

输热管道散热损失的测试研究

中国科学院力学研究所 陆显洁 方锋荣 吕钧锋 陈基磊

在热网管道保温技术中,评价保温效果和经济效益时,需要尽量准确地测定输热管道的散热损失。常用的测试方法为冷降法、内外温差法、表面温度法和热流法。

我们以燕山石化总公司向阳化工厂的 $\phi 529$ 蒸汽管道为对象,分别采用热流法和冷降法对输热管道散热损失进行了现场测试与研究。

改造前的保温结构为两层水泥珍珠岩瓦块,采用油毡刷漆玻璃布复合围护,总厚度120mm;改造后采用相同的保温层厚度,使用两层岩棉玻璃布缝板,水平管道顶部加厚1/5至1/3层,捆扎后,岩棉容重约 $130\text{kg}/\text{m}^3$,保温层外部用铝合金围护。蒸汽温度约为 300°C 。

一、热流法测试研究

热流法是使用热流计直接测量管道保温层外表面散热损失的一种有效方法。我们使用的是WY型热流计,热流计由热流探头和二次仪表两部分组成。热流插探为温度梯度型电镀式探头,二次仪表为数字式显示仪表。将热流探头贴于被测物体表面,即可由二次仪表直接读出热流值。由于热流探头的热阻远小于保温层的热阻,探头的存在对输热管道总传热热阻几乎没有影响,所测得的热流值即可认为是被测物体的真实热损失值。

1. 测点位置的选择

在自然对流换热时,水平管道的径向热流沿圆周方向的分布很不均匀;在强迫

对流情况下,热流分布还与风向和雷诺数等有关。在自然对流时,垂直管道的上部比下部换热强烈。长年使用的垂直管道,其保温层与金属管壁的间隙不匀也会使热流偏离正常的分布。另外,保温层的结构也对热流的分布产生很大影响,如瓦块状保温材料接缝处的热流较其它地方大得多。总之,为了准确地测出输热管道散热损失,必须在同一截面上沿圆周方向同时设置多个测点,而沿全线管长则要设置很多测量截面,因而测点的总数将会很大。

为了减少测点数目而又保证足够的准确性,我们先在实验室的模拟实验装置上进行了水平管道测点位置选择实验。实验是针对不同管壁温度进行的。在每种管壁温度下,在同一截面上测取8个位置的热流值,其分布如图1所示。由此可得平均值 \bar{q} 。然后以不同的组合选取其中二、三个位置的热流值进行平均,将它与 \bar{q} 值相比较,寻找可以用较少测点取代8点测量的最佳组合。其结果见于表1。

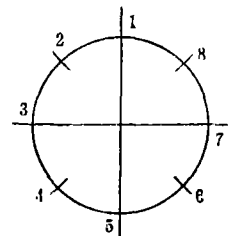


图1 8个测点位置

表 1

不同测点组合的热流平均值与 \bar{q} 的比较

Δt	八点平均		1, 2, 5 三点平均		3, 7 二点平均		2, 4, 8 三点平均	
	\bar{q}	\bar{q}_{1-2-5}	对 \bar{q} 偏差	\bar{q}_{3-7}	对 \bar{q} 偏差	\bar{q}_{2-4-8}	对 \bar{q} 偏差	
°C	kcal/(m ² ·h)	kcal/(m ² ·h)	%	kcal/(m ² ·h)	%	kcal/(m ² ·h)	%	
152.8	43.8	45.3	3.4	41.0	- 6.4	45.8	4.6	
204.6	61.2	64.1	4.7	55.0	-10.1	63.0	2.9	
262.4	74.5	80.3	7.8	68.5	- 8.1	74.0	-0.7	
330.0	93.3	101.3	8.6	84.0	-10.0	96.0	2.9	
380.0	123.0	125.0	1.6	120.0	- 2.4	124.3	1.1	
401.0	137.3	138.8	1.1	135.0	- 1.7	137.7	0.3	
427.0	138.5	147.6	6.6	128.0	- 7.6	144.6	4.4	
440.3	173.9	178.0	2.4	161.0	- 7.4	184.3	6.0	

表中 Δt 为管壁温度与环境温度之差。由表中数据可知, 采用 2, 4、8 三点平均所得的热流值与 \bar{q} 值最接近、最大偏差为 6%, 平均偏差 < 3%, 可以作为用三点测量取代八点测量的方案。这个方案后来在现场测试之前作了现场验证, 证明是可行的。

在决定沿全线管长设置的测量截面数目时, 按等距离原则设测量截面。对于瓦块状材料保温管道, 测量截面的间距应该不等于瓦块的长度。例如瓦块长度为 400mm 时, 测量截面的间距可取为 500mm 或其倍数。

现场测试在 1619m 长的管段上进行。对于改造前的瓦块保温结构设置了 44 个测量截面, 共 132 个测点。对于改造后的岩棉保温结构, 两次测试分别取 16 和 28 个测量截面, 所得结果相差甚微, 可见取 20 个测量截面即可获得满意的效果。

2. 环境状态不稳定对测试的影响

在现场测试中, 环境状态并不保持稳定, 如风力变化和日照变化, 对热流计的测定结果要发生影响。

(1) 风力变化的影响

在风力变化的非稳态过程中, 管内蒸汽的散热量等于保温层外表面散热量与保

温层热容量变化之和。使用一维非稳态导热模型的简化数值计算结果如图 2 和图 3 所示。

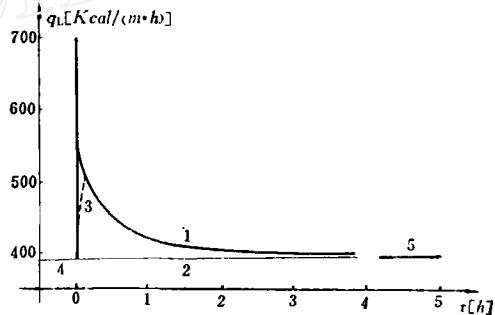


图 2 由自然对流突然变为 3m/s 风速的散热损失变化曲线

1—管道外表面散热量 2—蒸汽散热量
3—热流计指示值 4—自然对流稳态
5—风速 3m/s 稳态

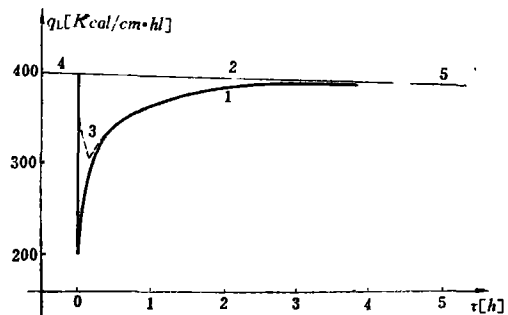


图 3 由风速 3m/s 突然变为自然对流的散热损失变化曲线

1—管道外表面散热量 2—蒸汽散热量
3—热流计指示值 4—风速 3m/s 稳态
5—自然对流稳态

由图可知, 风力变化引起的非稳态传热过程达到稳态时所需要的时间是小时量级。

实际测试表明, 风速不超过 0.2m/s 时, 加与不加挡风装置对热流计的测量结果无影响; 而当风速超过 0.4m/s 时, 必须加挡风装置以消除风力变化的影响。

(2) 日照变化的影响

在日照下, 稳态管道的散热损失等于蒸汽散热量与外表面吸收的太阳辐照热量的代数差。在非稳态时则要包括保温层热容量的变化。

对非稳态日照情况的计算表明, 对于非金属围护的管道, 在日照突变情况下从非稳态过渡到稳态所需要的时间也是小时的量级。非稳态日照时热流计显示值不能反映真实散热损失。对于金属围护的管道, 即使在稳态日照下, 由于保温层与围护之间的密闭空间内可能有不规则环流, 热流计显示值是脉动的, 脉动幅度可以高达 70% 。因此, 对于金属围护的管道, 测试时要加遮阳装置, 或者在阴天或夜间进行测试。

3. 被测表面热发射率的影响

被测表面热发射率 ε_m 与热流计探头热发射率 ε_f 不同时, 测量的准确性将受到影响。如果 $\varepsilon_f > \varepsilon_m$, 探头表面的辐射换热热阻较小, 通过热流计探头的热流 q_f 将大于实际热流 q_m 。图 4 为热流比 q_f/q_m 与发

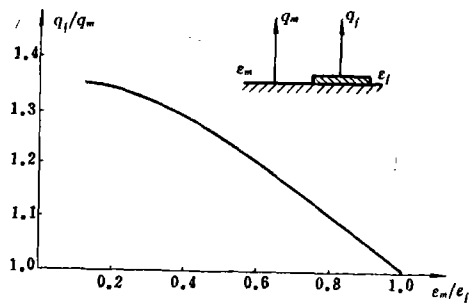


图 4 热流比与发射率比的关系

射率比 $\varepsilon_m/\varepsilon_f$ 的关系。

对铝合金围护进行测试时, 在热流计探头表面上贴一层铝箔, 使 ε_f 和 ε_m 接近相等, 是提高现场测试准确度的十分有效的措施。

3. 测试结果

(1) 改造前进行测试 (44个截面, 132个测点), 平均蒸汽温度 280°C , 平均气温 11.6°C , 全线平均热流密度 $\bar{q} = 182.5\text{kcal}/(\text{m}^2\cdot\text{h})$, 平均每米长度散热损失 $\bar{q}_l = 456.6\text{kcal}/(\text{m}\cdot\text{h})$ 。

(2) 对特殊部位进行测试

1) 对仅有的 4m 长裸管作了测量, \bar{q} 值高达 $4613\text{kcal}/(\text{m}^2\cdot\text{h})$, 其 \bar{q}_l 为 $7666\text{kcal}/(\text{m}\cdot\text{h})$ 。占全线总长度 0.2% 的裸管, 散热损失占全线总散热损失的 4% 。

2) 对仅有的一个裸露阀门作了测量, 其散热损失相当于 1.68m 长裸管的散热损失。

(3) 改造后两次测试

1) 16个截面 48个测点, $\bar{q} = 88.0\text{kcal}/(\text{m}^2\cdot\text{h})$, $\bar{q}_l = 218.0\text{kcal}/(\text{m}\cdot\text{h})$ 。

2) 28个截面 84个测点, $\bar{q} = 87.3\text{kcal}/(\text{m}^2\cdot\text{h})$, $\bar{q}_l = 221.7\text{kcal}/(\text{m}\cdot\text{h})$ 。

测试结果表明保温改造是成功的, 每米长度管道散热损失可以减少 51.4% 。

二、焓降法测试研究

焓降法是利用输热管道两端的介质焓差来计算散热损失的方法, 是总体能量平衡的方法。它要求较准确地测量输热管道内蒸汽的流量和进出口两端处的蒸汽压力和温度。测试时管道内蒸汽流动状态及参数要稳定, 仪表精度要求较高, 管道要长而无分岔。

现场测试在长度为 1304m 的管段上进

行。改造前有一段4m长裸管和一个 $\phi 529$ 裸露阀门以及相当于1m长裸管的裸露支撑板。改造后消除了裸露阀门和裸管。

测试中所用的二次仪表是输热管线上的原有仪表，其精度等级见表2。

表2 使用仪表及等级

测点位置	蒸汽流量测量		蒸汽压力测量	蒸汽温度测量
	积算器	流量计		
入口	DDZ 0.5级	DXZ-100 1.5级	电位差计 0.5级	电位差计 0.5级 无温度补偿
出口	日本横河产品 0.5级	mv表 精度5%	电位差计 0.5级	电位差计 0.5级 有温度自动补偿

该输热管道进口与出口之间的蒸汽压降约为 0.2kgf/cm^2 ，温度降为 30°C 左右（改造前）。压力变化不大，对蒸汽比焓影响不大。所以将测量重点放在蒸汽温度上。

进出口端管内蒸汽温度用EA-2热电偶测量，用0.5级电位差计显示。在出口端温度测量时原有热电偶冷端温度自动补偿。为提高测量精度，在入口端采用0.5级水银温度计测量热电偶冷端的温度，然后予以补偿。

管内蒸汽流量用孔板流量计测量，差压变送器将来自孔板的压差值转换成电信号送至电位差计显示出来。

为消除测量装置的系统误差，改造前后采用同一测量系统。

测试结果如下：

1. 改造前进行两次测试

第一次，平均入口汽温 $\bar{t}_1 = 309.5^\circ\text{C}$ ，平均出口汽温 $\bar{t}_2 = 284.8^\circ\text{C}$ ，平均温降 24.7°C ，蒸汽平均温度 297.2°C ，平均气温 34°C ，测定的平均每米长度散热损失为 $599.1\text{kcal}/(\text{m}\cdot\text{h})$ 。如果折算到平均汽温

280°C 及平均气温 11.6°C ，则有 $\bar{q}_1 = 610.5\text{kcal}/(\text{m}\cdot\text{h})$ 。

第二次，平均入口汽温 $\bar{t}_1 = 313.9^\circ\text{C}$ ，平均出口汽温 $\bar{t}_2 = 283.5^\circ\text{C}$ ，平均温降 30.4°C ，蒸汽平均温度， 298.7°C ，平均气温 26°C ，测定的平均每米长度散热损失为 $625.1\text{kcal}/(\text{m}\cdot\text{h})$ 。如果折算到平均汽温 280°C 及平均气温 11.6°C ，则有 $\bar{q}_1 = 616.2\text{kcal}/(\text{m}\cdot\text{h})$ 。

两次所得结果相差仅1%，是令人满意的。

2. 改造后的测试

平均入口汽温 $\bar{t}_1 = 314.5^\circ\text{C}$ ，平均出口汽温 $\bar{t}_2 = 299.9^\circ\text{C}$ ，平均温降 14.6°C ，蒸汽平均温度 307.2°C ，平均气温 15°C ，测定的平均每米长度散热损失为 $310\text{kcal}/(\text{m}\cdot\text{h})$ 。如果折算到平均汽温 280°C 及平均气温 11.6°C ，则得 $\bar{q}_1 = 284\text{kcal}/(\text{m}\cdot\text{h})$ 。

3. 改前改后相比较，每米长度管道散热损失减少了53.9%。这个结果，与热流法所得的结果是接近的。所以，这两种测试的结果是可信的。