

泵的試驗与研究

译文集

一机部通用机械研究所

一九八一年七月

泵的試驗与研究
譯文集

1981年7月

編輯 第一机械工业部
出版 通用机械研究所
发行 中国科技大学印刷厂
印刷

前 言

近年来国外在泵制造和科研方面均取得相当大的进展，特别是在泵的試驗方法和理論研究方面有所提高，值得我們借鉴。

本譯文集收集了近十年来国外有关离心泵和往复泵試驗研究方面的一些文章。其中有关試驗方法的内容包括：試驗裝置和设备；試驗内容和程序；測試手段和實驗室布置；数据处理和精度分析。有关理論研究的内容包括：离心泵叶輪和誘导輪叶栅內的流动分布；压力脉动；泵的特性和汽蝕；軸向力和径向力；噪音和振动；往复泵动力学及閥运动分析等。可供从事泵的設计、試驗、使用、教学和科研的有关工程技术人员参考。

由于我們水平不高，錯誤和不当之处在所难免，希望讀者批評指正。

編 者

一九八一年七月

目 录

离心泵部分

1. 离心泵的汽蚀試驗方法.....(1)
2. 路易士研究中心在泵的汽蚀試驗研究方面所应用的設備和技术.....(15)
3. 水輪机、泵的特性試驗.....(36)
4. 水輪机和泵—水輪机进行模型性能試驗的現代化實驗室.....(47)
5. 为滿足現代标定工作需要而設計的大型水力實驗室.....(59)
6. 离心泵叶輪上的径向力.....(72)
7. 单叶片叶輪离心泵的径向力.....(83)
8. 关于作用在离心泵轉子上軸向力的确定問題.....(92)
9. 关于沿二元理論設計之离心泵叶輪任意几何形狀薄叶片表面的压力分布的理論研究.....(97)
10. 火箭泵用誘导輪內流动的試驗和分析研究.....(113)
11. 用于污水处理的离心泵叶輪設計的研究.....(139)
12. 帶双重叶柵式叶輪离心泵的研究.....(147)
13. 离心泵叶輪后方的变动流.....(159)
14. 噪音測量是泵試驗中的补充檢驗方法.....(171)
15. 大型离心泵內的振動現象.....(179)

往复泵部分

16. 提高容积式泵流量的測量精度.....(189)
17. 輸送粘性液本用計量泵流量精度的研究.....(193)
18. 高速往复泵的动力学問題.....(197)
19. 农用往复泵閥的运动及其模拟.....(212)
20. 閥設計对柱塞泵必須的淨正吸入压头的影响.....(222)
21. 研究活塞泵閥工作的裝置.....(232)
22. 泵特性曲綫試驗台.....(240)
23. 新型大流量高压低溫活塞泵.....(243)

离心泵的汽蚀试验方法

田岛清瀨、大田英辅 千叶薰

1. 前 言

关于泵的汽蚀性能在 ASME (Power Test Codes)、ISO 等标准里规定了试验方法和表示形式等。对于试验方法指定采用下述三种方法的一种：

- (i) 改变吸入侧的水位；
- (ii) 用装在吸入管路里的节流装置来调节泵的吸入压力；
- (iii) 把泵安装在封闭回路内，调节压力或者蒸汽压。

这个规定里假设了不论用那种试验方法，算得的汽蚀性能都相等。可是，根据作者进行的试验，发现用不同的试验方法，其入口流动状态不一样，这对算得的汽蚀性能有一定的影响。若对在泵的性能曲线比正规扬程减少 3 % 时的 NPSH (ISO 规定) 进行比较，用 (ii) 的方法时，由于在节流处发生汽蚀，其算出的 NPSH 可能要比用 (i) 的方法算出的 NPSH 小得多。

本文是关于用特别设计的可以控制水位的吸入水槽来研究吸入管部分的节流对泵的性能及吸入部分的流动状态的影响的试验结果。还用透明的吸入管来观察吸入管部分的流动状态。

2. 在 ISO 及 ASME 标准中的汽蚀试验方法

在 ISO 及 ASME 的标准中规定了三种方法。但是，这两个标准在试验装置的细节部分有一些差异，作者的实验也对这一部分进行了探讨。因此，为便于参考，下面对标准中所提出的三种方法作概要的叙述。同时，还列举出以前报告过的实例。

(i) 改变吸入侧水位的方法

采用可以把水位调节到使泵内产生汽蚀的足够深度的水槽，改变水位来进行试验（参照图 1）。在 ASME 中也提到做成封闭的水槽，同时改变气压的方法。用这种装置的试验报告很少见到。

(ii) 用节流来调节吸入压力的方法

按 ISO 规定，要把节流装置设置在吸入侧管路上尽可能低的位置上*来调节吸入压力

* 借此来考虑防止在节流处发生汽蚀和混入空气，关于这个问题可以参照付记；

(參照圖 2 (a))。串聯二個以上的節流裝置**，或者使介質從裝設在節流裝置與泵之間的密

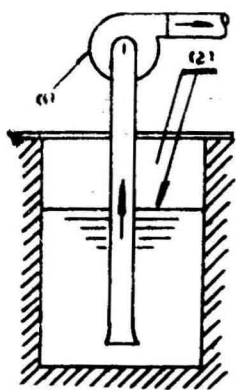


圖 1 改變吸入側水位的方法

- ① 被試泵；
- ② 調節可能的气压 (ASME) 或調節可能的水位。

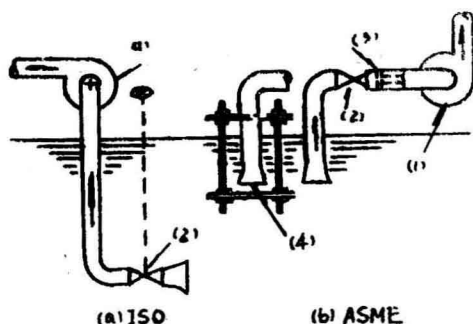


圖 2 用節流調節吸入壓力的方法

- ① 被試泵；② 節流伐；
- ③ 整流柵；④ 調節入口與板之間的間隙

閉容器中排出，可以避免由於節流裝置發生汽蝕，特別是在低 NPSH 場合，必需有檔板或把空氣從容器中抽出。若節流裝置設在距泵的入口小於 12 倍吸入管徑的距離，當節流裝置半開時，必須確認吸入壓力測點位置處的管路內充滿液體。

按 ASME 規定 (參照圖 2 (b))，在節流裝置的後面設置整流裝置以便消除入口的亂流。在 NPSH 低的場合，在節流裝置或整流裝置處發生汽蝕要影響試驗結果。

(iii) 用封閉回路的方法

泵設置在裝有能調節壓力的容器的封閉回路內 (參照圖 4)，不改變泵的總揚程和流量，而改變壓力或者蒸汽壓直至泵內發生汽蝕。考慮到不使游离的气体被吸入到泵內來，有時也裝有整流裝置。另外，還需要有不發生汽蝕的特別結構的伐。

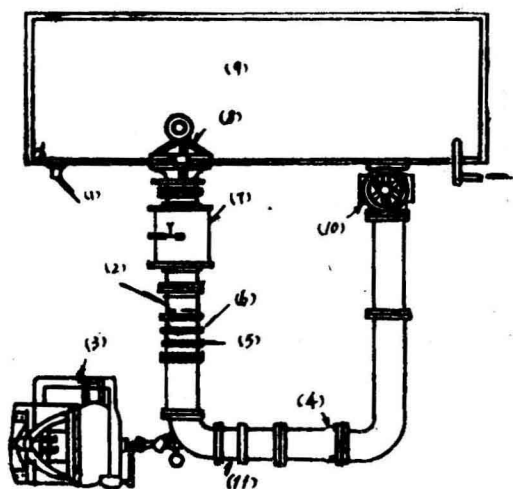


圖 3 用節流裝置調節吸入壓力的實例

- ① 1 個水管；② 整流板；③ 測功機；
- ④ 排出側靜壓測量孔；⑤ 多孔管；
- ⑥ 許許多個皮托管；⑦ 消泡罐；
- ⑧ 吸入側錐閥；⑨ 定位水槽；
- ⑩ 排出側閘閥；⑪ 被試軸流泵 $\phi 280$

** 根據作者實驗，因在泵前面的節流裝置要發生汽蝕，對這個規定有疑問。

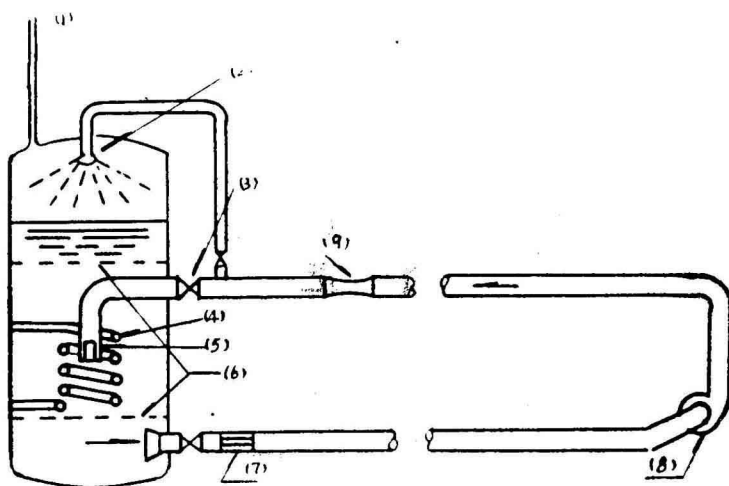


图 4 用封閉回路的方法

- | | | |
|----------------------------------|---------------|--------|
| ① 通調节真空度或压力； | ② 用于水脱气的噴头； | ⑤ 节流閥； |
| ④ 冷却或加热用的蛇形管； | ⑥ 設在进口处的整流装置； | |
| ⑦ 整流栅（当容器內平均速度 > 0.25 米/秒时采用）； | ⑧ 試驗泵； | |
| | ⑨ 流量計； | |

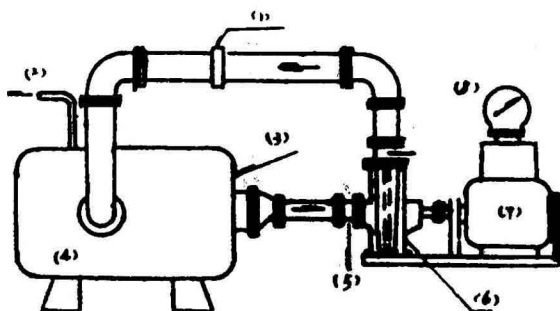


图 5 用封閉回路的方法实例

- | | |
|--------------------------|----------|
| ① 孔板； | ② 通真空泵； |
| ③ 内部沒有隔板，設置整流板来整流入口流动状态； | ④ 容器； |
| ⑤ 水銀差压計； | ⑥ 試驗泵； |
| ⑦ 測功机； | ⑧ 水銀差压計。 |

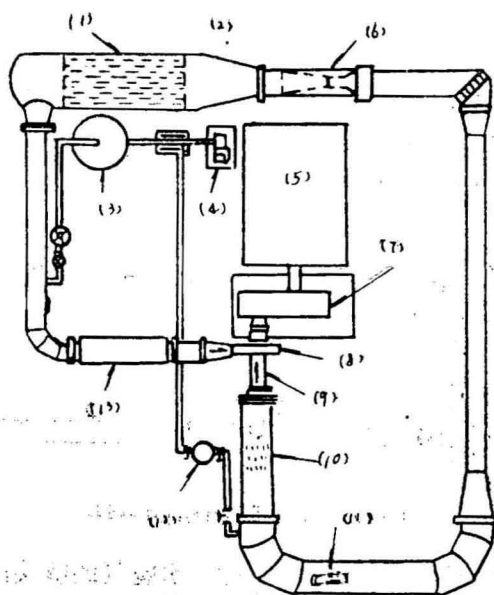


图 6 用封闭回路的方法实例

- | | | | |
|---------|-----------|--------|--------|
| ① 热交换器; | ② 循环泵; | ③ 除气罐; | ④ 真空泵; |
| ⑤ 电机; | ⑥ 文吐里流量计; | ⑦ 齿轮箱; | ⑧ 集流器 |
| ⑨ 试验段 | ⑩ 整流管; | ⑪ 储气筒; | ⑫ 过滤器 |
| ⑬ 控制阀。 | | | |

3. 用节流装置调节吸入压力方法的实验研究

3.1 实验装置和方法

这个实验用的装置示于图 7。吸入水槽由二个底部互相连通的深水槽组成，控制由调节伐来的给水量，可以任意给定水位。把吸入管路设在注满水的透明水槽中，以防止空气通过节流装置或法兰从吸入管周围混入到吸入管内。主要配管的尺寸及各参数的测量按照 ISO 标准，测量误差也按 ISO 标准处理。但是，为了避免泵进口回旋流的影响，吸入压力是在距泵入口 $4D$ 的位置进行测量。（ D —吸入管的直径）

采用调节吸入压力的节流装置进行的试验是在水位一定的状态下，改变节流装置的开度 α ，来给定吸入压力。节流装置用闸伐或节流孔板。运转工况由排出侧阻力而定。还有，实际吸入水位是 $-1.25 \sim -9.25 \pm 0.01(\text{m})$ 的范围，泵转速是 1915 和 2950 转/分。

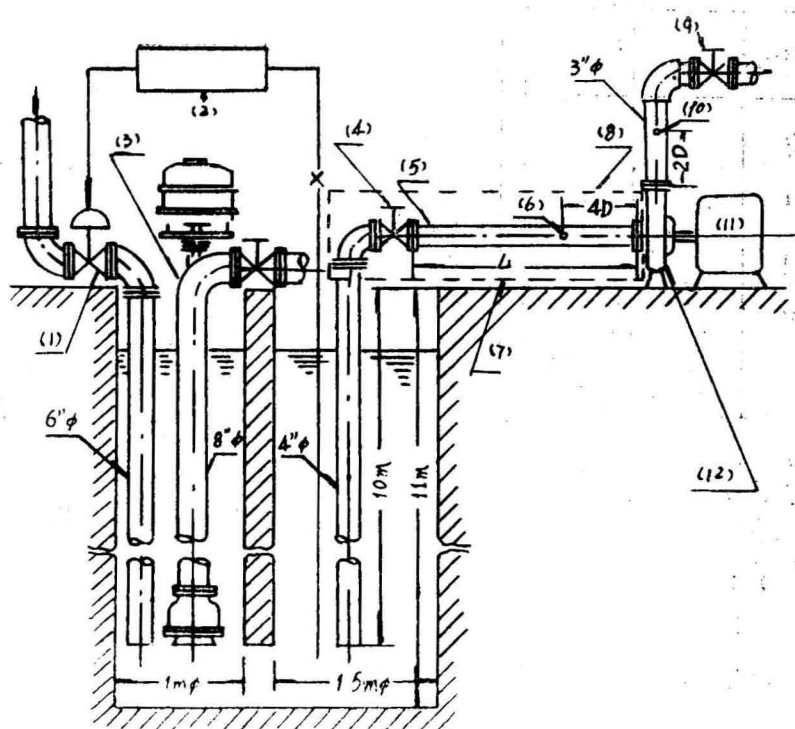


图 7 水位调节水槽和泵性能试验装置

- | | | | |
|--------------------------|---|----------------------------|-------|
| ① 调节伐 | ② 水位给定 | ③ 深井泵 | ④ 节流孔 |
| 板或闸伐 (JIS B2043, 各义直径 80 | | ⑤ 丙稀酸塑料管 $\phi 3''$ | |
| ⑥ 吸入压力测量点 | | ⑦ 节流孔板: 20D; 闸伐: 14D, 25D; | |
| ⑧ 水封部分 | ⑨ 排出伐 | ⑩ 排出压力测量点 | |
| ⑪ 电动机 | ⑫ 荏原 80DNWM 型泵 1410 轉/分, $0.6 \text{ 米}^3/\text{分}$ 。 | | |

3.2 性 能 的 比 較

3.2.1 揚程曲綫 (图 8、9)

給定吸入側水位进行試驗时, 泵一进入汽蝕状态下运转, 揚程就从正規值逐漸下降直到臨介流量为止。(对应于揚程大幅度下降, 而流量几乎不增加时的流量)

用节流装置调节吸入压力来給定吸入压力时, 其揚程曲綫形状有一些不同。当轉速为 2950 轉/分, 用閘伐调节吸入压力时, 按揚程曲綫的形状进行分类, 从小流量开始依次是:

- (1) 揚程逐漸下降直到臨介流量为止的流量区 (A 范围)。
- (2) 在臨介流量的揚程曾一度从正規值上升, 然后又下降的流量区 (B 范围)。
- (3) 从正規的揚程急激下降, 而在下降过程中, 又一度上升后再下降的流量区 (C 范围)。

按这个分类, 当轉速是 1915 轉/分时, 因为实际的流量小, 相当于 C 范围的部分不存在。上面所說的揚程是由测定的吸入压力和排出压力按公式計算出来的視在揚程。在視在揚程上升的点, 如后面所述那样, 按給定相同揚程, 算出的 NPSH 值有时会变得过小。

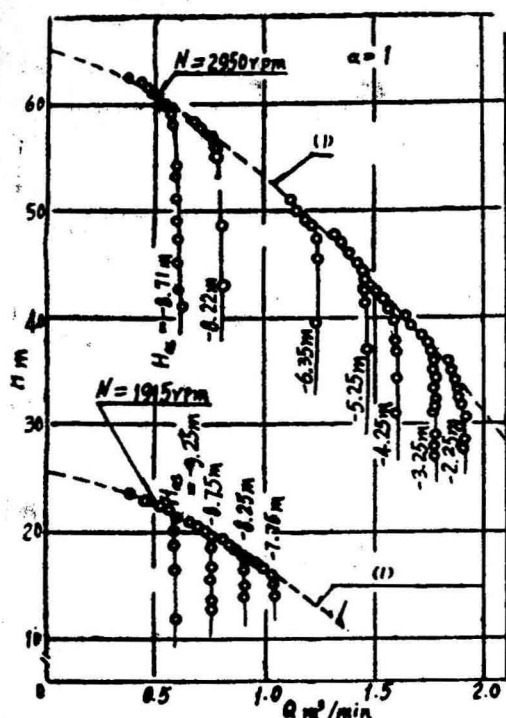


图 8 用调节吸入侧水位得出的扬程曲线

① 正规的扬程曲线

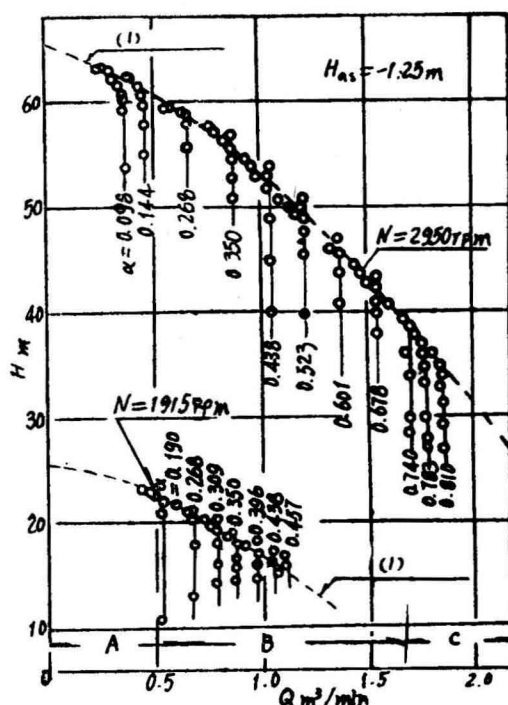


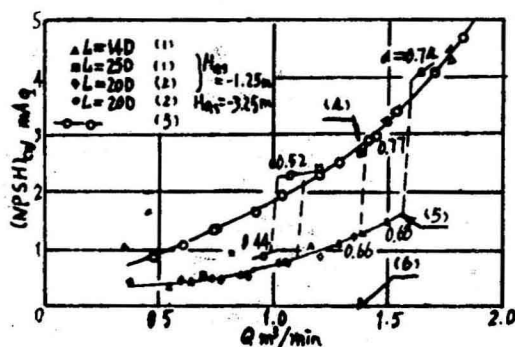
图 9 用节流装置调节吸入压力得出的扬程曲线 (闸伐)

① 正规的扬程曲线

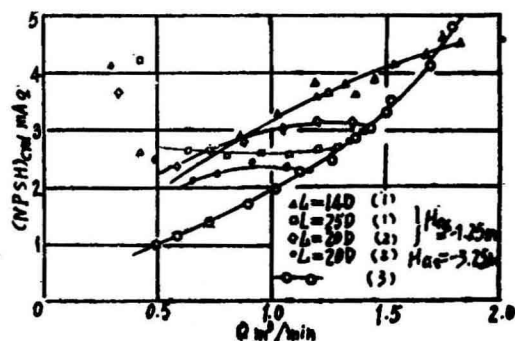
若同时调节水位以增大几何吸上高度, 则各范围的界限向小流量方向移动。用节流孔板来代替闸伐作为节流装置时, 这种倾向也不变。

3.2.2 NPSH

正如在 3.2.1 中所述用 (i) (ii) 两种方法得出的扬程曲线有差异。而且, 用节流装



(a) 在扬程下降 3% 工况点 NPSH



(b) 在扬程开始下降这个点的 NPSH

图 10 用节流装置调节吸入压力时对 NPSH 计算结果的影响

- ① 闸伐; ② 节流孔板;
- ③ 调节吸入侧水位 (标准性能);
- ④ 节流的影响小;
- ⑤ 节流的影响大。
- ⑥ 最大效率点 2950 转/分。

置調節吸入压力，揚程曲綫形状也不一样。另外，当揚程偏离正規值时，揚程有下降和上升两种情况。因此，提出了两个 NPSH 值，一个是揚程开始偏离正規值这个点上的有效淨正吸入压头 $NPSH_{c,r,d}$ ，另一个如同 ISO 的标准規定那样是对应于正規值下降 3 % 这个点上的有效淨正吸入压头 $NPSH_{c,r,l}$ 。图 10 示出了这两个 NPSH 值与流量的关系

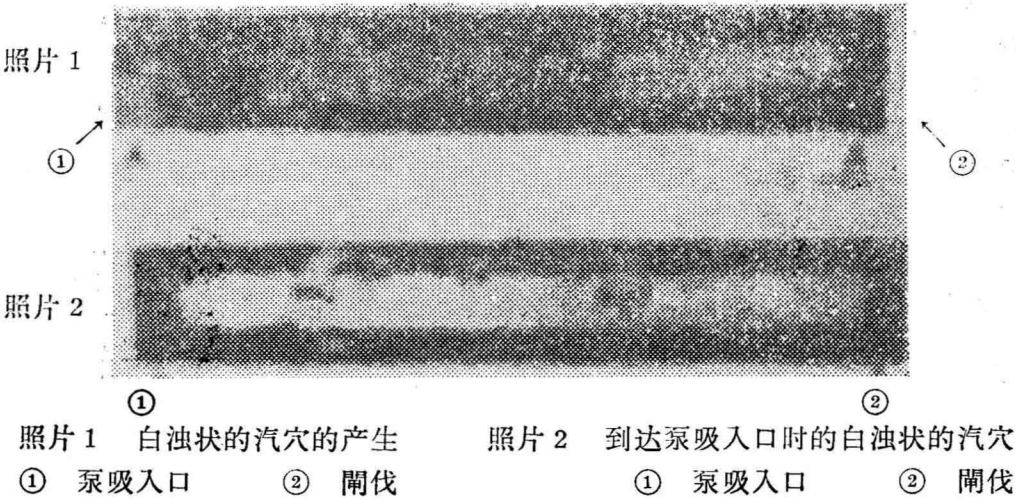
用調節吸入側水位的方法时，这两个 NPSH 值和以往的结果相同。与此相对应，当实际吸入水位 $H_{a,s} = -1.25$ 米，使用节流装置調節吸入压力时，在 C 范围内这两种 NPSH 值，各自大体上与改变吸入側水位时的结果相同。但是，在 A、B 范围内的 $(NPSH)_{c,r,d}$ 要大 1 (mAq) 以上，相反的 $(NPSH)_{c,r,l}$ 则要小同样的数值。这个事实显示出，采用不同的汽蝕性能的試驗方法，計算出来的 NPSH 值是有差異的，这一点必須注意。計算上述的 NPSH 时，假定水位是充滿了吸入压力的测点位置，并按流量計算出吸入管內的平均速度。

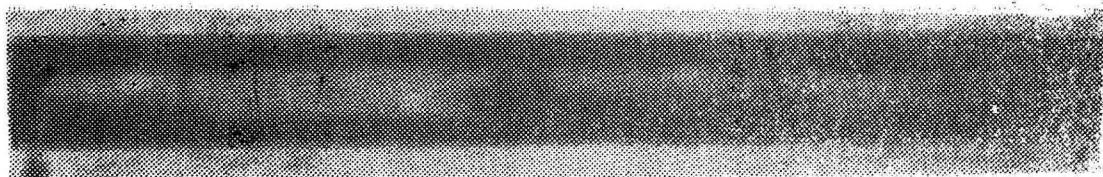
用节流孔板时，也有同样的倾向。这种試驗方法，若实际吸上高度大，則 $(NPSH)_{c,r,d}$ 与改变吸入側水位时的值相近。可是， $(NPSH)_{c,r,l}$ 却分布在与实际吸入水位 $H_{a,s} = -1.25$ 米时相同的曲綫上。当实际吸入水位 $H_{a,s} = -1.25$ 米时，用节流孔板时的 $(NPSH)_{c,r,d}$ 比用閘伐时的要小。这是因为在用节流孔板进行实验时，在管路布置上吸入管路大大增长，也就增大了管路阻力之故。

3.2.3 对各范围的探討

在 3.2.1 中提到使用节流装置調節吸入压力时，按流量范围揚程曲綫的变化可以分为三种形状。在这里，我們来研究一下在各种情况下吸入管內的軸向靜压分布以及节流装置后边的流动状况。

用节流装置調節吸入压力进行試驗时，可以观察到在临界流量附近时，充滿气泡的白浊状强汽穴从节流装置处产生（参照片 1）。白浊部分的靜压与对应于水温的饱和蒸汽压相近。但是，这个白浊状的汽穴消灭部分（沒有合适的用語，下面就称为“白浊消灭部分”）的靜压急激地上升。随着排出側阻力的减少，这个白浊消灭部分向泵的方向移动，最終到达泵入口（参照片 2）。这时，是出現在泵內发生汽蝕之前，根据白浊消灭部分是否通过吸入压力的测点位置，所得的揚程曲綫就出現前面所述的差異。采用节流孔板的場合形成噴流（参照片 3），当这噴流扩散到充滿管道的正个断面的位置就相当于白浊消灭部分。保持





① 泵吸入口

② 节流孔板

照片 3 由节流孔板产生的喷流状的汽穴

吸入侧的水位及节流装置的开度不变，单单是降低排出测的阻力来进行测量。

首先举出实际水位 $H_a = -1.25$ 米、转速 $N = 2950$ 转/分采用闸伐来调节吸入压力时的情况，并从特征最明显的 B 范围开始说明，其次再叙述扬程已从正规值下降而又上升的 C 范围，最后叙述 A 范围。

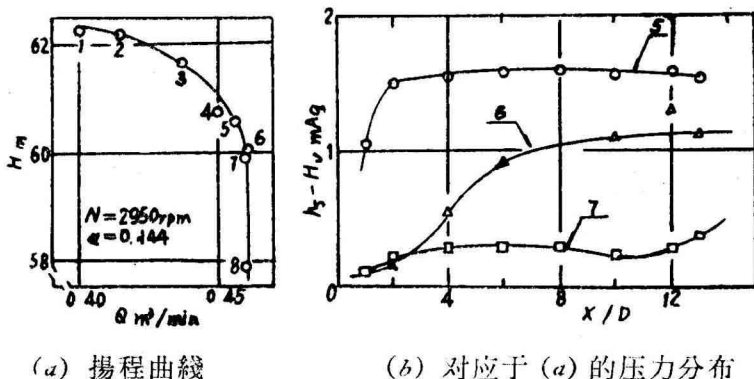


图 11 在 A 范围的吸入管轴向压力分布

① 距伐门的距离 X/D

(1) B 范围

在 B 范围内，由于白浊消灭部分通过了吸入压力的测点位置，扬程从正规值上升这是 B 范围的特点。白浊消灭部分通过与不通过吸入压力测点位置时，两者吸入压力的差，大体上等于因汽泡的存在，使吸入管的有效面积减少，而流体的速度增加所产生的动压差。在图 12，静压急激回复的位置对应于白浊消灭部分。在曲线 5 与 6 之间白浊消灭部分通过吸入压力的测点位置时，扬程出现上升。图 14 是在扬程上升的前后，把皮托管插入吸入压力的测点位置测得的管断面压力分布曲线。对于这样激烈的二相流动的压力测量还存在不少问题，但是可以用来作为大概的了解。在扬程上升前，白浊消灭部分位于闸伐的下游 $4D$ 的位置。在扬程上升后，白浊消灭部分到达泵的入口。图中所表示 $(h_s + v^2/2g)$ 的虚线是代表认为吸入压力测点位置充满水时计算得出的总压头。式中： h_s ——吸入管内静压； v ——按流量计算出来的吸入管内平均流速； H_0 ——对应于水温的饱和蒸汽压。在扬程上升前，这个总压头与实测值几乎一致。但是，扬程上升后实测值增大了，这个增值大体上有视在扬程的上升量 ΔH 这么大。而在扬程上升前后泵的排出压力都不怎么变。

总之，在 B 范围，白浊消灭部分通过吸入压力测点位置时，扬程开始出现上升。在白浊消灭部分通过前，从 $(NPSH)_{crd}$ (参照图 10(b)) 可知，因为 $NPSH$ 有足够的余量，不会

产生因泵内的汽蚀而出现的扬程下降（从正规值）。在白浊消灭部分通过后，由于汽泡引起

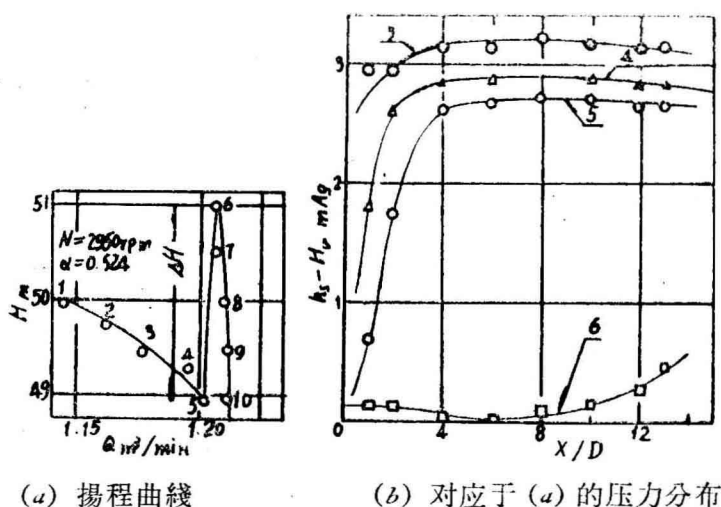


图 12 在 B 范围吸入管轴向压力分布

有效断面积的减少，使动压头增加，从而使视在扬程较正规扬程值大，两者的差大体是这个动压头的增大量。当扬程到达最大值后，白浊消灭部分充分发展，节流装置喉部压力接近于饱和蒸汽压时，流量就不变了。因此，若再开大排出伐扬程就一直下降。

另外，白浊消灭部分通过了吸入压力的测点位置时，与视在扬程上升相对应。相反地，表现了 NPSH 减少，其差值为动压头的增大量。

(2) C 范围

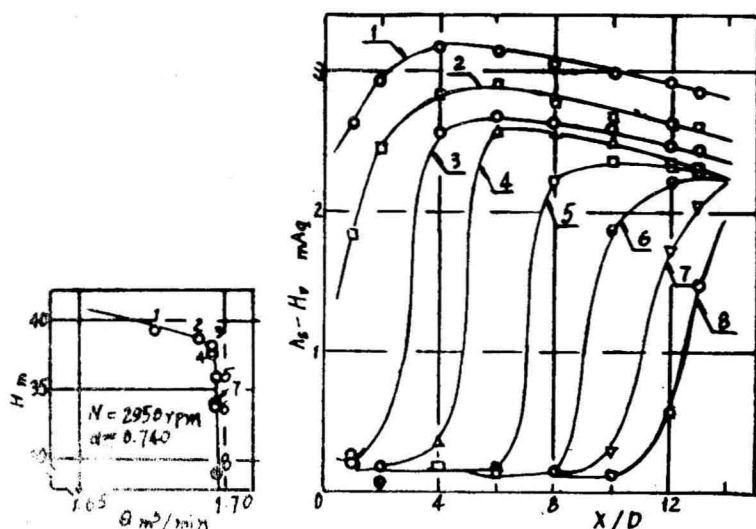
在这范围内，当扬程离开正规的曲线下降后，视在扬程出现上升。图 13 中的从曲线 6 上升到 7，就相当于这种情况。这是由于白浊消灭部分通过了吸入压力的测点位置所致。在这中间，由于排出压力约减少 1.5m Aq，故视在扬程的上升量少。这是与 B 范围不同的，下面加以说明。

在调节吸入压力的节流装置产生的白浊状的气穴充分发展，若使流量及节流装置喉部的压力保持一定，而减少排出侧的阻力，则会发生更强烈的气蚀，要花更多的工夫来保持管路系统压力的平衡。从图 10(b) 可知，在 B 范围内 $(NPSH)_{c,r,d}$ 有足够的余量，叶轮处不会发生气蚀。这种场合下，当节流装置处发生更强烈的气蚀，含有气泡的白浊部分到达泵入口，泵也开始直接受到汽蚀的影响。对于这点，在 C 范围，因节流装置的开度较大 $(NPSH)_{c,r,d}$ 与改变吸入侧水位值相近。因而叶轮处也开始发生汽蚀，管路系统压力的平衡是靠泵与节流装置两方面的汽蚀来保持的。在大流量区域，叶轮的汽蚀占支配地位，即使减少排出侧的阻力，在调节吸入压力的节流装置处的气蚀也不太发展。

这样，在白浊消灭部分通过吸入压力测点位置以前，泵内汽蚀而引起的扬程下降，是与入口负压的给定方法无关的。

(3) A 范围

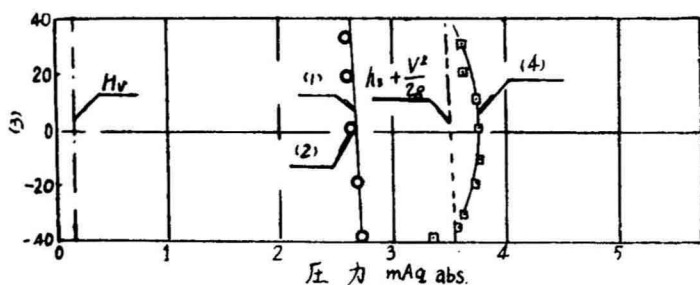
它是调节吸入压力的节流装置开度小的场合。由图 10(b) 的 $(NPSH)_{a,r,d}$ 可知，泵是处于远离汽蚀状态下安全地运转。尽管如此，扬程还是下降，这点在下面加以说明。



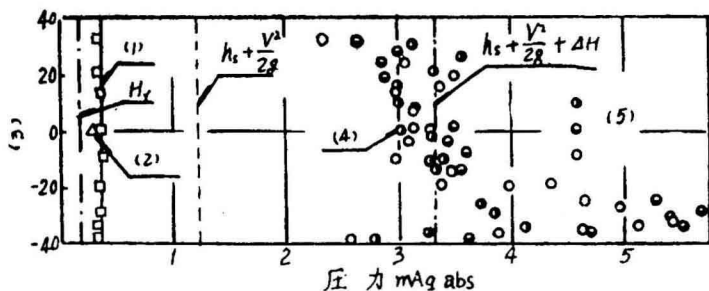
(a) 揚程曲綫 (b) 对应于 (a) 的压力分布

图 13 在 C 范围吸入管軸向压力分布

因为节流装置的开度特别小，使吸入管内压力下降，由于节流处的汽蚀，使气泡游离激烈，气泡的数量及体积都大（参照片 4）。同时随着流速的减小，气泡对泵的叶輪及泵壳內的流动影响就更大，因此泵本身的性能要下降。这种場合，在揚程下降之后，白浊消灭部



(a) 对应于图 12(a) 的实驗点 5 的压力分布

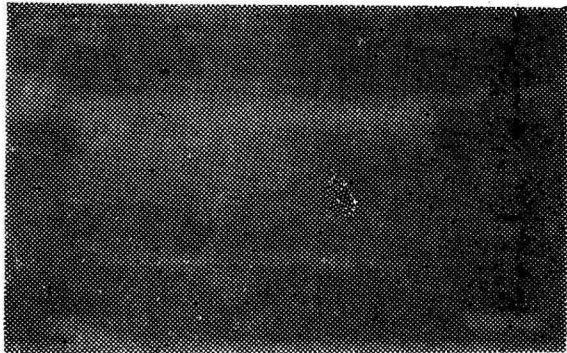


(b) 对应于图 12(a) 的实驗点 6 的压力分布

图 14 在吸入压力测点位置管断面的压力分布

- ① 根据靜压管測得的 h_s ;
- ② 根据靜压孔測得的 h_s ;
- ③ 离管軸綫的距离;
- ④ 总压;
- ⑤ 皮托管插入方向。

分虽然通过吸入压力的测点位置，但是因为流速小，视在扬程不会上升。



↑ 照片 4 吸入泵內的汽泡群
① 泵吸入口

3.2.4 决定临介流量的因素

取决于节流装置处发生气蚀的临介流量，若饱和蒸汽压一定，则决定于与节流装置的开度相对应的上游侧的压力。因而，这时泵的临介流量实际上由吸入侧的节流装置来决定。

为泵给定同样的 $(NPSH)_{crd}$ 时，起因于叶轮汽蚀的临介流量理应因转速的不同而异。与此相反，起因于节流装置处汽蚀的临介流量与转速无关。图 15 示出节流装置的开度与临介流量的关系。由该图可知，开度小的场合，临介流量由节流装置决定。因此，失去作为汽蚀性能试验的意义。

3.2.5 泵的运转状态

图 16 是以泵在不同的 $(NPSH)_{crd}$ 值下的运转工况之比转速 n_s 与托馬汽蚀系数 σ 的关系来表征 $(NPSH)_{crd}$ 的曲线。采用调节吸入侧水位的场合， σ 与转速无关，可知泵是处于相似运转状态。另一方面，用节流装置的场合与这曲线不相符合。而且不同转速的曲线相差较大。与由流量和转速来决定 $(NPSH)_{crd}$ 相反，若实际吸入水位一定，则节流装置的汽蚀的发生仅决定于流量。

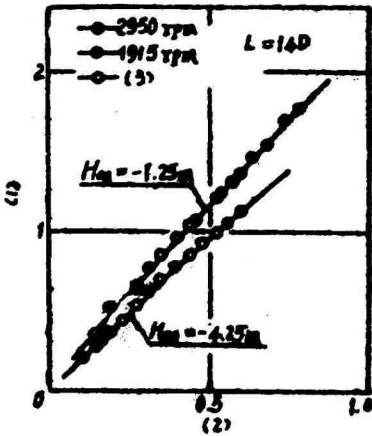


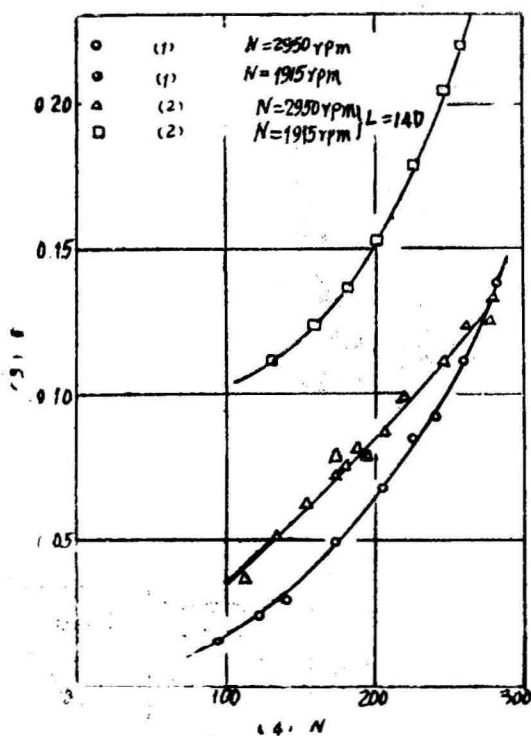
图 15 节流装置的开度与临介流量的关系（闸伐）

- ① 临介流量；
- ② 开度 α ；
- ③ 重复曲线。

3.3 节流装置对入口流动影响的研究

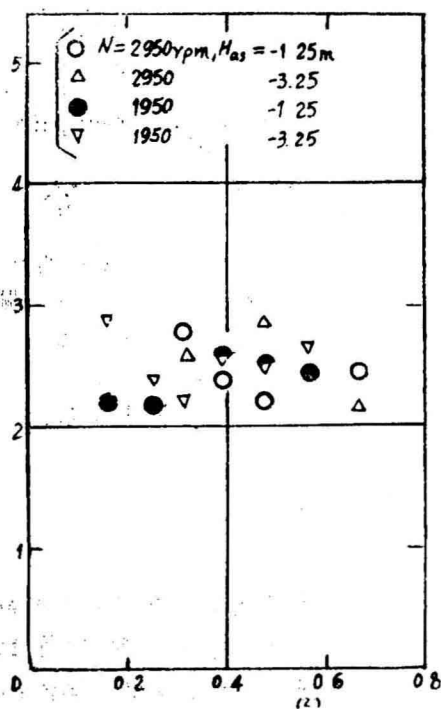
3.3.1 汽蚀的状况

在节流装置产生的汽蚀的状况，因节流装置形状不同而有所区别。在汽蚀的初期阶段，可以观察到闪光状的微小气泡。微小气泡开始产生时，节流喉部汽蚀系数如图 17(a) 所示，汽蚀系数 h_{th} 与实际吸入水位、转速、开度无关， h_{th} 值都在 2~3 之间。当汽蚀发展到白浊状的强烈状态时，其汽蚀系数如图 17(b) 所示，与初始点相比 h_{th} 值变得非常小。白浊部分进一步发展，在节流孔处形成喷流（参照片 3），吸入管内产生空穴，有效截面积明显减少。采用闸伐的场合，通过喉部后，喷流冲击管壁，白浊状的汽泡扩展到整个吸入管

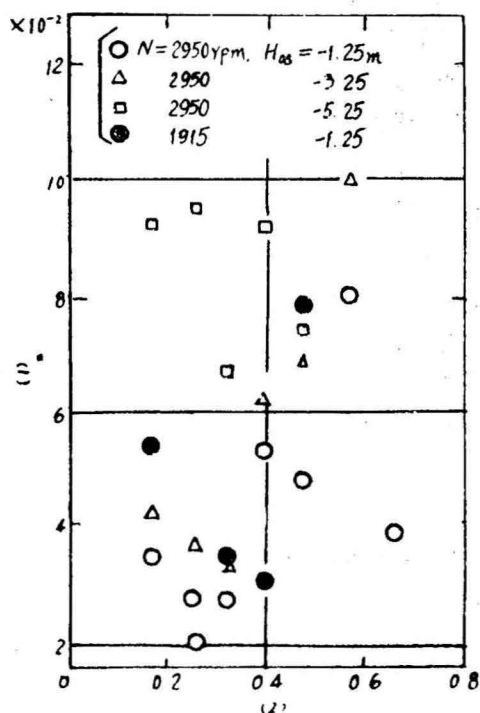


- ① 调节吸入侧水位;
- ② 用闸伐调节吸入压力;
- ③ 托馬汽蝕系数 σ ;
- ④ 比轉数 N_s .

图 16 在揚程下降开始点的汽蝕系数



(a) 开始发生汽蝕时



(b) 到达临界流量时

图 17 在节流孔板喉部的汽蝕系数

- ① 汽蝕系数;

- ② 开度 α ;

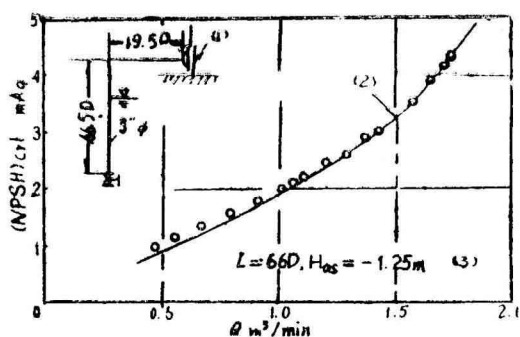


图 18 把调节吸入压力的节流装置设置在水面下时的 NPSH (下降 3 % 的点)

① 泵; ② 调节吸入侧水位时; ③ 闸伐;

(参照片 2)。

3 3.2 关于节流装置与泵之间的距离

在 C 范围, 节流装置与泵之间的距离要长, 希望在白浊部分未通过吸入压力测点位置的状态下进行试验。实际上, 要使白浊消灭部分停留在吸入管中途是困难的, 稍微减小排出侧的阻力就会大大改变它的位置。另外当用闸伐进行试验时, 到泵入口的距离从 $14D$ 延长到 $25D$ 的地方, 虽然白浊消灭部分的移动变得较难, 但气泡的游离变得更激烈, 产生与 A 范围同样的结果, 节流装置的影响仍然很大。

4. 后 记

上面对小型离心泵根据 ISO 的规定进行汽蚀性能试验时因试验方法的不同而产生的差异进行了探讨。也就是说, 以调节吸入侧的水位方法得出的性能为基准, 研究了采用节流装置调节吸入压力的代替方法之适用性。二种方法得出的性能不一定相同, 并指出后者容易产生误差。但是, 本实验的范围有一定的限制, 对各种尺寸, 类型的泵之定量研究也许必须从更广泛的范围内进行。另外 NPSH 的评价基准也是重要的因素, 本文是按 ISO 标准以从正规扬程下降 3 % 这一点的 NPSH 来进行评价的。没有对以 ASME 标准为基准的性能进行比较。但是, 可以认为会有同样的结果。莫如说文中指出的问题是在提出这个基准以前就应该注意的问题。

归根到底, 使用节流装置调节吸入压力时, 存在二个问题: 一是水中含有的空气因节流而游离出来或者由于节流装置的汽蚀产生的气泡群对下游的泵产生影响; 二是节流装置或泵到底那一个发生的汽蚀决定临界流量。对小流量的试验, 因为吸入压力接近于饱和蒸汽压, 所以节流装置的开度只能是小的。这样的结果

(1) 游离出来的气泡群引起泵工作情况恶化和不规则的运动。并且使扬程提前开始下降, NPSH 变大。

(2) 随着节流装置处汽蚀的增强, 吸入管有效面积显著地减小, 就不能忽视表现动压头的增加。扬程曲线发生了特别的变化, 在作者的实验中, NPSH 只有约 1mAg 这样小的值。