

建筑工程情报资料

第 8337 号

内部资料

热管在建筑节能方面的应用

中国建筑科学研究院建筑情报研究所

一九八三年十二月

前 言

热管是六十年代出现的一种新型传热元件，开始用于宇航的热控制、空间能源内的传热及电子设备冷却。近十几年来已有效地用在许多技术领域。在建筑领域内的热水供应、采暖、空调、锅炉省煤器等的节能方面，热管技术的应用也取得显著的效果。

热管的特性是：传热量大、温度均匀、结构简单、工作可靠、没有传动部件、在温差很小的情况下，可传输颇大的热负荷。热管的导热效率和传热速度是现有的传热装置所不能比拟的。

为了使“热管”这一新技术能广泛应用于我国建筑节能等方面，在辽宁省燃料利用研究所、东北工学院以及全国有关大学、科研单位及有关企业单位的研究、应用基础上，东北设计院王之永工程师参考了国内、外有关热管技术文献，对国内的热管应用技术进行了调查，应邀编写了《热管在建筑节能方面的应用》专辑。本专辑包括：热管基本理论、热管技术的发展、热管元件设计、热管换热器的设计和工艺制造及应用等五个部分。其中包括国内外的具体应用示例。应用部分约占全集62%，有利于推动我国节能、余热利用工作。

热管技术在我国应用时间不长，面还不广，许多技术问题及经济分析还需做大量工作。由于理论水平及实践经验的欠缺，编辑出版这本专辑错误和不足之处在所难免，敬请批评指正。

清华大学热能动力系唐启森副教授对本资料进行了认真细致的审核工作，在此谨致谢忱。

中国建筑科学研究院建筑情报研究所

一九八三年六月

目 录

第一部分 热管基本理论

- 一、热管的结构和传热温降过程..... (1)
- 二、热管工作的特性..... (4)
- 三、热管的工作极限..... (4)
- 四、热管的几种特殊形式..... (5)
- 五、影响热管工作的几个因素..... (9)

第二部分 热管技术的发展

- 一、热管的简史..... (10)
- 二、国外热管技术发展趋势..... (12)
- 三、热管技术在我国的应用状况及前途..... (13)

第三部分 热管元件设计

- 一、选择工质和工质充装量..... (14)
- 二、管壳设计..... (17)
- 三、确定吸液芯结构设计..... (19)

第四部分 热管换热器的设计和制造

- 一、概述..... (23)
- 二、热管换热器的设计计算..... (27)
- 三、热管换热器的制造..... (30)

第五部分 热管换热器的应用

- 一、气—气式热管换热器..... (37)
- 二、气—液式热管换热器在锅炉节能方面的应用..... (50)
- 三、热管换热器在国内应用实例..... (52)

附录一：常用计量单位及换算关系..... (83)

附录二：常用工质的各种特性..... (87)

参考文献..... (94)

热管在建筑节能方面的应用

第一部分 热管基本理论

一、热管的结构和传热温降过程

(一) 热管的结构原理

热管是一个密闭容器，容器内装有吸液芯结构和少量的工质。热管的一端为蒸发段，另一端为冷凝段。当热管的蒸发段受热时，经管壁传到吸液芯中，工质便汽化、蒸发，依靠压差使蒸汽经热管的中心通道而迅速传到冷凝段，在这里蒸汽凝缩成液体，释放出潜热。在吸液芯的吸力作用下，液态工质又回到蒸发段，通过这种“蒸发—传输—冷凝”的反复循环而传递热量。在蒸发段与冷凝段之间为绝热段，作为流体通道。

吸液芯热管结构如图1-1所示：

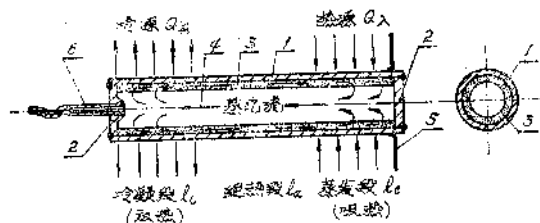


图 1-1 吸液芯热管结构图

1—管壳；2—端盖；3—吸液芯；4—工质；
5—肋片；6—排气管

热管沿径向分为管壳、吸液芯、蒸汽腔三个组成部分。

1. 最外层为管壳，是把热管的工作部分封闭起来的一个密封容器。管壳要有足够的机械强度，由于内压力 and 外界环境压力常常

不等，管壳焊接后必须承受住内、外压力差而不致变形或胀裂。一般采用圆形管子作为热管的管壳，圆管有成本低、承受压力大、加工简便等优点。根据传热要求，管壳应薄些，使热阻尽可能小些，但从结构方面考虑，又要求管壁厚些。因此，在选择管壳时，须经过管壳强度计算，取得最佳的管壁厚度。其计算方法详见第三部分热管元件设计。

2. 内层沿内壁周围的部件为吸液芯，它是由多孔材料构成的。吸液芯的作用是利用液体表面张力产生的毛细作用，保持其中有均匀而稳定的一层薄薄工作液膜，使液体从冷凝段返回蒸发段。吸液芯一般采用网状或在管内壁上挤压成若干沟槽的结构，网状结构必须牢固地贴附于管壳内壁面上。由于吸液芯被低导热率的工质所浸透，是热流通路的主要阻力。因此，设计热管要选择合适吸液芯。详见第三部分第三节确定吸液芯结构设计。

3. 热管的中间通道为蒸汽腔。它是由液体产生蒸汽从蒸发段流向冷凝段的通道。

重力式热管和重力辅助式热管：

1. 重力式热管或称两相热虹吸热管，这种热管的冷凝段位于蒸发段之上。当热管蒸发段受热时，液体便沸腾产生蒸汽，在冷凝段凝结成液体，释放出潜热，液态工质靠重力作用顺管壁回流到蒸发段。热管内省去吸液芯结构，其性能不亚于吸液芯热管。由于

这种热管结构简单、制造容易、工作可靠、成本低，故在设计时应优先采用，如图 1-2a 所示。

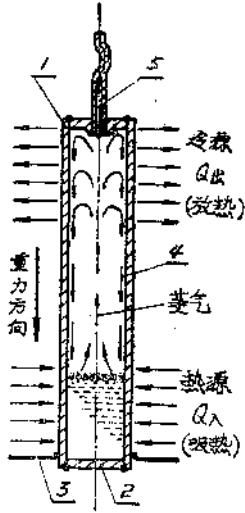


图 1-2a 重力式热管结构图

1—管壳；2—端盖；3—肋片；4—工质；5—排气管

2. 重力辅助式热管与重力式热管不同，这种热管在安装时，与水平面成各种角度而起到重力辅助作用，如图 1-2b 所示。一般在热管内壁上装有简单的丝网吸液芯或在管内壁挤压成若干槽道；另一种方法只在蒸发段部分装有丝网吸液芯或挤压成槽道。

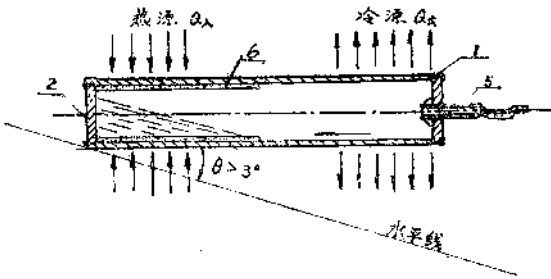


图 1-2b 重力辅助式热管结构图

1—管壳；2—端盖；5—排气管；6—吸液芯

（二）热管的传热及温降过程

热管从热源到冷源之间通过九个传热和温降过程，此温降用热阻表示如图 1-3a 和 1-3b 所示。

ΔT_1 ——加热介质平均温度与蒸发段管外表面的温差；

R_1 ——热源到蒸发段外表面的外部换热热阻；

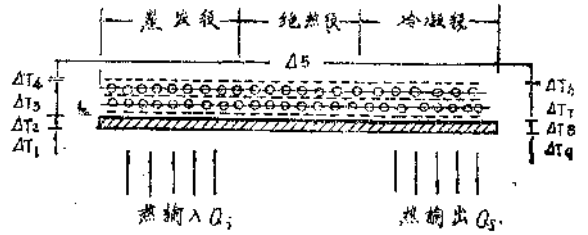


图 1-3a 热管内的温降

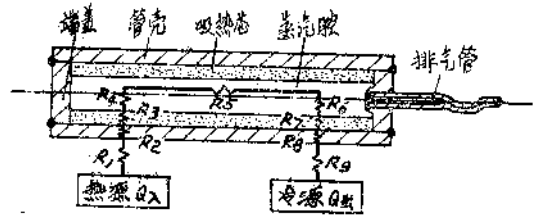


图 1-3b 热管内的等温热阻

ΔT_2 —蒸发段外壁与内壁温差；

R_2 —蒸发段外壁到内壁的导热热阻；

ΔT_3 —蒸发段内壁到吸液芯温差；

R_3 —蒸发段吸液芯的导热和吸液芯内液体导热的热阻；

ΔT_4 —蒸发段吸液芯液汽界面的温差；

R_4 —蒸发段吸液芯液汽界面汽化的热阻；

ΔT_5 —蒸发段和冷凝段的蒸汽温差；

R_5 —蒸汽腔内蒸汽轴向流动的热阻；

ΔT_6 —冷凝段汽液界面的温差；

R_6 —蒸汽在冷凝段内汽液界面的凝结换热热阻；

ΔT_7 —冷凝段吸液芯到内壁的温差；

R_7 —冷凝段吸液芯和吸液芯内液体导热的热阻；

ΔT_8 —冷凝段内壁与外壁的温差；

R_8 —冷凝段管壁材料内部到外壁的外部换热热阻；

ΔT_9 —冷凝段管外壁和冷介质平均温差；

R_9 —冷源到冷凝段外表面的外部换热热阻。

以上九个传热过程中， R_1 和 R_6 是热管吸热和放热之间外部换热的热阻，只关系到热源、冷源与热管之间的温差（可用一般方法计算），应与热管内各项热阻分开计算。 R_4 和 R_5 是液气两相界面之间的汽化和凝结时换热系数的倒数，由于换热系数的值都很大，所以 R_4 和 R_5 可以忽略不计。 R_3 是热管蒸气腔内蒸气轴向流动换热的热阻，它与热管长度有关，这个热阻很小也可以忽略不计。

即：热管内热阻 $R = R_2 + R_3 + R_7 + R_8$
 蒸发段内热阻 $= R_2 + R_3$

冷凝段内热阻 $= R_7 + R_8$

为便于了解各种热阻的相对大小，用下表列出水热管每平方厘米截面积的各种热阻近视值以作参考。

热 阻	°C/W	热 阻	°C/W
R_1	$10 \sim 10^3$	R_6	10^{-8}
R_2	10^{-1}	R_7	10
R_3	10	R_8	10^{-1}
R_4	10^{-6}	R_5	$10 \sim 10^8$
R_5	10^{-8}		

计算热阻的公式如下表所示。

序 号	定 义 关 系 式	热 阻 计 算 公 式	备 注
1	$Q_1 = h_a A_o \Delta T_1$	$R_1 = \frac{1}{h_a A_o}$	
2	平板形 $g_c = \frac{R \Delta T_2}{t}$ 圆柱形 $g_c = \frac{2 \pi R \Delta T_2}{\ln \frac{r_2}{r_1}}$	$R_2 = \frac{\Delta T_2}{A_c g_c}$	
3	$R_w = (1 - \varepsilon) R_3 + \varepsilon R_1$	$R_3 = \frac{d}{R_w A_o}$	此式是非金属工质的上限，对液态金属工质要修正
4	$g_c = \frac{L^2 P v \Delta T_4}{RT^2 \sqrt{2 \pi RT}}$	$R_4 = \frac{RT^2 \sqrt{2 \pi RT}}{L^2 P v A_c}$	可忽略不计
5	$\Delta T_5 = \frac{RT^2 \Delta P v}{L R v}$	$R_5 = \frac{RT^2 \Delta P v}{Q L P v}$	可忽略不计
6	$g_c = \frac{L^2 P v \Delta T_6}{RT^2 \sqrt{2 \pi RT}}$	$R_6 = \frac{RT^2 \sqrt{2 \pi RT}}{L^2 P v A_c}$	可忽略不计
7	$R_w = (1 - \varepsilon) R_6 + \varepsilon R_1$	$R_7 = \frac{d}{R_w A_c}$	若有过量工质，应对附加热阻加以修正
8	平板形 $g_c = \frac{R \Delta T_8}{t}$ 圆柱形 $g_c = \frac{2 \pi R \Delta T_8}{\ln \frac{r_2}{r_1}}$	$R_8 = \frac{\Delta T_8}{A_c g_c}$	薄壁圆筒 $\ln \frac{r_2}{r_1} \approx \frac{d}{r}$
9	$Q_1 = h_c A_c \Delta T_9$	$R_9 = \frac{1}{h_c A_o}$	

上表中，热阻为温降与总传热量之比。总传热量 $Q_t = Q + Q_s$ ，热通量 $g = Q/A$ 。 Q_1 、 Q 及 Q_s 按上表定义。 $\Delta T_1 \sim \Delta T_9$ ， $R_1 \sim R_9$ 以

及 R_9 也按上表定义。
 上表公式符号是：
 A_o 、 A_c ——蒸发段和冷凝段壁面积；

h_e, h_c ——蒸发段和冷凝段外表面的放热系数;

g_e, g_c ——通过蒸发段和冷凝段壁面的热通量;

R ——热管管壳的导热率;

t ——热管管壳厚度;

r_1, r_2 ——圆柱形热管的内外半径;

d ——管芯的厚度;

R_w ——吸液芯的有效导热率;

P_v ——蒸汽压力;

L ——汽化潜热;

R ——蒸汽的气体常数, $R = R_0/M$;

T ——蒸汽的绝对温度;

ΔP_v ——热管内的蒸汽相总压降。

二、热管工作的特性

(一) 导热能力强

热管是靠工质的沸腾与冷凝, 释放出潜热来传递热量, 导热率非常高, 为质量与之相同的银或铜棒的几百倍。如用直径为 25mm, 长为 600mm 的热管作导热元件, 每小时传输热量 3500kcal, 若改用铜棒传输这么多的热量, 就需要十几吨铜。用锂作工质时, 在 1500°C 下测得的轴向热流量可达 $10 \sim 20$ 千瓦每平方厘米。

(二) 应用温度范围广

热管的应用温度范围由低温零下 270°C 到高温 2300°C 之间。

国外将热管的工作温度分为深低温 ($0 \sim 150K$) 低温 ($150 \sim 750K$) 高温 ($750 \sim 3000K$)。每一个范围的温度值大约是它前一个范围的四倍, 如图 1-4 所示。在每一个范围内, 一般认为工作流体通常是相同的类型。

在深低温范围内工作流体一般是元素或单一的有机气体。在低温范围内大部分是极性分子或卤化碳, 在高温范围内是液态金属。

三种温度区域内的十九种流体大致的有效应用范围表示在图 1-4, 也表示出上面定义的三种区域界限。这种区域界限仅看成是近似的, 因为某种流体重迭到下一个温度范围。

热管是在非固定工作温度下工作, 其温度随热源或冷源的变化而升高或降低。它既可用于高温部位的散热或排热; 又可回收利用低温热源的废热。

(三) 热流密度可变换

热管具有热流密度变换的特性, 热管吸入和放出的总热量是相等的, 并且蒸发和冷凝之间彼此是独立的, 所以改变两者换热面积的比例, 就可以实现热流密度的变换。如将蒸发段加长, 冷凝段缩短, 这时低热流率热源中的热可由热管集中起来, 以高热流率从冷凝段给出, 反之, 也可将高热流率热源中的热以低热流率从冷凝段散走, 高低热流率比值可达 10。

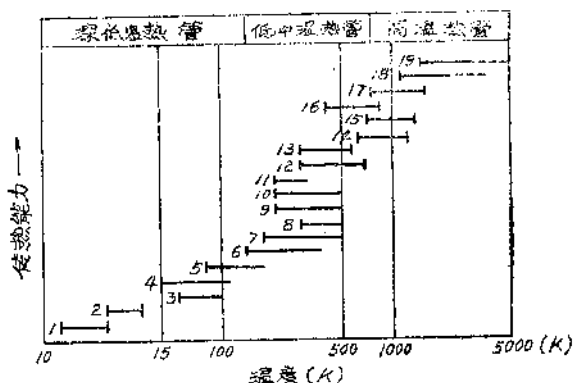


图 1-4 不同温度区域内某些工作流体应用大致范围

1—氢; 2—氦; 3—氦; 4—氦; 5—甲烷; 6、7—氟里昂; 8—苯; 9—丙酮; 10—甲醇; 11—氨; 12—导热油; 13—水; 14—铯; 15—钾; 16—汞; 17—钠; 18—锂; 19—银

三、热管的工作极限

为了使热管有效的工作, 必须使最大毛细压差 $\Delta P_{c,m,x}$ 大于热管内的总压降。压降

有三部分：使液体从冷凝段回流到蒸发段所需的压降 ΔP_1 ；使蒸汽由蒸发段流向冷凝段所需的压降 ΔP_2 ；重力压差 ΔP_g ，它可能为零、正值或负值。因此，必须满足 $\Delta P_{c,max} \geq \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_g$ 。

若不满足这一条件，蒸发段内吸液芯将被烧干，热管就不能运行。

热管随着温度的升高，其输出受五个因素的限制。这些极限，包括粘性限、声速限、携带限、吸液限和沸腾限。各种工作极限，限制着热管可能传递的最大传热率。

(一)粘性限：粘性限是在温度较低的情况下出现。它是由于管内凝结液流动阻力增大，使回流到蒸发段的液体减少。因而热管的传输热量能力降低，如图1-5-1所示。

(二)声速限：当热源温保持恒定而冷源温度太低时，在热管中就出现声速限。此时蒸汽密度下降，蒸汽速度相应增加，一直到速度变成声速为止。蒸汽流在蒸发段出口阻塞，就象收缩管的喉部达到声速时的情况一样，一旦发生阻塞，即使冷源温进一步降低，也不会再使总热流增大，如图1-5-2所示。

(三)携带限：在热管内部，汽液交界面上存在着剪切力，当蒸汽速度高到一定值时，这个力足以把蒸发段吸液芯中的液态工质携带到冷凝段，造成蒸发段局部烧干现象，如图1-5-3所示。

(四)吸液限：热管的吸液芯和工质是确定的，因而最大毛细压头是一个定值。加热热流增加时，吸液芯对液态工质的毛细吸力相应增大，冷凝液回流的速度提高，阻力加大。当加热热流达到某一数值时，液态工质所受的毛细吸力达到最大值。冷凝液回流的速度也达到最大值，而热流量不再增加。这时，如再稍加一些热流，液-汽弯月面就一直向吸液芯内收缩，直到所有液体用尽为止。蒸发段的吸液芯干涸了，管壳温度没有

约束地升高，直到烧毁为止。当然。只有在热源是变动温度时，才能达到烧毁情况。对于确定温度热源，一旦达到吸液限，热管就简单地停止工作，但不发生机械损坏，如图1-5-4所示。

(五)沸腾限：当蒸发段径向热流率超过某一数值时，会使蒸发段吸液芯内的液态工质迅速沸腾而烧干。这个径向热流率数值称为工质的沸腾极限，如图1-5-5所示。

图1-5表示这五种限制因素的相对位置关系。 P 表示总的轴向热通量， T 表示热管内的蒸汽平均温度，热管应在这五种限制曲线的条件下，才能成功地工作。

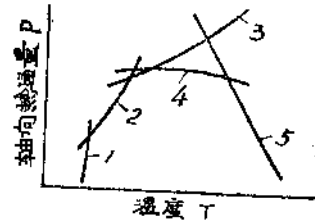


图 1-5 热管的传热极限

四、热管的几种特殊型式

(一)单向热管(热二极管)

单向热管是向一个方向传导热量的能力很高，反方向传热时，相当于一般金属固体材料，导热率很低。用于外界温度周期性变化时，能保持向某一方向传递热量，达到散热或储热的目的。因为它相当于电子技术中二极管的作用，又称为“热二极管”。

热管在竖直或接近竖直状态下运行时，可利用重力开关热流，如蒸发段位于热管的下部，则有下列热平衡关系：

$$\Delta P_c + \Delta P_{gr} = \Delta P_L + \Delta P_v$$

式中： ΔP_c —毛细压力， ΔP_{gr} —重力头， ΔP_L 和 ΔP_v 分别为液体和蒸汽流的摩擦损失。

若是所利用的吸液芯压力 ΔP_c 小于重力 ΔP_{gr} ，在垂直位置时，可按蒸发段的位置

来使热管导通或截断热流。若蒸发段在热管的下部，热管可正常运行。若蒸发段的高度等于或大于吸液芯抽吸力能够达到的高度，热管中热流就被截断。因此，只要适合上述条件，热管就可在竖直方向上作为二极管运行。

西德原子能研究所柯克帕特里克 (Kirpatrick) 对热二极管作了以下两种研究：

第一种是利用贮液室捕集冷凝液，如图 1-6 所示。

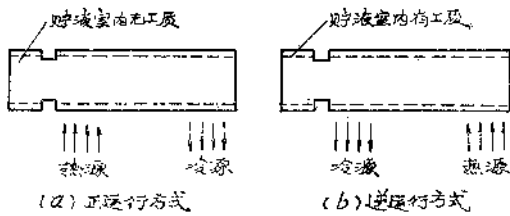


图 1-6 捕集液体的热二极管

图 1-6(a) 表示正运行方式。具有正常热管的特性，有热流流过。若把蒸发段和冷凝段的相对位置颠倒过来，如图 1-6(b)，冷凝液就被捕集到贮液室内。贮液室内的管芯和热管吸液芯不连通，因此冷凝液不能回流到图上的左边，热管运行中断，停止传热。

第二种是利用液体堵塞(封闭)冷凝段，如图 1-7 所示。

这种热管内部装有过量液体。图 1-7(a)，过量液体收集到冷凝段端部的贮液室内，热管将正常运行。图 1-7(b)，蒸发段和冷凝段的位置颠倒过来，过量的液体把冷凝段(原蒸发段)堵住，就使热管运行中断。

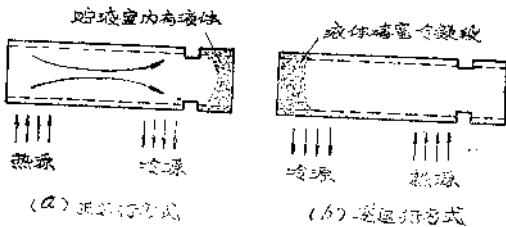


图 1-7 液体堵塞的热二极管

(二) 热开关热管

热开关的热管，相当于电工中的自动断路器。它的特点是：只要选择适当的工质，当热源的温度高于它的熔点时，热管就运行，即传递热量；低于它的熔点温度时，工质便凝固，热管就停止运行，也就是停止传递热量，起到“开关”作用。

布罗斯特 (Brost) 和舒伯特 (Schubert) 专门论述了将碱金属热管作为热开关的问题，作出以下各方案：

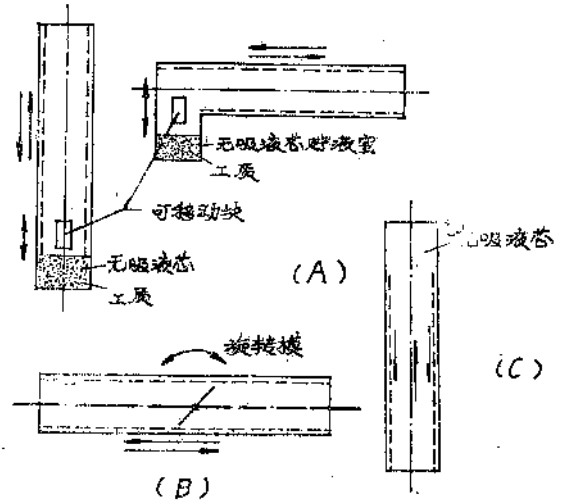


图 1-8 可开关热管的三个方案

(A) 在热管中装有一个可移动块，用它来开关热流。当热流被切断时，工作液体就聚集到无吸液芯的区域，如移动块进到液体池中，液体就被置换到与吸液芯相接触，这时按外部所加温度梯度而发生热流。

(B) 是利用蒸汽空间内的旋转隔板开关或控制热流。(C) 是在热管上部有一段无吸液芯，从而截断热流，只有借助于重力使冷凝液返回蒸发段后，才有可能导通热流。

(三) 旋转热管

旋转热管是一种靠离心力使冷凝液回流到蒸发段的热管，可用于需散热的转轴上。

旋转热管由一根密闭的空心轴构成，沿轴向长度上略带锥度。和一般常规热管一

样，分为蒸发段、绝热段和冷凝段。旋转热管绕其轴线旋转产生离心加速度 $\omega^2 r$ 。沿热管壁面的加速度分量为 $\omega^2 r \sin \alpha$ 。相应产生的力推动冷凝液沿管壁回流到蒸发段，如图1-10所示。

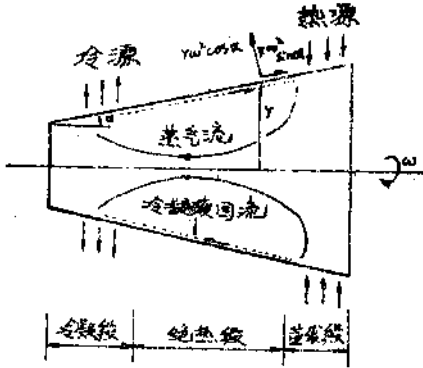


图 1-9 旋转热管示意图

1969年美国国家宇航局（NASA）研究了一种无吸液芯的新型热管——旋转热管。它用离心加速的作用把液体由冷凝段输送到蒸发段，可用以冷却发动机及透平叶片转子。格雷（Gray）论述了旋转热管，并提出了一种离心式热管空调装置，如图1-10所示。

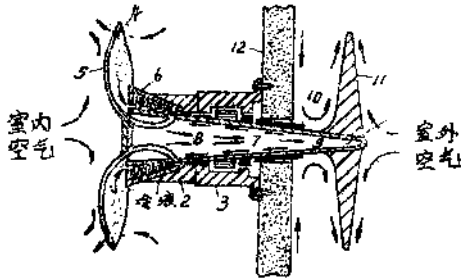


图 1-10 旋转热管空气调节装置

1—热管转轴；2—壳体；3—微型电机；4—风扇；5—导管；6—压缩机；7—蒸汽腔；8—蒸发段；9—冷凝段；10—轴套；11—轮盘；12—外墙

离心式热管空调装置的工作过程是：

首先开动电机3，在电动机的推动下，热管转轴1带着室外轮盘11、室内压缩机6和风扇4一起旋转。在压缩机流道与风扇空心叶片间有一根细管5相通，在这里充装制

冷剂，当热量传给旋转热管蒸发段时，使工作流体汽化、蒸发，依靠离心力作用将热量传输到墙外的冷凝段，在这里蒸汽凝结成液体，由室外空气将热量散掉，液芯工质又回到蒸发段，通过这种“蒸发—传输—冷凝”的反复循环而传递热量，从而达到了室内空气调节的目的。

（四）平板式热管

平板式热管的功能与常规的管状热管相同。主要差别是，平板热管内的吸液芯能把工质液体均匀地分布在较大的表面，这种热管的特点是能得到较大面积的等温或温度梯度很小的表面。因此可用来制造一种极为有效的散热器，或利用这种散热器表面等温的特性，可作为有关等温生产工艺装置。

平板式热管在需要克服重力运行的情况下，为了保证液体能回流，并且能把液体沿平板热管的表面分布均匀，其吸液芯结构布置成如图1-11所示。如果从平板热管底面输入热量，则可取消烧结吸液芯，只需用丝网吸液芯把液体沿底面分布开。

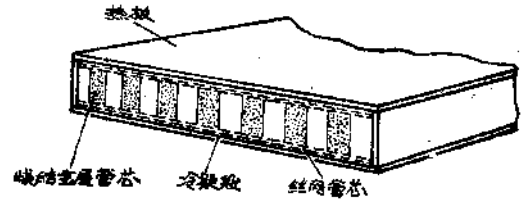


图 1-11 平板式热管内部结构示意图

（五）挠性热管

挠性热管与一般热管基本相同。只是在碰到振动源，或者由于难于组装，不能使用刚性热管时，采用挠性热管，如图1-12所示。挠性热管是在蒸发段和冷凝段之间加一段波纹管，或者用某种塑性材料作成简单的挠性管道，再将它与普通金属管连在一起，同样分为蒸发段与冷凝段。这种热管在刚性管不动时可改变弯曲度 $0 \sim 90^\circ$ ，如图1-12所示。

（六）变导热管

变导热管也称为“可变导热管”或“控

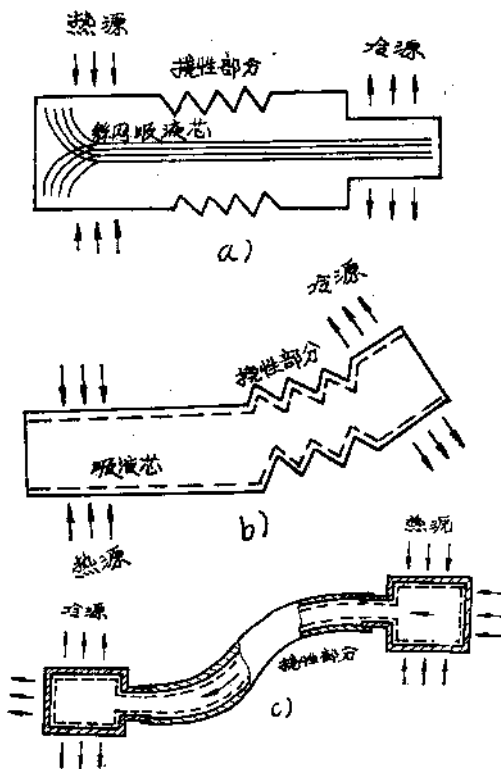


图 1-12 挠性热管示意图

制热管”。是近年来热管技术的一项新发展。

在常规的热管应用中，工质蒸汽内存在的任何不凝结气体均流向冷凝段并集聚在端部，形成一个气体塞。此气体塞和流动蒸汽存在明显的分界面，而且不凝结气体有效地封闭了它所占有的冷凝段，使该处停止任何局部传热。改变此气体塞的长度即可改变起作用的冷凝段面积。因此，控制气体界面适当的位置，从而精确控制蒸发段的温度。

另外，常规热管的工作温度不是固定的，它相应于热源和冷源的变化来自动调整，以维持输入的热量和输出的热量达到平衡。如果在热管应用中，要求蒸发段或冷凝段有特定的工作温度范围，使之不受冷、热源条件变化的影响，这时就必须控制热管输入或输出的热量；控制液体流量；以及控制热管的蒸汽流量，这些都可以达到控制热管工作温度的目的。相对地说采用充入惰性气体来控制冷凝段的热输出这种方式效果较好。下面介

绍几种气体控制热管的基本方法：

1. 充惰性气体的变导热管

如图 1-13 所示，在热管冷凝段分成有效和无效两段。在制造热管时，增加一段无效长度，充入一定数量的惰性气体，气体占据隔断冷凝段的长度，取决于热管有效区的工作温度。如果温度升高，工质的蒸汽压力增高，便将不凝结气体压缩到无效冷凝段，这样就提供较大的有效冷凝段面积；反之，热管有效区工作温度下降，工质蒸汽压力降低，一定数量的气体膨胀到较大的容积，这样就封锁了较大的冷凝段部分。因而，在热输入率或冷源条件改变时，便减少了温度的相应变化。

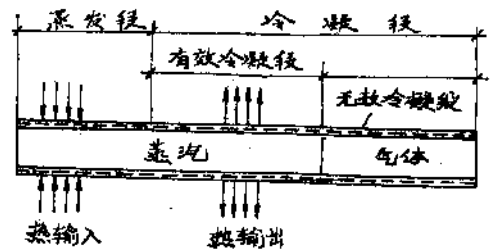


图 1-13 充惰性气体的变导热管

2. 带冷贮气室的变导热管

如图 1-14 所示，在热管冷凝段末端增设一个较大的气体贮气室，改变了冷凝段的面积，工作温度波动较小，就使热管在最大传热能力时，其整个管长均能有效地传热，同时较精确地控制蒸汽温度，贮气室也可方便地用阀门封闭。

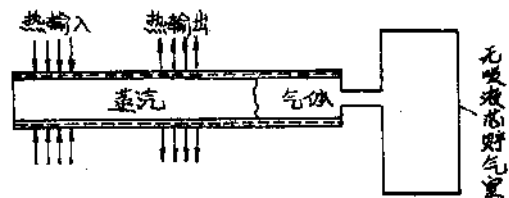


图 1-14 带冷贮气室的变导热管

3. 有吸液芯冷贮气室的变导热管

如图 1-15 所示，贮气室的吸液芯用于

提供聚集在容器内的液体回流的线路，该液体是通过蒸汽的扩散和凝结，或者是由于工作流体偶然的溢出，凝结在贮气室内。为使冷凝液能流出，在冷贮气室内也需要有吸液芯。贮气室内蒸汽的分压力将等于其温度下所对应的蒸汽压力。

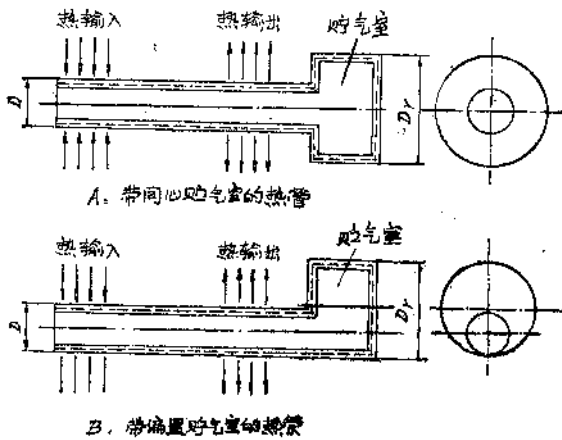


图 1-15 带吸液芯贮气室的变导热管

贮气室的吸液芯可以将热管的吸液芯延伸过来，也可以制造完全不同的吸液芯。因为贮气室吸液芯不需满足任何传热要求，设计简单的多层网格附于贮气室壁，与热管冷凝段吸液芯连通，使其在重力场中有足够的吸液高度。

A图，热管和圆筒容量是同心的，要求有效抽吸高度为： $h = \frac{D_r + D}{2}$ 。

B图，要求低得多，即是 $h = D$ 。

五、影响热管工作的几个因素

(一) 热源、冷源对热管工作的影响

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。热管外壁温度可以是固定的或者是可变的，取决于热源和冷源加给蒸发段和冷凝段的温度。在蒸发段，可变的温度通常是把某种热通量边界条件施于加热源的结果。用电阻加热器、感应线

圈、射频线圈或者辐射加热作为热源；在冷凝段中，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。

图 1-16 示出沿热流通路的定性温度分布曲线。图(a)是热源和冷源恒温型的温度分布。对于这种情况只能有轴向热流。热管内的蒸汽温度接近于热源和冷源的平均值，由于液体—吸液芯基体内的热阻在冷凝段大于蒸发段，其平均值近于热源温度。

图(b)，当冷源温度是确定的，热源温度容许变动的温度分布。这种情况在低温热管试验中遇到，如用电阻加热蒸发段，用水套冷却冷凝段，由(a)、(c)分布曲线表明，随着热通量的增加，热源温度和汽温也升高。相反，如果热流量保持不变而冷源温度升高，如(a)、(b)分布曲线所示，汽温和热源温度也要提高，但此时蒸发段

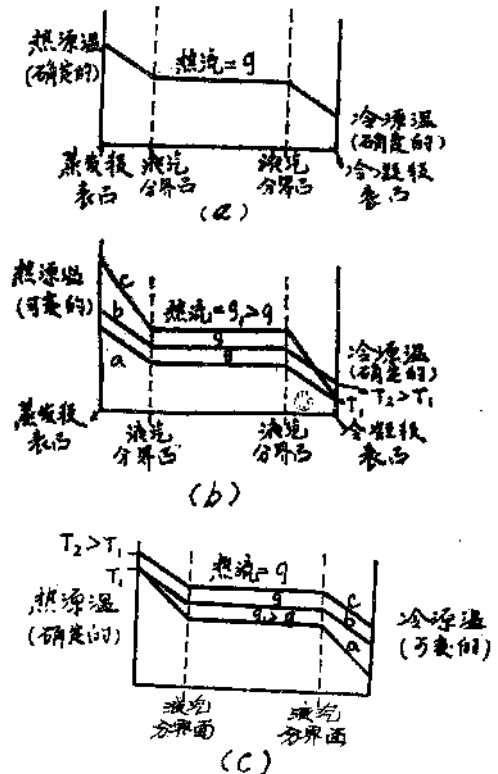


图 1-16 沿热流通路的定性温度分布曲线

内和冷凝段内的温度梯度都保持不变。

图(c)表示热源温度是确定的,而冷源温度容许变动时的情况。从分布曲线(c)和(b)可见,如热源温度是确定的,为了与更大的热通量相适应,蒸汽温度必须下降,相反,如热源温度升高时,则在给定热通量下,蒸汽温度必须上升。

热源温度和冷源温度都容许变动的情况,在高温液态金属热管的实验中遇到。在用感应加热或射频线圈加热蒸发段,用辐射冷却冷凝段时,热管的工作温度将自行调整到某个值,使总的热输入等于总的热输出。这种自动调整取决于所用的热源和冷源的类型,以及管壁本身的某些性质(如电阻率或发射率等),所以不能作出有关工作温度的确

切表示。一般来说,增加热通量将使热管的工作温度升高。

(二)不凝气体对热管工作的影响

由于选择热管所用的工质、管壳、吸液芯材料之间的不相容,或充装工质的方法不恰当,或管壳泄漏等原因,热管中存在不凝气体。

最常见的不凝气体是空气,产生的原因,大部分是泄漏进去的;氢气,产生的原因是工质与管壳之间不相容而起化学反应。在热管工作时,工质的蒸汽和不凝气体是相互分开的,它们之间存在明显的分界面,这些不凝气体集聚在冷凝段的端部,形成一个停滞的气体区,使该处停止任何局部传热,降低了总的传热能力。

第二部分 热管技术的发展

一、热管的简史

热管的概念,首先是由美国俄亥俄州通用发动机有限公司的高格勒(R.S.Gauger)于1944年6月提出的。其设想是:蒸发段位于冷凝段之上,不附加动力而使冷凝液再回到蒸发段,采用烧结铁粉作的吸液芯,用于制冷装置。用热管把热量从致冷器的内室传至装在下部盛有碎冰的容器内,为了改进热管向冰块传热,采用了外部带肋的管状蒸汽室,热管就装在它的内部。这个蒸汽室还可作为热管工质的贮存室。

由于通用发动机有限公司采用了当时普遍应用的其它方法来解决特殊的传热问题,所以高格勒所提出的热管研制工作没有超出专利阶段。

1963年,美国以原子能委员会的名义发

表了格罗弗(Grover)等人提出类似高格勒提出的一个装置的专利,命名为“热管”。翌年,格罗弗等人首次公开发表了他们试验的结果。其热管是以347号不锈钢管作管壳,五层100目304号不锈钢丝网作吸液芯,钠作工质,有效导热率超过24000英热单位每小时英尺,相当于6048kcal/h。并提出可用锂和银作工质。

英国哈威尔原子能实验室对钠热管及其它热管开展了类似的工作,它们主要把热管用到核热离子二极管转换器上。意大利依斯普拉联合原子核研究中心在诺伊(Neu)和巴斯(Busse)的主持下也着手制订了类似计划。他们的工作进展很快,在研究热管方面成为仅次于美国的最活跃的中心。他们着重研究用热管向发射极传热以及把集电极的废热带走。用于发射极的热管运行温度为1600~1800°C,而用于等电极的为1000°C左右。

1964~1966年期间,美国无线电公司(RCA)所生产的热管用玻璃、铜、镍、不锈钢、钼基合金作管壳,工质用水、铯、钠、锂及铷。热管最高运行温度达1650°C

1967~1968年,在科学杂志上刊登了几篇文章(大部分是美国的),指出热管可广泛用于冷却电子仪器、空气调节系统、冷却发动机等。文中还介绍了研制挠性热管及平板热管的情况。着重指出热管与铜这一类实心导体相比,导热率大大提高。例如具有简单管芯的水热管的有效导热率比相同尺寸的铜棒大几百倍。他们重点研究热管在人造卫星上的应用。1967年进行了热管首次飞行试验。为了证实热管在空间环境下也能正常工作,用阿特拉斯-阿金纳火箭从肯尼迪角把一根一端用电加热的水-不锈钢热管发射到地球轨道上。热管到达轨道后,自动投入运行。五个跟踪站成功地收到了热管绕地球轨道连续飞行十四圈的性能遥测数据,结果表明热管运行良好。

从1968年开始,在宇宙飞船采用了热管散热器,装于发报机里的晶体管装置中,这是世界上出现的第一个常规应用的热管器件。热管成为宇航温度控制的关键设备。

日本在1968年应用带肋热管束制成空气加热器,用于回收热排气中的热量,还可用于工业与民用空气调节系统,在节能方面具有很大现实意义,现在这种热管换热器已经标准化、系列化、商品化了。

1969年美国国家宇航局(NASA)研制成功三种热管:

(1)无吸液芯的旋转热管,用离心加速的作用,把液体由冷凝段输送到蒸发段,其优点是不受常规热管毛细的限制,传热能力大大超过吸液芯热管。可用于冷却发动机转子及透平叶片转子以及空气调节装置。

(2)-150~-203°C工质为液氮的深低温热管,用于冷却人造卫星红外线扫描系统的探测器。

(3)-207°C工质为液氮的深低温热管,用于冷却加速器靶子等深低温冷却装置。

1970年美国热管的应用从宇航扩大到地面应用,有了商品热管供应。美国横贯阿拉斯加州的输油管线工程,应用热管作为管线支撑以构成地面永冻层。这条管线穿过寒冷的冻土地带,夏天冻土融化,使管线下陷而引起管线破裂。后来,决定在管桩中装置简单的重力热管,从而解决了油管下陷问题。冬天通过热管将管桩基础周围的热量带出散失在空气中,形成结实的“低温锚桩”。夏天,由于重力热管具有单向传热性能,大气中的热不能传到地下,使地下冻土不致融化。采用氨-碳钢热管,长10至20m,热管两端的温度小于1°C情况下,保证每根热管可输送300W的热流,热管的设计使用寿命可达30年,整个管线工程在798英里长总共使用了十一万二千多根热管,共花1300美元。

1973年全世界出现能源危机以来(实际是石油危机),热管在节约能源和新能源开发方面的研究,各国都很重视。将热管组装成各种热管换热器,回收废热节约能源。美国多特公司(Q-Dot Corporation)、无线电公司(RCA)、热电子公司(Thermo-Electron Co.),及诺伦制造厂(Noren Products)等,纷纷制定标准化产品,专门生产利用废热的热管以及特殊用户的热管等。英国和日本从美国引进热管技术,成立几个公司专门生产利用废热系统的热管。西德、苏联、意大利等国也相继掀起了研究热管的热潮。

苏联设计一种新型双向作用的外燃机,共有四个加热室,利用热管将相邻的两个加热室连接,充分利用了热能。这种结构能使外燃机的效率提高到55%,比原有水平提高了15%。

西德采用热管散热器的电力机车,从1974年已开始行驶在国家的铁路干线上。

澳大利亚等国利用热管于太阳能系统,

已经投入正式运行。美国柯达公司已经在一座七层楼建筑物的暖通、空调中利用太阳能热管制冷系统,实现了全年的调节控制。

二、国外热管技术发展趋势

七十年代以来,国外热管技术得到迅速、广泛的发展。热管技术这一门应用学科也已基本形成。美国新墨西哥大学已经正式列出热管课程,热管理论也更为深入。从1964年格罗弗发表“热管”第一篇论文以来,1965年科特(Cotter)发表的论文对热管理论作出了重要的贡献,列出了描述热管中各过程的基本方程,还提出计算热管工作毛细限的模型。1968年依斯普拉联合原子核研究中心的邱氏(Cheung)综合详述了80多篇文献。1970年奇泽姆(Chisholm)在“热管”一书列出参考文献149篇,1972年在基布雷国立工程实验室(NEL)所编的热管文献目录中列出了544篇文献。到1976年热管的参考文献已超过1000篇。并已召开了四届国际热管会议。第一届1973年在西德的斯图加特(Stuttgart)召开;第二届1976年在意大利的鲍罗哥纳(Bolgona)召开;第三届1978在美国加州的巴罗阿卢多(Palo Alto)召开;第四届1982年在英国伦敦(London)召开。现在热管技术已成功地应用在许多技术领域,广泛地用于建筑节能的热水供应、采暖、空调、动力等方面。

目前,国外热管技术发展总的趋势是:

1. 标准化、系列化

美、日等国已将热管换热器列为标准化、系统化产品。日本在1976年从美国引进热管换热器以后,到八十年代初,已达到标准化、系统化程度。如VTC系列,以回收空调换气中的余热为目的,一台每小时可以处理 $800 \sim 50000 \text{ Nm}^3$ 风量,如几台并联起来,处理风量就可达到相当大,一般使用温度范围为 $-40 \sim 90^\circ\text{C}$,用于高层建筑、医

院、工厂、学校、剧场等空调系统;ICT系列,以回收工业废热为目的,用于各种窑炉的废气余热回收等;STC系列,用于工业余热回收中要求避免给气、排气混合的场所。

2. 大型化

国外目前热管换热器的标准化产品最大处理烟气量为10万标准立方米每小时。日本在第二次国际热管会议提出多边形蜗壳式热管换热器,直径达10m左右,分几个单元组成,每个单元有 12×24 列管子(288根),热管规格为 $25.4 \times 2.5 \text{ mm}$,管长为3.8m,热负荷达960万千卡每小时,处理烟气量为30万标准立方米每小时,(烟气进口温度 250°C ,烟气出口温度 153°C ,空气入口温度 20°C ,空气出口温度 170°C)。

美国Q-Dot公司生产用于炼油厂加热炉回收余热装置的矩形气一气式热管换热器,热管规格为 $51 \times 2.41 \text{ mm}$,管长4.75m,共计用144根,每根热管的最大传输能力达5796.4千卡每小时,热负荷为80万千卡每小时,处理烟气量为30万标准立方米每小时,(烟气入口温度 260°C ,烟气出口温度 177°C ,空气入口温度 27°C ,空气出口温度 121°C)。

3. 高质量、高效率、低成本

目前国外对热管制造的每道工序,都要求比较严格。在热管管壳材料的选择方面,最初采用有色金属铜、铝和其它合金作为管壳及肋片。为降低产品成本,美国已采用碳钢的管壳、烃类为工质的热管。日本原来用铜铜复合管,现将管壳改用碳钢镀铜或碳钢镀树脂等作管壳,热管的性能好而价廉。

总之,在国外随着工业技术的发展,特别是能源的紧张,热管技术应用范围不断扩大。世界各先进国家都在七十年代末期成功的用在工业与暖通、空调方面的余热回收利用,也发表了热管换热器的应用实例。

三、热管技术在我国的应用 状况及前途

我国对热管技术的研究工作是一九七二年开始的,从理论到实践已有十年的历史。实验室研究成果开始应用于工业与民用方面。热管换热器用于暖通、空调、动力等余热回收方面,是从一九七八年以来三、四年的事。一些高等院校、设计科研单位先后进行了热管在节能方面的研究,参考国外有关热管文献,结合我国现实情况,已成功地研制出气—液旋流式热管换热器,气—气式热管换热器,以及研制和提高各种热管元件的性能,如何降低成本等措施。几年来,进行了多次半工业性试验,取得了比较稳定的技术性能参数。因此,国内热管技术的发展也是比较快的。

中国科学院热物理研究所和重庆大学热管科研组,十年来对热管技术进行了很多理论和实验研究工作,并编写、翻译了国外有关热管资料。对我国四个现代化建设和余热回收节能工作,起着积极的促进作用。

一九七七年重庆大学热管科研组研制成功的风冷(1000安)晶闸管热管散热器,用于大功率晶闸管要求在较高的蒸发热流密度和相当低的温度差下散热。这种新型散热器为晶闸管向高压、大电流方向发展实现风冷散热开辟了新的途径。这种散热器已在重庆钢绳厂成套装置投产,用作钢绳沸水淬火控制电源。经过长期连续运行,热管散热器工作正常。

一九七八年五月东北建筑设计院为建筑节能设计一种气—液旋流式热管换热器,于一九七九年九月与辽宁省环保所、沈阳市和平区环保设备厂共同协作,成功的达到设计预期效果。用于各种加热炉、锅炉烟气余热回收利用及锅炉省煤器等方面。热管规

格为 $\phi 20 \times 2 \sim \phi 32 \times 2.5$ mm的直径,1~1.5m长,25~90根,回收余热量为2.5~10万kcal/h,烟气温度250~600°C,热水温度45~90°C,热水量500~1500t/h,热管换热器可并联使用。提高加热炉或锅炉热效率10~15%。经过几年来运行考核,性能良好,取得了稳定性的技术性能参数,于一九八〇年九月在沈阳市科委主持下,召开了技术鉴定会,与会者一致认为“该设备是回收效率较高的新型节能装置,在余热回收上达到了国内先进水平”。一九八一年荣获沈阳市重大科技成果二等奖。目前正在全国各地逐渐扩大应用。

一九八〇年四月,南京炼油厂将气—气式热管余热回收装置用于加热炉。设计容量15.5万kcal/h,烟气温度350→190°C,空气温度33→118°C,热管数90根,轴向槽道管长1.5m。

一九八〇年十月,抚顺石油二厂将气—气式热管余热回收装置用于加热炉。设计容量22万kcal/h,烟气温度280→180°C,空气温度7→117°C,热管数140根,热管长2m。

一九八〇年十二月,兰州炼油厂将气—气式热管余热回收装置用于加热炉。设计容量28.1万kcal/h,烟气温度260→209°C,空气温度15→75°C,热管数220根,管长1.5m。

一九八〇年十一月,辽宁省丹东绢绸厂、营口针织二厂等单位,采用钢—水、钢—酒精热管省煤器,两年来,已推广百余台,节煤千吨左右。

一九八二年辽宁省燃料利用研究所开始研制:节能锻造炉二次烟气余热回收常温热管换热器;中、小型锅炉省煤器;热管太阳能集热器;500~1000°C中温热管换热器用于工业炉高温烟气余热回收;热管余热锅炉等。

一九八三年三月,沈阳铁路局勘测设计所设计一种气—液式导热姆A热管换热器,管壳采用碳钢管,工质用导热姆A。用于烟

气温度500~900℃, 烟气出口温度400~500℃, 冷水温度11~14℃, 热水温度50~

85℃, 热水量400~700 l/h, 回收热量2~4万kcal/h。

第三部分 热管元件设计

在热管元件设计之前, 应与其它传热系统作综合性技术经济方案比较, 确信采用热管应用技术条件比其它传热系统合理适用之后, 综合特定用途和要求, 按下列基本设计程序着手设计。

热管元件设计中需考虑许多方面的问题, 其中主要的是: 选择工质和确定充装量; 选择管壳材料与设计计算; 确定吸液芯的设计与计算。

一、选择工质和工质充装量

(一) 选择工质的基本原则

首先考虑工质的各种物理、化学和热力学性质是否符合设计要求, 按下列基本原则进行选择:

1. 合适的工作温度范围;
2. 工质的蒸汽压力在运行温度范围内是否超过管壳允许范围;
3. 工质必须与管壳、吸液芯材料相容;
4. 汽化潜热大;
5. 导热率高;
6. 工质和蒸汽纯度低;
7. 表面张力大;
8. 热稳定性好;
9. 工质能润湿管壁和吸液芯。

(二) 工作温度

工作温度是确定热管采用何种工质的最重要参数。常用热管工质及使用温度范围见表3-1。表中使用的温度范围内, 有几种工质同时可供选用, 但如何确定最佳工质需考

虑下列因素:

常用热管工质及使用温度范围 表3-1

工 质	熔点(℃)	大气压下的 沸点(℃)	使用的温度 范围(℃)
氮	-272	-269	-271~269
氟	-210	-196	-203~160
氦	-78	-83	-80~100
氟里昂-11	-111	24	-40~120
氟里昂-113	-35	48	-10~120
戊 烷	-130	28	-20~120
丙 酮	-95	57	0~120
甲 醇	-98	64	10~130
乙 醇	-112	78	0~130
庚 烷	-90	98	0~150
水	0	100	30~200
导热姆A	12	257	150~395
水 银	-39	361	250~650
铯	29	670	450~900
钾	62	774	500~1000
钠	98	892	600~1200
锂	179	1340	1000~1800
银	960	2212	1800~2300

1. 热管在运行温度范围内的蒸汽速度避免过大, 否则将使温度梯度大, 并把与之反向流动的冷凝液携带走, 甚至引起流动不稳定。蒸汽压力也不能太高, 太高就必须用厚壁管壳。

2. 在设计热管时, 为使其能够克服重力运行, 并产生较大的毛细驱动力, 希望表面张力大些, 汽化潜热大些, 以便用最少量的液体来传递大量热量, 从而保持管内的压降小。表面张力随温度及压力而变化, 其有效值受液—蒸汽、液—液或液—固界面上积累的外来物质的影响有较大的变化。几种流体