

内部资料

火电厂省煤节电经验

(二)

水利电力部科学技术情报所

一九七六年一月

目 录

ΠM ₃ 型给水泵的改进	(1)
DG150-59型中压给水泵的改进	(9)
DG270-150型高压给水泵的改进	(21)
改造U型管高压加热器消除泄漏	(26)
加装卧式玻璃管空气预热器	(30)
玻璃管空气预热器代替部分钢管空气预热器	(35)
中压12,000瓩汽轮机低真空运行	(38)
低负荷时机炉采用变压运行	(41)
空气预热器加装导向板	(43)
离心式冷却水二次滤网	(44)
附录一 苏联一些电厂防止锅炉过热器和空气预热器积灰等情况	
用振动法清除锅炉过热器积灰	(47)
TΠ—230型锅炉玻璃管空气预热器	(48)
用高压水冲洗再生式空气预热器	(50)
用加热干燥法清理管式空气预热器	(52)
附录二 水电部科技情报所火电厂省煤节电资料目录汇编	(54)

ΠM₃型给水泵的改进

目前一些中、小型发电厂中采用的 ΠM型给水泵, 结构不够合理, 运行效率低 (现场粗测仅45~54%)。

烟台发电厂和山东省电力中心试验所组成了三结合技术革新小组, 对ΠM₃型给水泵进行了多次试验改进, 改进后的4号给水泵运行正常, 水泵效率达70%, 每年约可节电40万度。

改进后的水泵定型为 DG60—55。

一、改进设计

1. 设计方案

三结合小组首先对全省各类水泵进行了调查分析, 认为西德KSB型给水泵效率较高, 现场粗测, 流量为54吨/时时, 效率为64%。小组对KSB型给水泵进行了细致的水力分析, 采用了它的合理部分, 又改进了它的不合理部分, 提出了适合运行要求和旧泵结构要求的设计方案。

(1) KSB型泵进口水道面积过大, 虽有很强的预旋, 仍不能形成较大进水角, 同时增加了轴间推力。叶片进口处外伸段太长, 对于较小的轮毂, 可能起不到提高效率的作用, 但给翻制增加了困难。因此考虑了缩小进口口径, 减短叶片外伸段, 保持原叶片的扭曲规律, 设计成1号叶轮 (图1—1), 并根据使叶片出口和前后盖板垂直更容易获得较高水力效率的设想, 将1号叶轮出口部分扭直, 保持进口部位不变, 设计成2号叶轮。为了进一步摸清叶片向进口外伸长短对水力性能的影响, 将2号叶轮进口切除10°包角, 成为3号叶轮; 把1号叶轮进口切除10°包角成为4号叶轮。

(2) 重新设计了导叶, 考虑了: 突出扩散管内的扩压作用, 控制正叶喉部有较高的流速, $\frac{C_2}{C_3}$ 和 $\frac{C_3}{C_4}$ 均超出一般资料的范围; 在急转弯区控制为增速流动; 背叶出口有较强的预旋, 以改善叶轮进口流场和构成较大的进水角。

这次改进主要是为了提高效率, 只更换了通流部件 (水轮、导叶、口环和平衡盘), 其他部件只根据新部件的装配要求, 进行少许更动。

2. 计算部分

(1) 叶轮计算

根据运行要求 (最大流量75吨/时, 泵出口压力不低于47公斤/厘米², 平均流量65吨/时) 选定的设计参数为: 流量 $Q = 65$ 吨/时 (0.0209米³/秒), 扬程 $H = 540$ 米。

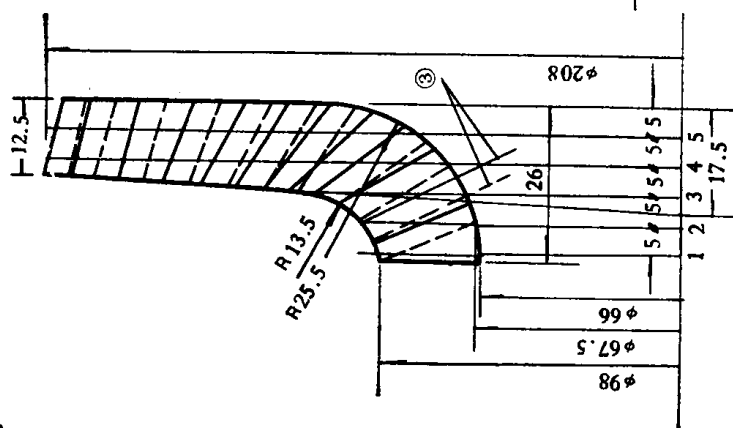


图 1-1 叶片木图模

①—工作面; ②—背面; ③—車削10°后进口边

注：叶片头部修圆；軸面截向間隔为 10° 。

经反复核算, 1号叶轮取用以下几何参数可以得到较满意水力核算结果:

进口颈部直径 $D_0 = 98$ 毫米

轮毂直径 $d_b = 66$ 毫米

出口外径 $D_2 = 208$ 毫米

出口宽度 $b_2 = 12.5$ 毫米

进口处外、中、内各流线的角度:

$$\beta_{1a} = 24^\circ, \beta_{1b} = 32^\circ, \beta_{1c} = 40^\circ$$

外、中、内各流线起始直径:

$$D_{1a} = 98 \text{ 毫米}, D_{1b} = 86 \text{ 毫米}, D_{1c} = 67.5 \text{ 毫米}$$

各流线出口角:

$$\beta_{2a} = 26.5^\circ, \beta_{2b} = 27^\circ, \beta_{2c} = 28^\circ$$

叶片为7片 ($Z = 7$)。叶轮转速2,900转/分。

进口部分水力核算:

叶片进口处三流线的周速分别为:

$$U_{1a} = 15.2 \text{ 米/秒}, U_{1b} = 13.3 \text{ 米/秒}, U_{1c} = 10.5 \text{ 米/秒}$$

颈部进口流速 $C_0 = 5.07$ 米/秒

各流线起始处排挤系数 ψ_1 取为0.85。

叶片进口流速 $C_1 = C_0 / \psi_1 = 5.97$ 米/秒。

叶轮进口预旋 C_{1u} 取2.0米/秒, 各流线起始处液流攻入角:

$$\beta'_{1a} = \operatorname{tg}^{-1} \frac{C_1}{U_1 - C_{1u}} = \operatorname{tg}^{-1} \frac{5.97}{15.2 - 2.0} = 24.1^\circ$$

$$\beta'_{2b} = 27.9^\circ, \beta'_{2c} = 35^\circ$$

各流线冲角分别为 -0.1° 、 4.1° 、 5° 。

出口部分水力核算:

出口周速 $U_2 = 32.2$ 米/秒

出口轴面流速 $C_{2m} = Q_0 / \pi D_2 b_2 \psi_2 = 2.85$ 米/秒 ($\psi_2 = 0.9$)

叶片无限多时周向分速

$$C_{2u\infty} = U_2 - \frac{C_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_{2b}} = 32.2 - \frac{2.85}{\operatorname{tg} 27^\circ} = 26.6 \text{ 米/秒}$$

叶片无限多时理论扬程

$$H_{t\infty} = \frac{U_2 C_{2u\infty} - U_1 C_{1u}}{g} = \frac{32.2 \times 26.6 - 13.3 \times 2}{9.81} = 84.5 \text{ 米}$$

叶道内轴面漩流使理论扬程落低值:

$$\Delta H_t = \frac{\pi U_2^2 \sin \beta_{2b}}{Zg} = \frac{3.14 \times 32.2^2 \times \sin 27^\circ}{7 \times 9.81} = 21.6 \text{ 米}$$

叶轮理论扬程 $= H_{t\infty} - \Delta H_t = 84.5 - 21.6 = 62.9$ 米

$$\text{水力效率 } \eta_h = \frac{H}{iH_t} = \frac{540}{10 \times 62.9} = 0.859$$

水流出出口实际周向分速

$$C_{2u} = C_{2u\infty} - \frac{\Delta H_t g}{U_2} = 26.6 - \frac{21.6 \times 9.81}{32.2} = 20 \text{ 米/秒}$$

水离开叶轮时和圆周方向的夹角:

$$\alpha_2 = \operatorname{tg}^{-1} \frac{C_{2m}}{C_{2u}} = \operatorname{tg}^{-1} \frac{2.85}{20} = 8.2^\circ$$

离开叶轮的绝对流速:

$$C_2 = C_{2u} / \cos \alpha_2 = 20 / \cos 8.2^\circ = 20.3 \text{ 米/秒}$$

(2) 导叶计算

正导叶起始处直径 $D_3 = 214$ 毫米

正导叶高度 $b_3 = 15$ 毫米

正导叶喉部宽 $a_3 = 14$ 毫米

扩散管出口处高和宽 $a_4 = b_4 = 25$ 毫米

背导叶进口高度 $b_5 = 16$ 毫米, 出口高度 $b_6 = 16$ 毫米

正导叶起始安装角 $\beta_3 = 10^\circ$

扩散管出口处中线和周向夹角 $\beta_4 = 18^\circ$

背叶起始安装角 $\beta_5 = 23^\circ$

背叶出口角 $\beta_6 = 67^\circ$

正导叶和背导叶数都取 $Z_H = 6$ 片, 叶片厚为 $S_H = 5$ 毫米。

根据以上几何参数进行水力核算:

正导叶起始处排挤系数

$$\psi_3 = \frac{\pi D_3 - Z_H S_H / \sin \beta_3}{\pi D_3} = \frac{3.14 \times 0.214 - 6 \times 5 / \sin 10^\circ}{3.14 \times 0.214} = 0.745$$

正导叶进口径向流速

$$C'_{3m} = \frac{Q_0}{\pi D_3 b_3 \psi_3} = \frac{0.0209}{3.14 \times 0.214 \times 0.015 \times 0.745} = 2.79 \text{ 米/秒}$$

正导叶进口周向分速

$$C'_{3u} = C_{2u} \frac{D_2}{D_3} = 20 \times \frac{0.208}{0.214} = 19.5 \text{ 米/秒}$$

正导叶起始处水流攻入角

$$\alpha_3 = \operatorname{tg}^{-1} \frac{C'_{3m}}{C'_{3u}} = \operatorname{tg}^{-1} \frac{2.79}{19.5} = 8.1^\circ$$

水流对叶片的冲角 $\beta_3 - \alpha_3 = 10^\circ - 8.1^\circ = 1.9^\circ$

正导叶喉部处流速

$$C_3 = \frac{Q_0}{Z_H a_3 b_3} = \frac{0.0209}{6 \times 0.014 \times 0.015} = 16.6 \text{ 米/秒}$$

扩散管出口处流速

$$C_4 = \frac{Q_0}{Z_H a_4 b_4} = \frac{0.0209}{6 \times 0.025 \times 0.025} = 5.55 \text{米/秒}$$

扩散管出口中线处周向外速

$$C_{4u} = C_4 \cos \beta_4 = 5.55 \cos 18^\circ = 5.3 \text{米/秒}$$

扩散管出口中线处平均直径 $D_4 = 268$ 毫米

背叶进口处直径 $D_5 = 230$ 毫米

背叶进口周速

$$C_{5u} = C_{4u} \frac{D_4}{D_5} = 5.3 \times \frac{268}{230} = 6.17 \text{米/秒}$$

背叶进口处径向流速

$$C_{5m} = Q_0 / \pi D_5 b_5 \psi_5 = 0.0209 / 3.14 \times 0.23 \times 0.016 \times 0.9 = 2.01 \text{米/秒}$$

背叶进口水流角

$$\beta'_5 = t_g^{-1} \frac{C_{5m}}{C_{5u}} = t_g^{-1} \frac{2.01}{6.17} = 18.1^\circ$$

背叶进口冲角 $= \beta_5 - \beta'_5 = 23^\circ - 18.1^\circ = 4.9^\circ$

背叶进口处流速

$$C_5 = \frac{C_{5u}}{\cos \beta'_5} = \frac{6.17}{\cos 18.1^\circ} = 6.47 \text{米/秒}$$

背叶出口处 ($D_6 = 100$ 毫米处) 径向流速

$$C_{6m} = Q_0 / \pi D_6 b_6 \psi_6 = 0.0209 / 3.14 \times 0.1 \times 0.016 \times 0.9 = 4.62 \text{米/秒}$$

导叶出口周向分速选用 2 米/秒

导叶出口处流速

$$C_6 = \sqrt{C_{6m}^2 + C_{6u}^2} = \sqrt{4.62^2 + 2^2} = 5.03 \text{米/秒}$$

导叶出口安装角

$$\beta_6 = \cos^{-1} \frac{C_{6m}}{C_6} = 67^\circ$$

β_6 角因绘图上的要求实际降为 64° 。

该导叶的几个速度比:

$$\frac{C_2}{C_3} = \frac{20.3}{16.6} = 1.22; \quad \frac{C_3}{C_4} = \frac{16.6}{5.55} = 3.0; \quad \frac{C_4}{C_5} = \frac{5.55}{6.47} = 0.857;$$

$$\frac{C_5}{C_6} = \frac{6.47}{5.03} = 1.29; \quad \frac{C_{6m}}{C_0} = \frac{4.62}{5.07} = 0.91$$

二、水力模型的试验与定型

1. 给水泵试验台

试验台是在黄台电厂利用原有的旧设备改装而成, 可装入两级水轮。

输入功率用工业分析仪（一种可以同时测出功率、电压、电流的仪表）测量，应用前在0.2级功率标准台上校验，所用互感器属0.5级，装入前也进行了校验。流量用串连的两块流量孔板装差压计测量，孔板前装了稳流栅；进口负压用水银“U”管测量；出口压力用0.35级标准压力表测量，使用前用重锤校准。

试验结果绘于图1—2。

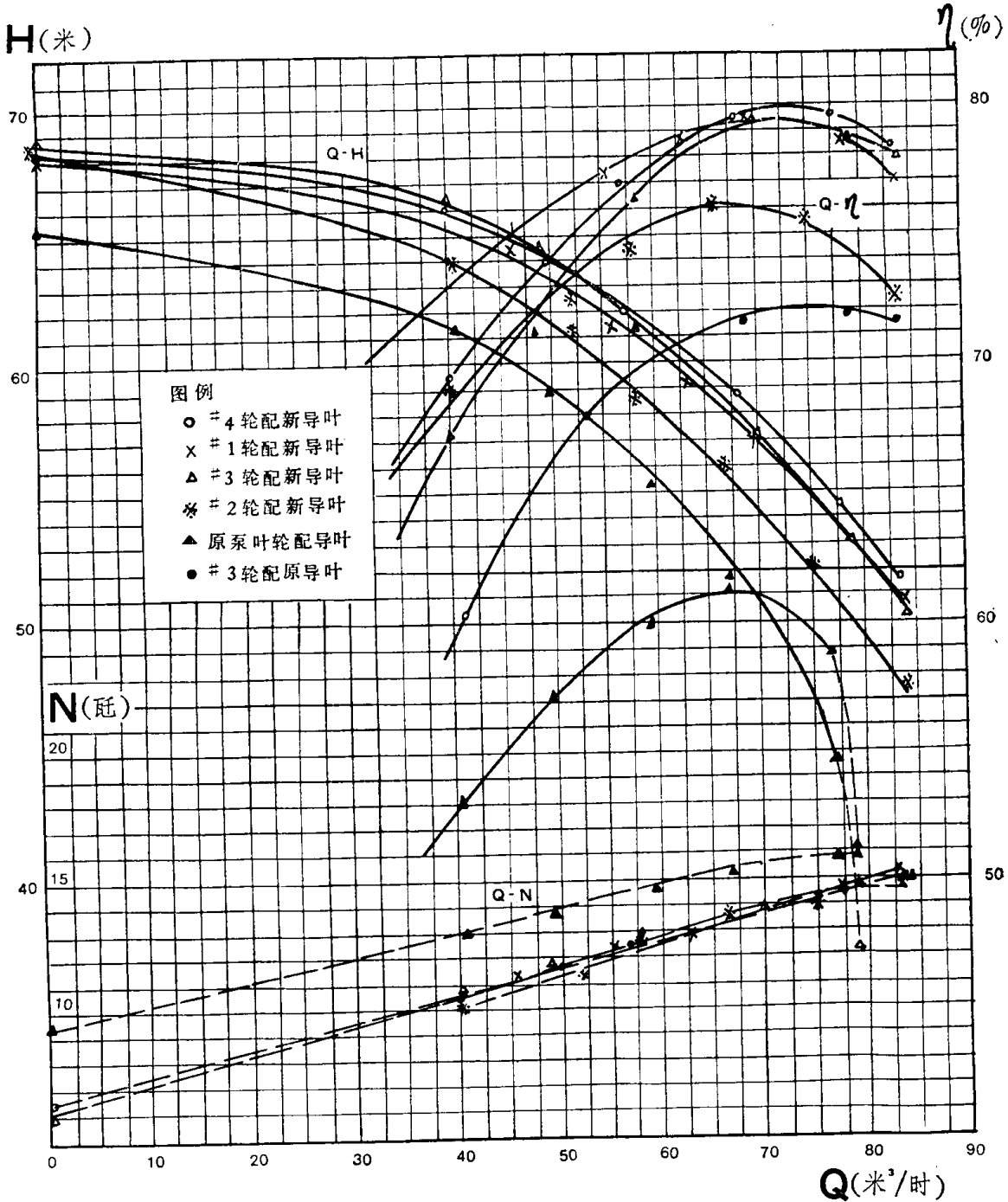


图 1—2 IIIM₃ 型泵改进试验结果
(注：水泵效率系指不计平衡盘漏损的效率)

2. 定型

根据烟台电厂实际运行情况（流量多在60~70吨/时，选用1、4号轮都能符合需要。考虑到4号轮的高效区段多在运行工况下，因此决定4号轮作为DG60-55的水轮。

三、实体泵的改造

为了减少水泵改进的工作量，主要改动了通流部分，即水轮、导叶、导向水室、出口水室、密封环和平衡盘。叶轮和导叶材料为HT21-40铸铁。

1. 水轮全部换新。水封环处漏流直径间隙控制在0.4~0.5毫米范围内。平衡盘前的漏流间隙取为0.45毫米。

2. 原有正导叶和背导叶在结构上是分体的两个部件，而新导叶是整体的。把原有导向水室的背导叶割去车平，导向水室的背导叶车去量，按新导叶总厚度配合。大轴轴套与导叶中间套管的配合直径间隙为0.4~0.5毫米。

3. 出口水室只镶上正导叶。原有正导叶24毫米厚，新导叶30毫米厚，出口水室镶正导叶的平面须车去6毫米深，外圆由原有 $\phi 265$ 毫米车为 $\phi 245$ 毫米，不致影响水流的通畅。正导叶的定位是采用正导叶的中间套筒紧配合于出口水室上。

4. 按新水轮推力要求，改换了动静盘。为了监视平衡盘的泄漏量及其运行状况，在平衡盘水室加装监视压力表。

表1—1 DG 60—55 试 验 结 果

扬 程			流 量		输入功率 N_{e1} (瓩)	电 流 (安)	轴功率 N_e (瓩)	水泵效率 η_e (%)
P_2 (公斤/厘米 ²)	P_1 (公斤/厘米 ²)	H (米)	h (毫米汞柱)	Q (吨/时)				
63.3	0.95	650	49	25.9	104.4	205	90	51
62.1	0.95	638	90	35.1	115.6	224	100.6	60.7
60.9	0.95	625	111.3	39.1	120.8	230	105.7	63.1
59.8	0.91	614	143	44.3	127.2	240	111.8	66.3
57.9	0.90	594	174	48.8	134	254	118.4	66.8
55.8	0.90	572	211	53.8	138.5	257	122.7	68.5
54	0.90	554	250	58.5	143.2	261	127.2	69.4
53	0.95	543	270.5	60.7	145.2	263	129.2	69.6
52.1	0.90	534	300.5	64.4	150	275	133.8	70.1
50.4	0.95	515	354	69.6	155.7	280	139.3	70.2
49.5	0.95	506	364	70.7	157.8	287	141.1	69.2
47.9	0.90	490	396	73.7	160.4	293	143.5	68.6

四、实体系的效率试验

试验结果见表 1—1。

DG60—55水泵性能曲线见图 1—3。水泵效率比 ΠM_3 型泵约提高 16.5%，其中叶轮提高约 10%，导叶提高约 5%，平衡盘改小提高约 1%。

DG60—55泵的性能曲线较陡，使小流量下系统节流损失较大，初步认为因进口预漩过强所致，绘图时减小了背导叶出水角，加工中减小了背导叶高度，均增加了进口预漩。

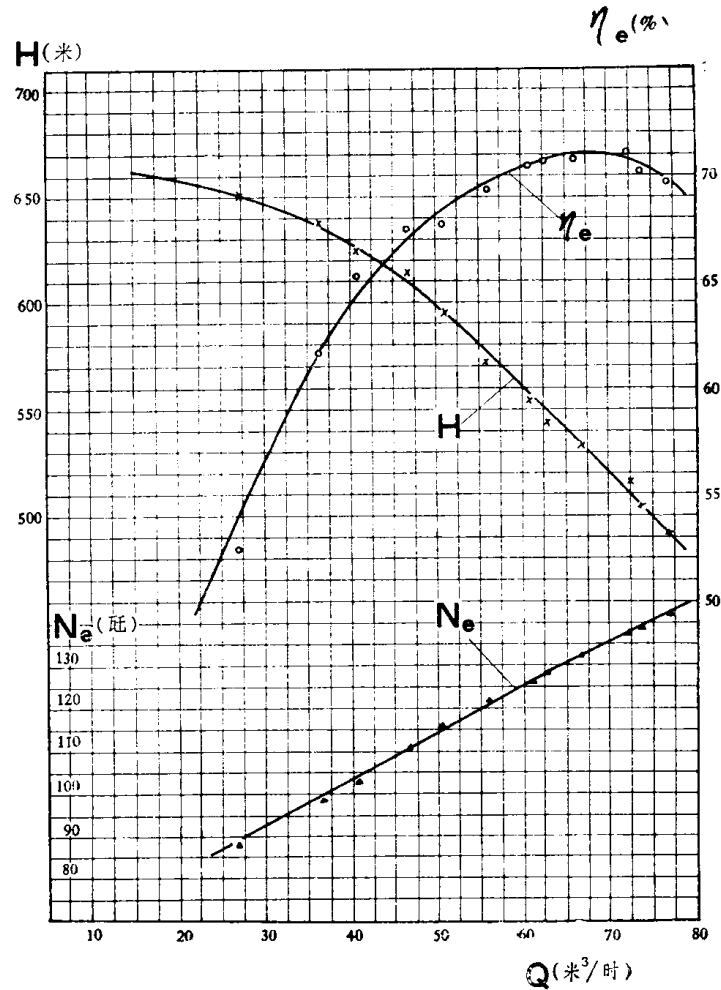


图 1—3 DG 60—55 水泵性能曲线

五、存在问题及进一步改进的建议

1. 背导叶

建议将背导叶出口角度由 64° 改为 70° ，安装时要保证背导叶高度 16 毫米或 16~17 毫米范

围内，对水泵性能将有改善。

2. 木模

制作木模时没有很好注意正导叶螺旋管部分的面在同一个平面上，使正导叶的高度（15毫米）没法保证，即喉部高度不保证。正导叶的喉部宽度普遍比图纸尺寸（14毫米）小，只有12.8毫米左右，经修锉为13.2毫米。正导叶喉部尺寸是控制设计流量下最佳工况的决定因素，上述数值使水泵高效区偏移至小流量。

3. 组装

组装中应特别注意转子中心和叶轮与导叶正叶片中心的吻合问题。转子中心与静止部件不同心，大多由轴弯曲造成。如叶轮或间套的轴向挤压面与内孔不垂直，当压紧两端螺帽后，轴就会被压弯，有时可达0.8毫米或更大。转子在外面组装后，应控制其弯度在0.15毫米以下，否则各漏水间隙在运行中很快被磨大。这次改进中没有重视轴弯曲问题，使运行中各漏水间隙比初装值大很多，运行几小时后检查平衡盘前封水间隙由初装的0.45毫米增大到0.75毫米，平衡盘后的压力由初转时的2公斤/厘米²升到4公斤/厘米²。

（根据烟台发电厂、山东省电力中心试验所资料整理）

DG150—59型中压给水泵的改进

一、改进概况

青岛发电厂装有四台DG 150—59型给水泵。自主机提高出力后，因给水压力上升到60公斤/厘米²以上，水泵出力限制在130~140吨/时，使驱动水泵的电动机有近30%的富裕量。该型泵沿用早期的圆柱型叶片，效率较低，实测运行效率为59~68%，较先进水平低10~15%。为了提高泵的出力和效率，降低厂用电，电厂和山东省电力中心试验所对这种水泵进行了多次改进，改进后的三台泵运行正常。经过试验和三年半运行考验，在水泵的出力、效率、汽蚀性能和选用材料的使用寿命上，都取得了较好效果。

第一次改进的是16号给水泵，七级叶轮均换用新设计的初级轮，1972年3月改进后投运时，发现当流量超过175吨/时时，有汽化响声，换上原泵的首级轮后，在流量达180吨/时时，也有微弱的汽化声音。试验结果，出口压力为61.5公斤/厘米²，出力为175吨/时时，效率为77.5%。第二台改进的是14号泵，由于叶片数及型线未能保证，导叶也未修光，1973年3月改后试验，出力较16号泵低10吨/时，效率低3%。1974年8月，14号泵进行检查性大修，换用了新设计的首级轮，并将导叶修光，投运后试验，出力达190吨/时，效率达77.4%，汽化现象消失。1975年6月对16号泵大修，同样改用了新的首级轮，流量达195吨/时，效率达

79.3%。16号泵的首、次级轮都有较正确的型线，出力和效率都达到了改进的设计值。

改进选用的叶轮和导叶材料为HT21-40铸铁，经三年半运行考验，没有冲蚀的迹象，能长期运行。

二、设计选型

1. 改进原则

从检修和运行的实际要求出发，确定如下改进原则：

(1) 尽量减少改进工作量，不更动原泵的结构和装配尺寸，七级结构保持不变，只更换叶轮、导叶和平衡盘。

(2) 根据原有电动机的潜力，尽可能提高泵的出力。为了确保电机寿命，要求电机出力限制在额定容量的95%以下，以保证在低电压和锅炉抢水的短期运行中，电机不超电流。

(3) 选用型线的效率应达到或接近当前先进水平。汽化性能应保证在可能低的给水压力下，无汽化现象。

(4) 选用寿命较长、低价易铸的材料。

2. 水力设计中的几个问题

水力设计的要求是：(1) 准确地确定泵的出力；(2) 有较高的效率；(3) 尽可能做到运行工况在设计工况的最佳点。对这三个问题进行了如下工作。

(1) 对二十多种比转数为55~100的模型泵和实泵的试验结果进行了统计核算，发现实测的性能均低于理论计算值，这种偏差最有可能出现在叶片数对扬程的校正系数 P 上。在最佳工况附近 P 值较计算值大1.3~1.4倍，但 P 值在性能线的各点上，不是定数，随着流量向少处偏移，上述倍数即减小，流量增大则反之。如将 P 值在原来基础上再放大1.35倍，则实测值和计算值就能很好符合。这次计算对 P 值进行了校正。

(2) 目前水泵的设计理论，仍建立在一元流动的基础上。由于一元流动理论的“失真”，在目前情况下，要得到可用的高效型线，仍然需要进行模型试验。

从山东电力中心试验所收集到的及试验台上得到的40多次试验结果看(比转数在70~100之间)，高效型线有如下共同点：叶片在进口处有较大的外伸及扭曲；对较大的进口颈部直径，除必需有较大的外伸外，还需有较强的预旋，对较小的进口直径，可以选用较弱的预旋及小一些的外伸，它们的共同要求是当液流转入径向而剧烈升压前，有一个较好的流场。叶型的进口，应有较大的角度，以减少进口排挤和增加叶片进口喉部面积，改善整个流道的扩散性。从液流由背导叶转入叶轮颈部处的流场粗测看出，内流线附近的流速较外流线附近的流速约大1.5倍，因此布置流线时，特别在外伸不太长的情况下，内流线进口处需有较大的正冲角，外流线甚至允许有不大的负冲角。出口处叶片和盖板稍倾或完全垂直都可以得到高效率，其出口角多分布在 $22.5^\circ \sim 30^\circ$ 之间。

改进选型、选用了以模型试验为主、理论计算为辅的方法，基型选定后，根据上述想法，做了些调整。

(3) 从叶轮进口到背导叶出口的整个流程间，如没有引起液流参数突变的误设计区

段,最高效率点将由叶轮进口和导叶进口的流动情况决定。试验表明,当中流线处不出现负冲角和叶片喉部流速不大于液流自由冲入速度(W_1),叶轮效率都不开始下降;当 W_1 小于叶片喉部流速时,效率将明显开始下降。导叶进口喉部面积是控制最佳工况的最重要参量。如其它部分流动正常,叶轮出口流速为导叶进口喉部流速的1.20~1.35倍时,效率将出现最高值,叶轮进口喉部和导叶进口喉部同时具有最佳流动状况是保证水泵有较高效率的重要因素,设计应使这些最佳流动状况与运行工况相吻合。

3. 次级叶轮的选型

选用了四种效率较高的型线作为次级轮的试验模型,四种型线是:6D—30、8DG—90、DG60—55和DG180—60。最后采用了效率较高的按DG60—55(烟台发电厂改进IIM₃型泵选用的型线)变换得到的7号叶轮。

DG60—55叶轮参数及性能如下:

外径 $D_2' = 208$ 毫米

出口宽度 $b_2' = 12.5$ 毫米

进口颈部直径 $D_0' = 98$ 毫米

轮毂直径 $d_B' = 66$ 毫米

从试验曲线并经转数校正后得(试验时泵的转数为2,925转/分,DG150—59泵的转数按2,970转/分考虑):

最佳工况出力 $G' = 70$ 吨/时

$$\text{计算容积流量 } Q_0' = \frac{70}{\gamma \eta_0 3600} = \frac{70}{0.95 \times 0.91 \times 3600} = 0.0225 \text{ 米}^3/\text{秒}$$

单级扬程 $H_i' = 54.5$ 米

根据青岛发电厂运行要求,并考虑电机有10%余度,改进选用的计算参数为:

$G = 180$ 吨/时

计算流量 $Q_0 = 0.0555$ 米³/秒

出口压力 $P_2 = 62$ 公斤/厘米²

$$\text{单级扬程 } H_i = \frac{P_2 - P_1}{\gamma i} = \frac{(62 - 1.5) \times 10}{0.95 \times 7} = 91 \text{ 米}$$

按扬程计算换算系数($\lambda_H = \sqrt{\frac{H_i}{H_i'}}$)为1.292,据此放大得到的各几何参数及流量为:

$D_2'' = 268.8$ 毫米, $b_2'' = 16.5$ 毫米, $D_0'' = 126.5$ 毫米, $d_B'' = 85$ 毫米, $Q_0'' (= Q_0' \lambda_H^3) = 0.0486$ 米³/秒。

根据DG150—59水泵轴颈为68毫米,考虑可取用的最小轮毂尺寸为 $d_B = 80$ 毫米。由于流量达不到要求,将出口宽度调整:

$$b_2 = b_2'' \frac{Q_0}{Q_0''} = 16.15 \times \frac{0.0555}{0.0486} = 18.4 \text{ 毫米}$$

考虑放大后性能偏高,取 $b_2 = 18$ 毫米。因模型泵轮毂较大,加宽是从内流线处进行的。

另外,为了准备对叶片进口外伸做车削试验,将外伸增加10°包角,并将内流线的进口角

增加了 4° 。

最后得到的 7 号轮参数为：

$D_2 = 268$ 毫米， $b_2 = 18$ 毫米，出口角 $\beta_2 = 27^\circ$ ， $D_0 = 126$ 毫米， $d_B = 80$ 毫米。

进口处外、中、内各流线的角度为：

$\beta_{1a} = 24^\circ$ ， $\beta_{1b} = 33^\circ$ ， $\beta_{1c} = 44^\circ$

进口处各流线的直径为：

$D_{1a} = 127$ 毫米， $D_{1b} = 107$ 毫米， $D_{1c} = 82$ 毫米

叶片取七片。

根据上述参数，核算流动情况：

$$\text{颈部进口流速 } C_0 = \frac{Q_0}{\frac{\pi}{4}(D_2^2 - d_B^2)} = \frac{0.055}{\frac{3.14}{4}(0.126^2 - 0.08^2)} = 7.47 \text{ 米/秒}$$

$$\text{叶片进口流速 } C_1 = \frac{C_0}{\psi} = \frac{7.47}{0.9} = 8.3 \text{ 米/秒}$$

叶片进口处三条流线的周速分别为：

$U_{1a} = 19.73$ 米/秒， $U_{1b} = 16.65$ 米/秒， $U_{1c} = 12.75$ 米/秒

按进口预旋速度 $C_{1a} = 2$ 米/秒计算各流线处液流攻入角：

$$\begin{aligned}\beta'_{1a} &= \text{tg}^{-1} \frac{C_1}{U_{1a} - 2} = \text{tg}^{-1} \frac{8.3}{19.73 - 2} = 25^\circ \\ \beta'_{1b} &= 29.5^\circ, \beta'_{1c} = 37.7^\circ\end{aligned}$$

各流线的冲角分别为：

$\Delta\beta_a = 24^\circ - 25^\circ = -1^\circ$ ， $\Delta\beta_b = 3.5^\circ$ ， $\Delta\beta_c = 6.3^\circ$

$$\text{出口周速 } U_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{3.14 \times 0.268 \times 2970}{60} = 41.7 \text{ 米/秒}$$

$$\text{出口轴面流速 } C_{2m} = \frac{Q_0}{\pi D_2 b_2 \psi_2} = \frac{0.0555}{\pi \times 0.268 \times 0.018 \times 0.92} = 3.98 \text{ 米/秒}$$

叶片无限多时液流出口轴向分速

$$C_{2u\infty} = C_2 - \text{ctg}\beta_2 \cdot C_{2m} = 41.7 - \text{ctg}27^\circ \times 3.98 = 33.9 \text{ 米/秒}$$

叶片数对扬程的校正系数

$$P = 1.35K \frac{r_2^2}{ZS}$$

其中 $K = 0.6 (1 + \sin\beta_2) = 0.6 (1 + \sin 27^\circ) = 0.87$

S = 中流线对中心的静矩 = 8,150 毫米²

Z = 叶片数； r_2 = 出口半径

$$P = 1.35 \times 0.87 \times \frac{134^2}{7 \times 8150} = 0.37$$

液流出口的实际轴向分速

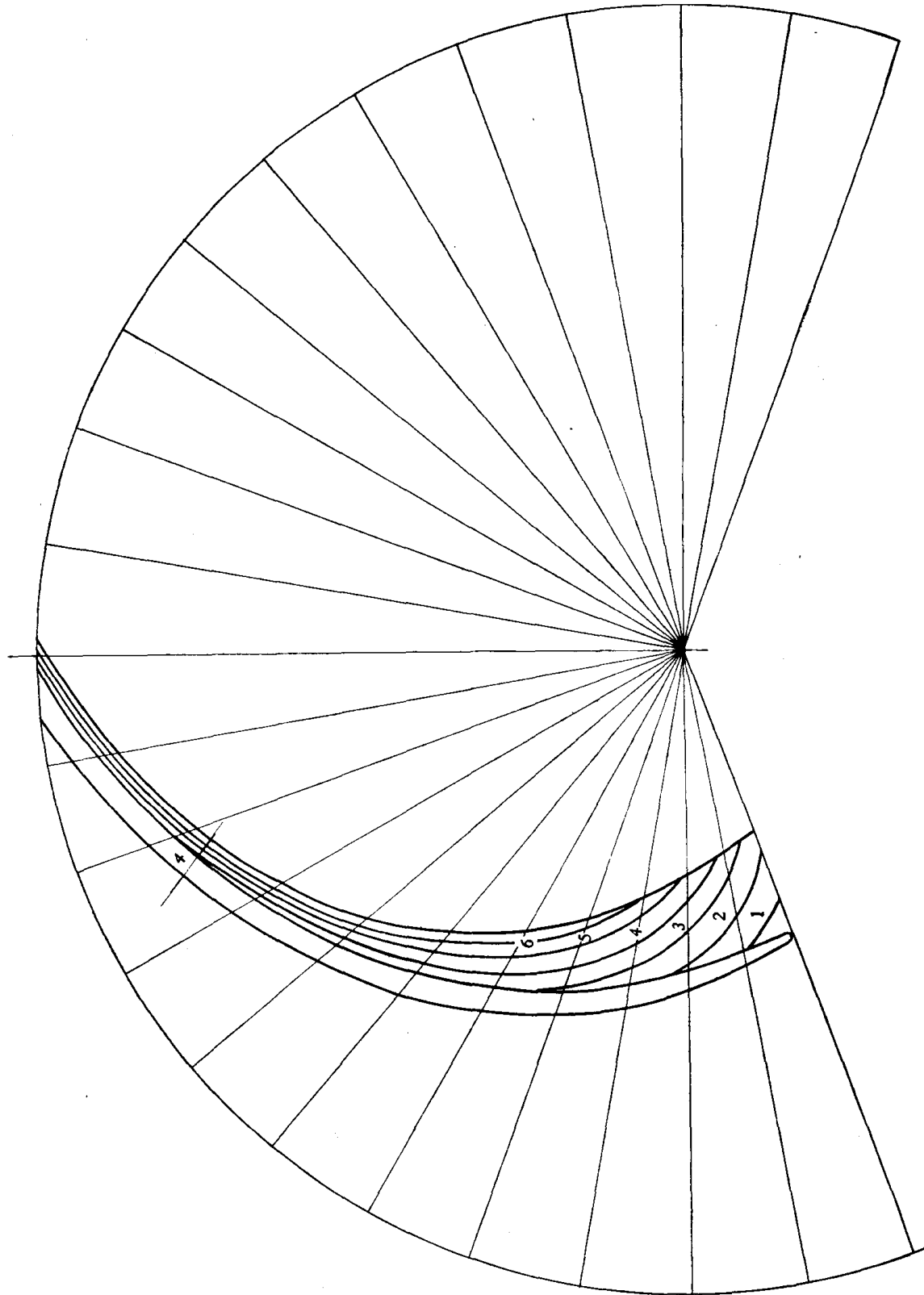
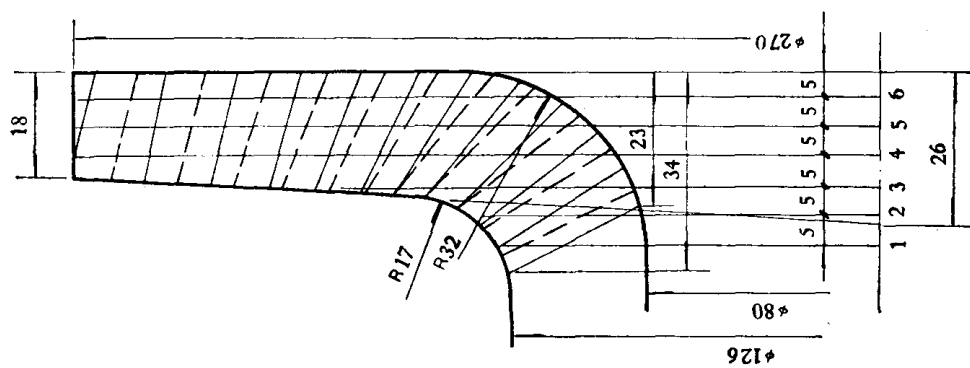


图 2-1 次級动輪木模



$$C_{2u} = \frac{C_{2u\infty}}{1+P} = \frac{33.9}{1+0.37} = 24.7 \text{ 米/秒}$$

$$\text{理论扬程 } H_t = \frac{U_2 C_{2u} - U_{1b} C_{1u}}{g} = \frac{4.17 \times 24.7 - 16.65 \times 2}{9.81} = 102 \text{ 米}$$

模型泵的水力效率为 $\eta_h = 0.88$ ，放大并调整后可预期高些，按 $\eta_h = 0.89$ 计算单级扬程：

$$H_i = H_t \eta_h = 102 \times 0.89 = 90.6 \text{ 米}$$

泵的出口压力预期达到：

$$P_2 = \gamma_i H_i + P_1 = (950 \times 7 \times 90.6) / 10^4 + 1.5 = 61.8 \text{ 公斤/厘米}^2, \text{ 与要求相符。}$$

次级动轮木模见图 2—1。叶轮出口速度三角形见图 2—2。

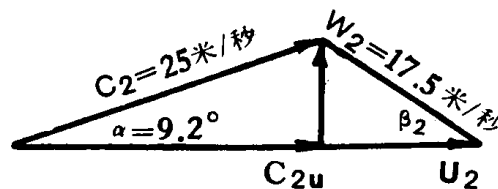


图 2—2 叶轮出口速度三角形

4. 首级叶轮的选型

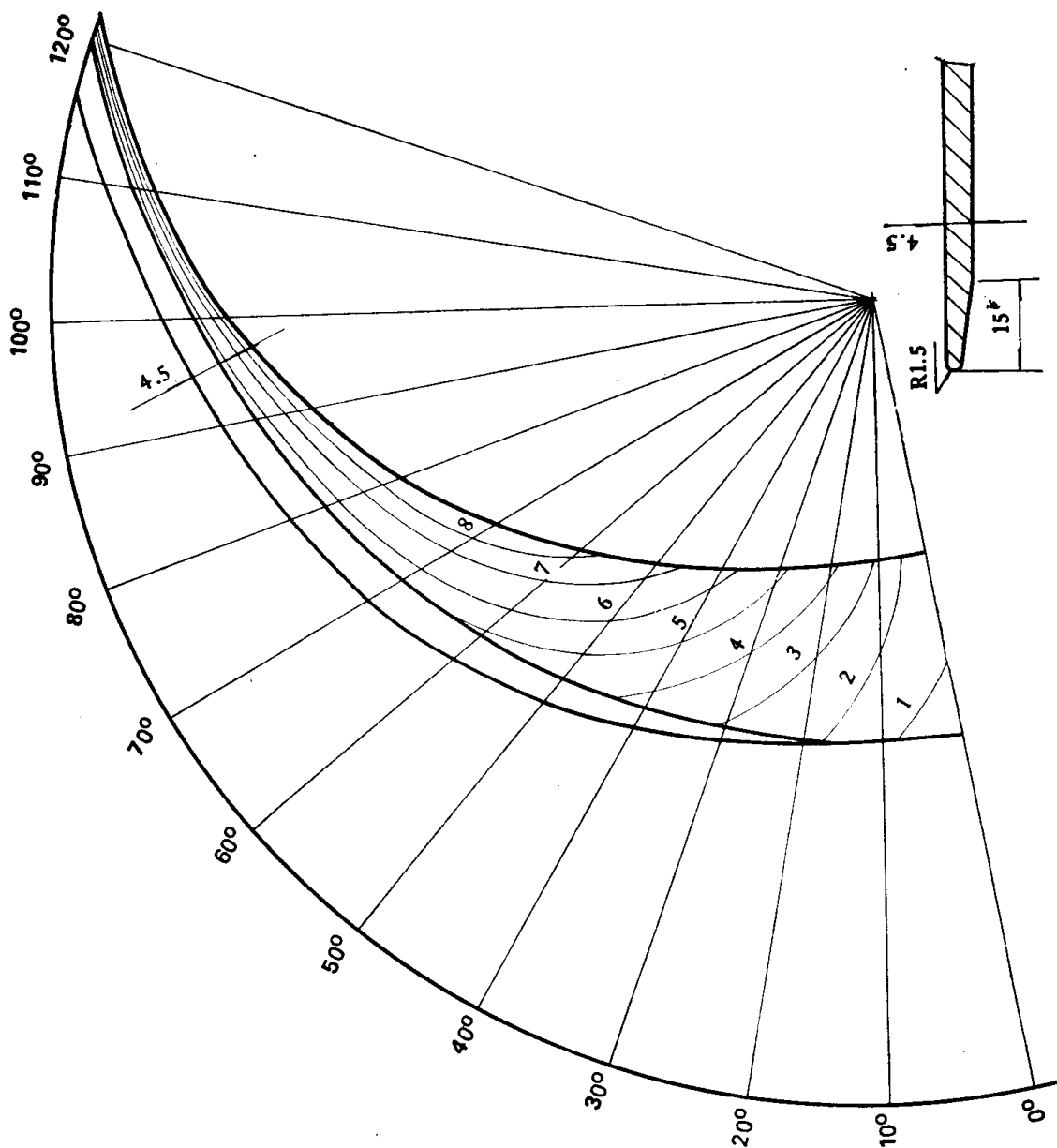
主要考虑有较高的汽蚀比转数，同时照顾到有较高效率。高汽蚀比转数叶轮有两种。第一种有很大颈部直径，叶片进口处有最大的通流面积，叶片向进口外伸很小；第二种颈部直径小一些，叶片向进口外伸很长，通过较长的轴流区段来提高汽蚀性能。前一种可获得稍高的汽蚀比转数，但效率较低，用在高速下易于发生叶片断裂，后一种效率高一些，而且未发现有叶片断裂现象。考虑给水泵要求的汽蚀比转数不太高（ < 950 ），决定选用第二种。

选用 HDV150×5 型给水泵叶轮作为首级模型轮。原叶片出口处与盖板垂直，为了观察叶片出口与盖板倾斜对效率的影响，将叶片出口稍扭，通过试验，效率略有上升。因模型轮比转数较低，按次级轮同样方法，通过计算对出口宽度进行调整。

首级轮型线见图 2—3。

5. 导叶的设计

正导叶的设计主要有两种方法。第一种方法是以正导叶起始角的正切值为角倍数，绘制自然对数螺旋线。第二种方法是保证导叶的喉部面积和叶片的起始角，用一段弧线把它们圆滑起来。通过多次设计比较，证明后者更切实些，方法也简单。因为导叶的喉部面积是导叶设计的一个最重要的参数，而叶片起始角的少许差异（如差 $1^\circ \sim 2^\circ$ ）不会明显影响效率；在第一种方法中，起始角的少许差异将非常敏感地影响喉部面积，而导叶的起始角在现在条件下，还只能在一个较大的范围内选择，因此喉部面积常常不能得到保证，使运行工况偏移最佳工况很多。另因作图的需要，叶片型线最终都需用弧线表示，由于弧段不能太多，计



叶片进口修薄

图 2-3 首级轮型线

