

再談貫流式水輪机的設計——答曹鵬同志

張 厚 玫

(中国科学院力学研究所)

作者在1959年写了一篇“小型高比速螺旋桨式水輪机的一个簡單設計方法”^[1]。哈尔滨工业大学学报在同年发表了曹鵬同志的文章^[2]，对作者的文章提出了一些討論。曹鵬同志对这一工作如此关心和帮助，使作者感到非常高兴，但是对于曹鵬同志的一些意見，仍有不同的看法。为了贯彻“百花齐放，百家爭鳴”的方針，再把我的意見提出和曹鵬同志討論。

一、关于水輪机的效率問題

在上一篇文章^[1]中，是略去了机械損失和容积損失，因为二者都比較小，但是曹鵬同志却认为这是一个概念上的錯誤，这种考虑是不正确的。

那篇文章的目的是用能量平衡的方法来設計水輪机；求出这种水輪机的流量、效率、轉数……等。这当然是一种大胆的嘗試，过去都是根据經驗选定某一水輪机通道的流量，然后再根据这一流量选定轉数来設計工作輪。但是要用本文作者的方法，必須先求出通道的阻力，由于水輪机的通道形状很复杂，要計算它的阻力很困难。只有貫流式水輪机的通道形状相对地最簡單，所以就先拿这一类型的試作一下。即使这样，圓形扩散段、收縮段的阻力也还是很难算准的，用水力学中的公式，其阻力系数都可在某一范围内变动，有相当大的任意性，这就限制了这一方法的准确性，使計算只能带有估計性質，也正因为这样，才认为这是一种簡單近似的設計方法，但认为在将来可能有发展前途，因为它能从根本上解决水輪机設計問題。正因为是近似的，故在計算阻力中都只取平均值而没有积分。一些相应的計算也都只能是近似的。

关于“近似”这一概念，在工程設計上是必不可少的。在工程上不容許近似那就要寸步难行。利用材料力学来計算材料的強度时，那一个公式不用了很多近似？在流体力学中計算机翼或叶栅的升力时就可以暂时不考虑水的粘性，不考虑阻力的存在，否则就无法进行計算。这虽是一个近似，但是近似得很好。計算叶栅的阻力时，也可以近似地只考虑边界层中有粘性，把其他地方的粘性先忽略，就是因为这一近似，才使一些物体阻力的計算成为可能。計算低速气流时，也可以先不考虑气体的可压缩性，因为这一近似引起的誤差很小。如果认为忽略了水的粘滯性，忽略了空气的可压缩性就是概念錯誤，恐怕也不能这样说。当然随着科学的发展，近似性可以愈来愈逼近真实一些。但是必然仍有近似。

在上一篇文章中，正因为前面所說的那样，整个計算是带有估計性的，机械效率在事

先又不好求出,就先略去了机械损失和容积损失. 而这一略去, 初步看来也还是合理的. 因为整个计算的误差由计算就可以看出不会少于 5%~10%, 而电站的机械损失和容积损失都小于 1~2%. 当然如果曹鵬同志认为一定要把机械损失考虑进去, 并且事先有办法估计出, 那只要在式子上乘上一个机械效率就成了, 那就是更好一点的近似. 恐怕不会牵涉到概念问题.

二、进口流速与水头的关系问题

关于这一问题本文作者与曹鵬同志有完全相反的看法, 特提出来与曹鵬同志商榷.

(1) 曹鵬同志写到:“(张厚致同志)根据对流速 V_0 与水头 H 之间的不正确理解, 和实际只反映部分情况的上列两式, 得出了错误结论: ‘若流速 V_0 确定, 因水头损失是一定的, 则工作水头愈高效率愈高’”. 实际上, 本文作者认为“若流速 V_0 确定, 则工作水头愈高效率愈高”, 这句话显然是正确的. 当通道和它的形状已经选定后, 若流速再选定则水头损失就已确定了. 因为总水头损失:

$$\Delta h = \zeta \frac{V_0^2}{2g} \quad (1)$$

通道一经确定, ζ 就已确定, V_0 再一选定, Δh 的数值就已经不会变了(对于低水头、高比速、大化引流量的水轮机. 水轮机的损失主要在于通道, 工作轮所占比例很小, 所以可以这样说). 这样, 工作水头愈高, 损失 Δh 所占的比重愈小, 自然效率愈高. 也就是上一篇文章中所写的(1.6)式:

$$\eta = 1 - \frac{\Delta h}{h} \quad (2)$$

Δh 确定后, 水头 h 愈高, 显然 η 愈高:

如果认为机械损失、容积损失不能忽略的话, 只要把(2)式改写成:

$$\eta = \eta_{\text{机械}} \eta_{\text{容积}} \left(1 - \frac{\Delta h}{h} \right); \quad (3)$$

$\eta_{\text{机械}}$ 、 $\eta_{\text{容积}}$ 本身接近于 1, 并且随水头的变化不大, 所以以上的推论仍然不变.

当然如果水头变化太多, 例如到了几百米, 这一型式的水轮机已不适用. 或由于强度要求通道形状发生变化时, 几何相似已不能保证, 上一推论当然就不再能适用了.

至于曹鵬同志所举的例子 ПЛ587、577 和冲击式等等, 对应于不同水头, 但效率并不如作者所说那样变化. 那一方面由于通道形状早已不同, 另一方面也因为所举例子中各水轮机的 V_0 并不相同, 不符合作者所提的条件, 当然会得出不同的结果.

(2) 上一问题, 我想不是关键性的, 关键在于作者认为在设计水轮机时 V_0 可以任意选定; 而曹鵬同志认为 V_0 由水头决定不能任意选定.

曹鵬同志写到:“例如有两个容器其几何相似的出流孔在同一水平线上, 其最高水头都为 H , 则在孔处的出流速度应该是近似相等的, 或是相等的. 这些, 是说明在水轮机的压力管中的流速主要是由水头 H 来规定, 不能任意选择决定. 但该文作者错误地认为 V_0 是可以选择的”. 曹鵬同志认为水轮机中的流速不能任意选择, 而应由水头决定. 本文作者对这一问题与曹鵬同志的看法有根本的分歧. 我们知道:

$$\frac{V_0^2}{2gH} = \frac{0.083Q_1'^2}{(1 - d^2/D^2)^2} \quad (4)$$

在设计水轮机时化引流量 Q_1' 当然是可以任意选定的。例如设计某一个中水头水轮机时，可以选 Q_1' 为 660 升/秒，或 800、850，甚至高达 1000、1200 升/秒，或者再高。水头一经确定，轮毂比 $\frac{d}{D}$ 也选定后， Q_1' 不同就对应于水轮机中流速 V_0 不同。在设计水轮机时， Q_1' 可

以选择，是水轮机设计师所熟知的，由(4)式看来 V_0 可以任意选择就不奇怪了。当然所谓 Q_1' 可以选择不要理解为可以完全随意地选择。例如想选 $Q_1' = 40000$ 就不可能，而只能在一定范围内选择，选择的数值要根据汽蚀、效率以及其他需要(如出力)来决定。

曹鹏同志所以认为流速 V_0 不能任意选择，由前面所引的那一段话中就可以看出，是因为拿容器孔口出流来比喻水轮机的缘故。容器的孔口出流时，确实如曹鹏同志所说，流速 V_0 是不能任意选择的(只要阻力不是过大)，完全由水头决定。因为大家都知道理想流体的公式此时可近似应用，因此：

$$V_0 = \sqrt{2gH} \quad (5)$$

(或者精确些，再乘上一个流速系数)，这就是说 V_0 完全由水头决定。但是这一结论决不能搬到水轮机上来。就是说拿孔口出流来比喻水轮机是不恰当的。二者有原则上的不同。这不同就在于水轮机有一个工作轮，工作轮要吸收水流的大部分的能量，因此可使流速减小很多。同时水轮机管道还有收缩、扩散，各处截面积不同，也使得工作轮处的轴向速度可以任意选择。以卡普兰式水轮机为例，在不同情况时可以转动桨叶和导水叶，使得化引转速 Q_1' 等发生变化， Q_1' 变化就意味着 V_0 可以变化，此时工作轮吸收的能量(即水轮机的出力)也发生变化。这一点与管口出流有原则性的不同。以一个水头为 100 米的水轮机为例，当 $Q_1' = 1000$ 升/秒时：

$$V_{0\text{水轮机}} \doteq 24 \text{ 米/秒。}$$

当 $Q_1' = 700$ 升/秒时：

$$V_{0\text{水轮机}} \doteq 20 \text{ 米/秒。}$$

而对于孔口出流：

$$V_{0\text{孔}} \doteq 44 \text{ 米/秒。}$$

由这三个数字可以清楚地看出， V_0 可以在一定范围内选择，而孔口出流的速度与水轮机内水的流速不能相提并论。

(3) 还有一点，水轮机的设计与有了水轮机再按相似律换算有本质的不同。曹鹏同志在这一段内的推算是对有了水轮机后再按相似律对不同水头换算而言的，不适用于水轮机的重新设计。因曹鹏同志认为速度系数是常数，而在设计水轮机时速度系数是可以任意选取的(在一定范围内)。

三、水轮机比转速的概念

(1) 曹鹏同志写道：“应该指出，该文提出‘高比速的意义在于转速高，要求扭转力矩小，……’这是对比转速理解得不正确”。接着就提出：

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H^{5/4}}. \quad (6)$$

因为 n_s 还与出力 N 及水头 H 有关, 所以比速高不一定轉数高. 并举出两个水头不同的例子, 比速高的因水头也高反而可能轉数低. 在这一点上曹鵬同志要求作者写得严格些, 这一点是可以理解的. 但是实际上在为某个电站設計一个水輪机时; 都已先把水头給定, 并且每台水輪机的出力也已經給出要求. 設計水輪机时, 比速高就意味着轉速高. 在为某个电站选择不同型号的水輪机时也是这样. 选得比速愈高, 則它的轉数也愈高. 因为总是在同一 N 与 H 下而言的, 所以在书写时常常就把这一条件省去了.

格腊諾夫斯基等著的“水輪机結構及其零件計算”譯本^[3]的第 43 頁中, 关于比速系数一节中, 一开头就写道: “在水輪机相似理論上, 在水头和功率方面以相同条件運轉的各型水輪机, 在比較它們的轉速时, 采用了所謂比速系数”. “比速系数就是某一型式的水輪机当工作在一米的水头下, 其功率为一馬力时所具有的轉速”. 可以很清楚地看出这一点来.

水輪机文献上也都习惯于这样用的, 例如最常見的柯尔东和爰金別尔格的书上^[4]第 14 頁最后一段一开头就写道: “水輪机的比速愈高, 机組的轉数就可以取得愈高, 工作輪的直径也可以愈小”. 也沒有写出要求水头和出力不变的条件, 显然他們并不是不知道比速还和出力与水头有关, 而是一种习惯的写法, 把 N, H 不变的条件在书写时省去了.

当然, 無論如何, 曹鵬同志的这一意見是合理的, 再写文章时应尽量注意.

但是順便提到一点, 曹鵬同志也是同意这一习惯的, 在书写时也会省略一些众所周知的条件. 曹鵬同志写道: “此时比轉速是在工作水头既定的条件下来提高的. 这样, 才使轉速 n 随着比轉速 n_s 的增高而增高”. 曹鵬同志並沒有提到出力相同这一条件, 这样仍有比轉速高轉速反而小的可能 (因出力 N 可以不同). 但是作者知道曹鵬同志不是概念不清, 而是略去了.

(2) 关于比轉速的概念到确实有一个問題值得与曹鵬同志商榷. 曹鵬同志給比轉速下了一个定义: “比轉速是在相似工况下水輪机的判別数, 如果比轉速相同, 則水輪机是相似的, 具体讲工作輪是几何相似的. 我們也可以用它来表示水輪机工作輪的通流部分的几何形状. 因此, 水輪机工作的系列、水輪机的类型都可用它表示”. 这一解释的确有些問題. 比轉数相同的水輪机怎么一定会是相似的呢? 工作輪一定会相似嗎? 显然不是. 同样是 $n_s = 400$, 可以有混流式水輪机, 也可以有卡普兰式水輪机. 这两种水輪机的比轉速相同, 但型式根本不同, 混流式与軸流式怎么会相似呢? 工作輪的相似当然更談不到了.

退一步說, 即使对同一种型式, 例如同样对卡普兰式水輪机而言, 比轉速相同也不能保証水輪机相似. 翻开手册^[5], 苏联的 Днепродзержинск 电站与 Рыбинск 电站所用水輪机的比轉速同为 $n_s = 740$, 但所用水輪机一为 ПЛ 661, 一为 ПЛ 91, 二者的型号不同, 当然不会相似. 因此就更談不到用比轉速“表示水輪机工作輪的通流部分的几何形状”. “工作系列”和“水輪机的类型”了.

按曹鵬同志的意見比轉速相同是水輪机几何相似的充分条件. 这一点根据前面的分析, 已經証明不能成立. 那么是不是把必要条件說成充分条件了呢? 也就是說, 如果說:

“若水轮机几何相似, 则比转速相同”是否就正确了呢? 不! 仍然不对! 实际上比转速相同是运动相似的必要条件, 但不是充分条件。而比转速相同既不是水轮机几何相似的必要条件, 更不是充分条件。这一点是一个很重要的概念。

四、关于实验结论问题

这一部分的内容实际上已在一、和二节中答复了, 在这里就不再重复。但在这里可以清楚地看出曹鹏同志发生了一个误会, 就是把重新设计与相似换算弄混了。曹鹏同志写道: “如果水头再增高时, 则根据相似律换算出的……, 效率将是下降的, 而不会升高”。但是作者指的却是根据较高的水头, 仍然选定这一 V_0 的数值不变 (当然 Q_1 就要减小了), 重新设计一个水轮机, 则设计出的效率应当增加。所以指的不一回事。

五、对结构问题的讨论

首先应当指出, 在上篇文章中所作的设计只是作为设计方法的一个例子而提出的。为了说明计算步骤, 并不能全部反映这一方法。由于作者缺乏经验, 这一设计的缺点很多, 也很不成熟。由于工作需要, 要求化引流量尽量加大, 以使水轮机尺寸缩小, 这导致效率很低。在设计时并没有求流量、出力、效率的最大值, 这一点曹鹏同志虽然没有提出, 但确实是应该改进的地方。其他的缺点也还有一些, 希望大家不断指教。作者也初步考虑到了一些, 但它的目的是为说明计算而不是为推荐这一结构。

曹鹏同志在这方面提出了四点意见, 作者的答复如下:

1. 作者是以一个虹吸式水轮机为例来说明这一设计方法的, 但曹鹏同志反对研究虹吸式水轮机, 曹鹏同志认为“由于工作轮前采取了虹吸式弯管引水, 液体流过弯管后, 其在管中流速是不均匀的, ……因此, 从水力效率观点出发, 在结构上就不希望采用文章中所提出的弯形引水管, 从材料耗费观点出发也不希望用弯形引水管”。虹吸式不会比直通管道的效率高, 费材料也要多些, 这显然是事实。但研究工作的目的是为生产服务, 只要生产上有需要的东西我们就应该研究。

在我国农村, 有很多地方, 在修河道渠道时, 筑了很多水坝, 当时并没有想到发电, 后来要发电就想到用虹吸管来发电最经济。不需要拆除水坝, 只要一个木制或其他东西制成的管道就可以了, 对目前我国农村特别有利。另外有很多地方正在用虹吸管灌溉 (例如黄河两岸), 也想结合灌溉来发电。研究虹吸式电站这一任务也就是由这些实际需要而提出来的。因此只由水力性能和结构出发, 但不考虑实际需要就认为虹吸式水轮机根本没有研究的必要, 这一观点作者无法赞同。

2. 作为试验模型, 并作为设计方法的例子, 所举例中的水轮机确实没有起动设备。但不影响所要说明的问题。对一个完整的电站来说, 这一设备当然还应继续研究。

3. 曹鹏同志认为所举模型叶片表面要求的光洁度过高 ($\nabla\nabla\nabla$), 制造困难。说: “叶片表面要求达到 $\nabla\nabla\nabla$ 更是较为困难, 要曲面达到这样的光洁度就需用特殊设备”。实际上, 所有水轮机模型叶片表面都要保证光洁度为 $\nabla\nabla\nabla 8$ 或 $\nabla\nabla\nabla 9$ 。这是为了保证相对粗糙度与原型一致的缘故。加工问题早已解决。这方面哈尔滨工业大学很有经验, 且有文章发表^[5]。至于农村电站用的实物, 叶片表面是可以粗糙一些。

4. 关于导水叶问题。作者曾建议对高单位转数的贯流式水轮机取消导水叶, 这样可以简化机构。但是曹鹏同志有不同的看法, 认为: “但是在文章中提出了没有导叶或导叶是直的建议, 来满足制造简单的要求, 这样就缺少了一个具体担负造成液流旋转的部件了。因此, 没有导叶的贯流式水轮机可能效率很低甚至不能工作”。这个结论并没有证明。但是作者认为没有导叶的水轮机仍然可以考虑。

水轮机工作轮前后应有一个环量差。如果没有导水叶, 来流没有旋转, 流过工作轮后的水流就要有个环量, 也就是说水流在旋转。这样这个旋转就对应有一部分动能被水流带走了。尾水管恢复旋转动能是不如恢复轴向速度对应的动能有效的, 因此这部分出口动能可能很大, 使效率大为下降。工作轮前加上导水叶, 在前面先产生一定的环量就可使流过工作轮后的水流不旋转或接近不旋转。这样, 这一部分能量损失就可以避免。这就是导水叶的作用。

所以为了分析导水叶的好处究竟有多大, 就必须看看如果没有导水叶, 流出的旋转动能究竟占水流总能量的比例多少, 下面就来计算一下:

设无导水叶, 工作轮前的周向速度

$$C_{1u} = 0, \quad (7)$$

于是由水轮机基本方程, 工作轮后的周向速度为:

$$C_{2u} = -\frac{\eta g H}{\omega r} = -\frac{60 \eta g H}{\pi d n}, \quad (8)$$

其中: H 为水头, η 为水力效率, n 为水轮机每分钟的转数, r 和 d 为所讨论点的半径和直径。

$$\frac{c_{2u}^2}{2gH} = \frac{60^2 \eta^2 g H}{2\pi^2 d^2 n^2} = \frac{1800 \eta^2}{n_1^2} \cdot \frac{D_1^2}{d^2}, \quad (9)$$

其中: D_1 为工作轮直径。若对不同半径取平均值, 则得出旋转动能占总能量的百分比为:

$$\overline{\frac{c_{2u}^2}{2gH}} = \frac{1800 \eta^2}{n_1^2} \frac{1}{k^2}, \quad (10)$$

其中

$$k^2 = \frac{\bar{d}^2}{D_1^2}, \quad (11)$$

其上一横表平均值。为了初步估计, 可取(当轮径比 $\bar{d}_{nr} = 0.35$ 时):

$$k^2 = 0.7^2 = 0.49 \sim 0.5, \quad (12)$$

于是

$$\overline{\frac{c_{2u}^2}{2gH}} = \frac{3600 \eta^2}{n_1^2}, \quad (13)$$

再由尾水管为水流满足势流这一条件:

$$c_{2u} r_2 = c_{5u} r_5, \quad (14)$$

其中: c_{5u} 表尾水管出口处的周向速度, r_2 , r_5 分别表示工作轮后与尾水管出口处的半径。

于是(10)式变成:

$$\frac{\overline{c_{3u}^2}}{2gH} = \frac{1800\eta^2}{n_1'^2} \frac{D_2^2}{D_3^2} \frac{1}{k^2} \quad (15)$$

$$= \frac{1800\eta^2}{n_1'^2} \frac{F_2}{F_3} \frac{1}{k^2}; \quad (16)$$

其中： F_2, F_3 表示工作輪后与尾水管出口处的面积。对于直錐式尾水管可直接应用，对于矩形断面出口的直軸式尾水管，(16)式应改为：

$$\frac{\overline{c_{3u}^2}}{2gH} = \frac{1800\eta^2}{n_1'^2} \cdot \frac{F_2}{\lambda F_3} \frac{1}{k^2}; \quad (17)$$

其中： λ 为一小于 1 的系数，它的大小与断面形状有关。对圆形断面 λ 应等于 1。

(16)或(17)式都是对于直軸尾水管或略弯和順滑轉弯的尾水管适用的。对于通常的肘形尾水管，因轉弯太快，势流条件(14)式可能不满足，因此(17)式不一定适用。

由(16)、(17)式都可以清楚地看出，旋轉动能損失占总能量的百分比就是 $\frac{\overline{c_{3u}^2}}{2gH}$ ，它与 n_1' 的平方成反比。所以单位轉数愈高，这部分損失所占的百分比就愈小。

今取 $\eta = 0.9$ ， $\frac{F_2}{F_3} = \frac{1}{5}$ ， $\lambda = 1$ ， $k^2 = 0.5$ ，則(17)式变为：

$$\frac{\overline{c_{3u}^2}}{2gH} = \frac{584}{n_1'^2}. \quad (18)$$

对于不同的化引轉数 n_1' ， $\frac{\overline{c_{3u}^2}}{2gH}$ 可列表如下：

n_1'	50	100	150	200	250
$\frac{\overline{c_{3u}^2}}{2gH}$	0.23	0.058	0.026	0.014	0.009

从上表可以看出，当 $n_1' = 50$ 时，不用导水叶要多損失旋轉动能达总水头的 23% 左右，因此必須加导水叶。但是当 $n_1' = 200, 250$ 时，由于沒有导水叶导致的旋轉动能損失只占总水头的 1.4% 至 0.9%。这样前面加导水叶就值得考虑了。增加导水叶不仅使結構复杂(比沒有导水叶时)，增加成本，而且导水叶本身有一定阻力会引起水头損失。另外我們知道，当尾水管中水流有輕微旋轉时，实践說明由于离心力可以帮助水貼流(即避免边界层脫体)使尾水管效率提高。因此，尾水輕微的旋轉，虽然損失了动能，但却提高了尾水管的效率，总起来可能使水輪机的效率有所提高。从节省鋼材来看当然更为有利。

总起来看，当 $n_1' = 200 \sim 250$ 时，用了导水叶在設計工况下最多可提高效率 1% 左右。再加上导水叶增加的水力損失，和尾水管內水流旋轉的好处沒有了，引起效率少許下降。增加导水叶的好处一定要小于 1%，甚至有可能是負的(具体是多少最后当然应该由实验决定)。与导水叶和轉桨机构所用的鋼材比起来究竟那个合算，尚需仔細分析。

当然，如果沒有导水叶或导水叶不能轉动的話，桨叶就应当可以轉动，以便保証电机有一定的轉数。但是，对于以照明为主的农村超小型电站來說，以感应电机来发电，則桨

叶不轉也可以考虑。

另外,当取消导水叶后,只有单重調节(轉桨),它的特性曲綫会較陡,可能接近于螺桨式(但終究与螺桨式不同,特性曲綫具体如何,还要由試驗确定)。这确是值得考虑的一个問題。但是它却节约了大量的鋼材(导水叶和轉导水叶的机构)。究竟那个合算,要根据具体条件,对不同电站作不同的具体分析。

以上就是对于曹鵬同志的全部答复。可能有很多錯誤和缺点,請不断指教。

参 考 文 献

- [1] 张厚政: 小型高比速螺旋桨式水輪机的一个简单設計方法。力学学报, 3 (1959), 37—44.
- [2] 曹 鵬: 对小型高比速螺旋桨式水輪机的一个简单設計方法一文商榷。哈尔滨工业大学学报 1959 年第 4 期 (总第 22 期), 145—149.
- [3] 格腊諾夫斯基等: 水輪机結構及其零件計算。机械工业出版社, 邓昭准等译。
- [4] Колтов, А. Ю., Эгивберг, И. Э., Основы теории и гидродинамического расчета водяных турбин, 1958.
- [5] 动力机械, 1959 年, 第 2 期, pp. 52—59, 哈尔滨工业大学动力机械系。

www.cnki.net