

[12] 发明专利申请公开说明书

[21]申请号 94103308.2

[51]Int.Cl⁵

F25B 23/00

[43]公开日 1994 年 12 月 14 日

[22]申请日 94.3.25

[30]优先权

[32]93.3.25 [33]US[31]036,901

[71]申请人 卡尔麦克制造公司

地址 美国新泽西州

[72]发明人 S·J·平卡斯

[74]专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司

代理人 崔幼平

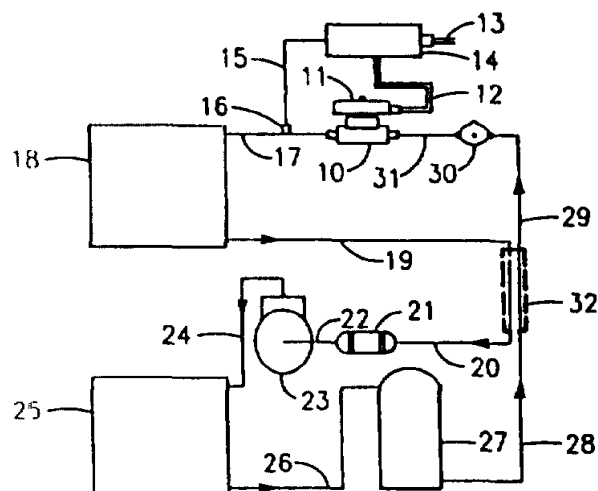
说明书页数:

附图页数:

[54]发明名称 一种非稳态自调间歇流动热力系统

[57]摘要

一种热力系统，该热力系统包括一台压缩机或泵，至少一个热交换器，一个使热交换的流体再循环流过系统的导管，至少一个包括一阀和一喷嘴的喷射装置，该阀只有完全打开和完全关闭两个位置而无中间位置，且当其打开时对流体的阻力极小，喷嘴的结构可以在流动阻力极小的情况下将流体加速到可获得的最大速度，和感应所述导管内流体的压力并响应导管内压力的变化来完全打开或完全关闭阀、使该阀间歇地操作并允许间歇地基本上无阻力地加速流体喷射过喷射装置的装置。



权利要求书

1、一种热力系统，其包括有一台压缩机或泵；至少一个热交换器，一个使热交换的流体循环流过系统的导管；至少一个包括一阀和一喷嘴的喷射装置，该阀只有完全打开和完全关闭两个位置而无中间位置，且当其打开时对流体的阻力极小，喷嘴的结构可以在流动阻力极小的情况下将流体加速到可获得的最大速度；以使该阀间歇操作并使流体间歇地基本上无阻力地加速喷射过喷射装置的装置。

2、根据权利要求1所述的热力系统，其特征在于，喷射装置包括一个机械阀门和一个相联的喷嘴，该喷嘴由包括有直段、渐缩段和渐放段中的至少一段的元件构成，这些段部分在阻力最小的情况下使流体加速流动。

3、根据权利要求1所述的热力系统，其特征在于，其包括一个使阀在完全打开和完全关闭位置之间运动的螺线管和一个压力控制开关，该开关响应于感应装置，来操作螺线管，对应于导管内压力的变化来完全打开和关闭阀。

4、根据权利要求1所述的热力系统，其特征在于，感应装置感应导管内至少下列一个位置的压力：

- (1) 喷射装置的下游，
- (2) 喷射装置的上游，以及

(3) 喷射装置的上游和下游两个地方。

5、根据权利要求1所述的热力系统，其特征在于，该热力系统至少包括两个热交换器，一个用以接收热交换流体的热量而另一个向热交换流体供给热量，以及用导管将压缩机联接在两个系统中的热交换器之间，与压缩机的排出口相联通的热交换器是向喷射装置供给热交换流体的流体源。

6、根据权利要求1所述的热力系统，其特征在于，该系统整体上具有机械反馈回路的作用，当系统与外部环境热交换时，该反馈回路利用内压信号调节喷射装置的打开和关闭，并实时地提供连续的热力学效率的自优化。

7、根据权利要求1所述的热力系统，其特征在于，其包括至少一个位于两个热交换器中间的喷射装置，感应装置在靠近每个喷射装置的附近与导管相联通，用以控制喷射装置的运行，和至少一个改变流过两个热交换器的热交换流体的流动方向的逆流阀。

8、根据权利要求1所述的热力系统，其特征在于，其包括分别位于一热交换器上游和下游的用以调节间歇的基本上无阻力加速的流入和流出热交换器的热交换流体的喷射装置。

9、根据权利要求1所述的热力系统，其特征在于，其包括多个并排设置的热交换器和分别的用以调节间歇的基本上无阻力地加速的流到每个热交换器的热交换流体的喷射装置。

10、根据权利要求1所述的热力系统，其特征在于，其包括至少两个并排设置的所述喷射装置，其中一个用以调节间歇的基本上无阻力地加速的来自热交换器的热交换流体，而另一个用以使热交换流体由热交换器的旁路通过。

1 1、根据权利要求 1 所述的热力系统，其特征在于，其包括位于压缩机 或 泵上游的用以调节间歇的基本上无阻力地加速的流到压缩机或泵的热交换流体。

1 2、根据权利要求 2 所述的热力系统，其特征在于，机械阀与喷嘴成串联连接。

1 3、根据权利要求 2 所述的热力系统，其特征在于，机械阀与喷嘴成一体。

1 4、一种热力系统，其包括有一压缩机或泵；至少一个热交换器；一个使热交换的流体循环流过系统的导管；至少一个包括一机械阀和相联的喷嘴；该阀只有完全打开和完全关闭两个位置而无中间位置，且当其打开时对流体的阻力极小，一个使阀门在其完全打开和完全关闭位置之间移动的螺线管，喷嘴的形状是把流体在极小的流动阻力的情况下加速到可达到的最大的速度；感应所述导管内热交换流体压力的装置和一响应感应出的压力的变化间歇地操作螺线管来完全打开和完全关闭阀门的压力控制开关。

1 5、一种在与外部环境进行能量交换的过程中能实时连续地对热力学效率实行自优化的方法，其中一种热交换流体在热力学过程中进行循环，该方法包括：

(a) 将热交换流体流过阀和喷嘴，

(b) 感应系统内热交换流体的压力，以及

(c) 根据所感应出的压力变化自动地以双态方式完全打开或完全关闭阀，从而使流体基本上无阻力地喷射流过阀，并靠喷嘴使间歇地喷出的流体加速，因此，在极小的阻力下，流过喷嘴的流体可达到尽量高的流速。

16、根据权利要求15所述的方法，其特征在于，在一个机械反馈回路中来完成阀的打开和关闭，该机械回路利用内压信号来自动调节阀的打开和关闭以及通过喷嘴的流量。

17、一种热力系统，其包括一压缩机；至少一个热交换器；一个使热交换流体循环过系统的导管，至少一个使流体基本上等熵流过的喷射装置，一个感应至少一个与系统有关的热力学特性的装置，该感应装置当系统与环境换热时根据某个设定值自动调节其中至少一个喷射装置的动作。

说明书

一种非稳态自调 间歇流动热力系统

世界上使用最普遍的制冷循环是由一压缩制冷蒸气的压缩机、一使蒸气放出其热量而变成液体的冷凝器、一降低制冷剂压力的膨胀装置和一提供致冷后将液体变成蒸气的蒸发器组成。对于压缩机、冷凝器和蒸发器人们做了大量的研究和开发工作来提高它们的性能，而对膨胀装置的研究，因仍不能回收膨胀过程中损失的能量而在商业上还没有获得成功。

现有的制冷、热泵和空调系统是利用对应于节流装置的调节系统，该节流装置通过提供显著的流动阻力而对流体进行节流。最普通的调节系统是当制冷剂流过时产生稳态节流。由节流装置的压力——流动特性来控制热力学过程。

本发明涉及非稳态自调间歇流动制冷、热泵和空调系统。制冷剂以断续或闪喷的方式流过系统，以这样的方式回收膨胀能，来改进传热、机械压缩做功和流体流动做功。

非稳态调节系统采用一个喷射装置，该喷射装置为流体提供基本上无阻力的高速间歇式喷射。该喷射装置包括一个阀和一个喷嘴。该阀根据系统的内压而工作，以双态方式完全打开和完全关闭而

无中间位置，并为流体提供基本上无阻力的加速闪喷来通过喷射装置。该喷嘴以最小的阻力状态来提高流体的流速。

通过作为机械反馈回路一部分的非稳态调节系统对热力学过程进行自调节，机械反馈回路在环境状态发生变化时能实时地为系统提供连续的自优化。

通过喷嘴装置传送流体的热力学模型如下：

(1) 一个等熵喷射膨胀过程，该过程会使流体的流速明显提高，

(2) 流体的焓下降，并被转化成动能，

(3) 压力和温度下降，

(4) 熵保持恒定，表示可回收的功无损失。

流体通过一稳态系统的一节流阀的传输过程的模型如下：

(1) 一个焦耳-汤姆逊等焓节流膨胀过程，在该过程中，流体速度的增加可以忽略，

(2) 流体的焓保持恒定，与压力下降有关的势能在摩擦和有流动阻力的节流过程中被转化成热，

(3) 压力和温度下降，

(4) 熵增加，表示可回收的功变成热能而损失。

由于用等熵喷射流动过程代替了等焓的会产生熵的节流过程，非稳态热力学循环比稳态热力学循环更有效。

非稳态调节系统可代替所有目前的作为调节装置的稳态流量，压力和温度的节流阀，也可用于不太普遍的热力系统。例如，在吸收式制冷系统中所用的稳态节流膨胀阀和流量调节装置可用间歇喷射装置代替。间歇式高速流动将改进热交换器内的传热，并提高冷

却能力，和减少泵所需的功率。

本发明涉及新的制冷、热泵和空调系统，在这些系统中的热力学流体的系统内部以间歇的方式传送。流动的速率和调节是由一个热力学系统进行自调节，这个系统可以以一个心脏及血液循环系统中的压力调节作为模型。一个心脏为保持血压和血液流量跳动得更快些或更慢些。作为非稳态调节系统一部分的喷射装置当热力系统与环境进行热交换时将更快或更慢地打开和关闭。该热力系统作为一机械反馈回路运行，当它寻求产生最少熵的平衡状态时，将会连续实时地进行自优化。

非稳态间歇流动调节系统包括一调节机械驱动的喷射装置的打开和关闭的压力开关。一喷射装置的阀门件完全打开，就可提供基本上无阻力的流动和附带产生的压力降最小，而完全关闭时，就可防止流体流动和能使压缩机或泵在喷射装置的两个口之间产生一个压差。当流体流过喷嘴部件，其压力、温度和焓下降，而其熵基本上保持不变，喷嘴元件以对流体尽可能小的阻力将流体加速到可达到的最大的速度。一个喷嘴可以包括直段、渐缩段和渐放段。喷嘴可在它们的出口处产生亚音速、音速或超音速的流速。喷射装置的阀和喷嘴部件可串联地连接在一起，或加工成一个整体。

一个接入热力系统的取压分接管将压力信号传递给压力开关，由压力开关根据设定的压力值来调节阀的打开和关闭。该阀和喷嘴使流体间歇地喷入到一根出口管，由作为整个系统的全部机械反馈回路一部分的取压分接管来感应该管内的压力。

为了理解本发明，现参照有关附图并配合实施例详细描述本发明的结构、特点及方法，其中：

图 1 表示一个间歇流体制冷或空调系统的示意图；

图 2 和图 3 表示一间歇流热泵系统的示意图；

图 4 表示了一间歇流吸收式制冷系统的示意图；

图 5 表示了一对间歇流调节装置变型的间歇流制冷或空调系统的示意图；

图 6 表示了一简化的非稳态间歇流热力循环与稳态热力循环比较的热力学温-熵图；

图 7 表示了一阀位于喷嘴前的喷射装置的示意图；

图 8 表示了一喷嘴位于阀前的喷射装置的示意图；以及

图 9 表示了一阀与喷嘴组成一体的喷射装置的示意图。

在图 1 所示空调系统的制冷过程中，喷射装置 10 由一个螺线管驱动。由螺线管线圈 11 驱动喷射装置 10，当给螺线管线圈 11 供应能量时其就完全地打开阀门，而当切断能量供应时其就完全关闭阀门。压力开关 14 控制螺线管线圈 11 的工作。电导线 12 在压力开关 14 的电接点和螺线管线圈 11 之间传送电能。电导线 13 通过开关 14 的电接点和电导线 12 向螺线管线圈 11 提供电能。当压力开关 14 的电接点在电导线 13，12 和线圈 11 之间构成一个电通路时，从电导线 13 供给的电能完全打开喷射装置 10。当开关 14 的电接点断开，则使电导线 13，12 和线圈 11 之间的电通路被切断，螺线管线圈 11 就失去能量，喷射装置 10 就返回到其常闭位置。

导管 15 把喷射装置 10 下游的压力信号传递给压力开关 14。来自导管 17 内的压力信号通过一个取压分接管 16 被传送给导管 15。当压缩机 23 使系统的吸入侧的压力下降时，并当压力下降

到低于开关的设定值时，压力开关 1 4 就打开喷射装置 1 0，允许流体从上游导管 3 1 中通过喷射装置 1 0 流入到下游导管 1 7 内。当高速喷射的流体进入下游导管 1 7 内时，它就在系统的吸入侧内造成压力升高。当导管 1 7 内的压力高于压力开关的设定值时，压力开关 1 4 的接点就断开，螺线管线圈 1 1 的能量消失而关闭喷射装置 1 0，并使流体停止流过喷射装置 1 0。由于关闭了喷射装置 1 0 压缩机 2 3 使得吸入侧压力下降至低于压力开关的设定值，从而导致重新打开喷射装置 1 0。当喷射装置 1 0 在完全打开和完全关闭的两个状态之间变换时，流体交替地流入和不流入热力系统内。

高速喷射的流体通过导管 1 7 流入蒸发热交换器 1 8 中，并通过导管 1 9 流出到逆流热交换器 3 2 内。流体通过导管 2 0 流出逆流热交换器 3 2 而流入到过滤 - 干燥器 2 1 内，并通过导管 2 2 流到压缩机 2 3 内。逆流热交换器 3 2 的作用在于通过使从热交换器 2 5 中流出的而进入喷射装置 1 0 的制冷剂与从热交换器 1 8 中流出的温度较低的制冷剂进行热交换来进一步降低前者的温度。并不是所有场合都使用逆流热交换器 3 2。

压缩机 2 3 把机械能传递给流体，来提高流体的压力和温度并将其通过导管 2 4 排入到热交换器 2 5 中。流体流出热交换器 2 5 通过导管 2 6 流入到储液罐 2 7 内，并流出储液罐 2 7 通过导管 2 8 流到逆流热交换器 3 2 内。通过导管 2 8 进入逆流热交换器 3 2 内与来自热交换器 1 8 要流入到压缩机 2 3 的流体呈逆流换热关系的流体通过导管 2 9 流出并返回到喷射装置 1 0 而完成一个热力循环。在喷射装置 1 0 的上游可以设置窥视玻璃 3 0 和联接管

31 以便能指示出系统内制冷剂的量。并不是所有场合都需要窥视玻璃**30**和储液罐**27**。

图**2**中表示了热泵系统的制冷模式，喷射装置由螺线管驱动。

系统部件**10**、**11**、**12**、**13**、**14**、**15**、**16**、**17**、**18**、**23**和**31**与图**1**中所指出和描述的相同的系统部件**10**、**11**、**12**、**13**、**14**、**15**、**16**、**17**、**18**、**23**和**31**以相同的方式联通和运行。

高速喷射的流体通过导管**17**流入到蒸发热交换器**18**内并通过导管**19**流出到四通路逆流阀**34**。流体通过导管**20**流出逆流阀**34**进入到过滤-干燥器**21**内，并通过导管**22**流到压缩机**23**。

压缩机**23**通过导管**24**将制冷剂排入到逆流阀**34**中。制冷剂通过导管**33**流出逆流阀**34**而流入到冷凝热交换器**25**。

制冷剂从热交换器**25**通过导管**17A**流过处于完全打开的喷射装置**10A**，以使得制冷剂连续无阻力的流到喷射装置**10**从而完成该热力循环。由螺线管线圈**11A**保持喷射装置**10A**处于完全打开状态。螺线管线圈**11A**由电导线**13A**供给电能。流过喷射装置**10A**的流体进入导管**31A**并流过窥视玻璃**30**和导管**31**而进入喷射装置**10**的入口。并非所有的应用场合都需要窥视玻璃**30**。

在图**3**中所示的热泵系统的加热模式中，喷射装置由螺线管驱动。逆流阀**34**处于加热模式中，把图**2**所示的热交换器**18**和**25**之间的流动方向颠倒即成图**3**所示的流动方向。

系统部件**10A**、**11A**、**12A**、**13A**、**14A**、**15A**

、16A、17A、18、23和31A与图2中所指出和描述的相同的系统部件10、11、12、13、14、15、16、17、18、23和31以相同的方式联通和运行。

高速喷射的流体通过导管17A流入到蒸发热交换器25内并通过导管33流出而流到逆流阀34。流体通过导管20流出逆流阀34再进入过滤-干燥器21内，并通过导管22流到压缩机23。

压缩机23通过导管24将制冷剂排入到逆流阀34。制冷剂通过导管19流出逆流阀34而流入到冷凝热交换器18。

制冷剂从热交换器18通过导管17流过处于完全打开的喷射装置10,以使得制冷剂连续无阻力的流到喷射装置10A,从而完成该热力循环。由螺线管线圈11保持喷射装置10处于完全打开状态。螺线管线圈11由电导线13供给电能。流过喷射装置10的流体进入导管31,并流过窥视玻璃30和导管31A而进入喷射装置10A的入口。并非所有的地方都需要窥视玻璃30。

图4表示了吸收式制冷系统，喷射装置仍由螺线管驱动。

系统部件10、11、12、13、14、15、16、17、18和31与图1中所指出和描述的相同的系统部件10、11、12、13、14、15、16、17、18和31以相同的方式联通和运行，与图1的压缩机23相比较，泵37的作用在于降低热力系统的吸入侧的压力。

由喷射装置10高速喷射的流体通过导管17流入到蒸发热交换器18内并通过导管19流到吸收器35中。来自蒸发器18的蒸汽由吸收器35内的吸液流体在放热过程中吸收，将热能量释放

到外部环境中。由泵**37**通过导管**36**从吸收器**35**内抽取吸液流体。泵**37**提高了吸液流体的压力，并将它经由导管**38**排放到逆流热交换器**32A**内。通过导管**38**进入逆流热交换器**32A**的增压吸液流体从导管**39**流出而进入蒸气发生器**40**。来自一高温环境的热能量被传递给蒸气发生器**40**，以便在一个吸热过程中从吸液流体内放出气态制冷剂。高压气态制冷剂通过导管**41**流出蒸气发生器**40**并流入到一个蒸馏器**42**，蒸馏器**42**的作用在于作为一种干燥剂以脱去气态制冷剂中任何液态或汽态的水份。干的气态制冷剂通过导管**33**流出蒸馏器**42**，而进入冷凝热交换器**25**。液态制冷剂通过导管**31**流出冷凝器**25**而流入到喷射装置**10**的入口，以完成一个热力循环。在用水作制冷剂的吸收式制冷过程中，就不需要蒸馏器**42**了。

来自蒸气发生器**40**的高压吸液流体通过导管**43**流出，并流过逆流热交换器**32A**，在其内把热量传递给从泵**37**流到蒸气发生器**40**的吸液流体，在吸液流体进入到蒸气发生器**40**以前预热吸液流体。通过导管**43**进入到逆流热交换器**32A**内的吸液流体通过导管**31A**流出逆流热交换器**32A**，并流到喷射装置**10A**的入口处。喷射装置**10A**调节流回到吸收器**35**的吸液流体的流量。当压力开关**14A**响应于内压信号时，吸液流体以间歇的方式连续地循环流过该系统回路，交替地打开和关闭喷射装置**10A**。

系统部件**10A**、**11A**、**12A**、**13A**、**14A**、**15A**、**16A**、**17A**和**31A**与图**2**中所指出和描述的相同的系统部件**10**、**11**、**12**、**13**、**14**、**15**、**16**、**17**和**31**以相同的方式联通和运行。

现参考图 5 所示，通过采用一个与喷射装置相联通的合适的压力开关和把取压分接管安置在热力系统中合适的位置，来实现用非稳态调节装置代替作为压力、温度和流动调节装置的稳态节流阀。一些非稳态调节系统的设置如下：

(1) 当下游侧的压力降低到低于压力开关的设定值时，常闭喷射装置就打开，

(2) 当下游侧的压力降低到高于压力开关的设定值时，常闭喷射装置就打开，

(3) 当上游侧的压力降低到低于压力开关的设定值时，常闭喷射装置就打开，

(4) 当上游侧的压力增加到高于压力开关的设定值时，常闭喷射装置就打开，

(5) 当上游侧和下游侧之间的压力差降低时，常闭喷射装置就打开，

(6) 当上游侧和下游侧之间的压差增加时，常闭喷射装置就打开，

(7) 当下游侧的压力降低到低于压力开关的设定值时，常开喷射装置就关闭，

(8) 当下游侧的压力增加到高于压力开关的设定值时，常开喷射装置就关闭，

(9) 当上游侧的压力降低到低于压力开关的设定值时，常开喷射装置就关闭，

(10) 当上游侧的压力增加到高于压力开关的设定值时，常开喷射装置就关闭，

(11) 当上游侧和下游侧之间的压差降低时，常开喷射装置就关闭，

(12) 当上游侧和下游侧之间的压差增加时，常开喷射装置就关闭。

图5表示一种把非稳态调节装置的某些改型用于温度、压力和流量调节的非稳态蒸气压缩制冷或空调系统。这些改型变化包括：双蒸发器，每个蒸发器都在其相应的下游侧上带有蒸发器压力调节装置，一个在吸入侧的压缩机的入口处上的曲轴箱压力调节装置，一个在冷凝器的出口处上的冷凝器压力调节装置和一把高压流体直接由旁路从压缩机的出口通到冷凝器压力调节装置的下游侧的压差调节装置。

在图5所示的蒸气-压缩制冷或空调系统中，由螺线管为喷射装置提供机械驱动。喷射装置10调节流到蒸发热交换器18的制冷剂的流量。喷射装置10A调节流到蒸发热交换器18A的制冷剂的流量。喷射装置10B和10C分别调节热交换器18和18A内的压力，并允许在每个热交换器内具有不同的工作压力。制冷剂从喷射装置10B和10C通过一过滤-干燥器21流到喷射装置10D，喷射装置10D调节流到压缩机23的制冷剂的流量。被压缩的制冷剂流到冷凝热交换器25。喷射装置10E调节来自热交换器25的制冷剂的流量和热交换器25内的压力。喷射装置10F把来自压缩机23出口的制冷剂由旁路通到喷射装置10E的下游侧，以起到一热交换器25的差压旁路的作用。从热交换器18和18A的出口流到压缩机23的流体与从热交换器25的出口流到喷射装置10和10A的流体之间在逆流热交换器32中

实现热交换。当压力开关**14**、**14A**、**14B**、**14C**、**14E**和**14F**响应内部压力的大小分别交替地打开和关闭喷射装置**10**、**10A**、**10B**、**10C**、**10D**、**10E**和**10F**时，制冷剂以间歇方式连续地循环流过系统。

系统部件**10**、**11**、**12**、**13**、**14**、**15**、**16**、**17**、**18**、**23**和**31**与图1中所指出和描述的相同的系统部件**10**、**11**、**12**、**13**、**14**、**15**、**16**、**17**、**18**、**23**和**31**以相同的方式联通和运行。

系统部件**10A**、**11A**、**12A**、**13A**、**14A**、**15A**、**16A**、**17A**、**18A**、**23**和**31A**与图1中所指出和描述的相同的系统部件**10**、**11**、**12**、**13**、**14**、**15**、**16**、**17**、**18**、**23**和**31**以相同的方式联通和运行。

系统部件**10B**、**11B**、**12B**、**13B**、**14B**、**15B**、**16B**、**17B**、**18**、**23**和**31B**与图1中所指出和描述的相同的系统部件**10**、**11**、**12**、**13**、**14**、**15**、**16**、**17**、**18**、**23**和**31**以相同的方式联通和运行。所不同的是，在上游导管**31B**内的压力增加到超过压力开关**14B**的压力设定值时，就打开喷射装置**10B**，其起到一个蒸发器压力调节装置的作用。

导管**15B**将喷射装置**10B**上游的压力信号传送给压力开关**14B**。来自导管**31B**内的压力信号由取压分接管**16B**传递给导管**15B**。当喷射装置**10**打开，允许制冷剂进入热交换器**18**并提高其压力时，并当压力升高到超过开关的设定值，压力开关**14B**就打开喷射装置**10B**，允许上游导管**31B**内的流体通过

喷射装置10B流到下游导管17B。当高速喷射的流体离开上游导管31B时，就在热交换器18内产生一个压力降。当热交换器18内的压力低于压力开关的设定值时，压力开关14B的电接点就断开，螺线管线圈11B失去能量，而关闭喷射装置10B，使流体停止流过喷射装置10B。喷射装置10B被设定关闭的压力应该低于喷射装置10被设定打开的压力，以便在喷射装置10B关闭之前，能打开喷射装置10。由于喷射装置10B关闭，传递进入热交换器18的热量与来自打开的喷射装置10的制冷剂的流入使热交换器18内的压力升高，直到压力高于压力开关14B的压力开关设定值，从而又打开喷射装置10B。当喷射装置10B在完全打开和完全关闭的两个状态之间交替时，流体则交替地流出和停止流出热交换器18。

系统部件10C、11C、12C、13C、14C、15C、16C、17C、18A、23和31C与图5中指出的和描述的相同系统部件10B、11B、12B、13B、14B、15B、16B、17B、18、23和31以相同的方式联通和运行。

通过导管17B和17C流出热交换器18和18A的高速喷射的流体汇合流入一根共用导管19内并流到逆流热交换器32。流体通过导管20流出逆流热交换器32进入过滤-干燥器21，并通过导管31D流到喷射装置10D的入口。

系统部件10D、11D、12D、13D、14D、15D、16D、17D、23和31D与图1中指出的和描述的相同系统部件10、11、12、13、14、15、16、17、23

和 3 1 以相同的方式联通和运行，所不同的是，当不向螺线管线圈 1 1 D 供给能量时，喷射装置 1 0 D 通常是处于打开状态，而当向螺线管线圈 1 1 D 供给能量时，喷射装置 1 0 D 就关闭，其起到一个压缩机曲轴箱压力调节装置的作用。

当压力开关 1 4 D 的接点在 1 3 D、1 2 D 和 1 1 D 之间构成一个电通路时，由电导线 1 3 D 供给的电能使喷射装置 1 0 D 完全关闭。当因压力开关 1 4 D 的接点断开而切断 1 3 D、1 2 D 和 1 1 D 之间的电通路时，螺线管线圈 1 1 D 就失去能量，而喷射装置 1 0 D 就返回到其常开状态。当压力高于开关的设定值时，压力开关 1 4 D 就关闭喷射装置 1 0 D，使流体停止从上游管 3 1 D 通过喷射装置 1 0 D 流到下游导管 1 7 D。由于流体停止了在上游导管 3 1 D 内的流动，压缩机 2 3 就会使导管 1 7 D 内的压力下降。当导管 1 7 D 内的压力下降到低于开关压力的设定值时，压力开关 1 4 D 的接点就断开，螺线管线圈 1 1 D 就失去能量，从而打开喷射装置 1 0 D 并允许流体无阻力地流过喷射装置 1 0 D。喷射装置 1 0 D 在完全打开和完全关闭的两个状态之间交替进行，流体就交替地流入和停止流入压缩机 2 3。

压缩机 2 3 通过导管 2 4 和 3 3 将制冷剂排入到冷凝热交换器 2 5 内。液态的流体通过导管 3 1 E 流出热交换器 2 5 而流入到喷射装置 1 0 E 的入口。

系统部件 1 0 E、1 1 E、1 2 E、1 3 E、1 4 E、1 5 E、1 6 E、1 7 E、2 3 和 3 1 E 与图 5 中指出的和描述的相同系统部件 1 0 B、1 1 B、1 2 B、1 3 B、1 4 B、1 5 B、1 6 B、1 7 B、2 3 和 3 1 B 以相同的方式联通和运行，所不同的是

，喷射装置10E起冷凝器压力调节装置的作用。

由于喷射装置10E的关闭着，从压缩机23流入到热交换器25的制冷剂使热交换器25内的压力升高，直到超过压力开关14E的压力开关的设定值，从而又重新打开喷射装置10E。当喷射装置在完全打开和完全关闭的两状态之间交替进行时，流体交替地流出和停止流出热交换器25。

通过导管24从压缩机23中排出的高压流体可以通过导管31F由旁路通到喷射装置10F的入口。喷射装置10F由螺线管线圈11F驱动，当向螺线管供给电能时，其就可完全地打开阀门，而当切断电能供给时，则使阀门完全关闭。差压开关14F控制螺线管线圈11F的运行。电导线12F在压力开关14F的接点与螺线管线圈11F之间传送电能。电导线13F通过开关14F的接点和电导线12F向螺线管线圈11F供给电能。当开关14F的接点在13F、12F和11F之间构成一个电通路时，由电导线13F供给的电能则完全地打开喷射装置10F。而当开关14F的接点断开而断开13F，12F和11F之间的电通路时，螺线管线圈11F就失去能量，而喷射装置10F就返回到其常闭状态。

导管15F将从喷射装置10F的下游获取的压力信号传递给压差开关14F。导管15G将从喷射装置10F的上游的压力信号传递给压差开关14F。来自导管31F内的上游压力信号由取压分接管16G传递给导管15G。来自导管17F内的下游压力信号由取压分接管16F传递给导管15F。在上游压力与下游压力之间的压差上升并超过开关的设定值时，差压开关14F就打开

喷射装置 1 O F，允许流体从上游导管 3 1 F 内通过喷射装置 1 O F 流到下游导管 1 7 F。当高速喷射出的流体离开上游导管 3 1 F 时，流体的压力就趋向与下游导管 1 7 F 内的压力相同。当上游导管 3 1 F 和下游导管 1 7 F 之间的压力差低于差压开关的设定值时，压力开关 1 4 F 的接点就断开，螺线管 1 1 F 就失去能量，从而关闭喷射装置 1 O F，并使流体停止流过喷射装置 1 O F。由于喷射装置 1 O F 关闭，来自压缩机 2 3 流入上游导管 3 1 F 内的制冷剂使在导管 3 1 F 内的压力上升，直到导管 3 1 F 内的压力和导管 1 7 F 内的压力差高于差压开关 1 4 F 的设定值，从而又打开喷射装置 1 O F。随着喷射装置 1 O F 在完全打开和完全关闭的两个状态之间交替进行，流体也就交替地旁通或不被旁通热交换器 2 5 流动。

通过导管 1 7 E 和 1 7 F 流出喷射装置 1 O E 和 1 O F 的高速喷射的流体汇流入一总导管 2 6，并流入到储液罐 2 7 内。流体通过导管 2 8 流出储液罐 2 7 而流入到逆流热交换器 3 2。通过导管 2 8 进入逆流热交换器 3 2 的流体与来自热交换器 1 8 和 1 8 A 的制冷剂流向压缩机 2 3 的流体进行逆流换热，并通过导管 2 9 流出。来自导管 2 9 的制冷剂分流成两股，一股通过导管 4 4 流到窥视玻璃 3 0，然后流到导管 3 1，再进入喷射装置 1 O 的入口，而另一股通过导管 4 5 流到窥视玻璃 3 0 A，然后流到导管 3 1 A，再流到喷射装置 1 O A 的入口。逆流热交换器 3 2 作用在于通过使流出热交换器 2 5 而要进入喷射装置 1 O 和 1 O A 的制冷剂与流出热交换器 1 8 和 1 8 A 的温度较低的制冷剂进行热交换而降低前者的温度。流到喷射装置 1 O 和 1 O A 入口的制冷剂完成了一个热力循环。

根据图 6 所示，本发明的流过喷射装置的非稳态间歇流是一个等熵喷射过程。而在现有技术的稳态系统中的流过节流阀的流动过程是一个等焓节流过程。在一个节流装置中，有一个性质不同的节流部件，并当其为稳态流动提供一个压降时该节流部件就会造成流体流量损失并生成熵。在一个热力学上称为等焓焦耳-汤姆逊节流膨胀过程中，节流后的流体的流速的增加很小，而其压力和温度均要下降。焦耳-汤姆逊节流膨胀过程是稳态制冷、热泵和空调循环的经典理论基础。

喷射装置或者是完全打开或者是完全关闭而没有中间位置，在完全打开状态下流动阻力最小。没有流动阻力会产生等熵喷射过程和流速的显著增加而流体就呈非稳态流动同时压力下降。当喷射装置完全关闭时，在喷射装置的入口和出口之间产生压差。而当喷射装置是在完全打开的情况下，入口和出口系统的压力趋于平衡。在流体流过喷射装置时预料会有很小的流量损失和与通过喷射装置的理想等熵流会有小的偏离，但这种偏离还未达到设计节流装置用以产生流动阻力所达到的程度。

当流体流过喷射装置时，其压力和焓转变成动能。在热力学上的熵保持基本不变的情况下，根据工作状态和喷嘴的设计流速可增加到亚音速、音速和超音速。带有压力，温度和焓的相应下降的等熵喷射膨胀过程和速度的增加是非稳态制冷、热泵和空调循环的基础。

从热力学角度来考虑，等熵热力学过程比非等熵的熵产生热力学过程更有效。非稳态间歇热力循环的效率基本上要高于稳态热力循环。

图 6 表示了一个简单的热力学温 - 熵图，图中比较了非稳态间歇热力循环和稳态热力循环，其中，由过程 $[10', 10''] - [11', 11''] - [12', 12''] - [13', 13''] - [10', 10'']$ 表示非稳态间歇热力循环，每一括号表示一个压力范围；稳流热力循环由过程 $10 - 11 - 12 - 13 - 10$ 表示。用 15 代表的横坐标表示熵。用 14 表示的纵坐标表示温度。由一个圆拱形蒸气区分开了这两个循环。非稳态的传功、传热和传质过程由于它们远离平衡态，因此用一简化的方式来表示。

非稳态热力学循环过程阶段 $[10', 10''] - [11', 11'']$ 表示一个带有由于压力从 $[10', 10'']$ 范围变化到范围 $[11', 11'']$ 而在温度、压力和焓有相应下降的一个等熵喷射过程，范围 $[10', 10'']$ 表示当喷射装置是完全打开时喷嘴入口和冷凝器出口的等熵状态下的压力、温度和焓的瞬时下降，而和当喷射装置是完全关闭，且压缩机将工作介质输送到系统的排汽侧时等熵状态下的压力、温度和焓的相应的升高，范围 $[11', 11'']$ 表示当喷射装置是完全打开时喷嘴出口和蒸发器入口的等熵状态下的压力、温度和焓的瞬时升高，和当喷射装置是完全关闭且压缩机将工作介质从系统的吸入侧排出时等熵状态下的压力、温度和焓的相应的下降。

非稳态热力学循环过程阶段 $[11', 11''] - [12', 12'']$ 表示伴随着在蒸发热交换器内的非稳态传质和传热发生的非等温，非等压的相变，流体从由 $[11', 11'']$ 所表示的气 - 液混合状态范围变化到由 $[12', 12'']$ 所表示的状态的范围，范围 $[11', 11'']$ 和 $[12', 12'']$ 分别表示当喷射装置完全打开产生高速传质时，蒸发器入口和蒸发器出口处的等熵压力升高，也分别表示当喷射装置完全关闭、压缩

机从蒸发器处排除工作介质时蒸发器入口和蒸发器出口的等熵压力下降。范围 $[12', 12'']$ 也表示压缩机入口压力。由于压缩机连续地从蒸发器中排出工质而间歇的高速工质流入蒸发器的速度高于压缩机将其排出的速度，所以蒸发器出口压力范围 $[12', 12'']$ 可显著地小于蒸发器入口压力范围 $[11', 11'']$ 。当喷射装置完全关闭时，压缩机就会使蒸发器内的压力下降，并一直降到由压力开关驱动重新打开喷射装置的设定值为止。

非稳态热力学循环过程阶段 $[12', 12''] - [13', 13'']$ 表示一个带有由于处于过热蒸汽区的状态范围由 $[12', 12'']$ 状态范围变到 $[13', 13'']$ 状态范围而在温度、压力和焓有一个相应上升的一等熵压缩过程。范围 $[13', 13'']$ 表示压缩机出口和冷凝热交换器入口的压力。当由于压缩机的作用而使喷射装置完全关闭时，会有一个由 $13'$ 到 $13''$ 的瞬时的等熵的温度、压力和焓升高。当喷射装置打开，由于从系统的高压侧到低压侧所产生的间歇传质速度高于压缩机能够保持的压力和流量的供给速度，从 $13''$ 到 $13'$ 就会出现一个瞬时的等熵的温度、压力和焓下降。非稳态压缩机所用功率和能量由从范围 $[12', 12'']$ 到范围 $[13', 13'']$ 的非稳态等熵压力升高的数学积分来表示。

非稳态热力学循环过程阶段 $[13', 13''] - [10', 10'']$ 表示一个从过热蒸气变化到饱和蒸气的非等压的状态变化，随后是一个从饱和蒸气变化到饱和液态的非等压，非等温的相变，之后是一个从饱和液态变化到过冷液态的非等压的状态变化。范围 $[10', 10''] - [13', 13'']$ 分别表示了喷射装置完全打开产生高速传质时的冷凝器出口及冷凝器入口的等熵压力降，也分别表示了压缩机向冷

凝器补充工质时冷凝器出口及冷凝器入口的等熵压力相应升高。由于压缩机连续地向冷凝器入口供给工质，而间歇高速工质流出冷凝器出口的速度要高于压缩机向冷凝器供给工质的速度，所以冷凝器入口的压力范围 $[13', 13'']$ 可以显著地低于冷凝器出口的压力范围。

当压缩机降低吸入侧的压力而提高高压侧压力用以调节由冷却热交换器和加热热交换器传递的热量和传热速度时，喷射装置的打开和关闭的速度由非稳态热力系统自己确定。当热力系统寻求一种产生最少的熵且与内、外环境相互平衡时，机械反馈系统就连续且实时地实现自优化。

稳态热力学循环过程阶段 $10 - 11$ 表示一个等焓膨胀过程，该过程的温度和压力相应降低，而熵增加。

稳态热力学循环阶段 $11 - 12$ 表示一个从气-液混合相转变到饱和蒸气相的等温、等压吸热蒸发相变过程，随后，是一个从饱和蒸气转变到过热蒸气的等压吸热过程，该过程中温度要相应升高。

稳态热力学循环阶段 $12 - 13$ 表示一个温度、压力和焓相应升高的等熵压缩过程。

稳态热力学循环阶段 $13 - 10$ 表示一个从过热蒸气转变到饱和蒸气的等压放热状态变化过程，随后是一个从饱和蒸气转变到饱和液体的等压，等温放热冷凝相变过程，之后是一个从饱和液体转变到过冷液体的等压放热状态变化过程。

非稳态喷射膨胀过程 $[10', 10''] - [11', 11'']$ 能够回收冷凝器和蒸发器之间的能作功的压差能。而稳态节流膨胀过程 $10 -$

1 1 由于节流阻力产生内热消耗掉了可利用的能量，降低了蒸发器内制冷剂的可用的制冷能力。

由于流体在状态 $[11', 11'']$ 比在状态 1 1 的相应的流体具有更高的动能，更低的焓和更低的熵，因此，非稳态蒸发吸热过程 $[11', 11''] - [12', 12'']$ 的传热比稳态过程 11-12 更有效和更快。

非稳态压缩过程 $[12', 12''] - [13', 13'']$ 所需能量比稳态过程 1 2 - 1 3 少，这是因为只要求压缩机压力和流动功是间歇的，以及回收了膨胀流动功。稳态压缩机持续地维持从状态 1 2 到状态 1 3 的压力升高，而非稳态压缩机能够分别在范围 $[13', 13'']$ 和 $[12', 12'']$ 之间的高侧系统压力 and 低侧系统压力范围内循环。

由于高速流体的热交换器内间歇流动，非稳态冷凝放热过程 $[13', 13''] - [10', 10'']$ 的传热效率比稳态过程 1 3 - 1 0 的传热效率高。其结果与状态 1 0 相比，达到了更加过冷的状态 1 0'。

非稳态热力学循环比稳态热力学循环的效率高的原理如下：由于用一等熵喷射过程代替了一等焓节流过程，非稳态热力学循环需要较少的能量和功率，并改进了传热和提高了传热速度。

在图 7，8 和 9 所示的喷射装置中，机械阀门 4 7 是一图示性地表示在前述的热力学系统的喷射装置内指出的阀门件。直管段 4 9 和渐放管段 5 0 简单地用一直 - 放喷嘴的直段和渐放段示意性地代表了。喷射装置的入口 4 6 和出口 5 1 分别起到联接入口管和出口管的过渡元件的作用。

根据图 7 所示，阀入口 4 6、机械阀门 4 7 和阀出口 4 8 的形式可以成为一整体且独立的装置。阀入口 4 6 作为喷射装置的入口和作为一联接到一根入口导管的过渡部分。阀出口 4 8 作为一与直

段喷嘴49相联接的过渡部分和作为喷嘴的入口。直喷嘴段49与渐放喷嘴段50成一体地构成用以形成一个完整的直-放喷嘴。喷嘴出口51作为喷射装置的出口，并作为一联接到一出口导管的过渡部分。相对于流体流来说，喷嘴和阀成串联连接，且阀在喷嘴的前面。

根据图8所示，阀入口48、机械阀门47和阀出口51可以为一完整且独立的装置。阀出口51作为喷射装置的出口和作为一联接到一根出口导管的过渡部分。阀入口48作为一与渐放喷嘴段50相联接的过渡部分和作为喷嘴的出口。直喷嘴段49是与渐放喷嘴段50成一体地构成用以形成一个完整的直-放喷嘴。喷嘴入口46作为喷射装置的入口，并作为一联接到一入口导管的过渡部分。相对于流体流来说，喷嘴和阀成串联连接，且喷嘴是在阀的前面。

根据图9所示，喷嘴和阀入口和出口都相应地在喷射装置的本体内。喷射装置入口46和出口51分别作为连接入口导管和出口导管的过渡部件。接到机械阀门47上的入口既是一阀门入口又是喷嘴的直管段49。接到机械阀门47上的出口既是一阀出口又是喷嘴的渐放段50。过渡部分48与机械阀门47结合在一起作为喷嘴的直段和渐放段之间的过渡。

喷嘴部件可以是直管段、渐缩管段和渐放管段形式。在图7，8和9所示的喷射装置可以包括下列的喷嘴入口-出口的组合：直-直，直-缩，直-放，缩-直，缩-缩和缩-放各种形式。喷嘴以最佳的方式加速流体流动，在最小的或可忽略的压降和流动阻力下使流体达到尽可能量高的速度。喷射装置上的压降是由压缩机或

泵在运行着而阀被关闭的状态所造成的，而不是由在喷射装置内的流动阻力引起。

上面以一个优选的形式表示了本发明，在本发明的构思下可作修改和变换。

因此，本发明并不局限于任何特定的形式或实施例，不过可通过下面的权利要求是确切地限定了本发明的范围。

图 1

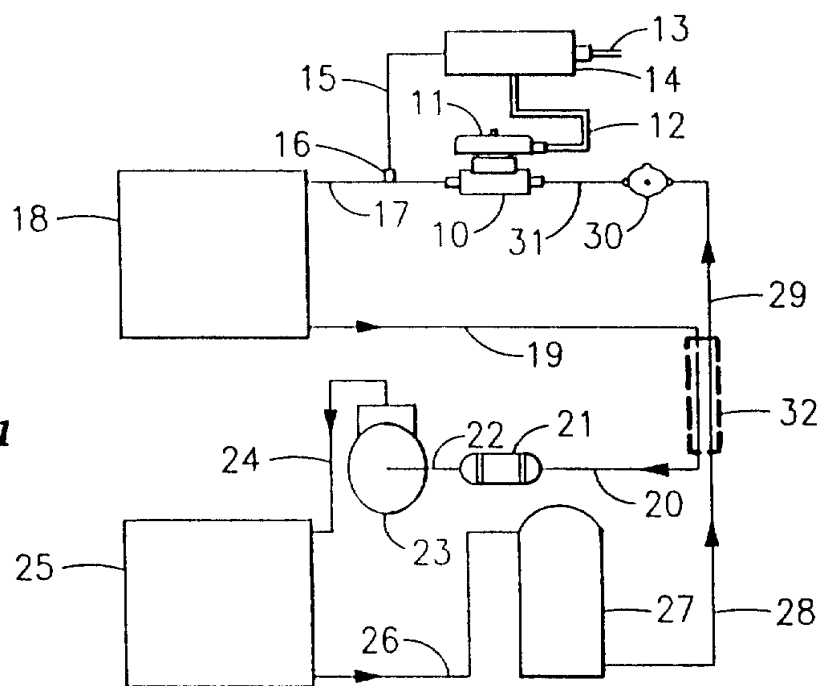
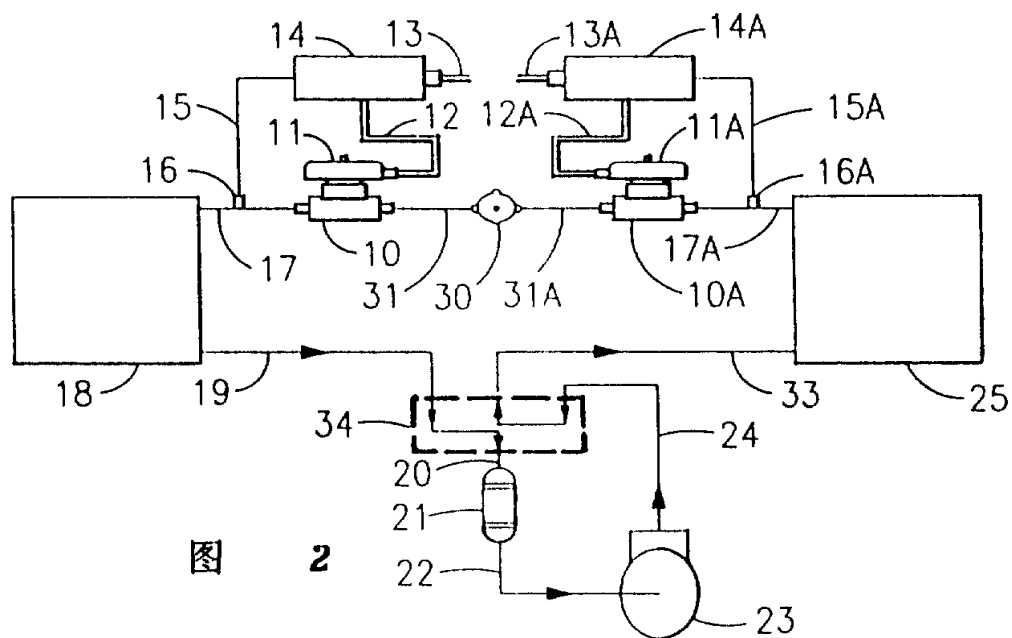
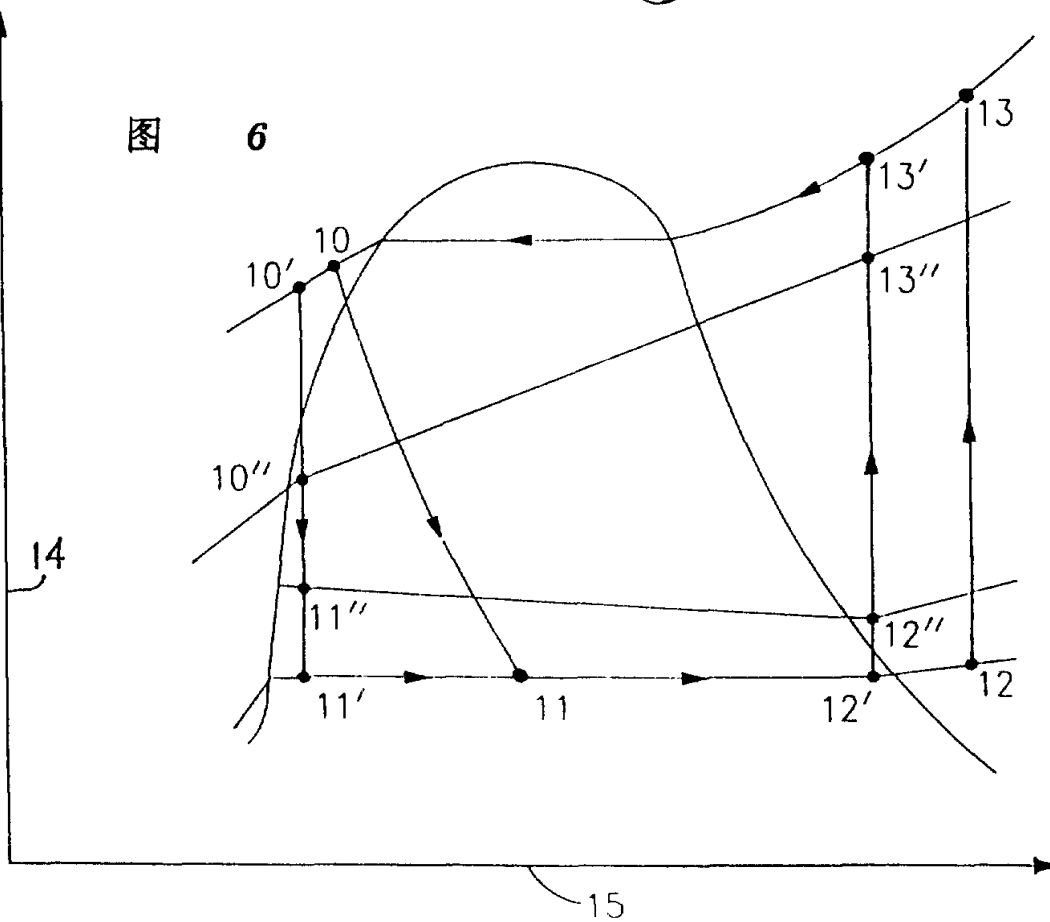
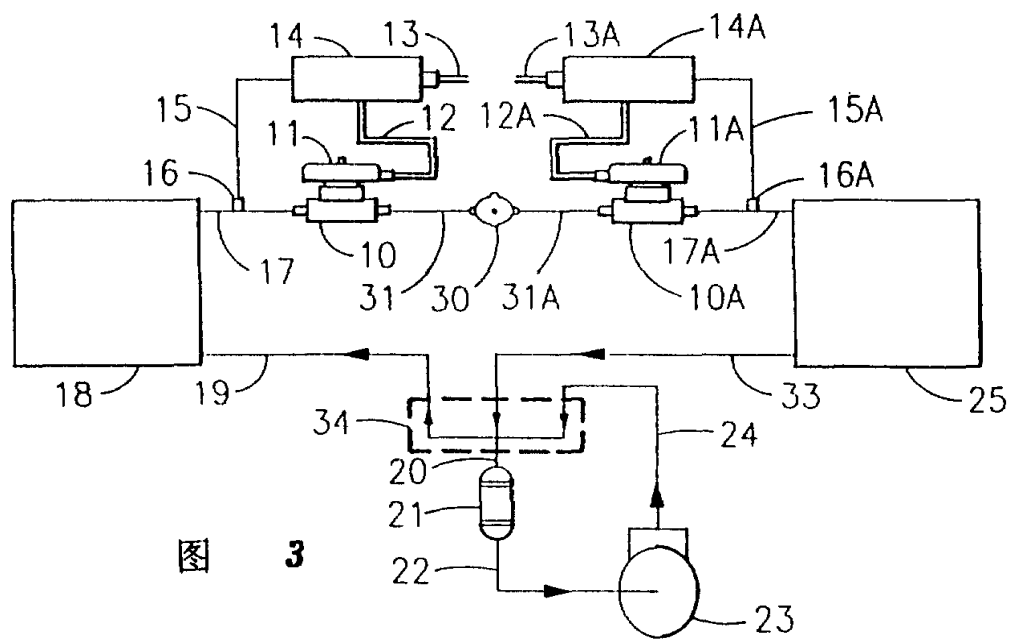


图 2





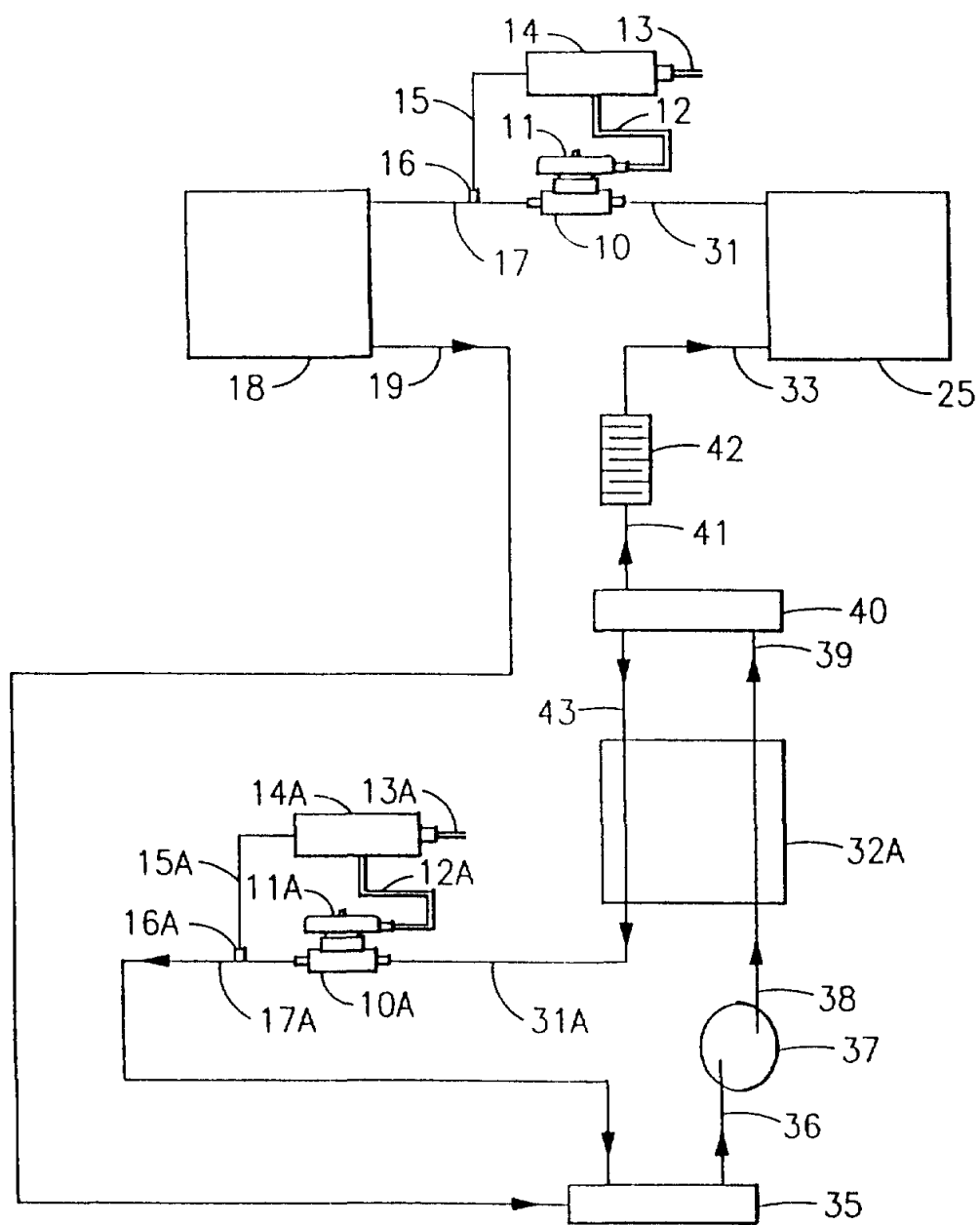
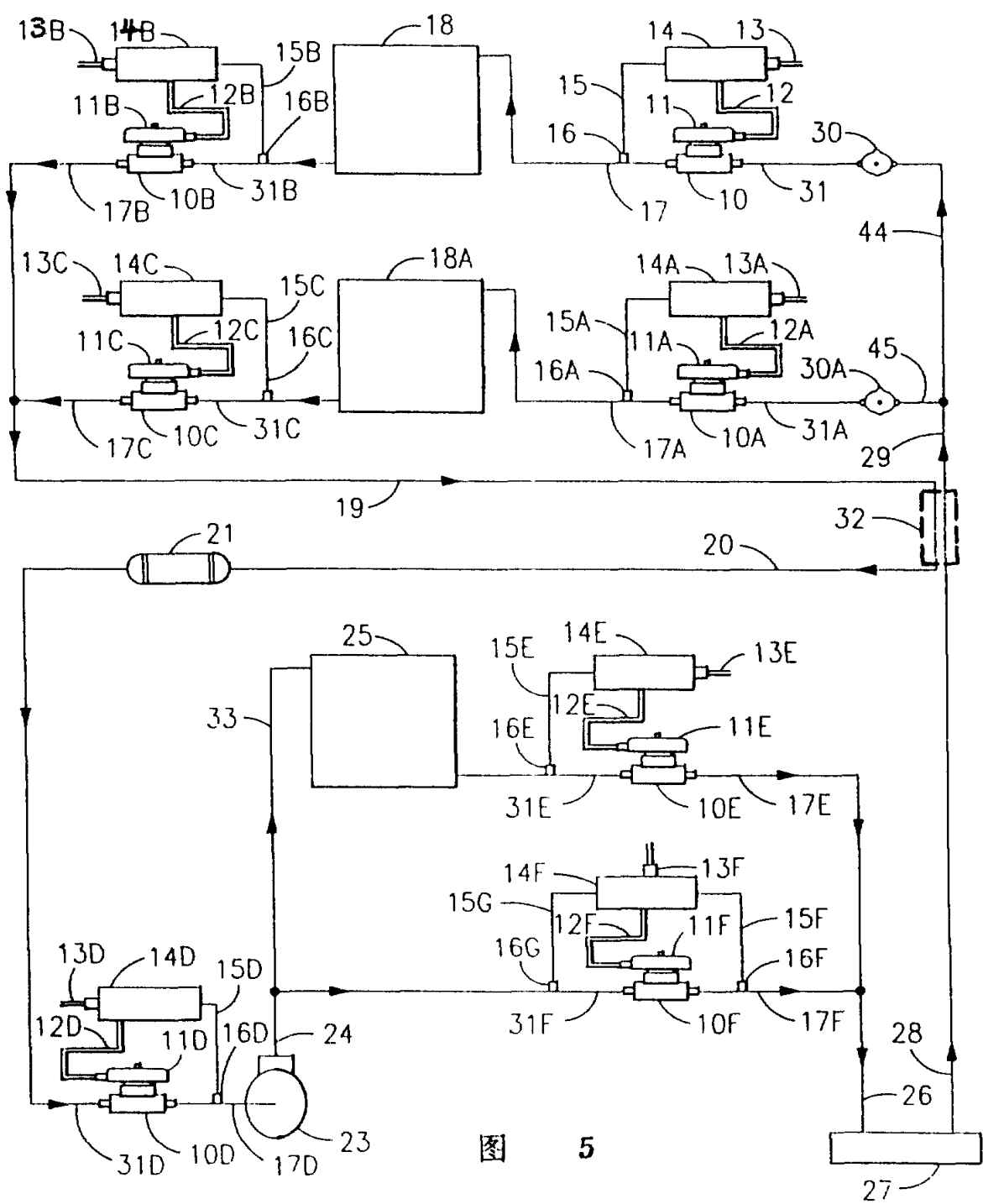


图 4



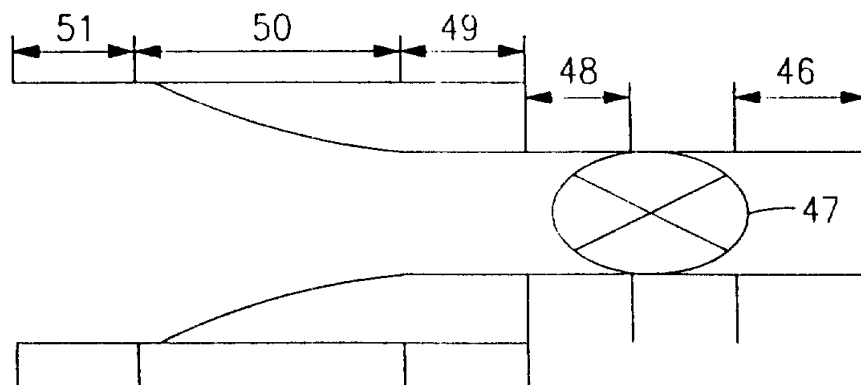


图 7

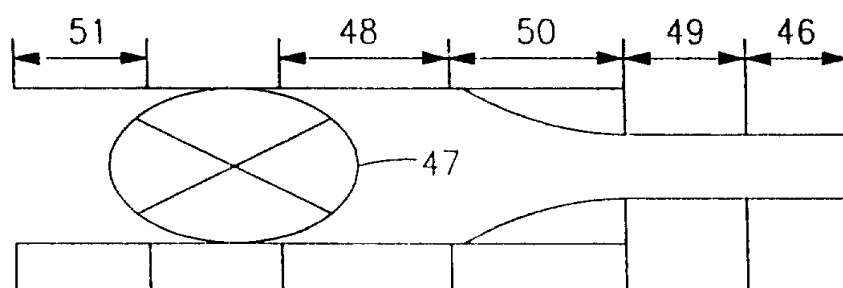


图 8

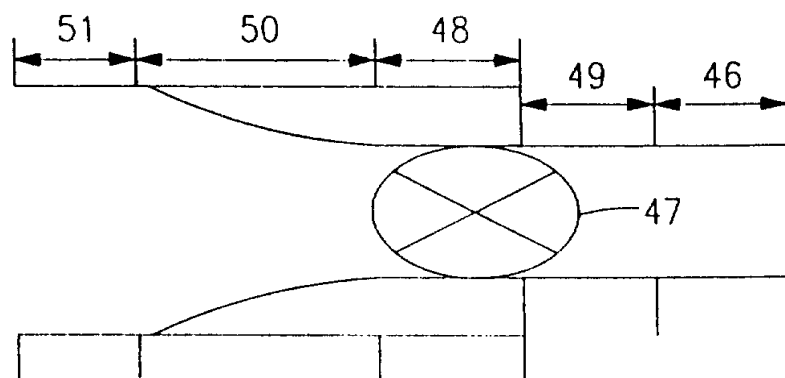


图 9