



(12) 实用新型专利

(10) 授权公告号 CN 202813887 U

(45) 授权公告日 2013. 03. 20

(21) 申请号 201220361343. 7

F24F 5/00 (2006. 01)

(22) 申请日 2012. 07. 24

F24H 4/04 (2006. 01)

(73) 专利权人 上海伯涵热能科技有限公司

(ESM) 同样的发明创造已同日申请发明专利

地址 200237 上海市闵行区虹梅南路 777 号
53 幢底层 2101 室

(72) 发明人 薛世山 周子民 周萍 李成伟
韦林林 徐言先 姜城 薛世明
薛世东 余执成 薛碧荷 周鸣

(74) 专利代理机构 上海汉声知识产权代理有限公司 31236

代理人 胡晶

(51) Int. Cl.

F25B 30/02 (2006. 01)

F25B 31/00 (2006. 01)

F25B 49/02 (2006. 01)

F25B 41/04 (2006. 01)

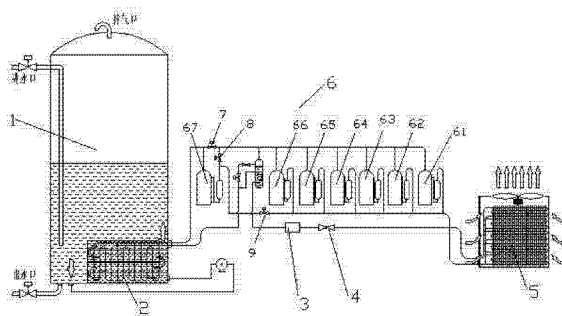
权利要求书 3 页 说明书 20 页 附图 8 页

(54) 实用新型名称

单双级压缩顺序使用的热泵、热泵空调及热泵热水机组

(57) 摘要

本实用新型涉及一种单双级压缩顺序使用的热泵、热泵空调及热泵热水机组,其中,热泵包括顺次通过制冷剂管路连接的冷凝器、节流装置、蒸发器和压缩机组,蒸发器所在的吸热装置置于低温热源中,冷凝器置于被加热介质中,压缩机组与一控制装置连接,控制装置控制压缩机组进行单级并联压缩或重组进行两级串联压缩。在本实用新型中,压缩机采用分级重组方法,顺序使用单、双级压缩,可以在环境温度较低、被加热介质温度较高的条件下,改善和解决压缩机吸排气压差升高、压缩比升高、压缩机排气温度升高、制热效率降低的“三高一低”的技术问题,高效率吸收空气中的能量。



1. 一种单双级压缩顺序使用的热泵,其特征在于,包括顺次通过制冷剂管路连接的冷凝器、节流装置、蒸发器和压缩机组,所述蒸发器所在的吸热装置置于低温热源中,所述冷凝器置于被加热介质中,所述压缩机组与一控制装置连接,所述控制装置控制压缩机组进行单级并联压缩或重组进行两级串联压缩。

2. 如权利要求 1 所述的单双级压缩顺序使用的热泵,其特征在于,所述压缩机组包括若干压缩机,若干压缩机通过所述控制装置控制进行单级并联压缩或者重组为第一级压缩和第二级压缩串联压缩,所述第一级压缩包括一个或者至少两个并联的压缩机,所述第二级压缩包括一个或至少两个并联的压缩机。

3. 如权利要求 1 或 2 所述的单双级压缩顺序使用的热泵,其特征在于,所述压缩机组包括一多缸压缩机,此多缸压缩机内包括若干汽缸,若干汽缸通过控制装置进行单级并联压缩或者重组为第一级压缩和第二级压缩串联压缩,所述第一级压缩包括一个或者至少两个并联的汽缸,所述第二级压缩包括一个或至少两个并联的汽缸。

4. 如权利要求 3 所述的单双级压缩顺序使用的热泵,其特征在于,所述压缩机组在两级串联压缩时,所述后一级压缩的制冷剂气体吸入量与前一级压缩的制冷剂气体排出量相匹配,并且遵从“第二级压缩对吸入的一定体积气体的压缩功 Δw_2 与第一级压缩对吸入的等量体积气体的压缩功 Δw_1 基本相等;即第二级压缩压差 Δp_2 小于第一级压缩压差 Δp_1 , $\Delta p_2 \approx (0.3 \sim 0.8) \Delta p_1$;也即第二级压缩比 ε_2 明显小于第一级压缩比 ε_1 ”的原则。

5. 如权利要求 4 所述的单双级压缩顺序使用的热泵,其特征在于,所述压缩机组包括 5—9 台压缩机,所述第一级压缩包括 4—8 台并联的压缩机。

6. 如权利要求 4 所述的单双级压缩顺序使用的热泵,其特征在于,所述压缩机组包括至少一大压缩机和至少一小压缩机,所述大压缩机的吸气量是小压缩机的吸气量的 4 至 8 倍;所述大压缩机和小压缩机在双级串联压缩工作时,所述大压缩机置于第一级压缩,所述小压缩机置于第二级压缩。

7. 如权利要求 2 所述的单双级压缩顺序使用的热泵,其特征在于,所述第二级压缩或/和第一级压缩的压缩机为变频压缩机。

8. 如权利要求 1 所述的单双级压缩顺序使用的热泵,其特征在于,所述控制装置包括若干电磁阀,通过各电磁阀的通断来控制压缩机组进行单级并联压缩或重组进行两级串联压缩。

9. 如权利要求 1 所述的单双级压缩顺序使用的热泵,其特征在于,所述低温热源包括空气或地下水或海水,所述被加热介质包括水或空气或油。

10. 一种单双级压缩顺序使用的热泵空调,包括室内机、室外机,其特征在于,还包括顺次通过制冷剂管路连接的冷凝器、节流装置、蒸发器和压缩机组,所述冷凝器设置在所述室内机里,所述室内机置于空气中,所述蒸发器所在的室外机置于空气或海水或地下水中,所述压缩机组与一控制装置连接,所述控制装置控制压缩机组进行单级并联压缩或重组进行两级串联压缩。

11. 如权利要求 10 所述的单双级压缩顺序使用的热泵空调,其特征在于,所述压缩机组包括若干压缩机,若干压缩机通过所述控制装置控制进行单级并联压缩或者重组为第一级压缩和第二级压缩串联压缩,所述第一级压缩包括一个或者至少两个并联的压缩机,所述第二级压缩包括一个或至少两个并联的压缩机。

12. 如权利要求 10 或 11 所述的单双级压缩顺序使用的热泵空调,其特征在於,所述压缩机组包括一多缸压缩机,此多缸压缩机内包括若干汽缸,若干汽缸通过控制装置进行单级并联压缩或者重组为第一级压缩和第二级压缩串联压缩,所述第一级压缩包括一个或者至少两个并联的汽缸,所述第二级压缩包括一个或至少两个并联的汽缸。

13. 如权利要求 12 所述的单双级压缩顺序使用的热泵空调,其特征在於,所述压缩机组在两级串联压缩时,所述后一级压缩的制冷剂气体吸入量与前一级压缩的制冷剂气体排出量相匹配,并且遵从“第二级压缩对吸入的一定体积气体的压缩功 Δw_2 与第一级压缩对吸入的等量体积气体的压缩功 Δw_1 基本相等;即第二级压缩压差 Δp_2 小于第一级压缩压差 Δp_1 , $\Delta p_2 \approx (0.3 \sim 0.8) \Delta p_1$,也即第二级压缩比 ε_2 明显小于第一级压缩比 ε_1 ”的原则。

14. 如权利要求 13 所述的单双级压缩顺序使用的热泵空调,其特征在於,所述压缩机组包括 5—9 台压缩机,所述第一级压缩包括 4—8 台并联的压缩机。

15. 如权利要求 13 所述的单双级压缩顺序使用的热泵空调,其特征在於,所述压缩机组包括至少一大压缩机和至少一小压缩机,所述大压缩机的吸气量是小压缩机的吸气量的 4 至 8 倍;所述大压缩机和小压缩机在双级串联压缩工作时,所述大压缩机置于第一级压缩,所述小压缩机置于第二级压缩。

16. 如权利要求 11 所述的单双级压缩顺序使用的热泵空调,其特征在於,所述第二级压缩或 / 和第一级压缩的压缩机为变频压缩机。

17. 如权利要求 10 所述的单双级压缩顺序使用的热泵空调,其特征在於,所述控制装置包括若干电磁阀,通过各电磁阀的通断来控制压缩机组进行单级并联压缩或重组进行两级串联压缩。

18. 一种单双级压缩顺序使用的热泵热水机组,包括水箱,其特征在於,还包括顺次通过制冷剂管路连接的冷凝器、节流装置、蒸发器和压缩机组,所述冷凝器设置在所述水箱内,所述蒸发器所在的吸热装置置于空气或海水或地下水中,所述压缩机组与一控制装置连接,所述控制装置控制压缩机组进行单级并联压缩或重组进行两级串联压缩。

19. 如权利要求 18 所述的单双级压缩顺序使用的热泵热水机组,其特征在於,所述压缩机组包括若干压缩机,若干压缩机通过所述控制装置控制进行单级并联压缩或者重组为第一级压缩和第二级压缩串联压缩,所述第一级压缩包括一个或者至少两个并联的压缩机,所述第二级压缩包括一个或至少两个并联的压缩机。

20. 如权利要求 18 或 19 所述的单双级压缩顺序使用的热泵热水机组,其特征在於,所述压缩机组包括一多缸压缩机,此多缸压缩机内包括若干汽缸,若干汽缸通过控制装置进行单级并联压缩或者重组为第一级压缩和第二级压缩串联压缩,所述第一级压缩包括一个或者至少两个并联的汽缸,所述第二级压缩包括一个或至少两个并联的汽缸。

21. 如权利要求 20 所述的单双级压缩顺序使用的热泵热水机组,其特征在於,所述压缩机组在两级串联压缩时,所述后一级压缩的制冷剂气体吸入量与前一级压缩的制冷剂气体排出量相匹配,并且遵从“第二级压缩对吸入的一定体积气体的压缩功 Δw_2 与第一级压缩对吸入的等量体积气体的压缩功 Δw_1 基本相等;即第二级压缩压差 Δp_2 小于第一级压缩压差 Δp_1 , $\Delta p_2 \approx (0.3 \sim 0.8) \Delta p_1$,也即第二级压缩比 ε_2 明显小于第一级压缩比 ε_1 ”的原则。

22. 如权利要求 21 所述的单双级压缩顺序使用的热泵热水机组,其特征在于,所述压缩机组包括 5—9 台压缩机,所述第一级压缩包括 4—8 台并联的压缩机。

23. 如权利要求 21 所述的单双级压缩顺序使用的热泵热水机组,其特征在于,所述压缩机组包括至少一大压缩机和至少一小压缩机,所述大压缩机的吸气量是小压缩机的吸气量的 4 至 8 倍;所述大压缩机和小压缩机在双级串联压缩工作时,所述大压缩机置于第一级压缩,所述小压缩机置于第二级压缩。

24. 如权利要求 19 所述的单双级压缩顺序使用的热泵热水机组,其特征在于,所述第二级压缩或 / 和第一级压缩的压缩机为变频压缩机。

25. 如权利要求 18 所述的单双级压缩顺序使用的热泵热水机组,其特征在于,所述控制装置包括若干电磁阀,通过各电磁阀的通断来控制压缩机组进行单级并联压缩或重组进行两级串联压缩。

单双级压缩顺序使用的热泵、热泵空调及热泵热水机组

技术领域

[0001] 本实用新型涉及一种热泵,特别涉及一种单双级压缩顺序使用的热泵、热泵空调及热泵热水机组。

背景技术

[0002] 热泵是一种通过工质的蒸发和冷凝,将低温热源的热能转移到高温热源的热工装置。通常用于热泵装置的低温热源是我们周围的介质——空气、河水、海水,城市污水,地表水,地下水,中水,消防水池,或者是从工业生产设备中排出的介质。目前,热泵可用于对水、油等介质的加热。但是,在现有的热泵系统中,主要采用单级压缩方式,如果低温热源温度低、被加热介质温度高,则热泵系统蒸发器的蒸发压力低,冷凝器的冷凝压力高,造成压缩机吸气压力与排气压力两者之间的“压差”扩大,压缩比增加,压缩机排气温度升高,压缩机工况恶化,制热能力下降。因此,单级压缩热泵系统,在低温季节无法满足高温干燥、空气加热以及卫生热水的生产需求。

[0003] 如在空气源热泵热水生产装置中,目前主要采用单级压缩系统,其基本工作过程是,制冷剂在蒸发器中吸收空气热能而成为低压蒸汽,被压缩机吸入压缩成高温高压的蒸汽,排入冷凝器向自来水放出热量后冷凝为制冷剂液体,再经过节流装置减压,再次流入蒸发器,从而进入新一轮循环,如此循环往复,不断将低温区的空气热能泵入高温区的卫生热水。如此运行的单级压缩式热泵热水生产装置,其制热效率(能效比)主要由热泵系统的冷凝压力和蒸发压力决定。对于热泵热水机组,如果环境温度高(例如 15℃)、热水温度低(例如 25℃),则热泵系统蒸发器内的蒸发压力较高(可达 6atm 以上),冷凝器内的冷凝压力较低(大约 12atm),压缩机吸气压力与排气压力两者之间的“压差”较小,压缩比小,压缩机排气温度较低,压缩机工况良好,制热能力极强,制热系数(制热功率与所耗电功率的比值)可达 10 倍以上。但如果环境温度低、热水温度高,则热泵系统蒸发器的蒸发压力低,冷凝器的冷凝压力高,造成压缩机吸气压力与排气压力两者之间的“压差”增高,压缩比增高,压缩机排气温度升高,制热能力下降的“三高一低”现象,压缩机工况恶化。

[0004] 因为热泵系统的蒸发温度必须低于环境空气的温度,蒸发器中的液态制冷剂才能从蒸发器外的空气中吸收到热量,蒸发汽化;所以热泵系统的蒸发压力主要是由环境空气的温度决定的,环境温度低则蒸发压力低,压缩机吸入的制冷剂气体的密度低,制冷剂循环量小,制热能力差。而热泵热水系统的冷凝温度必须高于热水温度,冷凝器中的制冷剂气体才能将热量放给冷凝器外的热水,冷凝液化;所以热泵热水机组的冷凝压力主要是由水箱中热水的温度决定的,热水温度升高则冷凝压力升高。因此,带储水水箱的热泵热水系统,是一个压缩机电机负荷不断增加的变负荷系统。

[0005] 当前运行的空气源热泵热水生产装置,多采用单级压缩制热方式。在户外环境温度较低(0℃以下)时,起始阶段,因水箱中的自来水温度较低,制热效率还比较高;但当水箱中的自来水进入中高温区,则该系统的冷凝压力与蒸发压力之间的“压差”明显扩大、压缩比明显提高、压缩机排气温度快速增加,压缩机工况明显恶化,制热效率快速下降。

[0006] 请参考表 1,按照美国品牌压缩机“谷轮”生产商 2011 年最新发布的数据,一款 ZW108KS 三相涡旋压缩机的不同的蒸发温度、冷凝温度与电机吸入功率 P 和制热功率(制热量)H 之间的关系,其中,此压缩机采用 R22 制冷剂。

[0007] 表 1 :ZW108KS 三相涡旋压缩机的不同的蒸发温度、冷凝温度与电机吸入功率 P 和制热功率(制热量)H 之间的关系

[0008]

制热量 (瓦)		380V 50HZ										
型号 Model	冷凝温度℃ Condensing Temperature	蒸发温度℃ Evaporating Temperature										
		-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	
ZW108KS	H	65	15858	18869	21993	25259	28667	32220	35918	39764	43758	
		55	15418	18568	21820	25176	28636	32202	35875	39658	43551	
		45	15826	19204	22645	26151	29724	33364	37074	40854	44707	
		35	16232	19897	23588	27306	31052	34828	38635	42475	46348	
		25	15754	19769	23771	27762	31743	35715	39680	43639	47595	
	P	65	9825	10022	10189	10318	10400	10427	10393	10288	10104	
		55	7812	7967	8103	8211	8283	8312	8290	8208	8059	
		45	6332	6447	6553	6643	6707	6740	6731	6675	6561	
		35	5191	5267	5346	5419	5478	5515	5523	5493	5418	
		25	4195	4235	4287	4345	4401	4445	4471	4470	4435	

[0009] 从表 1 中可看出,在蒸发温度 15℃冷凝温度 25℃条件下,吸入电功率 4435W、制热量 47595W,其制热效率高达 10.7 ;但还是这款 ZW108KS 压缩机,在蒸发温度 - 25℃、冷凝温度 + 65℃的条件下,吸入电功率 9825W、制热量 15858W,其制热效率降至 1.61 ;与前一个工况比较,压缩机吸入电功率增加 121%,制热量降低 66.7%,出现了冷凝压力升高、压缩比升高、压缩机排气温度升高、制热效率降低的“三高一低”的现象,压缩机工况严重恶化。并且,这还是实验室数据,在实际的制热系统中,因为蒸发器、冷凝器“两器”的沿程阻力、系统运行过程中反复进行蒸发器上的反转化霜、水泵与风机的动力消耗等等因素,系统的制热效率将 < 1.5,接近电阻直接加热的效率,“热泵”的高能效比和经济性丧失殆尽。这是高压缩比单级压缩热泵过程的必然的结果。

[0010] 同样的问题也存在于现有的家用热泵式空调中。

[0011] 在室外环境温度 -10℃,室内空气温度 30℃条件下,考虑到空气对流传热系数较低,并且室外机换热器的传热面积较大,其实际的室外机蒸发器传热温差为 10℃,室内机冷凝器传热温差为 15℃,空调进行制热运行时,室内机出风温度 50℃,即蒸发温度 -20℃,冷凝温度 65℃,采用 ZW108KS 三相涡旋压缩机的热泵空调机组的制热效率只有 1.88,只相当于室外气温 20℃、蒸发温度 10℃、室内空气温度 30℃、冷凝温度 65℃工况下的该热泵空调机组制热效率 3.86 的 48% 左右 ;这还是实验室数据。

[0012] 如果环境温度进一步下降,例如户外气温下降到 -20℃以下,再加上实际运行中的热泵系统对室外机中蒸发器的反复除霜,以及蒸发器冷凝器“两器”的沿程阻力造成蒸发压力进一步降低、冷凝压力进一步升高等因素,无论是定频空调还是变频空调,其制热效率和经济性都将衰减殆尽。为了弥补热泵空调低温运行性能差的缺点,目前普遍做法只能是增加 PTC 或电热管等辅助加热器,这样既没有改善热泵压缩机恶劣工况,更使得空调器整体能耗增加,经济性更低。

[0013] 因此,目前的单级压缩空气源热泵系统,无法满足寒冷冬季的高温卫生热水生产需求,也无法根本解决寒冷冬季热泵空调制热运行性能差的缺点。

实用新型内容

[0014] 本实用新型的目的在于提供一种单双级压缩顺序使用的热泵,以解决单级压缩空气源热泵系统无法满足的在低温条件下加热高温介质的技术问题;

[0015] 本实用新型的目的还在于提供一种单双级压缩顺序使用的热泵空调,以解决现有技术中单级压缩空气源热泵系统无法解决寒冷冬季空调制热运行时吸排气压差升高、压缩比升高、压缩机排气温度升高、制热效率降低的“三高一低”的技术问题;

[0016] 本实用新型的目的还在于提供一种单双级压缩顺序使用的热泵热水机组,以解决现有技术中单级压缩空气源热泵系统在寒冷冬季制热运行时吸排气压差升高、压缩比升高、压缩机排气温度升高、制热效率降低的“三高一低”技术问题,以满足寒冷冬季的高温卫生热水的生产。

[0017] 为了解决上述问题,本实用新型提供了一种单双级压缩顺序使用的热泵,包括顺次通过制冷剂管路连接的冷凝器、节流装置、蒸发器和压缩机组,所述蒸发器所在的吸热装置置于低温热源中,所述冷凝器置于被加热介质中,所述压缩机组与一控制装置连接,所述控制装置控制压缩机组进行单级并联压缩或重组进行两级串联压缩。

[0018] 依照本申请较佳实施例所述的单双级压缩顺序使用的热泵,所述压缩机组包括若干压缩机,若干压缩机通过所述控制装置控制进行单级并联压缩或者重组为第一级压缩和第二级压缩串联压缩,所述第一级压缩包括一个或者至少两个并联的压缩机,所述第二级压缩包括一个或至少两个并联的压缩机。

[0019] 依照本申请较佳实施例所述的单双级压缩顺序使用的热泵,所述压缩机组包括一多缸压缩机,此多缸压缩机内包括若干汽缸,若干汽缸通过控制装置进行单级并联压缩或者重组为第一级压缩和第二级压缩串联压缩,所述第一级压缩包括一个或者至少两个并联的汽缸,所述第二级压缩包括一个或至少两个并联的汽缸。

[0020] 依照本申请较佳实施例所述的单双级压缩顺序使用的热泵,所述压缩机组在两级串联压缩时,所述后一级压缩的制冷剂气体吸入量与前一级压缩的制冷剂气体排出量相匹配,并且遵从“第二级压缩对吸入的一定体积气体的压缩功 Δw_2 与第一级压缩对吸入的等量体积气体的压缩功 Δw_1 基本相等;即第二级压缩压差 Δp_2 小于第一级压缩压差 Δp_1 , $\Delta p_2 \approx (0.3 \sim 0.8) \Delta p_1$;也即第二级压缩比 ε_2 明显小于第一级压缩比 ε_1 ”的原则。

[0021] 依照本申请较佳实施例所述的单双级压缩顺序使用的热泵,所述压缩机组包括5~9台压缩机,所述第一级压缩包括4~8台并联的压缩机。

[0022] 依照本申请较佳实施例所述的单双级压缩顺序使用的热泵,所述压缩机组包括至少一大压缩机和至少一小压缩机,所述大压缩机的吸气量是小压缩机的吸气量的4至8倍;所述大压缩机和小压缩机在双级串联压缩工作时,所述大压缩机置于第一级压缩,所述小压缩机置于第二级压缩。

[0023] 依照本申请较佳实施例所述的单双级压缩顺序使用的热泵,所述第二级压缩或/和第一级压缩的压缩机为变频压缩机。

[0024] 依照本申请较佳实施例所述的单双级压缩顺序使用的热泵,所述控制装置包括若

干电磁阀,通过各电磁阀的通断来控制压缩机组进行单级并联压缩或重组进行两级串联压缩。

[0025] 依照本申请较佳实施例所述的单双级压缩顺序使用的热泵,所述低温热源包括空气或地下水或海水,所述被加热介质包括水或空气或油。

[0026] 本实用新型还提供一种单双级压缩顺序使用的热泵空调,包括室内机、室外机,还包括顺次通过制冷剂管路连接的冷凝器、节流装置、蒸发器和压缩机组,所述冷凝器设置在所述室内机里,所述室内机置于空气中,所述蒸发器所在的室外机置于空气或海水或地下水中,所述压缩机组与一控制装置连接,所述控制装置控制压缩机组进行单级并联压缩或重组进行两级串联压缩。

[0027] 依照本申请较佳实施例所述的单双级压缩顺序使用的热泵空调,所述压缩机组包括若干压缩机,若干压缩机通过所述控制装置控制进行单级并联压缩或者重组为第一级压缩和第二级压缩串联压缩,所述第一级压缩包括一个或者至少两个并联的压缩机,所述第二级压缩包括一个或至少两个并联的压缩机。

[0028] 依照本申请较佳实施例所述的单双级压缩顺序使用的热泵空调,所述压缩机组包括一多缸压缩机,此多缸压缩机内包括若干汽缸,若干汽缸通过控制装置进行单级并联压缩或者重组为第一级压缩和第二级压缩串联压缩,所述第一级压缩包括一个或者至少两个并联的汽缸,所述第二级压缩包括一个或至少两个并联的汽缸。

[0029] 依照本申请较佳实施例所述的单双级压缩顺序使用的热泵空调,所述压缩机组在两级串联压缩时,所述后一级压缩的制冷剂气体吸入量与前一级压缩的制冷剂气体排出量相匹配,并且遵从“第二级压缩对吸入的一定体积气体的压缩功 Δw_2 与第一级压缩对吸入的等量体积气体的压缩功 Δw_1 基本相等;即第二级压缩压差 Δp_2 小于第一级压缩压差 Δp_1 , $\Delta p_2 \approx (0.3 \sim 0.8) \Delta p_1$;也即第二级压缩比 ϵ_2 明显小于第一级压缩比 ϵ_1 ”的原则。

[0030] 依照本申请较佳实施例所述的单双级压缩顺序使用的热泵空调,所述压缩机组包括 5~9 台压缩机,所述第一级压缩包括 4~8 台并联的压缩机。

[0031] 依照本申请较佳实施例所述的单双级压缩顺序使用的热泵空调,所述压缩机组包括至少一大压缩机和至少一小压缩机,所述大压缩机的吸气量是小压缩机的吸气量的 4 至 8 倍;所述大压缩机和小压缩机在双级串联压缩工作时,所述大压缩机置于第一级压缩,所述小压缩机置于第二级压缩。

[0032] 依照本申请较佳实施例所述的单双级压缩顺序使用的热泵空调,所述第二级压缩或 / 和第一级压缩的压缩机为变频压缩机。

[0033] 依照本申请较佳实施例所述的单双级压缩顺序使用的热泵空调,所述控制装置包括若干电磁阀,通过各电磁阀的通断来控制压缩机组进行单级并联压缩或重组进行两级串联压缩。

[0034] 本实用新型还提供一种单双级压缩顺序使用的热泵热水机组,包括水箱,还包括顺次通过制冷剂管路连接的冷凝器、节流装置、蒸发器和压缩机组,所述冷凝器设置在所述水箱内,所述蒸发器所在的吸热装置置于空气或海水或地下水中,所述压缩机组与一控制装置连接,所述控制装置控制压缩机组进行单级并联压缩或重组进行两级串联压缩。

[0035] 依照本申请较佳实施例所述的单双级压缩顺序使用的热泵热水机组,所述压缩机组包括若干压缩机,若干压缩机通过所述控制装置控制进行单级并联压缩或者重组为第一

级压缩和二级压缩串联压缩,所述一级压缩包括一个或者至少两个并联的压缩机,所述二级压缩包括一个或至少两个并联的压缩机。

[0036] 依照本申请较佳实施例所述的单双级压缩顺序使用的热泵热水机组,所述压缩机组包括一多缸压缩机,此多缸压缩机内包括若干汽缸,若干汽缸通过控制装置进行单级并联压缩或者重组为一级压缩和二级压缩串联压缩,所述一级压缩包括一个或者至少两个并联的汽缸,所述二级压缩包括一个或至少两个并联的汽缸。

[0037] 依照本申请较佳实施例所述的单双级压缩顺序使用的热泵热水机组,所述压缩机组在两级串联压缩时,所述后一级压缩的制冷剂气体吸入量与前一级压缩的制冷剂气体排出量相匹配,并且遵从“二级压缩对吸入的一定体积气体的压缩功 Δw_2 与一级压缩对吸入的等量体积气体的压缩功 Δw_1 基本相等;即二级压缩压差 Δp_2 小于一级压缩压差 Δp_1 , $\Delta p_2 \approx (0.3 \sim 0.8) \Delta p_1$;也即二级压缩比 ε_2 明显小于一级压缩比 ε_1 ”的原则。

[0038] 依照本申请较佳实施例所述的单双级压缩顺序使用的热泵热水机组,所述压缩机组包括 5~9 台压缩机,所述一级压缩包括 4~8 台并联的压缩机。

[0039] 依照本申请较佳实施例所述的单双级压缩顺序使用的热泵热水机组,所述压缩机组包括至少一大压缩机和至少一小压缩机,所述大压缩机的吸气量是小压缩机的吸气量的 4 至 8 倍;所述大压缩机和小压缩机在双级串联压缩工作时,所述大压缩机置于一级压缩,所述小压缩机置于二级压缩。

[0040] 依照本申请较佳实施例所述的单双级压缩顺序使用的热泵热水机组,所述二级压缩或 / 和一级压缩的压缩机为变频压缩机。

[0041] 依照本申请较佳实施例所述的单双级压缩顺序使用的热泵热水机组,所述控制装置包括若干电磁阀,通过各电磁阀的通断来控制压缩机组进行单级并联压缩或重组进行两级串联压缩。

[0042] 与现有技术相比,本实用新型存在以下技术效果:

[0043] 本实用新型提供的一种单双级压缩顺序使用的热泵,压缩机采用分级重组方法,顺序使用单、双级压缩,可以在环境温度较低、被加热介质温度较高的条件下,改善和解决压缩机吸排气压差升高、压缩比升高、压缩机排气温度升高、制热效率降低的“三高一低”的技术问题,高效率吸收空气中的能量。

[0044] 本实用新型还提供一种单双级压缩顺序使用的热泵空调,采用本实用新型提供的压缩机分级重组方法,在低于 -10°C 的环境中,采用两级压缩,高效率吸收空气中的能量,以向室内 30°C 左右的空气放热。当冬季室外空气温度较高(一般 $> 0^{\circ}\text{C}$) 时,对于由一大一小两台压缩机组成的热泵空调装置则采用 2 台压缩机并联生产,即单级压缩方式进行制热。而在室外空气温度较低(一般 $< 0^{\circ}\text{C}$) 时,对于由一大一小两台压缩机组成的热泵空调装置则采用大压缩机作为一级压缩,小压缩机作为二级压缩,第一、二级压缩串联后形成双级压缩,以向室内 30°C 左右的空气放热,此时双级压缩热泵系统可改善压缩机工况、提高系统整体制热效率,解决了现有技术中单级压缩热泵系统无法满足寒冷冬季室内空气加热实现采暖的技术问题,并解决了现有单级压缩空气源热泵系统在室温 30°C 以上时出现的吸排气压差升高、压缩比升高、压缩机排气温度升高、制热效率降低的“三高一低”的技术问题。

[0045] 本实用新型还提供一种单双级压缩顺序使用的热泵热水机组,采用本实用新型提供的压缩机分级重组方法,顺序使用单、双级压缩的热泵系统,可以高效率吸收空气中的能

量,以生产 60℃左右的卫生热水。当热泵式热水机水箱的水温较低(一般 $< 40^{\circ}\text{C}$)时,对于由多台压缩机组成的热泵热水装置则采用多台压缩机并联生产,即单级压缩方式制热进行热水生产。而在水箱水温较高(一般 $> 40^{\circ}\text{C}$)时,对于由多台压缩机组成的热泵热水装置则采用约 6/7 左右数量压缩机并联作为第一级压缩,余下的 1/7 左右压缩机作为第二级压缩,第一、二级压缩串联后形成双级压缩,进行热水高温段的制热生产,此种单双级压缩顺序使用的热泵系统可改善压缩机工况、提高系统整体制热效率,解决了现有技术中单级压缩空气源热泵系统无法满足寒冷冬季的高温卫生热水生产需求的技术问题,并解决了现有单级压缩空气源热泵系统在水箱水温处于中高温区时出现的吸排气压差升高、压缩比升高、压缩机排气温度升高、制热效率降低的“三高一低”的技术问题。

附图说明

- [0046] 图 1 为本实用新型一种单双级压缩顺序使用的热泵空调的结构示意图;
- [0047] 图 2 为本实用新型采用单级压缩使用的热泵空调的结构示意图;
- [0048] 图 3 为本实用新型采用双级压缩使用的热泵空调的结构示意图;
- [0049] 图 4 为本实用新型采用双级压缩使用的热泵空调的的 P-V 图
- [0050] 图 5 为本实用新型一种单双级压缩顺序使用的热泵热水机组的结构示意图;
- [0051] 图 6 为本实用新型采用单级压缩使用的热泵热水机组的结构示意图;
- [0052] 图 7 为本实用新型采用双级压缩使用的热泵热水机组的结构示意图;
- [0053] 图 8 为本实用新型采用双级压缩使用的热泵热水机组的的 P-V 图。

具体实施方式

[0054] 本实用新型提供一种单双级压缩顺序使用的热泵,包括顺次通过制冷剂管路连接的冷凝器、节流装置、蒸发器和压缩机组,蒸发器所在的吸热装置置于低温热源中,冷凝器置于被加热介质中,压缩机组与控制装置连接,控制装置控制压缩机组进行单级并联压缩或重组进行两级串联压缩。在本实用新型中,低温热源可包括空气或海水或地下水,被加热介质可包括水或空气或油等,本实用新型对低温热源和被加热介质的类型不加以限制。

[0055] 在本实用新型中,压缩机组具有以下几种可能的结构:

[0056] 第一种,压缩机组包括若干相同的压缩机,若干压缩机通过控制装置进行单级并联压缩,或者若干压缩机通过控制装置重组进行两级串联压缩。如在低温区采用多个压缩机并联进行单级压缩,在中高温区采用多个压缩机重组为两级串联压缩,两级串联压缩可改善压缩机工况、提高系统的整体制热效率。

[0057] 在本实用新型中,若干压缩机通过控制装置控制进行单级并联压缩或者重组为第一级压缩和第二级压缩串联压缩,第一级压缩包括一个或者至少两个并联的压缩机,第二级压缩包括一个或至少两个并联的压缩机。本实用新型对第一级压缩和第二级压缩内的压缩机个数不做限制,但为了提高压缩效率,压缩机组在两级串联压缩时,后一级压缩的制冷剂气体吸入量与前一级压缩的制冷剂气体排出量相匹配,并且遵从“第二级压缩对吸入的一定体积气体的压缩功 Δw_2 与第一级压缩对吸入的等量体积气体的压缩功 Δw_1 基本相等;即第二级压缩压差 Δp_2 小于第一级压缩压差 Δp_1 , $\Delta p_2 \approx (0.3 \sim 0.8) \Delta p_1$;也即第二级压缩比 ε_2 明显小于第一级压缩比 ε_1 ”的原则。

[0058] 第一级压缩和第二级压缩内的各压缩机可为结构相同的单缸压缩机,如压缩机组包括 5~9 台或 5~9 的倍数台压缩机,第一级压缩包括 4~8 台或 4~8 的倍数台并联的压缩机,较佳地,压缩机组包括 5~9 台压缩机,第一级压缩包括 4~8 台并联的压缩机,但本实用新型并不局限于此。在本实用新型中,第一级压缩和第二级压缩内的各压缩机也可为多缸压缩机,只要满足压缩机组在两级串联压缩时,后一级压缩的制冷剂气体吸入量与前一级压缩的制冷剂气体排出量相匹配、第二级压缩压差小于第一级压缩压差的原则即可,本实用新型对此不做限制。在本实施方式中,第二级压缩或 / 和第一级压缩内的各压缩机可采用变频压缩机,根据实际情况通过改变输入频率从而改变压缩机速度功率,以达到节能的作用,但本实用新型对此不做具体限制。

[0059] 第二种,压缩机组包括一多缸压缩机,此多缸压缩机内包括若干汽缸,若干汽缸通过控制装置进行单级并联压缩,或者若干汽缸通过控制装置重组进行两级串联压缩。如在低温区采用多个汽缸并联进行单级压缩,在中高温区采用多缸重组为两级串联压缩,两级串联压缩可改善压缩机工况、提高本实用新型的整体制热效率。

[0060] 在本实用新型中,若干汽缸通过控制装置控制进行单级并联压缩或者重组为第一级压缩和第二级压缩串联压缩,第一级压缩包括一个或者至少两个并联的汽缸,第二级压缩包括一个或至少两个并联的汽缸。本实用新型对第一级压缩和第二级压缩内的汽缸个数不做限制,但为了提高压缩效率,压缩机组在两级串联压缩时,后一级压缩的制冷剂气体吸入量与前一级压缩的制冷剂气体排出量相匹配,并且遵从“第二级压缩对吸入的一定体积气体的压缩功 Δw_2 与第一级压缩对吸入的等量体积气体的压缩功 Δw_1 基本相等;即第二级压缩压差 Δp_2 小于第一级压缩压差 Δp_1 , $\Delta p_2 \approx (0.3 \sim 0.8) \Delta p_1$;也即第二级压缩比 ε_2 明显小于第一级压缩比 ε_1 ”的原则对多个汽缸进行重组。在本实用新型中,第一级压缩采用较多汽缸数。如在六缸压缩机中,在进行两级串联压缩时,第一级压缩采用 5 个并联的汽缸,第二级压缩为 1 个汽缸,第一级压缩与第二级压缩串联,此为实施方式的其中一个具体实施例,但本实用新型并不局限于此。

[0061] 第三种,压缩机组包括至少一大压缩机和至少一小压缩机,大压缩机的吸气量大于小压缩机的吸气量,具体大压缩机的吸气量是小压缩机吸气量的几倍本实用新型不做限制。较佳地,大压缩机和小压缩机在双级串联工作时,大压缩机的吸气量是小压缩机的吸气量的 4 到 8 倍,优选的,大压缩机的吸气量是小压缩机的吸气量的 6 倍,大压缩机和小压缩机在双级串联工作时,大压缩机置于第一级压缩,小压缩机置于第二级压缩。即热泵式热水机组的压缩机组是由一大一小两台压缩机(或者它们整数倍的压缩机)组成,并且这一大一小两台压缩机的吸气量相差 6 倍左右。

[0062] 压缩机组可采用上述几种情况的任意一种,本实用新型不做限制。

[0063] 在本实用新型中,控制装置包括若干电磁阀,通过各电磁阀的通断来控制压缩机组进行单级并联压缩或重组进行两级串联压缩。通过控制装置对压缩机组重组进行多级串联压缩的原理与重组进行两级串联压缩的原理相同,因此,通过控制装置对压缩机组重组进行多级串联压缩也属于本实用新型的保护范围。

[0064] 在本实用新型中,此单双级压缩顺序使用的热泵可用于对水、空气、油等被加热介质进行加热,其加热原理相同,为了能明确说明本实用新型的热泵的结构以及工作原理,以热泵用于空调器加热空气和用于热水生产为例,加以详细描述。

[0065] 本实用新型还提供一种单双级压缩的热泵空调,包括室内机和室外机,还包括顺次通过制冷剂管路连接的冷凝器、节流装置、蒸发器和压缩机组,本实用新型对蒸发器的个数不做限制,如可包括若干并联的蒸发器。冷凝器设置在室内即室内机,室内机置于空气中,蒸发器所在的吸热装置即室外机置于室外空气或海水或地下水中,本实用新型对此不加以限制,在本实施例以室外机置于空气中为例加以详细说明。压缩机组与一控制装置连接,控制装置控制压缩机组进行单级并联压缩或重组进行两级串联压缩。控制装置与压缩机组连接,控制压缩机组在冬季室外环境温度处于中、高温区(一般 $>0^{\circ}\text{C}$) 时进行单级并联压缩制热。在冬季室外环境温度处于低温区(一般 $<0^{\circ}\text{C}$) 时,先进行单级并联压缩制热;当室内空气温度达到 20 温度以上时,再将压缩机组中的大多数压缩机或汽缸并联,作为第一级压缩;余下的少数压缩机并联或汽缸(如果还有 2 只以上),作为第二级压缩;然后再将第一、二级压缩串联,形成双级压缩,可有效提高室内环境温度,解决和改善了现有单级压缩空气源热泵系统在严寒季节环境温度低时出现的压缩机吸排气压差升高、压缩比升高、压缩机排气温度升高、制热效率降低的“三高一低”的问题。以下列举一些较佳的实施方式加以详细说明。

[0066] 第一种,压缩机组包括若干相同的压缩机,若干压缩机通过控制装置进行单级并联压缩,或者若干压缩机通过控制装置重组进行两级串联压缩。如在冬季室外环境温度处于 0°C 以上中高温区采用多个压缩机并联进行单级压缩;在环境温度处于低于 0°C 的低温区时,先进行单级并联压缩制热;当室内空气温度达到 20 温度以上时,再采用多个压缩机重组成两级串联压缩,两级串联压缩可改善压缩机工况、提高系统的整体制热效率。

[0067] 为了在冬季低温环境($<0^{\circ}\text{C}$)中将室内空气有效加热($>30^{\circ}\text{C}$)时,第二级压缩的制冷剂摄入量与第一级压缩的制冷剂排出量相匹配,本实用新型并且遵从“第二级压缩对吸入的一定体积气体的压缩功 Δw_2 与第一级压缩对吸入的等量体积气体的压缩功 Δw_1 基本相等;即第二级压缩压差 Δp_2 小于第一级压缩压差 Δp_1 , $\Delta p_2 \approx (0.3 \sim 0.8) \Delta p_1$;也即第二级压缩比 ε_2 明显小于第一级压缩比 ε_1 ”的原则进行多台压缩机的重组。第一级压缩和第二级压缩内的各压缩机可为结构相同的单缸压缩机,如压缩机组包括 5~9 台或 5~9 的倍数台压缩机,第一级压缩包括 4~8 台或 4~8 的倍数台并联的压缩机,较佳地,压缩机组包括 5~9 台压缩机,第一级压缩包括 4~8 台并联的压缩机,但本实用新型并不局限于此。本实施例较佳的重组方法是,第一级压缩包括 6 个并联的压缩机,第二级压缩包括 1 个压缩机。7 个压缩机同时并联时,压缩机组做单级并联压缩。第一级压缩的 6 个压缩机并联后再与第二级压缩的 1 个压缩机进行串联时,压缩机组形成双级压缩。本实用新型对压缩机的个数不做限制,同时,对多个压缩机的重组情况也不做限制,可根据具体使用情况来选择压缩机的个数及重组级数。

[0068] 第二种,压缩机组包括一多缸压缩机,此多缸压缩机内包括若干汽缸,若干汽缸通过控制装置进行单级并联压缩,或者若干汽缸通过控制装置重组进行两级串联压缩。如在冬季环境温度处于 0°C 以上的中高温区采用多个汽缸并联进行单级压缩;在环境温度处于低于 0°C 的低温区,先进行单级并联压缩制热;当室内空气温度达到 20 温度以上时,再采用多缸重组成两级串联压缩,两级串联压缩可改善压缩机工况、提高本实用新型的整体制热效率。

[0069] 在本实用新型中,若干汽缸通过控制装置控制进行单级并联压缩或者重组为第一

级压缩和二级压缩串联压缩,第一级压缩包括一个或者至少两个并联的汽缸,第二级压缩包括一个或至少两个并联的汽缸。本实用新型对第一级压缩和二级压缩内的汽缸个数不做限制,但为了提高压缩效率,压缩机组在两级串联压缩时,后一级压缩的制冷剂气体吸入量与前一级压缩的制冷剂气体排出量相匹配,本实用新型遵从“二级压缩对吸入的一定体积气体的压缩功 Δw_2 与一级压缩对吸入的等量体积气体的压缩功 Δw_1 基本相等;即二级压缩压差 Δp_2 小于一级压缩压差 Δp_1 , $\Delta p_2 \approx (0.3 \sim 0.8) \Delta p_1$;也即二级压缩比 ϵ_2 明显小于一级压缩比 ϵ_1 ”的原则对多个汽缸进行重组。在本实用新型中,一级压缩采用较多汽缸数。本实用新型对多个汽缸的重组情况也不做限制,可根据具体使用情况来选择汽缸的个数及重组级数。如对于八缸压缩机,一级压缩采用七个并联的汽缸,二级压缩采用一个汽缸。

[0070] 第三种,压缩机组包括至少一大压缩机和至少一小压缩机,大压缩机的吸气量是小压缩机的吸气量的 4 到 8 倍,优选的,大压缩机的吸气量是小压缩机的吸气量的 6 倍,大压缩机和小压缩机在双级串联工作时,大压缩机置于一级压缩,小压缩机置于二级压缩。即热泵式空调的压缩机组是由一大一小两台压缩机(或者它们整数倍的压缩机)组成,并且这一大一小两台压缩机的吸气量相差 6 倍左右,本实用新型参照上述压缩机组的一二级压缩模块重组的原则和方法,在冬季环境温度较高(一般 $>0^\circ\text{C}$) 时,将这一大一小两台压缩机并联进行制热工作,即采用单级压缩方式对空气制热;而在环境温度较低(一般 $<0^\circ\text{C}$) 时,先进行单级并联压缩制热;当室内空气温度达到 20 温度以上时,再将大吸气量压缩机作为一级压缩,吸气量只有大压缩机 1/6 左右的小压缩机作为二级压缩;然后再将第一、二级压缩串联,形成双级压缩,进行制热,同样可以达到改善压缩机工况、提高机组整体制热效率的良好效果。

[0071] 在本实用新型中,多缸压缩机和多个单缸压缩机以及多缸压缩机与单缸压缩机结合的压缩方式的工作原理是相同的,本实用新型不再一一进行举例说明。

[0072] 以下结合附图,以由一大一小两只压缩机组成的热泵空调机组为例,对单双级压缩顺序使用的热泵式空调加以详细说明。

[0073] 请参考图 1,一种单双级压缩顺序使用的热泵空调,包括室内机 10、室外机和热泵装置,热泵装置包括顺次通过制冷剂管路连接的冷凝器 2、节流装置、蒸发器 5 和压缩机组 6,在本实施例中,热泵装置包括三个并联的冷凝器 2,但本实用新型对冷凝器的个数不做限制。冷凝器 2 设置在室内机 10 中,室内机 10 置于空气中,蒸发器 5 所在的室外机置于空气中,压缩机组与一控制装置连接,控制装置控制压缩机组进行单级并联压缩或重组进行两级串联压缩。在本实施例中,室内机 11 的下端设置有出风口、进风口以及出水管,控制装置包括若干电磁阀,通过各电磁阀的通断来控制压缩机组 6 进行单级并联压缩或重组进行双级串联压缩,其中,压缩机组 6 包括一大压缩机和一小压缩机,大压缩机的吸气量是小压缩机的 5.5 倍左右,大压缩机 68 和小压缩机 69 通过控制装置进行单级并联压缩,或者重组进行两级串联压缩。在热泵装置中,连接小压缩机 69 的管路有两个,即第一管路和第二管路,第一管路上设置有电磁阀一 7 和电磁阀三 9,第二管路上设置电磁阀二 8;请参考图 2,当电磁阀一 7 和电磁阀三 9 打开、电磁阀二 8 关闭时,第一管路接通,第二管路关闭,小压缩机 69 与大压缩机 68 并联,称为单级并联压缩;请参考图 3,当电磁阀一 7 和电磁阀三 9 关闭、电磁阀二 8 打开时,第一管路关闭,第二管路接通,小压缩机 69 与大压缩机 68 串联,即

通过电磁阀的开合将压缩机重组形成双级串联压缩,大压缩机 68 置于第一级压缩,小压缩机 69 置于第二级压缩。

[0074] 在冬季环境温度较高(一般 $>0^{\circ}\text{C}$)时,本实用新型对于由一大一小两台压缩机组成的热泵装置则将这两台压缩机并联,进行空气加热,即采用单级压缩方式制热。而在冬季环境温度较低(一般 $<0^{\circ}\text{C}$)时,先采用大小压缩机并联的单级压缩制热;当室内空气达到 20°C 以上时,对位于蒸发器出口与冷凝器进口之间的压缩机组进行重组:将其中的大吸气量压缩机作为第一级压缩;将小吸气量压缩机作为第二级压缩;然后再将第一、二级压缩串联,形成双级压缩,进行低环境温度下对室内空气的有效加热。

[0075] 因为制冷剂气体不同于制冷剂液体,具有可压缩性并被压缩机大幅压缩,所以在热泵系统内的各个流通截面上,制冷剂质量流量相同而体积流量差异很大,在压缩机重组分级时必须保证后一级压缩的吸入量与前一级压缩排出量的匹配平衡,这就是将系统中的“大吸气量作为第一级压缩;而将小吸气量压缩机作为第二级压缩”的根据。

[0076] 在冬季环境温度处于低温区(一般 $<0^{\circ}\text{C}$)实施多台压缩机重组时,本实用新型遵从“第二级压缩对吸入的一定体积气体的压缩功 Δw_2 与第一级压缩对吸入的等量体积气体的压缩功 Δw_1 基本相等;即第二级压缩压差 Δp_2 小于第一级压缩压差 Δp_1 , $\Delta p_2 \approx (0.3 \sim 0.8) \Delta p_1$;也即第二级压缩比 ε_2 明显小于第一级压缩比 ε_1 ”的原则进行多台压缩机的重组。

[0077] 本实用新型之所以采用第二级压缩机的压缩功 Δw_2 与第一级压缩机的压缩功 Δw_1 基本相等的方法对多台压缩机重组,将其中的大吸气量压缩机作为第一级压缩,而将小吸气量压缩机作为第二级压缩,然后再将第一、二级压缩串联进行压缩机配置的双级压缩模式进行低环境温度下对室内空气的有效加热,是为了在低温($<0^{\circ}\text{C}$)环境中生产高温空气时,第二级压缩的制冷剂吸入量与第一级压缩的制冷剂排出量相匹配,使第一级压缩和第二级压缩各台压缩机的工作负荷基本均匀,从而使各台压缩机运行时电机铁芯和线圈发热、电机绝缘与汽缸润滑系统等等均处于基本均衡平稳的良好状态,以防止部分压缩机特别是第二级压缩机出现严重过载运行。

[0078] 当冬季环境温度 $<0^{\circ}\text{C}$ 时,室内气温 $<20^{\circ}\text{C}$ 时,先将空气源热泵空调的一大一小两台压缩机并联,编成单级压缩模块进行制热生产;当室内空气温度 $>20^{\circ}\text{C}$ 时,再将其中的大吸气量压缩机(吸气量是小压缩机的 5.5 倍左右)编成第一级压缩模块,另 1 台小吸气量压缩机承担第二级压缩模块,两个模块串联作业以生产中高温热空气。

[0079] 冬季采暖,热泵机组单双级压缩顺序使用,但用于空气升温的单级压缩过程较短;热泵空调机组的主体工作时间和采暖任务,在于补偿室内空气对墙体和大气环境的漏热,维持室内空气处于较高温区如 30°C 。要维持室内空气主体 30°C 的温度,热泵机组室内机的出风温度须达到 45°C 以上,冷凝温度必须达到 50°C 以上。

[0080] 现以环境气温 -10°C 条件下的热泵采暖运行为例说明。在环境气温 -10°C , 热泵空调机组主体运行时间采用两级压缩方式,遵从“第二级压缩对吸入的一定体积气体的压缩功 Δw_2 与第一级压缩对吸入的等量体积气体的压缩功 Δw_1 基本相等;即第二级压缩压差 Δp_2 小于第一级压缩压差 Δp_1 , $\Delta p_2 \approx (0.3 \sim 0.8) \Delta p_1$;也即第二级压缩比 ε_2 明显小于第一级压缩比 ε_1 ”的原则进行多台压缩机重组的精神,两级压缩工况为:第一级压缩模块即大吸气量压缩机的吸气压力即蒸发压力为 2.44atm (对应蒸发温度 -20°C , 比环境气

温低 10℃), 第二级压缩模块即小吸气量压缩机的排气压力即冷凝压力为 19.43atm(对应冷凝温度 50℃, 比室内机吸风温度高 20℃, 比室内机排风温度高 5℃), 总压缩比达到 8。中间压力(即第一级压缩的排气压力, 也即第二级压缩的吸气压力) 为 13.42atm, 第一级压缩比为 5.5, 压差为 10.98atm; 第二级压缩比为 1.45, 压差为 6.0atm。如果继续采用单级压缩的生产方式, 制热效率将由理论上的 4 以上下降到实际中的 2 以下, 由于压缩机的余隙和泄漏等因素在高压差高压压缩比条件下已变得十分严重, 造成此阶段的实际排气温度可达 130℃以上, 制热效率下降到 1.5 以下, “热泵”的高能效比和经济性丧失殆尽。

[0081] 而在这个阶段, 本实用新型采用两级压缩, 热泵空调机组的总压缩比 8 在两级压缩模块之间进行分解、配置, 能够保证整个系统的工况、制热效率处在合理的期间, 热泵空调机组的整体工况、效率与单级压缩相比, 明显得到改善。

[0082] 请参考图 4, 压缩机的实际压缩过程在 P-V 图上是一个介于等温压缩过程与绝热压缩过程(R22 的绝热指数为 1.18)之间的多方过程。第一二级压缩之间的中间压力, 在 P-V 图上由第二级所有压缩机的吸气量, 与第一级所有压缩机汇总的多方压缩过程线的交点决定。室内空气温度达到 20℃时, 控制系统自动切换, 将大吸气量压缩机在单级压缩阶段通往冷凝器的管路关闭, 并将这台大吸气量压缩机的排气输往中间冷却器, 放出大部分显热大幅降温之后, 再送入第二级压缩模块(即小吸气量压缩机)的吸入口, 二次压缩成高压蒸汽后排入冷凝器。

[0083] 现在以热泵空调机组为例, 对两级压缩组合中的第一级与第二级的压缩功, 进行数学建模分析。

[0084] 在 P-V 图上可以清晰看出: 制热运行时, 压缩机的实际压缩过程是一个介于等温压缩过程与绝热压缩过程之间的多方过程, 本实施例采用的制冷剂为 R22:

[0085] 多方压缩过程方程为: $p v^n = c$, ($1 < n < 1.18$)

[0086] 先讨论热泵空调机组的第一级压缩。

[0087] 首先使用定积分的方法, 计算采用大压缩机进行第一级压缩, 将每小时 136.95m³、2.44atm 低压蒸汽, 压缩到中间压力 13.42atm 所消耗电功。第一级压缩将低压蒸汽的体积压缩到 1/5.5 左右, 即压缩到第一级大压缩机的总排气量 $(1/5.5) \times 136.95\text{m}^3$ 与第二级小压缩机的吸气量 24.9m³ 基本相等, 此时第一级第二级之间的中间压力约为 $5.5 \times 2.44 = 13.42\text{atm}$ 。

[0088] 将多方压缩视为绝热压缩:

[0089] $P v^n = c$, $n = 1.18$

[0090] 将压缩起点的压力和体积带入

[0091] $C = P \cdot v^n$

[0092] $= p_1 \cdot v_1^n$

[0093] $= 2.44 \times 1.013 \times 100000 \times 136.95^{1.18}$

[0094] 压缩功可以用体积对压力在 2.44atm 到 13.42atm 之间的定积分求得

[0095] $S = \int_{2.44}^{13.42} p \cdot dv$

[0096] $= v_1 / (1 - 1/n) \cdot (p_1^{1/n} \cdot p_2^{1-1/n} - p_1)$

[0097] $= 6.591 \times 10^7 \text{J}$

[0098] $= 18.31 \text{kwh}$

[0099] 如以 24.9m^3 的吸气量为参照,则当量功率为 3.3kw 。也即如果小吸气量压缩机工作在第一级,则其压缩功率为 3.3kw ,处于“轻载”状态。第一级大吸气量压缩机 18.31kwh 的压缩功,与该压缩机单级压缩时,直接从 -10°C 环境空气中吸收热量泵入 30°C 的室内空气,对应于吸气压力 2.44atm 、排气压力 19.43atm ,每小时压缩功 22.95kwh 相比,该压缩机处于“轻载”状态。如以“吸气压力 2.44atm 、排气压力 19.43atm ”为压缩机 100% 满负荷状态,则在“吸气压力 2.44atm 、排气压力 13.42atm ”的工作状态下,负荷率为 79.8%。

[0100] 再看热泵空调机组的第二级压缩。

[0101] 现在使用定积分的方法,计算出第二级压缩将 $24.9\text{m}^3/\text{h}$ 、中间压力为 13.42atm 的蒸汽压缩到 19.43atm 的末态所消耗电功:

$$[0102] \quad C=Pv^n$$

$$[0103] \quad =13.42 \times 1.013 \times 100000 \times 24.9^{1.18}$$

$$[0104] \quad \text{压缩功 } S = \int_{13.42}^{19.43} v \cdot dp$$

$$[0105] \quad =v_1 / (1-1/n) \cdot (p_1^{1/n} \cdot p_2^{1-1/n} - p_1)$$

$$[0106] \quad =1.2888 \times 10^7 \text{ J}$$

$$[0107] \quad =3.58\text{kwh}$$

[0108] 第二级小吸气量压缩机有效压缩功率为 3.58kw ,属于轻载运行;与第一级相当于 24.9m^3 的吸气量的压缩当量功率 3.3kw ,已经很接近,“基本相等”。

[0109] 在 P-V 图上,压缩机进行一次压缩所做的压缩功,就是多方压缩过程曲线、压缩机吸气压力线、压缩机排气压力线与 P 轴围合而成的曲边梯形的面积。由于高压级的多方压缩曲线比低压级的多方压缩曲线陡峭,只有采用第二级压缩压差 Δp_2 小于第一级压缩压差 Δp_1 ,也即第二级压缩比 ε_2 明显小于第一级压缩比 ε_1 的方法,才能实现“第二级压缩的小吸气量压缩机的压缩功 Δw_2 与第一级压缩的大吸气量压缩机的当量吸入体积压缩功 Δw_1 基本相等”。

[0110] 在 -10°C 以下的环境温度下,使用热泵空调吸收空气中的能量生产 40°C 的热空气,在室内空气的中高温区 ($>30^\circ\text{C}$),本实用新型遵从“第二级压缩对吸入的一定体积气体的压缩功 Δw_2 与第一级压缩对吸入的等量体积气体的压缩功 Δw_1 基本相等;即第二级压缩压差 Δp_2 小于第一级压缩压差 Δp_1 , $\Delta p_2 \approx (0.3 \sim 0.8) \Delta p_1$;也即第二级压缩比 ε_2 明显小于第一级压缩比 ε_1 ”的原则,进行压缩机组的重组,根本地改善了压缩机的工况,并提高了制热的能效比。由单级压缩变为两级压缩之后,热泵空调机组冷凝器的总放热量有所减少,减少比例与单级压缩时小压缩机的吸气量占系统中大小两只压缩机吸气总量的比例相同,大约 1/6;此阶段热泵空调的制热系数(能效比)大于 3,仅比室内气温 20°C 时单级压缩的制热系数小 17% (1/6) 左右,高出室内温度 30°C 时单级压缩热泵空调机组能效比 1/3 以上。

[0111] 本实用新型还提供一种单双级压缩顺序使用的热泵热水机组,在此热泵热水机组,压缩机组的结构及重组方式与单双级压缩顺序使用的热泵空调中的压缩机组类似,此处不再赘述。以下结合附图,举一压缩机组采用多只单缸压缩机的空气热泵热水机组,在冬季低温条件下顺序使用单双级压缩的方法,高效率生产高温卫生热水的过程,加以详细说明。

[0112] 一种单双级压缩顺序使用的热泵热水机组,包括水箱,还包括包括顺次通过制冷

剂管路连接的冷凝器、节流装置、蒸发器和压缩机组,蒸发器所在的吸热装置置于空气或海水或地下水中,冷凝器设置在水箱内。在本实用新型中,蒸发器所在的吸热装置置于空气或海水或地下水中的工作原理是相同的,本实用新型对吸热装置置于何处不作具体限制,以下以蒸发器所在的吸热装置置于空气中为例加以详细描述。在本实用新型中,压缩机组包括若干个压缩机和控制装置,若干压缩机为压缩机,若干压缩机通过控制装置进行单级并联压缩,或者若干压缩机通过控制装置重组进行两级串联压缩。本实用新型对控制装置将若干压缩机可分成多级压缩的情况也列入本实用新型的保护范围之内。

[0113] 在本实用新型中,在热泵式热水机水箱的水温较低(一般 $< 40^{\circ}\text{C}$)时,对于由多台压缩机组成的热泵装置则将所有压缩机并联进行热水生产,即采用单级压缩方式制热进行热水生产。而在水箱水温较高(一般 $> 40^{\circ}\text{C}$)时,则对位于蒸发器出口与冷凝器进口之间的压缩机组进行重组:对于由多台压缩机组成的热水装置,将其中的大多数压缩机并联,作为第一级压缩;余下的少数压缩机并联(如果还有2只以上),作为第二级压缩;然后再将第一、二级压缩串联,形成双级压缩,进行热水高温段的制热生产。

[0114] 因为制冷剂气体不同于制冷剂液体,具有可压缩性并被压缩机大幅压缩,所以在热泵系统内的各个流通截面上,制冷剂质量流量相同而体积流量差异很大,在压缩机重组分级时必须保证后一级压缩的吸入量与前一级压缩排出量的匹配平衡,这就是将系统中的“大多数压缩机并联,作为第一级压缩;而余下的少数压缩机并联(如果还有2只以上),作为第二级压缩”的根据。

[0115] 在水箱水温达到高温段(一般 $> 40^{\circ}\text{C}$)实施多台压缩机重组时,本实用新型遵从“第二级压缩对吸入的一定体积气体的压缩功 Δw_2 与第一级压缩对吸入的等量体积气体的压缩功 Δw_1 基本相等;即第二级压缩压差 Δp_2 小于第一级压缩压差 Δp_1 , $\Delta p_2 \approx (0.3 \sim 0.8) \Delta p_1$;也即第二级压缩比 ε_2 明显小于第一级压缩比 ε_1 ”的原则进行多台压缩机的重组。

[0116] 本实用新型之所以采用第二级压缩机的压缩功 Δw_2 与第一级压缩机的压缩功 Δw_1 基本相等的方法对多台压缩机重组,将其中的大多数压缩机(约6/7)并联作为第一级压缩,而将余下的少数压缩机(约1/7)并联(如果还有2只以上)作为第二级压缩,然后再将第一、二级压缩串联进行压缩机配置的双级压缩模式进行热水高温段的制热生产,是为了在低温($< -10^{\circ}\text{C}$)环境中生产高温($> 60^{\circ}\text{C}$)热水时,第二级压缩的制冷剂吸入量与第一级压缩的制冷剂排出量相匹配,使第一级压缩和第二级压缩各台压缩机的工作负荷基本均匀,从而使各台压缩机运行时电机铁芯和线圈发热、电机绝缘与汽缸润滑系统等等均处于基本均衡平稳的良好状态,以防止部分压缩机特别是第二级压缩机出现严重过载运行。

[0117] 现在以热泵热水机组为例,对两级压缩组合中的第一级与第二级的压缩功,进行数学建模分析。

[0118] 在P-V图上可以清晰看出:制热运行时,压缩机的实际压缩过程是一个介于等温压缩过程与绝热压缩过程之间的多方过程,本实施例采用的制冷剂为R22:

[0119] 多方压缩过程方程为: $p v^n = c, (1 < n < 1.18)$

[0120] 先讨论第一级压缩。

[0121] 首先使用定积分的方法,计算采用谷轮压缩机Zw108ks进行第一级压缩,将每小时 24.9m^3 、 2.44atm 低压蒸汽,压缩到中间压力 14.64atm 所消耗电功。第一级压缩将低压

蒸汽的体积压缩到 1/6 左右,即压缩到第一级 6 只压缩机的总排气量 $6 \times (1/6) \times 24.9\text{m}^3$ 与第二级压缩机的吸气量 24.9m^3 基本相等,此时第一级第二级之间的中间压力约为 $6 \times 2.44 = 14.64\text{atm}$ 。

[0122] 将多方压缩视为绝热压缩:

$$[0123] \quad Pv^n=c, n=1.18$$

[0124] 将压缩起点的压力和体积带入

$$[0125] \quad C=Pv^n$$

$$[0126] \quad =p_1 \cdot v_1^n$$

$$[0127] \quad =2.44 \times 1.013 \times 100000 \times 24.9^{1.18}$$

[0128] 压缩功可以用体积对压力在 2.44atm 到 14.64atm 之间的定积分求得

$$[0129] \quad S = \int_{2.44}^{14.64} v dp$$

$$[0130] \quad =v_1 / (1-1/n) \cdot (p_1^{1/n} \cdot p_2^{1-1/n} - p_1)$$

$$[0131] \quad =12672000 \text{ J}$$

$$[0132] \quad =3.52\text{kwh}$$

[0133] 有效压缩功率为 3.52kw, Zw108ks 压缩机在蒸发温度 -20°C 、冷凝温度 $+35^\circ\text{C}$ 之间工作的功率为 5267W, 电机效率 $=3520\text{w}/5267\text{W}=66.8\%$, 属于轻载运行。

[0134] 再看第二级压缩。

[0135] 两级压缩运行模式开始时,第一级吸气压力为 2.44atm,中间压力为 14.64atm,第二级排气压力为 17.3atm;系统总压缩比 7.1,其中第一级压缩比为 6,第二级压缩比为 1.18。

[0136] 其后,第二级压缩的排气压力和系统的总压缩比一路上行,分别达到 27.0、11.1,第一级压缩比稳定在 6 附近,第二级压缩比逐步上行达到 1.8;第二级压缩机的压缩功,由小于第一级单只压缩机的压缩功,上升到与之持平,再上升到大于第一级单只压缩机的压缩功,整体上实现“第二级压缩的单只压缩机的压缩功 Δw_2 与第一级压缩的单只压缩机的压缩功 Δw_1 基本相等”。

[0137] 现在使用定积分的方法,计算出双级压缩中的第二级压缩初始阶段将 $24.9\text{m}^3/\text{h}$ 、中间压力为 14.64atm 的蒸汽压缩到 17.3atm 的所消耗电功:

$$[0138] \quad C=p_1 \bullet v_1^n$$

$$[0139] \quad =14.64 \times 1.013 \times 100000 \times 24.9^{1.18}$$

[0140]

$$S = \int_{14.64}^{17.3} v \bullet dp$$

[0141]

$$=v_1 / (1-1/n) \cdot (p_1^{1/n} \cdot p_2^{1-1/n} - p_1)$$

[0142]

$$=6249600 \text{ J}$$

[0143]

$$=1.74\text{kwh}$$

[0144] 有效压缩功率为 1.74kw,属于两级压缩初期的轻负荷运行。

[0145] 而在热泵热水机组高温制热的末期,双级压缩中的第二级压缩出现了短时重负荷运行。现在使用定积分的方法,计算出第二级压缩将 24.9m³/h、中间压力为 14.64atm 的蒸汽压缩到 27.0atm 的末态所消耗电功:

[0146] 压缩功

$$[0147] \quad S = \int_{p_{14.64}}^{p_{27}} v dp$$

$$[0148] \quad = v_1 / (1 - 1/n) \cdot (p_1^{1/n} \cdot p_2^{1-1/n} - p_1)$$

$$[0149] \quad = 23748800.8 \text{ J}$$

$$[0150] \quad = 6.6 \text{ kwh}$$

[0151] 有效压缩功率为 6.6kw,属于热水生产末期的重负荷运行。

[0152] 平均起来,双级压缩中的第二级压缩的平均功率约为 4.17kw,稍大于双级压缩中的第一级压缩的功率 3.52kw,大致相当。

[0153] 在 P-V 图上,压缩机进行一次压缩所做的压缩功,就是多方压缩过程曲线、压缩机吸气压力线、压缩机排气压力线与 P 轴围合而成的曲边梯形的面积。由于高压级的多方压缩曲线比低压级的多方压缩曲线陡峭,并且压缩机的缸容相同,只有采用第二级压缩压差 Δp_2 小于第一级压缩压差 Δp_1 ,也即第二级压缩比 ε_2 明显小于第一级压缩比 ε_1 的方法,才能实现“第二级压缩的单只压缩机的压缩功 Δw_2 与第一级压缩的单只压缩机的压缩功 Δw_1 基本相等”。

[0154] 第一级压缩和二级压缩之间的中间压力,在 P-V 图上由第二级所有压缩机的吸气量,与第一级所有压缩机汇总的多方压缩过程线的交点决定。在确定的蒸发压力与冷凝压力下,参与第一级压缩的压缩机的数量增多,汇总的排气量和排气压力向上抬升,中间压力也向上移动;参与第一级压缩的压缩机的数量减少,汇总的排气量和排气压力向下降低,中间压力也随之向下移动。同样的,在确定的蒸发压力与冷凝压力下,参与第二级压缩的压缩机的数量增多,汇总的第二级吸气量增加,中间压力也向下移动;参与第二级压缩的压缩机的数量减少,汇总的吸气量减少,中间压力也随之向上移动。因此,热泵式热水机在热水高温段采用两级压缩方式进行制热生产时,其蒸发压力由环境气温决定,其冷凝压力由热水温度决定,其中间压力由第一二级压缩机的数量配置决定。

[0155] 现以环境温度 - 10℃ 时,采用配置 7 台压缩机的空气源热泵机组将水箱中 5℃ 自来水生产成 60℃ 卫生热水为例说明。

[0156] 请参考图 5,一种单双级压缩顺序使用的热泵热水机组,包括水箱 1 和热泵装置,热泵装置包括顺次通过制冷剂管路连接的冷凝器 2、节流装置、蒸发器 5 和压缩机组 6,其中,蒸发器 5 所在的加热装置置于空气中,冷凝器 2 设置在水箱 1 内并位于水箱 1 的底部,节流装置为节流阀 4,在冷凝器 2 与蒸发器 5 之间还设置有中间冷却器、过滤器 3 等装置,本实施例不作具体限制。水箱 1 的上端设置有排气口、进水口,下端设置有出水口,并且在水箱 1 的下端还设置有循环水泵。控制装置包括若干电磁阀,通过各电磁阀的通断来控制压缩机组 6 进行单级并联压缩或重组进行双级串联压缩,其中,压缩机组 6 包括第一压缩机 61、第二压缩机 62、第三压缩机 63、第四压缩机 64、第五压缩机 65、第六压缩机 66 和第七压缩机 67,第一压缩机 61、第二压缩机 62、第三压缩机 63、第四压缩机 64、第五压缩机 65、第

六压缩机 66 相互并联,在热泵装置中,连接第七压缩机 67 的管路有两个,即第一管路和第二管路,第一管路上设置有电磁阀一 7 和电磁阀三 9,第二管路上设置电磁阀二 8:请参考图 6,当电磁阀一 7 和电磁阀三 9 打开、电磁阀二 8 关闭时,第一管路接通,第二管路关闭,第七压缩机 67 与其他六个压缩机并联,称为单级并联压缩;请参考图 7,当电磁阀一 7 和电磁阀三 9 关闭、电磁阀二 8 打开时,第一管路关闭,第二管路接通,第七压缩机 67 与其他六个压缩机串联,即通过电磁阀的开合将压缩机重组形成双级串联压缩。

[0157] 热泵式热水机蒸发器自环境空气吸热,空气的对流传热系数较小,大约在 $25 \sim 120\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$,达到一定的吸热功率所需传热温差较大,一般在 $6 \sim 12^\circ\text{C}$,可取 10°C ;热泵热水机组冷凝器向水箱里的自来水放热,水的对流传热系数很高,大约在 $3500 \sim 9500\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$,达到一定的放热功率所需传热温差较小,一般在 $4 \sim 8^\circ\text{C}$,可取 5°C 。忽略换热器内管路以及换热器、压缩机、节流阀之间的连接管路的阻力,忽略制冷剂气体压缩过程中与活塞、缸套之间的热交换,将复杂的实际过程抽象成简单的循环过程。

[0158] 1、单级压缩阶段

[0159] 当水箱水温处于较低温度期间时,采用 7 台压缩机并行作业模式,实施单级压缩,水温自 $+5^\circ\text{C}$ 循环上升到 $+40^\circ\text{C}$ 。在 2.44atm 蒸发压力(对应于的饱和温度为 -20°C ,比 -10°C 的环境温度低 10°C)下,热泵机组吸入蒸发后适当过热的制冷蒸汽,压缩后排往冷凝器放热。热泵机组的冷凝压力,在水体循环加热的过程中不断走高,自 6.8atm (对应于 10°C 的饱和温度,比水箱中自来水的起始温度 5°C 高出 5°C),逐步上升到 17.3atm (对应的饱和温度为 45°C),压缩比由 2.8 逐步上升到 7.1,压缩机理论排气温度由 35°C 逐步上升到 84°C ,实际上由于压缩机吸气过热度、压缩机余隙系数等因素,排气温度在 120°C 左右;机组制热效率(理论)相应由 7.2 逐步下降到 3.4,实际下降更多一些。

[0160] 由以上可知,在水箱水温自 $+5^\circ\text{C}$ 循环上升到 $+40^\circ\text{C}$ 的过程中,空气源热泵系统相应出现了冷凝压力升高、压缩比升高、压缩机排气温度升高、制热效率降低的“三高一低”的现象。这是单级压缩热泵过程的必然的结果,在水箱热水温度 $< 40^\circ\text{C}$ 时也是可以接受的。

[0161] 2、双级压缩阶段

[0162] 当水箱水温达到 40°C 时,将空气源热泵热水机组的 6 台压缩机并联,编成一级压缩模块,另 1 台压缩机承担二级压缩模块,两个模块串联作业以生产中高温卫生热水。

[0163] 在热水生产的第一阶段即单级压缩阶段,7 台压缩机并行运行到水箱中水温达到 40°C 时,控制系统自动切换,将 6 台压缩机在单级压缩阶段通往冷凝器的管路关闭,并将这 6 台压缩机的排气管路合并,排气合流后输往中间冷却器,在中间冷却器里与从节流装置引入的液态制冷剂换热,放出大部分显热大幅降温之后,再送入第二级压缩模块(即第 7 台压缩机)的吸入口,被二次压缩成高压蒸汽后排入冷凝器,放热液化后节流减压,再进入第一级压缩模块(并联的 6 只压缩机)之前的蒸发器。

[0164] 在这个阶段,第一级压缩模块的蒸发压力依然为 2.44atm ,第二级压缩模块的冷凝压力在水箱水体温度自 40°C 上升到 60°C 的过程中不断走高,自 17.3atm 逐步上升到 27.0atm ,中间压力也随之逐步上升,排气温度相应上升,总压缩比达到 11.1。

[0165] 如果在热水的中高温区继续采用单级压缩的生产方式,则在水箱水体温度自 $+40^\circ\text{C}$ 上升到 $+60^\circ\text{C}$ 的过程中,冷凝压力同样由 17.3 上升到 27.0atm ,机组的理论排气温度将由 84°C 上升到 105°C ,制热效率将由理论上 3.4 下降到 2 以下,由于压缩机的余隙和

泄漏等因素在高压差高压压缩比条件下已变得更加严重,造成此阶段的实际排气温度可达 150℃以上,制热效率下降到 1.5 以下,“热泵”的高能效比和经济性丧失殆尽。

[0166] 但在这个阶段,本实用新型采用两级压缩,热水机的总压缩比 11.1 在两级压缩模块之间进行分解、配置,能够保证整个系统的工况、制热效率处在合理的期间,热水系统的整体工况、效率与单级压缩相比,明显得到改善。

[0167] 请参考图 8,压缩机的实际压缩过程在 P-V 图上是一个介于等温压缩过程与绝热压缩过程(R22 的绝热指数为 1.18)之间的多方过程。第一二级压缩之间的中间压力,在 P-V 图上由第二级所有压缩机的吸气量,与第一级所有压缩机汇总的多方压缩过程线的交点决定。水箱中水温达到 40℃时,控制系统自动切换,将 7 台压缩机中的 6 台在单级压缩阶段通往冷凝器的管路关闭,并将这 6 台压缩机的排气管路合并,排气合流后输往中间冷却器,放出大部分显热大幅降温之后,再送入第二级压缩模块(即第 7 台压缩机)的吸入口,二次压缩成高压蒸汽后排入冷凝器。第一级压缩机吸入的(饱和)蒸汽的状态参数为 -20℃、2.44atm、92.81/kg,按照“第二级压缩机的吸气量与第一级所有压缩机汇总的多方压缩过程线的交点决定中间压力”的要求,制冷剂气体的比容必须压缩到吸气比容 92.81/kg 的 1/6,即 15.471/kg,6 只第一级压缩机的排气量才能与第二级压缩机的吸气量基本匹配。比容为 15.471/kg 的饱和蒸汽压力约为 14.64atm。即第一二级压缩的中间压力为 14.64atm。

[0168] 两级压缩运行模式开始时,第一级吸气压力为 2.44atm,中间压力为 14.64atm,第二级排气压力为 17.3atm;系统总压缩比 7.1,其中第一级压缩比为 6,第二级压缩比为 1.18。其后,第二级压缩的排气压力和系统的总压缩比一路上行,分别达到 27.0、11.1,第一级压缩比稳定在 6 附近,第二级压缩比也随之上行达到 1.8;第二级压缩机的压缩功,由小于第一级单只压缩机的压缩功,上升到持平,再上升到大于第一级单只压缩机的压缩功,整体上实现“第二级压缩的单只压缩机的压缩功 Δw_2 与第一级压缩的单只压缩机的压缩功 Δw_1 基本相等”。

[0169] 在 -10℃以下的环境温度下,使用热泵吸收空气中的能量生产 60℃的卫生热水,在自来水低温区(< 40℃),系统能效比较高(> 4)。在热水的中高温区,本实用新型遵从“第二级压缩对吸入的一定体积气体的压缩功 Δw_2 与第一级压缩对吸入的等量体积气体的压缩功 Δw_1 基本相等;即第二级压缩压差 Δp_2 小于第一级压缩压差 Δp_1 , $\Delta p_2 \approx (0.3 \sim 0.8) \Delta p_1$;也即第二级压缩比 ϵ_2 明显小于第一级压缩比 ϵ_1 ”的原则进行多台压缩机的重组,根本地改善了压缩机的工况,并提高了制热的能效比。在 40~60℃温区,采用本实用新型重组的两级压缩方式进行高温热水生产,第一二级压缩机总功耗与单级压缩时的总功耗相比,开始略有减少,中间基本持平,最后略有上升;热水机冷凝器的总放热量有所减少,减少比例与第二级压缩机数量占系统中压缩机总量的比例相同,大约 1/7;此阶段热泵热水系统的制热系数(能效比)大于 2.5,仅比水箱热水 40℃时单级压缩的制热系数小 14%(1/7)左右,高出相同温区单级压缩热泵热水机组能效比 2/3 以上;低温与中高温二个阶段综合起来,制热系数(能效比) > 3。

[0170] 如果热泵热水系统采用吸气量相差 6 倍左右的大小压缩机组合,本实用新型按照上述压缩机组的一二级压缩模块重组的原则和方法,对大小压缩进行重组,在卫生热水的低温区采用大小压缩机并行单级压缩,在中高温区采用大吸气量压缩机置于第一级、小吸气量压缩机置于第二级、重组成两级压缩,同样可以达到改善压缩机工况、提高机组整体制

热效率的良好效果。

[0171] 如果热泵系统采用中型或大型多缸压缩机,本实用新型按照上述压缩机组的一二级压缩模块重组的原则和方法,对多缸压缩机的汽缸进行重组,在卫生热水的低温区采用多缸并行单级压缩,在中高温区采用多缸重组两级压缩,同样可以达到改善压缩机工况、提高机组整体制热效率的良好效果。

[0172] 如果热泵热水系统采用变频压缩机,特别是在第二级压缩机中使用变频技术,实施本实用新型的压缩机组重组以后,可以进一步提高低压级特别是高压级的吸气量,从而进一步提高系统的出力与运行质量。

[0173] 如果在气温较高的季节,使用热泵热水系统生产更高温度(例如 80℃)的高温热水,实施本实用新型对压缩机组进行重组,在热水的高温区,同样可以达到第一级和第二级压缩机组的压缩比下降,排气温度下降,工况改善,热水系统整体能效比提高的明显效果。

[0174] 如果热泵系统被用于对导热油等流体介质的加热升温,实施本实用新型对压缩机组进行重组,在流体介质的中高温区,同样有第一级和第二级压缩机组的压缩比下降,排气温度下降,工况改善,能效比提高的明显效果。

[0175] 本实用新型的主要创新点在于:

[0176] 第一,对热泵机组的温度进行分区,“因区制宜”。

[0177] 冬季给室内空气制热时,本实用新型将环境温度与室内空气温度进行分区,环境温度 $> 0^{\circ}\text{C}$ 时,制热采用单级压缩;环境温度 $< 0^{\circ}\text{C}$ 时,制热采用单双级压缩顺序使用的热泵方法:将室内空气温度分成低温区($+5^{\circ}\text{C}$ 以下— $+20^{\circ}\text{C}$)和中温区($+20^{\circ}\text{C}$ — $+30^{\circ}\text{C}$ 以上),对应的热泵的运行模式,相应设置为单级压缩和双级压缩。

[0178] 冬季生产卫生热水时,本实用新型将所生产的卫生热水温度进行分区,分成中低温区($+5^{\circ}\text{C}$ — $+40^{\circ}\text{C}$)和中高温区($+40^{\circ}\text{C}$ — $+60^{\circ}\text{C}$),对应的热泵的运行模式,相应设置为单级压缩和双级压缩。

[0179] 如此“因区制宜”,提高热泵运行的针对性与灵活性。

[0180] 第二,创设了包括多只与单只压缩机分级组合的“非常 6+1”在内的压缩机配置方法

[0181] 本实用新型遵从“第二级压缩对吸入的一定体积气体的压缩功 Δw_2 与第一级压缩对吸入的等量体积气体的压缩功 Δw_1 基本相等;即第二级压缩压差 Δp_2 小于第一级压缩压差 Δp_1 , $\Delta p_2 \approx (0.3 \sim 0.8) \Delta p_1$;也即第二级压缩比 ε_2 明显小于第一级压缩比 ε_1 ”的原则,进行多台压缩机的重组。

[0182] 这种重组的原则和方法,在 -10°C 以下的室外环境温度下给室内空气制热的过程中,当室内空气温度达到 20°C 时,将系统中的大吸气量压缩机(体积吸气量约为小压缩机的 5.5 倍)作为第一级压缩,而将小吸气量压缩机作为第二级压缩,然后再将第一、二级压缩串联。这种与“非常 6+1”类似的重组方法,创设了大小压缩机分级组合的压缩机配置模式,提高了实际应用的可能性和操作性,根本解决了冬季单级压缩空气源热泵空调的吸排气压差增高、压缩比过高、压缩机排气温度过高、制热效率严重降低的“三高一低”现象。这种重组的原则和方法,在 -10°C 以下的室外环境温度下生产 60°C 的卫生热水的过程中,当热水温度达到 40°C 时,将由多只压缩机构成的系统中的大多数压缩机(约 6/7)并联作为第一级压缩,而将余下的少数压缩机(约 1/7)并联(如果还有 2 只以上)作为第二级压缩,然后再将第

一、二级压缩串联。这种“非常 6+1”的重组方法,创设了多只压缩机与单只压缩机分级组合的压缩机配置模式,提高了实际应用的可能性和操作性,根本解决了单级压缩空气源热泵热水系统的吸排气压差增高、压缩比过高、压缩机排气温度过高、制热效率严重降低的“三高一低”现象,使“双级高温热泵”从概念变为现实。

[0183] 第三,冬季 -10°C 条件下的双级压缩热泵机组能效比,高出相同温区单级压缩模式 1/3 以上

[0184] 由于采用了双级压缩,每一级的压缩比和压缩机排气温度均有较大下降,热泵空调机组、热泵热水机组的整体工况得到显著改善,在室内空气的中温区、热水中高温区的制热系数(能效比)大于 2.5,高出相同温区单级压缩热泵热水机组能效比 1/3 以上。

[0185] 第四,提高了原有机组的利用系数。

[0186] 在冬季低温严寒条件下,使用热泵空调机组和热泵热水机组制热时,当室内空气或卫生热水温度达到设定的中间值(室内空气 20°C 、卫生热水 40°C),对前阶段的单级压缩机组进行重组,转变成两级压缩的模式。重组过程中,不增加新的专门的第二级压缩机组,不增加新的换热器、水泵、风机,只对原有的压缩机组和配套设备进行重组,提高了原有机组的利用系数。

[0187] 在本实用新型中,在冬季低温严寒条件下,热泵制热效率高出相同温区单级压缩热泵热水机组能效比 1/3 以上,可达到 3.0 以上。本实用新型中,两级压缩阶段压缩机组工况的改善与制热效率的提高,根本原因在于:

[0188] 1、变分散为集约

[0189] 将多个压缩机大压差大压缩比的单级压缩运行中,与电机设计不匹配并且运行效率已经大幅降低的高压区进行合并,统一由新的吸气量只有第一级压缩总吸气量 1/6 左右的第二级压缩机执行,变分散为集约,原单级压缩末端恶化了的压缩工况和压缩效率,得到改善和提升;

[0190] 2、泄漏通道的宽度与动力(压差)均大为降低

[0191] 单级压缩时,压缩机高低压之间的泄漏,发生在多个压缩机内存在相对机械运动的界面之间,并且推动泄漏的动力(压缩机吸排气压差)很大,造成高低压之间的泄漏量很大。压缩机组重组为“非常 6+1”的两级压缩后,高低压之间制冷剂气体泄漏通道的宽度与泄漏的动力(压差)均大为降低,泄漏量大为减少。不仅泄漏量大为减少,所泄漏到中间压力区域的制冷剂气体焓值相对较高,减少了再次压缩的功耗。

[0192] 综上所述,实施本实用新型的有益之处在于:

[0193] 本实用新型遵从“第二级压缩对吸入的一定体积气体的压缩功 Δw_2 与第一级压缩对吸入的等量体积气体的压缩功 Δw_1 基本相等;即第二级压缩压差 Δp_2 小于第一级压缩压差 Δp_1 , $\Delta p_2 \approx (0.3 \sim 0.8) \Delta p_1$;也即第二级压缩比 ε_2 明显小于第一级压缩比 ε_1 ”的原则,进行多台压缩机的重组,将热泵空调机组、热泵热水机组由单级压缩模式,在室温、水温达到设定的中间值后,重组为两级压缩模式,串联运行,可使第一级和第二级压缩机的压缩比下降,排气温度下降,工况改善,能效比提高,达到 3 以上,高出相同温区单级压缩热泵空调机组、热泵热水机组能效比 1/3 以上,从而使热泵技术在更宽广的环境温度范围和更高的制热温度范围得到推广应用。

[0194] 以上公开的仅为本申请的一个具体实施例,但本申请并非局限于此,任何本领域

的技术人员能思之的变化,都应落在本申请的保护范围内。

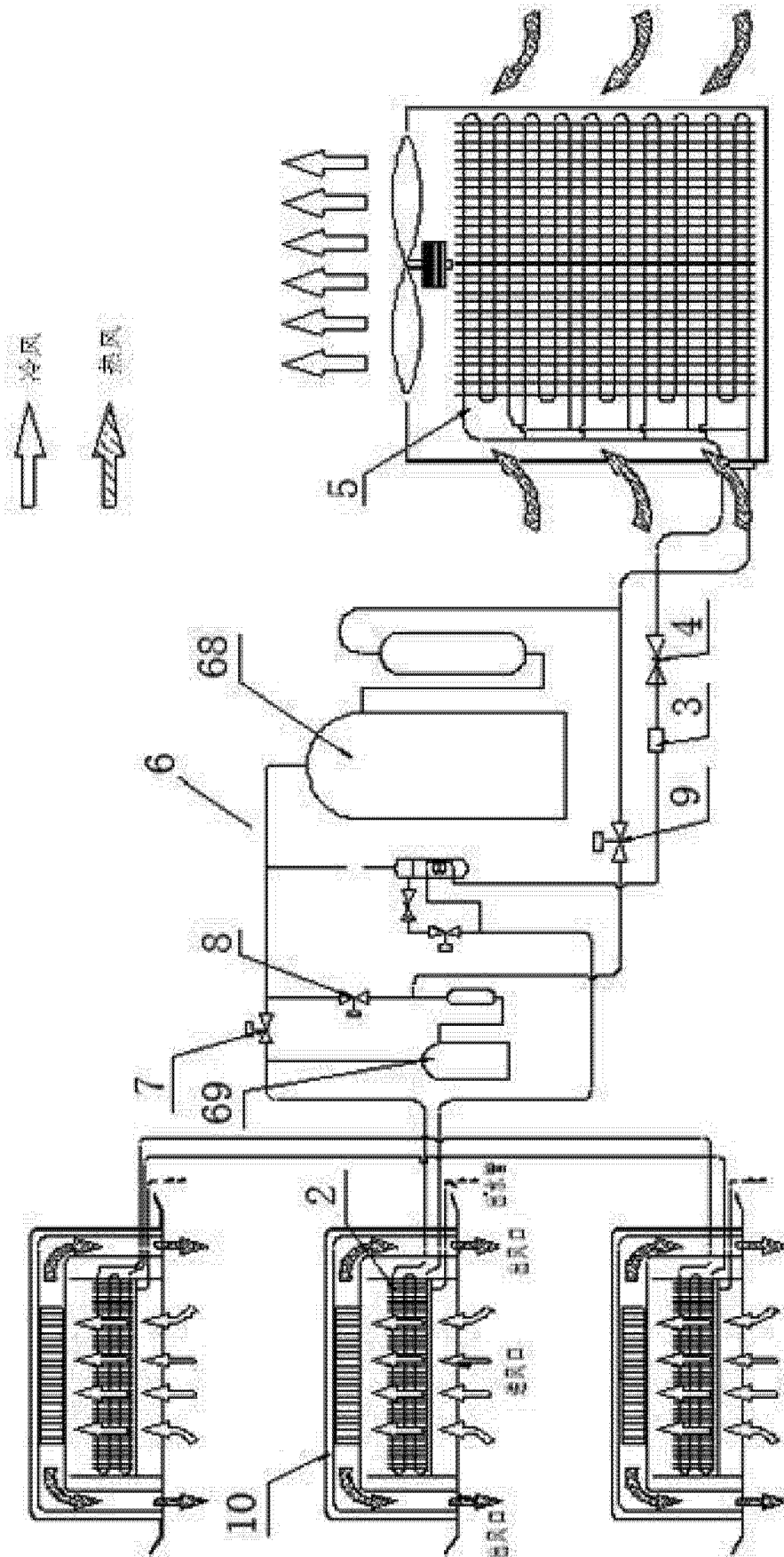


图 1

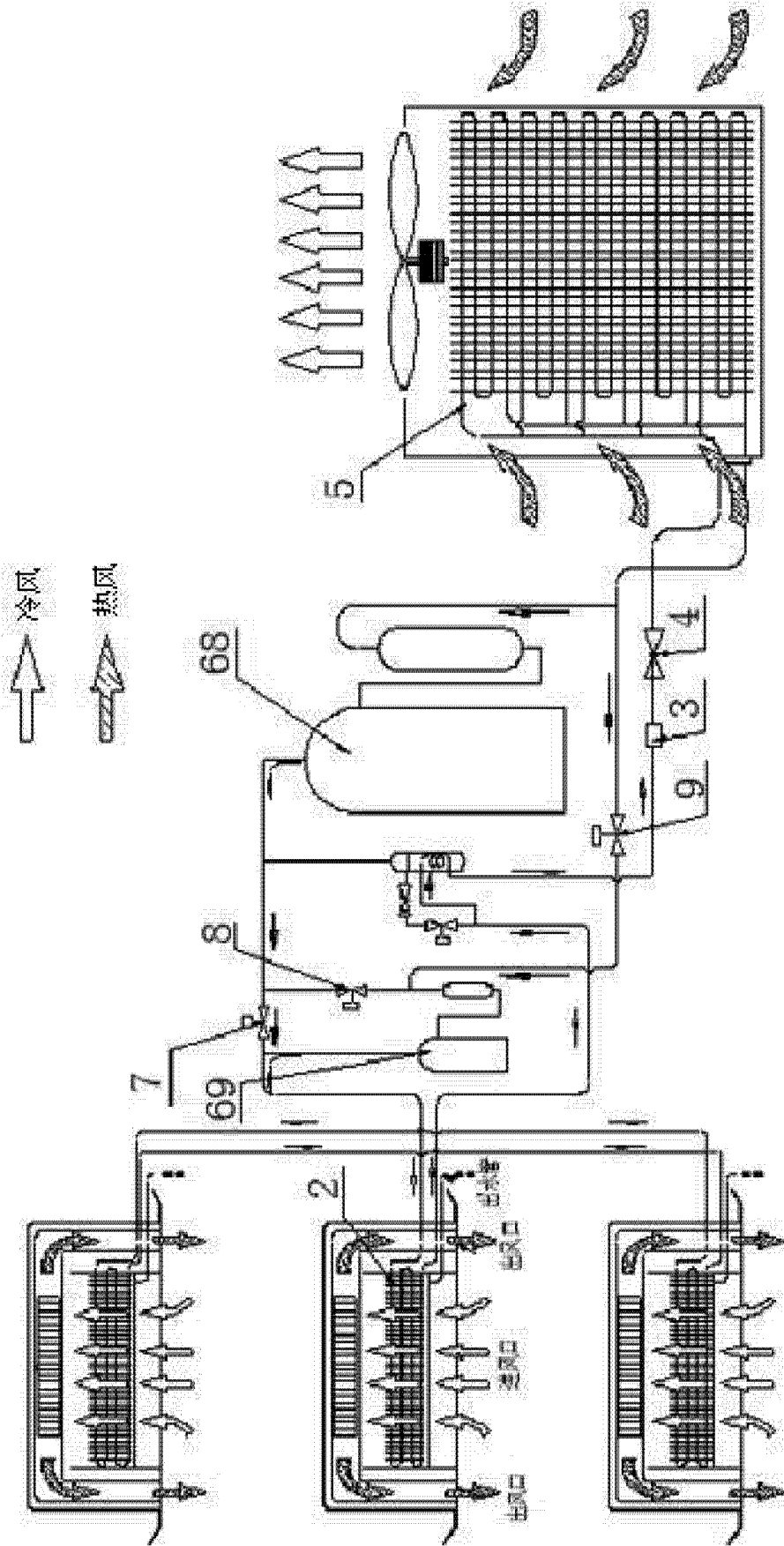


图 2

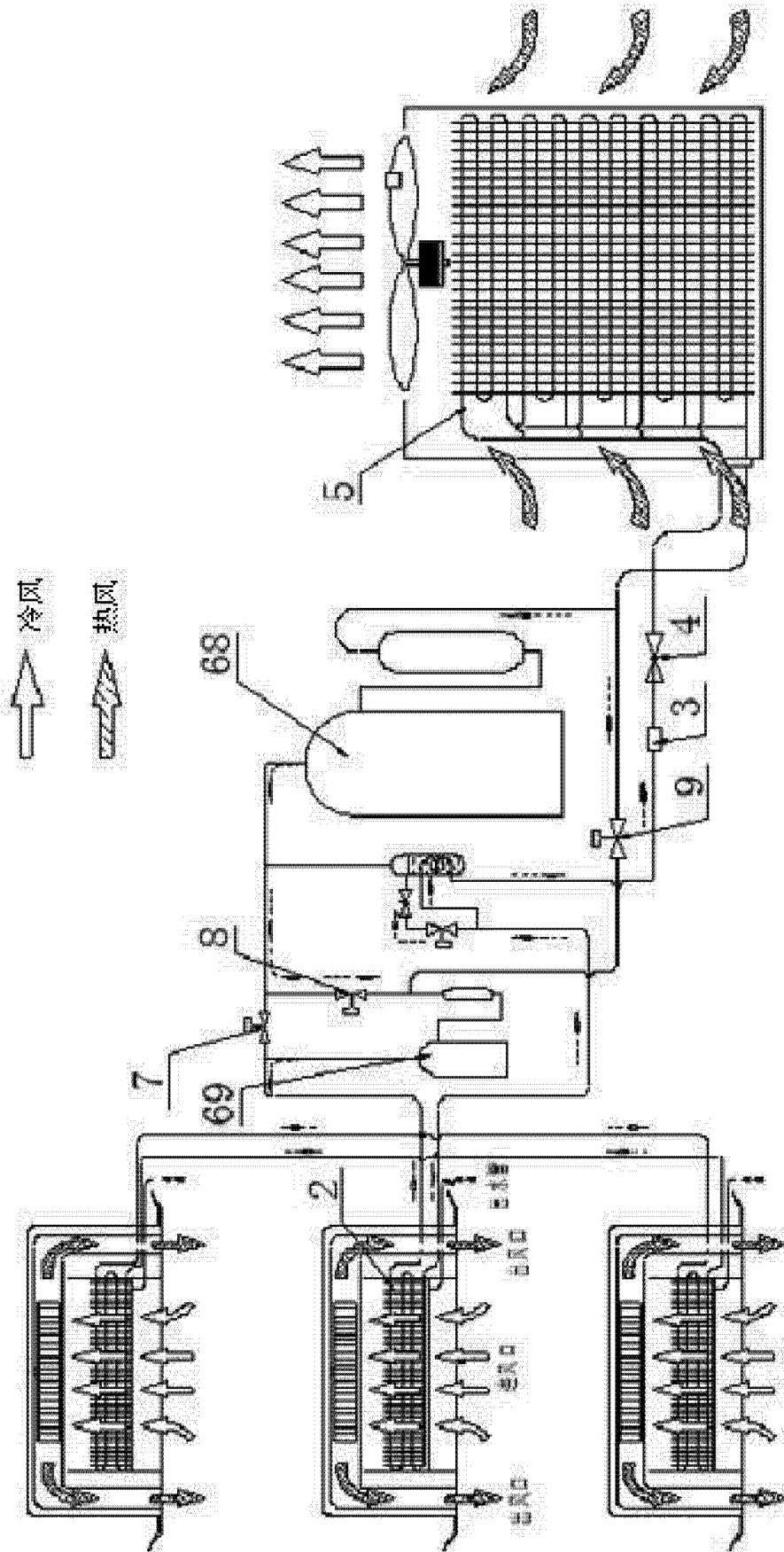


图 3

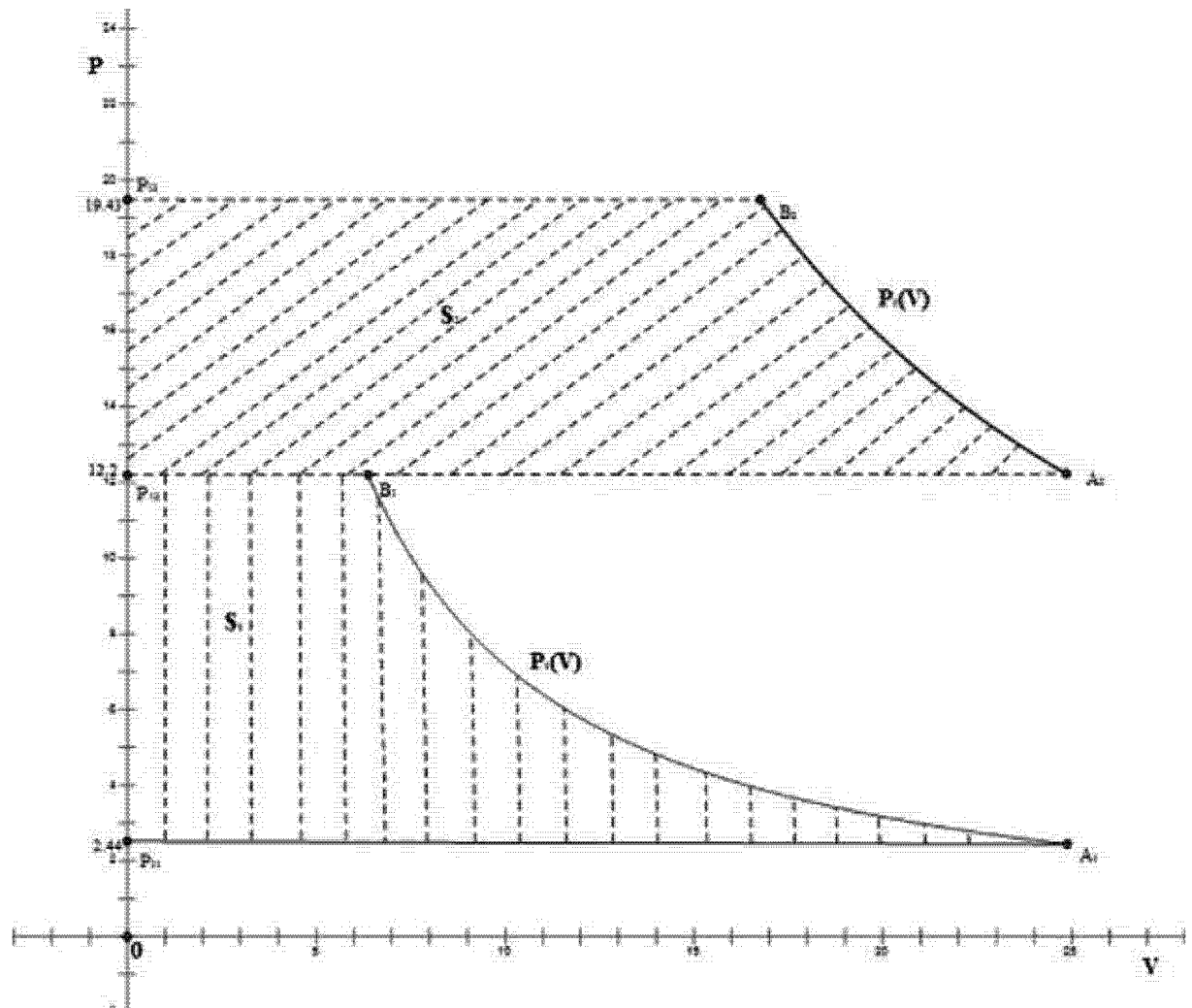


图 4

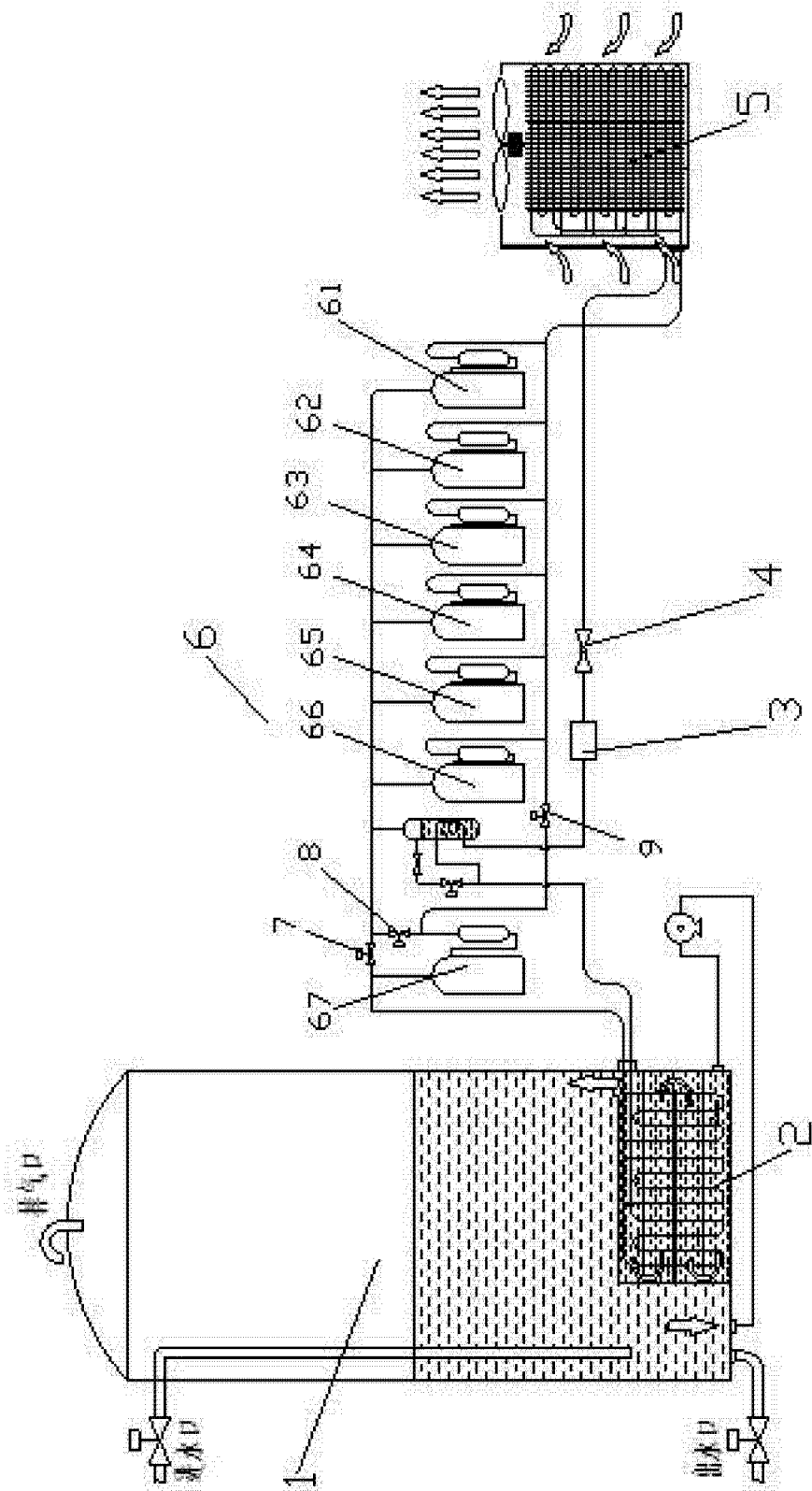


图 5

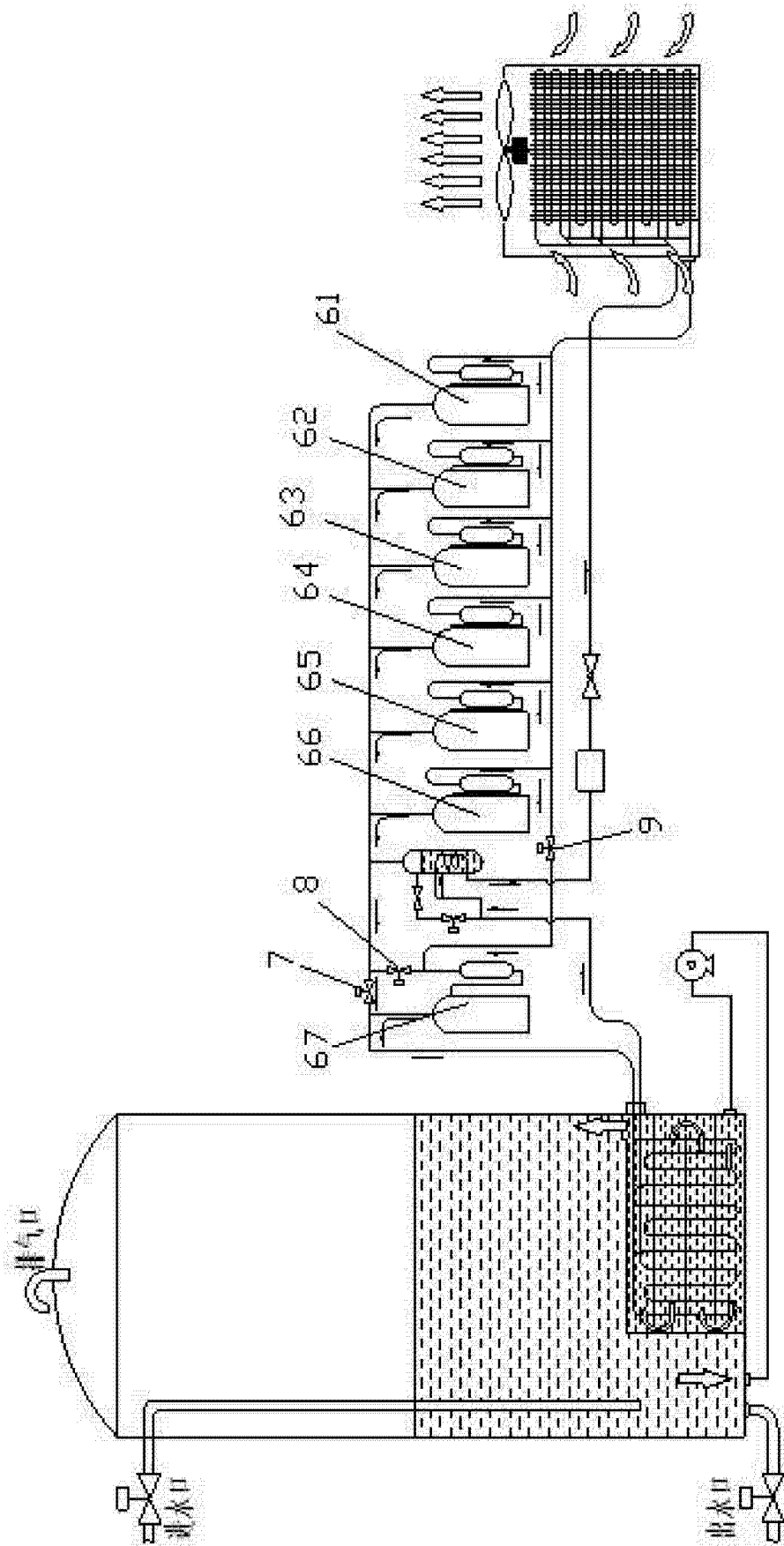


图 6

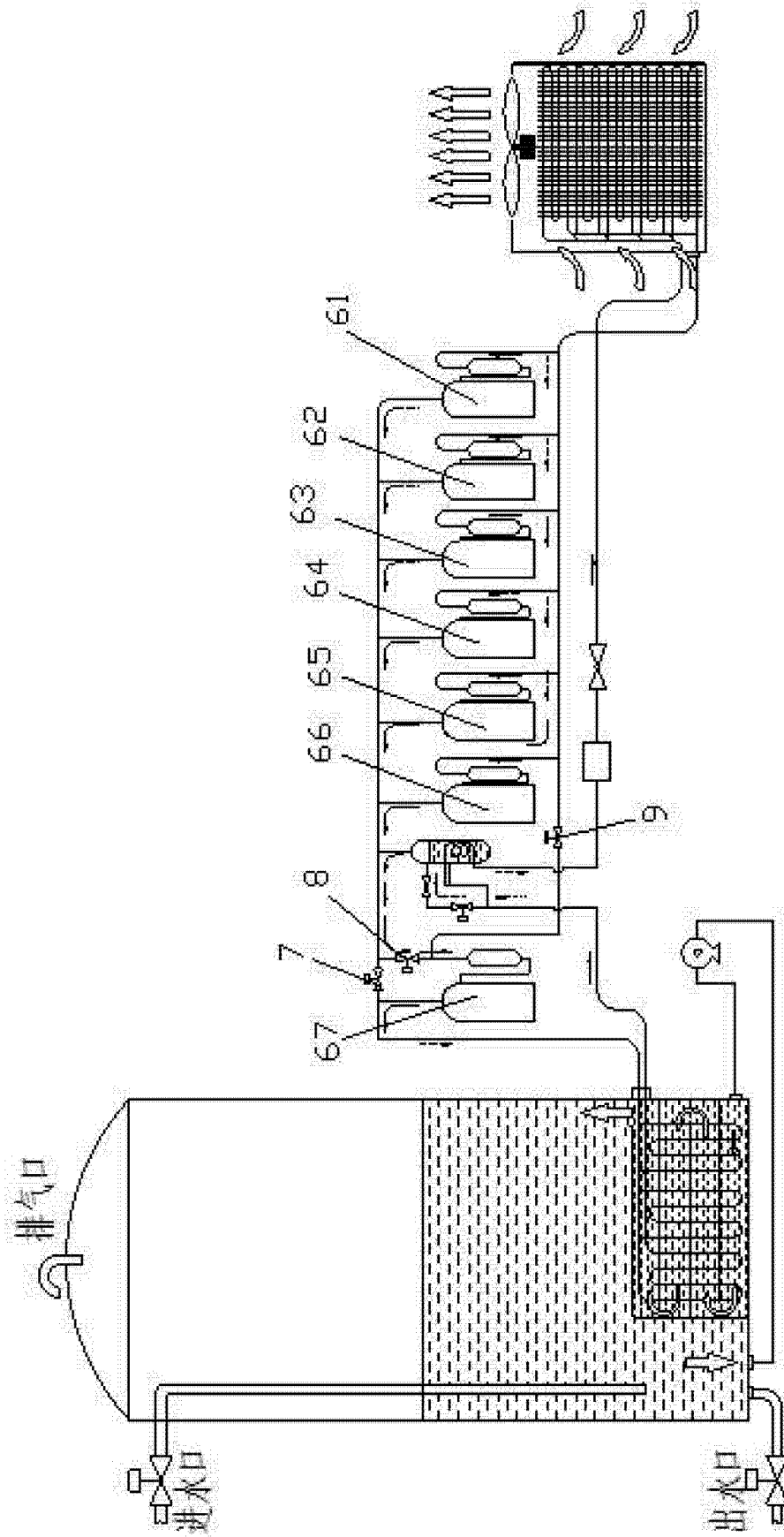


图 7

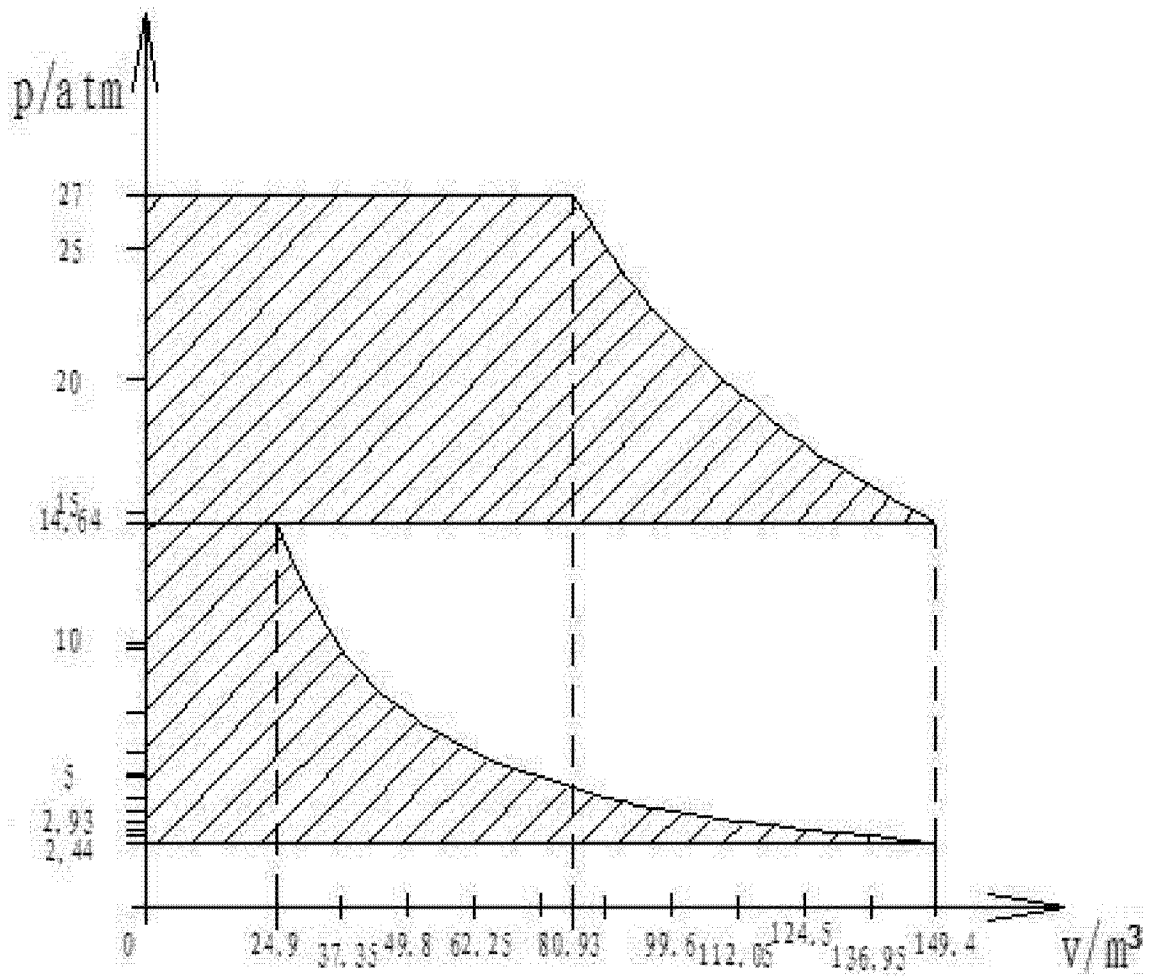


图 8