



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 108625903 B

(45) 授权公告日 2020.09.22

(21) 申请号 201810237676.0

(51) Int.Cl.

(22) 申请日 2018.03.21

F01C 20/00 (2006.01)

(65) 同一申请的已公布的文献号

F01C 21/04 (2006.01)

申请公布号 CN 108625903 A

F01C 1/16 (2006.01)

(43) 申请公布日 2018.10.09

审查员 颜胜

(30) 优先权数据

2017-055378 2017.03.22 JP

(73) 专利权人 株式会社神户制钢所

地址 日本兵库县

(72) 发明人 壶井升 足立成人

(74) 专利代理机构 中科专利商标代理有限责任

公司 11021

代理人 刘影娜

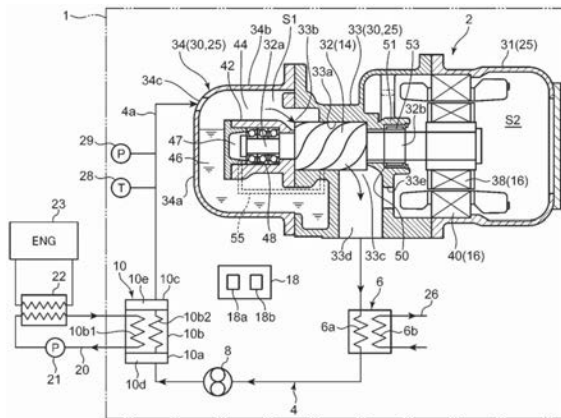
权利要求书2页 说明书12页 附图9页

(54) 发明名称

热能回收装置

(57) 摘要

本发明提供即使在蒸发器的热负载下降的情况下也容易使油返回膨胀机的热能回收装置。热能回收装置(1)具备设有蒸发器(10)、膨胀机(14)、冷凝器(6)及泵(8)的循环流路(4)、以及进行泵(8)的转速的控制的控制器(18),将在蒸发器(10)蒸发的的工作介质与油的混合介质向膨胀机(14)导入,来驱动膨胀机(14)。控制器(18)能够执行根据蒸发器(10)的热负载来控制泵(8)的转速的热负载控制、以及以比热负载控制下的泵(8)的转速高的转速来驱动泵(8)的回油控制,回油控制在与从蒸发器(10)蒸发的的工作介质中分离的油的积存状况相关的预先设定的油积存条件成立时执行。



1. 一种热能回收装置,具备:
设有蒸发器、膨胀机、冷凝器及泵的循环流路;以及
进行所述泵的转速的控制的控制器,
将在所述蒸发器蒸发的工作介质与油的混合介质向所述膨胀机导入,来驱动所述膨胀机,
在所述热能回收装置中,
所述控制器能够执行:根据所述蒸发器的热负载来控制所述泵的转速的热负载控制;
以及以比所述热负载控制下的所述泵的转速高的转速来驱动所述泵的回油控制,
所述回油控制在油积存条件或低负载条件成立时执行,该油积存条件是
与从所述蒸发器蒸发的工作介质中分离的油的积存状况相关的预先设定的条件,该低负载条件是
与所述蒸发器的规定以下的低负载相关的预先设定的条件。
2. 根据权利要求1所述的热能回收装置,其中,
在所述油积存条件下使用的所述油的积存状况是连接空间中的油积存状况,
所述连接空间包括:设置在比所述蒸发器的换热部靠下游侧的位置的蒸发器内的下游空间;
位于所述膨胀机的供给端口的上游侧的流入路;以及以与所述下游空间及所述流入路连通的方式
将所述蒸发器及所述膨胀机连接的主管路。
3. 根据权利要求2所述的热能回收装置,其中,
所述连接空间在所述膨胀机内具有与所述主管路的连接接口及所述流入路连通并位于
比所述流入路靠下方的位置的积油处。
4. 根据权利要求2所述的热能回收装置,其中,
所述流入路从所述膨胀机的所述主管路的连接接口朝向所述供给端口沿所述膨胀机的
轴向设置,
所述连接空间在所述膨胀机内具有与所述主管路的连接接口及所述流入路连通并位于
比所述流入路靠下方的位置的积油处。
5. 根据权利要求2至4中任一项所述的热能回收装置,其中,
所述热能回收装置具备在所述连接空间中检测油的积存状况的油检测器,
所述控制器在基于所述油检测器的检测结果而所述油积存条件成立时,将所述热负载
控制切换成所述回油控制。
6. 根据权利要求3或4所述的热能回收装置,其中,
所述热能回收装置具备检测积存于所述积油处的油的油检测器,
所述控制器基于所述油检测器检测到积存于所述积油处的油量为规定的等级以下的
情况,将所述热负载控制切换成所述回油控制。
7. 根据权利要求1所述的热能回收装置,其中,
所述热能回收装置具备:
直接或间接地检测所述蒸发器的热负载的状态的热负载状态检测机构;以及
计算通过所述热负载检测机构检测到的热负载成为规定值以下的局部负载的时间的
计时机构,
所述控制器在所述计时机构计算的时间成为规定时间以上时,设为所述低负载条件成
立,将所述热负载控制切换成所述回油控制。

8. 根据权利要求1或7所述的热能回收装置,其中,
所述膨胀机内的供油部位与所述膨胀机的供给端口连通并与所述膨胀机的排出端口连通,
所述供油部位处的压力成为所述膨胀机的供给端口处的压力与所述膨胀机的排出端口处的压力之间的压力。
9. 根据权利要求8所述的热能回收装置,其中,
所述膨胀机具备螺杆转子和将所述螺杆转子的轴支承为旋转自如的轴承,
所述供油部位是所述轴承。
10. 根据权利要求1所述的热能回收装置,其中,
所述蒸发器具有换热部和位于比所述换热部靠下游侧的位置的下游空间,
所述循环流路具有将所述蒸发器及所述膨胀机连接的主管路,
所述热能回收装置设有回油管路,该回油管路具有与所述蒸发器的所述下游空间的比所述主管路的连接部靠下侧的位置连接的一端和与所述膨胀机连接的另一端。
11. 根据权利要求10所述的热能回收装置,其中,
所述回油管路成为比所述主管路细的管路。
12. 根据权利要求1至4、7、10以及11中任一项所述的热能回收装置,其中,
所述蒸发器的换热部的一次侧流路与带有发动机的车辆中的供发动机冷却用的冷却水流动的冷却水流路连接。

热能回收装置

技术领域

[0001] 本发明涉及热能回收装置。

背景技术

[0002] 以往,如下述专利文献1及2公开那样已知有回收排热而得到动力的热能回收装置。专利文献1及2公开的热能回收装置具备循环流路,该循环流路具有蒸发器、膨胀机、冷凝器及泵。在热能回收装置中,在蒸发器中通过来自外部的排热使工作介质(制冷剂)蒸发,通过该工作介质的蒸气来驱动膨胀机的转子旋转。通过膨胀机的转子旋转来驱动发电机。

[0003] 在膨胀机中,为了将转子支承为旋转自如时的轴承的润滑或膨胀机内的各部位的密封而使用油。油溶于液状的工作介质而在循环流路中流动,或者伴随着气体状的工作介质而在循环流路中流动。在蒸发器中,由于工作介质蒸发,因此溶于工作介质的油从工作介质分离。从工作介质分离的油伴随着工作介质而在润滑流路中流动,返回膨胀机。

[0004] 在先技术文献

[0005] 专利文献

[0006] 专利文献1:日本特开2014-114785号公报

[0007] 专利文献2:日本特开2014-234719号公报

[0008] 如专利文献2公开的热能回收装置那样,例如以车辆的废气的热量为热源时等,蒸发器中的热负载发生变动。用于使工作介质循环的泵例如以使蒸发器的过热度成为目标值的方式控制转速。因此,在流入蒸发器的热源气体量下降时,向蒸发器传送的工作介质质量下降,因此从蒸发的工作介质分离的油难以伴随于工作介质。其结果是,油例如滞留于蒸发器的上部,难以返回膨胀机。因此,可能会产生向膨胀机内的供油部位的供油不足。

发明内容

[0009] 因此,本发明鉴于前述现有技术而完成,其目的在于即使在蒸发器中的热负载下降的情况下也能够容易使油返回膨胀机。

[0010] 用于解决课题的方案

[0011] 为了实现所述的目的,本发明涉及一种热能回收装置,具备:设有蒸发器、膨胀机、冷凝器及泵的循环流路;以及进行所述泵的转速的控制的控制器,所述热能回收装置将在所述蒸发器蒸发的的工作介质与油的混合介质向所述膨胀机导入,来驱动所述膨胀机。所述控制器能够执行:根据所述蒸发器的热负载来控制所述泵的转速的热负载控制;以及以比所述热负载控制下的所述泵的转速高的转速来驱动所述泵的回油控制,所述回油控制在油积存条件或低负载条件成立时执行,该油积存条件是与从所述蒸发器蒸发的的工作介质中分离的油的积存状况相关的预先设定的条件,该低负载条件是与所述蒸发器的规定以下的低负载相关的预先设定的条件。

[0012] 在本发明中,在预先确定的油积存条件或低负载条件成立时,从热负载控制向回油控制转移。即,伴随着热负载的大变动而油滞留于比膨胀机的膨胀室靠上游侧的位置

时、与热负载的变动无关而油滞留于比膨胀机的膨胀室靠上游侧的位置时、或者蒸发器的热负载小的状态持续时,与热负载控制相比优先执行回油控制。由此,泵的转速比根据蒸发器的热负载而设定的转速增加。其结果是,蒸发器内的工作介质的流速升高,因此从蒸发的工作介质中分离的油容易伴随于工作介质。因此,油容易从比膨胀机靠上游侧的位置返回膨胀机内,能够抑制向膨胀机内的供油部位的供油不足的产生。

[0013] 在所述油积存条件下使用的所述油的积存状况可以是连接空间中的油积存状况。所述连接空间可以包括:设置在比所述蒸发器的换热部靠下游侧的位置的蒸发器内的下游空间;位于所述膨胀机的供给端口的上游侧的流入路;以及以与所述下游空间及所述流入路连通的方式将所述蒸发器及所述膨胀机连接的主管路。

[0014] 在该形态中,在蒸发器的热负载成为局部负载的情况下油有时会积存于蒸发器内的下游空间。当控制器执行回油控制时,下游空间内的油通过主管路向膨胀机侧返回。即,能避免热能回收装置的复杂化。

[0015] 所述连接空间可以在所述膨胀机内具有与所述主管路的连接接口及所述流入路连通并位于比所述流入路靠下方的位置的积油处。

[0016] 在该形态中,由于在膨胀机内设有与主管路的连接接口及流入路连通并位于比流入路靠下侧的位置的积油处,因此能够延长从成为局部负载运转起至膨胀机的供油部位成为供油不足的时间。

[0017] 所述流入路可以从所述膨胀机的所述主管路的连接接口朝向所述供给端口沿所述膨胀机的轴向设置。这种情况下,所述连接空间可以在所述膨胀机内具有与所述主管路的连接接口及所述流入路连通并位于比所述流入路靠下方的位置的积油处。

[0018] 在该形态中,能够容易使积油处的油伴随于从主管路的连接接口朝向膨胀机的供给端口的工作介质的流动。

[0019] 所述热能回收装置可以具备在所述连接空间中检测油的积存状况的油检测器。这种情况下,所述控制器可以在基于所述油检测器的检测结果而所述油积存条件成立时,将所述热负载控制切换成所述回油控制。

[0020] 在该形态中,通过油检测器能够直接检测膨胀机的比膨胀室靠上游侧的油的积存状况。因此,例如在蒸发器的热负载低时等,能够将提升泵的转速的期间抑制为必要最小限度。

[0021] 所述热能回收装置可以具备检测积存于所述积油处的油的油检测器。这种情况下,所述控制器可以基于所述油检测器检测到积存于所述积油处的油量为规定的等级以下的情况,将所述热负载控制切换成所述回油控制。

[0022] 在该形态中,基于与位于膨胀机的供给端口的上游侧的流入路连通的积油处的油的积存状况来进行回油控制,因此能够更可靠地防止向膨胀机内的供油部位的供油不足。

[0023] 所述热能回收装置可以具备:直接或间接地检测所述蒸发器的热负载的状态的热负载状态检测机构;以及计算通过所述热负载检测机构检测到的热负载成为规定值以下的局部负载的时间的计时机构。这种情况下,所述控制器可以在所述计时机构计算的时间成为规定时间以上时,设为所述低负载条件成立,将所述热负载控制切换成所述回油控制。

[0024] 在该形态中,即使不检测油的积存状况也能够从热负载控制切换成回油控制。即,即使在油积存的部位处存在油面较大地起伏的情况下,通过比较简单的结构(检测器和软

件)也能够可靠地切换到回油控制。

[0025] 所述膨胀机内的供油部位可以与所述供给端口连通并与所述膨胀机的排出端口连通。这种情况下,所述供油部位处的压力可以成为所述膨胀机的供给端口处的压力与所述膨胀机的排出端口处的压力之间的压力。

[0026] 在该形态中,与供给端口连通的供油部位也与排出端口连通,而且,供油部位的压力成为供给端口处的压力与排出端口处的压力之间的压力。因此,通过了供给端口的油借助压力差而向供油部位流动。即,在膨胀机内部形成有向供油部位供给油的内部供油路径。因此,在供油部位位于比供给端口靠下游侧的位置时,即使不具备用于将积存于积油处的油从该积油处(向外部)抽出而向膨胀机的供油部位供油的(外部)供油配管,也能够向该供油部位供油。因此,在膨胀机内能够减少配管连接部的个数,能够提高对于漏油的可靠性。

[0027] 所述膨胀机可以具备螺杆转子和将所述螺杆转子的轴支承为旋转自如的轴承。这种情况下,所述供油部位可以是所述轴承。

[0028] 在该形态中,能够防止向轴承的供油不足,因此能够提高膨胀机的可靠性。

[0029] 另外,通过进行回油控制,能够抑制油未向膨胀机返回的状况。因此,能够防止轴承润滑后的油流动的流路未被油封而通过该流路产生蒸气的抄近路(旁通)的情况。因此,能够抑制热能回收效率的下降。

[0030] 所述蒸发器可以具有换热部和位于比所述换热部靠下游侧的位置的下游空间,所述循环流路可以具有将所述蒸发器及所述膨胀机连接的主管路。这种情况下,可以设置回油管路,该回油管路具有与所述蒸发器的所述下游空间的比所述主管路的连接部靠下侧的位置连接的一端和与所述膨胀机连接的另一端。

[0031] 在该形态中,能够使积存于下游空间的油通过回油管路有效地返回膨胀机。

[0032] 所述回油管路可以成为比所述主管路细的管路。

[0033] 在该形态中,回油管路内的混合介质的流速上升,因此能够容易使油伴随于工作介质的流动。

[0034] 所述蒸发器的换热部的一次侧流路可以与带有发动机的车辆中的供发动机冷却用的冷却水流动的冷却水流路连接。

[0035] 由于带有发动机的车辆中的发动机负载的变动,从而向蒸发器的换热部的一次侧流路流入的冷却水的温度及流量中的至少一方变动,由此蒸发器的热负载变动。在这种情况下,会产生蒸发器的热负载下降而油未返回膨胀机的状态。然而,控制器当油积存条件或低负载条件成立时进行回油控制,因此能够抑制向膨胀机内的供油部位的供油不足的产生。

[0036] 发明效果

[0037] 如以上说明所述,根据本发明,即使在蒸发器的热负载下降的情况下也能够容易使油返回膨胀机。

附图说明

[0038] 图1是概略性地表示本发明的第一实施方式的热能回收装置的整体结构的图。

[0039] 图2是用于说明设于所述热能回收装置的蒸发器的结构的图。

[0040] 图3是概略性地表示第一实施方式的变形例的热能回收装置的整体结构的图。

- [0041] 图4是概略性地表示第一实施方式的变形例的热能回收装置的整体结构的图。
- [0042] 图5是概略性地表示第一实施方式的变形例的热能回收装置的整体结构的图。
- [0043] 图6是概略性地表示第一实施方式的变形例的热能回收装置的整体结构的图。
- [0044] 图7是概略性地表示本发明的第二实施方式的热能回收装置的整体结构的图。
- [0045] 图8是说明所述热能回收装置的控制动作的流程图。
- [0046] 图9是概略性地表示第二实施方式的变形例的热能回收装置的整体结构的图。
- [0047] 附图标记说明
- [0048] 4循环流路;4a主管路;6冷凝器;8泵;10蒸发器;10a上游侧集管;10b换热部;10b1一次侧流路;10b2二次侧流路;10c下游侧集管;10d上游空间;10e下游空间;14膨胀机;18控制器;32螺杆转子;32a第一旋转轴;32b第二旋转轴;33b供给端口;33c排出端口;44流入路;46积油处;48第一轴承;53第二轴承;57油检测器;58回油管路;60温度检测器(热负载状态检测机构的一例);62转速检测器(热负载状态检测机构的一例)。

具体实施方式

[0049] 以下,参照附图对本发明的具体实施方式进行详细说明。

[0050] (第一实施方式)

[0051] 第一实施方式的热能回收装置1构成回收在带有发动机的车辆中产生的热能而进行发电的发电系统。如图1所示,热能回收装置1具备泵8、蒸发器10、膨胀机14、发电机16、冷凝器6、控制器18。泵8、蒸发器10、膨胀机14及冷凝器6按此顺序设于循环流路4。在循环流路4中封入有工作介质及油。作为工作介质,可使用例如R245fa(1,1,1,3,3-五氟丙烷)等沸点低的制冷剂。因此,本发电系统成为从比较低温的发动机排热来回收动力的双发电方式。并且,设有泵8、蒸发器10、膨胀机14及冷凝器6的循环流路4构成朗肯循环(Rankine Cycle)。油用于膨胀机14内的后述的轴承的润滑或者膨胀机14内的各部位的密封。

[0052] 泵8设置在循环流路4中的冷凝器6的下游侧(蒸发器10与冷凝器6之间),用于使循环流路4内产生工作介质(即混杂有油的混合介质)的循环驱动力。泵8将由冷凝器6冷凝后的液状的工作介质(即混杂有油的混合介质)加压至规定的压力而向蒸发器10送出。作为泵8,可使用具备叶轮作为转子的离心泵、或转子由一对齿轮构成的齿轮泵等。

[0053] 蒸发器10设置在循环流路4中的泵8的下游侧(泵8与膨胀机14之间)。如图2所示,蒸发器10具有上游侧集管10a、换热部10b及下游侧集管10c。

[0054] 上游侧集管10a设置在蒸发器10的下端。上游侧集管10a具有供从泵8送出的液状的混杂有工作介质及油的混合介质流入的上游空间10d。

[0055] 换热部10b具有供作为加热介质的冷却水流动的一次侧流路10b1和供混合介质流动的二次侧流路10b2,且配置在上游侧集管10a的上方。一次侧流路10b1连接于加热介质流路(冷却水流路)20。在加热介质流路20设有使加热介质循环的加热介质泵21。在加热介质流路20中流动的加热介质是流过发动机冷却用的散热器22而升温后的冷却水。散热器22通过使冷却剂在其与发动机23之间循环而对发动机23进行冷却。在二次侧流路10b2中流动的工作介质与在一次侧流路10b1中流动的加热介质进行换热而蒸发。

[0056] 需要说明的是,作为加热介质,并不局限于在散热器22中流动的冷却水,也可以是对发动机23直接进行冷却的冷却水或冷却剂。而且,并不局限于构成搭载于车辆的车载用

的系统,也可以是例如搭载于船舶而以船舶的发动机的废气为加热介质的结构,或者以在工厂等中使用的水蒸气为加热介质的结构。

[0057] 下游侧集管10c设置在换热部10b的上侧。下游侧集管10c具有供在二次侧流路10b2中蒸发的工作介质及油流入的下游空间10e。在下游空间10e能积存气体状的工作介质分离后的油。

[0058] 膨胀机14和发电机16一体地构成发电装置2。发电装置2通过在膨胀机14中使气体状的工作介质(也混杂有油)膨胀而取出对发电机16进行驱动的力。需要说明的是,关于发电装置2的详情在后文叙述。

[0059] 冷凝器6被导入从膨胀机14排出的气体状的工作介质(即也混杂有油的混合介质)。冷凝器6具有供混合介质流动的一次侧流路6a和供冷却介质流动的二次侧流路6b。二次侧流路6b与供冷却介质流动的外部的介质流路26连接。在一次侧流路6a中流动的气体状的工作介质通过与在二次侧流路6b中流动的冷却介质进行换热而冷凝。

[0060] 通过以上的结构,在本实施方式的发电系统中,构成工作介质通过循环流路4而在蒸发器10、发电装置2、冷凝器6及泵8中依次流动这样的循环回路。

[0061] 在构成循环流路4的管路中的将蒸发器10与膨胀机14流体性地连接的主管路4a设有检测工作介质的温度的温度检测器28和检测工作介质的压力的压力检测器29。

[0062] 接下来,详细说明发电装置2的结构。

[0063] 发电装置2具备收容膨胀机14和发电机16的壳体25。壳体25具有收容膨胀机14的第一壳构件30和紧固联结于第一壳构件30并收容发电机16的第二壳构件31。

[0064] 第一壳构件30具有紧固联结于第二壳构件31而对膨胀机14的后述的螺杆转子32进行保持的转子保持部33、以及相对于转子保持部33而配置在第二壳构件31的相反侧并紧固联结于转子保持部33的盖部34。

[0065] 盖部34具有底部34a和从底部34a的外周部沿着螺杆转子32的轴向延伸的筒状的主体部34b,呈有底的大致圆筒状。壳体25以底部34a成为铅垂且螺杆转子32及主体部34b的轴成为水平的方式设置。

[0066] 在主体部34b的端部结合有转子保持部33。由此,通过盖部34和转子保持部33形成密闭的第一空间S1。第一空间S1成为存在有比膨胀室内高压的工作介质及油的高压侧空间。

[0067] 在盖部34(第一壳构件30)设有将盖部34沿其厚度方向贯通的流入口34c。循环流路4中的由将蒸发器10与膨胀机14流体性地连接的配管构成的主管路4a的一端连接于流入口34c。即,流入口34c是主管路4a的连接口。在蒸发器10生成的工作介质的蒸气及油混杂的混合介质从主管路4a通过流入口34c流入第一空间S1内。

[0068] 在转子保持部33的在轴向上与盖部34相反的一侧结合有第二壳构件31。由此,通过转子保持部33和第二壳构件31形成密闭的第二空间S2。如后所述,第二空间S2成为供比膨胀室内低压的工作介质及油通过的低压侧空间。

[0069] 在转子保持部33设有:配置有螺杆转子32的贯通孔33a;与第一空间S1连通,且在膨胀室位于第一空间S1侧时与该膨胀室连通的供给端口33b;在膨胀室位于第二空间S2侧时与该膨胀室连通的排出端口33c;以及与排出端口33c连通并向转子保持部33的外表面开口的排出孔33d;将排出孔33d与第二空间S2连通的连通孔33e。

[0070] 贯通孔33a沿螺杆转子32的轴向贯通转子保持部33。贯通孔33a的一端部向转子保持部33的第一空间S1侧的面开口,贯通孔33a的另一端部向转子保持部33的第二空间S2侧的面开口。供给端口33b将第一空间S1内的工作介质与油的混合介质向膨胀室内供给。排出端口33c从膨胀室排出工作介质与油的混合介质。排出孔33d从排出端口33c向下方延伸。

[0071] 在膨胀室中膨胀的气体状的工作介质与油的混合介质通过排出端口33c及排出孔33d向循环流路4排出。另外,油的一部分从膨胀室如后所述向第二轴承53侧流动。对第二轴承53进行了润滑后的油向第二空间S2流动,然后,通过连通孔33e流入排出孔33d内。

[0072] 膨胀机14具有相互啮合的一对螺杆转子32。各螺杆转子32的轴具有:从螺杆转子32向轴向的一侧延伸的第一旋转轴32a;以及从螺杆转子32向轴向的另一侧延伸的第二旋转轴32b。第一旋转轴32a是供给端口33b侧的轴,第二旋转轴32b是排出端口33c侧的轴。第一旋转轴32a延伸到后述的第一轴承保持部42内。第二旋转轴32b从贯通孔33a内朝向第二空间S2内延伸。

[0073] 各螺杆转子32分别具有螺旋形的齿。在贯通孔33a内通过两螺杆转子32的齿啮合而在它们之间形成膨胀室。在两螺杆转子32的齿啮合的状态下螺杆转子32旋转时,膨胀室从与供给端口33b连通的位置沿着螺杆转子32的轴向依次移动。此时,膨胀室内的体积依次增大。并且,膨胀室通过螺杆转子32的旋转而移动到与排出端口33c连通的位置。

[0074] 发电机16具有:与一方的螺杆转子32的第二旋转轴32b连结的发电机转子38;以及在发电机转子38的周围配置的定子40。定子40被固定在第二壳构件31的内侧。发电机转子38及定子40配置在第二空间S2内。发电机转子38以与所述一方的螺杆转子32成为同轴的方式与螺杆转子32连结。发电机转子38与螺杆转子32一体旋转。发电机16通过发电机转子38的旋转而进行发电。

[0075] 在转子保持部33结合有第一轴承保持部42,第一轴承保持部42用于对安装于第一旋转轴32a的第一轴承48进行保持。第一轴承保持部42在螺杆转子32的轴向上,相对于转子保持部33而配置在盖部34的同侧。第一轴承保持部42在转子保持部33中的结合有盖部34的部位的内侧与转子保持部33结合,并沿螺杆转子32的轴向延伸地形成。

[0076] 第一轴承保持部42是在宽度方向上比盖部34小的形状,从盖部34的内表面向内侧分离。因此,盖部34的底部34a及主体部34b的内表面与第一轴承保持部42的外表面之间的空间成为供工作介质及油的混合介质流入的第一空间S1。

[0077] 形成于盖部34的流入口34c位于比第一轴承保持部42的上端稍靠上侧的位置。并且,通过流入口34c导入到第一空间S1内的混合介质从流入口34c朝向供给端口33b沿着螺杆转子32的轴向大致笔直地流动。即,在膨胀机14的第一空间S1内形成有从膨胀机14的流入口34c朝向供给端口33b而沿着膨胀机14的轴向延伸的流入路44。另外,在第一空间S1内,在比流入路44靠下侧的空间部积存油。因此,该部分作为积油处46发挥功能。需要说明的是,流入口34c也可以位于比第一轴承保持部42的上端稍靠下侧的位置。

[0078] 在第一轴承保持部42内形成有从第一空间S1被分隔的第一轴承室47。第一轴承室47直接或者经由供给端口33b侧的膨胀室而与供给端口33b连通。在第一轴承室47收容有与各个旋转轴32a对应配置的第一轴承48。上述的第一轴承48中的一方支承一方的螺杆转子32的第一旋转轴32a。另一方的第一轴承48支承另一方的螺杆转子32的第一旋转轴32a。换言之,第一旋转轴32a由第一轴承48轴支承为旋转自如。

[0079] 在转子保持部33结合有第二轴承保持部51,第二轴承保持部51构成与第二空间S2连通的第二轴承室50。第二轴承保持部51在螺杆转子32的轴向上,相对于转子保持部33而配置在第二壳构件31的同侧。需要说明的是,在本实施方式中,第二轴承保持部51与转子保持部33一体形成,但也可以是上述保持部51、33分体形成并相互紧固连结的结构。

[0080] 第二轴承室50与贯通孔33a或膨胀室连通。在第二轴承室50收容有与各个旋转轴32b对应配置的第二轴承53。上述的第二轴承53中的一方支承一方的螺杆转子32的第二旋转轴32b。另一方的第二轴承53支承另一方的螺杆转子32的第二旋转轴32b。换言之,第二旋转轴32b由第二轴承53轴支承为旋转自如。

[0081] 在壳体25内设有油流通路55。油流通路55将第一轴承室47内与贯通孔33a中的排出端口33c附近的部位连通。具体而言,该排出端口33c附近的部位是与螺杆转子32的同排出端口33c相接的部分相比向第一轴承保持部42侧偏移了螺杆转子32的约1齿量的部位。油流通路55的一端在第一轴承保持部42的内部空间(第一轴承室47)中连接在相对于第一轴承48而位于螺杆转子32的相反侧的部位。油流通路55的另一端以与排出端口33c附近的贯通孔33a(膨胀室)连通的方式连接于转子保持部33。需要说明的是,并不局限于本实施方式的结构,油流通路55的另一端也可以是与排出孔33d连通的方式连接于转子保持部33的结构。

[0082] 在本实施方式中,第一轴承室47内的油通过油流通路55向膨胀室内流动。并且,膨胀室内的油的一部分从贯通孔33a向第二轴承室50内流动。该油的流动通过供给端口33b处的压力、第一轴承室47内的压力、膨胀室内的压力、第二空间S2的压力、排出端口33c处的压力的大小关系而产生。

[0083] 即,随着膨胀室内的工作介质的膨胀的进展,膨胀室内的压力从供给端口33b侧朝向排出端口33c侧逐渐下降,第一轴承室47与供给端口33b侧的膨胀室相邻,并与排出端口33c附近的膨胀室连通。因此,第一轴承室47内的压力比供给端口33b处的压力低,且比排出端口33c的压力高。另一方面,第二轴承室50通过第二空间S2及连通孔33e而与排出孔33d连通,因此第二轴承室50内的压力比排出端口33c侧的膨胀室内的压力低。因此,第一轴承室47内的油通过油流通路55向膨胀室内流动。并且,膨胀室内的油的一部分向第二轴承室50内流动。换言之,第一轴承室47及第二轴承室50内的压力成为供给端口33b处的压力与排出端口33c处的压力之间的压力(中间压力)。由于该压力关系,第一空间S1内的混合介质包含的油被向第一轴承48及第二轴承53供给。由于第一轴承48及第二轴承53被供给油,因此第一轴承48及第二轴承53成为膨胀机14内的供油部位。通过向轴承48、53供给油,能发挥对轴承48、53进行润滑的效果,并发挥抑制工作介质从轴承48、53的保持部的泄漏的密封效果。

[0084] 在热能回收装置1设有油检测器57(参照图2),油检测器57检测从蒸发器10的下游空间10e至膨胀机14的供给端口33b的连接空间内的油的积存状况。具体而言,在第一实施方式中,油检测器57配置于蒸发器10的下游侧集管10c,检测蒸发器10的下游空间10e内的油的积存状况。

[0085] 油检测器57可以是检测在下游空间10e是否积存有规定量的油的结构,也可以是对积存的油量进行检测的结构。图例的油检测器57具有两个检测端,成为能够检测油面的上限值及下限值的结构。需要说明的是,油检测器57也可以是仅具有检测油面的下限值的检测端的结构。这种情况下,后述的回油控制只要进行预先设定的规定时间即可。

[0086] 油检测器57输出与检测结果对应的信号。从油检测器57输出的信号向控制器18输入。另外,从温度检测器28及压力检测器29输出的信号也向控制器18输入。

[0087] 控制器18具有存储部、暂时存储部及运算部等,通过执行存储部中存储的控制程序而发挥规定的功能。该功能包括导出过热度的过热度运算部18a和对泵8的转速进行控制的驱动控制部18b。

[0088] 过热度运算部18a使用存储部中存储的将饱和蒸气压与温度建立关联的信息,基于来自温度检测器28及压力检测器29的信号,导出在主管路4a中流动的工作介质的过热度。

[0089] 驱动控制部18b能够执行根据蒸发器10的热负载来控制泵8的转速的热负载控制、以及以比热负载控制下的泵8的转速增加的转速来驱动泵8的回油控制。在热负载控制中,以使通过过热度运算部18a导出的过热度收敛于目标范围的方式调整泵8的转速(即向蒸发器传送的工作介质的流量)。即,在向蒸发器10的换热部10b流入的加热介质的流量发生了变动时,从加热介质向工作介质施加的热量发生变动,因此换热部10b的工作介质的蒸发量发生变动。因此,在热负载控制中,为了避免膨胀机14的热回收效率下降,而以向蒸发器10导入与蒸发器10的热负载对应的工作介质的方式调整泵8的转速。

[0090] 在发动机23进行局部负载运转而蒸发器10的热负载降低的状态持续时,油难以从蒸发器10向膨胀机14返回,因此在这样的情况下进行回油控制。回油控制在与从蒸发器10蒸发的的工作介质中分离的油的积存状况相关的预先设定的油积存条件成立时执行。即,控制器18在基于油检测器57的检测结果而油积存条件成立时,从热负载控制切换到回油控制。

[0091] 在第一实施方式中,设定通过油检测器57检测到油面达到上限值的情况的条件作为油积存条件。因此,当积存于下游空间10e的油的油面达到上限值时,与热负载控制相比优先执行回油控制。在回油控制中,相对于热负载控制时的泵8的转速而泵8的转速增大预先设定的转速。由此,从泵8向蒸发器10传送的混合介质的流量增加并且混合介质的流速加快。由此,蒸发器10的下游侧的工作介质的过热度下降,但是积存于下游空间10e的油伴随着增速的工作介质而在主管路4a中流动。因此,能够使下游空间10e的油返回膨胀机14内。需要说明的是,一部分的工作介质可以仍为液状地流入膨胀机14内。这样的情况下的膨胀机优选为容积型膨胀机,特别优选为对于液体的耐性高的螺杆膨胀机。

[0092] 控制器18在通过油检测器57检测到油面达到下限值的情况时从回油控制返回热负载控制。

[0093] 在此,说明本实施方式的热能回收装置1的运转动作。当泵8被驱动时,从泵8送出的液状的工作介质及油的混合介质通过蒸发器10的上游侧集管10a流入二次侧流路10b2。工作介质由在一次侧流路10b1中流动的加热介质加热而蒸发。当工作介质蒸发时,混合介质包含的油从工作介质分离。从工作介质分离的油的一部分有时会积存于下游空间10e内。在蒸发器10蒸发的的气体状的工作介质及油的混合介质通过下游空间10e在主管路4a中流动。混合介质通过膨胀机14的流入口34c被导入第一空间S1内。在第一空间S1内,混合介质主要在流入路44中流动。此时,如果在积油处46积存有大约将第一轴承保持部42浸泡的油,则积存于积油处46的油的一部分伴随着混合介质而流入供给端口33b。

[0094] 第一空间S1内的混合介质通过供给端口33b进入膨胀室。由此螺杆转子32旋转,发

电机16的发电机转子38旋转而进行发电。伴随着螺杆转子32的旋转,膨胀室沿着螺杆转子32的轴向移动并使工作介质逐渐膨胀。由此,膨胀室内的工作介质的压力逐渐下降。并且,工作介质通过排出端口33c及排出孔33d向循环流路4排出。该气体状的工作介质及油的混合介质被导入冷凝器6的一次侧流路6a。在冷凝器6中,工作介质由在二次侧流路6b中流动的冷却介质冷却而冷凝。该液状的工作介质及油在循环流路4中流动而被泵8吸入。在循环流路4中,反复进行这样的循环而在发电装置2中进行发电。

[0095] 第一空间S1内的混合介质包含的油的一部分从供给端口33b或位于供给端口33b侧的贯通孔33a的一端部(膨胀室的供给端口侧)向第一轴承室47流动。供给到第一轴承室47的油的一部分通过油流通道55向排出端口33c附近的膨胀室流动。膨胀室内的油与膨胀后的工作介质一起通过排出端口33c向排出孔33d流动。

[0096] 另外,第一空间S1内的混合介质包含的油的一部分从位于排出端口33c侧的贯通孔33a的另一端部(膨胀室的排出端口33c侧)向第二轴承室50流动。供给到第二轴承室50的油的一部分通过第二空间S2及连通孔33e向排出孔33d流动。

[0097] 通常,控制器18执行热负载控制。因此,以使通过过热度运算部18a导出的过热度收敛于目标范围的方式调整泵8的转速。在该运转中,当通过油检测器57检测到积存于下游空间10e内的油的油面达到上限值的情况时,执行回油控制。由此,泵8增速,因此积存于下游空间内的油容易伴随于工作介质,容易返回膨胀机14。

[0098] 如以上说明所述,在本第一实施方式中,当预先确定的油积存条件成立时,从热负载控制向回油控制转移。即,伴随着热负载的大的变动而油滞留于比膨胀机14的膨胀室靠上游侧的位置时、与热负载的变动无关而油滞留于比膨胀机14的膨胀室靠上游侧的位置时、或者蒸发器10的热负载小的状态持续时,与热负载控制相比优先执行回油控制。由此,泵8的转速比根据蒸发器10的热负载而设定的转速上升。其结果是,在蒸发器10中通过的工作介质的流速升高,因此从蒸发的工作介质中分离的油容易伴随于工作介质。因此,油容易从比膨胀机14靠上游侧的位置返回膨胀机14内,能够抑制向膨胀机14内的供油部位的供油不足的产生。

[0099] 另外,在第一实施方式中,当在蒸发器10的下游空间10e积存的油量增加为设定的范围以上时,进行回油控制,因此下游空间10e内的油通过主管路4a而与工作介质一起流向膨胀机14内。因此,能避免热能回收装置的复杂化。

[0100] 另外,在第一实施方式中,在膨胀机14内设有与主管路4a的连接口即流入口34c及流入路44连通且位于比流入路44靠下侧的位置的积油处46。因此,能够延长从成为局部负载运转起至膨胀机14的供油部位成为供油不足的时间。

[0101] 另外,在第一实施方式中,膨胀机14内的流入路44从流入口34c朝向供给端口33b而沿着膨胀机14的轴向设置。因此,能够容易使积存于积油处46的油伴随于从流入口34c朝向供给端口33b的工作介质的流动。

[0102] 另外,在第一实施方式中,通过油检测器57能够直接检测膨胀机14中的比供给端口33b靠上游侧的油的积存状况。因此,例如在蒸发器10的热负载低时等,能够将提升泵8的转速的期间抑制为必要最小限度。

[0103] 另外,在第一实施方式中,与供给端口33b连通的供油部位也与排出端口33c连通,而且,供油部位的成为供给端口33b处的压力与排出端口33c处的压力之间的压力(中

间压力)。因此,通过了供给端口33b的油借助压力差而向供油部位流动。即,向供油部位供给油的内部供油路径形成于膨胀机14内部。因此,在供油部位位于比供给端口33b靠下游侧的位置时,即使不具备用于将积存于积油处46的油从该积油处46向外部抽出而向膨胀机14的供油部位供油的外部供油配管,也能够向该供油部位供油。因此,在膨胀机14内能够减少配管连接部的个数,能够提高对于漏油的可靠性。

[0104] 另外,在第一实施方式中,形成为设有作为供油部位的轴承48、53而通过压力差使油从供给端口33b流向轴承48、53的结构。因此,能够防止向轴承48、53的供油不足,因此能够提高膨胀机14的可靠性。

[0105] 另外,通过进行回油控制,能够抑制油不向膨胀机14返回的状况,因此能够抑制轴承润滑后的油流动的油流通路55未被油封的状况。其结果是,能够防止通过油流通路55而产生工作介质的抄近路(旁通)。因此,能够抑制热能回收效率的下降。

[0106] 由于带有发动机的车辆中的发动机负载的变动,从而向蒸发器10的换热部10b的一次侧流路10b1流入的冷却水的温度及流量中的至少一方发生变动,由此蒸发器10的热负载发生变动。这种情况下,会产生蒸发器10的热负载下降而油未返回膨胀机14的状态。然而,在第一实施方式中,控制器18在油积存条件成立时进行回油控制,因此能够抑制向膨胀机14内的供油部位的供油不足的产生。

[0107] 需要说明的是,在第一实施方式中,油检测器57是检测蒸发器10的上部的油的积存状况的结构,但是并不局限于该结构。油检测器57只要能够检测连接空间内的油积存状况即可,也可以不配置于下游空间10e。在此,连接空间包括:设置在比蒸发器10的换热部10b靠下游侧的位置的蒸发器10内的下游空间10e;位于膨胀机14的供给端口33b的上游侧的流入路44;以及以与下游空间10e及流入路44连通的方式将蒸发器10及膨胀机14连接的主管路4a;在膨胀机14内与主管路4a的连接口(流入口34c)及流入路44连通,并位于比流入路44靠下方的位置的积油处46。因此,油检测器57也可以是不配置于下游空间10e,而如图3所示检测第一空间S1的下部即积油处46的油的积存状况的结构。油检测器57具有配置在作为油面的下限值而设定的位置的检测端和配置在比其靠上侧的位置的检测端。这种情况下,设定通过油检测器57检测到油面达到下限值的情况的条件作为油积存条件。因此,当通过油检测器57检测到油面的下限值时执行回油控制。并且,当通过上侧的检测端检测到油面时,从回油控制切换成热负载控制。在该结构中,基于膨胀机14内的积油处46的油的积存状况进行回油控制,因此能够更可靠地防止向膨胀机14内的供油部位的供油不足。需要说明的是,也可以是,油检测器57仅具备检测油面的下限值的检测端,回油控制进行预先设定的规定时间。

[0108] 另外,如图4所示,油检测器57可以不配置于下游空间10e而配置于主管路4a。根据热能回收装置1的设置环境的不同,有时也无法将构成循环流路4的配管形成为简单的环状的结构。例如,将蒸发器10与膨胀机14连接的主管路4a有时具有:从蒸发器的上部向上方延伸的上升部4b;从上升部4b的上端向下方弯曲并折弯成U字状的U字状部4c;以及将U字状部4c的一方的上端与膨胀机14连接的连接部4d。这种情况下,油会积存于U字状部4c的弯曲部,因此在U字状部4c设置油检测器57。当油检测器57检测到积存于U字状部4c的油时,执行回油控制。

[0109] 在第一实施方式中,成为在膨胀机14内的流入路44的下方形成有积油处46的结

构,但也可以如图5所示不形成积油处46。这种情况下,壳体25的盖部34成为将转子保持部33及第一轴承保持部42结合的结构。盖部34具有:下端部与第一轴承保持部42的上部结合的底部34a;以及从底部34a上端及侧端沿螺杆转子32的轴向延伸,并与转子保持部33结合的主体部34b。并且,在盖部34与轴承保持部42的上部之间形成有流入路44。流入路44可以沿螺杆转子32的轴向延伸地形成。流入口34c形成于盖部34的底部34a。

[0110] 油流通路55以在第一轴承保持部42及转子保持部33之中穿过的方式从第一轴承保持部42至转子保持部33而设置。

[0111] 在第一实施方式中,是积存于下游空间10e内的油通过在主管路4a中流动的工作介质来搬运的结构。对其进行追加而在图6所示的方式中设有回油管路58。

[0112] 回油管路58具有:与下游空间10e的比主管路4a的连接部靠下侧的位置连接的第一端部;以及与膨胀机14的流入路44连接的第二端部。回油管路58由比主管路4a细的管路构成。回油管路58的第一端部在比下游侧集管10c与主管路4a的连接部靠下侧的位置与下游侧集管10c连接。油在下游空间10e内积存使得油面成为比第一端部靠上侧时,能够使积存于下游空间10e内的油通过回油管路58返回膨胀机14的第一空间S1内。回油管路58成为比主管路4a细的管路,因此回油管路58内的工作介质的流速比主管路4a内的工作介质的流速大。因此,在回油管路58内,油容易伴随于工作介质。

[0113] (第二实施方式)

[0114] 图7示出本发明的第二实施方式。需要说明的是,在此对于与第一实施方式相同的构成要素标注相同附图标记,省略其详细的说明。

[0115] 在图1~图5所示的方式中设有油检测器57(在图1、图5中未图示)。相对于此,第二实施方式的热能回收装置1不具有检测油的积存状况的油检测器57而具备检测蒸发器10的热负载状态的检测机构。并且,回油控制不以油积存条件的成立为基准,而以蒸发器10的与规定以下的低负载相关的预先设定的低负载条件的成立为条件。该低负载条件是设想如下的情况而设定的条件:在蒸发器10中从加热介质赋予的热负载下降的状态(局部负载的状态)持续一定程度的时间时,油难以从蒸发器10向膨胀机14返回。

[0116] 在第二实施方式中,在加热介质流路20设有直接检测蒸发器10的热负载的作为热负载状态检测机构的温度检测器60。并且,通过该温度检测器60检测到的加热介质的温度比预先设定的阈值低的状态持续了预先设定的时间以上时,低负载条件成立。

[0117] 即,如图8所示,控制器18判断温度检测器60的检测温度T是否为基准温度 T_s 以下(步骤ST1)。在检测温度T比基准温度 T_s 高时,重复进行步骤ST1。基准温度 T_s 是在通常运转时,比在加热介质流路20中流动的加热介质的温度变化的范围的上限值低的温度。通过预先确认在加热介质的温度为基准温度 T_s 以下时油变得容易积存的情况,能够决定基准温度 T_s 。

[0118] 当检测温度T成为基准温度 T_s 以下时,进入步骤ST2。在步骤ST2中,控制器18内的作为计时机构的计时器开始计时。并且,在计时器的计算经过规定时间之前(步骤ST3),向步骤ST4转移,判断温度检测器60的检测温度T是否为基准温度 T_s 以下。如果检测温度T比基准温度 T_s 高,则返回而回到步骤ST1,如果检测温度T为基准温度 T_s 以下的状态继续,则使计时器的计算继续。并且,当计时器的计时持续规定时间时,向步骤ST5转移,控制器18将热负载控制切换成回油控制。

[0119] 如果这样设为检测蒸发器10的热负载的结构,则即使不检测油的积存状况,也能够从热负载控制切换到回油控制。因此,即使在油积存的部位存在油面较大地起伏的情况下,也能够通过比较简单的结构(检测器和软件)可靠地切换到回油控制。

[0120] 需要说明的是,热负载状态检测机构并不局限于检测加热介质的温度的温度检测器60,也可以通过检测加热介质的流量的图示省略的流量检测器构成。这种情况下,在通过流量检测器检测到的加热介质的流量比预先设定的基准流量低的状态经过了预先设定的时间以上时,低负载条件成立。

[0121] 另外,热负载状态检测机构并不局限于直接检测蒸发器10的热负载的检测器,也可以通过间接检测蒸发器10的热负载的检测器构成。例如,可以如图9所示,设置检测泵8的转速的转速检测器62作为热负载状态检测机构。这种情况下,在通过转速检测器62检测到的泵转速比预先设定的基准转速低的状态经过了预先设定的时间以上时,低负载条件成立。

[0122] 在第二实施方式的情况下,也可以如图5所示的膨胀机14那样使用没有积油处46的膨胀机14,或者可以设置图6所示的回油管路58。

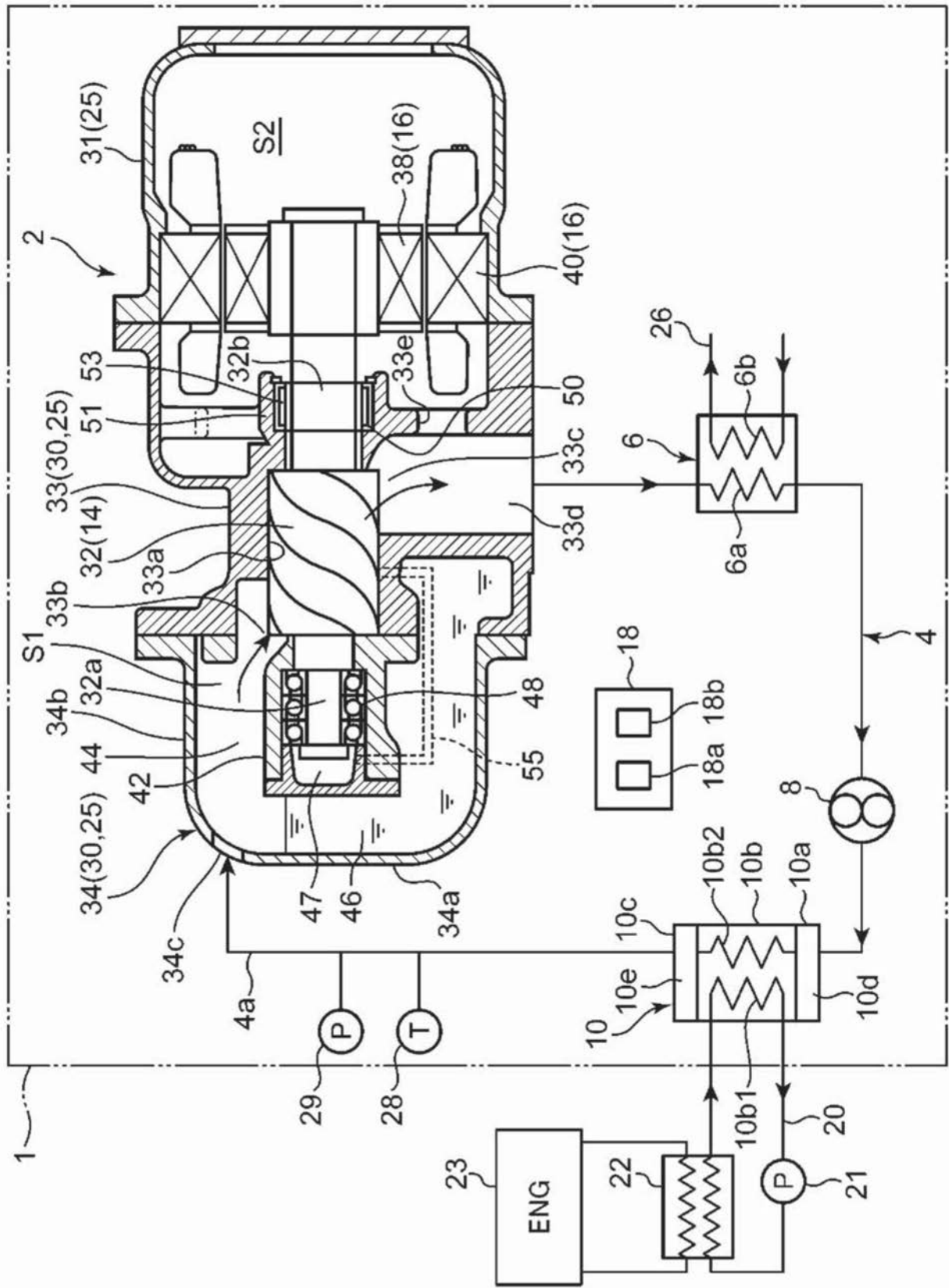


图1

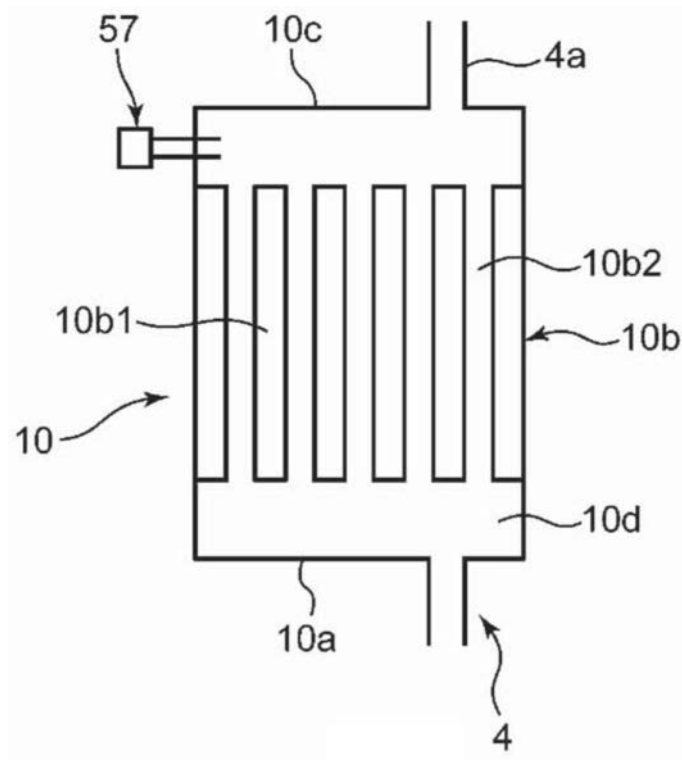


图2

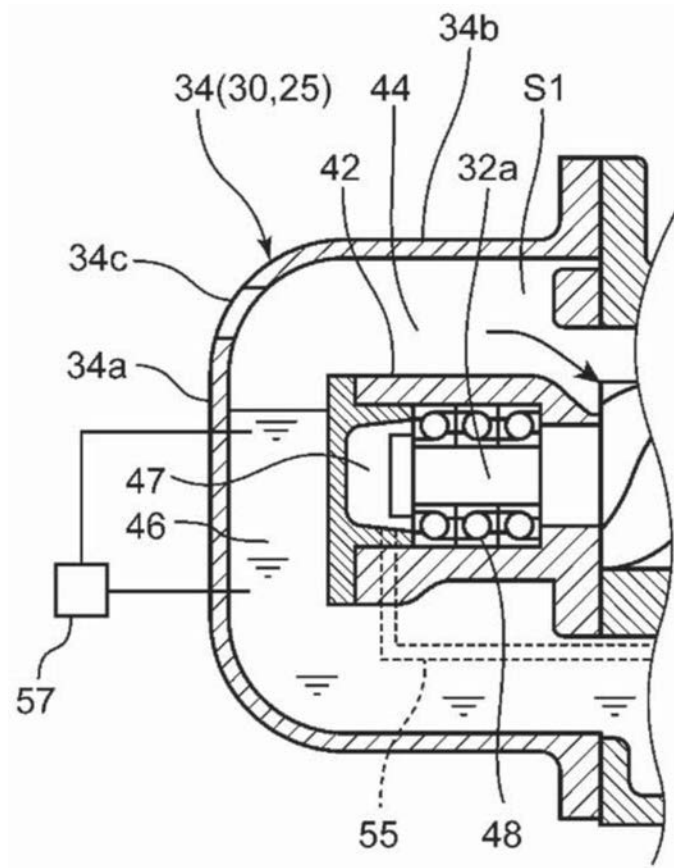


图3

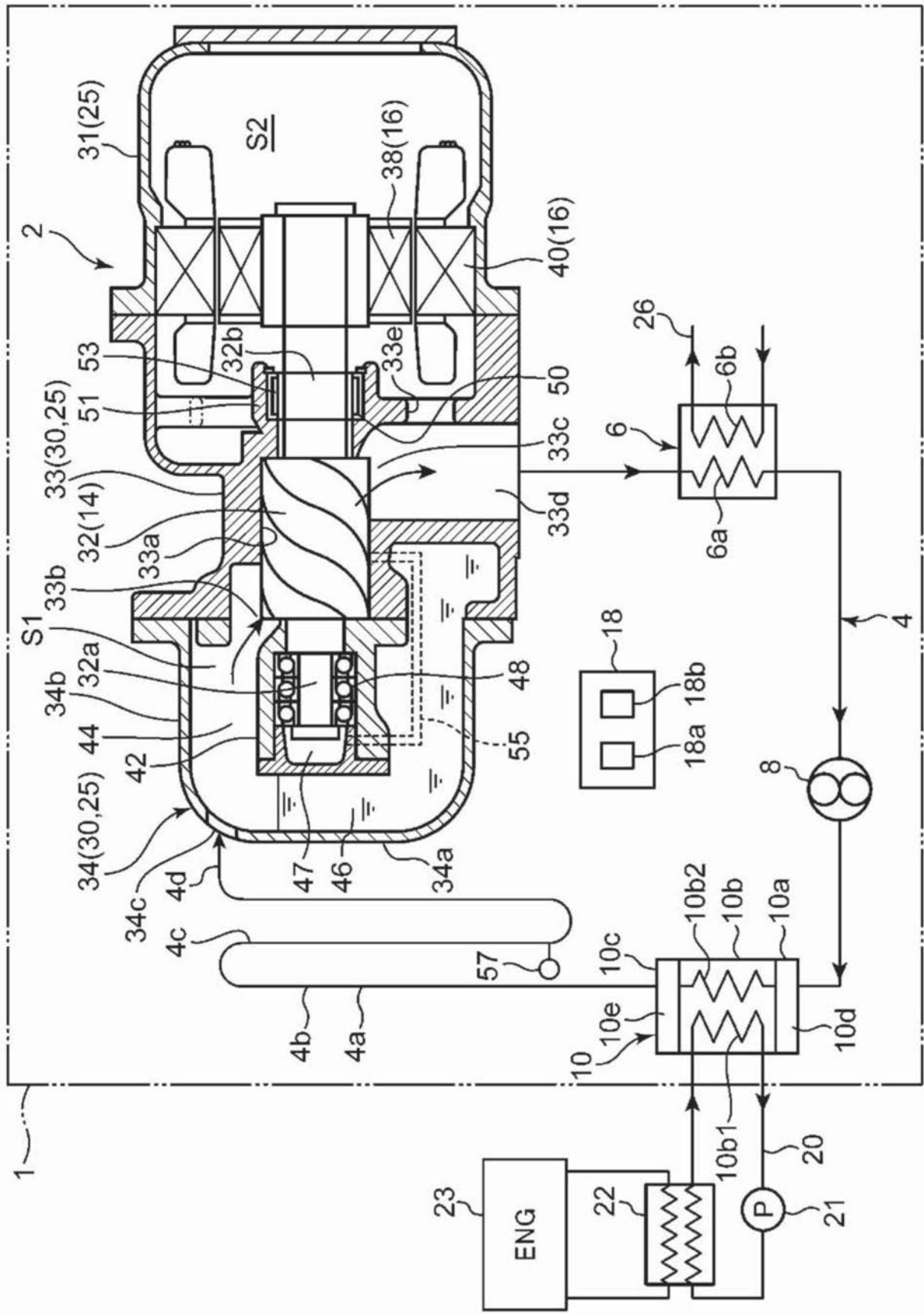


图4

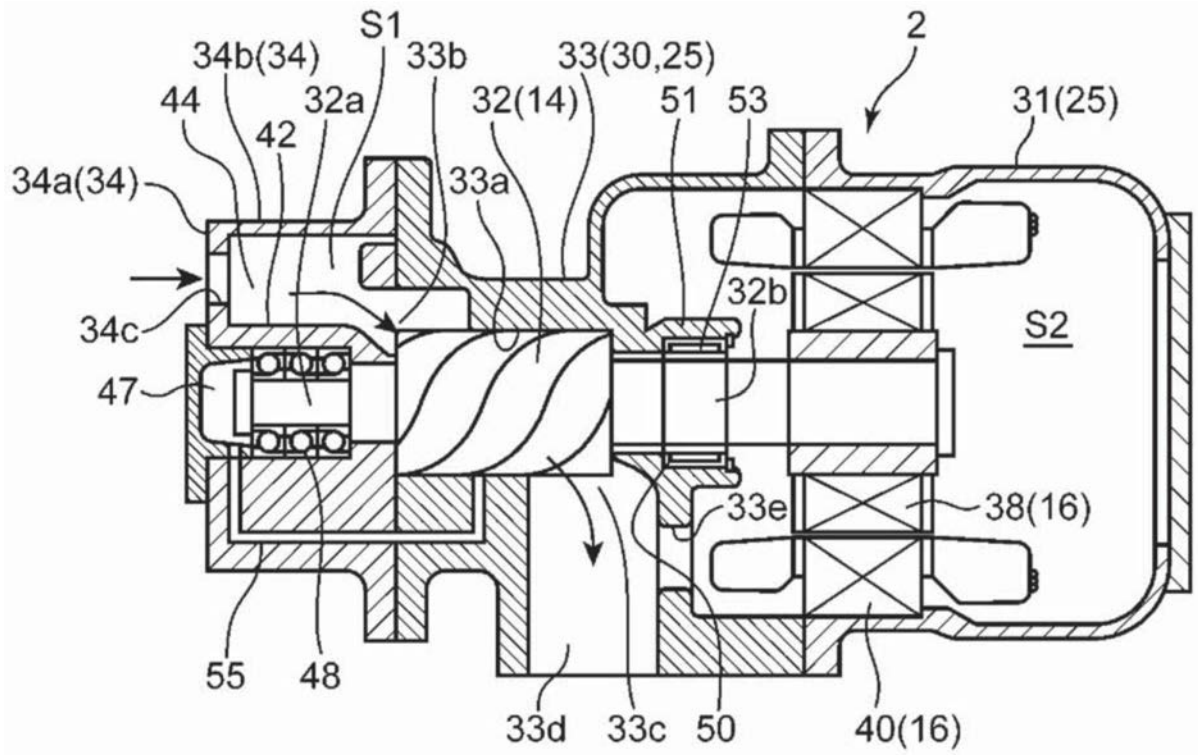


图5

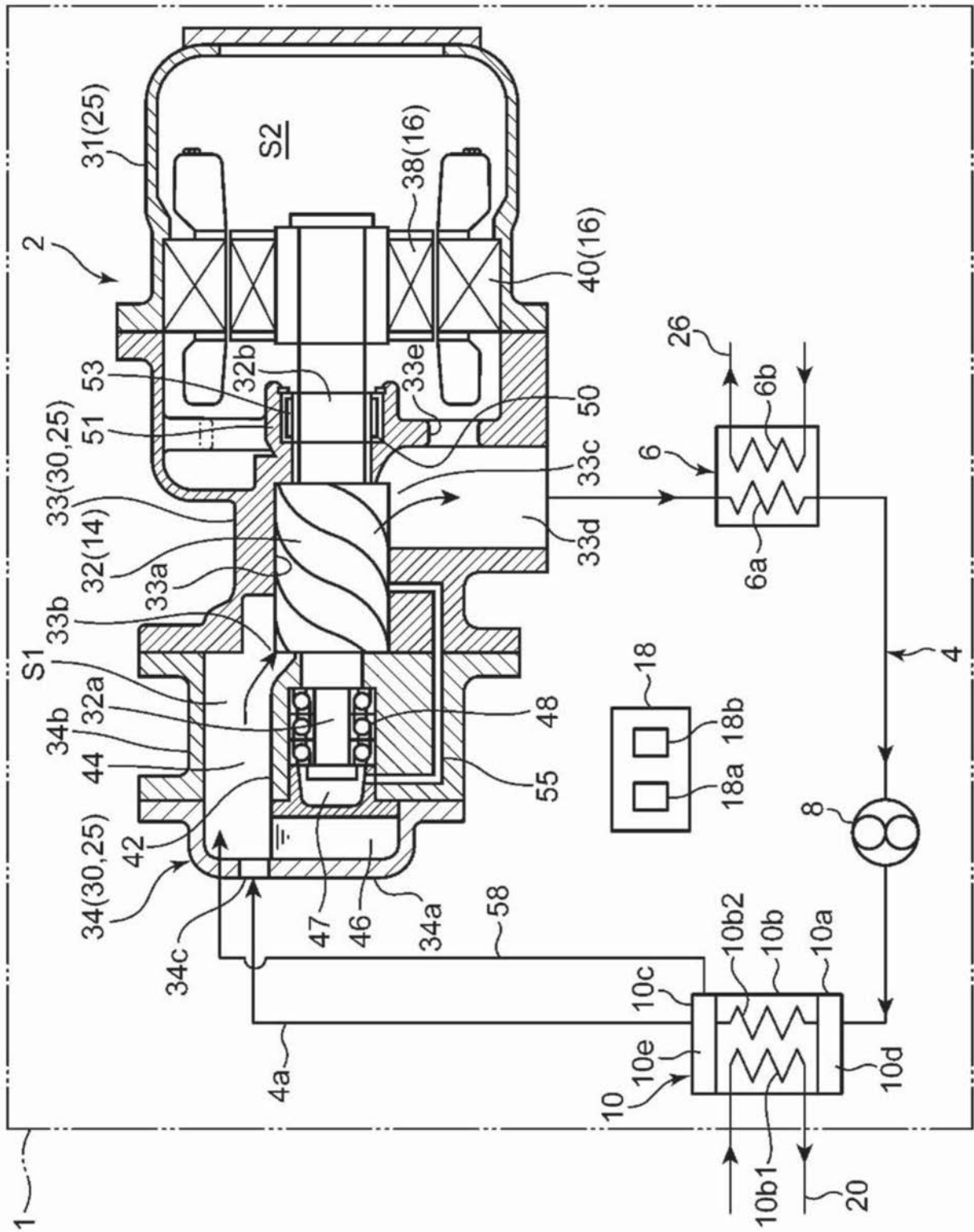


图6

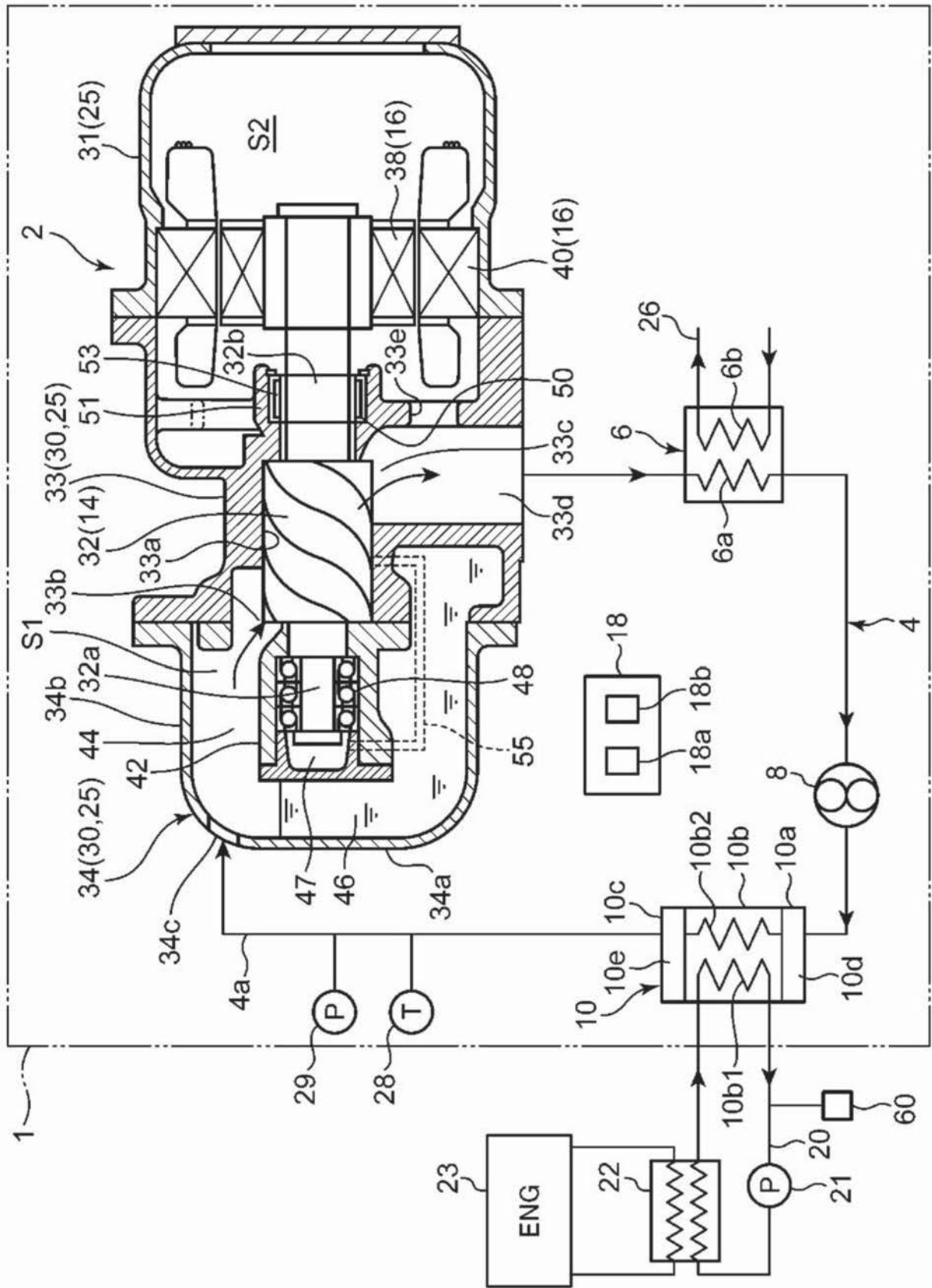


图7

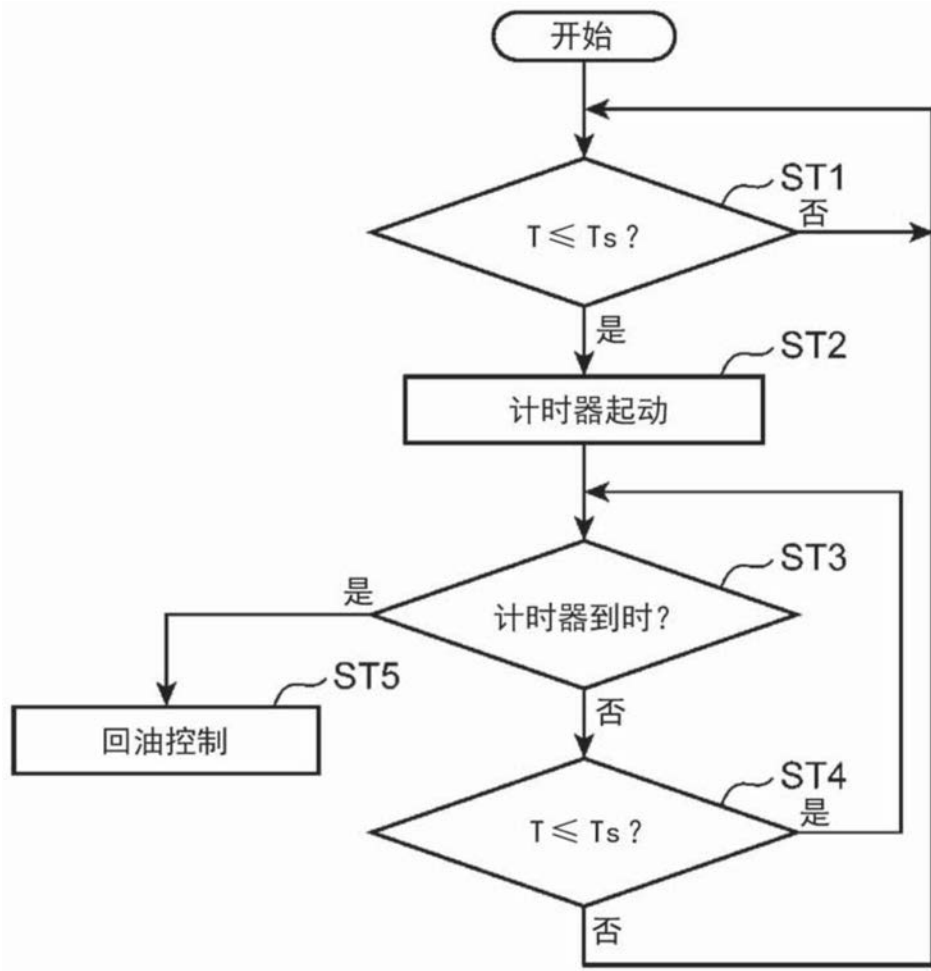


图8

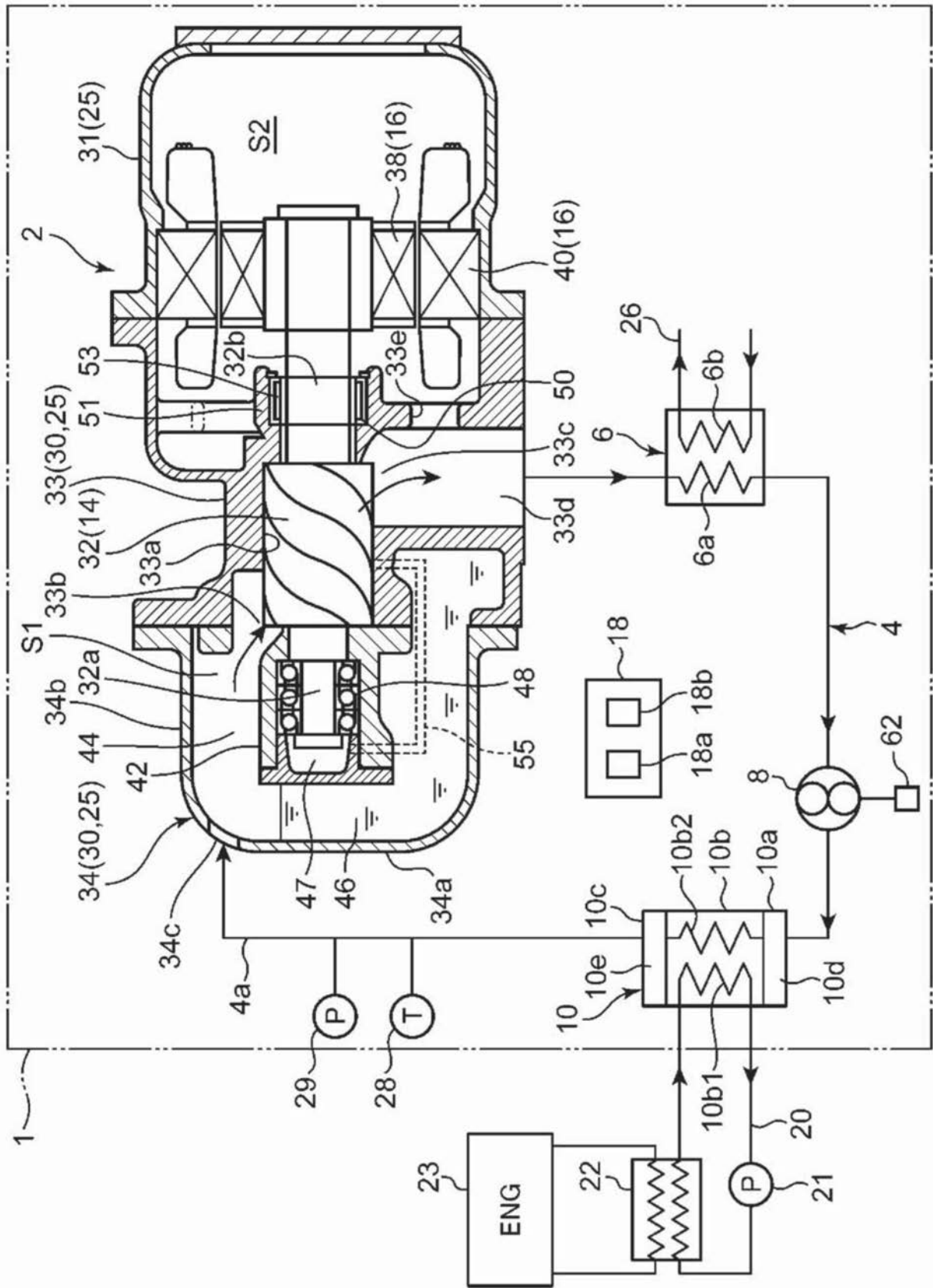


图9