部(61e)よりも下流側を第1チューブ下流部(612)とし、

さらに、前記第2チューブ(71)の前記第2ターン部(71e)よりも上流側を第2チューブ上流部(711)とし、

前記第2チューブ(71)の前記第2ターン部(71e)よりも下流側を第2チューブ下流部(712)としたときに、

前記第1チューブ上流部(611)および前記第2チューブ上流部(711)は、前記第1、第2チューブ(61、71)の積層方向に並ぶように配置され、

前記第1チューブ下流部(612)および前記第2チューブ下流部(712)は、前記第1、第2チューブ(61、71)の積層方向に並ぶように配置されていることを特徴とする請求項1ないし3のいずれか1つに記載の熱交換器。

【請求項8】

前記第1チューブ上流部(611)および前記第2チューブ上流部(711)は、前記第1チューブ下流部(612)および前記第2チューブ下流部(712)に対して、前記第3流体の流れ方向上流側に配置されていることを特徴とする請求項7に記載の熱交換器。

【請求項9】

前記複数の第1チューブ(61)は、前記第1熱交換部(60)に導入される前記第1流体が流通する上流側第1チューブ群(60a)、および前記上流側第1チューブ群(60a)から流出して前記第1熱交換部(60)から導出される前記第1流体が流通する下流側第1チューブ群(60b)を有し、

前記複数の第2チューブ(71)は、前記第2熱交換部(70)に導入される前記第2流体が流通する上流側第2チューブ群(70a)、および前記上流側第2チューブ群(70a)から流出して前記第2熱交換部(70)から導出される前記第2流体が流通する下流側第2チューブ群(70b)を有し、

前記上流側第1チューブ群(60a)および前記上流側第2チューブ群(70a)にお

10

20

30

40

50

ける前記第1チューブ上流部(611)および前記第2チューブ上流部(711)は、前記第1チューブ下流部(612)および前記第2チューブ下流部(712)に対して、前記第3流体の流れ方向上流側に配置されていることを特徴とする請求項7に記載の熱交換器。

【請求項10】

前記下流側第1チューブ群(60b)および前記下流側第2チューブ群(70b)における前記第1チューブ上流部(611)および前記第2チューブ上流部(711)は、前記第1チューブ下流部(612)および前記第2チューブ下流部(712)に対して、前記第3流体の流れ方向下流側に配置されていることを特徴とする請求項9に記載の熱交換器。

10

【請求項11】

前記アウターフィン(50)は、前記第1、第2チューブ(61、71)に接合されると共に、局部的に剛性を弱めるための複数のスリット(50a)が形成されていることを特徴とする請求項1ないし10のいずれか1つに記載の熱交換器。

【請求項12】

前記第1ターン部(61e)および前記第2ターン部(71e)の少なくとも一方の中間部の冷媒通路面積は、その流体流入部および流体流出部の流体通路面積よりも大きく形成されていることを特徴とする請求項1ないし11のいずれか1つに記載の熱交換器。

【請求項13】

前記第1チューブ(61)および前記第2チューブ(71)の少なくとも一方の内部には、内部を流通する第1流体あるいは第2流体と前記第3流体との熱交換を促進するインナーフィン(65、75)が配置されており、

20

前記インナーフィン(65、75)の端部は、前記第1ターン部(61e)あるいは前記第2ターン部(71e)の内部空間に突出していることを特徴とする請求項1ないし12のいずれか1つに記載の熱交換器。

【請求項14】

前記第1チューブ(61)および前記第2チューブ(71)は、一对の板状部材(61a、61b、71a、71b)を貼り合わせて形成されたプレートチューブで構成されていることを特徴とする請求項1ないし13のいずれか1つに記載の熱交換器。

【請求項15】

前記第1チューブ(61)および前記第2チューブ(71)は、長手方向垂直断面が偏平形状に形成された偏平チューブを折り曲げることによって形成されたものであることを特徴とする請求項1ないし13のいずれか1つに記載の熱交換器。

30

【発明の詳細な説明】

【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、冷凍サイクル装置の冷媒と室外空気(外気)との間での熱交換、および、冷媒とエンジンを冷却する冷却水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。

40

【0003】

具体的には、この特許文献1の熱交換器は、両端部が冷媒の集合および分配を行う冷媒タンクに接続された複数本の直線状の冷媒チューブを積層配置し、積層配置された冷媒チューブの間に、その一端部が冷却水の流通する冷却水タンクに接続されたヒートパイプを冷媒チューブと平行に配置し、冷媒チューブとヒートパイプとの間に形成された外気通路に熱交換促進用のフィンを設置した構成になっている。

【0004】

50

そして、特許文献 1 の冷凍サイクル装置では、この複合型の熱交換器を、冷媒に外気の有する熱および冷却水の有する熱（すなわち、エンジンの廃熱）を吸熱させて冷媒を蒸発させる蒸発器として機能させる際に、ヒートパイプから伝達されるエンジンの廃熱によって熱交換器の着霜を抑制させるようにしている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献 1】特開平 11-157326 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

10

【0006】

ところで、特許文献 1 の熱交換器では、上述した冷媒と外気との熱交換、および、冷媒と冷却水との熱交換を実現するために、冷媒タンクと冷却水タンクとを外気の流れ方向に隣接配置し、ヒートパイプを冷却水タンク近傍で湾曲する形状とすることで、直線上に延びる複数の冷媒チューブ間にヒートパイプを配置している。

【0007】

しかしながら、冷媒タンクと冷却水タンクとを外気の流れ方向に隣接配置することは、熱交換器全体としての外気の流れ方向寸法を大型化させる原因となる。さらに、特許文献 1 の熱交換器では、ヒートパイプとして、冷却水タンク近傍で湾曲する複雑な形状のものを採用しなければならないため、熱交換器の生産性を悪化させてしまう。

20

【0008】

本発明は、上記点に鑑み、3種類の流体間で熱交換を行うことのできる熱交換器の生産性を向上させることを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0009】

上記目的を達成するため、請求項 1 に記載の発明では、第 1 流体が流通する複数の第 1 チューブ（61）および複数の第 1 チューブ（61）の積層方向に延びて第 1 チューブ（61）を流通する第 1 流体の集合あるいは分配を行う第 1 タンク部（62）を有し、第 1 流体と第 1 チューブ（61）の周囲を流れる第 3 流体とを熱交換させる第 1 熱交換部（60）と、第 2 流体が流通する複数の第 2 チューブ（71）および複数の第 2 チューブ（71）の積層方向に延びて第 2 チューブ（71）を流通する第 2 流体の集合あるいは分配を行う第 2 タンク部（72）を有し、第 2 流体と第 2 チューブ（71）の周囲を流れる第 3 流体とを熱交換させる第 2 熱交換部（70）とを備え、

30

第 1 チューブ（61）および第 2 チューブ（71）は、第 1 タンク部（62）と第 2 タンク部（72）との間に配置され、複数の第 1 チューブ（61）のうち少なくとも 1 つは、複数の第 2 チューブ（71）の間に配置され、複数の第 2 チューブ（71）のうち少なくとも 1 つは、複数の第 1 チューブ（61）の間に配置され、第 1 チューブ（61）と第 2 チューブ（71）との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（16a）を形成しており、第 3 流体用通路（16a）には、双方の熱交換部（60、70）における熱交換を促進するとともに、第 1 チューブ（61）を流通する第 1 流体と第 2 チューブ（71）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、

40

第 1 チューブ（61）には、第 1 流体の流れ方向を転換させる第 1 ターン部（61e）が設けられ、第 2 チューブ（71）には、第 2 流体の流れ方向を転換させる第 2 ターン部（71e）が設けられ、第 1 ターン部（61e）は、第 1 タンク部（62）よりも第 2 タンク部（72）に近い位置に位置付けられ、第 2 ターン部（71e）は、第 2 タンク部（72）よりも第 1 タンク部（62）に近い位置に位置付けられている熱交換器を特徴とする。

【0010】

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（61）およびアウ

50

ターフィン（５０）を介して、熱交換させることができ、第２流体および第３流体については、第２チューブ（７１）およびアウターフィン（５０）を介して、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、熱交換させることができる。すなわち、３種類の流体間で熱交換を行うことができる。

【００１１】

さらに、第１チューブ（６１）および第２チューブ（７１）が第１タンク部（６２）と第２タンク部（７２）との間に配置され、第１チューブ（６１）と第２チューブ（７１）との間に形成される空間によって第３流体用通路（１６ａ）が形成されるので、第１タンク部（６２）および第２タンク部（７２）が第３流体の流れ方向に並べて配置されない。従って、熱交換器全体として、第３流体の流れ方向に大型化してしまうことを抑制できる。

10

【００１２】

しかも、第１チューブ（６１）の第１ターン部（６１ｅ）を第１タンク部（６２）よりも第２タンク部（７２）に近い位置に位置付け、第２チューブ（７１）の第２ターン部（７１ｅ）を第２タンク部（７２）よりも第１タンク部（６２）に近い位置に位置付ける構成としているので、第１タンク部（６２）に第１チューブ（６１）を接続したものと、第２タンク部（７２）に第２チューブ（７１）を接続したものとを同等の形状のものを採用できる。

【００１３】

その結果、大型化を招くことなく、３種類の流体間で熱交換を行うことのできる熱交換器の生産性を向上させることができる。なお、３種類の流体とは、それぞれ物性や成分が異なる流体を意味するだけでなく、同じ物性や成分の流体であっても、温度や、気相、液相といった流体の状態が異なる流体が含まれる意味である。従って、本請求項における第１～第３流体は、互いに物性や成分が異なる流体に限定されない。

20

【００１４】

ここで、第１熱交換部（６０）に導入される第１流体の温度が、第２熱交換部（７０）に導入される第２流体の温度と異なる場合、第１チューブ（６１）および第２チューブ（７１）に生ずる熱歪量（熱膨張量）が相違することから、第１チューブ（６１）および第２チューブ（７１）の寸法が変化してしまうことがある。このような各チューブ（６１、

30

【００１５】

そこで、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１熱交換部（６０）に導入される第１流体の温度は、第２熱交換部（７０）に導入される第２流体の温度と異っており、アウターフィン（５０）は、第１、第２チューブ（６１、７１）と、これに隣り合って配置される第１、第２チューブ（６１、７１）の間に形成される空間に配置されていることを特徴とする。

【００１６】

これによれば、アウターフィン（５０）により各流体の熱交換が促進されるので、第１流体と第２流体の温度差の縮小を図ることができ、第１チューブ（６１）および第２チューブ（７１）の熱歪量の相違を緩和（縮小）させることができる。この結果、熱交換器の破損を抑制することができる。

40

【００１７】

なお、本請求項における「第１、第２チューブ（６１、７１）と、これに隣り合って配置される第１、第２チューブ（６１、７１）の間に形成される空間」とは、第１チューブ（６１）と、当該第１チューブ（６１）に隣接する第１チューブ（６１）あるいは第２チューブ（７２）との間、および第２チューブ（７１）と、当該第２チューブ（７１）に隣接する第１チューブ（６１）あるいは第２チューブ（７２）との間に形成される空間を意味する。

【００１８】

50

また、本請求項における「導入」および「導出」は、熱交換器における冷媒の移動状態を意味し、「流入」および「流出」は、各チューブ（６１、７１）における冷媒の移動状態を意味している。

【００１９】

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、第１チューブ（６１）および第２チューブ（７１）は、いずれも第１タンク部（６２）および第２タンク部（７２）の双方に固定されていることを特徴とする。

【００２０】

これによれば、第１チューブ（６１）および第２チューブ（７１）が、いずれも第１タンク部（６２）および第２タンク部（７２）に固定されているので、熱交換器全体としての機械的強度を増加させることができる。さらに、第１チューブ（６１）および第２チューブ（７１）の間に形成される第３流体用通路（１６ａ）に配置されるアウターフィン（５０）を容易かつ強固に固定することができる。

【００２１】

請求項４に記載の発明では、請求項１ないし３のいずれか１つに記載の熱交換器において、第１熱交換部（６０）に導入される第１流体および第２熱交換部（７０）に導入される第２流体のうち、温度が高い方の流体を高温側流体とし、第１チューブ（６１）および第２チューブ（７１）のうち、高温側流体が流通する高温側チューブの第１、第２ターン部（６１ｅ、７１ｅ）よりも上流側を高温側チューブ上流部とし、第１チューブ（６１）および第２チューブ（７１）のうち、高温側流体が流通する高温側チューブの第１、第２ターン部（６１ｅ、７１ｅ）よりも下流側を高温側チューブ下流部としたときに、第３流体の温度は、高温側流体の温度よりも低く、複数の高温側チューブのうち、少なくとも一部の高温側チューブ上流部は、高温側チューブ下流部に対して、第３流体の流れ方向上流側に配置されていることを特徴とする。

【００２２】

これによれば、高温側チューブにおける流体流れ上流側において、高温側流体と第３流体との温度差を確保して放熱量を増やすことができる。この結果、第１流体と第２流体の温度差の縮小を図ることができるので、第１チューブ（６１）および第２チューブ（７１）の熱歪量の相違を緩和させることができ、熱交換器の破損を抑制することができる。

【００２３】

請求項５に記載の発明では、請求項４に記載の熱交換器において、第１熱交換部（６０）に導入される第１流体および第２熱交換部（７０）に導入される第２流体のうち、温度が低い方の流体を低温側流体とし、第１チューブ（６１）および第２チューブ（７１）のうち、低温側流体が流通する低温側チューブの第１、第２ターン部（６１ｅ、７１ｅ）よりも上流側を低温側チューブ上流部とし、第１チューブ（６１）および第２チューブ（７１）のうち、低温側流体が流通する低温側チューブの第１、第２ターン部（６１ｅ、７１ｅ）よりも下流側を低温側チューブ下流部としたときに、第３流体の温度は、低温側流体の温度よりも低く、複数の第１チューブ（６１）および複数の第２チューブ（７１）のうち、低温側流体が流通する複数の低温側チューブのうち、少なくとも一部の低温側チューブ上流部は、低温側チューブ下流部に対して、第３流体の流れ方向上流側に配置されていることを特徴とする。

【００２４】

これによれば、低温側チューブにおける流体流れ上流側において、低温側流体と第３流体との温度差を確保して放熱量を増やすことができる。この結果、第１流体と第２流体の温度差の縮小を図ることができるので、第１チューブ（６１）および第２チューブ（７１）の熱歪量の相違を緩和させることができ、熱交換器の破損を抑制することができる。

【００２５】

請求項６に記載の発明では、請求項１ないし４のいずれか１つに記載の熱交換器において、第３流体の温度は、第１熱交換部（６０）に導入される第１流体および第２熱交換部（７０）に導入される第２流体のうち、温度が高い方の流体の温度よりも低く、かつ、温

度が低い方の流体の温度よりも高くなっていることを特徴とする。

【0026】

これによれば、熱交換器（16）にて第1流体および第2流体のうち、高温側の流体の温度が低下すると共に、低温側の流体の温度が上昇するので、第1流体と第2流体との温度差を縮小させることができる。この結果、各チューブ（61、71）の熱歪量の相違を緩和させることができ、熱交換器（16）の破損を効果的に抑制することができる。

【0027】

請求項7に記載の発明では、請求項1ないし3のいずれか1つに記載の熱交換器において、第1チューブ（61）の第1ターン部（61e）よりも上流側を第1チューブ上流部（611）とし、第1チューブ（61）の第1ターン部（61e）よりも下流側を第1チューブ下流部（612）とし、さらに、第2チューブ（71）の第2ターン部（71e）よりも上流側を第2チューブ上流部（711）とし、第2チューブ（71）の第2ターン部（71e）よりも下流側を第2チューブ下流部（712）としたときに、第1チューブ上流部（611）および第2チューブ上流部（711）は、第1、第2チューブ（61、71）の積層方向に並ぶように配置され、第1チューブ下流部（612）および第2チューブ下流部（712）は、第1、第2チューブ（61、71）の積層方向に並ぶように配置されていることを特徴とする。

【0028】

これによれば、第1チューブ（61）を流通する第1流体と第2チューブ（71）を流通する第2流体との温度差を低減して、第1チューブ（61）および第2チューブ（71）の熱歪量の相違を緩和させることができる。なお、理由については、後述の実施形態において説明する。

【0029】

請求項8に記載の発明では、請求項7に記載の熱交換器において、第1チューブ上流部（611）および第2チューブ上流部（711）は、第1チューブ下流部（612）および第2チューブ下流部（712）に対して、第3流体の流れ方向上流側に配置されていることを特徴とする。

【0030】

これによれば、第1熱交換部（60）に導入される第1流体、および第2熱交換部（70）に導入される第2流体が共に第3流体よりも温度が高い場合に、第1チューブ（61）の流体流れ上流側、および第2チューブ（622）の流体流れ上流側において、第1流体と第3流体の温度差、および第2流体と第3流体との温度差を確保して放熱量を増やすことができる。この結果、第1チューブ（61）および第2チューブ（71）の熱歪量の相違を緩和させることができ、熱交換器の破損を抑制することができる。

【0031】

請求項9に記載の発明では、請求項7に記載の熱交換器において、複数の第1チューブ（61）は、第1熱交換部（60）に導入される第1流体が流通する上流側第1チューブ群（60a）、および上流側第1チューブ群（60a）から流出して第1熱交換部（60）から導出される第1流体が流通する下流側第1チューブ群（60b）を有し、複数の第2チューブ（71）は、第2熱交換部（70）に導入される第2流体が流通する上流側第2チューブ群（70a）、および上流側第2チューブ群（70a）から流出して第2熱交換部（70）から導出される第2流体が流通する下流側第2チューブ群（70b）を有し、上流側第1チューブ群（60a）および上流側第2チューブ群（60a）における第1チューブ上流部（611）および第2チューブ上流部（711）は、第1チューブ下流部（612）および第2チューブ下流部（712）に対して、第3流体の流れ方向上流側に配置されていることを特徴とする。

【0032】

これによれば、第1熱交換部（60）に導入される第1流体、および第2熱交換部（70）に導入される第2流体が共に第3流体よりも温度が高い場合には、上流側第1チューブ群（60a）および上流側第2チューブ群（70a）の流体流れ上流側において、第1

10

20

30

40

50

流体と第2流体との温度差を低減しつつ、第1流体と第3流体の温度差、および第2流体と第3流体との温度差を確保して放熱量を増やすことができる。この結果、第1チューブ(61)および第2チューブ(71)の熱歪量の相違を緩和させることができ、熱交換器の破損を抑制することができる。

【0033】

請求項10に記載の発明では、請求項9に記載の熱交換器において、下流側第1チューブ群(60b)および下流側第2チューブ群(70b)における第1チューブ上流部(611)および第2チューブ上流部(711)は、第1チューブ下流部(612)および第2チューブ下流部(712)に対して、第3流体の流れ方向下流側に配置されていることを特徴とする。

10

【0034】

これによれば、第1熱交換部(60)に導入される第1流体、および第2熱交換部(70)に導入される第2流体が共に第3流体よりも温度が高い場合には、下流側第1チューブ群(60b)および下流側第2チューブ群(70b)の流体流れ下流側において、第1流体および第2流体が有する熱量を第3流体へ十分に放熱させることができる。この結果、熱交換器の性能向上を図ることが可能となる。

【0035】

請求項11に記載の発明では、請求項1ないし10のいずれか1つに記載の熱交換器において、アウターフィン(50)は、第1、第2チューブ(61、71)に接合されると共に、局部的に剛性を弱めるための複数のスリット(50a)が形成されていることを特徴とする。

20

【0036】

これによれば、第1チューブ(61)および第2チューブ(71)に熱歪量の相違が生じた際に、アウターフィン(50)の各スリット(50a)にて各チューブ(61、71)に作用する応力を吸収することが可能となる。さらに、アウターフィン(50)に複数のスリット(50a)を設けることで、各チューブ(61、71)に熱歪量の相違が生じた際の熱交換器の破損を部分的なものに抑えることができる。

【0037】

請求項12に記載の発明では、請求項1ないし11のいずれか1つに記載の熱交換器において、第1ターン部(61e)および第2ターン部(71e)の少なくとも一方の中間部の冷媒通路面積は、その流体流入部および流体流出部の流体通路面積よりも大きく形成されていることを特徴とする。

30

【0038】

これによれば、第1流体が第1ターン部(61e)を通過する際、あるいは、第2流体が第2ターン部(71e)を通過する際の圧力損失を低減することができる。

【0039】

請求項13に記載の発明では、請求項1ないし12のいずれか1つに記載の熱交換器において、第1チューブ(61)および第2チューブ(71)の少なくとも一方の内部には、内部を流通する冷媒と第3流体との熱交換を促進するインナーフィン(65、75)が配置されており、インナーフィン(65、75)の端部は、第1ターン部(61e)あるいは第2ターン部(71e)の内部空間に突出していることを特徴とする。

40

【0040】

これによれば、インナーフィン(65、75)の端部が、第1ターン部(61e)あるいは第2ターン部(71e)の内部空間に突出しているので、第1チューブ(61)および第2チューブ(71)の内周面とインナーフィン(65、75)との接合不良を抑制できる。

【0041】

また、具体的に、請求項1ないし13のいずれか1つに記載の熱交換器において、請求項14に記載の発明のように、第1チューブ(61)および第2チューブ(71)は、一対の板状部材(61a、61b、71a、71b)を貼り合わせて形成されたプレートチ

50

ューブで構成されていてもよいし、請求項 15 に記載の発明のように、第 1 チューブ（61）および第 2 チューブ（71）は、長手方向垂直断面が偏平形状に形成された偏平チューブを折り曲げることによって形成されたものであってもよい。

【0042】

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一例である。

【図面の簡単な説明】

【0043】

【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。

10

【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廃熱回収運転時の冷媒流路等を示す全体構成図である。

【図 4】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。

【図 5】第 1 実施形態の熱交換器の外観斜視図である。

【図 6】（a）は、第 1 実施形態の冷媒用チューブ（冷却媒体用チューブ 71）の正面図であり、（b）は、（a）の側面図である。

【図 7】図 6 の A-A 断面図である。

20

【図 8】図 6 の B-B 断面図である。

【図 9】図 6 の C-C 断面図である。

【図 10】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 11】第 1 実施形態の熱交換器における模式的な一部分斜視図である。

【図 12】第 2 実施形態の熱交換器の外観斜視図である。

【図 13】第 2 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 14】第 2 実施形態の熱交換器における模式的な一部分斜視図である。

【図 15】（a）は、第 3 実施形態の冷媒用チューブ（冷却媒体用チューブ 71）の正面図であり、（b）は、（a）の側面図である。

30

【図 16】第 4 実施形態のヒートポンプサイクルの廃熱回収運転時の冷媒流路等を示す全体構成図である。

【図 17】第 5 実施形態の熱交換器の模式的な外観斜視図である。

【図 18】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外観斜視図である。

【図 19】他の実施形態の熱交換器のヘッドタンク長手方向の模式的な断面図である。

【図 20】熱交換器の構造の相違による各チューブにおける冷媒と冷却水の温度差への影響を説明するための説明図である。

【図 21】他の実施形態に係る熱交換器の模式的な部分斜視図である。

40

【図 22】他の実施形態に係るアウターフィンを説明するための説明図である。

【発明を実施するための形態】

【0044】

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。

【0045】

（第 1 実施形態）

図 1～11 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 16 を、車両用空調装置 1 において車室内送風空気（図 1）の温度調節を行うヒートポンプサイクル 10 に適用している。図 1～4 は、本実施形態の車両用空調装置 1 の全体構成図で

50

ある。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 M G 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。

【0046】

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 M G 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 M G 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。

【0047】

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。つまり、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。

【0048】

さらに、このヒートポンプサイクル 10 では、後述するように熱交換器 16 を流通する冷媒や冷却水や外気の流量を変化させること等によって、暖房運転時に熱交換器 16 の室外熱交換部 60 に着いた霜を融解させて取り除く除霜運転、暖房運転時に外部熱源として走行用電動モータ M G の有する熱量を冷媒に吸熱させる廃熱回収運転を実行することもある。なお、図 1～4 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。

【0049】

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。

【0050】

まず、圧縮機 11 は、エンジン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 11 a を電動モータ 11 b にて駆動する電動圧縮機である。固定容量型圧縮機 11 a 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。

【0051】

電動モータ 11 b 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 11 b が圧縮機 11 の吐出能力変更手段を構成する。

【0052】

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。

【0053】

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 16 の室外熱交換部 60 の冷媒入口側が接続されている。

【0054】

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 を迂回させて熱交換器 16 の室外熱交換部 60 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 15 a が配置されている。開閉弁 15 a 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。

【0055】

また、冷媒が開閉弁 15 a 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 15 a が開いている場合には固定絞り迂回用通路 14 側を介して熱交換器 16 の室外熱交換部 60 へ流入し、開閉弁 15 a が閉じている場合には暖房用固定絞り 13 を介して熱交換器 16 の室外熱交換部 60 へ流入する。

10

【0056】

これにより、開閉弁 15 a 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 15 a 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。

【0057】

熱交換器 16 は、エンジンルーム内に配置されており、熱交換器 16 のうち室外熱交換部 60 は、その内部を流通する低圧冷媒と送風ファン 17 から送風された外気とを熱交換させる機能を果たす熱交換部である。さらに、室外熱交換部 60 は、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。

20

【0058】

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。さらに、本実施形態の熱交換器 16 では、上述の室外熱交換部 60、および、冷却水循環回路 40 を循環して走行用電動モータ 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ラジエータ部 70 を一体的に構成している。

【0059】

このため、本実施形態の送風ファン 17 は、熱交換器 16 の室外熱交換部 60 およびラジエータ部 70 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、冷却水循環回路 40、並びに、室外熱交換部 60 およびラジエータ部 70 とを一体的に構成した複合型の熱交換器 16 の詳細構成については後述する。

30

【0060】

熱交換器 16 の室外熱交換部 60 の出口側には、電気式の三方弁 15 b が接続されている。この三方弁 15 b 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 15 a とともに、冷媒流路切替手段を構成している。

【0061】

具体的には、三方弁 15 b は、暖房運転時には、室外熱交換部 60 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 60 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。冷房用固定絞り 19 は、冷房運転時に室外熱交換部 60 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。

40

【0062】

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。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。

【0063】

50

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。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、圧縮機 11 の液圧縮を防止する機能を果たす。

【0064】

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。

10

【0065】

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。

【0066】

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。

20

【0067】

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。

【0068】

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、車室内送風空気の空気流れ上流側に配置されている。

30

【0069】

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。

【0070】

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。

40

【0071】

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。

【0072】

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 における圧縮機 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

50

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。

【0073】

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。

【0074】

これらのフェイスドア、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

【0075】

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を冷却する冷却媒体循環回路である。

【0076】

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16のラジエータ部70、このラジエータ部70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

【0077】

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。

【0078】

三方弁42は、冷却水ポンプ41の入口側とラジエータ部70の出口側とを接続して冷却水をラジエータ部70へ流入させる冷却媒体回路、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70を迂回させて流す冷却媒体回路を切り替える。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、冷却媒体回路の回路切替手段を構成している。

30

【0079】

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→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媒体回路と、図2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70→冷却水ポンプ41の順に冷却水を循環させる冷却媒体回路とを切り替えることができる。

【0080】

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70を迂回させて流す冷却媒体回路に切り替えると、冷却水はラジエータ部70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70を迂回させて流す冷却媒体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。

40

【0081】

また、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70を流通するように流す冷却媒体回路に切り替えると、冷却水はラジエータ部70へ流入し、送風ファン17から送風された外気と熱交換する。さらに、本実施形態の熱交換器16では、ラジエータ部70へ流入した冷却水が外気のみならず、室外熱交換部60を流通する

50

冷媒と熱交換することができる。

【0082】

次に、図5～11を用いて、本実施形態の複合型の熱交換器16の詳細構成について説明する。図5は、本実施形態の熱交換器16の外観斜視図であり、図6(a)は、室外熱交換部60(ラジエータ部70)の冷媒用チューブ61(冷却媒体用チューブ71)の正面図であり、(b)は、(a)の側面図である。また、図7は、図6(a)の拡大A-A断面図であり、図8は、図6(a)の拡大B-B断面図であり、図9は、図6(a)の拡大C-C断面図である。さらに、図10は、熱交換器16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。

【0083】

まず、図5に示すように、熱交換器16の室外熱交換部60およびラジエータ部70は、それぞれ冷媒または冷却水を流通させる複数本のチューブ(61、71)、この複数本のチューブの長手方向端部側に配置されて、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集合分配用タンク(62、72)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。

【0084】

具体的には、室外熱交換部60は、第1流体としての冷媒が流通する複数本の冷媒用チューブ61、および、複数本の冷媒用チューブ61の積層方向に延びて冷媒用チューブ61を流通する冷媒の集合あるいは分配を行う冷媒側ヘッドタンク部62を有し、冷媒用チューブ61を流通する冷媒と冷媒用チューブ61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)とを熱交換させる熱交換部である。

【0085】

一方、ラジエータ部70は、第2流体としての冷却水が流通する複数本の冷却媒体用チューブ71、および、冷却媒体用チューブ71の積層方向に延びて冷却媒体用チューブ71を流通する冷却水の集合あるいは分配を行う冷却媒体側ヘッドタンク部72を有し、冷却媒体用チューブ71を流通する冷却水と冷却媒体用チューブ71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。

【0086】

また、本実施形態では、これらの冷媒用チューブ61および冷却媒体用チューブ71として、図6に示すように、その板面に凹凸部が設けられた一对の板状部材61a、61b(71a、71b)同士を最中合わせ状に接合することによって形成された、いわゆるプレートチューブを採用している。この板状部材61a、61b(71a、71b)は、伝熱性に優れる金属(本実施形態では、アルミニウム合金)で形成されている。

【0087】

なお、本実施形態の冷媒用チューブ61および冷却媒体用チューブ71の基本的構成は同様なので、図6では、冷媒用チューブ61について図示するとともに、冷媒用チューブ61の構成要素に対応する冷却媒体用チューブ71の構成要素の符合を、カッコを付して記載している。

【0088】

さらに、冷媒用チューブ61および冷却媒体用チューブ71は、図5に示すように、後述する冷媒側ヘッドタンク部62と冷却媒体側ヘッドタンク部72とを結ぶ方向に延びており、冷媒側ヘッドタンク部62と冷却媒体側ヘッドタンク部72との間に配置されている。換言すると、冷媒側ヘッドタンク部62は、冷媒用チューブ61および冷却媒体用チューブ71の長手方向一端側に配置されており、冷却媒体側ヘッドタンク部72は、冷媒用チューブ61および冷却媒体用チューブ71の長手方向他端側に配置されている。

【0089】

そして、冷媒用チューブ61および冷却媒体用チューブ71は、いずれも長手方向の一端部が冷媒側ヘッドタンク部62に固定され、長手方向の他端部が冷却媒体側ヘッドタンク部72に固定されている。

【0090】

10

20

30

40

50

冷媒用チューブ 6 1 には、図 6 に示すように、冷媒用チューブ 6 1 の長手方向（送風ファン 1 7 から送風された外気の流れ方向に直交する方向）に延びるとともに、図 7 の断面図に示すように、断面偏平形状に形成された冷媒流路 6 1 c が、送風ファン 1 7 から送風された外気の流れ方向 X に沿って 2 列に並べて設けられている。従って、冷媒用チューブ 6 1 のうち冷媒流路 6 1 c を形成する部位の外表面には、送風ファン 1 7 から送風された外気の流れ方向に平行に拡がる偏平面 6 1 d が形成されている。

【0091】

さらに、図 8 の断面図に示すように、2 列に並べて設けられた双方の冷媒流路 6 1 c の冷媒側ヘッダタンク部 6 2 側の端部は、冷媒用チューブ 6 1 の端部で外部に開口している。本実施形態では、この冷媒流路 6 1 c の開口する側の端部に冷媒側ヘッダタンク部 6 2 を配置することで、冷媒側ヘッダタンク部 6 2 の内部空間と双方の冷媒流路 6 1 c とを連通させている。

10

【0092】

一方、図 9 の断面図に示すように、2 列に並べて設けられた冷媒流路 6 1 c の双方の冷却媒体側ヘッダタンク部 7 2 側の端部は、冷媒用チューブ 6 1 の外部に開口することなく、2 列の冷媒流路 6 1 c 同士が冷媒側ターン部 6 1 e によって接続されている。これにより、冷却媒体側ヘッダタンク部 7 2 の内部空間と冷媒用チューブ 6 1 は連通することなく、2 列の冷媒流路 6 1 c 同士が互いに連通している。

【0093】

従って、本実施形態の冷媒用チューブ 6 1 では、冷媒側ターン部 6 1 e が冷媒側ヘッダタンク部 6 2 よりも冷却媒体側ヘッダタンク部 7 2 に近い位置に位置付けられ、図 10 の実線矢印に示すように、冷媒側ヘッダタンク部 6 2 から 2 列に並べて設けられた一方の冷媒流路 6 1 c へ流入した冷媒が、冷媒側ターン部 6 1 e にて、その流れ方向を転換させて他方の冷媒流路 6 1 c へ流入し、冷媒側ヘッダタンク部 6 2 へ戻る。

20

【0094】

また、冷媒側ターン部 6 1 e の冷媒通路面積は、冷媒流路 6 1 c の冷媒通路面積よりも大きく形成されている。つまり、冷媒側ターン部 6 1 e の中間部の冷媒通路面積は、冷媒側ターン部 6 1 e のうち冷媒流路 6 1 c に接続される冷媒流入部および冷媒流出部の冷媒通路面積よりも大きく形成されている。なお、冷媒通路面積は、冷媒の流れ方向に直交する断面積で定義される。

30

【0095】

さらに、冷媒用チューブ 6 1 の冷媒流路 6 1 c の端部のうち冷媒側ターン部 6 1 e の反対側にも、冷媒流路 6 1 c の冷媒通路面積を拡大する拡大部 6 1 f が設けられており、この拡大部 6 1 f を介して、冷媒側ヘッダタンク部 6 2 の内部空間と双方の冷媒流路 6 1 c が連通している。この拡大部 6 1 f は、冷媒用チューブ 6 1 の内部の表面積を拡大して、耐圧性を向上させるために形成されたものである。

【0096】

また、冷媒用チューブ 6 1 の冷媒流路 6 1 c 内には、冷媒と送風ファン 1 7 から送風された外気との熱交換を促進するインナーフィン 6 5 が配置されている。このインナーフィン 6 5 は、薄板状金属を波状に折り曲げて形成したものであり、インナーフィン 6 5 の長手方向端部は、それぞれ図 8、9 に示すように、拡大部 6 1 f および冷媒側ターン部 6 1 e の内部空間に突出している。

40

【0097】

また、冷却媒体用チューブ 7 1 についても、冷媒用チューブ 6 1 と同様に、断面偏平形状に形成された冷却媒体流路 7 1 c が、送風ファン 1 7 から送風された外気の流れ方向 X に沿って 2 列に並べて設けられており、冷却媒体用チューブ 7 1 のうち冷却媒体流路 7 1 c を形成する部位の外表面側には、送風ファン 1 7 から送風された外気の流れ方向に平行に拡がる偏平面 7 1 d が形成されている。

【0098】

さらに、冷却媒体用チューブ 7 1 の冷却媒体流路 7 1 c は、冷却媒体側ヘッダタンク部

50

7 2 側の端部にて冷却媒体側ヘッダタンク部 7 2 の内部空間と連通しており、双方の冷却媒体流路 7 1 c の冷却媒体側ヘッダタンク部 6 2 側の端部が、冷却媒体ターン部 6 1 e と同様の構成の冷却媒体側ターン部 7 1 e によって接続されている。

【0099】

従って、冷却媒体用チューブ 7 1 では、冷却媒体側ターン部 7 1 e が冷却媒体側ヘッダタンク部 7 2 よりも冷却媒体側ヘッダタンク部 6 2 に近い位置に位置付けられており、図 10 の破線矢印に示すように、冷却媒体側ヘッダタンク部 7 2 から 2 列に並べて設けられた一方の冷却媒体流路 7 1 c へ流入した冷媒が、冷却媒体側ターン部 7 1 e にて、その流れ方向を転換させて他方の冷却媒体流路 7 1 c へ流入し、冷却媒体側ヘッダタンク部 7 2 へ戻る。

10

【0100】

また、冷却媒体用チューブ 7 1 の冷却媒体流路 7 1 c 内には、冷却水と送風ファン 1 7 から送風された外気との熱交換を促進するインナーフィン 7 5 が配置されている。このインナーフィン 7 5 は、冷媒流路 6 1 c に配置されるインナーフィン 6 5 と同様の構成であり、インナーフィン 7 5 の長手方向端部も、それぞれ冷却媒体側ターン部 7 1 e および拡大部 7 1 f の内部空間に突出している。

【0101】

さらに、冷媒用チューブ 6 1 および冷却媒体用チューブ 7 1 は、その外表面のうち偏平面 6 1 d、7 1 d 同士が互いに平行に、所定の間隔を開けて交互に積層配置されている。つまり、冷媒用チューブ 6 1 は、冷却媒体用チューブ 7 1 の間に配置され、逆に、冷却媒体用チューブ 7 1 は、冷媒用チューブ 6 1 の間に配置されている。

20

【0102】

そして、冷媒用チューブ 6 1 と冷却媒体用チューブ 7 1 との間に形成される空間は、送風ファン 1 7 によって送風された外気が流通する外気通路 1 6 a（第 3 流体用通路）を形成している。

【0103】

さらに、外気通路 1 6 a には、室外熱交換部 6 0 における冷媒と外気との熱交換およびラジエータ部 7 0 における冷却水と外気との熱交換を促進するとともに、冷媒用チューブ 6 1 を流通する冷媒と冷却媒体用チューブ 7 1 を流通する冷却水との間の熱移動を可能とするアウターフィン 5 0 が、対向する冷媒用チューブ 6 1 の偏平面 6 1 d および冷却媒体用チューブ 7 1 の偏平面 7 1 d に接合された状態で配置されている。

30

【0104】

このアウターフィン 5 0 としては、薄板状金属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 5 0 が、冷媒用チューブ 6 1 および冷却媒体用チューブ 7 1 の双方に接合されていることによって、冷媒用チューブ 6 1 と冷却媒体用チューブ 7 1 との間の熱移動を可能としている。

【0105】

次に、図 11 を用いて、冷媒用チューブ 6 1 および冷却媒体用チューブ 7 1 の詳細な構成、並びに、冷媒側ヘッダタンク部 6 2 および冷却媒体側ヘッダタンク部 7 2 について説明する。なお、図 11 は、熱交換器 1 6 の模式的な一部分解斜視図である。この図 11 では、図示の明確化のため、アウターフィン 5 0 の図示を省略している。

40

【0106】

図 11 に示すように、冷媒用チューブ 6 1 は、冷媒側ターン部 6 1 e の上流側の部位が冷媒チューブ上流部 6 1 1 を構成し、冷媒側ターン部 6 1 e の下流側の部位が冷媒チューブ下流部 6 1 2 を構成している。つまり、本実施形態の冷媒用チューブ 6 1 は、冷媒チューブ上流部 6 1 1、冷媒側ターン部 6 1 e、および冷媒チューブ下流部 6 1 2 にて構成されている。そして、本実施形態の冷媒用チューブ 6 1 は、冷媒チューブ上流部 6 1 1 が冷媒チューブ下流部 6 1 2 に対して、外気の流れ方向 X の下流側に配置されている。

【0107】

一方、冷却媒体用チューブ 7 1 は、冷却媒体側ターン部 7 1 e の上流側の部位が冷却媒

50

体チューブ上流部 7 1 1 を構成し、冷却媒体側ターン部 7 1 e の下流側の部位が冷却媒体チューブ下流部 7 1 2 を構成している。つまり、本実施形態の冷却媒体用チューブ 7 1 は、冷却媒体チューブ上流部 7 1 1、冷却媒体側ターン部 7 1 e、および冷却媒体チューブ下流部 7 1 2 にて構成されている。そして、本実施形態の冷却媒体用チューブ 7 1 は、冷却媒体チューブ上流部 7 1 1 が冷却媒体チューブ下流部 7 1 2 に対して、外気の流れ方向 X の上流側に配置されている。

【0108】

本実施形態の冷媒用チューブ 6 1 および冷却媒体用チューブ 7 1 は、冷媒チューブ上流部 6 1 1 と冷却媒体チューブ下流部 7 1 2 とが、各チューブ 6 1、7 1 の積層方向に並ぶように配置されると共に、冷媒チューブ下流部 6 1 2 と冷却媒体チューブ上流部 7 1 1 とが、各チューブ 6 1、7 1 の積層方向に並ぶように配置されている。

10

【0109】

このような構成では、冷媒用チューブ 6 1 を流通する冷媒が、外気の流れ方向の下流側から上流側へ流れ、冷却媒体用チューブ 7 1 を流通する冷却水が、外気の流れ方向の上流側から下流側へ流れることとなる。従って、冷媒用チューブ 6 1 および冷却媒体用チューブ 7 1 は、外気の流れ方向 X において、冷媒用チューブ 6 1 を流通する冷媒の流れ方向と、冷却媒体用チューブ 7 1 を流通する冷却水の流れ方向とが逆方向となるように構成されている。

【0110】

次に、冷媒側ヘッドタンク部 6 2 および冷却媒体側ヘッドタンク部 7 2 について説明する。冷媒側ヘッドタンク部 6 2 および冷却媒体側ヘッドタンク部 7 2 の基本的構成は同様であり、冷媒側ヘッドタンク部 6 2 は、冷媒用チューブ 6 1 および冷却媒体用チューブ 7 1 の双方が固定される冷媒側プレート部材 6 3、冷媒側プレート部材 6 3 に固定される冷媒側タンク部材 6 4 を有している。

20

【0111】

冷媒側プレート部材 6 3 のうち、冷媒用チューブ 6 1 に対応する部位にはその表裏を貫通する連通穴が設けられ、この連通穴には冷媒用チューブ 6 1 が貫通している。これにより、冷媒側ヘッドタンク部 6 2 の内部空間と冷媒用チューブ 6 1 の冷媒流路 6 1 c が連通している。なお、冷媒用チューブ 6 1 のうち、この連通穴に挿入される部位の外気の流れ方向の幅寸法は、冷媒流路 6 1 c の幅寸法よりも短く形成されている。

30

【0112】

同様に、冷媒側プレート部材 6 3 のうち、冷却媒体用チューブ 7 1 に対応する部位にはその表裏を貫通する連通穴が設けられ、この連通穴は冷却媒体用チューブ 7 1 が挿入されることによって閉塞されている。なお、冷却媒体用チューブ 7 1 のうち、この連通穴に挿入される部位の外気の流れ方向の幅寸法は、冷却媒体流路 7 1 c の幅寸法よりも短く形成されている。

【0113】

さらに、冷媒側プレート部材 6 3 には、冷媒側タンク部材 6 4 に固定されることによって、冷媒側プレート部材 6 3 との間に形成される空間を区画する凹み部 6 3 a が設けられている。凹み部 6 3 a は、冷媒側プレート部材 6 3 の長手方向の全域に設けられている。

40

【0114】

冷媒側タンク部材 6 4 は、冷媒側プレート部材 6 3 に固定されることによって、その内部に冷媒の集合を行う集合空間 6 2 a および冷媒の分配を行う分配空間 6 2 b を形成するものである。具体的には、冷媒側タンク部材 6 4 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。

【0115】

そして、冷媒側タンク部材 6 4 の二山状の中央部 6 4 a が冷媒側プレート部材 6 3 の凹み部 6 3 a に接合されることによって、集合空間 6 2 a および分配空間 6 2 b が区画されている。なお、本実施形態では、外気の流れ方向 X の風上側に集合空間 6 2 a が配置され、さらに、外気の流れ方向 X の風下側に分配空間 6 2 b が配置されている。

50

【0116】

さらに、前述の如く、冷媒用チューブ61は、冷媒側プレート部材63の連通穴を貫通していることにより、外気の流れ方向Xの風上側に配列された冷媒流路61c（冷媒チューブ下流部612）は集合空間62aに連通し、外気の流れ方向Xの風下側に配列された冷媒流路61c（冷媒チューブ上流部611）は分配空間62bに連通している。

【0117】

また、冷媒側タンク部材64の長手方向一端側には、図5に示すように、分配空間62bへ冷媒を導入させる冷媒導入配管64bが接続されるとともに、集合空間62aから冷媒を導出させる冷媒導出配管64cが接続されている。さらに、冷媒側タンク部材64の長手方向他端側は、閉塞部材によって閉塞されている。

10

【0118】

一方、冷却媒体側ヘッダタンク部72についても、図11に示すように、冷却媒体側プレート部材73、冷却媒体側タンク部材74を有している。そして、冷却媒体側プレート部材73のうち、冷却媒体用チューブ71に対応する部位に設けられた連通穴には冷却媒体用チューブ71が貫通しており、冷媒用チューブ61に対応する部位に設けられた連通穴は、冷媒用チューブ61が挿入されて閉塞されている。

【0119】

さらに、冷却媒体側プレート部材73と冷却媒体側タンク部材74が固定されて、冷却媒体側プレート部材73の凹み部73aと冷却媒体側タンク部材74の二山状の中央部74aが接合されることによって、その内部に冷却水の集合を行う集合空間72aおよび冷却水の分配を行う分配空間72bが区画形成されている。なお、本実施形態では、外気の流れ方向Xの風上側に分配空間72bが配置され、外気の流れ方向X風下側に集合空間72aが配置されている。

20

【0120】

なお、前述の如く、冷却媒体用チューブ71は、冷却媒体側プレート部材73の連通穴を貫通していることにより、外気の流れ方向Xの風上側に配列された冷却媒体流路71c（冷却媒体チューブ上流部711）は分配空間72bに連通し、外気の流れ方向Xの風下側に配列された冷却媒体流路71c（冷却媒体チューブ下流部712）は集合空間72aに連通している。

【0121】

また、冷却媒体側タンク部材74の長手方向一端側には、図5に示すように、分配空間72bへ冷却媒体を導入させる冷却媒体導入配管74bが接続されるとともに、集合空間72aから冷却媒体を導出させる冷却媒体導出配管74cが接続されている。さらに、冷却媒体側ヘッダタンク部72の長手方向他端側は、閉塞部材によって閉塞されている。

30

【0122】

従って、本実施形態の熱交換器16では、図10の模式的な斜視図に示すように、冷媒導入配管64bを介して冷媒側ヘッダタンク部62の分配空間62bへ導入された冷媒が、2列に並んだ冷媒用チューブ61のうち、外気の流れ方向Xの風下側に配列された冷媒用チューブ61の冷媒流路61c（冷媒チューブ上流部611）へ流入する。

【0123】

そして、風下側に配列された冷媒流路61c（冷媒チューブ上流部611）から流出した冷媒が、冷媒側ターン部61eを介して、風上側に配列された冷媒流路61c（冷媒チューブ下流部612）へ流入する。さらに、風上側に配列された冷媒流路61c（冷媒チューブ下流部612）から流出した冷媒が、冷媒側ヘッダタンク部62の集合空間62aに集合して、冷媒導出配管64cから導出される。

40

【0124】

つまり、本実施形態の熱交換器16では、冷媒が、冷媒用チューブ61の風下側の冷媒流路61c（冷媒チューブ上流部611）→冷媒側ターン部61e→冷媒用チューブ61の風上側の冷媒流路61c（冷媒チューブ下流部612）の順にUターンしながら流れることになる。

50

【0125】

同様に、冷却水については、冷却媒体用チューブ71の風上側の冷却媒体流路71c（冷却媒体チューブ上流部711）→冷却媒体側ターン部71e→冷却媒体用チューブ71の風下側の冷却媒体流路71c（冷却媒体チューブ下流部712）の順にUターンしながら流れることになる。従って、隣り合う冷媒用チューブ61を流通する冷媒と冷却媒体用チューブ71を流通する冷却水とは、各チューブ61、71の長手方向および外気の流れ方向それぞれにて、その流れ方向が互いに対向する方向となる（対向流構造）。

【0126】

また、上述したインナーフィン65、72、冷媒側ヘッダタンク部62の各構成部品、冷却媒体側ヘッダタンク部72の各構成部品およびアウターフィン50は、いずれも冷媒用チューブ61、冷却媒体用チューブ71を構成する板状部材61a、61b、71a、71bと同一の金属材料で形成されている。

10

【0127】

次に、この熱交換器16の製造方法について説明する。まず、冷媒用チューブ61および冷却媒体用チューブ71、並びに、冷媒側ヘッダタンク部62および冷却媒体側ヘッダタンク部72を仮固定する（チューブ・タンク仮固定行程）。

【0128】

具体的には、冷媒用チューブ61については、冷媒流路61cに対応する部位にインナーフィン65を嵌め込んだ状態で、板状部材61a、61b同士を最中合わせ状に組み合わせ、板状部材61aの外気流れ方向上流側および下流側の少なくとも一部（本実施形態では、上下方向の全域）に形成された爪部を板状部材61b側へ折り曲げる。

20

【0129】

さらに、本実施形態の板状部材61aには、2列に並んだ冷媒流路61cの間にも爪部61gが形成されており、この爪部を板状部材61bに形成された貫通穴側へ折り曲げることによって仮固定される。冷却媒体用チューブ71についても、同様に、板状部材71a、71bおよびインナーフィン75が仮固定される。

【0130】

冷媒側ヘッダタンク部62については、冷媒側プレート部材63と冷媒側タンク部材64とを組み合わせ、冷媒側タンク部材64の外周端部に形成された爪部を冷媒側プレート部材63側へ折り曲げることによって仮固定される。冷却媒体側ヘッダタンク部72についても、同様に、冷却媒体側プレート部材73および冷却媒体側タンク部材74が仮固定される。

30

【0131】

なお、冷媒用チューブ61および冷却媒体用チューブ71、並びに、冷媒側ヘッダタンク部62および冷却媒体側ヘッダタンク部72について、いずれの順序で仮固定してもよい。

【0132】

次に、冷媒用チューブ61および冷却媒体用チューブ71を、冷媒側ヘッダタンク部62の冷媒側プレート部材63および冷却媒体側ヘッダタンク部72の冷却媒体側プレート部材73のそれぞれに設けられた連通穴に嵌挿する。この際、本実施形態では、連通穴の開口縁部から各ターン部61e、71eおよび各拡大部61f、71fへ至る距離が3mm以下となるように嵌挿している。

40

【0133】

さらに、冷媒用チューブ61および冷却媒体用チューブ71に形成される外気通路16aにアウターフィン50を嵌め込み仮固定し、さらに、各導入・導出配管64b、64c、74b、74c等を仮固定する（熱交換器仮固定行程）。

【0134】

そして、仮組された状態の熱交換器16をワイヤー治具等で固定した後、熱交換器16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、各構成部品を一体的にろう付け

50

接合する（熱交換器接合工程）。これにより、室外熱交換部 60 とラジエータ部 70 とが一体化された熱交換器 16 が製造される。

【0135】

なお、上記の説明から明らかなように、本実施形態の室外熱交換部 60 は、特許請求の範囲に記載された第 1 熱交換部に対応し、冷媒用チューブ 61 は第 1 チューブに対応し、冷媒側ヘッダタンク部 62 は第 1 タンク部に対応し、冷媒側ターン部 61e は第 1 ターン部に対応している。

【0136】

また、冷却媒体用チューブ 61 の冷媒チューブ上流部 611 は、特許請求の範囲に記載された第 1 チューブ上流部に対応し、冷媒チューブ下流部 612 は、第 1 チューブ下流部

10

【0137】

一方、ラジエータ部 70 は、特許請求の範囲に記載された第 2 熱交換部に対応し、冷却媒体用チューブ 71 は第 2 チューブに対応し、冷却媒体側ヘッダタンク部 72 は第 2 タンク部に対応し、冷却媒体側ターン部 71e は第 2 ターン部に対応している。

【0138】

また、冷却媒体用チューブ 71 の冷却媒体チューブ上流部 711 は、特許請求の範囲に記載された第 2 チューブ上流部に対応し、冷却媒体チューブ下流部 712 は、第 2 チューブ下流部に対応している。

【0139】

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。

20

【0140】

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 60 出口側冷媒温度 T_e 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 T_w 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。

30

【0141】

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 T_w 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 T_w を検出してもよい。

【0142】

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。

40

【0143】

また、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媒体回路制御手段を構成している。

【0144】

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

50

づいて、室外熱交換部 60 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、 20 km/h ）以下であって、かつ、室外熱交換部 60 出口側冷媒温度 T_e が 0°C 以下のときに、室外熱交換部 60 に着霜が生じていると判定する。

【0145】

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、廃熱回収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。

【0146】

10

（a）暖房運転

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 60 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、冷却水温度センサ 52 によって検出された冷却水温度 T_w が予め定めた基準温度（本実施形態では、 60°C ）度以上になった際には廃熱回収運転が実行される。

【0147】

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 60 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に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 70 を迂回して流れる冷却媒体回路に切り替える。

20

【0148】

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媒が流れる冷却媒体回路に切り替えられる。

【0149】

この冷媒流路および冷却媒体回路の構成で、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目標温度である目標吹出温度 T_{AO} を算出する。さらに、算出された目標吹出温度 T_{AO} 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。

30

【0150】

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 T_{AO} 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 T_{EO} を決定する。

【0151】

そして、この目標蒸発器吹出温度 T_{EO} 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 T_{EO} に近づくように、圧縮機 11 の電動モータに出力される制御信号が決定される。

40

【0152】

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 T_{AO} 、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。

【0153】

なお、通常の暖房運転時、除霜運転時、および廃熱回収運転時には、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

50

34の開度を制御してもよい。

【0154】

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。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。

【0155】

通常、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。

【0156】

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60へ流入する。室外熱交換部60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。

【0157】

この際、冷却水循環回路40では、冷却水がラジエータ部70を迂回して流れる冷却媒体回路に切り替えられているので、冷却水が室外熱交換部60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60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60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。

【0158】

室外熱交換部60から流出した冷媒は、三方弁15bが、室外熱交換部60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。

【0159】

以上の如く、通常、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。

【0160】

(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60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60における冷媒蒸発温度が着霜温度（具体的には、0℃）以下になってしまうと室外熱交換部60に着霜が生じるおそれがある。

【0161】

このような着霜が生じると、熱交換器16の外気通路16aが霜によって閉塞されてしまうので、室外熱交換部60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60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。

【0162】

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、暖房運転時に対して、室外熱交換部60へ流入する冷媒流量が減少し、外気通路16aへ流入する外気の風量が減少することになる。

【0163】

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70へ流入させる冷却媒体回路に切り替える。これにより、

10

20

30

40

50

ヒートポンプサイクル10に冷媒は循環することではなく、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媒体回路に切り替えられる。

【0164】

従って、ラジエータ部70の冷却媒体用チューブ71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60に伝熱されて、室外熱交換部60の除霜がなされる。つまり、熱交換器16を流通する冷媒および外気の流量を変化（具体的には、減少）させることによって、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。

【0165】

（c）廃熱回収運転

次に、廃熱回収運転について説明する。ここで、走行用電動モータMG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、走行用電動モータMG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。

【0166】

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 T_w が予め定めた基準温度（本実施形態では、 60°C ）度以上になった際に廃熱回収運転が実行される。この除霜運転では、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、除霜運転時と同様に、冷却水を図3の破線矢印に示すようにラジエータ部70へ流入させる冷却媒体回路に切り替える。

【0167】

従って、図3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、室内凝縮器12にて車室内送風空気を加熱し、暖房用固定絞り13にて減圧膨張されて16へ流入する。

【0168】

室外熱交換部60へ流入した低圧冷媒は、三方弁42が冷却水をラジエータ部70へ流入させる冷却媒体回路に切り替えているので、送風ファン17によって送風された外気の有する熱量とアウターフィン50を介して伝熱される冷却水の有する熱量との双方を吸熱して吸熱して蒸発する。その他の作動は、通常の暖房運転時と同様である。

【0169】

以上の如く、廃熱回収運転時には、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。この際、冷媒が外気の有する熱量のみならず、アウターフィン50を介して伝熱される冷却水の有する熱量を吸熱するので、走行用電動モータMGの廃熱を有効に利用した車室内の暖房を実現できる。

【0170】

（d）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60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4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。

【0171】

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70へ流入させる冷却媒体回路に切り替え、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70を迂回して流れる冷却媒体回路に切り替えられる。なお、図4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。

【0172】

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６０へ流入する。室外熱交換部６０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。

【０１７３】

室外熱交換部６０から流出した冷媒は、三方弁１５bが、室外熱交換部６０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。

【０１７４】

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。

【０１７５】

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１０の冷媒流路および冷却水循環回路４０の冷却媒体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１６を採用しているので、それぞれ運転時に冷媒、冷却水、外気の３種類の流体間で適切な熱交換を行うことができる。

【０１７６】

より詳細には、本実施形態の熱交換器１６では、室外熱交換部６０の冷媒用チューブ６１とラジエータ部７０の冷却媒体用チューブ７１との間に形成される外気通路１６aにアウターフィン５０を配置している。そして、このアウターフィン５０により、冷媒用チューブ６１と冷却媒体用チューブ７１との間の熱移動を可能としている。

【０１７７】

これにより、除霜運転時に、アウターフィン５０を介して冷却水の有する熱量を室外熱交換部６０に伝熱することができるので、走行用電動モータMGの廃熱を室外熱交換部６０の除霜のために、有効に利用することができる。

【０１７８】

さらに、本実施形態では、除霜運転時に、圧縮機１１の作動を停止させて室外熱交換部６０へ流入する冷媒流量を減少させているので、アウターフィン５０および冷媒用チューブ６１を介して室外熱交換部６０に伝熱される熱量が冷媒用チューブ６１を流通する冷媒に吸熱されてしまうことを抑制できる。すなわち、冷却水と冷媒との不必要な熱交換を抑制することができる。

【０１７９】

さらに、除霜運転時に、送風ファン１７の作動を停止させて外気通路１６aへ流入する外気の風量を減少させているので、アウターフィン５０を介して室外熱交換部６０に伝熱される熱量が外気通路１６aを流通する外気に吸熱されてしまうことを抑制できる。すなわち、冷却水と外気との不必要な熱交換を抑制することができる。

【０１８０】

また、廃熱回収運転時には、冷媒用チューブ６１、冷却媒体用チューブ７１およびアウターフィン５０を介して、冷却水と冷媒と熱交換させて、走行用電動モータMGの廃熱を冷媒に吸熱させることができるとともに、冷却媒体用チューブ７１およびアウターフィン５０を介して、冷却水と外気とを熱交換させて、走行用電動モータMGの不要な廃熱を外気に放熱することができる。

10

20

30

40

50

【0181】

また、通常の暖房運転時には、冷媒用チューブ61およびアウターフィン50を介して、冷媒と外気とを熱交換させて、外気の有する熱量を冷媒に吸熱させることができる。さらに、通常の暖房運転時には、冷却水循環回路40の三方弁42を、冷却水がラジエータ部70を迂回して流れる冷却媒体回路に切り替えているので、不要な冷却水と外気との熱交換を抑制して、冷却水に走行用電動モータMGの廃熱を蓄熱できるとともに、走行用電動モータMGの暖機を促進できる。

【0182】

さらに、本実施形態の熱交換器16では、冷媒用チューブ61および冷却媒体用チューブ71が冷媒側ヘッダタンク部62と冷却媒体側ヘッダタンク部72との間に配置され、冷媒用チューブ61と冷却媒体用チューブ71との間に形成される空間によって外気通路16aが形成されるので、冷媒側ヘッダタンク部62および冷却媒体側ヘッダタンク部72が外気の流れ方向に並べて配置されない。従って、熱交換器16全体として、外気の流れ方向に大型化してしまうことを抑制できる。

【0183】

しかも、冷媒用チューブ61の冷媒側ターン部61eを冷媒側ヘッダタンク部62よりも冷却媒体側ヘッダタンク部72に近い位置に位置付け、冷却媒体用チューブ71の冷却媒体側ターン部71eを冷却媒体側ヘッダタンク部72よりも冷媒側ヘッダタンク部62に近い位置に位置付ける構成としているので、冷媒側ヘッダタンク部62に冷媒用チューブ61を接続したものと、冷却媒体側ヘッダタンク部72に冷却媒体用チューブ71を接続したものとを同等の形状のものを採用できる。

【0184】

本実施形態では、冷媒側ヘッダタンク部62の冷媒側プレート部材63および冷却媒体側ヘッダタンク部72の冷却媒体側プレート部材73のそれぞれに、冷媒流路61cあるいは冷却媒体流路71cに連通させる連通穴と閉塞される連通穴とを設ける構成としているので、冷媒側ヘッダタンク部62に冷媒用チューブ61を接続したものと、冷却媒体側ヘッダタンク部72に冷却媒体用チューブ71を接続したものとを全く同形状のものとすることができ、その生産性を向上させることができる。

【0185】

その結果、本実施形態の熱交換器16によれば、大型化を招くことなく、3種類の流体間で熱交換を行うことのできる熱交換器の生産性を向上させることができる。

【0186】

また、本実施形態の熱交換器16では、冷媒用チューブ61および冷却媒体用チューブ71が、いずれも冷媒側ヘッダタンク部62および冷却媒体側ヘッダタンク部72の双方に固定されているので、熱交換器16全体としての機械的強度を増加させることができる。さらに、外気通路16aに配置されるアウターフィン50を仮工程する際には、極めて容易に仮固定でき、接合後には強固に固定することができる。

【0187】

また、冷媒側ターン部61eおよび冷却媒体側ターン部71eの中間部の冷媒通路面積を、その流体流入部および流体流出部の流体通路面積よりも大きく形成しているので、冷媒が冷媒側ターン部61eを通過する際、あるいは、冷却水が冷却媒体側ターン部71eを通過する際の圧力損失を低減することができる。

【0188】

また、冷媒用チューブ61および冷却媒体用チューブ71の内部に配置されるインナーフィン65、75の端部が、それぞれ各ターン部61e、71eおよび各拡大部61f、71fの内部空間に突出しているので、インナーフィン65、75の端部のようにクラッドされたり溶接がはげ落ちやすい部位がろう付け対象面とならず、冷媒用チューブ61および冷却媒体用チューブ71の内周面とインナーフィン65、75との接合不良を抑制しやすい。

【0189】

ここで、本実施形態の如く、３種類の流体間での熱交換可能な熱交換器１６では、運転条件によって、室外熱交換部６０に導入される冷媒の温度と、ラジエータ部７０に導入される冷却水の温度とが異なる場合がある。この場合、冷媒用チューブ６１および冷却媒体用チューブ７１に生ずる熱歪量（熱膨張量）が相違することで、熱交換器１６の破損が懸念される。

【０１９０】

これに対して、本実施形態の熱交換器１６では、所定の間隔をあけて交互に積層配置された冷媒用チューブ６１および冷却媒体用チューブ７１との間に、アウターフィン５０を配置する構成を採用しており、アウターフィン５０により外気、冷媒、および冷却水の熱交換が促進されるので、各チューブ６１、７１の熱歪量の相違を緩和させることができる。従って、本実施形態の熱交換器１６では、冷媒用チューブ６１および冷却媒体用チューブ７１に生ずる熱歪量（熱膨張量）の相違による破損を抑制することができる。

【０１９１】

また、本実施形態の熱交換器１６では、冷却媒体用チューブ７１の冷却媒体チューブ上流部７１１を冷却媒体チューブ下流部７１２に対して、外気の流れ方向Ｘの上流側に配置する構成としている。このため、例えば、冷却媒体用チューブ７１に流入する冷却媒体の温度が、冷媒および外気の温度よりも高くなる運転状態では、冷却媒体用チューブ７１の冷却水流れ上流側において、冷却水と外気との温度差を確保して放熱量を増やすことができる。この結果、冷却水と冷媒との温度差の縮小を図ることができ、冷媒用チューブ６１および冷却媒体用チューブ７１の熱歪量の相違を緩和させることができる。なお、この例では、冷却水が「高温側流体」に相当し、冷却媒体用チューブ７１が「高温側チューブ」を構成すると共に、冷却媒体用チューブ７１の冷却媒体チューブ上流部７１１が「高温側チューブ上流部」を構成し、さらに、冷却媒体用チューブ７１の冷却媒体チューブ下流部７１２が「高温側チューブ下流部」を構成する。また、冷媒が「低温側流体」に相当し、冷媒用チューブ６１が「低温側チューブ」を構成すると共に、冷媒用チューブ６１の冷媒チューブ上流部６１１が「低温側チューブ上流部」を構成し、さらに、冷媒用チューブ６１の冷媒チューブ下流部６１２が「低温側チューブ下流部」を構成する。

【０１９２】

（第２実施形態）

本実施形態では、第１実施形態に対して、熱交換器１６の構成を変更した例を説明する。本実施形態の熱交換器１６の詳細構成については、図１２～図１４を用いて説明する。

【０１９３】

図１２は、本実施形態の熱交換器１６の外観斜視図であり、図１３は、熱交換器１６の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り、図１４は、熱交換器１６の模式的な一部分解斜視図であり、それぞれ第１実施形態の図５、図１０、図１１に対応する図面である。なお、図１２～図１４では、第１実施形態と同一もしくは均等部分には同一の符号を付している。このことは、以下の図面においても同様である。

【０１９４】

図１２、図１４に示すように、本実施形態の冷媒用チューブ６１および冷却媒体用チューブ７１は、長手方向垂直断面が偏平形状に形成された偏平チューブを折り曲げることによって形成されている。より具体的には、冷媒用チューブ６１は、その偏平面同士が互いに対向するように折り曲げられており、冷却媒体用チューブ７１は、その偏平面同士が互いに対向するように折り曲げられている。

【０１９５】

従って、本実施形態の冷媒用チューブ６１の冷媒側ターン部６１ｅおよび冷却媒体用チューブ７１の冷却媒体側ターン部７１ｅは、それぞれのチューブ６１、７１の折り曲げ部によって形成されている。また、本実施形態の外気通路１６ａは、対向する冷媒用チューブ６１の偏平面および冷却媒体用チューブ７１の偏平面の間のみならず、対向する冷媒用チューブ６１の偏平面同士の間および対向する冷却媒体用チューブ７１の偏平面同士の間にも形成される。

【0196】

そして、これらの外気通路16aには、第1実施形態と同様のアウターフィン50が配置されている。なお、図14では、図11と同様に、図示の明確化のため、アウターフィン50の図示を省略している。

【0197】

さらに、図14に示すように、冷媒用チューブ61は、外気の流れ方向Xに沿って2列に並べて配置されており、風下側に配置される冷媒用チューブ61の一方の開口端部が冷媒側ヘッダタンク部62の分配空間62bに連通し、風上側に配置される冷媒用チューブ61の一方の開口端部が冷媒側ヘッダタンク部62の集合空間62aに連通している。

【0198】

また、冷媒側ヘッダタンク部62の内部には、図示しない仕切部材が配置されており、この仕切部材によって、風上側および風下側に配置される冷媒用チューブ61の他方の開口端部同士が、冷媒側ヘッダタンク部62の内部にて集合空間62aおよび分配空間62bに連通することなく、互いに連通している。

【0199】

一方、冷却媒体用チューブ71についても、図14に示すように、外気の流れ方向Xに沿って2列に並べて配置されており、風上側に配置される冷却媒体用チューブ71の一方の開口端部が冷却媒体側ヘッダタンク部72の分配空間72bに連通し、風下側に配置される冷却媒体用チューブ71の一方の開口端部が冷却媒体側ヘッダタンク部72の集合空間72aに連通している。

【0200】

また、冷却媒体側ヘッダタンク部72の内部にも、図示しない仕切部材が配置されており、この仕切部材によって、風上側および風下側に配置される冷却媒体用チューブ71の他方の開口端部同士が、冷却媒体側ヘッダタンク部72の内部にて集合空間72aおよび分配空間72bに連通することなく、互いに連通している。

【0201】

従って、本実施形態の熱交換器16では、図13に示すように、冷媒側ヘッダタンク部62の分配空間62bへ導入された冷媒が、風下側に配置された冷媒用チューブ61へ流入し、風下側に配置された冷媒用チューブ61の冷媒側ターン部61eを通過して、冷媒側ヘッダタンク部62へ戻り、風上側に配置された冷媒用チューブ61へ流入し、風上側に配置された冷媒用チューブ61の冷媒側ターン部61eを通過して、冷媒側ヘッダタンク部62の集合空間62aから導出される。

【0202】

一方、冷却媒体側ヘッダタンク部72の分配空間72bへ導入された冷媒が、風上側に配置された冷却媒体用チューブ71へ流入し、風上側に配置された冷却媒体用チューブ71の冷却媒体側ターン部71eを通過して、冷却媒体側ヘッダタンク部72へ戻り、風下側に配置された冷却媒体用チューブ71へ流入し、風下側に配置された冷却媒体用チューブ71の冷却媒体側ターン部71eを通過して、冷却媒体側ヘッダタンク部72の集合空間72aから導出される。

【0203】

その他の熱交換器16を含むヒートポンプサイクル10の構成および作動については、第1実施形態と同様である。従って、本実施形態の熱交換器16においても、第1実施形態と同様に、ヒートポンプサイクル10のそれぞれ運転時に冷媒、冷却水、外気の3種類の流体間で適切な熱交換を行うことができるとともに、大型化を招くことなく、3種類の流体間で熱交換を行うことのできる熱交換器の生産性を向上させることができる。

【0204】

さらに、本実施形態の熱交換器16では、冷媒用チューブ61および冷却媒体用チューブ71として、押し出し加工または引き抜き加工等によって低コストに形成することができる扁平チューブを採用しているので、より一層、生産性を向上させることができる。

【0205】

(第3実施形態)

第2実施形態では、冷媒用チューブ61および冷却媒体用チューブ71として、その偏平面同士を互いに対向するように折り曲げた偏平チューブを採用した例を説明したが、本実施形態では、図15に示すように、各ターン部61e、71eの上流側の偏平面と下流側の偏平面が外気の流れ方向Xに沿って同一平面上に2列に並べて配置されるように折り曲げられている。

【0206】

なお、図15(a)は、本実施形態の冷媒用チューブ61(冷却媒体用チューブ71)の正面図であり、(b)は、(a)の側面図であり、それぞれ第1実施形態の図6(a)、(b)に対応する図面である。従って、図15では、冷媒用チューブ61について図示するとともに、冷媒用チューブ61の構成要素に対応する冷却媒体用チューブ71の構成要素の符合を、カッコを付して記載している。

10

【0207】

その他の熱交換器16を含むヒートポンプサイクル10の構成および作動については、第1実施形態と同様である。従って、本実施形態の熱交換器16においても、第1実施形態と同様に、ヒートポンプサイクル10のそれぞれ運転時に冷媒、冷却水、外気の3種類の流体間で適切な熱交換を行うことができるとともに、大型化を招くことなく、3種類の流体間で熱交換を行うことのできる熱交換器の生産性を向上させることができる。

【0208】

さらに、第2実施形態と同様に、冷媒用チューブ61および冷却媒体用チューブ71を低コストで製造できるので、より一層、生産性を向上させることができる。

20

【0209】

(第4実施形態)

本実施形態では、図16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の構成を変更した例を説明する。なお、図16は、本実施形態における廃熱回収運転時の冷媒流路等を示す全体構成図であり、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。

【0210】

具体的には、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16を配置している。そして、この熱交換器16のうち、第1実施形態の室外熱交換部60を室内凝縮器12として機能させている。以下、熱交換器16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

30

一方、室外熱交換部60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単一の熱交換器として構成されている。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、除霜運転は実行されないものの、その他の作動は、第1実施形態と同様である。

【0211】

従って、本実施形態の廃熱回収運転時には、車室内送風空気を、熱交換器16の室内蒸発部にて圧縮機11吐出冷媒と熱交換させて加熱し、さらに、室内凝縮部にて加熱された車室内送風空気を熱交換器16のラジエータ部70にて冷却水と熱交換させて加熱することができる。

40

【0212】

さらに、本実施形態のヒートポンプサイクル10の構成によれば、冷却水と車室内送風空気とを熱交換させることができるので、ヒートポンプサイクル10(具体的には、圧縮機11)の作動を停止させたときであっても車室内の暖房を実現することができる。また、圧縮機11吐出冷媒の温度が低く、ヒートポンプサイクル10の加熱能力が低いときであっても車室内の暖房を実現することができる。

【0213】

50

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１６を適用してもよい。

【０２１４】

（第５実施形態）

本実施形態では、第１実施形態に対して、熱交換器１６の構成を変更した例を説明する。本実施形態の熱交換器１６の詳細構成については、図１７、図１８を用いて説明する。

【０２１５】

図１８は、本実施形態の熱交換器１６の外観斜視図であり、図１８は、熱交換器１６の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り、それぞれ第１実施形態の図５、図１０に対応する図面である。なお、図１７では、説明の便宜のため、熱交換器１６の各チューブ６１、７１、アウターフィン５０等の図示を省略している。

10

【０２１６】

本実施形態の熱交換器１６の室外熱交換部６０は、冷媒側ヘッダタンク部６２が、外気の流れ方向Ｘに沿って並ぶ２列のタンク部６２１、６２２で構成されている。この２列のタンク部６２１、６２２のうち、外気の流れ方向Ｘの上流側に配置された第１冷媒タンク部６２１は、その長手方向の中央部に内部空間を２つの空間６２１ａ、６２１ｂに仕切る仕切り部材６２１ｃが配置されている。

【０２１７】

この第１冷媒タンク部６２１は、複数本の冷媒チューブ上流部６１１および冷媒チューブ下流部６１２のうち、外気の流れ方向Ｘの風上側に配置されたチューブに接続されており、当該チューブを流通する冷媒の集合あるいは分配を行う集合分配用タンクとして機能する。

20

【０２１８】

そして、第１冷媒タンク部６２１の長手方向の一端側には、冷媒を導入させる冷媒導入配管６４ｂが接続されると共に、冷媒側タンク部材６４の長手方向他端側に冷媒を導出させる冷媒導出配管６４ｃが接続されている。なお、冷媒導入配管６４ｂは、第１冷媒タンク部６２１の内部に形成された２つの空間６２１ａ、６２１ｂのうち、分配空間６２１ａに連通し、冷媒導出配管６４ｃは、第１冷媒タンク部６２１の内部に形成された２つの空間６２１ａ、６２１ｂのうち、集合空間６２１ｂに連通している。

【０２１９】

また、冷媒側ヘッダタンク部６２を構成する２列のタンク部６２１、６２２のうち、外気の流れ方向Ｘの下流側に配置された第２冷媒タンク部６２２は、複数本の冷媒チューブ上流部６１１および冷媒チューブ下流部６１２のうち、外気の流れ方向Ｘの風下側に配置されたチューブに接続されており、当該チューブを流通する冷媒の集合あるいは分配を行う集合分配用タンクとして機能する。そして、第２冷媒タンク部６２２の長手方向の両端側は、閉塞部材によって閉塞されている。

30

【０２２０】

ここで、複数本の冷媒用チューブ６１のうち、冷媒導入配管６４ｂを介して室外熱交換部６０に導入された冷媒が流通するチューブ群が、上流側冷媒チューブ群６０ａを構成し、複数本の冷媒用チューブ６１のうち、上流側冷媒チューブ群６０ａから流出して、冷媒導出配管６４ｃから導出される冷媒が流通するチューブ群が、下流側冷媒チューブ群６０ｂを構成する。

40

【０２２１】

そして、上流側冷媒チューブ群６０ａを構成する冷媒用チューブ６１は、冷媒チューブ上流部６１１が、冷媒チューブ下流部６１２に対して外気流れ方向Ｘの上流側に配置されている。また、下流側冷媒チューブ群６０ｂを構成する冷媒用チューブ６１は、冷媒チューブ上流部６１１が、冷媒チューブ下流部６１２に対して外気流れ方向Ｘの下流側に配置されている。

【０２２２】

従って、本実施形態の室外熱交換部６０は、図１８の模式的な斜視図の実線矢印に示す

50

ように、冷媒導入配管 6 4 b を介して冷媒側ヘッドタンク部 6 2 の第 1 冷媒タンク部 6 2 1 の分配空間 6 2 1 a に導入された冷媒が、上流側冷媒チューブ群 6 0 a における外気流れ方向 X 風上側の冷媒チューブ上流部 6 1 1 →冷媒側ターン部 6 1 e →上流側冷媒チューブ群 6 0 a における外気流れ方向 X 風下側の冷媒チューブ下流部 6 1 2 の順に U ターンしながら流れる。その後、冷媒チューブ下流部 6 1 2 から第 2 冷媒タンク部 6 2 2 へ流入した冷媒は、下流側冷媒チューブ群 6 0 b における外気流れ方向 X 風下側の冷媒チューブ上流部 6 1 1 →冷媒側ターン部 6 1 e →下流側冷媒チューブ群 6 0 b における外気流れ方向 X 風下側の冷媒チューブ下流部 6 1 2 の順に U ターンしながら流れる。

【0 2 2 3】

図 1 7 に戻り、本実施形態の熱交換器 1 6 のラジエータ部 7 0 は、冷却媒体側ヘッドタンク部 7 2 が、外気の流れ方向 X に沿って並ぶ 2 列のタンク部 7 2 1、7 2 2 で構成されている。この 2 列のタンク部 7 2 1、7 2 2 のうち、外気の流れ方向 X の上流側に配置された第 1 冷却媒体タンク部 7 2 1 は、その長手方向の中央部に内部空間を 2 つの空間に仕切る仕切り部材 7 2 1 c が配置されている。

【0 2 2 4】

この第 1 冷却媒体タンク部 7 2 1 は、複数本の冷却媒体チューブ上流部 7 1 1 および冷却媒体チューブ下流部 7 1 2 のうち、外気の流れ方向 X の風上側に配置されたチューブに接続されており、当該チューブを流通する冷媒の集合あるいは分配を行う集合分配用タンクとして機能する。

【0 2 2 5】

そして、第 1 冷却媒体タンク部 7 2 1 の長手方向の一端側には、冷却水を導入させる冷却媒体導入配管 7 4 b が接続されると共に、冷却媒体側タンク部材 7 4 の長手方向他端側に冷却水を導出させる冷却媒体導出配管 7 4 c が接続されている。なお、冷却媒体導入配管 7 4 b は、第 1 冷却媒体タンク部 7 2 1 の内部に形成された 2 つの空間 7 2 1 a、7 2 1 b のうち、分配空間 7 2 1 a に連通し、冷却媒体導出配管 7 4 c は、第 1 冷却媒体タンク部 7 2 1 の内部に形成された 2 つの空間 7 2 1 a、7 2 1 b のうち、集合空間 7 2 1 b に連通している。

【0 2 2 6】

また、冷却媒体側ヘッドタンク部 7 2 を構成する 2 列のタンク部 7 2 1、7 2 2 のうち、外気の流れ方向 X の下流側に配置された第 2 冷却媒体タンク部 7 2 2 は、複数本の冷却媒体チューブ上流部 7 1 1 および冷却媒体チューブ下流部 7 1 2 のうち、外気の流れ方向 X の風下側に配置されたチューブに接続されており、当該チューブを流通する冷媒の集合あるいは分配を行う集合分配用タンクとして機能する。そして、第 2 冷却媒体タンク部 7 2 2 の長手方向の両端側は、閉塞部材によって閉塞されている。

【0 2 2 7】

ここで、複数本の冷却媒体用チューブ 7 1 のうち、冷却媒体導入配管 7 4 b を介してラジエータ部 7 0 に導入された冷却水が流通するチューブ群が、上流側冷却媒体チューブ群 7 0 a を構成し、複数本の冷却媒体用チューブ 7 1 のうち、上流側冷却媒体チューブ群 7 0 a から流出して、冷却媒体導出配管 7 4 c から導出される冷却水が流通するチューブ群が、下流側冷却媒体チューブ群 7 0 b を構成する。

【0 2 2 8】

そして、上流側冷却媒体チューブ群 7 0 a を構成する冷却媒体用チューブ 7 1 は、冷却媒体チューブ上流部 7 1 1 が、冷却媒体チューブ下流部 7 1 2 に対して外気流れ方向 X の上流側に配置されている。また、下流側冷却媒体チューブ群 7 0 b を構成する冷却媒体用チューブ 7 1 は、冷却媒体チューブ上流部 7 1 1 が、冷却媒体チューブ下流部 7 1 2 に対して外気流れ方向 X の下流側に配置されている。

【0 2 2 9】

従って、本実施形態のラジエータ部 7 0 は、図 1 8 の模式的な斜視図の点線矢印に示すように、冷媒導入配管 6 4 b を介して冷却媒体側ヘッドタンク部 7 2 の第 1 冷却媒体タンク部 7 2 1 の分配空間 7 2 1 a に導入された冷媒が、上流側冷却媒体チューブ群 7 0 a に

10

20

30

40

50

おける外気流れ方向X風上側の冷却媒体チューブ上流部711→冷却媒体側ターン部71e→上流側冷却媒体チューブ群70aにおける外気流れ方向X風下側の冷却媒体チューブ下流部712の順にUターンしながら流れる。その後、冷却媒体チューブ下流部712から第2冷却媒体タンク部722へ流入した冷媒は、下流側冷却媒体チューブ群70bにおける外気流れ方向X風下側の冷却媒体チューブ上流部711→冷却媒体側ターン部71e→下流側冷却媒体チューブ群70bにおける外気流れ方向X風上側の冷却媒体チューブ下流部712の順にUターンしながら流れる。

【0230】

ここで、本実施形態の熱交換器16は、上流側冷媒チューブ群60aの冷媒チューブ上流部611と、上流側冷却媒体チューブ群70aの冷却媒体チューブ上流部711とが各チューブ61、71の積層方向に並んで配置されると共に、上流側冷媒チューブ群60aの冷媒チューブ下流部612と、上流側冷却媒体チューブ群70aの冷却媒体チューブ下流部712とが各チューブ61、71の積層方向に並んで配置されている。

10

【0231】

また、本実施形態の熱交換器16は、下流側冷媒チューブ群60bの冷媒チューブ上流部611と、下流側冷却媒体チューブ群70bの冷却媒体チューブ上流部711とが各チューブ61、71の積層方向に並んで配置されると共に、下流側冷媒チューブ群60bの冷媒チューブ下流部612と、下流側冷却媒体チューブ群70bの冷却媒体チューブ下流部712とが各チューブ61、71の積層方向に並んで配置されている。

20

【0232】

そして、室外熱交換部60では、上流側冷媒チューブ群60aにおいて冷媒が外気の流れ方向上流側から下流側へ流れ、下流側冷媒チューブ群60bにおいて冷媒が外気の流れ方向下流側から上流側へ流れる。同様に、ラジエータ部70では、上流側冷却媒体チューブ群70aにおいて冷却水が外気の流れ方向上流側から下流側へ流れ、下流側冷却媒体チューブ群70bにおいて冷却水が外気の流れ方向下流側から上流側へ流れる。

【0233】

従って、上流側冷媒チューブ群60aおよび上流側冷却媒体チューブ群70aを構成する冷媒用チューブ61および冷却媒体用チューブ71は、冷媒が、外気の流れ方向Xの風上側から風下側へと同方向へ流れるように構成されている。また、下流側冷媒チューブ群60bおよび下流側冷却媒体チューブ群70bを構成する冷媒用チューブ61および冷却媒体用チューブ71は、冷媒および冷却水が、外気の流れ方向Xの風下側から風上側へと同方向へ流れるように構成されている。

30

【0234】

その他の熱交換器16を含むヒートポンプサイクル10の構成および作動については、第1実施形態と同様である。従って、本実施形態の熱交換器16においても、第1実施形態と同様に、ヒートポンプサイクル10のそれぞれ運転時に冷媒、冷却水、外気の3種類の流体間で適切な熱交換を行うことができるとともに、大型化を招くことなく、3種類の流体間で熱交換を行うことのできる熱交換器の生産性を向上させることができる。

【0235】

これに加えて、本実施形態の熱交換器16では、上流側冷媒チューブ群60aを構成する各冷媒用チューブ61の冷媒チューブ上流部611を、冷媒チューブ下流部612に対して外気流れ方向Xの上流側に配置すると共に、上流側冷却媒体チューブ群70aを構成する各冷却媒体用チューブ71の冷却媒体チューブ上流部711を、冷却媒体チューブ下流部712に対して外気流れ方向Xの上流側に配置する構成としている。

40

【0236】

これによれば、室外熱交換部60に導入される冷媒およびラジエータ部70に導入される冷却媒体が共に外気よりも温度が高くなる運転状態では、上流側冷媒チューブ群60aの冷媒流れ上流側、および上流側冷却媒体チューブ群70aの冷却水流れ上流側において、冷媒と冷却水の温度差を低減しつつ、冷媒と外気との温度差、および冷却媒体と外気との温度差を確保して放熱量を増やすことができる。この結果、冷媒用チューブ61および

50

冷却媒体用チューブ 71 の熱歪量の相違を緩和させることができる。

【0237】

また、本実施形態の熱交換器 16 では、下流側冷媒チューブ群 60b を構成する各冷媒用チューブ 61 の冷媒チューブ上流部 611 を、冷媒チューブ下流部 612 に対して外気流れ方向 X の下流側に配置すると共に、下流側冷却媒体チューブ群 70b の各冷却媒体用チューブ 71 の冷却媒体チューブ上流部 711 を、冷却媒体チューブ下流部 712 に対して外気流れ方向 X の下流側に配置する構成としている。

【0238】

これによれば、室外熱交換部 60 に導入される冷媒およびラジエータ部 70 に導入される冷却媒体が共に外気よりも温度が高くなる運転状態では、下流側冷媒チューブ群 60b の冷媒流れ下流側および下流側冷却媒体チューブ群 70b の冷却水流れ下流側において、冷媒および冷却水が有する熱量を外気へ充分に放熱させることができる。この結果、熱交換器 16 の性能向上を図ることが可能となる。

【0239】

なお、上記の説明から明らかなように、本実施形態の上流側冷媒チューブ群 60a は、特許請求の範囲に記載された上流側第 1 チューブ群に対応し、本実施形態の下流側冷媒チューブ 60b は、下流側第 1 チューブ群に対応する。また、本実施形態の上流側冷却媒体チューブ群 70a は、特許請求の範囲に記載された上流側第 2 チューブ群に対応し、本実施形態の下流側冷却媒体チューブ 70b は、下流側第 2 チューブ群に対応する。

【0240】

(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。

【0241】

(1) 上述の実施形態では、熱交換器 16 の構成として、2 つの熱交換部 60、70 をチューブ (61、71) と集合分配用タンク (62、72) とを有するタンクアンドチューブ型の熱交換器構造に構成した例を説明したが、各熱交換部 60、70 の構成は、これに限定されない。

【0242】

例えば、一对の板状部材同士を最中合わせ状に接合することによってチューブおよびこのチューブに連通するタンク部が形成されるプレート部材を、アウターフィン 50 を介在させながら、複数枚積層配置して構成した、いわゆるドロンカップ型の熱交換器構造を採用してもよい。

【0243】

この種のドロンカップ型の熱交換器構造では、プレート部材を複数枚積層配置して、プレート部材のタンク部同士を互いに連通させることによって、上述の実施形態における冷媒側ヘッダタンク部 62 および冷却媒体側ヘッダタンク部 72 に対応する構成を形成することができる。

【0244】

(2) 上述の実施形態では、プレート部材 63、73 およびタンク部材 64、74 を接合することによって、その内部空間が集合空間 62a、72a と分配空間 62b、72b とに仕切られた冷媒側ヘッダタンク部 62 および冷却媒体側ヘッダタンク部 72 を構成した例を説明したが、各ヘッダタンク部 62、72 の構成は、これに限定されない。

【0245】

例えば、ヘッダタンク部を 2 本の管状部材で構成し、各管状部材の内部空間を集合空間あるいは分配空間としてもよい。これにより、各ヘッダタンク部の耐圧性を向上することができる。

【0246】

(3) 上述の実施形態では、冷媒用チューブ 61 および冷却媒体用チューブ 71 を交互に積層配置した例を説明したが、冷媒用チューブ 61 および冷却媒体用チューブ 71 の配

10

20

30

40

50

置はこれに限定されない。

【0247】

例えば、第1、第3実施形態の熱交換器16では、図19(a)に示すように、複数本(N本)の冷媒用チューブ61を連続して積層配置した後に、複数本(M本)の冷却媒体用チューブ71を連続して積層配置してもよい。この際、連続して積層配置される冷媒用チューブ61および冷却媒体用チューブ71の数は、同数であってもよいし、異なる数であってもよい。

【0248】

例えば、第2実施形態の熱交換器16では、図19(b)～図19(d)に示すように、外気の流れ方向Xに対して、上流側に冷媒用チューブ61が配置され、下流側に冷却媒体用チューブ71が配置されるようにしてもよい。

10

【0249】

なお、図19は、熱交換器16のヘッダタンク部の長手方向断面図を模式的に示したものである。図19では、図示の明確化のために、冷媒用チューブ61を網掛けハッチングで示し、冷却媒体用チューブ71を点ハッチングで示している。

【0250】

ここで、図19に示すように、冷媒用チューブ61同士が隣り合う配置形態や冷却媒体用チューブ71同士が隣り合う配置形態を採用する場合、隣り合う冷媒用チューブ61同士の間に形成される空間、および隣り合う冷却媒体用チューブ71同士の間に形成される空間にもアウターフィン50を配置することが望ましい。

20

【0251】

これによれば、アウターフィン50が各チューブ61、71と、これに隣り合う冷媒用チューブ61あるいは冷却媒体用チューブ71との間に形成される空間の全てに配置されることとなり、アウターフィン50により各チューブ61、71を流れる流体(冷媒、冷却水)と外気との熱交換が促進されるので、冷媒用チューブ61および冷却媒体用チューブ71の熱歪量の相違を緩和(縮小)させることができる。この結果、熱交換器16の破損を抑制することができる。

【0252】

(4) 上述の第1実施形態では、冷媒用チューブ61および冷却媒体用チューブ71のうち、冷却媒体用チューブ71の冷却媒体チューブ上流部711を冷却媒体チューブ下流部712に対して外気の流れ方向Xの上流側に配置する例について説明したが、これに限定されない。

30

【0253】

例えば、冷媒用チューブ61および冷却媒体用チューブ71のうち、冷媒用チューブ61の冷媒チューブ上流部611を冷媒チューブ下流部612に対して外気の流れ方向Xの上流側に配置するようにしてもよい。

【0254】

これによれば、例えば、室外熱交換部60に導入される冷媒の温度が、冷却媒体および外気の温度よりも高くなる運転状態では、冷媒チューブ61の冷媒流れ上流側において、冷媒と外気との温度差を確保して放熱量を増やすことができる。これにより、冷媒と冷却水との温度差の縮小を図ることができ、冷媒用チューブ61および冷却媒体用チューブ71の熱歪量の相違を緩和させることができる。なお、この例では、冷媒が「高温側流体」に相当し、冷媒用チューブ61が「高温側チューブ」を構成すると共に、冷媒用チューブ61の冷媒チューブ上流部611が「高温側チューブ上流部」を構成し、さらに、冷媒用チューブ61の冷媒チューブ下流部612が「高温側チューブ下流部」を構成する。また、冷却水が「低温側流体」に相当し、冷却媒体用チューブ71が「低温側チューブ」を構成すると共に、冷却媒体用チューブ71の冷却媒体チューブ上流部711が「低温側チューブ上流部」を構成し、さらに、冷却媒体用チューブ71の冷却媒体チューブ下流部712が「低温側チューブ下流部」を構成する。

40

【0255】

50

(5) 上述の第1実施形態では、冷媒用チューブ61の冷媒チューブ上流部611と冷却媒体用チューブ71の冷却媒体チューブ下流部712とが、各チューブ61、71の積層方向に並ぶように配置され、冷媒チューブ下流部612と冷却媒体チューブ上流部711とが、各チューブ61、71の積層方向に並ぶように配置される例について説明したが、これに限定されない。

【0256】

例えば、冷媒用チューブ61の冷媒チューブ上流部611と冷却媒体用チューブ71の冷却媒体チューブ上流部711とが、各チューブ61、71の積層方向に並ぶように配置され、冷媒チューブ下流部612と冷却媒体チューブ下流部712とが、各チューブ61、71の積層方向に並ぶように配置される構成としてもよい。

10

【0257】

このような構成では、冷媒用チューブ61を流通する冷媒および冷却媒体用チューブ71を流通する冷却水は、各チューブ61、71の長手方向にて、その流れ方向が互いに対向する一方、外気の流れ方向にて、その流れ方向が互いに同様（風上側→風下あるいは風下側→風上）となる（一部並行流構造）。

【0258】

このような構造の熱交換器16によれば、第1実施形態に示す熱交換器16に比べて、熱交換性能が低下する分、全体として冷媒用チューブ61を流通する冷媒と冷却媒体用チューブ71を流通する冷却媒体との温度差を低減することができる。

【0259】

ここで、一部並行流構造とした熱交換器16において、冷媒用チューブ61を流通する冷媒と冷却媒体用チューブ71を流通する冷却媒体との温度差を低減可能な理由について図20を用いて説明する。図20は、熱交換器の構造の相違による各チューブにおける冷媒と冷却水の温度差への影響を説明するための説明図である。図20における実線が冷媒および冷却水のうち、温度が高い方の流体（高温側流体）の模式的な温度変化（黒丸が流入部、黒菱形が流出部）を示し、一点鎖線が、一部並行流構造とした熱交換器16における温度が低い方の流体（低温側流体）の模式的な温度変化を示し、二点鎖線が、対向流構造（第1実施形態で説明した熱交換器16）における低温側の流体の模式的な温度変化を示している。なお、一点鎖線および二点鎖線は、外気の温度が冷媒および冷却水の温度よりも低い運転状態において、一部並行流構造とした熱交換器16とした際にチューブから流出する低温側流体の流出温度 T_{12} と、対向流構造とした熱交換器16とした際にチューブから流出する低温側流体の流出温度 T_{12}' とを一致させた際の温度変化を示している。

20

30

【0260】

上述のように、一部並行流構造とした熱交換器16は、第1実施形態に示す熱交換器16に比べて、熱交換性能が低下する。このため、図20の一点鎖線および二点鎖線で示すように、一部並行流構造とした熱交換器16では、チューブに流入する低温側流体の流入温度 T_{11} が、第1実施形態に示す熱交換器16に流入する低温側流体の流入温度 T_{11}' に比べて高い温度となる。

【0261】

つまり、一部並行流構造とした熱交換器16における熱交換器16に流入する高温側流体の流入温度 T_{h1} と低温側流体の流入温度 T_{11} との温度差 ΔT は、第1実施形態に示す熱交換器16に流入する高温側流体の流入温度 T_{h1}' と低温側流体の流入温度 T_{11}' との温度差 $\Delta T'$ に比べて小さくなる。

40

【0262】

従って、一部並行流構造とした熱交換器16では、第1実施形態に示す熱交換器16に比べて、全体として冷媒用チューブ61を流通する冷媒と冷却媒体用チューブ71を流通する冷却媒体との温度差を低減させることができる。この結果、冷媒用チューブ61および冷却媒体用チューブ71の熱歪量の相違を緩和させることが可能となる。なお、本例では、外気の温度が冷媒および冷却水の温度よりも低い運転状態における場合について説明

50

したが、外気の温度と冷媒および冷却水の温度関係によらず、一部並行流構造とした熱交換器 16 では、一部並行流構造とした熱交換器 16 では、第 1 実施形態に示す熱交換器 16 に比べて、全体として冷媒用チューブ 61 を流通する冷媒と冷却媒体用チューブ 71 を流通する冷却媒体との温度差を低減させることが可能である。

【0263】

さらに、一部並行流構造とした熱交換器 16 では、冷媒チューブ上流部 611 および冷却媒体チューブ上流部 711 を、冷媒チューブ下流部 612 および冷却媒体チューブ下流部 712 に対して、外気の流れ方向上流側に配置する構成とすることが望ましい。

【0264】

これによれば、室外熱交換部 60 に導入される冷媒およびラジエータ部 70 に導入される冷却媒体が共に外気よりも温度が高くなる運転状態では、冷媒と外気との温度差、および冷却水と外気との温度差を確保して放熱量を増やすことができる。この結果、冷媒用チューブ 61 および冷却媒体用チューブ 71 の熱歪量の相違を緩和させることができ、熱交換器 16 の破損を抑制することができる。

【0265】

(6) 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 10 の冷媒を採用し、第 2 流体として冷却水循環回路 40 の冷却水を採用し、さらに、第 3 流体として送風ファン 17 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。

【0266】

例えば、第 1 流体は、ヒートポンプサイクル 10 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。

【0267】

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。

【0268】

また、第 1～第 3 流体は、それぞれ物性や成分が異なる流体に限定されない。第 1～第 3 流体としては、同じ物性や成分の流体であっても、温度や気相、液相といった流体の状態が異なる流体を採用してもよい。例えば、第 1 流体として、ヒートポンプサイクル 10 の高圧側冷媒を採用し、第 2 流体として、ヒートポンプサイクル 10 の低圧側冷媒を採用してもよい。また、例えば、エンジンを冷却するための冷却水が循環する回路と、インバータを冷却するための冷却水が循環する回路とが異なる場合、第 1 流体として、エンジンの冷却水を採用し、第 2 流体としてインバータの冷却水を採用してもよい。

【0269】

なお、第 1～第 3 流体の温度関係としては、第 3 流体の温度が、第 1 流体および第 2 流体のうち、温度が高い方の流体（高温側流体）の温度よりも低く、かつ、第 1 流体および第 2 流体のうち、温度が低い方の流体（低温側流体）の温度よりも高くなっていることが望ましい。このような温度関係では、熱交換器 16 にて高温側流体の温度が低下すると共に、低温側流体の温度が上昇するので、第 1 流体と第 2 流体との温度差を縮小させることができる。この結果、各チューブ 61、71 の熱歪量の相違を緩和させることができ、熱交換器 16 の破損を効果的に抑制することが可能となる。

【0270】

また、本発明の熱交換器 16 が適用されたヒートポンプサイクル 10 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 10 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。

【0271】

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 16 を適用した例を説明したが、本発明の熱交換器 16 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。

【0272】

(7) 上述の実施形態では、室外熱交換部 60 の冷媒用チューブ 61、ラジエータ部 70 の冷却媒体用チューブ 71 およびアウターフィン 50 をアルミニウム合金（金属）で形成し、ろう付け接合した例を説明したが、もちろん、アウターフィン 50 を、他の伝熱性に優れた材質（例えば、カーボンナノチューブ等）で形成して、接着等の接合手段によって接合してもよい。

【0273】

ここで、図 21 は、他の実施形態に係る熱交換器 16 の模式的な部分斜視図であり、図 22 は、他の実施形態に係るアウターフィン 50 を説明するための説明図である。なお、図 22 (a) がアウターフィン 50 の部分的な正面図であり、図 22 (b) が図 22 (a) に示す D-D 断面図であり、図 22 (c) が図 22 (a) の E 部の拡大図である。

【0274】

上述の各実施形態のように、アウターフィン 50 を各チューブ 61、71 に接合する構成では、図 21、図 22 に示すように、アウターフィン 50 に局部的に剛性を弱めるための複数のスリット 50a を形成することが望ましい。なお、スリット 50a としては、アウターフィン 50 の表裏を貫通する貫通孔や、アウターフィン 50 の周縁に形成された切り欠きで構成することができる。

【0275】

これによれば、各チューブ 61、71 に熱歪量の相違が生じた際に、アウターフィン 50 の各スリット 50a にて各チューブ 61、71 に作用する応力を吸収することが可能となる。さらに、アウターフィン 50 に複数のスリット 50a を設ける構成では、各チューブ 61、71 に熱歪量の相違が生じた際の熱交換器 16 の破損を部分的なものに抑えることができる。

【0276】

(8) 上述の第 1 実施形態では、チューブ・タンク仮固定行程時に、板状部材 61a、61b、71a、71b をインナーフィン 65、75 の嵌め込んだ状態で、冷媒用チューブ 61 および冷却媒体用チューブ 71 を仮固定することを説明したが、板状部材 61a、61b、71a、71b にインナーフィン 65、75 の位置決め部を形成してもよい。

【0277】

このような位置決め部は、例えば、冷媒流路 61c、冷却媒体流路 71c、各ターン部 61e、71e および各拡大部 61f、71f に内側へ突出する突起部を設けることによって形成すればよい。

【0278】

(9) 上述の第 2、第 3 実施形態では、冷媒用チューブ 61 および冷却媒体用チューブ 71 内に配置されるインナーフィン 65、75 について言及していないが、インナーフィン 65、75 を採用する場合には、偏平チューブを折り曲げた後に、各ターン部 61e、71e の上流側の流体流路および下流側の流体流路内に挿入することが望ましい。これにより、偏平チューブを折り曲げる際にインナーフィンが変形してしまうことを抑制できる。

【0279】

(10) 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、サーモスタット弁を採用してもよい。サーモスタット弁は、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、サーモスタット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。

【0280】

(11) 上述の実施形態では、冷媒として通常のプ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】

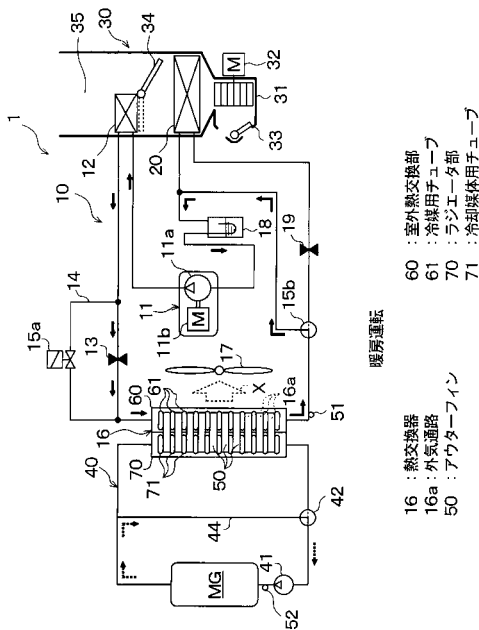
【0281】

16	熱交換器
16a	外気通路
50	アウターフィン
60	室外熱交換部
61	冷媒用チューブ
61a、61b	板状部材
61e	冷媒側ターン部
62	冷媒側ヘッドタンク部
65	インナーフィン
70	ラジエータ部
71	冷却媒体用チューブ
71a、71b	板状部材
71e	冷却媒体側ターン部
72	冷却媒体側ヘッドタンク部
75	インナーフィン

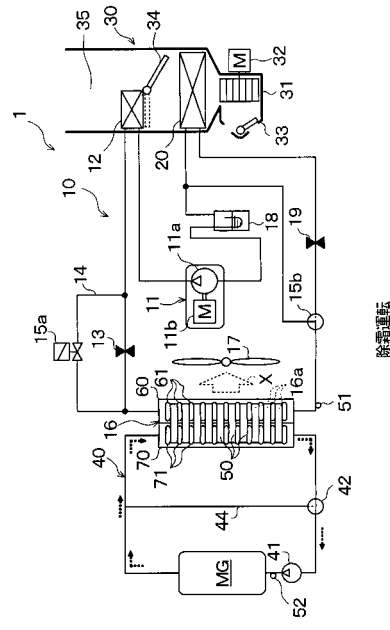
10

20

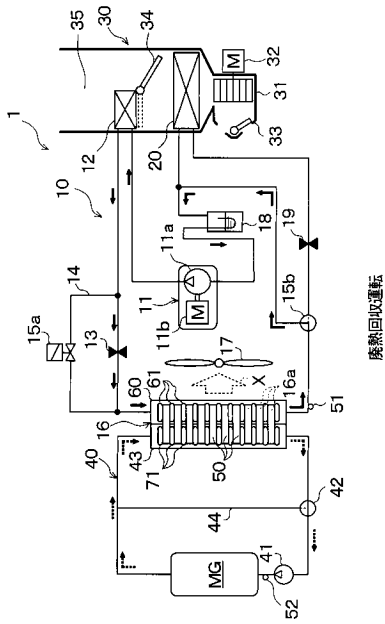
【図1】



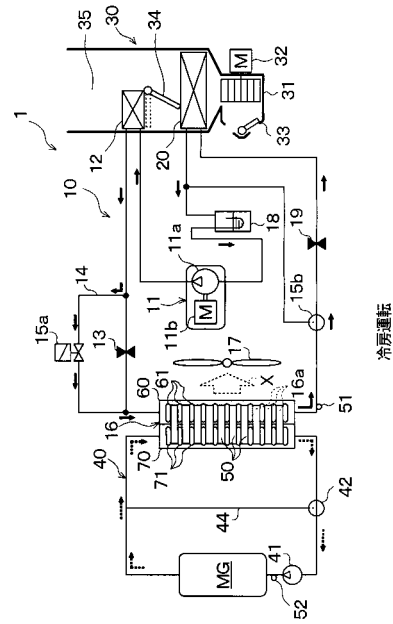
【図2】



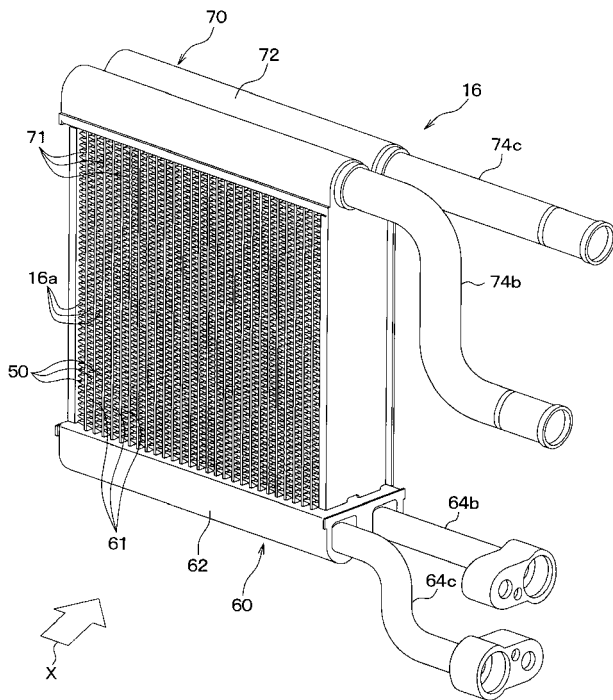
【 図 3 】



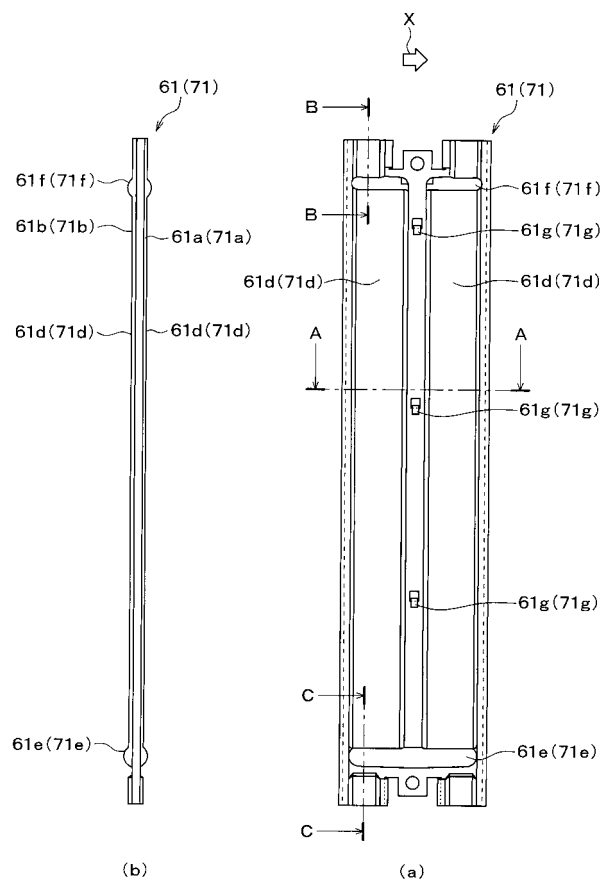
【図 4】



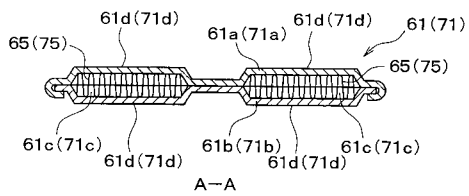
【 図 5 】



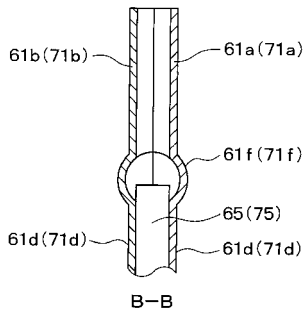
【图 6】



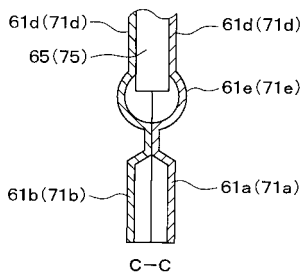
【図 7】



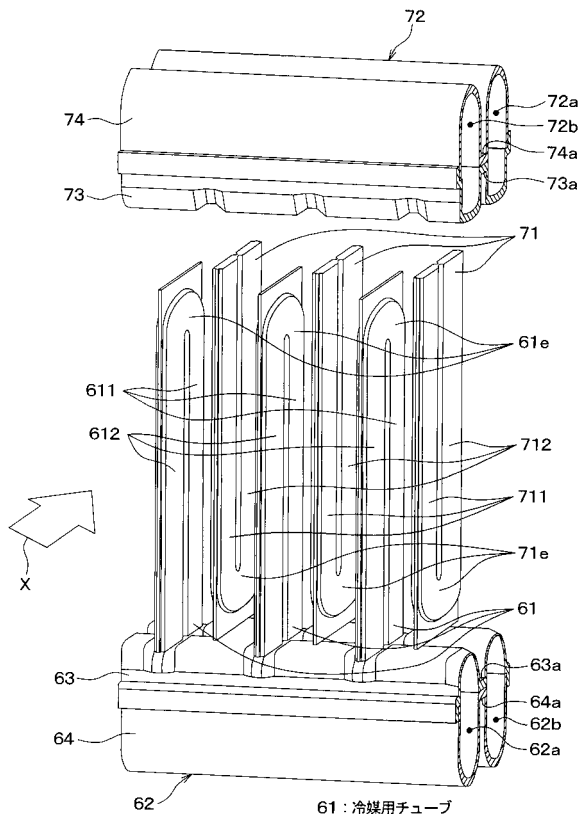
【図 8】



【図 9】

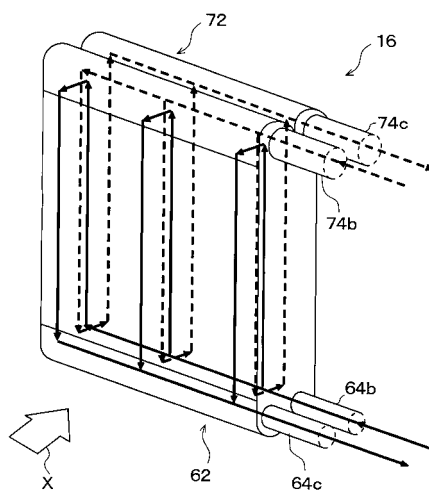


【図 11】

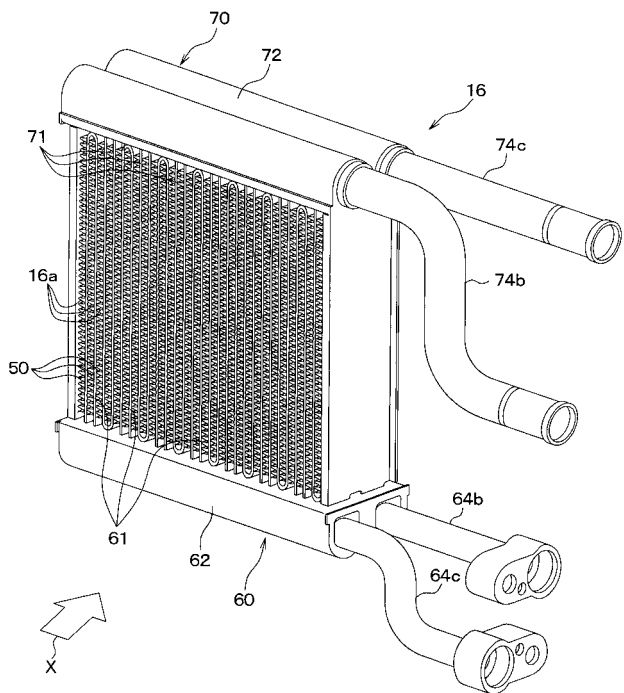


61 : 冷媒用チューブ
 61e : 冷媒側ターン部
 62 : 冷媒側ヘッドタンク部
 71 : 冷却媒体用チューブ
 71e : 冷却媒体側ターン部
 72 : 冷却媒体側ヘッドタンク部

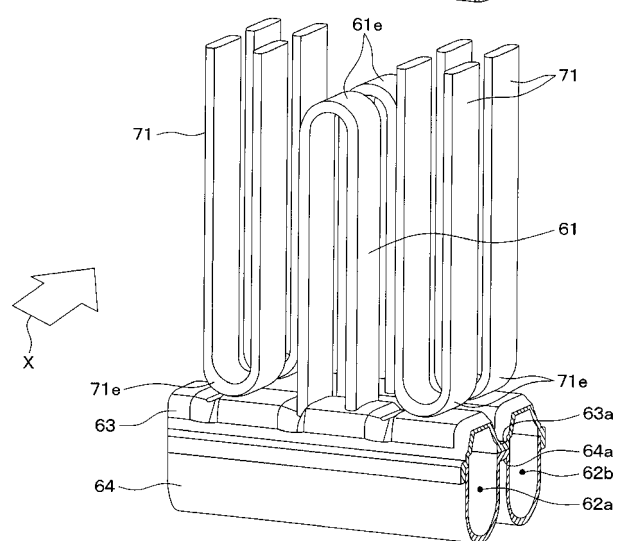
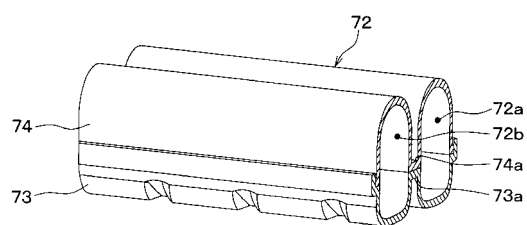
【図 10】



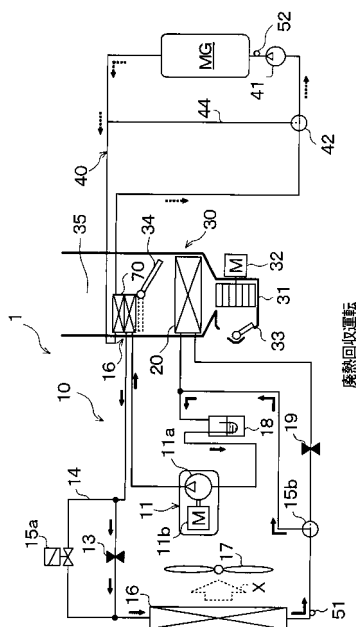
【図 12】



【図 14】



【图 16】



【図 22】

