

U6641G416

310310311

船用泵和风机

资料
汇编

BIENG·FENGJI



《国外舰船技术》特辅机电设备类编辑室

前 言

随着我国造船工业的迅速发展，作为船舶重要机械设备的船用泵和船用风机的设计和生产水平亦在不断提高和日臻完善。近几年来，我们在了解专业发展动态、探求新的设计计算方法、应用国内外有关最新科技成果、解决生产和使用中的实际工程问题、完善现有产品和试制新的产品、加强产品的通用化、标准化和系列化等方面进行了一些工作，取得了一定的成绩。为加强科技情报交流以及对所进行的工作进行及时小结，几年来我们曾先后编辑出版了四本译文集，并在有关学术和专业刊物上发表了编写文章与翻译稿件数十篇。这些文章与译稿无疑对我们的工作起到了一定的促进作用。

为使我们的工作能够更好地为四个现代化服务，特将最近几年来未公开发表过的有关资料编成专辑，与此同时，还将已经公开发表和刊登过的文章与译稿列成题录附于末页，以供参考。本专辑中的大部分文章系由从事专业专题工作的同志编写而成，其余部分均为文献摘译。由于我们水平所限，在编写、摘译和编辑工作中肯定有不少不妥甚至谬误之处，敬请读者批评指正。

编 者

一九八二年十一月

目 录

径向滑动轴承的工作安全界限	霍励强 (1)
自吸泵进口管道自吸时间计算	朱家勳 (4)
船用冷凝泵的汽	管 洪 (8)
如何设计具有高	吴仁荣 (16)
船用高速水润滑汽轮给水泵	谢启祥 (23)
油污水处理装置用的柱塞泵	严子炎 卓诚裕 (28)
吸入管路条件对给水泵和冷凝泵性能的影响	钱荆桑 (32)
液态喷射泵的极限“过流能力”原理及其应用	李福天 (36)
船用双进风空调风机的研制	宋孝煜 裴汉民 (40)
国内外船用风机概况	李强荣 (48)
高速水润滑轴承的应用	钱荆桑 (60)
螺杆泵的特点及其在舰船中的应用	李福天 周均燕 (63)
“CXW”型旋涡泵的设计计算	吴仁荣 (68)
船用冷凝泵的最近动向	管 洪 (73)
流体压力大幅度变化时的端面密封研究	李学虎 (79)

译 文

船用轴流泵运转不稳定原因的研究	(86)
非密封型螺杆泵的几何学原理	(88)
自吸泵吸入过程研究	(114)
船用潜液泵	(118)
离心泵特性曲线的预测	(122)

附 录

船用泵、风机技术文献中文资料题录索引	(126)
--------------------------	---------

径向滑动轴承的工作安全界限

霍 励 强

设计人员衡量一个滑动轴承的工作是否安全可靠,过去一直沿用“ pv ”值这一概念。在一些设计手册中,对各种情况下所能选用的 p 值和 pv 值都有推荐许可值。如果 p 值太高,则润滑剂会被从润滑间隙中挤出来,致使摩擦付有得不到充分润滑的危险。同样,如果计算的 pv 值超过许可值,则摩擦付发生的热量将超过润滑剂所能传递的能力,导致轴承温度持续升高等等。但是严格说来,“ pv ”值的选用作为普遍的计算基础是不科学的;因为各种设计手册上所给出的 pv 值并没有详细说明其润滑情况,润滑剂粘度,有无水冷等等,而滑动轴承本身的载荷能力却是和这些因素密切相关的。另外,即使在相似的应用场合,各种手册所给出的“ pv ”值也不尽一致,且有一较广的范围,因此Bach氏建议:“设计者在应用较高的“ pv ”时,必需对原型加以核算,以确定原型是在什么条件,采取什么措施之下,才能成功地采用较高的 pv 值的”。总之,“ pv ”值至多只能作为一种参考的经验数据之用,对基于“ pv ”值而设计的轴承,是不可能从其载荷能力方面说明轴承的工作安全可靠的。

轴承的安全工作,取决于某种限度内的工作情况,如其工况点超出某一限度,便产生不同程度的不安全。当考虑到轴承的载荷能力时,有两个安全工作的界限是很重要的,超过这些界限,轴承的润滑机制便发生变化。为了说明这个问题,先要从轴承的载荷能力谈起。

什么物理量能代表一个径向滑动轴承的载荷能力呢?(前面说过 p 和 pv 都是不完善的)。从来说法不一。Falz主张以润滑间隙的液态

摩擦状态来表达轴承的载荷能力。液态摩擦与轴承的几何尺寸,径向间隙,轴的圆周速度,润滑剂粘度等等有关,总的表现为轴相对于轴承中心的偏心位置或最小油膜厚度 h_0 。 h_0 之值总得大于摩擦面表面粗糙度之和, h_0 的最小允许值便表示轴承的载荷能力。Falz把轴承的载荷能力与轴承内部的摩擦状态以及产生流体动力的各个因素联系起来,这比单纯考虑“ pv ”值进了一步。但是, h_0 的最小允许值并不能完全确定地表达轴承的载荷能力,因为如果采取充分的冷却以使润滑剂粘度保持不变,轴承的载荷能力是可以再提高的,并且轴承载荷能力的上限不单纯取决于摩擦状态,而取决于轴的耐久强度,所以Falz表达轴承载荷能力的方法仍是不十分完善的。

为了能更确切地表达滑动轴承的载荷能力,有必要把轴承试验和轴承实际工作时的载荷情况加以比较。在试验台上,一般限制润滑剂量为一常数,逐渐增加载荷,这时轴承温度逐渐升高,润滑剂粘度以及最小油膜厚度 h_0 随之而减薄,载荷增加到某一数值, h_0 减薄到允许值 h_2 ,此时轴承便开始处于混合摩擦状态之下。这样得出来的混合摩擦界限值或轴承的载荷能力是在转速一定,润滑剂量一定,载荷递增的条件下获得的。这样求得的轴承载荷能力与上述Falz的建议相接近,但是实际上轴承是在另外的条件下工作的。轴承的启动和停车都是在带载荷下进行的(例如汽轮机、电机等由于轴本身重量而来),所以,轴承工况是通过整个混合摩擦区而不是像在试验台那样,其工况仅仅到达混合摩擦区的边界便停止。因此,

决定在一定载荷下轴承在较低的转速(启动或停车时的转速) n_u 时的混合摩擦的过渡界限便成为表达轴承载荷能力的指标,亦即在变工况情况下,决定混合摩擦的开始点对轴承的工作安全性具有更大意义。对于轴承的安全判别,不是以其工作状况来衡量(如Falz所建议者),而是以其过渡到混合摩擦的转速 n_u 离开工作转速的幅度大小来衡量(有点像以工作转速离开临界转速的幅度大小来衡量一根轴的工作安全性一样),如此更加符合实际。

通常,旋转机械如汽轮机,离心泵及电机等的轴承是属于高速只受静载荷的轴承,如果动平衡完善的话,其载荷基本上与转速无关。这类轴承在启动或停车过程中以甚低的过渡转速过渡到混合摩擦境界。在工作转速时它的载荷能力远远超出它承载的载荷。

对于这种轴承,由于其转速高,在其旋转质量中产生了大量动能。在停车过程中,其混合摩擦只允许吸收少量的能量以免产生过多的热量。因此,这类轴承的液态摩擦区应尽量向低速区延伸,以策安全。故衡量这类轴承的工作安全,不以其工作工况,而以其过渡到混合摩擦区域时的转速 n_u 来判别,就更加有重要意义。

为了更清楚地了解过渡转速 n_u 的含义,有必要简略叙述Stribeck曲线。Stribeck氏作了一个试验,他保持单位压力 p = 常数,变更转速而测量其摩擦系数 f ,结果得出图示的曲线,名为Stribeck曲线(图1)。由图1可见: 1) 摩擦系数 f 开始随着转速 n 的增加而降低,至一极小值后,继则随着 n 的增加而渐增。 p 值越小,则开始时 f 降低越剧,逐后增加也较快。2) 在极小点左方,轴承工作是不稳定的,因为设有某一原因致令 n 降低,但 f 增加甚速,其作用导致 n 进一步降低,以至于停止。在极小点右方,则效应正好相反, n 增加时, f 慢慢增加,以阻止 n 继续往上增长,保持相对平衡。因此曲线右支是处于液态摩擦状态,而左支则处于混合摩擦状态。与极小点(或转

折点)相当的转速名为过渡转速 n_u 。它表示液态摩擦过渡到混合摩擦的临界点。

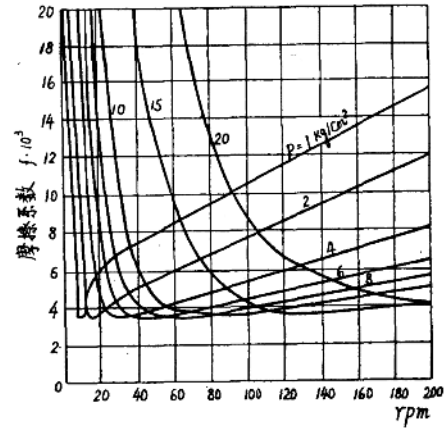


图1 stribeck 曲线

Vogelpohl 氏导出了一个计算过渡转速的公式如下[1, 2]:

$$n_u = \frac{P}{C \cdot \eta \cdot V}$$

式中: P ——轴承载荷(kgf);

η ——润滑剂动力粘度(cp);

V ——包含于轴承内的轴栓容积

$$= \frac{\pi D^2 B}{4} (l) \quad (B \text{ 为轴承长度,}$$

dm; D 为轴承直径, dm);

C ——常数。

Vogelpohl 氏收集了许多轴承试验资料,其单位压力范围为 $0.038 \sim 1200 \text{ kgf/cm}^2$ (即 $1:3400$), η 为 $0.018 \sim 180 \text{ cp}$ (即 $1:10000$), n 为 $0.6 \sim 5000 \text{ min}^{-1}$ (即 $1:8300$), V 为 $0.83 \times 10^{-6} \sim 1000 \text{ l}$ (即 $1:1.2 \times 10^6$)。经过许多分析计算,他得出 C 的值在 $1 \sim 8$ 之间。较大的 C 值,多数是在试验室条件下(即良好的润滑条件,高的加工精度,充份的跑合,足够小的间隙等)得出的,作为一般情况,他推荐用 $C < 1$ 来计算。

例1 有一7000kw的汽轮机轴承,转子重415kg,直径间隙 $\Delta = 0.24 \text{ mm}$, 轴承温度保

持 70°C , 润滑油粘度相应为 $\eta = 13 \times 10^{-4} \text{ kgf} \cdot \text{S/m}^2$, $D = 120 \text{ mm}$, $B = 120 \text{ mm}$, $n = 3000 \text{ min}^{-1}$.

求

$$\nabla = \frac{BD^2\pi}{4} = \frac{1.2 \times 1.2^2 \cdot \pi}{4} = 1.35 \text{ l}$$

$$n_u = \frac{P}{C \cdot \eta \cdot \nabla} = \frac{415}{1.13 \times 1.35} = 23.6 \text{ min}^{-1}$$

n_u 甚低, 只为其工作转速的 $1/127$, 因而当混合摩擦开始时, 机器的动能已减至其工作时的 $1/16000$ 。轴承肯定能吸收这点动能。故机器工作是安全的。若改用水润滑, 设水的粘度为 $\eta = 0.5 \text{ cp}$, 则

$$n_u = \frac{13}{0.5} \times 23.6 = 615 \text{ min}^{-1}$$

在此情况下, 机器旋转质量的动能只为其工作转速的动能的 $1/24$ 。当轴承转入混合摩擦状态时, 能否承受这样大的能量而不损坏是颇成疑问的。因此这个轴承用水润滑是不适宜的。

滑动轴承的安全工作区除了上述的转速的下界限之外还有一个转速的上界限, 超过这个上界限, 油膜内的流动情况变为紊流, 其结果造成轴承的功率消耗成两, 三倍地增加, 流入轴承润滑间隙内的滑油量减少, 温升增高。显然, 为了保持轴承正常工作, 这个紊流区是应当竭力避免的。设计时怎样判别轴承工况是否进入紊流区呢? 根据流体力学, 当滑动速度增加, 流体从层流变为紊流时, 首先经过一个所谓 Taylor 氏涡流阶段。而 Taylor 涡流流动的开始, 则以 Taylor 值 $T = R_e \left(\frac{C}{R} \right)^{0.5}$ 来表达, 式中 R_e 为流体的雷诺值, C 为轴承的半径间隙, R 为轴栓半径。故理论上可从 Taylor 值的临界值 T_c 算出轴承工作转速的上界限, 超过这个值, 轴承内的流动情况便进入紊流。 T_c 值是轴承偏心率的一个函数, 见图 2 [3]。

近似计算可令 $T_c = 41.2$, 因轴承润滑间隙的雷诺值 R_e 为 $\frac{u \cdot C}{\nu}$ 或 $\frac{u \cdot C \cdot \rho}{\eta}$, 式中 u 为

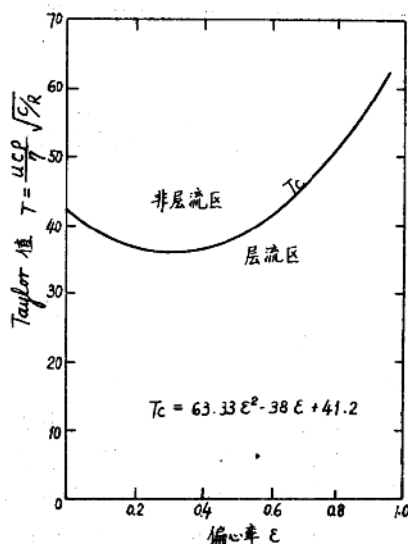


图 2 T_c 与偏心率 ϵ 的关系:
 $T_c = 63.33\epsilon^2 - 38\epsilon + 41.2$

轴栓圆周速度, $\nu = \eta/\rho$ 为润滑剂的运动粘度, η 为润滑剂动力粘度, ρ 为润滑剂比重, 故有

$$\frac{u \cdot C \cdot \rho}{\eta} \sqrt{\frac{C}{R}} = 41.2$$

或
$$n_0 = 393.46 \frac{\nu}{C^{3/2} R^{1/2}} \text{ min}^{-1}$$

例 2 求例 1 中汽轮机轴承的转速上限 n_0 值。

用油润滑时, 因 $\eta = 13 \cdot 10^{-4} \text{ kgf} \cdot \text{s/m}^2$,

$$\rho = \frac{\gamma}{g} = \frac{800}{9.81}, \text{ 故 } \nu = \eta/\rho = \eta g/\gamma = 13 \cdot 10^{-4} \cdot 9.81/800 = 0.16 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{sec} = 0.16 \text{ cm}^2/\text{sec}$$

$$n_0 = 393.46 \frac{0.16}{(0.012)^{3/2} \cdot 6^{1/2}} = 134992 \cdot 0.16 = 21598.7 \text{ min}^{-1}$$

用水润滑时, $\eta = 0.5 \text{ cp} \approx 0.5 \cdot 10^{-4} \text{ kgf} \cdot \text{s/m}^2$,

$$\text{故 } \nu = \eta g/\gamma = 0.5 \cdot 10^{-4} \cdot 9.81/10^3 \approx 0.5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{sec} = 0.5 \cdot 10^{-2} \text{ cm}^2/\text{sec}$$

$$n_0 = 393.46 \cdot \frac{0.5 \cdot 10^{-2}}{(0.012)^{3/2} \cdot 6^{1/2}} = 674.9 \text{ min}^{-1}$$

自吸泵进口管道自吸时间计算

朱家勋

随着船舶自动化的发展, 自吸泵的应用也愈来愈多。选用自吸泵时经常要计算管道所需的自吸时间。

目前我国尚无自吸离心泵试验方法的标准。现在对泵的自吸性能采用两种方法表示: 一是给出自吸高度与自吸时间的曲线 $h(t)$; 二是给出在某高度和一定水平管长时的自吸时间。例如我国船用泵标准规定自吸时间测定的进口条件是: 垂直管道高 3 米, 水平管道长 5 米。然而在船上使用自吸泵时除了要抽空垂直管道内的空气外, 还要考虑很长的水平管道, 而且水平管道的布置情况也很不一致, 有的贴近水面, 有的与泵吸口一样高。按以上两种自吸性能的表达方法就很难计算出船上管道情况所需的自吸时间。欲计算管道的自吸时间, 必先知道自吸泵的自吸特性曲线, 也就是要知道泵在各种真空度时的吸气量 $Q(p)$ 。

在无 $Q(p)$ 曲线的情况下, 有的将自吸泵的自吸曲线估计为吸气量不变的特殊情况[1]。在日本的自吸离心泵试验方法 B8305 中, 假设特性曲线是最高真空度和最大抽气量所连成

的一根直线(见图 1)。从国外和我们所做的试验来看, 混合式自吸特性曲线形状各不一样, 图 2 为一外混合式的自吸特性曲线[2]。随着吸气量的增大, 整个曲线虽有下降趋势, 但是波动很大, 根本不是直线下降, 更不是吸气量不变的水平线, 而且在吸高大于 8 米时曲线才急速下降。这种特性曲线要用一根斜直线或水平线来代替, 显然不会得出满意的计算结果。

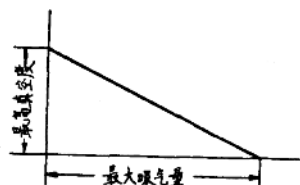


图 1 假设的特性曲线

直接测出 $Q(p)$ 曲线要求一些设备, 而且比较麻烦, 目前我国所有生产自吸泵的工厂都未曾做过这个曲线。比较简单可行的办法是从固定容器中抽气, 作出容器内压力 p 随时间变化的曲线 $p(t)$ 。然后从该曲线推算出自吸特性曲线 $Q(p)$ 。

由计算可知, 上例的轴承用油润滑时, 在转速达到约 20000 1/min 左右进入紊流区, 而用水润滑时, 则在约 670 1/min 左右便进入紊流区。为考虑轴的不对中性的影响, 则转速的上限还要低些, 适当减小间隙值及提高润滑剂粘度值, 可使 n_0 升高。

参 考 文 献

[1] G. Vogelpohl; Betriebs sichere Gleitlag-

ern

- [2] G. Vogelpohl; über die Tragfähigkeit von Gleitlagern und ihre Berechnung
- [3] G. J. Jones & F. A. Martin; Turbulent Journal Bearings ASIE Preprint 78-2c-58-1
- [4] Wilcock & Booser; Bearing Design and application
- [5] Kochanowsky w; Grenzwert von Tragfähigkeit und Reibung des Gleitlagers Schmier technik, Bd. 2, H. 4.

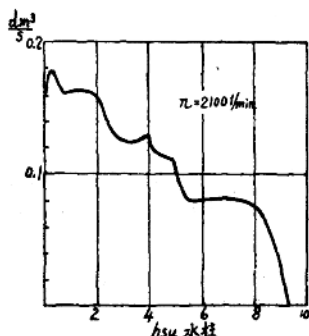


图 2 G泵吸气的特性曲线

一、从不变容积的抽气曲线 P(t)计算泵的自吸特性 曲线

假设某一固定容器或管道，被自吸泵抽真空，则容器或管道内空气质量变化将是质量对于时间的微分 $\frac{dm}{dt}$ ，同时它也是自吸泵容积流量 $Q(p)$ 、吸入腔压力 p 以及温度的函数。也就是：

$$\frac{dm}{dt} = \frac{pQ(p)}{RT} \quad (1)$$

在自吸时间不长的情况下，完全可以认为容器或管道内的变化过程为等温过程。

在固定容积 $V = V_0$ 中抽真空时，若为等温过程，则空气质量变化 dm 仅由容器内的压力变化 dp 决定：

$$dm = \frac{V_0 dp}{RT} \quad (2)$$

将式(2)代入式(1)，则：

$$Q(p) = \frac{V_0 dp}{p dt} \quad (3)$$

将固定容积的试验曲线，按 $\Delta p = 0.1$ 分成很多小的区间， $\frac{\Delta p}{\Delta t}$ 为压力变化速度，利用式(3)就能算出各区间平均压力时的吸气量 $Q(p)$ 。

我们利用哈尔滨水泵厂的 80CZ-50 型自吸泵对 $V_0 = 0.138 \text{ m}^3$ 的容器进行抽空，得出 $p(t)$ 曲线(见图 3)。80CZ-50 为内混合式自吸泵。基本参数为：

$$\begin{aligned} Q &= 50 \text{ m}^3/\text{h} & H &= 51 \text{ m} \\ n &= 2950 \text{ 1/min} & \eta &= 61\% \\ H_s &= 6.6 \text{ m} & \text{进口管直径} &= 80 \text{ mm} \end{aligned}$$

表 1 为计算数值，图 4 为计算所得自吸特

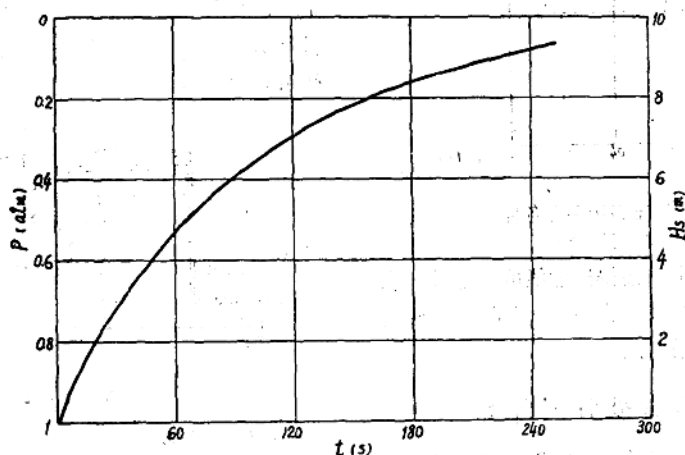


图 3 80CZ-50 自吸泵对固定容积 $V_0 = 0.138 \text{ m}^3$ 抽气的试验结果

性曲线 $Q(p)$ 。从图 4 可以看到, 该泵的吸气体量随压力下降而减小。虽然曲线波动很大, 但直到压力降至 0.4atm 时吸气体量减小得也不多。

表 1 由固定容积 $V_0=0.138\text{m}^3$ 抽气的试验结果来计算自吸性能曲线 $Q(p)$

p	$t(s)$	Δt	Δp	$\bar{p}$	$Q(p)=\frac{V_0 \cdot \Delta p}{\bar{p} \Delta t} (\text{m}^3/\text{s})$
1.0	0				
0.9	8.5	8.5	0.1	0.95	0.00171
0.8	19.5	11.0	0.1	0.85	0.00147
0.7	33.5	14.0	0.1	0.75	0.00131
0.6	48.0	14.5	0.1	0.65	0.00146
0.5	63.5	15.5	0.1	0.55	0.00162
0.4	84.0	20.5	0.1	0.45	0.00149
0.3	115.0	31.0	0.1	0.35	0.00127
0.2	158.0	43.0	0.1	0.25	0.00128
0.1	240.0	82.0	0.1	0.15	0.00112

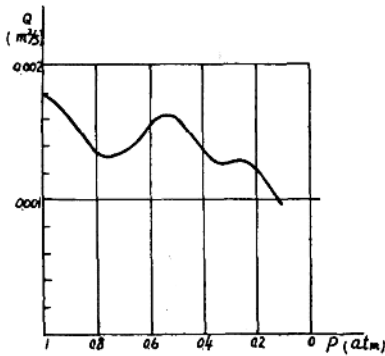


图 4 80CZ-50 自吸泵在各种吸入压力下的空气排量

为了证实以上间接得出曲线的可靠性, 我们可以利用此曲线来计算一下管道的自吸时间, 并与实际结果对照。

二、管道自吸时间计算

自吸时, 吸入管道内的容积将是管道内压力的函数 $V(p)$ 。假定自吸过程时管内为等温

变化, 则吸入管空气质量变化 dm 可由压力变化和容积变化 $d[p \cdot V(p)]$ 求得, 即:

$$dm = \frac{d[p \cdot V(p)]}{RT} \quad (4)$$

式中分子

$$d[p \cdot V(p)] = V(p)dp + p dV(p) \quad (5)$$

代入式(1)后得出管道自吸时间的微分方程:

$$dt = \frac{V(p)dp}{p \cdot Q(p)} + \frac{dV(p)}{Q(p)} \quad (6)$$

从最开始 $t=0$ 时的管道压力 p_0 , 到某一状态 p_s 时之间进行积分, 即可得出达到该状态所需要的自吸时间。吸入管的最初压力一般为 1 个大气压。所以:

$$t = \int_{p_0}^{p_s} \frac{V(p)dp}{pQ(p)} + \int_{p_0}^{p_s} \frac{p_s dV(p)}{Q(p)} \quad (7)$$

根据吸入管道的布置情况, 可以知道随管内压力下降水位上升的管内的容积变化 $V(p)$ 。 $Q(p)$ 为自吸泵在各种压力时的抽气量, 也是已知的。因此方程式(7)可由 $\Delta p=0.1$ 的间距, 用数字积分近似地算出。该计算方法是可靠的[3]。我们利用该方法对图 5 上三种管道布置情况进行了计算。第 1 种情况的数据列入表 2。按计算, 自吸时间为 73.37 秒。情况 II、III 的水平管道布置与 I 相同, 只是高度分别为 5 米和 4 米。计算得出的时间各为 69.62 秒和 48.32 秒。

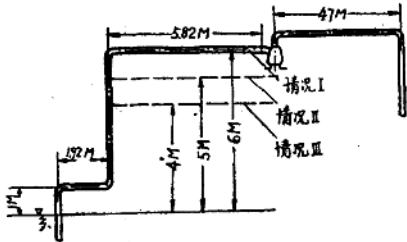


图 5 泵与管道布置的 I、II、III 种情况

试验结果 76"

$$\text{试验与计算的相对差: } \frac{76-73.37}{76} = 3.46\%$$

表 2 情况 I 横向管长 7.74 米, 垂直管长 6 米时的自吸时间计算

H_s	p	$V(p)$	ΔV	Δp	$\bar{p}$	$Q(p)$	$\bar{V}$	$\Delta t_1 = \frac{\bar{V} \Delta p}{Q(p) \bar{p}}$	$\Delta t_2 = \frac{\Delta V}{Q(p)}$	$\Delta t_1 + \Delta t_2$	Σt
0	1.00	0.0690									0
			0.0025	0.05	0.975	0.00173	0.0678	2.01	1.46	3.47	3.47
0.5	0.95	0.0665									
			0.0146	0.10	0.900	0.00156	0.0592	4.22	9.35	13.57	17.04
1.5	0.85	0.0519									
			0.0050	0.10	0.800	0.00134	0.0494	4.61	3.73	8.34	25.38
2.5	0.75	0.0469									
			0.0050	0.10	0.700	0.00138	0.0444	4.60	3.62	8.22	33.60
3.5	0.65	0.0419									
			0.0050	0.10	0.600	0.00159	0.0394	4.13	3.14	7.27	40.87
4.5	0.55	0.0369									
			0.0050	0.10	0.500	0.00158	0.0344	4.35	3.16	7.51	48.38
5.5	0.45	0.0319									
			0.0319	0.05	0.425	0.00135	0.0159	1.39	23.60	24.99	73.37
6.5	0.40	0									

$$\Delta t_1 = \Delta t \frac{V(p)}{V_0} \quad (8)$$

三、由固定容积 V_0 的抽空曲线 $P(t)$ 直接计算管道自吸时间

用 $p(t)$ 曲线直接计算而不经 $Q(p)$ 曲线, 即可避免计算 $Q(p)$ 曲线的误差, 式(7)中的第一项是将管道液面上容积 $V(p)$ 的空气, 由压力 p 的状态抽空 Δp 所需的时间。第一项并不涉及到容积的瞬时变化, 所以可以与固定容器抽真空相比。若 $Q(p)$, p 和 Δp 三值对于管道和固定容器都是一样的, 则 Δp 变化所需的时间 Δt_1 与固定容器所需的时间 Δt , 将与它们的容积成正比。也就是:

因此式(7)中的第一项 Δt_1 在积分作图法中可用上式代替。

求 Δt_1 时已知:

$$Q(p) = \frac{V(p) \cdot \Delta p}{\Delta t_1 \cdot p} \quad (9)$$

而 Δt_1 可由式(8)求得。将式(8)代入式(9)则得:

$$Q(p) = \frac{\Delta p \cdot V_0}{\Delta t \cdot p} \quad (10)$$

因此, 积分式中第二项的 $Q(p)$ 也可消掉, 即:

$$\Delta t_2 = \frac{p}{\Delta p} \cdot \frac{\Delta V(p)}{V_0} \Delta t \quad (11)$$

由式(8)、(11)可以直接利用固定容器 V_0 的抽空曲线 $p(t)$ 算出管道自吸时间。对情况 I 的计算数据列入表 3。

表 3 利用固定容积抽空曲线 $p(t)$ 对情况 I 的计算

p	Δt	V	ΔV	Δp	$\bar{p}$	$\bar{V}$	$\Delta t_1 = \frac{\bar{V}}{V_0} \Delta t$	$\Delta t_2 = \frac{\Delta V \bar{p}}{V_0 \Delta p} \Delta t$	$\Delta t_1 + \Delta t_2$	Σt
1.00	4	0.0690								0
			0.0025	0.05	0.975	0.0678	1.96	1.41	3.37	3.37
0.95	11	0.0665								
			0.0146	0.10	0.900	0.0592	4.72	10.47	15.19	18.56
0.85	13	0.0519								
			0.0050	0.10	0.800	0.0494	4.65	3.76	8.41	26.97
0.75	15	0.0469								
			0.0050	0.10	0.700	0.0444	4.83	3.80	8.63	35.60
0.65	14	0.0419								
			0.0050	0.10	0.600	0.0394	4.00	3.04	7.04	42.64
0.55	15	0.0369								
			0.0050	0.10	0.500	0.0344	3.74	2.72	6.46	49.10
0.45	14	0.0319								
			0.0319	0.05	0.425	0.0160	1.62	27.51	29.13	78.23
0.40		0								

船用冷凝泵的汽蚀特性计算方法

管 洪

1. 前 言

船用冷凝泵在汽轮机动力装置中占有一定的重要地位, 其性能的好坏、容量的大小以及汽蚀性能的优劣, 都会影响到主机功率的充分发挥。近年来, 随着船用设备的现代化与复杂化, 使用冷凝泵的装置也愈来愈多, 例如汽轮发电机组中的主、辅冷凝泵, 海水淡化-蒸发装置中的蒸馏水泵和盐水泵, 冷冻空调装置中的制冷剂泵, 以及一切从真空容器内抽除液体用的泵等。

各种用途的冷凝泵都有一个共同的问题, 就是吸入条件较为苛刻。船用冷凝泵采用离心式的较多。为了确保离心泵的性能得到充分发挥, 并能安全运转, 必须对船用冷凝泵的汽蚀特性进行深入研究, 特别是第一级叶轮应给予特殊设计。本文将介绍几种计算汽蚀特性参数的方法, 给出汽蚀特性参数与流量系数之间的关系, 以供设计时参考。

试验结果 76''。

试验与计算的相对差: $\frac{78.23-76}{76} = 2.98\%$

四、试验结果比较和结论

试验所用泵的出水管约 7 米长。我们以管道出口完全充满水为自吸过程完成来测定自吸

时间, 这也许是表中的试验值普遍大于计算值的主要原因。另外, 从以上对照表也可看出, 用固定容器 $p(t)$ 曲线直接计算误差较小。两种计算方法与试验相比虽还有一定出入, 但比假定自吸性能为一斜直线或假定吸气能力不变要可靠得多。从对比可得出以下结论:

1. 用固定容积测定真空度的时间曲线

表 4 计算所得的自吸时间及与试验值的相对差 %

	管道布置情况 I	管道布置情况 II	管道布置情况 III
用泵特性曲线 $Q(p)$ 计算的时间	73.37'' (3.46%)	59.62'' (11%)	48.32'' (15%)
用固定容器曲线 $p(t)$ 直接计算	78.23'' (2.98%)	62.41'' (6.8%)	53.43'' (6.26%)
试验值	76''	67''	57''

$p(t)$ 可以得出泵的自吸性能曲线 $Q(p)$ 。

2. 计算与试验的对比证明以上方法得出的 $Q(p)$ 曲线用来计算管道自吸时间是可行的。

3. 也可用所得 $p(t)$ 曲线直接求得管道自吸时间, 其误差比用所得的 $Q(p)$ 曲线来计算还要小。

参 考 文 献

- [1] “离心泵自吸时间的数学推算”《水泵技术》1977, №. 2.
- [2] «Untersuchungen an Selbstansaugenden Kreiselpumpen» 1960, 6, Alfred Welte
- [3] “Untersuchung des Ansaugvorganges selbstansaugender Pumpen” «Maschinenbautechnik» 1968, Heft 1.

2. 船用冷凝泵的吸入条件

本文以汽轮机动力装置中的主、辅冷凝泵为例。这些泵的主要作用是把冷凝水从冷凝器中抽出, 然后根据给水系统的不同排入除氧器中, 或者直接排到给水泵或增压泵的进口处。

如图 1 所示, 冷凝泵位于冷凝器之下, 冷凝泵的吸入口管道与冷凝器的贮水箱相联。一般把冷凝泵的吸入口基准线到冷凝器内的水位之间的距离称为几何灌注高度, 用 h_s 表示。因为冷凝器内的冷凝水接近于蒸发状态, 在冷凝水表面上作用的压力就是该温度下的汽化压力, 因此泵吸入口处的全压力是相当小的。

从船的稳性及其它原因出发, 一般希望动力装置的重心布置得低一些, 这样位于冷凝器之下的冷凝泵将完全接近于船的低部, 要想增加泵的几何灌注高度有相当困难。根据泵的汽蚀条件来看, 要保证泵不产生汽蚀, 几何灌注高度愈高愈好, 然而在船上有一定的限制, 一般几何灌注高度不会超过 1 米。

除了装置中的地位因素外, 还应考虑到船用条件, 即船在航行中的摇摆与倾斜对泵的几何灌注高度也有影响。另外, 船用主机的负荷变化较大, 蒸汽耗量亦随之变化, 蒸汽量冷凝多少将会使冷凝器中的冷凝水位上下波动, 这样泵的几何灌注高度也是经常变化的。当船全速航行时, 主机处于全负荷状态下, 从汽轮机出来的蒸汽将大量进入冷凝器, 往往造成过溢, 此时要求泵能大量排水。这样在设计泵的流量时就应考虑到最大设计流量值, 一般最大流量值为正常值的 1.5 倍。然而当船进出港口时, 汽轮机的蒸汽耗量将会减少, 引起冷凝器贮水箱内的水位下降, 泵将向小流量方向移动, 此时泵产生极烈的汽蚀现象, 伴随着噪声与振动。因此, 一般不允许泵在此小流量工况下工作。如果流量低于正常流量的 30%, 则应打开回流管路。

根据以上船用情况来看, 对船用冷凝泵第一级叶轮的汽蚀特性要求是很高的, 所以设计时必须对叶轮的进口条件进行核算, 检查是否满足泵工作时的汽蚀条件。

衡量泵汽蚀性能的参数一般采用净正吸上高度(NPSH)和汽蚀比转数 C 。要保证船用冷凝泵无汽蚀工作, 必须满足下列不等式:

$$H_{sv} > \Delta h \quad (1)$$

式中:

H_{sv} ——有效净正吸上高度($NPSH_{av}$);

Δh ——泵的所需净正吸上高度($NPSH_{req}$)。

但在设计冷凝泵方案时, 为了便于泵的汽蚀性能比较, 常采用汽蚀比转数 C 。防止汽蚀产生的条件是, 由装置中的几何灌注高度决定的 $C_{装}$ 值必须小于泵本身的汽蚀比转数 $C_{泵}$ 值:

$$C_{装} < C_{泵} \quad (2)$$

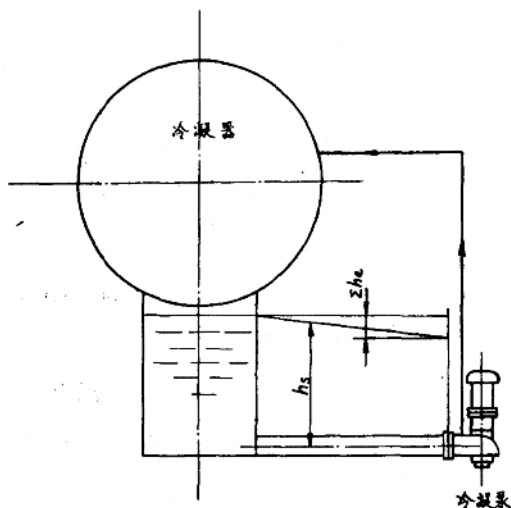


图 1 船用冷凝泵在装置中的地位

$$C_{\text{装}} = \frac{5.62n\sqrt{Q}}{(H_{SV})^{3/4}} \quad (3)$$

$$C_{\text{泵}} = \frac{5.62n\sqrt{Q}}{(\Delta h)^{3/4}} \quad (4)$$

首先讨论由泵在装置中的地位而决定的有效净正吸上高度 H_{SV} 和汽蚀比转数 $C_{\text{装}}$ 值。

有效净正吸上高度只与几何灌注高度 h_s 和吸入管路的状况有关，而与泵本身无关。它等于：

$$H_{SV} = h_s - \Sigma h_i \quad (5)$$

式中：

h_s ——几何灌注高度；

Σh_i ——吸入管路内阻力损失总和。

船用冷凝泵的几何灌注高度一般均有一定的规定，目前我国多取为 0.6m，日本取 0.7m，英国船用冷凝泵“Pervac”系列取 0.9m。如果用汽蚀比转数 $C_{\text{装}}$ 来比较的话，那么船用冷凝泵的汽蚀比转数大多数要求在 $C_{\text{装}} = 1500 \sim 2000$ 之间，见图 2 及表 1 所示。因此，船用冷凝泵的汽蚀性能要求是相当高的。

表 1 船用冷凝泵汽蚀性能参数

型式	$Q\text{m}^3/\text{h}$	$n\text{l}/\text{min}$	$H_{SV}\text{m}$	$C_{\text{装}}$	$C_{\text{泵}}$	q	备注
单吸1	10	2900	1.5	670		0.00394	
" 2	12	1450	0.6	700		0.00618	
" 3	30	2250	0.85	1300		0.0028	
" 4	30	1750	0.4	1950		0.0044	
" 5	45	1750	0.54	1780			
6	65	1450	0.8	1300		0.00405	
7	80	1175	0.6	1450			
8	100	1350	0.6	1850	2300	0.00293	
9	113	1070	0.6	2040	2140	0.00366	
10	330	1250	0.6	1600		0.00553	
M	13.6	1440	0.9	540			
SM	24.5	1440	0.9	730			
0	21.8	1440	0.9	690			
1	35.8	1440	0.9	880			
2	60	1440	0.9	1130			
3	76	1440	0.9	1280			
TN3	114	1440	0.9	1550			
TN4	164	1440	0.9	1860			
TN5	218	1440	0.9	2170			
TN6	300	960	0.9	1680			
日本双吸式	100	1750	0.7	2150			

由于泵在装置中几何灌注高度 h_s 是相当小的，所以应尽量减小管路损失 Σh_i ，一般是使泵尽量靠近冷凝器，以及减少一切不必要的阀件和弯头等。

现将几种国内外船用冷凝泵的汽蚀参数核算于表 1 中，

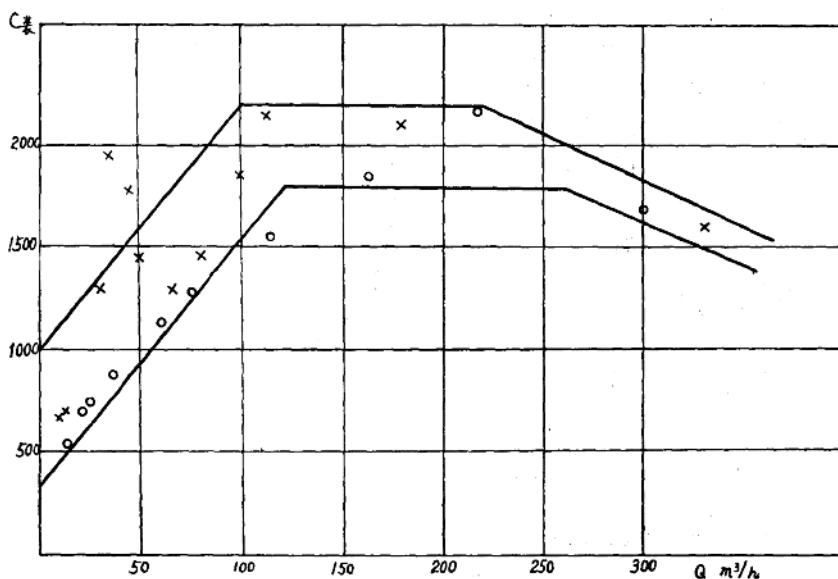


图 2 船用冷凝泵 C_{σ} 值与 Q 值之间的关系

3. 船用冷凝泵汽蚀特性的计算方法

从上面叙述可知, 为了使泵不产生汽蚀, 必须满足式(1)及(2)的条件。因此, 在设计船用冷凝泵的第一级叶轮时应计算叶轮的汽蚀性能, 找出汽蚀参数值 Δh 及 C_{σ} 与流量系数 q 之间的关系。目前提高冷凝泵汽蚀性能的方法共有下列三种: 第一种是前置进口叶栅的大口径叶轮, 第二种是前置诱导轮的离心级, 最后一种是双吸式叶轮。本文将以这三种结构形式来推导汽蚀比转数 C 与流量系数 q 之间的关系式。

根据弗莱德尔推荐的计算动压降公式, 泵的必要净正吸上高度 Δh 就是液流从泵的吸入口流入叶轮叶片进口处的动压降:

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{W_1^2}{2g} + \lambda_2 \frac{C_0^2}{2g} \quad (6)$$

式中:

C_0 ——液流进入叶轮前的绝对速度;

W_1 ——液流进入叶片处的相对速度;

λ_1 ——环流叶片表面层的减压系数;

λ_2 ——叶轮进口处液流不均匀系数。

为了便于计算, 假设下列条件:

(1) 汽蚀最先发生在叶轮进口处的最外圆周上, 即图 3 上的 A 点;

(2) 叶片有无限数, 且不计叶片厚度影响;

(3) 液流进入叶轮前有预旋, 即预旋率 f 为 $f = 1 - \frac{C_{10}}{U_1}$ 。

现按上述三种方法分别来推算泵的汽蚀特性公式。

3.1 前置径向叶栅的大口径叶轮

这种叶轮的进口口径要比普通叶轮的口径大得多,使得液流在叶片进口边的流速大大降低,且因前置径向叶栅有整流作用,故汽蚀性能大大提高。

液流在叶轮进口处的速度三角形见图3。

按进口处液流的速度三角形可求得:

$$\begin{aligned} C_0^2 &= C_{0v}^2 + C_{0m}^2 \\ &= U_1^2(1-f)^2 + C_{1m}^2 \\ &= \left(\frac{\pi n D_1}{60}\right)^2 \left[\frac{2^4 \times 60^2}{\pi^4} \right. \\ &\quad \left. \times q^2 + (1-f)^2 \right] \end{aligned} \quad (7)$$

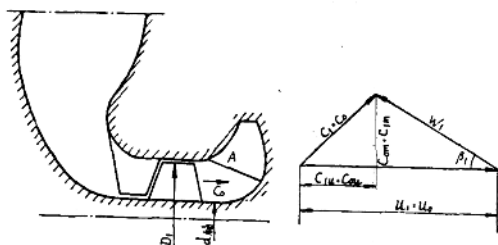


图3 叶轮进口流道和速度三角形

式中:

$q = \frac{Q}{\pi D^3 \chi}$ ——无因次流量系数;

$\chi = 1 - \left(\frac{d_{\text{轴}}}{D_1}\right)^2$ ——轮毂比系数。

$$\begin{aligned} W_1^2 &= C_{1m}^2 + (U_1 - C_{1v})^2 \\ &= \left(\frac{\pi n D_1}{60}\right)^2 \left[\frac{2^4 \times 60^2}{\pi^4} q^2 + f^2 \right] \end{aligned} \quad (8)$$

把上面求得的 C_0^2 及 W_0^2 代入式(6), 则:

$$\Delta h = \frac{\left(\frac{\pi n D_1}{60}\right)^2 \left[\frac{2^4 \times 60^2}{\pi^4} (\lambda_1 + \lambda_2) q^2 + \lambda_1 f^2 + \lambda_2 (1-f)^2 \right]}{2g} \quad (9)$$

再把式(9)的 Δh 代入式(4), 则汽蚀比转数 $C_{\text{系}}$ 值如下:

$$C_{\text{系}} = \left(\frac{72000g}{\pi^2}\right)^{3/4} \chi^{1/2} \frac{q^{1/2}}{\left[\left(\frac{240}{\pi^2}\right)^2 q(\lambda_1 + \lambda_2) + \lambda_1 f^2 + (1-f)^2\right]^{3/4}} \quad (10)$$

如果系数 λ_1 、 λ_2 及 χ 是常数值, 那么 Δh 及 $C_{\text{系}}$ 的数值将取决于 q 值的大小。把公式(10)对 q 进行偏微分, 并使其等于零, 则可求得在最佳流量系数 $q_{\text{最佳}}$ 值下的最大汽蚀比转数 $C_{\text{系max}}$:

$$q_{\text{最佳}} = \left[\frac{\lambda_1 f^2 + \lambda_2 (1-f)^2}{\left(\frac{240}{\pi^2}\right)^2 \times 2(\lambda_1 + \lambda_2)} \right]^{1/2} \quad (11)$$

将 $q_{\text{最佳}}$ 代入式(8), 进行整理后得到:

$$C_{\text{系max}} = \frac{550.48 \chi^{1/2}}{[\lambda_1 f^2 + \lambda_2 (1-f)^2]^{1/2} (\lambda_1 + \lambda_2)^{1/4}} \quad (12)$$

式中 λ_1 及 λ_2 都是经验数据, 一般取 $\lambda_1 = 0.3$, $\lambda_2 = 1.2$, χ 值由叶轮结构形式决定。通常船用冷凝泵叶轮都是中间串轴, 所以取轮毂比 $d_{\text{轴}}/D_1 = 0.3$, 则 $\chi = 0.91$ 。

为了稳定进入叶轮前的液流, 船用冷凝泵第一级叶轮前均有导向叶栅, 故液流无预旋, 此时 $f = 1$ 。将这些数值代入式(10), 得:

$$C_{\text{系}} = \frac{4174 q^{1/2}}{[887 q^2 + 0.3]^{3/4}} \quad (13)$$

将上述系数代入式(11)及(12), 可得到最佳流量系数值 $q = 0.013$, 及最大汽蚀比转数

$C_{\text{泵max}} = 866$ 。这样的汽蚀比转数对于一般汽蚀性能要求的泵是足够的，此时叶轮的进口直径可按式推算：

$$q = \frac{Q}{nD_1^3 K} = \frac{Q}{nD_1^3 \cdot 0.91} = 0.013$$

$$D_1^3 = \frac{Q}{0.91 \times 0.013 \times n} = \frac{Q}{0.01183n}$$

$$D_1 \cong 4.4 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \cong 4.5 \sim 5 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \quad (14)$$

式中：

Q ——设计流量值 m^3/s ；

n ——泵转速 $1/\text{min}$ 。

一般离心泵叶轮进口直径 D_1 均可按式(14)求得，然而这对于船用冷凝泵汽蚀性能要求是不能满足的，为此需采用大口径叶轮加上前置径向叶栅。采用大口径叶轮的主要作用是降低液流进入叶轮前的速度，这样动压降 Δh 也就减小了。由于增大了进口口径，这种叶轮的流量系数值一般介于 $q = 0.0025 \sim 0.005$ 之间(见表1)，大大小于上面所求得的最佳值 $q_{\text{佳}} = 0.013$ 。根据理论轮上推算出来的公式(13)，当流量系数值 q 大于或小于 0.013 时，求得的 $C_{\text{泵}}$ 值均应小于 866 。实际上当流量系数值 $q < 0.013$ 时，泵的汽蚀比转数 $C_{\text{泵}}$ 是增加的，这是因为流量小于无冲击工况下的流量值时，液流的动压降不是增高而是降低。按照 A·A·洛马金的解释是：(1)在冲击工况下，叶轮进口处的液流不再是势流，而在叶片进口处形成一种自由涡流。这样受到叶片作用力的质点将重新回到叶轮进口处，并将能量传递给刚进入叶片的液流质点，从而减少了液流的动压降 Δh ；(2)在小流量区，从叶片进口边到液流分流点之间的相对速度增大是具有局部性的，实际上并不引起汽蚀现象。根据以上二点假设，泵在流量值小于最佳值时汽蚀性能反而提高了。到目前为止还不能用基本流体力学公式来正确地推导出动压降 Δh 。这里试用 A·A·洛马金给出的试验数据 ψ 来对公式(13)进行修正。经整理后，可将泵的汽蚀比转数 $C_{\text{泵修}}$ 与流量系数之间的关系式写成如下：

$$C_{\text{泵修}} = \frac{4174q^{1/2}}{[887q^2 + 0.3]^{3/4}\psi^{3/4}} \quad (15)$$

表 2 各种流量系数值 q 下的 $C_{\text{泵}}$

q	$q_{\text{BC}} = \frac{q}{0.013}$	ψ		$C_{\text{泵修}}$		$C_{\text{泵型}}$	$C_{\text{泵实}}$
		径向叶片	双曲率叶片	径向叶片	双曲率叶片		
0.00242	0.186	0.22	0.1	1556	2811	500	2300
0.0026	0.2	0.23	0.1	1556	2841	505	2300
0.00293	0.254	0.24	0.1	1620	3134	555	2300
0.00366	0.282	0.25	0.1	1711	3403	605	2140
0.00405	0.312	0.26	0.1	1737	2764	632	1300
0.0044	0.338	0.275	0.14	1725	3862	655	1950
0.00553	0.425	0.31	0.17	1727	2710	718	1600
0.008	0.615	0.4	0.26	1608	2221	809	
0.010	0.77	0.52	0.33	1384	1947	848	
0.013	1	0.75	0.45	1075	1457	866	

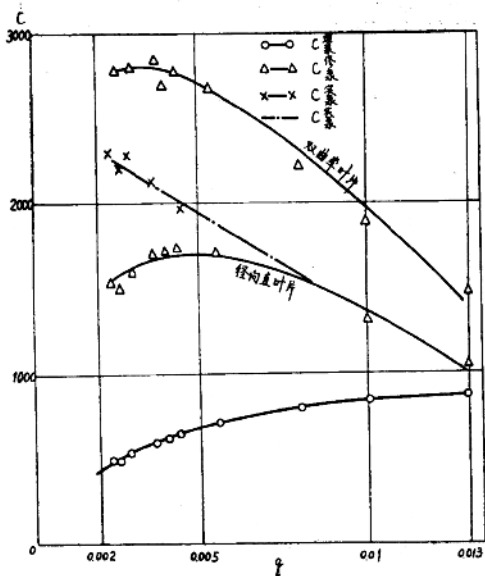


图 4 $C_{\text{泵}}$ 值与 q 的关系曲线

3.2 前置诱导轮离心级

近年来诱导轮广泛地用来提高离心泵的汽蚀性能，一般汽蚀比转数可达 3000~4000。诱导轮用在冷凝泵上的例子也已很多，国内有沈阳水泵厂与上海水泵厂的 NL 型冷凝泵，国外有苏联的电站用 KC 型冷凝泵，也已采用诱导轮离心级，其使用汽蚀比转数 $C_{\text{泵}}$ 都在 1500~2000 之间。在船用方面，西德 KSB 公司已生产 RSQ 型带有诱导轮的船用冷凝泵，我国船用冷凝泵也已采用前置诱导轮离心级，取得了良好汽蚀性能，并已实船使用。

下面推导前置诱导轮离心级的汽蚀系数关系式。诱导轮主要作用是产生一定的压力，保护离心叶轮不产生汽蚀。这样泵的必要净正吸上高度 $\Delta h_{\text{泵}}$ 将等于离心叶轮前产生的动压降减去诱导轮产生的压力 $H_{\text{诱}}$ ，即：

$$\Delta h = \Delta h_{\text{离}} - H_{\text{诱}} = \lambda_1 \frac{W_1^2}{2g} + \lambda_2 \frac{C_0^2}{2g} - H_{\text{诱}} \quad (17)$$

如果把 W_1^2 和 C_0^2 关系式代入式(17)，则得：

$$\Delta h_{\text{泵}} = \left(\frac{\pi n D_1}{60} \right)^2 \left[\frac{2 \cdot 60^2}{\pi^4} (\lambda_1 + \lambda_2) q^2 + \lambda_1 f + \lambda_2 (1-f)^2 - \frac{2gH_{\text{诱}}}{\left(\frac{\pi n D_1}{60} \right)^2} \right] \quad (18)$$

因为诱导轮将使液流在进入离心叶轮前具有一定的预旋，故：

$$f = 1 - \frac{C_v}{U_1} = 1 - \frac{gH_{\text{诱}}}{U_1^2} = 1 - \frac{gH_{\text{诱}}}{\left(\frac{\pi n D_1}{60} \right)^2} \quad (19)$$

把式(19)代入式(18)：

下面将按公式(13)求得的 $C_{\text{泵}}$ 与公式(15)求得的 $C_{\text{泵修}}$ 以及对实际使用的船用冷凝泵进行核算后得的 $C_{\text{泵实}}$ 与 q 的关系一作一比较，如表所示。

表中 ψ 值是实际动压降与理论动压降之比，它与负荷系数 q_{He} 成一定的关系，见参考文献[2]。 q_{He} 是流量值与无冲击工况下的流量值之间的比值，所以也就是流量系数值 q 与无冲击工况下的流量系数值 q_{He} 之比值。

作者对船用冷凝泵大口径叶轮进行了核算，得出了如下 ψ 与 q 之间的关系式：

$$\psi = 54.2q \quad (16)$$

用上式对理论求得的 $C_{\text{泵理}}$ 值进行修正，得出的汽蚀比转数与实际大致相符。一般大口径叶轮的流量系数值取在 $q = 0.0025 \sim 0.008$ 之间，汽蚀比转数可达 $C_{\text{泵}} = 2000$ 左右。