

固液两相耦合作用抑制汽轮机振动技术研究及装置设计

韩建春¹, 韩荀杰², 荀华¹

(1. 内蒙古电力科学研究院, 内蒙古 呼和浩特 010020; 2. 内蒙古工业大学, 内蒙古 呼和浩特 010080)

摘要:通过对旋转窄间隙环柱中流体的力学研究和固液两相耦合作用的分析, 得出旋转窄间隙环柱中流体将形成一个三维流场的结果, 这一流场将与置于其中的固态物体形成三维力学耦合作用, 由此获得一种能够应用于抑制汽轮机转子振动的方法, 并设计出一种能够安装于汽轮机转子上的振动抑制装置。

关键词:汽轮机转子; 固液两相; 振动

中图分类号:TK 262 **文献标志码:**A **文章编号:**1006-348X(2025)02-0037-05

0 引言

汽轮机作为火电厂、核电站、光热电站等发电企业的主要设备之一, 其转子的振动问题一直以来都是威胁汽轮机安全稳定运行的重要因素。

汽轮机转子的振动是一种在激振力作用下, 绕某一旋转中心涡动的外在表现。涡动是转子的一种运动状态, 转子一方面绕其自身轴线自转, 另一方面绕静平衡位置公转^[1]。在转子仅围绕自转中心进行旋转时, 转子将会稳定在某一固定位置; 当绕某一位置公转时, 转子位置的径向位移, 由此引起转子轴承位置变化, 便形成了转子及轴承的振动。

激振力作为引起汽轮机转子振动的主要原因, 主要包括质量不平衡激振力、油膜激振力、气流激振力等^[2-3]。目前, 通过精密加工和现场动平衡, 使得质量不平衡引起的振动得到很好的解决, 但对于因油膜和气流激振造成的振动较难处理。文中通过研究固液两相产生的耦合作用, 提出了一种提高汽轮机转子运行稳定性, 抑制汽轮机振动的方法, 并设计了一种抑制汽轮机振动的装置。

1 旋转窄间隙环柱中流体的运动

窄间隙环柱为一中空的轴对称环形腔室, 如图 1

所示。当其间隙中充满黏性流体, 并绕其对称轴旋转时, 窄环柱中的流体将在黏性作用下产生旋转。流体这一旋转运动同样满足流体流动微分方程, 即纳维尔-斯托克斯(N-S)方程^[4]。

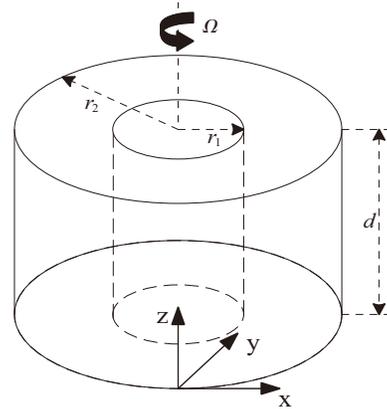


图1 旋转窄间隙环柱几何形状

$$\left[\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \nabla u + 2\Omega \times u \right] = -\frac{1}{\rho_0} \nabla P \quad (1)$$

$$= g\alpha\theta + \nu \nabla^2 u + r \times \left(\frac{\partial \Omega}{\partial t} \right) + f$$

式中: ρ_0 —流体在温度 T_0 时的密度, kg/m^3 ; ν —流体运动黏度, m^2/s ; u —流体速度, m/s ; t —时间, s ; Ω —旋转角速度, rad/s ; r —旋转半径, m ; g —重力加速度, m/s^2 ; f —流体所受外力, N ; P —流体折算压强, Pa 。

$$P = p - p_0 - \frac{\rho_0}{2} (\Omega \times r) \cdot (\Omega \times r) \quad (2)$$

式中: p —流体压力, Pa ; p_0 —流体初始压力, Pa ; θ —流

收稿日期: 2025-01-02

作者简介: 韩建春(1972), 男, 硕士, 高级工程师, 主要从事汽轮机技术方面的研究。

研究探讨 PERSPECTIVE

体温度偏差。

$$\theta = T - T_0 \quad (3)$$

式中： T —流体热力学温度，K； T_0 —流体初始热力学温度，K。

当环柱出现涡动时，环柱在以角速度 Ω_0 自转的同时以角速度为 Ω_p 涡动，总角速度 Ω 即转变为：

$$\Omega = \hat{z}\Omega_0 + \Omega_p = \hat{z}\Omega_0 + |\Omega_p| (\hat{x}\cos\Omega_0 t - \hat{y}\sin\Omega_0 t) \quad (4)$$

$$\frac{\partial \Omega}{\partial t} = |\Omega_p| (\hat{x}\cos\Omega_0 t - \hat{y}\sin\Omega_0 t) \times (\hat{z}\Omega_0) \quad (5)$$

此时流体流动方程将变为：

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \nabla u + 2 \left[\hat{z}\Omega_0 + |\Omega_p| (\hat{x}\cos\Omega_0 t - \hat{y}\sin\Omega_0 t) \right] \times u = -\frac{1}{\rho_0} \nabla P + \nu \nabla^2 u + r \times \quad (6)$$

$$\left[|\Omega_p| (\hat{x}\cos\Omega_0 t - \hat{y}\sin\Omega_0 t) \times (\hat{z}\Omega_0) \right]$$

其中 $r = (x\hat{x} + y\hat{y} + z\hat{z})$ 为位置矢量， $(\hat{x}, \hat{y}, \hat{z})$ 为直角坐标对应的单位矢量，分别为转动切向、径向、轴向。 $u = (u_x + u_y + u_z)$ ，为三维速度场，其在 x, y, z 方向的分量分别为：

$$\begin{cases} u_x = \hat{x} \cdot u_{nk} = \left[\frac{k\pi}{2\Gamma(1 - \sigma_{nk}^2)} \right] \sin\left(\frac{k\pi y}{\Gamma}\right) \cos(n\pi z) \\ u_y = \hat{y} \cdot u_{nk} = \left[\frac{i\sigma_{nk} k\pi}{2\Gamma(1 - \sigma_{nk}^2)} \right] \sin\left(\frac{k\pi y}{\Gamma}\right) \cos(n\pi z) \\ u_z = \hat{z} \cdot u_{nk} = \left[\frac{ik\pi}{2\sigma_{nk}} \right] \cos\left(\frac{k\pi y}{\Gamma}\right) \sin(n\pi z) \end{cases} \quad (7)$$

$$\Gamma = \frac{r_2 - r_1}{d} \quad (8)$$

$$\sigma_{nk} = \frac{n^2}{n^2 + \left(\frac{k}{\Gamma}\right)^2} \quad (9)$$

其中 $k=1, 2, 3, \dots, n=1, 2, 3, \dots$ 。可见，在窄间隙环柱旋转过程中，其窄环柱中的流体将生成一个三维流场。由此可以想见，当此流体中浸没了固体部件，在此三维流场及流体黏性作用下，将对固体部件产生力的作用，这一作用自然将驱动固体部件运动，从而产生固液两相间的耦合作用^[5]。

2 黏性旋转流体固液分界面的受力

对于旋转黏性流体，其在圆柱坐标系中流经固体表面时，运动微分方程为^[6]：

$$\begin{cases} \frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} = \\ f_r - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{u_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial u_\theta}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_r u_\theta}{r} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} = \\ f_\theta - \frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_\theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial r} - \frac{u_\theta}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_z}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} = \\ f_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) \end{cases} \quad (10)$$

式中： f_r, f_θ, f_z 为单位质量的质量力沿三个坐标轴(r, θ, z)的分量， u_r, u_θ, u_z 为速度沿三个坐标轴(r, θ, z)的分量。

法向应力和切向应力的公式分别为：

$$\begin{cases} p_{rr} = -p + 2\mu \frac{\partial u_r}{\partial r} \\ p_{\theta\theta} = -p + 2\mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_r}{r} \right) \\ p_{zz} = -p + 2\mu \frac{\partial u_z}{\partial z} \end{cases} \quad (11)$$

$$\begin{cases} \tau_{r\theta} = \tau_{\theta r} = \mu \left[r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{u_\theta}{r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} \right] \\ \tau_{\theta z} = \tau_{z\theta} = \mu \left[\frac{\partial u_\theta}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} \right] \\ \tau_{zr} = \tau_{rz} = \mu \left[\frac{\partial u_r}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial r} \right] \end{cases} \quad (12)$$

$$\mu = \rho \nu \quad (13)$$

式中： μ —动力黏度，Pa·s； $p_{rr}, p_{\theta\theta}, p_{zz}$ —分别为 r, θ, z 法向应力，Pa； $\tau_{r\theta}$ —分别为法方向为 r 的平面上沿 θ 方向的切应力， $\tau_{\theta r}, \tau_{\theta z}, \tau_{z\theta}, \tau_{zr}, \tau_{rz}$ 类似，Pa。

对于 $\mu > 0$ 的非定常旋转黏性流体，当其与旋转固体产生相对运动时，如汽轮机转子运行过程中的涡动，位置(r, θ, z)为时间 t 的函数，随着 t 的变化，(r, θ, z)及(u_r, u_θ, u_z)均发生变化，由此引起 $p_{rr}, p_{\theta\theta}, p_{zz}, \tau_{r\theta}, \tau_{\theta z}, \tau_{z\theta}, \tau_{zr}, \tau_{rz}, \tau_{r\theta}$ 的变化，这些作用力的变化将驱动固体进行运动。

3 固液两相抑制汽轮机转子振动装置的设计

转子振动是当其受激振力作用时，在轴承控制范围内做的非定常涡动。如前所述，充满黏性流体且随

汽轮机转子一起旋转的窄间隙环柱,黏性流体将形成如式(7)的三维流场。如窄间隙环柱中安装有可移动的固体圆环,圆环与转轴之间无刚性连接,圆环与转轴之间充满黏性液体,当转轴高速旋转时,黏性流体在黏滞力、固液接触面附面层作用力作用下,对圆环产生法向力和切向力,如式(10)–(12),此时便形成一个固液耦合的运动系统。汽轮机转子涡动是一个非定常运动,由式(10)–(12)可知 p_{rr} 、 $p_{\theta\theta}$ 、 p_{zz} 、 $\tau_{\theta r}$ 、 $\tau_{\theta z}$ 、 $\tau_{z\theta}$ 、 τ_{zr} 、 τ_{rz} 、 $\tau_{r\theta}$ 为 (r, θ, z) 的函数,圆环在转子涡动及液体共同作用下,将产生位置变化,并随之带来受力大小和方向的变化,于是圆环将进行与转子运动异步的运动。固液两相耦合抑制汽轮机振动的装置即是在此理论上研究开发,运动圆环作为装置中的主要部件,被命名为行星轮。图2为装置总装示意图。

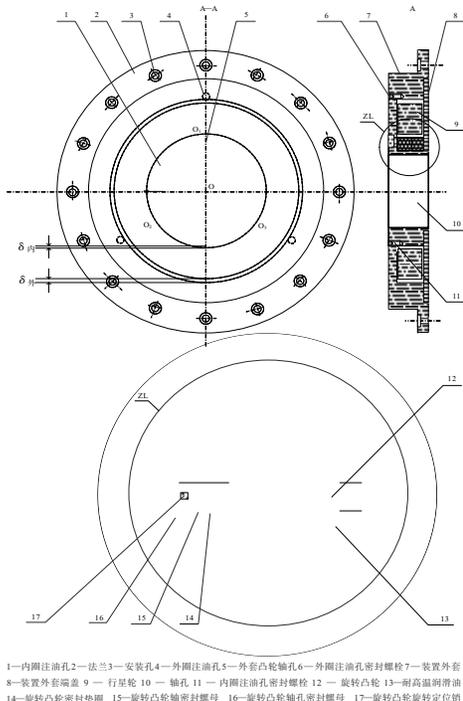


图2 总装示意图

汽轮机转子振动的减振装置主要由法兰、装置外套、装置外套端盖、行星轮、旋转凸轮等主要部件组成,同时还包括:外圈注油孔、内圈注油孔、外圈注油孔密封螺栓、内圈注油孔密封螺栓、旋转凸轮轴密封螺母、旋转凸轮旋转定位销、安装孔等辅助零部件,以及装置内部填充的润滑油。

减振装置中的行星轮设计为一表面光滑的环形圆环,其被外套、外套端盖等封装于外套中。行星轮

与装置外套、外套端盖之间预留有间隙,间隙中充满润滑油。减振装置整体套装在汽轮机转子上,并通过法兰固定于汽轮机末级轮毂上,在汽轮机转子旋转时减振装置整体随转子同步旋转。

由于汽轮机高压缸、中压缸和低压缸排汽口处末级动叶后不再有静叶栅和隔板,因此在汽轮机高、中、低压缸排汽的末级动叶轮毂上适宜设计安装此减振装置。减振装置外套外环内表面设计为细齿形,细齿高度为 h ,均匀分布于内表面,用以增加减振装置在随同汽轮机转子旋转时,对内部润滑油的扰动量,驱使内部润滑油随减振装置一起旋转。如图3、图4所示。

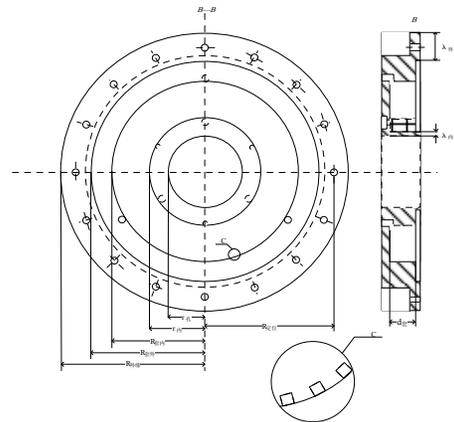


图3 装置外套

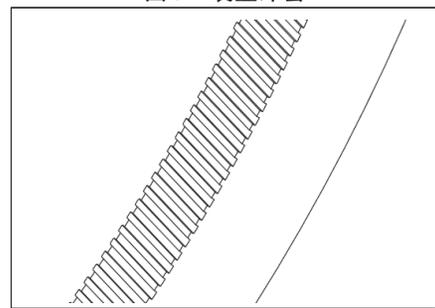


图4 装置外套内表面

细齿高度 h 的确定需要综合考虑转子转速、装置外套外环半径以及内部润滑油黏度等。

当黏性流体流过粗糙固体表面时,黏性底层厚度为^[6]:

$$\delta_{\text{黏}} = \frac{65.6R_{\text{套内}}}{Re^{0.875}} \quad (14)$$

$$Re = \frac{2|\Omega_0| \cdot R_{\text{套内}}^2}{\nu} \quad (15)$$

为了保证装置外套外环对内部润滑油产生足够的扰动,外套外环内表面细齿高度 h 应满足以下条件:

$$h \gg \delta_{\text{黏}} \quad (16)$$

在此条件下,当汽轮机转子旋转过程中,装置将会对内部润滑油产生较强的扰动,从而造成 $u_x \neq 0$ 、 $u_y \neq 0$ 、 $u_z \neq 0$,润滑油的运动将带动行星轮进行运动。

当行星轮中心偏离转轴中心时,参见图5。

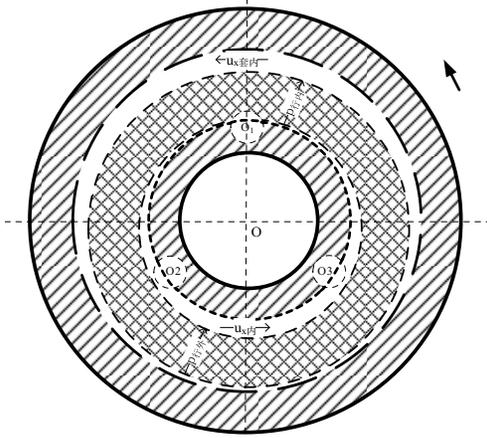


图5 行星轮工作示意图

由于行星轮与装置外套间存在间隙 $\delta_{内}$ 、 $\delta_{外}$,将会造成行星轮不同位置的 $\delta_{内}$ 、 $\delta_{外}$ 有所不同,而产生楔形间隙,且行星轮内外润滑油流速也存在差别。

装置外套外环内表面切向速度

$$|u_{x套内}| = |\Omega_0| \cdot R_{套内}$$

装置外套内环外表面切向速度

$$|u_{x内}| = |\Omega_0| \cdot r_{内}$$

$$R_{套内} > r_{内}$$

$$|u_{x套内}| > |u_{x内}|$$

在行星轮内、外两侧均出现驱使行星轮中心回到转轴中心的力,这些力的方向及大小随着涡动而变化,最终使得行星轮稳定在一个与转轴相对平衡的位置。行星轮在装置外套及内部润滑油作用下,将出现与转子转动速度不同且低于转子转动速度的异步转动。偏心异步转动产生的最大离心力^[7]:

$$F_{行星轮离心力} = m_{行} \cdot \Omega_{行}^2 \cdot \delta_{内} \quad (17)$$

式中: $m_{行}$ —行星轮质量, kg; $\Omega_{行}$ —行星轮绕转轴涡动角速度, rad/s。

因 $\Omega_{行} \neq \Omega_0$,行星轮离心力 $F_{行星轮离心力}$ 将与汽轮机转子涡动离心力异向,从而行星轮离心力起到抑制汽轮机转子涡动的作用,实现降低汽轮机转子振动的目的。为了保证行星轮外缘不会与外套内表面接触,要求 $\delta_{外} \gg \delta_{内}$ 。

为了方便汽轮机转子现场动平衡,装置外套内环内部设计安装有旋转凸轮,旋转凸轮形状见图6。

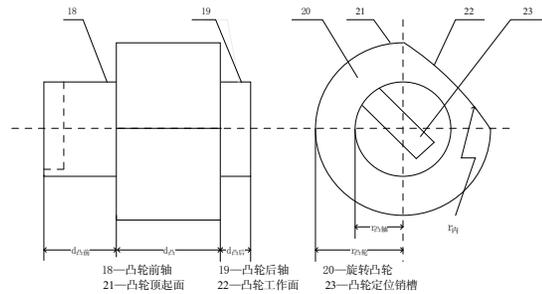


图6 旋转凸轮

三个旋转凸轮外形尺寸、质量完全相同,分别安装于减振装置外套内环内,三个旋转凸轮轴心位置 O_1 、 O_2 、 O_3 、连线所成三角形 $\triangle O_1O_2O_3$ 为等边三角形,三角形内接圆圆心为减振装置的几何中心 O ,即旋转凸轮转轴与减振装置旋转中心的圆心距有以下关系:

$$OO_1 = OO_2 = OO_3$$

$$O_1O_2 = O_2O_3 = O_3O_1$$

由此三个旋转凸轮在随汽轮机转子转动期间的离心力大小:

$$F_{O1} = F_{O2} = F_{O3}$$

因此三个旋转凸轮不会影响汽轮机转子的原有平衡状态^[8]。

三个旋转凸轮顶起面圆弧半径 $r_{凸轮}$ 、凸轮工作面圆弧半径等于装置外套内环外表面半径,均为 $r_{内}$ 。旋转凸轮与减振装置圆心距,旋转凸轮顶起面圆弧半径 $r_{凸轮}$ 、凸轮工作面圆弧半径、装置外套内环外表面半径、行星轮内缘至装置外套内环内表面间隙之间存在以下关系:

$$OO_1 + r_{凸轮} = r_{内} + \delta_{内}$$

当旋转凸轮顶起面旋出时,顶起高度即为:

$$\delta_{内} = OO_1 + r_{凸轮} - r_{内}$$

因此,当三个行星轮将顶起面旋出时,旋转凸轮将在三个方向与内部行星轮接触,实现对行星轮的三角支撑,使得行星轮无法再进行移动,达到退出减振装置工作的目的,如图7所示,此时即可进行对汽轮机转子的动平衡及其他工作。当需再次投入减振装置工作时,将三个旋转凸轮工作面全部旋出即可。

4 结语

近年来,随着火电机组朝着大容量、高参数方向的不断发展,大容量汽轮机单位容量的转子质量有所下降,因汽流激振造成的机组振动也屡见不鲜。现有

技术条件下,如出现汽流激振造成的机组振动时,一般首先采取的是改变机组进汽阀序的策略,当此措施难以取得满意的效果时,更多的机组只能采用减负荷、降参数的方法,这将严重影响机组的安全性和经济性。文中所述通过固液两相耦合作用,抑制汽轮机振动的方法和装置,将有效提高汽轮机转子运行的稳定性。随着机械加工精度的不断提高和材料科学的不断进步,这一着眼于提高汽轮机转子本身振动阻尼的技术方法也将会有非常广阔的应用前景。

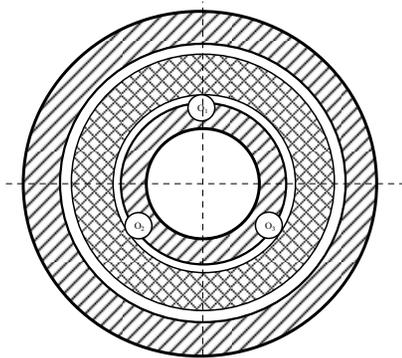


图7 凸轮旋出示意图

参考文献:

- [1] 袁惠群. 转子动力学基础[M]. 北京:冶金工业出版社,2014.
- [2] 寇胜利. 汽轮发电机组的振动及现场动平衡[M]. 北京:中国电力出版社,2007.
- [3] 施维新,石静波. 汽轮发电机组振动及事故(第二版)[M]. 北京:中国电力出版社,2017.
- [4] Keke Zhang(张可可),Xinhao Liao(廖新浩). 旋转流体理论与数值模拟——热对流、惯性流和进动流[M]. 李力刚,译. 北京:科学出版社,2020.
- [5] 蒋河川. 旋转超重力和非对称表面结构对热湍流的影响[M]. 北京:清华大学出版社,2023.
- [6] 孔珑,蔡国琰,薛海燕. 工程流体力学(第四版)[M]. 北京:中国电力出版社,2014.
- [7] 周衍柏. 理论力学教程(第四版)[M]. 北京:高等教育出版社,2018.
- [8] 陈秀宁,顾大强. 机械设计基础(第五版)[M]. 杭州:浙江大学出版社,2024.

(上接第24页)

研究发现,随着换流器额定容量、额定交流电流有效值的减小,在MMC容量约束、交流电流有效值约束下的柔直功率运行区间也减小;电压调制比约束主要影响柔直发出无功功率的能力。

参考文献:

- [1] 屠卿瑞,陈志光,曾耿晖,等. 模块化多电平换流器稳态功率运行范围的确定方法[J]. 电力系统自动化,2015,39(10):131-137.
- [2] YUE C,HAO Q,WANG S. Operating area of modular multilevel converter station considering the constraint of internal dynamics[C]//2019 4th IEEE Workshop on the Electronic Grid.Xiamen,China:IEEE,2019:1-7.
- [3] 周保荣,李选平,杨健,等. 向无源电网供电的MMC-HVDC稳态运行区域分析[J]. 智慧电力,2020,48(6):98-104.
- [4] HAO Q,LI B,SUN Y, et al. Operating region and boundary control of modular multilevel converter station under unbalanced grid conditions[J]. IEEE Transactions on Power Delivery,2020,35(3):1146-1157.
- [5] KIM H, KIM S, CHUNG Y, et al. Operating region of modular multilevel converter for HVDC with controlled second-order harmonic circulating current: elaborating P-Q capability[J]. IEEE Transactions on Power Delivery,2016,31(2):493-502.
- [6] 林环城,王志新. MMC功率运行区域分析及环流切换控制策略[J]. 电力自动化设备,2018,38(8):31-37.
- [7] 孔明,汤广福,贺之渊,等. 模块化多电平HVDC输电系统功率运行区间的优化方法[J]. 中国电机工程学报,2013,33(21):45-52,192.
- [8] 丛佳琦,辛业春,周纯莹. MMC-HVDC功率运行区间的优化控制方法[J]. 电力电子技术,2018,52(2):4-6,20.
- [9] WANG J,LIANG J,GAO F, et al. A closed-loop time-domain analysis method for modular multilevel converter[J]. IEEE Transactions on Power Electronics,2017,32(10):7494-7508.
- [10] LIU Z, LI K, WANG J, et al. A general model of modular multilevel converter for analyzing the steady-state performance optimization[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics,2021,68(2):925-937.