

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5772399号
(P5772399)

(45) 発行日 平成27年9月2日(2015.9.2)

(24) 登録日 平成27年7月10日(2015.7.10)

(51) Int. Cl.	F 1		
F 0 2 G	1/055	(2006.01)	F 0 2 G 1/055 E
F 2 5 B	9/00	(2006.01)	F 2 5 B 9/00 J
F 0 1 N	5/02	(2006.01)	F 2 5 B 9/00 Z
F 0 2 G	1/043	(2006.01)	F 0 1 N 5/02 J
			F 0 2 G 1/043 Z

請求項の数 3 (全 11 頁)

(21) 出願番号	特願2011-188967 (P2011-188967)	(73) 特許権者	000000170
(22) 出願日	平成23年8月31日 (2011.8.31)		いすゞ自動車株式会社
(65) 公開番号	特開2013-50087 (P2013-50087A)		東京都品川区南大井6丁目26番1号
(43) 公開日	平成25年3月14日 (2013.3.14)	(74) 代理人	100068021
審査請求日	平成26年7月29日 (2014.7.29)		弁理士 絹谷 信雄
		(72) 発明者	山本 康
			神奈川県藤沢市土棚8番地 株式会社いすゞ中央研究所内
		(72) 発明者	阿部 誠
			神奈川県藤沢市土棚8番地 株式会社いすゞ中央研究所内
		(72) 発明者	黒澤 博文
			神奈川県藤沢市土棚8番地 株式会社いすゞ中央研究所内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 熱音響機関用熱交換器

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

音響振動を軸方向に生じる音響筒の外側に取り付けられ、前記音響筒の軸方向の異なる位置に前記音響筒の内側に通じる入口開口と出口開口とが形成された通気管と、

前記入口開口の軸方向片側の前記音響筒の内周から前記入口開口の軸方向反対側にかけて前記音響筒の径方向内方に傾斜して突き出した整流板とを有することを特徴とする熱音響機関用熱交換器。

【請求項2】

前記通気管を複数有し、

前記複数の通気管は、前記音響筒の軸方向の同じ位置で前記音響筒の周方向に間隔を隔てて配置され、

前記整流板は、前記音響筒の周方向に連続して形成されることを特徴とする請求項1記載の熱音響機関用熱交換器。

【請求項3】

前記音響筒の内側で前記出口開口に臨む位置に、蓄熱材を有することを特徴とする請求項1又は2記載の熱音響機関用熱交換器。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、伝熱量が大きくと共に質量流が抑制できる熱音響機関用熱交換器に関

する。

【背景技術】

【0002】

外燃機関であるスターリングサイクルを行う熱音響機関では、作動流体が封入された音響筒の長手方向に、外部の高温の熱源との熱交換を行う加熱側熱交換器と、熱サイクルを行った後の廃熱を外部に排出するための冷却側熱交換器とが設けられる。加熱側熱交換器と冷却側熱交換器との間には、温度勾配を保持するための再生器が配置される。

【0003】

従来、熱交換器は、銅などの熱伝導率が高い材料を使用して、外部からの熱を熱伝導で音響筒内に取り込むように構成される。熱伝導による伝熱量は、次式で示される。

$$\text{伝熱量} = C_1 \times \text{温度差} \times \text{伝熱面積} / \text{伝熱距離}$$

C₁は、材料により決まる定数

10

【0004】

熱源を電熱ヒータで構成した熱音響機関の一部を図4に示す。この熱音響機関では、加熱側熱交換器41は、音響筒42の外周に巻き付けられた電熱ヒータ43と、音響筒42の内部に組み込まれた内部フィン44とを有する。冷却側熱交換器45は、音響筒42の外周に沿って冷却水を通過させる冷却筒46と、音響筒42の内部に組み込まれた内部フィン47とを有する。再生器48は、加熱側熱交換器41の内部フィン44と冷却側熱交換器45の内部フィン47との間の音響筒42の内部に複数の金属メッシュ材料を積層してなる蓄熱材49を充填したものである。

20

【0005】

図4の加熱側熱交換器41では、電熱ヒータ43の温度が自在に調節できるので、温度差を大きくすることが容易である。また、この加熱側熱交換器41は、音響筒42の外周に直接、熱源である電熱ヒータ43が巻き付けられているので、伝熱距離が短い。このように、温度差が大きく、しかも伝熱距離が短いので、大きな伝熱量が期待できる。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0006】

【特許文献1】特開2011-122567号公報

【発明の概要】

30

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

ところで、熱音響機関は、電熱ヒータのようにエネルギーを消費して熱を発生する熱源を使用するのではなく、他のシステムで生じた廃熱を利用することができれば、省エネルギー効果が大きい。

【0008】

排気を熱源とする熱音響機関の一部を図5に示す。この熱音響機関では、加熱側熱交換器51は、音響筒42の外周に取り付けられた外部フィン52と、音響筒42の内部に組み込まれた内部フィン44とを有する。冷却側熱交換器45と再生器48は、図4のものと同一とする。

40

【0009】

図5の加熱側熱交換器51では、熱源として、内燃機関の排気、ボイラーの排気、焼却炉の排気などが利用できるが、排気の温度は電熱ヒータに比べると低温であるため、大きな温度差は得られない。

【0010】

一方、外部フィン52は、複数の突起53が音響筒42の外周から放射状に伸び、さらに各突起53の表面から複数の枝状突起54が突き出ていることで、排気に対する伝熱面積が大きい。しかし、排気に対する伝熱面積をより大きくするために突起53の長さを長くすると、突起53や枝状突起54の先端から音響筒42の外周までの伝熱距離が長くなる。また、排気に対する伝熱面積をより大きくするために突起53の数を増やすと、突起

50

肉厚（音響筒 4 2 の周方向）が薄くなり、突起 5 3 の先端から音響筒 4 2 の外周に向かう熱流路の伝熱面積が小さくなる。このように、外部フィン 5 2 を備えた加熱側熱交換器 5 1 には、排気熱をより多く取り入れようと外部フィン 5 2 を増大させると、伝熱距離が長くなったり、伝熱面積が小さくなったりするというジレンマがある。

【 0 0 1 1 】

外部フィン 5 2 の代わりにヒートパイプを設けることも考えられる。しかし、ヒートパイプは、内部で熱を搬送する作動流体として水を使用している。このため、使用温度範囲が常温から 2 0 0 までに限定される。排気熱の温度は、常温から 2 0 0 までのみならず、2 0 0 以上のこともあり、しかも、温度は安定しない。したがって、排気熱を搬送するにはヒートパイプは不向きである。

10

【 0 0 1 2 】

熱音響機関には、ここまで述べた伝熱量の課題とは別に、次に述べる質量流の課題がある。

【 0 0 1 3 】

図 6 に示されるように、熱音響機関 6 1 は、ループ状に閉じた音響筒 6 2 に原動機 6 3 が設けられる。原動機 6 3 は、加熱器 6 4 と再生器 6 5 と冷却器 6 6 とからなる。加熱器 6 4 から冷却器 6 6 までの温度勾配に起因して音響筒 6 2 の軸方向に音響振動が発生する。

【 0 0 1 4 】

このとき、加熱器 6 4 では作動流体が加熱によって膨張する。加熱器 6 4 の図示右側は空間であるため、抵抗はないが、加熱器 6 4 の図示左側は再生器 6 5 の蓄熱材が占めているため、抵抗となる。したがって、膨張した作動流体は、蓄熱材の方よりも空間の方へ移動しやすい。加熱器 6 4 で膨張した作動流体が空間の方へ移動することが繰り返され、ループ状に閉じた音響筒 6 2 全体として、図示のように時計回りに旋回する作動流体の流れが発生する。このような全体的な作動流体の流れを質量流（ストリーミング）という。

20

【 0 0 1 5 】

質量流が生じると、加熱された作動流体が加熱器 6 4 から離れ、冷却器 6 6 で冷却された作動流体が再生器 6 5 を経て加熱器 6 4 に流れ込むと、原動機 6 3 における作動流体が均熱化され、温度勾配が緩くなり、音響振動の発生が妨げられる。質量流は、熱音響機関の出力向上を妨げる大きな要因となる。

30

【 0 0 1 6 】

熱音響機関 6 1 には、質量流を抑制する部材として、原動機 6 3 から音響筒 6 2 の軸方向に適宜離れた位置にゴム膜 6 7 が設置される。ゴム膜 6 7 は、音響振動に伴って軸方向の一方と他方に交互に膨らむ振動をすることにより、音響振動を音響筒 6 2 の軸方向に伝達することができると共に、質量流を遮断することができる。

【 0 0 1 7 】

図 7 に示される熱音響機関 7 1 では、原動機 7 2 の他にジェットノズル（テーパノズル）7 3 が設けられる。すなわち、ループ状に閉じた音響筒 7 4 に、加熱器 7 5 と再生器 7 6 と冷却器 7 7 とからなる原動機 7 2 が設けられ、原動機 7 2 から音響筒 6 2 の軸方向に適宜離れた位置にジェットノズル 7 3 が設置される。

40

【 0 0 1 8 】

ジェットノズル 7 3 は、音響筒 7 4 の軸方向のある位置（一方の位置）の内周から軸方向の別の位置（他方の位置）にかけて音響筒 7 4 の径方向内方に傾斜して突き出した整流板が音響筒 7 4 の周方向に連続して形成される。ジェットノズル 7 3 は、音響筒 7 4 の軸方向の一方の位置では大径開口を有し、他方の位置では小径開口を有し、大径開口と小径開口との間は中空となっているテーパ状の部材となる。

【 0 0 1 9 】

ジェットノズル 7 3 の働きは、大径開口から小径開口へ向かう質量流を発生させることである。ジェットノズル 7 3 は、発生する質量流で作動流体の膨張による質量流を相殺するよう、小径開口を加熱器 7 5 に臨ませて設置される。

50

【0020】

以上のように、熱音響機関61では、ゴム膜67により質量流を遮断し、熱音響機関71では、ジェットノズル73により質量流を相殺する。

【0021】

しかし、ゴム膜67は、熱音響機関61の中で唯一の可動部材であり、熱音響機関61の耐久性を低下させるので、問題である。ジェットノズル73は、音響振動に損失を生じるので、質量流を相殺しても熱音響機関の出力が向上するとは限らないので、問題である。

【0022】

そこで、本発明の目的は、上記課題を解決し、伝熱量が大きくなると共に質量流が抑制できる熱音響機関用熱交換器を提供することにある。

10

【課題を解決するための手段】

【0023】

上記目的を達成するために本発明の熱音響機関用熱交換器は、音響振動を軸方向に生じる音響筒の外側に取り付けられ、前記音響筒の軸方向の異なる位置に前記音響筒の内側に通じる入口開口と出口開口とが形成された通気管と、前記入口開口の軸方向片側の前記音響筒の内周から前記入口開口の軸方向反対側にかけて前記音響筒の径方向内方に傾斜して突き出した整流板とを有するものである。

【0024】

前記通気管を複数有し、前記複数の通気管は、前記音響筒の軸方向の同じ位置で前記音響筒の周方向に間隔を隔てて配置され、前記整流板は、前記音響筒の周方向に連続して形成されてもよい。

20

【0025】

前記音響筒の内側で前記出口開口に臨む位置に、蓄熱材を有してもよい。

【発明の効果】

【0026】

本発明は次の如き優れた効果を発揮する。

【0027】

(1) 伝熱量が大きくなる。

【0028】

(2) 質量流が抑制できる。

30

【図面の簡単な説明】

【0029】

【図1】本発明の熱音響機関用熱交換器の構成図である。

【図2】本発明の原理を説明する図であり、(a)は音響振動の半周期を表し、(b)は音響振動の残りの半周期を表す。

【図3】(a)~(d)は、本発明の他の実施形態を示す通気管の構成図である。

【図4】従来の熱音響機関の部分構成図である。

【図5】従来の熱音響機関の部分構成図である。

【図6】従来の熱音響機関の構成図である。

40

【図7】従来の熱音響機関の構成図である。

【発明を実施するための形態】

【0030】

以下、本発明の一実施形態を添付図面に基づいて詳述する。

【0031】

図1に示されるように、本発明に係る熱音響機関用熱交換器(以下、熱交換器)1は、音響振動を軸方向に生じる音響筒2の外側に取り付けられ、音響筒2の軸方向の異なる位置に音響筒2の内側に通じる入口開口3と出口開口4とが形成された通気管5と、入口開口3の軸方向片側の音響筒2の内周から入口開口3の軸方向反対側にかけて音響筒2の径方向内方に傾斜して突き出した整流板6とを有する。

50

【 0 0 3 2 】

通気管 5 の入口開口 3 と出口開口 4 は、音響筒 2 の内周と同一面の位置に形成され、音響筒 2 の径方向に向いている。通気管 5 は、音響筒 2 よりも十分に径が小さい細管からなる。通気管 5 は、入口開口 3 から音響筒 2 を貫通して音響筒 2 の径方向外方に伸びる往路部 7 と、音響筒 2 と平行に伸びる U 字部 8 と、音響筒 2 の径方向内方に伸びて音響筒 2 を貫通して出口開口 4 に至る復路部 9 とを有する。

【 0 0 3 3 】

通気管 5 の往路部 7 及び復路部 9 の長さは、例えば、実験により得られた適切な値とされる。U 字部 8 は、U 字状あるいはコ字状に屈曲して音響筒 2 の軸と平行な方向に、所定の長さ伸びる。U 字部 8 の長さは、例えば、実験により得られた適切な値とされる。

10

【 0 0 3 4 】

通気管 5 は、音響筒 2 の軸方向の同じ位置で音響筒 2 の周方向に間隔を隔てて複数本配置される。ここでは、12本の通気管 5 が音響筒 2 の周方向に等間隔で配置されている。

【 0 0 3 5 】

整流板 6 は、入口開口 3 の軸方向片側では音響筒 2 の内周に接しており、入口開口 3 の軸方向反対側では音響筒 2 の内周から離れている。これにより、整流板 6 は、入口開口 3 の軸方向反対側に、音響筒 2 の軸方向に臨む軸向き開口 10 を形成する。

【 0 0 3 6 】

整流板 6 は、音響筒 2 の周方向に連続して形成される。これにより、整流板 6 は、各入口開口 3 を内側から傾斜して覆うテーパ状リングとなる。同時に、このテーパ状リングは、音響筒 2 の内側で出口開口 4 に臨む位置に形成される加熱部 11 に対して小径開口を臨ませ、その反対方向に大径開口を臨ませたジェットノズルに相当する。

20

【 0 0 3 7 】

熱交換器 1 は、音響筒 2 の内側で出口開口 4 に臨む位置、すなわち加熱部 11 に、複数の金属メッシュ材料を積層してなる蓄熱材 12 が充填される。

【 0 0 3 8 】

本実施形態では、熱交換器 1 は、加熱側熱交換器を構成するものであり、音響筒 2 の外側の通気管 5 は排気の雰囲気中に配置される。排気の流路については、ここでは特に限定しない。冷却側熱交換器 45 と再生器 48 は、図 4、図 5 のものと同じとする。

【 0 0 3 9 】

図 2 を用いて本発明の熱交換器 1 の原理を説明する。

30

【 0 0 4 0 】

音響筒 2 では音響振動が軸方向に生じる。音響振動とは、作動流体が繰り返し反転移動することである。図 2 (a) のように作動流体が音響筒 2 の軸方向一方向に移動する周期と、図 2 (b) のように作動流体が音響筒 2 の軸方向反対方向に移動する周期とが、交互に繰り返される。

【 0 0 4 1 】

図 2 (a) の状態では、入口開口 3 の周辺では、軸向き開口 10 に対向して作動流体が移動しているため、動圧がそのまま軸向き開口 10 に作用し、軸向き開口 10 における圧力 P_A は、

$$P_A = \text{静圧} + \text{動圧}$$

となる。出口開口 4 の周辺では、出口開口 4 の開口面が作動流体の移動方向に沿っているため、動圧が作用せず、出口開口 4 における圧力 P_B は、

$$P_B = \text{静圧}$$

となる。

40

【 0 0 4 2 】

図 2 (b) の状態では、入口開口 3 の周辺では、軸向き開口 10 の裏側から整流板 6 に向けて作動流体が移動しているため、軸向き開口 10 における圧力 P_A は、

$$P_A = \text{静圧} - \text{動圧} \times C_2$$

C_2 は、1 より小さい正の実数

50

となる。動圧成分が小さくなるのは、移動している作動流体の一部が軸向き開口 10 に巻き込まれるからである。出口開口 4 の周辺では、出口開口 4 の開口面が作動流体の移動方向に沿っているため、動圧が作用せず、出口開口 4 における圧力 P_B は、

$$P_B = \text{静圧}$$

となる。

【0043】

軸向き開口 10 における圧力 P_A を音響振動の周期より十分に長い時間平均すると、平均圧力 $M P A$ は、

$$M P A = \text{静圧} + \text{動圧} \times (1 - C^2) / 2$$

となる。 C^2 が 1 より小さい正の実数であるから、 $(1 - C^2) / 2$ は正の実数となり、軸向き開口 10 における平均圧力 $M P A$ は、静圧よりも大きくなる。一方、出口開口 4 における平均圧力 $M P B$ は、静圧に等しいので、軸向き開口 10 における平均圧力 $M P A$ が出口開口 4 における平均圧力 $M P B$ よりも大きくなる。これにより、通気管 5 においては、軸向き開口 10 から入口開口 3 を経由して出口開口 4 に向かって作動流体が移動することになる。

【0044】

図 1 に戻って熱音響機関の動作を説明する。前述のようにして通気管 5 を移動する作動流体は、通気管 5 の管壁を介して外部の排気から熱を受け取り、高温となる。排気から作動流体への伝熱量を考察すると、伝熱面積は通気管 5 の表面積に相当し、伝熱距離は通気管 5 の管壁肉厚に相当する。よって、外部の排気から通気管 5 内の作動流体への伝熱量は十分に大きい。このとき通気管 5 において作動流体が得た熱量は、作動流体の移動によって音響筒 2 内に運ばれる。熱音響機関の音響振動においては、作動流体の変位振幅が大きく、また、周波数が高いので、通気管 5 内での作動流体の移動速度は大きい。このように、本発明の熱交換器 1 は、図 5 の加熱側熱交換器 51 に比べると、外部の排気から通気管 5 内の作動流体への伝熱量が大きく、通気管 5 内での作動流体の移動速度が大きいため、外部から音響筒 2 内への伝熱量が向上する。

【0045】

通気管 5 において高温となった作動流体が出口開口 4 から音響筒 2 内に戻ると、出口開口 4 の付近が高温となり、出口開口 4 の付近が加熱部 11 として熱音響機関の動作に寄与する。このとき、加熱部 11 に蓄熱材 12 が設けられていると、蓄熱材 12 が作動流体から熱を受け取って高温を保持するので、熱音響機関の動作が安定する。

【0046】

以上説明したように、本発明の熱交換器 1 によれば、音響振動を軸方向に生じる音響筒 2 の外側に取り付けられ、音響筒 2 の軸方向の異なる位置に音響筒 2 の内側に通じる入口開口 3 と出口開口 4 とが形成された通気管 5 と、入口開口 3 の軸方向片側の音響筒 2 の内周から入口開口 3 の軸方向反対側にかけて音響筒 2 の径方向内方に傾斜して突き出した整流板 6 とを有するので、音響筒 2 の作動流体が通気管 5 を移動することで外部の熱が熱音響機関の加熱部 11 に届けられ、伝熱量が大きくなる。

【0047】

音響筒 2 の周方向に連続して形成された整流板 6 からなるテーパ状リングは、加熱部 11 に対して小径開口を臨ませ、その反対方向に大径開口を臨ませたジェットノズルに相当する。したがって、図 7 で説明したものと同様に加熱部 11 で熱膨張による質量流の抑制効果が得られる。

【0048】

図 3 (a) ~ 図 3 (d) に通気管の他の実施形態を示す。

【0049】

図 3 (a) に示されるように、通気管 31 は、音響筒 2 から放射状に伸びる途中で屈曲し、各通気管 31 が平行になる。通気管 31 は、熱交換器 1 の設置スペースが図の左右に狭いときに有効である。

【0050】

10

20

30

40

50

図3(b)に示されるように、通気管32は、音響筒2から放射状に伸びる途中で音響筒2の周方向に繰り返し屈曲してジグザグ状を呈する。通気管32は、直径の小さい設置スペースで伝熱面積を大きくすることができる。

【0051】

図3(c)に示されるように、通気管33は、音響筒2から放射状に伸びる途中で音響筒2の軸方向に繰り返し屈曲してジグザグ状を呈する。通気管33は、音響筒2の軸方向に伸びた設置スペースに対して有効である。

【0052】

図3(d)に示されるように、通気管34は、音響筒2の軸方向に伸びる途中で音響筒2の径方向に繰り返し屈曲してジグザグ状を呈する。

10

【0053】

通気管5の形状は、排気の流路の形状に合わせて選択するのが好ましい。

【0054】

ここまでの実施形態では、通気管5にはフィンを形成しなかったが、通気管5の外周面や内周面にフィンを形成したり、溝を形成することで表面積を増加させてもよい。

【0055】

通気管5の入口開口3と出口開口4の距離が長いと、出口開口4の近傍(加熱器11)から入口開口3に作動流体が移動するときに出口開口4から入口開口3までの音響筒2が作動流体の熱を奪って音響筒2の外部(排気流路外)に放出し、通気管5に流れ込む作動流体の温度が低下する。通気管5における排気からの熱量が作動流体の温度低下分を補うのに消費されるので、熱音響機関にとって損失となる。したがって、入口開口3と出口開口4の距離はできるだけ短いのがよい。ただし、出口開口4から音響筒2に流入した高温の作動流体が蓄熱材12に十分に熱を伝導させてから入口開口3に吸い込まれるよう、入口開口3と出口開口4の距離を所定長さ以上に確保するのが好ましい。

20

【0056】

通気管5の径について考察すると、

$$\text{通気管径} = \text{音響筒径} \times \frac{\text{通気管本数}}{\text{通気管本数} - \text{通気管同士の隙間}}$$

となる。

【0057】

通気管5の設計条件としては、外部から通気管5の管壁を介して入る熱量と通気管5の中を流れる作動流体が獲得する熱量とが等しいことから、

30

$$\begin{aligned} & \text{熱抵抗係数} \times \text{通気管表面積} / \text{管壁厚さ} \times (\text{排気温度} - \text{作動流体温度}) \\ & = \text{通気管断面積} \times \text{通気管内流速} \times \text{作動流体の単位体積当たりの熱容量} \\ & \quad \times (\text{出口開口温度} - \text{入口開口温度}) \end{aligned}$$

という関係を満たすことが好ましい。

【0058】

図1の実施形態では、通気管5の本数を12本としたが、本発明はこれに限定されず、通気管5の本数は1本~11本でもよく、13本以上でもよい。通気管5の径を一定とした場合、通気管5の本数が多ければ、加熱部11に流れ込む作動流体の量が多くなり、加熱部11への伝熱量が多くなる。また、通気管5での作動流体の移動速度を一定とした場合、通気管5の本数が多ければ、加熱部11に流れ込む作動流体の量が多くなり、加熱部11への伝熱量が多くなる。

40

【0059】

図1の実施形態では、音響筒2の内側で出口開口4に臨む位置に、蓄熱材12を有するものとしたが、蓄熱材12の代わりに、従来と同様の内部フィンを有してもよい。

【0060】

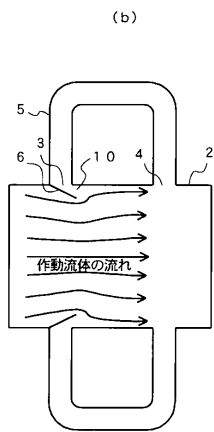
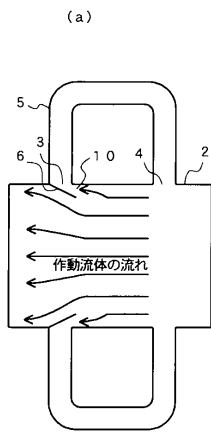
図1の実施形態では、熱交換器1を加熱側熱交換器に用いたが、熱交換器1を冷却側熱交換器45にも用いることができる。この場合、熱交換器1は冷却筒46(図4参照)の内部に設け、冷却水と作動流体との熱交換を行う。

【符号の説明】

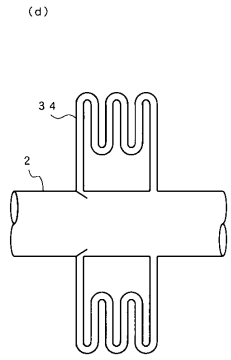
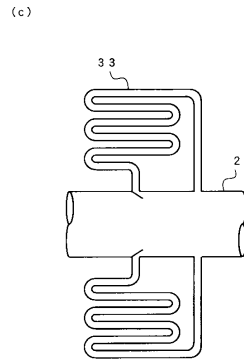
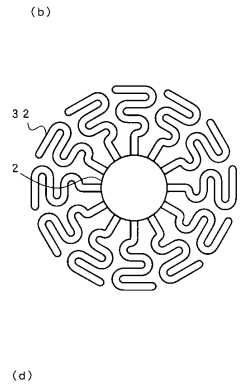
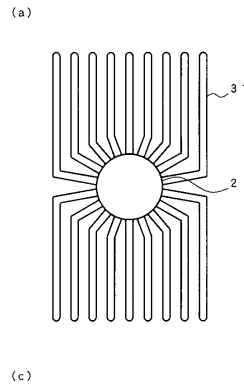
50

- 【 0 0 6 1 】
- 1 熱交換器
 - 2 音響筒
 - 3 入口開口
 - 4 出口開口
 - 5 通気管
 - 6 整流板
 - 1 2 蓄熱材

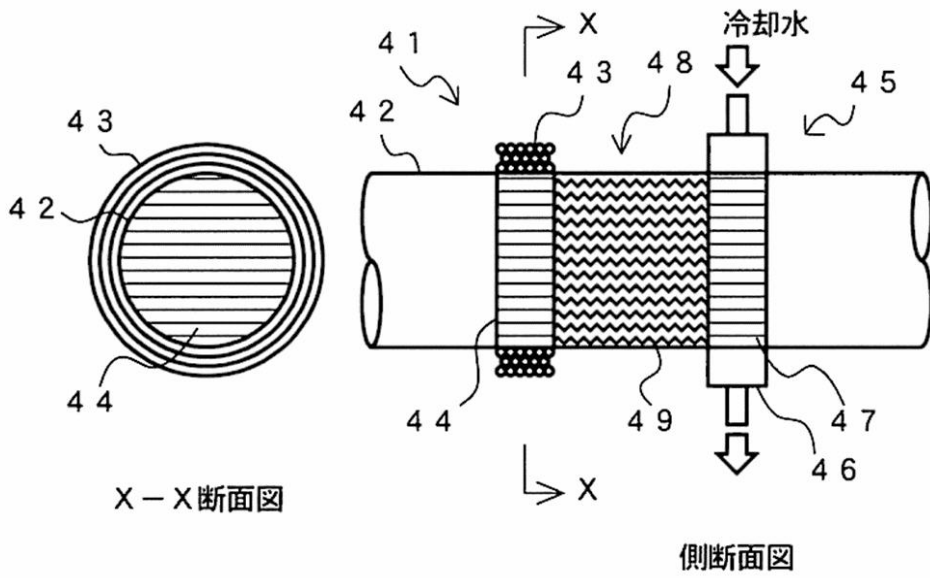
【 図 2 】



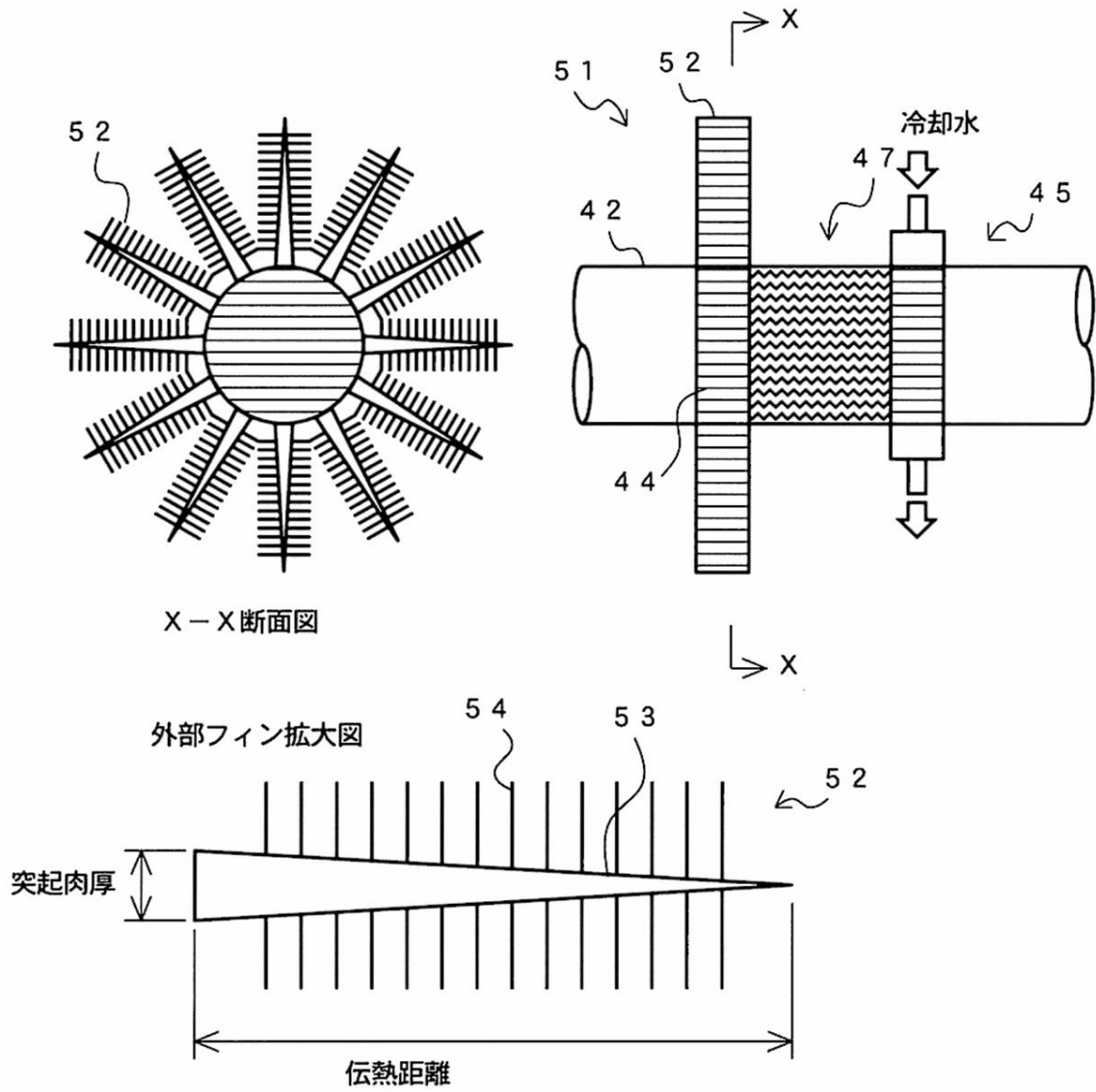
【 図 3 】



【図4】



【図5】



フロントページの続き

審査官 米澤 篤

- (56)参考文献 特表2001-521125(JP,A)
米国特許出願公開第2009/0249797(US,A1)
中国特許出願公開第101054960(CN,A)
米国特許第6024617(US,A)
特開2008-68687(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
- | | |
|------|-------|
| F02G | 1/055 |
| F01N | 5/02 |
| F02G | 1/043 |
| F25B | 9/00 |