



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 103075846 B

(45) 授权公告日 2015. 07. 01

(21) 申请号 201310013226. 0

JP 2010261642 A, 2010. 11. 18, 全文 .

(22) 申请日 2013. 01. 15

JP H10111029 A, 1998. 04. 28, 说明书第
0015-0025 段及其附图 1-4.

(73) 专利权人 顺德职业技术学院

审查员 李玉婷

地址 528300 广东省佛山市顺德区大良德胜
东路

(72) 发明人 邹时智 徐言生 吴治将 殷少有

(74) 专利代理机构 佛山市科顺专利事务所
44250

代理人 梁红缨

(51) Int. Cl.

F25B 39/04(2006. 01)

(56) 对比文件

JP H094941 A, 1997. 01. 10, 全文 .

JP H10103796 A, 1998. 04. 21, 全文 .

JP H10238894 A, 1998. 09. 08, 全文 .

JP 2008256304 A, 2008. 10. 23, 全文 .

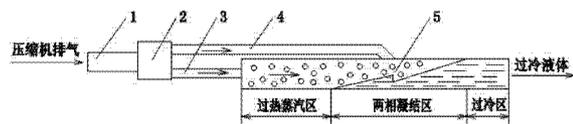
权利要求书1页 说明书3页 附图1页

(54) 发明名称

再沸腾强化传热的冷凝器

(57) 摘要

本发明涉及一种再沸腾强化传热的冷凝器, 其特征在于包括连接管、分流器、换热器、第一分流管及第二分流管; 所述连接管的一端与压缩机的排气口联通; 所述分流器的一端与所述连接管的另一端联通; 所述第一分流管及第二分流管的一端分别与分流器的另一端联通; 所述第一分流管的另一端与换热器的入口联通, 所述第二分流管的另一端与换热器联通, 第二分流管与换热器的联通位置离换热器的入口距离为总长度的 0. 3-0. 62 倍。其可以使制冷剂换热更多的在换热系数较大的气液两相区进行, 同时重点对气液两相区凝结换热进行强化, 从整体上提高冷凝器换热系数。



1. 一种再沸腾强化传热的冷凝器,其特征在于包括:
连接管(1),所述连接管的一端与压缩机的排气口联通;
分流器(2),所述分流器(2)的一端与所述连接管(1)的另一端联通;第一分流管(3)及第二分流管(4),所述第一分流管(3)及第二分流管(4)的一端分别与分流器(2)的另一端联通;和
换热器(5),所述第一分流管(3)的另一端与换热器(5)的入口联通,
所述第二分流管(4)的另一端与换热器(5)联通,第二分流管(4)与换热器(5)的联通位置离换热器(5)的入口距离为换热器(5)的总长度的0.3-0.62倍。
2. 一种再沸腾强化传热的冷凝器,其特征在于包括:
连接管(1),所述连接管的一端与压缩机的排气口联通;
分流器(2),所述分流器(2)的一端与所述连接管(1)的另一端联通;第一分流管(3)、第二分流管(4)及第三分流管(6),所述第一分流管(3)、第二分流管(4)及第三分流管(6)的一端分别与分流器(2)的另一端联通;和
换热器(5),所述第一分流管(3)的另一端与换热器(5)的入口联通;
所述第二分流管(4)的另一端与换热器(5)联通,第二分流管(4)与换热器(5)的联通位置离换热器(5)的入口距离为换热器(5)的总长度的0.2-0.5倍;所述第三分流管(6)的另一端与换热器(5)联通,第三分流管(6)与换热器(5)的联通位置离换热器(5)的入口距离为换热器(5)的总长度的0.5-0.8倍。

再沸腾强化传热的冷凝器

技术领域

[0001] 本发明涉及一种冷凝器强化传热技术,尤其是一种再沸腾强化传热的冷凝器。

背景技术

[0002] 冷凝器是制冷系统中的重要部件,提高冷凝器传热系数对提高制冷系统性能、降低制冷设备体积和成本具有重要作用。在中小型制冷设备中,冷凝器一般管内通制冷剂,管外为冷却介质。

[0003] 目前,冷凝器管内强化传热的方法主要是针对制冷剂管内凝结换热进行设计,采用的方法主要为扩展表面法和流体旋转法。实际上制冷系统中制冷剂在冷凝器管内冷却经过三个过程,第一过程为过热蒸汽冷却过程,此过程的换热方式为气体强制对流,第二过程为气液两相凝结过程,此过程换热方式为凝结换热,第三过程为液体过冷过程,此过程换热方式为液体强制对流。在这三个过程中,过热蒸汽冷却过程的换热量约占冷凝器总换热量的 1/3,换热面积约占总换热面积的 1/2,此过程管内换热系数较小,仅为凝结换热系数的 1/10 ~ 1/50;气液两相凝结过程换热量约占冷凝器总换热量的 2/3,换热面积约占总换热面积的 1/2,此过程管内换热系数最大;液体过冷过程换热量较少。显然,提高冷凝器的传热系数,其重点不仅仅是提高气液两相凝结过程的换热系数,对过热蒸汽冷却过程也需要采取有效的改善措施。

发明内容

[0004] 本发明的目的是克服现有技术的不足提供一种再沸腾强化传热的冷凝器,可以使制冷剂换热更多的在换热系数较大的气液两相区进行,同时重点对气液两相区凝结换热进行强化,从整体上提高冷凝器换热系数。

[0005] 为了达到上述目的,本发明的一种技术是这样实现的,其是一种再沸腾强化传热的冷凝器,其特征在于包括:

[0006] 连接管,所述连接管的一端与压缩机的排气口联通;

[0007] 分流器,所述分流器的一端与所述连接管的另一端联通;

[0008] 第一分流管及第二分流管,所述第一分流管及第二分流管的一端分别与分流器的另一端联通;和

[0009] 换热器,所述第一分流管的另一端与换热器的入口联通,所述第二分流管的另一端与换热器联通,第二分流管与换热器的联通位置离换热器的入口距离为换热器的总长度的 0.3-0.62 倍。

[0010] 为了达到上述目的,本发明的另一种技术是这样实现的,其是一种再沸腾强化传热的冷凝器,其特征在于包括:

[0011] 连接管,所述连接管的一端与压缩机的排气口联通;

[0012] 分流器,所述分流器的一端与所述连接管的另一端联通;

[0013] 第一分流管、第二分流管及第三分流管,所述第一分流管、第二分流管

[0014] 及第三分流管的一端分别与分流器的另一端联通 ;和

[0015] 换热器,所述第一分流管的另一端与换热器的入口联通 ;所述第二分流管的另一端与换热器联通,第二分流管与换热器的联通位置离换热器的入口距离为换热器的总长度的 0.2-0.5 倍 ;所述第三分流管的另一端与换热器联通,第三分流管与换热器的联通位置离换热器的入口距离为换热器的总长度的 0.5-0.8 倍。

[0016] 本发明相对现有技术具有以下优点 :

[0017] 1) 过热蒸汽冷却区的过热蒸汽冷却热负荷减少,大部分过热蒸汽冷却热负荷转移到换热系数较高的气液两相区,平均换热系数提高 ;

[0018] 2) 在气液两相凝结换热过程加入制冷剂过热蒸汽,使部分液态制冷剂再次沸腾,凝结换热得到强化,换热系数进一步提高 ;

[0019] 3) 气液两相凝结换热过程大部分在换热最佳的干度范围进行,换热系数得到提高。

附图说明

[0020] 图 1 是本发明实施例一的结构示意图 ;

[0021] 图 2 是本发明实施例二的结构示意图。

具体实施方式

[0022] 下面详细描述本发明的实施例,所述实施例的示例在附图中示出,图中自始至终相同或类似的标号表示相同或类似的元件或具有相同或类似功能的元件。下面通过参考附图描述的实施例是示例性的,仅用于解释发明,而不能理解为对本发明的限制。

[0023] 在本发明的描述中,术语“第一”、“第二”及“第三”仅用于描述目的,而不能理解为指示或暗示相对重要性。

[0024] 实施例一

[0025] 如图 1 所示,其是一种再沸腾强化传热的冷凝器,包括 :

[0026] 连接管 1,所述连接管的一端与压缩机的排气口联通 ;

[0027] 分流器 2,所述分流器 2 的一端与所述连接管 1 的另一端联通 ;

[0028] 第一分流管 3 及第二分流管 4,所述第一分流管 3 及第二分流管 4 的一端分别与分流器 2 的另一端联通 ;和

[0029] 换热器 5,所述第一分流管 3 的另一端与换热器 5 的入口联通,所述第二分流管 4 的另一端与换热器 5 联通,第二分流管 4 与换热器 5 的联通位置离换热器 5 的入口距离为换热器 5 的总长度的 0.3-0.62 倍。在本实施例中,第二分流管 4 与换热器 5 的联通位置离换热器 5 的入口距离为换热器 5 的总长度的 0.52 倍,也可以根据换热器 5 内制冷剂干度计算及排气温度和排气压力的变化来确定第二分流管 4 与换热器 5 的联通位置。

[0030] 工作时,制冷系统压缩机排出的高温制冷剂过热蒸汽经连接管 1 进入分流器 2 分成两路,一路经第一分流管 3 从换热器 5 的入口进入换热管内,在过热蒸汽区进行强制对流换热,此部分高温制冷剂在过热蒸汽区内被逐步冷却到干蒸汽饱和温度并进入气液两相凝结区,进行凝结换热,随着凝结换热的进行,气液两相制冷剂干度从连接管 1 开始逐渐下降并进入换热最佳的干度范围,随着干度的进一步下降,开始偏离最佳换热干度区,此时,

另一路高温制冷剂过热蒸汽经第二分流管 4 在距离换热器 5 的换热管入口距离为总长度的 0.52 倍范围内进入换热器 5 的两相凝结区,与两相区内的制冷剂进行混合,两相区内的部分液态制冷剂再次沸腾,使凝结换热得到进一步强化,最后经过过冷区后流出。

[0031] 如图 2 所示,其是一种再沸腾强化传热的冷凝器,包括:连接管 1,所述连接管的一端与压缩机的排气口联通;

[0032] 分流器 2,所述分流器 2 的一端与所述连接管 1 的另一端联通;第一分流管 3、第二分流管 4 及第三分流管 6,所述第一分流管 3、第二分流管 4 及第三分流管 6 的一端分别与分流器 2 的另一端联通;和换热器 5,所述第一分流管 3 的另一端与换热器 5 的入口联通;

[0033] 所述第二分流管 4 的另一端与换热器 5 联通,第二分流管 4 与换热器 5 的联通位置离换热器 5 的入口距离为换热器 5 的总长度的 0.2-0.5 倍,在本实施例中,第二分流管 4 与换热器 5 的联通位置离换热器 5 的入口距离为换热器 5 的总长度的 0.48,也可以根据换热器 5 内制冷剂干度计算及排气温度和排气压力的变化来确定第二分流管 4 与换热器 5 的联通位置;所述第三分流管 6 的另一端与换热器 5 联通,第三分流管 6 与换热器 5 的联通位置离换热器 5 的入口距离为换热器 5 的总长度的 0.5-0.8 倍,在本实施例中,第三分流管 6 与换热器 5 的联通位置离换热器 5 的入口距离为换热器 5 的总长度的 0.7 倍,也可以根据换热器 5 内制冷剂干度计算及排气温度和排气压力的变化来确定第三分流管 6 与换热器 5 的联通位置。

[0034] 工作时,制冷系统压缩机排出的高温制冷剂过热蒸汽经连接管 1 进入分流器 2 分成两路,一路经第一分流管 3 从换热器 5 的入口进入换热管内,在过热蒸汽区进行强制对流换热,此部分高温制冷剂在过热蒸汽区内被逐步冷却到干蒸汽饱和温度并进入气液两相凝结区,进行凝结换热,随着凝结换热的进行,气液两相制冷剂干度从连接管 1 开始逐渐下降并进入换热最佳的干度范围,随着干度的进一步下降,开始偏离最佳换热干度区,此时,另一路高温制冷剂过热蒸汽经第二分流管 4 在距离换热器 5 的换热管入口距离为换热器 5 的总长度的 0.48 倍范围内进入换热器 5 的两相凝结区,与两相区内的制冷剂进行混合,两相区内的部分液态制冷剂再次沸腾,使凝结换热得到进一步强化,随之干度又下降,此时又一路高温制冷剂过热蒸汽经第三分流管 6 在距离换热器 5 的换热管入口距离为换热器 5 的总长度的 0.7 倍范围内再次进入换热器 5 的两相凝结区,使凝结换热得到强化,从而达到最佳的干度,最后经过过冷区后流出。

[0035] 尽管已经示出和描述了本发明的实施例,本领域的普通技术人员可以理解:在不脱离本发明的原理和宗旨的情况下可以对这些实施例进行多种变化、修改、替换及变形,本发明的范围由权利要求及其等同物限定。

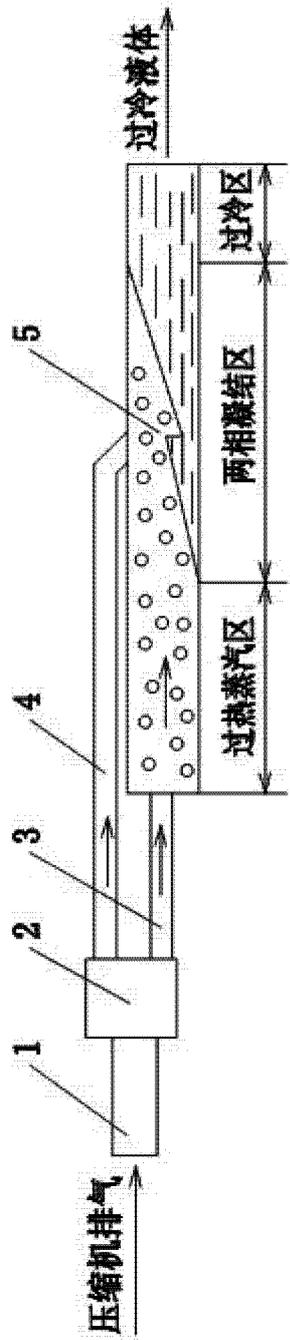


图 1

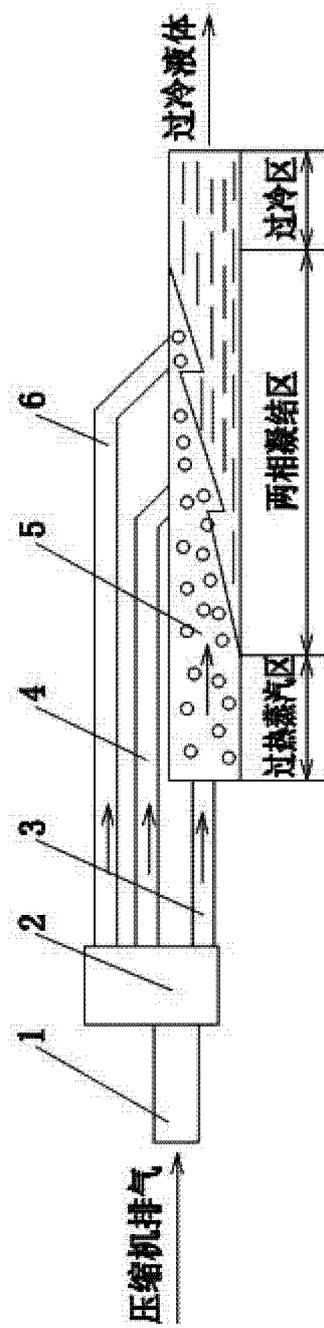


图 2