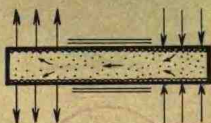




热管研究与应用

重庆大学热管科研组



重庆大学科技情报室



前 言

热管是新近出现的高效能热传递设备。最先用于宇航中的热控制，空间能源内之传热及电子设备冷却，近来已广泛用于国防和民用工业的各个部门，均取得显著的成效。根据外为中用，批判吸收的精神，编写出“热管研究与应用”一书，希望能尽快将热管这一新技术应用于我国国防和工业生产的有关领域。

本书是在美国“传热进展”第七卷的“热管”这一长篇专论的基础上，大量增加了应用方面的内容，以及补充了71年以来新出现的部分文献资料，综合编写而成。陈远国、张洪济等热管科研组的同志们对原稿提出了不少有益的意见，出版中做了许多工作。中国科学院科技情报所，四川省科技情报所，科学院情报所重庆分所，重庆大学图书馆等提供和复制了大量的文献资料。但是，由于编者的水平所限，书中缺点和错误再所难免，敬请读者批评指教。

编 者

1974年1月20日

本书综合论述热管的工作原理，结构，材料，典型试验装置，工作特性，理论分析，以及热管在各种技术领域中的应用，可供有关热工方面的生产、设计、研究单位及高等院校师生参考。

目 录

第一章 热管原理及工作过程.....	(1)
§ 1—1 概说.....	(1)
§ 1—2 热管的基本结构原理.....	(2)
§ 1—3 热管的基本工作过程.....	(3)
§ 1—4 热管的工作极限概念.....	(6)
第二章 热管类别与构造.....	(8)
§ 2—1 按凝结液体回流方式分类.....	(8)
§ 2—2 吸液芯热管结构.....	(10)
第三章 热管材料.....	(15)
§ 3—1 工作流体.....	(17)
§ 3—2 吸液芯材料与结构.....	(20)
§ 3—3 吸液芯特性.....	(22)
§ 3—4 材料的相容性和寿命试验.....	(26)
第四章 热管试验装置.....	(28)
§ 4—1 热管试验中的一些主要问题.....	(28)
§ 4—2 典型的热管试验装置简介.....	(28)
第五章 热管的工作特性.....	(35)
§ 5—1 热管工作极限的实验研究.....	(35)
§ 5—2 热管的启动性能.....	(45)
§ 5—3 热管的工作性能研究.....	(47)
§ 5—4 热管控制.....	(49)
第六章 热管理论.....	(52)
§ 6—1 科特的理论分析.....	(52)
§ 6—2 对科特理论的修正和其他的分析方法.....	(56)
§ 6—3 热管工作极限理论分析.....	(67)
§ 6—4 热管某些特殊问题的理论分析.....	(69)
第七章 热管应用 (一).....	(72)
§ 7—1 热管用于宇宙飞船与人造卫星.....	(72)
§ 7—2 热管用于热离子转换器.....	(76)
§ 7—3 热管用于核燃料电池与太阳能电池.....	(80)
§ 7—4 热管用于积累低温同位素冷却发动机系统.....	(86)
§ 7—5 热管用于火箭发动机冷却.....	(88)

§ 7—6	热管用于裂变反应堆冷却.....	(95)
§ 7—7	热管用于聚变反应堆.....	(100)
§ 7—8	热管用于热电发生器和雷达天线罩的热保护.....	(105)
第八章 热管应用 (二)		(108)
§ 8—1	热管用于电子设备冷却.....	(108)
§ 8—2	热管用于电机、电器设备冷却.....	(111)
§ 8—3	热管用于热工测量.....	(114)
§ 8—4	热管在机械工程中的应用.....	(120)
§ 8—5	热管在化工及其他方面的应用.....	(121)
附 录		
一、代用符号表.....		(122)
二、参考文献.....		(124)
三、公制、英制单位换算关系.....		(133)

第一章 热管原理及工作过程

§ 1—1 概 说

生产科学、特别是宇宙飞行技术的高速发展，促进了对传热理论及其新设备的探索。对于新的热传递设备总是要求传热能力高，重量轻，简单可靠，造价低。1942年，美国通用发动机公司的高格勒提出过一种新传热设备，由于当时传热的矛盾在生产技术领域中的尖锐程度尚不很突出，这种传热设备的优越性埋没了近20年之久。1962年特雷费森向美国通用电力公司提出报告，倡议在宇宙飞船上采用一种类似高格勒的热传递设备。此设备由一个中空管和内侧表面复盖多孔材料的衬垫组成。能量从一端到另一端的传递借助于毛细管作用引起连续的物质循环。这种概念未进行过试验证明，该倡议便被收藏到公司的文件柜里。

1964年，美国洛斯阿拉莫斯科学试验室的格罗弗等人[1]重新独立地发明相似于高格勒的传热设备，同时把它命名为“热管”。在这篇公开发表的论文中，论述了热管的工作原理和实验结果。热管定义为一个包含某些工作流体的封闭工作体，其热能从工作体的一部分传递到另一部分是借助于液体的蒸发、传输和蒸汽的凝结，以后被凝结的液体从凝结器靠毛细管作用回到蒸发器，重复上面的过程。因为能量是靠纯粹的饱和蒸汽流动来传递，通常热管是非常接近等温的。

实验证明，热管有极高的热传导能力，比之于良金属导体其导热能力要高许多倍。例如工作温度1000°K下的钠热管，其相当导热系数的数量级可达 10^4 [瓦/米·°K]，在同温度下热管管子材料镍铬钢的导热系数为25[瓦/米·°K]，即是热管的相当导热系数比管子材料大40,000倍[2]。比更良好的金属导热体的导热系数也要高 10^3 — 10^4 倍。当然，热管的传热能力是随工作流体及工作温度等之不同而改变。

由于热管的构造简单，无运动部分，工作可靠，重量轻，能在失重状况下工作，温差很小，特别是极高的传热性能，最先得到宇宙飞行技术领域的极端重视。1964年以来，世界各国，特别是美、英、西德各研究机构、大学和实业界开展了大量的实验和理论研究工作。近年来，苏联、日本、法国、加拿大等国均表现出颇大的兴趣，也做了不少有价值的工作。迄今为止已发表的研究成果报告及论文达数百篇之多，文献[3]就综合论述了1970年以前主要是美国已发表的一百多篇论文，是一篇有参考价值的长篇专题论著。

到目前为止，热管的应用不仅限于宇宙飞船、人造卫星的功率源传热，温度控制，仪器设备的散热，而且广泛地用于火箭发动机，涡轮发动机，核反应堆，电子设备，电机，电器设备，热工测量技术，机械工程，化工设备……等的散热和热传递，以及诸如热流密度变换，当作热流阀，恒温炉等许多的特殊用途。

§ 1—2 热管的基本结构原理

热管的基本结构示意图表示在图 1 上。热管的一端为蒸发器，热能通过蒸发器段自外热源经管壁传给工作流体。热管的另一端为凝结器段，流体在这里凝结并将凝结热传给外

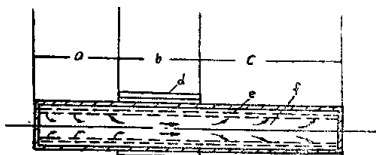


图1. 热管的结构原理图

a——蒸发器，b——传输段，c——凝结器，d——热绝缘，e——吸液芯，f——蒸汽空间。

界的冷源。许多热管还包括一个位于蒸发器和凝结器之间的流体传输段，或叫绝热段，作为流体通道，分隔开热、冷源，使热管能适应任意需要的几何形状布置。

除了纵向的三段，即蒸发器、凝结器和传输段外，在径向方向上也可细分为三个组成部分。最外壳通常是作容器。容器的唯一机械作用是封闭热管的工作部分，并且增加结构刚性。因为内压力和环境压力相差可能很大，容器必须经受得住压力差而不致于膨胀或破裂。此要求连同成本和制造费用一道使得园形管作为容器结构得到广泛采用。除了容纳流体和承受压力外，容器也作为从热源到冷源的热流线路的重要部分（图 2）。因此，容器壁应薄到使其热阻尽可能小。这点与承受压力要求是相矛盾的，因此需要选择一个相对满意的厚度。下一个径向部分称为吸液芯（Wick）。为便于讨论，暂且视为是一种多孔物

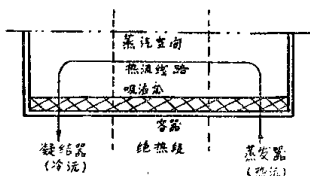


图2. 热管热流线路图

质。吸液芯内为许多任意相互连接的细小毛细管通路所充满。吸液芯通常是牢固地紧贴或者挤压于容器内壁上，利用液体的表面张力从凝结器将液体送回到蒸发器。因为吸液芯可能是由低导热系数的工作流体浸透（液态金属的情况除外），吸液芯一流体层通常在热流路线上出现较大的阻力。因此，选择吸液芯时，考虑热性质及液体的传输性质是必要的。热管的内空间通常作为蒸汽核心，提供蒸汽由蒸发器到凝结器的流动通路。

§ 1—3 热管的基本工作过程

由热管的结构原理可见其工作过程是十分简单的。热能从蒸发器到凝结器的传递靠连续的物质循环和同一工作流体的相变，并伴随着集态变化潜热的吸收和放出，这种热传递方式一直被认为是有效的传热过程。显著的特点之一是取消了维持物质循环贯例地需采用的机械泵，热管内工作流体的连续循环是靠液体的表面张力。这种独特的传质方式既使热管获得了独特的成效，又成为热管满意地正常工作的主要障碍之一。

热管稳定工况下的状况可以用示意图描绘在图3上。管内壁装置多孔的毛细管结构物，使之浸透工作流体，为此必须有足够量的流体注入管内，使流体充满所有毛细管结构的毛孔。流体略为过量不会影响热管的正常工作，相反地要是流体不足则有可能成为热管破坏的原因之一。管子核心区的蒸汽在饱和压力下本来应当是相应于液体表面的温度。实际上蒸汽的饱和压力和液体表面平衡也取决于表面的曲率半径。如果液体表面是凸面的，蒸汽压力比作用在平面上的压力要大些，如果是凹面的则要小些。弯月形半径达1微米数量级时对凝结的影响通常很小，甚至没有影响。因为绝大多数热管中典型的毛细管孔均大于1微米，误差很小而忽略这种影响。

从热源到冷源的热传递靠下面六个同时发生和相互关联的过程：（1）从热源通过容器壁和吸液芯组合体到液体—蒸汽界面的传热；（2）蒸发器内液体—蒸汽界面上液体蒸发；（3）从蒸发器到凝结器汽通道内蒸汽的传输；（4）凝结器内液体—蒸汽界面上蒸汽的凝结；（5）从液体、蒸汽界面通过吸液芯—液体组合体和容器壁到冷源的传热；（6）靠吸液芯内的毛细管作用产生凝结液的回流。下面分别详细地来考察这些过程。

蒸发器内从热源到液体—蒸汽界面主要是导热过程。对于低传导率的流体如水或酒精，热能通过吸液芯—液体组合体的传导几乎全靠多孔吸液芯材料，因为吸液芯（如多层金属网）比流体有较高的导热系数。对于高传导率的液态金属，热传导既通过吸液芯材料，也依靠毛孔内的液体。对流换热很小，因为产生有效对流的毛孔非常之小。通过吸液芯—液体组合体由导热产生之温度降与工作流体、吸液芯材料、吸液芯厚度和径向热流有关。此温度降可达华氏几十度到上百度的范围，是沿热路温度梯度较大的部分之一。

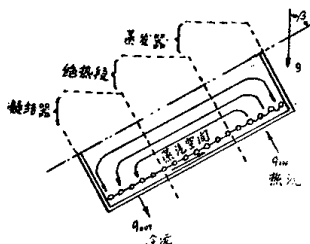


图3. 热管稳定工况示意图

一旦热能传递到液体—蒸汽界面附近，便发生液体的蒸发，液体变成蒸汽离开表面，引起液体—蒸汽界面退缩进吸液芯结构，产生弯月形的凹面形状如图3上所示，此弯月形凹面对热管的工作有重要的作用。单个毛孔上的简单力平衡表明，对于一个圆球形界面，蒸汽的压力超过液体的压力，其值等于由月形半径决定的表面张力之两倍。此压力差对于液体和蒸汽的流动都是基本的推进力。它主要是用来克服循环流动时作用在液体上的重力和粘滞力。图3上的液体—蒸汽界面形状对于低热流大概是很实际的。然而，如热流增加，弯月形甚至进一步退缩进吸液芯内，成更为复杂的形状，液体流动界面最终可能在毛细管内。液体吸收了汽化潜热便蒸发，蒸汽通过管子中心向凝结器运动。流动是靠蒸汽通道内很小的压力差而发生。此压力差是因蒸发器内较之于凝结器内有稍高的温度（较高的饱和压力）而形成。该温度降常常作为热管良好工作的判据，如果此温差小于1或2°F，通常称热管是工作在“热管状态”，即近似于等温地工作。流向凝结器的蒸汽量沿蒸发器位置逐渐增多，因此在整个蒸发器段上，流量和流速在轴线方向上不断增加。在热管的凝结器段则出现相反的情况。

热管蒸发器和凝结器内的蒸汽流动与分别通过多孔壁喷射（或吸收）情况下的管道流动在动力学上是相同的。这种流动可以是层流或者是湍流，取决于热管的工作状况。蒸汽通过蒸发器的流动由于粘性和加速度的影响压力不断降低，如图4上的曲线ab段（此图热管无传输段，文献[4]）。蒸汽到达凝结器段便开始在液体—吸液芯表面上凝结，在减速流动中部分动力学复原，在流动方向上压力升高，如图4上的曲线bc段。热管两端a、c处之压力差即为蒸汽流与壁面的摩擦压力损失。应当提到，蒸汽通道内的推动压力比蒸发器和凝结器内流体的蒸汽压力差稍小一点。这是因为蒸发器内液体的蒸汽压力必须超过邻近蒸汽处的压力以便维持连续的蒸发过程。同样凝结蒸汽的压力必须超过邻近液体的蒸汽压力以便保持连续地凝结。

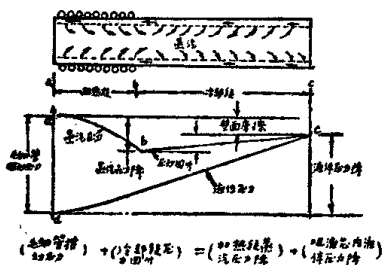


图4. 热管内流体压力分布图

因为蒸汽凝结，液体渗透凝结器内的吸液芯毛孔。弯月形有很大的曲率半径，事实上可以认为是无限大。管内过多的工作流体均聚集在凝结器表面上，这样使界面实际上是平面。凝结热是通过吸液芯—液体组合体和容器壁传导到冷源。如果液体过量，从界面到容器外边的温度降将大于蒸发器内相应的温度降。因此，凝结器内的热阻在热管设计中是应

当考虑的重要参量之一。

最后, 凝结液由毛细管作用通过吸液芯“抽”到蒸发器。在蒸发器处, 随着蒸发量增加吸液芯和液体的接触角减小; 在冷却段处, 随着凝结量增加则相反地接触角增大, 两端之间产生的毛细管压力差就愈大, 能使更多的凝结液体返回蒸发器。液体在吸液芯内的流动通常认为是层流状况, 并且假定是受粘滞力支配。液体流动压力降低如图4上的曲线cd段。如果热管不是处于水平位置或者不是处于失重空间, 凝结器是置于蒸发器之下, 毛细管推动压力差还需同时克服重力作用。对于水平热管, 蒸发器和凝结器分别处于平衡状态下, 热管内的蒸汽压力降 ΔP_V , 液体压力降 ΔP_L 和毛细管推动压力差 ΔP_C 有如下关系:

$$\Delta P_V + \Delta P_L = \Delta P_C \quad (1)$$

从图4上可以清楚地看出热管内流体的压力分布情况。

热管蒸汽温度或称为工作温度主要是由热源和冷源的情况来决定, 这就需要简要讨论一下可能的热、冷源组合对热管工作的影响。事实上蒸汽温度是这样来自调整, 即是通过吸液芯-液体组合体以及蒸发器与凝结器的容器壁的温度降能够把给定的热流从热源传递到冷源。换言之, 确实的蒸汽温度应由热、冷源限定的蒸发器和凝结器的温度而定。热管外壁温度可以是固定的或者是可变的, 取决于热、冷源给定的类型。在蒸发器中, 可变的温度通常是因为热源边界条件有某种扰动的结果。使用电阻加热器, 感应线圈, 射频(rf)线圈或者辐射加热作为热源这是容易做到的。在凝结器中, 可变温度通常是由辐射冷却来实现。固定温度可以在热管的任一端用恒温槽, 或者使用辅助工作流体的蒸发或凝结分别地来供给或带走热量, 以维持恒温。

现在让我们考察几种热、冷源组合下沿热流路线(见图2)可能的定性温度分布。图5(A)描绘出热、冷源是恒温型的温度分布。对于这种情况, 只可能有轴向热流。热管内

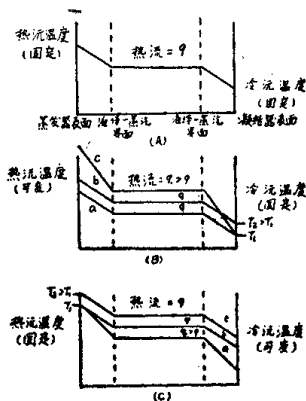


图5. 沿热流线路的定性温度分布

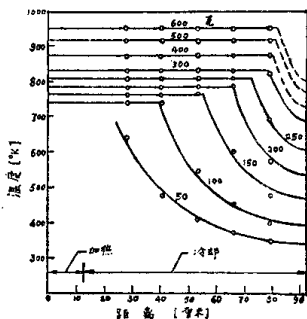


图6. 钠热管不同输入功率下沿管长的稳态温度分布

的蒸汽温度非常接近于热、冷源温度的平均值，而且大概稍倾向接近于热源的温度，因为液体-吸液芯组合体内的热阻在凝结器内比在蒸发器内为大。图 5 (B) 说明当冷源温度不变，热源温度允许改变时的温度分布。这种热、冷源的特殊组合通常是在实验室建立的低温热管试验中遇到（电阻加热和水套冷却）。由 a、c 线分布表明，热源温度和蒸汽温度随着热流增加而升高。相反地，如果热流保持恒定，冷源温度升高，如 a、b 线分布，蒸汽温度和热源温度也升高，但是现在蒸发器和凝结器内的温度梯度保持相同。图 5 (C) 描述的分布线是当热源温度不变而冷源温度允许改变时的情况。这里我们从分布线 c 和 b 可见，对于不变的热源温度，为了适应较大的热流，蒸汽温度必须降低。相反，当热源温度升高时，对于给定的热流，蒸汽温度必将上升（如分布线 c），图 5 省略了热、冷源的温度均可变的情况，这种情况在实验室试验高温液态金属热管时常常会遇到（感应或射频线圈加热，辐射冷却）。对于这种情况，热管的工作温度自身调整到可变热输入等于可变热输出下的数据。因此，这种自身调整取决于所用热、冷源的确切类型，还可能取决于容器壁本身的某些性质，例如电阻率或放射率，对于工作温度不可能作出确切的叙述。通常热流增加会使热管工作温度升高。

文献[1]最先完成的热管试验中，采用钠作为工作流体，容器为不锈钢管，吸液芯为 100 目不锈钢网，卷成五层紧密贴在管内壁，管于外径 1.9 厘米，内径 1.6 厘米，网格内径 1.3 厘米，管长 90 厘米，加入 40 克钠。热管工作在 1100°K 下加热段的输入功率达 1000 瓦。沿 90 厘米长的管壁上间隔焊上 5 支热电偶，测得不同输入功率下的稳态温度分布如图 6 所示。如果把热管看成是固体棒，它的当量导热率超过 24000 英热单位/小时呎 $^{\circ}\text{F}$ 。

图 6 上凝结器壁温的明显温度降，格罗弗推测是由于氢气存在的缘故。实际上，大量的实验证明，出现不凝结气体确实对热管的工作有决定性的影响。这时，蒸汽流将把不凝结气体驱赶到凝结器的最端头，形成一个气体层。气体层区域的温度这样来自身调整，以使整个热管汽(气)空间内的总压力保持接近于恒定。热通过该气体层区域传递到液体-吸液芯表面主要是靠导热。因为这种传热方式较之于正常凝结过程中发生的传热非常之缓慢，结果使凝结器的有效工作面积缩短，因而减小了热管总的轴向传热能力。不凝结气体区域的长度取决于管内的工作温度（或压力），管内压力升高气体区缩短，使凝结器更多的部分投入工作。相反地，工作压力减小，气体区扩大，使有效凝结面积减小（见图 6 上的凝结器区温度下降曲线段）。至于不凝结气体的产生，可能是为了热管控制而故意加入，或者可能是热管工作前的抽真空、部件清洁工作不合要求，或者是容器漏气，以及由于工作流体，容器和吸液芯材料之间出现的化学反应而形成。

§ 1—4 热管的工作极限概念

热管的热传递能力很高是无疑的，但是也不可能不受限制任意地加大热负荷。热管必须在如下的极限内工作，这些极限包括吸液芯的毛细管压力极限，工作液体的沸腾极限，蒸汽速度的声速极限，蒸汽流对回流液体的携带极限四种。

吸液芯的毛细管压力决定于吸液芯和液体的接触角。热管最大传热量发生在加热段接触角 θ_c 最小时，也就是毛细管压力最大时，如加热量超过最大传热量，由毛细管作用回复到蒸发区的液体就不能满足蒸发所需液体的需要，出现蒸发区吸液芯干涸，发生剧烈的温

度升高,直到热管被烧坏。这种毛细管压力极限或者称为吸液芯极限是由吸液芯与管子的结构以及工作流体的性质三者来决定。此极限下的最大传热量定性地为

$$Q_{\max} = f(K, r_c, A_L, L, h_{fg}, \rho_L, \sigma, \mu_L, \dots) \quad (2)$$

式中 K 为渗透率, L 为管子长度, h_{fg} 为汽化热, ρ 为密度, r_c 为毛孔半径, A_L 为液体流通面积, μ 为粘度, σ 为表面张力, 脚注 L 表示液相, (2) 式在图 7 上表示成曲线①。达到吸液芯极限管子被烧坏的状况只是当热源是可变温度类型时才可能出现。对于恒温热源, 一旦达到毛细管极限, 热管只是停止工作, 不致发生机械破坏。

热管的沸腾极限是当加入的热量大到使吸液芯内产生旺盛泡沫沸腾的汽泡堵塞住整个毛细管孔而形成蒸汽层时才会发生, 这时回流液体无法补充到蒸发器吸液芯内, 这样便造成温度升高而过热烧坏管子。影响沸腾传热量的因素很多, 定性地为:

$$Q_{\text{沸腾}} = f(k_w, T_{\text{sat}}, L_c, \theta_c, h_{fg}, \sigma, \rho, r_b, r_w, r_v, \epsilon) \quad (3)$$

式中 k_w 为液体充满吸液芯的有效导热率, T_{sat} 为饱和温度, 其余代号意义见末尾附录。图 7 上曲线(2)定性地表示出沸腾极限加热量与流体温度的关系。

最后两种热管工作极限通常是在热管起动和低工作温度的情况下遇到。声速极限的一种状况是在热管的热源温度保持恒定而冷源温度降低的条件下出现。这时蒸汽密度减小, 蒸汽流速升高直到变成声速, 蒸发器出口蒸汽流动“阻塞”(蒸汽流中出现冲击波), 相当于渐缩喷管喉部达到声速时的状态。一旦蒸汽发生阻塞, 冷源温度进一步下降, 类似于喷管出口的压力降低, 热管轴向热流不再增加。令加热段出口达到声速时的蒸汽速度为 U_v , 热管受声速限制的最大轴向传热量。

$$Q_{\text{声速}} = A_v \rho_v h_{fg} U_v \quad (4)$$

在图 7 上用曲线③表示出来。

携带极限或叫飞散极限是当蒸汽速度足够高, 以致蒸汽流从液体界面带走小滴并运送到凝结器时达到。实际上, 小滴常常可能冲击到热管的端盖上。这时回流液体已不可能满足蒸发器的需要, 成为加热段吸液芯干涸的原因之一。飞散极限在很大程度上取决于吸液芯表面的毛细孔尺寸和工作液体的表面张力。采用小的毛孔尺寸和表面张力大的液体是避免此极限的有效方法。按照文献[4]推荐, 达到飞散极限时的最大传热量用下式表示:

$$Q_{\text{携带}} = \sqrt{\frac{2\pi\rho_v\sigma L^2}{r_c}} \quad (5)$$

此关系在图 7 上用曲线④表示出来。图 7 上的纵座标为轴向传热率 Q , 横座标为热管内的平均蒸汽温度 T 。热管的有效工作只能在曲线 $ABCDE$ 下面的状态范围内。该曲线下的面积形状强烈地取决于吸液芯和工作流体的特性, 然而该面积的基本形状应当保持接近于图 7 所示的曲线。

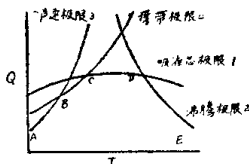


图 7 热管的工作极限

第二章 热管类别与构造

近年来,热管研究及应用的迅速发展使得无论从原理上或者是构造上都给热管以更为广泛的含义。最初的定义,即前面格罗弗所叙述的那样只能是较狭义的含义而已。编者认为。广义的热管应定义为:容器的加热段(蒸发器)靠液体从热源吸收潜热而沸腾汽化,携带潜热的蒸汽传输到容器的另一端凝结(凝结器),放出潜热给外部冷源,凝结的液体不需要格外的机械设备(泵),只是靠简单的物理现象而回流到蒸发器部分,保持连续的物质循环,从而实现热传递或热流密度变换等的设备,都可以称之为热管。

§2—1 按凝结液体回流方式分类

根据热管广义的定义,液体回流可以利用不同的物理现象来实现。大量的热管是利用吸液芯的毛细管现象,这是迄今最有成效的一种主要方式。此外,可以利用离心力的作用回流凝结液,称为旋转热管,利用极化电流体动力学的的作用回流凝结液,称为电流体动力学热管;利用电渗透压力回流凝结液,可称为电渗透热管;利用重力(在重力场中)回流凝结液的可称为重力热管。利用毛细管作用的热管是本书讨论的主要对象,这里只需简要介绍后面的几种热管类型。

1. 旋转热管:这种热管通常是用在转动设备上,利用旋转体内腔,空心轴或者旋转体轴心钻孔构成热管容器。旋转热管的结构原理图表示在图8上[5]。旋转体加热端使容器内的液体蒸发,蒸汽传输到旋转体的冷却端放出汽化潜热而凝结为液体,该液体随同壳

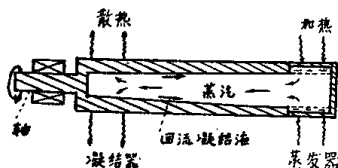


图8 旋转热管简图

体一道旋转,由于离心力作用沿容器内壁形成液膜层而返回加热端,这样便不断地将热端需要散走的热量传递到冷却端的外界冷源。

这种热管可用于转动体(如转轴)局部发热而需要冷却的情况,如高速钻头,重负荷轴承和齿轮,装卸高温金属的搬运工作台的滚动等。以及相反的应用,即是转动体局部冷却而需要供热的情况,如热搅拌装置,浸没加热器,恒温滚筒等。

2. 电流体动力学热管：这种热管用极化电流体动力学力作用代替毛细管作用，收集、引导和抽吸凝结液体。基本概念是用电极结构替换普通热管的毛细管吸液芯。一种带板条电极流动结构的电流体动力学热管示意图表示在图9上[6]。外壳容器是一个薄壁铝管或其他良导电、导热体管，端盖由电绝缘材料制成，如树脂玻璃。靠端盖用某种方法可靠拉紧一薄板条电极，该电极放在离管内壁距离 S 处，并平行于管子轴线。因采用足够高的电压，热管内的电绝缘工作液体便聚集在图上所示的高电场区域，跨接板条和周围管子之间的容积。加热和冷却端之间的液体就这样被连通起来。

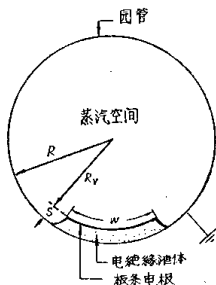


图9 带板条电极流动结构的电流体动力学热管横截面图

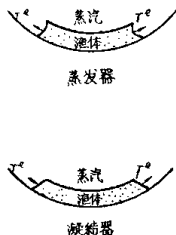


图10 热管蒸发器和凝结器端电流体动力学流动结构横截面图

热管工作时，液体被加热而蒸发，在蒸发器端产生电绝缘液体界面凹进部分，而蒸汽冷却凝结时，在凝结器端又使电绝缘液体界面向外凸起（参见图10）。这时两端的液体表面张力 T^{evap} （蒸发器端）和 T^{cond} （凝结器端）是不相等的，结果从凝结器到蒸发器导致负的压力梯度。从凝结器到蒸发器发生液体流动。中心区内的蒸汽流动平衡此液体流动，传递存储的潜热热能。正确的热管工作方式就是这样完成的。

如象在通常的毛细管作用热管中一样，电流体动力学热管的抽吸机构最终取决于两端之间的温度差。极化力本身是不可能抽吸电绝缘液体的；可以说它确立流体静力学平衡，蒸发和凝结过程造成不平衡。电流体动力学热管的工作原理是如此逼近地类似于吸液芯毛细管作用热管。

实际的电流体动力学热管，为了使液体在蒸发表面上更有效的分布，实现高效率的汽化传热，可以同时采用吸液芯结构，该设备类似于图9所示，其吸液芯结构可以做成圆周上螺旋纹缝槽的形式，类似于后面要详细介绍的螺旋纹动脉热管的圆周螺旋纹槽那样[7]。

这里讨论的电流体动力学热管限于采用电绝缘液体作为工作流体。因为这些液体具有相对较低劣的热传输性质（即低表面张力和低导热率），毛细管作用热管采用这些液体不会是高性能的设备。使用电流体动力学的概念能提高这种性能，而且有助于补充吸液老热管从约250°F到750°F温度范围无满意工作流体的空白。

3. 电渗透热管：利用电渗透压力可以显著地增加热管的热传递能力，因此电渗透作

用可以和毛细管作用同时采用。工作流体电渗流动的热管简图表示在图11上[8]。图中 L_c 代表热管凝结器段, L_a 代表绝热段(即转输段), L_e 代表蒸发器段, 1为冷却套, 2为回流凝结液体在毛细管内流动, 3为靠壁的毛细管结构, 4为多孔电极(负极), 5为加热电阻丝, 6为蒸汽流, 7为电源, 8为多孔电极(正极), θ 为管轴线与垂直线的夹角。电渗流动热管的工作流体可以采用 KCl 或 KOH 水溶液, 浓度 10^{-2} 莫尔/升, 或者采用溶解有碳酸气的蒸馏水(4.38×10^{-4} 莫尔 H_2CO_3 /升)。在场强100[伏/米]下, 热传递能力增加50—150%

4. 重力热管: 在重力场下, 凝结器放置于蒸发器之上, 利用重力作用使凝结液回流到蒸发器段。这种热管用于固定装置上的发热件散热特别简单。工作原理类似于回流式凝结器, 但是它符合编译者对热管所给的广义的定义。图12上示出用作可控硅整流器散热的重力热管散热器示意图。硅片发热件1与热管紧密结合的部分即为热管蒸发器, 容器2内盛以工作流体水, 水面必须淹没发热硅片, 散热空心管3即为热管的凝结器部分。

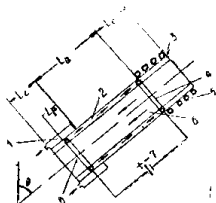


图11 电渗流动热管简图

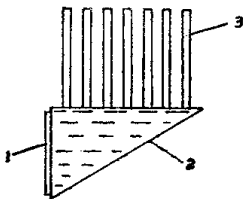


图12 用于可控硅整流器的重力热管示意图

§ 2—2 吸液芯热管结构

根据热管的定义, 结构方面是不受几何条件约束的, 实际上已建造和试验过大量的各种不同形状的热管。图13上绘出其中的一些结构形状。图13(A)为格罗弗最先提出的热管示意图, 这种结构形状的热管有两个特点, 即是长度与直径的比例很大, 以及多孔吸液芯材料紧贴在容器内壁面。图13(B)、(C)两种热管构型, 也有大的长度直径比, 但吸液芯结构是容器内壁上的槽道和缝隙。图13(D)上的热管有很小的长度直径比, 这种热管常常被称为“汽室”, 或者变成“热板”。图13(E)上的热管, 液体回流和蒸汽流动路线是机械地分开的。图13(F)所示热管, 其蒸发器和凝结器间转弯 90° , 如果转弯处用波纹弹性管联接, 即是柔性热管, 转弯角度可以按需要改变, 或者是为了适应振动环境。图13(G)上的五叉形热管, 中心汇合处为蒸发器, 五叉作为凝结器。图14上绘出所谓径向热管, 作为从热源到同心的冷源之热传递。这时吸液芯放置在内圆筒之外壁和外圆筒壳体的内壁, 并靠吸液芯辐条将内外吸液芯连接起来。这种径向热管可用作电子管冷却[9]。

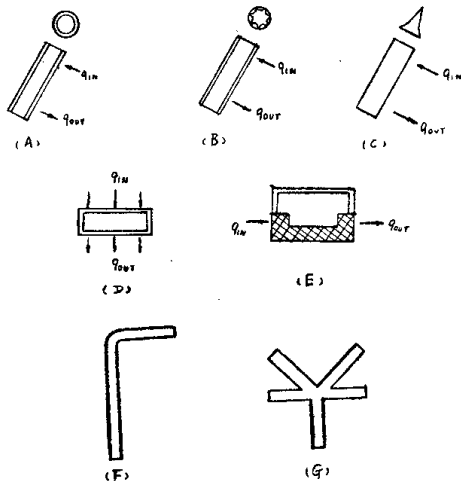


图13 一些典型的热管几何形状

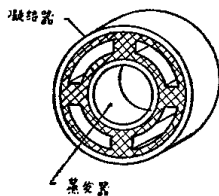


图14 径向热管

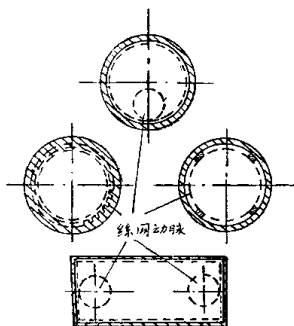


图15 动脉吸液芯热管横断面图*

* “动脉”也可译为“干道”：德文为Arterie、英文为Artery。

就吸液芯的结构而言更是各式各样。图15上绘出几种动脉吸液芯热管的横断面图[10]。上、下两图热管除管壁有丝网吸液芯外,还有由丝网构成的动脉吸液芯,液体的回流主要是靠动脉吸液芯部分,管壁丝网主要是起径向转输液体的作用。这时回流液体的压力降取决于动脉断面大小,而最大可能的毛细管压力差取决于网孔的大小,与动脉断面无关。图15左、右两种热管可以认为是另一种类型的动脉热管,或者也可以看成是组合吸液芯热管。左图是槽道吸液芯外再放置一层丝网,槽道起动脉吸液芯的作用。右图是丝网和管壁之间的环形空间用纵向隔离条隔开的环缝动脉,丝网也可用多孔管(如钎未冶金,烧结金属纤维,或者陶瓷等制成)代替[11]。动脉热管在高热负荷的情况下有其明显的优越性。

图16上表示出一种新的螺纹动脉热管结构[7]。这种热管用于需要传递大的轴向热流同时又有很高的径向热负荷的情况。回流凝结液在1个或几个动脉网a内沿轴向传输,动脉网靠肋状的毛细管通路b和管壁c连起来。壁上切削成尖螺旋状的小槽沟d用作周向传输。在凝结区域,凝结液体经毛细管通路吸到动脉内。在加热区域,液体退缩到螺纹沟底呈弯月面形状,这是形成从动脉到加热壁圆周方向传输液体的毛细管压力差所需要的。图17示出内径12毫米和两条100目网格动脉,圆周上有螺纹沟槽热管的剖面示意图。螺纹节距为0.3毫米,螺纹深度为0.2公厘。

就液体传输能力而言,螺纹动脉热管有类似于环缝动脉热管那样很大的传输能力。而早期的槽道热管和网格热管,管内液体压力降直接与有效毛细管直径有关,传输能力比所有的动脉热管无例外地要小得多。

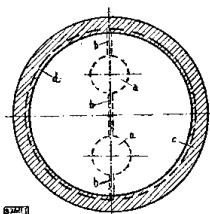


图16 螺纹动脉热管的横断面

a——动脉网, b——毛细管通路,
c——管壁, d——螺纹小槽沟。

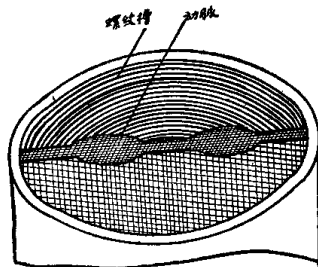


图17 螺纹动脉热管内部剖面示意图

对于受热面的热负荷而言,高热负荷只是当受热壁面上传输液体层的厚度很小的时候能够达到,这时可以保证表面蒸发和减小气泡形成的危险。这种气泡危险特别是在环缝动脉热管的情况下会剧烈降低受热面的临界热负荷。轴向槽道吸液芯热管虽然可以达到很高的径向热负荷,但是它有传输能力小的缺点。螺纹动脉热管液体在螺纹槽道内只需传送圆周的一部分,很小的槽道尺寸就行,轴向传输有大横截面的动脉,因此既能适应很高的受热面热负荷,又具有很高的轴向传输能力。

螺纹动脉热管的制造费用是很有限的。螺纹可以用简单的工具在壁上车削出来;当