

参 考 资 料

離心式 泵與壓縮機

(译文集)

西安交大动力系流体力学教研室
西安市农业机械研究所

一九七三年九月

前 言

在毛主席无产阶级革命路线指引下，我国社会主义革命和社会主义建设事业正在蓬勃向前发展，形势一派大好。

泵与压缩机行业也是一样，建国廿多年来从无到有，发展很快，取得了很大的成绩。但是，由于大叛徒刘少奇和林彪的破坏和干扰，所以这类产品的效率、使用寿命与世界先进水平相比还存在一定的差距，不能满足飞速发展的工农业生产需要。

为了便于大家了解国外泵与压缩机的发展动态，搞好科学研究工作，从而采用先进技术，不断地提高产品质量，赶超世界先进水平，更好地支援中国革命和世界革命，我们遵照毛主席“古为今用，洋为中用”的教导，编译了这份资料，介绍国外离心式泵与压缩机研究设计方面的一些情况，供有关领导和从事泵与压缩机的研究设计、生产及教学人员参考。

毛主席教导我们：“一切外国的东西，……决不能生吞活剥地毫无批判地吸收。”希望读者紧密结合我国的实际情况，批判地吸取那些对我们有用的部分。

因为印刷条件的限制，参考文献从略，文中仅注明其序号，感兴趣的读者可翻阅原文进行研究。

还须指出，离心式泵与压缩机均属透平机械，有许多共同之处。所以离心式压缩机方面的一些研究成果肯定会对离心泵的研究有所启发和促进。同样，离心泵的一些研究也会对离心式压缩机的研究有所帮助。

由于我们的思想水平和业务水平都较低，难免出现一些缺点和错误，希望读者提出宝贵意见，以便我们进一步改进提高。

编 者

一九七三年九月

目 录

前 言

论泵的发展方向

(日) 好川纪博 (1)

高汽蚀性能给水泵第一级叶轮进口流动的研究

(苏) С.А.Горгиджавян, С.Г.Сопунов (4)

关于诱导轮和泵吸水性能的某些观测

(美) S.Yedidiah (8)

离心泵的旋回流

(日) 村上光清, 部谷尚道 (21)

离心泵导向装置计算的改进

(苏) Н.С.Яловой (32)

根据模型试验确定原型(实物)泵的效率

(美) C.P.Kittredge (39)

超汽蚀

(日) 大场利三郎 (58)

设计流体机械和流体机械结构系列用的性能系数

(民主德国) D.Surek (68)

离心式叶轮滑动系数的评论

(美) F.J.Wiesner (80)

论固定式压缩机工作轮叶道的形状

(苏) К.П.Селезнев, Ю.Б.Голеркин,
В.И.Зыков, Л.Я.Стрижак (102)

透平机械非设计工况特性计算的统一程序

(美) R.C.Davis, J.L.Dussourd (110)

論 泵 的 发 展 方 向

(日本)好川纪博

泵的历史很悠久,今天使用着的,其形式和构造仍与古时的原型相近似,这是泵的特点之一。纪元前220年阿基米德发明的螺旋泵,最近依然广泛地运用于下水道中就是很好的证明。历史表明,泵可以说是一种极难出现划时代的发明和发展的机种。可是,如果看一下最近关于泵的研究文献便知道,为了适应各种用途的需要,它虽然是缓慢的,但也有了改善和发展。特别是随着宇宙开发、原子能和化学工业等飞速的技术发展,泵也正在取得惊人的进步。

随着泵的技术发展,我国也逐渐制造了很多具有世界先进水平的泵类产品。分析我国各种用途的泵最近的技术动向,以探讨今后泵的发展方向。

在欧洲,一九七一年九月在英国的达诺姆(Durham)召开了流程泵的会议。对最近的化学工厂用泵,讨论了下列各问题,这对今后泵的发展方向是很有意义的,

- | | |
|-------------|------------|
| (a) 用户的要求; | (b) 最合适的泵; |
| (c) 高速泵; | (d) 脉冲泵; |
| (e) 超汽蚀流程泵; | (f) 塑料泵。 |

分析这些情况,试提出下列内容和问题。可以认为,这些问题将成为今后泵发展方向的焦点。

(1) 大型化,大容量化。

随着工厂或者机场规模的增大,各种用途的泵的容量日益增加,趋于大型化。这种趋向特别显著的是农用水泵、上下水道用泵和发电用泵等。

我国已经制造出用于田间排水的4200毫米口径的圆筒形可动桨叶轴流泵;用于灌溉的3550毫米立式斜流泵;用于上下水道送水的1500/1000毫米、5500瓩的卧式双吸离心泵;用于排除雨水的2800毫米立式可动桨叶轴流泵等具有代表性的产品。

这些大型泵,在制造上存在着相当大的困难,在今后的技术上,下列诸点尤为显著,即泵体变大,铸造极其困难,上述各泵便需尽量采用焊接结构。另外,在机械加工、装配方面,工作机械的加工极限和装配上的工厂设备均难适应。与泵形状相同的透平机械——水轮机的国内成就,在泵——水轮机组的叶轮外径方面,组合式的达8.375米,整体式的达6.092米。这样大的程度即使对泵来说也是最大的。

另一方面，为进行大型泵的工厂试验，电气设备的容量、吊车的容量以及其他的工厂设备都是问题。而其中最为困难的是试验水槽和流量测定装置。流量一大，泵吸入口处的水流变乱，同时堰内测定水面发生起伏也是难免的，若按规定的精度测定泵的性能就很困难。但是，由于一九七一年制定了日本工业规格《模型泵的性能试验方法》原案，所以今后以此规格为基础，用与水轮机相同的模型试验，进行高精度的试验，然后换算，以求得更正确的泵的性能。

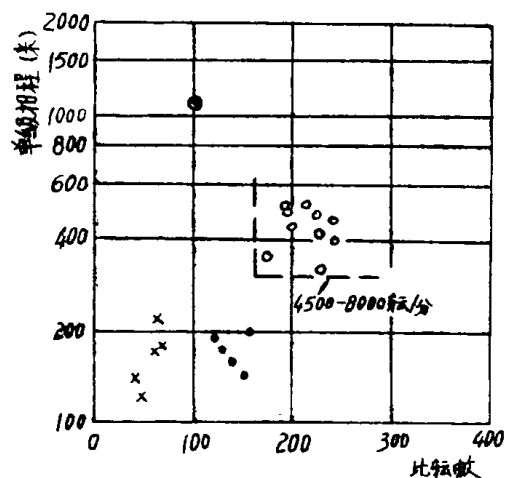
再者，成品的运送亦需解决。像我国这样道路狭窄、山路和隧道较多的地方，此问题更为突出。

(2) 高速化，高扬程化。

最近离心式泵的趋向是以提高叶轮单级扬程并使泵的结构简化、重量减轻为目的而进行试验。而要实现高扬程化，势必提高泵的转速。

火力发电站的锅炉给水泵，是高扬程泵的应用实例。如图1所示，原来用二极电动机直联的泵，单级扬程多数为200米左右。而最近，随着超临界压锅炉的采用，4500~8000转/分的高速泵增多，单级扬程达400~500米左右的泵也逐渐普遍起来。这种趋势是世界性的。特别在欧洲，从战时研制成的、具有单级开式叶轮的脉冲泵，近十年来用于流程泵，在小流量、比转数在100以下的范围内，发挥了其特长，进而用一种方式把转速提高到20,000转/分以上，尽可能扩大泵的适用范围，并求得经济的使用方法，这种倾向日渐强烈。

并且，在我国为弥补化学工业用高压往复泵的缺点，制造出17,000转/分、比转数为100的、单级扬程超过1000米的流程泵。这充分说明泵已进入了高速化、高扬程化的时代。



- 高速锅炉给水泵
- 二极电动机直联的锅炉给水泵
- × 脉冲泵
- ⊗ 17000转/分高速流程泵

图1. 高速泵的实例

(3) 低NPSH化①

实行泵的高速化或高扬程化，泵的吸入性能一般地就要发生恶化。可是，从泵の利用方面来看，减少NPSH，就可以使吸入性能好，以便期望得到所谓高吸入比转数的泵。

①NPSH为净正吸程的缩写 (Net Positive Suction Head)，即相当于我国的汽蚀裕量 Δh ——译者

特别是在化学工业用的流程泵方面，可以设想，这种要求将日益强烈。在上述达诺姆流程泵的会议上提出：在泛用泵上，装上超汽蚀叶轮，在性能保持不变的情况下， $NPSH$ 值可降至原来的三分之一（根据英国国立工业研究所的研究结果）。会上还提出了几个超汽蚀泵实例的报告。

改善吸入性能的方法，除此之外，还有好多种。而我国，比超汽蚀泵的实验还早，进行了带诱导轮的泵和双重叶栅型泵的试验。可以预料，在最近的将来，吸入比转数 $S=3000$ 左右的泵将会得到实际的运用。

（4）系统化，自动化。

过去，完成单一目的的泵是很多的。而最近在使用上，随着机械设备的复杂化，泵已不是单独动作的，而是作为机械设备的要素之一和其他机器保持有机的联系而进行运转，这种例子正在增多。所以，泵的改良、改善，也不能只限于对其本身的改革。这样，对于包括泵在内的机械设备的整体进行改革就很重要。为此，和其他的电气、电子、油压技术等协同工作就成为必要的了。

这样系统化了的泵，为了提高作为机械设备的运转效率，并且使其省力，一般是采用自动运输或自动控制方式。像在上水道和化学工厂中的泵设备那样，将泵的系统化运用于实际的示例，今后将会愈来愈广泛。

（5）标准化。

多数欧美的泵制造厂，一般不照顾化学上的使用，而把小口径泵实行标准化，依照产品目录进行营业和销售。特别是在欧洲各国，为了使标准泵的尺寸统一起来的工作近几年非常活跃。与此相反，在我国，虽然泛用泵的标准化及大批生产的体制已相当进步，但在日本工业规格中只有这些泛用泵的制作标准，而无其尺寸标准，各制造厂生产的泛用泵的尺寸极其分散，标准化的程度还远远没有达到欧美的水平。同时，这种泵的标准化由于欧洲用户的强烈要求而向国际化方面发展。一九六九年，在国际标准化机构中，提出了作为国际标准化机构115号试验规程（泵）之第一部分（泵的尺寸）的尺寸标准。现在，正在审议着吸入口径小于200毫米的单吸离心泵（压力16公斤/厘米²）。今后，决定提出直联泵的尺寸标准。可以预料，这些标准如果被决定，从国际竞争方面来看，我国也必须处理这种国际化的问题，这将成为必然的趋势。

以上，根据我国的现状以及世界的发展趋势探讨了泵的发展方向。为了不落后于世界的进步，迫切希望产业界和学术界努力合作，以取得更大的成就。

罗 译自《日本机械学会志》昭和47年12月号

高汽蚀性能给水泵

第一级叶轮进口流动的研究

(苏联) С.А.Горгиджаниян
С.Г.Сопунов

提高现代大功率涡轮机组给水泵的汽蚀性能是水泵制造上迫切研究的问题之一。这方面的主要任务是创建高汽蚀比转数 C_{kp} 的第一级叶轮,以保证泵在无增压器情况下的工作。

大家知道,获得高 C_{kp} 值的最根本的方法是在第一级叶轮前面采用轴流式诱导轮。研究这种级组进口处的流动特性,就能够正确地选择通流部分的参数,并提高其汽蚀性能。

文献[2—4]阐述了离心式叶轮进口流动结构的研究情况。此外,对轴流泵内以及螺杆式诱导轮进出口的流动特征进行了研究[5—7]。然而,在宽的流量范围内,对轴流式诱导轮和离心式叶轮协同工作情况下流动的研究具有很大的实用意义,因为这能建立上述协同工作的条件。目前关于这个问题的试验资料很少。仅仅可以援引文献[8],文中列举了在诱导轮和离心式叶轮之间的截面里绝对速度分量的分布。

在以М.И.加里宁命名的列宁格勒工业大学水力机械制造试验室里进行了临介汽蚀比转数 $C_{kp} = 2500 - 3500$ 给水泵的第一级叶轮进口流动参数(用测试方法)的研究工作。比转数 $n_s = 75$ 的研究级组的离心式叶轮,做成具有宽的进口截面和伸向轮毂部分的进口扭曲的叶片,以提高其汽蚀性能。诱导轮采用了叶栅稠度为 $l/t \approx 2$ 和非翼型叶片的螺杆式叶轮。

按照文献[1]中所述的方法,借助于球形五通道探针研究了级组进口处的流动参数。考虑到给水泵在 $Q = (0.2 \div 0.25) Q_p$ 到 $Q = 1.1 Q_p$ 如此宽的流量范围内工作(其中 Q_p ——设计工况流量),

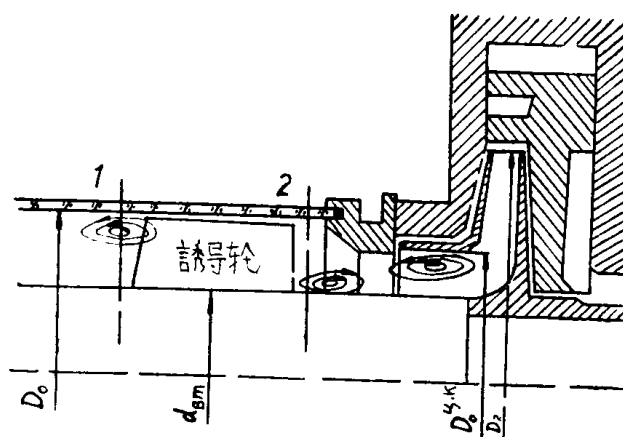


图1 带有诱导轮的第一级叶轮进口流动测试断面的布置
1、2——断面

对流量 $Q = 1.52Q_p$ 到 $Q = 0.014Q_p$ 的工况进行了测试。在断面 1 和 2 里(图 1) 沿着半径的七个点确定了流动参数——绝对速度 v ，它的分量：流量(即轴向)速度 v_z 、圆周速度 v_u 、径向速度 v_r ，压力 p/γ 和比能 E 。在这些断面里进行了有诱导轮与没有诱导轮的流动测定。所得到的 v_z 、 v_u 、 v_r 、 p/γ 和 E 的数值被利用来建立 $v = v(\bar{r})$ 、 $v_z = v_z(\bar{r})$ 等等的函数关系。其中 $\bar{r}$ ——相对半径，等于确定流动参数的点的半径与转子轮毂的不变半径[它的角速度不变且等于 $\omega = 157\text{C}^{-1}$ ($n = 1500$ 转/分)]之比。下面仅援引 $v_z(\bar{r})$ 和 $v_u(\bar{r})$ 的函数关系，同时给出了特征流量工况下在相应的断面里其他流动参数径向变化特性的论述。

在断面 1 里 v_z 和 v_u 的分布示于图 2a 上。当 $Q = 1.05Q_p$ 时，在周边部分观察到有迴流形成，这个迴流随着流量的减少强烈地发展着—— v_z 值变换符号。《环状涡流》的出现和它从叶轮进口向吸入方向的发展取决于由叶轮引起的强烈的扭卷流动——在周边发生 v_u 颇大的增长。在流量 $Q < 0.6Q_p$ 时， v_u 的径向变化特性可认为是近乎直线变化。所以与位势流不同，绝对速度的圆周分量的力矩 $M_{v_u} = v_u r$ 随着半径的增加而增大，对于位势流这个力矩保持不变。

绝对速度径向分量沿着半径的变化 $v_r(\bar{r})$ 表明， v_r 值在流量 $Q > 0.8Q_p$ 时处于 $0.05 - 0.3$ 米/秒范围内，而当流量减少时， v_r 值增加到 $0.2 - 0.8$ 米/秒。因而，当 $Q \leq Q_p$ 时诱导轮进口的流动逐渐变为空间(即三元)流动。

当流量 $Q > 0.8Q_p$ 时，压力 p/γ 和比能 E 在所有的断面里变化不大，但当 $Q < 0.8Q_p$ 时，压力和比能在周边均增大。在小流量时轮毂附近部分的压力比周边处的压力有很大减小。因而，压力降低区移向轮毂，并且在这个区域里完全可能提前开始《局部的》汽蚀。

还要指出，在没有诱导轮的级进口前断面 1 和 2 上流动测定的结果表明 v_z 、 v_u 、 v_r 、 p/γ 和 E 数值的变化有类似的特性。所以当流量 $Q \leq Q_p$ 时，在完全协调的离心式叶轮和螺杆式诱导轮进口的流动特性取决于迴流的存在，这个迴流引起速度、压力和能量明显的重新分布，并且造成周边压力的颇大增加。

上述叶轮汽蚀性能的提高可以解释为，轮毂附近的低压区允许局部汽蚀相当大的发展，而级扬程的完全断裂延后了。扬程的完全断裂发生在汽蚀空穴充满工作轮整个进口断面并沿叶道发展到出口的过程中。因此，周边上压力增高的区域是汽蚀过程发展的特殊调节器。只有在这个高压区被汽蚀空穴完全占据之后，当临介剩余吸入扬程—— $H_{вс. нсб. кр}$ 值不大时，级扬程的完全断裂才可能发生。事实上，在剩余吸入扬程逐渐减小的情况下，离心式叶轮(不带诱导轮)进口流动情况的观测表明，膜式空穴形式的局部汽蚀直接在轮毂附近发生，并且从轮毂向周边发展。

图 2δ 示出了在诱导轮后面断面 2 里 v_z 和 v_u 的分布情况。在所有的流量工况下， v_z 沿半径的变化是很大的。当 $Q \geq 0.4Q_p$ 时，在周边的 v_z 值比轮毂处的 v_z 小 1.5——3 倍，这显示出在离心式叶轮进口的环状涡流的影响。当 $Q < 0.4Q_p$ 时，发生了 v_z 分布情况的明显变化——在轮毂附近区域产生了迴流，并且它的强度超过了周边区域的迴流强度。所

以，这两个迴流的相互作用，使诱导轮与离心式叶轮之间空间的 v_z 分布复杂。

诱导轮后的 v_u 值随着流量的减少而增大，但是沿半径变化不大。 v_r 值在0.2—0.6米/秒范围，随着流量的减少在轮毂附近和在周边的 v_r 值均增大。在诱导轮之后，当流量 $Q > Q_p$ 时，压力和能量沿半径几乎不变，而当 $Q < Q_p$ 时，它们从轮毂向着周边很快的增加，同诱导轮一样，压力降低的区域发生向轮毂附近部分的移动。这样的压力分布特性已由观测的结果明显地证明。这表明，在诱导轮和工作轮之间的空间的局部汽蚀是由轮毂附近开始，并且向周边扩展的。

小流量时局部汽蚀在压力降低的区域内很强烈的发展着，而且甚至在剩余吸入扬程 $H_{Bc.H36}$ 大时，也对级的扬程曲线 $H(Q)$ 和功率曲线 $N(Q)$ 产生很大的影响（这些参数的部分断裂）。所以在按扬程降落1%或3%估计级的汽蚀性能时，得到的 $C_{1\%}$ 和 $C_{3\%}$ 值大大小于 C_{B_1} ，因为在这些工况下，扬程的完全断裂发生在很小的 $H_{Bc.H36}$ 情况下，而且有时断裂事实上不会达到。还要指出，诱导轮产生的势（即静压）扬程，不足以抑制诱导轮和离心叶轮之间的空间的局部汽蚀。此外，在小流量时，由诱导轮产生的液流的很大扭卷改变了离心式叶轮叶片进口边缘的绕流条件。因此，由于与冲角增大有关的相当大的损失，在进口边缘发生了压降。

离心叶轮进口静压，由于在诱导轮后装了整流器而可能得到附加的提高。对诱导轮之后带有整流器的级进行的汽蚀研究表明，在小流量工况时， $C_{1\%}$ 和 $C_{3\%}$ 值有很大增加，而目测使能确定，靠近叶轮的局部汽蚀发生在剩余吸入扬程很小的情况下。

通常，在计算带有扩大的进口和螺杆式诱导轮的离心式叶轮的预期的汽蚀性能时，选择周边截面作为计算截面，这在压力和速度均匀分布的情况下被证明是正确的。但是，在这些轮子的进口的实际流动结构表明，移向轮毂的截面在汽蚀方面显然是最危险的，这在计算 $C_{3\%}$ 值时必须考虑。

根据所研讨的资料可作如下结论：

1、带有扩大的进口和螺杆式诱导轮的离心式叶轮汽蚀性能的提高是由于周边迴流区域的存在，这个迴流引起这些轮子进口的速度、压力和能量的明显的重新分布。低压区位于轮毂附近的范围里，

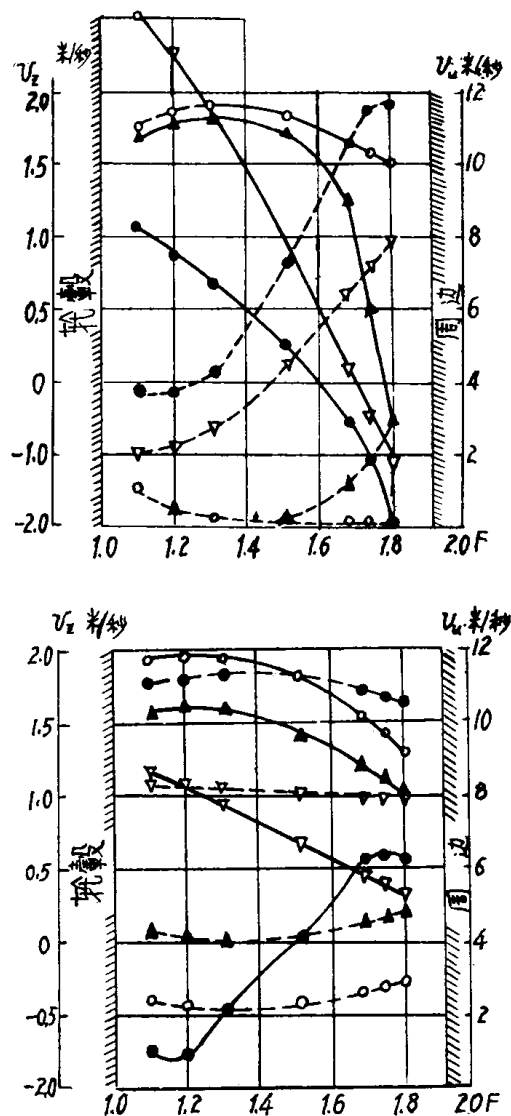


图2 不同流量工况时在截面1 (a) 和截面2 (b) 里 v_z 和 v_u 的分布

○— $Q = 1.3Q_p$, ▲— $Q = 1.05Q_p$,
▽— $Q = 0.59Q_p$, •— $Q = 0.014Q_p$,
—— v_z , - - - - v_u

并允许局部汽蚀的相当大的发展，而同时级扬程的完全断裂延后了并在不大的临介剩余吸入扬程情况下发生。

2、带有诱导轮的级进口的局部汽蚀随着流量的减少急剧的增加。由于在诱导轮后装了整流器，有可能附加地提高离心叶轮的进口静压。同时保证了诱导轮和离心式叶轮的良好协同工作，而离心叶轮进口处的局部汽蚀减弱了。

3、在确定高汽蚀性能叶轮的 C_{kp} 值的计算方法时，必须计及对汽蚀最为危险的、移向轮毂的截面。

4、所进行的研究结果，可以用来创建高汽蚀性能的给水泵的第一级叶轮，以使它能在无增压器的情况下工作。

杨 译自 «Энергомашиностроение» 1972, № 6

关于诱导轮和泵吸水性能的某些观测

(美国) S. Yedidiab

引言

在华盛顿公司研究活动的报告中, 特洛普(Droop)[1]提供了关于进口叶梢处的叶片角和诱导轮的吸入比转数为最高时的冲角之间关系的非常重要的数据。这些数据复制在本文的图 1 中。

图 1 表示 17 个不同的诱导轮的冲角 i 和进口叶梢角 β_{1T} 之间的关系。其中的冲角与每一个诱导轮各自达到其最大吸入比转数 S 时的流量有关。

我们从图 1 可知, 不论叶片角或冲角的大小如何, 最高的 S 值发生在流入角 β_{1*} 约为 6 到 8 度时 ($\beta_{1*} = \beta_{1T} - i$)。

本文的作者对一些离心泵进行了肤浅的研究, 并发现在多种其他的泵中也有着相同的效应。图 2 到 12 表明了某些所研究的情况。这项研究导致许多有意义的结论, 这将在下面讨论之。

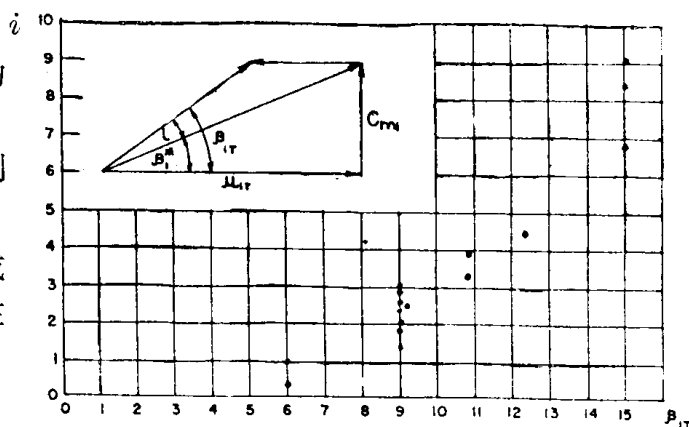


图 1 17个不同的诱导轮在吸入比转数为最高时 i 与 β_{1T} 的关系

NPSH^①、 S 和 β_{1*} 之间的关系

流入角 β_{1*} 可以如特洛普所规定那样, 表示为如下的形式:

$$\beta_{1*} = \tan^{-1} (C_{m1}/U_{1T}), \quad (1)$$

其中 C_{m1} 为紧靠进口叶梢之前截面处液体的子午面速度, 而 U_{1T} 为距叶轮中心最大距离之进口叶梢处的圆周速度。在许多情况下, S 的最大值都在狭窄的流入角 β_{1*} 范围内, 这一事实导致这样的结论, 即在叶片几何形状和比转数的宽广范围内, 泵的吸水性能大大地受方程式 (1) 中所出现的速度, 也就是 C_{m1} 和 U_{1T} 的影响。

众所周知, 水力损失和速度头引起的压力降都是随速度的平方而改变的。根据图 1

① NPSH 为净正吸程, 即相当于我国的汽蚀裕量 Δh ——译者。

到12所提供的实验数据，并联系方程式（1）就似乎可以合乎逻辑的下结论：泵的吸水性能可以用方程式

$$NPSH = \frac{1}{2g} (aC_{m1}^2 + bU_{1T}^2) \quad (2)$$

来表示，其中a和b都是常数。

注意：忽略靠近进口叶梢处实际的速度分布，NPSH与C_{m1}和U_{1T}的相互关系可以认为类似于机翼的性能与直线运动速度而不是与当地相对速度的相互关系。（也可以与名为‘与当前学术情况的比较’的节次进行比较）。

譬如，在对给定的流量Q和给定的转速ω设计的诱导轮的情况下，我们来分析方程式（2）的意义。

如果我们把诱导轮的进口直径选小，则U_{1T}小而C_{m1}大。另一方面，进口直径大就意味着C_{m1}小而U_{1T}大。把这些事实引入到方程式（2）中，就可以下这样的结论：在C_{m1}和U_{1T}之间必须存在某种比值以使NPSH有一最小值。简单的分析可以表明，当

$$\operatorname{tg} \beta_1^* = \frac{C_{m1}}{U_{1T}} = \sqrt{\frac{b}{2a}} \quad (3)$$

时就可以获得此NPSH的最小值，其中a和b为出现在方程式（2）中的常数。（参阅附录I）。

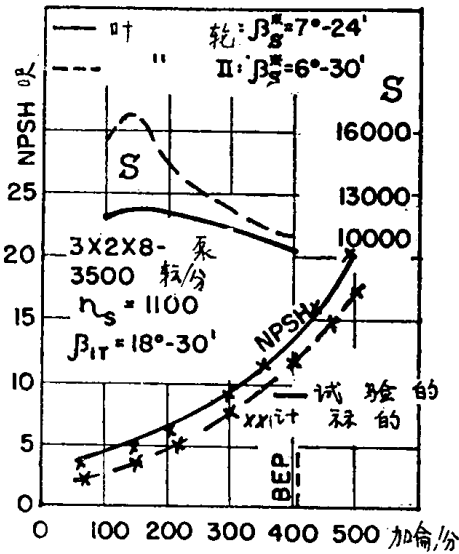


图2 在不同的泵中，NPSH的计算值和试验值的比较。

图中BEP为最佳效率点——译注

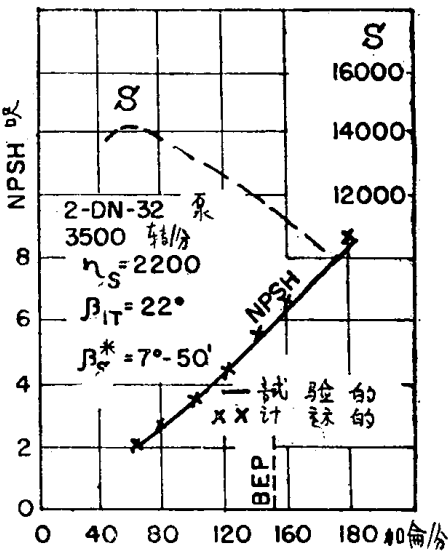


图3 在不同的泵中，NPSH的计算值和试验值的比较

在此情况下，由附录I可知，NPSH值将等于

$$NPSH_{\text{最佳}} = 1.5bU_{1T}^2/2g \quad (4)$$

方程式（3）给出C_{m1}和U_{1T}都是变量时，NPSH为最小时的C_{m1}/U_{1T}之比值。然而，在实际的叶轮中U_{1T}却是常数。

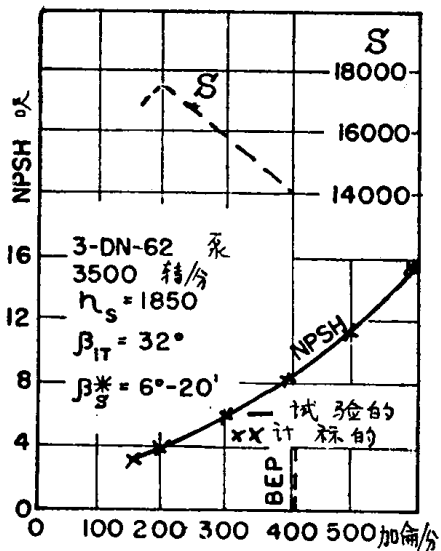


图4 在不同的泵中, $NPSH$ 的计算值和试验值的比较

在此情况下, 根据方程式 (2) 可知, $NPSH$ 只是 $C_{m1}^{1/2}$ ① 的函数, 且在阀门全关时为最小值。

S 的情况就完全不一样。在附录 II 中所作的分析表明, 对于 S 来说也有着 C_{m1}/U_{1T} 的最佳值, 此时的 S 为最大。然而, 此比值也是在 U_{1T} 为常数的情况下才是正确的。

S 和 $NPSH$ 之间的关系用方程式

$$S = \frac{N\sqrt{Q}}{NPSH^{3/4}} \quad (5)$$

来表示。

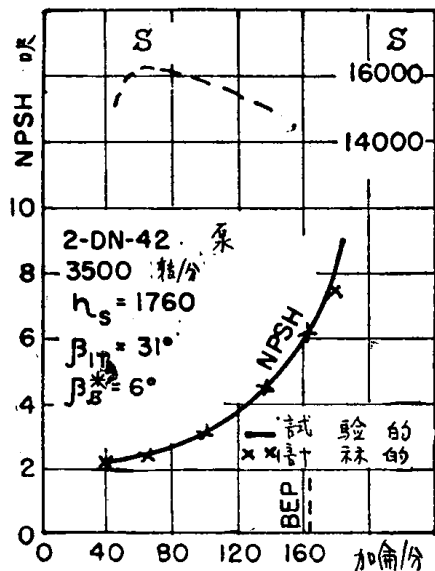


图6 在不同的泵中, $NPSH$ 的计算值和试验值的比较

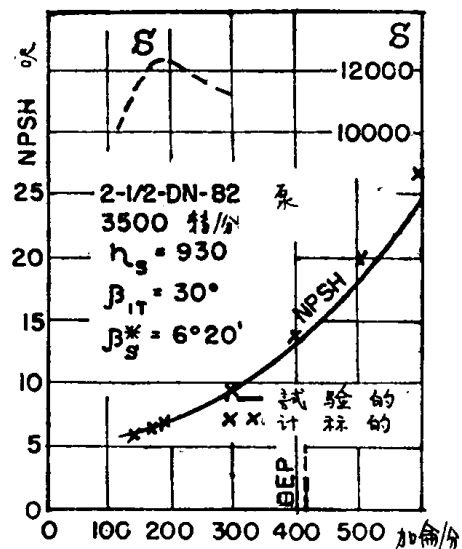


图5 在不同的泵中, $NPSH$ 的计算值和试验值的比较

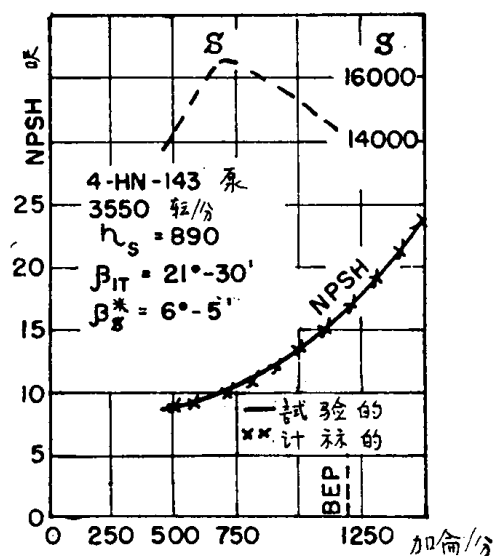


图7 在不同的泵中, $NPSH$ 的计算值和试验值的比较

①原文为 $C_{m1}^{1/2}$, 系误——译者。

对于在给定的转速下运行的给定的叶轮来说

$$Q \propto C_{m1} \quad (6)$$

此外, 根据方程式(2), 当给定的叶轮在给定的转速下运行时, $NPSH$ 可以表示为如下的形式

$$NPSH = K C_{m1}^2 + L \quad (7)$$

其中 K 和 L 都是常数。把式(6)和(7)代入式(5)就可知道, 在 C_{m1} 增加到超过某值后, S 将随着流量 Q 的任何进一步的增加而降低。另一方面, 当 $Q \rightarrow 0$ 时, S 也趋近于零。这意味着, 即使当 U_{1T} 为常数时 S 也有一最大值。

S 为最大时的 β_1^* 值可以按方程式

$$\theta^3 + 1.5 \frac{b}{a} \theta^2 - \frac{b^3}{2a^3} = 0 \quad (8)$$

计算出来(参阅附录II), 其中 $\theta = \tan^2 \beta_1^*$ 而 a 和 b 为在方程式(2)中出现的常数。

图13为根据方程式(3)计算得的、不同 $\frac{a}{b}$ 比值下的最佳 β_1^* 值。在此同一图上还绘入了按照方程式(8)计算得的几个 β_1^* 值。由此可知, 对于所有实用上的目的来说, 从方程式(8)计算得的 β_1^* 值可以认为与从方程式(3)所得的值是一致的。这种一致性可导致非常重要而有用的结论。

在附录I中表明, 当 β_1^* 等于方程式(3)所示的值时, 则 $NPSH = 1.5bU_{1T}^2/2g$ (4)。由方程式(3)和(8)所计算得的数值是一致的, 因此当 β_1^* 满足方程式(8)、即当 S 达到其最大值时, 方程式(4)也是有效的。

知道了 S 为最大值时流量下的 $NPSH$ 值, 我们就有可能从方程式(4)求得 b 值。知道了 b 值和 S 为最大时的 β_1^* 值, 我们就能借助于图13求得 a 值。求得了 a 和 b 值, 我们就能确定给定的泵在其整个运行范围内所需的 $NPSH$ 。

几种事实情况的分析

在前一节中所讨论的分析仅是涉及这样的情况, 就是紧靠叶梢之前的流速等于叶轮吸入眼中的速度, 即

$$C_{m1} = \frac{Q}{\pi R_1^2}, \quad (9)$$

可是, 在通常的实践中总是使 C_{m1} 与方程式(9)所给出的值没有很大的差别。所以我们可以很多情况下把此分析应用于非常宽广的各种泵的范围。

我们把图3中的2DN—32泵来作为例子。在此泵中, 最高的吸入比转数①位于60加仑/分处。在此流量下的 $NPSH$ 等于2.3呎。此外, 进口边最远点处的圆周速度②等于34.7呎/秒。

①原文为比转数, 系误——译者。

②原文为速度, 系圆周速度之误——译者。

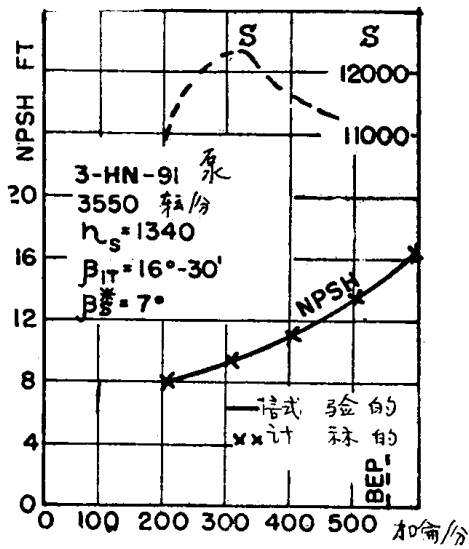


图8 在不同的泵中，NPSH的计算值和试验值的比较。

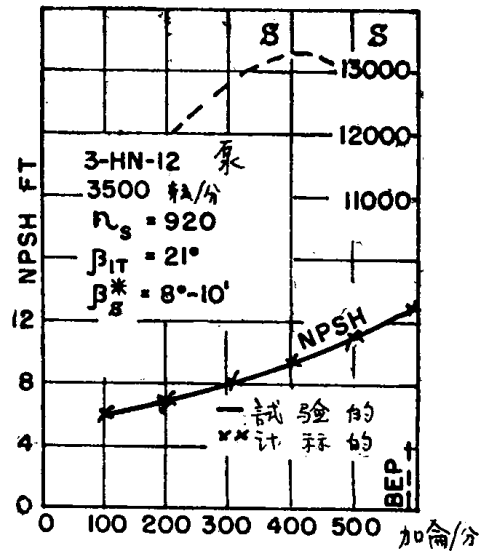


图9 在不同的泵中，NPSH的计算值和试验值的比较。

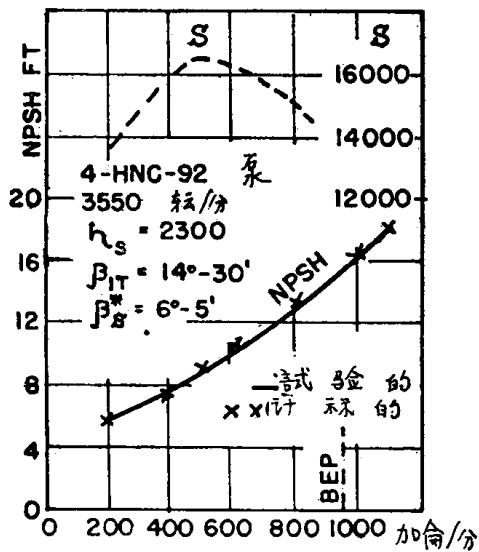


图10 在不同的泵中，NPSH的计算值和试验值的比较。

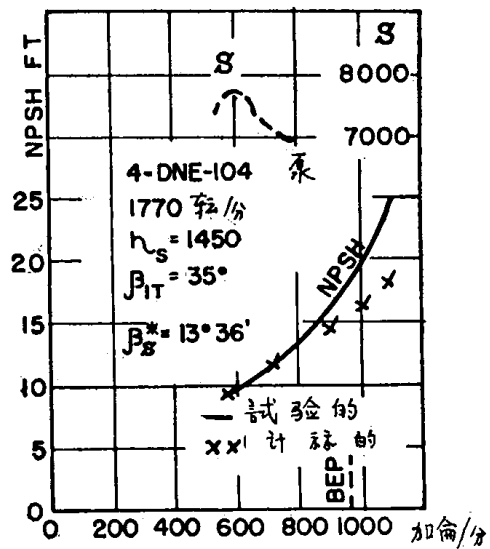


图11 在不同的泵中，NPSH的计算值和试验值的比较。

把这些数据代入方程式（4）就可得

$$2.3 = 1.5b(34.7)^2/2g ,$$

由此求得

$$b = 0.082$$

最高的吸入比转数^①（译注同前页^①）发生在流入角 $\beta_{1*} = 7.8^\circ$ 度时（见图3）。因此，根据图13可知 $\alpha = 26b = 2.13$ 。

把 α 和 b 代入方程式（2）就得

$$NPSH = (2.13C_{m1}^2 + 0.082U_{1T}^2) / 2g$$

此最后的方程式可以用来计算在泵的工作范围内任何流量下的NPSH值。

注意：事实上，不要求得 α 和 b 的大小就能算出其他流量下的NPSH值。

如果我们把 S 为最大时之流量下的NPSH和 Q 表示为NPSH（最佳）和 Q （最佳），则由方程式（2）和（4）可得

$$NPSH = \frac{1}{3} NPSH_{(最佳)} \cdot \left(\frac{Q}{Q_{(最佳)}} \right)^2 + \frac{2}{3} NPSH_{(最佳)} \quad (10)$$

在图3中可看到，NPSH的计算值和实际值之间是很一致的。在图2到10中也可以看到类似的一致性。除了示于图1中的17个诱导轮以外，作者总共研究了21种情况。其中，有18种的NPSH的计算值和测量值是紧密一致的。

特别有意思的是示于图2中的情况。

对 $3 \times 2 \times 8$ 型泵的专用叶轮（进口喷嘴为3吋，出口喷嘴为2吋以及叶轮的标称直径为8吋）进行了NPSH的试验。然后，对进口叶梢作了某些修改以降低所需的NPSH。这样做，确实改变了泵的NPSH的需要值。虽然没有违背进口叶梢的形状业已改变这一事实，但很清楚，在二种情况下NPSH的实际值和计算值之间都仍有着很好的一致性（参阅图2）。

这一事实指出，方程式（2）的有效性在某种限度之内是不受叶轮几何形状变化的影响的。虽然上述结论在许多情况下是正确的，但也有确切的失败的示例。这就需要进行许多实验的和理论的工作，直到确定了影响泵吸水性能的所有因素时为止。目前，有二个因素是显而易见的：

- 1、比尺效应；
- 2、特种的叶片几何形状。

比尺效应和泵几何形状的影响

示于图1到10的所有叶轮和诱导轮都是在3500转/分下进行试验的，同时它们的进口直径都大于3吋。对于这些叶轮来说，最大的吸入比转数是在流入角约为6到8度时观测到的。

但是，在1750转/分下进行试验的泵却表明 S 的最大值得自较大的 β_1^* （最佳）值。有时高达10到15度。在以3500转/分进行试验、但具有较小进口直径的泵中也观测到相同的效应。

图14表示两种不同系列的泵的 β_1^* （最佳）值和 U_{12} 之间的关系。图中点的散布是相当大的，同时数据也很少，从而不可能得到任何明确的结论。

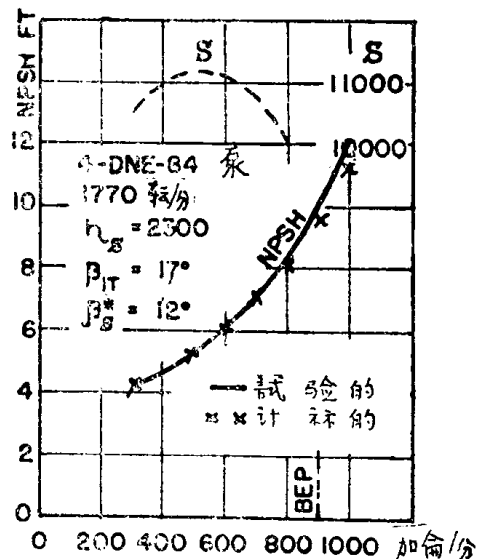


图12 在不同的泵中，NPSH的计算值和试验值的比较。

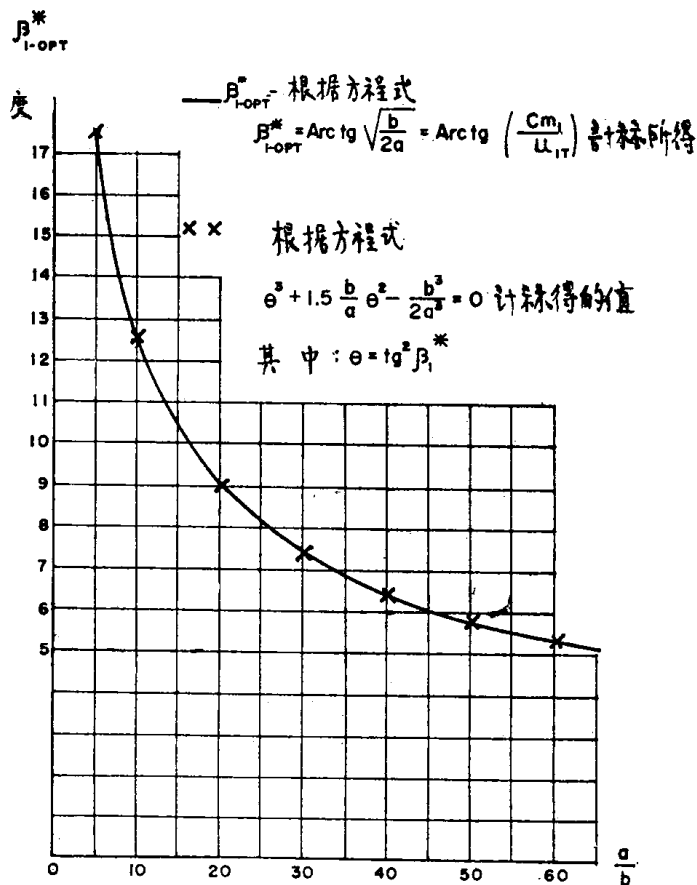


图13 根据方程式(3)和(8)计算得的 β_{1*} (最佳)的数据的比较。

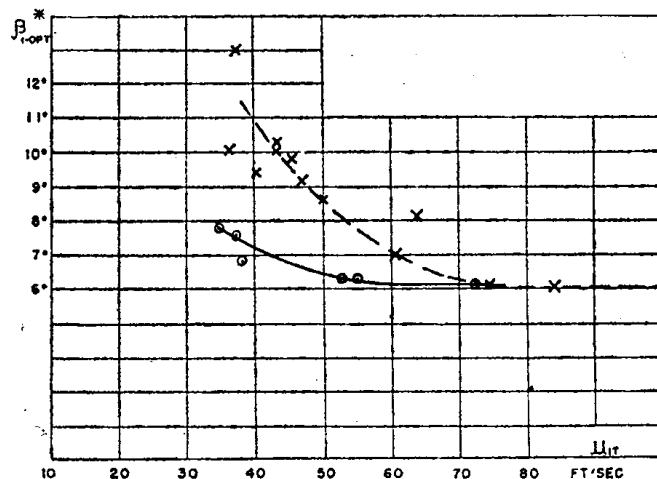


图14 在不同的泵中 β_{1*} (最佳)和 U_{1T} 之间的关系。

泵的几何形状影响吸水性能的情况目前暂时还知道得很少。可以相信, $NPSH$ 的计算值和实际值之间的差异(例如如图11中所示)表明这台泵从吸水性能的观点来看, 是设计得不好的。

然而, 对 β_{1*} (最佳)来说似乎有着随 U_{1T} 的增加而减少的一般趋势。这种趋势在低的 U_{1T} 值下似乎特别严重而在 U_{1T} 增加到超过某一值时就减弱。在高的 U_{1T} 下, β_{1*} (最佳)值似乎渐近地趋向于约6度的值。就这一方面来说, U_{1T} 对 β_{1*} (最佳)的大小的影响似乎类似于雷诺数对水力损失的影响。

图14还表明, β_{1*} (最佳)和 U_{1T} 之间的关系可随泵的不同型式而改变。这就说明 β_{1*} (最佳)和 U_{1T} 之间的关系也受泵的几何形状的影响。

泵的几何形状还能以不同的方式影响泵的吸水性能。它有时能完全破坏如方程式(2)和(7)所示的 $NPSH$ 和流量之间的关系。这种情况示于图11中。