

《深冷译文选》(五)

低温液化气体泵

杭州制氧机研究所

一九七四年十月

低温液化气体泵
《深冷译文选》(五)

编 译：杭州制氧机研究所
出 版：杭州制氧机研究所
印 刷：浙江诸暨印刷厂
订 阅 处：杭州制氧机研究所技术情报组

工本费：0.45元

毛主席语录

洋为中用。

要采用先进技术，必须发挥我国人民的聪明才智，大搞科学试验。外国一切好的经验、好的技术，都要吸收过来，为我所用。

学习外国的东西，是为了研究和发
展中国的东西。

学习外国必须同独创精神相结合。

中国人民有志气，有能力，一定要在不远的将来，赶上和超过世界先进水平。

编 者 的 话

低温液化气体泵在我国空气分离设备制造行业中的应用，仅有十多年的历史。这些低温泵在空气分离设备中主要用于液氧循环和产品压送系统。十多年来，我们已发展了十几种产品，实践证明，其性能皆达到设计要求，但在结构设计与制造质量上仍存在不少问题，特别是密封的可靠性与运转寿命难以保证。低温液化气体泵系属发展中的专业，有关技术资料比较缺乏。为此，我们遵照毛主席“**洋为中用**”的教导，编译了这本《低温液化气体泵》(译文选)，供有关研究、设计人员和使用单位的同志们参考。

本译文选主要是介绍离心式液氧泵的设计、制造和密封结构问题。在《低温液化气体泵》(瑞士)一文中也介绍了国外高压柱塞泵的有关情况；《液氢循环泵的设计》一文供超低温技术工作者参考。

在校对时，六个空白处补了一些小资料，都是日本的，供参考。

由于我们的业务水平所限，调查研究不够，时间仓促，在编译工作中一定存在着不少缺点和错误，敬请读者批评指正。

《低温液化气体泵》译文选

目 录

一、离心式超低温泵(西德).....	(1)
二、液氧离心泵的燃烧试验(I)(西德).....	(18)
三、液氧离心泵的燃烧试验(II)(西德).....	(28)
四、《日立》液氧离心泵(日本).....	(38)
五、低温液化气体泵(日本).....	(41)
六、低温液化气体泵(瑞士).....	(44)
七、液氢循环泵的设计(瑞士).....	(48)
八、液氧泵的机械密封(美国).....	(51)
九、液氧泵的端面机械密封(英国).....	(54)
十、金属波纹管机械密封(英国).....	(55)
十一、焊接金属波纹管机械密封(日本).....	(59)
十二、介绍几种离心式低温液化气体泵 的迷宫密封结构(综述).....	(61)
文献索引九则.....	(64)
日本西岛制作所液氧泵.....	(29)
日本新井制作所低温泵.....	(37)
日本酸素液氧(氮)泵.....	(40)
日本大阪氧气厂液氧泵.....	(54)
日本大宝高压低温泵.....	(58)
日本柏原机械厂中压液氧泵.....	(63)

离心式超低温泵

—概念, 设计和工作性能

(西德) Rolf Dietmar Barunke

超低温液体是指沸点低于 -100°C 的氧、氮、空气、氢、甲烷及碳氢化物等这样一些气体的液化物。低温液体在各种化学过程和工艺流程中的应用正在不断增长, 这就需要有哪送这些液体的泵。近二十年来, 由于这些新过程的出现, 形成了一个新的泵制造业分支, 而哪送液体火箭燃料的需要促进了这一分支的形成。

西德林德公司在超低温方面所作的工作都与解决近几年来所出现的这样一些问题有关, 即与超低温液体的管道输送有关。超低温液体泵根据其工作条件可分为两类: 活塞式和离心式。

泵 的 性 能

一般大家所能接受的离心泵的性能定义是: 以足够的效率将一定数量的液体提升到规定的高度。很自然, 离心泵的性能还包括某些工业上的要求, 如操作简便, 连续运转周期长, 重量轻, 结构紧凑等等。低温泵也要求具有同样的性能。由于所哪送的介质对一般的泵来讲是一种新的介质, 所以, 对于这种类型的泵, 到目前为止, 还有很多不清楚的问题。这样的介质必然对泵的外形设计和运转性能有较大的影响。流体技术与低温设备的制造也有密切关系, 不过这里经常需要先考虑被哪送介质的特性所提出的要求, 然后再考虑流体技术。

下面将讨论低温泵中最重要的一些问题, 其中包括:

1. 比转数
2. 压升, 出口压头, 比重
3. 效率因数
4. 说明泵的工作过程的 $P-t$ 图。
5. 吸入效率, 气蚀
6. 绝热
7. 设计问题
8. 材料

1. 比 转 数

比转数 n_q 是按某一特定用途选择离心泵的一项重要性能指标, 比转数用下式表示:

$$n_q = n \times \frac{\sqrt{v}}{H^{3/4}}$$

n ——转/分

V ——米/秒

H ——米液柱

排量 V 和压头 H 是给定值。在决定泵的转速 n 时，必需考虑传动的方式，因为传动装置通常是三相异步电动机。当电源频率为50周时，标准转速为1500转/分和3000转/分，所以 n_q 值也是确定的。

由于所要求的排量 V 与给定的压头 H 大致成正比是超低温泵的工作特点，所以绝大多数超低温泵的比转数值 n_q 较低。如图1所示，这些条件在很大程度上完全能够决定叶轮的设计结构。

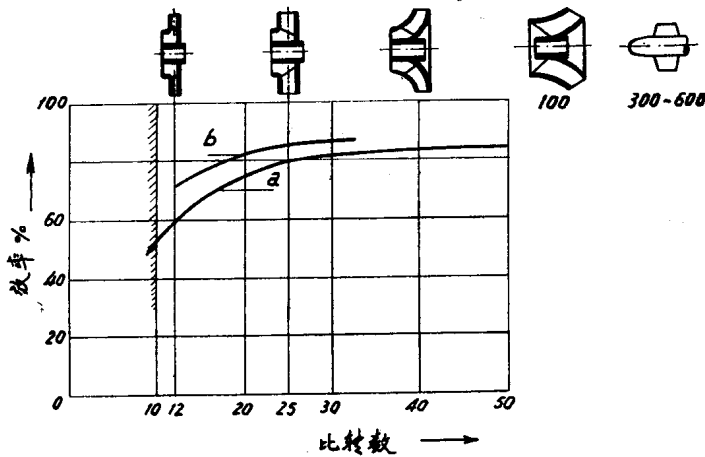


图1 效率与比转数的关系 (Krisam制订)

曲线a——泵的蜗体不带扩压器

曲线b——泵的蜗体带扩压器

泵的比转数和效率之间存在一定的关系，因而当 n_q 值较小时，效率降低。除少数特殊结构外，比转数的下限大约为 $n_q = 10$ 。单级径流泵在 $n_q < 10$ 的区间运转是很不利的。图1表明 $n = f(n_q)$ 这一函数关系。对效率必然产生影响的内部损失（叶轮摩擦，转子叶片与扩压器间的漏损及间隙漏损）——是以热传导的形式传给被啣送介质的。对于给定的叶轮来说，每单位流量的热流入量愈大，则流速就愈低，即 n_q 值愈小。

但是，解决 n_q 值过低问题（也就是提高效率因数）的途径有两个：一个采用多级离心泵，这些泵通常是采用前面所讲的1500转/分或3000转/分电动机直接驱动的。若叶轮的尺寸相同，总压头 H 被级数等分，每等分的值即为每一级的压头 H_{st} 。现在我们特别关心的是每一级的比转数：

$$(n_q)_{st} = n \times \frac{\sqrt{v}}{(H_{st})^{3/4}}$$

另一方面，第 i 级的比转数为：

$$\begin{aligned} (n_q)_i &= n \times \frac{\sqrt{v}}{H^{3/4}} \\ &= n \times \frac{\sqrt{v}}{(i)^{3/4} (H_{st})^{3/4}} \end{aligned}$$

$$= (n_q)_{st} \times \frac{1}{(i)^{\frac{3}{4}}}$$

对于H值和V值相同的单级泵，比转数的值也相同， $(n_q)_i = (n_q)_i$ 。

从两个公式的对比中可以看出：各个级的效率 $(\eta)_{st}$ 必然大于单级泵的效率 $(\eta)_i$ 。然而，多级泵的总效率 $(\eta)_i$ 却不能达到各个级的效率。

$$\left. \begin{array}{l} \text{单级: } (n_q)_i \\ \text{多级: 各个级 } (n_q)_{st} \\ \text{整个泵 } (n_q)_i \end{array} \right\} \begin{array}{l} (n_q)_{st} > (n_q)_i = (n_q)_i \\ (\eta)_{st} > (\eta)_i > (\eta)_i \end{array}$$

提高比转数的第二个方法，就是把单级泵的速度 n_1 提高到 n_2 。当H和V值不变时，

$$\frac{n_{q1}}{n_{q2}} = \frac{n_1}{n_2}; \text{ 如果 } n_2 > n_1, \text{ 则 } n_{q2} > n_{q1}; \text{ 因而 } \eta_2 > \eta_1. \text{ 图2所示为 } i, n_q \text{ 和 } n \text{ 之间的关系。}$$

究竟那一种方法较好，要根据具体情况，根据结构和运转条件而定。而结构和运转条件是决定制造方法的主要因素。另外，也有综合上述两种方法的结构设计——即用多级结构，同时也提高转速——这是一种非常有效的方法。

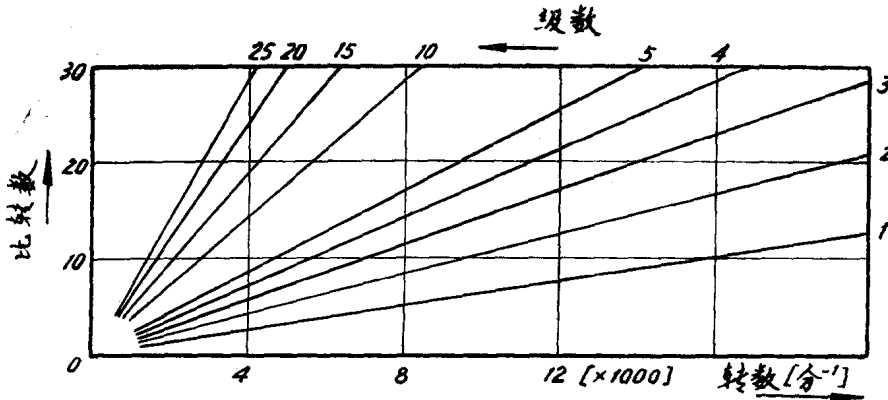


图2 级数*i*与转速和比转数的关系

$H=265\text{米}$ $V=6\text{米}^3/\text{小时}$

2. 压升，压头，比重

装有高位吸入管道的泵，其静态总压升是由下列三项组成的(图3)：两个贮液容器I和II之间所形成的压力差 $P_2 - P_1$ ；压头的差 $H_2 - H_1$ ；管道中各种阻力的总和 ΣH_w 为：

$$\Delta P = (P_2 - P_1) + (H_2 - H_1) \times \gamma + (\Sigma H_w) \cdot \gamma$$

因此，泵的相应总压头为：

$$H = \frac{\Delta P}{\gamma} = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + (H_2 - H_1) + \Sigma H_w$$

泵一般都要保证一定的扬程高度，压力计上所指示的压升 Δp 取决于所啣送液体的比重 γ 。例如，压头 $H=10$ 公尺(公尺液柱)，对于水，压升为1大气压，对于氧，压升为1.4大气压，而对于氮压升仅为0.81大气压。

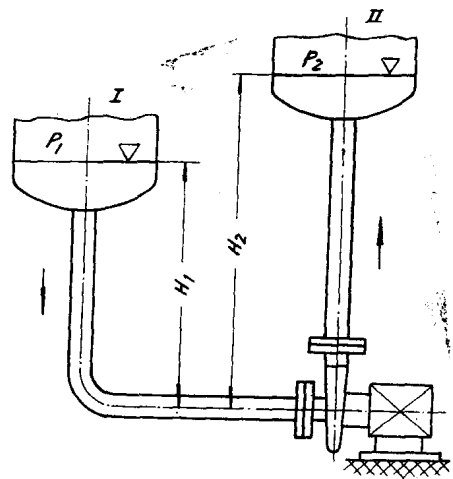


图3 布置图

I. 入口高位液槽
II. 压力液槽

应当注意的一个问题是压力随比重而变化。

超低温液体进入泵内时，差不多仍保持液—气平衡状态或微量过冷状态。但是，在这种情况下，比重在很大程度上取决于流体的温度及其压力（见图4）。所以，热量的漏入（可能由于绝热不良）使有效比重低于泵的设计值，因此不能形成所需要的压升。在这方面，进行适当的绝热是一个极有利的条件。图4表明，预先加压也会使比重降低。

实际比重与泵的设计值的某些偏差一般是由于对吸入的液体流动状态及其蒸汽含量并不十分清楚。流体各部份的温度大概是不相同的，结果在整个流体截面上比重值相差很大。泵内压升的产生往往伴随着温度的增高，以致液体好象在较高的相对过冷区内离开饱和点愈来愈远的各个状态的连续过程。因此，比重 γ 的值似乎也不是固定的，而是逐点变化的。

所以，很明显，当进入的液体中有蒸发气泡存在时，泵的效率将急剧下降。因为除吸入能力降低外，比重的影响（液—气混合物的比重比纯液体的比重低）也会引起压头的显著降低。

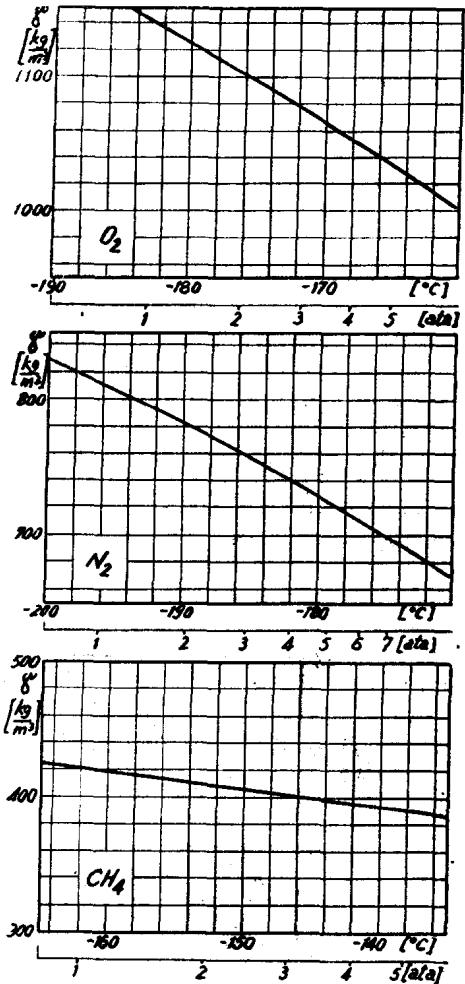


图4 在液—气平衡状态下 O_2 、 N_2 和 CH_4 的比重与压力或温度的关系

3. 效率因数

泵内的能耗以传热的形式大量地传递给被啣送的液体。如果被啣送的液体接近液—气平衡状态，最好不要有这种热量产生。这种热量会引起部份液体蒸发，因而可能使吸入效率降低。大气温度比液体温度要高的多，结果，由于外部热量的流入将进一步使系统的温度增高。所以提出了外部流入热量与内部损失所产生的热量进行对比的问题（见图5）。

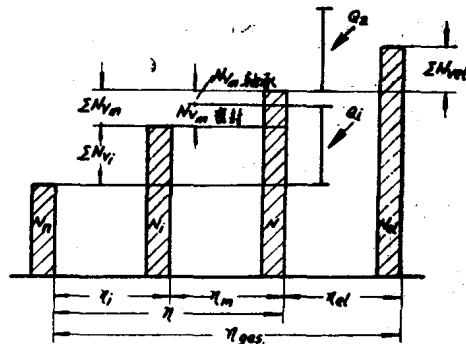


图5 输出功率和效率的示意图

$$\left. \begin{array}{l} N_e = \text{实际有效输出功率} \\ N_i = \text{泵内所作的功} \\ \Sigma N_{v_i} = \text{内部损失总和} \end{array} \right\} N_i = N_e + \Sigma N_{v_i}$$

$$\text{内部效率 } \eta_i = \frac{N_e}{N_i}$$

$$\left. \begin{array}{l} N = \text{泵驱动所需功率} \\ \Sigma N_{v,m} = \text{机械损失总和} \end{array} \right\} N = N_i + \Sigma N_{v,m}$$

$$\text{泵的效率 (实际效率) } \eta = \frac{N_e}{N} = \eta_i \times \eta_m$$

$$\text{机械效率 } \eta_m = \frac{N_i}{N}$$

$$\left. \begin{array}{l} N_{e,i} = \text{电动机所消耗的功率} \\ \Sigma N_{v,e,i} = \text{电动机损失总和} \end{array} \right\} N_{e,i} = N + \Sigma N_{v,e,i}$$

$$\text{电动机效率 } \eta_{e,i} = \frac{N}{N_{e,i}}$$

$$\text{总效率 } \eta_{e,e,s} = \frac{N_e}{N_{e,i}} \eta_i \times \eta_m \times \eta_{e,i}$$

变量 ($\Sigma N_{v,i}$) 包括叶轮和导流器的叶片损失, 圆盘摩擦损失, 所谓的交换损失和内外泄漏损失。内部泄漏损失是由于液体在叶轮周围从压力侧进入吸入侧而引起的。处于周围间隙压力下的液流部份不断地膨胀到进口压力, 原来的压力大部份转化为热量, 一小部份 (通常可以忽略) 转化为速度。外部泄漏损失发生在轴封处, 但泄漏的流体并不返回到泵的吸入口, 而是泄漏到外部。就这个过程本身而言则是完全消失, 这里确实没有热量的产生。但另一方面, 液体的损失使泵本身的流量降低——即减少了一个流体泄漏量。不过内部效率却受到相反的影响。

机械损失包括轴封和轴承的摩擦损失, 这也是热量的来源。流入到被啣送介质中的一部份热量可以靠设计结构来控制。当泵带有轴封 (图6a), 外轴承 (不受冷却) 和外传电动机的情况下, 必须考虑到, 消耗在密封摩擦的能量全部被啣送液体所吸收, 而轴承和电动机的热量被传送到外部。应当注意, 沿泵轴和在蜗壳内部所发生的热交换 (由于一部份轴承热量流入泵内) 在这里被忽略。

图6 b、c和d中的密闭式泵不需要轴封。在这里流入到液体中的不是密封摩擦能, 而是轴承的摩擦能。带电磁离合器的泵有一个外部电动机。装有插管式电动机的泵c和全浸式泵d分别由部份浸入和全部浸入液体中的电动机传动。

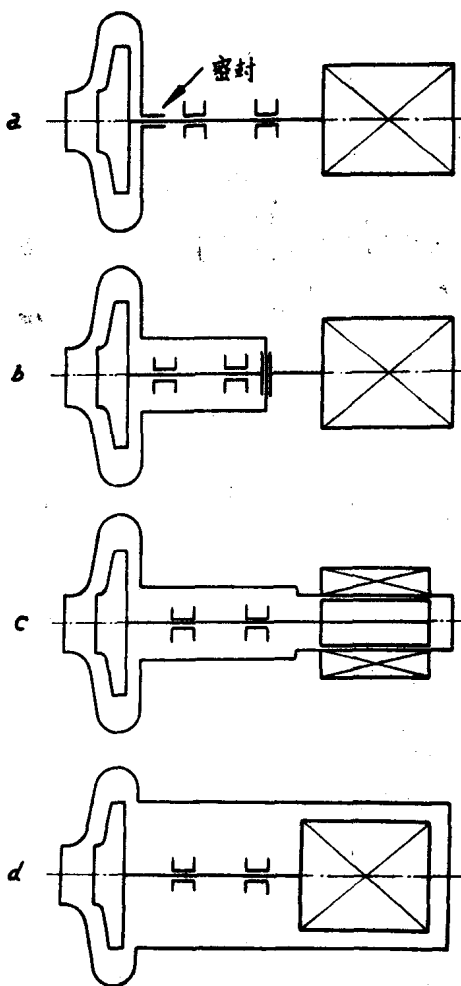


图6 原理图

a) 装有轴封的泵, b) 带电磁离合器的泵, c) 装有插管式电动机的泵, d) 装有浸入式电动机的泵。

因此，在c和d的情况下，热量是由电动机经过被啣送的液体传入的。

这样，就能计算出整个设备的内部效率值，其中包括引起液体温升的全部热发生量，水力损失，机械损失和可能的电力损失。

$$[\sum N_{v_i} + \Delta(N_{v_m} + N_{v_e l})] = N_n \times \left(\frac{1}{\eta'_i} - 1 \right) \times 860 \text{ [千卡/小时] } \text{ [注]}$$

由于超低温液体和外部大气之间的温差很大，对绝热材料必须特别注意。因此，在本文后面绝热一节中将更详细地讨论绝热问题。

除前面谈到的因内部损失而产生的热量 Q 外，外部热量 Q_a 必然有一部份流入被啣送的液体中。这种附加在被啣介质的热量与不断变化的内部损失有一定的关系。对于介质温度接近外界温度的泵来讲，这完全是一个新特征。由外部流入的热量对过程的影响是完全相同的，因此，在产生热量的水力损失和机械损失的总和中，增加一项绝热损失，我们认为是非常适当的。

$$\sum Q_v = 860 \times [\sum N_{v_i} + \Delta(N_{v_m} + N_{v_e l})] + Q_2 \text{ [千卡/小时]}$$

考虑了 Q_a 的内部效率：

$$\begin{aligned} \eta_i'' &= \frac{N_n}{N_n + \sum Q_v / 860} \\ \text{或 } \frac{1}{\eta_i''} &= \frac{1}{\eta_i} + \frac{Q_a}{N_n \times 860} \\ &= 1 + \frac{1}{\eta_i} + \Delta \left(\frac{1}{\eta_m} + \frac{1}{\eta_{e l}} \right) + \frac{Q_a}{N_n \times 860} \end{aligned}$$

不过，对过程来说非常重要的效率因数 η_i'' 总是小于 η_i' 或 η_i （如果泵的绝热不完善）。事实上， η_i'' 随 Q_a 值的增加而减小。

因此，我们必须最大限度的改善绝热条件。如果这个要求不能得到满足，或仅仅部份得到满足，去解决效率问题，必然是纸上谈兵。也可以这样说，在忽略绝热的情况下，要提高泵的效率只不过是一种奢望。

4. 用P—t图说明泵的工作过程

如图3所示，被啣送的介质从高位液槽I下降一个梯度流入泵内。假定液槽内部处于液—气平衡状态，当通过 p_1 划一横坐标线，通过 t_1 划一条纵坐标线，其交点就是蒸汽—压力曲线上的点1（如图7a所示）。

吸入液体的有效高度 H_1 形成一个高于泵的液柱，也就是液体的进口压力 $PS'' - P_1 = H_1 \times \gamma$ 。在无损失流动情况下，可得到表示进口处状态的点2。

液槽与泵之间的管路流阻总和（进口管道的摩擦，弯管、阀、过滤器等的阻力）所造成的压力损失为 $PS'' - PS' = (\sum H_{ws}) \times \gamma$ ，因而就得到点3。由于这些损失是以传热的形式传递给介质的，温度从 t_1 升高到 t_2 ，所以又得到点4（见图7a所示）。

除上述情况外，尚需考虑从外部漏入的热量，该热量取决于进口周围绝热的质量；从外部流入的热量使液体加热到 t_3 （见点5）。

液体从液槽I的静止状态加速到泵吸入侧叶轮进口处的速度 c_1 所产生的动压降为 $\frac{c_1^2}{2g} \cdot \gamma$ 。因此，泵的真正吸入压力是 P_2 ，点6表示当液体进入叶轮区时的流体状态。

如果要保持泵的吸入效率，不管压力损失和外部热量漏入如何，都不应让点6落入曲线

【注】 Δ 的大小是设计问题，如图6b、c和d中所示。

右侧的气态区内，必需使点6保持在曲线左侧，并使其与曲线相隔一个适当的安全区带。这个安全区带表示进入泵内的液体的“相对过冷”量 u 。

如图7b所示，从点6到点7的状态变化，就是在最终压力 P_d 的形成过程中泵的“无损失”作用。但是，如果考虑到内部效率 η_i 的损失，则得到点8。由于从外部流入热量的结果，使系统的温度进一步上升到 t_d 。因此，当流体离开泵以前，其真正状态如点9所示。

从图7b中可以看出，当压力流体离开泵时，其“相对过冷”量 u 的值大于入口处的值。

在液体到达压力液槽Ⅰ之前，全部过程都在压力管路内重复进行，与吸入管路中所发生的情况相似。

从点9到点10和点11的状态变化反映了因流阻及相应产生的热量所造成的压力损失。这部份损失附加在流体动压部份 $\frac{C_d^2}{2g} \times \gamma$ 内，因压力侧的流速 C_d 损耗于液槽Ⅰ中。在任何情况下，都不可能希望有压力回收的希望——即全部速度都转变成热能。从点11依次转变到点12表明了外部流入热量的影响。

根据某一阶段的主要运转条件，各种压力损失的大小和温度升高的程度可能发生很大变化。例如，开始冷却时，点6位于蒸汽——压力曲线上，或刚刚在曲线的右侧，位于介质的气态区内。随着冷却过程的继续，它就逐步移到曲线的左边，进入图7a所示的最佳位置。泵在冷态下运转所产生的热量总和远远不会使温度升高一度，但从泵的功能考虑，仍要严格控制。在所有的漏热中，入口管路（点3→点4→点5）漏热所产生的影响最大（见图7），这是由于接近沸点的缘故。

氧和氮的蒸气—压力曲线如图8所示。

5. 吸入效率和气蚀

泵的吸入效率是啮送沸腾液体的一个重

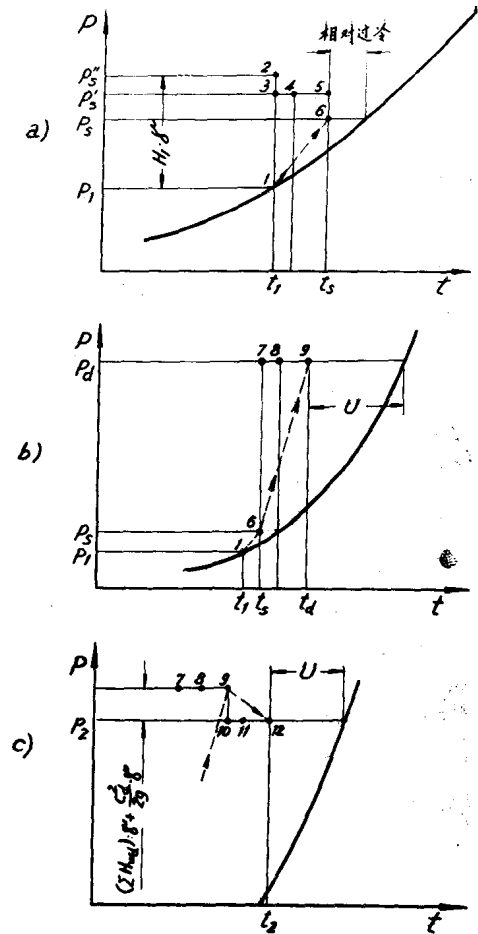


图7 泵的P-t图

- a) 吸入管路和泵吸入入口的状态
- b) 泵内部的各种过程
- c) 压力管道的状态

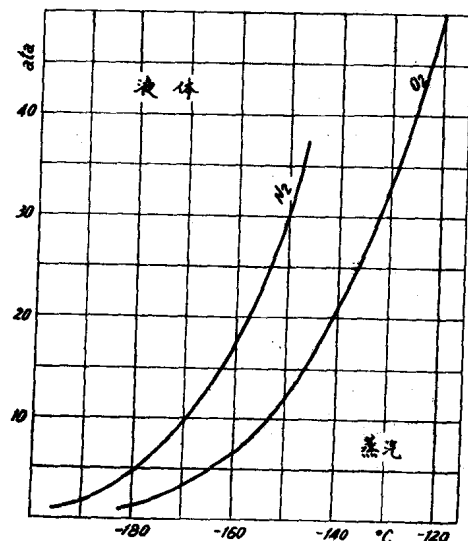


图8 氧和氮的蒸气—压力曲线

要因素，可用来判定低温泵是否能够用于预定的工作。

由于在泵是整个系统中，被啣送的介质是最冷的因素，而且是唯一能够消除热量 Q_i 和 Q_a 的因素。在消除上述热量的过程中，有一定数量的液体，除温度变化外，尚被蒸发。例如，假定到冷却完毕有2000千卡的热量流入，对于氧来说 ($r = 51$ 千卡/千克)，就有39.2千克液氧被蒸发掉。取比重 $\gamma = 1.14$ 克/厘米³，相当于34.4升液氧。相应的气体量大约为这个数量的400倍，即大约为13.8米³。大部份蒸气必须通过管路输送到泵体之外，在此以前，用一般的离心泵啣送液体是不可能的。因为泵的吸入效率，排量以及间隙都是根据液体比重（通常大大超过气体的比重）和液体的体积（比气体的体积小得多）设计的。

因此，泵的吸入效率，特别在起动时，取决于进入的热量值和所产生的蒸气量；其次，也取决于后面所讨论的一些其它因素。由此可见，当泵起动时，除非经过预冷，不可能立即啣送液体。

一定的冷却周期是需要的，而这个冷却周期将随着进口有效液体高度（即“相对过冷量”）超过其可能最低高度的程度成比例的缩短。

图7表明，除外部漏入的热量之外，压力降低也可使液体蒸发。另外，液体产生的最小压力，在任何情况下，都不能低于与液体温度相对应的饱和压力。伯努利定理表明，流体的加速度等于压力降 $\Delta P = \gamma \times \frac{C_2^2}{2g}$ ，换句话说，就是图7 a中从点5变到点6状态的过程。

因此，很明显，在决定泵吸入口的条件时，流速是一个很重要的问题。

此外，必需注意，速度特别高的那些点也就是压力最低的点，在离心泵中，主要是在叶轮的进口边缘。如果一个较高的局部加速度使流动的液体产生气泡，那么，这些充满蒸气的气穴在泵内被泵送到压力较高的部位——即过冷量较高的部位，在这些部位突然被凝结。这就引起对管壁的轻微的，非弹性的高频率（600~1000周/秒）撞击，而且被限制在一定的范围内，这种过程就是所说的气蚀现象。在泵的外部可以听得到。泵的冲击和不均衡现象，可能是介质中的液体和气体在一定时间内对泵轴轴线分布的不对称，造成气、液的不平衡（类似径向力）而引起的。这种现象在高速元件中对轴承有一些危险。经过一定的时间，气蚀可能引起侵蚀和表面剥蚀，使用寿命和损坏的程度主要取决于所选用的材料。

然而，引起气蚀现象的蒸发气体的产生不是不可避免的，而这两个过程不是完全等同的。譬如，冷却周期过短，就把泵接通，一开始蜗壳中就充满大量蒸发气体，因而不会产生压力，大量的功也不会传递给介质，所以在蒸气的再冷凝过程中也就没有撞击发生。噪音和撞击声（最明显的气蚀特征）也就不会出现了。

在气蚀范围内和在低比转数下运转的单级径流泵，最典型的特点是它的功率曲线形状，以及流量和效率曲线的形状。所有这些曲线都在气蚀点 \times —— \times 处陡然下降（见图9）。

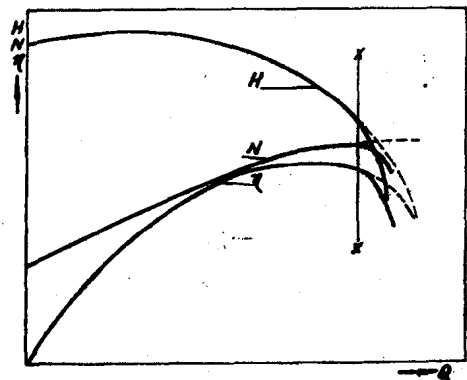


图9 单级离心泵的性能曲线
 \times —— \times 所示为气蚀发生点

在多级泵中，通常只是第一级受气蚀的影响，因为当入口处的液体到达第二级时，特别

是到达后面各级时，“相对过冷”量一直是增大的，所以三条曲线很少呈现下降的情况。

为了避免气蚀现象，对于所设计的沸腾液体泵，要求进入的液体有一定的高度。

对于稳定压头，Pfleiderer方程式如下：

$$\Delta h = \lambda_1 \times \frac{W_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{C_0^2}{2g}$$

C_0 ——进入叶轮前的液体绝对速度（见图11）。

W_0 ——进入叶轮前的液体相对速度（见图11）。

λ_1, λ_2 —— $\lambda_2 > 1$ 和 $\lambda_1 < 1$ 的经验值。

上式第二项可写成 $\frac{C_0^2}{2g} + (\lambda_2 - 1) \frac{C_0^2}{2g}$ ， $\frac{C_0^2}{2g}$ 中包括实际速度头，而在 $(\lambda_2 - 1) \times \frac{C_0^2}{2g}$

中包括入口处叶片摩擦所产生的压力降。上式第一项 $\lambda_1 \times \frac{W_0^2}{2g}$ 内考虑了叶轮流道中局部超速（超过计算平均速度 W_0 ）所引起的压力损失。因此，提出了非旋转液流在设计起动点进入叶轮的方程式。

$$\Delta h = \left[\left(\frac{n}{100} \right)^2 \times \frac{V}{K \times S} \right]^{2/3}$$

S是吸入因数，K是入口部份的压降因数。Dobner所作的研究²⁾表明：不应把 λ 值作为常数值看待；用实验方法可以证明系数 λ_1 取决于流体通过因数 C_s/u_1 。

对于泵的实际运转来说，吸入液体的有效高度应该比最低限度值大一定的数量，以便弥补吸入管路的压力损失和温升损失。与热液体泵（在热液体泵中，绝热不良使介质冷却，不利于气蚀现象的形成）相反，对于超低温液体，我们遇到了较高的环境温度所带来的巨大影响，为了安全起见，需要有一个高于最低吸入液体高度的附加量。

设计人员为消除气蚀现象还进行了另外一些改进。

第一，速度尽可能取最低值，Pfleiderer指出， n 在计算中的形式为 $(n)'^{1/2}$ 。从被唧液体入口条件的力学三角形中可以得到降低速度的解释。假设，对于入口角度 β_1 有一个最佳值或最佳变化范围，很容易从图11中看出各速度之间的关系。在相似三角形中， u_1 增大（即速率或入口直径增大）必然使 W_1 和 C_1 成比例地增大，而 W_1 和 C_1 在上述方程式中为平方的形式。

另一方面，减小速度必然引起比转数的下降，叶轮的外径增大，甚至还要求有多级结构。因此，不规定一定的界线是难以实现的。

也可增大吸入口直径 d_1 （图10）。不过，入口处的吸入速度就要降低，同时不可避免地要引起 d_1 的增大（因此 u_1 也增大）和 C_1 的减小，因而使入口角度 β_1 变小。在某些情况下，这个角度可能超出最佳吸入范围。

很明显，这项改进措施的效果是有限的。

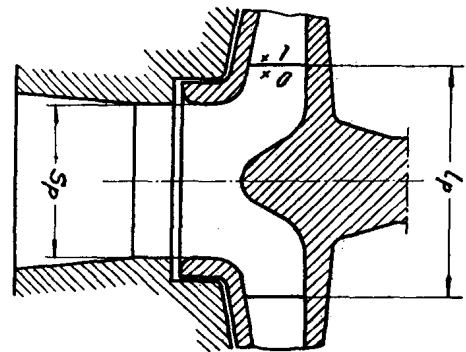


图10 泵的吸入侧和叶轮入口

另外还有一些防止从势能（即吸入液体高度）中消耗能量（加速吸入液体所需的能量）的改进措施，如所谓入口叶轮，即一个只装少量叶片的轴流转子，能够部分地加强吸入液体所需的加速度。在大型唧送设备中，这个进口转子的作用由一只单级泵（低转速）所代替。

此外，采用喷射器也是有效的，喷射器可将部份压力液体送回吸入管路，进行膨胀将压力转化为动能。

Pfleiderer 指出：即使传递给吸入液体一个微小的最初转动，仍可对效率有某些改善。根据对非旋转液流 $\alpha_0 = 90^\circ$ 所作的力学三角形（图11），作旋转流动（ C_{ou} 与 u_0 方向相同）或反向旋转流动（ C_{ou} 与 u_0 方向相反），可得到图12所示的入口处三角形。非旋转流动和旋转流动的一般条件对比如下：

旋转流动：

- （与 C_{ou} 方向相同） β_0 增大（ $\alpha_0 < 90^\circ$ ）
- （ W_0 ）²显著下降
- （ C_0 ）²稍有增大

旋转流动

- （与 C_{ou} 方向相反） β_0 减小（ $\alpha_0 > 90^\circ$ ）
- （ W_0 ）²显著增大
- （ C_0 ）²稍有增大

采用适量的旋转流动（与 C_{ou} 方向相同）使效率得到一定的改善。因为 $(W_0)^2$ 值变小，而且当液体通过量不变（即 C_{om} 不变）的情况下， β_0 具有较大的值。

进口速度——即吸入管路尺寸的确定——对泵的吸入量也起一定作用。速度过高，管阻增大；另一方面，当速度过低时，必须增大管路的直径，与此同时，热交换面积也增大。经验表明：速度的最佳范围是 $C = 0.7 \sim 1.0$ 米/秒。

6. 绝 热

泵的低温部份是否需要绝热的问题，除考虑各种有关因素之外，是不能作出明确回答的。

由于吸入液体的过冷量很小（图7 a中的 u ），要将外界流入设备的热量减到最小，就必须进行适当的绝热。此外，还应尽量防止从同一冷箱内和靠近泵吸入管路的其它设备中传递热量（图13）。压力流体（图7 C），其过冷量较大，可以不进行绝热，至少可以减小绝热层的厚度，排出管路上漏入的热量不至影响泵的工作。

为了补偿液体的膨胀，管路中设有补偿器。如果波纹管的某一段上结冰，补偿器的效能就会降低，波纹管将变硬（有时仅仅局部变硬），应力也显著增大，再继续下去，到一定的程度就引起破裂，而适当的进行绝热能防止水份在波纹管上凝结。

对泵本身进行理想的绝热还存在一定的困难，这些困难在专家之间引起了不同看法，到目前为止还没有得到完满的解决。泵的结构及其运转方式是决定这一问题的重要因素。

从上述情况已很清楚，外界热量的流入对于效率、吸入能力、气蚀趋势，比重和其它一些热力因数有不利的影响（见图7 a的 $P-t$ 图）。不过，装设绝热层实际上也会带来一些缺点，首先是难于检修，这对于需要定期保养易损件的机器则相当重要。此外，必需采取措施，防止介质通过绝热材料，形成液体或气体洩漏。由于氧气能够形成可燃的气体混合物，

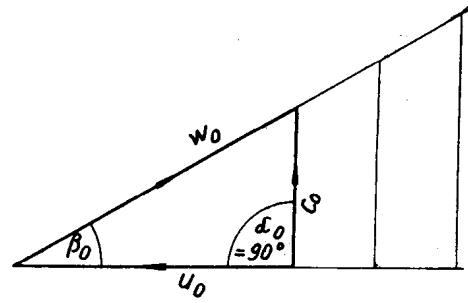


图11 表明泵入口状态（没有初始旋转的力学三角形）

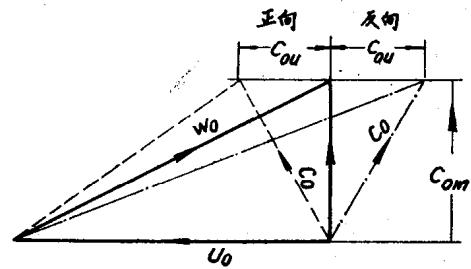


图12 液流有初始旋转的泵入口力学三角形

因此，在绝热材料中特别不希望有氧气的集聚。对绝热这样一个问题的进一步探讨是某些绝热形式可能在实际需要流入一定热量的部位（如泵端的轴承区）形成一个热障。最后，往往得到这样一种印象：即装设绝热套使冷却所需的时间延长。

有绝热层但易于检修的设计结构：

如果把易于检修的问题作为绝热问题来讨论，大概是由于在大多数情况下，除了采用填充某种绝热材料的简单金属板罩壳外（见图14），设计人员对无绝热层的泵未取得任何进展。有绝热层的设备，在进行检修时，一部份绝热材料（如玻璃丝）必须拿掉。而这是一个很麻烦的过程，尤其困难的是一旦这些玻璃丝被拿开，湿空气就凝结在玻璃丝上，当放回原处时就会产生冻结。

不过，这个明显的困难是能够解决的。如果泵体的形状造的适当，需要将泵的组装结构移开进行检修时，用混合绝热材料包扎的筒形部件就可以保留在原来位置。

另一种可取的方法就是采用一个填料的双层绝热箱将泵体包起来。但是应当注意，要经常检查流入两管连接处金属壁中的热量是否保持在合理限度之内。另外需要注意的是表面积增大（图15、16）将引起热交换面积增大，因而从周围热空气中所传递的热量也随之增大；为了弄清对设备有效绝缘所造成的影响，就必须进行检查。

图15、16说明另一个不利因素是如何克服的。漏掉的液体和蒸气不可能渗透到冷箱中。

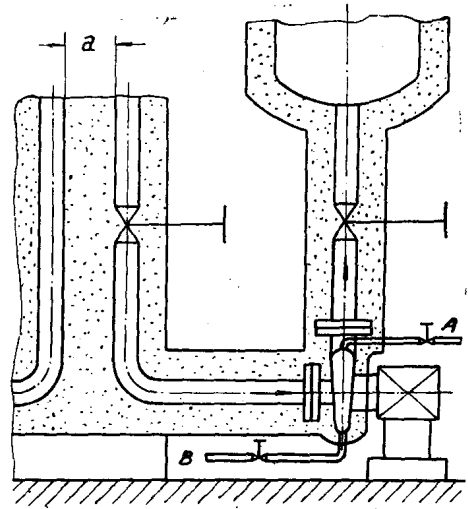


图13 泵和管道

a) 同一冷箱内液体管道与热管道的距离。
A, 壳体排气, B, 排放液体

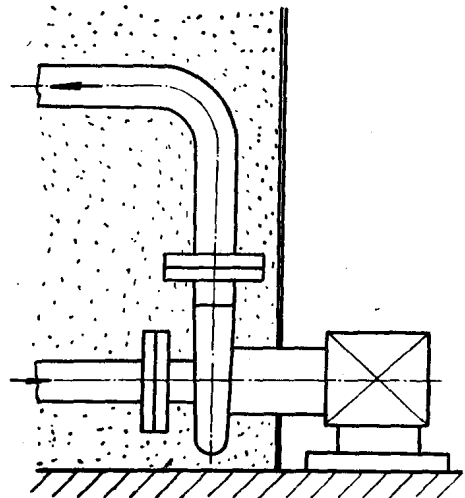


图14 泵在冷箱内

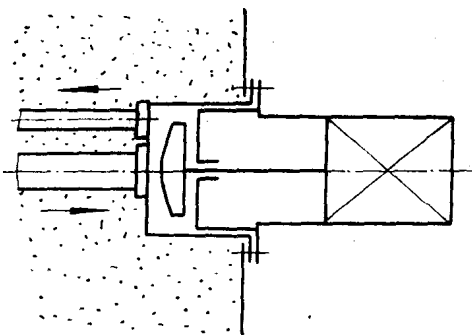


图15 绝热法兰

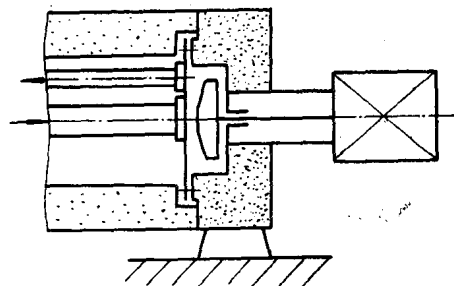


图16 用双层罩壳绝热的泵

对于设计者来说，还要决定绝热罩壳在第一轴承侧超出泵体的长度，以便使轴承不致丧失运转时所需要的最低热量。冷泵区和热轴承区之间的距离越短，越是应该考虑一个折中的方案。

为了使热导率最小，轴与轴承之间的泵体部份（包括轴）必须用低 λ 因数的材料制成；此外，必须使热流通过尽可能长的距离，使铸件具有最小的壁厚。

稳定的工作状态——热传递不变

在稳定条件下，热传递处于不变的状态，不随时间而变化，由外界进入的热量通过绝热层和壳体壁到达被啣介质。在这一阶段，不需要进一步排除热量，也就是说，壳体与绝热层已达到它们的最终温度。

图17所示为带绝热层的泵的情况。图18所示为无绝热层泵的情况。“无绝热层泵”一词不够确切，因为外界空气中的水份凝结在外壳的冷表面上，形成一层白霜，而这层白霜本身就是一个有效的绝热层。在条件不变的情况下，这个绝热层的厚度有一个最大极限值。霜层的表面温度与空气中水份的露点相一致使其厚度不能进一步增大。这种绝热层的表面是由包在霜层上的很薄的冰固体复盖层（一般在后来呈粉状）构成的。

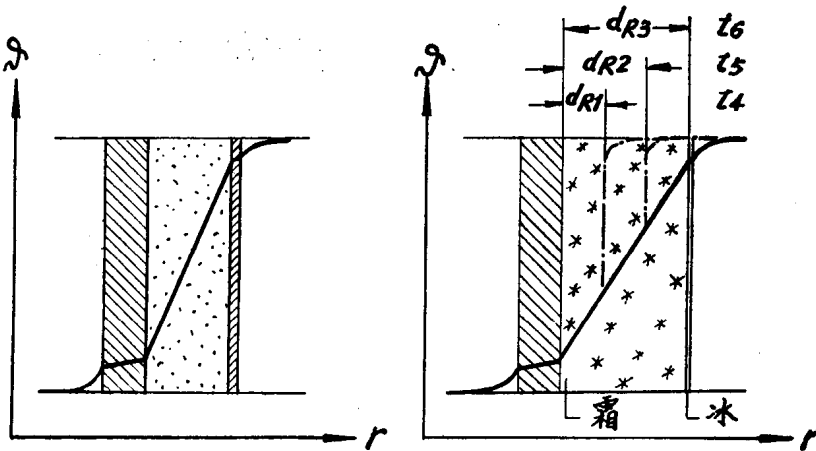


图17 罩壳壁和绝热层的温度分配情况

图18 罩壳壁和白霜绝热层的温度分配情况

白霜层的厚度 dR 取决于于图21中的时间 t

不过，空气中相对温度不同会影响白霜层达到最大厚度所需的时间，但不会影响白霜层本身的最终厚度。

只有在周围空气完全干燥的条件下，泵才是无绝热层的。如果泵采用人工绝热层绝热，就存在一个临界厚度，通过该厚度流入的热量与靠天然凝结霜层所流入的热量完全相同。

只有增加这个绝热层的厚度才可能将流入的热量减低到低于白霜绝热层的流入热量。如果人工绝热层太薄，其表面温度低于空气中水份的露点，上面就会形成一个凝结白霜的天然绝热层。

由此可见，就不变的条件来说，也就是就冷泵连续稳定运转条件来说，人工绝热层的作用，与天然形成的绝热层相比，并没有特别重要的意义。只是在冷却和启动条件下，以及在停车和加温条件下（在这两种情况下，运转条件是不稳定的，下面将分别对这两种情况进行讨论）上面的说法才是不适用的。由于不是所有的低温泵都能长期连续运转，考虑这样一