

基于谐波小波变换的 4-73 风机 压力侧失速特性分析

王松岭, 侯军虎, 安连锁

(华北电力大学 动力系, 河北 保定 071003)

摘 要:在对离心风机压力侧失速的形成机理定性分析的基础上,通过对 4-73 风机的实验研究,发现 4-73 风机存在压力侧失速现象,并采用谐波小波变换对于压力侧失速的时频特性进行了分析。在分析中,对于时域定位能力较差的正交谐波小波进行频域光滑处理,在旋转失速的分析中引入非正交谐波小波变换,分析结果证明了谐波小波变换对于离心风机旋转失速特性分析的有效性。

关 键 词:离心风机;谐波小波;旋转失速;特征分析

中图分类号:TK223.26 文献标识码:A

1 引 言

按照失速机理不同,离心风机叶栅的旋转失速可分为吸力侧旋转失速和压力侧旋转失速两种^[1]。吸力侧失速是由流量减小引起入射角变化所致,物理概念清晰,且对于多数的流体机械在流量偏离设计流量的情况下均会出现。笔者在文献[2]中曾对 4-73 离心风机的吸力侧旋转失速特性进行了小波分析。与吸力侧失速的形成不同,压力侧失速的形成需要特定的条件,由于该失速的出现依赖特定的设备和条件并且出现较少,因此使得该研究没有引起足够重视。本文通过对 4-73No8D 离心风机实验研究,得到了压力侧旋转失速的典型征兆,结合小波分析等现代信息处理手段对其失速现象进行了时频特性分析。由于压力侧旋转失速首次被发现在广泛应用于国内电站的 4-73 系列的风机上,因此该研究对于 4-73 系列风机的设计、运行和诊断等都具有较强的指导意义。

2 离心风机吸力侧失速机理分析

2.1 离心风机的叶栅内流场分析

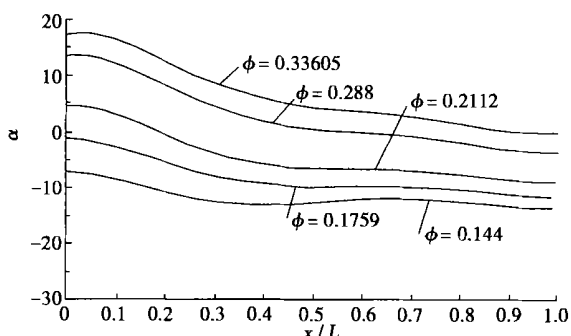
离心风机叶栅内的流动过去被近似认为,流动是充满流道的,但实际上由于粘性的存在,引起尾流—射流流动^[3]。对离心风机叶栅而言,即使在最高效率点附近,即气流入口攻角不大或气流基本上无冲击的进入叶轮,叶轮通道内的流动基本上还是由相对速度较小、旋转滞止总压较小的寂静区——尾流区及近似无粘性的射流区组成。叶轮通道总流量的一小部分穿过尾流区,尾流区中观察不到或极少观察到倒流,流动并没有分离。在尾流与射流区之间,存在着一定速度梯度的区域,速度梯度过大,会形成射流—尾流剪层。射流—尾流结构与多种因素有关:叶片出口角,叶轮速度、叶片曲线形状、侧板形状、叶片数、流量、入口攻角等均会影响射流—尾流的强化。尾流的发展与二次流的发展密切相关,且两者互相影响、互相促进。叶栅中尾流的出现,不一定意味着流动分离,但出现流动分离后,将强化射流—尾流结构,扩大尾流区。

同时,在旋转叶栅前缘处的流场分布对于两类失速现象的分析十分必要。为清楚的再现旋转叶栅的前缘周围流场分布状况,S. Madhavan 和 T. Wright^[1]对于两种不同结构的风机采用准三维数值计算方法对该区进行了数值计算,得到了随流量增大,入射角 α 不断增大,并且在同一流量下,入射角也随着侧板处的前缘向后板处延伸而不断减小,两台风机的入射角变化曲线如图 1 所示,图中 ϕ 为无因次流量系数。

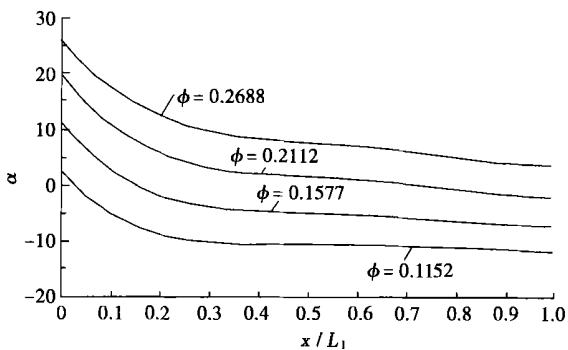
因此引出了一种现象:在叶栅前缘的入射角分布并不是一成不变的,成为流量和几何尺寸的函数,即 $\alpha = f(\phi, x/L_1)$,其中 L_1 是叶片前缘的长度, x 是叶片前缘距离侧板的长度。在一定条件下,该分布

有可能使两类失速现象在同一风机上同时发生。

流量的变化、入口导流器引起的气流预旋会使叶栅内流动趋向两个方向：(1) 风机流量减少，尾流区增大，负的入射角随着增大(负的趋势增大)，射流区内流动速度增加，压力侧的流动更趋稳定，流量进一步减少尾流区倒流。增加入射角(增大负的趋势)会引起吸力侧流体质点的动量的减少，而边界层的压力几乎保持不变。当在边界层中的压力梯度比动量大时，流动发生反向，引起吸力侧的流动分离。(2) 流量显著减少，运行工况区域在设计界限以外，从而产生吸力侧失速的情况相反，在流量增大且流场受到进气调节设备(导流器)所产生的正预旋的共同作用下，产生正的入射角，气流进入叶栅的状况恶化，在叶片压力侧产生流动分离。



(a) 1号风机



(b) 2号风机

图 1 基于准三维分析的叶片前缘入射角分析^[1]

2.2 压力侧旋转失速的机理分析

目前，对于风机旋转失速的定义多集中在较为常见的低流量下的吸力侧失速的解释上，考虑叶栅内发生的两类失速的机理相似性，本文给出离心风机叶栅内旋转失速的通用解释：当离心风机叶栅运行于某一不利状态时(例如：流量减少或入流角增大)，叶栅内某一流道受到较大干扰发生堵塞，进入该流道的气流被迫分散进入相邻的流道，相邻的某

一流道因此改变了流动状态，相邻的另外一个流道的流动状态更加恶化，随即也发生堵塞。这一过程不断延续，则在旋转的叶轮中，好像有一个失速团(堵塞的通道以与叶轮旋转相同或相反的方向)在旋转，称这种现象为旋转失速。按照失速机理不同，可将叶栅内旋转失速分为两类，在吸力侧(suction side)发生分离、堵塞的引起的旋转失速称为吸力侧失速(s-stall)，在压力侧(pressure side)发生分离、堵塞引起的旋转失速称为压力侧失速(p-stall)。

如果风机叶栅在运行过程中，当流量 $\phi > \phi_{des}$ 和入口导流器调节的共同作用产生正预旋，流动角 β_1 大于 β_{1s} ，产生正的入射角 α 不断增大，叶片通道中尾流区得到抑制。但随着正的入射角不断增大，压力侧后部出现严重的边界层分离，并首先在压力侧出现反向流动，由于压力侧是叶栅的工作面，该通道的性能迅速恶化，引起该通道堵塞(失速)，相邻的叶片通道的流动存在着相互影响。堵塞通道的入流分别变换方向，进入相邻的通道，与压力面毗邻的通道因为入射角的减小，改善了该通道压力侧的工作条件，使边界层趋于稳定。与吸力侧毗邻的通道，因为正入射角的进一步增大，使该通道的状况更加恶化。在这种情况下，好像有一个或几个堵塞通道组成的失速团按照与叶轮旋转方向相同的方向旋转，形成旋转失速。由于这种失速的形成是在叶轮通道的压力侧，因此称之为压力侧旋转失速。

吸力侧失速是由流量减少引起入射角变化所致，物理概念清晰。但压力侧失速的形成需要特定的条件。流量大于设计流量和导流器调节引起的进口预旋是压力侧失速产生的两个必要条件。需要指出的是，本文 2.1 节对流场的分析中，S. Madhavan 和 T. Wright 的数值模型并没有考虑任何由于粘性效应引起的入口流动的预旋，同时也假设没有进入叶轮的漩涡。实际上，由于粘性效应造成入射流动的预旋以及入口导流器调节在入射流动中强制预旋，都会使得流动入射角正的幅度更大。另外，进入风机集流器的预旋流动，提供了涡进动的合适条件。涡的进动使涡的中心线偏离风机的中心线，径向移动到叶栅前缘。在进动中，涡速又加剧了叶栅侧板区域的入射角增大的趋势，促使失速的产生。

考虑到风机叶片的入口状况，入口流动角：

$$\beta_1 \approx \tan(\beta_1) = \frac{v_1 \cos(\epsilon)}{u_1 - v_1 \sin(\epsilon)} \quad (1)$$

其中：预旋角 ϵ 是 v_1 相对于风机轴的角度(在导流器调节工况下为正)，预旋作用可使 ϵ 增大。 v_1 是入流

绝对速度。由式(1)可以看出, β_1 随 ϵ 的增大而增大, 且由于 ϵ 增加, 会造成 β_1 增加沿叶片前缘由侧板到后板的畸变。在近侧板处的 v_1 较大, β_1 增加的幅度更大。

$\partial\beta_1/\partial\epsilon$ 可表示为:

$$\frac{\partial\beta_1}{\partial\epsilon} = \frac{v_1^2 - u_1 v_1 \sin(\epsilon)}{u_1^2 - 2u_1 v_1 \sin(\epsilon) + v_1^2 \sin^2 \epsilon} \quad (2)$$

当 ϵ 较小(或者极限 $\epsilon = 0$),

$$\frac{\partial(\frac{\partial\beta_1}{\partial\epsilon})}{\partial v_1} = \frac{2v_1}{u_1^2} \quad (3)$$

也就是说, 当 v_1 增加, $\partial\beta_1/\partial\epsilon$ 增加, 引起近侧板处显著增大。

调节导流器开度的变化使 ϵ 增大, 从而引起 α 增大, 也能够调节流量使入流径向速度 v_{r1} 减小, 这将带来相反的趋势, 使 β_1 降低。然而, 正如上面所述, 当流量(v_1 的径向分量)发生变化, 由于 v_{r1} 在后板处的变化快, 相比侧板而言, 后板 β_1 变化得更快。这样 ϵ 和 v_{r1} 的共同影响将畸变的入射角度分布的趋势加强。结果, 在侧板处产生较大的正入射角, 在后板处产生负的入射角。流量的进一步减小会在后板处产生吸力侧失速, 而增加流量将会在后板处产生压力侧失速。在上述状态下在侧板处过度的流动角能够引起压力侧的失速, 其失速的开始应该在侧板的附近产生, 逐步发展, 最终覆盖整个叶片通道。

由以上分析可以看出: 整个失速团的速度和方向是由这两种不同类型失速的综合作用来决定的, 甚至在平衡状态下, 产生相对于叶轮静止的失速团。

3 谐波小波及其改进算法

小波分析优良的时频特性, 使得近年来对于小波变换的灵活性与多样性的研究方面有了进一步的发展。在小波基的研究中, 除了时域紧支小波基的众多研究外, 频域紧支小波基的研究也有了一定程度的发展。作为频域紧支的一类小波, 由剑桥大学 D. E. Newland 教授提出的谐波小波具有准确的箱函数形式的谱图、简单的显式的解析表达式、正交性和对称性等显著特征, 且谐波小波和其变形不需要在不同尺度上的自相似, 在不同尺度上其频段宽度可以任意选择, 可根据需要形成一组等 Q 和变 Q 滤波器^[4-5]。近年来在国内外有了较多的研究成果, 尤其对于振动信号的研究方面。笔者采用正交谐波小波进行离心风机吸力侧旋转失速特性分析, 得到了较

好的结果^[2]。

当 $|t| \rightarrow \infty$, 谐波小波函数 $\Psi(t)$ 的衰减速度仅为 $1/|t|$, 时域的准确定位能力较差。正交谐波小波的时域衰减速度受其频域突变点的制约, 因此改进可以通过对突变点处进行光滑处理来实现。构造光滑窗函数有几种方法^[6-7], 本文中基于 Hanning 窗的良好光滑特性, 采用 Hanning 窗对谐波小波进行边缘加窗光滑处理, 由如下的方法进行改进:

(1) 根据 m, n 选择边缘宽度参数 Δ :

$$\Delta \leq (n - m)/2.$$

(2) 构造窗函数:

$$g^{\wedge}(\omega) = \begin{cases} 1 - \cos(\omega - m2\pi)/(2\Delta) & m2\pi \leq \omega < m2\pi + \Delta2\pi \\ 1 & m2\pi \leq \omega < n2\pi - \Delta2\pi \\ 1 - \cos(\omega - n2\pi + 2\Delta\pi)/(2\Delta) & n2\pi - \Delta2\pi \leq \omega < n2\pi \end{cases} \quad (4)$$

对谐波小波定义式加窗, 对边缘突变点进行光滑处理:

$$\Psi_{m, n, \Delta}(\omega) = \begin{cases} 1/[(n - m)2\pi] g^{\wedge}(\omega) & m2\pi \leq \omega \leq n2\pi \\ 0 & \text{其他} \end{cases} \quad (5)$$

改进谐波小波的频域定义及时域波形如图 2 所示, 由图可以看出改进谐波小波的时域衰减特性得到显著改善。

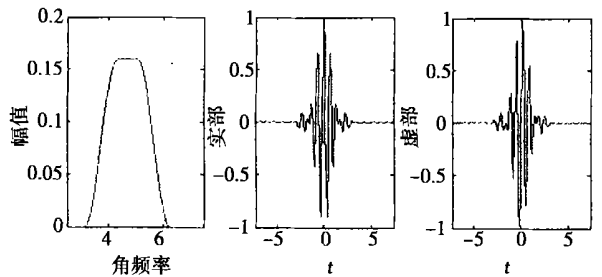


图 2 $m, n = 1, 2$ 改进谐波小波的频谱和时域的实部与虚部

4 压力侧失速的特性分析

4.1 频率特性分析

当导流器处于较小开度 $\angle > 45^\circ$, 导流器全开为 0°), 在大流量的工况下, 试验风机出现压力侧失速。由文献[2]可以看出, 吸力侧失速的频率近似呈线性, 频率变化范围较小, 并且受导流器开度变化的影响较小。压力侧失速的频率特性如图 3 所示, 由图可以看出, 压力侧失速发生在导流器小开度下的大流

量区,压力侧失速与吸力侧失速的共同作用,使得失速频率随流量减小而逐步减小,近似呈线性减小的趋势,减小的程度要大于吸力侧失速的频率特征。在不同的导流器开度下,失速频率的变化规律是不同的,但在同一导流器开度下,不同转速对失速频率系数的影响很小。因此,可以近似认为 $f' = f/f_r = g(\phi, \beta)$ 。其中, f_r —风机转速, ϕ —无因次流量系数, β —导流器开度。

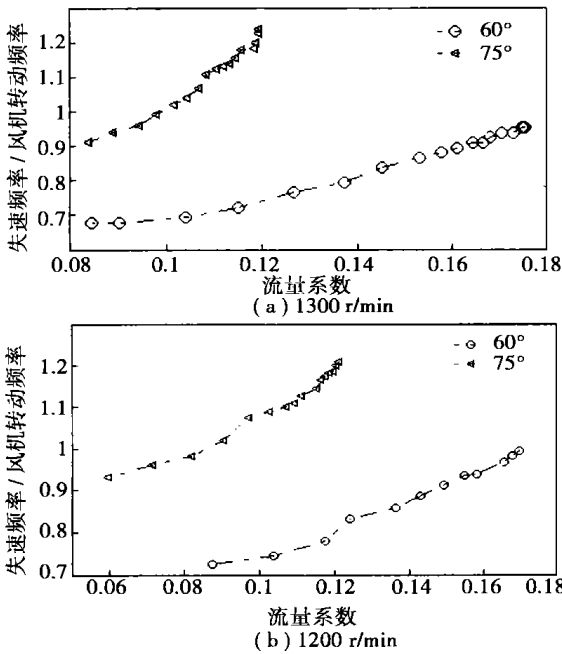


图 3 试验风机压力侧失速的频率特性

4.2 时频特性分析

压力侧失速的幅值和时频特性可以通过改进谐波小波的时频图来获得。采用改进谐波小波是由于引入冗余的小波分解具有更大的频率分辨率,分析结果如图 4 和图 5 所示,该过程通过连续调节(增加)管网阻力,减小流量来调节失速的动态发展过程。

图 4 中给出了导流器开度为 60° 的不同转速下风机进口集流器壁面动态压力信号的改进谐波小波时频图。由图可以看出,压力侧失速的起始频率接近于风机的旋转频率,这是压力侧失速与吸力侧失速平衡作用的结果,此时失速团与转子基本保持同步的运动。随着流量的减小(对应图中时间的增加),失速频率缓慢降低,失速成份的脉动幅度变化不大,在流量减小到 $\phi = 0.085$,压力侧失速与吸力侧失速的共同作用逐渐消失(减小)。进一步减小流量,逐渐出现了吸力侧失速,其频率与压力侧失速消失前的频率基本相同,这一点可以在图中清楚的看出。在两种

失速出现的过程中,失速成份在脉动成份中始终是绝对占优的。

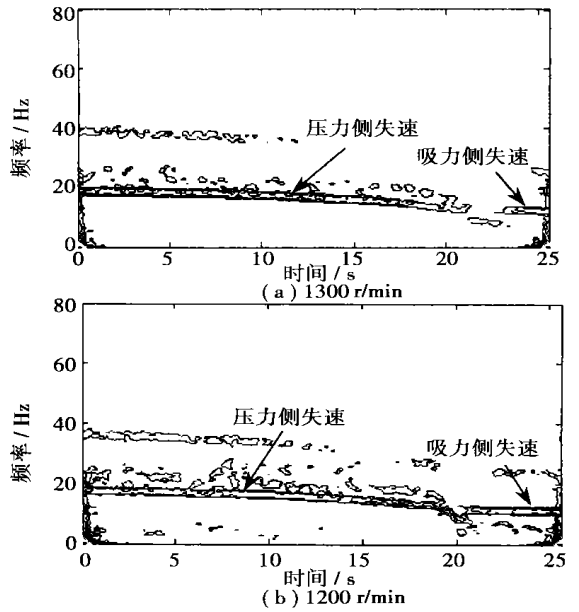


图 4 压力侧失速渐进过程的改进谐波小波时频图, $\beta = 60^\circ$

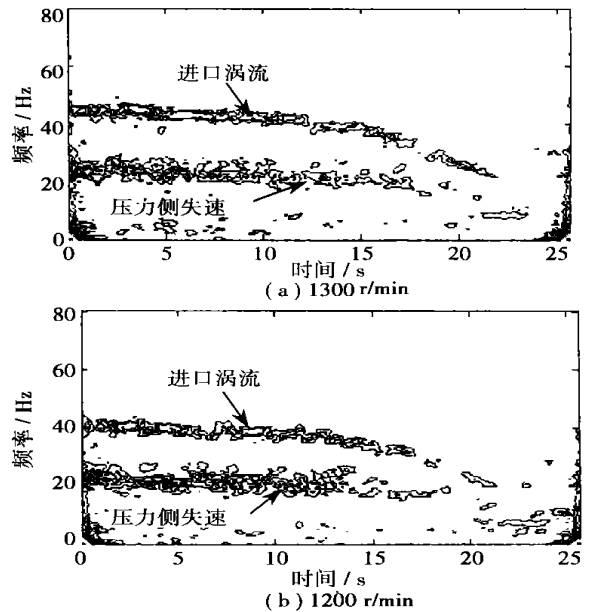


图 5 压力侧失速渐进过程的改进谐波小波时频图, $\beta = 75^\circ$

图 5 给出了导流器开度为 75° 相应的改进谐波小波时频图。由图可以看出,相比 60° 而言,导流器

(下转第 315 页)

$$T_{A后} = \frac{(L - x_A) \rho_1 f_2}{\cos \theta_A}$$

$$T_{D后} = \frac{(L - x_A) \rho_1 f_2}{\cos \theta_A} \cdot \frac{R + f_v r \cos \theta_A}{R - f_v r}$$

$$T_{C后} = \frac{(L - x_A) \rho_1 f_2}{\cos \theta_A} \cdot \frac{R + f_v r \cos \theta_A}{R - f_v r} + L(\rho_1 + \rho_2) f_1$$

将数据代入后求得 $T_{A后} = 2053 \text{ kg}$ 、

$$T_{D后} = 2259 \text{ kg}、T_{C后} = 3663 \text{ kg}。$$

结果表明, 后轴驱动时的最大拉力 $T_{C后}$ 比前轴驱动时的临界预紧力 T_{OL} 大一些, 因为后轴驱动时链条没有预紧力的作用, 下部链条平拖部分的长度增大, 链条与底板间为滑动摩擦, 因此产生了较大的摩擦阻力。比较两种驱动方式的各点拉力看出, 后轴驱动方式下, 链条的高应力部分均工作于上部高温区。例如, 后轴驱动时 C 点的拉力比前轴驱动时(临界预紧力条件下)要大 2000 kg, 相比之下, 后轴驱动方式不仅链条受力大, 工作条件也更加恶劣, 因此, 工

业锅炉的链条炉排采用前轴驱动方式更为合理。

7 结 论

(1) 前驱动锅炉链条起拱的原因在于上下链条的刚度存在着巨大的差异。

(2) 在设计时应尽量使链条具有较小的临界预紧力; 在运行中, 应使前驱动链条的实际预紧力略大于临界预紧力, 预紧力的大小可通过链条的悬垂距离来判断和调节。

(3) 合理的预紧力不会增加前驱动链条的运行负担。

(4) 对锅炉链条来说, 前轴驱动方式优于后轴驱动方式。

参考文献:

- [1] 樊映川. 高等数学讲义[M]. 北京: 人民教育出版社, 1964.

(上接第 298 页)

开度位于 75° 时, 流场中除了失速成份外, 出现了较为显著的进口涡流。进口涡流的频率与流量之间较大的变化梯度也可以从图中清楚地看出, 这也是区分旋转失速和进口涡流的最显著的特征之一。在此开度下, 压力侧失速成份幅度较其他开度下变得不稳定, 随管网阻力条件的变化存在较大的波动, 但总的趋势是稳定的, 频率较为稳定。脉动幅度在趋势上是随流量减小, 先是缓慢的减小, 最后逐渐消失。相比 60° 开度的情况而言, 失速的频率变化范围有所增加, 大流量区的频率接近于 $1.3f_r$ 。

5 结 论

(1) 通过对离心风机叶栅的流场进行定性分析, 分析了压力侧失速的形成机理, 在此基础上, 对于 4-73No8D 风机进行了实验研究, 发现 4-73 风机存在压力侧失速现象。

(2) 对时域定位能力较差的正交谐波小波进行了频域光滑处理, 在对风机旋转失速的分析中引入非正交的改进谐波小波变换。通过谐波小波分析, 对于压力侧失速的频率特性和时频特性进行了分析, 进而也证明了谐波小波变换对于离心风机旋转失速特性分析的有效性。

(3) 压力侧失速出现在导流器开度较小的大流量区域, 对于 4-73 风机在开度小于 45° 出现, 在 60° 的强度最大。

(4) 压力侧失速的出现会引起风机的机壳、叶片等和连接管道的非稳态空气动力激振, 与现场风机当导流器开度调节到一定程度出现的剧烈振动存在内在联系有待进一步研究。

参考文献:

- [1] MADHAVAN S, WRIGHT T. Rotating stall caused by pressure surface flow separation on centrifugal fan blades [J]. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1985, 107: 775-781.
- [2] 侯军虎, 王松岭, 王 强, 等. 基于小波变换的离心风机弱失速特征分析 [J]. *热能动力工程*, 2003, 18(3): 280-284.
- [3] 沈天耀. 离心叶轮的流理论基础 [M]. 杭州: 浙江大学出版社, 1986.
- [4] NEWLAND D E. Wavelet analysis of vibration, part 1: Theory [J]. *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, 1994, 116: 409-416.
- [5] NEWLAND D E. Wavelet analysis of vibration part 2: Wavelet maps [J]. *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, 1994, 116: 417-425.
- [6] NEWLAND D E. Ridge and phase identification in the frequency analysis of transient signals by harmonic wavelets [J]. *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, 1999, 121: 149-155.
- [7] 李瑰贤, 周 铭, 韩继光, 等. 改进谐波小波及其在振动信号时频分析中的应用 [J]. *振动工程学报*, 2001, 14(4): 388-391.

design, information integration, general assembly drawing integration.

基于谐波小波变换的4-73风机压力侧失速特性分析 = An Analysis of Pressure-side Stalling Characteristics of a 4-73 Air Fan Based on Harmonic Small-wave Transformation [刊, 汉] / WANG Song-ling, HOU Jun-hu, AN Lian-suo (Power Engineering Department, North China Electric Power University, Baoding, China, Post Code: 071003) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(3). — 295 ~ 298, 315

Based on a qualitative analysis of the pressure-side stalling formation mechanism of a centrifugal fan, the authors have through an experimental study of 4-73 air fan discovered the pressure-side stalling phenomenon of the latter. The time-frequency characteristics of the pressure-side stalling are analyzed by using a harmonic small-wave transformation. During the analysis the orthogonal harmonic small waves, which have a relatively poor time-domain locating ability, underwent a frequency-domain smoothing processing. In the analysis of the rotating stall introduced was a non-orthogonal harmonic small-wave transformation. The results of the analysis have demonstrated the effectiveness of harmonic small-wave transformation for analyzing the rotating stall characteristics of centrifugal fans. **Key words:** centrifugal fan, harmonic small wave, rotating stall, characteristics analysis

船用锅炉方形翅片管经济器的试验与应用 = Experimental and Applied Research of the Square Finned-tube Economizer of a Marine Boiler [刊, 汉] / LIU Xiang-yuan, LI Yu-hong, WU Xiao-bing (Thermal Energy Engineering Department, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084), JIANG Xiao-yan (Naval Materiel Research and Demonstrative Center, Beijing, China, Post Code: 100073) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(3). — 299 ~ 301

A discussion is conducted regarding the necessity to upgrade a marine main boiler economizer along with the analysis of the application circumstances and merits of square finned tubes. On a heat-transfer wind tunnel test rig an experimental research of the air-side flow resistance and heat transfer was performed of square finned tube banks. The results of the research indicate that in case of air speed greater than 25 m/s it is necessary to revise heat transfer factors through tests. Finally, a rational design scheme was decided for the economizer with square finned tubes on the basis of the test results. **Key words:** marine boiler, economizer, square finned tube

火电厂单元制循环水系统离散优化模型及应用 = A Discrete Optimized Model for the Monobloc Configured Circulating Water System of a Thermal Power Plant and Its applications [刊, 汉] / HUANG Xin-yuan, ZHAO Li, AN Yue-li (College of Energy and Power Engineering under the Shandong University, Jinan, China, Post Code: 250061), CHANG Jia-xing (Huangtai Power Station, Jinan, China, Post Code: 250100) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(3). — 302 ~ 305

A discrete optimized model was proposed for a monobloc configured circulating water system featuring non-continuous change of water flow rate. By conducting iterative calculations of equivalent profit points the model can determine the critical operating conditions at the juncture of switch-over of circulating water pumps. With the power unit No. 7 of the Huangtai Power Station serving as an example the present model was used to study operation optimization in order to determine the most economical grouping-mode of operation for the circulating water pumps at different seasons and at various loads of the power unit. A profit analysis indicates that for a 300 MW power unit through the introduction of discrete optimization for a circulating water system it is possible to achieve a reduction of coal consumption by 0.5 - 0.7 g/(kWh). On the basis of thermodynamic test data an empiric formula is determined for the heat transfer factor of a steam condenser, which can serve as a guide for other similar units. **Key words:** circulating water system, discrete optimization, economic operation

充气热管空气预热器的设计分析及应用 = Design Analysis and Application of a Gas-filled Heat-pipe Air Preheater [刊, 汉] / SHI Cheng-ming, HU Hui-li, LI Ling-bo (College of Power Engineering under the Chongqing University, Chongqing, China, Post Code: 400044) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(3). — 306 ~ 308