

液氮运输贮槽的支承*

胥景芝

(陕西低温电子研究所)

一、前言

众所周知，任何一种类型的低温液体贮运设备的支承结构是影响低温容器性能的主要因素之一，要求它不仅能够承载一定的重量（包括内容器，绝热材料和低温液体的重量）。而且要求通过它漏入低温液体的热流尽可能小，特别对于作为运输低温液体的贮槽，其支承构件还应承载一定的动载荷。这样，就要增加支承构件的强度，然而，这样会给低温液体带来较大的热流，从而增加低温液体的蒸发损失，这是不经济的。为此，我们设计了一种新的支承结构，这种结构应用在液氮运输贮槽中，经过例行试验证明是可行的。

二、支承的结构

这种结构是在卧式容器中使用，在内容器前后各设置两根相互垂直的径向拉杆，内容器前端用一根轴向拉杆与外容器相连。每根拉杆与内外容器采用球形铰连接，并且每根拉杆外面用一套管与内外容器焊死，以形成真空空间。如图1和图2所示。

三、支承构件漏热

在低温液体贮运设备中，支承构件是外界

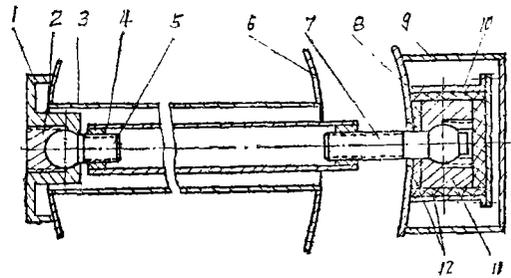


图1 径向支承

- 1. 铰接座 2. 压紧螺钉 3. 内真空密封管 4. 拉杆 5. 铰接头 6. 内容器 7. 调节螺钉 8. 外容器 9. 外真空密封管 10. 支架 11. 铰接座 12. 隔热层

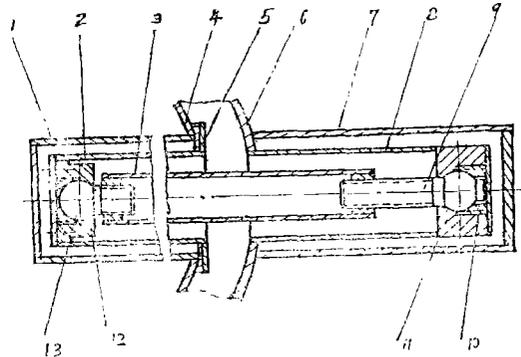


图2 轴向支承

- 1. 内真空密封管 2. 支架 3. 拉杆 4. 内容器 5. 法兰 6. 外容器 7. 外真空密封管 8. 外支架 9. 调整螺钉 10. 压紧螺钉 11, 12. 铰接座 13. 铰接头

漏入低温液体的热流的主要“热桥”之一。由支承构件引起的漏热，有时要占整个容器外部

* 本文于1980年9月收到

漏入低温液体的热流三分之一。为此,减少支承构件的漏热一个主要依据是付立叶定律:^[1]

$$dQ = -\lambda dF \frac{\partial T}{\partial x} \quad (1)$$

式中: λ 为支承构件的导热系数(千卡/米·时·度), dF 为支承构件垂直于热流方向的横截面积(米²), $\frac{\partial T}{\partial x}$ 为垂直于热流方向的温度梯度。

由(1)式可以看出:要减少漏入低温液体的热流除了要选择导热系数小的材料外,主要是以减少支承构件的横截面积和温度梯度为途径。前面已经叙述过,由于支承构件要承载一定的重量,不能无限地减少其横截面积,所以往往采用薄壁管状材料作为支承构件。这样它就可以以最小的横截面积获得最大的刚性和强度。

另一方面,从降低温度梯度来讲,在稳定的传热过程中,由(1)式可知:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{1}{l} (T_2 - T_1) \quad (2)$$

式中 l 为支承构件的长度。对于特定的某种低温液体容器,其 T_2 和 T_1 是恒定的,所以降低温度梯度的唯一办法就是增加其支承构件的长度。然而低温容器的绝热空间是有限的,因而在较大型的低温贮运设备中往往是将支承构件延伸到内外壳体中,以增加支承构件的长度^[2],但是,这样给施工带来很大困难。为此,我们将径向支承拉杆直接穿过内容器,只是将轴向拉杆伸长到内外壳体中,这样支承构件的长度能在有限空间内达到最大值。我们将这种支承用于600升液氮运输贮槽中漏热仅有5.18瓦。另外这样施工也更加容易,这是因为密封的真空套管焊缝是在内容器的外侧,一旦在施工过程中由于应力或者其它原因造成的焊缝泄漏也容易补焊。

四、支承构件受力

1. 支承构件承受的动载荷:

计算支承构件承受的动载荷是一件麻烦的工作,它要根据使用条件而确定。在我们设计的支承构件中没有进行严格地计算,仅根据经验进行设计,证明是可行的。由于我们设计的容器使用条件是在多山地区,所以我们将支承构件的垂直方向以及轴向的受力均等于三个容器的重量(满载)来计算的。而轴向支承则是受拉压动载荷、压应力根据公式:^[3]

$$P_0 = \eta \frac{EJ}{l^3} \quad (3)$$

式中 P_0 为临界载荷, η 为稳定系数,计算出 $P_0 = 3.2 \times 10^4 \text{ kg}$,它大于实际受力,所以是安全的。

另一方面从结构上考虑,这种力不应直接作用于内外容器的真空密封焊缝处,为此,我们设计这种结构是双套管式,在支承的外部再另焊一层管,这根管子与内外容器焊牢,并且保证气密不漏,而支承管在该管内部,与内外壳体连接采用双层法兰外接,使力作用于容器的壳体上。这样可以确保密封的可靠性。

2. 内容器的冷缩对支承构件的影响:

众所周知,低温容器在使用中,内容器由于灌注了低温液体而产生了一定的冷收缩。如果不给一个允许的收缩量,它将产生相当大的应力,从而使内容器与真空密封处被拉裂造成破坏。为此,我们将所有支承构件与壳体连接部位均采用球形铰接方式,而在轴向是只在容器一端设置拉杆,另端不用拉杆,当内容器冷收缩时,它们就可以有一定的自由位移量,这样冷收缩就不会产生破坏性的冷应力。

五、结 论

这种支承构件主要是采用双套管球形铰接形式,在一般情况下能承受较大的冲击和振动。另一方面由于支承拉杆穿过整个内容器,不仅增加了拉杆长度,降低了漏热,同时也给施工和装配带来很大方便,有时为了进一步减少漏热,在不影响拉杆强度情况下轴向支承也可以采用多套管型式结构,这样拉杆的长度可

(下转16页)

膨胀机主轴转速的稳定度为给定转速 ± 4 转/分。

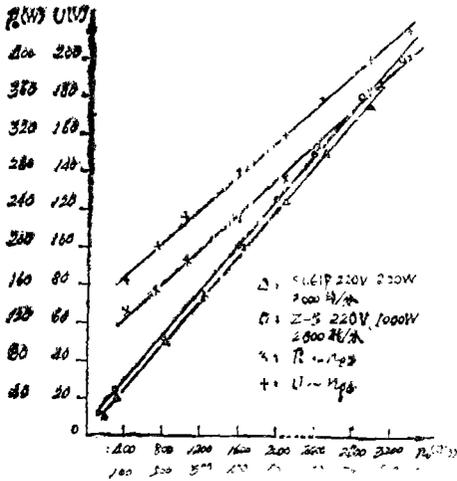


图4 实验中的转速与电压的关系

(二) 电动机启动过程中, 电流阻止电路的作用是明显的。无论启动电压高低, 主回路电流均未超过整定值。从示波器可以看到启动过程中触发脉冲讯号相位的变化。启动开始, 主回路电流迅速增大至整定值, 触发脉冲讯号的相位后移一个角度, 电流不再增大。随着电动机转速升高电流变小, 触发脉冲讯号相位又恢复原来状态。电动机启动完毕。启动过程是平稳的。

(三) 试验过程中, 对失磁保护电路的可靠性进行了多次考验。电动机正常运转时, 突然切断励磁回路电源, 该电路即时动作, 输出电压为零。指示灯 XD_3 熄灭报警。接触器 CJ 断开主回路。电动机立即停转。证明失磁保护电路安全可靠。

(四) 调试过程, 曾发现 BG_1 基极讯号加不进去。这是由于 Z_9 正向压降小的缘故。解决办法是在该支路再串入一只二极管或选用正向压降大的二极管。 Z_9 是用于正向限幅, 保证 BG 基极输入讯号不会太大, 而使 BG_1 可靠地工作。

移相控制电路调试过程中, 根据估算参数连成的电路往往达不到要求。调整有关元件的参数, 往复多次, 效果不大。后将 R_7 、 R_8 、 R_9 、 R_{10} 几个电阻用电位器代之, 调试效果显著。很短时间就达到了要求。

五、结束语

一个较合理、完善的设计方案在实现过程中往往受一些条件的限制。笔者认为, 此装置体积小、重量轻、调节方便省电、投资少等优点是明显的, 能适用于膨胀机对调速提出的要求。但还不够理想和完美。按原设计方案:

(一)、主回路和励磁回路由整流变压器与电网隔离。整流器 Z_1 、 Z_3 的输入电压比 $220V$ 高, 这样主回路和励磁回路的直流输出电压可达电动机的额定值。对电动机工作条件有利。在线路安排和测量上也有方便之处。(二)、电压负反馈不及速度负反馈品质好。速度负反馈讯号原设计取自测速发电机, 如采用速度负反馈再加上校正环节, 则装置的动态品质会得到进一步的改善。所有这些不足之处, 今后的工作中应予以改进。

责任编辑 钱鸿章

(上接11页)

以增加的更长, 甚至不用伸到内容器内部就能满足设计要求, 因此施工更加方便, 这种结构也可以用在径向支承结构中, 同样能达到更令人满意的效果。

参考文献

[1] 杨世铭、陈大燮编《传热学》P11~13

中国工业出版社 1965

[2] 《低温绝热技术》P8—1~2 浙江大学低温实验室译 1971

[3] 《机械设计手册》〈上〉P63 燃料化学工业出版社 1969

责任编辑 施锦