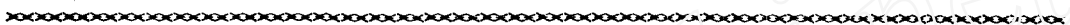


我国第一台系列化 增压口离心压气机的试验研究

中国科学院力学所离心压气机组
六 机 部 467 厂

中国科学院力学研究所与六机部467厂等单位协作进行的我国第一个系列化离心压气机(CZ-355型)的研制工作已经取得了初步成果。根据在力学所“850千瓦离心压气机试验台”上的试验结果,机组性能已达到原设计指标。一些单位已将此机型模化用于生产实际。这一机型的研制成功将为我国船用涡轮增压器系列化工作的发展奠定良好的基础,为我国造船工业的发展发挥重要的作用。

CZ-355型压气机的设计是根据我们几年来在离心压气机理论和实验研究基础上,参考了各国有关资料进行的。它具有如下的特点



- [K⁰] 由方程(22)形成的矩阵。
- [K¹] 由方程(20)形成的矩阵。
- L 元素特征长度。
- [m] 由方程(37)形成的矩阵。
- [R] 座标变换矩阵。
- u、v 平面位移。
- W 横向位移。
- W_x、W_y 横向位移的一阶导数。
- W_{xx}、W_{xy}、W_{yy} 横向位移的二阶导数。
- U_e、T_e 分别为元素的应变能和动能。
- t 板厚。
- μ 材料的泊松比。
- ρ 材料密度。
- ΔT 相对于室温的温差。
- α 材料的线胀系数。
- β、φ F(β、φ)的参变量。
- $\lambda_1 = \frac{1-\mu}{2}$ 。
- ω 圆频率。
- 上标:
 - m 表示平面状态。
 - b 表示弯曲状态。
 - 表示对时间τ的导数。
- 下标:
 - e 表示元素的。
- 矩阵符号:
 - { } 列阵。
 - [] 行阵。
 - [] 矩阵。
 - []⁻¹ 矩阵的逆。
 - []^T 矩阵的转置。
 - { }^T 列阵的转置。

1. 带有轴对称的进气道, 由气动计算进行内外壁面的造型。
2. 根据进气道出口截面速度分布进行导风轮叶片造型, 选用沿导风轮进口边径向零攻角造型。
3. 本机型分大、中、小三档叶轮, 大叶轮作为母型设计。中小叶轮由大叶轮按流量比列沿流线切割而成。
4. 为便于系列化生产采用平板型叶片扩压器用改变叶片轴向宽度 b_3 及进口圆直径来实现各档扩压器所要求的喉部面积和进口角。本机组主要通流部分元件一叶轮采用了准三元流气动计算。并于一九七七年九月初开始在力学所进行了性能试验。现将第一阶段试验结果及分析介绍如下。

试验设备与测量系统

压气机试验台由850千瓦直流电动机拖动, 经低速齿箱及高速齿箱两次增速后带动试验件。用可控硅控制电动机无级变速满足试验所需要的转速。气路系统为进口节流开式循环(图1)

流量用孔板流量计测量, 装于进气管中。

转速用电磁感应测头及电子频率计测量。

机组进口总温, 总压用安装在稳压箱壁上的热电偶及静压测孔测量, 稳压箱直径为1.6米气流流速小于5米/秒, 故总压与静压认为相等。

机组出口总温总压用安装于机组排气收集器出口的热电偶及总压测针测量, 整个机组外壁包有石棉布以减少散热造成的温度测量误差。

压气机效率用机组进出口总参数计算。

叶轮出口放总压测针以计算叶轮效率。

进气道内外壁、叶轮外壁、无叶段、叶片扩压器侧壁上均开有一系列静压测孔以测量流道内静压分布。

测量系统示意及试验件主要尺寸见图2

试验结果及讨论

(一) CZ-355压气机总性能

本压气机设计最高压比 $\pi_k^* = 2.5$, 最高效率 $\eta_k^* = 0.78$ 工作范围应满足给定的流量框图。

大档与中档叶轮分别与几档叶片扩压器的匹配结果见图3、4。可以看出压气机的压比、效率、流量范围均满足了设计要求。这说明设计中关于分档方案、设计点的选择, 主要元件的设计方法(如进气道、叶轮、叶片扩压器等)都是合理的。

试验中曾发现大叶轮在大流量区工作时, 通流能力略显不足。为此, 将导风轮进口边进行了修整, 解决了这一问题(图5)图中看出未修进口边时转速升高到 $n = 18000$ 转/分以上时堵塞流量已不再能成比例增大, 同时叶轮后总压有迅速降低的趋势, 可以断定叶轮进口开始出现堵塞。为此修整了进口边, 扩大了导风轮喉部面积增加了通流能

力。修整后的压比、效率也有所提高。

(二) 进气边设计与试验的比较

进气道的作用是组织进口气流。在气流从消音器周向进气折转到叶轮前轴向气流的工作条件下应保证导风轮进口截面沿径向有最小的速度梯度以保证导风轮叶尖马氏数尽可能减小。从而减小叶轮流动损失,扩大工作范围。为此设计中遵循如下原则:

1、沿进气道流程为单调加速流动。

2、内外壁折转处有尽可能大的曲率半径,导风轮进口附近内外壁更需力求平坦、以减小径向速度梯度。

设计计算中假定理想流体进口无予旋、轴对称、绝对稳定流动。选用准法线座标,速度梯度方程:

$$\frac{dv}{dq} = \left(\frac{\cos\alpha}{r_c} \frac{dr}{dq} - \frac{\sin\alpha}{r_c} \frac{dz}{dq} \right) v + \left(\sin\alpha \frac{dr}{dq} + \cos\alpha \frac{dz}{dq} \right) \frac{dv}{dm} \quad (1)$$

连续方程:

$$G = 2\pi \int_0^q r \cdot \gamma \cdot v \cos(\psi - \alpha) dq \quad (2)$$

(图6)表示了进气道内外壁速度分布的计算值与试验值的比较。两者是比较一致的。当流量为4.7公斤/秒时,出口截面内外壁速度分别为80米/秒和140米/秒,比值为1.75:1而原设计当流量为4.6公斤/秒时内外壁速度为90米/秒和148米/秒比值为1.68倍,试验值是由壁面静压数据换算来的,如果静压测量数据有偏高的趋势(有一部分速度头进入静压测孔)换算出的速度就会偏低,这可能造成上述设计值与试验值绝对量的差别。但从其比值以及沿壁面分布趋势来看还是较一致的。这一试验结果证明带有这种经一轴向折转的进气道必须进行流场计算,其出口截面的速度分布作为导风轮造型的依据。如果假设轴向速度沿径向均匀分布就会和实际有很大差别,造成导风轮各半径在很大的攻角下工作,从而增加损失,减小工作范围,对整个机组工作极为不利。

(三) 叶轮设计与试验的比较

叶轮由精密铸造的导风轮和铣制的工作轮两部分组成。导风轮选用在园柱展开面上的二次抛物线造型。造型公式:

$$\theta = \frac{\theta_* \left[A_1 \left(\frac{r}{r_*} \right) + A_2 + A_3 \left(\frac{r}{r_*} \right)^2 \right]}{(A_1 + A_2 + A_3)(L_1 - b_1)^2} \cdot \left[\sqrt{(L_1 - 2b_1)z + b_1^2} - (L_1 - b_1) \right]^2 \quad (4)$$

θ 是 $r \cdot z$ 座标的函数,选定导风轮进口任意几个半径上的气流角,用最小二乘法求出系数 A_1 、 A_2 、 A_3 这就保证了各进口半径的另攻角。

r_* 、 θ_* 为参考半径及参考角座标,均取为导风轮进口叶尖处的值。 L_1 、 b_1 为选定常数, L_1 是导风轮轴向宽度它对导风轮内速度分布有很大影响。设计中对不同的 θ_* 及 L_1 值进行了多种方案比较。

叶轮的造型采用准三元流正问题计算,考虑沿流程的损失、准法线座标、分别计算

了 S_2 流面与 S_1 流面上的速度分布

S_2 流面沿准法线速度梯度方程

$$\frac{dw}{dq} = \left(A \frac{dr}{dq} + B \frac{dz}{dq} \right) w + C \frac{dr}{dq} + D \frac{dz}{dq} + \left(g \frac{dH_i}{dg} - \omega \frac{d\lambda_i}{dq} \right) \frac{1}{W} - \frac{T \cdot g \cdot R}{(k-1)W} \left(\frac{dT}{TdS} - \frac{(k-1)d\gamma}{\gamma dg} \right) \quad (5)$$

$$A = \frac{\cos\alpha \cdot \cos^2\beta}{r_e} - \frac{\sin^2\beta}{r} + \sin\alpha \cdot \sin\beta \cdot \cos\beta \cdot \frac{\partial\theta}{\partial r}$$

$$B = - \frac{\sin\alpha \cdot \cos^2\beta}{r_e} + \sin\alpha \cdot \sin\beta \cdot \cos\beta \cdot \frac{\partial\theta}{\partial z}$$

$$C = \sin\alpha \cdot \cos\beta \frac{dw_m}{dm} - 2\omega\sin\beta + r\cos\beta \left(\frac{dw_0}{dm} + 2\omega\sin\alpha \right) \frac{\partial\theta}{\partial r}$$

$$D = \cos\alpha \cos\beta \frac{dw_m}{dm} + r\cos\beta \left(\frac{dW_0}{dm} + 2\omega\sin\alpha \right) \frac{\partial\theta}{\partial z}$$

S_1 流面沿 θ 座标方向的速度梯度方程:

$$\frac{dw}{d\theta} = \cos\beta \left[r \frac{d(w \cdot \sin\beta)}{dM} + W \sin\alpha \cdot \sin\beta + 2\omega r \sin\alpha \right] \quad (6)$$

选取多种内、外子午面形状、求解 S_2 、 S_1 流面速度分布,最后选定的方案符合下述准则:

1. 允许导风轮有较大的气动负荷。表现为在此部分 S_2 流面上的 W 下降较快。 S_1 流面上叶片两表面速度差较大。
2. 工作轮部分 S_2 流面上平均流线的相对速度不再有较大的减速扩压。接近出口处允许有轻微的加速。
3. 叶轮出口内外子午面处速度差尽力减小以利叶片扩压器的工作。
4. S_1 、 S_2 流面上各流线速度变化均匀连续不允许局部的加速—减速和突然变化。
5. S_1 流面上叶片低压面没有超声速、叶片高压面上没有负速度。

(图9)表示了叶轮外壁静压分布设计值与试验值的比较。在导风轮进口区域试验值低于设计值但叶轮出口处试验值又略高于设计值,即叶轮内总的静压升高幅度比设计值略大。相应地相对速度的降低也略大。这说明叶轮外子午面附近的流管其工作是有效的。而实际进口处静压低于设计值可能是叶片堵塞作用比估计值还要大,从而使进口区域速度高于设计值所致。(图10)表示了大档叶轮出口截面在不同转速与流量工况下的静压变化。图中标出了导风轮进口零攻角线。它处于各转速下静压的最高值的右侧。

(图11)表示了大档叶轮20000转/分时叶轮效率的变化与设计时假定的变化规律的比较。试验证明叶轮自效率最高点向大流量区工作时效率下降的要更快些。这是由于除了攻角的影响外,叶尖马氏数的提高起了明显的作用。因此对系列化设计而言必须特别注意考虑向大流量区工作时导风轮进口叶尖马氏数提高所带来的影响,它往往会成为损失增加,导风轮进口堵塞的重要因素。(图12)表示了叶轮出口气流角 α_2 的变化与设计值

的比较。在设计点 $G = 4.6$ 公斤/秒附近两者最接近大流量区试验值比设计值高 $3-4^\circ$ 。这是由于大流量区叶轮效率降低于设计值，出口气流密度低于设计值径向分速有所增加，从而 α_2 随之增大。

(四) 叶片扩压器

本设计选用了平板型叶片扩压器，它的优点主要在于加工简单，易于系列化生产。同时这种扩压器主要几何参数间有确定的计算公式联系，可以编入热计算程序直接算出各几何参数，也便于加工后精度检验。

主要几何尺寸间的关系

$$\alpha_2 = \cos^{-1}(R_0/R)$$

$$A = 2R_3 \sin \frac{\pi}{Z_D} \sin \left[\frac{\pi}{Z} + \cos^{-1} \left(\frac{R_0}{R_3} \right) \right] - T$$

$$L_D = R_0 (\operatorname{tg} \alpha_4 - \operatorname{tg} \alpha_3)$$

$$\theta_D = \frac{2\pi}{Z_D}$$

$$\varepsilon = \alpha_4 - \alpha_3$$

$$F_D = a \frac{G}{11.6 \rho_D^* \sqrt{T_D^*}} \quad (\text{经验公式})$$

CZ-355三档叶轮配三种轴向宽度的叶片扩压器每种宽度再依靠径向切割造成不同的喉部面积。设计中喉部面积是首先保证的主要参数，然后验算叶片角是否与气流角大致符合，调整参数是叶片数 Z_D ，基圆直径 R_0 ，叶片厚度 T 。(图13)是叶片扩压器内背孤叶片表面在堵塞与接近喘振工况时的静压分布，其形式与其它类型叶片扩压器是相似的。但低压面静压分布不够平坦，甚至接近喘振工况的高效率区也出现一定波动。进口区域的扩压度较大。这可能对高马氏数工作时产生不利影响，如易于发生喘振，特性不够宽广等，平板扩压器与其它类似扩压器性能的比较有待进一步工作。

结 论

根据第一阶段试验结果CZ-355型压气机达到了设计指标。试验工作还在继续进行。以进一步摸清系列化离心压气机特殊的流动规律。为我国的涡轮增压器系列化工作积累更多的经验和资料。这一型号的研制成功，特别是不久将在各种军、民船舶上装机运行，必将为我国海军现代化建设、为国民经济的发展起到积极的作用。

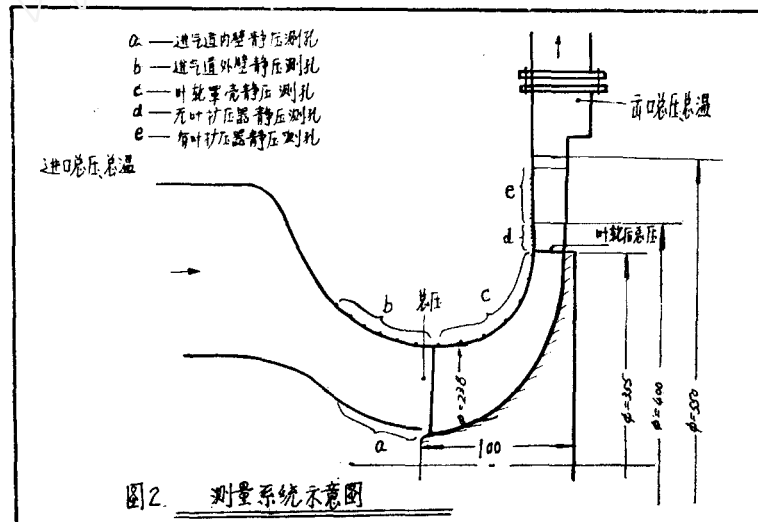
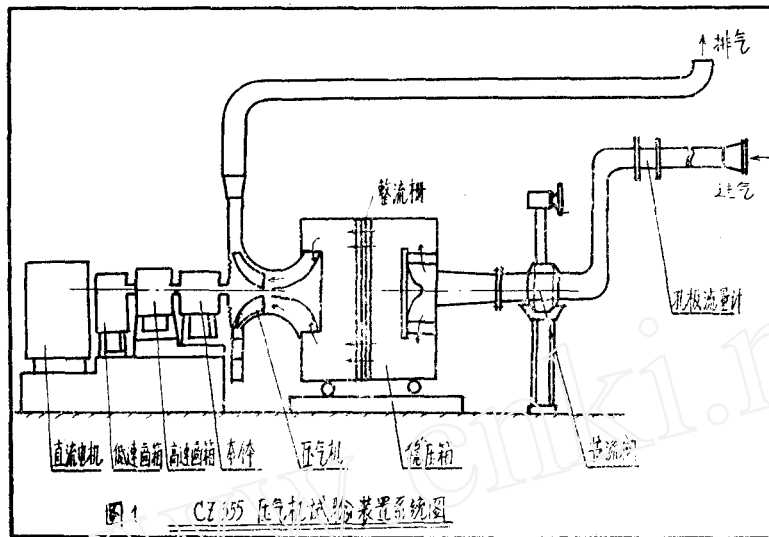
符 号 表

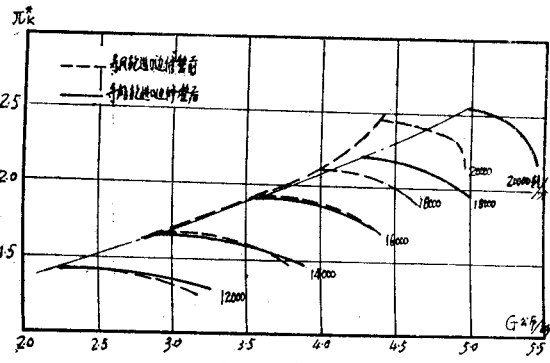
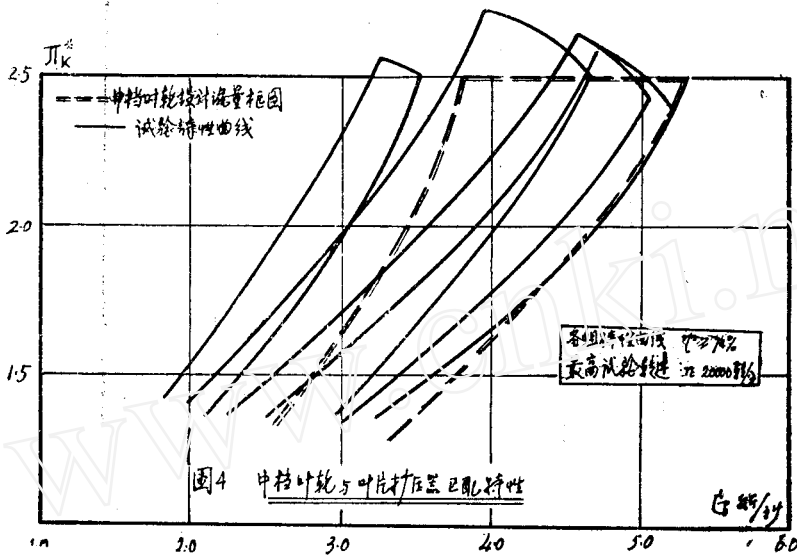
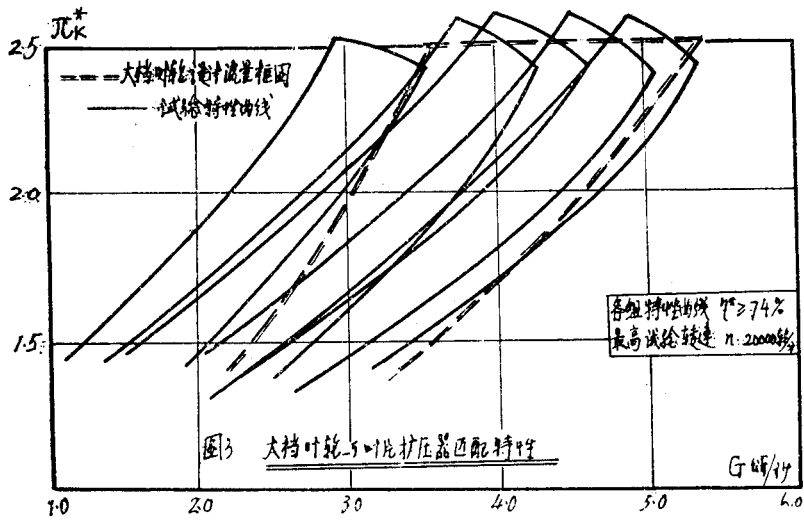
V 气流绝对速度	α S_2 流面计算中子午流线倾角
W 气流相对速度	β 相对速度与子午面夹角
r, Z, θ 园柱座标分量	r. 子午流线曲率半径
m 子午面流线长	ψ S_2 流面上流线法线与准正交座标夹角
b_3 叶片扩压器轴向宽度	γ 气流比重
q 子午面准法线座标	G 气流流量

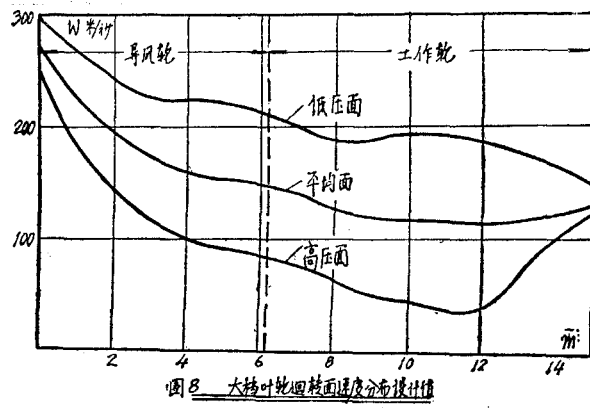
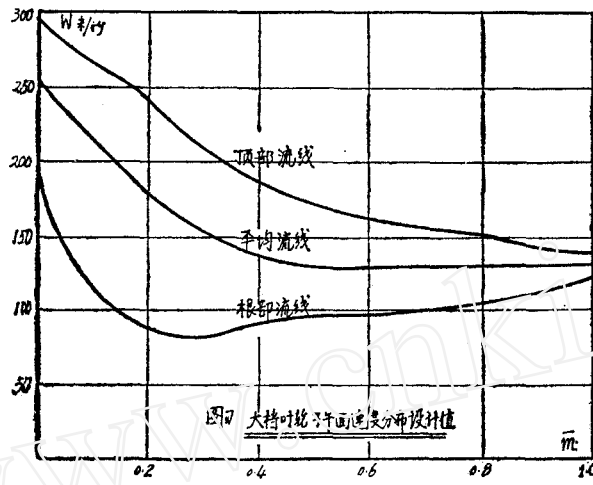
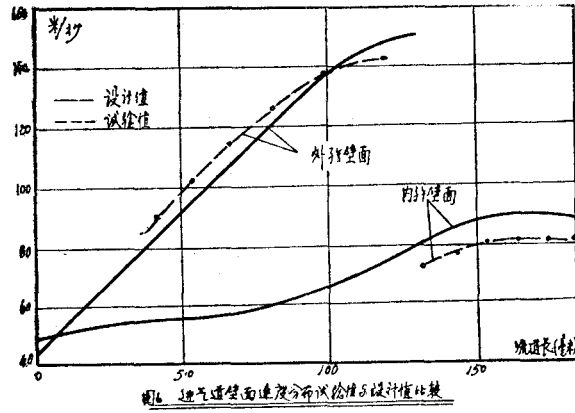
u_1 导风轮进口叶尖速度
 P 进气总压
 P 静压
 H 气流进口总焓
 λ 进口预旋
 ω 叶轮旋转角速度
 g 重力加速度
 T 静温
 R 气体常数

K 气体比热比
 R 叶片扩压器基元直径
 α_3, α_4 叶片扩压器进口及出口叶片角
 L_D 叶片扩压器叶片长
 θ_D 叶片扩压器扩张角
 ε 叶片扩压器折转角
 F_D 叶片扩压器喉部面积
 $\rho_D^* T_D^*$ 叶片扩压器进口圆处滞止密度及湿度

附 图







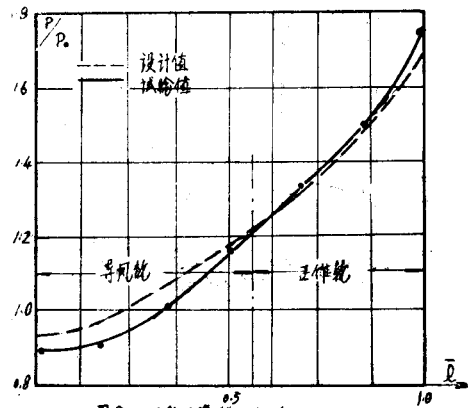


图9 叶静压分布

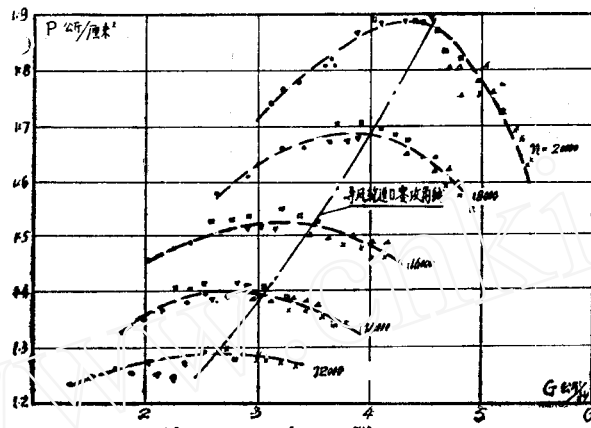


图10 大时静压变化曲线

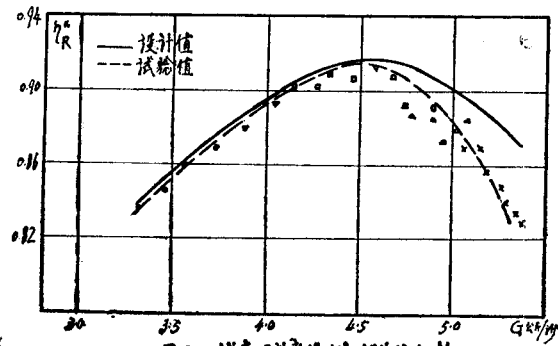


图11 叶效率设计值与试验值的比较

