

类号: 016
621.67

軸流泵和离心泵的研究

第一机械工业部技术情报所

1963年6月

編者按:

随着我国工农业生产的发展, 对軸流泵和离心泵的要求日益提高。尤其是提高泵的效率已成为生产和使用单位广大工程界所关心的课题。为此我們收集了国外有关軸流泵和离心泵方面的研究报告汇编成专集, 提供生产、使用单位参考。

此文献的出版, 由于人力、时间以及水平有限, 搜集不够广泛, 不当之处在所难免, 所以, 希各界讀者給予批評指正。

第一机械工业部技术情报所

1963年5月

目 录

1. 軸流式水泵特性的研究 (1)
2. 补充普弗利德尔对离心泵的计算方法 (44)
3. 誘导輪工作情况的某些研究結果 (52)
4. 在离心泵上加誘导輪进行灌注高度的試驗研究 (56)
5. 現代鍋炉給水泵发展的一些問題 (60)
6. 列宁格勒金屬厂 K-300-240 汽輪机装置超高压給水泵
 单級模型的研究 (65)
7. 离心泵徑向力的研究 (74)
8. 窄縫隙內水力阻力的研究 (81)

軸流式水泵特性的研究

丰仓富太郎

一 水泵特性的一般傾向

本文的主要目的在于了解軸流式水泵在低流量时揚程和功率有显著增加的原因。本篇报告中，曾測量了水泵的特性、叶輪前后的流动以及靠近叶輪和导叶处泵壳壁上的压力分布。所得的結果主要为：

1. 当流量小于与叶輪进口处开始发生回流相当的流量时，在叶輪中的徑向流突然增加，而水泵的特性也就显著地改变；

2. 此时，泵壳壁对叶輪中的徑向流起着重要的影响，而在叶輪出口端靠近泵壳处液体的流动角* 则大于叶輪的出口安装角。

1 引言

高比速水泵，特别是軸流式，在流量逐步接近零时，揚程和功率曲綫急剧地上升。这是一种不利的現象，因为在出水閘关闭的情况下起动水泵需要太大的电动机和起动设备。不論研究者们如何努力，但是目前对这一問題还是没有很好地解决。本文就着重用理論和实验的方法来研究軸流式水泵中的这一現象，并且用分析的方法来求得水泵的性能。研究的目的在于有可能求得在低流量时具有合适性能的叶輪型式。

在这篇报告中为了了解水泵性能的一般傾向，測量了水泵的特性、叶輪进出口处的速度分布，以及靠近叶輪和导叶处泵壳壁上的压力分布。此外，还对低流量时揚程显著增加的原因进行了探討。为此，首先提一下有关这一問題理論分析的其他文献。

C·忽拉特勒〔1〕首先說明了部分流量时在叶輪出口端发生回流的原因，并且从理論上确定了流量和理論揚程之間的关系。石原和田原〔2〕則改进了忽拉特勒的方法。但是这些研究并不可能用来說明已經为实验很好地証实了的，在叶輪进口处的倒流，同时也不可能定量地求得流量和理論揚程曲綫

的綫性关系。A·П·斯杰潘諾夫〔3〕在他所著的书中也述及了这一問題；根据他的看法认为，当流量小于設計值时，在叶輪出口处液体质点的軸向速度仍保持不变而旋轉速度則沿着徑向方向增加。可是，G·F·魏西利西納斯〔4〕指出，根据液体质点的这种流动情况，并不可能滿足水动力学上的平衡方程式。

目前，已有发表的文章〔5〕中測定了泵壳內的流动，但是由于皮托管的校正通常都是不完善的，因而不能从量上来利用这些数据。在本文中，垂直壁对皮托管特性的影响予先用实验进行了修正。

2 实验結果

2-1 实验用的水泵

实验是在国立横滨大学水力学試驗室的一只直徑为9吋的立式軸流泵上进行的，其中只掉換了一只新設計的叶輪。实验装置如图1所示。进水管和出水管的壁面极为粗糙，似乎不可能获得高的水泵效率。但

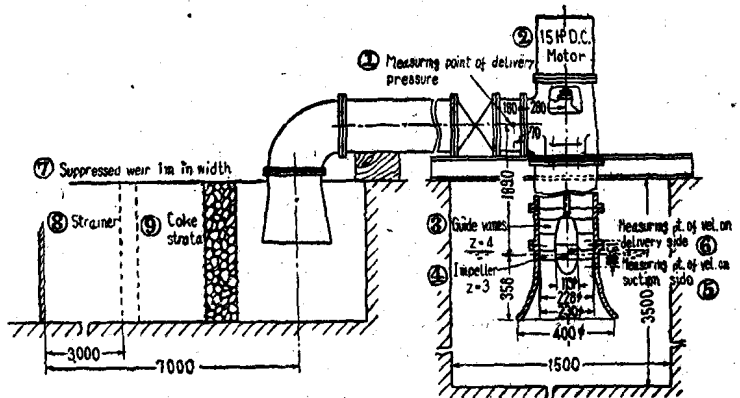


图1 水泵試驗装置：

①出水口测压点；②15馬力直流电机；③导翼 $z=4$ ；④叶輪 $z=3$ ；⑤吸入口测压点；⑥出水口测压点；⑦矩形堰宽度1米；⑧滤网；⑨焦炭层。

* 原文为“旋轉方向与液体相对速度間的夹角”，拟改为“液体的流动角”——譯注。

是作为研究的主要目的乃是要了解所試驗水泵的叶輪性能。叶輪的外围为加工到230毫米。叶片由厚度为3毫米的鋼板弯制而成，其表面用鉻电鍍。翼型用下述方法确定以便适宜于作理論上的探討。

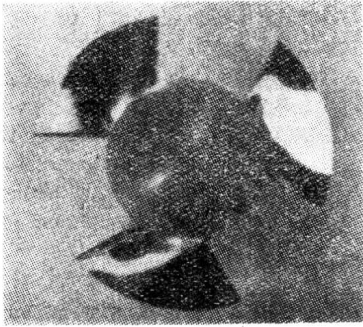


图 2

如假定在叶輪中有徑向流存在，則我們必須根据一元理論來探討和分析低流量时水泵的性能。所以就有必要引入用 $1 + p_1$ 表示的滑角系数 ($1 + p_1 = H_{th\infty} / H_{thm}$; $H_{th\infty}$ 为无限多輪叶时的理論揚程，而 H_{th} 为理論揚程)。为了进行理論上的分析，在徑向的方向假定 $1 + p_1 =$ 定值是合适的，因此，可以选择使 $H_{th\infty} =$ 定值的輪叶出口角。在軸向測得的中曲面綫的寬度 h 选取为接近于定值 (但是，宁可把靠近輪轂处的 h 选择得較长，因为 $h =$ 定值时所得的輪叶既短而半徑又小)。此外，再假定在吸入端处沒有圓周分速，能量在叶輪中是直綫地增加的。根据上述假定，就可以确定翼型。輪叶数是三个。这种叶輪与所謂自由漩渦型不同的，因为 $1 + p_1$ 实际上并不是定值。但是水泵的性能和速度的分布却和应用机翼理論設計的自由漩渦型輪叶的水泵具有相同的傾向，如第三部分中所示 [6]。

叶輪設計成 $H_{th\infty} = 2.9$ 米，而 $v_m = 2.7$ 米/秒 (v_m 为叶輪出口端的平均軸向速度)，此时 $n = 1000$ 轉/分。但是这些数值相当于液流为无撞击进入时的情况，所以給出最大效率时的流量將較之为小。表 1 和图 2 表示輪叶的翼型。

表 1 輪叶的翼型

半徑，厘米	5.65	7.57	9.49	11.4
弦长，厘米	6.7	8.9	11.8	14.8
进口角，度	24.7	18.5	15.0	13.0
出口角，度	67.5	31.9	20.9	15.8

叶輪和导叶之間的距离取得很大，使导叶对其間液流的影响較小。导叶数为 4 片。水泵从大容器中吸

取，并从排出管排到寬度为 1 米的平流堰中去，流量即由此堰測定，如图 1 所示。

2-2 水泵的特性

在 $n = 800, 900, 1000, 1100$ 和 1200 轉/分下分別測量流量和揚程 H_m 并進行比較，以驗證在軸流式水泵的特性中存在的相似定律。所得的結果用无因次的揚程系数和流量系数來表示： $\varphi_{dm} = v_{dm} / u_t$ ， $\psi_m = H_m / (u_t^2 / g)$ ，其中 u_t 为輪叶頂端处的圓周速度。 φ_{dm} 和 ψ_m 間的关系如图 3 所示。由图很清楚地表明，在所有不同的流量下，相似定律都是滿足的。在叶輪进口和出口开始发生回流时的流量可根据速度分布來确定，并在图中以虛綫表示之。当在吸入端处开始发生反向流时的流量下以及在低于此流量的情况下，水泵性能的傾向就有很明显的改变，水泵的揚程几乎成直綫地增加。直流电动机的性能已經事先試驗測定，由其輸入功率可以求得 $n = 1000$ 轉/分时水泵的輸入功率和效率，并同样地表示于图 3 中。 $\varphi_{dm} = 0.191$ ($v_{dm} = 2.28$ 米/秒) 时的效率为最大，此值小于設計数值。該水泵的吸上高度选择得很小，以便使在任何流量下看来都不发生汽蝕。

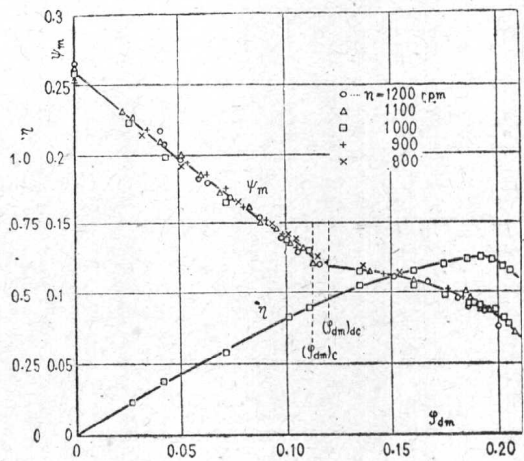


图 3 水泵的特性曲綫

$(\varphi_{dm})_c$: 輪叶吸入端开始反向流时的 φ_{dm} ;

$(\varphi_{dm})_{c'}$: 輪叶出口端开始反向流时的 φ_{dm} 。

2-3 速度和总揚程分布

流量用二只 4.5 毫米直徑的，具有双孔的圓柱皮托管來測量；一只放在吸入端距叶輪中心的上游 8.3 厘米处，而另一只則放在排出端距叶輪中心的下游 6.1 厘米处 (見图 1)。皮托管測孔的直徑为 1 毫米，而孔中心和末端表面間的距离也是 1 毫米。速度分布

的測量是在8種不同的流量下進行的。

為了尽可能精確地測定流量，進行了若干試驗以確定皮托管靠近垂直壁時對其特性的影響，如文獻7所报导那樣。另一方面，關於在皮托管軸向分速的影響，根據沼知〔8〕用與上述之一相似的皮托管進行試驗的結果指出，如果流動的方向偏離垂直于皮托管軸的方向 $\pm 10^\circ$ 的話，則在垂直于皮托管軸的方向所測的速度和真實分速之間的誤差低於3%。但是，正如後面所說明那樣，根據對靠近葉輪的液流的觀察可知，即使在部分流量時，徑向分速也是極小的，以致可以忽略其差別。

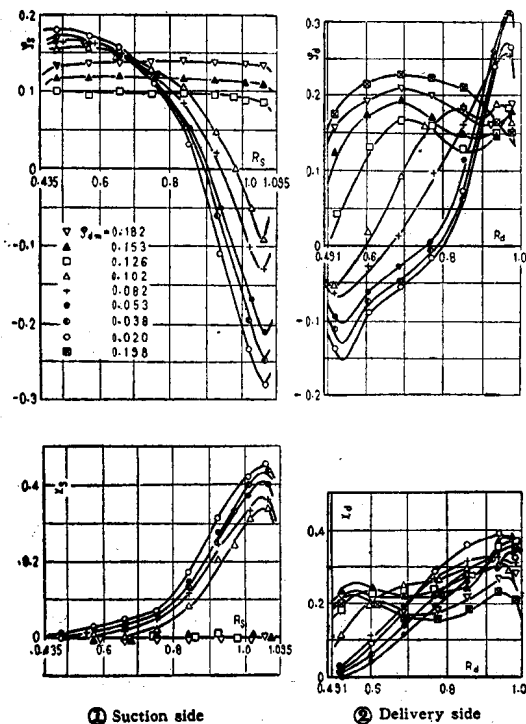


圖4 在輪葉兩側的速度分布：
①吸入端；②排水端。

在葉輪進口和出口測定的速度分布分為軸向分速和圓周分速而表示在圖4中。其中 $\varphi_a = v_a/u_t$ ， $\varphi_s = v_s/u_t$ ， $x_a = C_{ua}/u_t$ ， $x_s = C_{us}/u_t$ （ v_s, v_a 各為葉輪進出口處的軸向分速； C_{us} 和 C_{ua} 各為相應的圓周分速）。 $R_d = r_d/r_2$ ， $R_s = r_s/r_2$ （ r_2 為包圍葉輪的泵殼壁的半徑， r_s 和 r_d 各為葉輪進出口處的半徑）。此外，圖5表示了總揚程分布（ $\psi_s = H/(u_t^2/g)$ ），其中 H 為半徑等於 R 處的總揚程。當在吸入端沒有回流時， φ_s 的分布是均勻的，同時其大小直線地隨着流量而減小。但是當流量小於在吸入端處開始發生回流的流量 q_c 時， x_s 就急劇地增加。在大流量時，在輪葉後的 φ_a 分布是接近

于均勻的，但是由於泵殼和輪轂壁的存在以及特別是輪葉頂端間隙的存在， φ_a 在水流通道的兩側都是下降的。雖然輪葉接近于自由漩渦型，但 x_a 是隨着半徑的增大而增加的。這是由於該處 φ_a 降低的緣故，我們可以很容易地與速度三角形聯繫起來理解。當大流量時，在吸入端的總揚程分布沿徑向是均勻的，但是當流量低於 q_c 時，在輪葉的進出口端靠近泵殼壁處的總揚程就急劇地增加。

此外，還檢查了當葉輪圓周速度改變時的相似定律，在輪葉前后的速度分布是在 $n = 800, 1000$ 和 1200 轉/分三種不同的流量下測得的。可以知道，即使在回流區域內，相似定律也是保持着的，在正向流中當然也是保持的。

2-4 對液流的觀察

靠近輪葉的泵殼壁換上了一段長度為18.6厘米的丙稀醛脂管，同時用5根直徑為3毫米的黃銅條在葉輪的進出口位置處從外面徑向地插入。幾根長度為1.5厘米的銀絲系在每一根銅條的四個點上。流動的情況可以從垂直于銅條的方向攝影而得，同時表示於圖6

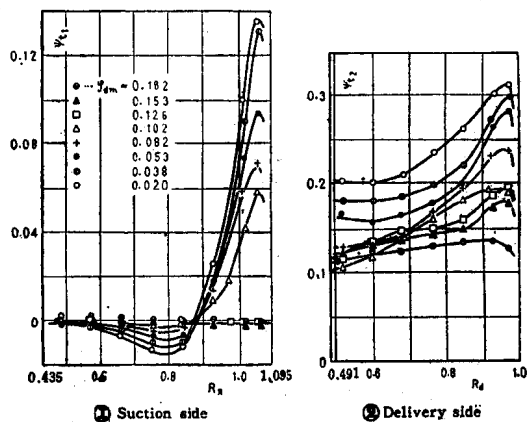


圖5 輪葉兩側的總揚程分布：
①吸入端；②排出端。

中。圖6(a)相當於無回流的情況，而(b)相當於有回流的情況。銀絲的長度在半徑大的地方由於具有大的圓周分速而看來是短了。這就明確地表示，徑向分速和每一斷面上的流動情況在軸向的變化是小到可以忽略的。

2-5 在泵殼壁上的壓力分布

為了估計葉輪的性能，測量了靠近葉輪和導葉處泵殼壁面上的壓力分布。特別是在二相鄰輪葉形成的水流通道的中心線上，測量了導葉間的壓力分布。試

驗是在 $n = 1000$ 轉/分和 1200 轉/分下進行的，同時把用 $\psi_s = (p/\gamma)/(u_i^2/g)$ 表示的無因次系數的分布表示在圖 7 上 (p : 壓力, γ : 重率)。當大流量時在二輪葉表面間有着大的壓力差，其平均值就認為是在泵殼壁上的壓力分布。如所周知，在輪葉進口的機翼表面上有着低壓區，所以該處在泵殼壁上的壓力為最小，但是它逐漸地增加，並且在出口處達到最大值。這說明，在部分流量時，壓力分布中的凸

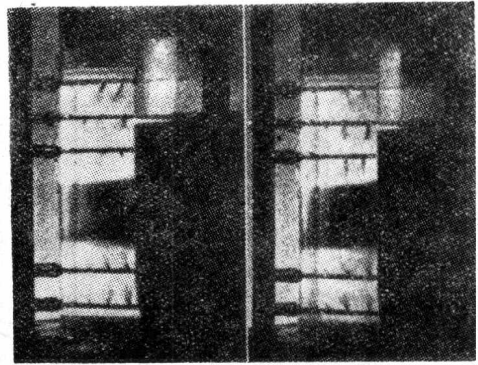
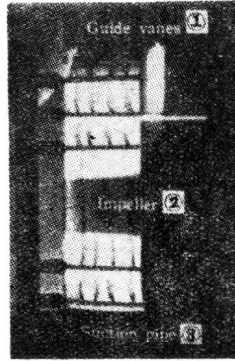


圖 6 輪葉兩側的流動情況

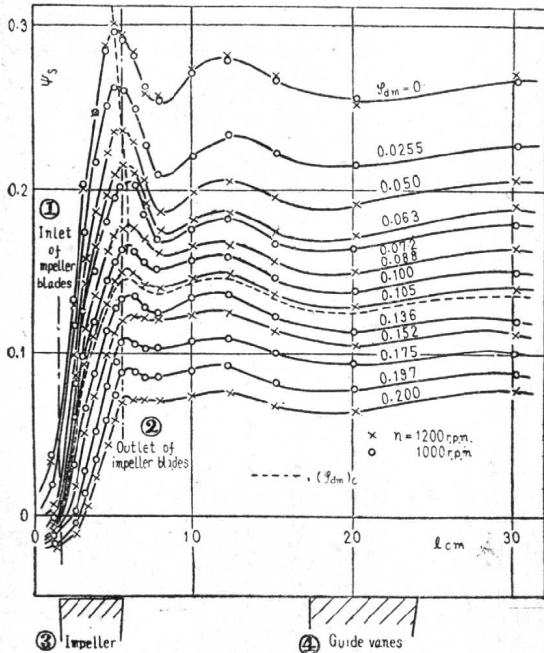


圖 7 泵殼壁上的壓力分布:

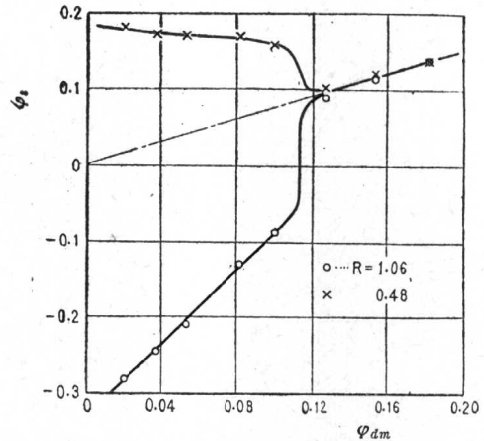
① 葉輪進口; ② 葉輪出口; ③ 葉輪; ④ 導葉。

峰部分出現在靠近輪葉的出口，同時其值在 $\varphi_{dm} = 0.02 \sim 0.05$ 時為最大。此外，最大壓力點隨着流量的減少而移向吸入端。這些現象無疑地是由於這樣的事實，即在輪葉中的徑向流在低流量時增加，同時有一滯止壓力出現在泵殼表面上。所以可以很容易地了解到，液體徑向分速與軸向分速之比隨着流量的減少而增加，於是壁面上的滯止點移向吸入端。

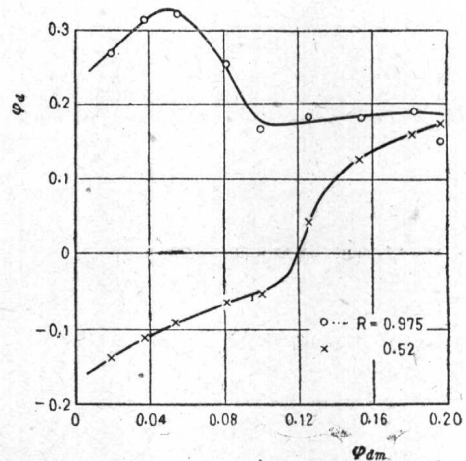
3 在低流量時對葉輪性能的初步研究 (I)

3-1 軸向流區和徑向流區

為了更確切地說明在不同流量下靠近輪葉的流動



(a)



(b)

圖 8 輪葉兩側軸向分速的變化:

a—吸入端; b—排出端。

情況，把輪葉進出口端靠近輪轆和泵殼壁處軸向分速隨流量的變化示於圖 8 中。由圖可知， φ_s 直線地隨着流量而減少，但是在 $\varphi_{dm} = 0.112 [= (\varphi_{dm})_c]$ 時，在吸入端處突然在外側發生了回流，或則在內側 φ_s 也

同时增加。这就是说，在吸入端处在某一流量时明显地出现了回流，同时对叶轮前的总液流有着极大的影响。在 $\varphi_{dm} > (\varphi_{dm})_c$ 时，流动的进口角相对于流量的降低而增加，但在 $\varphi_{dm} < (\varphi_{dm})_c$ 时，在正向流区内靠近轮毂处的 φ_s 和冲角几乎保持不变。所以，在吸入端处无回流时的液流中应该考虑到由冲角的增加而引起的脱流现象，同时必须与前面所述的回流区别开来。这种倒流似乎会扰乱叶轮中的流动，但是冲角通常是很小的，同时在叶轮上的径向流变得很显著而可以当作叶轮中整个的流动来处理。如果脱流现象发生在 $\varphi_{dm} > (\varphi_{dm})_c$ 时，流量、扬程曲线就具有不稳定部分*。此外，如所周知，汽蚀是发生在流量低于最大效率点。因为这种现象是由于冲角增加的缘故，所以可以预料是在吸入端处无倒流的流量下出现的。事实上，在正向流区域内的冲角很小而当 $\varphi_{dm} < (\varphi_{dm})_c$ 时，在回流区域内液体从水泵处获得能量，因而汽蚀很少发生。

在叶轮的出口端，在大半径处的 φ_a 当低流量时增加，而在 $\varphi_{dm} \approx 0.05$ 时变为最大。 φ_{dm} 值接近于在泵壳表面上给出最大压力升高时的数值。这些事实说明，在此流量下，在径向平面上的速度变为最大。如图8所示，在叶轮出口端处的倒流并不像在吸入端那样的突然发生，而在 $\varphi_{dm} < (\varphi_{dm})_c$ 时，靠近泵壳壁的 φ_a 有显著的增加。

根据这些事实可以认为，在 $(\varphi_{dm})_c$ 时水泵中的流动、水泵的特性和泵壳壁上的压力分布起着非常显著的变化。因为当 $(\varphi_{dm})_c$ 时在叶轮后面的液流中并没有不连续的变化，所以在 $\varphi_{dm} < (\varphi_{dm})_c$ 时，在叶轮上的径向流大大地增加，同时撞击在泵壳壁上的液体质点也同样从吸入端处流回出去。根据这些理由，叶轮的工作必须离开 $(\varphi_{dm})_c$ 点。所以与 $(\varphi_{dm})_c$ 相当的流量可以合适地采用临界流量 q_c 的名词，而低于和高于 q_c 的区域可以相对地定义为离心流区和轴向流区。

由于从理论上来决定这些数值还是很困难的，所以在后面的报告中对各种型式的叶轮将从实验上来确定它。根据实验的结果可知， $(\varphi_{dm})_c$ 约为 $(\varphi_{dm})_{\eta_{max}}$ [在最大效率点时的 φ_{dm}]的60%，而与叶轮的形式无关，其轮毂比接近于0.5。

3-2 泵壳壁的影响

目前对轴流式水泵在低流量时的性能在理论上的研究都是用叶轮出口处的流动来解释的，同时是从液体应该沿着叶轮表面流动这一假定出发的。流量可按

如下关系计算

$$q = \int_{r_b}^{r_2} 2\pi r v_d dr,$$

其中 r_b 和 r_2 表示轮毂和泵壳表面处的半径。所以，泵壳壁存在的影响可以当作积分条件惟一的上限来处理。如前面所述，当低流量时在叶轮表面上的径向流被泵壳壁改变了方向，同时流向吸入端或排出端。因为直到目前为止，一些研究者们忽略了壁面会改变径向流为轴向流的作用，所以他们处理的是如图9(b)所示的流动。在离心流区域内，当径向速度显著地增加时，我们不得不认为他们所研究的流动是与实际有差别的。真实的流动应该如图9(a)所示，而如果不考虑泵壳壁的影响则对吸入端的回流进行论述简直是不可能的。

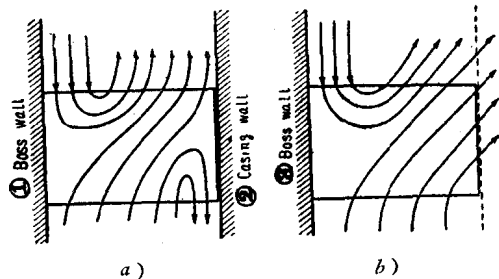


图9 泵管壁对叶轮中流动的影响：

a—顾及泵壳壁的影响；b—忽略泵壳壁的影响。

① 轮毂壁；② 泵壳壁；③ 轮毂壁。

对三种不同的流量，把叶轮出口端的流动角 β 绘示于图10中。由图很清楚地表示出，在大流量时的 β 角小于叶轮的出口安装角。但是在流量减小时，靠近轮毂处的 β 角减小并且在倒流区内甚至为负值，可是在大半径处 β 角有增加的趋势，而当靠近阀门全闭点时就大于叶轮的出口角。液体以大于叶轮出口角的角度流出这一事实直到目前并没有在研究中考虑进去，同时把它看作是高速水泵在部分流量时的一种特殊现象。这是因为泵壳壁的影响比在大半径处叶轮的作用有更大影响的缘故。这将在下一篇报告中进一步研讨之。上面所述的事实意味着有大量的液体以高的扬程在大半径处流出叶轮。以较小半径流出的液体重新倒流回去，但是从外侧流出的液体却被水泵输送出去，同时水泵的扬程就显著地增加。这就是当趋向另流量时扬程所以急剧升高的主要原因，而这是十分重要的。由于目前的一些研究结果忽略了这一观点，所以可以料想到计算的结果不能与实验的结果相符合是很自然

* 这将在下一篇报告中载明。

的事了。

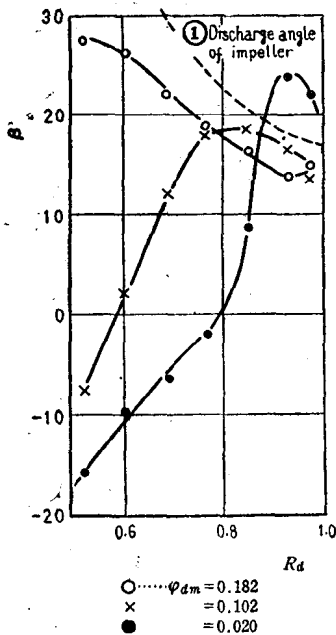


图10 液体流出叶轮的方向:
①叶轮的出口安装角。

4 結論

为了求得初步的証据来分析轴流式水泵的特性,同时为了了解为什么在低流量时扬程有显著增加的原因,曾測量了水泵的特性、在叶轮进出口端的速度和

二 确定流量-理論揚程特性的分析方法

在本文中,把部分流量时轴流式水泵中的流动分为二个区域来研究;一个区域是靠近于泵壳壁处,該处的徑向流受到壁面严重的影响,另一个区域距之很远,該处的液体沿着叶轮而流动,同时壁面的影响小到可以忽略的程度。

用这种方式来考虑叶轮中的流动就有可能分析叶轮的作用,同时指出在部分流量时扬程有显著增加的原因。本文中用分析方法求得了流量和理論揚程之間的关系。但是由于流动的复杂性,需要引入几个应该用試驗来确定的系数。

1 引言

在前一篇报告中指出,当轴流式水泵趋向另流量时扬程有显著升高的原因是叶轮出口处液体的流动角大于叶轮出口角的緣故。在本文中,叶轮中的流动被

能量分布以及在靠近叶轮和导叶处泵壳壁上的压力分布。特别是討論了叶轮中的流动并指出了下列事实。

1. 当流量降低到低于与叶轮的吸入端处开始有回流相当的流量时,在叶轮中的徑向流突然增加,同时水泵的性能也显著地改变。

2. 在部分流量时,泵壳壁对叶轮的工作起着重要的作用,因此,当接近全闭点时,在叶轮出口端大半徑处液体的流动角大于叶轮的出口装置角。这就是趋向另流量时扬程急剧上升的主要原因。

必須考虑到在叶轮中的流动以便說明这些现象,这将在下一篇报告中討論之。

参考文献

1. C. Pfleiderer: Die Kreisepumpen. 4 Aufl. (1955). & 383. Springer
2. T. Ishihara and H. Tawara: Trans. Japan Soc. Mech. Engrs; Vol. 18. №66(1952). p. 131.
3. A. I. Stepanoff: Centrifugal and Axial Flow Pumps. 2nd ed, (1957) p. 60. John Wiley.
4. G. F. Wislicenus: Trans. ASME. vol. 67. №6. (1945), p. 451.
5. F. Kito: Trans. J. S. M. E. vol. 2. №6 (1936). p. 161.
6. 本文第3部分
7. T. Toyokura: Trans. J.S.M.E. vol. 26. №168(1960), p. 1204.
8. F. Numachi: J. S. M. E. vol. 34. №175. (1931) p. 1580.

适宜地分成二个区域;一个区域是回流区,泵壳壁在該处的影响是很重要的,而叶轮则仅起很小的作用,另一个是主流区,在該处泵壳壁的影响小到可以忽略不計,同时液体质点沿着叶轮而流动。只有在这样的假定下才有可能說明上面所述的现象并分析水泵的特性。

要从分析上来确定流量和理論揚程間的关系,我們必須用一元方程式来研究水泵中的流动。因为在水泵同軸的圓柱表面之間并不是液体质点所走的真实路徑,所以似乎不可能应用机翼理論。在本报告中,水泵的性能是在把叶轮中的流动考虑在內的情况下分析地导出的,这与前一篇报告所采用的方法有着极大的差别。結果可以了解到,壁面对叶轮中液流的影响在低流量时是十分重要的。由第4部分的报告可知,計算的結果与实验結果是很好地符合的。

2 在部分流量时对叶輪性能的研究 (II)

2-1 主流区和回流区

根据自由旋渦理論設計的輪叶在設計点时是没有徑向流的，因此泵壳壁对液流的影响很小。但是在低流量时，在輪叶中的徑向流变得很大，以致泵壳壁对輪叶中的液流有显著的影响，而其影响可以延伸到与泵壳壁距离較远的点。为了显示在部分流量时叶輪的性能，把輪叶中的液流分成二个部分是很适宜的；一个部分相当于泵壳壁的影响是很小的区域，而另一个部分則相当于壁面的影响很显著的大半徑处的区域。为了使有可能从理論上来論述，最好假定由与水泵同軸的、半徑为 r_1 的圓柱表面来給定其边界，边界的內側部分定为“主流区”，而外側部分則定为“回流区”。

关于半徑 r_1 的确定，并没有严格的理論基础。但是在离心流区域中被泵壳壁轉向軸向的液体质点流到叶輪吸入端和排出端的射流区中去。于是开始向吸入端倒流的徑向点看来就是确定 r_1 的一个基础。因此，我們可以規定，在离心流区域中，此半徑即給出了 r_1 。根据前一篇报告， r_1 可以确定如下。

在速度分布已經測定的輪叶吸入端处，由于环状通道的寬度大于在第 1 部分中水泵环状通道的寬度，所以前者的寬度必須轉換为后者的寬度以便确定 r_1 值。为此目的。假定主流区与回流区的面积比对寬的和狭的环状通道具有相同的数值。流量与 r_1 之間的关系如图 1 (a) 所示。图中清楚地表示，在关闭点下具有最小值的 R_1 ($R_1 = r_1/r_2$, r_2 为泵壳壁的半徑) 直綫地随着流量而增加，而在相当于临界流量的 $(\varphi_{dm})_c = 0.112$ 时就趋于平順 ($\varphi_{dm} = v_{dm}/u_t$, v_{dm} 为輪叶排出端的平均軸向速度， u_t 为輪叶頂端的旋轉速度)。但是必然存在有这样一个区域，在此区域中泵壳壁的影响就是在軸向流区中也不能忽略。所以，当 $\varphi_{dm} > (\varphi_{dm})_c$ 时在軸向流区中， R_1 可以合适地用这样的假定来闡明，即 R_1 和 φ_{dm} 間的綫性关系 (虛綫) 应该保持成如图 1 (a) 所示。在图 1 (a) 中的虛綫表示，当 $\varphi_{dm} = 0.227$ 时 (此时 $\varphi_{dm} = \varphi_{dm0}$ ，为在設計点下輪叶排出端液体平均軸向速度的无量次表达式)， $R_1 = 1$ 。因此，在軸向流区域内的 R_1 值可以在 $R_1 - \varphi_{dm}$ 最上

用一連接二点的直綫来給出；其中的一点为在設計流量下的 $R_1 = 1$ (其中包括泄漏量)，另一点为在另流量时的 $(R_1)_{\varphi_{dm}=0}$ 。各种型式輪叶的 $(R_1)_{\varphi_{dm}=0}$ 值在第 4 部分中用实验确定之。关于輪轂比的影响，由于在輪叶吸入端处徑向平面上的軸向速度分布类似于一頂峰在輪轂表面上的拋物綫，所以 $(R_1)_{\varphi_{dm}=0}$ 可以在 φ_{dm} 分布为一拋物綫的假定下近似地計算之。計算結果示于图 1 (b) 中。在图 1 (a) 中表示的实验結果相当于 $R_b = 0.491$ 时的 R_1 (R_b 为輪轂比)，所以其 $(R_1)_{\varphi_{dm}=0}$ 很接近于計算結果。

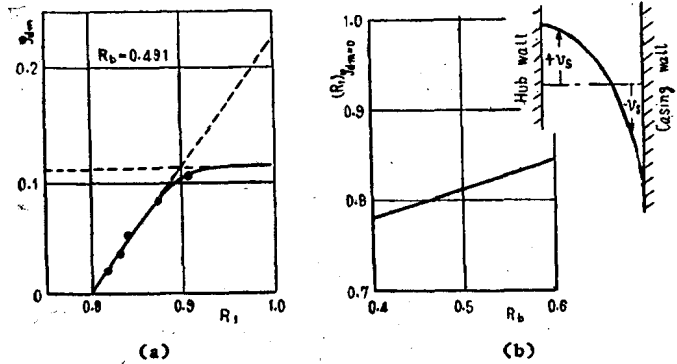


图 1 R_1 值：
Hob wall—輪轂壁；Casing wall—泵壳壁。

2-2 主流区内的流动

如前所述，在此区域中由于泵壳壁的影响可以忽略不計，所以在确定輪叶排出端处的流动时可以不必顧及輪叶中的流动情况。为了使有可能用一元方程式来分析流动，我們必須引入滑动角系数为

$$1 + \rho_l = \frac{H_{l\infty}}{H_{lh}} = \frac{C_{ud\infty}}{C_{ud}}$$

其中 $H_{l\infty}$ 、 $C_{ud\infty}$ 、 H_{lh} 和 C_{ud} 表示无限和有限輪叶时叶輪出口端的理論揚程和圓周分速。

对于离心式水泵來說，已經知道，即使流量改变时 $1 + \rho_l$ 亦为定值，但是对軸流式水泵來說却尚未知。为了論証它，应用前一篇报告中所得的、在輪叶出口端无反向流时各种流量下的实验結果，把 $1 + \rho_l$ 值計算后表示于图 2 中。由图可知，除了靠近輪轂处很小的 φ_a 以外，在各相应半徑处各种流量下的 $1 + \rho_l$ 值几乎是一定值。此外，在計算时，把輪叶的出口角选择为另峰角的方向*。因此如果应用上述的 $1 + \rho_l$ ，則

* 这将在第 4 部分中說明。

在基流区内液体质点沿着輪叶表面流动的假定将是許可的。

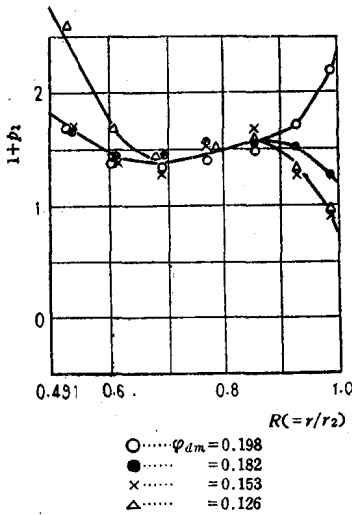


图2 $1 + p_1$ 值。

2-3 回流区中的流动

在半徑 r_1 处流动的向量图如图3所示。在与水泵同軸的圓柱面上的輪叶剖面与旋轉方向通常有一較大的傾角，但是在子午面截面上机翼与徑流方向的傾角是很小的。因此，根据液体是沿輪叶表面流动的条件可以很容易地了解到，在半徑 r_1 处的圓周分速 C_{1u} 随着軸向速度 v_1 的降低而增加，但是徑向分速的影响却小到可以忽略。軸流式水泵的理論揚程正比于液体的圓周分速，所以軸向分速对水泵的揚程影响很大而徑向速度則沒有影响。

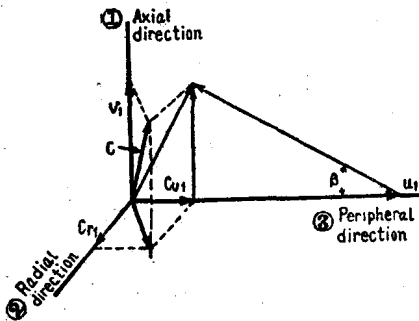


图3 r_1 处的流动:

① 軸向; ② 徑向; ③ 圓周方向。

在 r_1 处的分速如图3所示的液体质点改变其徑向分速 C_{r1} 为軸向，同时流出到回流区中去。結果，在輪叶出口处的軸向分速显著地增加。如果我们假想在回流区中液体质点亦同样沿着輪叶表面流动，在 r_1

处的旋轉分速 C_{w1} 則相反地在此区域中降低，这样就会存在 C_u 为負值的情况如图4所示。另外， r_1 处的絕對速度 C_1 突然改变为 C'_1 。如图1中所示，回流区的寬度是狹的，在此区域中流动情况的突然改变似乎不是一种自然的現象。常常因为軸流式水泵有較大的柵距-翼弦比，所以可以认为在此区域中輪叶对流动的影响是小得可以忽略的，同时只有徑向分速由于泵壳壁的存在而轉为軸向。結果进入射流区的液体质点的旋轉分速在靠近半徑 r_1 处保持为定值，同时只有軸向分速是增加的。所以速度三角形变为如图4中的A所示。根据这样的考虑，液体质点在 r_1 处沒有速度的不連續变化，同时看来还表示了真实的流动。由图可以很快地知道，液体的流动角大于輪叶的出口安装角。

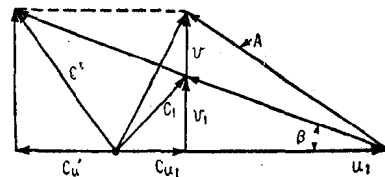


图4 回流区中 r_1 附近流动的变化

作为一个例子來說，上面所述的方法被証明是合理的，当低流量时在回流区中輪叶两侧流动的向量图是根据前一报告中的数据給出的，并示于图5中。流动情况已經测定的，叶輪吸入端水泵环状通道的面积要比排出端为大，其差別可根据假定予以修正。这一

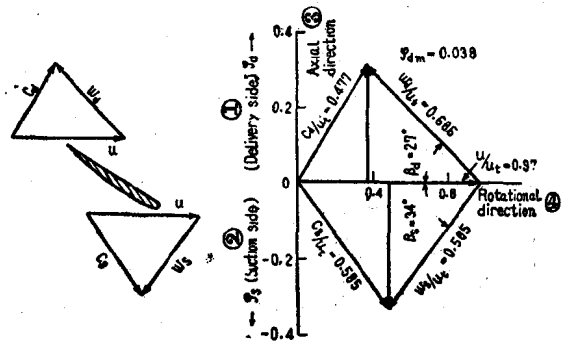


图5 回流区中輪叶两侧的流动:

① 排出端 φ_d ; ② 吸入端 φ_s ; ③ 軸向; ④ 旋轉方向。

假定就是：在寬环状通道截面上的軸向速度分布根据位流理論轉换为狹环状通道剖面上的軸向速度分布，同时根据自由旋渦理論把圓周分速也进行同样的轉换。在叶輪两侧的流动情况在同一半徑处进行了比較如图所示。在叶輪吸入端和排出端处，輪叶的出口角不論有多大的差別，但在輪叶两侧液体质点的流出却几乎是对称的。这一現象似可解釋为在射流区内輪叶

的存在是并不重要的，除非叶栅距-翼弦比过小。另外，在第4部分中由实验指出，即使栅距-翼弦比 (t/l) 相当小 (平均半径处 $t/l = 0.86$)，在射流区中作为边界条件存在的叶也是以忽略的。此外，根据上面所述的想法，在低流量时，浆叶顶端和绕环之间间隙的宽度对回流区中的液流影响很小。在最后一报告中的实验结果指出，这种影响在轴流区中是很显著的，而在离心流区中却极小。

因而，理论分析将指出，在回流区中的叶会形成旋转分量，同时液体的扬程沿径向增加。

2-4 临界流量的原因

在叶轮吸入端发生倒流的原因可以定性地说明如下。在半径 r_1 处的径向流速即使在轴向流区中也似乎随着流量的降低而增加。因此，泵壳壁对叶轮中已经进入回流区的径向流的影响将格外显著。于是在回流区中液体的流动角就增加，因而扬程也增加。在大半径处进入叶轮的液体质点在叶轮中径向的移动很小，同时接近于沿着叶轮表面流出。因此在小半径处进入叶轮的液体质点比在大半径处进入的质点具有较大的能量。在叶轮出口处，虽然这些液体质点的动能差似乎很小，但会引起压力差，同时在大半径处进入的液体质点最后倒流出去。

根据上面所述的原因可知，在叶轮吸入端的反向流是由叶轮排出端处液体的能量差所引起的；因此在临界流量时，大量的液体就会突然地倒流出去。

3 确定流量-理论扬程性能的分析方法

在本章中，将应用一元理论分析地导出自由漩涡型叶轮的轴流式水泵从设计点到关闭点间各流量的“流量与理论扬程”间的关系。能量损失和导叶对液流的影响都忽略不计，同时反对叶轮进行计算以便有可能进行分析。

3-1 主流区中叶轮出口处的流动

假定在叶轮之前没有旋转分速 C_{us} ，且轴向分速

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= \frac{1}{2} \left[1 + \left\{ R_t - \frac{1+p_l}{R_t} \psi_{th0} \right\}^2 / (HP_1)^2 \varphi_{d0}^2 \right] \\ B_1 &= \frac{p_l}{(1+p_l)^2} \frac{R_t}{\varphi_{d0}} \left\{ R_t - (1+p_l) \frac{\psi_{th0}}{R_t} \right\} \\ C_1 &= \psi_{th1} - \frac{\varphi_{d0}^2}{2} \left\{ \frac{R_t'^2 - (1+p_l) R_t' \psi_{th1}}{R_t'^2 - (1+p_l) R_t' \psi_{th0}} \right\} - \frac{\psi_{th1}^2}{2R_t'^2} - \frac{1+2p_l}{2(1+p_l)^2} R_t'^2 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

v_s 为定值。如果叶轮顶端的圆周速度为 u_t ，则无因次的分速如下所示

$$\varphi_s = v_s/u_t = \text{定值}; \quad x_s = C_u/u_t = 0 \quad (1)$$

在叶轮的出口端，当忽略此区域中泵壳壁的影响时，则可在忽略径向分速的情况下导出下列基本方程式

$$p_d/\gamma + v_d^2/2g + C_{ud}^2/2g = E_s + H_{th} \quad (2)$$

$$H_{th} = \omega r \cdot C_{ud}/g \quad (3)$$

$$dp_d/dr = \rho(C_{ud}^2/r) \quad (4)$$

当引入滑角系数 $1+p_l$ 时，液体质点沿叶轮流出的情况可表示为

$$C_{ud} = \frac{1}{1+p_l} \left\{ \omega r - \frac{v_d}{v_{d0}} \left[\omega r - \frac{(1+p_l)gH_{th0}}{\omega r} \right] \right\} \quad (5)$$

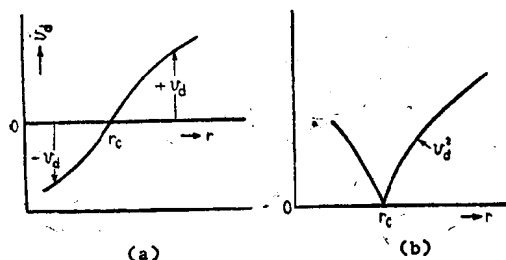


图6 r_c 附近的 v_d 分布。

其中 p 为压力； v 、 C_u 为轴向分速和圆周分速； E_s 为叶轮吸入端的总扬程； H_{th} 为理论扬程； ω 为叶轮的角速度；足标 d 表示流出处的参数而足标表示设计工况下的参数。

从方程式 (2)、(3) 和 (5) 导出的 v_d 的微分方程式，即使在 $1+p_l = \text{定值}$ 的假定下亦是非线性的。所以分析地解此方程式是有困难的。

然而，当我们近似地分析叶轮中的流动时，就完全可以求得上述方程式的近似解。有人作了数学的例子 (2)，其中使 $p_l = 0$ 的简化情况表示，在实际流区域中沿径向的 H_{th} 接近于定值。所以作为第一次近似可假定 $H_{th} = H_{th1} = \text{定值}$ ，于是可由式 (3) 和 (4) 导出 p_d ，同时 v_d 也可由上面的方程式确定。在叶轮出口端的无因次轴向分速 $\varphi_d = v_d/u_t$ 可表示为

$$\varphi_d = (-B_1 + \sqrt{B_1^2 - 4A_1C_1}) / 2A_1 \quad (6)$$

其中 $R_t = r/r_i$ (r_i 为叶輪頂端的半徑); $\Psi_{th0} = H_{th0}/(u_i^2/g)$; $\Psi_{d0} = v_{d0}/u_i$; $R_t' = (1+R_{th})/2$; $R_{th} = r_b/r_i$ (r_b 为輪轂半徑); $\Psi_{th1} = H_{th1}/(u_i^2/g)$; $(1+p_1)R_t'$ 为半徑 R_t' 处的 $(1+p_1)$ 值。把式 (6) 和式 (7) 代入式 (5) 可求得旋轉分速 $x_d = C_{ud}/u_i$, 所以 $\Psi_{th} = H_{th}/(u_i^2/g)$ 的分布可由式 (3) 确定。在此計算中, 虽然 $1+p_1$ 是

$$R_{tc} = \frac{1+p_1}{(2+4p_1)^{1/2}} \left[2\Psi_{th1} - \Psi_{d0}^2 \left\{ \frac{R_t'^2 - \Psi_{th1}(1+p_1)R_t'}{R_t'^2 - \Psi_{th0}(1+p_1)R_t'} \right\}^2 - \sqrt{\left[2\Psi_{th1} - \Psi_{d0}^2 \left\{ \frac{R_t'^2 - \Psi_{th1}(1+p_1)R_t'}{R_t'^2 - \Psi_{th0}(1+p_1)R_t'} \right\}^2 - 4\Psi_{th1}^2 \frac{(1+2p_1)}{(1+p_1)^2} \right]^{1/2}} \right] \quad (8)$$

容易看出, 我們不可能应用基本方程式 (2)~(5) 来求得反向流区中輪叶出口处的流动。从 (2)~(4) 中消去 v_d 后可得如下的关系,

$$\frac{1}{2} \frac{dv_d^2}{dr} = (\omega r - C_{ud}) \cdot \left(\frac{C_{ud}}{r} + \frac{dC_{ud}}{dr} \right) \quad (9)$$

靠近半徑 r_c 处 v_d 和 v_d^2 的变化根据实验示于图 6 中, 所以方程式 (9) 左边的 v_d^2 在 r_c 处为一个单点。但是即使在 r_c 处 C_{ud} 也是一个連續函数, 所以式 (9) 的右边在 r_c 处亦是連續的。因此, 在 r_c 处沒有真实的函数。在排出端反向流区的存在說明, 流出叶輪的液体重又流回叶輪。因此倒流是受到輪叶出口处情况的影响的。流綫如图 7 所示, 因为忽略了能量損失, 所以在 r_c' 处液体质点所具有的能量必須与 r_d 处相等。在反向流区中, 如果合适地忽略 H_{th} 在徑向的微小变化, 則代替压力的平衡方程式而可得如下关系

$$H_{th} = (H_{th})_{R_{tc}} = \text{定值} \quad (10)$$

在忽略能量損失的情况下, 液体在出口处的流动角与倒流区中輪叶的出口角相符合。此外, 如果假定 $1+p_1$ 具有与实际流情况下相同的数值, 則由式 (3)、(5) 和 (10) 可把反向流区中的流动表之如下:

$$\varphi_d = \varphi_{d0} \frac{R_t^2 - R_{tc}^2}{R_t^2 - \Psi_{th0}(1+p_1)} \quad (11)$$

$$x_c = \frac{1}{(1+p_1)_{R_{tc}}} \cdot \frac{R_{tc}^2}{R_t} \quad (12)$$

$$\Psi_{th} = R_{tc}^2 / (1+p_1)_{R_{tc}} \quad (13)$$

其中 $(1+p_1)_{R_{tc}}$ 表示 R_{tc} 处的 $(1+p_1)$ 值。

3-2 半徑 r_1 处的徑向流

为了要了解在回流区中的流动, 需要找出半徑 r_1 处的徑向流。輪叶中的流动必須假定为轴对称流以便从理論上分析它。

在进入輪叶基流区, 并到达輪叶半徑 r_1 处的流綫上, 伯努利方程式可表之如下

$$\frac{v_i^2}{2g} + \frac{C_{u1}^2}{2g} + \frac{C_{r1}^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = E_s + \frac{1}{g} \omega r_1 C_{u1} \quad (14)$$

半徑的函数, 但由于完全不采用微分和积分, 故其解是合理的。重复这样的計算, 可能提高其精确性, 但是数学的例子說明第二次近似解已經是足够精确的了。如果令 $C_1 = 0$ 而求得发生倒流处的半徑 r_c , 則可由下列关系求得无因次半徑 R_{tc} ($R_{tc} = r_c/r_i$) 为

其中足标 1 表示 r_1 处的值 (见图 3)。如果合适地假定在設計流量下的理論揚程沿軸向直綫地增加 (在第 4 部分中的实验指出, 对于用通常的方法設計的叶輪來說, 这样的假定是合理的)。輪叶表面的边界条件可表示为

$$C_{u1} = \frac{1}{(1+p_1)'} \left\{ \omega r - \frac{v_1}{v_{10}} \left(\omega r_1 - \frac{z_1}{h_1} \frac{g(1+p_1)_{r_1} H_{th0}}{\omega r_1} \right) \right\} \quad (15)$$

其中 $(1+p_1)_{r_1}$ 、 $(1+p_1)'$ 表示排出端和輪叶中 r_1 处的滑角系数; h_1 为在 r_1 处沿軸向測得的中曲面綫的寬度; z' 为从輪叶进口开始沿軸向測得的距离而 v_{10} 相当于設計工况下輪叶中 r_1 处的軸向分速。

因为輪叶数假定为无限多, 所以輪叶兩側表面上并无压力差。此外, 由于 h_1 和翼弦-栅距比通常是很小的, 叶輪中的压力分布可根据部分流量时叶輪吸入端和排出端的情况来确定。根据低流量时泵壳壁上的压力分布 (見第 1 部分的图 7) 可知, 沒有受到滞止压力影响的, 半徑 r_1 处的压力沿軸向直綫地增加。另外, 由于在理論上确定 v_1 值是有困难的, 所以为了方便起見, 假定这些数值在排出端的 r_1 处是已經确定了的, 即 $v_1 = a_{d r_1}$ 、 $v_{10} = v_{d0}$ 。为了修正这些假定, 需要引入經驗系数 ξ 。 r_1 处的徑向分速 C_{r1} 終于可表之如下

$$v_{R_{r1}} = \frac{C_{r1}}{u_i} = \xi \left[2\Psi_{r1} - \varphi_{d \cdot R_{r1}}^2 - 2\{\Psi_{s1} + z(\Psi_{s2} - \Psi_{s1})\}_{R_{r1}} + \frac{1}{1+p_1'} \left\{ R_{r1} - \frac{\varphi_{d \cdot R_{r1}}}{\varphi_{d0}} (R_{r1} - z \frac{(1+p_1)_{R_{r1}} \Psi_{th0}}{R_{r1}}) \right\} \left[2R_{r1} - \frac{1}{1+p_1'} \left\{ R_{r1} - \frac{\varphi_{d \cdot R_{r1}}}{\varphi_{d0}} (R_{r1} - z \frac{(1+p_1)_{R_{r1}} \Psi_{th0}}{R_{r1}}) \right\} \right]^{1/2} \right] \quad (16)$$

其中 $\Psi_{r1} = E_s/(u_i^2/g)$; $\Psi_s: [\Psi_{s1} = (p_a/\gamma)/(u_i^2/g)]$ 、 Ψ_{s2} 表示叶輪进出口处无因次的压力; $z = z'/h_1$; 足标 R_{r1} 表示 R_{r1} ($R_{r1} = r_1/r_i$) 处的分量; 此外, $\varphi_{d \cdot R_{r1}}$ 表示輪叶排出端 R_{r1} 处的无因次軸向速度。根据忽拉特勒

[3], r_1 处的 $(1+p'_1)$ 为

$$1+p'_1 = 1 + (p_1/\alpha). \quad (17)^*$$

在第 4 部分中用实验方法确定了不同型式叶轮的 ξ 值, 同时指出, ξ 值很接近于在离心流区域中一般叶轮型式的数值。但是在轴流区中, 必须把 r_1 处滞止压力的影响叠加在径向流上, 因此 ξ 和 ψ_{R1} 变得很小。

于是, 从主流区进入回流区的无因次流量 Q_{R1} ($Q_{R1} = q_{r1}/u_{r1}^2$, r_2 为泵壳壁的半径) 为

$$Q_{R1} = 2\pi R_1 \lambda L \int_0^1 y_{R1} dz, \quad (18)$$

其中 $L = h_1/r_2$, λ 为叶轮中半径为 r_1 的圆柱表面上由于叶轮剖面的存在而使有效环状通道面积的降低率**。在基流区中, 如果流入和流出叶轮的无因次流量用 Q_s ($Q_s = q_s/u_{r2}^2$) 和 Q_d ($Q_d = q_d/u_{r1}^2$) 表之, 则根据连续性条件必须保持如下关系

$$Q_s = Q_d + Q_{R1}. \quad (19)$$

3-3 回流区 I 中的流动(轴流区的情况)

在叶轮中, 从主流区流入回流区的液体质点被泵壳壁改变方向而流出。下列方程式表示了回流区中的连续性条件(见图 8)。

$$\frac{dq_r}{dr} = 2\pi r(v_s - v_d), \quad (20)$$

而其边界条件为

$$\left. \begin{aligned} r=r_2 \text{ 时, } q_r=0; \\ r=r_1 \text{ 时, } q_r=q_{r1}, v_d=v_{d1}. \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

如果我们设想对 q_r 有一 r 的平方关系来满足方程式 (21), 则 v_d 可导出如下

$$\varphi_d = \varphi_s - A - (B/2R) \quad (22)$$

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{2}{1-R_1} \left\{ R_1(\varphi_{d,R1} - \varphi_s) - \frac{1}{1-R_1} \frac{Q_{R1}}{2\pi} \right\} \\ B &= \frac{2R_1 Q_{R1}}{\pi(1-R_1)^2} - \frac{1+R_1}{1-R_1} \cdot 2R_1 \cdot (\varphi_{d,R1} - \varphi_s) \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

其中 $R = r/r_2$, $R_1 = r_1/r_2$ 。

由于 φ_s 应该与主流区中的值相符合, 所以 φ_d 可以由上述方程确定。

由于前一章中所述的原因, 作为边界条件存在的叶轮是可以忽略的。因此, 旋转分量可由二个方程式来确定; 一个是伯诺里方程式, 它应用于从主流区进入叶轮并在回流区流出叶轮的流线上, 另一个是叶轮出口处的压力平衡方程式。导出的 c_u 分布方程式乃是非线性微分方程式, 似乎很难求得它的解; 所以最好应用近似的方法来分析它。作为第一次近似, 假定

如下的 c_u 分布

$$x_d = k(R_2 - R_{11}) + x_{d,R1} = kR_2 + \alpha \quad (24)$$

于是可求得如下的压力分布

$$\begin{aligned} \psi_{s2} &= \psi_{s2,R1} + k^2(R_2^2 - R_{11}^2)/2 + 2\alpha k(R_2 - R_{11}) \\ &+ \alpha^2 \log_e R/R_{11}, \end{aligned} \quad (25)$$

其中定值 k 和 α 给出如下

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= -kR_{11} + x_{d,R1}; \\ k &= (-S' - \sqrt{S'^2 - 4R'U'})/2R'; \\ R' &= (1-R_1)(1-2R_1) + R_1^2 \log_e R_1^{-1}; \\ S' &= 3x_{d,R1}(1-R_1) - 2R_1 x_{d,R1} \log_e R_1^{-1} \\ &\quad - (1-R_1) \\ U' &= (\varphi_{d,R1}^2/2) + (x_{d,R1}^2/2) \\ &\quad + x_{d,R1} \log R_1^{-1} + \psi_{s2,R1} - \psi_{t1} - x_{d,R1} \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

$$\varphi_{d,R1} = v_{d,r1}/u_i; \quad x_{d,R1} = C_{md} \cdot r_1/u_i;$$

$$\psi_{s2,R1} = (Y_{d,r1}/Y)/(u_i^2/g);$$

$$\psi_{t1} = E_s/(u_i^2/g).$$

足标 $d \cdot r_1$ 表示叶轮排出端 r_1 处的值; $v_{d,r2}$ 为在叶轮排出端 r_2 处的轴向分速。

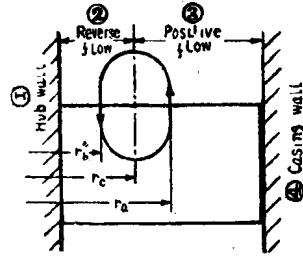


图 7 叶轮出口端的循环流:
① 轮毂壁; ② 反向流; ③ 实际流; ④ 泵壳壁。

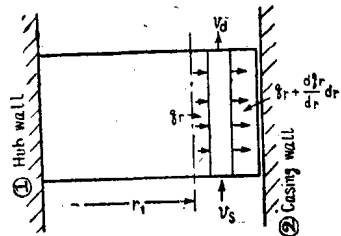


图 8 回流区中流动的参考图:
① 轮毂壁; ② 泵壳壁。

在 3-1 中给出排出端 r_1 处的流动, 同时在回流区中由式 (22) 和 (23) 给出了 φ_d 后, 即可按式 (23)

* 在第 4 部分中讨论之。

** λ 指收缩系数——译注。

計算 Ψ_{s2} 。把式 (22)、(25) 代入下列由式 (2)、(3) 导出的方程式

$$x_d = R_1 - \sqrt{R_1^2 - \{\Phi_d^2 + 2(\Psi_{s2} - \Psi_{t1})\}} \quad (27)$$

后, 可得旋轉速度的第二次近似解。可把式 (27) 代入式 (3) 后确定揚程分布, 根据数字的計算, 第二次近似是足够精确的。

3-4 回流区 II 中的流动 (离心流区的情况)

在离心流区中进入回流区的液体质点分为二个不同部分, 同时流向輪叶的吸入端和排出端。在此情况下, 連續性条件可写如下式

$$dq_r/dr = -2\pi r(v_d + v_{sj}) \quad (28)$$

其中 v_{sj} 为在吸入端处倒流的軸向分速。如式 (28) 的边界条件类似于式 (21) 那样, 則可得如下关系

$$\Phi_d + \Phi_{sj} = -\{A'' + (B''/2R)\}; \quad (29)$$

$$\left. \begin{aligned} A'' &= \frac{2}{1-R_1} \left(R_1 \cdot \Phi_{d \cdot R_{t1}} - \frac{1}{1-R_1} \frac{Q_{R_{t1}}}{2\pi} \right); \\ B'' &= \frac{2R_1 \cdot Q_{R_{t1}}}{\pi(1-R_1)^2} - \frac{1+R_1}{1-R_1} 2R_1 \cdot \Phi_{d \cdot R_{t1}} \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

其中 $\Phi_{sj} = v_{sj}/u_{t0}$ 。在离心流区中需要用其他的方程式来确定 Φ_d 和 Φ_{sj} 。但是, 从理論上来确定它是有困难的, 因而必須通过試驗。如果在 r_1 处液体沒有軸向分速, 則液体质点将以接近于相同的速度流出吸入端和排出端, 因为輪叶表面的影响在此区域中是可以忽略的。然而在事实上是有軸向分速的, 用 $v_{d \cdot r1}$ 取代 v_d 后所得的值接近于 v_{sj} 。于是我們可使

$$\Phi_{sj}/(\Phi_d - \Phi_{d \cdot R_{t1}}) = K, \quad (31)$$

其中近似地 $K=1$, 但为了精确起見必須由实验来确定 (参閱第 4 部分)。由式 (29)~(31) 可得軸向分速为

$$\Phi_d = \frac{1}{1+K} \left\{ -\left(A'' + \frac{B''}{2R} \right) + K\Phi_{d \cdot R_{t1}} \right\} \quad (32)$$

$$\Phi_{sj} = \frac{K}{1+K} \left\{ -\left(A'' + \frac{B''}{2R} \right) - \Phi_{d \cdot R_{t1}} \right\} \quad (33)$$

如果式 (32) 代替式 (22), 則在离心流区域中时, 为了确定輪叶出口处的流动, 可以利用关系式 (25)、(26)、(27) 和 (3)。由于吸入端倒流中的能量損失也是忽略掉的, 所以可以由在主流区进入輪叶而重新流出到吸入端的回流区中去的流綫上导得能量方程式。因此, 可进行排出端的类似計算而吸入端的流动情况則可由式 (33)、(25)、(27) 和 (3) 来决定。在这些方程式中, 用吸入端处的分量来代替抛出端处的值, 此外, $x_{s \cdot R_{t1}} = 0$ 。

3-5 理論揚程的确定

輪叶吸入端和排出端处流动計算的分析方法在环及叶輪中的流动以后可导得如上。所以理論揚程将可确定如下。

如果适当地假定 Ψ_{t1} , 則在主流区中輪叶排出端的速度分布可应用式 (5)~(7)、(8)、(11) 和 (12) 来計算, 而揚程分布也可按式 (3) 和 (13) 計算。此外, 靜压力分布可作为总揚程和速度头的差导出。如果予先假定出适宜的流量, 則 R_1 可按 2-1 中所述的方法确定。当半徑 R_1 处的徑向流由式 (16) 求得以后, 进入回流区的流量可按式 (18) 用图解积分法求得。在回流区中排出端的流动情况可应用在 3-3 或 3-4 中所述的方法确定之。根据上面所述, 由于主流区和回流区中排出端的流动已經决定, 故无因次流量 Q ($Q = q/u_t r_0^2$) 和理論揚程 Ψ_{thm} [$\Psi_{thm} = H_{thm}/(u_t^2/g)$] 可表之如下

$$Q = \int_{R_m}^1 2\pi R \cdot \Phi_d \cdot dR \quad (34)$$

$$\Psi_{thm} = \frac{1}{Q} \int_{R_m}^1 2\pi R \cdot \Phi_d \cdot x_d R_1 dR \quad (35)$$

如果抛出端处无倒流, 則 R_m 相当于 R_b ($R_b = r_b/r_2$), 而如果有倒流, 則給出为

$$\int_{R_b}^{R_m} 2\pi R \cdot \Phi_d \cdot dR = 0 \quad (36)$$

上述这些积分的求得用图解方法是比较容易的。如果按式 (34) 求得的流量与前面所假定的有很大的差别, 則必須用新求得的 Q 进行重复的类似計算。但是其間的差别如果較小, 則是可以忽略的, 因为理論揚程 r_1 大小的变化是較小的*。

4 結 論

本文在前一篇报告所得实验結果的基础上, 研究了輪叶中的流动, 并主要地闡明了如下几个观点:

1. 很自然地可以解釋, 低流量时輪叶出口端大半徑处液体的流动角大于輪叶的出口安装角。这一現象看来就是趋向另流量时揚程有显著增高的原因。

2. 表明了为什么在临界流量时有大量的水不断地倒流出去。

* 因为离心力的影响随着 r_1 而增加, 但是 $v_{d \cdot r1}$ 的大小也类似地增加, 所以 e_{r1} 的变化是較小的。

3. 在設計点到关闭点間的所有流量下, 都能求得探求流量和理論揚程間关系的的分析方法。

为了証明作为理論研究基础的假定的合适性, 同时为了确定引入的几个系数, 此外, 还为了把理論的結果与实验的結果相比較, 必須对不同型式的叶輪进行許多測量。这将在下文中报告之。

参考文献

1. 本书第 1 部分。
2. T. I. S. M. e. vol. 18. №(66)1952. p. 131.
3. C. pfeleideres; Die Kreiselpumpeu. 4th auflage (1955). &. 131. Springer.

三 几种不同型式叶輪前后的流动

为了求得在軸流式水泵理論特性的介析中所引进的系数值, 同时为了求得輪叶中的揚程損失, 需要获得一些数据。为此, 在 9 吋的立式軸流泵中对几种不同型式的叶輪測量了輪叶前后的速度和能量分布, 水泵的特性, 以及靠近輪叶处泵壳壁上的压力分布。所得的結果如下。

1. 闡明了叶片数、叶片的位置以及翼型对叶輪性能的影响。

2. 叶輪頂端和泵壳壁之間間隙寬度对低流量时叶輪的性能几乎没有影响。

1 引言

在本文的第 2 部分中 [1] 引进的几个系数应该通过試驗来确定, 因为在低流量时泵壳內的流动是十分复杂的。此外, 理論上的計算是相当复杂的, 所以不容易知道叶輪的翼型对水泵性能的影响。另外, 为了从理論的揚程求得实际揚程, 同时为了求得制动馬力的特性也需要知道在泵壳內的能量損失。目前, 已經进行了若干試驗 (2) 以了解具有各种型式叶輪的水泵特性, 但是在泵壳內的流动却很少研究 (3)。

在本报告中把柵距-翼弦比、安装角、輪叶的翼型以及叶輪頂端和泵壳壁間間隙的寬度等这些似乎对叶輪性能起重大影响参数作了改变, 并进行了如下試驗: 水泵的性能、叶輪进出口的流量、靠近叶輪处泵壳壁上的压力分布。最后論述了这些叶輪型式对水泵特性的影响。

2 实验結果

2-1 試驗的范围

試驗的水泵和試驗的方法与第 1 部分中 (4) 所述的类似。試驗是在不发生汽蚀的条件下在同一个泵壳內对不同的叶輪进行的。必須改变輪叶的数目或者輪叶的弦长, 以了解輪叶柵距-翼弦比的影响。輪叶的

翼型尽可能地保持不变, 而輪叶的柵距-翼弦比則应在較寬的範圍內改变, 因此改变輪叶的数目是适宜的。这就是說, 試驗是在輪叶数为 6、4、3 和 2 片的叶輪上进行的, 其翼型示于第 1 部分中。当輪叶数改变时, 由于輪叶的干扰系数沿徑向并不是均匀地改变的, 所以輪叶的流型与自由漩渦型略微有所不同。但是在本文的範圍內, 輪叶的柵距-翼弦比并没有小到可以忽略其影响 (这将在第 5 部分中說明)。

进行試驗时, 在很寬的範圍內改变了輪叶的安装角以了解关于輪叶角度的影响。在試驗时, 輪叶頂端間隙的寬度保持定值为 1 毫米。当安装角改变时, 靠近泵壳壁处与靠近輪毂处的輪叶出口角以相同的大小改变。因此, 在大半徑处的揚程要比小半徑处改变得格外显著。所以就有可能了解在此情况下輪叶的作用。

由于要使輪叶的翼型适合于理論分析, 所以示于本文第 1 部分中的翼型是一种特殊的型式。因此, 这种輪叶的試驗結果必須与通常应用的自由漩渦型輪叶的試驗結果相比較。为此目的, 新制造了应用机翼理論 [5] 設計的叶輪, 并对它重新进行以上所述的相同的試驗。标准叶輪 (輪叶数 $z=4$, 輪叶頂端处的安装角为 $\beta_1=14.7^\circ$) 的设计过程是根据忽拉特勒《Peelelerd》的方法进行的, 并采用了哥廷根型的翼型。因之, 叶輪出口处的平均軸向分速 (包括泄漏損失的流量) 在 $n=1000$ 轉/分时为 $v_{dm}=2.5$ 米/秒, 而理論揚程为 $H_{th}=2.2$ 米。輪叶的主要尺寸示于表 1 中。

表 1

半徑, 厘米	7.57	9.48	11.40
翼 型	哥387(×0.8 厚度)	哥490(× 0.916)	哥490(× 0.68)
柵距-翼弦比	1.4	1.48	1.56

因此, 在本文中用 14 种方式进行了試驗, 如表 2 所示, 同时把在平均有效半徑 (該半徑将环状通道的

表 2

z \ β	27.5°	20°	14.7°	9°	8°
6			○×		
4	×	×	○×		×
3	○	○	○×	○	
2			○×		

注: ○为薄叶; ×为哥叶。

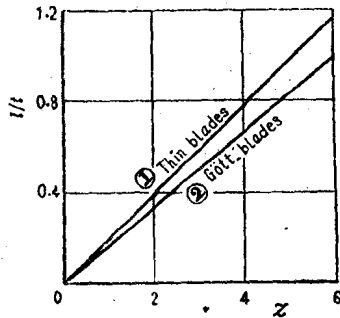
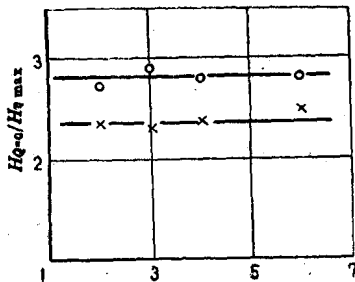
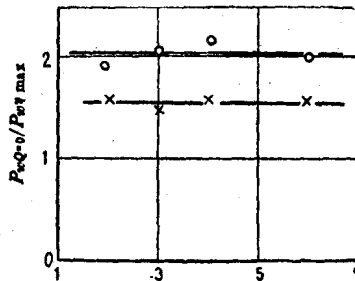


图 1 叶轮数与平均有效半径处栅距-翼弦比的关系:
①薄叶; ②哥叶。



(a)



(b)

图 2 关闭时水泵的性能($\beta_1=14.7^\circ$)
○薄叶 ×哥叶

剖面分成二个面积相等的部分)处栅距-翼弦比与叶轮数的关系绘于图 1 中。在下文中,把具有薄钢板制

叶轮的叶轮称做“薄叶”,而具有哥廷根型机翼的叶轮则称为“哥叶”。

在上述实验中,叶轮顶端和泵壳壁之间的间隙宽度 e 保持不变为 1 毫米 ($e = e/B = 0.017$, B 为水泵环状通道的宽度)。为了知道间隙的影响,把一薄叶的叶轮 ($z = 3, \beta_1 = 14.7^\circ$) 加工到外径为 225 毫米,即 $e = 2.5$ 毫米 ($e = 0.043$)。对于这一叶轮也进行了与上述相同的实验。

这些测量都相当于这样的情况,即叶轮吸入端测量剖面的面积大于水泵环状通道的面积(见第 1 部分中的图 1)。为了把测量得的速度分布与分析得的相比较,必须对剖面面积的差别进行校正。设把一圆柱形轮毂置于叶轮的轮毂和流綫型头罩之间,同时把一短的圆管置于叶轮外侧泵壳体的法兰之间,这样就可以在叶轮前进行测量速度分布的地方形成一段平行的截面。因之,叶轮的罩变得相当长,从而在接近于旋转轮毂处形成了预旋。因此,对它的影响也进行了研究。

2-2 栅距-翼弦比的影响

试验是在 $n = 1000$ 转/分和 1200 转/分下进行的。扬程随着叶轮数或栅距-翼弦比而改变,但是给出最高效率的流量却接近于相等,同时性能曲线的趋向也是相似的。二个叶片的叶轮其最高效率值最小,同时比四个叶片的叶轮的最大效率约小 6%。叶轮的特性将在下一篇报告中给出。在关闭点处,特性随栅距-翼弦比的变化如图 2 所示。图 2 (a) (b) 各表示在关闭点和最大效率点处的扬程比和制动马力比,由图可知,它们仅与翼型有关,而与叶轮数无关。

在 $n = 1000$ 转/分时,在几种不同的流量下对每一叶轮的进口和出口测量了速度和能量分布。为了了解叶轮数的影响,在图 3 中把 $\varphi_{dm} = 0.02$ 和 0.15 时的速度分布进行了比较,其中 $\varphi_{dm} = v_{dm}/u_1$; v_{dm} 为叶轮出口处的平均轴向速度; u_1 为叶轮顶端处的圆周速度; $\varphi = v/u_1$; $x = C_v/u_1$; v, C_v 为液体的轴向分速和圆周分速; $R = r/r_2$, r_2 为泵壳壁的半径; z 为叶轮数; 足标 s 和 d 表示叶轮进口和出口的情况。由图可知, φ_s 随叶轮数而改变,但 x_d , 尤其是在射流区中却随叶轮数而显著地增加。在轴流区中(小于设计流量),大半径处的 φ_d 随 z 增加,而对多叶轮的叶轮来说,即使在相当大的流量下也会在排出端发生倒流(见图 5)。但是不论叶轮数是否改变,在最大效率处的 φ_d 分布沿径向却接近于定值。

在吸入端靠近泵壳壁和叶轮轮毂处, φ_s 随流量的

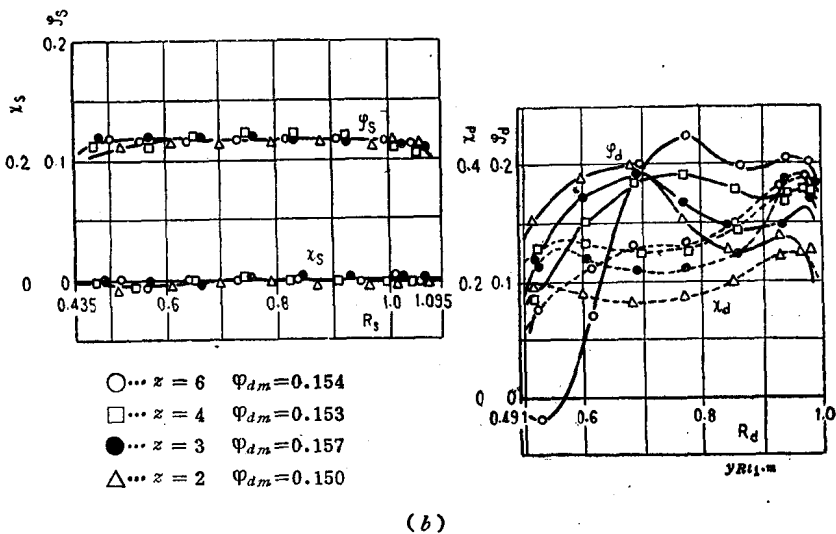
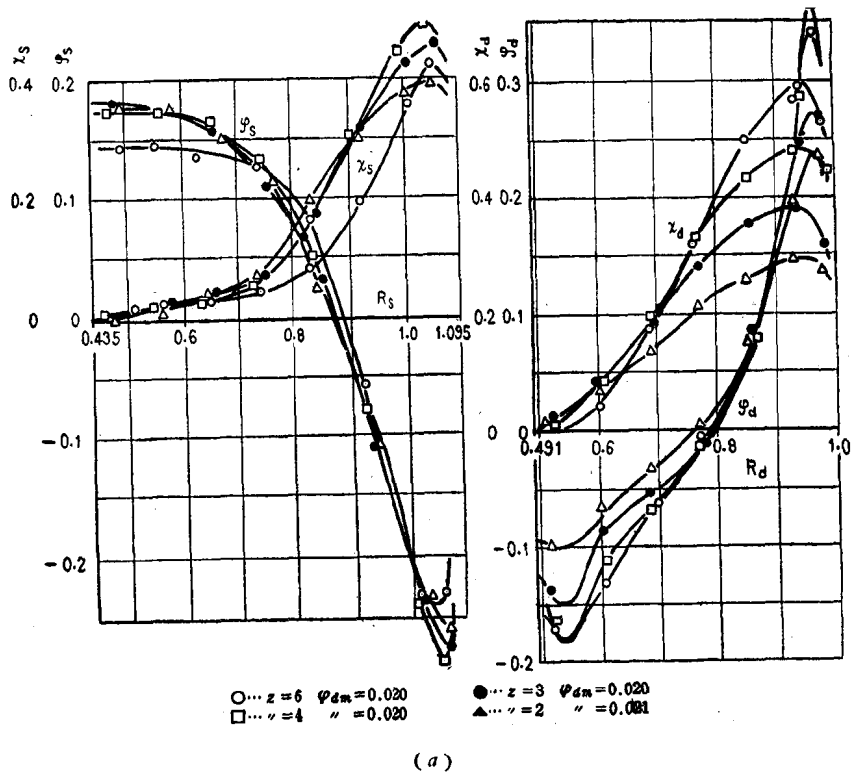


图3 叶轮(薄叶)两侧速度分布的比较:
a—离心流区; b—轴向流区。

变化示于图4中。图中表示,在轴流区中, φ_s 直线地随着流量而降低,同时与叶轮数和翼型无关。在临界流量时,对所有的叶轮来说,在吸入端靠近泵壳壁处都突然发生有倒流,而在流量小于临界流量时靠近轮毂处的 φ_s 却有所增高。我们十分感兴趣的是临界流量与叶轮数无关。叶轮排出端处靠近泵壳壁和叶

轮轮毂的地方, φ_d 的变化同样地示于图5(a)(b)中。由图4、5可知,在回流区中,在薄叶情况下的 φ_d 和 φ_s 值要比在哥叶情况下为大。这是由于前者的叶轮较后者为长的缘故。所以,在回流区中薄叶叶轮的 x_d 和 x_s 比哥叶叶轮为大;因此,在另流量时前者的水泵扬程和制动马力将增加得较多(见图2)。但是