

小型高比速螺旋桨式水轮机的一个简单设计方法*

张厚玖

(中国科学院力学研究所)

大中小并举,土洋结合是我们党的英明的政策.为了加速社会主义建设向共产主义迈进,农村需要机械化、电气化,因此修建大批小型电站以供应电力是一个迫切的任务.不如此,目前城市中也要大搞小型电站,但设计小型水轮机的资料却很缺乏.在党的领导下,我们曾对小型超低水头水电站进行了一些研究和设计,从流体力学的观点摸索出一个设计方法,并发现这个方法对较高水头的小型水轮机也适用,所以把它发表出来供大家参考.

这方法可用于40千瓦以下、比速在500以上的水轮机.高比速的意义在于转速高,要求扭转力矩小,故叶片的冲角小.转速高可以使水轮机的轴及传动设备等的负担减轻,因而节省材料减小体积.同时还可以把主轴不经传动设备与发电机的轴直接接起,因此可以简化装置、提高效率、降低成本.并且因是在我国农村中应用,要制造简单,技术要求不太严格,成本低,所以如导叶形状、避免空蚀等要求都可略为放松.

总的计算方法可分为两部分,即管道(包括入水管,尾水管,水轮机室等)设计与螺旋桨设计.管道阻力按水力学方法计算,而螺旋桨的设计则按翼面理论.由于引入螺距的概念,使计算、表示和制造都可以简化.这方法得出的结果与实验结果符合.

一、管道的设计和计算

主要是计算沿管道的水头损失.损失主要有以下几类:

(1) 沿途摩擦损失.摩擦水头损失为

$$\Delta h_f = \zeta_f \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (1.1)$$

其中 l ——管长; d ——管的直径, v ——流速; g ——重力加速度; ζ_f ——摩擦系数,它随管壁的粗糙度和直径而变.对磨得相当光的水泥管和旧金属管, ζ_f 可由表1查出^[1].

表 1

$d(\text{mm})$	100	150	200	250	300	400	500	1000
ζ_f	0.042	0.039	0.035	0.033	0.031	0.029	0.025	0.020

(2) 扩散水头损失^[2]

$$\Delta h_d = \zeta_d \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}, \quad (1.2)$$

v_1, v_2 为扩散段入口和出口处的流速; ζ_d 为扩散损失系数,它的数值与扩散角 θ (就是扩

* 1958年11月15日收到.

散段圆锥顶角的 1/2) 有关。对圆形截面管有表 2。

表 2

θ (度)	5°	10°	15°	20°	30°
ξ_d	0.13	0.17	0.26	0.41	0.71

(3) 管道弯曲引起的水头损失

$$\Delta h_c = \zeta_c \frac{\alpha}{90^\circ} \frac{v^2}{2g}, \quad (1.3)$$

其中 α 为转过的角度(图 1, 2); ζ_c 为单位弯曲损失系数, 它与管的直径 d 和管道曲率半径 R 之比有关。对圆形和矩形截面管列如表 3, 表 4;

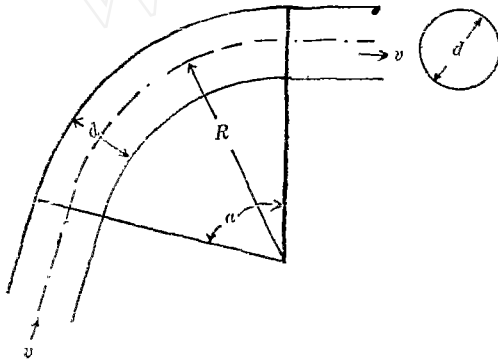


图 1

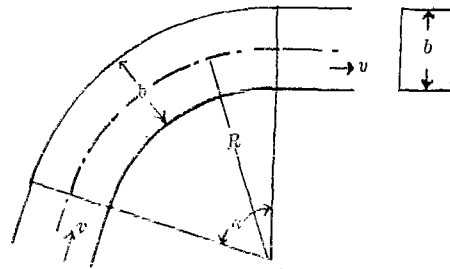


图 2

表 3 圆形截面管

$\frac{d}{2R}$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
ζ_c	0.13	0.14	0.16	0.21	0.29	0.44	0.66	0.98	1.41	1.98

表 4 矩形截面管

$\frac{d}{2R}$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
ζ_c	0.12	0.14	0.18	0.25	0.40	0.64	1.02	1.55	2.27	3.23

(4) 由尾水管流出的动能折合水头损失

$$\Delta h_0 = \frac{v^2}{2g}. \quad (1.4)$$

另外若前面没有导叶, 则流出的水是旋转的, 由欧拉基本方程浆叶后水流的旋转速度为

$$v'_u = \frac{\eta g H}{\omega r},$$

出口处的平均旋转速度为

$$\bar{v}_u = \frac{\eta g H}{\omega \bar{r}} \frac{d_0}{d_1}, \quad (1.4')$$

其中 d_0, d_2 分别为工作轮与尾水管出口处的直径, \bar{r} 取为螺旋桨叶片的平均半径, 所以这一部分水头损失为

$$\Delta h_0 = \frac{\bar{v}_a^2}{2g} \quad (1.4'')$$

此外还有螺旋桨叶片阻力折合的水头损失 Δh_p , 这要等叶片设计好后才能定出, 但也可以事先估计, 方法在后面再谈。

这样总的水头损失就应为

$$\Delta h = \Delta h_f + \Delta h_d + \Delta h_c + \Delta h_0 + \Delta h_p \quad (1.5)$$

若工作水头为 h , 则水轮机的效率为

$$\eta = 1 - \frac{\Delta h}{h} \quad (1.6)$$

而水轮机的出力为

$$N = (h - \Delta h) \rho Q g = [h - (\Delta h_f + \Delta h_d + \Delta h_c + \Delta h_0 + \Delta h_p)] \rho Q g \quad (1.7)$$

其中 Q 为体积流量。设计螺旋桨时就是选择这样的叶片使其出力满足上式。

又可见, 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。

二、螺旋桨的设计

水轮机设计成贯流式或半贯流式, 为了制造简单便于在农村推广, 没有导叶或导叶是直的。在水轮机室内桨叶前面设水流为轴向。同时因叶片数目很少 (2 至 4 片), 不考虑互相干扰, 按翼面理论处理。

先选定螺旋桨每分钟的转数 n 及水轮机室内的轴向流速 v_0 , 由此就可决定桨叶各点的按装角, 在本文中把它归结为求一个常数螺距 δ , 然后由空蚀和材料的强度决定断面形状, 最后再根据出力定出叶片的数目和大小。

(1) 以与螺旋桨同轴的圆柱面切桨叶, 再展于平面上就如图 3 所示。虚线为翼弦方向, 垂直于轴的平面 pp 与翼弦的夹角叫作叶片的按装角 β , β 为半径 r 的函数。用固定于这一截面上的坐标系, 则液流的相对速度为

$$\mathbf{W} = \mathbf{r} \times \boldsymbol{\omega} + \mathbf{v}_0 \quad (2.1)$$

其中 $\boldsymbol{\omega}$ 为角速度。 \mathbf{W} 与翼弦的夹角为冲角 α 。因为是高比速, 转数高、扭矩小, 故可取所有点都满足

$$\alpha = 0^\circ \quad (2.2)^1$$

于是

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \theta \quad (2.3)$$

所以由图 3 可以看出:

$$\tan \beta = \cot \theta = \frac{v_0}{\omega r} = \frac{60 v_0}{2\pi n r} \quad (2.4)$$

其中 n 为每分钟的转数, 这样按装角 β 就作为半径 r 的函数而定出了。如果引入螺旋桨

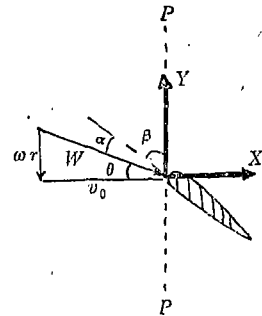


图 3

1) 若不选 $\alpha = 0^\circ$, 而令其等于某一角度, 则设计方法同样可以应用。

的螺距 δ , 定义为

$$\delta = 2\pi r \cdot \tan \beta. \quad (2.5)$$

由(2.4), (2.5), 可得

$$\delta = \frac{60v_0}{n}. \quad (2.6)$$

这样只用一个常数——螺距 δ ——就把整个螺旋桨的扭曲情况定出了, 它等于 v_0 与 n 之比, 而不与 v_0 、 n 的单独数值有关。

虽然可以很容易地用式(2.5)由 δ 算出 $\beta(r)$, 但是在计算、设计和制造时都可以不用 $\beta(r)$ 。可以用刮板在沙型上直接刮出螺距为 δ 的螺旋面, 这样反而更省事。

(2) 断面为翼剖面。在计算时, 由于螺旋桨的负荷很小, 我们不必考虑诱导速度和诱导阻力, 而且因为叶片少, 也可以略去叶片间的干扰, 而直接用二维翼面理论。

为了避免空蚀, 最好取压力沿凸得较多的一面为常数分布的翼型。例如可用 NACA $a = 1.0$ 的弯度曲线与 NACA 16 型对称翼 (或其他型亦可) 叠加^[5, 11]。计算一下如空蚀不发生, 也可选用一些已有的翼型, 如 NACA 64-206-64-215 等。如果小型的不怕有一点空蚀 (坏了可再配个螺旋桨), 也可用螺距为 δ 的平板, 或再把前端钝圆尾部钝尖, 这样可用铁板制成, 使制造大为简化。

把桨叶沿叶片等分为四部分。共取五个同一族但厚度不同的翼型置于 A, B, C, D, E

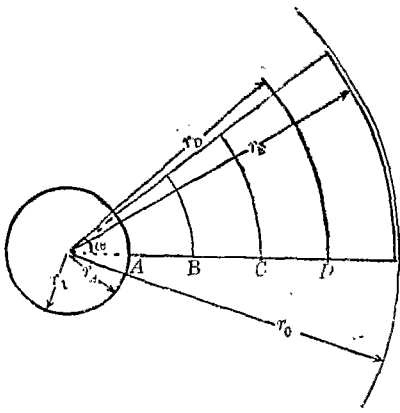


图 4

处。阻力、升力等都分为四段算出, 计算时在每段内各量都取两端的平均值, 不必积分。可由曲线表^[11]上查出升力系数 C_l , 阻力系数 C_d , 再用下式算出升力 L 和阻力 D :

$$L = \frac{1}{2} \rho W^2 S C_l, \quad (2.7)$$

$$D = \frac{1}{2} \rho W^2 S C_d, \quad (2.8)$$

其中 ρ 为水的密度, S 为翼在翼弦平面上的投影面积, W 为相对速度。

可以取轮毂直径为 $d_A = (0.3 \sim 0.4) d_0$ 。

翼面的压力系数 C_p 必须满足什么条件才能够不发生空蚀呢? 只要该点的压力大于饱和蒸汽压 (可近似认为等于 0) 即可。今以 p^0 表示水面上的大气压力, z 表示螺旋桨讨论点高出下游水面的高度, p_0, v_0 表示水轮机室内的压力和轴向流速, 由柏努利定理:

$$\frac{p^0}{\rho} = \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} v_0^2 + gz. \quad (2.9)$$

压力系数的定义为

$$C_p = \frac{p - p_0}{\frac{1}{2} \rho W^2}. \quad (2.10)$$

要想不发生空蚀, 必须满足

$$p^0 > 0. \quad (2.11)$$

由此三式解出不发生空蚀的条件为

$$C_p > \frac{2}{\omega^2 r^2 + v_0^2} \left(\frac{1}{2} v_0^2 + gz - \frac{p^0}{\rho} \right). \quad (2.12)$$

注意到 C_p 本身为一负数,所以上式可写作

$$|C_p| < \frac{2}{\omega^2 r^2 + v_0^2} \left(\frac{p^0}{\rho} - \frac{1}{2} v_0^2 + gz \right). \quad (2.13)$$

用 M, K, S 制时,在海平面 $\frac{p^0}{\rho} = 100$.

(3) 下面就要决定叶片的数目和大小.叶片的形状是任意的.为了简单起见,取叶片在旋转平面的投影为一扇形(由两条半径与两个同心圆组成).这样就只有一个参数——夹角 ϵ 了(参看 6 图).它的数学表示法就是令:

$$l \cos \beta = r\epsilon, \quad (2.14)$$

其中 l 为翼弦长.由(2.5),上式可化为

$$l = r\epsilon \sqrt{1 + \frac{\delta^2}{4\pi^2 r^2}} = \frac{\epsilon}{2\pi} \sqrt{4\pi^2 r^2 + \delta^2}. \quad (2.14')$$

今以带一横的字母表示每一段内该量的平均值,脚码表示是属于第 i 段的.根据式(2.7), (2.8),显然每段产生的使螺旋桨旋转的力矩为

$$M_i = \bar{r}_i \cdot F_x = \frac{1}{2} \rho \bar{W}^2 (\bar{C}_{Hi} \sin \bar{\beta}_i - \bar{C}_{Di} \cos \bar{\beta}_i) \cdot l_i \Delta r \cdot r_i, \quad (2.15)$$

其中 $\Delta r = \frac{1}{4}(r_0 - r_A)$,考虑到(2.14)及(2.5):

$$M_i = \frac{1}{2} \rho (\omega^2 \bar{r}_i^2 + v_0^2) \left(\bar{C}_{Hi} \frac{\delta}{2\pi} - \bar{C}_{Di} \bar{r}_i \right) \cdot \epsilon \bar{r}_i \frac{r_0 - r_A}{4}, \quad (2.16)$$

因为 $C_d \ll C_l$, 上式可近似为:

$$M_i = \frac{1}{16\pi} \rho (\omega^2 \bar{r}_i^2 + v_0^2) \bar{C}_{Hi} \delta \epsilon \bar{r}_i (r_0 - r_A). \quad (2.17)$$

在这次运算中有一近似,就是没有考虑取平均值与运算的先后,这是为了使公式在以后用起来方便.于是螺旋桨的总力矩就是把四部分的 M_i 求和:

$$M = \sum_{i=1}^4 M_i. \quad (2.18)$$

式中带有一个未知数 ϵ 可用下式定出:

$$M\omega = \rho Q g (h - \Delta h) \quad (2.19)$$

或

$$M\omega = \eta \rho Q g h, \quad (2.19')$$

由此方程即可解出 ϵ . 但是在 Δh 中仍有一项螺旋桨阻力引起的水头损失 Δh_p 未知,可用下法估计:

$$\Delta h_p = \frac{1}{\rho Q g} \left[\frac{1}{2} \rho \int_{r_A}^{r_0} W^2 C_d \frac{\epsilon r}{\cos \beta} \cdot W \right]. \quad (2.20)$$

其中 r_0 为螺旋桨半径, r_A 为其轮毂的半径.对同一族翼型 C_d 差别不大,通常总在

0.005—0.010 之間, 認为 $C_d =$ 常数, 拿于积分号外. 再注意到 $W = \frac{\omega r}{\cos \beta}$ 及 $\frac{1}{\cos \beta} =$

$\sqrt{1 + \tan^2 \beta} = \frac{1}{2\pi r} \sqrt{4\pi^2 r^2 + \delta^2}$ [見式 (2.4)], 得

$$\begin{aligned} \Delta h_r &= \frac{C_d \varepsilon \omega^3}{32 \pi^4 Q g} \int_{r_A}^{r_0} [16 \pi^4 r^4 + 8 \pi^2 \delta^2 r^2 + \delta^4] dr = \\ &= \frac{P_d \varepsilon \omega^3}{Q g} \left[\frac{1}{16} (r_0^5 - r_A^5) + \frac{\delta^2}{12 \pi^2} (r_0^3 - r_A^3) + \frac{\delta^4}{32 \pi^4} (r_0 - r_A) \right]. \end{aligned} \quad (2.21)$$

$\omega = 0.105 n$, $\pi^2 \doteq 10$, 用 M. K. S. 制 $g = 9.81$ 米/秒² $\doteq 10$, 再因为 $r_A^5 \ll r_0^5$ 及 $r_A^3 \ll r_0^3$, 得

$$\Delta h_p = \frac{C_d \varepsilon n^3}{10^5 Q} \left[r_0^5 + \frac{\delta^2}{12} r_0^3 + \frac{\delta^4}{320} (r_0 - r_A) \right]. \quad (2.22)$$

可以看出, 随着 r_0 与 ω 的增加, Δh_p 增加得极快, 可取 C_d 为 0.005 与 0.010 間的某一数, 于是就可由 (2.19), (2.22) 与 (2.17) 解 ε 了. 也可以由式 (2.19') 与 (2.22), (2.17) 求得 ε .

求出的 ε 再用叶片数目 z 除, 即为每个桨叶投影所张之角. z 的数目还是可任意选的.

因为边界层的影响, 靠近管壁处水流速度小于 v_0 , 为了避免空蚀, 可将每个叶片頂端的前緣修去一个小圆.

最后还应求出每个叶片上的轴向力. 按悬臂梁简单地求一下叶片是否可能折断.

这里只說到了选定 v_0 后的設計方法, 至于如何选定 v_0 , 則要看設計的要求而定. 选的 v_0 較大則流量大, 出力也大, 但效率較低. 如果要效率高, 則必須选較小的 v_0 , 但此时出力則較小.

三、例 子

設計了一个如示意图 5 所示的水輪机 (DH-18), 要求水輪机室直径 $d_0 = 180$ 毫米, 其內流速 $v_0 = 4.5$ 米/秒, $n = 1050$ 轉/分 (这样就可把水輪机与发电机的軸直接連結起来), 工作水头 $h = 1.2$ 米. 取輪轂直径 $d_A = 60$ 毫米, 可以算出流量 Q 为

$$Q = \frac{\pi}{4} (d_0^2 - d_A^2) v_0 = 0.102 \text{ 米}^3/\text{秒}.$$

設計是根据如下計算而作成的.

1. 計算管道的水头損失

(1) 沿途摩阻損失分为左、中、右三段来算. 在各段內, l, v, d 等都取平均值. 按表 1 查 ζ_f . 由式 (1.1) 得

$$(\Delta h_f)_1 = 0.029 \frac{1200}{400} \frac{(1.4)^2}{2g} = 0.01 \text{ 米},$$

$$(\Delta h_f)_2 = 0.029 \times \frac{1600}{400} \times \frac{1.7^2}{2g} = 0.02 \text{ 米},$$

$$(\Delta h_f)_3 = 0.039 \times \frac{1000}{200} \times \frac{4^2}{2g} = 0.16 \text{ 米}^{11}.$$

(2) 扩散損失 因扩散角为 4° , 由表 2 查出 $\zeta_d = 0.13$, 按式 (1.2),

1) 因輪轂及支架的損失不另行計算, 所以这一段損失的估計略为偏高.

$$\Delta H_d = 0.13 \frac{(4.5 - 0.6)^2}{2g} = 0.10 \text{ 米.}$$

(3) 彎曲損失 有兩個轉彎, 入口處平均 $\frac{d}{2R} = \frac{400}{2 \times 500} = 0.4$, 出口處 $\frac{d}{2R} = \frac{300}{2 \times 500} = 0.3$. 由表 3 查出 ζ_c , 再按公式(1.3):

$$(\Delta h_c)_1 = 0.21 \times \frac{90^\circ}{90^\circ} \times \frac{3^2}{20} = 0.10 \text{ 米,}$$

$$(\Delta h_c)_2 = 0.16 \times \frac{60^\circ}{90^\circ} \times \frac{4^2}{20} = 0.09 \text{ 米.}$$

(4) 出口損失 出口處 $v = 0.6$ 米/秒,

$$\Delta h_0 = \frac{0.6^2}{2g} = 0.02 \text{ 米.}$$

旋轉速度由(1.4')為(估計 $\eta = 0.5$, $\bar{r} = 0.06$ 米, $\frac{d_0}{d_2} = \frac{1}{7}$):

$$\bar{v}_a = 0.001 \text{ 米/秒.}$$

所以這一部分水頭損失 $\Delta h'_0 = 0$.

(5) 槳葉摩阻損失 按式(2.22)估計, $r_0 = 0.09$, $\omega = 110 \text{ 秒}^{-1}$, $C_d = 0.07$, $\delta = 0.26$,

$$\Delta h_p = 0.01 \varepsilon.$$

估計 $\varepsilon = 5$ [弧度] 左右, 則 $\Delta h_p = 0.05$ 米.

(6) 另外, 軸由水中穿出, 雖有流綫型保護套, 但為鐵皮製成, 作得粗糙, 估計引起水頭損失 0.05 米左右.

由此得出總水頭損失為

$$\Delta h_p = 0.60 \text{ 米.}$$

由式(1.6), 若工作水頭為 $h = 1.2$ 米, 則 $\eta = 50\%$. 出力 $N = 600$ 瓦. 若 $h = 3$ 米, 則 $\eta = 80\%$.

2. 計算螺旋槳

(1) 由式(2.6)求出螺距 δ :

$$\delta = \frac{4.5}{1050} \times 60 = 0.26 \text{ 米.}$$

(2) 斷面在 A, B, C, D, E 各處分別採取 NACA 64-215, 64-212, 64-210, 64-208, 64-206 翼型.

(3) 查出它們的 C_l 及 C_d ^[3,4], 再把所得結果列表如下(取 $r_d = 0.33r_0 = 0.03$ 米):

斷面	A	B	C	D	E
翼型	64-215	64-212	64-210	64-208	64-206
C_l	0.19	0.14	0.20	0.18	0.16
C_d	0.005	0.005	0.005	0.004	0.004
r (米)	0.030	0.045	0.060	0.075	0.089
β (度)	54.5°	42.5°	35.0°	29.0°	25.0°

以 AB, BC, CD, DE 段分別為 1, 2, 3, 4 段, 在各段內取各量的平均值列表于下:

$$v_0 = 4.5 \text{ 米/秒}, \quad \omega = 110 \text{ 秒}^{-1}, \quad \delta = 0.26 \text{ 米},$$

$$r_0 - r_A = 0.06 \text{ 米}$$

	1	2	3	4
r_i (米)	0.0375	0.0525	0.0675	0.0825
C_H	0.17	0.17	0.19	0.17
$\omega^2 r_i^2$	17.0	33.3	55.1	82.3
\bar{w}^2 (米/秒) ²	37.3	53.6	75.4	102.6

代入式(2.24), 求出

$$\delta = 5.4 \text{ [弧度]}.$$

取叶片数目 $z = 4$, 则每个叶片所张的角如图 6 所示.

四、实 验

对上述水轮机, 曾在试验室内作过试验, 结果如下:

上游水面高程 2.00 米, 下游水面 0.76 米, 螺旋桨轴高程 2.20 米, 流量 $Q = 98.8$ 升/秒 (用量水堰量出), 水轮机轴直接与发电机轴相连. 电机为 A42-6 型感应电动机, 三相共并联 42 微法拉电容作自激感应发电机, 电机额定功率 1.7 kw, 940 转/分. 今以 220V 的灯泡共 990W 平均分布于三相(Y 接法)作负载, 测出:

水 头 h (米)	流 量 Q (升/秒)	转 数 n (转/分)	三相总电容 C (μf)	每相与地间电压 V (伏)	每相电流 I (安)
1.24	98.8	1060	42	140	1.13

电机未满载, 但因自激无功电流很大, 估计效率为 80%¹⁾. 由此算出水轮机出力为

$$N = 3IV \div 80\% = 600 \text{ 瓦},$$

效率

$$\eta = 50\%,$$

与设计很好的符合. 这水轮机效率不高是因水头太低的原故, 当水头提高, 效率自会升高.

本工作是在钱学森同志的教导下进行的, 作者在此致以衷心的感谢. 另外在实验工作中还有印文豪, 钱锦辉, 李永甲, 赵裕铃等同志参加, 全部试验结果将另文发表.

参 考 文 献

- [1] Киселев, П. Г. Справочник по гидравлическим расчетам, госэнергоиздат, 1950.
- [2] 莫济佐夫: 水能利用.
- [3] Abbott and von Doenhoff, Theory of Wing Sections, 1st. ed., 1949.
- [4] Abbott, and von Doenhoff, Stivers, Summary of Airfoil Data, NACA Report 824, 1945.

A SIMPLE METHOD FOR DESIGNING A HIGH SPEED PROPELLER-FORM TURBINE OF SMALL-TYPE

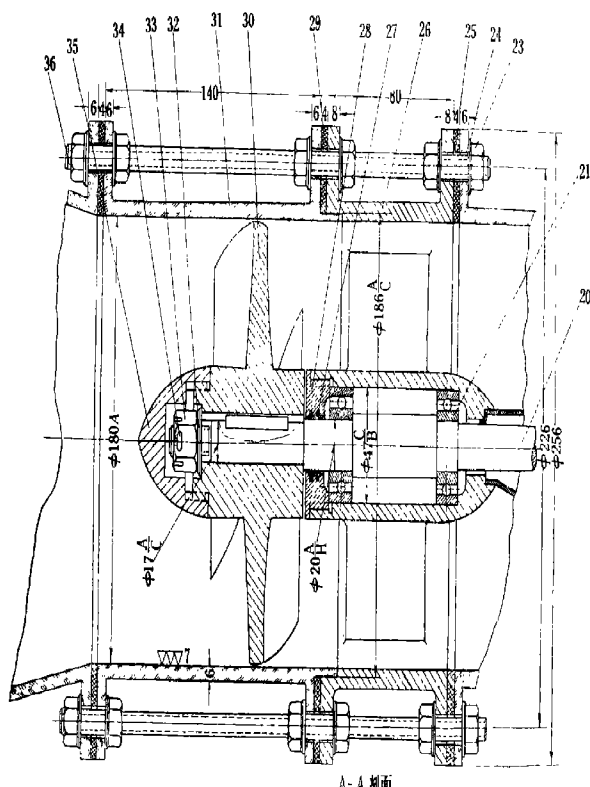
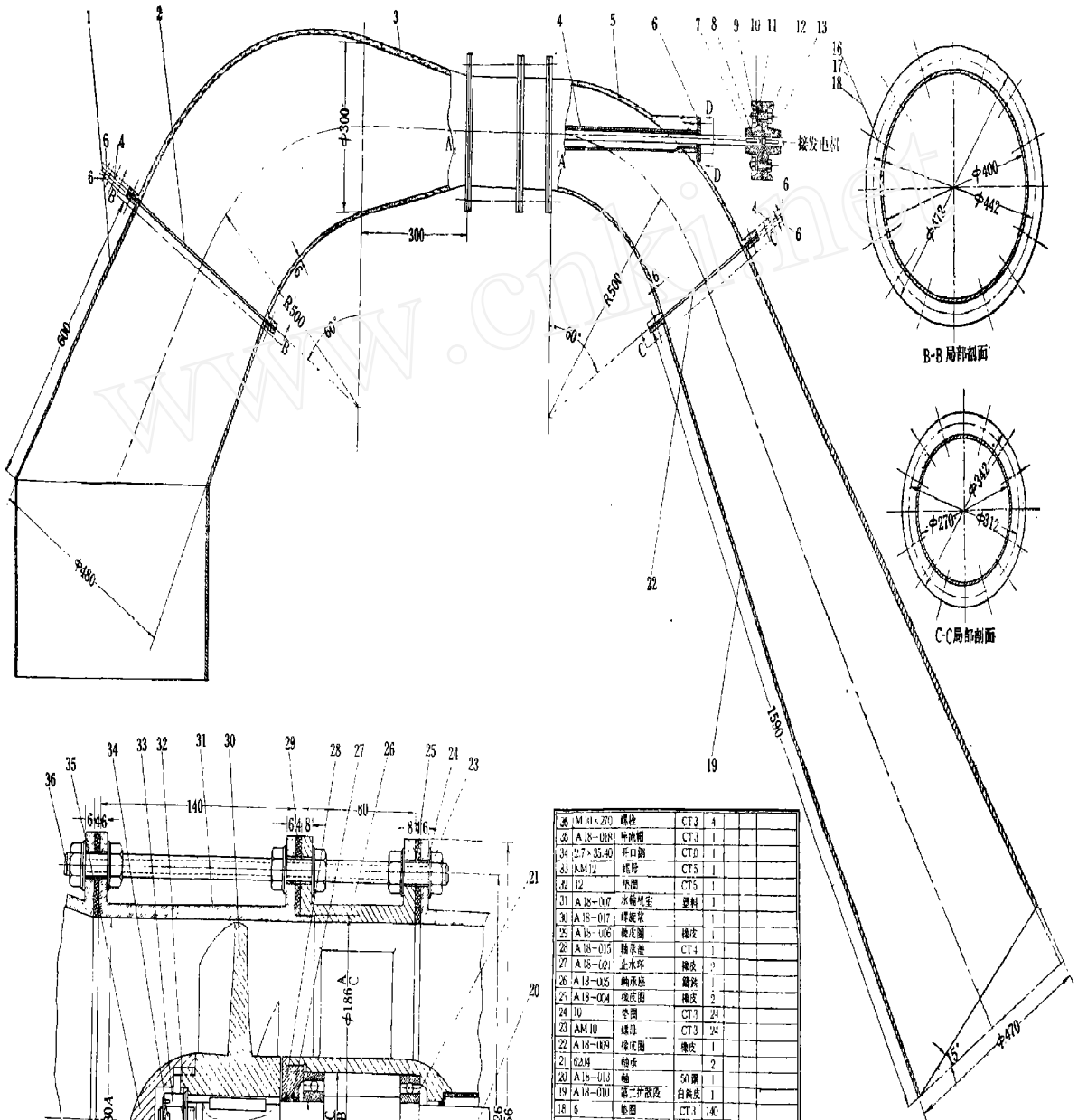
ZHANG HOU-MEI

(Institute of Mechanics, Academia Sinica)

ABSTRACT

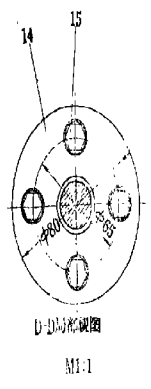
This paper proposes a simple method for designing a high speed propeller-form turbine of small-type. It is suitable for Such turbines below 40kw, and $n_s > 500$. The propeller-blade is chosen by pitch as an important parameter. The loss of water-head due to friction is taken into account in determining the area of the propeller-blade. The result obtained by this method agrees well close with experimental one.

1) 满载时电机效率应为 79.7%.



序号	代号	名称	材料	数量	备注
1	A18-01	第一收油段	铸铁	1	
2	A18-02	第二段收油段	铸铁	1	
3	A18-03	第三收油段	铸铁	1	
4	A18-04	轴	50钢	1	
5	A18-05	轴套	白铜皮	1	
6	A18-06	轴套	白铜皮	1	
7	A18-07	轴套	白铜皮	1	
8	A18-08	轴套	白铜皮	1	
9	A18-09	轴套	白铜皮	1	
10	A18-10	轴套	白铜皮	1	
11	A18-11	轴套	白铜皮	1	
12	A18-12	轴套	白铜皮	1	
13	A18-13	轴套	白铜皮	1	
14	A18-14	轴套	白铜皮	1	
15	A18-15	轴套	白铜皮	1	
16	A18-16	轴套	白铜皮	1	
17	A18-17	轴套	白铜皮	1	
18	A18-18	轴套	白铜皮	1	
19	A18-19	轴套	白铜皮	1	
20	A18-20	轴套	白铜皮	1	
21	A18-21	轴套	白铜皮	1	
22	A18-22	轴套	白铜皮	1	
23	A18-23	轴套	白铜皮	1	
24	A18-24	轴套	白铜皮	1	
25	A18-25	轴套	白铜皮	1	
26	A18-26	轴套	白铜皮	1	
27	A18-27	轴套	白铜皮	1	
28	A18-28	轴套	白铜皮	1	
29	A18-29	轴套	白铜皮	1	
30	A18-30	轴套	白铜皮	1	
31	A18-31	轴套	白铜皮	1	
32	A18-32	轴套	白铜皮	1	
33	A18-33	轴套	白铜皮	1	
34	A18-34	轴套	白铜皮	1	
35	A18-35	轴套	白铜皮	1	
36	A18-36	轴套	白铜皮	1	

图 5



M1:1

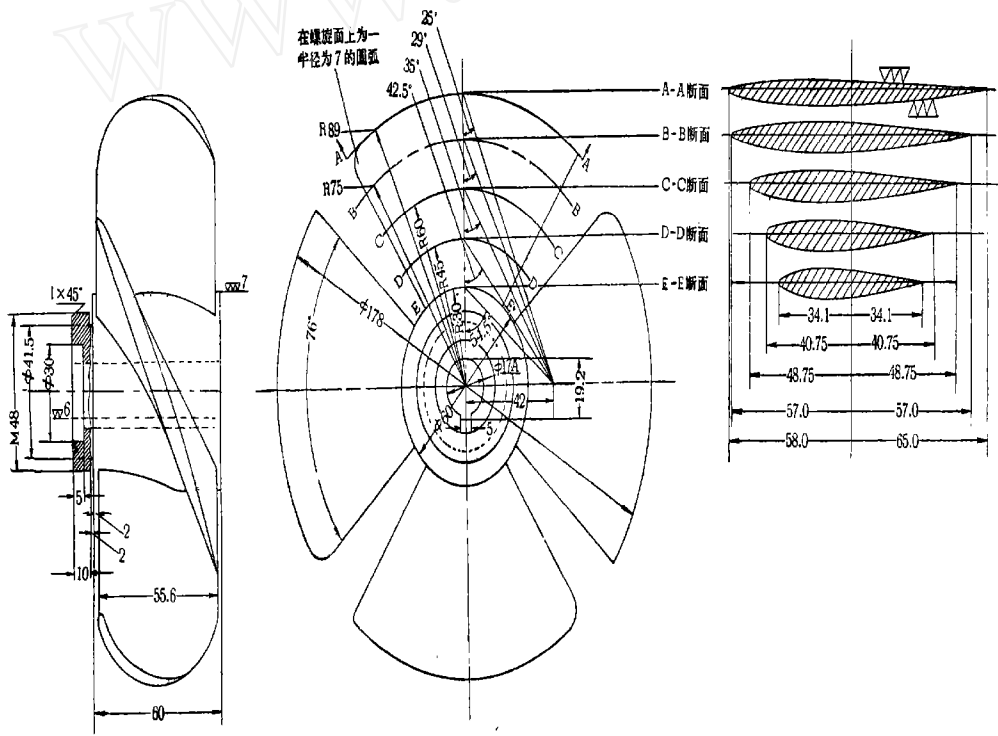


图 6