

核电厂电动主给水泵热启动的振动特性试验*

杨 璋^{1,2}, 孙程斌¹, 蒋彦龙¹

(1. 南京航空航天大学航空宇航学院 南京, 210016) (2. 福建宁德核电有限公司 宁德, 355200)

摘要 试验研究了某国产压水堆核电机组(CPR 1000)电动主给水泵压力级转子热启动过程的振动特性,并提出优化运行措施。采用高采样率的振动数据采集设备,测试电动主给水泵在 50% 负荷、100% 负荷联锁启动及再循环工况热启动时压力级泵的振动信号,发现启动过程中压力级转子存在振动较快上升然后缓慢下降至稳定的现象。通过分析振动趋势图、振动频谱图及振动轴心轨迹图等认为这属于渐变性强迫振动,振动变化至稳定的时间约为 20 min。根据压力级转子的结构特点,建立带初始热弯曲的 Jeffcott 转子动力学模型,分别研究弯曲变形和质量偏心的影响,认为压力级转子热备用期间存在暂态热弯曲是导致渐变性强迫振动的主要原因,且通过实测壳体端面的热成像图得到验证。电动主给水泵的振动特性表明,热启动过程中应分别设置瞬态振动延时保护与稳定运行期间的振动定值保护。

关键词 核电厂;主给水泵;热弯曲;热致振动

中图分类号 TH311;TK417

引 言

电动主给水泵是核电厂重要的旋转设备之一。国产压水堆核电机组(CPR 1000)配置 3 台各 50% 额定流量的电动主给水泵,正常工况下 2 台运行,1 台热备用。国内在建在运 CPR 1000 核电机组多次发生电动主给水泵的压力级转子启动过程中振动超标,在数次解体检查未见异常的情况下,电站只能临时采取放宽振动限值的方法应对。目前,国内外对于电动主给水泵的振动研究主要集中在通过保温及暖泵措施缓解启动瞬态的热应力冲击并避免启动过程中的动静摩擦^[1-3],以及通过振动频谱法、振动时域法等分析主给水泵转子的不平衡响应与压力脉动等振动故障^[4-6]。笔者利用文献[7]的方法,试验研究热备用主给水泵启动过程中压力级转子振动超标的原因,并提出优化运行的控制措施。

1 电动主给水泵简介及振动测点布置

某 CPR 1000 压水堆核电机组的电动主给水泵由串联的前置泵、驱动电机、增速齿轮变速液力联轴器和压力级泵组成。除增速齿轮变速器通过液力联轴器联接外,其余相邻转子均通过刚性联轴器联接。

前置泵与压力级泵壳体均安装有保温层,并通过暖泵系统保证“备用”状态下一一直处于热态,减小热冲击风险。压力级泵为卧式、单级、双吸离心泵,圆筒式泵壳设计,额定流量为 3 291.4 m³/h,其扬程为 608.7 m,转速为 4 899 r/min,净重为 11.546 t。压力级转子的径向支承轴承为四叶固定弧轴承,推力轴承为双动大容量调心推力轴承。压力级泵的轴系结构见图 1。压力级转子两侧支承轴承的上半瓦垂直中心线左右 45° 处分别安装有美国本特利公司产电涡流传感器(Bentley 3300 XL 8 mm 型)监测转子的相对振动。振动报警值为 0.120 mm,停泵值为 0.168 mm。

振动特性试验使用高分辨率美国本特利公司产振动测试系统(Bentley ADRE 408)采集振动信号。系统的模数转换精度为 24 位,动态采集通道的滤波范围为 10~20 000 Hz。同步波形的采样率为 128,谱线数为 800;异步波形的频率采集范围为 0~1 000 Hz,谱线数为 800。2 次线性平均,数据采样复选时间差(0.2 s)和转速差(50 r/min)。

2 振动特性试验及解体检查

经观察,该类热备用电动主给水泵启动过程中压力级转子振动现象基本相似。以某 CPR 1000 压

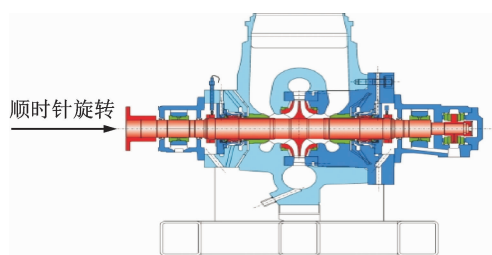


图 1 压力级泵轴系结构

Fig. 1 Structural of pressure pump shaft system

水堆核电站二号机组的 #3 主给水泵为研究对象,选择 3 个典型工况下的振动响应进行比较研究。试验 1 为 50% 负荷下联锁启动试验(机组在 50% 功率时进行主给水泵的切换联启试验,即跳闸 1 台在运电动主给水泵并自动启动热备用泵);试验 2 为 100% 负荷下联锁启动试验;试验 3 为再循环工况启动试验(通过再循环管线执行空载试验)。

2.1 试验 1

2.1.1 振动趋势图分析

试验过程中发现压力级转子两侧的振动趋势基本一致。为简便计,以驱动端左上 45° 处传感器 (APA305MM) 和右上 45° 处传感器 (APA306MM) 采集信号为例进行分析,如图 2、图 3 所示。其中,振动趋势图中的蓝色振幅曲线代表通频值;红色代表 1 倍频幅值,以下类同。

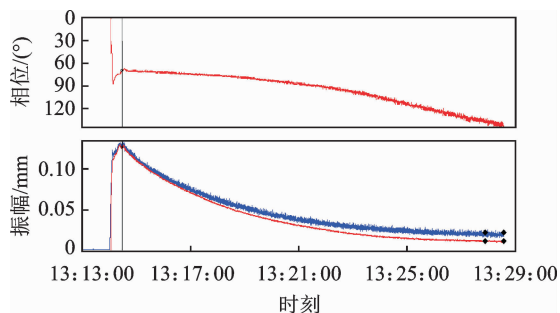


图 2 APA305MM 振动趋势图(50% 负荷)

Fig. 2 Vibration trends of APA305MM (50% load)

由图 2、图 3 可看出 APA 305MM/306MM 同步变化,通频值以 1 倍频(1X)为主,1X 的相位差约 90°,符合普通强迫振动特征。转子启动升速 3.78 s 后达到最高转速 5 032 r/min,随后通过流量-转速自动调节,转速逐渐稳定在 4 387 r/min,但振幅仍持续缓慢爬升。25.449 s 后 APA305MM 测点的 1X 幅值达最高值 0.127 mm,接着缓慢下降,约 15 min 后稳定在约 0.012 mm 处。计算压力级转子转速稳定前后各测点 1X 的振动变化量(幅值/相

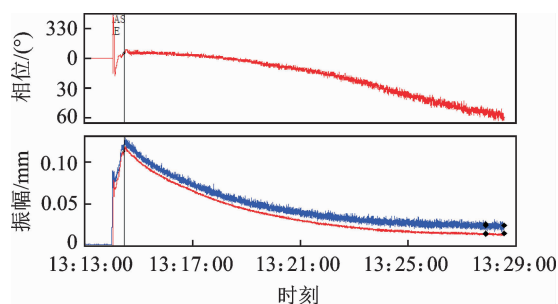


图 3 APA306MM 振动趋势图(50% 负荷)

Fig. 3 Vibration trends of APA306MM (50% load)

位),APA305MM 约为 0.1 mm/243°,APA306MM 为 0.05 mm/163°。同时,采集并分析压力级转子非驱动端左上/右上 45° 处传感器 (APA307MM/ APA 308MM) 振动信号 1X 的振动变化量:APA307MM 为 0.13 mm/250°; APA308MM 为 0.08 mm/168°。

2.1.2 振动频谱分析

对如上 4 只电涡流传感器的振动信号分别进行频谱分析,发现均以 1X 为主,未见其他异常频谱成分,呈现出普通强迫振动的特征。以 APA306MM 采集的最高振幅点为例进行频谱分析,如图 4 所示。

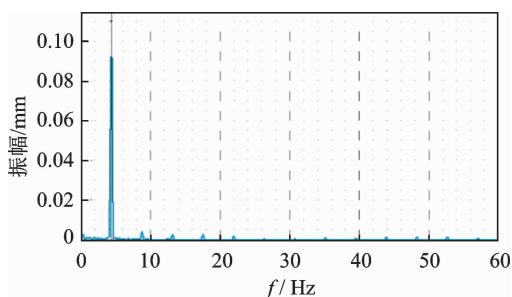


图 4 APA306MM 振动频谱图(50% 负荷)

Fig. 4 Vibration spectrum of APA306MM (50% load)

2.1.3 轴心轨迹图分析

对压力级转子两侧的振动信号进行轴心轨迹图分析,发现均呈规律性的椭圆形,未见摩擦等故障征兆,符合普通强迫振动的故障征兆。以 APA305MM/306MM 采集的最高振幅点为例,如图 5 所示(其中:Y 向代表 APA305MM; X 向代表 APA306MM)。

2.2 试验 2

试验过程中发现压力级转子两侧的振动趋势基本一致,以 APA305MM 振动测点为例,振动趋势见图 6。热备用压力级转子启动 3.1 s 后达最高转速 5 048 r/min,随后通过流量-转速自动调节,转速逐

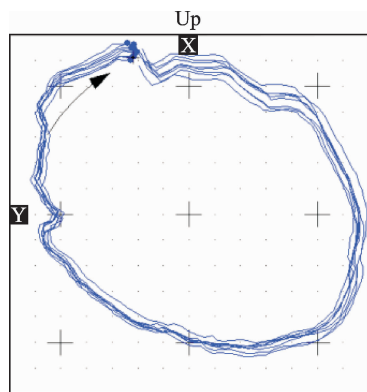


图5 压力级转子驱动端轴心轨迹图(50%负荷)

Fig. 5 Pressure rotor's shaft orbits by drive end (50% load)

渐稳定在 4 473 r/min,但振幅仍持续缓慢爬升。75.562 s 后 APA305MM 测点的 1X 幅值达最高值 0.156 mm,随后 1X 幅值缓慢下降,约 11 min 后 1X 幅值降低为 0.001 mm;同时相位快速变化约 180°,之后 1X 幅值缓慢上升,约 23 min 后稳定在约 0.026 mm。根据趋势图来看,转子表现出渐变式强迫振动特征,振动-倍频相位变化约 180°。计算压力级转子转速稳定前后各测点 1X 的振动变化量(幅值/相位),APA305MM 为 0.17 mm/272°,APA306MM 为 0.11 mm/194°,APA307MM 为 0.2 mm/285°,APA308MM 为 0.15 mm/205°。

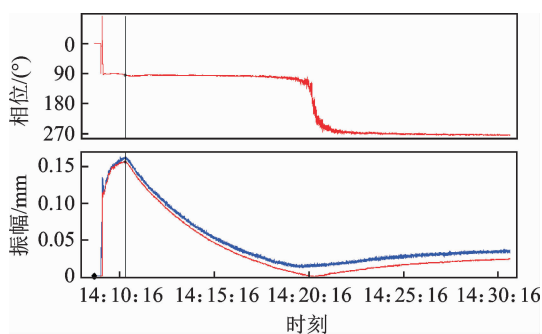


图6 APA305MM 振动趋势图(100%负荷)

Fig. 6 Vibration trends of APA305MM (100% load)

分析各电涡流传感器采集振动信号的振动频谱,发现均以 1X 为主,未见其他异常分量,轴心轨迹图为稳定的椭圆形。

2.3 试验 3

试验过程中发现压力级转子两侧振动趋势基本一致,以 APA305MM 振动测点为例,如图 7 所示。热备用压力级转子启动 22.399 s 后达最高振幅 0.107 mm,此时的转速为 898 r/min。随后继续升速,293.866 s 后达最高转速 4 103 r/min,通过流

量-转速自动调节,转速逐渐稳定在 4 057 r/min,在此过程中振幅仍持续缓慢下降,约 11 min 后 1X 幅值降低为 0;同时相位快速变化 180°,之后 1X 幅值缓慢上升,约 22 min 后稳定在约 0.025 mm。

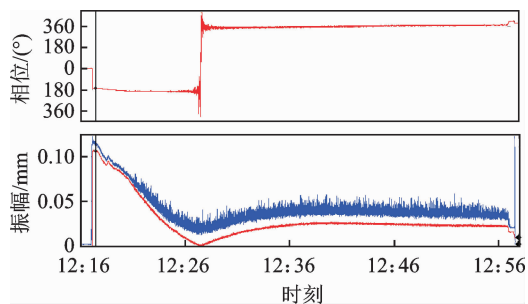


图7 APA305MM 振动趋势图(再循环工况)

Fig. 7 Vibration trends of APA305MM (recirculation)

根据振动趋势图来看,转子表现出渐变式强迫振动特征,振动-倍频相位变化约 180°。计算压力级转子转速稳定前后各测点 1X 的振动变化量(幅值/相位),APA305MM 为 0.08 mm/5°,APA306MM 为 0.07 mm/18°,APA307MM 为 0.09 mm/18°,APA308MM 为 0.08 mm/295°。

分析各电涡流传感器采集振动信号的振动频谱,发现均以 1X 为主,未见其他异常分量,轴心轨迹图为稳定的椭圆形。

综合分析以上 3 次试验结果,判断转子振动为渐变式强迫振动。转子热启动瞬间 1X 幅值急剧上升,随后持续缓慢降低或先降低再缓慢爬升,约 20 min 后 1X 幅值趋于稳定且大幅度降低,1X 相位持续缓慢变化或在 1X 幅值接近 0 时发生 180°快速变化。试验结果与带初始暂态热弯曲转子的类似。

2.4 解体检查

对泵组进行解体,重点检查电涡流传感器的探头和轴的表面,但未见磨损痕迹,径向轴承间隙和推力轴承间隙满足设计要求。

3 弯曲弹性转子动力学模型

带初始暂态热弯曲的转子的弯曲弹性变形将产生弹性恢复力,采用有限元方法建立弯曲弹性转子的加重响应方程^[8]

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{G}\dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} - \mathbf{K}_0\mathbf{X}_0 = \mathbf{F} \quad (1)$$

其中: \mathbf{M} 为系统的质量矩阵; \mathbf{G} 为系统的陀螺矩阵; \mathbf{K} 为系统的刚度矩阵; \mathbf{K}_0 为转子本身的刚度矩阵; \mathbf{X}_0 为初始弯曲变形量; \mathbf{X} 为广义位移向量; \mathbf{F} 为加

重引起的离心力向量。

当 $F=0, X_0=0$ 时,对应于转子自由进动;当 $F=0, X_0 \neq 0$ 时,对应于转子弯曲响应;当 $F \neq 0, X_0=0$ 时,对应于转子加重响应。

设 $X = \bar{X}e^{j\omega t}, X_0 = \bar{X}_0 e^{j\omega t}, F = \bar{F}e^{j\omega t}$,代入式(1)分别得到转子自由进动、转子弯曲响应和转子加重响应方程式

$$((K - \omega^2 M) + j\omega G)\bar{X} = 0 \quad (2)$$

$$((K - \omega^2 M) + j\omega G)\bar{X} = K_0 X_0 \quad (3)$$

$$((K - \omega^2 M) + j\omega G)\bar{X} = \bar{F} \quad (4)$$

设 $A = \begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & K \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} G & K \\ -K & 0 \end{bmatrix}$,对式(3)进行

复模态分析,可建立归一化复模态矩阵 $\psi = \begin{bmatrix} \varphi j\omega \\ \varphi \end{bmatrix}$,

使其满足: $\psi^H A \psi = I, \psi^H B \psi = -j\omega$ 。其中 $\tilde{\omega} = \text{diag}(\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n)$ 。

令 $Y = \begin{bmatrix} \dot{X} \\ X \end{bmatrix} = \psi q, q = \bar{q}e^{j\omega t}, q_0 = \varphi^H K X_0 = \bar{q}_0 e^{j\omega t}$,

将式(3)在复模态空间展开得到转子第 i 阶弯曲响应的幅频特性

$$\bar{q}_i = \frac{\bar{q}_{i0}}{1 - \frac{\omega}{\omega_i}} = \frac{\bar{q}_{i0}}{1 - \lambda_i} \quad (5)$$

类似的令 $S = \varphi^H U_0 \omega^2 (U_0 \text{ 为加重量})$,将式(4)在复模态空间展开,得到转子第 i 阶加重响应的幅频特性

$$\bar{S}_i = \frac{-\omega \bar{S}_{i0}}{\omega - \omega_i} = \frac{\bar{S}_{i0} \lambda_i}{1 - \lambda_i} \quad (6)$$

因此,转子的弯曲响应为

$$\bar{X} = \varphi q = \sum_i \varphi_i q_i = \sum_i \varphi_i \frac{q_{i0}}{1 - \lambda_i} \quad (7)$$

转子的加重响应为

$$\bar{X} = \varphi S = \sum_i \varphi_i S_i = \sum_i \varphi_i \frac{S_{i0} \lambda_i}{1 - \lambda_i} \quad (8)$$

由式(7)和式(8)可以看出,对弯曲转子的某阶振动模态进行平衡: $\omega = \omega_i$ 时,加重响应和弯曲响应相等; $\omega < \omega_i$ 时,弯曲响应更大; $\omega > \omega_i$ 时,加重响应更大。

通过有限元计算主给水泵的前5阶临界转速可知压力级泵转子工作转速下为刚性,如表1所示。因此,工作转速下的弯曲响应要大于加重响应。

表1 各转子临界转速计算值

Tab. 1 The critical speed of rotors r/min

阶次	耦合器 输出轴	耦合器 输入轴	前置泵 转子	压力级 泵转子	电机 转子
1阶	811	1 864	2 489	7 495	14 155

4 振动影响因素分析

4.1 质量偏心的影响

转子制造过程中难免存在一定的质量不平衡,所以出厂前根据《刚性转子的平衡品质要求》^[9]进行平衡。取转子的最高平衡品质级别,计算得到许用剩余不平衡度约为 5×10^{-3} mm。本压力级转子出厂前在德国申克高速动平衡台(SCHENCK CAB706)上完成平衡试验,按不平衡量对称分布得转子两侧校正平面的允许不平衡量为 $958.76 \text{ g} \cdot \text{mm}$,实际不平衡量分别是173和268 $\text{g} \cdot \text{mm}$,满足要求。

4.2 弯曲变形的影响

电动主给水泵热备用期间,压力级转子保持静置状态,转子会因重力作用及温度梯度产生弯曲变形。将转子简化为简支梁模型,根据材料力学理论计算压力级泵转子受重力作用产生的最大变形量约为 1.8×10^{-2} mm,根据文献[10]计算得到转子的偏心约为 1.2×10^{-2} mm。假设转子上下温差为 1°C 时,根据文献[10]计算得到转子的偏心约为 1.9×10^{-2} mm。重力弯曲变形量或热弯曲变形量均远大于质量偏心量,与前文弯曲弹性转子动力学模型的分析结果一致。

4.3 壳体端部的温度场

压力级转子热备用期间,暖泵水从泵的出口母管引至泵腔底部,逆向流动至泵入口然后返回除氧器。经测试发现转子运行时入口处流体温度比暖泵时高约 7°C ,因此转子上表面与暖泵水间对流换热小于下表面,转子轴截面的温差使得转子产生向上热弯曲变形。由于壳体保温及开孔等影响,转子的实际热变形更复杂。

由于泵壳体上未安装温度探头,加上壳体保温层的影响,压力级泵热备用时仅对端部进行红外热成像间接分析,如图8所示。

图8显示端部温度场比较复杂,端部壳体顶部的温度高出底部约 10°C ,左右温差约 7°C 。根据传热学理论,静置转子沿轴向/径向均存在温度梯度产生的弯曲变形。

4.4 振动影响因素

压力级泵转子热启动时,转子的弯曲响应大于

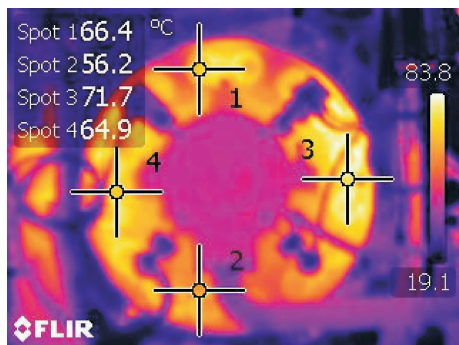


图8 压力级泵端部热成像图(非驱动端)

Fig. 8 Thermal image of pressure pump section (non-driven end)

质量偏心的响应,即刚性弯曲转子的弯曲响应大于加重响应。试验结果如图3、图6和图7所示。

启动加速度的快慢影响流体与转子的对流换热、弯曲变形量与振动响应。由前3次振动试验结果可知,试验3比试验2的启动加速度慢,振动峰值响应不明显,说明转子弯曲变形量小。试验2与试验3均在转子弯曲变形恢复过程中出现1X幅值接近0而1X相位变化 180° 的现象,说明转子重心点、转轴中心点和弯曲变形的等效重心点在同一直线上。由于试验1、试验2和试验3中各测点的振动变化量均不一样,说明转子停运静置的位置应是随机的,且振动响应与启动时的弯曲变形量密切相关。

压力级转子的弯曲变形导致剧烈振动响应,但均是可恢复的弹性变形,所以解体检查未见异常。根据振动试验结果及压力级转子动静间隙情况,电站针对性优化了热启动过程的振动保护定值:再循环工况时,振动幅值达 0.168 mm 后延时 8 s 再停泵;联锁启动时,转子振幅超过 0.168 mm 而未达 0.2 mm ,延时 150 s 后停泵,如振幅达 0.2 mm 延时 5 s 停泵;泵组稳定运行期间,维持原有振动保护定值。电站主给水泵在随后的运行中保持了安全稳定运行。

5 结束语

核电厂电动主给水泵的压力级转子热备用期间存在暂态弯曲,导致热启动初期振动响应剧烈。随着转子的运行,弯曲变形逐步恢复正常后振动趋于稳定,过渡时间约为 20 min 。压力级转子的弯曲响应要大于加重响应,减小启动加速度缓解弯曲变形有助于降低振动响应。根据压力级转子自身的振动特性,对热启动过程的保护定值进行延时优化效果显著。

参 考 文 献

- [1] Hlava J. Model predictive control of the super heater temperature based on a piecewise affine model [C]// Ukacc International Conference on Control. Coventry, UK:[s. n.],2010.
- [2] Cao Qing, Wu Yimin, Zhang Zhimin. The research and analysis on the effect of the transient heating of the nuclear power station pump under thermal shock part i: the foundation and analysis of the differential control equation for the thermoelashcity problem[J]. Journal of Shanghai University, 1995,1(6):633-639.
- [3] Amit A, Walavekar J, Kshirsagar T. Transient thermal analysis of centrifugal pump[C]// ASME 2010 3rd Joint US-European Fluids Engineering Summer Meeting. Montreal, Quebec, Canada:[s. n.],2010.
- [4] Yao Zhifeng, Wang Fujun, Xiao Ruofu, et al. Experimental investigation on pressure fluctuations in suction chamber and volute of a double-suction centrifugal pump[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2012, 43(4):473-479.
- [5] Guo S, Maruta Y. Experimental investigations on pressure fluctuations and vibration of the impeller in a centrifugal pump with vaned diffusers[J]. Jsme International Journal, 2005, 48(48):136-143.
- [6] Briot S, Arakelian V. Complete shaking force and shaking moment balancing of in-line four-bar linkages by adding a class-two RRR or RRP Assur group [J]. Mechanism & Machine Theory, 2012, 57(2):13-26.
- [7] 卓明,杨利花,张岩岩,等. 重型燃机转子的热弯曲变形及振动响应分析 [J]. 机械工程学报,2013,49(6):89-94.
Zhuo Ming, Yang Lihua, Zhang Yanyan, et al. Analysis of rotor thermal bow and vibration response in gas turbine [J]. Journal of Mechanical Engineering,2013, 49(6):89-94. (in Chinese)
- [8] 冯国全,朱梓根. 具有初始弯曲的转子系统的振动特性[J]. 航空发动机,2003,29(1):20-22.
Feng Guoquan, Zhu Zigen. Vibration characteristics of the rotor system with original deformation [J]. Aero-engine,2003,29(1):20-22. (in Chinese)
- [9] GB/T 9239.1—2006 机械振动 恒态(刚性)转子平衡品质要求[S]. 北京:中国标准出版社,2007.
- [10] 寇胜利. 汽轮发电机组的振动及现场平衡 [M]. 北京:中国电力出版社,2007:84-86.



第一作者简介: 杨璋,男,1981年7月生,高级工程师。主要研究方向为大型旋转机械振动监测与故障诊断、转子动力学、电力设备老化与可靠性。曾发表《核电厂上充泵汽蚀诊断及整治研究》(《核动力工程》2016年第37卷第4期)等论文。

E-mail:yangzhang17230a@126.com