

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl⁷

F25B 1/00

F25B 41/00 C09K 5/04

C10M131/04



[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 01808346.3

[43] 公开日 2003 年 6 月 18 日

[11] 公开号 CN 1425121A

[22] 申请日 2001.3.30 [21] 申请号 01808346.3

[30] 优先权

[32] 2000. 4. 19 [33] JP [31] 118225/2000

[86] 国际申请 PCT/JP01/02837 2001.3.30

[87] 国际公布 WO01/79767 日 2001.10.25

[85] 进入国家阶段日期 2002.10.18

[71] 申请人 大金工业株式会社

地址 日本大阪府

[72] 发明人 道明伸夫

[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利
商标事务所

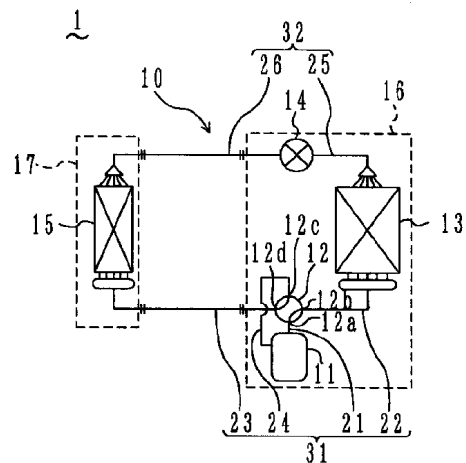
代理人 何腾云

权利要求书 5 页 说明书 21 页 附图 6 页

[54] 发明名称 制冷装置

[57] 摘要

一种制冷装置，由气侧配管 31 和热侧配管 32 依次将压缩机 11、四通换向阀 12、室外热交换器 13、膨胀阀 14 以及室内热交换器 15，连接起来，即构成制冷剂回路 10。在制冷剂回路 10 中充填 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75 重量%以上的 R32/R125 混合制冷剂。使用添加了极压添加剂的合成油作制冷机油。额定制冷功率小于、等于 5KW 时，由内径小于 4.75mm 的配管形成液侧配管 32。



ISSN 1008-4274

1. 一种制冷装置，其中：

它使用 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75%以上的混合制冷剂，添加极压添加剂作制冷机油。

2. 一种制冷装置，其中：

它包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机(11)的制冷剂回路(10)，并且额定制冷功率在 5KW 以下；

上述制冷剂回路(10)的液侧配管(32)由内径小于 4.75mm 的配管形成。

3. 一种制冷装置，其中：

它包括以 R32 单制冷剂或含量在 75%以上的混合制冷剂作制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机(11)在内的制冷剂回路(10)，并且额定制冷功率在 5KW 以下；

上述制冷剂回路(10)的液侧配管(32)由内径为 3.2mm~4.2mm 的配管形成。

4. 一种制冷装置，其中：

它包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机(11)在内的制冷剂回路(10)，并且额定制冷功率在 5KW 以下；

上述制冷剂回路(10)的液侧配管(32)由内径为 3.5mm~3.9mm 的配管形成。

5. 一种制冷装置，其中：

它包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机(11)在内的制冷剂回路(10)，并且额定制冷功率在 5KW 以下；

上述制冷剂回路(10)的液侧配管(32)由内径为 3.6mm~3.8mm 的配管形成。

6. 一种制冷装置，其中：

它包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机(11)在内的制冷剂回路(10)，并且额定制冷功率大于 5KW 且小于、等于 18KW；

上述制冷剂回路(10)的液侧配管(32)由内径小于 7.92mm 的配管形成。

7. 一种制冷装置，其中：

它包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机(11)在内的制冷剂回路(10)，并且额定制冷功率大于 18KW 且小于、等于 22.4KW；

上述制冷剂回路(10)的液侧配管(32)由内径小于 11.1mm 的配管形成。

8. 一种制冷装置，其中：

它包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机(11)在内的制冷剂回路(10)，并且额定制冷功率大于 5KW 且小于、等于 22.4KW；

上述制冷剂回路(10)的液侧配管(32)由内径在 5.4mm~7.0mm 的配管形成。

9. 一种制冷装置，其中：

它包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机(11)在内的制冷剂回路(10)，并且额定制冷功率大于 5KW 且小于、等于 22.4KW；

上述制冷剂回路(10)的液侧配管(32)由内径为 5.7mm~6.7mm 的配管形成。

10. 一种制冷装置，其中：

它包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机(11)在内的制冷剂回路(10)，并且额定制冷功率大于 5KW 且小于、等于 22.4KW；

上述制冷剂回路(10)的液侧配管(32)由内径为 6.0mm~6.4mm 的配管形成。

11. 一种制冷装置，其中：

它包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括使用树脂材料为电动机油的压缩机 11 在内的制冷剂回路 10，并且额定制冷功率大于 22.4KW；

上述制冷剂回路 10 的液侧配管 32 由内径小于 13.88mm 的配管形成。

12. 一种制冷装置，其中：

它包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机(11)在内的制冷剂回路(10)，并且额定制冷功率大于 22.4KW；

上述制冷剂回路(10)的液侧配管(32)由内径为 7.5mm~9.8mm 的配管形成。

13. 一种制冷装置，其中：

它包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机(11)在内的制冷剂回路(10)，并且额定制冷功率大于 22.4KW；

上述制冷剂回路(10)的液侧配管(32)由内径为 7.8mm~9.5mm 的配管形成。

14. 一种制冷装置，其中：

它包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机(11)在内的制冷剂回路(10)，并且额定制冷功率大于 22.4KW；

上述制冷剂回路(10)的液侧配管(32)由内径为 8.1mm~9.1mm 的配管形成。

15. 一种制冷装置，其中：

它包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机(11)在内的制冷剂回路(10)，并且额定制冷功率在 3.2KW 以下；

上述制冷剂回路(10)的气侧配管(31)由内径小于 7.92mm 的配管形成。

16. 一种制冷装置，其中：

它包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75%以上的混合制冷剂为制冷

剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机(11)在内的制冷剂回路(10),并且额定制冷功率大于 3.2KW 且小于、等于 5KW,其中:

上述制冷剂回路(10)的气侧配管(31)由内径小于 11.1mm 的配管形成。

17. 一种制冷装置,其中:

它包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机(11)在内的制冷剂回路(10),并且额定制冷功率大于 5KW 且小于、等于 9KW;

上述制冷剂回路(10)的气侧配管(31)由内径小于 13.88mm 的配管形成。

18. 一种制冷装置,其中:

它包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机(11)在内的制冷剂回路(10),并且额定制冷功率大于 9KW 且小于、等于 18KW;

上述制冷剂回路(10)的气侧配管(31)由内径小于 17.05mm 的配管形成。

19. 一种制冷装置,其中:

它包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机(11)在内的制冷剂回路(10),并且额定制冷功率大于 18KW 且小于、等于 22.4KW;

上述制冷剂回路(10)的气侧配管(31)由内径小于 23.4mm 的配管形成。

20. 一种制冷装置,其中:

它包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括使用树脂材料为电动机油的压缩机(11)在内的制冷剂回路(10),并且额定制冷功率大于 22.4KW;

上述制冷剂回路(10)的气侧配管(31)由内径小于 26.18mm 的配管形成。

21. 一种制冷装置,其中:

它包括制冷剂回路(10)的制冷装置,该制冷剂回路(10)包括使用了树

脂材料作电动机的绝缘材料的压缩机(11)和室内热交换器(15)，且以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75%以上的混合制冷剂作制冷剂形成制冷循环；

上述室内热交换器(15)的传热管由内径小于 5.87mm 的传热管形成。

22. 一种制冷装置，其中：

它包括制冷剂回路(10)的制冷装置，该制冷剂回路(10)包括使用了树脂材料作电动机的绝缘材料的压缩机(11)和室外热交换器(13)，且以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环；

上述室外热交换器(13)的传热管由内径小于 6.89mm 的传热管形成。

23. 一种制冷装置，其中：

它包括制冷剂回路(10)的制冷装置，该制冷剂回路(10)包括使用了树脂材料作电动机的绝缘材料的压缩机(11)和室外热交换器(13)，且以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环；

上述室外热交换器(13)的传热管由内径小于 7.99mm 的传热管形成。

24. 根据权利要求第 1 项至第 23 项中的任一项所述的制冷装置，其中：

压缩机(11)使用合成油作制冷机油。

25. 根据权利要求第 2 项至第 14 项中的任一项所述的制冷装置，其中：

液侧配管(32)是连接室内机组(17)和室外机组(16)的液侧连接配管。

26. 根据权利要求第 15 项至第 20 项中的任一项所述的制冷装置，其中：

气侧配管(31)是连接室内机组(17)和室外机组(16)的气侧连接配管。

27. 根据权利要求第 1 项至第 24 项中的任一项所述的制冷装置，其中：

混合制冷剂是 R32 和 R125 的混合制冷剂。

28. 根据权利要求第 1 项至第 24 项中的任一项所述的制冷装置，其中：

制冷剂是 R32 单制冷剂。

制冷装置

技术领域

本发明涉及制冷装置，特别涉及使用了 R32 单制冷剂或 R32 混合制冷剂的制冷装置。

技术背景

众所周知，现有的制冷装置中，有包括压缩机、冷凝器、减压机构以及蒸发器的制冷剂回路，该制冷剂回路以 R22 等 HCFC 系制冷剂为制冷剂形成制冷循环。由于构成该制冷剂回路的构成部件中，特别是压缩机起到使制冷剂升压的重要作用，故为工作顺利，需要电动机油。

另一方面，使用了 HFC 系制冷剂的制冷装置，用合成油作电动机。

发明内容

一解决课题一

很多情况下，在上述的制冷装置的制冷机油中添加极压添加剂。在压缩机的滑动面处于高温状态、且有水分时，该极压添加剂会水解，其润滑性降低。而且，水解了的劣化物，不融解于制冷剂中，而是作为淤渣析出在膨胀阀和毛细管中，结果导致制冷剂回路的流路堵塞。

另外，氯系极压添加剂会由于水解产生盐酸等腐蚀性物质。

上述空气和水分是在制造制冷剂回路的构成部件时，在安装现场安装时混入的。故，为减少它们的混入量，制造时需要改良制造方法、制造工艺，加强质量管理等。安装时、需要提高抽成真空后的真空度，延长抽真空的时间，以及提高真空泵的性能等。

因此，在制冷机油中添加极压添加剂的制冷装置中，希望进一步提高其可靠性和操作简便性。

本发明就是鉴于以上问题而开发出来的，其目的是：提高制冷装置的

可靠性和操作简便性。

为了达成上述目的，本发明，用树脂材料作压缩机中的电动机的绝缘材料，同时还使用了压力损失比 R22 等制冷剂小的 R32 单制冷剂或 R32 混合制冷剂。

本发明是基于以下理由完成的。即，由于 R32 单制冷剂或 R32 混合制冷剂的制冷效果优于 R22、R407C 或 R410A，所以为获得同样的制冷性能所需的制冷循环量少于 R22 等制冷剂。因此，R32 单制冷剂或 R32 混合制冷剂流过相同路径时的压力损失小于 R22 等制冷剂。

制冷剂配管中有液侧配管。液侧配管例如是从冷凝器出口到蒸发器入口间的配管。即使压力损失增加，只要该液侧配管上的在减压装置(毛细管、膨胀阀等)的控制范围内，也不会导致装置性能下降。此外，使用了 R32 单制冷剂或 R32 混合制冷剂时，制冷剂回路的高低压力差最高约为使用了 R22 时的 1.6 倍。这样就使制冷剂压力损失的允许范围扩大。因此，使用了 R32 单制冷剂或 R32 混合制冷剂时，不会造成装置性能下降，能使液侧配管比现有的更细。

另一方面，制冷剂配管中有排出配管、吸入配管。排出配管，例如是位于压缩机喷出侧和冷凝器入口间的配管，而吸入配管例如是位于蒸发器出口和压缩机吸入侧间的配管。虽然该排出配管、吸入配管的压力损失，对装置性能的影响较大，但若使用 R32 单制冷剂或 R32 混合制冷剂，和现有情况相比压力损失下降。这样，只要使用了 R32 单制冷剂或 R32 混合制冷剂，即使配管直径变小，排出配管和吸入配管就能把装置的性能在现有水平上。此外，R32 单制冷剂或 R32 混合剂除了能够保持优于现有装置的性能之外，还可使配管直径更小。

另外，对于热交换器，作为能够左右其性能的重要因素，是相当于制冷剂压力损失部分的饱和温度差。由于 R32 单制冷剂和 R32 混合制冷剂的压力损失较小，即使热交换器的传热管的直径变小，上述饱和温度差也能够与现有的相等。而且，由于 R32 单制冷剂和 R32 混合制冷剂的导热率高于现有的，所以即使传热管的直径变小，也能够将热交换能力保持在较高水平上。

如上所述，本案发明人发现了：使用了 R32 单制冷剂和 R32 混合制冷

剂以后，即使制冷剂配管和热交换器的传热管做得更细，而使制冷剂回路的内容积更小，性能上也没有问题。另一方面，混到制冷剂回路内的空气、水分的量和制冷剂回路的内容积成正比例增加。于是，在本发明中，通过使用 R32 单制冷剂和 R32 混合制冷剂来减小制冷剂回路的内容积，减少混到制冷剂回路的空气、水分的量，以防止压缩机内的电动机的绝缘材料劣化。

更详细地说，在制冷装置中的制冷机油中添加极压添加剂。也就是说，制冷机油中添加了极压添加剂，以便防止在压缩机的滑动部处于高温且高压状态时所产生的磨耗和烧接。

特别是，因为 HFC 系制冷剂不含有氯原子，所以 CFC 系制冷剂和 HCFC 系制冷剂没有有效发挥地极压作用。该极压作用是指通过制冷剂中的氯原子和压缩机的滑动部的铁起反应，形成极压膜。上述 HFC 系制冷剂不形成该极压膜。

因此，非常需要在 HFC 系制冷剂中，添加极压添加剂。补充一下，既可以使用磷酸酯、亚磷酸酯等含磷酸有机化合物之外，还可以使用含氯、硫等的有机化合物作该极压添加剂。

另一方面，在制造制冷剂回路的构成机器、现场安装该装置时，空气和水分会混入到制冷剂回路内。

如果压缩机的滑动面为高温状态且有水分，上述极压添加剂就发生水解，导致润滑性的降低。再说，水解了的劣化物不溶解于制冷剂中，而是作为淤渣析出在膨胀机构的膨胀阀和毛细管中，结果导致制冷剂回路的流路堵塞。

如上所述，本发明使用了 R32 单制冷剂和 R32 混合制冷剂，使制冷剂回路的内容积小一些。由此减少了混入制冷剂回路的空气、水分的量，防止了压缩机中的电动机的绝缘材料的劣化。

另外，氯系极压添加剂会由于水解的作用产生盐酸等腐蚀性物质。

具体来说，第 1 方面的发明为：使用 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75wt/% 以上的混合制冷剂，添加极压添加剂作制冷机油。

其他方面的发明的对象为：包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75wt/% 以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添

加了极压添加剂的压缩机 11 的制冷剂回路 10, 并且额定制冷功率在 5KW 以下的制冷装置。上述制冷剂回路 10 的液侧配管 32 由内径小于 4.75mm 的配管形成。

其他发明的对象为: 包括以 R32 单制冷剂或含量在 75wt/%以上的混合制冷剂作制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机 11 在内的制冷剂回路 10, 并且额定制冷功率在 5KW 以下的制冷装置。上述制冷剂回路 10 的液侧配管 32 由内径为 3.2mm~4.2mm 的配管形成。

其他方面的发明的对象为: 包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75wt/%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机 11 在内的制冷剂回路 10, 并且额定制冷功率在 5KW 以下的制冷装置。上述制冷剂回路 10 的液侧配管 32 由内径为 3.5mm~3.9mm 的配管形成。

其他方面的发明的对象为: 包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75wt/%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机 11 在内的制冷剂回路 10, 并且额定制冷功率在 5KW 以下的制冷装置。上述制冷剂回路 10 的液侧配管 32 由内径为 3.6mm~3.8mm 的配管形成。

其他方面的发明的对象为: 包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75wt/%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机 11 在内的制冷剂回路 10, 并且额定制冷功率大于 5KW 且小于、等于 18KW 的制冷装置。上述制冷剂回路 10 的液侧配管 32 由内径小于 7.92mm 的配管形成。

其他方面的发明的对象为: 包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75wt/%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机 11 在内的制冷剂回路 10, 并且额定制冷功率大于 18KW 且小于、等于 22.4KW 的制冷装置。上述制冷剂回路 10 的液侧配管 32 由内径小于 11.1mm 的配管形成。

其他方面的发明的对象为: 包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75wt/%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添

加了极压添加剂的压缩机 11 在内的制冷剂回路 10，并且额定制冷功率大于 5KW 且小于、等于 22.4KW 的制冷装置。上述制冷剂回路 10 的液侧配管 32 由内径在 5.4mm~7.0mm 的配管形成。

其他方面的发明的对象为：包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75wt/%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机 11 在内的制冷剂回路 10，并且额定制冷功率大于 5KW 且小于、等于 22.4KW 的制冷装置。上述制冷剂回路 10 的液侧配管 32 由内径为 5.7mm~6.7mm 的配管形成。

其他方面的发明的对象为：包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75wt/%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机 11 在内的制冷剂回路 10，并且额定制冷功率大于 5KW 且小于、等于 22.4KW 的制冷装置。上述制冷剂回路 10 的液侧配管 32 由内径为 6.0mm~6.4mm 的配管形成。

其他方面的发明的对象为：包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75wt/%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括使用树脂材料为电动机油的压缩机 11 在内的制冷剂回路 10，并且额定制冷功率大于 22.4KW 的制冷装置。上述制冷剂回路 10 的液侧配管 32 由内径小于 13.88mm 的配管形成。

其他方面的发明的对象为：包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75wt/%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机 11 在内的制冷剂回路 10，并且额定制冷功率大于 22.4KW 的制冷装置。上述制冷剂回路 10 的液侧配管 32 由内径为 7.5mm~9.8mm 的配管形成。

其他方面的发明的对象为：包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75wt/%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机 11 在内的制冷剂回路 10，并且额定制冷功率大于 22.4KW 的制冷装置。上述制冷剂回路 10 的液侧配管 32 由内径为 7.8mm~9.5mm 的配管形成。

其他方面的发明的对象为：包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75wt/%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添

加了极压添加剂的压缩机 11 在内的制冷剂回路 10，并且额定制冷功率大于 22.4KW 的制冷装置。上述制冷剂回路 10 的液侧配管 32 由内径为 8.1mm~9.1mm 的配管形成。

其他方面的发明的对象为：包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75wt/%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机 11 在内的制冷剂回路 10，并且额定制冷功率在 3.2KW 以下的制冷装置。上述制冷剂回路 10 的气侧配管 31 由内径小于 7.92mm 的配管形成。

其他方面的发明的对象为：包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75wt/%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机 11 在内的制冷剂回路 10，并且额定制冷功率大于 3.2KW 且小于、等于 5KW 的制冷装置。上述制冷剂回路 10 的气侧配管 31 由内径小于 11.1mm 的配管形成。

其他方面的发明的对象为：包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75wt/%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机 11 在内的制冷剂回路 10，并且额定制冷功率大于 5KW 且小于、等于 9KW 的制冷装置。上述制冷剂回路 10 的气侧配管 31 由内径小于 13.88mm 的配管形成。

其他方面的发明的对象为：包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75wt/%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机 11 在内的制冷剂回路 10，并且额定制冷功率大于 9KW 且小于、等于 18KW 的制冷装置。上述制冷剂回路 10 的气侧配管 31 由内径小于 17.05mm 的配管形成。

其他方面的发明的对象为：包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75wt/%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括在制冷机油中添加了极压添加剂的压缩机 11 在内的制冷剂回路 10，并且额定制冷功率大于 18KW 且小于、等于 22.4KW 的制冷装置。上述制冷剂回路 10 的气侧配管 31 由内径小于 23.4mm 的配管形成。

其他方面的发明的对象为：包括以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75wt/%以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环、且包括使用树脂材料为

电动机油的压缩机 11 在内的制冷剂回路 10，并且额定制冷功率大于 22.4KW 的制冷装置。上述制冷剂回路 10 的气侧配管 31 由内径小于 26.18mm 的配管形成。

其他方面的发明的对象为：包括制冷剂回路 10 的制冷装置，该电动机回路 10 包括使用了树脂材料作电动机的绝缘材料的压缩机 11 和室内热交换器 15，且以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75wt/% 以上的混合制冷剂作制冷剂形成制冷循环。上述室内热交换器 15 的传热管由内径小于 5.87mm 的传热管形成。

其他方面的发明的对象为：包括制冷剂回路 10 的制冷装置，该制冷剂回路 10 包括使用了树脂材料作电动机的绝缘材料的压缩机 11 和室外热交换器 13，且以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75wt/% 以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环。上述室外热交换器 13 的传热管由内径小于 6.89mm 的传热管形成。

其他方面的发明的对象为：包括制冷剂回路 10 的制冷装置，该制冷剂回路 10 包括使用了树脂材料作电动机的绝缘材料的压缩机 11 和室外热交换器 13，且以 R32 单制冷剂或 R32 含量在 75wt/% 以上的混合制冷剂为制冷剂形成制冷循环。上述室外热交换器 13 的传热管由内径小于 7.99mm 的传热管形成。

上述压缩机 11 也使用合成油作电动机油。

上述液侧配管 32 也可以是连接室内机组 17 和室外机组 16 的液侧连接配管。

上述气侧配管 31 也可以是连接室内机组 17 和室外机组 16 的气侧连接配管。

上述混合制冷剂最好是 R32 和 R125 的混合制冷剂。

上述制冷剂也可以是 R32 单制冷剂。

—发明的效果—

因此，依照本发明，由于能够减小制冷剂回路 10 的内容积，所以可减少混入制冷剂回路 10 的空气和水分的量。其结果，能够防止添加到制冷机油中的极压添加剂的水解，和它润滑性的降低。特别是，水解了的劣化物不在膨胀阀和毛细管内析出来作淤渣，确实能够防止制冷剂回路 10

的流路堵塞。

另外，能够防止氯系的极压添加剂中的盐酸等腐蚀性物质的发生。

另外，能够防止压缩机 11 中的电动机的绝缘材料劣化。因此，能够防止上述电动机烧坏同时，也能够防止在压缩机 11 的滑动部位发生磨耗、烧接。还有，能够防止在毛细管等膨胀机构 14 中产生堵塞等。因此，能够减少次品率。

另外，由于很少有水分混入上述制冷剂回路 10 的等的可能性，所以，很容易对制造、安装进行管理，就能提高制造和安装的简便性。

另外，在使用合成油作制冷机油时，能提高装置的可靠性。

附图的简单说明

图 1 为空调装置的制冷剂回路图。

图 2 为莫利尔线图。

图 3 为表示传热管内径比的计算结果的一个表。

图 4 为带槽管的剖面图。

图 5 为莫利尔线图。

图 6 为表示液侧配管内径比的计算结果的一个表。

图 7 为表示额定制冷功率下，R22 用气侧配管和液侧配管的管径的图。

图 8 为表示额定制冷功率下气侧配管和液侧配管的细直径比的图。

图 9 为表示 R22 用铜管和 R32 用铜管的关系的图。

图 10 为表示地球温暖化系数的一个表。

最佳实施方式

以下，根据附图对本发明的实施方式进行说明。

一空调装置的结构一

如图 1 所示，本实施方式所涉及的制冷装置是由将作为热源机组的室外机组 16 和作为利用机组的室内机组 17 连接起来而构成的空调装置 1。空调装置 1 的制冷剂回路 10 可以 R32 单制冷剂(以下称为 R32 单制冷剂)为制冷剂，也可以含量大于、等于 75wt/%且小于 100wt/%的 R32 和 R125 混合制冷剂(R32 含量较高的混合制冷剂，以下称为 R32 / R125 混合制冷

剂)为制冷剂。

上述冷剂回路 10 是形成蒸气压缩式制冷循环的制冷剂回路，通过作为制冷剂配管的气侧配管 31 和液侧配管 32，依序将压缩机 11、四通转向阀 12、作为热源侧热交换器的室外热交换器 13、作为膨胀机构的膨胀阀 14 及作为利用侧热交换器的室内热交换器 15 连接起来，机构成立。

具体来讲，压缩机 11 的排出侧和四通换向阀 12 的第一接口 12a 通过第一气侧配管 21 相连。四通换向阀 12 的第二接口 12b 和室外热交换器 13 通过第二气侧配管 22 相连。室外热交换器 13 和膨胀阀 14 通过第一液侧配管 25 相连。膨胀阀 14 和室外热交换器 15 通过第二液侧配管 26 相连。室内热交换器 15 和四通换向阀 12 的第三接口 12c 通过第三气侧配管 23 相连。四通换向阀 12 的第四接口 12d 和压缩机 11 的吸入侧通过第四气侧配管 24 相连。

上述压缩机 11、第一气侧配管 21、四通换向阀 12、第二气侧配管 22、室外热交换器 13、第一液侧配管 25、膨胀阀 14 和第四气侧配管 24 和未图示的室外送风机一起被纳入在室外机组 16 中。另一方面，室内热交换器 15 和未图示的室内送风机一起被纳入在室内机组 17 中。第二液侧配管 26 及第三气侧配管 23 的一部分，构成了连接室外机组 16 和室内机组 17 的所谓连接配管。

上述压缩机 11 中使用了合成油作制冷机油。该合成油，例如有醚油和酯油，还有烷基苯油。

另外，在上述电动机油中，添加有极压添加剂。除可使用磷酸酯、亚磷酸酯等含磷的有机化合物以外，还可使用含氯、硫的有机化合物等作该极压添加剂。

另一方面，在上述压缩机 11 中，电动机被纳入壳体中，未示。在该电动机中，使用了绝缘纸、引导线以及绑扎线等绝缘材料。该绝缘材料例如有聚对苯二甲酸乙酯(PET)、聚萘二甲酸乙二醇酯(PEN)、聚苯硫醚树脂(PPS)、聚对苯二甲酸丁二醇酯(PBT)、聚醚醚酮(PEEK)、聚酰胺酰亚胺树脂(PAI)或聚亚胺等。

也就是说，上述绝缘纸、引导线以及绑扎线等中使用了上述树脂材料。另外，例如上述绝缘纸中使用了 PET，引导线中使用了 PPS，电动机中使

用了多种树脂材料。

上述醚油和烷基苯油，会被空气氧化而劣化。上述酯油，由于水分的混入发生水解。由于空气或水分的作用，任一种合成油都会引起总酸值上升。

另外，上述电动机中的任一种树脂材料拉伸强度等强度，在总酸值上升时都会下降。最坏的时候会烧坏电动机。

还有，因为 PET、PEN 以及 PBT 分子中含有酯键，所以如果有水分，由于运转的温度上升的作用，会引起水解，助长劣化。

另一方面，为了防止在压缩机 11 的滑动部位发生磨耗及烧接，在电动机油中加上了极压添加剂。特别是，因为 R32 等 HFC 系制冷剂不包含氯原子而没有极压作用，所以在电动机油中加上了极压添加剂。

在压缩机 11 的滑动面处于高温状态、且有水分时，该极压添加剂会水解，它的润滑性会降低，而作为淤渣在膨胀阀 14 上析出来。如果它是含氯的极压添加剂，还会产生腐蚀性物质。

于是，如下所述，使用 R32 单制冷剂或 R32 / R125 混合制冷剂，使制冷剂回路 10 的内容积变小，从而减少空气、水分的混入量。

—热交换器的结构—

由于 R32 单制冷剂或 R32 / R125 混合制冷剂的单位体积制冷效果比 R22 大，所以，发挥规定能力所需的制冷剂循环量比使用 R22 时的要少。因此，在热交换器的传热管的内径一定的情况下，R32 单制冷剂或 R32 / R125 混合制冷剂的制冷剂循环量就较少，这样管内的压力损失就比使用 R22 时的要小。

一般情况下，如果减小热交换器的传热管的内径，整个装置的性能就会由于传热面积的减小、制冷剂压力损失的增加而下降。但是，在使用了 R32 单制冷剂或 R32 / R125 混合制冷剂的情况下，由于传热管内的制冷剂侧的导热率大于 R22，所以，即使管内压力损失增大到和使用 R22 时相等的程度，整个装置的性能也能够与 R22 持平或更好。

然而，制冷剂回路 10 中制冷剂存量最多的部分是室外热交换器 13。因此，通过细化室外热交换器 13 的传热管，就可有效地减小制冷剂的填充量。此外，细化传热管后，还可减少制冷剂回路 10 的内容积。细化传

热后，还可使室外热交换器 13 和室内热交换器 15 的体积变小，而促进室外机组 16 和室内机组 17 的小型化。

因此，本空调装置 1 中的室外热交换器 13 和室内热交换器 15 的传热管管径都被细化，其标准是使管内压力损失与 R22 持平。具体来说，本发明的空调装置 1 考虑了相当于传热管内的压力损失部分的制冷剂饱和温度的变化量，为使该温度变化量与 R22 持平，对室外热交换器 13 和室内热交换器 15 的传热管内径尺寸进行了设定。

— 传热管结构的基本原理 —

以下，对构成室外热交换器 13 和室内热交换器 15 的传热管的基本原理进行具体说明。

如图 2 所示，为使相当于蒸发制冷剂的配管压力损失的饱和温度变化量 ΔT_e 达到与传统装置的 R22 的饱和温度变化量相同的水平，对室外热交换器 13 和室内热交换器 15 的各传热管进行了设定。即，

$$\Delta T_e = \text{Const.} \quad \dots\dots(1)$$

这里， ΔP : 配管压力损失(kPa)

L: 配管长度(m)

G: 制冷剂循环量(kg / s)

A: 流路截面积(m²)

λ : 损耗系数

d: 配管内径(m)

ρ_s : 压缩机吸入的制冷剂密度(kg / m³)

上述饱和温度变化量 ΔT_e 由下式表示。

$$\Delta T_e = \left\{ \frac{\Delta T}{\Delta P} \right\} \times \Delta P_e \quad \dots\dots(2)$$

采用以下的圆管磨擦损失公式可算出压力损失 ΔP 。

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{G^2}{2 \cdot \rho_s \cdot A^2} \quad \dots\dots(3)$$

若设制冷能力 $Q=G \times \Delta h$ 一定不变，则

$$\Delta P \propto \frac{G^2}{\rho s \cdot d^5} \propto (\Delta h^2 \cdot \rho s \cdot d^5)^{-1} \quad \dots\dots(4)$$

Δh : 制冷效果(kJ / kg)

由上述(2)式和(4)式可导出下式。

$$\Delta T_e \propto \left\{ \frac{\Delta T}{\Delta P} \right\} \times (\Delta h^2 \cdot \rho s \cdot d^5)^{-1} \quad \dots\dots(5)$$

因此, 从上述(1)式、(5)式以及 R22 和 R32 的物性值, 可按下式求出 R32 用传热管和 R22 用传热管的内径比, 即传热管的管径比。

$$\left. \begin{aligned} \left\{ \frac{\Delta T}{\Delta P} \right\}_{22} \times (\Delta h_{22}^2 \cdot \rho s_{22} \cdot d_{22}^5)^{-1} &= \left\{ \frac{\Delta T}{\Delta P} \right\}_{32} \times (\Delta h_{32}^2 \cdot \rho s_{32} \cdot d_{32}^5)^{-1} \\ \frac{d_{32}}{d_{22}} &= \left(\left(\frac{\Delta h_{32}}{\Delta h_{22}} \right)^2 \times \frac{\rho s_{32}}{\rho s_{22}} \times \left(\left\{ \frac{\Delta T}{\Delta P} \right\}_{32} \right)^{-1} \right)^{-1/5} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots(6)$$

图 3 表示将各物性值代入上述式(6)后得到的计算结果。零提一下, 计算过程中, 假设蒸发温度 T_e 为 2°C , 冷凝温度 T_c 为 49°C , 蒸发器出口的过热度 $SH=5^\circ\text{C}$, 冷凝器出口的过冷度 $SC=5^\circ\text{C}$ 。

从上述计算结果可看出, R32 单制冷剂的传热管管径被细化到 R22 用传热管的 0.76 倍左右。R32 / R125 混合制冷剂用传热管的管径被细化到 R22 用传热管的 0.76~0.8 倍左右。另外, 作为参考, 对其他替代制冷剂也进行了同样计算, 其结果是, 得不到 R32 这样的细径化效果(参考图 3)。

基于上述原理, 与 R22 用传热管相比, 本实施例中的空调装置 1 中使用了具有以下内径的传热管。

即, 使用 R32 单制冷剂时, 室内热交换器 15 的传热管由内径为 4.7mm~5.9mm 的传热管形成, 室外热交换器 13 的传热管由内径为 5.4mm~6.7mm 的传热管形成。

另一方面, 使用 R32 / R125 混合制冷剂时, 室内热交换器 15 的传热管由内径为 4.7mm~6.2mm 的传热管形成, 室外热交换器 13 的传热管由内径为 5.4mm~7.1mm 的传热管形成。

虽然各传热管的内径小于上述数值范围时，制冷剂填充量会进一步减少，但制冷剂的压力损失会过大。另一方面，虽然各传热管的内径大于上述数值范围时，制冷剂压力损失会减少，且装置的效率会提高，但 R32 的使制冷剂填充量减少的效果便却变小。

因此，在本实施例中，为达到平衡，将室外热交换器 13 及室内热交换器 15 的传热管的内径设定在上述数值范围内。

当然，根据装置的使用条件等，为能够更好地发挥出使 R32 的特性，可对上述数值范围进行进一步的限定。

例如，使用 R32 单制冷剂时，室内热交换器 15 的传热管由内径为 4.9mm~5.7mm 的传热管形成，室外热交换器 13 的传热管由内径为 5.6mm~6.5mm 的传热管形成。

再进一步，使用 R32 单制冷剂时，室内热交换器 15 的传热管由内径为 5.1mm~5.5mm 的传热管形成，室外热交换器 13 的传热管由内径为 5.8mm~6.3mm 的传热管形成。

使用 R32 / R125 混合制冷剂时，室内热交换器 15 的传热管由内径为 4.9mm~6.0mm 的传热管形成，室外热交换器 13 的传热管由内径为 5.6mm~6.9mm 的传热管形成。

再进一步，使用 R32 / R125 混合制冷剂时，室内热交换器 15 的传热管由内径为 5.2mm~5.7mm 的传热管形成，室外热交换器 13 的传热管由内径为 5.9mm~6.6mm 的传热管形成。

当传热管为内面平滑管时，传热管内径指扩管后的管内径。另外，如图 4 所示，当传热管为内面带槽管时，传热管内径是指扩管后的外径减去底部厚度的 2 倍而得到的值，即内径 $d_i = d_o - 2t$ 。

可使用铜管、铝管等各种传热管作传热管。由于本实施例中的室外热交换器 13 和室内热交换器 15 作为一种与空气进行热交换的空气热交换器，是由铜管和铝翼形成的板翼式热交换器，所以，其中的传热管由铜管构成。

一 制冷剂配管的结构一

另外，上述空调装置 1 中，为了达到减小制冷剂回路 10 的内容积的目的，不仅使热交换器 13，15 的传热管管径细径化，还使制冷剂回路 10

的制冷剂配管的管径细径化。

如上所述，在 R22 用制冷剂配管中直接使用 R32 单制冷剂或 R32 / R125 混合制冷剂时，制冷剂的压力损失会减少。因此，即使减小制冷剂回路 10 的液侧配管 32 的内径，管内压力损失增加到与使用 R22 时相同的水平，装置的性能也可维持在现有的水平上。于是，上述本空调装置 1 中，通过将液侧配管 32 的管径细化管内压力损失与 R22 持平的程度，做到了能维持作装置的性能的同时，减少了制冷剂回路 10 的内容积。

另外，本实施例中，气侧配管 31 和现有的 R22 用气侧配管相同。但是，为了减少制冷剂回路 10 的内容积，也细化使气侧配管 31 的管径就更理想了。

一制冷剂配管的结构的基本原理一

以下，对构成上述液侧配管 32 的基本原理进行说明。

为使液侧配管 32 的压力损失占从冷凝器出口到蒸发器入口的制冷剂的的压力下降量的百分比与 R22 时相同，对液侧配管 32 进行了设计。即，使用图 5 所示的符号下式成立。

$$\frac{(P_{co} - P_{vi}) + (P_{vo} - P_{bi})}{(P_{co} - P_{ei})} = Const. \quad \dots\dots(7)$$

这里， ΔP : 配管压力损失(kPa)

L: 配管长度(m)

G: 制冷剂循环量(kg / s)

A: 流路截面积(m²)

λ : 损耗系数

d: 配管内径(m)

ρ_s : 压缩机吸入的制冷剂密度(kg / m³)。

采用以下的圆管磨擦损耗公式可算出上述(7)式的分子的各项。

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{G^2}{2 \cdot \rho_s \cdot A^2} \quad \dots\dots(8)$$

这里，设能力 $Q=G \times \Delta h$ 一定，由上式(8)可导出下式。

$$\Delta P \propto \frac{G^2}{\rho_s \cdot d^5} \propto (\Delta h^2 \cdot \rho_s \cdot d^5)^{-1} \quad \dots\dots(9)$$

Δh : 制冷效果(kJ / kg)

然后, 可导出下式。

$$(P_{co} - P_{vi}) + (P_{vo} - P_{bi}) \propto (\Delta h^2 \cdot \rho_s \cdot d^5)^{-1} \quad \dots\dots(10)$$

由上述式(7)和式(10)可导出下式。

$$\frac{(P_{co} - P_{vi}) + (P_{co} - P_{bi})}{(P_{co} - P_{ei})} \propto \frac{(\Delta h^2 \cdot \rho_s \cdot d^5)^{-1}}{(HP - LP)} \quad \dots\dots(11)$$

因此, 从上述(7)式、(11)式以及 R22 和 R32 的物性值, 可按照下式求出 R32 用传热管和 R22 用传热管的内径比。

$$\left. \begin{aligned} \frac{(\Delta h_{22}^2 \cdot \rho_{s22} \cdot d_{22}^5)^{-1}}{(HP_{22} - LP_{22})} &= \frac{(\Delta h_{32}^2 \cdot \rho_{s32} \cdot d_{32}^5)^{-1}}{(HP_{32} - LP_{32})} \\ \frac{d_{32}}{d_{22}} &= \left(\left(\frac{\Delta h_{32}}{\Delta h_{22}} \right)^2 \times \frac{\rho_{s32}}{\rho_{s22}} \times \frac{(HP_{32} - LP_{32})}{(HP_{22} - LP_{22})} \right)^{-1/5} \end{aligned} \right\} \dots\dots(12)$$

图 6 表示将各物性值代入上述式(12)的计算结果。补充以下, 在进行上述计算时, 假设蒸发温度 T_e 为 2°C , 冷凝温度 T_c 为 49°C , 蒸发器出口的过热度 $SH=5^\circ\text{C}$, 冷凝器出口的过冷度 $SC=5^\circ\text{C}$ 。

从上述计算结果可看出, R32 单一制冷剂的液侧配管 32 的管径可缩小到 R22 的液侧配管的 0.76 倍左右。R32 / R125 混合制冷剂中的 R32 含量只要在 75wt/% 以上, 则液侧配管的管径液可缩小到 R22 的 0.76~0.8 倍左右。另外, 作为参考, 对其他替代制冷剂也进行了同样计算, 其结果是, R32 的液侧配管的管径最小(参考图 6)。

图 7 表示每个额定制冷功率下现有的使用了 R22 的装置中的气侧配管和液侧配管的管径(外径)。

上述本空调装置 1 中, 根据额定制冷功率, 所用的气侧配管 31 的管径与上述 R22 用气侧配管的相同, 而所用的液体配管 32 的管径比上述 R22 用液侧配管的细。

图 8 表示气侧配管内径 d_g 对液侧配管内径 d_l 之比, 即内径比(=气侧配管内径 d_g / 液侧配管内径 d_l)。本空调装置 1 中, 根据额定制冷功率,

使用了具有以下内径比的气侧配管 31 和液侧配管 32。

即额定制冷功率大于 5KW 且小于、等于 9KW 时，使用上述内径比为 2.1~3.5 的气侧配管 31 和液侧配管 32。额定制冷功率小于、等于 5KW 或大于 9KW 时，使用上述内径比为 2.6~3.5 的气侧配管 31 和液侧配管 32。

额定制冷功率小于、等于 5KW 时，使用内径为 3.2mm~4.2mm 的配管作为液侧配管 32。额定制冷功率大于 5KW 且小于 22.4KW 时，使用内径为 5.4mm~7.0mm 的配管作为液侧配管 32。额定制冷功率大于、等于 22.4KW 时，使用内径为 7.5mm~9.8mm 的配管作为液侧配管 32。

虽然上述内径比或液侧配管 32 的内径小于上述数值范围时，制冷剂填充量进一步减少，但装置性能降低。虽然上述内径比或液侧配管 32 的内径大于上述数值范围，制冷剂压力损失减少，且装置的效率有所提高，但制冷剂填充量减少的效果变小。

因此，在本实施例中，为了在保持装置性能的同时还能够充分减少制冷剂的填充量，将气侧配管 31 和液侧配管 32 设定在上述数值范围内。

此外，根据装置的使用条件等，为更有效地利用 R32 的特性，还可对上述数值范围进行进一步限定。

例如，额定制冷功率大于 5KW 且小于、等于 9KW 时，上述内径比可以在 2.4~3.2 的范围内。额定制冷功率小于、等于 5KW 或大于 9KW 时，上述内径比也可以在 2.8~3.3 的范围内。

进一步来讲，额定制冷功率大于 5KW 且小于、等于 9KW 时，上述内径比可以在 2.6~3.0 的范围内。额定制冷功率小于、等于 5KW 或大于 9KW 时，上述内径比可以在 2.9~3.1 的范围内。

此外，额定制冷功率小于、等于 5KW 时，液侧配管 32 的内径可以在 3.5mm~3.9mm 的范围内。额定制冷功率大于 5KW 且小于、等于 22.4KW 时，液侧配管 32 的内径可以在 5.7mm~6.7mm 的范围内。额定制冷功率大于、等于 22.4KW 时，液侧配管 32 的内径可以在 7.8mm~9.5mm 的范围内。

进一步来讲，额定制冷功率小于、等于 5KW 时，液侧配管 32 的内径可以在 3.6mm~3.8mm 的范围内。额定制冷功率大于 5KW 且小于、等于

22.4KW 时，液侧配管 32 的内径可以在 6.0mm~6.4mm 的范围内。额定制冷功率大于、等于 22.4KW 时，液侧配管 32 的内径可以在 8.1mm~9.1mm 的范围内。

但是，到目前为止，从成本较低且处理容易的角度考虑，制冷剂配管大多使用铜管。由于铜管有多种标准件，所以，利用既有的标准件，可使制冷剂配管 31, 32 的低成本化。因此，为了降低装置成本，最好通过组合标准件来达到上述内径比的要求，液侧配管 32 和气侧配管 31 都仅由标准件构成。

图 9 是 R22 用铜管(JISB8607)的规格和日本制冷空调工业会提出的(日冷工案)R32 用高压配管的规格的比较图。

由以上计算结果算出的最佳内径比是，使用 R32 单一制冷剂时为 0.76，使用 R32 含量为 75wt/%的 R32 / R125 混合制冷剂时为 0.80。从上述图 9 可看出，只要在最佳内径比的±10wt/%的范围内，通过组合标准件，很容易地实现该内径比。

例如，使用 $\phi 9.5\text{mm}$ 的标准化配管作 R22 用配管的情况，在使用 R32 时，用 $\phi 8.0\text{mm}$ 的标准化配管就可以了。因此，通过组合标准件就能很容易地完成本实施例。

一 空调装置的运转情况一

以下，根据制冷剂回路 10 中的制冷剂循环情况对所述空调装置 1 的运转情况进行说明。

空调装置在进行制冷运转时，四通换向阀 12 被设定在图 1 所示的实线一侧。即，四通换向阀 12 处于第一接口 12a 和第二接口 12b 连通，同时第三接口 12c 和第四接口 12d 连通的状态。

在此状态下，从压缩机 11 喷出的气体制冷剂流入第一气侧配管 21、四通换向阀 12 和第二气侧配管 22，在室外热交换器 13 中冷凝。从室外热交换器 13 流出的液体制冷剂流入第一液侧配管 25，经膨胀阀 14 减压成为气液二相制冷剂。从膨胀阀 14 流出的二相制冷剂又流入第二液侧配管 26，在室内热交换器 15 中与室内空气进行热交换而蒸发，将室内空气冷却。从室内热交换器 15 流出的气体制冷剂流过第三气侧配管 23、四通换向阀 12 和第四气侧配管 24，被吸到压缩机 11 中。

另一方面，空调装置在进行制热时，四通换向阀 12 被设定在图 1 所示的虚线一侧。即，四通换向阀 12 处于第一接口 12a 和第四接口 12d 连通，第二接口 12b 和第三接口 12c 连通的状态。

在此状态下，从压缩机 11 喷出的气体制冷剂流过第一气侧配管 21、四通换向阀 12 和第三气侧配管 23 而流入室内热交换器 15 中。流入室内热交换器 15 内的制冷剂与室内空气进行热交换而冷凝，室内空气被加热。从室内热交换器 15 流出的液体制冷剂流过第二液侧配管 26 经膨胀阀 14 减压转成气液二相制冷剂。从膨胀阀 14 流出的二相制冷剂又流过第一液侧配管 25 在室外热交换器 13 中蒸发。从室外热交换器 13 流出的气体制冷剂流过第二配管 22、四通换向阀 12 和第四气侧配管 24，而被吸到压缩机 11 中。

— 实施例的效果 —

如上所述，本实施例中，在使用 R32 单制冷剂或 R32 / R125 制冷剂作为制冷剂的同时，还使室外热交换器 13 及室内热交换器 15 的传热管和液侧配管 32 比现有更细。所以，根据本实施例，可在保持装置性能的前提下，缩小制冷剂回路 10 的内容积，还能够抑制水分等混入制冷剂回路 10 中。

结果，能够防止添加在制冷机油中的极压添加剂水解，或它的润滑性降低。特别是，水解了的劣化物不会在膨胀阀 14 中作为淤渣析出来，能够完全防止制冷剂回路 10 的流路堵塞。

另外，能够防止氯系极压添加剂产生盐酸等腐蚀性物质。

另外，由于很少有水分混入上述制冷剂回路 10 的等的可能性，所以，很容易对制造、安装进行管理，就能够提高制造和安装的简便性。

另外，在使用合成油作制冷机油时，能够提高装置的可靠性。也就是说，即使使用合成油作制冷机油，回路也很少会由于析出淤渣而堵塞，装置的可靠性就很高。此外，由于水分等混到制冷剂回路 10 中的可靠性较小，所以，较容易进行制造和安装时的质量管理。

另外，由于制冷回路 10 的内容积小，所以，可减少制冷剂填充量，还可抑制地球变暖。由于传热管变得更细，所以可达到室外热交换器 13 和室内热交换器 15 的低成本化和小型化，还可使室内机组 17 和室外机组

16 小型化。

另外，能够防止上述压缩机 11 中的电动机的绝缘材料的劣化。其结果，能防止烧坏上述电动机，同时能防止压缩机 11 的滑动部位的磨耗、烧接。还有，能防止膨胀阀 14 的堵塞等。因此，能够减少次品率。

一发明的其他实施方式一

本发明，除了通过细化气侧配管 31 和液侧配管 32，可得到减小制冷剂回路 10 的内容积的效果之外，仅仅使气侧配管 31 变细，也可收到这种效果。

为细径化对象的气侧配管 31，不必是全部(第一气侧配管 21、第二气侧配管 22、第三气侧配管 23 和第四气侧配管 24)都变得更细，可以只有部分变细。同样，为细径化对象的液侧配管 32，也不必是全部(第一液侧配管 25、和液侧配管 26)都变得更细，可以只有部分变细。

可以与图 7 所示的值不同的 R22 用液侧配管的值为基准，把液侧配管 32 的管径(外径或内径)设定得小于这些值。

具体来讲，额定制冷功率小于、等于 5KW 时，液侧配管 32 由管径小于 4.75mm 的配管形成。

额定制冷功率大于 5KW 且小于、等于 18KW 时，液侧配管 32 由管径小于 7.92mm 的配管形成。

额定制冷功率大于 18KW 但小于、等于 22.4KW 时，液侧配管 32 由管径小于 11.1mm 的配管形成。

额定制冷功率大于 22.4KW 时，液侧配管 32 由管径小于 13.88mm 的配管形成。

也可以与图 7 所示的不同的 R22 用气侧配管的值为基准，把气侧配管 31 的管径设定得小于这些值。

具体来讲，额定制冷功率小于、等于 3.2KW 时，气侧配管 31 由管径小于 7.92mm 的配管形成。

额定制冷功率大于 3.2KW 且小于、等于 5KW 时，气侧配管 31 由管径小于 11.1mm 的配管形成。

额定制冷功率大于 5KW 且小于、等于 9KW 时，气侧配管 31 由管径小于 13.88mm 的配管形成。

额定制冷功率大于 9KW 且小于、等于 18KW 时，气侧配管 31 由管径小于 17.05mm 的配管形成。

额定制冷功率大于 18KW 且小于 22.4KW 时，气侧配管 31 由管径小于 23.4mm 的配管形成。

额定制冷功率大于 22.4KW 时，气侧配管 31 由管径小于 26.18mm 的配管形成。

可以以 R22 用传热管为基准，把室内热交换器 15 和室外热交换器 13 的传热管管径设定得小于这些值。

具体来讲，室内热交换器 15 的传热管可以由内径小于 5.87mm 的传热管形成。

室外热交换器 13 的传热管可以由内径小于 6.89mm 的传热管形成。

室外热交换器 13 的传热管可以由内径小于 7.99mm 的传热管形成。

上述实施例是可选择地进行制冷运转和制热运转的所谓的热泵式空调装置，但本发明的适用对象并不仅限于热泵式空调装置，例如也可为单冷机。此外，根据对应于额定制冷功率后的额定制热功率，设定液侧配管 32 和气侧配管 31 的内径或它们的内径比后，本发明也可用于单暖机。

本发明的额定制冷功率是指蒸发器的功率，并不限于空调装置制冷时的功率。此外，该额定制冷功率还可以是在连接配管长为 5m、室内机组和室外机组的高低差为 0m 时，在规定的 JIS 条件(室内干球温度为 27℃、室内湿球温度为 19℃、室外干球温度为 35℃)下发挥出的功率。

气侧配管 31 和液侧配管 32 不一定都要由铜管形成，也可以由 SUS 管、铝管、铁管等其他配管细形成。

室内热交换器 15 及室外热交换器 13 并不限于空气热交换器，也可以是双重管式热交换器等液-液热交换器。

本发明的制冷装置并不仅限于狭义的制冷装置，而是上述空调器之外，还包括冷藏装置和除湿机等广义的制冷装置。

当将本发明应用到对应于长配管的制冷装置、具备多个室内机组空调装置时，可延长所允许的配管长度。此外，本发明还可使室内机组增多。因此，能够提高装置在使用时的方便性，并可提高产品畅销性。

当将本发明用到长配管机和具有多个室内机组上时，可延长所允许的

配管长，还可使室内机的台数增多。因此，能够提高装置在使用时的方便性，并可提高产品畅销性。

产业上利用的可能性

综上所述，本发明的制冷装置在使用了 R32 单一制冷剂或 R32 混合制冷剂的场合有用。特别适合用在使用合成油作为制冷机油的制冷装置。

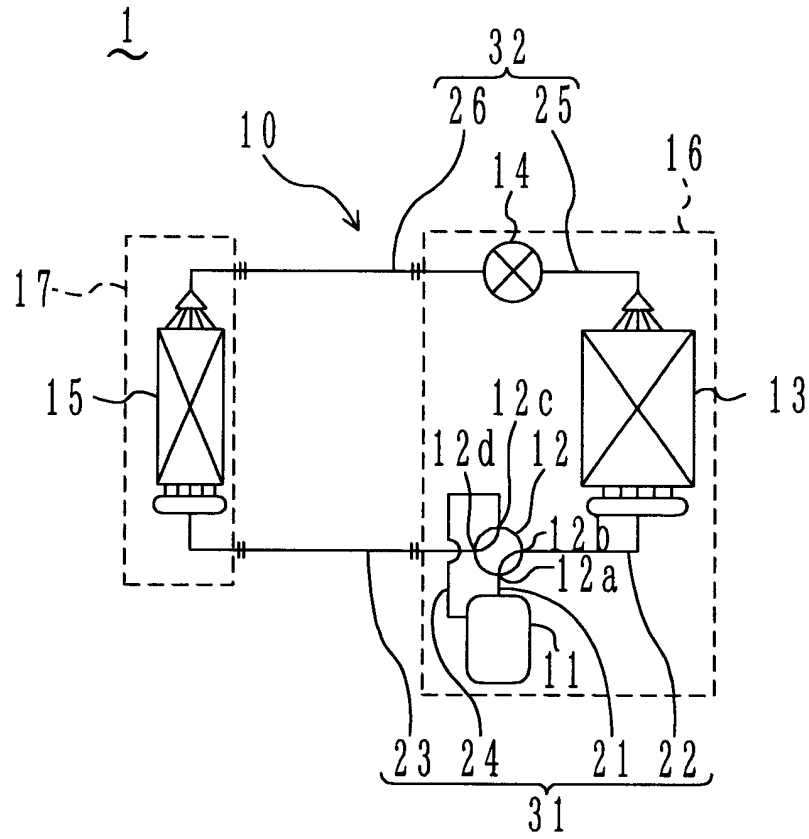


图1

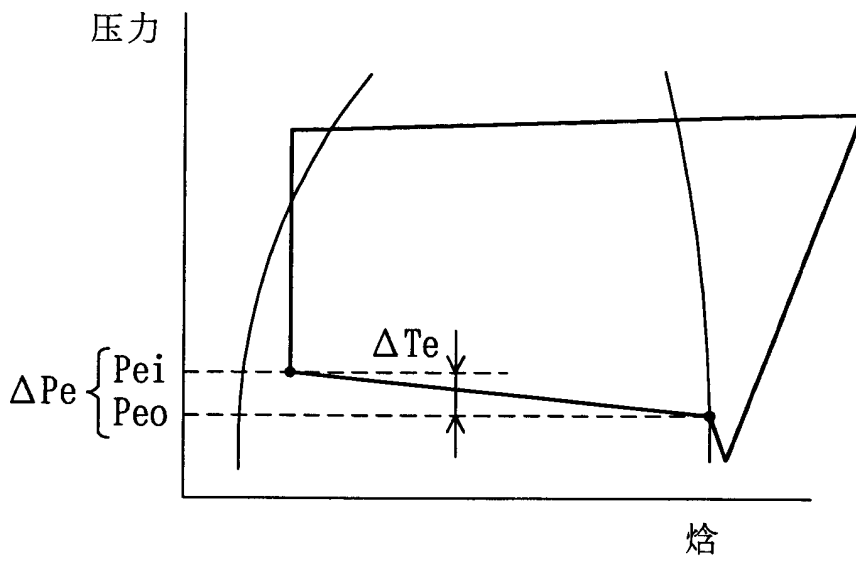


图2

	R22	R407C	R410A	R134a	R32/125(75/25wt%)	R32
ΔT ($^{\circ}\text{C}$)	5	5	5	5	5	5
ΔP (kPa)	86.13	85.86	135.05	56.92	138.66	138.49
$\Delta T/\Delta P$ ($^{\circ}\text{C}/\text{kPa}$)	0.58	0.58	0.37	0.88	0.36	0.36
Δh (kJ/kg)	154.39	157.07	154.82	142.13	195.72	238.79
ρ_s (kg/m ³)	22.04	21.98	31.44	15.05	26.61	22.68
传热管内径比	1.00	0.99	0.85	1.21	0.80	0.76

图 3

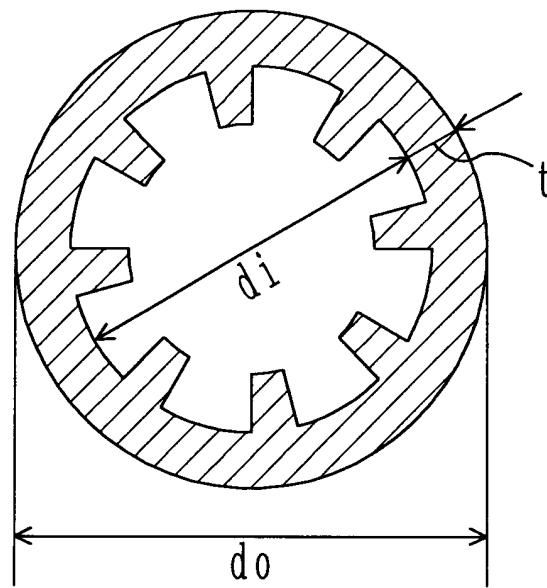


图4

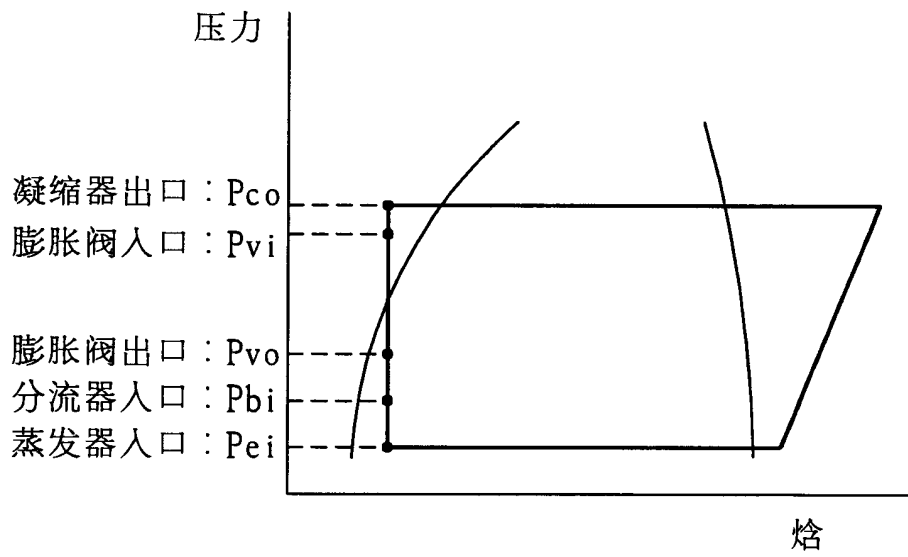


图5

	R22	R407C	R410A	R134a	R32/125(75/25wt%)	R32
HP (kPa)	1899.1	2061.1	2996.9	1285.8	3072.32	3068.9
LP (kPa)	531.14	529.71	851.71	314.63	867.93	866.52
Δh (kJ/kg)	154.39	157.07	154.82	142.13	195.72	238.79
ρ_s (kg/m ³)	22.04	21.98	31.44	15.05	26.61	22.68
配管内径比	1.00	0.97	0.85	1.19	0.80	0.76

图6

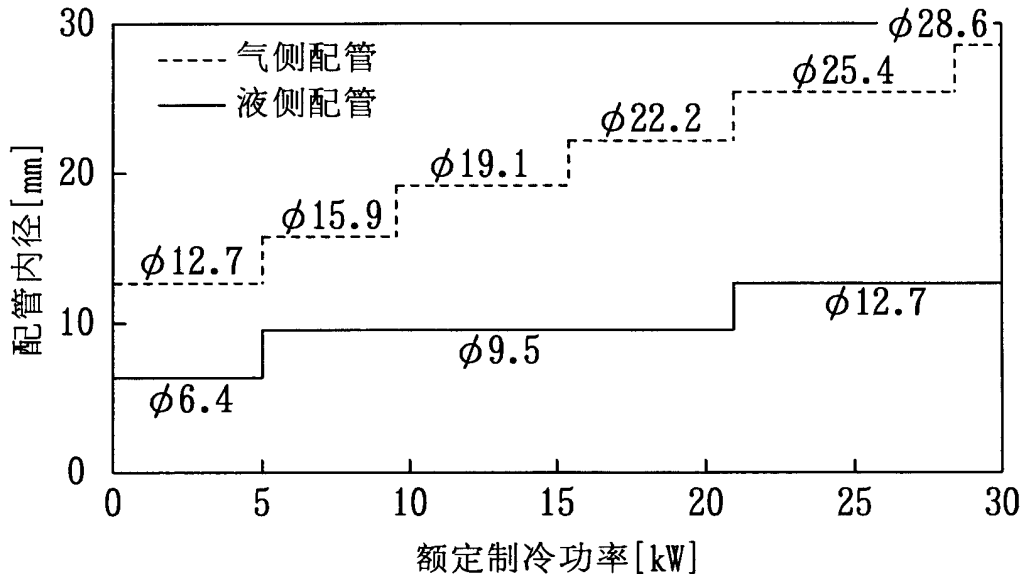


图7

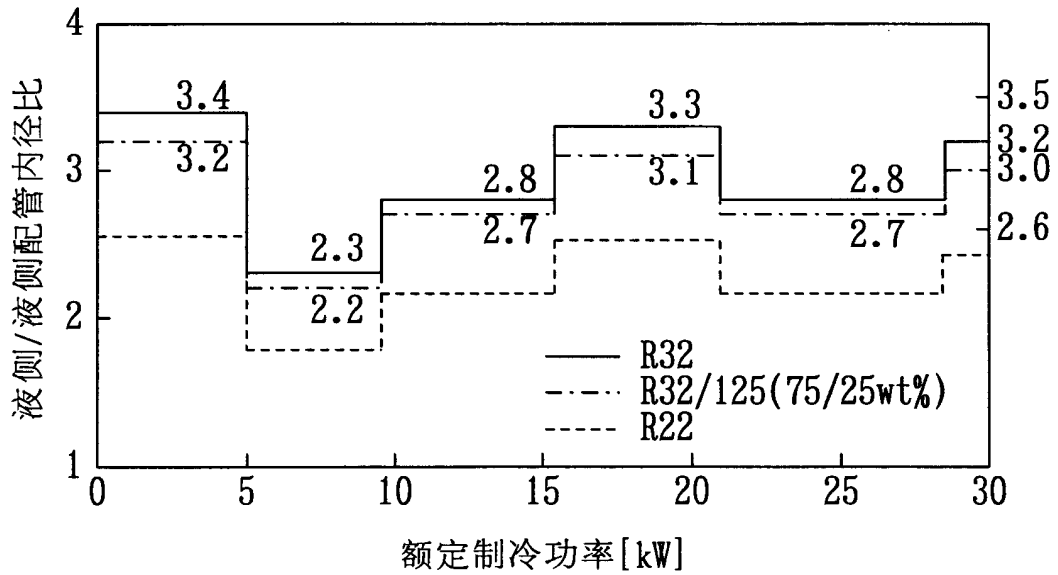


图8

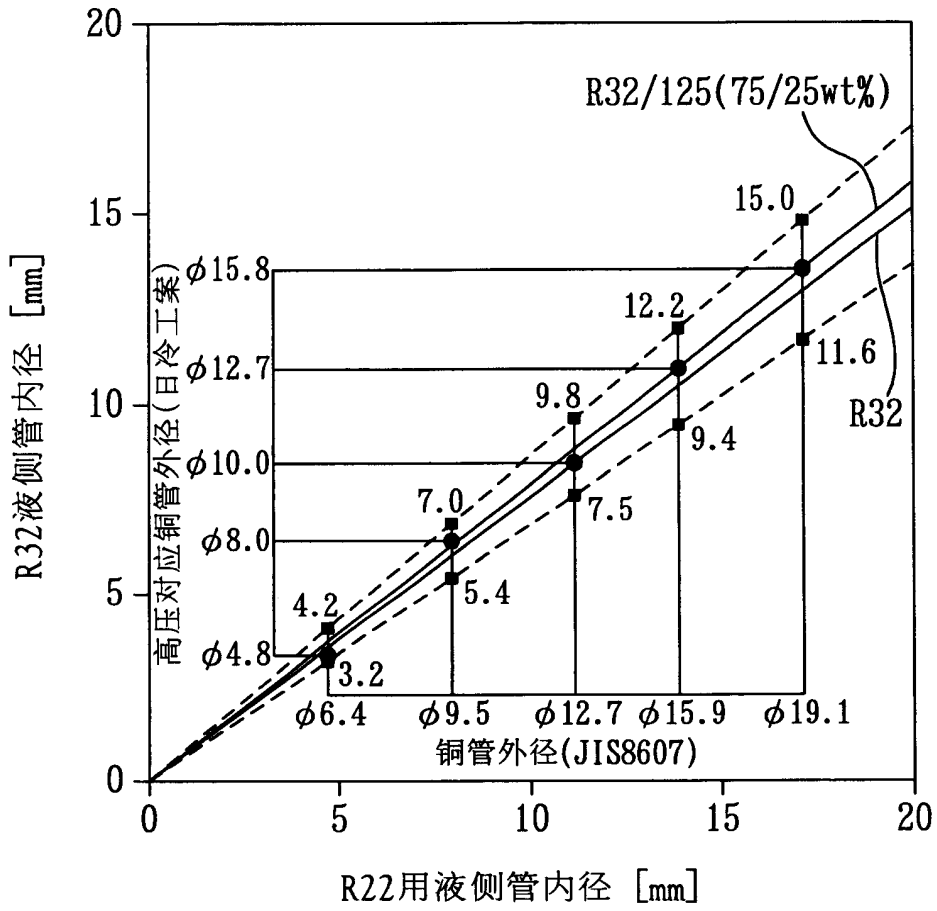


图9

制冷剂	GWP
R22	1500
R407C	1530
R410A	1730
R134a	1300
R32	650

图10