doi:10.12068/j.issn.1005－3026.2026.20240228

考虑温度影响的可调矢量喷管磨损预测

姚思博[1,2]，罗 忠[1,2]，张宏伟[1,2]，许春阳[3]
（1.东北大学 机械工程与自动化学院，辽宁 沈阳 110819；2.东北大学 航空动力装备振动及控制教育部重点实验室，辽宁 沈阳 110819；3.中国航发沈阳发动机研究所，辽宁 沈阳 110015）

摘 要：针对航空发动机可调矢量喷管机构在高温重载的复杂环境下运行时部件磨损会影响喷管喉道及出口的面积精度，进而导致喷气机出现偏转不准确的问题，提出了一种考虑温度影响的磨损预测方法．首先，建立考虑温度的磨损及摩擦模型，根据滚子–衬套运动副的运动特性，建立磨损轮廓更新模型，结合有限元理论，建立考虑温度影响的机构动力学模型．然后，基于真实材料的实测试验数据，对所建立的磨损及摩擦模型进行修正．最后，对滚子–衬套运动副进行磨损预测．结果表明，滚子在270°附近的磨损最为严重，同时衬套的磨损面积随着循环次数增加而增大．随着温度升高，衬套的磨损越小，但滚子的磨损越严重．

关 键 词：航空发动机；可调矢量喷管；摩擦试验；磨损试验；加温试验
中图分类号：V 231.91 **文献标志码**：A **文章编号**：1005-3026(2026)04-0087-08

Wear Prediction of Adjustable Vector Nozzle Considering Temperature Influence

YAO Si-bo[1,2], *LUO Zhong*[1,2], *ZHANG Hong-wei*[1,2], *XU Chun-yang*[3]
(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China; 2. Key Laboratory of Vibration and Control of Aero-Propulsion System, Ministry of Education, Northeastern University, Shenyang 110819, China; 3. AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang 110015, China. Corresponding author: LUO Zhong, E-mail: zhluo@mail.neu.edu.cn)

Abstract: Aiming at the issue of inaccurate deflection of jet during the operation of the adjustable vector nozzle mechanism in complex high-temperature/heavy-duty environments, due to wear can affect the accuracy of nozzle throat/outlet area, a wear prediction method considering temperature effect is proposed. Firstly, the wear and friction models considering temperature are established. According to the roller-bushing motion pair motion characteristic, the wear profile update model is established. Combined with finite element theory, the mechanism dynamics model considering temperature is established. Then, based on the actual experimental data, the established wear and friction models are modified. Finally, predict the wear of the roller-bushing motion pair. The results indicate that the wear of the roller is most severe around 270°, and the wear area of the bushing increases with the number of cycles. As the temperature increases, the wear of the bushing decreases, but the wear of the roller becomes more severe.

Key words: aircraft engine; adjustable vector nozzle; friction experiment; wear experiment; temperature experiment

航空发动机可调矢量喷管机构具有全方位偏转的优点，可为喷气机提供垂直和短距离起降的能力，还能提供额外的机动性能，使其成为高性能喷气机的关键机构之一[1]．但可调矢量喷管长期处于高温重载环境，滚子–衬套运动副的严重磨损导致喉道及出口面积调节精度下降，进而引发喷气机偏转方向偏差与加减速失控[2]．因此，开展考虑温度影响的可调矢量喷管机构的磨损

收稿日期：2024-12-13
基金项目：国家科技重大专项(J2019-IV-0002-0069)；国家自然科学基金资助项目(12272089)；中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(N2003013,N2303002)．
作者简介：姚思博(1996—)，男，辽宁沈阳人，东北大学博士研究生．
通信作者：罗 忠，E-mail:zhluo@mail.neu.edu.cn.

预测,为可调矢量喷管机构结构优化设计和失效评估标准提供理论依据.

目前,许多学者开始关注可调矢量喷管机构方面的研究.Zhou等[3]基于闭环矢量法、螺杆理论及虚功原理,结合并联机械运动学模型,研究了轴对称推力矢量喷管(axisymmetric vectoring exhaust nozzle,AVEN)驱动机构的运动特性及其刚度性能.Zhang等[4]基于Lagrange法、混合接触力模型和LuGre摩擦力模型研究了运动副间隙及摩擦特性对AVEN动力学特性的影响,在此基础上,研究了磨损与机构间隙的关系.Li等[5]在进行AVEN机构运动学研究时,发现其驱动机构存在奇异性问题,针对此问题提出了一种基于构型追踪算法和扩展方程算法的消除奇异性方法.Yao等[6]针对于AVEN流场结构,建立了流场分析模型,研究了气热载荷及气动载荷对AVEN结构的影响.

学者主要针对航空发动机各运动机构的流场、运动学和动力学方面进行研究[7],对各运动机构工作在高温环境下的磨损变化情况研究较少.磨损是影响机构运动准确性和可靠性的主要因素之一,许多学者对机构磨损[8]问题进行了研究.Wang等[9]采用绝对节点坐标法,建立出5连杆机构的运动方程,并基于Archard磨损模型,对机构的磨损深度进行了预测.Hou等[10]以3RSR平行机构为研究对象,基于Flores接触力模型和修正库仑摩擦模型,建立了考虑球关节间隙磨损的动力学模型,采用四阶龙格-库塔法进行求解,研究发现球关节出现不规则磨损.Chen等[11]以7连杆机构为研究对象,基于Lankarani-Nikravesh接触力模型,修正库仑摩擦模型及Archard磨损模型,提出了一种非均匀磨损间隙的动力学模型,并分析了磨损时间、摩擦系数等因素对机构动态响应的影响.Li等[12]基于拉格朗日法,提出了一种考虑多关节磨损的动力学模型,采用Archard磨损模型,计算机构关节的磨损情况,利用LuGre模型,研究了摩擦对动力学响应的影响.Jiang等[13]以9连杆机构为研究对象,建立了一种考虑不规则磨损间隙的动力学模型,对比了不同摩擦模型对机构动力学响应的影响,进行了考虑多磨损间隙的平面多连杆机构计算,研究了磨损对机构非线性动力学特性的影响,并通过试验验证了所建立模型的正确性.

现有研究多聚焦常温工况下的关节磨损预测,温度对材料摩擦学特性的非线性影响尚未明晰.因此,本文以轴对称推力矢量喷管机构中的滚子-衬套运动副为研究对象,在传统Archard磨损模型中引入温度项,建立磨损轮廓更新模型,将动力学理论与实测试验数据相结合,进行机构关节的磨损预测.

1 考虑温度的矢量喷管摩擦磨损模型

以某型航空发动机AVEN机构为研究对象,如图1a所示.该机构由多个结构相同的单链机构所组成,考虑到各单链机构的工作原理基本相同,为提高计算效率,结合可调矢量喷管机构单链机构的运动特点,构建了如图1b所示的可调矢量喷管机构模型.可调矢量喷管机构通过两个驱动机构分别控制转向控制环和收敛调节环的运动,以此实现矢量偏转的控制和喷管喉道面积的改变.在工作过程中,由于高温燃气的作用,导致滚子与衬套(位于收敛调节环上)间的磨损严重,进而影响喷管喉道及出口处面积精度,造成喷气机偏转方向及加减速大小不准确.为了探究滚子-衬套运动副中真实材料的磨损特性,开展了材料级摩擦磨损试验,建立考虑温度的轴对称推力矢量喷管机构磨损预测模型,预测滚子-衬套运动部件在工作过程中的磨损变化情况.

采用有限元仿真与数值计算相结合的方法,来计算滚子与衬套在运动过程中的磨损变化情况,具体过程为:首先,通过计算流体动力学计算出AVEN机构在运动过程中流固耦合处气动载荷及热载荷的变化情况;然后,将气动载荷等效成为等效气动力,并作为动力学模型的力边界条件;随后,将热载荷作为结构热分析的边界条件,计算机构在运动过程中的温度变化情况;最后,通过动力学计算,计算出滚子与衬套间的载荷、相对速度及温度的变化规律,以此作为滚子-衬套磨损分析的边界条件.

1.1 考虑温度影响的摩擦/磨损模型

目前,多数学者采用经典Archard磨损模型[14-15]进行机构磨损的计算,其公式为

$$\frac{\mathrm{d}W}{\mathrm{d}t}=\frac{k_{\mathrm{w}}F_{\mathrm{N}}v}{H}. \tag{1}$$

式中:$\mathrm{d}W$表示磨损增量;$\mathrm{d}t$表示时间增量;k_{w}表示磨损系数;F_{N}表示法向力;v表示相对滑动速度;H表示硬度.

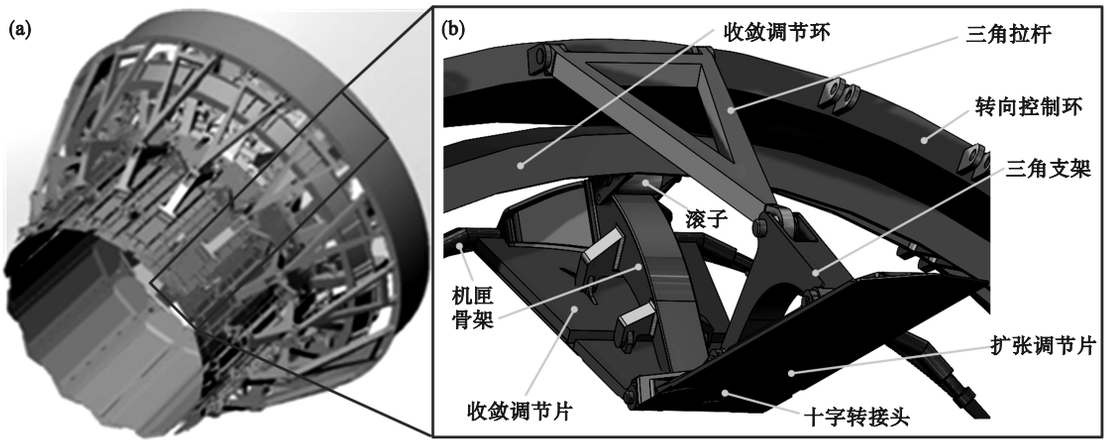


图1　AVEN机构示意图

Fig. 1　AVEN mechanism schematic diagram

(a)—AVEN机构;(b)—单链AVEN机构.

但经典Archard磨损模型并未考虑到温度对磨损影响,因此,在式(1)中引入温度项,即

$$\frac{\mathrm{d}W}{\mathrm{d}t}=\frac{k_{\mathrm{w}}TF_{\mathrm{N}}v}{H}. \tag{2}$$

式中,T表示温度.

式(2)仅将磨损考虑为载荷、速度及温度的线性关系,在真实材料的磨损试验[16-17]中发现,磨损与载荷、速度及温度往往呈非线性关系.因此,式(2)可改写为

$$\frac{\mathrm{d}W}{\mathrm{d}t}=\frac{k_{\mathrm{w}}T^{o_1}F_{\mathrm{N}}^{p_1}v^{q_1}}{H}. \tag{3}$$

式中:o_1表示温度磨损指数;p_1表示载荷磨损指数;q_1表示速度磨损指数.

基于高温摩擦试验数据,摩擦系数可表征为温度、载荷与速度的指数函数,即

$$\mu=\mu_0T^{o_2}F_{\mathrm{N}}^{p_2}v^{q_2}. \tag{4}$$

式中:μ表示摩擦系数;μ_0表示摩擦系数常数;o_2表示温度摩擦系数指数;p_2表示载荷摩擦系数指数;q_2表示速度摩擦系数指数.

1.2　轮廓更新模型

AVEN机构在运动过程中,由于气动载荷始终垂直作用在收敛调节片和扩张调节片上,使得滚子-衬套运动副始终处于连续接触状态.滚子与衬套间的关节力即为滚子与衬套间的接触力,其受力原理如图2所示,且关节力与接触力的关系为

$$F_{\mathrm{T}}=\sqrt{F_x^2+F_y^2}=\sqrt{f_{\mathrm{N}}^2+F_{\mathrm{N}}^2}. \tag{5}$$

式中:F_{T}表示关节合力;F_x表示关节在x方向的力;F_y表示关节在y方向的力;f_{N}表示切向力.

根据库伦摩擦模型可知

$$f_{\mathrm{N}}=\mu F_{\mathrm{N}}. \tag{6}$$

将式(4)和式(6)代入式(5)可得

$$F_{\mathrm{T}}=F_{\mathrm{N}}\sqrt{1+AF_{\mathrm{N}}^{2p_2}}, \tag{7}$$

$$A=\left(\mu_0v^{q_2}T^{o_2}\right)^2. \tag{8}$$

通过式(7)可计算出关节接触时的正压力F_{N},并将该值代入式(4)和式(6),可计算出机构在运动过程中的摩擦系数及摩擦力.

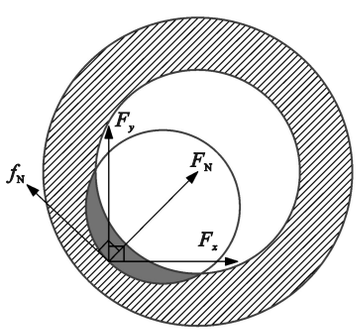


图2　关节受力示意图

Fig. 2　Schematic diagram of joint force

采用Hertz接触理论,可计算出在接触区域处的穿透深度及接触半宽分别为

$$\delta=\left(\frac{3F_{\mathrm{N}}}{4E^*\sqrt{R^*}}\right), \tag{9}$$

$$a=\sqrt{\frac{4F_{\mathrm{N}}R^*}{\pi LE^*}}, \tag{10}$$

$$E^*=\frac{1}{\dfrac{1-\mu_1^2}{E_1}+\dfrac{1-\mu_2^2}{E_2}}, \tag{11}$$

$$R^*=\frac{1}{\left|\dfrac{1}{R_{\mathrm{c1}}}-\dfrac{1}{R_{\mathrm{c2}}}\right|}. \tag{12}$$

式中:δ表示穿透深度;a表示接触半宽;R^*表示等效半径;L表示接触长度;E^*表示等效弹性模量;

μ_1,μ_2表示泊松比;E_1,E_2表示弹性模量;R_{c1},R_{c2}表示接触半径.

可计算出接触面积为

$$S=2aL. \tag{13}$$

计算出磨损深度及磨损半角为

$$\left.\begin{aligned} h_1&=\frac{\mathrm{d}W_1}{S},\\ h_2&=\frac{\mathrm{d}W_2}{S}. \end{aligned}\right\} \tag{14}$$

$$\left.\begin{aligned} \theta_{w1}&=\arcsin\left(\frac{a}{R_{c1}}\right),\\ \theta_{w2}&=\arcsin\left(\frac{a}{R_{c2}}\right). \end{aligned}\right\} \tag{15}$$

式中:h_1与h_2表示磨损深度;θ_{w1}与θ_{w2}表示磨损半角;$\mathrm{d}W_1$与$\mathrm{d}W_2$表示磨损增量.

机构各关节处的作用力、速度及温度都在实时变化,经历一段时间的运行后,会导致关节轮毂不能保持为圆形.为便于接触计算,可将关节轮廓进行离散化处理,以得到任意时刻下的接触半径.具体过程为,将关节轮廓分成若干个区域,每进行一个子步数计算时,各区域上的接触半径均会进行更新.假设初始接触角度位置为0,则任意时刻下的角度位置为

$$\theta_t=\theta_{12}-360\left(k_n-1\right), \tag{16}$$

$$k_n=\left\lfloor\frac{\theta_{12}}{360}\right\rfloor. \tag{17}$$

式中:θ_t表示相对转动角度;θ_{12}表示相对累计转动角度;k_n表示相对转动圈数;$\lfloor\ \rfloor$表示向下取整.

1.3 动力学模型

所研究的轴对称推力矢量喷管机构流场工况为实际工况,如表1所示.

表1 流场工况

Table 1 Fluid field conditions

参数	单位	数值
进口流量	kg/s	210
进口总压力	MPa	0.41
进口总温度	K	741.19
密度	kg/m^3	1.205

AVEN喉道入口处直径约为0.81 m,喉道出口处直径约为0.5 m.通过计算估算出气体雷诺数约为1×10^7,为高雷诺数气体,故可采用RNG κ-ε湍流模型[18]进行流场求解,其控制方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho_f\kappa\right)+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho_f\kappa u_i\right)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_\kappa\mu_{eff}\frac{\partial\kappa}{\partial x_j}\right)+G_\kappa+G_b-\rho_f\varepsilon-Y_M+S_\kappa, \tag{18}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho_f\varepsilon\right)+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho_f\varepsilon u_i\right)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_\varepsilon\mu_{eff}\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right)+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{\kappa}\left(G_k+C_{3\varepsilon}G_b\right)-C_{2\varepsilon}\rho_f\frac{\varepsilon^2}{\kappa}+\frac{C_\mu\rho_f\eta^3\left(1-\dfrac{\eta}{\eta_0}\right)}{1+\beta_1\eta^3}\frac{\varepsilon^2}{\kappa}+S_\varepsilon. \tag{19}$$

式中:ρ_f为流体密度;κ为湍动能;x_i和x_j为位移分量;u_i为流体速度分量;α_κ为湍动能κ的有效普朗特数的倒数;μ_{eff}为有效湍流黏度;G_κ为平均速度梯度引起的湍流动能产生项;G_b为浮力产生的湍流动能产生项;ε为耗散率;Y_M为可压缩湍流中波动膨胀对总散耗率的贡献;α_ε为耗散率ε的有效普朗特数的倒数;$C_{1\varepsilon}$,$C_{2\varepsilon}$,$C_{3\varepsilon}$,η_0,β_1,C_μ为常数;S_κ,S_ε为源项.

采用稳态热传导理论求解运动过程中整个机构的温度[19],其控制方程为

$$\boldsymbol{K}_T\boldsymbol{T}=\boldsymbol{Q}. \tag{20}$$

式中:$\boldsymbol{K}_T$为热传导矩阵;$\boldsymbol{T}$为温度矩阵;$\boldsymbol{Q}$为热流矩阵.

采用弱耦合[20]进行动力学计算,其控制方程为

$$\begin{bmatrix}\boldsymbol{M}&0\\0&0\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\ddot{\boldsymbol{q}}\\\ddot{\boldsymbol{T}}\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}\boldsymbol{C}&0\\0&0\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\dot{\boldsymbol{q}}\\\dot{\boldsymbol{T}}\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}\boldsymbol{K}&0\\0&\boldsymbol{K}_T\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\boldsymbol{q}\\\boldsymbol{T}\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}\boldsymbol{F}+\boldsymbol{F}_P\\\boldsymbol{Q}\end{bmatrix}. \tag{21}$$

式中:$\boldsymbol{M}$为质量矩阵;$\boldsymbol{q}$为位移矩阵;$\boldsymbol{C}$为阻尼矩阵;$\boldsymbol{K}$为刚度矩阵;$\boldsymbol{F}$为载荷矩阵;$\boldsymbol{F}_P$为流场压力矩阵.

由于有限元的计算量往往很大,计算时间较长,每个子步数都进行计算会消耗大量时间,因此,为了减少计算量,本文将外部气动载荷和热载荷等效为外部等效气动力和等效温度,假设各部件上划分成若干区域,则各部件上的等效气动力及等效温度如下.

等效气动力为

$$F_{kj}=\Delta P_{kj}A_{kj}, \tag{22}$$

$$\Delta P_{kj}=\frac{P_{kj}+P_{kj+1}}{2}. \tag{23}$$

式中:F_{kj}表示部件k上区域j处的等效气动力;ΔP_{kj}表示部件k上区域j处的平均气动载荷;A_{kj}表示部件k上区域j处的面积;P_{kj}表示部件k上区域j处的气动载荷;P_{kj+1}表示部件k上区域j+1处的气动载荷.

等效温度为

$$T_k=\frac{\sum T_{kj}}{N}. \tag{24}$$

式中:T_k表示部件k的平均温度;T_{kj}表示部件k上

编号为j的单元温度;N表示单元个数.

在高温环境中,温度会对轴对称推力矢量喷管机构中各零部件的结构尺寸产生较大的影响,为此,根据热膨胀理论,建立各部件在机构运动过程中结构尺寸的变化情况:

$$l_k(T)=\left(1+\gamma_k\Delta T\right)l_{k0}. \tag{25}$$

式中:$l_k(T)$表示部件k在热载荷影响下的实际长度;γ_k表示部件k的线膨胀系数;l_{k0}表示部件k在室温下的长度;ΔT表示温差.

2　考虑温度影响的摩擦/磨损模型修正

由于缺少AVEN真实材料的试验数据,需先进行材料级摩擦/磨损试验,在摩擦/磨损试验的基础上,对所建立的摩擦系数模型和磨损模型进行参数修正,以此建立适用于滚子及衬套的摩擦系数模型及磨损模型.试验设备为高温环-块摩擦磨损试验台,研究对象为AVEN的衬套和滚子,材料分别为1Cr11Ni2W2MoV和GH2132,其材料参数[21]如表2及表3所示.

考虑到载荷、转速及温度为主要影响因素,采用三因子四水平的正交试验进行材料级试验,具体试验方案如表4所示,每组试验3次,在室温环境下进行,试验时长均为60 min.采用称量法测出磨损变化量.在试验过程中,为避免磨损碎片黏附在试样表面,导致称量精度的降低,在试验前后利用超声清洗机清洗试样表面,每次试验均超声清洗30 min,之后将试样放入烘箱中烘干30 min,考虑到清水会导致金属试样氧化,清洗剂采用丙酮.

表2　1Cr11Ni2W2MoV的材料参数

Table 2　Material parameters of 1Cr11Ni2W2MoV

温度/℃	热导率×10³ W·mm⁻¹·℃⁻¹	线膨胀系数×10⁶/℃⁻¹	弹性模量/GPa	泊松比
20	20.9	9.3	196	0.3
100	22.2	9.3	—	0.3
200	23.9	10.3	—	0.3
300	25.5	10.8	172	0.3
400	27.2	11.3	162	0.3

表3　GH2132的材料参数

Table 3　Material parameters of GH2132

温度/℃	热导率×10³ W·mm⁻¹·℃⁻¹	线膨胀系数×10⁶/℃⁻¹	弹性模量/GPa	泊松比
100	14.2	15.37	193	0.375
200	15.9	16.09	186	0.375
300	17.2	16.31	181	0.375
400	18.8	16.84	173	0.375

采用Levenberg-Marquardt算法,对摩擦及磨损试验数据进行拟合计算,将拟合后的数据代入式(3)及式(4),并通过计算可得

$$\left.\begin{aligned}\frac{\mathrm{d}W_{12}}{\mathrm{d}t}&=9.4\times10^{-3}\times T^{-0.590}F_{\mathrm{N}}^{0.631}v^{0.048},\\ \frac{\mathrm{d}W_{21}}{\mathrm{d}t}&=3.714\times10^{-14}\times T^{0.989}F_{\mathrm{N}}^{0.997}v^{1.485}.\end{aligned}\right\} \tag{26}$$

式中,$\mathrm{d}W_{12}$与$\mathrm{d}W_{21}$表示衬套与滚子的磨损增量.

$$\mu=2.673\times F_{\mathrm{N}}^{-0.114}v^{-0.0382}T^{-0.124}. \tag{27}$$

表4　试验方案

Table 4　Experimental scheme

编号	载荷/N	转速/(r·min⁻¹)	温度/℃	编号	载荷/N	转速/(r·min⁻¹)	温度/℃
1	250	30	100	9	750	30	300
2	250	60	200	10	750	60	400
3	250	120	300	11	750	120	100
4	250	180	400	12	750	180	200
5	500	30	200	13	1 000	30	400
6	500	60	100	14	1 000	60	300
7	500	120	400	15	1 000	120	200
8	500	180	300	16	1 000	180	100

3　AVEN磨损分析

通过式(18)~式(25)可计算出滚子与衬套间的载荷、相对速度与温度的关系如图3所示.

考虑加工精度的影响,假设滚子与衬套的初始直径分别为21.04及20.883 mm,滚子与衬套的磨损模型如式(26)所示,滚子-衬套间的摩擦系数模型如式(27)所示,在此基础上,对滚子与衬套的磨损变化规律进行预测.

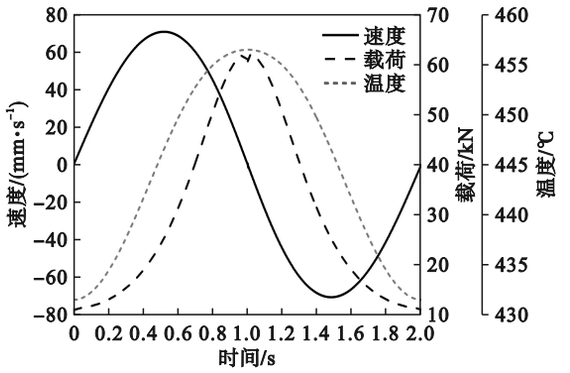


图3 滚子-衬套运动副速度、力及温度变化曲线

Fig. 3 Speed, force, and temperature variation curves of roller-bushing motion pair

从图4a可知,滚子的磨损深度会随着循环次数的增加而增大,但轮廓整体的变化趋势基本一致.滚子出现了两个磨损区,分别为滚子磨损1区(0°~180°)和滚子磨损2区(180°~360°),磨损2区的磨损情况比磨损1区的严重,尤其滚子在270°附近磨损最为严重.同时,发现在0°和180°附近几乎无磨损.磨损分布的差异性主要原因是,磨损1区主要受图3中0~0.5 s和1.5~2.0 s内的参数影响,而磨损2区主要受图3中0.5~1.5 s内的参数影响,因此,导致了磨损2区比磨损1区磨损严重.从图4b可知,随着循环次数的增加,衬套磨损面积及磨损深度均随之增加.造成此现象的主要原因是:第一,衬套固定于收敛调节环,滚子持续转动导致衬套局部区域反复受载;第二,从式(10)及式(12)可知,随着磨损的不断进行,衬套的接触半径不断减小,滚子的接触半径不断增大,等效半径也随之不断增大,接触面积增大.

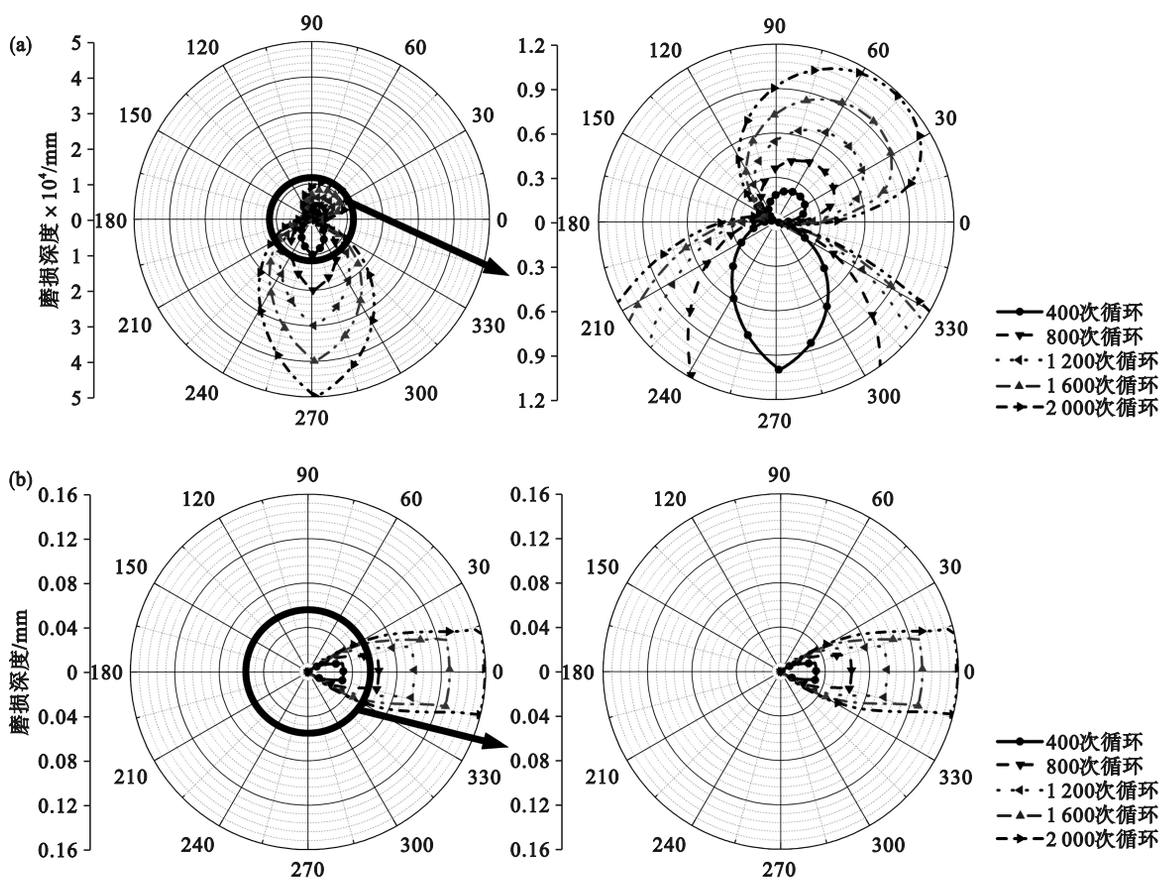


图4 滚子与衬套的磨损预测(考虑温度)

Fig. 4 Wear prediction of the roller and the bushing(considering temperature)

(a)—滚子磨损情况;(b)—衬套磨损情况.

图4与图5对比发现,滚子与衬套在有、无温度的情况下出现了不同的磨损变化规律,即,滚子的磨损随温度的升高而升高,但衬套的磨损却随温度的升高而降低.此现象的主要原因可能为:随着温度的升高,衬套表面容易形成较为稳定的氧化膜,进而降低摩擦系数,这点通过式(27)也能看出,从而减少衬套的磨损,而镍基合金的氧化膜通常在高温下比铁基合金的氧化膜更容易受到破坏,使得滚子表面的氧化膜容易被破坏或出现脱落,增加了滚子的磨损.

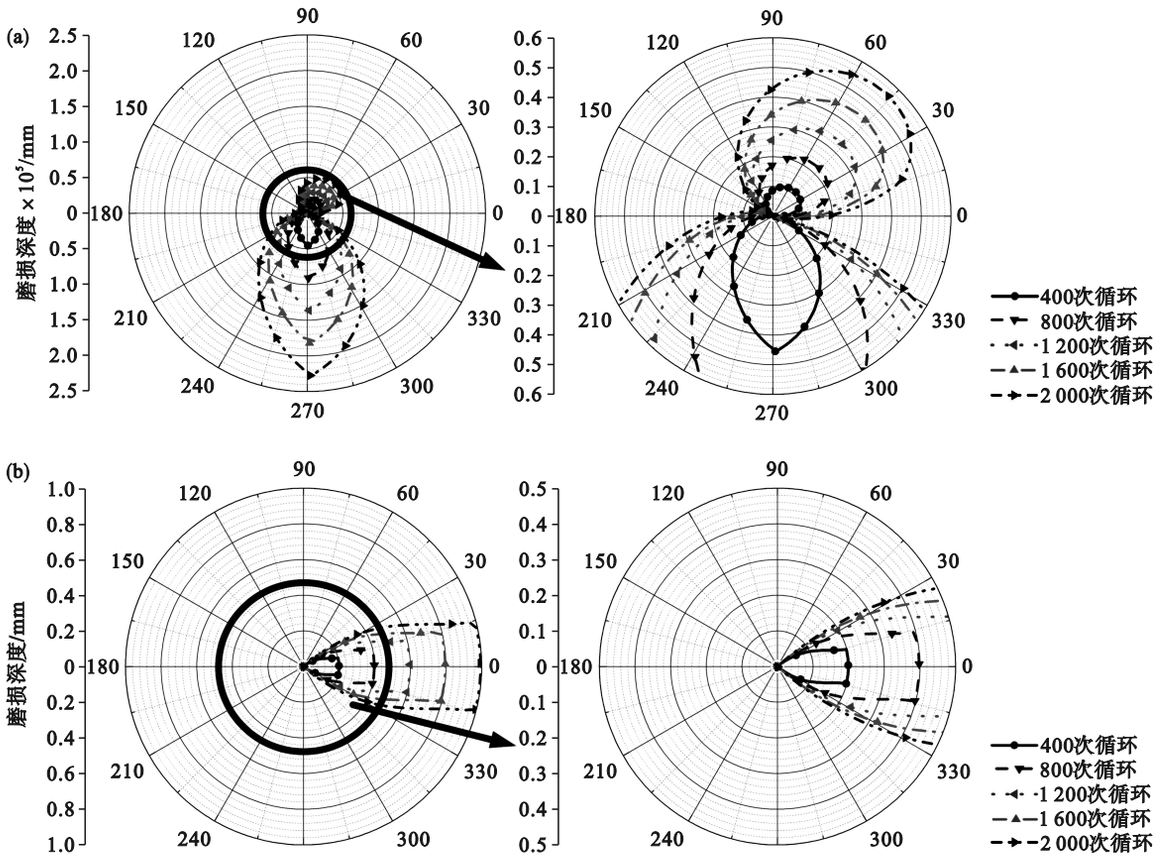


图5　滚子与衬套的磨损预测(不考虑温度)

Fig. 5　Wear prediction of the roller and the bushing(not considering temperature)

(a)—滚子磨损情况;(b)—衬套磨损情况.

4　结　　论

1) 基于高温摩擦磨损试验,采用Levenberg-Marquardt算法对试验数据进行拟合,建立了适用于滚子和衬套的摩擦系数模型与磨损模型,以进行滚子和衬套的磨损预测.

2) 通过磨损预测发现,滚子出现了两个主要磨损区,并预测出滚子磨损最为严重的位置.衬套的磨损范围随着循环次数增加而增大.

3) 在高温环境下,衬套表面易形成稳定的氧化膜,从而减少其磨损,而滚子表面的氧化膜容易被破坏或脱落,导致磨损加剧,为提高可调矢量喷管机构的耐磨性能及使用寿命提供理论基础和技术支撑.

参考文献:

[1] 王玉新.喷气发动机轴对称推力矢量喷管[M].北京:国防工业出版社,2006.
(Wang Yu-xin. Axial-symmetric vectoring exhaust nozzle for jet-thrust-aircraft [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2006.)

[2] Wang X Y, Wang H F, Xu C Y, et al. Dynamics analysis of simplified axisymmetric vectoring exhaust nozzle mechanical system with joint clearance and flexible component [C]// Advances in Mechanism, Machine Science and Engineering in China. Yantai, 2023: 57-76.

[3] Zhou S H, Gao H K, Xu C Y, et al. Kinematic modeling and stiffness analysis of a 3-DOF 3SPS+3PRS parallel manipulator[J]. *Mathematics*, 2022, 10(23): 4465.

[4] Zhang H, Wu Q Z, Hao Z, et al. Analysis of the dynamic of vector nozzle adjustment mechanism considering the effect of joint clearance [J]. *Journal of Vibration Engineering & Technologies*, 2024, 12: 6137-6154.

[5] Li Y T, Wang Y X. Eliminating singularity of a parallel driving mechanism of axisymmetric vectoring exhaust nozzle [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 2014, 228(12): 2300-2309.

[6] Yao S B, Luo Z, Wei K, et al. Analysis of fluid-solid-thermal coupling characteristics of axial-symmetric vectoring exhaust nozzle[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2022, 236(17): 9472-9484.

[7] 罗忠,孙永航,葛长闯,等.引射器活门调节机构的流固热耦合特性[J].东北大学学报(自然科学版),2021,42(1):75-82.
(Luo Zhong, Sun Yong-hang, Ge Chang-chuang, et al. Fluid-solid-thermal coupling characteristics of ejector valve adjusting structure [J]. *Journal of Northeastern University (Natural Science)*, 2021, 42(1): 75-82.)

[8] Isaac F, Marques F, Dourado N, et al. A finite element model of a 3D dry revolute joint incorporated in a multibody dynamic analysis [J]. *Multibody System Dynamics*, 2019, 45: 293-313.

[9] Wang G X, Liu H Z. Dynamic analysis and wear prediction of planar five-bar mechanism considering multiflexible links and multiclearance joints[J]. *Journal of Tribology*, 2017, 139(5): 051606.

[10] Hou Y L, Deng Y J, Zeng D X. Dynamic modelling and properties analysis of 3RSR parallel mechanism considering spherical joint clearance and wear[J]. *Journal of Central South University*, 2021, 28: 712−727.

[11] Chen X L, Tang Y F, Gao S. Dynamic modeling and analysis of hybrid driven multi-link press mechanism considering non-uniform wear clearance of revolute joints [J]. *Meccanica*, 2022, 57: 229−250.

[12] Li B, Wang M S, Gantes C J, et al. Modeling and simulation for wear prediction in planar mechanical systems with multiple clearance joints[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2022, 108: 887−910.

[13] Jiang S, Chen X L. Reducing undesirable effects of clearances on dynamic and wear of planar multi-link mechanism[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2020, 100: 1173−1201.

[14] Chen S A, Cai J L, Xiang G, et al. Tribo-dynamic-wear coupling analysis for water-lubricated bearings with journal surface imperfection under repeated start-stop cycles[J]. *Tribology International*, 2024, 200: 110093.

[15] Yin J B, Meng X H, Cheng S, et al. Tribo-dynamics modeling and analysis of planetary gear bearing systems in wind turbines considering sun-planetary-ring helical gear mesh and elastic deformation effects [J]. *Tribology International*, 2024, 200: 110059.

[16] Liu L, Zhao B, Wang Z, et al. Tribological behaviors and mechanism of as-cast QT700−8 ductile iron with high strength and toughness[J]. *Tribology International*, 2024, 198: 109942.

[17] Wang Y J, Jia Z, Lu W J, et al. A review of the tribology of nickel-based superalloys [J]. *Advanced Engineering Materials*, 2024, 26: 2400729.

[18] Bailly C, Comte-Bellot G. 湍流[M]. 陈植, 路波, 吴军强, 等译. 北京:国防工业出版社,2018.
(Bailly C, Comte-Bellot G. Turbulence[M]. Translated by Chen Zhi, Lu Bo, Wu Jun-qiang, et al. Beijing: National Defense Industry Press,2018.)

[19] 钱宁,徐九华,傅玉灿,等. 面向绿色高效磨削的振荡热管砂轮磨削温度与强化传热分析[J]. 机械工程学报,2022, 58(15):105−120.
(Qian Ning, Xu Jiu-hua, Fu Yu-can, et al. Investigation on grinding temperature and heat transfer performance of oscillating grinding wheel for high-efficient green grinding [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2022, 58(15): 105−120.)

[20] 沈惠平,马履中,杨廷力.基于混合链的弱耦合三维平移并联机构型综合[J].机械工程学报,2005,41(4):22−27.
(Shen Hui-ping, Ma Lü-zhong, Yang Ting-li. Kinematic structural synthesis of 3-translational weakly-coupled parallel mechanisms based on hybrid chains[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2005, 41(4): 22−27.)

[21] 颜鸣皋.中国航空材料手册[M].北京:中国标准出版社, 2002.
(Yan Ming-gao. China aviation materials handbook[M]. Beijing: Standards Press of China, 2002.)