

※设计开发※

往复式低温液体泵的吸入性能

童惠荣

(杭州制氧机集团有限公司泵阀厂技术科)

摘要 往复式低温液体泵必须有足够的吸入压头才能正常工作, 本文通过水力学分析, 提出了增加吸入压头的几点措施, 以提高泵的吸入性能。

主题词: 往复式低温液体泵 吸入条件 分析 措施

往复式低温液体泵(以下简称泵)使用的介质均为 -100°C 以下的低温液体, 这些低温液体的饱和蒸汽压很低, 极易汽化。要保证泵的正常工作的, 就必须首先防止低温介质在泵的吸入口和工作腔内的汽化, 保证泵工作时泵工作腔内无气体存在, 这就要求泵有一个足够的吸入压头。

泵的吸入能力指的是保证泵水力部分正常工作所要求的吸入条件。泵的吸入条件由泵的吸入装置所决定, 因此, 在设计泵的吸入系统时, 必须充分考虑泵的吸入条件。

我们知道, 要使泵水力部分正常工作的条件, 是泵工作腔内的液体压力必须始终大于液体的饱和蒸汽压。否则, 将会引起工作腔内的液体汽化, 造成活塞和液体脱流, 建不起压力, 流量减少, 使泵无法工作。

即必须满足: $P_{\text{cmin}} > P_u$

式中:

P_{cmin} ——泵工作腔内的最小压力(绝压), MPa;

P_u ——液体在该温度下的饱和蒸汽压(绝压), MPa;

泵工作腔内最小压力可由下式求得:

$$\frac{10^3 P_{\text{cmin}}}{\gamma} = \frac{10^3 P_{\text{imin}}}{\gamma} - (h_{c_1} + h_{ac_1} + h_{tc_1} + \frac{U^2 - V_1^2}{2g})_{\text{max}} \quad (1)$$

式中:

P_{imin} ——最小吸入压力(绝压); MPa;

h_{c_1} ——泵的吸入阀阻力; m;

h_{ac_1} ——泵吸入过程中, 工作腔内液体的加速度头, m;

$$h_{ac_1} = - \left(\frac{x}{g} \right) a$$

x ——活塞位移, m;

a ——活塞加速度, m/s^2 ;

γ ——介质重度, 10^4N/m^3 ;

h_{tc_1} ——泵吸入过程, 工作腔内的摩擦水头, m;

$$h_{tc_1} = \xi_{c_1} \frac{U^2}{2g}$$

U ——活塞线速度, m/s ;

V_1 ——吸入管内液体流速, m/s ;

ξ_{c_1} ——泵吸入过程中工作腔内总的摩擦阻力系数。

从(1)式可知, 泵工作腔内的压力与下列因素有关: 第一, 与泵的吸入压力有关;

第二,与泵吸入阀的阻力有关;第三,与活塞的速度、加速度有关。这里,除泵的吸入压力外,其余影响泵工作腔内压力的因素均为泵本身的内在因素,因此我们在设计泵的时候也应该注意到这些因素。

我们将(1)式代入 $P_{\min} > P_v$ 中得:

$$\frac{10^2 P_{\min}}{\gamma} > \frac{10^2 P_v}{\gamma} + (h_{c_1} + h_{f_1} + h_{a_1} + \frac{U^2 - V_1^2}{2g})_{\max} \quad (2)$$

$$\text{令 } \frac{10^2 P_1 R}{\gamma} = \frac{10^2 P_v}{\gamma} + (h_{c_1} + h_{f_1} + h_{a_1} + \frac{U^2 - V_1^2}{2g})_{\max} \quad (3)$$

式中 $P_1 R$ 为保证泵正常工作所必需的吸入压力。

则 $P_{1\min} > P_1 R$

该式表明,为保证泵正常工作,就必须使泵装置运转时的最小吸入压力,大于泵所需要的吸入压力。下面,我们来研究影响泵工作压力大小的主要因素——吸入压力。

泵的吸入压力为泵入口处的压力,换算到泵基准面上的值,可用下式表示。

$$P_1 = P'_1 - 10^2 \gamma h_1$$

式中:

P_1 ——吸入压力(绝压),MPa;

P'_1 ——泵入口处压力(绝压),MPa;

h_1 ——泵入口处测压点至泵基准面的距离,m;当测压点低于泵基准面时, h_1 为正值;高于泵基准面时, h_1 为负值。

泵的吸入压力不是泵固有的特性,它取决于吸入管路的特性。泵实际工作时的吸入压力可以由下式决定:

$$\frac{10^2 P_1}{\gamma} = \frac{10^2 P_s}{\gamma} + h_s - h_{a_1} - h_{f_1} - \frac{V_1^2}{2g} \quad (4)$$

式中:

P_1 ——泵的吸入压力,(绝压)MPa;

P_s ——液体液槽液面上的压力,(绝压)MPa;

h_s ——液槽液面至泵基准面的距离,m;液面低于基准时 h_s 为正,液面高于基准时 h_s 为负。

h_{a_1} ——泵吸入管路内液体的加速度头,m;

$$h_{a_1} = \left(\frac{L_1}{g}\right) a_1$$

L_1 ——吸入管路总长度,m;

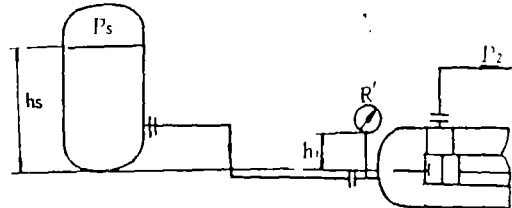
a_1 ——吸入管路内液体的加速度, m/s^2 ;

h_{f_1} ——泵吸入管路内液体的摩擦水头,m;

$$h_{f_1} = \xi_1 \left(\frac{V_1^2}{2g}\right)$$

ξ_1 ——吸入管路总的摩擦阻力系数;

V_1 ——吸入管路中液体的流速,m/s;



往复式低温泵吸入示意图

从(2)式可知,泵的吸入压力与 h_s, h_{a_1}, h_{f_1} 有关,泵的最小吸入压力产生于 h_{a_1}, h_{f_1} 的最大场合,它可按最大摩擦水头和加速度头分别计算,取大值:

$$\frac{10^2 P_{1\min}}{\gamma} = \frac{10^2 P_s}{\gamma} + h_s - h_{a_1\max} - h_{f_1\max} - \frac{V_{1s}^2}{2g} \quad (5)$$

$$\frac{10^2 P_{1\min}}{\gamma} = \frac{10^2 P_s}{\gamma} + h_s - h_{f_1\max} - \frac{V_{1\max}^2}{2g}$$

式中:

$P_{1\min}$ ——最小吸入压力(绝压) MPa;

$h_{a1\max}$ ——吸入管内液体的最大加速度头, m;

$$h_{a1\max} = \left(\frac{L_1}{g}\right) \cdot a_{1\max}$$

h_{f1s} ——吸入管内液体加速度最大时的摩擦水头, m;

$$h_{f1s} = \xi_1 \left(\frac{V_{1s}^2}{2g}\right)$$

$h_{f1\max}$ ——吸入管内液体的最大摩擦水头, m;

$$h_{f1\max} = \xi_1 \left(\frac{V_{1\max}^2}{2g}\right)$$

V_{1s} ——吸入管内液体加速度最大时的液体流速, m/s;

$V_{1\max}$ ——吸入管内(泵入口处)液体的最大流速, m/s;

$a_{1\max}$ ——吸入管内液体的最大加速度, m/s^2 ;

综上所述,我们在考虑泵装置时,应充分注意到尽可能地减少 h_{a1} 、 h_{f1} 值,保持泵一定的安装位置。为此,我们可根据实际情况,采取一定措施来增加 $P_{1\min}$ 值。

1. 适当地增加贮液槽和泵之间的高度差,即增加 h_s 值,使泵的入口处产生一个足够的静压头。

2. 合理选择吸入管路的管径,保持泵吸入管路中液体一定的流速。当液体在吸入管路中的流速过高时,管路中的液体摩水头要增加,而液体在吸入管路中的流速过低时,就必须增加管路的直径。这样一来,管子表面与介质之间的热交换就增加了,使介质的冷损增加,介质的汽化量就增加,这将影响泵的正常工作的。

3. 尽可能地缩短液槽和泵吸入口之间的距离,减少吸入管路的长度,减少吸入管路中的弯头和阀门。这主要是为了减少吸入

管路中的沿程阻力和局部阻力,减少吸入管路中的摩擦水头 h_{f1} 。

4. 适当提高液槽液面的压力 P_s , 以增加泵入口处液体的压力。

5. 增加进口介质的过冷度,一般过冷度为 $3\sim 6^\circ\text{C}$ 。

泵所需要的吸入压力可以在设计时进行计算,但准确度较差,与实际相差甚远,所以最终都是靠试验来确定的。

一般在技术文件和样本中,除提出所需的吸入压力外,还采用净正吸入压头来表示(NPSH)泵的吸入性能。NPSH 是指泵入口处单位重量液体所具有的超过饱和蒸汽压头的富裕能量。超过的富裕能量越多,泵的吸入性能就越好。NPSH 的大小以换算到泵基准面上的液柱表示:

$$\text{NPSH} = \frac{10^2 (P_1 - P_v)}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g}$$

为保证泵正常工作的 NPSH 称之为必需的净正吸入压头,以符号 NPSHR 来表示:

$$\text{NPSHR} = \frac{10^2 (P_{1R} - P_v)}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g}$$

由式(3)可得:

$$\begin{aligned} & \frac{10^2 (P_{1R} - P_v)}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} \\ &= (h_{c1} + h_{f1} + h_{a1} + \frac{U^2}{2g})_{\max} \end{aligned}$$

由此得:

$$\text{NPSHR} = (h_{c1} + h_{f1} + h_{a1} + \frac{U^2}{2g})_{\max}$$

上式表明, NPSHR 完全是由泵本身的结构参数决定的一个值,它与周围环境、液体性质无关。它的大小表示了泵工作腔内的阻力大小, NPSHR 越小,表示泵的吸入能力越好,对吸入压力的要求就越低。

参考文献。

(1996年3月)