

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl⁷

F25B 41/06

G05D 23/19



[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 95197817.9

[45] 授权公告日 2004 年 8 月 11 日

[11] 授权公告号 CN 1161579C

[22] 申请日 1995. 12. 15 [21] 申请号 95197817.9

[30] 优先权

[32] 1995. 2. 28 [33] US [31] 08/396,305

[86] 国际申请 PCT/US1995/016474 1995. 12. 15

[87] 国际公布 WO1996/027108 英 1996. 9. 6

[85] 进入国家阶段日期 1997. 10. 17

[71] 专利权人 美国标准公司

地址 美国新泽西州

[72] 发明人 L·思比克 D·C·莱维尔

C·M·勾肖

审查员 程应欣

[74] 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司

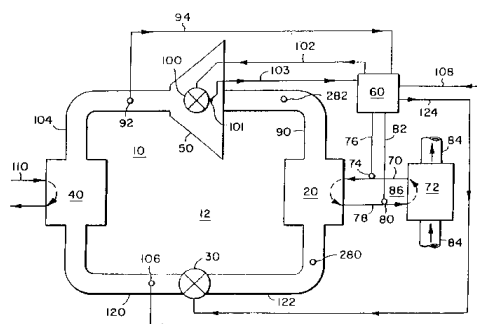
代理人 赵辛 曾祥凌

权利要求书 1 页 说明书 10 页 附图 4 页

[54] 发明名称 膨胀阀的前馈控制方法

[57] 摘要

本发明涉及一种控制制冷系统中膨胀阀的方法，该方法包括以下步骤：根据主反馈控制量控制膨胀阀的调节；根据辅助前馈控制量控制膨胀阀的调节；还包括确定系统扰动存在与否的步骤；以及包括系统扰动一旦被确定，则根据辅助前馈控制量对膨胀阀同时提供控制的步骤。



ISSN 1008-4274

- 1.一种控制制冷系统中膨胀阀的方法，该方法包括以下步骤：
根据主反馈控制量控制膨胀阀的调节；
根据辅助前馈控制量控制膨胀阀的调节；还包括确定系统扰动存在
5 与否的步骤；以及
包括系统扰动一旦被确定，则根据辅助前馈控制量对膨胀阀同时提供控制的步骤。
- 2.如权利要求1的方法，其特征在于，膨胀阀的反馈调节以常规比例-积分-微分（PID）控制为依据，而前馈控制以前馈控制方式为依据。
10 据。
- 3.如权利要求2的方法，其特征在于，系统包含一台提供冷却水的蒸发器，冷却水有一进水温度、一出水温度，及进水和出水温度之差 ΔT ，且辅助前馈控制量是 ΔT 的函数。
- 4.如权利要求3的方法，其特征在于，主反馈控制量是流出液体过
15 热量的函数。
- 5.如权利要求2的方法，其特征在于，系统包含一台可变容量压缩机，且辅助前馈控制量是压缩机容量的函数。
- 6.如权利要求5的方法，其特征在于，系统包含一个制冷剂液面传感器，且主反馈控制量是由该传感器测量所得结果的函数。
- 20 7.如权利要求2的方法，其特征在于，系统包含一台提供冷却水的蒸发器，冷却水有一进水温度和一出水温度，且辅助前馈控制量是进水温度和设定值之差的函数。
- 8.如权利要求1的方法，其特征在于，主反馈控制量是测得的过热量，辅助前馈控制量是被蒸发器冷却的流体温度。
- 25 9.如权利要求1的方法，其特征在于，主反馈控制和辅助前馈控制是同时进行的。

膨胀阀的前馈控制方法

5 技术领域

本发明涉及的是对加热、通风、空调或制冷（简称为 HVAC/R）系统中的膨胀阀进行前馈控制。这里要叙述的本发明的最佳实施例中，HVAC/R 系统是水冷冻机系统。虽然我们的讨论以水冷冻机为例，但本发明可适用于一切具有可预测的系统扰动的 HVAC/R 系统。所谓系统扰动包括压缩机启动、加载或减载引起的压缩机容量的变化、系统所用的各种冷却介质物理量的变化（例如蒸发器或冷凝器中的水温的变化）、由诸如风扇启动引起的冷凝器冷却容量的变化、蒸发器中热交换器容量的变化、设定值的变化、冷却塔容量的变化，以及由建筑物负荷变动引起的变化等。

15 背景技术

在水冷冻机系统中，水在蒸发器中被冷却，以向别处的空调机提供冷却介质。水既便宜又安全，而且很容易通过主水环路由管道输送到空气调节器。空气调节器在空气和水之间进行热交换以调节空气温度，供一个区域或建筑物使用。

20 水冷冻机系统中蒸发器的作用是通过与制冷剂的热交换来控制水温。制冷剂经过一个环路在整个冷冻机系统中循环。在制冷剂环路中，制冷剂从蒸发器进入压缩机并在其中提升压力而改变其凝固点。经过压缩的制冷剂从压缩机进入冷凝器，并在那儿通过与冷却介质（通常为辅助水系统）的热交换，由蒸汽冷凝成液态制冷剂。然后液态制冷剂经过膨胀阀返回蒸发器，继续冷冻机系统的循环。典型冷冻机系统的概况
25 见于下列美国专利：US 4,780,061(Butterworth); US 4,762,409(Tischer); US 4,730,995(Dewhirst) ; US 4,662,819(Tischer) 和 US 5,201,648(Lakowske)，所有这些专利均已转让给本发明的受让人，并被本发明所引用。

30 冷冻机系统中的膨胀阀是电子膨胀阀，它根据测得的制冷剂离开压缩机后的过热量调节流过膨胀阀的制冷剂流量。典型的电子膨胀阀见于下列美国专利：US 5,083,745(Tischer);US 4,986,085(Tischer); US

4,928,494(Glamm)和 US 5,011,112(Glamm)。这些专利均已转让给本发明的受让人并被本发明所引用。

压缩机的容量通常根据蒸发器的出水温度调节。各种压缩机容量和冷冻机容量的控制方法在下列美国专利中有说明：US 5,027,608
5 (Rentmeester 等); US 5,203,685 (Anderson 等); US 5,211,026(Linnert); US 4,715,190 (Han 等) 和 US 4,689,967 (Han 等)。这些专利均已转让给本发明的受让人并被本发明所引用。

虽然这些不同的控制膨胀阀和压缩机容量的方法是有效而经济的，但仍可能也希望有更好的控制方法。更具体地说，一般对膨胀阀的控制是通过将代表膨胀阀动作结果（通常为测得的过热量）的信号反馈来实现的。这种控制方式尽管是有效的，但都是后效式的而不是先期式的。
10 因此，膨胀阀不断地对系统扰动（例如压缩机容量的变化）作出反应。

发明内容

15 本发明的主要目的是为水冷冻机一类的 HVAC 和制冷系统提供更好的控制方法。

本发明的目的、特色和优点之一，是将对膨胀阀的控制直接与系统扰动联系起来。系统扰动包括诸如负载的变化、压缩机容量的变化，或系统所用的各种热交换流体温度的变化。

20 本发明的目的、特色和优点之一，是对膨胀阀提供前馈控制。在正常的容量控制过程中，膨胀阀的位置是由压缩机容量的变化确定的。这样就可预测系统的扰动。

本发明的目的、特色和优点之一，是提供一个直接对压缩机容量变化作出反应的膨胀阀。

25 本发明的目的之一，是提供一个直接对进入蒸发器的水的温度变化作出反应的膨胀阀。

本发明的目的之一，是提供一个直接对进入和离开蒸发器的水的温度差的变化作出反应的膨胀阀。

30 本发明的目的、特色和优点之一，是根据主要控制标准（以下简称主控量）对膨胀阀提供闭环控制，并根据辅助控制标准（以下简称辅控量）提供膨胀阀的开环控制。

本发明的另一个目的，是以排出液体的过热量作为主控量，而以蒸

发器的进水温度或进、出水温度之差作为辅控量。

本发明的另一个目的，是以蒸发器中制冷剂液面为主控量，而以压缩机容量为辅控量。

5 本发明的目的、特色和优点之一，是利用由压缩机减荷器来的前馈控制信号，在系统产生扰动的瞬间重新调整膨胀阀的位置，以减小排出液体过热量或制冷剂液面的波动范围。

本发明的目的、特色和优点之一，是根据指示减荷器位置、饱和蒸发器温度和饱和冷凝温度的信号，来确定和控制电子膨胀阀的位置。

10 本发明的另一个目的，是在减荷器位置或饱和工作温度发生变化的瞬间，重新调整膨胀阀的位置。

本发明的另一个目的，是当蒸发器液面上升或下降时，通过调整膨胀阀的位置来控制蒸发器中液面的高低。

本发明的另一个目的，是当流出液体过热量上下变动时，通过调整膨胀阀的位置来控制流出液体的过热量。

15 本发明的另一个目的，是根据电动机电流的变化重新调整膨胀阀的位置。

本发明的目的、特色和优点之一，是提供一个根据压缩机的抽气速率而开启的膨胀阀。该抽气速率是按膨胀阀两边的压力差及制冷剂的密度计算出来的。

20 本发明提供一种控制制冷系统中膨胀阀的方法，它包含以下步骤：
根据主反馈控制量控制膨胀阀的调节；

根据辅助前馈控制量控制膨胀阀的调节；还包括确定系统扰动存在与否的步骤；以及

25 包括系统扰动一旦被确定，则根据辅助前馈控制量对膨胀阀同时提供控制的步骤。

本发明还提供一种控制包含膨胀装置和压缩装置的制冷系统中制冷剂流量的方法。该方法包括以下步骤：测量压缩装置的抽气能力或立方英尺/分钟（CFM）的位移能力；调整膨胀装置使与测得的压缩机容量相匹配。

30 本发明还提供一种膨胀阀的控制方法，步骤如下：（a）根据主控量不断控制膨胀阀；（b）确定由膨胀阀控制的系统中辅控量是否存在扰动；（c）按辅控量对膨胀阀提供前馈控制信号；（d）按辅控量控制膨胀阀。

35 按照本发明的一个优选实施例，主控量或者是测得的过热量，或者是测得的液面高度；辅控量或是压缩机的容量，或是被蒸发器冷却的流体温度，或者系统的冷却容量。

按照本发明的又一个优选实施例，压缩机容量是由压缩机电机电流的变化或压缩机抽气能力的变化来确定的。

按照本发明的又一个优选实施例，前馈控制信号是按照次要的系统扰动变化来修正的，这些扰动包括饱和蒸发器温度变化、饱和蒸发器压力变化、饱和冷凝器温度或压力变化。

按照本发明的又一个优选实施例，主控量或者是测得的过热量，或者是测得的液面高度；辅控量或者是压缩机的容量，或者是被蒸发器冷却的流体温度，或者是系统的冷却容量。

按照本发明的再一个优选实施例，第一和第二控制是同时进行的。

10 本发明附带提供一种控制冷冻系统容量的方法，该系统包含循环连接的压缩机、冷凝器、膨胀装置和蒸发器。在此系统中，蒸发器接收具有某一温度的进水，提供具有某一温度的出水，同时压缩机压缩具有某一测得的过热量的制冷剂。该控制方法包括以下步骤：测量出水温度和制冷剂的过热量；确定作为出水温度与设定值之差的函数的出水温度误差；

15 提供当膨胀阀按测得的过热量进行调节时容量控制的主模式；提供当膨胀阀按出水温度误差或压缩机容量的变化进行调节时容量控制的辅助模式。

本发明还进一步提供一种根据冷冻机系统容量变化重新定位膨胀阀的方法。该冷冻机系统具有一台调节进水温度并提供出水的蒸发器。

20 该方法包括以下步骤：监测蒸发器的进水温度；监测蒸发器的出水温度；确定进水和出水温度之差；确定温差的设定值；将水的温差与温差设定值进行比较以建立误差；重新调整膨胀阀使得此误差最小。

本发明附带提供一种水冷冻机系统，它包含一台将流体冷却的蒸发器和一台压缩机，后者接收由蒸发器加热过的制冷剂，并通过压缩改变制冷剂的冷凝温度。该系统还包含：一台冷凝器，它接收经压缩机压缩了的制冷剂并使之冷凝，一个膨胀装置，它接收经冷凝器冷凝了的制冷剂并有控制地使之返回蒸发器；一个控制器，它在操作上与膨胀装置相连接，用以控制膨胀装置的动作。该系统还包含一个与控制器相连的前

25 馈控制单元以预测蒸发器负载的变化。前馈控制包含一个主传感器，用来探测主控量，并据此控制膨胀阀的动作。

30

附图说明

图 1 为采用本发明的前馈控制概念的水冷冻机系统示意图；

图 2 为一种可供选择的实施例，它包含一个树形喷淋式蒸发器，其中的膨胀阀对压缩机容量的变化作出反应，以便液面扰动最小；

35 图 3 是本发明运行的控制方块图；

图 4 是表说明第一和第二优选实施例中，在稳态和系统扰动条件下

所采用的控制方法;

图 5 是第一优选实施例的图线;

图 6 是第二优选实施例的图线。

具体实施方式

5 图 1 是一个典型的冷冻机系统 10, 它利用制冷剂给空调机提供冷却水。冷冻机系统 10 有一个包含蒸发器 20 的制冷剂环路 12、一台如膨胀阀 30 这样的膨胀装置; 一台冷凝器 40 和一台压缩机 50。整个系统由电子控制器 60 控制。

蒸发器 20 可以是溢流式、直接膨胀式、树形喷淋式、降膜式或其
10 它形式。蒸发器 20 利用由膨胀阀 30 提供的制冷剂使水冷却。进水经由管道 70 从空气调节器 72 提供, 并由进水温度传感器 74 测量其温度。测得的进水温度 (EWT) 由电连线 76 送到控制器 60。进水在蒸发器 20 中作热交换后经由管道 78 返回空气调节器 72。从蒸发器 20 出来的水一般叫做出水。出水温度 (LWT) 由温度传感器 80 量测并经由电连线 82
15 送至控制器 60。经冷却的出水在空气调节器 72 中与空气进行热交换, 然后空气经管道 84 送到某区域或建筑物供空调机使用。由空气调节器 72、管道 70 及 78 及蒸发器 20 构成主水环路 86。

在蒸发器 20 中制冷剂通过与主水环路 86 的热交换被汽化。作为制冷剂环路 12 的一部分, 汽化制冷剂离开蒸发器 20 后经由管道 90 进入
20 压缩机 50 并被压缩。压缩机的容量 (通常用以立方英尺/分钟为单位的抽气能力来度量) 通过流量控制装置 (例如前面引用过的美国专利 5,203,685 中所示的活塞式减荷器装置) 来调节。这种减荷器装置在图 1 中用标号 100 表示, 它可以通过电连线 102 和电磁阀 (图中未示) 或如美国专利 5,203,685 中描述的类似装置由系统控制器 60 来控制。减荷器的
25 位置可由如步进马达之类的直接定位装置来直接控制, 或者由位置传感器 101 测量后经由电连线传至控制器 60。典型的传感器 101 的例子在美国专利 US5,257,921 (Clark 等) 和 US 4,610,612 (Kocher) 中已有说明。这些专利都被本发明所引用。

经过压缩的制冷剂离开压缩机 50 后由管道 104 送入冷凝器 40。制
30 冷剂的过热量由传感器 92 和 106 测得的温度差来度量 (其它度量方法在下面再说明)。传感器测出的信号分别由电连线 94 和 108 送至控制器 60。

在冷凝器 40 中, 一种如辅助水环路 110 的冷却介质将经过压缩的

汽化制冷剂冷凝成液体。被冷凝的液态制冷剂则通过管道 120、膨胀阀 30 和管道 122 返回蒸发器 20。膨胀阀 30 在前面引用过的几项专利中已有说明。实际上，制冷剂环路 12 包括蒸发器 20、管道 90、压缩机 50、管道 104、冷凝器 40、管道 120、膨胀阀 30 和管道 122。

- 5 通常情况下是用测得的过热量来调节通过膨胀阀 30 的制冷剂总量。在本发明中则是通过电连线 124 由控制器 60 对膨胀阀 30 进行这种控制。

本发明包括在压缩机 50 的正常容量控制过程中对膨胀阀 30 的位置进行控制。对于采用闭环反馈控制的一般情况，要等到由传感器 92 和
10 106 测出的过热量达到一定值时，膨胀阀 30 才会根据压缩机容量的变化来调节。这是一种反馈控制，因为一般要等到压缩机容量真正变化后几分钟动作才会发生。

本发明建议采用前馈信号，在压缩机容量发生变化时调整膨胀阀 30，以预测过热量的变化。在第一种优选实施例中，当减荷器 100 的位
15 置改变时，本发明采用由传感器 74 测得的进水温度 EWT 和由传感器 80 测得的出水温度 LWT 之差（即蒸发器的水温差 ΔT ）作为前馈信号重新定位膨胀阀 30。这种由蒸发器的水温差代表的压缩机容量的间接度量，可以用来根据水温差显示的负荷变化使膨胀阀 30 重新定位。当系统出现主要扰动时，也可能出现一些次要的扰动，例如饱和蒸发器温度或压
20 力的变化，或者饱和冷凝温度或压力的变化等。在这种情况下，主要的系统扰动是压缩机容量的变化。次要变量的影响可以用于对膨胀阀 30 的前馈信号的计算中。

实际上，只要蒸发器的水温差基本恒定，则膨胀阀 30 一般是由传感器 92 和 106 测出的流出液体的过热量来控制。但是，如果蒸发器的
25 水温差是变化的，则膨胀阀 30 要根据蒸发器水温差变动的预计方向和大小来重新定位。这样就在压缩机容量变化的同时给膨胀阀 30 提供一个前馈控制信号。如下面与图 5 有关的讨论中所见，对膨胀阀 30 的常规控制是与前馈控制同时进行的。

图 2 是冷凝器 40、膨胀阀 30 和蒸发器 20 之间的详细配置图。这是
30 本发明的第二优选实施例，当希望使制冷剂环路 12 中的制冷剂用量最少时最宜采用。图中尽可能采用与图 1 类似的标号。

图 2 的第二优选实施例中包含一台接收器或称辅助冷却器 130，它

装在管道 120 上，用于对从冷凝器 40 来的液态制冷剂的接收、贮存或辅助冷却。膨胀阀 30 控制从冷凝器 40 和液体接收器 130 流到蒸发器 20 的制冷剂的流量。

与第一优选实施例中采用溢流式蒸发器 20 不同，图 2 中的蒸发器 20 是一种喷射流形蒸发器。这时液态制冷剂贮存在液体/蒸汽分离器 132 中，且通过管道 134 分流给喷射管群 136。喷射管 136 将制冷剂喷到主水环路 86 中的水管 138 上。喷射的制冷剂与水管 138 接触并吸收热量后经由管道 90 流出蒸发器进入压缩机 50。液态制冷剂贮存在蒸发器 20 的底部 140，其高度 H1 可按常规方法测量，例如用通过电连线 146 连接到控制器 60 的传感器 144 来测量。如需要，在液体/蒸汽分离器 132 中的液体高度 H2 也可用类似方法测量。同样，也可测量冷凝器 40 中的液态制冷剂高度 H3。

根据由实验室数据支持的理论，即膨胀阀的位置是跟随减荷器位置变化而改变，图 2 所示的第二优选实施例是按减荷器 100 的位置来调节膨胀阀 30 的。因而该实施例是对膨胀阀 30 作前馈调节以跟踪减荷器 100 位置的变化，而对膨胀阀 30 的位置作反馈调节以跟踪液面 H1、H2 或 H3 中的一个（最好是 H1）。这与以往系统中按测得的过热量调节膨胀阀 30 有所不同。

更确切地说，膨胀阀 30 的前馈调节是根据控制器 60 的指令跟踪减荷器 100 位置的变化来完成的，而反馈调节是跟踪蒸发器 20 底部 140 的液态制冷剂高度 H1 来完成的。此高度 H1 是由传感器 144 量测后传至控制器 60。在反馈调节时，膨胀阀 30 随着蒸发器 20 底部 140 的液态制冷剂高度 H1 降低而逐渐开启，而随着 H1 增高逐渐关闭。

在图 2 所示的第二优选实施例中，膨胀阀的位置可随着液体/蒸汽分离器 132 中液态制冷剂高度 H2 的变化或随着冷凝器 40 中制冷剂高度 H3 的变化而调节。

图 3 的方框图说明当本发明中控制器 60 按常规控制方式工作时的控制概况。方框图 200 定期地或当任何一个预先设定的事件发生时开始工作。这样的预定事件包括减荷器 100 位置的变化，进水或出水温度的变化，或液态制冷剂高度 H1、H2 和 H3 中任一个的变化。

在图中 201 这一步，需要确定系统扰动是已经发生了还是正在发生。所谓系统扰动，是指一个不是用来对膨胀阀作反馈控制的变量的变

化。这种变化将改变系统的工作条件。系统扰动可表现为压缩机容量的变化，它可用减荷器 100 的变动或进水和出水温度之差来度量。其它的系统扰动包括风扇变级引起的冷凝器冷却容量的变化、设定点的变化、冷却塔容量的变化、建筑物负荷的变化，或电动机电流的变化。美国专利 5,058,031 (Swanson 等) 中有测量电动机电流的典型实例。该专利已
5 转让给本发明的受让人并被本发明所引用。

系统扰动被传送到前馈控制单元 206，该单元是为消除系统扰动的影响而设计的。前馈控制根据已知的扰动对系统的影响规律使膨胀阀 30 的位置得到调整。在本发明的第一和第二优选实施例中，扰动会引起通
10 过压缩机 50 的质量流量的变化。为消除这种变化对蒸发器 20 的影响，前馈控制 206 控制膨胀阀 30 的位置来维持蒸发器 20 中的质量平衡。

如果没有系统扰动，常规的反馈膨胀阀控制单元 205 在将常规的反馈信号 204 (例如测得的过热量) 与设定值 203 相比较后继续下一步骤 202。控制误差在 202 单元处被确定并经反馈控制计算单元 205 处理后
15 控制膨胀阀 30。反馈膨胀阀控制单元 205 一般是根据测得的过热量来调节膨胀阀 30 的位置，但也可以如本发明所述，根据液面的高度来调节。

如果在步骤 201 已确定有系统扰动，则本发明的前馈控制 206 投入工作。前馈控制 206 将力图使反映系统扰动的误差信号最小，而不是使与测得的过热量或液面有关的误差信号最小。例如，当进水和出水温度
20 之差比预定的常数改变了足以被认为是误差的一个量，则膨胀阀 30 将立即被调节以减小这个误差。另一个例子是，减荷器 100 位置的任何变化将立即引起膨胀阀位置的相应改变。

反馈控制 205 与前馈控制 206 同时工作。反馈控制 205 除了对设定值 203 的变化和前馈控制 206 中的模型误差有反应外，还对预定变量(如
25 过热量)的扰动有反应。若反馈信号 204 和设定值 203 之差达到足以构成误差的量时，反馈控制 205 将产生一个适当的指令信号送到膨胀阀 30，以使该误差最小。前馈信号 206 和反馈信号 205 在 207 处相加后被用来控制系统 10。

图 4 以列表方式说明用于第一和第二优选实施例时，不同的开环控制
30 和闭环控制方式。

在第一优选实施例中，控制阀的闭环控制是按流出液体过热量的反馈控制。这时如出现扰动，则根据进水和出水温度之差 ΔT 实行前馈控

制方式。两种控制方式同时工作，不过前馈控制方式是按开环控制起作用，而反馈控制方式是按闭环控制起作用。

图 5 的曲线表示第一优选实施例的两种控制方式。进水和出水温度之差 ΔT 示于横坐标 220 上，膨胀阀位置示于纵坐标 222 上并在最小和最大位置之间变化。曲线 224 表示前馈控制。 ΔT 的任何变化立即引起膨胀阀的位置沿曲线 224 产生相应的变化。迭加在曲线 224 上的正弦波 226 表明，即使在前馈控制根据 ΔT 动作的情况下，对流出液体过热量的控制如何在曲线 224 附近改变膨胀阀的位置。第一优选实施例的优点之一是，减小了膨胀阀位置的波动范围，这种波动在先有技术的一些控制方式中是很大的。这种大范围波动由曲线 228 表示，它使得膨胀阀 30 在最大和最小位置之间变化，以对系统的扰动作出反应。本发明消除了这种大范围的波动。

回过头来看图 4。第二优选实施例中有一种根据蒸发器中液面高度的液面控制，液面的高度是通过测量 H1，或者 H2 或 H3 来确定的。当第二优选实施例探测到系统扰动（例如减荷器位置的变动），立即就会使膨胀阀 30 的位置作相应的改变。

这种措施可以用图 6 来说明，图中减荷器位置示于横坐标 240 上，膨胀阀（EXV）的位置示于纵坐标 242 上。对系统扰动作出反应的前馈控制由曲线 244 表示。由减荷器 100 引起的任何容量的变化，例如容量从点 246 增至点 248，则膨胀阀位置立即就从点 250 变到点 252。虽然膨胀阀在宽范围的改变是沿曲线 244 进行的，但液面控制的采用可使膨胀阀 30 的位置继续得以改变，如迭加在曲线 244 上的正弦波 254 所示。

这种先期式前馈控制的第三种可选实施例，是将由传感器 74 测得的进水温度（EWT）直接与冷却水的设定温度相比较。水温的任何变化反映蒸发器水环路 86 中负载的变化。于是，膨胀阀 30 就受到控制对测出的负载变化作出反应，以预测系统容量的变化。这种系统扰动可能表现为压缩机容量的变化，并由进水温度和设定值之差来度量。在第三实施例中，系统扰动是系统冷却容量低于其最小值（当减荷器 100 完全卸载时达到）时所引起的变化。为抵销负载变化的影响，前馈控制 206 调节膨胀阀 30 的位置，使得制冷剂蒸汽与所需负载成反比地从冷凝器 40 喷出。如果进水温度与设定值之差大于某预定值，以致可以认为构成了误差，则膨胀阀 30 立即被调节以减小与设定值的误差。减荷器完全

卸载时调节膨胀阀的详细过程，在申请人的一种正在审查的美国专利申请中作了说明。该专利序号为 08/234,091，于 1994 年 4 月 28 日提出申请，题目是“

Lee L.Sibik, Daniel C.Leaver 和 Paul R.Glamm。

5 该项申请已转让给本发明的受让人，并被本发明所引用。

综上所述，显见本发明提供了水冷冻机系统的前馈控制方法。应该认识到，本发明也适用于其它的制冷和 HVAC 以及冷冻机系统，而且各种更改预料应落入权利要求书的实质和范围内。这些更改包括用以下型式的压缩机代替这里所用的螺杆式压缩机：变容型离心压缩机、变速型

10 涡轮压缩机、变速型往复式压缩机等等。例如，本发明用于离心式冷冻机时，可以用进水温度或 ΔT 作闭环反馈控制标准，也可以用压缩机的速度或进口导翼的位置作开环前馈控制的标准。其它的更改包括用常规的蒸发器（包括直接膨胀式蒸发器）代替这儿所用的溢流式蒸发器。此外，也可以有其它的前馈信号，例如空气冷却式冷凝器中风扇启动产生

15 的信号等。这类启动技术在美国专利 US 5,138,844（Clanin 等）中有说明。该专利与本发明一起转让并在这儿被引用。还应该认识到，这儿所述的膨胀阀的前馈控制，一般是与目前使用的常规比例 - 积分 - 微分（PID）膨胀阀控制一同工作的。例如，即使减荷器的动作产生一个预示系统容量有显著变化的前馈信号，膨胀阀仍能根据测得的过热量来调

20 节制冷剂的流量。

最后，虽然我们将过热量定义为由传感器 92 测得的制冷剂温度和由传感器 106 测得的制冷剂温度之差，该领域技术人员当然知道还有一些其它的用于控制膨胀阀 30 的过热量定义。参见图 1，过热量可在蒸发器 20 两边用传感器 280 和 282 来测量。为简单起见，图中省略了从这

25 些传感器到控制器 60 的电连线。精确测出的由传感器 280 和 282 的读数之差所代替的过热量，目前仍被用作控制膨胀阀 30 的标准。过热量的另一种定义是采用传感器 92 和 280 之间的读数差来控制膨胀阀 30。其它的过热量的定义一般都为工业界所熟知，而且所有这些定义都包含在本发明所采用的过热量定义之内。

30

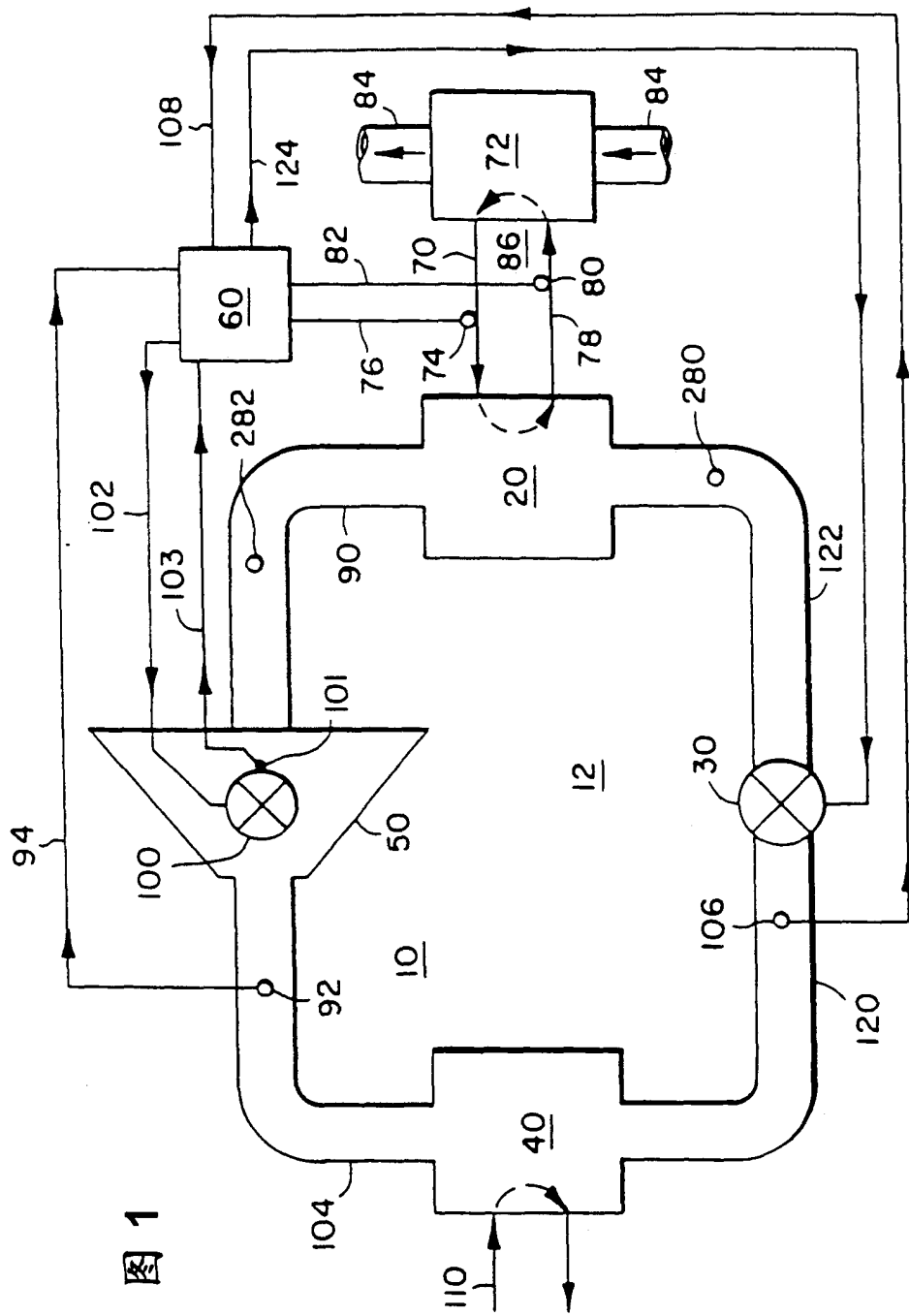


图 1

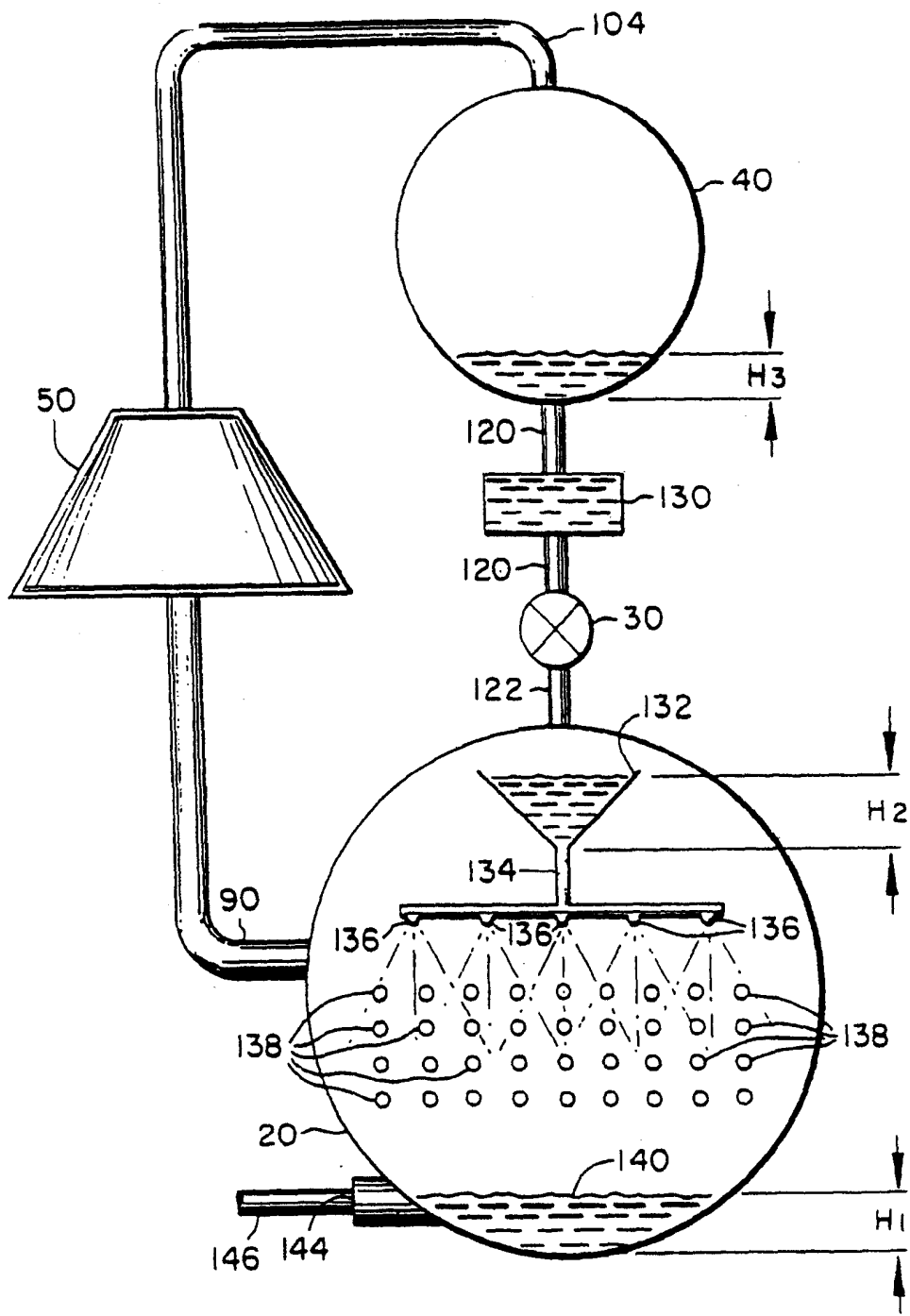


图 2

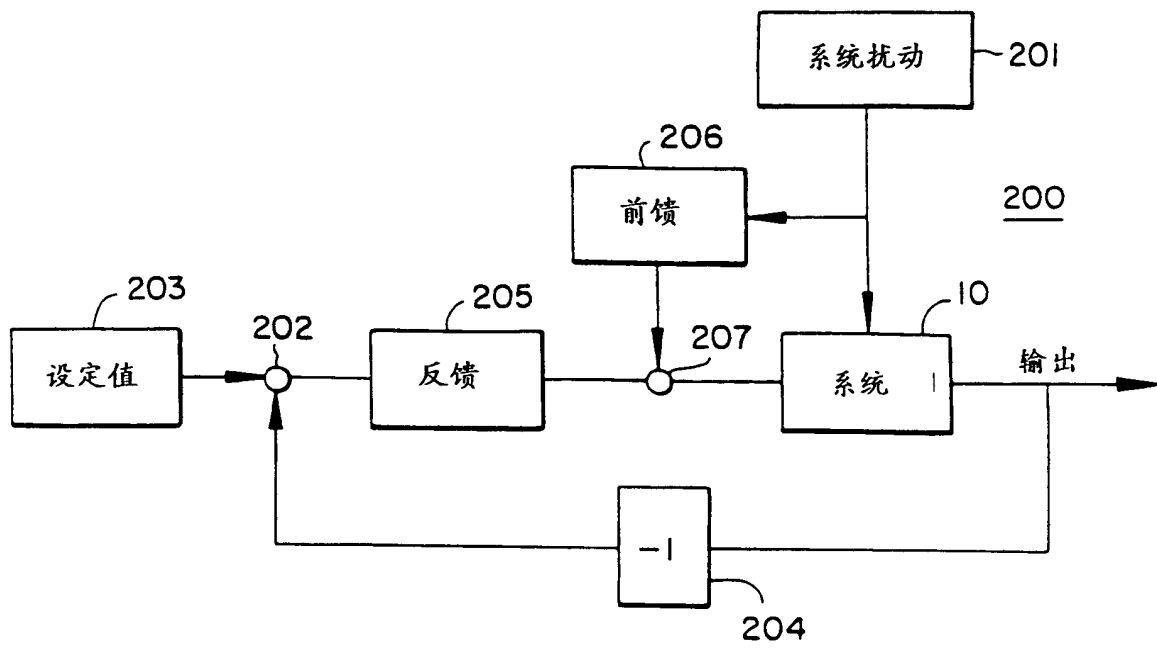


图 3

	第一优选实施例	第二优选实施例
闭环	流出液体过 热量控制	液面高度控制
开环	ΔT	减荷器位置

图 4

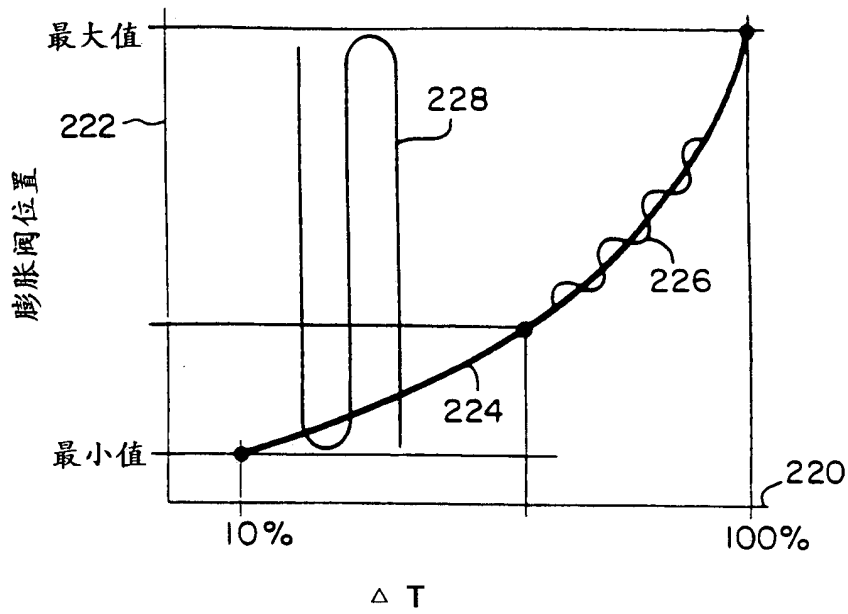


图5

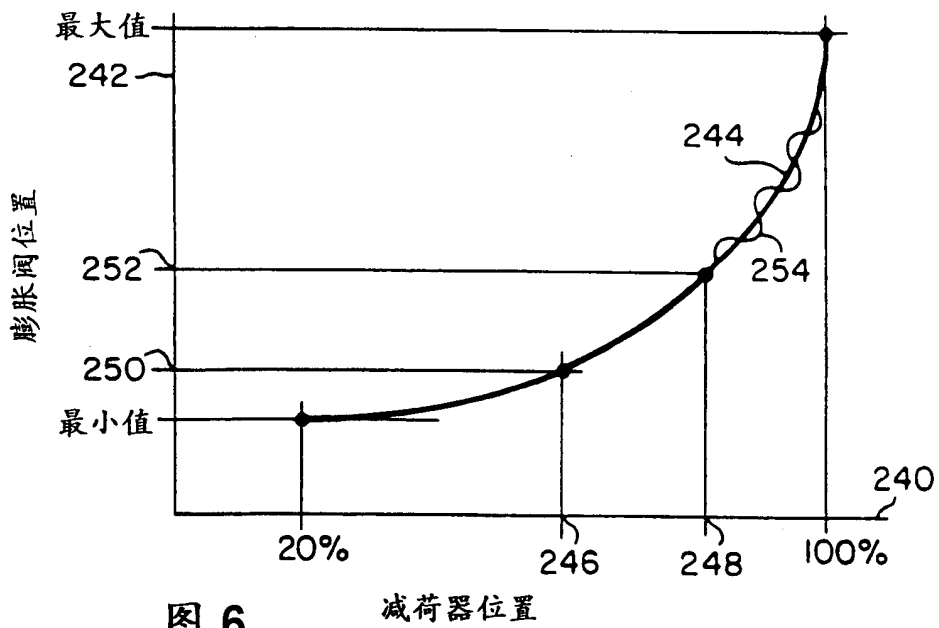


图6