

基于两相流模型的挤压油膜阻尼器 空化流场特性数值模拟

崔颖¹, 李婷¹, 江齐², 王永亮¹

(1. 大连海事大学 船舶与海洋工程学院, 辽宁 大连 116026;
2. 中国航空发动机集团有限公司 四川燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘 要: 基于气液两相流理论中的 Mixture 模型和 Zwart-Gerber-Belamri 空化模型,采用动网格技术建立了两端开口中心槽供油型挤压油膜阻尼器三维非定常空化流场求解模型。数值模拟表明:随着阻尼器内环进动,考虑两相流动的油膜低压区在中心槽的两侧产生两道对称的条状负压带,条状带内具有较高的气相体积分数;阻尼器低压区的压力和气相体积分数对进油孔位置十分敏感,阻尼器油膜力和流场气穴比的变化频率与进油孔数密切相关。内环同心进动半径、进动频率对阻尼器空化流场影响的数值计算表明,进动半径和频率的增大均会使得流场内的空化现象加剧,同时气穴比的相位滞后现象愈加显著。

关 键 词: 挤压油膜阻尼器(SFD); 气液两相流; 空化模型; 压力分布; 气穴比

中图分类号: V232.2 **文献标志码:** A

Numerical simulation on cavitation flow field characteristics of squeeze film damper based on two-phase flow model

CUI Ying¹, LI Ting¹, JIANG Qi², WANG Yongliang¹

(1. School of Naval Architecture and Ocean Engineering,
Dalian Maritime University, Dalian Liaoning 116026, China;
2. Sichuan Gas Turbine Establishment,
Aero Engine Corporation of China, Chengdu 610500, China)

Abstract: A computational fluid dynamics model was established for squeeze film damper with a central feeding groove, based on the Mixture model and the Zwart-Gerber-Belamri vapor cavitation model. The unsteady gas-liquid two-phase flow field in squeeze film damper was simulated by employing the dynamic mesh technique. Numerical simulations showed that with the precession of damper inner ring, two negative-pressure strips were generated in the low-pressure zone of damper symmetrically about the central feeding groove, and there was a high vapor volume fraction in the strips. It demonstrated that pressure distribution in the low-pressure zone and vapor volume fraction were sensitive to position of inlet hole, and variation frequencies of the oil film force and flow field cavitation ratio were closely related to the number of inlet holes. The simulation of the influence of centered precession radius and frequency of inner ring on cavitation flow field shows that the increasing precession radius and frequency both aggravate the cavitation phenomenon, and the phase lag phenomenon of

收稿日期:2019-01-25

基金项目:辽宁省自然科学基金指导计划(201602070);中央高校基本科研业务费专项资金资助(313201707)

作者简介:崔颖(1977—),女,副教授,博士,主要从事转子动力学与润滑力学研究。

引用格式:崔颖,李婷,江齐,等.基于两相流模型的挤压油膜阻尼器空化流场特性数值模拟[J].航空动力学报,2019,34(8):1781-1787. CUI Ying, LI Ting, JIANG Qi, et al. Numerical simulation on cavitation flow field characteristics of squeeze film damper based on two-phase flow model[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(8): 1781-1787.

the cavitation ratio becomes more significant.

Key words: squeeze film damper(SFD); gas-liquid two-phase flow; cavitation model; pressure distribution; cavitation ratio

挤压油膜阻尼器(squeeze film damper,SFD)是一种应用于航空发动机和舰船燃气轮机等旋转机械中的减振元件,其动力特性直接关系到轴系振动的稳定性。油膜在阻尼器内的形成、流动和压力分布特性是分析预测其阻尼减振性能的重要基础。

长期以来,Khalil、Feng 等^[1-2]基于雷诺方程和各类油膜破裂边界条件分析挤压油膜阻尼器内流场压力分布,认为油膜正压区域均为液相,负压区均为气相。White^[3]率先在实验中观察到当挤压油膜阻尼器内环进动半径与间隙比大于 0.3 时,油膜的高压区存在气泡。Zeidan 等^[4-5]继而实验研究了阻尼器内空气空化与蒸汽空化的特征及其产生条件。Andrés 等^[6-7]发现两端开口型挤压油膜阻尼器随内环进动频率升高,空气空化现象愈加严重。Tao 等^[8]指出空气空化现象普遍存在于低进油压力的开口式阻尼器中,形成的气泡润滑剂显著降低了挤压油膜的阻尼性能。刘璠、Díaz 和 Géhannin 等^[9-12]分别在 Reynold 方程基础上结合气液两相流模型及 Rayleigh-Plesset 气泡动力学方程推导出阻尼器气泡油膜流场理论预测模型,而这些模型对于中心槽孔供油结构挤压油膜阻尼器流场分析存在一定局限。

近年来,计算流体力学(computational fluid dynamics,CFD)通用软件对复杂三维几何结构流场细节分析的有效性逐渐凸显。基于单相流理论,Guo 等^[13]采用 CFX 软件对较大进动半径、低进动频率下的挤压油膜阻尼器瞬态压力进行了模拟。周海仑等^[14]基于 CFX 软件模拟了挤压油膜阻尼器压力分布,研究发现等效阻尼的仿真和试验结果差异主要来自模型中未能精确模拟挤压油膜阻尼器中的空化现象。Dousti 等^[15]基于 CFX 软件采用稳态动坐标方法分析了挤压油膜阻尼器中心槽、进油孔结构及进油压力对流场压力分布的影响。综上,利用 CFD 软件深入开展挤压油膜阻尼器空化流场特性研究,针对阻尼器内气泡分布、油膜压力的瞬态特性及其主要影响因素开展详细模拟分析是十分必要的。

本文基于气液两相流理论与动网格技术,利用 UDF (user defined function) 对 Fluent 软件

进行二次开发,建立两端开口中心槽供油型挤压油膜阻尼器三维非定常求解模型,比较了单相流与两相流模型下挤压油膜阻尼器的瞬时压力分布特性;研究了不同内环进动半径、进动频率对挤压油膜阻尼器空化流场压力分布与气泡气相体积分数的影响。

1 挤压油膜阻尼器 CFD 建模

1.1 SFD 物理模型建立与网格划分

以航空发动机设计中采用的两端开口中心槽供油型挤压油膜阻尼器为研究对象,利用 Gambit 软件建立其流场三维物理模型,如图 1 所示,滑油经外环中心槽上的三个周向均匀分布的进油孔进入,从 SFD 两端轴向端口流出。该型阻尼器结构参数如表 1 所示,其内环进动初始位置如图 2 所示,内环中心 O' 绕阻尼器外环中心 O 作顺时针同心进动。

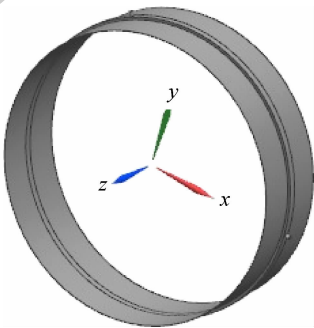


图 1 SFD 流场三维模型

Fig. 1 Three-dimensional model of flow field for SFD

表 1 挤压油膜阻尼器结构参数
Table 1 Parameters of the SFD

结构参数	数值/mm
外环直径 D	150
内环直径 d	149.7
油膜间隙 a	0.15
油膜宽度 l	45.2
进油孔半径 R	1
油槽深 h	1.5
油槽宽 b	4

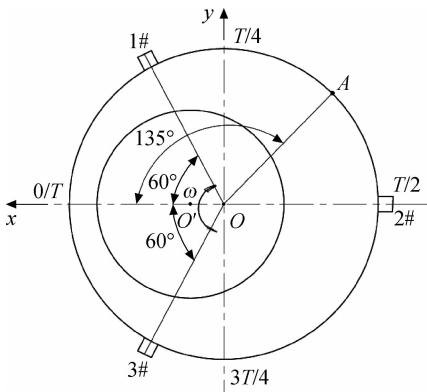


图 2 挤压油膜阻尼器结构与内环进动示意图
Fig. 2 View of structure and inner ring precession of SFD

采用六面体单元对 SFD 流场结构进行网格划分,图 3 为 SFD 局部网格细节图。并对模型进行了网格无关性验证,如表 2。为兼顾计算效率与精度,后续计算均采用 12 万网格。其中,轴向设置 60 结点,周向 420 结点,径向 5 结点。

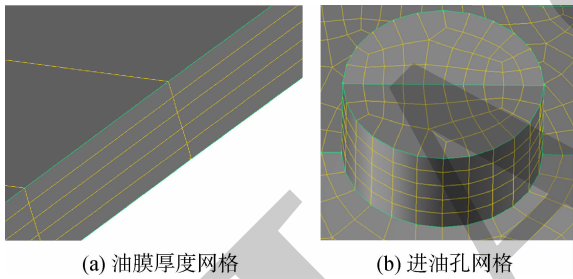


图 3 SFD 网格细节图
Fig. 3 Detail of the grids for SFD

表 2 不同网格密度下的最大油膜压力

Table 2 Maximum of oil film pressure at different grid densities

网格数/ 10^4	最大油膜压力/MPa
4	0.184
8	0.189
12	0.193
24	0.196
40	0.198

对 SFD 模型进行边界条件设置,进油孔外截面为压力进口边界,进油压设为 $p_{in}=0.4724$ MPa,两端轴向环形截面出口压力为标准大气压。SFD 的外环壁面为静止刚体边界,内壁面为运动刚体边界,内环进动频率和进动半径由 Fluent 中的 UDF 编辑代码定义,流场内动网格采用

Smoothing Methods 模型,当边界上的网格发生移动而产生变形时,网格内部结点随之移动结点数目与连通性保持不变,Smoothing Methods 包含三种控制网格变化的模型,本文选用 Diffusing 模型,由扩散方程来控制网格的形变,设定扩散参数 $\Psi=0.5$,可以使网格在运动过程中保持较高的质量。

设定内环进动频率 $f=150$ Hz,进动半径 $r=0.045$ mm。计算该挤压油膜阻尼器的雷诺数

$$Re = \frac{\rho \omega c^2}{\mu} \tag{1}$$

式中润滑油密度 $\rho=884.44$ kg/m³,角速度 $\omega=2\pi f$,半径间隙 $c=0.15$ mm,润滑油的动力黏度为 $\mu=2.48$ mPa·s,计算得到 $Re=0.085$ 远小于 10,由此判断油膜环内流体为层流状态。

1.2 两相流模型与空化模型

计算流体力学商用软件 Fluent 中常用的两相流模型有 VOF(volume of fluid)模型、Euler 模型和 Mixture 模型。其中,Mixture 模型是一种简化的两相流模型,它模拟各相有不同速度的两相流,通过求解连续方程、动量方程、气相的体积分数方程和相对速度方程来模拟两相流动,计算收敛性好并效率较高。本文选用 Mixture 模型,同时忽略气相与液相的可压缩性和温度的影响,流体在近固壁面采用无滑移边界条件,并忽略相间的相对速度,控制方程如下:

$$\partial(\rho_m)/\partial t + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{v}_m) = 0 \tag{2}$$

$$\partial(\rho_m \mathbf{v}_m)/\partial t + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{v}_m \mathbf{v}_m) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu_m (\nabla \mathbf{v}_m + \nabla \mathbf{v}_m^T)] + \rho_m \mathbf{g} + \mathbf{F} \tag{3}$$

$$\partial(\alpha_v \rho_v)/\partial t + \nabla \cdot (\alpha_v \rho_v \mathbf{v}_v) = R_e - R_c \tag{4}$$

$$\partial[(1 - \alpha_v) \rho_l]/\partial t + \nabla \cdot [(1 - \alpha_v) \rho_l \mathbf{v}_l] = R_c - R_e \tag{5}$$

式中 $\mathbf{g}$ 为重力加速度; ρ_v 为气相密度; ρ_l 为液相密度; ρ_m 为混合相密度(相体积分数和密度的函数); $\mathbf{v}_v$ 为气相速度; $\mathbf{v}_l$ 为液相速度; $\mathbf{v}_m$ 为质量平均速度; α_v 为气相体积分数; $\mathbf{F}$ 为体积力; R_e 、 R_c 分别为气相生成率与气相凝结率。其中

$$\rho_m = \alpha_v \rho_v + (1 - \alpha_v) \rho_l \tag{6}$$

$$\mu_m = \alpha_v \mu_v + (1 - \alpha_v) \mu_l \tag{7}$$

式中 μ_m 为混合黏度, μ_v 为气相黏度, μ_l 为液相黏度。

空化流动的关键是确定气相和液相之间质量交换的数学模型,即确定 R_e 和 R_c 。本文采用 Fluent 中的 Zwart-Gerber-Belamri (Z-G-B) 空化

模型。Z-G-B 模型不考虑不可凝结气体的影响,认为单位体积质量传递速率仅与气相密度有关,更易捕捉流场内相的变化,计算时能够迅速收敛,适用于薄油膜流场空化现象的计算。该模型假设系统中的所有气泡具有相同大小,在忽略气泡表面张力和 2 阶导数项情况下,由 Rayleigh-Plesset 气泡动力学方程得到气液两相间质量传递计算公式

$$R_e = F_v \frac{3\alpha_{nuc}(1 - \alpha_v)\rho_v}{R_b} \sqrt{\frac{2(p_v - p)}{3\rho_l}}, \quad p \leq p_v$$

(8)

$$R_c = F_c \frac{3\alpha_v\rho_v}{R_b} \sqrt{\frac{2(p - p_v)}{3\rho_l}}, \quad p > p_v$$

(9)

其中,各参数取值为气泡半径 $R_b=1\text{ }\mu\text{m}$;气核体积分数 $\alpha_{nuc}=5\times 10^{-4}$;蒸发系数 $F_v=50$;凝结系数 $F_c=0.01$ 。

且两相流模型的边界条件为

$$p|_{z=0} = p|_{z=L} = p_a, \quad p|_{p < p_v} = p_v$$

(10)

式中 p_a 为大气压,取空化压力 $p_v=0.04\text{ MPa}$ 。

2 SFD 单相与两相流场模拟对比

采用负压充零处理的单相流模型和两相流模型分别对内环定心进动半径为 $r=0.045\text{ mm}$ 、进动频率 $f=150\text{ Hz}$ 工况下的挤压油膜阻尼器流场进行数值计算。图 4 给出了一周期(T)内四个不同瞬时(t)阻尼器内环的压力分布。可见,两种模型在低压区范围和压力大小两个方面均存在显著差异。单相流模型低压区除进油孔处的高压外,其余位置均为环境压力;而两相流模型低压区在中心槽与两端口之间存在两道对称的负压条状带,条状带的范围大小随内环进动瞬时变化,并且与进油孔的位置密切相关。

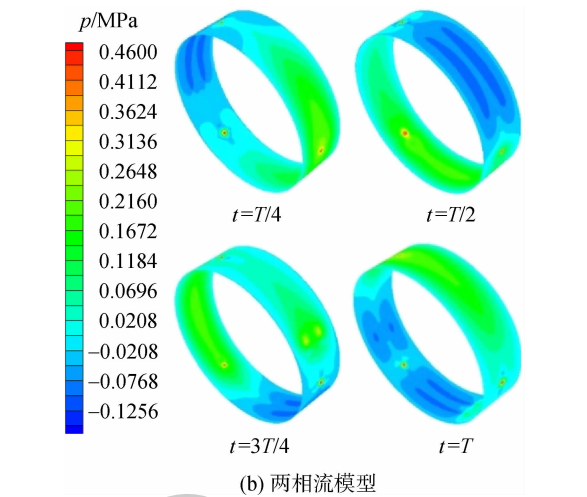
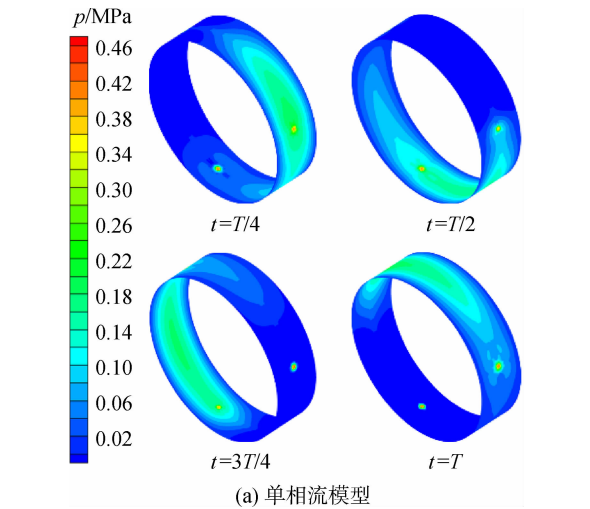


图 4 两种模型内环压力分布瞬时变化对比
Fig. 4 Comparison of transient pressure distribution of inner ring between the two models

3 SFD 空化流场气相体积分数与气穴比分析

采用上述两相流模型,图 5 给出了从内环进动初始处沿着进动方向展开的阻尼器内环压力与气相体积分数的瞬时分布。气相体积分数的瞬时分布是指流场的单位体积中气相所占的体积比。可见,各个时刻的低压区中心槽内压力均高于空化压力,中心槽与两侧端口之间形成了两道气相体积分数较高的条状带。油膜内低压区气相带位置跟随内环进动而运动。由于进油孔周围流场压力远高于空化压力,当 $t=3T/4$ 时刻油膜低压区的中心运动到 2# 进油孔附近时,低压区内的气相体积分数明

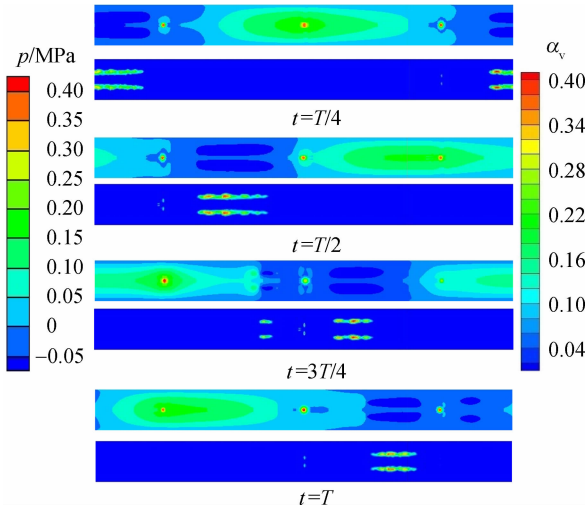


图 5 不同瞬时内环压力与气相体积分数分布
Fig. 5 Inner ring pressure and vapor volume fraction distribution at different times

显减少,这表明低压区的油膜压力和气相体积分数对进油孔位置十分敏感。

以该挤压油膜阻尼器外环 135°角处取轴向观测线,位置如图 2 中的 A 处所示,计算得到内环进动一个周期的过程中,A 处的压力和气相体积分数随时间的变化情况,如图 6 所示。可见,在一个进动周期内,内环进动到 $3T/8$ 前,A 处受内环挤压作用,压力较高,接近 $T/2$ 时 A 处油膜压力降到空化压力从而发生油蒸汽空化现象,气相体积分数开始增高。内环进动到 $3T/4$ 后,受 3# 进油孔的高油压影响,A 处出现一个压力尖峰,同时气相体积分数随之降低。由该结构的对称性可知,周向每个进油孔对应着外环上一处在一个进动周期内压力出现一个尖峰。

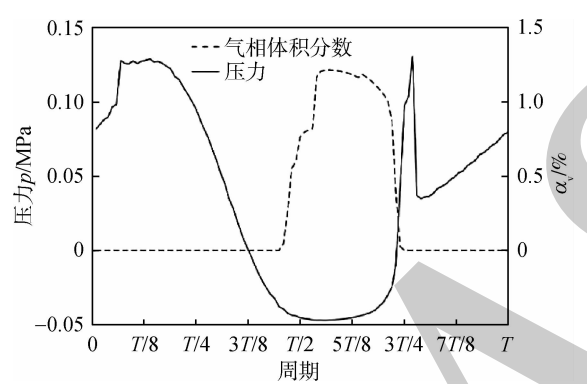


图 6 A 处压力与气相体积分数在一周期内的变化
Fig. 6 Pressure and vapor volume fraction at position A in one cycle

阻尼器内环压力分布的积分和为油膜力矢量,阻尼器中总的气泡体积与流场体积之比为气穴比(φ),油膜力和气穴比均表示阻尼器流场的综合效应。图 7 为一个进动周期内阻尼器油膜力和气穴比的变化情况。阻尼器外环 $\pi/3$ 、 π 、 $5\pi/3$

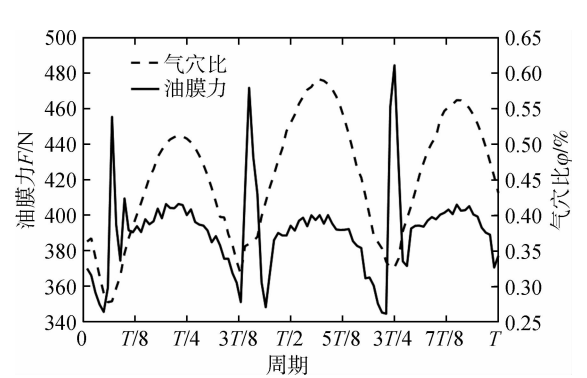


图 7 油膜力与气穴比在一周期内的变化
Fig. 7 Change of oil film force and cavitation ratio in one cycle

径向位置设计有三个进油孔,可见当内环进动接近进油孔时油膜力呈现峰值,同时流场气穴比会随之降低。参照图 6 的计算结果可知,随内环进动该型阻尼器的油膜力与气穴比的变化频率等于进油孔数与进动频率的乘积。

4 SFD 流场特性的影响因素分析

基于本文建立的挤压油膜阻尼器三维非定常空化流场求解模型,模拟分析了内环进动半径和进动频率对阻尼器空化流场的影响。

4.1 内环进动半径对空化流场的影响

设定阻尼器内环圆心相对外环圆心做同心进动,内环进动频率为 $f=150\text{ Hz}$,进动半径分别为 $r=0.035, 0.045, 0.065, 0.085\text{ mm}$ 条件下进行计算。取 $t=T/2$ 时刻流场压力分布和气相体积分数进行对比,如图 8 所示,随着内环进动半径增大,阻尼器流场高压和低压区范围同时增大,而高、低压过渡区范围减小。由于内环挤压作用增强,流场内高、低压区的压力梯度随之显著增大,低压区压力的降低使得油膜气相体积分数增加。并且进动半径越大,低压区进油孔对两条气相带的截断现象越显著。

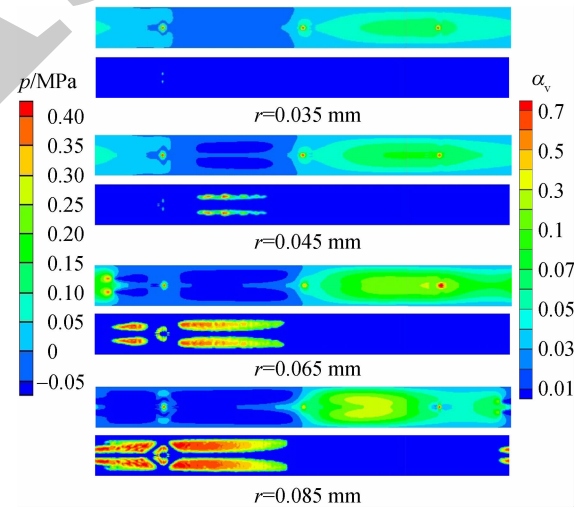


图 8 $t=T/2$ 时不同内环进动半径的压力和气穴分布
Fig. 8 Pressure and cavitation distribution at $t=T/2$ under different precessional radius of inner ring

图 9 为增大 SFD 的内环进动半径,阻尼器流场在一个进动周期中气穴比的变化。可见,气穴比在一个周期内的均值和波动幅值随内环进动半径增大而明显增大。进动半径增大使得挤压作用增加,油膜环内压力变化速率增大,空化效应增

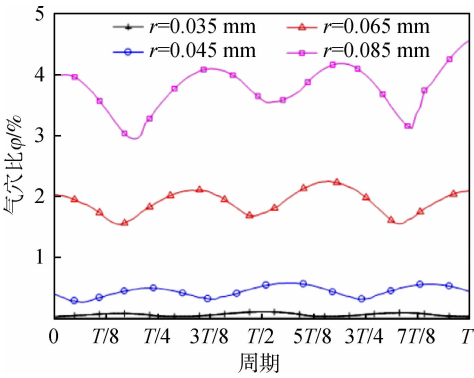


图 9 不同内环进动半径下 SFD 气穴比变化
Fig. 9 Cavitation ratio change of SFD under different inner ring precession radius

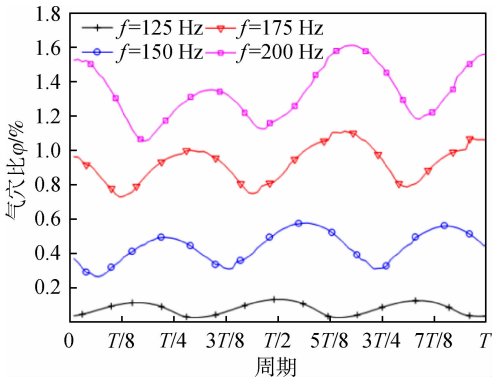


图 11 不同内环进动频率下的气穴比
Fig. 11 Cavitation ratio for different frequencies of inner ring precession

加,气体的蒸发和凝结速率基本不变的情况下,两者速度差不断增大,导致气穴比波动的相位滞后愈加明显。

4.2 进动频率对空化流场的影响

当给定进动半径 $r=0.045\text{ mm}$ 时,选取不同进动频率 $f=125,150,175,200\text{ Hz}$ 分别进行计算。 $t=T/2$ 瞬时流场的压力和气穴分布随内环进动频率变化如图 10。比较图 8 与图 10 可见,进动频率增大引起空化流场的变化与进动半径的影响结果有非常相近的趋势。低压区范围的增大导致气相体积分数较高的气相条形带增大,并且进油孔的压力对低压区局部压力的补偿作用随着进动频率的增大而愈加显著。由图 11 可见,阻尼器的瞬时气穴比的均值和波动幅值随进动频率升高而增大。基本恒定的气体的蒸发和凝结速率与油膜环内压力变化速率之间的速度差增大使得气

穴比波动的相位出现滞后现象。

5 结 论

1) 采用 Mixture 模型和 Z-G-B 空化模型,通过动网格技术建立了两端开口中心槽供油型挤压油膜阻尼器三维非定常空化流场求解模型。通过对比单相流模型与两相流模型的计算结果,发现阻尼器低压区流场的差异显著。考虑两相流动的流场在低压区产生两道对称的条状负压带,条状带内的气相体积分数较高。

2) 两相流流场内低压区的油膜压力和气相体积分数对进油孔位置十分敏感,阻尼器油膜力和流场气穴比的变化频率与进油孔数密切相关。进油孔对流场低压区的两条气相带有局部压力补偿作用,低压区移动到进油孔位置时两条气相带会发生截断现象。

3) 随着阻尼器内环进动半径和进动频率的增加,阻尼器流场的高压和低压区范围均增大,而高、低压过渡区范围减小;且流场内高、低压区的压力梯度随之显著增大,低压区空化现象加剧,气穴比的相位出现滞后现象。

参考文献:

[1] KHALIL M F, RHODES E. Effect of air bubbles on externally pressurized bearing performance[J]. Wear, 1980, 65(1): 113-123.
[2] FENG N S, HAHN E J. Density and viscosity models for two-phase homogeneous hydrodynamic damper fluids[J]. ASLE Transactions, 1986, 29(3): 361-369.
[3] WHITE D C. Squeeze film journal bearing[D]. London: Cambridge University, 1970.
[4] ZEIDAN F, VANCE J. Cavitation regimes in squeeze film dampers and their effect on the pressure distribution[J]. ASLE Transactions, 1990, 33(3): 447-453.

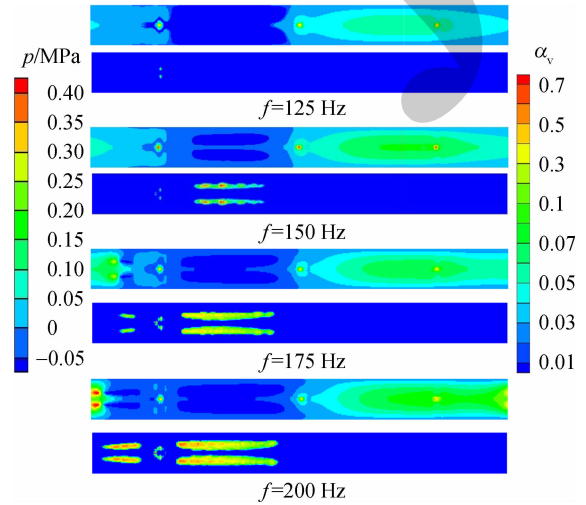


图 10 $t=T/2$ 时不同内环进动频率的压力和气穴分布
Fig. 10 Pressure and cavitation distribution at $t=T/2$ for different frequencies of inner ring precession

[5] ZEIDAN F, VANCE J. Cavitation and air entrainment effects on the response of squeeze film supported rotors [J]. Journal of Tribology, 1990, 112(2): 347-353.

[6] ANDRÉS L S, DIAZ S E. Flow visualization and forces from a squeeze film damper operating with natural air entrainment[J]. Journal of Tribology, 2003, 125 (1): 325-333.

[7] ANDRÉS L S, DIAZ S E. Pressure measurements and flow visualization in a squeeze film damper operating with a bubbly mixture[J]. Journal of Tribology, 2002, 124 (2): 346-350.

[8] TAO L Y, DIAZ S E, LUIS S A. Analysis of squeeze film dampers operating with bubbly lubricants[J]. Journal of Tribology, 2000, 122(1): 205-210.

[9] 刘雍,朱均,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, ZHU Jun, XUE Zhongqing. Experimental study on the influence of structural parameters of squeeze film damper on cavitation[J]. Journal of Aerospace Power, 1995, 10(4): 399-401. (in Chinese)

[10] 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. Uniform two-phase flow model of squeeze film damper[J]. Journal of Aerospace Power, 1996, 11(2): 113-116. (in Chinese)

[11] DIAZ S E, ANDRÉS L S. A model for squeeze film dampers operating with air entrainment and validation with experiments[J]. Journal of Tribology, 2001, 123 (1): 125-133.

[12] GÉHANNIN J, ARGHIR M, BONNEAU O. Evaluation of Rayleigh-Plesset equation based cavitation models for squeeze film dampers[J]. Journal of Tribology, 2009, 131 (2): 307-309.

[13] GUO Z L, HIRANO T, KIRK R G, et al. Application of CFD analysis for rotating machinery: Part 1 hydrodynamic, hydrostatic bearings and squeeze film damper [R]. ASME Paper GT2003-38931, 2003.

[14] 周海仑,张明,成晓鸣,等. 供油条件对挤压油膜阻尼器等效阻及周向位置阻尼的影响[J]. 机械工程学报, 2018, 54(6): 215-223.

ZHOU Hailun, ZHANG Ming, CHENG Xiaoming, et al. Effects of oil supply conditions on equivalent damping and circumferential position damping of squeeze film damper [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(6): 215-223. (in Chinese)

[15] DOUSTI S, GERAMI A, DOUSTI M A. Numerical CFD analysis on supply groove effects in high pressure, open end squeeze film dampers[J]. International Journal of Engineering Innovation and Research, 2016, 5(1): 80-89.

(编辑:李岩梅、张 雪)