

# 设备与管道保温优化设计方法

## I. 以经济性为主要约束条件

方 铎 荣

(中国科学院力学研究所, 北京)

### 一、前 言

人们通过大量的实践, 对设备与管道的保温与保冷总结了许多有效的设计方法<sup>[1-3]</sup>, 这些方法中包含了优化设计的思想, 只是当时受到大量计算工作量的限制, 才把数学模型与计算方法作出较合理的简化, 尽可能满足工程设计偏保守的要求。今天, 电子计算机的应用越来越广泛, 烦杂的计算完全可由电子计算机来完成。同时, 能源供应紧张要求节能, 设计不能太保守, 提供的设计参数要精确。因此, 隔热保温的优化设计就是以电子计算机为工具, 在多种设计方案中得出优化设计方案。下面论述以经济性为主要约束条件的管道保温优化设计方法。

### 二、优化设计原理与目标函数

管道与设备保温的主要目的是节约能源, 也就是通过由隔热材料构成合理的保温层, 使设备与管道减少热损失, 提高热能的利用率。一个定性的优化设计方法原理示于图 1。对于某一种隔热材料, 图 1 上 A 线表示热量损失的费用随着隔热层厚度的增加而减少; B 线表示隔热保温费用随保温层厚度的增加而增加。C 线表示 A、B 线叠加的结果。 $C_0$  表示最低的总费用。与  $C_0$  相对应的  $t_0$  就是最优隔热保温层厚度, 对于不同的隔热材料, 可以得到不同的 A、B、C 曲线, 比较这一组曲线, 可以得到其中有一种隔热材料的最低总费用值为最小。

于是得到最优隔热材料与隔热层厚度。从经济性为主要约束条件的最优隔热层厚度就是保温经济厚度。

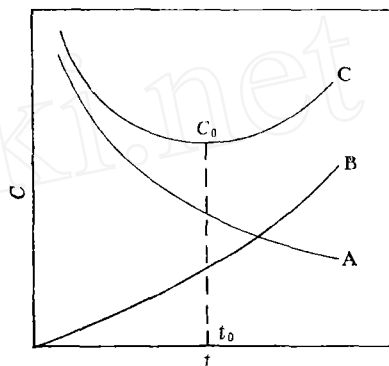


图 1 保温厚度  $t$  与费用  $C$  的关系

各种隔热材料的寿命是不相同的, 为了便于比较, 把保温所需的隔热材料、劳力等费用转换成寿命期内每年分摊的费用。因此, 保温优化设计目标函数的建立, 就是使得隔热所需的材料等在寿命期内分摊的年费用与减少热损而带来的能量节约的结果, 使得设备与管道由于保温、热损所引起的总年费用为最小。对于设备 (每平方米) 与管道每米必须付出的费用, 可由下式表示, 这个方程式称为保温优化设计的目标函数, 通过它可以使保温设计得到优化。

$$C_T = P(C_i + C_j + C_L) + BC_m + 8.76FC_F Q_L \quad (1)$$

$$P = i_1(1 + i_1)^n / [(1 + i_1)^n - 1] \quad (2)$$

$$B = [(1 + i_2)^n - 1] / i_2 n \quad (3)$$

从上述目标函数中可以看出,对于某一种隔热材料来说,随着隔热层厚度的变化使得  $C_i$ 、 $C_f$ 、 $C_L$ 、 $Q_L$  发生变化,而对  $Q_L$  的计算量相当繁琐。它需要作出不同的传热模型,才能较精确地计算它的量。

### 三、常导热系数传热模型

经过隔热后的蒸汽输热管道的横截面图如图2所示。特别是经过优化隔热后的蒸汽输热管道,由于径向热损失引起流体温度变化不大,因此,传热模型可以假定:

1. 传热是稳态、无内热源、传热方向为一维;
2. 忽略管内介质与管壁的换热热阻和通过管壁的热传导热阻;
3. 隔热材料导热系统为常数。

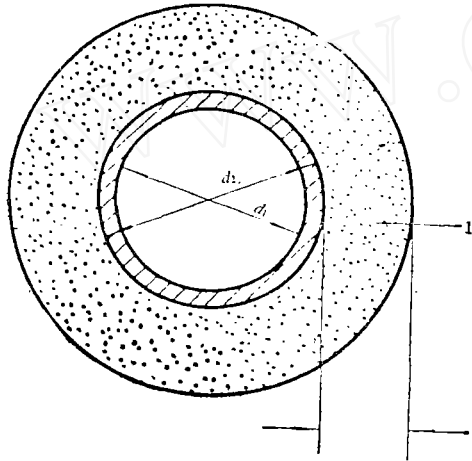


图2 输热圆管隔热横截面及其传热模型

#### 1. 隔热层

经过多层组合管的径向导热,任一传热学教程中都给出单位圆柱长度上径向热流量的计算公式:

$$Q_L = T_f - T_a / \sum_{i=1}^4 R_i \quad (4)$$

从假设2得  $R_1 = R_2 = 0$

$$R_3 = \ln \frac{d_3}{d_2} / 2\pi K_i \quad (5)$$

$$R_5 = 1 / \pi d_3 h_a \quad (6)$$

$$R_6 = 1 / \pi d_3 h_r \quad (7)$$

假定  $T_r = T_a$

$$h_r = \Sigma 6(T_p^2 + T_a^2)(T_p + T_a) \quad (8)$$

则  $R_4 = \left[ \left( \frac{1}{R_5} + \frac{1}{R_6} \right) \right]^{-1} = R_5 \cdot R_6 /$

$$\begin{aligned} & R_5 + R_6 \\ & = [\pi d_3 (h_a + h_r)]^{-1} \end{aligned} \quad (9)$$

令  $d_3 = d_2 + 2t_i$ , 则方程式(5)可变为

$$R_3 = \ln(1 + 2t_i/d_2) / 2\pi K_i \quad (10)$$

所以

$$\begin{aligned} Q_L = \pi(T_f - T_a) / [ & \ln(1 + 2t_i/d_2) / \\ & 2K_i + 1/d_3(h_a + h_r) ] \end{aligned} \quad (11)$$

对于管外与环境的换热,由于风速引起的强迫对流,据文献<sup>[5]</sup>可采用下列公式计算:

当  $1 < Re_f < 10^3$  时,

$$Nu = (0.43 + 0.50 Re_f^{0.5}) Pr^{0.38} (Pr_f / Pr_w)^{0.25} \quad (12)$$

当  $10^3 < Re_f < 2 \times 10^5$  时,

$$Nu = 0.25 Re_f^{0.6} Pr^{0.38} (Pr_f / Pr_w)^{0.25} \quad (13)$$

当管道位于空气中时  $Pr_f / Pr_w = 1$  (14)

上述公式中的定性温度为

$$T_f = \frac{1}{2} (T_p + T_a) \quad (15)$$

在自然对流情况下,据文献<sup>[4]</sup>可采用下列计算公式:

$$Nu = C(Gr \cdot Pr)^n \quad (16)$$

$$h_a = Nu \cdot K_2 / d_3 \quad (17)$$

式(16)中  $C$  与  $n$  值,按  $(Gr \cdot Pr)$  值来确定:

当  $(Gr \cdot Pr) = 1 \times 10^{-3} - 5 \times 10^2$  时,  $C = 1.18$ ,

$$n = \frac{1}{8},$$

当  $(Gr \cdot Pr) = 5 \times 10^2 - 2 \times 10^7$  时,  $C = 0.54$ ,

$$n = \frac{1}{4}$$

当  $(Gr \cdot Pr) = 2 \times 10^7 - 1 \times 10^{13}$  时,  $C = 0.135$ ,

$$n = \frac{1}{3}$$

上式中无量纲数定义为:

$$\text{努谢尔数 } Nu = \frac{h_a d_3}{K_2}$$

$$\text{雷诺数 } Re = \frac{v d_3}{\nu}$$

$$\text{普朗特数 } Pr = \nu / a$$

$$\text{格拉晓夫数 } Gr = \frac{g \beta d_3 \Delta T}{\nu^2}$$

$$\Delta T = T_p - T_a \quad (18)$$

这样从式(4)~(18)可用来计算  $Q_L$ 。但是隔热层外壁温  $T_p$  又是  $Q_L$  的函数, 因此,  $T_p$  与  $Q_L$  值需要迭代计算才能得到, 也就是先假定  $T_p$  值, 然后从式(4)~(16)得到  $Q_L$  值, 再由下式得  $T'_p$ :

$$T'_p = Q_L R_4 + T_a \quad (19)$$

若  $T'_p \approx T_p$  时, 则可确定  $Q_L$  值, 这一计算工作只有借助于电子计算机才能快速完成。再依据式(1)~(3)得到某一隔热层厚度下的  $C_T$  值。不同的隔热层厚度可以得一组  $C_T$  值, 其中必有一个极小值  $C_{T_0}$ , 它所相对应的隔热层厚度, 就是该材料的最优厚度。对于不同的隔热材料又可得到不同的  $C_{T_0}$  值, 其中最小者就是最优隔热材料。

#### 四、优化隔热设计方法的应用

燕山石化公司是我国七十年代初筹建的大型石油化工联合企业。年耗能120万吨燃油, 其中60%左右用于生产蒸汽。由于各厂地处山区, 热源分散, 因而长达十多万米的蒸汽输热管道的热损失十分可观。又因该公司建设期间历史条件的限制, 采用的水泥珍珠岩瓦保温材料性能较差, 且接缝多、防护层缺乏周密考虑, 热网管道热损失已明显超过正常范围。中国科学院与燕山石化公司协作用隔热保温

优化设计方法, 筛选出最优隔热保温材料, 确定最优隔热层厚度, 并在保温施工工艺与防护层上采取合理措施, 以期减少输热管道的热损失, 节约燃油。

以该公司向阳化工厂西线生产用蒸汽输热管道为隔热保温工程试验管道, 全长1619米, 管道外径为0.529米, 蒸汽温度为280—300℃, 环境年平均风速为3米/秒; 年平均环境温度为11.6℃。

最优隔热保温材料的确定是采用常导热系数传热模型的隔热优化设计方法。由于大部分隔热材料缺乏导热系数随温度变化的数据, 查阅有关资料, 列出能承受试验管道工作温度的一些保温隔热材料的热物性参数, 见表1。

在计算中, 输热管外传热介质的物性参数是温度的函数, 而一般只能查到一些实验数据点, 需要给出便于计算机计算的拟合曲线。

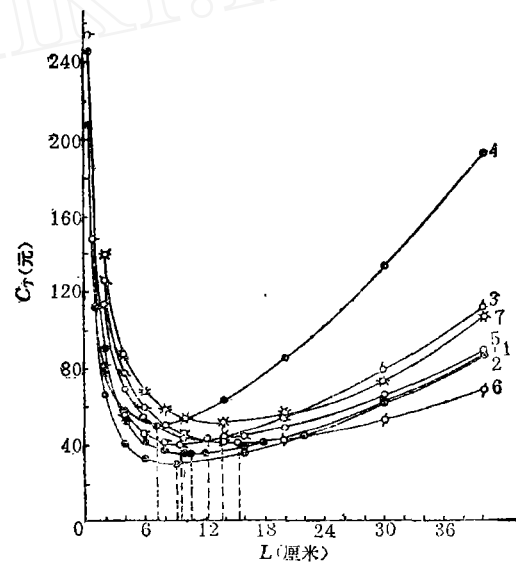


图3 不同隔热材料的隔热年费用随隔热层厚度变化的关系曲线

(条件:  $D_2 = 0.529$ 米;  $T_p = 280^\circ\text{C}$ ;  $T_a = 11.6^\circ\text{C}$ ;  $v_2 = 3$ 米/秒;  $n = 10$ 年;  $I_1 = I_2 = 0.1$ )

1. 硅酸钙; 2. 岩棉缝板; 3. 酚醛树脂矿棉管; 4. 磷酸盐珍珠岩管瓦; 5. 水玻璃珍珠岩管瓦; 6. 水泥珍珠岩管瓦; 7. 水玻璃蛭石制品。

表 1 保温材料制品规格、性能、价格及生产单位

名 称	规 格 (毫米)	容 重 (公斤/米 <sup>3</sup> )	导热系数 (千卡/米· 时·℃)	耐热(℃)	抗压强度 (公斤力/ 厘米 <sup>2</sup> )	吸水率(经24 小时吸水后)	价 格 (元/米 <sup>3</sup> )
微孔硅酸钙	按加工要求	230	0.035—0.042	600—680	5—7		215
岩棉缝板	3000×910×50	100	0.031	700	>0.1	水不沿毛细孔 上升	236
岩棉缝板	3000×910×50	100	0.031	700	>0.1	水不沿毛细孔 上升	220
岩棉板	3000×910×50	100	0.031	700	0.1	水不沿毛细孔 上升	170
酚醛树脂矿棉管	按加工要求	<200	≤0.045	300	1.5	<3%	280
磷酸盐珍珠岩管瓦	按加工要求	200—250	0.038—0.045	1000	6—10	—	500
水玻璃珍珠岩管瓦	按加工要求	200—300	0.055	650	8—10	200%	210
水泥珍珠岩管瓦	按加工要求	200—400	0.065—0.075	600	5—7	200%	150
水玻璃蛭石制品	按加工要求	430—480	0.07—0.09	900	5—12	48小时后不松	220
水泥蛭石砖瓦	按加工要求	430—500	0.08—0.12	600	2.5	60—90%强度不变	125

在优化设计计算中,除上述已给出一些技术参数外,对于复合防护层(油毛毡加玻璃布后刷漆), $\varepsilon=0.85$ ;金属防护层, $\varepsilon=0.3$ ;隔热层寿命 $n=10$ 年;维修成本增加率与贷款年利率 $i_1=i_2=0.1$ ;蒸汽管年使用系数 $F=0.9$ ;燃油锅炉热效率 $\eta=0.9$ ;热能价格按燃油125元/吨,则 $C_F=0.0108$ 元/千瓦小时,再把表1各种保温材料的导热系数及其价格参数输入计算机程序,得到岩棉制品为最优保温材料,微孔硅酸钙次之。图3表示了不同隔热材料的隔热年费用随隔热层厚度变化的关系曲线。

### 五、变导热系数传热模型及其应用

实际使用的隔热材料的导热系数几乎都是温度、密度的函数,有的呈各向异性<sup>[6-8]</sup>。常导热系数的最优化隔热设计方法,对于优选隔热材料是有效的。在最优化隔热层厚度的确定中,如果考虑到导热系数随温度变化,作一些修正,也能达到工程上较为保守设计精度,但是对于现有热网工程的节能技术改造,要从理论上预言节能的潜力及计算投资回收期时。上述传热模型所作的计算,引起的误差较大,不

能较精确地预计现有热网管道与实现技术改造的热损失,从而使得判断是否要进行技术改造和预计节能的经济效益带来困难。变导热系数传热模型就是为解决上述问题提出的。它的主要之点是在肯定常导热系数传热模型1、2点假设的基础上,假定隔热材料的导热系数只是密度与温度的函数。对于设备与管道保温来说,一旦保温结构确定,则隔热材料的密度也就确定,因此,如果已知该材料密度下的材料导热系数随温度变化的规律,那末就可以比较精确地计算出热损失。特别是许多隔热材料的导热系数是随温度呈线性变化的状况。即

$$K_i = K_0(1 + bT) \quad (20)$$

文献<sup>[9]</sup>已经证明,对于隔热材料导热系数随温度直线变化的情况,能使计算简化,可以在常导热系数传热模型的计算中,以隔热层内、外表面温度的算术平均值所对应的导热系数来计算热损失。

若导热系数随温度接近线性变化情况如抛物线。则在计算中可以把抛物线拟合成分段线性方程来处理,同样可以得到简化又可靠的计算结果。

若导热系数随温度变化很不规则,那末只

有采用有限差分方法或其它数值方法来计算热损失。

变导热系数传热模型所计算的热损失值,已在管道隔热技术模拟试验台上进行了校验<sup>[9]</sup>,实验值与理论计算值的最大相对偏差为5%。

燕山石化公司保温试验管道上隔热层厚度的确定,可采用变导热系数传热模型计算隔热层的热损失。文献<sup>[10]</sup>给出中科院硅酸盐所和力学所测定的岩棉缝毡导热系数方程。

硅所测定,  $K_i = 0.035 + 0.000163\bar{T}$   
千卡/米·时·°C

力学所测定,  $K_i = 0.037 + 0.0001285\bar{T}$   
千卡/米·时·°C

按上述测定 $K_i$ 值,最优隔热层厚度分别为136与134毫米。在中间试验时,考虑到目前热网管道的管架上管间距有限,同时,又便于与原水泥珍珠岩120毫米厚的保温层直观对比,因此,隔热层厚度选取为120毫米。采用双层保温结构,内层采用容重为85公斤/米<sup>3</sup>、85毫米厚的岩棉玻璃布缝板,施工时压缩成60毫米厚,外层用60毫米厚的岩棉保温带,容重为100公斤/米<sup>3</sup>。

中间试验中,岩棉制品保温方案施工了28.5米,其保护层为油毛毡、玻璃布并刷灰漆。现场测试采用热流计、点温计、红外测温仪和风速仪等分别测定了隔热层外表面的热损失与温度分布、风速与环境温度。点温计与红外测温仪还可通过传热公式,从表面温度、风速与环境温度来计算隔热层的热损失。岩棉制品隔热保温效果的计算值与试验值如表2所示。在中间试验时,其蒸汽温度为260°C,环境温度为8.5°C,风速在0.5米/秒以下。从表2中看出计算平均值与试验值偏差为+4.4%。从而证明了变导热系数传热模型的可靠性与实用性。

通过优化设计理论分析计算、材料的热物性测定、保温技术模拟试验、现场热损测试、中间试验、工艺试验,逐步形成较为完整

的保温技术改造方案。对向阳化工厂西线1619米 $\phi$ 529蒸汽输热管道实施全线保温技术改造,取得了重大的节能与经济效益。工程试验后比试验前热损减少54%,隔热效率达97%。每年可节约燃油526吨,按仪价油计算,每年可收益27.2万元。工程投资为18.5万元,投资回收期只需0.69年。

表2 岩棉制品隔热保温效果(热损失)计算值与实验值比较

计算值(千卡/米·时)			实验测定值(千卡/米·时)			
按硅所测定 $K_i$ 计算	按力学所测定 $K_i$ 计算	平均	热流计	点温计	红外测温仪	平均
249.9	235.7	242.8	210.4	248.0	247.7	235.4

## 六、结束语

本文论述了设备与管道保温优化设计方法,它是保温的经济性为主要约束条件下的设备与管道隔热保温最优化设计方法。首先,介绍了最优化设计原理与目标函数;其次,论述了常导热系数传热模型用于管道保温优化设计的详细计算方法及其应用;第三,论述了变导热系数传热模型用于热网管道的最优化设计方法,及其对燕山石化公司向阳化工厂 $\phi$ 529蒸汽输热管线保温技术改造的应用及取得的节能、经济效益。以输热介质参数为主要约束条件的输热管道保温优化设计方法见本刊第12期。

## 符 号 说 明

- $b$  为已知常数
- $B$  平均每年维修的消耗系数
- $C_T$  设备或管道每年必须付出的费用,元/米<sup>2</sup>或元/米
- $C_F$  蒸汽热能价格,元/千瓦·时或元/1000千卡
- $C_i$  隔热材料的费用,元/米<sup>2</sup>或元/米
- $C_j$  隔热保护层的费用,元/米<sup>2</sup>或元/米
- $C_L$  隔热层安装、运输等费用元/米<sup>2</sup>或元/米
- $C_m$  第一年维修费用,元/米<sup>2</sup>或元/米
- $d_2$  输热管道外径,米

$d_3$  隔热后管外径, 米  
 $F$  隔热设备与管道的年使用系数 ( $0 \leq F \leq 1$ )  
 $h_0$  隔热层外壁面与周围环境的对流换热系数, 瓦/米<sup>2</sup>·℃或千卡/米<sup>2</sup>·时·℃  
 $h_r$  隔热层外壁辐射的当量对流换热系数, 瓦/米<sup>2</sup>·K或千卡/米<sup>2</sup>·时·K  
 $i_1$  贷款年利率, %  
 $i_2$  维修费用的年增加率, %  
 $K_0$  为已知的正常数  
 $K_1$  隔热材料的导热系数, 瓦/米·℃或千卡/米·时·℃  
 $K_2$  空气的导热系数, 瓦/米·℃或千卡/米·时·℃  
 $n$  隔热系统的寿命, 年  
 $P$  用了隔热材料、劳力、保护层等所花费用每年的定额偿还系数, %  
 $Q_L$  单位管长、单位时间的热损失, 瓦/米或千卡/米·时  
 $R_3$  隔热层的热阻, 米·℃/瓦或米·时·℃/千卡  
 $R_4$  隔热层外壁与周围环境的对流热阻, 米·℃/瓦或米·时·℃/千卡  
 $R_5$  隔热层外壁与周围环境的辐射热阻, 米·℃/瓦或米·时·℃/千卡  
 $R_6$   $R_4$ 与 $R_5$ 并联相加的热阻  
 $T$  温度, ℃  
 $T_a$  环境温度, ℃  
 $T_p$  隔热层外壁温度, ℃  
 $T_s$  天空温度, ℃

$T_f$  定性温度, ℃  
 $\bar{T}$  隔热材料冷热面温度算术平均值, ℃  
 $\delta$  隔热层的厚度, 米  
 $v$  风速, 米/秒  
 $\epsilon$  隔热层外表面的热发射率  
 $\sigma$  绝对黑体辐射常数,  $\sigma = 5.6697 \times 10^{-8}$  瓦/米<sup>2</sup>·K<sup>4</sup>或 $4.9 \times 10^{-8}$  千卡/米<sup>2</sup>·时·K<sup>4</sup>  
 $\nu$  流体的运动粘度, 米<sup>2</sup>/秒  
 $\beta$  流体的容积膨胀系数, 对于气体,  $\beta = \frac{1}{T}$ ,  $T$ 以绝对温标表示

## 参 考 文 献

- [1] R. L. 福克斯著, 张建中、诸梅芳译, “工程设计的优化方法”, 科学出版社, 1981.
- [2] 王补宣, 机械工程学报, 4(1), 131(1956).
- [3] 小泉英雄, 配管と装置, 20(7), 38(1980).
- [4] M. A. 米海耶夫著, 王补宣译, “传热学基础”, 高等教育出版社, 1980.
- [5] J. P. 霍尔曼著, 马重芳等译, “传热学”, 人民教育出版社, 1980.
- [6] 奚同庚编著, “无机材料热物性学”, 上海科学技术出版社, 1981.
- [7] 杉山幸男、长坂克己: “断热工学”, 棋书店, 1973.
- [8] 日本工业规格, “保温保冷工事施工标准”, JISA 9501—1980.
- [9] 方铎荣, “变导热系数隔热材料用于输热管道与储热箱的最优化隔热设计方法及程序”, 管道保温技术文集, p. 67—73, 1984.
- [10] 方铎荣, “燕山石化总公司50—75米输热管道隔热保温试验优化热设计”, 管道保温技术文集, p. 81—92, 1984.

## 《燃料化学学报》1986年征订启事

《燃料化学学报》是经国家科委批准, 由科学出版社、国内、外公开发行的学术刊物, 反映我国在燃料化学、燃料化工及其基础研究等领域内的科技成就和进展, 主要刊载煤炭、石油、页岩油和天然气等化学、化工方面的学术论文及研究简报等。读者对象为燃料化学和化工领域的科学研究工作者、大专院校师生和工程技术人员等, 国内通过全国各地邮局订阅, 国外由中国国际图书贸易总公司发行。

每期定价 0.96 元, 季刊。刊号: 22-50。编辑部地址: 山西太原迎泽大街中国科学院山西煤炭化学研究所内。