

技术情报

JISHU QINGBAO

• 内部资料 • 注意保存 •

总号: 73-18

分类号: 机-8

汽水管道设计译文集(一)

水利电力部东北电力设计院

1973年 长春

目 录

- 一、安全閥动作时反作用力的计算
- 二、降低蒸汽管道的自重应力

安全閥动作时反作用力的计算

现代大型高压蒸汽锅炉的运行经验表明，对于安全閥排汽管的设计和构造的问题未能给予足够的重视。

当安全閥瞬间开启时，大量的音速汽流在安全閥閥体和排汽管道上产生巨大的反作用力。该力的危害是在安全閥动作时引起安全閥和排汽管的支架结构显著的弯曲变形并使其加剧。在排汽管道中沿管道轴线所产生的反作用力，作用于排汽口的自由端，而在运动方向改变时即作用于管壁上。在一个国外刊物〔文献1〕中曾介绍过这一问题。研究了若干带有安全閥的设备事故情况是因为支架结构型式不当和没有精确计算反作用力所致。对于安全閥反作用力的确定和排汽管的计算问题研究很少，其中有两个国外〔文献1、2〕和一个国内〔文献3〕是最完善和有推论据的。可是其中任何一篇，都不能将安全閥——排汽管道系统反作用力全部问题完全解决。

这个课题的研究指出，排汽系统作用力的精确计算实际上是不可能的。作用力只能是考虑一定富裕度后近似的估算，并按其估算值计算支架和支撑。下面介绍这些作用力的估算方法。

排汽管反作用力的计算

安全閥——排汽管的系统参见简图1，引用符号：

D 和 G ——每小时和每秒钟的蒸汽流量，吨/时和公斤/秒；

P_0, P_1, P_2 ——安全閥前，閥后和排汽管出口蒸汽压力，公斤/平方厘米；

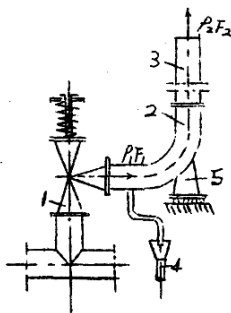


图1 《安全阀—排汽管》系统简图

- 1—安全阀；2— $< 90^\circ$ 弯头；3—排汽管；
4—排水；5—滚动支架。

U_0, U_1, U_2 ——蒸汽比容立方米/公斤；（原文中误写为公斤/立方米—译注）

$\gamma_0, \gamma_1, \gamma_2$ ——蒸汽比重公斤/立方米；（原文中误写为公斤/立方米—译注）

ω_K ——汽流的临界速度米/秒；

g ——重力加速度 9.8 /米/秒²；

K ——绝热指数（对于过热蒸汽 $K = 1.3$ ）；

F_0 ——安全阀入口截面积，平方厘米；

F_1 和 F_2 ——安全阀后排汽管和排出口处截面积，平方厘米；

μ ——安全阀排汽流量系数；

我们认为安全阀、排汽管及排向大气的蒸汽流动均为临界速度。这个条件当排汽排向大气并在出口处临界压力 $P_2 > 2$ 大气压时始终被遵守。此时排出的临界速度等于给定介质的音速：

$$W_K = 10^2 \sqrt{g K P_2 U_2} \quad \text{米/秒} \quad (1)$$

由上式求出在排汽口处的绝对压力 P_2

$$P_2 = \frac{W_K^2}{10^4 g K U_2} = \frac{W_K W_K}{10^4 g K U_2}$$

考虑到

$$W_K = \frac{G U_2}{F_2} \times 10^4 = \frac{D U_2}{3.6 F_2} \times 10^4$$

并且 W_K 以蒸汽初参数表示 $W_K = \alpha \sqrt{P_0 U_0}$ 。又忽略管道中的压力降，代入后得：

$$P_2 = \frac{D^2 \sqrt{P_0 U_0}}{3.6 g K F_2} \quad \text{公斤/平方米} \quad (2)$$

对于过热蒸汽取 $\alpha = 333$ ， $K = 1.3$ ， $g = 9.81$ 米/平方秒即可获得以大气压（公斤/平方厘米）为单位的公式为：

$$P_2 = 7.25 \frac{D}{F_2} \sqrt{P_0 U_0} \quad \text{大气压} \quad (3)$$

按着排汽的终压力和流出速度确定汽流的反力。对于过热蒸汽排汽管出口处的终压力能够根据下列等式求得更简单的公式确定：

$$\frac{GU_2}{F_2} \times 10^4 = \frac{DU_2}{3.6 F_2} \times 10^4 = 10^2 \sqrt{\varphi K P_2 U_2}$$

等式两侧平方并将左侧求以 P_2 / P_2 即得：

$$10^8 \left(\frac{D}{3.6 F_2} \right)^2 \frac{U_2^2 P_2}{P_2} = 10^4 \varphi K P_2 U_2$$

此

$$P_2^2 = 10^4 \left(\frac{D}{3.6 F_2} \right)^2 \frac{P_2 U_2}{\varphi K}$$

代入 φ 和 K 数值并开方则得：

$$P_2 = 7.8 \frac{D}{F_2} \sqrt{P_2 V_2} \quad \text{大气压} \quad (4)$$

对于 $450 - 500^\circ \text{C}$ 的过热蒸汽 $P_2 = 2 \sim 10$ 大气压范围内
则数值 $\sqrt{P_2 V_2} \approx \sqrt{3.5}$, (原文误为 $\sqrt{P_2 V_2} \approx 3.4$ - 译注) 该值最
后得：

$$P_2 \approx 7.8 \frac{D}{F_2} \sqrt{3.5} = 14.6 \frac{D}{F_2} \text{ 大气压} \quad (5)$$

此式可用于估算高压锅炉排汽管排出的过热蒸汽终压力。

当排向大气的汽流为稳定自由流出时，反力值可按〔文献4〕动量
原理计算。

对于直线运动

$$R = (P_2 - P_a) F_2 + MW_2 - MW_a \quad (6)$$

当排向大气的 $P_a = 1$ 大气压 (大气压力) 和 $W_a = 0$ (速度全部
损失) 则汽流的反力为：

$$R = (P_2 - 1) F_2 + MW_2 \quad (7)$$

动量 MW_2 可用排汽终压力表示：

$$MW_2 = \frac{F_2 W_2 T_2}{g} W_2 = \frac{F_2 W_2^2 T_2}{g}$$

代入

$$W_2 = \sqrt{g K P_2 U_2}$$

化简后得：

$$MW_2 = K P_2 F_2 = 1.3 P_2 F_2 \quad \text{公斤}$$

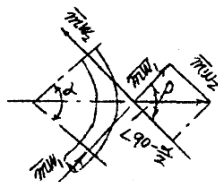


图2 确定弯头反力简图

排汽反力最终表示为：

$$R = (P_2 - 1) F_2 + 1.3 P_2 F_2 = (2.3 P_2 - 1) F_2 \quad \text{公斤} \quad (8)$$

在弯曲管段上的汽流压力

在排汽管道的弯曲管段上，由于速度方向的改变汽流在稳定流动时也产生作用力。这些力的估算方法是不同的。〔文献3〕曾采用汽流稳定流动工况下在弯管壁上不发生任何作用力，而且只是在非稳定流动工况下才可能出现。在〔文献1〕中这些力是按大流量蒸汽沿曲线通道流动所产生的离心力确定。此时误差是允许的——质点离心力方向并不沿弯曲

管段中心角等分线的合力方向上投影。在〔文献2〕中这个问题一般不考虑。正确地确定这些力，既可以按秒动量矢量之差求（图2）：

$P = m \vec{W}_1 - m \vec{W}_2$ ，或者也可以按流质离心力的压力来求，求出的两个数值永远应该彼此相等。

实际上，当 $W_1 = W_2 = W$ 时从图2，可得出：

$$P = 2MW \cos(90 - \frac{\gamma}{2}) = 2MW \sin \frac{\gamma}{2} \quad (9)$$

离心力的合力，从图3可按下述方法求得：

运动质点的质量

$$dm = \frac{FR d\varphi \gamma}{g};$$

在中心角等分线上，质点 dm 的离心力的分力为：

$$du = \frac{dMW^2}{R} \cos\varphi = \frac{FW\gamma}{g} W \cos\varphi d\varphi$$

所有力沿等分线方向投影之和等于：

$$u = 2 \frac{FW\gamma}{g} \int_0^{\frac{\gamma}{2}} \cos\varphi d\varphi = 2MW \sin \frac{\gamma}{2}$$

这样，相当于公式9)， $u = P$

从上所述，当汽流沿曲线按规定流道稳定流动时在其管壁上始终作用着力，其合力等于动量的向量差而其方向沿中心角等分线。在进行排汽管计算时，这些力必须考虑。

已知 $mW = 1.3PF$ 并代入公式9)中则得：

$$P = 2.6PF \sin \frac{\gamma}{2} \quad (10)$$

式中 P 和 F 相应于确定作用力的弯曲管段，因为排汽管的长度一般不长而计算又是近似的，故当 $F = F_0$ ，可以采用 $P \approx P_0$ 。

安全阀后排汽室中的压力

在安全阀排汽室中的压力 P_1 ，为防止其出力的降低不应超过规定值。

安全阀的出力应根据制造厂专门的特性采用。此特性由实验台实验获得，与蒸汽参数有关。

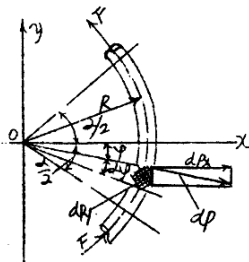


图3 确定离心力阀图

在缺少安全阀特性资料时，可按已知的公式计算安全阀出力：

$$GT = \mu \beta P_0 \sqrt{\frac{P_1}{\rho}} \text{ 公斤/秒} \quad (11)$$

式中流量系数 $\mu = 0.80 \sim 0.90$ ，而对于饱和蒸汽系数 $\beta = 199$ 对于过热蒸汽系数 $\beta = 209$ 。压力值 P_1 对于排汽为临界流动首先应不超过临界压力。

$$P_1 < P_{kp} = 0.546 P_0 \quad \text{大气压}$$

此外，安全阀的试验指出，当其出口室中压力 P_1 大于某一定值时则通过阀的流量减少。在安全阀部分开启时，压力 P_1 应降为最低以防止减小阀盘的行程，并且在排汽管道计算时，为了求出 P_1 必须遵循制造厂安全阀的试验数值进行。在安全阀全部开启时，阀后允许压力推荐采用

$$P_1 \leq 0.25 P_0$$

当排汽管道较短时，通常遵守这个条件。当排汽管道很长时，其阻力值已颇可观，故应计入管道中压力降 ΔP 值并以下列条件来校验：

$$P_1 \geq 0.25 (P_2 + \Delta P)$$

计 算 例 题

按简图1，计算排汽口结构上的作用力。

假定在蒸发量为 $D = 420$ 吨/时，参数为 $P = 140$ 大气压和 $t_{nn} = 540^\circ\text{C}$ 的锅炉上装置两个脉冲式全开的工作安全阀，喷嘴直径（BA3型阀） $d_0 = 90$ 毫米，排汽管 $d_s = 200$ 毫米。阀开启安全阀的工作压力 $P_0 = 145$ 大气压，过热蒸汽比容 $U_0 = 0.0251$ 立方米/公斤，通过两个阀的蒸汽流量按城市建筑技术监察标准（注1）的公式为：

$$n d_0 h = 0.015 \frac{D_K}{P_0}$$

式中 $n = 2$ —— 动作安全阀数量。

$h = \frac{d_s}{4}$ —— 全开安全阀的开启值

这些数值代入后获得：

$$D = \frac{P_0 n d_0^2}{0.06} = \frac{145 \times 2 \times 9^2}{0.06} \approx 400000 \text{ 公斤/时}$$

此值相应于锅炉蒸发量，经过安全阀的实际流量正如〔文献1〕试验所指出，超过了锅炉监察规程的规定值，按公式（11）经过一个阀的每秒钟流量为：

注1：在城市建筑技术监察标准公式中的流量系数采用 $\alpha = 0.85$ 蒸汽参数限于中压范围。

$$G = \mu F_0 209 \sqrt{\frac{P_0}{V_0}} = 0.8 \times 0.785 \times 9^2 \times 10^{-4} \times 209 \sqrt{\frac{1.45}{0.0251}} \\ = 81 \text{ 公斤/秒}$$

相应每小时流量 $D = 3600 \times 81 = 290 \text{ 吨/时}$ 。

根据此蒸汽流量确定排汽系统的全部作用力。

按公式(3)当截面积为 $F_2 = 0.785 b^2 = 0.785 \times 20^2 = 314 \text{ 平方厘}$
米时排汽管的终压力为：

$$P_2 = 7.25 \frac{P}{F_2} \sqrt{P_0 V_0} = 7.25 \frac{290}{314} \sqrt{14.5 \times 0.0251} \approx 12.7 \\ \text{大气压}$$

按公式(5)终压值为：

$$P_2 = 14.6 \frac{D}{F_2} = 14.6 \frac{290}{314} = 13.5 \text{ 大气压}$$

相比后，获得其差额为

$$\Delta = \frac{13.5 - 12.7}{12.7} \times 100 = 6.3\%$$

由公式(8)计算排汽管出口截面反力：

$$R = (2.8 P_2 - 1) F_2 = (2.8 \times 12.7 - 1) \times 314 \\ \approx 8900 \text{ 公斤}$$

(10)

具有 90° 中心角弯头处压力为：

$$P = 2.6 P_2 F_2 \sin \frac{\alpha}{2} = 2.6 \times 12.7 \times 314 \sqrt{\frac{2}{2}} = 7300 \text{ 公斤}$$

$$P_x = P_y = \frac{\sqrt{2}}{2} P = \frac{\sqrt{2}}{2} \times 7300 \approx 5150 \text{ 公斤}$$

排汽管支架上全部垂直分力为：

$$V = R + P_y = 8900 + 5150 = 14050 \text{ 公斤}$$

水平分力为：

$$H = P_x = 5150 \text{ 公斤}$$

其中力 R 瞬时作用于安全阀接管上，因此必须进行排汽系统做机械计算。

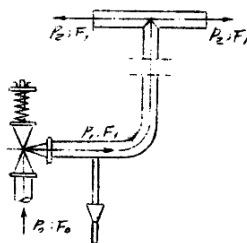
考虑到安全阀动作时反力的动力作用及其冲击特性，在进行强度计算时这些作用力应乘以动力系数 $K = 1.5$ 。根据制造厂资料，带有双向排汽管的阀比带有单向排汽管的阀，冲击荷载较小。（参见下面具有两个水平方向排汽口的系统计算）。对于出力为 950—2800 吨/时的锅炉要求安全阀装置的出力很大，而其结构还是不能最彻底解决，所以对这些结构的分析研究还很不够。

推荐的排汽系统结构

上述例题指出，排汽系统中反作用力如此之大，即或支架结构坚固可靠也未必可行。必须力求减小在支架上的作用力。最简单的方法（效果很小）是：增大排汽管道断面积。塔干罗格锅炉厂采用的排汽系统参见简图 4，该系统排出口装置有排向两侧分支等径三通。在排汽管出口上反作用力得以平衡，只有沿管道轴线引出方向反作用力是不平衡的。

由于在三通中的复杂性和在三通流速降低过程复杂而不明显，该反力大小的计算和精确的估计是不可能的，只能是按引入管和三通之间的压力差作些假设而近似估算。

略去动压不计并按其静压来估算反作用力的大小则获得：



7 K 3 双排汽口简图 4

$$R = (P_1 - P_2) F_1 \quad (12)$$

对于所研究的例题压力 P_2 按公式(3)为：

$$P_2 = \frac{12 \cdot 7}{2} = 6.35 \text{ 大气压}$$

因为排汽截面积增加至两倍，因而

$$R' = (12 \cdot 7 - 6 \cdot 35) 814 = 2780 \text{ 公斤}$$

垂直方向作用力的合力为：

$$V_2 = 2780 + 5150 = 7940 \text{ 公斤}$$

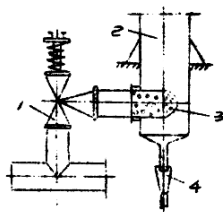
也就是减少将近两倍。

在国外〔文献2〕安全阀。排汽管的结构上装有径向穿通孔的“灯罩式”的专门节流装置(图5)，这样的结构排汽均衡应予推荐采用。

节流装置按下述方法进行计算：“灯罩”内的压力按 $P_1 \leq 0.25 P_0$ 确定。根据这个压力按图(节流过程的 $j = \text{常数}$)查到蒸汽温度 t_1 和比容 v_1 ，立方米/公斤。从公式(3)中给定 $P_2 \geq 2$ 大气压，用此压力求出节流孔总面积 F_2 。节流孔采用的直径通常为 10 至 20 毫米。

引往节流装置的管道和“灯罩”按压力 $P_1 \approx 0.25 P$ 计算。

图5 推荐的排汽装置简图



- 1—安全阀；
- 2—排汽管
- 3—多孔的“灯罩”
- 4—排水

译自《Электрические станции》 1966年№ 4, 芦
兴民译, 刘宗泽校(参考文献见原文)

降低蒸汽管道的自重应力

某国营区域发电厂, 在20万瓩单元机组的主蒸汽管道, 由于保温厚度增加, 使保温量比原设计增大的85~65%。蒸汽管道在冷态时弹簧的设计压缩度只考虑热位移, 没有考虑在升温过程中吊架反作用力变化引起的位移, 以及支管对主管位移的影响, 再加上安装时吊架弹簧可能调整不准确, 使热态蒸汽管道支吊架的实际荷载与所预计的偏差较大。

在内压力、重力荷载和热膨胀的共同作用下, 蒸汽管道危险断面的合成应力高于允许值, 结果使其计算使用期限缩短80%。应力增大的危险性在于加速金属强度的降低, 其中在一台机组蒸汽管道的蠕变速度增大, 达到 1.7×10^{-7} /毫米/时, 就证实了这一点。

提高管道可靠性和延长蒸汽管道使用期限的最容易达到的方法是在运行时，依靠减小蒸汽管道的自重应力来降低合成应力。为了降低这些应力，应该最合理的分配吊架之间的荷载，使蒸汽管道在冷态时的弹簧压缩度满足运行状态的需要，同时保证蒸汽管道从热态变冷态的过程中，不允许支架反作用力有较大变化的可能性。

要精确地来解决上述问题，必须进行复杂的计算，这样的计算只有利用电子计算机才能完成。同时可以用最简单的方法来充分地降低自重应力——在最小范围内改变现有的支吊架分布。调整上面提到的那台机组主蒸汽管道支吊架的结果，证实了这个结论。

图1示出主蒸汽管道走线及其支吊架的分布。蒸汽管道直径为 $\Phi 825 \times 48$ 毫米，钢材为 $12 \times 1 \text{ M}\Phi$ ，蒸汽计算压力为 18.7 百万牛顿/平方厘米（ 140 公斤/平方厘米），温度为 570°C 。（译注：百万牛顿/平方厘米为国际单位制中的压力单位，符号为 MN/m^2 ， 1 公斤/厘米² = 0.0980665 百万牛顿/平方厘米）。

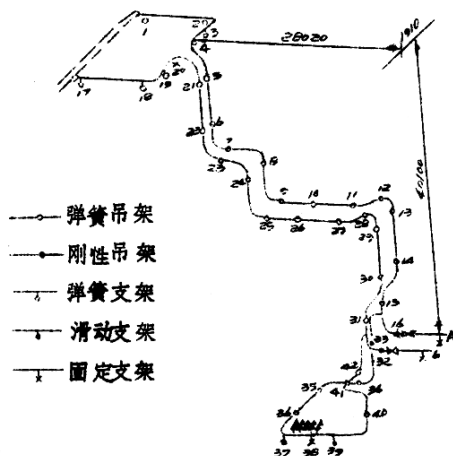


图1 蒸汽管走线和支吊架分布

起初,调整支吊点是为了在运行温度时转移给支吊架以要求的荷载。这个可用最简单的在支吊架跨距内自重分配法来求得其荷载,是可以接近于最佳值的。如果在支吊点间的蒸汽管段没有弯管,那么每一支吊点承受该管段重量的一半。弯曲管段的荷载可以借助诺模图求得。(文献1、2)。集中荷载(阀门、三通、法兰的重量)按照荷载作用点与支吊点的垂直距离成反比来分配。

由于保温层的重量大于设计值,许多吊架的承载能力表明不能完全承受转移给它们的要求的荷载。为了避免较大的改变支吊架分布,在这种情况下多余的荷载转移给相邻的支吊架。当支吊力与多余荷载的作用点偏移不大及荷载数量不多时,虽然取用荷载 P'' (表1)和与要求荷载 P 不同,但管道不会产生较大的附加弯曲力矩。如此,除了特殊过载的弹簧吊架(15和31)需要用强度更大的弹簧代替外,其余没有改变。

为了降低在冷态时的应力,曾以恒作用力吊架来代替部分弹簧吊架。关于最合理布置这种或那种型式吊架的问题,目前还不十分明了。恒作用支吊架不承受多余的荷载,而多余荷载在运行中毫无例外地有出现的可能性(更换保温层或者保温层干燥,等等)。当没有弹簧吊架而固定支架之间的距离较大时,即使支吊架间自重荷载的作用力不大,蒸汽管道也会产生较高的应力。因此,恒作用力吊架应该与能减轻未预测荷载作用的普通弹簧吊架相互交替使用。

文献(3、4)推荐在蒸汽管道的垂直位移超过40—50毫米的地方装设恒作用力吊架。在以恒作用力吊架代替弹簧吊架时,不仅应该考虑被替换吊架的位移量,而且应该考虑其刚度,代换的效果取决于这些数值大小。

在这基础上,装置恒作用力吊架代替弹簧吊架7、9、12、