

太阳能利用 译文集

上集



科学技术文献出版社

前 言

自七十年代以来，随着科学技术的发展，及传统能源消耗量的不断增长，世界各国对开发和利用新能源的兴趣日益增加，特别是对利用太阳能，这个无污染、取之不尽的巨大的能源给予了足够的重视。在美、日、法、澳等国家已取得了一定的成效。在这些国家中，太阳能热水供应已有几十年的历史，太阳能建筑物的采暖、空调目前也进入了示范阶段，其它如太阳能热发电、太阳能动力机等都在积极进行试验研究。近几年来在世界范围内召开了上百次本国的及国际的太阳能利用会议、学术讨论会及专题报告会，发表了数以千计的研究论文及工作报告。本译文集选择了26篇1975年后国外发表的太阳能热利用方面有代表性的文章，重点介绍有关太阳能集热器的理论分析和实验研究及其在建筑物的采暖、空调方面的应用，太阳能热发电的方案论证，太阳能在工农业方面的应用以及经济分析等方面，供国内从事太阳能利用的工作者参考。

参加翻译的单位有：清华大学，中国科技大学，中国科学院力学所、电工所，北京市太阳能研究所，天津大学，上海机械学院，中国科学院综合考察委员会，建筑科学研究院空调所等。在编选过程中，因时间比较仓促，缺点错误在所难免，敬请读者批评指正。

编 者

目 录

1. 太阳能集热器的设计和实验.....	(1)
2. 平板型集热器集热量和集热效率.....	(9)
3. 用太阳模拟器评定和预测平板太阳能集热器的性能——作为选择集热器的基础.....	(25)
4. 用Lexan和Kapton蜂窝提高太阳集热器的效率.....	(48)
5. 平板太阳集热器的低成本涂层.....	(57)
6. 低成本空气质量 2 的太阳能模拟器.....	(64)
7. 太阳能平板集热器.....	(76)
8. 关于聚焦和跟踪太阳的集热器热传导性能的基础研究.....	(82)
9. 设计和运行参数对太阳能平板集热器性能的影响——计算方法和详细鉴定.....	(89)
10. 紧凑型太阳能热水器热的最佳化.....	(97)
11. 用带多层选择性涂层的同心真空管元件做成的太阳能热转换器.....	(103)
12. 固定的反射镜配跟踪的吸收器 (SRTA) 型太阳聚集器的热性能分析.....	(110)
13. 封闭空间中的自然对流——应用于太阳能收集的评述.....	(121)
14. 赴美国考察太阳能设备的报告——以小型建筑物为中心.....	(134)
15. 关于真空玻璃管型太阳能集热器的研制及其在建筑物采暖、降温及热水供应上的应用.....	(142)
16. 利用太阳能采暖、空调和热水供应系统方向的考察.....	(148)
17. 10千瓦太阳能发电装置的设计与研制.....	(160)
18. 地面太阳能发电系统.....	(166)
19. 太阳能斯特林发电：系统分析和初步实验.....	(171)
20. 作为太阳热发电热源的太阳塔.....	(178)
21. 中心受光系统太阳能电站的集光器理论.....	(185)
22. 太阳能供热设计程序.....	(200)
23. 利用太阳能进行养鸡场采暖.....	(221)
24. 用于易腐烂食物脱水的太阳能干燥器.....	(228)
25. 太阳能的费用.....	(232)
26. 太阳能利用的经济分析方法.....	(238)

太阳能集热器的设计和实验

W. W. S. Charters

B. Window

摘 要

著者评述了加热流体的太阳集热器——常用的平板型及其使用真空隔热和聚光反射器的主要设计原则，并且研究了增大对太阳辐射的吸收和减少集热器热损失的有效方法。有效的集热器设计与所用的试验方法有重大关系，这种实验方法在实际遇到的较宽范围条件下给出合理的结果。

平 板 式 集 热 器

平板式集热器是工作在高于环境温度 60°C 或介质温度高于环境温度 100°C 以下的太阳能收集系统的核心，在设计意义上说，它的主要工作部件可以分为：

1. 太阳能吸收板 它对波长 $0.3\sim 3$ 微米的光线，有较好的吸收率，而最好对波长大于 3 微米的长波或红外线，有较低的热发射率。
2. 换热流体流动通道 流体可以是水，也可以是空气。流动通道可以和吸收平面做成一体，也可以采用机械联接或热粘接的方法，使通道与吸收平板热接触良好。
3. 好的绝热外盒 目的是减小集热器背面和边缘的热损失。

流 体 和 空 气 加 热 器

对于澳大利亚科学和工业组织（CSIRO）机械工程部，二十年前就研制的管板式流体加热器来说，（图1）必须要求吸收平板与管道之间很好的热接触，否则会导致集热器的总性能降低。

为了防止可能遇到的冰冻问题，我们可以采用水/乙烯，乙二醇的混合溶液或商业用油（Dowtherm J或Therminol）做为换热流体，这种办法需要有一个换热器，增加了成本，降低了性能。另一种办法是当温度接近冰冻时，将集热器系统流体排空，然而，这样的系统，由于增加了氧化，会加速管道的腐蚀，实际上也是不可靠的。空气加热器一般不受冰冻的影响，因此不需要如上所述的防护。

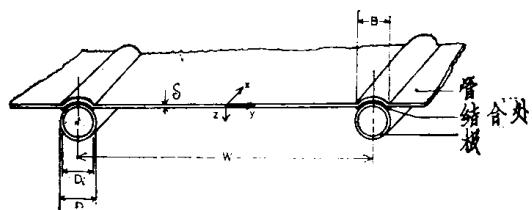


图1 管板热结合式吸热板

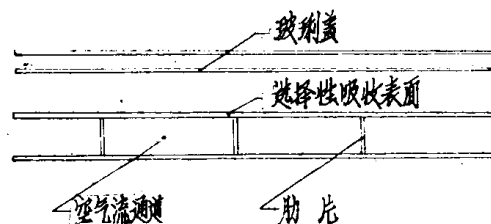


图2 空气加热器吸收平板横断面

虽然两种类型的集热器外盒结构可以作成一样，但是由于空气加热器采用了平行流体通道结构（图2）。

这样，消除了管——肋效应，热交换的主要障碍已不是热传导而是吸热板与空气流之间的受迫对流换热系数较低，所以它的吸热板也就没有必要象管板式集热器那样，必须用高导热材料制作（Charters和Macdonald1973）。目前墨尔本大学已经完成了平行通道流体加热器的设计，其平行通道是用软钢压制而成，适于成批生产（图3）（Charters, 1977）。

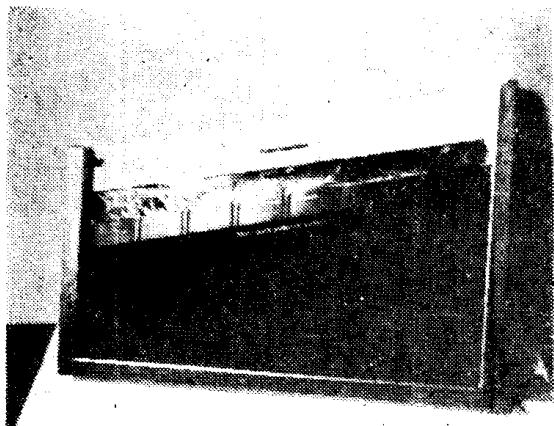


图3 平行通道的液体加热器

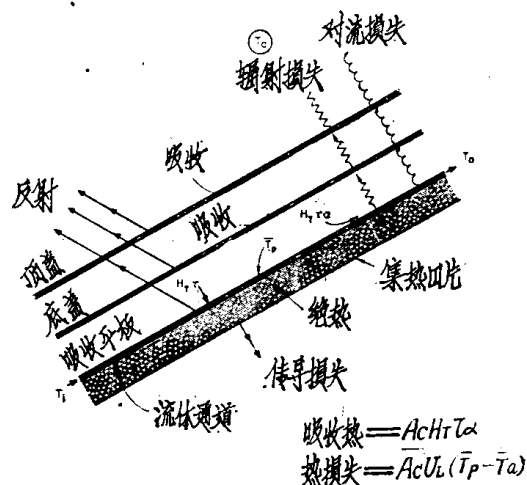


图4 集热器的热损失（CSU设计手册）

平板式热管集热器的研制工作，在墨尔本大学和BHP(MRL)也业已开展了两年。他们的主要精力是放在沸腾管的设计上面，因此他们的全部设计结构都具有热管的特征：快速瞬时应响的特性和单向热管的作用。看来，在工业部门中可能受到欢迎和应用。为了工业上的应用，Beasley和CSIRO已经联合研制了使用低铁玻璃和改进选择性表面的双层透明盖板集热器，在澳大利亚，它已用于一个示范性的加工供热系统中。

集热器的热损失

在给定的日射强度和稳定工况之下，一个性能良好的集热器设计目标乃是力争减少热损失。（图4）上表示了由于吸收平板和环境温度之间的温差而引起的热损失。

热传导损失

引起热传导损失的原因，是由于盒子底部和四周边缘有温度梯度。如上所述，减小热传导损失的唯一途径是保证盒子底部和四周良好的绝热。必须使用低导热系数的优质隔热材料，如矿渣棉，玻璃纤维和聚胺脂等。此外，如果吸热板和隔热材料之间存在有空气间隙，还可以把铝箔贴在隔热材料的内侧，集热器盒子底部和边缘的导热损失系数，典型值是：风速为零时为1.0—2.5瓦/米²℃，风速为3米/秒时为2.0—3.5瓦/米²℃。精密控制的室内试验详细结果，可在最近的CSIRO报告（Symons, 1976）中找到。

辐 射 损 失

使用玻璃或者塑料做为集热器封盖都可以大大降低吸热板的辐射热损失。从透过情况来看,玻璃不透过2.5微米以上的波长的光线,塑料却降低了该波长范围的透过率,可惜所试验的大部塑料易遭受严重的紫外老化作用,因此实际上所有澳大利亚的集热器都用玻璃作为封盖材料,尽管高铁玻璃透过率低。与清彻的透过率为0.92的低铁玻璃相比较,4毫米厚的高铁玻璃太阳透过率平均值为0.85(相应的消光系数为0.024/毫米)为了改进透过率,可采用对表面进行酸蚀处理的方法,以降低表面反射率和增大透过率。也可以采用真空喷镀的方法,在玻璃盖的内侧面上喷镀一层氧化钨,以降低辐射损失。此外双装玻璃能进一步降低辐射损失,然而这样的结构,目前在澳大利亚仅仅用在工业和商业中。

表面处理现在广泛用于制造辐射选择性太阳吸收器,基本工艺有如下几种:

- 1、在低发射率的抛光金属底材上喷镀氧化物。
- 2、金属介质干涉滤波器。
- 3、高吸收率的微—表面结构。例如,依靠喷镀方法制成。

太阳选择吸收表面的主要目的,乃是在同一个表面上获得较高的太阳吸收率和低的热发射率。并且要求选择性表面(后面详细讨论)必须能在高温下连续工作,而不降低其辐射特性。典型的黑路表面氧化物涂层,其吸收率为0.92—0.96,发射率为0.03—0.13。

对 流 损 失

除在集热器外面以屏蔽的方法减小损失之外,若想降低盖的表面对流损失是不可能的。但是,对于吸热板和盖板之间的对流损失,可以通过将“空气空间”抽真空的办法消除。这个方法尽管不适用于平板式集热器,然而它是下面将要讨论的真空式集热器的设计基础。为了减小对流影响,一个设计良好的平板集热器的空气间隙宽度一般为20—30毫米,此外还可以在空气间隙中放置透明蜂窝结构。在美国,虽然对蜂窝结构集热器做了大量工作,并且选定了玻璃聚碳酸脂和其它几种塑料作为蜂窝结构材料,但是,这种集热器还未商品化。

优良的太阳集热器

如果输出能量的有效温度达到100°C以上,那么在工商部门中推广使用太阳加热装置的潜力性将大大增加。为了达到此目标,必须尽量减小热损失。真空管式和聚焦式集热器能够实现这个目标。

真空管式集热器

降低辐射热损失的选择性表面现在可以容易做到,但是要发挥这种表面的全部潜力,还必须进一步降低对流损失。增加盖板的数量尽管可以满足降低对流损失的要求,但是却影响了透过率。

因此,为了消除对流和导热的损失,可用抽真空的办法消除。基于这一概念的一种集热

器，澳大利亚和其它国家积极地进行着研制。

真空式集热器的管型设计与外界压力有关，为了满足20年使用寿命和10—5大气压的真空度，选用玻璃作为管道材料最为适宜。这种集热器的最简单模型是由两个对流管组成，其结构形式表示在（图5）上，（悉尼大学的模型尺寸）

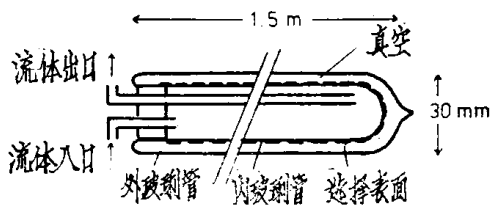


图5 全玻璃真空管集热器的模型

内管的外侧面采用选择性表面，抽真空后封好，流体的输入和输出在管的同一端。

这种集热器的主要缺点是它必须采用圆柱式外型，这就使得日射面积小于热辐射损失面积。一个商业部门，为了克服这个缺点，他把集热器分隔开来，然后用一个反光镜放在集热器后面，以便把穿过管间的辐射反射到管的背面。选用反光镜会影响

管之间的间隔和带来一定的成本问题，结果在日射强度高和抽取温度低时，这种集热器还不如原来的平板集热器，反之，还是采用这种集热器好。因为在温度高于100℃和低日照强度时，它的热损失小，Owens-Illinois和悉尼大学研究组，在早期模型中使用了最简单的反射器。他们把集热管子相互间隔开一个直径的距离，一个白漆平面漫反射器，置于管的后面。澳大利亚有许多真空式集热器研究组。悉尼大学理学院的研究组，利用直接向玻璃上喷镀法，得到了在铜表面上的铁/碳化铁这个选择表面。而且还制作了一个平面漫反射器，如前所述，在较强的日照时，集热器出口水温可达320℃，使用改进反射器在100℃时，抽取效率可超过50%。

现在，CSIRO机械工程部正在研制使用玻璃和金属结构的真空集热器，以适应电镀铬黑选择性表面。其工作原理类似于美国的Corning集热器。

聚 焦 式 集 热 器

聚焦式集热器能够容易地获得高温，但是它不能收集占总辐射20%—40%的散射部分。虽然跟踪太阳的问题不难解决，况且在聚光系数小于3时也不必要跟踪，但是它依然存在着如何制造既廉价又复杂的聚焦镜这个主要问题，而且还要求这个聚焦镜在很多年内都保持着很高的反射率。澳大利亚国立大学物理研究院的研究组正在研究试制一个高聚光度(X1000)的大抛物面系统，并准备把它用在驱动一个可逆氨水的化学贮藏过程中。新南威尔士大学太阳能实验室和墨尔本大学机械工程系，已完成了菲涅尔透镜系统和抛物线凹镜的研制工作。

目前，人们已经开始了被称为“非聚焦式聚光镜”的透镜系统的研究，它的光学特性是不仅形成同一个太阳象。这种集热器是供低聚光系数(< 5)情况使用，并且它还能收集到太阳辐射中的大部份漫辐射。在真空管式集热器中，使用这种集光方法很有效果，它在于用一个反光镜把入射的能量分配到真空管上去。用真空管集热器和聚光系数为2—3的表面质量不高的聚光镜相配合，可以提供一种温度达到100℃—300℃的价格合理的方法。高聚光度的非聚光焦式聚光器现在能够制造，但是对于这种结构，还需要作季节性方位调正。

新南威尔士大学正在研制的另一种固定式聚光器，运用折射和总的内部反射原理达到类似于镜子系统的特性。它的形状就是一个简单的楔。这类聚光器特别适用于太阳电池，它可使每瓦输出功率的成本降低2—4倍。这类聚光器的热的解释也在研究中。

选 择 性 表 面

太阳集热器热的吸收表面的主要损失,是由于热辐射的缘故,虽然辐射损失不能消除但采用选择性表面能明显地把它降低。因为选择表面的特点是,强烈地吸收太阳辐射和微弱地发射热辐射。选择性是能够实现的,这是由于太阳光谱和热辐射光谱波长不一样。如(图6)所示,太阳辐射的波长小于2.5毫米,而100°C物体热辐射的波长主要是长波。

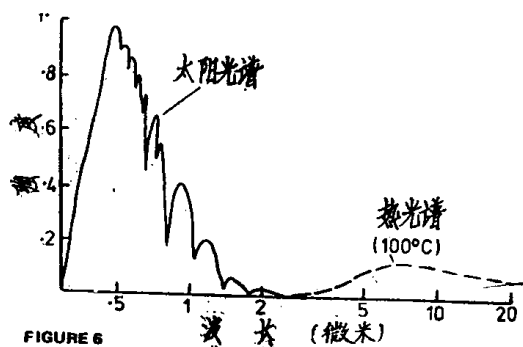


FIGURE 6

图6 为了最大限度地吸收太阳辐射而在工作温度下有最小的热发射要求用选择性表面

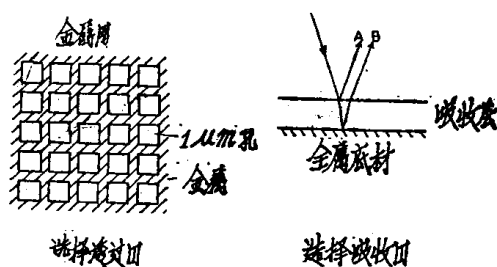


图7 金属网式选择透过器和光谱选择吸收器

选择性表面具有两类,一类是在集热器窗口材料上的选择性透过层,它一方面透过辐射(被下面的黑色表面吸收掉),另一方面又把来自吸热板的热辐射再反射回去。另一类是选择性吸收表面,它吸收太阳光谱(<2.5 微米)强而辐射热光谱(>2.5 微米)弱。这两类选择性表面的特性都可用一个当量太阳吸收率 α 和当量热发射率 ϵ 来描述。

选择性透过层与选择性吸收表面相比较,有着它本身不显著变热的优点,但也存在着不可能象选择性吸收物那样低热发射率的缺点。目前悉尼大学理学院和塔斯马尼亚大学物理系,正在对金属网选择性透过层进行实验和理论研究。其典型的值是:太阳吸收率0.8—0.9,热发射率大约0.1。

澳大利亚和其它国家对选择性表面正在做大量的研究工作,这种吸收表面基本上是在低热发射率的金属底材上覆盖一层对小于2.5微米的波长强烈地吸收,对热光谱透过的物质(图7)。选择吸收层的目的,就是减小反射光线A和B中的能量损失,A、B是由于入射辐射受到不连续折射的结果。事实上,减小其中一束通常增加另一束,如果制作的吸收层具有强烈的吸收性质的话,则光线B是弱的,而光线A是强的。反之,如果这个层吸收性微弱,则情况相反。澳大利亚的研究组已经制作了不同种类的选择性表面,它们的工作性能可以根据这些反射光束描述。

1964年CSIRO机械工程部制成了化学生成的氧化铜选择性表面,现在已用作商售平板式集热器的吸热板主要涂层,其太阳吸收率为0.89,发射率大约0.1,它是在铜底材上面,形成一层很薄的半导体材料(Cu_2O)。在这种情况下,光线B是弱的,因为它离开表面之前必须两次穿过吸收层,光线A也由于吸收层外表面粗糙度增加而减弱。CSIRO矿物化学部的最近工作已经证实,这种选择吸收层的高温稳定性,可以用一层铬酸盐来改善。

干涉层能够实现高太阳吸收率和低热发射率。对于这类选择性表面,CSIRO矿化部

新南威尔士理工学院、悉尼大学正在进行研究。这种选择吸收薄层的高太阳吸收率，可以通过严格调正薄层厚度来达到。调正层厚，可使光线A和B在太阳光谱的一定波长上达到相消干涉，从而给出一个强烈地太阳吸收区，而它对其它波长具有强烈吸收特性。它的低热发射率，是由于所需材料层很薄造成的（~100毫微米）。

干涉层的最简单的例子，是悉尼大学为真空式集热器而研制的铁/碳化铁涂层表面。这种表面在200°C时 $\alpha=0.83$ ， $e=0.03$ 。比较复杂的干涉层包括新南威尔士理工学院正在研究的用化学方法在不锈钢上面产生的氧化层（ $\alpha=0.92$ ， $e=0.12$ ）和CSIRO矿化部所研制的电镀铬黑（ $\alpha=0.95$ ， $e=0.12$ ）。这些表面大概是依靠表面粗糙和分层组合来降低反射分量A，它们在所要使用的温度范围都具有充分的热稳定性。

选择性表面机理的基本理论研究，悉尼大学和新南威尔士理工学院正在进行着。在一种称为金属陶瓷的材料中（小的金属颗粒溶解到非导体材料中）找到了最佳的折射率，现有大多数选择表面均是金属陶瓷。最近，悉尼大学在根据成份的折射率推导出浓聚混合物的有效折射率方面取得了进展。业已发现，对于使用这一理论制造的电镀铬黑等复杂薄膜的性能，可能与实验观察是一致的。

平板集热器特性

对于稳定工况下的平板集热器，其能量平衡方程简化为：

$$Q_u = F_R A_c \{ (\tau\alpha)_{eff} (H_T - U_L (t_{fi} - t_a)) \}$$

其中：

Q_u —有用的能量，

F_R —集热器获热因子，

A_c —有效集热面积，

$(\tau\alpha)_{eff}$ —玻璃透过率和板吸收率之有效乘积。

t_{fi} —流体入口温度，

t_a —环境温度，

U_L —集热器总热损系数，

H_T —集热器平板上的太阳辐射强度，

η —瞬时集热效率 $= (Q_u / A_c) / H_T$ 。

这一方程可用于解释对于给定集热器整理成典型特性曲线（图8）的实验结果。

虽然真实特性是非线性的，因为 U_L 和 F_R 与工作条件有关，但是常作线性假定，这对于许多模拟条件是足够精确的。线性处理，就是假设 F_R 、 U_L 、 $(\tau\alpha)$ 是常数，然而实际上 F_R 是 t_f 的弱函数， U_L 是 t_f 的强函数。 $(\tau\alpha)_{eff}$ 是变量，因为 $(\tau\alpha)$ 是入射角的函数，但入射角度小于40°时 $(\tau\alpha)$ 变化较小，在入射角大于40°时，常常使用正确的 $(\tau\alpha)_{eff}$ 平均值做为常数。（Watmuff和Charters, 1976）

要想在可能迁到的各种条件下实验集热器是不可能的，所以我们一般依靠热效率特性来评价集热器性能。连续计算机模拟程序，如美国的TRNSYS、SIMSHAC和SOLCOST，

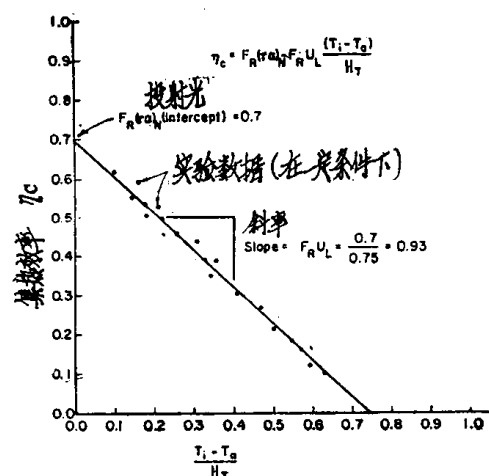


图8 典型的线性集热器性能曲线
(CSU设计手册)

简化的设计方法：如 ϕ -图表、 f 、 ϕ -图表，以及从广泛模拟中导出的“面积比较”法现在在美国许多地区使用。澳大利亚也建立了使用已知集热器特性和当地气象数据的集热器热力表，这可以用CSIRO太阳能研究报告（75/2，75/3，75/4）所提出的计算机程序 PRERAD 和 SOCOFL来估算集热器热输出。这些资料可以用来为设计者提供，在已知地点。集热器进口温度和设计流量时，对于给定集热器的长期月平均热输出。

集热器的实验方法

稳定状态下的集热器性能可以从使用太阳模拟器的可控室内实验或仔细地室外实验中得到。太阳能装置设计者所使用的另一种数据，可以通过类似于CSIRO机械工程部应用多年的室内热损失实验和结合热传导实验装置来解决，目前，一个符合太阳光谱的太阳模拟器正在建造中。室外实验，由于气候的变化，虽然很难获得准确地集热器性能测量，但是这些实验仍然可以做为评定集热器处于室外条件下性能的依据。这里简单地叙述一下澳大利亚研制的用于集热器室外实验的两种装置。

1. 可定方向的实验装置

在来自热水箱流量为一常量的情况下，我们将一个定常温度的水送入集热器。在实验期间要求稳定的日照强度，并将集热器旋转至面向太阳，以降低入射角度和热容的影响(图9)

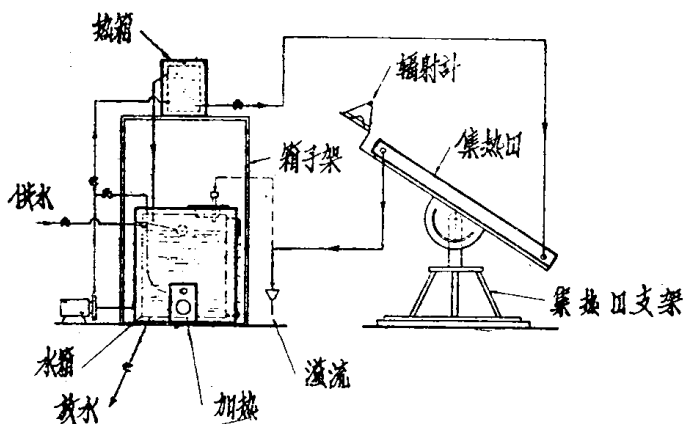


图9 可定向的实验装置—实验设备原理图

定向装置，延长了白天对系统稳定日射的时间，于是集热效率便可从所测的流量率，通过集热器后水的温升和实验期间平均日射强度来计算(Cooper 1975, 1976)

2. 串联实验装置

在不同运行条件下的几种集热器同时试验可以使用置于相同环境之下的串联集热器组。控制好流量，保持稳定的入口水温，连续测定试验组中各个集热器入口和出口温度。虽然所有的集热器

都处在同一的太阳辐射，环境温度，太空温度和风速之中，但是他们却分别依次地工作在较高的温度水平上。因此，对于试验期间的平均日射强度可以得到一个集热器性能曲线。采用这样的实验方法，首先要估计影响试验组中外观相同的集热器性能的制造允许偏差，这是非常重要的 (Dunkle 1975)。

真空管式集热器实验

真空管式集热器的实验，除平板集热器实验时，一般迁到的问题之外，还带来了某些问题。集热器的热效率异乎寻常地受角度影响，这是因为使用了管和平板形的反射器，另外，可能运行在100℃以上。

对于由真空管和背面白色漫反射器组成的集热器来说，角度影响是很敏锐的，而对于具有圆柱吸收表面的整个集热器来说，这个影响更大。在(图10)上解释了这个影响。

由图可以看出,当入射光线与法线夹角大于 Q 的时候,各个组件相互遮蔽,集热器此时就很象一个垂直的平板集热器。当角度小于 Q 的时候,辐射的光线通过真空管之间到达反光镜上,部分反射给真空管背面,另一部分脱离集热器。明显看出这类集热器捕捉太阳辐射不如相当的平板式集热器。这就导致了效率曲线的 η ,随入射角变化。

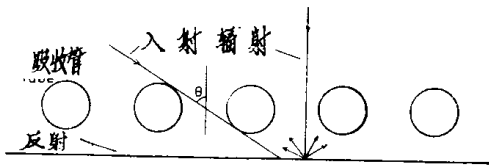


图10 角度影响的效果—真空管集热器

除水、空气之外,一定范围的油也经常做为载热流体,这里包含了组件相互连接等各种技术问题。另外由于该集热器损失低的特点,就产生了一个在吸收表面和载热流体之间显著的温差,从而使得热量交换时,以一个小于平板式集热器的关键因子将热量传送给流体(此时热交换放热系数的影响

相对降低了)。

在高温下工作的这种集热器的另一个特点是,此时不能再假定热损失为常数,所以在进行集热器实验时,必须要得到热损失对于 Δt (流体温度与环境温度之差)的依赖关系和 η 。与入射角的函数关系。只有这样,我们才能够计算出任意温度和角度之下的最终效率。

附录

澳大利亚制造的(略)平板太阳热水器

澳大利亚的平板太阳集热器

已经生产的大多数集热器都是常用的管板式,它是用铜管焊接在铜辐射——吸收板下面。通常在吸收平板上面涂有无光黑漆,它的吸收率为0.95,热发射率为0.89。某些制造商采用了铜上氧化铜的选择性表面,吸收率为0.89,长波发射率为0.1左右。较新的进展包括:采用热焊把铝吸热板焊在铜管上,采用软钢或不锈钢作吸热板材料,压制并对缝焊接的平行通道集热器,铬黑氧化物做为选择性表面涂层。

现已生产的集热器尺寸,一般是以0.75平米开始,有1.5平米、2.6平米、3平米到最大6平米的采光面积。对于工业上使用太阳加热器,必须要考虑所生产的较大尺寸集热器组件的合理性问题。目前大部分集热器都是对于约50千牛吨/米²低压力而设计的,但是,现在也设计了强压力结构的集热器。

因为在澳大利亚,冰冻问题不是普遍存在的问题,所以通常都把集热器做成一层玻璃盖的型式。(澳大利亚冬天温度不太低,用不着采取特殊措施,一般用软管防护就能避免冰冻)。现在某些工厂主,为了满足在工业/商业部门中所需要的温度,他们正在生产双层玻璃盖的集热器。另外一些工厂主正在设计一种带有换热器,把贮水箱和集热器循环通路分隔开来的系统,这就可以在集热器循环通路中使用冰点低的液体。

为了减少集热平板和盖板之间的对流损失,设想采用蜂窝结构。采用玻璃和聚碳酸脂这种耐得住盒内温度的材料制作蜂窝是适合的。墨尔本大学机械工程系对于蜂窝结构集热器,已经研究了若干年了,把它用到商业中的主要障碍,是难以生产出一个适当的廉价的玻璃或塑料蜂窝结构。

在1974年估计澳大利亚全国大约有10,000个太阳热水装置,年产已达到10,000平米,这些装置已向美国、东南亚和太平洋区域出口。并且就制造许可协定问题也已经同日本、南非、新西兰进行了商定。此外,一些与澳大利亚有竞争能力的装置,其中包括以色列的Miromit和Electra,日本的Yaeki,也向澳大利亚进口。

平板式太阳热水器一个有希望的新市场,是对家庭院子附近和院内游泳池加热增加太阳

能利用。对于加热游泳池来说，除了已经讨论的集热器外，也可以用不镶玻璃的廉价塑料集热器。

目前，澳大利亚空气加热器的生产还没有商品化，尽管这种集热器的技术和经济问题已经在（新、南、澳）Griffith和Tounsville州，利用CSIRO波纹太阳空气加热器装置作过木材烘干试验。

根据美国的经验判断，空气加热器与用于家庭和工业采暖的热水器直接竞争的可能性将是肯定无疑的。

原文《Solar Collector Design and Testing》

霍志臣译 郑敏樟校

平板型集热器集热量和集热效率

田中俊六

概 述

平板型集热器是一种构造简单的太阳能利用装置，它对太阳能的直射辐射与散射辐射都能利用，而且不需要复杂的跟踪装置，维护管理方便，因而被广泛地用于采暖、生活用热水等太阳能系统。近年来，随着对集热器不断地深入研究，使平板型集热器的集热温度和集热效率不断提高，因而其应用范围也在不断地扩大，目前利用平板型集热器作为制冰、制冷等方面的试验也发展很快。为了有效地在工程实际中的应用，正确地确定集热量和集热效率是十分重要的。

集热器的集热量可以通过理论计算求出，也可以通过试验得到。但是，由于日射量、室外气温、风速等因素经常变化，所以持续地测定受到无规则的气候条件影响的集热量是不容易的，同时整理数据也相当复杂。如果采用公式计算集热量，也存在一定的问题，首先是满足所有条件的计算公式是没有的，因此，应根据使用目的分别使用简单的公式和精确度好的公式。

可以用下式表示平板型集热器的能量平衡关系：

$$\tau \alpha I = q_c + q_L + q_s \quad (1)$$

式中： q_c —集热器的集热量（大卡/米²·时）

q_L —集热器向四周的散热（大卡/米²·时）

q_s —集热器内部的蓄热量（大卡/米²·时）

τ —集热器透明体的透过率

α —集热板的吸收率

I —入射到集热器的总日射量（大卡/米²·时）

在稳定状态时， $q_s = 0$ ，所以（1）式可以改写成下列形式：

$$q_c = \tau \alpha I - q_L \quad (2)$$

上式说明：集热器的集热量等于集热板吸收的日射量减去集热器向四周的散热。如果忽略集热器四周边框的热损失，而且在集热板（或称吸收体）上面没有玻璃等透明面，集热器

后侧的温度等于室外气温 θ_0 、集热温度为 θ_c 、集热板向上和向后侧的热损系数分别用 K_0 和 K_u 表示,则可得出式(3)

$$q_c = \tau a I - (K_0 + K_u)(\theta_c - \theta_0) \quad (3)$$

此时集热效率(η_c)为:

$$\eta_c = \frac{q_c}{I} = \tau a - (K_0 + K_u) \frac{(\theta_c - \theta_0)}{I} \quad (4)$$

如果用图1表示式(4)的关系,则可以得出下列结论:直线与y轴相交点为 τa ,它表示当集热温度等于室外温度时,该集热器所能达到的最高集热效率。

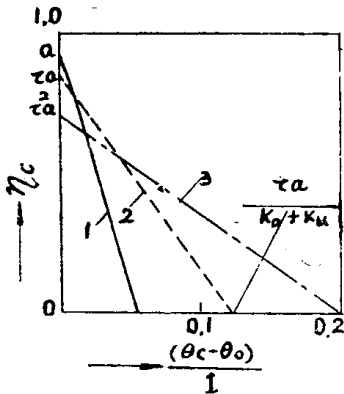


图1 集热效率的表示方法

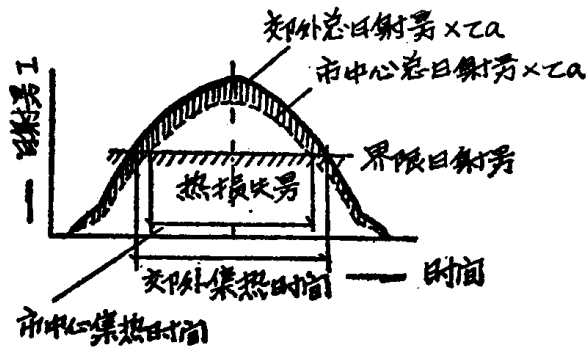


图2 日射量的减少对集热量减少的影响

另外,当系统停止循环时,载热质所能达到的最高温度(称放置温度)等于:

$$\theta_{c \cdot \max} = \left(\frac{\tau a}{K_0 + K_u} \right) I + \theta_0 \quad (^\circ\text{C}) \quad (5)$$

此温度等于该集热器的当量室外温度。

严格地说, K_0 、 K_u 都不是常数,温度越高,以辐射为主的放热热阻越小,所以图1中所表示的不是直线,仅在使用的 $((\theta_c - \theta_0)/I)$ 范围内认为实验式是一次式。

在集热器的集热效率表示方面必须注意,太阳能集热器的效率和多数机械效率不同,它等于从总能量($\tau a I$)中减去一定的值(热损失),因此,根据地区条件不同,即使条件变化的很小,对集热效率,也就是对集热量则有很大影响。特别是对集热效率比较低的高温集热器影响作用更大。例如城市和农村制冷用集热器的日射量如果相差15%时,则不同季节中集热效率相差甚至可达两倍左右(见图2)

对实际集热器不能忽略周围边框的散热和玻璃等遮阳面积的影响。同时集热板的面积未必等于玻璃透明面的面积,因此在计算集热效率和集热量时,必须对有效集热面积等予以定义。一般用 A_F (米²)表示集热器最大面积(包括集热器的外框),用 A_0 表示集热箱面积,用 A_G 表示玻璃透明面的有效面积。计算集热器的热损失面积时采用 A_0 ,如果边框等构件接近完全反射时,则入射的总日射量为 $A_G I$,如果以 A_0 作为基准面积时,则单位 A_0 面积上的有效日射量 I_c :

$$I_c = I \times \frac{A_G}{A_0} \quad (\text{大卡/米}^2 \cdot \text{时}) \quad (6)$$

集热器的集热效率 η_c :

$$\eta_c = \frac{Q_c}{A_0 I} \quad (7)$$

Q_c ——集热量 (大卡/时)。

由实验的方法求集热量时, 已经包括了从周围边框部分散失出去的热量, 而在严格计算或把实验值和计算值进行比较分析时, 则必须进行计算由边框散失的热量, 这时集热量等于下式:

$$Q_c = \tau a I_c A_0 - \{K_0 A_0 (\theta_c - \theta_0) + K_u A_0 (\theta_c - \theta_u) + 2k K_s (B_0 + L_0) D (\theta_c - \theta_s)\} \quad (8)$$

K_s —边框的热损系数

θ_s —边框外的室外气温

k —和边框构造、集热体和边框材料的接触情况有关的系数

如果 $\theta_0 = \theta_u = \theta_s$, $k=1$, $K_s = K_u$,

$$\{2(B_0 + L_0)D\}/A_0 = j;$$

则:

$$Q_c = \tau a I_c A_0 - \{K_0 A_0 + K_u A_0 (1+j)\} (\theta_c - \theta_0) \quad (9)$$

$$q_c = \frac{Q_c}{A_0} = \tau a I_c - \left[\{K_0 + K_u (1+j)\} (\theta_c - \theta_0) \right] \quad (10)$$

一般集热温度 θ_c 是取集热器进出口载热质温度的算术平均值, 但是美国也有取进口温度的, 这点应该注意。

以上求出的是每小时的集热量和集热效率, 而一天或一定期间的效率用下面方法表示。

图 3 表示一天的总日射量 I_0 、水泵运转时间 T 、可利用的日射量 I_u 、无效的日射量 I_x 、集热量 q_c 。这时集热效率 η_c 、综合集热效率 η_0 、利用率 η_u 按下边的规定来定义。

利用率:

$$\eta_u = \frac{I_0 - I_x}{I_0} = \frac{I_u}{I_0} \quad (11)$$

集热效率:

$$\eta_c = \frac{q_c}{I_u} \quad (12)$$

综合集热效率

$$\eta_0 = \frac{q_c}{I_0} \quad (13)$$

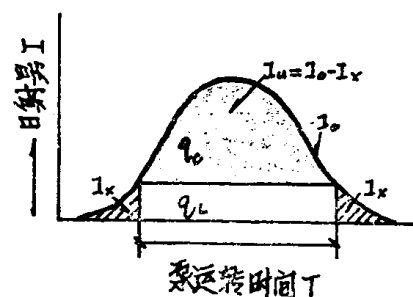


图 3 日射量和平均集热效率

关于平板型集热器的集热量和集热效率的计算方法, 在国内外有很多学者进行研究, 也发表了不少计算公式, 如惠里尔 (Whillier) ⁽¹⁾ 等人的研究, 大家已经很熟悉。下面简单介绍田中俊六在松尾 ⁽²⁾ 等人应用当量室外温度概念的基础上所整理的计算方法和用叠代法进行集热量的原理和有关资料。

用当量室外气温法计算集热量

1. 基本公式

如图 4 所示, 假定 K_0 、 K_u 均为常数, 有效总日射量为 I_c , 以 A_0 作为集热器的基准面积

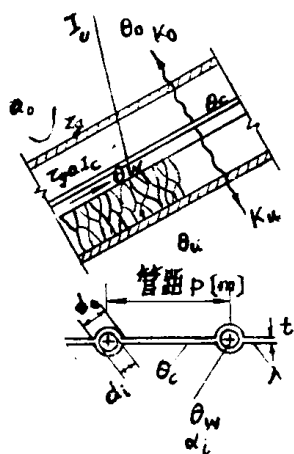


图4 平板型集热器

则集热器的集热量 q_c 可表示为下式:

$$q_c = \tau_g a I_c - \{K_0(\theta_c - \theta_0) + K_u(\theta_c - \theta_u)\} \quad (14)$$

如果将上式变换为:

$$q_c = (K_0 + K_u)(\theta_e - \theta_c) \quad (15)$$

$$\theta_e = \frac{1}{K_0 + K_u} (\tau_g a I_c + K_0 \theta_0 + K_u \theta_u) \quad (16)$$

θ_e 就是当量室外温度。

如果考虑大气(夜间)辐射量(K_0)和玻璃对日射的吸收率(a_g),把它们换算到室外气温,则可变成下列形式:

$$\theta_e = \frac{1}{K_0 + K_u} \left\{ \tau_g a I_c + K_0 \left(\theta_0 - \frac{R_0}{\alpha_0} + \frac{a_g I_c}{\alpha_0} \right) + K_u \theta_u \right\} \quad (17)$$

R_0/α_0 代表由于大气辐射,室外气温视在的降低值, $a_g I_c/\alpha_0$ 是由于玻璃吸收日射,室外气温视在升高值。当 $\theta_u = \theta_0$ 时,即集热器后侧的气温等于室外温度时,则式(17)变为:

$$\theta_e = \left\{ \frac{\tau_g a I_c}{K_0 + K_u} + \theta_0 \right\} \quad (18)$$

集热器得到的热量最后要传给水等介质,所以在集热量计算公式中一般用水温 θ_w 表示,而不用集热板温度 θ_c ,下边将推导用 θ_w 代替公式(15)中的 θ_c 的计算公式。

假定集热板的导热系数 λ 值为无限大,则从集热板到水的传热量 q_{cw} 可用下式表示

$$q_{cw} = \alpha_i \frac{\pi d_i}{P} (\theta_c - \theta_w) \quad (19)$$

如果是稳定状态,则集热器得到的热量全部传给水,也就是 $q_c = q_{cw}$,解(15)和(19)式,则:

$$q_c = K(\theta_e - \theta_w) \quad (20)$$

$$K = \left[\frac{1}{K_0 + K_u} + \frac{P}{\alpha_i \pi d_i} \right]^{-1} \quad (21)$$

式中: πd_i 为一根集热管的每米长内表面积,如果不是圆形管,则用 S (米²/米)代入。 P 是两根集热管的中心距离。

上面推导出的公式是假定集热的水温一定的条件下才成立的。如果集热器进出口温度差在5度以下时,可以用平均温度代入上式进行计算。当水量比较少,水温上升很大时,则必须用下面考虑水温变化的公式。

按图5所示的集热器,假定按长度方向 K 值不变,则距进口 x (米)处的热平衡为:

$$KW_0 dx (\theta_e - \theta_w) = GC_p d\theta_w \quad (22)$$

$$\log(\theta_e - \theta_w) + C = -\frac{KW_0}{GC_p} x \quad (23)$$

式中:

G ——热介质的流量 (公斤/时)
 C_p ——流体的比热 (大卡/公斤 $^{\circ}\text{C}$)

如果边界条件:

令 $x=0$ 时、 $\theta_w = \theta_{w\text{en}}$,

$x=L$ 时、 $\theta_w = \theta_{w\text{ex}}$,

则:

$$\theta_{wex} - \theta_{wen} = \left[(\theta_e - \theta_{wen}) \left(1 - e^{-\frac{Kw_o L_o}{GC_p}} \right) \right] \quad (24)$$

所以, 如果用进口温度表示集热量 Q_c 时,

则:

$$Q_c = GC_p (\theta_e - \theta_{wen}) \left(1 - e^{-\frac{Kw_o L_o}{GC_p}} \right) \quad (25)$$

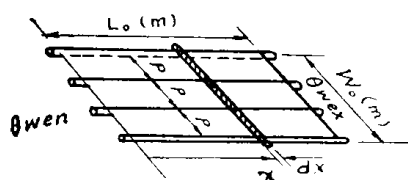


图5 集热器按长度方向温度变化

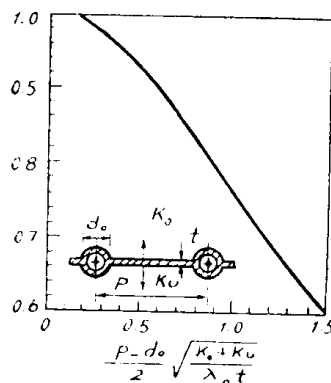


图6 肋片效率

2. 考虑肋片效率的集热量计算

实际的集热器, 其 λ 值并非无限大, 在集热板和管子之间存在着和肋片效率有关的温度差。比如, 管的间距很大、或使用 λ 比较小的材料时, 集热板的温度比集热水的温度高很多, 因此集热效率降低。

这里假定集热板上部空气层的导热和肋片间距无关, 所以使用一般的肋片效率计算公式。

ϕ 是肋片效率, 则 (15) 式变为:

$$q_c = (K_o + K_u) \phi (\theta_e - \theta_c) \quad (26)$$

$$\left. \begin{aligned} \phi &= \frac{t_{an} h \mu_b}{\mu_b} \\ \mu_b &= \frac{P - d_o}{2} \sqrt{\frac{K_o + K_u}{\lambda_c t}} \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

如果作为管温的 θ_c , 只在 $(P - d_o)/2$ 区间有温度降落,

$$\begin{aligned} \text{则: } q_c &= \frac{2}{P} \left\{ \frac{d_o}{2} (K_o + K_u) (\theta_e - \theta_c) + \frac{(P - d_o)}{2} (K_o + K_u) \phi (\theta_e - \theta_c) \right\} \\ &= (K_o + K_u) \Phi (\theta_e - \theta_c) \end{aligned} \quad (28)$$

Φ ——有效肋片效率

$$\Phi = \phi + \frac{d_o}{P} (1 - \phi) \quad (29)$$

和 (20), (21) 式相同, 如用 θ_w 表示时,

$$\text{则 } q_c = K' (\theta_e - \theta_w) \quad (30)$$

$$K' = \left[\frac{1}{(K_0 + K_u)\Phi} + \frac{P}{\alpha_i \pi d_i} \right]^{-1} \quad (31)$$

如果集热板和集热管之间是机械接合时, 则管与板之间存在接触导热, 导热系数用 C_B 表示, 则:

$$K' = \left[\frac{1}{(K_0 + K_u)\Phi} + \frac{P}{\alpha_i \pi d_i} + \frac{P}{C_B} \right]^{-1} \quad (32)$$

C_B 的值根据加工方法不同变动很大, 惠里尔 (Whillier) 等建议采用下列数值。

用铁丝、夹板固定时: $C_B = 1.7 \sim 7.5$ 大卡/时·米·°C

管和板用点焊时: $C_B = 20 \sim 25$ 大卡/时·米·°C

锡焊时: $C_B = 150$ 大卡/时·米·°C

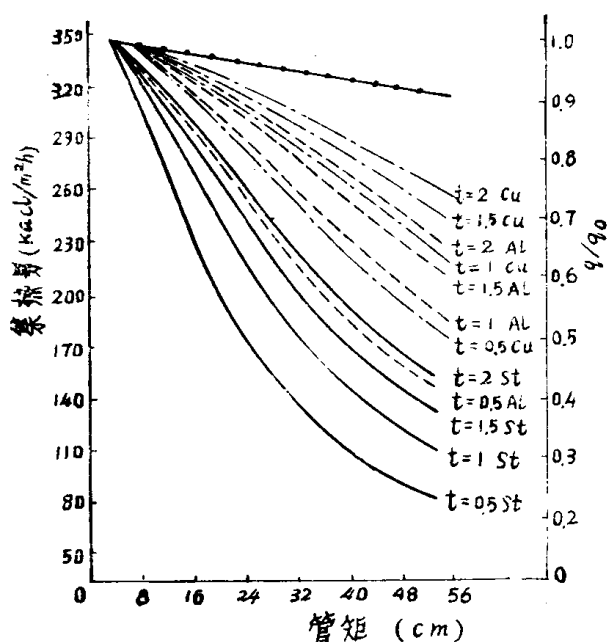


图7是用铜、铝、不锈钢等不同材料时, 管距和板厚对集热量的影响。

3. 基本计算公式中各种系数的确定

(1) 传热系数

①集热器向上方的传热系数 K_0

图7 管距板厚对集热量的影响

—●— 不考虑肋片效率时

— St $\lambda = 47$ 千卡/米²·小时·°C

— Al $\lambda = 175$ 千卡/米²·小时·°C

— Cu $\lambda = 320$ 千卡/米²·小时·°C

管径12.4 (毫米)

t : 厚 (毫米)

$$K_0 = \left[\frac{1}{\alpha_0} + \sum_{i=1}^n \frac{l_{gi}}{X_{gi}} + \sum_{j=1}^m \frac{1}{C_j} \right]^{-1} \quad (33)$$

式中: l_g/λ_g 是透过体的热阻, 比较小, 可以忽略。

C 是空气层的换热系数。

当透过体为 n 层、并且忽略 l_g/λ_g 时,

$$\text{则: } K_0 = \left[\frac{1}{\alpha_0} + \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \dots + \frac{1}{C_n} \right]^{-1} \quad (34)$$

α_0 ——外侧的放热系数, 和外部风速及夜间辐射有关。

C ——与空气层两面的温度、辐射率等有关。

②向集热器后侧的传热系数 K_u

$$K_u = \left[\frac{1}{\alpha_u} + \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{\lambda_i} + \sum_{j=1}^m \frac{1}{C_j} \right]^{-1} \quad (35)$$

α_u 为集热器后侧表面放热系数, 如后面是室外空气, 则 $\alpha_u = \alpha_0$ 。朝向室内时 $\alpha_u = 8$ 。

$\Sigma(l/\lambda)$ 为隔热材料热阻

$1/C_j$ 为空气层热阻, 厚度在10~30毫米时, $C_j = 6$