doi:10.3969/j.issn.1005－0329.2025.01.014

汽轮机推力轴承浮动挡油环碰磨原因分析及处理措施

彭兴华
（福建福清核电有限公司，福州 350300）

摘　要：为解决汽轮机浮动挡油环与转子碰磨引起的汽轮机振动超标的问题，对浮动挡油环工作原理、工作特性、工作受力和泄漏量等进行了分析，研究发现，进油端浮动挡油环与轴的配合间隙设置合理，能够自由浮动，不存在卡涩和碰磨；但出油端浮动挡油环与轴的上部装配间隙偏小，且防转调节压板与瓦套凹槽上部和侧面间隙设置偏小，运转中挡油环被瓦套夹紧在转轴上，不能自由浮动，碰磨造成汽轮机转子振动偏高。经过对出油端挡油环配合间隙的调整，将防转调节压板与瓦套凹槽的上部、侧面间隙从 0.10 mm 调整为 0.30 mm，将浮动挡油环提起来，保持挡油环底部与轴接触，装配间隙控制在 0~0.05 mm，挡油环顶部与轴的间隙控制在 0.55~0.76 mm，同时，保证挡油环与轴的垂直度、与各端面的平面度不超过 0.03 mm。通过挡油环与轴、各端面配合间隙的调整和装配，实现了挡油环的自由浮动，彻底解决了浮动挡油环碰磨和汽轮机轴瓦振动高的问题。研究结果可为浮动挡油环的设计和应用提供参考。

关键词：振动；浮动；油膜；泄漏量
中图分类号：TH136.2；TB42　　**文献标志码：**A

Analysis and measures for the floating oil ring rubbing in the thrust bearing of the steam turbine

PENG Xinghua
（Fujian Fuqing Nuclear Power Co.，Ltd.，Fuzhou 350300，China）

Abstract: To address the vibration issue caused by the rubbing between the floating oil ring and the shaft in the thrust bearing of the steam turbine，the working principle，working characteristics，leakage rate，and structural relationship of the floating oil ring were analyzed.The results revealed that the clearance between the floating oil ring and the shaft at the oil inlet was reasonably arranged，allowing the floating oil ring to operate freely without jamming.However，the upper assembly gap between the floating oil ring and the shaft at the outlet was relatively small，and the anti-rotation adjusting pressure plate and bush groove upper and side clearances were insufficient.Consequently，the running oil ring，which was clamped on the shaft，could not float freely，resulting in high vibration caused by rubbing.After optimizing the design，the clearance of the floating oil ring at the oil inlet and the upper part and side of the groove of the anti-rotation adjusting pressure plate and tile sleeve was adjusted to 0.10 mm to 0.30 mm，and the floating oil ring was lifted and installed to ensure free floating without rubbing.Additionally，the assembly clearance should be controlled at 0.05 mm，and the clearance between the top of the floating oil ring and the shaft should be maintained at 0.55~0.76 mm to ensure that the floating oil ring operates stably.The vertical deviation of flatness is also limited to no more than 0.03 mm.The results show that by addressing the free-floating clearance of the floating oil ring and correcting the alignment deviation，the rubbing issue between the floating oil ring and the shaft is effectively resolved.This study provides a reference for solving vibration problems in the thrust bearing of steam turbines caused by floating oil ring rubbing.

Key words: vibration；floating；oil film；leakage

0　引言

国内某核电站汽轮机的推力轴承采用浸油方式润滑，推力盘的汽轮机侧和发电机侧分别设置一个润滑油回路，润滑油由内径供入，通过外径、出口边排至润滑油箱，润滑油的进油端和出油

收稿日期：2024－03－20　修回日期：2024－07－15

端分别设置一个浮动挡油环，挡油环上下两半，中间用螺栓联接，与汽轮机主轴产生浮动密封效应，防止润滑油从推力瓦瓦体与主轴之间外漏，从而保证润滑油量满足推力瓦的正常需求，如图 1 所示。

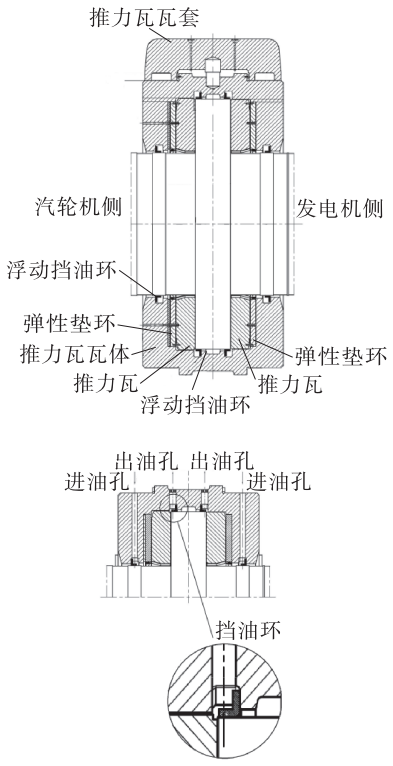


图 1 推力轴承结构示意

Fig.1 Schematic diagram of thrust bearing structure

在机组调试过程中，汽轮机功率升至500 MW以上时，高中压转子 1，2 号轴瓦振动随功率升高而爬升，功率升至 986 MW，振动达到 96 μm，超过报警值，多次启动和停机，反复出现振动高报警。在一次停机过程中轴承箱又出现明显的金属敲击声。经频谱分析，振动以 1 倍频为主，初步判断为汽轮机转子可能存在动静碰磨。经过解体检查发现，2 个出油端的浮动挡油环中间联接螺栓松脱，挡油环上半环挂在汽轮机主轴上，下半环脱落，浮动挡油环接触面发黑、磨损痕迹明显，最大磨损为 0.2 mm，影响汽轮机的安全和可靠运行。

针对浮动型密封，王凤良等[1]通过碰摩运动的非线性动力学分析了转子与浮动油挡发生碰摩的机理；陈浩等[2]通过分析不规则振动特征和碰摩机理指出了浮动环材质不达标和安装位置不合理而产生碰磨的问题；姜广政等[3]通过重新调整浮动油挡提高轴系通过临界区的升速率解决动静摩擦问题；陈建国等[4]通过对机组振动的测试与分析判断故障是由于低压转子两侧滑动轴承浮动油挡卡涩所引起的；刘新亮[5]研究发现，轴承浮动油封环中分面螺钉松脱或断裂、浮动油档套顶部止动销断裂或变形卡涩油封环的问题；胡琼等[6]对环形间隙密封泄漏率的关键影响因子进行了分析研究。李小兵等[7]为了研究不同形式密封结构对高速离心泵密封动力学特性的影响，对环形密封、迷宫密封、轴向槽型密封 3 种不同形式的密封结构进行了研究，结果发现，轴向槽型密封的主刚度系数和主阻尼系数较迷宫密封高出 1 倍以上，密封动力学特性最好。上述文献均未提供解决汽轮机浮动挡油环与转子碰磨引起振动超标问题的相关经验。

本文研究的汽轮机推力轴承浮动挡油环与上述参考文献研究对象相比密封原理相同，结构型式不同，安装要求不同，通过深入剖析浮动挡油环工作原理、工作特性、工作受力和泄漏量等关键要素，分析了浮动挡油环动静碰磨的原因，并提出了具体的处理措施。

1 浮动挡油环密封工作原理和工作特性

1.1 浮动挡油环密封的工作原理

浮动挡油环是一种典型的浮动密封型式，属于轴与密封环之间保持一定装配间隙的流阻型非接触式动密封，其依靠密封间隙中的流体阻力效应实现密封的效果。它的密封机理是建立在流体动力学基础上的动力式密封。在高速旋转的转子与浮动挡油环之间形成一层强有力的油膜，润滑油随着轴的转动产生层流流动或者紊流流动，从而产生流体动力，油膜比较薄，但流体动力很大，刚度也大，从而阻止润滑油从间隙中通过而起到密封作用[8-14]。

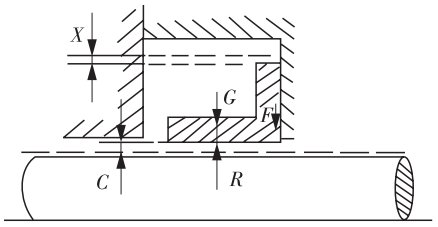
1.2 浮动挡油环密封的工作特性

1.2.1 浮动挡油环的特性

浮动挡油环和轴的表面有较好的粗造度。当转子转动时，浮动挡油环能够随着轴浮动，由于存在间隙，密封间隙中有油膜，摩擦功率较小，可以有效避免固体摩擦。正常运行情况下，密封环不会产生碰磨，密封可靠性高，维护方便，使用寿命长。浮动密封的缺点是零部件制造精度要求高，密封环的同心度、端面垂直度和接触表面的粗糙度对密封性能的影响较大。

1.2.2 浮动挡油环的工作受力分析

浮动挡油环工作时，作用在浮动挡油环上的力有：浮动挡油环的自重 G、密封油膜的流体动力 R、浮动挡油环与静止端面的摩擦力 F 和轴旋转时不平衡质量产生的周期性惯性力等，如图 2 所示。浮动挡油环的流体动力与滑动轴承相似，不同的是滑动轴承中轴相对于滑动轴承是浮动的，浮动挡油环中浮动挡油环相对于轴是浮动的。



X–浮动挡油环的位移；C–浮动挡油环与轴之间的半径间隙
R–油膜动压力；G–浮动环重量；F–端面摩擦力。

图 2 浮动挡油环受力分析

Fig.2 Force analysis of floating oil ring

浮动挡油环与轴之间的流体动压力按下式计算[15]：

$$p = 6.67 \times \frac{\varepsilon \eta n B D}{60 c^2} \tag{1}$$

式中，p 为浮动挡油环的流体动压力，kg/m^2；ε为偏心率，旋转运动不可避免产生偏心，偏心率一般取 0.2~0.5；η为润滑油的动力黏度，kg·s/m^2；ω为轴的旋转角速度，rad/s；B 为浮动挡油环的宽度，m；D 为浮动挡油环的内径，m；c 为半径间隙，m。

由于润滑油内压的作用，浮动挡油环贴近静止端面，浮动时，接触面上会产生摩擦力，按照摩擦定律，摩擦力的大小 F 等于端面的法向压力 P 与摩擦系数 f 的乘积[15]。

$$F = Pf \tag{2}$$

如果摩擦力 F 和浮动惯性力极小，流体动压力极大的情况下，浮动挡油环就能够随着轴的旋转，自由浮动，浮动环的位移 X 及其位移速度（径向）等于旋转轴的位移和位移速度（如图 2 所示），浮动挡油环与旋转轴的径向振动同步，浮动环与轴始终保持接触，产生良好的浮动效果。如果压差太大，导致流体动压力不能克服摩擦力，浮动挡油环则无法自由浮动；如果轴向压力过大，浮动挡油环则无法动弹，这样就不能形成流体密封动压，还可能造成动静碰磨。要想使浮动挡油环始终能够良好工作，必须保证其始终保持随着轴的旋转浮动状态，浮动环与端面的接触面积最小且没有受到浮动干涉，浮动间隙应大于转轴旋转时的振幅，同时浮动环上所有的径向力 R 应大于浮动环端面的摩擦力 F。

实际使用过程中，经常会出现浮动环上所有径向力 R 小于浮动端面的摩擦力 F 的情况，即润滑油产生的流体动压力不能克服摩擦力的干涉。这样浮动挡油环就会产生干磨或者碰磨，无法起到良好的密封效果。

1.2.3 浮动挡油环与轴之间的泄漏量计算

浮动挡油环与轴之间的润滑油流动可能出现层流和紊流 2 种状态，这 2 种状态下的润滑油泄漏量有较大的差别，从流体力学上来讲，流动状态主要用雷诺数的大小来判断。浮动环与轴之间的雷诺数计算式为[15]：

$$Re = 2\omega c / v \tag{3}$$

式中，Re 为雷诺数；v 为润滑油的运动黏性系数。

当雷诺数很小时，润滑油是层流流动。随着轴的旋转速度增加，润滑油由层流流动突变为紊流流动。流量状态突变时的雷诺数与浮动挡油环的偏心度有关，在进行设计计算时，分别从层流和紊流 2 种状态计算浮动挡油环与轴之间的泄漏量。

浮动挡油环间隙中出现层流状态时，润滑油泄漏量计算式为[15]：

$$q = \frac{\pi D \Delta P c^3}{12 \eta B}\left(1 + 1.5\varepsilon^2\right) \tag{4}$$

式中，q 为泄漏量，m^3/s；ΔP 为润滑油内外压差，Pa。

润滑油最大泄漏量发生在设备停车状态，此时浮动环应该是自由地挂在轴上，偏心度为 1，泄漏量约为浮动环与轴同心时的 2.5 倍。

浮动挡油环间隙中出现紊流状态时，润滑油泄漏量计算式为[15]：

$$q = 14.8 D\left(1 + 0.314\varepsilon^2\right)\left(\frac{\Delta P^4 c^{12}}{\rho^3 B^4 \eta}\right)^{1/7} \tag{5}$$

式中，ρ为润滑油的密度。

综上可知，紊流流动时偏心度对泄漏量的影响比层流流动时小得多，但转速对泄漏量影响不大。

1.3 进油端浮动挡油环结构和工作特性

汽轮机推力轴承进油端浮动挡油环设置在推力瓦的内径端，分为上、下 2 个半圆，水平中分面两侧分别用螺栓联接，防转销设置在轴旋转方

向的左上方，浮动挡油环与轴之间的直径间隙为0.60~0.76 mm，大于汽轮机在运行时的轴位移振动最大限制0.26 mm。安装时，进油端浮动挡油环套在轴上，基本上没有干涉，静止状态和运行过程均能够自由的浮动，安装相对方便简单，只保证浮动挡油环和轴的表面粗糙度和垂直度即可（如图3所示）。

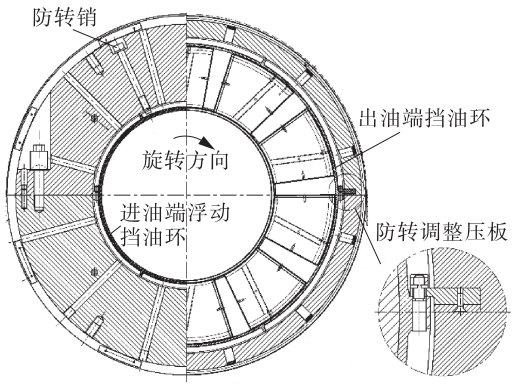


图3 推力轴承进、出油端浮动挡油环结构示意

Fig.3 Structure diagram of oil-inlet and oil-outlet of thrust bearing floating oil ring

1.4 出油端浮动挡油环结构和工作特性

汽轮机推力轴承出油端浮动挡油环设置在推力瓦的外径端，分为上、下2个半圆，水平中分面两侧分别用螺栓联接，在中分面两侧分别设置一组防转调整压板组件，防转调整压板安装在上、下瓦套之间的凹槽中，浮动挡油环与轴之间的直径间隙为0.60~0.76 mm，大于汽轮机在运行时的轴位移振动最大限值0.26 mm。安装时，不仅要控制浮动挡油环与轴的上下左右的间隙，同时，为了能够保证出油端浮动挡油环的浮动密封性（如图3所示），防转调整压板与装配凹槽接触端面之间还需留出足够的间隙，其比进油端浮动挡油环安装精度要求高。

2 浮动挡油环碰磨的原因分析

根据浮动挡油环解体检查情况，进油端浮动油档完好无损，与旋转轴浮动性能较好，能够起到浮动密封的作用。出油端浮动油档与轴之间的总间隙与进油端设计值相同，总间隙能够满足密封的要求。解体检查发现，出油端浮动油档与转轴接触面有明显的碰磨痕迹，浮动油档局部存在过热发黑现象，说明在汽轮机运行过程中，出油端浮动油档不能随着轴的旋转自由浮动，浮动挡油环被上、下瓦套夹紧，径向移动受限，与轴发生了碰磨，引起轴瓦振动升高，经过多次碰磨后，产生严重磨损，中间联接螺栓松脱，造成浮动挡油环上、下半环脱开。

经检查发现，出油端浮动挡油环在安装时，浮动油档与轴的上部、下部的间隙缺少明确的要求和控制，防转调整压板水平方向与凹槽侧端面的间隙设计为0.10 mm，垂直方向与凹槽上端面没有间隙设计要求。浮动挡油环的防转调整压板在垂直方向没有预留上、下浮动的空间，再加上安装过程中，浮动挡油环与轴的上部、下部的间隙没有严格控制。在汽轮机运行过程中，转子在轴瓦油膜的支撑和旋转力的作用下，会向旋转方向的右上方浮动，整个浮动挡油环组件在垂直和水平方向缺少足够的浮动空间，自由浮动受限，旋转过程中，轴与挡油环上半部分产生碰磨，引起汽轮机轴瓦振动随转速升高不断攀升，浮动挡油环严重磨损。

3 出油端浮动挡油环碰磨的处理措施

3.1 出油端浮动挡油环与轴的配合间隙调整

为了保证浮动挡油环随轴自由浮动，对浮动挡油环上部、下部安装间隙进行调整，通过调整浮动挡油环两端的防砖块的高度，并将浮动挡油环提起来，保持挡油环底部与轴接触，装配间隙控制在0~0.05 mm；挡油环顶部与轴的间隙控制在0.55~0.76 mm，也就是挡油环底部与轴之间不留间隙，把总间隙设置在挡油环顶部与轴之间，水平方向与轴之间的间隙左右相等（如图4所示）。这样可以有效补偿汽轮机转子旋转时向右上方浮动产生位移的影响，避免运行时浮动挡油环与轴产生磕碰。

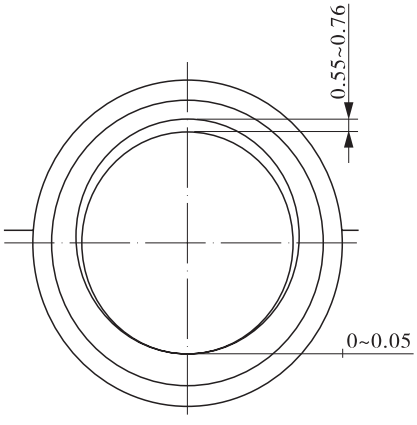


图4 浮动挡油环与轴之间的配合间隙示意

Fig.4 Diagram of the fit clearance between the floating oil ring and the shaft

3.2 出油端浮动挡油环防转调整压板与瓦套凹槽端面配合间隙调整

针对防转调整压板与瓦套凹槽产生干涉而影响浮动挡油环浮动的问题，将压板与瓦套凹槽水平方向各配合端面的间隙由 0.10 mm 调整为 0.30 mm，压板上部与瓦套凹槽垂直端面的间隙设置为 0.30 mm，压板下部与瓦套凹槽支撑的间隙设置为 0（如图 5 所示），防转调整压板的浮动总间隙大于汽轮机转子的最大跳动限值（0.26 mm）。侧面间隙通过加工调整压板的尺寸达到间隙要求，同时保证压板侧面的粗糙度、平面度和垂直度，压板上部的间隙通过加工调整垫片的厚度达到间隙要求，同时保证垫片的粗糙度和平面度。通过调整压板与瓦套凹槽配合间隙的调整，一方面达到浮动挡油环与轴的装配间隙要求；另一方面保证调整压板能够在瓦套凹槽中自由浮动，从而实现浮动挡油环随轴自由浮动而不被夹住，实现密封的作用。

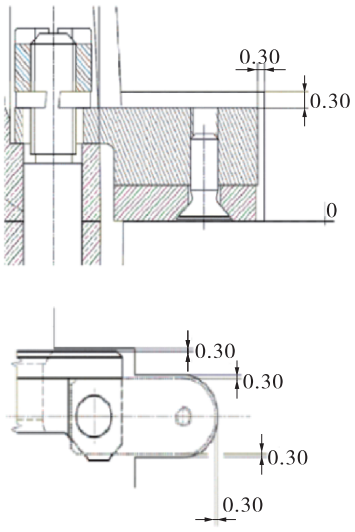


图 5 浮动挡油环防调整压板与瓦套凹槽接触面的间隙示意

Fig.5 Floating oil retaining ring anti-adjustment pressure plate and tile sleeve groove contact surface

4 改进后应用效果

在汽轮机解体检修期间，对出油端浮动挡油环与轴的配合间隙、防转调整压板与瓦套凹槽的配合间隙进行了调整。调整后，浮动挡油环能够随轴旋转自由浮动，密封效果良好，机组已稳定运行 2 年，未出现碰磨和汽轮机振动超标的情况，切实提高了汽轮机运行可靠性。

5 结论

（1）浮动挡油环是汽轮机推力轴承润滑油回路可靠运行的重要部件，其装配间隙和工艺要求必须保证浮动挡油环的浮动性，同时必须满足浮动挡油环泄漏量的要求。

（2）浮动挡油环接触端面的平面度和垂直度应小于 0.03 mm，对接口不允许有错口，以便减少浮动环与各接触面的摩擦阻力和磕碰。

（3）出油端浮动挡油环装配时应考虑轴旋转的上浮因素，保持底部与轴接触，防转压板上端面、水平端面与接触面的间隙应大于轴系的运行最大振幅，间隙不小于 0.30 mm，可以保证浮动挡油环随轴的旋转而自由浮动。

参考文献：

[1] 王凤良，府冬明，崔英龙，等 .300MW 汽轮发电机组轴振跳变分析及处理[J]. 汽轮机技术，2013，55（4）：279 – 281.
WANG F L，FU D M，CUI Y L，et al.Analysis and processing for 300MW steam turbine unit axis vibration fluctuation[J].Turbine Technology，2013，55（4）：279 – 281.

[2] 陈浩，杨建刚，徐厚达，等 . 浮动油档引起的汽轮发电机组不规则振动分析[J]. 汽轮机技术，2016，58（1）：58 – 60.
CHEN H，YANG J G，XU H D，et al.Steam turbine unit random vibration analysis caused by floating oil[J]. Turbine Technology，2016，58（1）：58 – 60.

[3] 姜广政，葛祥 . 某 200 MW 汽轮发电机组摩擦及质量不平衡故障治理[J]. 电站系统工程，2017，33（4）：55 – 57.
JIANG G Z，GE X.Troubleshooting of 200MW steam turbo-generator unit with rubbing and unbalance fault[J].Power System Engineering，2017，33（4）：55 – 57.

[4] 陈建国，谢争先，付怀仁，等 . 滑动轴承浮动油挡引发的不稳定振动故障分析[J]. 汽轮机技术，2018，60（2）：139 – 141.
CHEN J G，XIE Z X，FU H R，et al.Fault analysis of the unsteady vibration caused by the jammed floating seal of journal bearing[J].Turbine Technology，2018，60（2）：139 – 141.

[5] 刘新亮 .600 MW 汽轮机主机轴承浮动油封环优化改造[J]. 技术与市场，2019，26（10）：90 – 91.
LIU X L.Optimization and renovation of floating oil seal ring for 600 MW steam turbine bearing[J].

Technology and Market, 2019, 26(10): 90 – 91.

[6] 胡琼, 肖洋, 卢迪, 等. 环形间隙密封泄漏率计算方法研究[J]. 流体机械, 2021, 49(12): 49 – 54.
HU Q, XIAO Y, LIU D, et al. Study on leakage calculation methods of annular clearance seals[J]. Fluid Machinery, 2021, 49(12): 49 – 54.

[7] 李小兵, 郭荣, 王晓娜, 等. 不同口环密封结构对转子动力学特性的影响[J]. 流体机械, 2023, 51(1): 57 – 63.
LI X B, GUO R, WANG X N, et al. Effects of different ring seal structures on rotor dynamic characteristics[J]. Fluid Machinery, 2023, 51(1): 57 – 63.

[8] 贾谦, 杨帅, 刘哲, 等. 几何和环境因素对屏蔽电机主泵推力轴承润滑性能的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2023, 41(5): 534 – 540.
JIA Q, YANG S, LIU Z, et al. Influence of geometric and environmental factors on lubrication performance of thrust bearing of shielded motor main pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2023, 41(5): 534 – 540.

[9] 徐利君, 杨雄, 洪云来, 等. 油位高度变化对发电机推力轴承油槽甩油雾问题的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2023, 41(2): 153 – 160.
XU L J, YANG X, HONG Y L, et al. Study on the influence of oil level change on oil mist leakage problem of generator thrust bearing oil tank[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2023, 41(2): 153 – 160.

[10] 魏邦华. 二次滤网主轴包静密封失效分析及设计改进[J]. 液压气动与密封, 2024, 44(3): 119 – 123.
WEI B H. Failure analysis and design improvement of static seal for chief axis package of twice filter equipment[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2024, 44(3): 119 – 123

[11] 张乐, 何立东, 明玉周, 等. 斜面型自补偿油封的热–结构耦合分析[J]. 机电工程, 2023, 40(7): 1054 – 1060.
ZHANG L, HE L D, MING Y Z, et al. Thermal-structural coupling analysis of inclined self-compensating oil seal[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2023, 40(7): 1054 – 1060.

[12] 周岳, 康辉民, 刘厚才, 等. 变黏度液体静压轴承的温升特性研究[J]. 机电工程, 2023, 40(10): 1493 – 1501.
ZHOU Y, KANG H, LIU H C, et al. Temperature rise characteristics of variable viscosity hydrostatic bearings[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2023, 40(10): 1493 – 1501.

[13] 吕思妍, 马挺军. 苦荞多肽的制备、功能活性及其在食品中的应用[J]. 包装与食品机械, 2023, 41(4): 69 – 75.
LYU S Y, MA T J. Preparation, functional activity of tartary buckwheat polypeptide and its application in food[J]. Packaging and Food Machinery, 2023, 41(4): 69 – 75.

[14] 赵振, 席雷, 高建民, 等. 顺排圆台通道流动与传热性能的数值研究[J]. 压力容器, 2023, 40(6): 40 – 49.
ZAHO Z, XI L, GAO J M, et al. Numerical study of the flow and heat transfer performance of channels with sequentially arranged frustum of a cone[J]. Pressure Vessel Technology, 2023, 40(6): 40 – 49.

[15] 刘后桂. 密封技术[M]. 长沙: 湖南科学技术出版社, 1981.
LIU H G. Seal technical[M]. Changsha: Hunan Science & Technology Press, 1981.

作者简介: 彭兴华(1976), 男, 高级工程师, 主要从事核电站维修技术管理等相关工作, 通信地址: 350300 福建省福清市三山镇福建福清核电有限公司, E – mail: pengxhy@126.com。

本文引用格式:
彭兴华. 汽轮机推力轴承浮动挡油环碰磨原因分析及处理措施[J]. 流体机械, 2025, 53(1): 113 – 118.
PENG X H. Analysis and measures for the floating oil ring rubbing in the thrust bearing of the steam turbine[J]. Fluid Machinery, 2024, 53(1): 113 – 118.