

压气站工艺气体冷却器的应用和校核计算

余汉成, 陈 凤, 李春艳, 杨文川, 孙在蓉

(中国石油集团工程设计有限责任公司西南分公司, 四川 成都 610017)

摘 要: 输气管线压气站工艺气体冷却器是压气站的重要设备之一, 具有保护输气管线安全和提高输气效率的重要功能。常用的压气站工艺气体冷却器有空气冷却和水冷却两种方式。简要比较了空气冷却器和水冷却器的优缺点, 介绍了压气站工艺气体冷却器的方案选择和布置要求, 提出了相关空气冷却器的设计参数, 从工程应用的要求出发, 提供了设计校核的计算方法。

关键词: 压气站; 空冷器; 布置; 设计校核

文章编号: 1006-5539(2010)05-0014-05

文献标识码: B

0 前言

目前, 国内长距离大口径高压管道的建设正进入高峰期, 受此影响, 压缩机组的设计、安装也日益增多, 其配套系统的稳定运行对压缩机组安全平稳地运行所起到的作用也日益受到重视。压缩机出口工艺天然气的冷却设备是压气站的重要配置设施。本文结合国内外相关文献和工程实践, 对压气站工艺气体冷却器在方案选择、布置和设计校核方面进行了一定的探讨和论述, 供相关设计人员参考。

1 水冷却器与空气冷却器方案

1.1 水冷却器与空气冷却器方案的比较^[1~3]

天然气长输管线压气站压缩机工艺气出口需进行冷却, 常用的冷却方式有空气冷却和水冷却两种。这两种冷却方式在冷却方面的主要特点是: 一种是以空气作为冷却介质(一般需通过风扇增加通流量); 另一种以水作为冷却介质。两种方式的优缺点比较见表 1。

1.2 冷却方式的选用

这两种冷却方式在选择上需考虑上述存在的主要问题: 如设备一次性购置费用、设备性能、冷却效率、运行和维护成本、使用寿命、占地面积、对环境的影响等。根据目前国内外压气站设计经验, 并考虑到工艺气冷却温度的要求, 绝大多数压气站工艺气体冷却器均采用空气冷却的方式, 仅在特殊情况下采用水冷的的方式。故本文以下论述以空冷器为主。

2 空冷器布置与总图

2.1 空冷器布置的环境要求^[1~4]

空冷器的布置除需考虑满足压气站总平面布置的一些基本要求外, 还应考虑空冷器布置的环境要求。由于空冷器入口空气温度对其热工性能影响很大, 故合理的环境要求可保证空冷器的正常热交换。反之, 如果空冷器布置不当, 会使空冷器入口气温高于环境气温, 使传热温差减少, 降低传热能力。

空冷器入口气温高于环境气温, 有两方面的原因: 一是空冷器装置距某些高温设备太近, 吸进了高温气流; 二是空冷器排出的热风, 其中一部分又被风机抽回空冷器, 称之为热风再循环, 也有人称之为“热风回流”。

收稿日期: 2010-01-25

基金项目: 中国石油天然气集团公司重点工程项目(2002-19D)

作者简介: 余汉成(1940-), 男, 四川新津人, 注册石油工程师, 长期从事油气储运工艺设计与研究。

表 1 空气冷却器与水冷器优缺点比较表

序号	项目	空气冷却器	水冷冷却器
1	对环境的影响	对环境没有热污染和化学污染	对环境有污染
2	环境要求	空气可随意取得, 只需使用风机即可	冷却水往往受水源限制, 要设置专门的供水系统
3	选址	选厂址不受限制, 无需考虑专门的水源问题	选厂址时必须考虑水源
4	腐蚀性	空气腐蚀性小, 与水冷却系统相比, 使用寿命长	水腐蚀性强, 需要进行处理, 以防结垢和脏物的淤积
5	运行能耗	空气的压降仅有 100 ~ 200 Pa, 故空冷器的操作费用低	循环水压头高 (取决于冷却器和冷水塔的相对位置), 故水冷能耗高
6	维护成本	空冷系统的维护费用, 一般情况下仅为水冷系统的 20% ~ 30%	由于水冷设备多、易于结垢, 在温暖气候条件下还易生长微生物, 附着于冷却器表面, 影响冷却效率, 常常需要停工清洗
7	对电源的依赖	一旦风机电源被切断, 仍有 30% ~ 40% 的自然冷却能力	电源一断, 即要全部停产
8	冷却温度	由于空气比热小 (约为 $1.005 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$, 仅为水的四分之一, 且冷却效果取决于干球温度, 通常不能把工艺流体冷却到环境温度	水冷通常能使工艺流体冷却到低于空气温度 $2 \sim 3^\circ\text{C}$, 且循环水在水塔中可被冷却到接近环境湿球温度
9	气温影响	受大气环境变化的影响大, 风、雨、阳光以及季节变化, 均会影响空气冷却器的性能	水冷对环境温度变化不敏感
10	占地面积	由于空气侧膜传热系数低, 故空气冷却器的冷却面积要大得多, 造成体积较为庞大, 占地面积宽	水冷器结构紧凑, 其冷却面积比空气冷却器要小得多, 占地小
11	安装要求	空气冷却器不能紧靠大的障碍物, 如建筑物、大树, 否则会引起热风循环, 影响空冷器效率	水冷器可以设置在其他设备之间, 如管线下
12	制造工艺	要求用特殊工艺制造的翅片管和风机	用一般列管壳式换热器即可满足要求
13	噪音	有一定的噪声	无噪声

对于前者, 空冷器在布置时必须与炉子、换热器、塔、罐及油泵等热源保持一定距离, 同时在空冷器下面不要布置高温设备。

对于后者, 设计时应十分注意。在某些情况下, 热风再循环将会严重影响空冷器的传热性能, 有时会导致设备的停运。例如, 由于热风再循环的影响, 空冷器进口处空气温度比最高设计气温增加 5°C , 会使对数平均温差为 15°C 的空冷器传热量降低 30%。因此, 有经验的设计者对可能存在热风再循环的空冷器, 根据实际情况, 有时将设计气温提高 $3^\circ\text{C} \sim 5^\circ\text{C}$ 左右或更高。从现场实测情况来看, 由于热风回流加上空冷器本体及地面热辐射对空气温度的影响, 有时会使空冷器进口处空气温度比环境温度高出 10°C 以上。

为了观察空冷器热风再循环的情况, 可进行烟气流动试验。图 1 示出在高建筑物下风向的空冷器热风再循环情况。可以看出, 空冷器排出的热风, 由于风的影响, 空冷器排出的部分热风又回到了空冷器的空气入口, 在两者之间形成热风循环。

风对热风再循环的形成起主要作用, 不但在单排空冷器会产生这种情况 (自身循环), 而且在数排

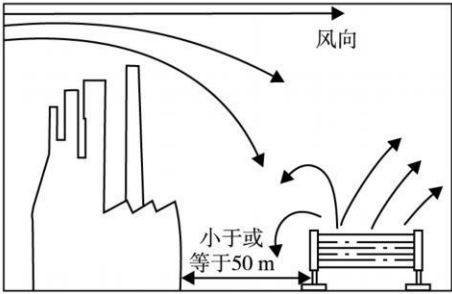


图 1 空冷器布置在高建筑物下风向出现的热风回流

空冷器中也会产生 (相互循环)。为了研究热风再循环的特性, 空冷器制造厂应有针对性地按比例缩小模型进行风流动试验。

2.2 空冷器的布置^[1~3]

除了选择合适的空冷器外, 采取合理的空冷器布置也是减少热风循环的重要措施, 空冷器的布置应有下面一些要求:

①对多排空冷器布置来说, 不同吸风断面必须处于同一水平上, 而且应尽可能使各排空冷器互相平行, 其最小间距应是管长的 3 倍。

b 低温流体的空冷器应布置在上风向, 否则高温流体空冷器的出口热风又被吹到下风向的空冷器, 产生热风再循环。

c 空冷器与塔、罐、其它热源及高建筑物、压缩机厂房排风口要有一定间隔, 而且空冷器要布置在其它热源或夏季主导风向的上风向。

d 在主导风向上, 两台空冷器应靠近布置, 不留间距, 如图 2 所示。

e 几组空冷器应相互连接在一起布置, 否则其间距应大于 20 m, 如图 3 所示。

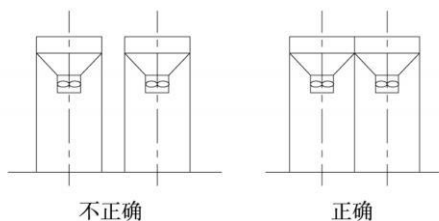


图 2 两台空冷器的布置

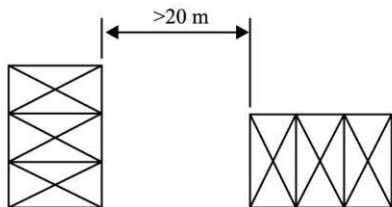


图 3 几组空冷器的布置

3 空冷器设计参数

3.1 设计参数

空冷器设计参数主要包括三大类:

3.1.1 热流介质的条件

包括热流介质 (即工艺介质: 天然气) 的组分、最高进口温度, 最大流量, 要求的出口温度, 压力降等。

3.1.2 空气介质的条件

包括装置所在区域的高程与空气密度、粘度、热容量以及气象条件等参数。

3.1.3 空冷器装置自身的设计参数

如选用空冷器的基本形式, 所采用翅片散热器的技术参数, 包括管程、管排、管子长度, 翅片参数以及可能提供的传热系数等, 同时也包括电风扇的一些基本参数。

3.2 关于设计气温

3.2.1 设计气温的一般规定^[1]

设计气温是设计空冷器时所采用的空气入口温

度, 是空冷器设计与选型的重要参数之一。

空气冷却器与水冷却器不同, 受环境气温的影响比较大。环境气温不仅昼夜间有所变化, 而且一年冬夏之间温差的变化也是很剧烈的, 可达 $60 \sim 70^{\circ}\text{C}$ 。因此空冷器的设计气温选择就与当地的气象条件和空冷器所在的工况环境有关。各个国家、各个工业部门对此有不同的规定, 在石油化工企业, 一般设计气温的选择方法如下:

a 对干式空冷器, 通常设计气温按当地夏季平均每年不保证 5 d 的日平均气温选取。

b 对湿式空冷器, 将干式空冷器的设计气温作为干球温度, 然后按相对湿度查出湿球温度, 该温度即为湿式空冷器的设计气温。

我国绝大部分地区夏季平均每年不保证 5 d 的日平均气温低于 35°C 。当要求热流介质出口温度大于设计气温 15°C 时, 采用干式空冷器比较合理。同时, 在干燥炎热的地区, 为了降低空气入口温度可以采用湿式空冷器。

3.2.2 压气站空冷器工艺气出口温度的要求^[5-6]

一般在长输管道设计中, 增压站出口温度的控制主要需满足管道外防腐和周围环境的某些特殊要求 (如周围农作物、冻土带等), 同时也考虑到提高输气效率和避免出现不必要的附加热应力问题。目前, 一般要求考虑压缩机出口温度不超过管道外防腐层所能承受的最高温度要求, 该温度通常设置在 60°C 以下, 如 50°C 或 55°C 。由于上述平均气温的选取可能掩盖出现的极端高温时段, 因而, 制造商空冷器设计人员在选取设计温度时, 设计气温应在平均气温的基数上增加 $3 \sim 10^{\circ}\text{C}$ 或更多, 当考虑极限高温的要求时, 设计气温应按当地局部极限高温考虑。所以, 制造商空冷器设计人员应根据空冷器设计需要了解空冷器安装地区的局部气象情况, 如压气站周边地形地貌、阳光暴晒、地面反热等。并且, 空冷器翅片管的数量也应有一定的裕量。

4 空冷器的设计校核方式

4.1 空冷器设计校核计算

由于空冷器由压缩机厂家成套, 设计计算也大多利用相关专业软件完成, 但如果需要, 空冷器设计校核除采用专业软件外, 也可从四方面着手:

a 确认供货商提供的空冷器装置的参数如: 管排、管程、管数、空冷器翅片管的布置等。

b 可按参考文献^[6~7]的步骤计算相应的工艺天然气的传热系数。

c 可按参考文献^[8]计算空冷器的总传热效率及换热面积、风机功率等。

d 根据实际资料, 可按水力计算公式计算空冷器的压力降。

4.2 空冷器实际效果的现场检测方式

根据压气站的工艺仪表流程, 为实际检测空冷器的效果, 可在实际运行流程中, 对空冷器作下列参数采集:

a 空冷器进、出口天然气的温度、压力、流时、进出口差压。

b 空冷器进风侧和出风侧空气的温度。

c 空冷器风扇的电功率消耗。

4.3 有关空冷器计算的主要公式

4.3.1 热负荷计算

储运专业常用的热负荷计算公式如下:

$$q = Q_0 \rho_g C_p (T_1 - T_2) \tag{1}$$

式中 q ——热负荷, kW;

Q_0 ——标准状态下天然气流量, $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$;

ρ_g ——标准状态下天然气密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$;

C_p ——天然气在工况条件下的定压比热容, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$;

T_1 ——天然气冷却前温度, 即压缩机出口温度, $^\circ\text{C}$;

T_2 ——天然气冷却后温度, 一般在 $50 \sim 60^\circ\text{C}$ 之间选用, $^\circ\text{C}$ 。

4.3.2 空冷器翅片管内壁对天然气的放热系数 h 的计算^[6~7]

$$h = 0.023 \frac{\lambda_1}{d} \left(\frac{w_i d \rho_g}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{3600 C_p \mu}{\lambda_1} \right)^{0.4} \tag{2}$$

式中 λ_1 ——天然气在工况条件下导热系数, W。

$\text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$;

d ——翅片管内管径, m;

w_i ——天然气在管内工况下的流速, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$;

μ ——天然气工况下的粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$;

ρ_g ——天然气工况下的密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ 。

(2 式中, $\left(\frac{w_i d \rho_g}{\mu} \right)$ 称为雷诺准数, $\left(\frac{3600 C_p \mu}{\lambda_1} \right)$ 称为普朗特准数。

4.3.3 计算总传热系数 U_k ^[8]

修正翅化比: $\frac{A_k}{A_i} = \frac{A D_0}{D_i}$

$$\frac{1}{U_k} = \frac{1}{h} \frac{A_k}{A} + \frac{1}{\xi_i} \frac{A_k}{A} + \xi_i + \frac{1}{h} \tag{3}$$

式中: A ——翅片管的翅化比, 即翅片管和相应光管外表面积之比;

h ——空气侧的膜传热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$;

A ——管子的内表面积, m^2 ;

D_0 ——翅片管相应光管的外径, mm;

D_i ——翅片管相应光管的内径, mm;

U_k ——计算总传热系数, 表示空冷器实际需要的传热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$;

ξ_i ——污垢系数, $\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$;

ξ_i ——金属热阻, $\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$, 计算中, 金属热阻常被忽略。

实际设计时, 要求计算总传热系数 U_k 与设定的总传热系数 U_0 相近或相等, 如 U_k 大于 U_0 则表明计算结果的换热面积偏小, 如 U_k 小于 U_0 则表明计算结果的换热面积偏大。如两者偏差较大, 则需调整空冷器尺寸与参数, 进行试算。

4.4 校核计算示例

根据某压气站工艺空冷器设备某制造商的投标资料, 本文对投标资料提供的空冷器设计资料进行校核计算, 计算结果如表 2~6 所示。试算时, 调控参数按制造商的参数进行修改。

表 2 供货商提供翅片管基本参数

翅片管光管外径 /mm	翅片管壁厚 /mm	翅片管内径 /mm	翅片管 管排数/排	管距 /mm	管长 /m	单跨管子 数量/根	翅片高度 /mm	管程	设计压降 /kPa
25.4	2.1	21.2	4	57	13.42	294	15.9	2	38

表 3 热流 (管内工艺天然气) 参数与环境条件

天然气进口温度 / $^\circ\text{C}$	要求出口温度 / $^\circ\text{C}$	分子量	单跨天然气计算流量 / $\text{m}^3 \cdot \text{d}^{-1}$	压气站高程 /m	极端最高气温 / $^\circ\text{C}$
103	50	17.16	2 810 190	1 000	38.6

表 4 管内天然气传热系数

计算	单管天然气计算流量 /m ³ · d ⁻¹	标况下导热系数 /W · m ⁻¹ · K ⁻¹	导热系数比	导热系数 λ ₁ /W · m ⁻¹ · K ⁻¹	放热系数 /W · m ² · K ⁻¹
初算	25 533	0 039	1. 2	0 046 8	4 418 58
试算	19 117	0 039	1. 2	0 046 8	3 505 34

表 5 空冷器校核计算

计算	单跨总 热负荷 /MW	设计 气温 /℃	假定总 传热系数 /W · m ⁻² · K ⁻¹	对数平 均温差 /℃	设备 宽度 /m	选定管子 数量 /根	空气平面 质量流速 /kg s ⁻¹ · m ⁻²	计算总 传热系数 /W · m ⁻² · K ⁻¹	风扇台 数 /台	单台风扇 电功率 /kW
初算	3 35	40	29 96	22 29	3 15	220	596 74	35 064	2	35 04
试算	3 35	40	29 96	25 73	4 189 5	294	446 78	30 278	2	20 29

表 6 空冷器翅片管压损校核计算

计算	翅片管入口压力 /MPa	翅片管出口压力 /MPa	阻力系数	假定单跨换 热管数量 /根	单管天然气计算流量 /m ³ · d ⁻¹	单管压力降 /kPa
初算	10 00	9 932	0 019 53	220	25 533	67 55
试算	10 00	9 962	0 019 66	294	19 117	38 04

由表 2~6 的校核计算实例来看,校核计算结果与供货商空冷器设计人员的设计计算基本一致,设计气温采用了 40℃,与极端气象气温相比有一定的裕量,但从类似空冷器的实际运行效果来看,设计文件资料计算总传热系数 $U_k=30\ 278\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ 与假定总传热系数 $U_b=29.96\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ 均偏高,根据类似空冷器的现场数据校核可知,实际上,该类翅片管的总传热系数仅在 24 左右。这一方面与取值有关,同时也与翅片管制造质量有关,随之带来的问题是翅片管计算数量达不到设计要求,因而使空冷器的冷却效果达不到预期要求。同时空冷器设计人员对压气站现场可能出现的不可避免的热回流现象和空冷器本体及地面热辐射对空冷器入口空气温度的影响考虑不足。

5 结 论

由于空冷器的设计计算除需采用厂家各自的专业软件外,还涉及大量的计算公式图表与设备参数,其中翅片管的制造质量是保证冷却效果的关键因素之一,因而将空冷器列入压缩机供货商的总承包范围之内是一种明智之举,但较为深入了解空冷器的设计计算对压气站的设计仍然是有利的。

a 当供货商提供不止一家的空冷器分包商时,不同分包商的设计校核成果可作为选择空冷器分包商的因素之一,同时,了解空冷器设计计算更加有利于技术条件的编制与技术交流。

b 认真了解空冷器的布置要求是压气站设计

人员对空冷器设计的基本要求,空冷器的布置也直接影响空冷器的使用效果,同时,也要求空冷器制造商应按空冷器设计要求了解空冷器的现场应用条件。

c 如何选取空冷器的设计参数是空冷器设计人员的重要任务,因而压气站设计人员了解所提供参数在空冷器设计制作中的作用,有利于供货商能提供一套符合要求的空冷器装置。

d 由于空冷器设计中,设计气温有时采用了“平均最高气温”的概念,而输气管线的输气温度从保护输气管线的角度出发应为极端允许最高温度,故设计气温应按当地局部环境极限最高气温考虑。并且,空冷器翅片管的数量也应有一定的裕量。

参考文献:

[1] 马义伟.空冷器设计与应用 [M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1998 1-2 117-119
[2] 董子健,陈 凤,余颖鸿,等.长输管线增压站后空冷器功率与机组总功率的关系分析 [J]. 天然气与石油, 2009 27(1): 51-54
[3] 章湘武,姚志东.空冷器技术问答 [M]. 北京: 中国石化出版社, 2007 22-23
[4] GB 50183—2004 石油天然气工程防火规范 [S].
[5] GB 50251—2003 输气管道工程设计规范 [S].
[6] 毛希澜.换热器设计 [M]. 上海: 上海科学技术出版社, 1988 73
[7] 林存瑛.天然气矿场集输 [M]. 北京: 石油工业出版社, 1997 192-199
[8] 气体加工和供应者联合会.气体加工工程数据手册 [M].潘光坦,译.北京: 石油工业出版社, 1984 176-191