

文章编号: 1001-4888(2020)04-0688-07

断油时挤压油膜阻尼器的 空气气穴流型及减振特性实验研究^{*}

张微^{1,2}, 丁千²

(1. 沈阳航空航天大学 航天系, 沈阳 110136; 2. 天津大学 力学系, 天津 300350)

摘要: 针对挤压油膜阻尼器在断油的工况下开展实验研究, 考察阻尼器的气穴现象及其对阻尼器减振特性的影响, 结果表明在供油压力较低的工况下, 当轴径偏心率仅为 0.13 时, 阻尼器便从外界吸入空气到阻尼器油腔内, 气液两相流的流型呈周期性变化, 且多为非均相流; 在气穴的影响下, 阻尼器油腔内出现恒压区, 油膜压力大幅减小; 等效油膜阻尼系数呈周期性变化, 阻尼效果减弱; 阻尼器轴径偏心率越大, 空气吸入量越大, 阻尼器的油膜压力和等效阻尼系数越低。

关键词: 挤压油膜阻尼器; 断油; 空气气穴; 流型; 阻尼

中图分类号: V219

文献标识码: A

DOI: 10.7520/1001-4888-18-275

0 引言

挤压油膜阻尼器(Squeeze filmdamper, SFD)作为一种结构简单的减振装置, 广泛用于机械、石油等领域的转子系统, 但油膜中气液两相流现象的广泛存在^[1]严重削弱其减振效果, 进而影响转子系统的动力学特性^[2]。

Braun^[3]和 Walton^[4]等利用高速摄像装置分别拍摄到轴承以及挤压油膜阻尼器的气穴现象, 详细记录了气穴的产生及流型的演变过程。Zeidan 和 Vance^[5]借助高速摄像机开展了一系列阻尼器两相流实验, 结果表明两相流的产生及存在范围受多种因素的影响, 如: 阻尼器轴颈的涡动频率、偏心距、阻尼器供油压力以及端封类型等, 并指出气液两相流严重削弱了阻尼器的油膜压力和等效油膜阻尼。

沈新敏、李其汉^[6]考虑了气液两相流体等效粘度和密度的流变效应, 分析了其对阻尼器油膜参数的影响。杜立杰^[7]和刘雍^[8-10]等阐述了油膜中气泡的微观运动状态, 指出气液两相流可压缩, 并将阻尼器油腔内的气泡分为两种: 一类为溶解于油内和少量油蒸汽的混合气体; 另一类气泡的主要来源是外界空气吸入而来。Andrés^[11,12]和 Adiletta^[13]等的研究表明, 空气吸入的区域常发生在低压区, 气泡的形状不规则、面积较大, 并随着轴径的涡动发生周期性改变。第二类气穴在无端封的阻尼器内很普遍, 尤其是在低供油压力、大偏心率及涡动频率较高工况下。

为预测气液两相流对挤压油膜阻尼器减振特性的影响, 刘雍^[9]和 Diaz^[14]等分别基于均相假设提出了理论模型, Gehannin^[15]等使用流体体积法分析了挤压油膜阻尼器的两类气穴现象。

在实际机械系统中, 当油路系统出现故障时, 阻尼器会出现断油的状况。本文针对阻尼器油路故障时开展实验研究, 在不同的轴径偏心率下考察阻尼器的气穴现象及其对阻尼器减振特性的影响, 结果表明阻尼器极易从外界吸入空气到阻尼器油腔内, 气液两相流型呈周期性变化, 且多为非均相; 在气穴的

^{*} 收稿日期: 2018-12-20; 修回日期: 2019-01-18

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51575378, 11332008, 11772205), 辽宁省教育厅资助项目(L201703, L201737)

通讯作者: 张微(1988—), 女, 博士, 讲师。主要研究领域: 非线性动力学, 转子动力学。Email: zw_7126257@163.com

影响下,等效油膜阻尼系数呈周期性变化,阻尼效果减弱;阻尼器轴径偏心率越大,空气吸入量越大,阻尼系数衰减越多。

1 试验台装置及实验数据处理方法

1.1 试验台介绍

两相流挤压油膜阻尼器试验台如图 1,包含挤压油膜阻尼器、激振装置以及控制和数据采集设备。挤压油膜阻尼器垂直放置,两个滚动轴承支撑阻尼器轴颈,阻尼器外壳透明,便于观察油腔内两相流动的流型。

激振装置为一台激振器,通过施力弹簧将单一方向的周期激振力加载到阻尼器的外壳上。数据测量设备包括电涡流传感、加速度传感器、压力传感器,分别用来测量挤压油膜阻尼器外壳和轴颈之间的相对位移和阻尼器外壳加速度,以及油腔内的压力。

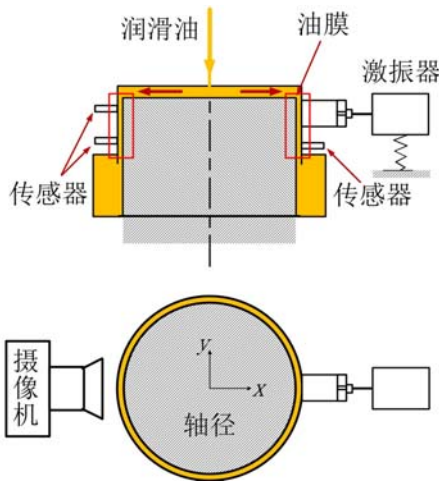


图 1 挤压油膜阻尼器试验台

Fig. 1 Squeeze film damper test rig

表 1 挤压油膜阻尼器几何、润滑油参数^[16]

Tab. 1 SFD geometric parameters and fluid properties^[16]

参数名称	数值
半径 R	63.5mm
轴向长度 L	46mm
油腔间隙 c	$0.18 \pm 0.005\text{mm}(28^\circ\text{C})$
润滑油粘度 μ_l	13.5cP (28℃)
润滑油密度 ρ_l	830kg/m ³
空气粘度 μ_g	0.018cP (20℃)
空气密度 ρ_g	1.2kg/m ³ at $P_a=1\text{bar (abs)}$

1.2 阻尼器等效油膜系数识别方法

需识别的挤压油膜阻尼器等效油膜参数包括:油膜阻尼、油膜刚度及附加质量。本文采用由 Childs 提出实验数据处理方法^[17],其理论基础如下。

将挤压油膜阻尼器简化成图 2 所示两自由度弹簧—质量系统,其振动方程为:

$$(M_h + M_l) \ddot{x} + (C_{xx} + C_{hx}) \dot{x} + K_{xx} + K_{hx} x = F_x \quad (1)$$

其中, M_h 为阻尼器外壳质量; K_{cx} 为 X 向的阻尼器外壳刚度系数; C_{cx} 为 X 向阻尼器外壳的阻尼系数; M_l 为阻尼器的流体附加质量; K_{xx} 和 C_{xx} 分别为 X、Y 向的流体刚度和阻尼系数; F_x 和 F_y 为施加在阻尼器上的激振力。

应用拉氏变换,将时域方程(1)转换到频域:

$$-(M_h + M_l) \omega^2 X_1 + (C_{xx} + C_{hx}) i \omega X_1 + (K_{xx} + K_{hx}) X_1 = F_1 \quad (2)$$

进而可得系统的复刚度:

$$H_{\text{system}} = \frac{F_1}{X_1} = [K - \omega^2 M + i \omega C]_{\text{system}} \quad (3)$$

其中 $i=1,2$ 。复刚度的实部为 $\text{Re}(H) = K - \omega^2 M$,虚部为 $\text{Im}(H) = \omega C$ 。

实验的过程中,需采集并记录阻尼器轴径与外壳之间的相对位移、阻尼器外壳加速度,以及激振器

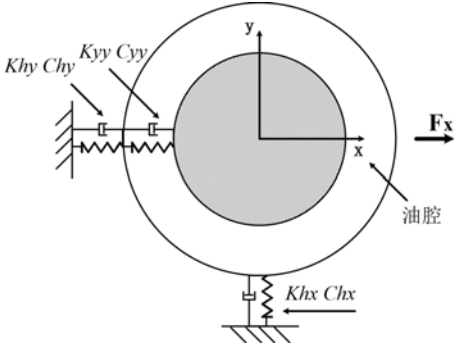


图 2 挤压油膜阻尼器简化动力学模型

Fig. 2 SFD simplified dynamical model

施加在阻尼器上的激励,而后将采集到的激励以及响应的时域信号,通过快速傅里叶变换转化成频域信号,进而计算系统响应的复刚度(H_{system})。最后,使用最小二乘法分别对复刚度的实部和虚部进行拟合,获得系统的等效质量、等效刚度以及等效阻尼系数。

2 断油下两相流挤压油膜阻尼器实验

实验采用的是一端供油、另一端无端封的挤压油膜阻尼器。实验开始前在供油管道中存储一段高度为 180mm 的油,切断供油泵,使润滑油在重力的作用下缓慢地流入油腔。沿着 x 向在阻尼器外壳上施加周期激励,激励频率为 40Hz,响应幅值分别为 $12\mu\text{m}$ 、 $23\mu\text{m}$ 和 $36\mu\text{m}$ 。

激振器运行的同时,使用摄像机在激振器的 180° 方向拍摄同步视频,记录油腔内气泡的产生和发展过程,拍摄时长为 300s。

将 300s 内的实验数据分割,并添加汉宁窗,而后按上文所述方法处理实验数据,可得不同激励幅值下挤压油膜阻尼器响应复刚度的虚部以及响应幅值,如图 3 所示。

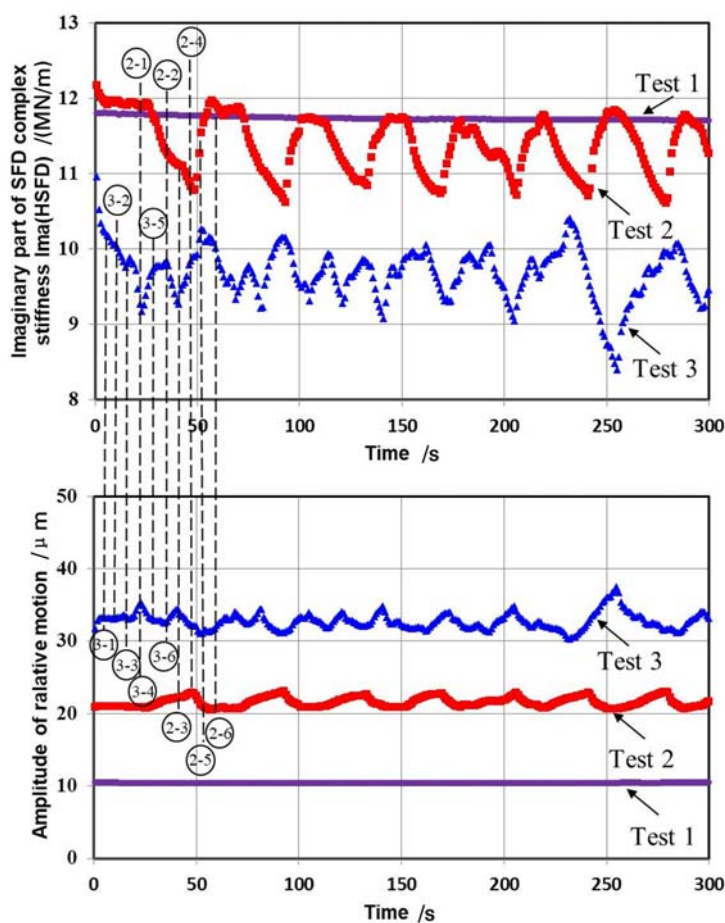


图 3 阻尼器复刚度虚部及响应幅值

Fig. 3 Equivalent damping coefficients

实验 1、2、3 分别为响应幅值为 $12\mu\text{m}$ 、 $23\mu\text{m}$ 、 $36\mu\text{m}$ 下的阻尼器响应复刚度虚部及响应幅值。由上文所述阻尼器等效油膜系数识别方法,阻尼器响应复刚度虚部为阻尼器等效阻尼系数与激励频率的乘积,本实验激励频率为定值,复刚度虚部与阻尼器等效系数变化趋势相同。当响应幅值为 $12\mu\text{m}$ 时,复刚度的虚部与阻尼器响应幅值几乎没有变化,即阻尼器的等效阻尼系数没有发生改变。表明在阻尼器运行的 300s 内,阻尼器油腔内无空气气穴产生;响应幅值增大到 $23\mu\text{m}$ 后,在 $0\sim 22\text{s}$ 内,响应复刚度虚部和响应幅值均保持不变,且比实验 1 结果略大,表明此时阻尼器等效油膜阻尼较实验 1 略大,这是因为油膜等效阻尼随着轴径偏心率的增大而增大。而后,复刚度的虚部开始呈现出周期性的减小、增大,

响应幅值则呈现出与之相反的周期性变化趋势,其变化周期约为 37s;响应幅值增大到 $36\mu\text{m}$,响应复刚度的虚部和幅值均呈现出相反的周期性变化趋势,变化周期约为 18s。复刚度虚部的周期性变化,反映的是阻尼器等效油膜系数的变化,实验 2 和 3 中阻尼系数的最大衰减比例分别为 12.5% 和 36.4%。

3 流型

为进一步研究阻尼器油腔内的流型,本节分别在实验 2 和 3 的一个变化周期内选取了 6 个不同时刻,所取时刻已在图 3 标出。在所拍摄的视频中截取对应时刻的图像,以描述阻尼器油腔内的气泡状态,并给出了相应时刻油腔内油膜压力值。

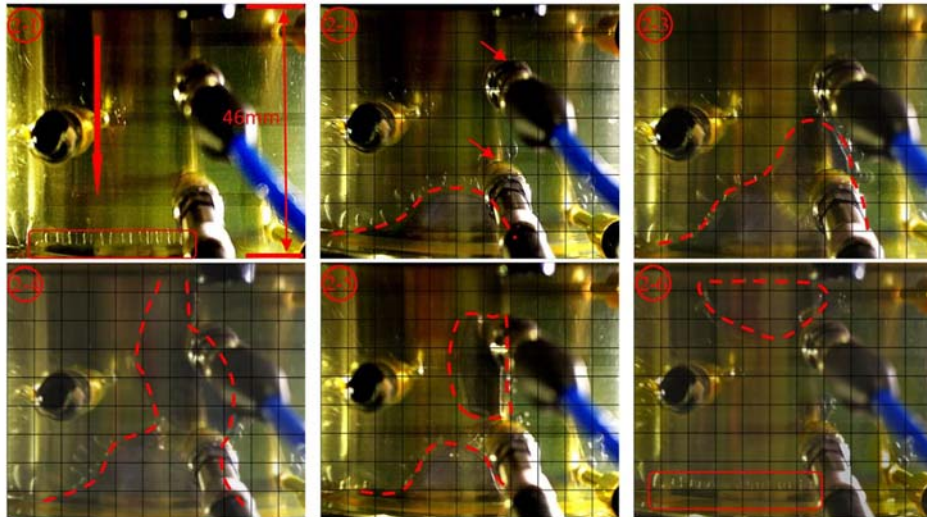


图 4 流型图。激励频率 40Hz,响应幅值 $23\mu\text{m}$

Fig. 4 Flow pattern. Exciting frequency 40Hz, amplitude of motion $23\mu\text{m}$

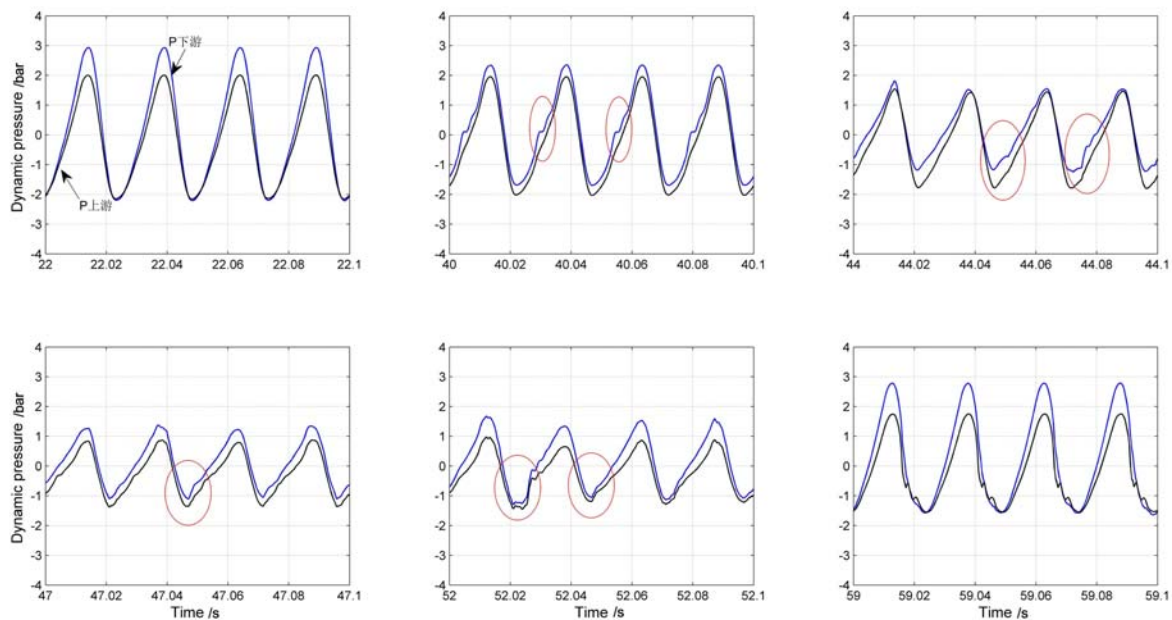


图 5 油膜压力。激励频率 40Hz,响应幅值 $23\mu\text{m}$

Fig. 5 Oil film pressure. Exciting frequency 40Hz, amplitude of motion $23\mu\text{m}$

图 4 所示为响应幅值为 $23\mu\text{m}$ 时,不同时刻油腔内的流型,图 5 为对应时刻油腔内油膜压力。在 $t=22\text{s}$ 时(子图 1),阻尼器开始从外界吸入空气,气泡聚集在阻尼器底部,呈“手指”形,此时油腔内上游和下游的压力分布连续且光滑;气泡聚集并形成一空气穴区域,且该区域逐渐增大。在 $t=39\text{s}$ 时(子图

2), 气泡面积约为 275mm^2 , 此时油腔内下游油膜压力曲线由于恒压区的出现而变形, 且下游油膜压力的峰值降低约 26%。因此时气体尚未到达油腔上游, 上游油膜压力几乎无变化; 随后气泡面积继续增大, 并向油腔中部扩展, 在 $t=43\text{s}$ 时(子图 3), 气泡面积增大到 500mm^2 , 阻尼器油腔内上、下游的油膜压力曲线均出现恒压区, 油膜压力峰值均有不同程度的减小; 而后气泡继续扩散至阻尼器顶部, 气泡面积继续增大到 750mm^2 (子图 4), 油腔内压力均减小约 50%, 随后破裂成小气泡并逐渐减小(子图 5、6), 油膜压力逐渐增大, 并恢复到原始状态。

图 6 所示为响应幅值为 $36\mu\text{m}$ 时, 不同时刻油腔内的流型, 图 7 为对应时刻油腔内油膜压力。从视频影像中发现, 在激振器运行之初, 阻尼器油腔内便出现气泡, 第 5 秒起气泡逐渐聚集(子图 1)、合并、变大(子图 2、3), 并迅速扩展至油腔中部, 到达顶部后破裂, 而后慢慢变小, 但从未在油腔内消失。

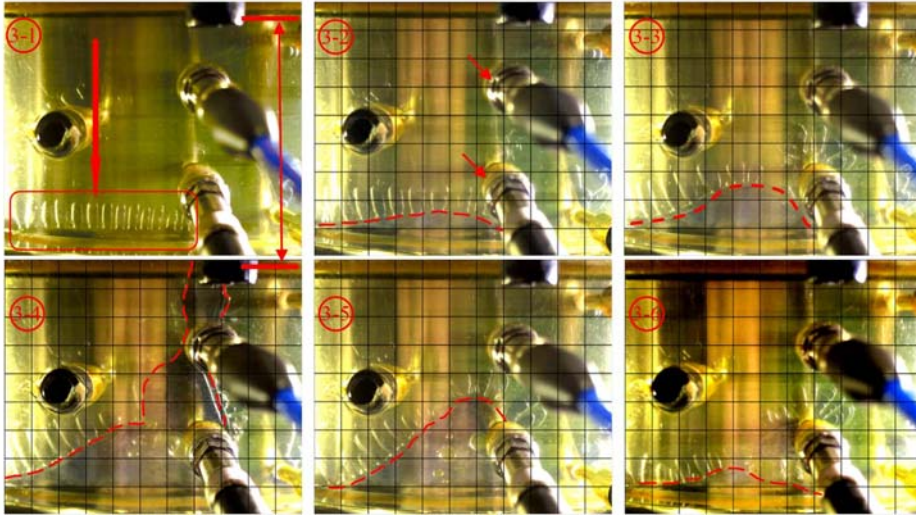


图 6 流型图。激励频率 40Hz, 响应幅值 $36\mu\text{m}$

Fig. 6 Flow pattern. Exciting frequency 40Hz, amplitude of motion $36\mu\text{m}$

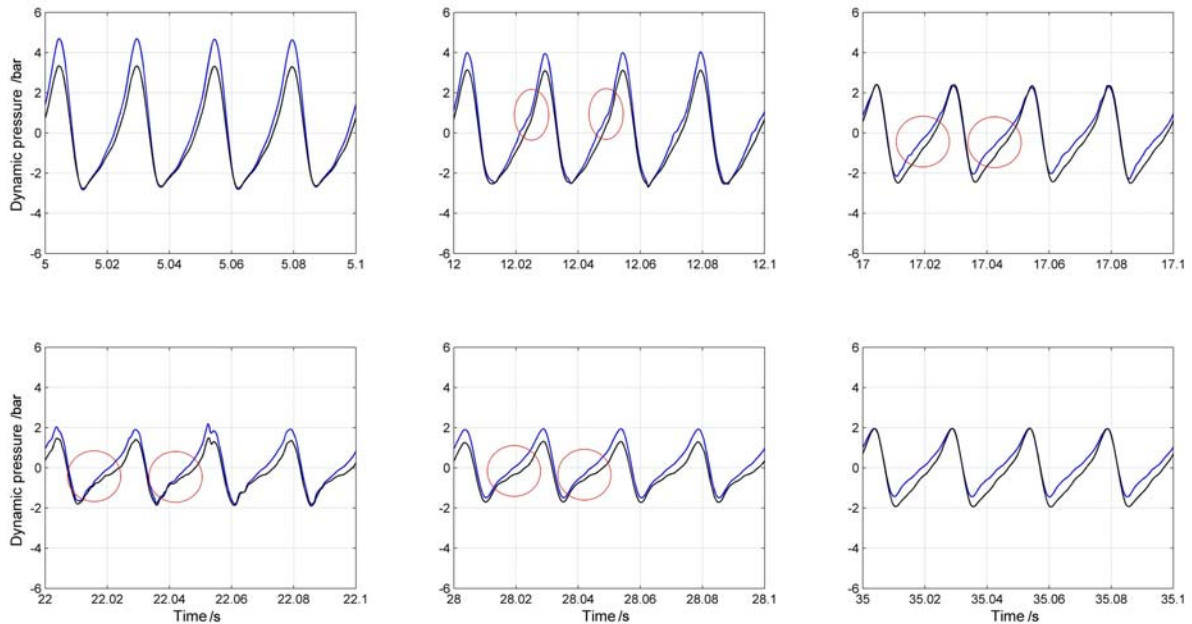


图 7 油膜压力。激励频率 40Hz, 响应幅值 $36\mu\text{m}$

Fig. 7 Oil film pressure. Exciting frequency 40Hz, amplitude of motion $36\mu\text{m}$

伴随着空气的出现, 油腔内油膜压力曲线出现恒压区, 油膜压力减小, 最大衰减约 60%, 此时轴径偏心率约为 0.2。

综上,当空气开始吸入阻尼器油腔内,并在底部聚集时,油腔内气液两相的流型为泡状流,随着油腔内气体吸入量的增多,油腔内的气穴形状及面积发生改变,油腔内出现块状流、弹状流,甚至是层状流,且在阻尼器运行过程中块状流占据主导。

4 结论

本文针对断油工况,考察挤压油膜阻尼器的气穴现象。实验研究结果表明,在轴径涡动频率为40 Hz、偏心率仅为0.13时,便有大量的气体被吸入到油腔内,且随着偏心率的增大,气体的吸入量和吸入速度大幅增大。伴随着气体的吸入,阻尼器的油腔内出现恒压区,油膜压力与等效油膜阻尼器大幅减小。同时,油腔内的气液两相流型时时改变,以泡状流占主导,因此均相假设的理论模型,不宜处理此类气穴问题。

致谢: 美国德州农工大学透平机械实验室 Luis San Andrés 课题组为本文的实验研究提供了支持,感谢该实验室博士生鲁学良的讨论。

参考文献:

- [1] 阎昌琪. 气液两相流[M]. 哈尔滨工业大学出版社, 2017 (YAN Changqi. Gas and liquid two-phase flow[M]. Harbin Institute of Technology Press, 2017 (in Chinese))
- [2] Wei Z, Han B, Zhang K, et al. Dynamic analysis of a rotor system supported on squeeze film damper with air entrainment[J]. International Journal of Bifurcation & Chaos, 2018, 27(14):1750212.
- [3] Braun M J, Hendricks R C. An experimental investigation of the vaporous/gaseous cavity characteristics of an eccentric journal bearing[J]. Tribology Transactions, 1984, 27(1):1—14.
- [4] Walton J F, Walowit J A, Zorzi E S, et al. Experimental observation of cavitating squeeze-film dampers [J]. Journal of Tribology, 1987, 109(2):290—295.
- [5] Zeidan F, Vance J. Cavitation leading to a two phase fluid in a squeeze film damper[J]. ASLE Transactions, 1989, 32(1):100—104.
- [6] 沈心敏, 李其汉, 杜立杰. 挤压油膜阻尼器性能的油气两相流分析与试验[J]. 航空动力学报, 1992(4):355—358 (SHEN Xinmin, LI Qihan, DU Lijie. Analysis and experiments for squeeze film dampers with gas/oil two phase flow[J]. Journal of Aerospace Power, 1992(4):355—358 (in Chinese))
- [7] 杜立杰. 挤压油膜阻尼器中的气穴[J]. 石家庄铁道大学学报, 1996(1):38—42 (DU Lijie. Cavitation in squeeze film dampers[J]. Journal of Shijiazhuang Railway Institute, 1996(1):38—42 (in Chinese))
- [8] 刘雍, 薛中擎, 朱均. 挤压油膜阻尼器内气穴现象的实验研究[J]. 实验力学, 1995, 10(3):233—244 (LIU Yong, XUE Zhongqing, ZHU Jun. Experimental research on cavitation of squeeze film dampers[J]. Journal of Experimental Mechanics, 1995, 10(3):233—244 (in Chinese))
- [9] 刘雍, 薛中擎, 朱均. 挤压油膜阻尼器的均匀两相流模型[J]. 航空动力学报, 1996, 11(2):113—116 (LIU Yong, XUE Zhongqing, ZHU Jun. Homogeneous model for squeeze film dampers[J]. Journal of Aerospace Power, 1996, 11(2):113—116 (in Chinese))
- [10] 刘雍, 薛中擎. 挤压油膜阻尼器结构参数对气穴现象影响的实验研究[J]. 航空动力学报, 1995, 10(4):399—401 (LIU Yong, XUE Zhongqing. Experimental research on the influence of structural parameters on cavitation of squeeze film dampers[J]. Journal of Aerospace Power, 1995, 10(4):399—401 (in Chinese))
- [11] Diaz S E, San Andrés L. Reduction of the dynamic load capacity in a squeeze film damper operating with a bubbly lubricant[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 1999, 121(4):703—709.
- [12] San Andrés L, Diaz S E, Rodriguez L E. Sine sweep load vs. impact excitations and their influence on the damping coefficients of a bubbly oil squeeze film damper[J]. ASLE Transactions, 2001, 44(4):692—698.
- [13] Adiletta G, Pietra L D. Experimental study of a squeeze film damper with eccentric circular orbits[J]. Journal of Tribology, 2006, 128(2):365—377.
- [14] Diaz S E, San Andrés L. A Model for squeeze film dampers operating with air entrainment and validation with experiments[J]. Journal of Tribology, 2001, 123(1):125—133.
- [15] Gehannin J, Arghir M, Bonneau O. A Volume of fluid method for air ingestion in squeeze film dampers[J].

- Tribology Transactions, 2016, 59(2):208—218.
- [16] 张微. 两相流挤压油膜阻尼器—转子系统动力学特性理论及实验研究[D]. 天津大学, 2017 (ZHANG Wei. Theoretical and experimental researchon dynamics of two phase flow squeeze film damper-rotor system[D]. Tianjin University, 2017 (in Chinese))
- [17] Childs D, Hale K. A test apparatus and facility to identify the rotordynamic coefficients of high-speed hydrostatic bearings[J]. Journal of Tribology, 1994, 116(2):403—417.

Experimental study on flow visualization and damping characteristics of a squeeze film damper with air cavitation under oil cut-off condition

ZHANG Wei^{1,2}, DING Qian²

(1. School of Aerospace Engineering, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China;

2. Department of mechanics, Tianjin University, Tianjin 300350, China)

Abstract: The air cavitation phenomenon and damping characteristic of squeeze film dampers (SFDs) at different eccentric ratios are investigated experimentally under oil cut-off condition. The results show that much air is ingested into SFD oil chamber at a small eccentric ratio of 0.13, when the oil supply pressure is relatively small. The flow pattern of two-phase flow varies periodically, which is dominated by nonhomogeneous flow. Constant oil film pressure zones appear due to air cavitation and the oil film pressure drops dramatically. The equivalent oil film damping changes periodically with the flow pattern, and the SFD effectiveness weakens. More air is ingested into SFD oil chamber when the eccentric ratio increases, and the oil film pressure and equivalent damping become smaller.

Keywords: squeeze film damper; oil cut off; air cavitation; flow pattern; damping