

热管技术的应用与发展

APPLICATION AND DEVELOPMENT OF HEAT
PIPE TECHNOLOGY

弗拉维奥·多布兰等著

王礼建 主译



广西师范大学出版社

热管技术的应用与发展

APPLICATION AND DEVELOPMENT
OF HEAT PIPE TECHNOLOGY

Flavio Dobran et al 著

王 礼 建 主译

广西师范大学出版社

内 容 提 要

本书共选收论文89篇,译自第五届(1984年在日本召开)、第六届(1987年在法国召开)和第七届(1990年在前苏联召开)国际热管会议论文集。内容包括以下几部分:地区性热管技术的研究和发展综述;热管的理论分析;热管的工作特性;热管中的沸腾与冷凝;热管材料的相容性;特殊热管的研究;热管在宇航、电子、电工、机械、动力、化工、建筑空调、环保、能量利用与热贮存以及生物工程等方面的应用。本书可作为热管研究、设计和制造的科技人员的实用参考书,也可作为高校工程热物理、热能工程、动力、能源等专业师生用的参考书。

热管技术的应用与发展

Flavio Dobran et al 著

王 礼 建 主 译

责任编辑:唐丹宁

封面设计:邓焱飞

广西师范大学出版社出版发行

邮政编码:541001

(广西桂林市中华路36号)

湖南大学印刷厂印刷

*

开本:787×1092 1/16 印张:20.75 字数:480千字

1991年12月第1版 1991年12月第1次印刷

印数:0001—1500册

ISBN 7—5633—1286—2/TK·001

(桂)新登字04号

定价:9.80 元

● 序

热管是一种高性能传热元件,它的内部传热过程主要是相变传热,因此热管具有很大的当量导热系数。在某些场合热管可以代替固体的导热过程,以强化传热,也可以制成散热器,流体之间的换热器,热管等温设备及温度控制设备等。

自1964年第一根热管在美国问世以来至今已有28年,它的出现引起了世界各国学者的重视。自那时以来,无论在应用方面还是在理论方面,热管都有很大的发展。早期热管主要用于航天技术,以后热管的应用领域在不断地扩大。自70年代初以来,人们已逐步将其应用于民用工业,例如,人们成功地将高性能的热管换热器用于工业余热回收,在电子器件的冷却中采用重量轻、体积小的热管散热器,近几年则进一步发展了微型热管以冷却微电子器件,其他如热管式太阳能集热器,热管等温炉及黑体炉,封闭空间的热管冷却系统,用热管防止冻土层的融化,或者防止路面积雪和结冰等,都得到应用。各国在热管研究和开发方面都有自己的特色。

在我国,热管已在航天技术中得到成功的应用,自70年代初以来,我国不仅在热管的基本研究方面开展了大量的工作,而且在开发热管换热器用于余热回收及其他热管换热设备方面也取得了很大的成绩,例如,已开发应用的有热管空气预热器、热管余热锅炉、热管省煤器、热管锅炉、热管茶水炉及热管取暖器等,层出不穷。全国已有数千台大小不同的热管换热器在各个工业部门运行,其换热量从每小时数亿焦耳至1千余亿焦耳不等,显示了它们的优越性,为我国能源工业作出了贡献。将热管用于电子器件和微电子器件冷却方面的研究和开发工作,也取得了一定的成绩,但在这方面的进步与先进国家相比还有相当的差距。我国在热管技术开发的广度和深度方面,还需要作大量的工作。

我国已举办了三次全国性的热管学术会议,这对热管技术的发展起到很好的促进作用。国际热管会议已先后在德、意、美、英、日、法和前苏联等工业先进国家举行了七次。1992年秋将在我国北京召开第八届国际热管会议,这是国内、外热管界的一件大事,它将是一次盛大的热管研究成果交流会议。

为了将第五、六、七各届国际热管会议发表的成果尽快地介绍给我国从事热管技术研究和应用的读者,促进我国热管技术的发展,使其更好地为我国“四化”建设服务,王礼建副教授等翻译组的同志从上述三届国际热管会议论文集中精选了39篇论文,将其翻译成中文,书名为《热管技术的应用与发展》,全书共48万余字,350余幅图,书中选题内容反映了近10年来热管技术的重要发展方向,部分内容是我国热管研究与应用中的空白。本书的出版将使更多的热管技术工作者有机会了解和熟悉国际上热管技术的发展方向和先进水平,使他们受到启发并激发他们的创造力。笔者深信本书将为我国热管技术的发展作出很好的贡献并受到读者的欢迎,翻译者的辛勤劳动将结出丰硕之果。

马 同 泽

1991年12月于北京

● 译者的话

热管是一种新型高性能传热元件，它的内部传热过程是工质蒸发沸腾和凝结相变传热，因此，它能在小的温差下传输大的热量。它的当量导热系数比导热性能良好的铜可高出几十倍，甚至数百倍，因而有超导热体之称。它在实际工程的散热、换热、等温和温控设备中显示了很大的优越性。

自1964年第一支热管问世后，至今已有20多年了。在这20多年中，热管技术已有很大发展。早期热管主要用于航天技术和电子工业；随着工业技术的不断发展，热管在不断地扩大它的应用领域。人们已逐步将它应用到民用工业部门，例如用于余热回收中的高性能热管换热器、冷却电子器件的小巧热管散热器及热管式等温设备、等温炉等。

我国对热管的研究和应用始于70年代初期，在基础理论研究和应用方面进行了大量的工作，热管在航天技术中得到成功应用，在一般民用工业中，如石油、化工、动力、冶金、纺织、电子、电工、建筑、陶瓷、机械、太阳能利用、工业余热回收等得到初步应用。虽然这一技术的发展在广度和深度上还不够，同先进国家相比还有一定差距，但其前景是广阔的。

我们根据国内热管技术研究和应用的现状，从第五、六、七届国际热管会议论文集中精选了39篇论文，编译成《热管技术的应用与发展》一书，奉献给我国从事热管技术研究、设计和制造的科技工作者和科技管理人员。希望这本书在我国热管技术的发展过程中能起到借鉴和促进作用，“他山之石，可以攻玉”，这就是我们的愿望。

从1984年第五届国际热管会议起，我国有许多热管工作者在历届国际热管会议上宣读和发表了很多有重要价值的论文，限于篇幅，同时又考虑到这些论文已在国内有关中文杂志上发表，故未选译入本书，特此说明，请有关国内作者谅解。

参加本书翻译的有王礼建、易德明、周继珠、陈兴祥、银炉明、丑虚白、张如馨、李晓钟、杨受章、邹纯学和雷文俊同志。杨惠庄同志绘制了本书的大部分插图。全书由王礼建同志统稿、审定。易德明同志协助主译做了许多工作。

在本书翻译和出版过程中，中国科学院工程热物理研究所马同泽研究员、湖南大学徐思铸教授给予热情指导，马同泽同志并为本书作序；万良玉、王西成、杨九思、杨连生、林金木、欧阳洪、黄礴、黄秉曙、舒震、廖钢、滕明生、瞿章华等同志（按姓氏笔画为序）分别参与了部分译文的校订；湖南大学、中国人民解放军国防科技大学、广西师范大学出版社、哈尔滨热管协会、湖南大学印刷厂等单位给予支持和帮助。对上述单位和个人，我们在此致以诚挚的谢意。

由于我们水平所限，在翻译及统稿上不足之处在所难免，敬请读者批评指正。

1991年10月

● 目 录

译者的话

美国热管的研究与发展·····	(1)
日本热管的研究与开发·····	(30)
重力辅助热管的工作极限·····	(42)
不锈钢重力辅助槽道水热管低温时的工作特性·····	(49)
两相闭式热虹吸管传热极限的研究·····	(56)
高效两相闭式热虹吸管的热工特性·····	(63)
两相闭式热虹吸管的传热性能·····	(70)
关于两相闭式热虹吸管强化沸腾面的研究·····	(79)
毛细结构中钠的汽化换热·····	(87)
具有多孔表面的两相闭式热虹吸管的沸腾传热·····	(95)
逆向蒸汽流交界面的剪切应力对冷凝液膜传热的影响·····	(104)
热管中有机液体工质与工业结构材料的相容性·····	(110)
钢-水热管中腐蚀现象的研究·····	(117)
热管工质的中子电视实时成像技术·····	(130)
微型热管的分析与试验·····	(137)
低温热管的长期运转试验·····	(145)
深冷甲烷热管的分析和实验研究·····	(150)
充气可变热导甲醇热管的研制和测试·····	(156)
萘热管的实验研究·····	(168)

钠热管的长期运转试验	(176)
热管换热器的模化和最优化	(182)
L-SAT 通讯卫星热管散热器和热模型在地面试验中的热像技术和热管模拟技术	(190)
计算机模块中的热管	(202)
电子设备的热管冷却系统	(211)
利用热管回收车用柴油机的排气余热	(218)
金属铸造中应用热管的理论研究	(224)
热管在生物工程中的应用	(231)
通风系统中回收废热的热管换热器	(237)
太阳能陶瓷平板热管收集器	(242)
电源可控硅冷却系统的大功率热能贮存器	(246)
可控硅电绝缘热管冷却系统	(252)
用热管强化冷却电机	(257)
两相闭式热虹吸管冷却电力变压器	(270)
利用长热虹吸套管提取地热能	(275)
热管及有关强化技术在提高能量利用率与环境保护中的作用	(287)
利用热管冷却地下电力电缆的潜热贮存系统的研究	(293)
太阳能地下长期贮存系统的热虹吸热管	(298)
高性能热管在潜热贮存中的应用	(307)
热管在冷能贮存系统和供热系统中的应用	(316)

● 美国热管的研究与发展

〔美〕 Flavio Dobran

周继珠 译 瞿章华 校

提 要 本文目的是回顾美国新近的热管研究与发展成果。在讨论高性能单槽缝、楔形干道、梯形槽道、双缝道、双壁干道、陶瓷的和其它特别设计的热管之后,对多种热管(包括可变导热管和热虹吸管)瞬态模化与试验的成果进行了评述。讨论了热管在地面系统中的应用,其中有热回收系统、朗肯(Rankine)与太阳能系统、核聚变反应堆的冷却以及电子设备的热控制。热管在空间系统中的应用,包括空间站与卫星的热控制以及大规模空间动力系统的辐射器的设计。虽然,过去的几年中,在高传热性能热管的研制方面取得许多进展,但是,热管的模化工作没有按技术要求得到同步发展。

1 前言

美国热管研究和发展的主要部分,主要是属于空间应用。美国正在设计空间站、空间平台和大功率空间动力发电系统,该系统主要用热管辐射器把大量的热能排放到空间去。卫星的热控制在很宽的温度范围内很有效地继续使用着热管。地面的热管应用领域包括热回收系统、电子设备的热控制、太阳能加热等等。具体的应用确定着热管的总体设计特征(工作温度、工质与结构材料),而应用的性质则确定着热管详细的结构特点(内部液体和蒸气流道的几何形状、热管外形以及与重力矢量有关的蒸发段、冷凝段的方位)。热管的应用温度范围,可以从几度(Kelvin)的液氮温度到冷却燃烧室和冷却已设想的核反应堆所需的千度以上。要不要用热管把热源与热沉隔离,要不要进行温度控制,要不要变换热通量,则要根据详细的应用特点来决定。

热管大体上可分为热虹吸管与其它各种热管。其中,热虹吸管是最简单的,利用重力使冷凝液从冷凝段返回蒸发段。其余的热管可以用网状的、纤维状的或烧结粉末的吸液芯,吸液芯通过毛细力使冷凝液回流。离心力、静电力、电磁力和渗透力也可用来使冷凝液回流。在这些热管中,重力可以帮助液体和蒸气流动,也可以阻碍液体和蒸气流动。

虽然热管的基本工作原理定性地说已有较好的了解,但是热流体动力学的流态是复杂的,并且在给定热管的几何形状和工质的情况下决定着传热极限。蒸发段高热通量

可以使蒸发段表面由于冷凝液不足而烧坏,这样一种减低冷却效果的结果使得局部表面温度增大以至可以毁坏热管壁面。在蒸发段中液体量很少的情况下,可出现干涸,这与烧坏有相类似的结果。如果液体润湿多孔吸液芯结构表面,则因液体在表面张力作用下容易汲进和充满吸液芯的孔穴,热管的毛细吸液芯就会适当地起作用。如果使用的热通量高于毛细极限热通量,从冷凝段到蒸发段有效的液体供给(抽汲)就会中止。蒸发段与冷凝段之间有效表面上界面形状的差异造成有效的压力梯度,使液体从冷凝段经过吸液芯结构流向蒸发段。这种压力梯度随网孔的变小而增大,但是这要以同时增加液体流动阻为代价。高轴向热通量时在长热管中,液体与蒸汽的相向流动可产生界面的不稳定性,这种不稳定使液滴从液体中带入蒸汽流,即造成“携带”工作极限,进一步增大蒸汽流(如用加热的方法)都不能再使冷凝液流量增大。另一种工作极限是由声速流或阻塞流造成的,在给定的冷凝段温度下,即使花费更大的蒸发段热通量也不能再使蒸汽流率增加。温度接近工质的凝固点时,工质的蒸汽密度、蒸汽压力和质量流率都是很低的,而靠近热力学临界点时,即使热通量或温度的边界条件发生很小的变化,工质的性质也非常明显地变化,产生一种反常的热管特性。高密度工质如水、甲醇、水银和铯,对重力效应是很敏感的;而低密度工质如钠与锂则不敏感,对热管在反向重力场中的工作没有严重妨碍。

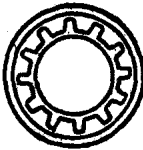
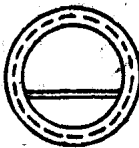
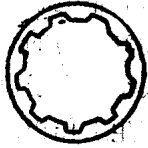
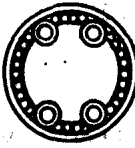
热管在达到稳态工作之前,必须经过过渡状态。热管的起动力学取决于工质的初始状态,热管内部与外部的几何条件,也取决于加热和冷凝的方法。过大的传热速率能造成吸液芯局部干涸。蒸汽的初始密度高时启动很快(几秒),而初始密度低或工质处于凝结状态时,热管的过渡过程则很长(几小时),并且可以产生前锋启动而不能均匀启动。热管在超临界状态下启动是很慢的,因为这种启动首先要求把蒸汽先冷却下来并且凝结成液体。最后,热管中存在不凝结气体(或为了精确的温度控制有意加入的或无意中留存的)时,过渡过程还要包括在建立正常工作之前首先要把气体排挤到冷凝段中去的过程。

对热管中复杂的热流体动力学过程的简短回顾,不仅为了说明最佳热管设计的复杂性,而且也指出热管设计者针对众多应用情况还有许多为了达到最佳设计的参数要处理。美国新近热管研究和发展成果的介绍将首先包括对高性能热管设计与研制的评论。接着对热管的瞬态模化和试验成果进行评述,而后用对热管在地面系统与空间系统的应用的回顾作为结束。

2 热管研究与发展的成果

给定了应用条件就标明了热管的工作温度、最佳工质和结构材料的选用根据。在给定了工质的情况下,热管的最大传热能力就取决于其几何结构特征,同时也取决于热量如何加给蒸发段又如何从冷凝段中排出。通过对这些特性的适当选择,有可能消除前面讨论过的一个或更多的热管工作极限。所有现行的高性能热管都是用这样一种对几何结构进行明智选择的方式来设计的,目的是为了得到最有效的液-汽循环以使传热能力最大与结构上的完整。表1说明新近各种先进热管的吸液芯结构和它们的传热能力,这些先进热管是首先要讨论的。

表 1 现行高性能热管方案

吸液芯结构	性能说明	吸液芯结构	性能说明
单槽缝 (挤压铝) 	氮试验: 在21°C下 $L_{eff} = 4.6 \text{ m}$ $D_o = 13.4 \text{ mm}$, $D_i = 6.32 \text{ mm}$ 缝隙宽 = 0.254 mm $Q/L_{eff} = 3330 \text{ W} \cdot \text{m}$ (最大的, 无倾角的) $Q_r = 13.4 \text{ W/cm}^2$ 研制者: Grumman	双缝道 	甲醇, 分析: 120°C $L_{eff} = 4 \text{ m}$, $D_o = 25.4 \text{ mm}$ $Q/L_{eff} = 18600 \text{ W} \cdot \text{m}$ (最大的, 无倾角) 不锈钢壳 研制者: Grumman
楔形干道 (挤压铝) 	氮试验: 见表 2 $L_{eff} = 5.45 \text{ m}$ $D_o = 12.2 \text{ mm}$, $D_i = 6.35 \text{ mm}$ 缝隙宽 = 0.254 mm $Q/L_{eff} = 5200 \text{ W} \cdot \text{m}$ (最大的, 无倾角的) $Q_r = 15 \text{ W/cm}^2$ 研制者: Grumman	双壁干道 (铜) 	水, 试验: 100°C $L_{eff} = 1.72 \text{ m}$, $D_o = 22.2 \text{ mm}$, $D_i = 12.7 \text{ mm}$ $Q/L_{eff} = 2100 \text{ W} \cdot \text{m}$ (最大, 无倾角, 166°C) $Q_r = 16 \text{ W/cm}^2$ 研制者: Wright 宇航实验室
梯形轴向槽道 (铝) 	氮试验: 20~70°C $L_{eff} = 2.97 \text{ m}$, $D_o = 41 \text{ mm}$, 32个槽道 槽宽: 0.13~0.8 mm 槽深: 4.0~4.4 mm $Q/L_{eff} = 11000 \text{ W} \cdot \text{m}$ (逆向倾斜 3°mm) $Q_r = 2.8 \text{ W/cm}^2$ 研制者: OAO 公司	双对干道 液态金属 (铝合金) 	锂, 试验: 1230°C $L_{eff} = 1.6 \text{ m}$, $D_o = 15.8 \text{ mm}$, $D_i = 14.2 \text{ mm}$ 干道直径: 1.5 mm, 400 目丝网 $Q/L_{eff} = 48000 \text{ W} \cdot \text{m}$ $Q_r = 150 \text{ W/cm}^2$ 研制者: Los Alamos国家实验室

2.1 特殊热管的发展情况

2.1.1 单槽缝热管

图 1 所示的单槽缝热管有两个轴向通道, 一个是蒸汽流道, 另一个是液体流道^[1]。分隔二通道的小缝是为了造成高毛细压力差。蒸汽通道含有周向槽道, 这是为了分布由小缝流过来的液体。二通道结构使液流与蒸汽流之间分隔开来, 在很大程度上消除了相向流动的工作极限。而且, 液体的粘性压降也小, 这是因为液体没有阻碍地流经通道, 这与常规网芯型热管结构的情况相反。蒸汽通道中的周向槽不仅提供有效的液体分布, 而且使液体汽化的传热面积增大。正如图 1 所示, 热量是通过固紧在蒸汽道上的散热片传给热管和传出热管的。

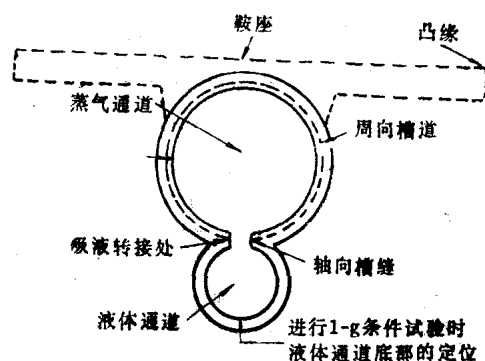


图 1 单槽缝热管结构

图2说明单槽缝热管的压力平衡关系。第一个方程代表周向或壁面吸液芯毛细压力的升高与液体通道、蒸汽通道及壁面槽道中粘性压降及倾斜热管和壁面槽中抽汲液体的重力相平衡。第二个方程式说明单槽缝要建立毛细压头以克服两个通道中液体与蒸汽的粘性损失和克服热管倾角的逆向重力影响。

通过早已建立起来的方程式把各压降项与压力升高项用工质性质及热管的几何参数表示,就能得到图3中所示结果^[1]。该图说

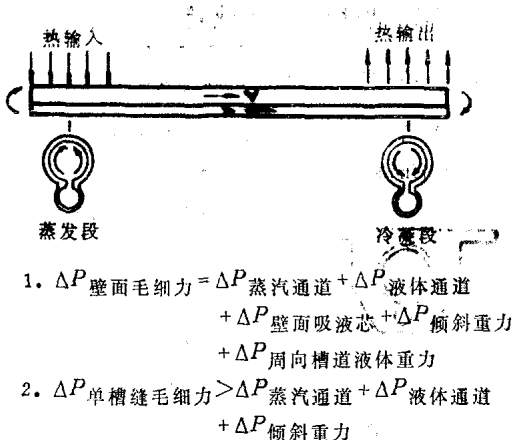


图2 单槽缝热管工作原理

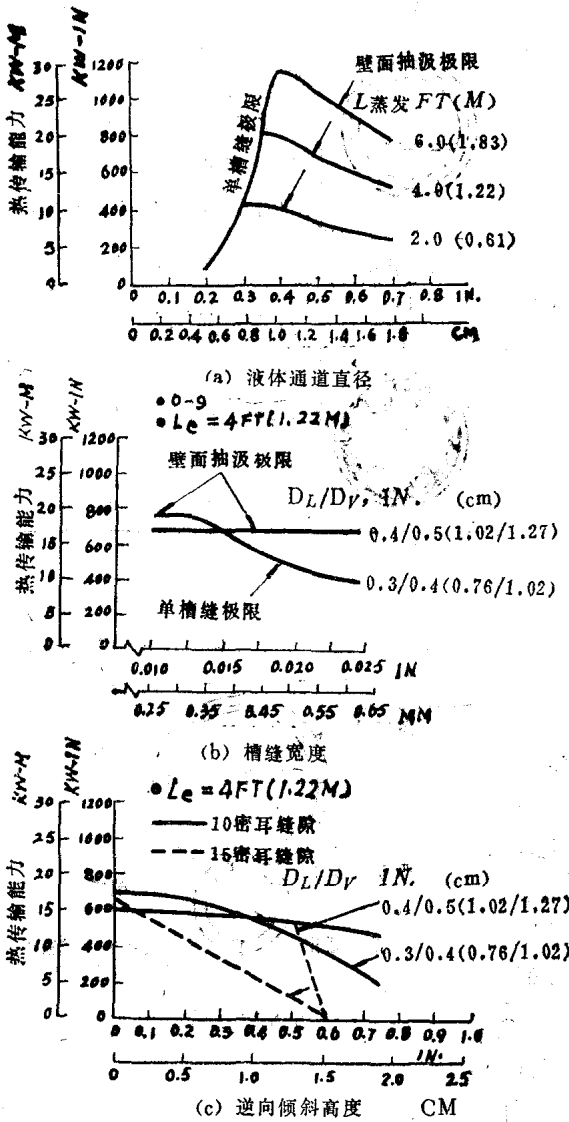


图3 单槽缝热管传热能力与(a)液体通道、(b)槽缝宽度及(c)逆向倾斜度之间的关系

明用氨作工质的单槽缝热管的传热能力(轴向热通量乘以有效热传输长度)与液体通道直径、缝隙宽度及逆向倾角大小有关。标明“单槽缝极限”的曲线对应着通过槽缝毛细压力升高的工作极限,而标明“壁面抽汲极限”的曲线对应着周向槽道中对毛细压力升高的限制。图3中(a)的结果表明,液体通道直径太小会由于通道中过大的粘性压降而产生工作极限。反过来,液体通道直径太大会由于壁面吸液芯毛细压力升高也使性能受到限制。这些结果清楚地意味着存在一个最佳的液体通道直径,同时意味着选择这样的直径(如图3中(b)所示)使热传输能力对缝隙宽度相对来说不那么敏感。图3中(c)说明热管的传输能力对逆向倾角的敏感性,从图中人们可以注意到在大倾角情况下性能会迅速恶化。液道与汽道的分离和通过固接在蒸汽通道上的翅片加热阻止了热管沸腾工作极限的产生,当汽泡发生而被带入液体通道时,通过槽缝为它们提供了排气道。不过,当汽泡已经进入了液体通道时,为了使通道再充满并启动热管工作就必须减小热

管的热负荷。图4给出用5.5 m试件所进行的热管试验与预计性能之间的比较,说明在低倾角时热管性能受壁面吸液芯限制而在高倾角时热管性能受单槽缝的限制。预计的稳态性能普遍高估了15%。

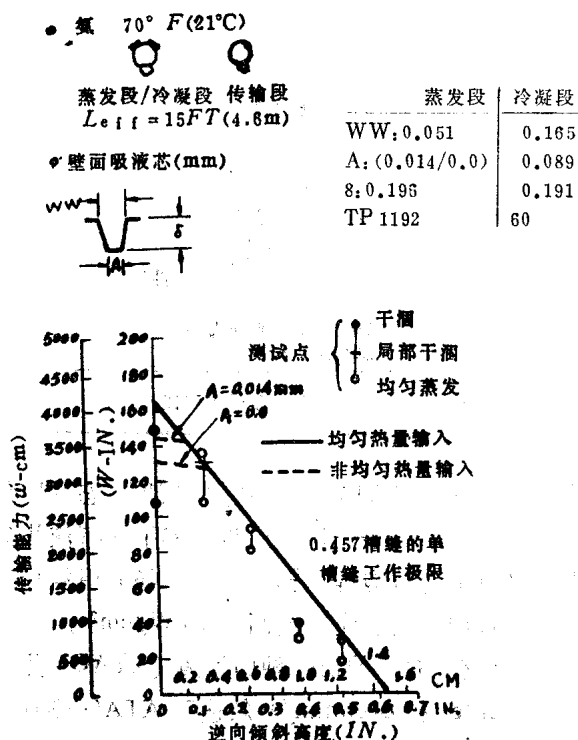


图4 单槽缝热管计算性能与测试数据比较

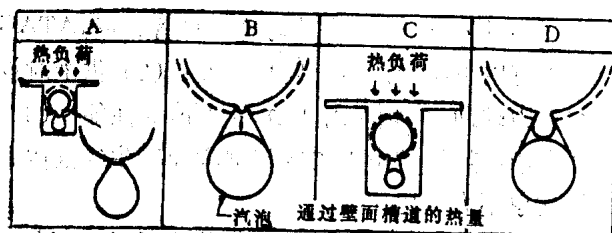


图6 楔形干道热管气泡排放过程

保证了凹液面的稳定性和防止阻塞流动,这种阻塞是由于当热通量增大时,从通道流向壁面槽道的液体流率增大所引起的。于是就防止了通道中的沸腾。

表2概括了各种不同楔形干道热管试验,而图7给出在6.7 m长和图5所示横截面几何形状的试件上所得的试验结果。由这些试验所得的重要结论如下:(1)过量充装工质对性能的影响可以忽略不计,而充装不足则降低性能;(2)热管不需要装抽汲内衬与丝网;(3)热管长度影响起动能力,对于长热管要求输入功率的增量幅度要小,以便在几倍于整个系统的距离上提供充分的循环;(4)冷凝段的快速冷却可产生液体过热和新

2.1.2 楔形干道热管

注意到在前面单槽热管的描述中,液体通道中存在不凝结气体或蒸汽能导致热管供液不足与性能损失。楔形干道热管(图5所示)在结构与工作上与单槽缝热管相似,但是它考虑到了借助于液体干道通道的楔形面把气泡或汽体从液体通道中自动排出去^[2]。图6说明气泡自动排出的过程。

正常工作期间,只有液体流经液

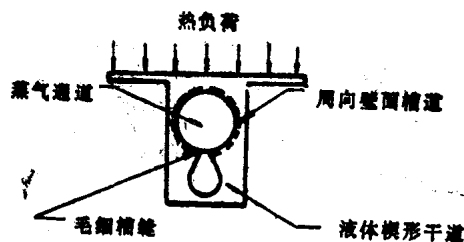


图5 楔形干道热管简图

体干道(图6A)。当通道中由于液体的沸腾或存在不凝结气体而产生气泡时,周向槽道由于缺乏液体供应开始干涸,槽缝处的凹液面开始退至周向槽的底部(图6B)。进一步加热,干道中产生过热液体(图6C)并且凹液面与液体通道中的气泡相连接(图6D)然后排入蒸汽通道。液体干道的楔形形状也保

表 2 楔形干道热管试验概貌

形 态	目 的	试 验 结 果
6.7 m 热管	能力关系 容许不凝结气体的情况 沸腾容许程度 对充装量的敏感性	与理论一致 要求缓慢启动 干道中无沸腾 对欠充装敏感
柔性2.4 m 热管	能 力	柔性截面使能力下降
0-g 环境下仿真	汽泡排放的内部结构	启动与凝结/熔化部分得到证实
3 m 热管	迅速冷却试验 启 动	导致干道中瞬间沸腾 总是能启动
10 m 热管	在有不凝结气体的情况下凝结/熔化容许程度	液体失供与复供得到证实

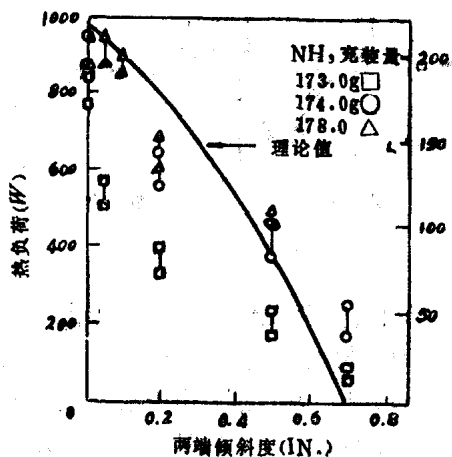


图 7 6.7 m 长楔形干道热管测试值

的沸腾（试验表明热管能从这样的状态得以复原）；（5）凝结——熔化试验证实了热管液体失供而又复供（汽泡排除的）能力；（6）用氨作工质的热管中径向热流密度高达 15 W/cm^2 。

2.1.3 先进的梯形轴向槽道 (ATAG) 热管
Richter 和 Brennan^[3] 叙述了 ATAG 热管的研制情况，研制这种热管目的是准备把热量从空间建造的辐射器（见后面）上排放出去，辐射器在 $1-g$ 与 20°C 时的环境下热传输能力的指标要大于 $30 \text{ kW}\cdot\text{m}$ 。与先前讨论的热管相反，ATAG 热管有以下特点：（1）圆形截面；（2）供液时没有重力辅助也能得到 $1-g$ 环境下的性能；（3）轴向槽道热管对由于欠冷与沸腾而产生的液体失供现象不太敏感。

为了确定能实现合乎性能指标的最佳热管的几何设计，研究者们使用了用于高负荷紊流蒸汽流动参数分析的计算程序。当采用长度为 15.2 m （建造的空间辐射器的估算长度）氨作工质的热管时，用图8~10表示出ATAG热管预计的热传输能力、静高及槽道数在不同管外径及不同槽比 α （槽深/槽宽）下与槽道宽度之间的关系。图11介绍了组合因子随槽道宽度的变化规律，而槽道宽度是热量传输效率的尺度，组合因子代表着槽道中毛细压力升高与粘性压力降落的比值。正如这些图中所见到的，在外径为 57 mm 、槽宽为 1.78 mm 及 $\alpha=3$ 时，以充分的静高得到近峰值的热传输能力。热管负荷低于 10 kW 的情况下，计算也表明携带限与声速限并不存在。图 12 说明 4.27 m 长 ATAG 氨热管在两个不同的工作温度下某些试验结果与计算的性能。可以把图中计算性能与试验数据之间的偏差归究于由于产生沸腾而使性能受到限制的热通量。在蒸发段长度为 1.22 m 和 20°C

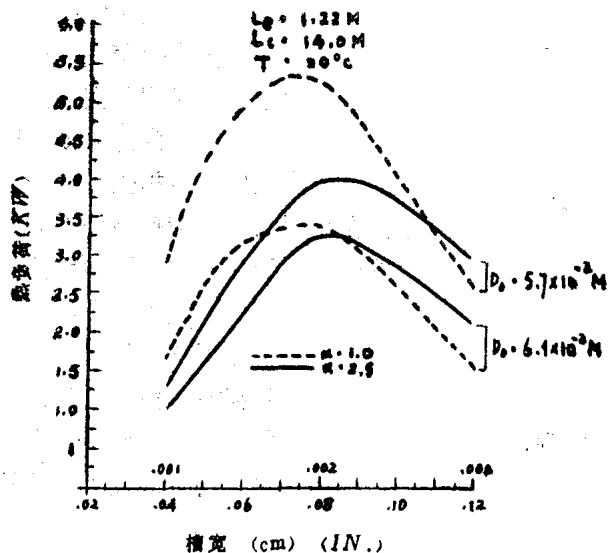


图8 ATAG管的传热能力随槽宽的变化

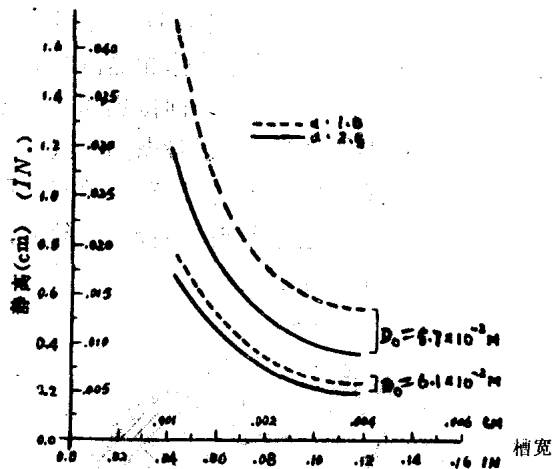


图9 ATAG管的静高随槽宽的变化

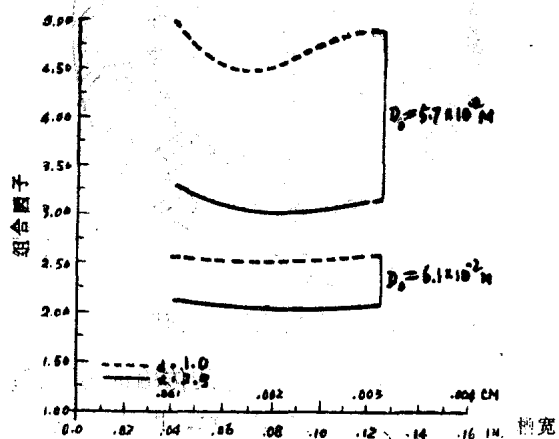


图11 ATAG管组合因子随槽宽的变化

情况下已达到的 $11 \text{ kW} \cdot \text{m}$ 的性能与 2.8 W/m^2 径向热通量低于所要求的 $30 \text{ kW} \cdot \text{m}$ 的性能, 该性能用 1.96 m 蒸发长度是能够达到的。 15.2 m 长的 ATAG 热管样品目前正在用几段 4.5 m 长的由铝合金挤压成型的 ATAG 管制造。

2.1.4 双缝道热管

表1说明了双缝道热管的横截面几何形状与尺寸, 而图13把它与辐射板装在一起的情况表示出来。这种热管(为 Grumman 专利^[4])由平板式挡板所组成, 挡板把蒸汽通道与液体通道隔开。圆管内表面

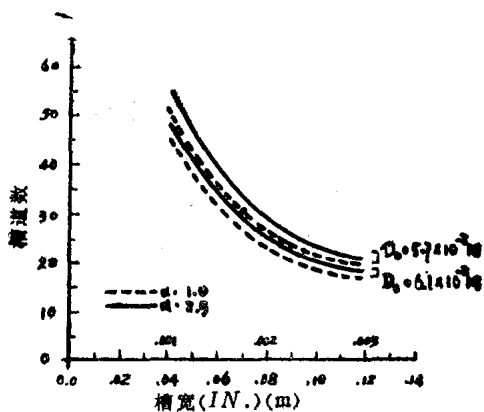


图10 槽道数与槽宽的关系

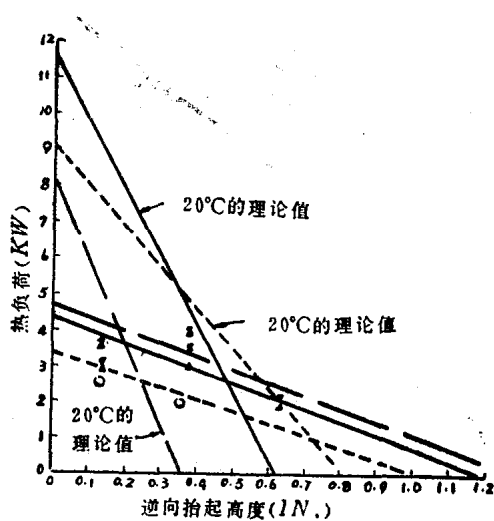


图12 ATAG管的试验值与计算值的比较

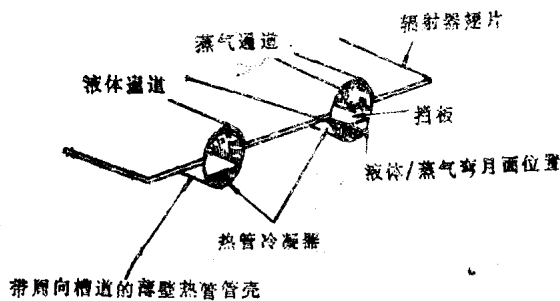


图13 双缝道热管及它的辐射平板组合件简图

上加工的周向槽道提供毛细抽汲作用，借助于表面张力把蒸发段中的工质从液体通道输送到蒸汽通道。在冷凝段，周向槽道为冷凝液从蒸汽通道流向液体通道提供了一条通路。在挡板与管内壁接触处形成两道缝隙，两缝之间的凹液面维持着抽汲压差。图14^[5]表明在甲醇为工质及不同管径下这种热管的预计性能。在小管径时，由于流体的流通面积小故而热传输能力低，而在大管径时，热传输能力也是低的，因为周向槽道中流体流动的阻力增大了。在图14中给定热管长度尺寸的情况下，热管预计的最大热传输能力大于18 kW·m。

2.1.5 双壁干道热管 (DWA)

高性能 DWA 热管几年来已在 Wright 航空实验室进行研制^[6-8](图15)。图15中所示改进的与最新的结构由复合吸液芯的几何结构所组成，该吸液芯把液体和蒸汽的流动通道分隔开，经过对靠近管壁的液体干道进行仔细的设计达到了高的径向传热速率。热管是同心管装置构成的，为了输运液体，内管的外表面开有槽道。为了考虑到蒸汽的排出，还开了槽缝。蒸发段在外管的内表面与开了缝的内管的外槽表面之间置有丝网，目的是为了使传热与自身供液的能力增大。最新的设计取消了绝热段与冷凝段中的丝网，因为当采用这种热管原先的结构时，会产生较高的流动与传热的阻力。

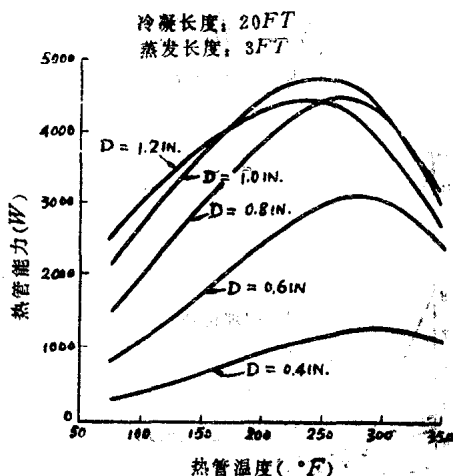


图14 用甲醇计算的双缝道热管性能

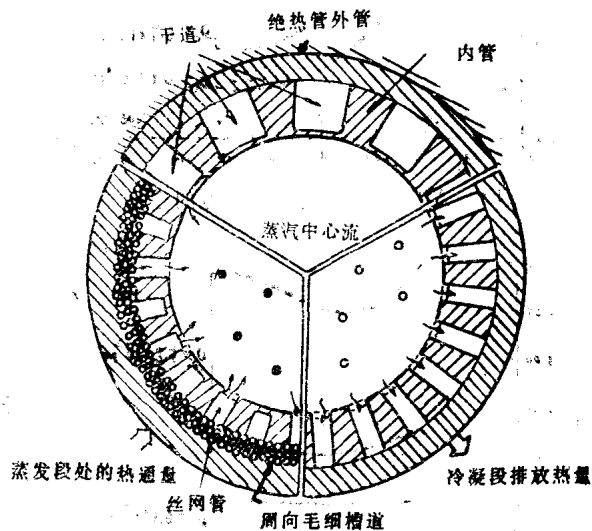


图15 双壁干道热管简图

表3说明了DWA热管结构的概况。为了检验预计6.5 kW·m热的传输能力，试验工作包括了稳态工作。但是，166℃时达到的热传输能力只有2.1 kW·m，即输入功率为1.225 kW，而有效长度为1.72m，并且在0.3°逆向倾角（蒸发段端头比冷凝段端头高

表 3 双壁干道热管设计详情

材料：壳体与吸液芯：铜；工质：130 cm ³ 水。			
总体结构明细： $L_t = 2.03$ m, $L_e = 0.305$ m, $L_c = 0.610$ m, $D_o = 12.7$ mm, $D_i = 22.2$ mm, 4 层 40 目丝网。			
干道的槽道：	蒸发段	绝热段	冷凝段
数目	24	12	24
宽度 (mm)	0.79	2.38	0.79
深度 (mm)	1.4	2.38	2.38
蒸汽排出口：			
数目/槽道	24	117	42
尺寸 (mm)	6×0.79	3×0.79	12.7×0.79
轴向缝间距 (mm)	6	6	14.5

1 cm) 下传输能力下降到 1.5 kW·m。在零倾角与逆向倾角下的性能结果分别示于图 16 与 17。

对性能降低程度的关注导致文献^[8]对流动显示技术的进一步研究，研究所用的热管外管是用玻璃做成的；这样做是为了把与干道的槽道充液不足、冷凝段的猝灭效应、液体对网芯不润湿以及液体干道蒸汽阻塞等有关的各种可能存在的问题分离出来。这些性能试验当然是在低温下进行的，同时观察到蒸发段的丝网吸液芯与冷凝段的窄槽道立刻有液体充满，而输运段的较大的槽道并没有完全充满。热量的输入产生部分的

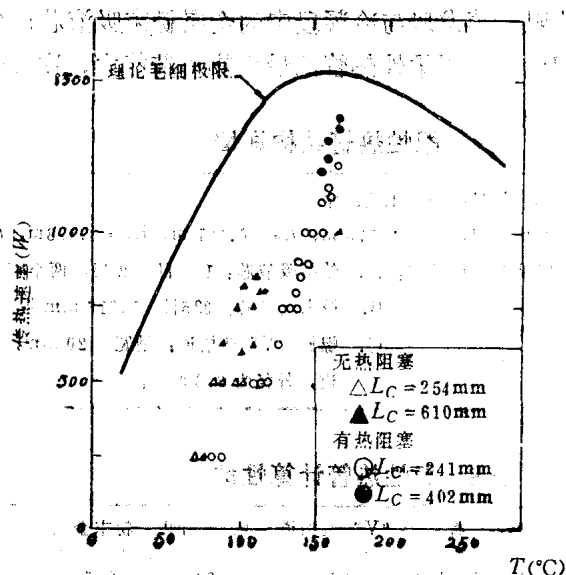


图 16 水双壁干道热管在零倾角下的性能

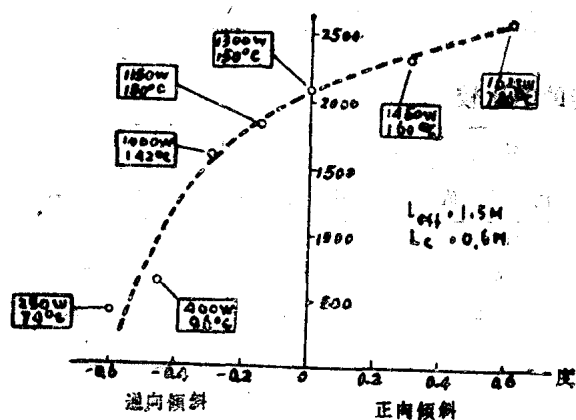


图 17 双壁干道热管性能随倾角的变化

供液不足。蒸气气泡注入液体干道的槽道导致输运段中液体与蒸汽可能的相向运动。若把 5 cm 长的 40 目丝网放进邻近蒸发段的输运段干道造成蒸汽流动的轴向阻力就克服了这个问題。这种丝网的插入似乎解释了原先在丝网与蒸发段槽道界面处的毛细抽汲能力的损失。把插入的丝网改成长 1.27 cm 和 24 目并不影响由 5 cm 和 40 目丝网上所得的结论，至少对于低温 (20 到 120 °C) 的水试验是这样。

2.1.6 高性能柔性热管

柔性热管在绝热段或输运段采用柔性的丝网干道，在蒸发段与冷凝段则用与之适配合的吸液芯结构。文献^[9]对蒸发段与冷凝段结构三种不同的热管配置进行了评述：(1)周向“V”型槽；(2)多层丝网卷；(3)烧结金属粉末吸液芯。把这三种吸液芯的形式纳入一个分析模型，以确定各个吸液芯的几何参数对最大传热量的影响。“V”形槽道参数研究的结果表明20°槽道角且每厘米长度上有40到60头螺纹的槽道给出最大的传热能力，同时保障了槽道加工所需的条件。此外，地面上螺旋槽道的性能低下，因为最佳管径在0.95 cm与1.59 cm之间。表4说明了对每个丙酮-铜热管设计参数的选择，每个热管除吸液芯结构之外名义上是相同的。每种吸液芯的性能示于表5，而预计的性能与试验的比较在表6中作了概括。结果表明金属粉末吸液芯比其它的结构有较小的温差与较大的径向功率密度。丝网吸液芯在网层间及丝网与管壁间有间隙，这将产生传热热阻。蒸发段与冷凝段中的金属粉末吸液芯产生的径向功率密度超过8 W/cm²。研究者们尚未阐明柔性热管的最大热负荷能力，这种热管仍然是他们继续研制工作的目标。

表4 柔性热管结构详情

热管材料：铜；工质：水。			
结构明细： $L_e=0.178\text{ m}$ ， $L_a=0.381\text{ m}$ ， $L_c=0.178\text{ m}$ ， $D_i=16\text{ mm}$ ，壁厚=1.27 mm			
吸液芯几何结构：A. 丝网吸液芯，100目，2层，两个不锈钢干道，每个直径为3.3 mm。			
B. 粉末金属芯，325目，1.016 mm厚，两个不锈钢干道，外径为2.54 mm。			
C. 螺旋“V”型槽道：槽宽0.20 mm，槽深0.55 mm，每厘米上51个槽道，两个不锈钢干道，外径为3.3 mm。			

表5 柔性热管计算性能

参 数	“V”型槽道	丝 网	粉末金属	参 数	“V”型槽道	丝 网	粉末金属
最大负荷 (W)	135	690	2350	温度降 (°C)	0.33	50	6
蒸发温度 (°C)	60	60	60	热阻 (°C/W)	0.0024	0.073	0.0026
径 向 功 率 (W/cm ²)	1.3	7	39				

表6 柔性热管计算性能与测试性能的的比较

参 数	丝 网		粉 末 金 属	
	计 算 值	测 试 值	计 算 值	测 试 值
负 荷 (W)	500	500	500	500
蒸发温度 (°C)	60	79	60	75
径向功率 (W/cm ²)	5.2	5.2	8.3	8.3
温 降 (°C)	36	43	5	13

2.1.7 双对干道液态金属热管

Los Alamos 国家实验室 Merrigan 等人^[10]研制了双对干道液态金属热管，其几何