

平衡目标选择与全息动平衡法的改进研究

廖与禾, 郎根峰, 屈梁生

(西安交通大学 机械工程学院 智能仪器与监测诊断研究所, 陕西 西安 710049)

摘要: 讨论了全息动平衡法中作为平衡目标的工频轨迹初相矢在描述转子平衡状态上所存在的问题。通过对转子工频轨迹的进动分解, 详细分析了转子失衡量对正、反进动分量的不同影响。结果表明: 反进动分量并非转子平衡状态的直接反映。在大偏心率轨迹的情况下反进动分量给失衡量估计带来的干扰不可忽略。在此基础上, 提出了一种以转子正进动分量轨迹初相矢为平衡目标的改进全息动平衡方法。在不影响原全息动平衡法平衡精度的条件下, 简化了配重方案计算过程, 相比传统平衡方法而言更为准确和高效。现场应用实例验证了本方法的可靠性与有效性。

关键词: 转子; 全息动平衡; 进动; 初相矢

中图分类号: O347.6 文献标识码: A

引言

转子动平衡技术经过近一个世纪的发展, 在转子线性响应假设的前提下建立了以模态平衡法和影响系数法为基础的两大类平衡方法。近年来有学者开始关注非线性响应条件下的转子动平衡方法^[1]。在大机组现场动平衡的实践中, 目前则越来越多地采用混合法^[2]。然而, 无论采用上述哪一种平衡方法, 都只是利用了转子各测振截面上单方向的振动信息, 配重计算结果还需要与之相垂直的另一个方向上的振动数据进行残余振动校核。由于转子系统中各支承的弱刚度方向往往并不一致, 在某一截面是垂直方向振动较大, 但在另一截面却可能是水平方向振动较大。此外, 由于振动信号与传感器的安装方位有关, 在转子系统各向刚度差异明显及多故障并存的情况下, 根据单方向振动数据进行的转子失衡量估计将产生较大偏差, 不同方向振动数据得到的平衡方案可能不同, 在某些极端情况下甚至是矛盾的。这样在进行分析计算时将会面临一个艰难的取舍问题。以滑动轴承支承的大型旋转机械在运转过程中, 其振动往往受各向异性刚度以及组合故

障的综合影响, 转子轴心轨迹表现为十分复杂的形式。如何充分、有效地利用轴心轨迹中的工频分量信息, 在现代转子动平衡技术中占有越来越重要的地位。

早在 1979 年, Fujisawa 等人就指出由于转子运转时各向刚度异性的影响, 转子在运行中的工频轴心轨迹是一个椭圆, 为了提高转子平衡精度, 必须考虑转子运转时的轴心轨迹^[3]; 还认为无论对于哪种平衡方法, 如果只是利用单方向传感器振动信号, 都将无法进行精细平衡; 并提出了采用双传感器信号进行校正平衡量计算的想法。文献[4]则提出了基于转子工频轴心轨迹初相矢的全息动平衡技术, 该方法首次真正实现了各测振截面的全部振动信息在动平衡技术中的融合应用, 推动了转子动平衡技术的发展。

1 转子进动分析与平衡策略

1.1 全息谱技术基础

设通过安装在转子某测振截面上两相互垂直的振动传感器所获取的振动信号中的工频分量为:

$$\begin{cases} x = A \cos(\Omega t + \varphi) \\ y = B \cos(\Omega t + \psi) \end{cases} \quad (1)$$

式中: Ω —转子转速。通过式(1)可以在直角坐标系中绘出转子的工频轴心轨迹, 如图 1 所示。一般来说, 此轨迹为一个椭圆。由于两传感器振动信号的初相角 φ 和 ψ 之间的差值往往并非准确的 90° , 根据该传感器安装方位建立的坐标系统 xoy 与椭圆的长短轴方向 $\eta\xi$ 并不重合, 在 αx 轴与 $o\eta$ 轴之间存在一个主轴倾角 θ , θ 的大小取决于转子实际弱刚度方向与测振传感器方向之间的偏离程度。因此, A 和 B 都不是转子进动中的最大值。这表明无论采用哪一种动平衡方法, 如果只是利用了转子单方向

振动信号,其分析及计算结果都可能是不准确的。

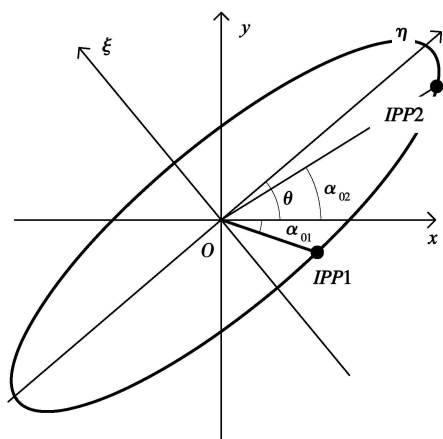


图1 转子进动轨迹及其初相点

基于全息谱的转子动平衡技术首次实现了转子测振截面上全振动信息的融合利用。与传统动平衡方法不同的是,这种方法采用了转子进动过程中工频轴心轨迹上的初相矢(Initial Phase Vector, IPV)作为平衡校正目标。

在全息谱技术中,将工频轨迹上对应于标准采样起始时刻($t=0$)的点称为初相点(Initial Phase Point, IPP)。它代表了在进动过程中转子上键相槽对准键相传感器时刻轴心在工频轨迹上的位置。从轨迹中心到 IPP 的矢量定义为初相矢(IPV)。

根据全息动平衡理论,随着转子不平衡状态(包括失衡量的大小 ϵ 和方位 α_w)发生变化, IPV 的幅度和方向均会产生相应的变化。表明 IPV 的变化反映了转子平衡状态的变化,反之亦然。由于 IPV 考虑了转子的进动情况,在现场动平衡的分析和计算中较传统方法而言,具有更高的精度^[5]。

然而,直接使用 IPV 来描述非对称刚度转子平衡状态时会存在模糊不清的问题。假设在不改变 ϵ 的同时使 α_w 变化一个增量 $\Delta\alpha_w$ 。由于 ϵ 及两传感器信号的相位差仍保持不变,转子进动工频轴心轨迹的大小、形状及方位亦不会发生变化,只是轨迹上的初相点 IPP 将沿着轨迹转移过一个角度,如图1所示。假设在 α_w 变化前后, IPP 从原来的位置 $IPP1$ 移动到 $IPP2$ 。

由于非对称刚度转子的轴心轨迹一般情况下为一个椭圆, IPP 位置的变化必将导致 IPV 幅度的变化。虽然 IPV 真实地反应了转子失平衡量方位的改变,然而由于此时转子失平衡量的大小并未发生变化, IPV 对转子平衡状态的描述显然是受到了转子非对称刚度的影响,我们无法根据 IPV 的幅度直

接进行转子不平衡量大小的判断。

1.2 正进动轨迹分量初相矢 IPV_+ 的提取及其意义

考虑到 IPV 的不足,本节通过对转子进动轨迹的分解,提出了一种以正进动分量轨迹初相矢 IPV_+ 为平衡目标的平衡方法。为了更清晰地描述转子平衡状态与 IPV_+ 之间的关系,这里在考虑转子受简单不平衡故障影响且不平衡量的大小 ϵ 和方位 α_w 均为已知的情况下进行分析。此时转子轨迹的复数表达形式为:

$$r = x + jy, \begin{cases} x = \epsilon\lambda_x \cos(\Omega t + \alpha_w + \varphi') \\ y = \epsilon\lambda_y \cos(\Omega t + \alpha_w + \psi') \end{cases} \quad (2)$$

式中: λ_x 、 λ_y —对应方向上的幅值放大因子; φ' 、 ψ' —对应方向上的机械滞后角。上述参数与转子工况有关,在运行过程中转子工况(包括转子转速、载荷、温度等等)保持不变的情况下均为常值,不随转子平衡状态的变化而变化。

根据欧拉公式可以将式(2)进一步分解为:

$$r = r_+ e^{j(\Omega t + \alpha_+)} + r_- e^{-j(\Omega t - \alpha_-)} \quad (3)$$

式中: r_+ 、 r_- —轨迹正进动分量圆和反进动分量圆的半径,可以展开为:

$$\begin{cases} r_+ = \epsilon \sqrt{\frac{\lambda_x^2 + \lambda_y^2 + 2\lambda_x\lambda_y \sin(\varphi' - \psi')}{2}} \\ r_- = \epsilon \sqrt{\frac{\lambda_x^2 + \lambda_y^2 + 2\lambda_x\lambda_y \sin(\psi' - \varphi')}{2}} \end{cases} \quad (4)$$

正、反进动圆的半径之比为:

$$\delta = \frac{r_+}{r_-} = \frac{\sqrt{\lambda_x^2 + \lambda_y^2 + 2\lambda_x\lambda_y \sin(\varphi' - \psi')}}{\sqrt{\lambda_x^2 + \lambda_y^2 + 2\lambda_x\lambda_y \sin(\psi' - \varphi')}} \quad (5)$$

合进动椭圆的半长轴 a 的长度计算式为:

$$a = (1 + 1/\delta)r_+ \quad (6)$$

根据式(3)对转子进动轨迹进行的分解,是指转子轴心轨迹可以表示为一个进动方向与转子回转方向相同的正进动圆和一个进动方向与转子回转方向相反的反进动圆的叠加。当 $r_+ > r_-$ 时,轴心轨迹的合进动方向也是正的。对于存在不平衡或临时热弯曲的转子来说,其合进动总是表现为明显的正进动。

将轴心轨迹分解为正进动分量和反进动分量,是说轴心轨迹上的任意一点都可以表示为正进动圆和反进动圆上对应的两点的矢量和。通过进动分解可以在正进动圆上和反进动圆上分别找到 IPP 的一个对应分量,即 IPP_+ 和 IPP_- ,如图2所示。对于任意一个具体的转子轴心轨迹来说,这种对应关系是唯一、可逆的。同样, IPV 也可以分解为 IPV_+ (正进动分量初相矢)和 IPV_- (反进动分量初相矢)。其

对应的相角分别为:

$$\begin{cases} \alpha_+ = \arctan \left[\frac{\lambda_x \sin(\alpha_w + \varphi') + \lambda_y \cos(\alpha_w + \psi')}{\lambda_x \cos(\alpha_w + \varphi') - \lambda_y \sin(\alpha_w + \psi')} \right] \\ \alpha_- = \arctan \left[\frac{\lambda_x \cos(\alpha_w + \varphi') - \lambda_y \sin(\alpha_w + \psi')}{\lambda_x \cos(\alpha_w + \varphi') + \lambda_y \sin(\alpha_w + \psi')} \right] \end{cases} \quad (7)$$

因此, IPV_+ 和 IPV_- 可分别表示为:

$$\begin{cases} IPV_+ = r_+ e^{j\alpha_+} \\ IPV_- = r_- e^{j\alpha_-} \end{cases} \quad (8)$$

式(7)中的 α_+ 和 α_- 只与转子不平衡量的方位 α_w 有关, 不受不平衡量大小 ϵ 的影响。但在 r_+ 和 r_- 中则排除了不平衡量方位 α_w 的影响, 如式(4)所示, 它们只与转子不平衡量的大小 ϵ 成线性比例关系。这就是说, 在保持 ϵ 不变, 仅改变失衡方位 α_w 的情况下, r_+ 和 r_- 不会发生变化。相对 IPV 而言, IPV_+ 对转子平衡状态的描述更为清晰和准确。

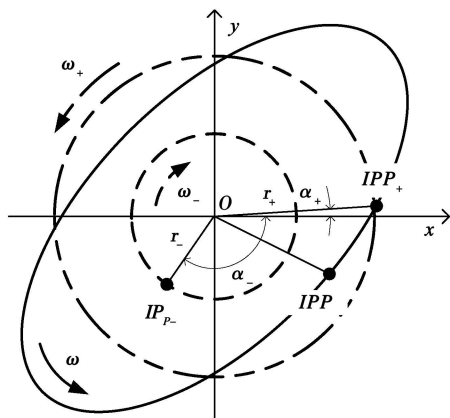


图 2 轴心轨迹的进动分解

不平衡并非只影响转子的正进动分量轨迹。Kirk 曾与 Lund 讨论了不平衡质量影响反进动分量的可能性^[9], 并认为由不平衡所产生的能量同样也能进入转子的反进动分量轨迹, 这也可以从式(4)中 r_- 与 ϵ 的线性比例关系看出来。然而, 与 IPV_+ 不同, IPV_- 并不具备作为平衡目标的条件。在转子刚度各向同性及仅受不平衡故障影响的情况下, 即有 $\lambda_x = \lambda_y$, $\varphi' = \psi' + 90^\circ$, 可推导出此时 r_- 为零, 转子的轴心轨迹为一个正圆, 进动比 δ 将趋向于无穷大, 这表明不平衡本身并不是转子产生反进动的故障源。虽然由不平衡所产生的能量可以在一定程度上影响转子反进动分量的大小, 但是在一般情况下并不是反进动分量中的主要成份。

此外, 式(4)中所建立的 r_- 与 ϵ 的线性比例关系只在当转子仅受不平衡及非对称刚度影响时成立。在转子受组合故障作用及不平衡并非为转子主

导故障的情况下, 这种关系便不再成立。尤其是当 r_- 与 r_+ 相当甚至出现 $r_- > r_+$ 的情况, 表明转子系统中除了不平衡以外还有其它故障存在。相对而言, IPV_- 较 IPV_+ 更易受到非平衡故障的干扰, 并不是转子平衡状态的直接反映, 因此, IPV_- 不适合作为平衡目标。

在转子受非对称刚度影响的条件下, 几乎所有的转子工频故障都会使转子同时产生正进动分量和反进动分量。例如转子动静碰磨及轴承座松动会产生转子反进动轨迹($r_+ < r_-$), 而不平衡及临时热弯曲会导致转子合进动轨迹为正向($r_+ > r_-$)。因此, 当转子中存在除失衡以外的其它工频故障时, 转子的轴心轨迹就会显得十分复杂。尤其对于特征响应中含有明显的反进动分量的故障, 其提纯的工频轨迹就可能表现为大偏心率椭圆甚至反进动。进动分解的目的并非进行准确的故障区分, 但经过进动分解后得到的 IPV_+ 中已经消除了非失衡特征响应的反进动分量对平衡分析和计算带来的干扰。这些特性使得我们可以在 IPV_+ 与转子平衡状态之间建立起一种更为稳定、直接的对应关系。

根据式(6), 当 r_+ 得到削减的时候, 转子进动的最大值——椭圆轨迹半长轴 a 必将同时得到削减。而对于任何现场动平衡校正来说, 减小半长轴 a 才是最终的平衡目标。

2 实例验证

转子结构及传感器安装位置如图 3 所示。转子由滑动轴承支承, 通过挠性联轴节与电机相联。从驱动端看去转子为逆时针转向。在支承跨内有两个平衡面, 在图中分别标记为 P1 和 P2。系统一阶临界转速为 2 500 r/min, 工作转速为 5 000 r/min。表 1 为转子原始振动及各次试重振动情况。

表 1 原始振动及各次试重振动数据

原始振动	P1 加试重		P2 加试重	
	1.3 g 后振动		1.3 g 后振动	
1 __ X	60.8 μ m $\angle$ 144.8 $^{\circ}$	50.6 μ m $\angle$ 144.4 $^{\circ}$	59.2 μ m $\angle$ 96.0 $^{\circ}$	
1 __ Y	20.0 μ m $\angle$ 137.1 $^{\circ}$	32.1 μ m $\angle$ 99.1 $^{\circ}$	60.1 μ m $\angle$ 136.6 $^{\circ}$	
2 __ X	1.8 μ m $\angle$ 20.2 $^{\circ}$	46.2 μ m $\angle$ 44.74 $^{\circ}$	7.97 μ m $\angle$ 24.27 $^{\circ}$	
2 __ Y	42.2 μ m $\angle$ 26.9 $^{\circ}$	43.1 μ m $\angle$ 130.1 $^{\circ}$	44.3 μ m $\angle$ 50.24 $^{\circ}$	

图 4(a)为转子原始振动的三维全息谱。

两测振截面的轴心轨迹都表现为大偏心率椭圆, 其形状几乎均为一条直线, 各测振截面的进动比

δ 接近 1, 表明在工频轴心轨迹中反进动分量与正进动分量的幅度十分接近。这并非失衡故障的典型特征, 同时在各测点的振动信号谱图中均发现有小幅值的高倍频分量出现, 说明转子必然还存在其它

以反进动为主要特征的振动故障源。由于各测点振动信号仍然以工频分量占绝对优势, 可以尝试通过平衡校正使转子的振动得到一定程度的削减。

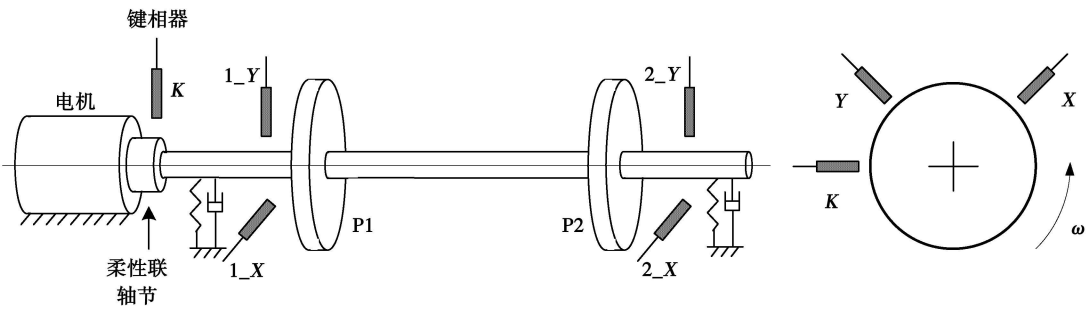


图 3 转子结构及传感器安装位置简图

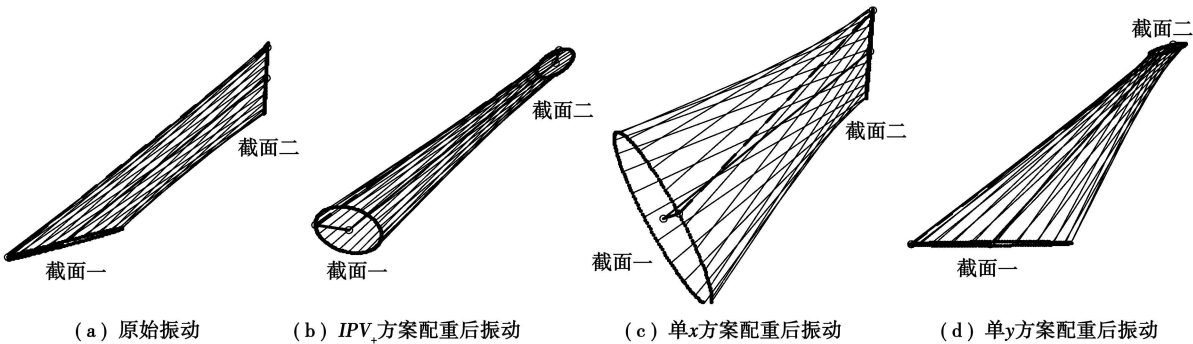


图 4 原始振动及不同平衡方案配重后的残余振动情况

表 2 为根据表 1 中所列的原始振动及试重振动数据, 分别以 IPV_+ 、单 x 方向及单 y 方向为平衡目标得到的校正方案。

表 2 不同平衡目标得到的配重方案

	P1	P2
IPV_+	0.7 g $\angle 84.9^\circ$	0.87 g $\angle 241.26^\circ$
单 x 方向	0.25 g $\angle 30.48^\circ$	1.6 g $\angle 200^\circ$
单 y 方向	0.8 g $\angle 113.7^\circ$	0.95 g $\angle 334.5^\circ$

可以看到, 根据不同平衡目标计算得到的平衡校正方案之间差距十分明显。尤其是在根据单方向振动信号得到的配重方案之间, 无论是配重的大小还是方位均有显著的差异。这正是在处理具有显著非对称刚度及多故障转子的动平衡问题时经常遇到的困难。现场往往无法在它们之间进行取舍, 这不仅是因为错误的平衡方案会带来不必要的运行成本损失, 严重的情况下甚至会危及机组及操作人员的安全。

表 3 列出了根据表 2 中不同平衡方案加重后转子振动的情况。除了以 IPV_+ 为平衡目标的配重方案使转子各截面的振动均明显下降以外, 其它两种以单方向信号为平衡目标的配重方案不但未达到减振的目的, 反而均使转子截面一的振动显著增大。

表 3 不同配重方案配重后转子的振动情况比较

	IPV_+ 配重	单 x 配重	单 y 配重
1 $_X$	42.0 $\mu\text{m} \angle 181.0^\circ$	47.2 $\mu\text{m} \angle 288.9^\circ$	91.8 $\mu\text{m} \angle 167.9^\circ$
1 $_Y$	37.8 $\mu\text{m} \angle 77.0^\circ$	103.5 $\mu\text{m} \angle 86.8^\circ$	2.1 $\mu\text{m} \angle 93.5^\circ$
2 $_X$	17.7 $\mu\text{m} \angle 76.9^\circ$	3.4 $\mu\text{m} \angle 35.2^\circ$	20.5 $\mu\text{m} \angle 71.0^\circ$
2 $_Y$	17.0 $\mu\text{m} \angle 21.4^\circ$	55.4 $\mu\text{m} \angle 25.9^\circ$	6.1 $\mu\text{m} \angle 38.9^\circ$

实际上, 在采用单 x 方向信号获得的配重方案确实使配重后 x 方向的振动相对原始振动有所减小, 但却显著增大了 y 方向的振动如图 4(c) 所示。同样的情况出现在采用单 y 方向信号配重方案后的振动中如图 4(d) 所示。这就是传统平衡法采用单方向信号进行平衡计算时需要用另一个方向的信

号进行配重校核计算的原因。当转子的振动受到非对称刚度及组合故障的影响,传统平衡法往往不得不面对这样的困难并最终使平衡操作陷入僵局。

在采用单方向信号进行配重方案计算和校正时,虽然个别测点的振动非常小(小于 $7\mu\text{m}$),如表 3 所示,但实际上,这种情况的出现是由于大偏心率轨迹和测振传感器的安装位置导致的,并不能代表转子整体的振动情况。从图 4(b)、(c)、(d)的对比来看,只有采用 IPV_+ 的配重方案的振动取得了良好的校正效果。实验表明,即使在转子受明显非平衡故障的影响下,采用 IPV_+ 为平衡目标可以有效地排除非平衡故障的干扰并进行转子失衡量的估计,平衡效果良好。

3 结 论

对转子工频进动轨迹的分析,表明转子失衡量对正、反进动分量的影响是不同的。反进动并非转子平衡状态的直接反映,尤其当转子振动情况比较复杂、轨迹偏心率较大时,由于反进动的存在给转子失衡量的估计带来了不可忽略的干扰。在此基础上提出的以转子正进动分量初相矢 IPV_+ 为平衡目标的改进全息动平衡方法,排除了反进动分量对转子失衡量估计所带来的干扰,其平衡精度和效率均明显优于传统平衡方法。平衡效果表明,即使当转子中存在多故障源的情况下,通过平衡目标的合理选

择仍然可以使转子的振动通过平衡校正得到有效地降低。这对于现场故障问题的解决来说,具有重要的意义。

此外,虽然在配重方案的计算过程中是以 IPV_+ 为校正目标,但实际上是以转子合进动椭圆轨迹的半长轴 a ,即进动最大值为最终平衡目标的。当半长轴 a 得到削减时,无论哪个方向上的振动都必将同时得到削减,这也解决了现场动平衡中的方案选择问题。

参考文献:

[1] CHEN P Y P, FENG N, HAHN E J. Flexible rotor balancing taking bearing non-linearity into account // Design Engineering Technical Conference and Computers and Information in Engineering Conference [C]. Pittsburgh: Proceedings of the ASME, 2001. 683—689

[2] MARK S DARILOW. Balancing of high-speed machinery[M]. New York: Springer-Verlag Inc, 1989.

[3] FUMIO FUJISAWA, KOKI SHIOHATA. Balancing method of multi-span multi-bearing rotor system[J]. Bulletin of the JSME, 1979 22 (173): 1618—1625.

[4] 屈梁生, 邱 海, 徐光华. 基于全息谱分析的转子动平衡: 原理与实践[J]. 中国机械工程, 1998, 9(1): 60—63.

[5] SHI LIU. A modified low-speed balancing method for flexible rotors based on holospectrum[J]. Mechanical System and Signal Processing, 2007, 21(1): 348—364.

[6] GORDON KIRK R. Lund's elliptic orbit forced response analysis: the keystone of modern rotating machinery analysis[J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2003 125: 455—461.

(编辑 单丽华)

运行维护

高压汽包锅炉水冷壁管破坏原因的分析 and 评定

《Теплоэнергетика》2008 年 2 月号报道水化学工况破坏是产生沉积物和腐蚀的主要原因。

为了降低水冷壁管产生沉积物和形成腐蚀条件的概率,在组织设备维护工作中必须使水化学工况成为主要优先考虑的重点之一。

出现了对给水质量要求更加严格以使它接近用于直流锅炉的标准趋势,其中包括,借助于增加第三级脱盐这一措施。

提高了的热流密度促使沉积物生长速度增加,而且作为继发性的因素,它要求更高的水质量和更好地组织水化学工况。

降低循环参数(倍率或速度)是形成沉积物和随后的管子破坏的原因之一。

(吉桂明 供稿)

of Electro-mechanical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing, China, Post Code: 100029), CHEN Sheng-li (Xi'an Thermodynamics Academy Co. Ltd., Xi'an, China, Post Code: 710032)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(4). — 378 ~ 381

Current urgent demands for energy-saving and consumption reduction were described along with the technical theory of a rotor-assembly type intensified heat-transfer device—"Clean-energy Core". The above device has been installed on the 2[#] turbo-generator unit of Datang Jiamusze No. 2 Power Plant. The condenser at one side of the turbo-generator unit was provided with the device in question while the condenser at another side of the unit was not. The performance test content, testing method and the calculation results of the two condensers of the No. 2 power plant were discussed. The performance of the two condensers and the cost-effectiveness of the No. 2 unit after installation of the device on one condenser were calculated and analyzed. After the installation of the above-cited device, the terminal temperature difference of the relevant condenser drops by 2.79 °C, its vacuum increases by 2.97 kPa and its cooling water flow rate decreases by 9.8%. Under the condition of the condensers having the same inlet water temperature and vacuum, the load bearing capacity of the turbo-generator unit will increase by 19.7%, and the water resistance of the condensers increase by 19.52 kPa. The results of the industrial experiments and analytic calculation show that the rotor-assembly type intensified heat-transfer device can be used for condensers in power plants to improve their performance. **Key words:** rotor-assembly type, intensified heat transfer, industrial experiment, turbo-generator unit

平衡目标选择与全息动平衡法的改进研究= A Study on the Improvement of Balancing Target Selection and Holographic Dynamic Balancing Method[刊, 汉]/ LIAO Yu-he, LANG Gen-feng, QU Liang-sheng (Intelligent Instrument and Monitoring/diagnosis Research Institute, College of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(4). — 382 ~ 386

Discussed were the problems existing during the description of the balancing state of a rotor by using a working-frequency trajectory initial-phase vector, which serves as a balancing target in a holographic dynamic-balancing method. Through a precession decomposition of the working-frequency trajectory of the rotor, the different influences of the unbalanced mass of the rotor on its positive and reverse precession component were analyzed in detail. It has been shown that the reverse precession component is not a direct reflection of the balancing state of the rotor. Under the condition of a trajectory with a large eccentricity, the interference on the estimation of the unbalanced mass caused by the reverse precession component should not be neglected. On this basis, presented was an improved holographic dynamic-balancing method with the positive-precession component trajectory initial-phase vector of the rotor serving as a balancing target. Under the condition of not influencing the balancing accuracy of the original holographic dynamic-balancing method, the counterweight version calculation process has been simplified. Compared with the traditional balancing methods, the method under discussion is more accurate and effective. On-site practical applications have verified the reliability and validity of the method. **Key words:** rotor, holographic dynamic-balancing, precession, initial phase vector

大颗粒振动流化床与水平管平均传热特性研究= A Study of the Characteristics of Average Heat Transfer Between a Big-particle Dominated Vibrating Fluidized Bed and Horizontal Tubes[刊, 汉]/ ZHU Xue-jun, YE Shi-chao, SHI Jin-xia, et al (College of Chemical Engineering, Sichuan University, Chengdu, China, Post Code: 610065)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(4). — 387 ~ 390

In a two-dimensional fluidized bed (240 mm × 80 mm), with glass beads of average diameters d_p of 0.71 mm and 1.83 mm and millet of 1.66 mm diameter serving as materials, studied was the heat transfer law between the vibrating fluidized bed and submerged horizontal tubes. The influence of such factors as gas flow speed, vibration frequency, bed height and diameters of horizontal tubes etc. on the average heat transfer coefficient was investigated. The results of the study show that with an increase of the vibration frequency, the optimum gas flow speed will decrease, and with an increase of the gas flow speed, the optimum vibration frequency will also go down. The average heat transfer coefficient will increase with a decrease of the particle diameter. The particle thermo-physical properties and the tube diameter also have a relatively big influence on the average heat transfer coefficient. From the test data, a correlation formula for the calculation of the average heat transfer coefficient has been obtained. The calculation values have been in relatively good agreement with the test ones, and the calculation error is within a range of $\pm 10\%$. The above results can serve as reference data for the design and study of vibrating fluidized beds fitted with submerged horizontal tubes. **Key words:** vibrating fluidized bed, average