

①
53-68,75

水轮机部分

超高水头可逆式水泵水轮机转轮的 振动特性和动态应力

Hiros., T

(日) Tanaka Hiroshi

吉敏刚 TK730.8

摘 要

水轮机转轮强度是超高水头抽水蓄能项目开发中的关键问题之一。超高水头水泵水轮机转轮的应力测量表明,如果在转轮设计中没有正确考虑其动态特性,转轮振动所产生的动态应力将是十分有害的,可能导致转轮疲劳破坏。本文介绍了由转轮叶片和导叶间水力干扰所引起的特殊振动特性,如频率、振动模态、水的附加质量及各种设计因素的影响。

关键词

超高水头水泵水轮机, 振动, 动态应力

1 概述

大量的现场转轮应力测量和水动力相似的模型试验表明:转动的转轮叶片和导叶尾流的干扰所产生的水力激振力有时会产生严重的转轮振动。为探索这一强迫振动问题,进行了关于水力激振力和转轮固有频率的理论和试验研究,得出如下结论:

(1) 水力激振力是由于叶栅干扰产生的,它的频率、模态和强度主要取决于转轮叶片数和活动导叶数的组合。

(2) 根据水力激振力的模态不同,各种不同结构型式的转轮有其特定的模态。

(3) 由于周围水流的影响,转轮的固有频率会大大降低。

(4) 如果考虑了以上动态特性,用目前常用材料如13 Cr4 Ni 不锈钢制造的单级转轮可在超过800m水头下安全运行。

2 转轮和导叶之间叶栅的干扰

高水头水泵水轮机活动导叶很厚,当叶片穿过导叶尾流时,在转轮叶片上产生很大的激

振力。

由这种干扰产生的水压力对转轮施加有规律的周期性激振力,并导致转轮振动。水压力是由主频为 $(Z_g \cdot N)$ Hz及高次谐波 $(nZ_g \cdot N)$ 组成的。其中 Z_g 为导叶数, N 为转轮转速(r/min), n 为任意整数。

转轮叶片和导叶之间的干扰沿转轮外缘有一定的相位移和时间滞后。相位滞后决定于导叶数 Z_g 和转轮叶片数 Z_r 的组合。图1表示在 $Z_g = 20$ 、 $Z_r = 6$ 情况下这种相位滞后的实例。

如图1所示,转轮叶片1和4首先被转轮和导叶尾流的干扰所激振,然后是叶片2和5。在此情况下,转轮叶片1和4或2和5同相位被激振,因而引起了具有两个直径节线模态的振动。另外,振动模态的节线环绕转轮向转轮转动方向相反的方向运动。以这种方式,转轮叶片和导叶间干扰产生的激振可以产生一定的振型。这种振型具有绕转轮轴旋转的特定的直径节线数。具有各种不同直径节线的模态示于图2。

直径节线数 K 由 Z_g 和 Z_r 的组合给定^[1]。

由干扰所产生的作用于转轮上的水力激振

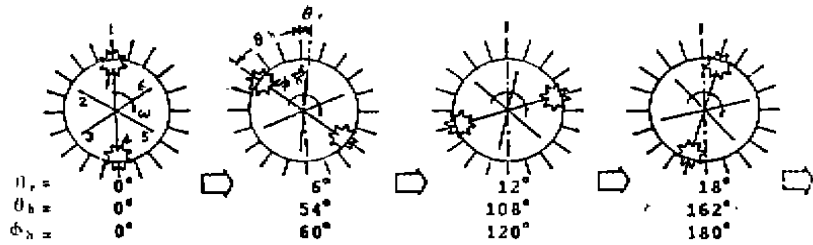


图1 转轮叶片和导叶的水力干扰

θ_r —转轮转动角度 ω —转轮角速度 θ_b —在固定坐标系中, 水力冲撞点移动的角度 ϕ_b —在旋转坐标系中, 水力冲击点移动的角度

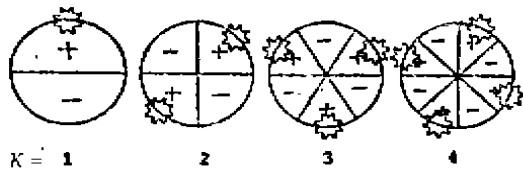


图2 具有K个直径节线的振动模式

力的n次谐波的频率由下式给定:

$$f_r = n \cdot Z_g N \quad (1)$$

转轮以上述频率受迫振动, 如果用 X_K 表示具有K个直径节线的振动, 频率为 f_r 的转轮振动表示为下列各种直径节线模式的总和

$$X^s = \sum_{K=0}^{\infty} X_K \quad (2)$$

图3表明了转轮叶片和导叶之间的关系。由作用于叶片 $R(1)$ 上的激振力产生的由K个直径节线模式组成的转轮振动由下式表示:

$$X_{K1} = A(\cos K\phi)(\sin 2\pi f_r t) \quad (3)$$

同样, 由第 i 个叶片 $R(i)$ 所激振的转轮振动表示为下式; 式中考虑了叶片 $R(i)$ 到第 j 号导叶 $S(j)$ 所需的时间滞后。

$$X_{ki} = A[\cos K(\phi - \phi_i)]\{\sin 2\pi \cdot f_r [t - (\theta_i - \phi_i)/2\pi \cdot N]\} \quad (4)$$

式中 ϕ_i ——叶片 $R(i)$ 设定在转轮上的坐标系中的角度坐标, 写为

$$\phi_i = 2\pi(i-1)/Z_r \quad (5)$$

θ_i ——表示导叶 $S(i)$ 在固定坐标系中的位置

$$\theta_i = 2\pi(j-1)/Z_g \quad (6)$$

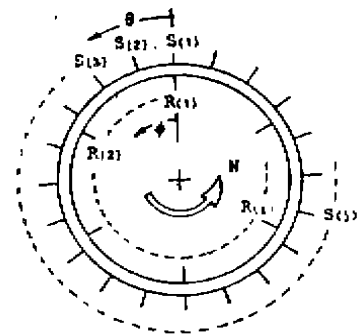


图3 转轮和固定部件上的角度坐标

将式(1)和(6)代入(4)

$$X_{ki} = A[\cos K(\phi - \phi_i)]\{\sin 2\pi \cdot f_r [t + \phi_i/2\pi \cdot N]\} \quad (7)$$

激振在具有 Z_r 个叶片的转轮上有K个直径节线的振动由下式给出:

$$X_K = \sum_{i=1}^{Z_r} X_{ki} = \sum_{i=1}^{Z_r} A[\cos K(\phi - \phi_i)] \cdot [\sin 2\pi \cdot f_r [t + \phi_i/2\pi \cdot N]] \quad (8)$$

将式(5)代入式(8)

$$X_K = (A/2) \sum_{i=1}^{Z_r} \{\sin[(2\pi \cdot f_r t - K\phi) + 2\pi(i-1)(n \cdot Z_g + K)/Z_r] + \sin[(2\pi \cdot f_r t + K\phi) + 2\pi(i-1)(n \cdot Z_g - K)/Z_r]\} \quad (9)$$

此式表示许多具有不同相位的波的迭加, 相加后得到:

$$X_K = (A/2) \{ C_1 \sin[(2\pi \cdot f_r \cdot t - K\phi) + \pi(Z_r - 1)(n \cdot Z_g + K/Z_r)] + C_2 \sin[(2\pi \cdot f_r \cdot t + K\phi) + \pi(Z_r - 1)(n \cdot Z_g - K/Z_r)] \} \quad (10)$$

式中 $C_1 = [\sin\pi(n \cdot Z_g + K)] / [\sin\pi(n \cdot Z_g + K)/Z_r]$ (11)

$$C_2 = [\sin\pi(n \cdot Z_g - K)] / [\sin\pi(n \cdot Z_g - K)/Z_r] \quad (12)$$

式(10)右边的第一项表示激振于转轮上的正向波, 第二项表示反向波。

由于 $(n \cdot Z_g \pm K)$ 是整数, C_1 和 C_2 常数的分子总为零, 因此, 如果 C_1 和 C_2 的分母不等于零, 则由式(10)给出的 X_K 的值为零, 并且具有 K 个直径节线的振动在转轮上没有被激振。相反, 只有在 C_1 和 C_2 的分母为零时, 具有 K 个直径节线的振动才能受激振。这由下列条件给出:

$$n \cdot Z_g \pm K = m \cdot Z_r \quad (13)$$

式中 m 为任意整数。

在式(13)的情况下, C_1 、 C_2 值不确定。其值是当 x 收敛于 m 时通过计算 $(\sin\pi(Z_r \cdot x) / \sin\pi \cdot x)$ 的极限值来获得, 因此求得 C_1 、 C_2 值为 $\pm Z_r$, 其中正号表示 $m(Z_r - 1)$ 为偶数, 负号表示 $m(Z_r - 1)$ 为奇数。

当满足式(13)时, 式(10)变为:

$$X_K = (A/2) Z_r [\sin(2\pi \cdot f_r \cdot t - K\phi) + \sin(2\pi \cdot f_r \cdot t + K\phi)] \quad (14)$$

如果从固定坐标系中看上述振动, 将 $\phi = \theta - 2\pi \cdot Nt$ 代入得:

$$X_K = (A/2) Z_r \{ \sin[2\pi(f_r + K \cdot N)t - K\theta] + \sin[2\pi(f_r - K \cdot N)t + K\theta] \} \\ = (A/2) Z_r [\sin(2\pi f_s \cdot t - K\theta) + \sin(2\pi \cdot f_s \cdot t + K\theta)] \quad (15)$$

式中 $f_s = f_r \pm K \cdot N = (n \cdot Z_g \pm K) N = m \cdot Z_r \cdot N$ (16)

即从固定坐标系观察该振动, 它好象是以 $(m \cdot Z_r \cdot N)$ Hz 的频率振动。

虽然上述理论研究是针对转轮振动进行的

但同样的推理方法可应用于转轮和导叶间相互干扰产生的压力脉动模态。因而由式(16)给出的频率也代表水泵水轮机固定件上的振动主频率。

如前所述, 该水力干扰产生的振动模态绕转轮轴线移动。相对于旋转坐标系振动模态的角速度为 $\pm (f_r/K)$ Hz, 相对于固定坐标系为 $\pm (f_s/K)$ Hz。

正号表示振动模态与转轮同向旋转, 负号则相反。

振动频率 f_s 与有 K 个直径节线的转轮固有频率相一致时, 转轮发生共振。

表1为用式(13)计算的实例。其 $Z_g = 20$, Z_r 分别为6和7。

表1 Z_g 和 Z_r 各种组合下水力干扰的振型和频率

	$Z_g=20, Z_r=6$			$Z_g=20, Z_r=7$		
	$f_s = Z_g \cdot N$ (N)	$f_s = m \cdot Z_r \cdot N$ (N)	K	$f_s = Z_g \cdot N$ (N)	$f_s = m \cdot Z_r \cdot N$ (N)	K
20	6	-14		7	-13	
	12	-8		14	-6	
	18	-2		21	+1	
	24	+4		28	+8	
	30	+10		35	+15	

表2 进行过转轮应力测量的高水头水泵水轮机

电 站	水轮机运行		水泵运行		转 速 (r/min)
	水 头 (m)	出 力 (MW)	水 头 (m)	出 力 (MW)	
Ohira	512.0	256	545.0	269	400
Okuyoshino	526.0	207	539.0	214	514
Bajina Basta	600.3	315	621.3	310	420
Shimogo	415.0	260	440.0	280	375
Imaichi	539.5	360	573.0	361	420

3 真机转轮的振动特性

当转轮受到水力激振作用时, 上冠和下环的平缓部分(图4中的阴影区)发生振动。振动应力集中在这些区域周围的叶片根部圆角处, 即叶片进水边和距进水边半个节距长的区域。通常, 在叶片进水边上、下圆角处交变应力幅值最大。

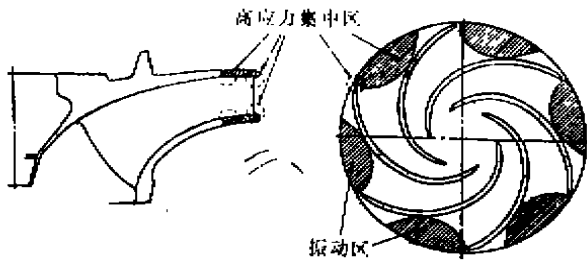
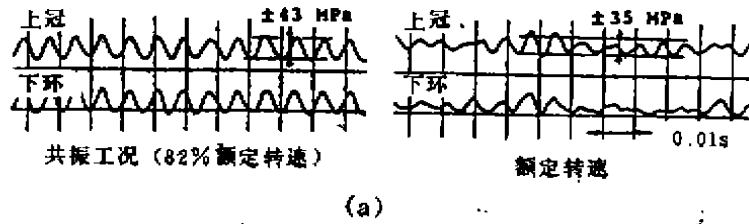


图4 由叶栅干扰产生的水力激振区和振动应力集中区

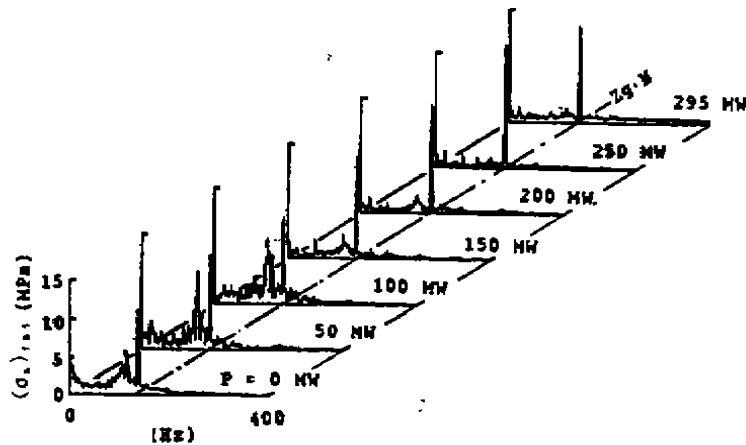
已进行过转轮应力测量的水泵水轮机列于表2。

测量数据的典型示例示于图5。交变应力波呈正弦波(图5a),且在共振条件下波形更有规律。从图中还可看到,在同一叶片进水边上部和下部的实测应力,呈等相位周期性振动。

图5b表示随着水轮机出力改变的振动频谱。主频率总是为 $(Z_p \cdot N)$ Hz,通常观察不到高次谐波。这意味着在式(1)所给的频率



(a)



(b)

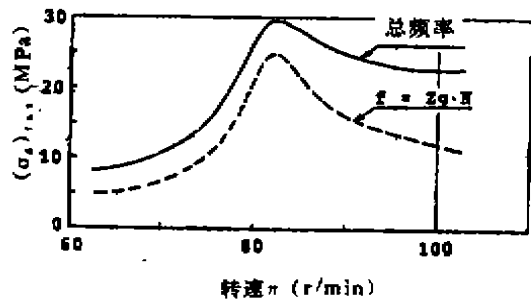


图5 真机转轮应力实测结果

(a) 转轮动态应力的实时过程(叶片进水边与上冠和下环相交处)
 (b) 泄水边的应力频谱 (c) 转轮的共振特性

中实际上只能观察到由 $n = 1$ 时的主频率。

如图 5b 所示，交变应力的振幅随着出力没有显著变化，但随转速有相当大的变化（图 5c）。

图 6 为交变应力振幅随着转速变化的两个示例，代表这两个转轮的共振特性。转轮 A 的共振发生在接近额定转速的某一转速处，因此在额定转速下，转轮 A 的交变应力幅值大于转

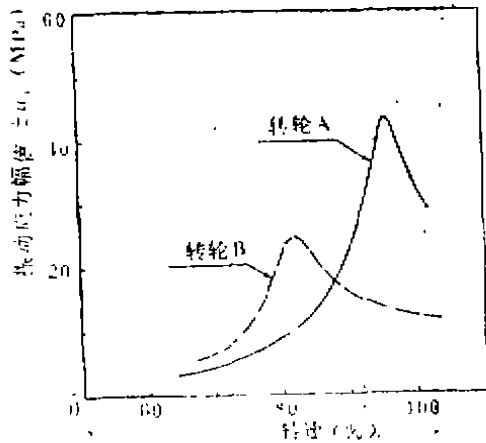


图 6 两个转轮共振曲线比较

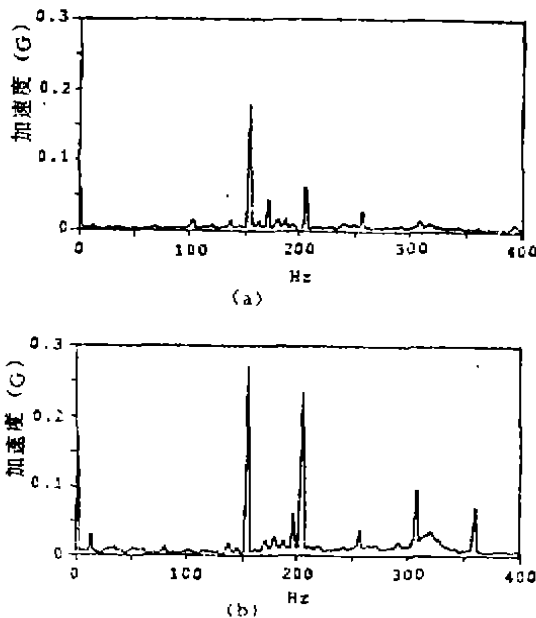


图 7 顶盖、导叶臂振动频谱
(a) 顶盖(垂直方向) (b) 导叶臂
(水平方向)

轮 B。转轮 A 的交变应力幅值的最大峰值比转轮 B 高。这些差别是由于转轮 A 的共振转速较高、阻尼较弱造成的。

图 7 为顶盖和导叶臂的振动频谱。由于水轮机转轮为 6 叶片，并具有 20 个活动导叶。因此图中显示出两个主频率：18NHZ 和 24NHZ，分别对应于两个直径节线的 (3Z_r·N) 和 4 直径节线的 (4Z_r·N)。

4 水力动力相似条件下的模型试验

为了研究流动和结构之间相互作用的振动现象，有必要进行满足水力动力相似条件的模型试验。如果模型严格地与真机几何相似制造，真机固有频率和模型固有频率之间的关系由下式给定：

$$f'_n = (E'/E)^{1/2} (\rho/\rho')^{1/2} S \cdot f_n \quad (17)$$

(模型与真机制造材料不同)

$$f'_n = S \cdot f_n \quad (\text{模型与真机用同样材料制造}) \quad (18)$$

式中 f_n ——固有频率

E ——材料的杨氏弹性模量

ρ ——材料密度

S ——模型比例 $S = (D/D')$

D ——转轮参考直径

' ——模型值，无撇号为真机值

由于水力激振频率 f_b 与 (V/D) 或转轮转动频率 N 有关。其模型和真机之间的关系由下式给出。

$$f'_b = (V'D/VD') f_b = (N'/N) f_b$$

式中 V ——参照点的流速

f_b ——水力激振频率

N ——转轮转动频率

如果模型在下列情况下进行试验，模型对水力激振的动态共振响应与真机的情况相似。

$$f'_n/f'_b = f_n/f_b \quad (19)$$

由此推导出下列模型与真机用同种材料制造情况下的相似定律

$$S (N/N') = 1 \quad (20)$$

$$\text{或} \quad D \cdot N = D' \cdot N' \quad (21)$$

$$u = u' \quad (22)$$

$$H = H' \quad (23)$$

如果模型和真机转轮用同种材料制造，并在真机水头下试验，则可通过模型试验模拟流动和结构间相互作用所导致的振动现象。模型的各种参数与真机之间的关系示于表3。举例说明：如果用1/10比例的模型进行试验，真机额定功率为300MW、转速为600r/min，模型所需的驱动功率为3000kW，转速为6000 r/min。通常要绘出共振曲线，需要试验到大约1.2倍转速和1.7倍功率，即分别约为7000 r/min和5000kW。

表3 真机和在真机水头下试验的模型之间的相似关系

参数	真机	模型	备注
相应尺寸	l	l/s	S _r 比例=D/D'
转速 (r/min)	N	S·N	
转轮圆周速度 (m/s)	u	u	
净水头 (m)	H	H	模型试验水头=真机水头
功率 (kW)	P	P/S ³	
应力 (MPa)	σ	σ	
频率 (Hz)	f	s·f	

图8所示为这种试验台。该试验台使用一台动力补偿水泵水轮机以减小所需动力。

图9表示在真机水头下模型试验得出的结果的某些例子。图9a表示模型转轮的应力波形图，它给出了与图5a所示真机的波形图相似的波形。

图9b表示随试验转速变化的频谱趋势图。与真机相似，它表示一个与(Z_c·N) Hz相近的主频。

图9c是由模型试验得出的共振曲线。通过比较模型转轮在空气中的固有频率和真机水头下模型试验所得到的转轮共振频率，可以计算出转轮在水中的固有频率衰减率并可估计出附加质量效应。

5 转轮的固有频率

5.1 转轮的常规模态

图10(略)为某一3叶片转轮在空气中的常规模态。这些模态可分为两组，一组为转轮上冠和下环基本同相位移时的模态，另一组为反相位移的模态。同相位模态(用I.P表示)通常为沿转轮外缘的较整齐的正弦位移曲

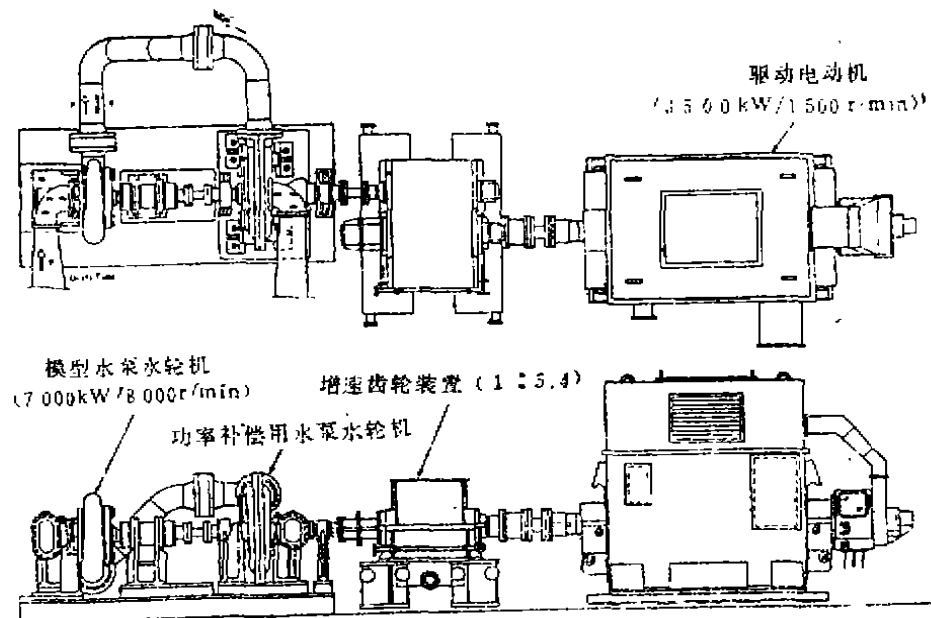


图8 真机水头模型试验台

李海

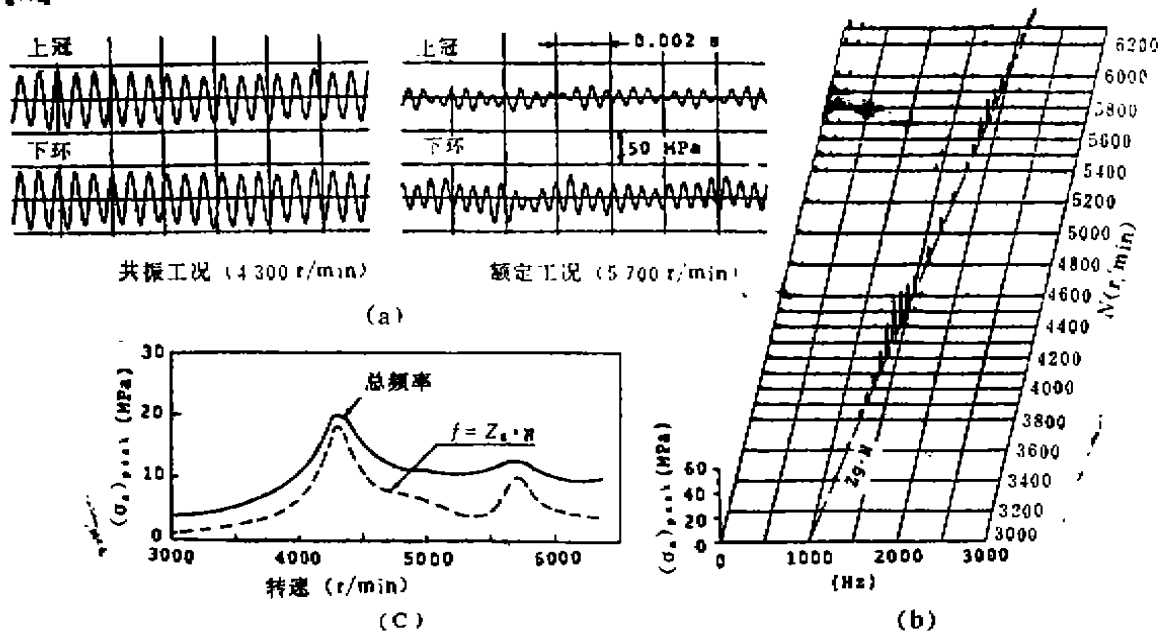


图9 真机水头模型试验结果实例
(a) 转轮动态应力的实时过程 (b) 进水边应力频谱 (c) 转轮的共振特性

线。而反相位模态（用C.P表示），位移曲线较杂乱。

由于水力激振力（压力脉动）以等相位作用在转轮上冠和下环的过流表面上，这从根本上导致转轮振动的反相位模态。实际上，在叶片进水边上、下根部圆角处测出的应力在大多数情况下呈平行变化。这表明转轮上冠和下环以反相位模态振动。

对反相位模态的进一步研究表明，这种模态可以表示为两个假想的基本模态的组合。按前述理论，在 $Z_s = 20$ 和 $Z_r = 6$ 的情况下，主要振动模态一种是有2个直径节线（以旋转频率 $10N$ 逆向旋转），另一种是有4个直径节线（以旋转频率 $5N$ 正向旋转）。最近发现，两种模态迭加产生一个绕转轮圆周有6个半径节线（或3个直径节线）的模态。图11a表示转轮上冠或下环的模态波形。横坐标从 $0 \sim 2\pi$ 为转轮外缘，纵坐标为时间变量。左边和中间波形表示与 $K = +4$ 和 -2 一致的分模态。右边波形表示它们迭加而成的组合模态。

图11b表示分布在转轮圆周两个叶片节距

范围内的11个点的实时过程。在分模态中，各点运动相似，但在组合模态中，每个叶片节距中都有稳态点。在图11c中，上述两个组合模态反相位排列，表示上冠和下环的模态波形，它与实际转轮上观测到的波形（图11d）十分相近，在转轮振动中观测到的实际模态是两个简单基本模态的迭加组合。

从图11可以看出，如果这些分模态都呈反相位模态形式，则要求叶片弹性变形。因此它们不能单独存在。如果它们一起发生，组合模态在每个叶片位置有一节线，并能满足结构边界条件。

通常当转轮叶片和导叶之间的水力干扰产生的激振力使转轮振动时，它基本呈组合模态，该模态是在叶片位置上的反相位模态。在模型试验中时常发现同相位模态，是由转轮上冠和下环上不规则的压力脉动引起的。它的振动强度较低，往往出现在较高运行水头下的高转速点。

5.2 转轮在水中的固有频率

通常，由于水的附加质量效应，结构件在

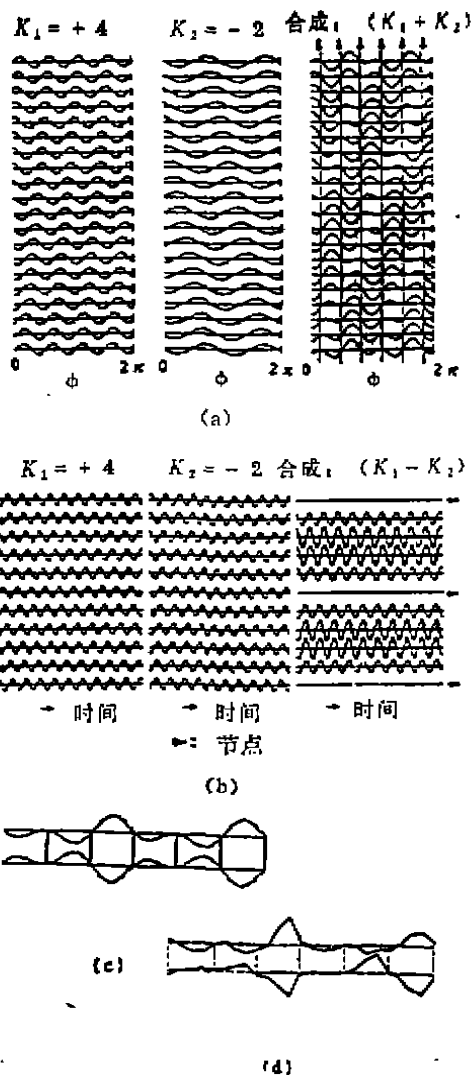


图11 2和4直径节线模式的组合模式
 (a) 沿转轮外缘的振动模式
 (b) 转轮外缘上的点随时间的运动曲线
 (c) 转轮上冠和下环的振动模式(反相组合模式振动 $K_1 + K_2$)
 (d) 真机转轮实际的激振模式

水中的固有频率降低。当结构件淹没在开敞的水中时，从空气到水中固有频率的衰减率(α)约为0.8。然而就象转轮安装在机组上那样，结构件位于很狭的空间内，转轮周围的水要以比转轮本身大得多的幅度运动，这将引起很大的附加质量效应。图12为直径节线模式的固有频率衰减率的试验结果。被试机 $Z_r = 20$ 或16和 $Z_s = 6$ 。真机和模型测量结果很相似，约在

0.45~0.5之间，远小于在开敞水中的结果。

振动模式和转轮周围的空间对衰减率有显著影响，当一单圆盘被封闭在一装水的圆柱形容器内其 α 值示于图13。 α 值是模式的直径节线数和圆盘到固定容器壁之间距离的函数。对于直径节线数较小的情况，由于周围水的运动幅度较大，所以 α 值较小。图13中的理论值在假设没有径向流动的基础上，通过势流分析得到的。

除上述之外，转轮结构设计也影响频率衰减率的数值。图14示例表明，当斜削去转轮上冠和下环的外圆时，由于转轮质量和刚度的减小，转轮在空气中的固有频率也几乎相同程度地减小。但水中的固有频率却显著降低。这说明，水中转轮的质量效应主要是指水的附加质量效应，而不是转轮本身的质量效应，改进的作用只是降低刚度，但对总质量的减小没有明显的作用。因此，在本例中，改型转轮在水中的频率衰减率小于原频率衰减率。

表 4

	空气中的固有频率 f_{na} (Hz)	水中的固有频率 f_{nw} (Hz)	水中的频率衰减率 $\alpha = f_{nw}/f_{na}$
转轮A	3003	1433	0.48
转轮B	2950	1300	0.44

6 影响转轮振动的因素

6.1 Z_r 和 Z_s 的组合

图15为各种 Z_r 和 Z_s 的组合下真机水头模型试验的转轮动态响应结果。被试模型结构相似，且有相同的比转速。由这些曲线可以确信，动态响应程度明显受 Z_r 和 Z_s 组合的影响。

由于试验时导叶和转轮叶片角度相似，因此叶栅干扰产生的水力激振各冲击力的大小几乎相等。另外这些模型的顶盖设计和转轮密封间隙值也相似。所以这些模型动态响应不同是由于 Z_r 和 Z_s 不同组合产生的振动模式差异造成的。

现已弄清，这种差异造成作用在两个相邻叶片上的激振力之间的相位滞后差异，并产生

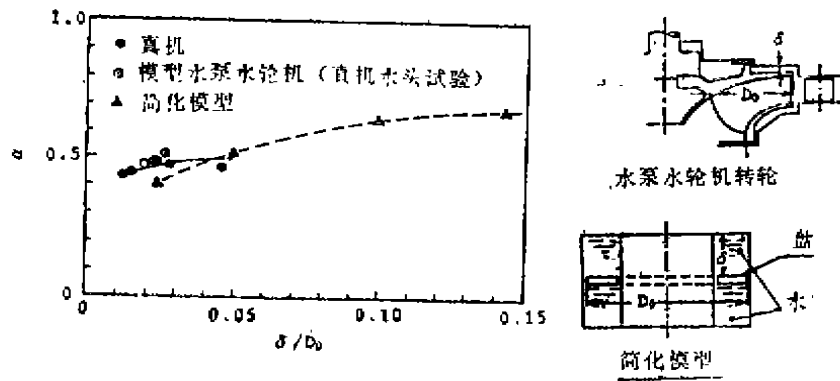


图12 2直径节线模态在水中的固有频率衰减率 α

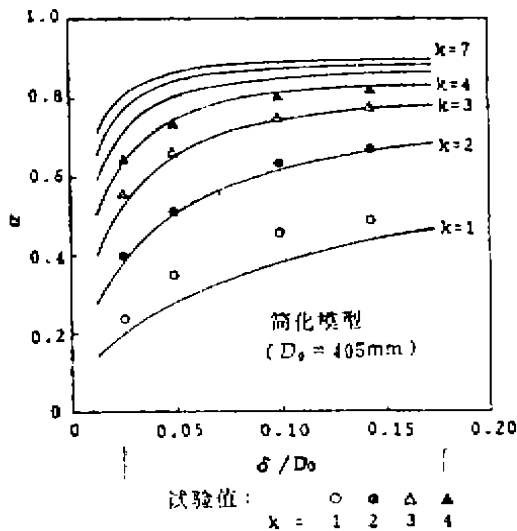


图13 多直径节线模态在水中固有频率衰减率

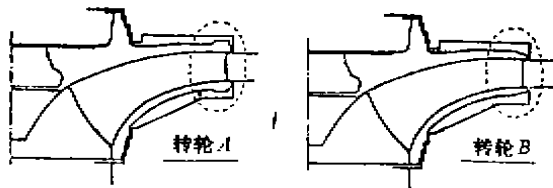


图14 转轮外形设计对水中固有频率衰减率的影响

不同响应幅值^[4]。如图16所示，如果作用在两相邻叶片上的力相位滞后 180° ，那么两叶片之间上冠和下环由于较大位移而变形。而且，作用在两相邻叶片上的力的差异越大，转轮变

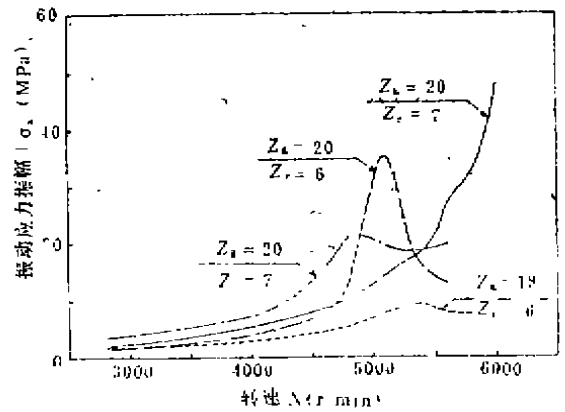


图15 Z_k 和 Z_r 不同组合动态响应曲线的试验结果

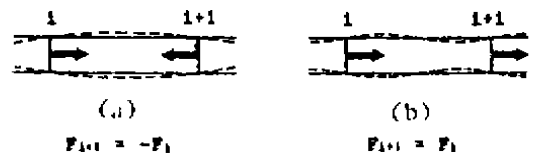


图16 当水冲击力以不同相位作用于两个相邻叶片时，转轮上冠和下环的变形

形越大。

假设水力激振力按正弦波变化，由 Z_k 个导叶作用在特定的第 i 号转轮叶片上的力表示为下式

$$F_i = F_0 \sin(Z_k \cdot \theta) \quad (25)$$

式中 θ 是在固定坐标系中的角坐标，并且，

$$\theta = [2\pi \cdot N \cdot t + 2\pi(i-1)/Z_c] \quad (26)$$

因此作用于两相邻叶片之间冲击力差值 (ΔF)

由下式表示,

$$\begin{aligned}
 |\Delta F| &= |F_{i+1} - F_i| \\
 &= F_0 |\sin Z_g [2\pi \cdot N \cdot t + 2\pi i / Z_r] \\
 &\quad - \sin Z_g [2\pi \cdot N \cdot t + 2\pi (i-1) / Z_r]| \\
 &= 2F_0 |\sin[(Z_g / Z_r) \pi]| \\
 &\quad \cdot |\cos Z_g [2\pi \cdot N \cdot t + \pi(2i \\
 &\quad - 1) / Z_r]| \quad (27)
 \end{aligned}$$

式(27)中振幅项包含 $|\sin[(Z_g / Z_r) \pi]|$, 它随 Z_g 和 Z_r 各种组合而变化, 如表5所示。因此, 对于 $(Z_g = mZ_r)$ 的组合, 转轮的响应最小。但根据式(13)可以预料到, 在这种组合下零直径节线模态的压力脉动可能会产生较大的振动和噪声。所声为使转轮共振响应最小, 推荐采用 $(Z_g = m \cdot Z_r \pm 1)$ 或最接近此值的组合。

最差的组合是 $[Z_g = Z_r(2m+1)/2]$ 的组合或接近于此值的组合。图15所示的试验结果证实了上述的推论。

表5 不同 Z_g 和 Z_r 组合时的 $|\sin[(Z_g / Z_r) \pi]|$ 的值

		14	16	18	20	22	24
Z_r	4	1.00	0	1.00	0	1.00	0
	5	0.59	0.59	0.95	0	0.95	0.59
	6	0.87	0.87	0	0.87	0.85	0
	7	0	0.78	0.97	0.43	0.43	0.97
	8	0.71	0	0.71	1.00	0.71	0
	9	0.98	0.84	0	0.64	0.98	0.87
	10	0.95	0.95	0.59	0	0.59	0.98

6.2 顶盖与转轮之间的轴向距离

图17为模型试验结果实例, 表示了顶盖与转轮之间的轴向距离的影响。其中 D_0 为转轮直径。从图中看出, 第一阶共振频率的影响与第二阶共振频率的影响不同。这种差异可能是由于各共振频率下顶盖和转轮振动之间的相对相位差引起的。

6.3 转轮密封间隙

当转轮振动时, 转轮上部和下部的水大部分是沿着圆周方向运动, 只部分径向运动。虽

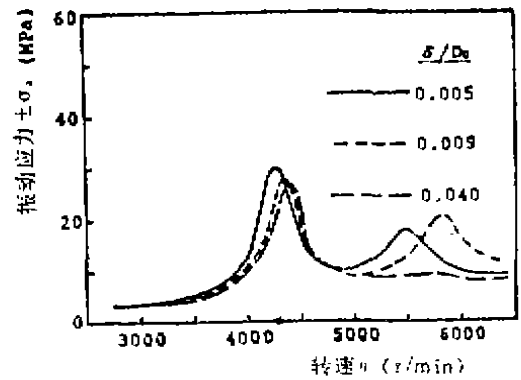


图17 顶盖与转轮的轴向距离对转轮共振特性的影响

然沿圆周方向运动的水不会造成明显的能量损失, 但径向水流流过转轮密封间隙时, 则造成相当大的能量损耗。因此, 如图18所示, 较小的转轮密封间隙可减小转轮的动态响应。

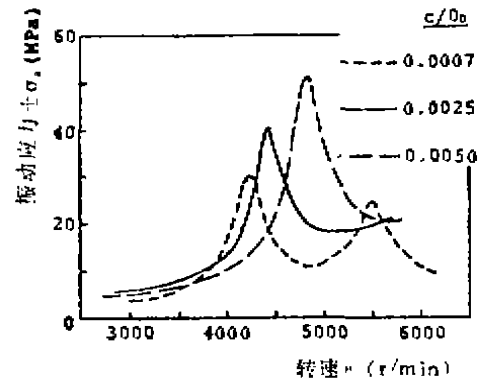


图18 转轮密封间隙对转轮共振特性的影响

较小的转轮密封间隙, 也可降低共振。推测这是由于环流的增加和径向流受到限制而使附加质量效应增强造成的。

6.4 导叶与转轮叶片之间的径向距离

导叶尾流中的流速降低引起相对转轮叶片的入流速度矢量的脉动, 并对转轮叶片施加水力激振力。当导叶靠近转轮叶片时, 导叶尾流中速度降低的回收不充分, 而且相对入流速度的脉动较大。图19为在转轮进口半径处测得的相对入流速度分布的试验结果。

本模型导叶在各个相限的分布半径不同。从图中看出, 导叶越靠近转轮, 相对速度矢量

的脉动越大。

对不同的导叶出水边厚度进行了类似的试验。结果表明,较厚的导叶出水边会产生较大的相对速度的脉动。

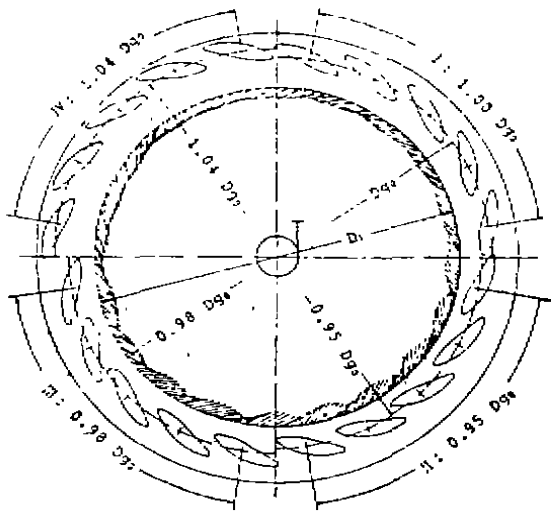


图19 导叶尾流造成的相对入流速度的脉动
(导叶分布圆直径的影响)
 D_{9a} ——正常设计的导叶分布圆直径
 D_1 ——转轮叶片进水边直径

6.5 转轮外形的设计

如图14所示,转轮的外形设计也对转轮的固有频率有些影响。应该注意,由于转轮的形状变化所引起的固有频率的变化在空气中中和在水中是不同的。有时为在空气中增大固有频率的改型设计可能造成在水中固有频率降低。

7 固定部件上的振动

在固定部件上,通常可以观察到具有式(13)、(15)、(16)模态和频率的振动。虽然这些公式给出如表1所示的各种模态,但实际上只能观察到较少直径节线数的振动模态。这说明具有较多节线数的模态相对应的结构固有频率通常很高,对这样的水力激振不产生响应。

图20(略)为水泵水轮机各部件上测得的压力脉动和振动频谱。

8 高水头水泵水轮机结构设计

即使对很高水头的水泵水轮机,如果 Z_0 和 Z_1 的组合能够按照第6节所述要求选择,转轮对水力激振的动态响应可以降低到最小,转轮的交变应力也可控制在安全极限以下。但有时由于结构设计或制造的原因,很难选择合适的组合。这样,在设计阶段有必要估算转轮的动力响应和由其产生的交变应力。由于很难精确地计算附加质量效应或阻尼效应,所以强调转轮在水中的固有频率或转轮对水力激振的动态响应放大因子应通过真机水头下的模型试验来确定。

高运行水头必然导致转轮的高应力。因此开发具有较高的抗拉强度和疲劳极限的新材料无疑是解决高水头机组问题的一种方法。然而如果在设计时考虑转轮的动力特性,转轮交变应力的也可以保持在现有材料所允许的极限范围内。

图21为允许缺陷尺寸和缺陷距表面深度的关系曲线,它是用断裂力学理论对各种交变应力进行计算的结果,考虑到各种无损探伤方法的灵敏度,最小可探材料缺陷的尺寸为在表面1~2 mm,内部3~4 mm或更大。因此,对于现有材料(如13%Cr-4%Ni或17%Cr-4%Ni不锈钢),交变应力允许幅值为 ± 40 MPa或更小。

近年来的研究表明,即使运行水头超过800m,也可以使交变应力的幅值保持在允许的极限范围内。

参 考 文 献

- 1 Kubota Y et al. Vibration of Rotating Disc Excited by Stationary Distributed Forces. JSME Proc. Vol. 49, No. 439-C, Mar. 1983, p307 (in Japanese)
- 2 Yamagata I. Internal Report of Toshiba
- 3 Kubota Y. Added Mass Effect of
(下转第75页)

正常启闭由油压接力器通过转臂驱动活门。当操作机构失去油源或电源,又要求在流水下紧急事故关闭时,依靠重锤的作用使活门离开全开位置,然后依靠活门在流水中受到的有助于关闭的水力矩继续关闭,到接近全关时,动水力矩趋于零,但此时因偏心距 e (图11)造成的静水力矩克服摩擦力矩,使活门全关。采用这个方案后,上述2.4 m阀的重锤重量降到1.2 t左右,只需油泵组供油,不需另设储能装置。由于重锤减轻,操作容量也相应地有所减小。

近代蝶阀为进一步降低操作机构的制造成本,正大幅度提高操作油压。一般都在8 MPa以上,16 MPa采用的较多。

7 结束语

综上所述,近代国外蝶阀的突出特点是大中型阀体活门普遍采用焊接结构,小型阀体采用对夹式,空间尺寸大大缩小。活门全开时的流阻系数降到0.05~0.10,效率很高。主密封大多采用实心橡胶密封,大中型阀设在下游侧,操作容量大大减小,操作油压大大提高。

相对比较,我国在许多方面存在差距,应在以下诸方面加紧努力:

(1) 针对国外已有的先进结构,开展水力研究,测定水力特性。我国水电设备制造厂
(上接第68页)

生产的蝶阀,活门全开时的流阻系数已降到0.1左右,但通用阀门制造厂的蝶阀产品大多在0.2以上,应尽快改进。

(2) 深入开展强度研究,尤其是阀体与上、下游钢管联合受力的有限元计算和应力实测。

(3) 目前,我国蝶阀的使用压力为2 MPa,国外已用到6.4 MPa,应争取进一步提高使用压力,用以替代球阀。

提高蝶阀的技术水平,扩大蝶阀的使用范围,促进阀门产品的更新换代,逐步淘汰截止阀和闸阀,缩小球阀的适用范围,不仅有利于阀门制造厂降低成本,提高质量,也有利于减小国家基建投资。

参考文献

- 1 B. Barp. The biplane butterfly valve. EW公司资料。
- 2 Charmilles. Considerations in the calculation of butterfly valves in closed position. Technical bulletin.
- 3 Allis-Chalmers. Streamseal AWWA butterfly valve with the domed disc.
- 4 Kubota. Butterfly valve model BS-A.
- 5 Б. И. Яньшин. Затворы и переходы трубопроводов. Машиз, 1962.
- 6 张银权. 阀门密封副的结构. 阀门, 1981(4)

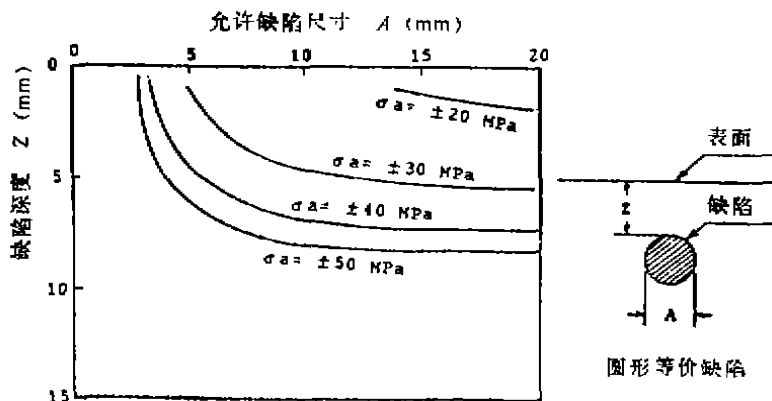


图21 由断裂力学理论给出的允许的材料缺陷尺寸

Water on Vibrating Circular Discs in Water, Proc. of JSME Symp. on Mech. Dynamics, No. 83-00011

4 Tsunoda S, Yamagata I, Internal

Report of Toshiba
吉敏刚 孙万海摘译自《IAHR SYMPOSIUM 1990 Belgrade Yugoslavia》张亚梅校