

DAS汽封泄漏特性及影响因素研究

张万福,冯金,张宇聪,李春

(上海理工大学 能源与动力工程学院,上海 200093)

摘要:DAS(DEC Advanced Seal)汽封是透平机械中抑制流体泄漏的关键部件。以某机组隔板汽封为对象建立DAS汽封计算流体力学(Computational Fluid Dynamics, CFD)模型,研究不同运行工况(压比、转速)和结构参数(DAS齿厚、DAS齿数以及安装位置)对汽封泄漏量的影响。结果表明:DAS汽封泄漏量随压比升高而变大,并呈现较好的线性相关性;随转速升高而下降;随DAS齿厚增加呈先增后减趋势,当DAS齿厚(1.17 mm)为低齿齿厚(0.13 mm)9倍时,泄漏量达到最大。随DAS齿数增加,DAS齿的安装位置对泄漏量影响逐渐减小,1个DAS齿最佳安装位置在靠近入口段,泄漏量较原始模型降低4.65%;2个DAS齿最佳安装位置分别在靠近进口段和出口段,较原始模型泄漏量降低7.81%;3个DAS齿较原始模型泄漏量最高降低为11.01%。

关键词:汽封;计算流体力学;泄漏特性;透平机械

中图分类号:TK263.6 **文献标识码:**A **DOI:**10.16146/j.cnki.rndlge.2023.03.002

[引用本文格式]张万福,冯金,张宇聪,等. DAS汽封泄漏特性及影响因素研究[J]. 热能动力工程,2023,38(3):7-15. ZHANG Wan-fu, FENG Jin, ZHANG Yu-cong, et al. Research on leakage characteristics of DAS and its influence factors [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(3): 7-15.

Research on Leakage Characteristics of DAS and Its Influence Factors

ZHANG Wan-fu, FENG Jin, ZHANG Yu-cong, LI Chun

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China,
Post Code:200093)

Abstract: DEC advanced seal (DAS) is a key component to suppress fluid leakage in turbomachinery. Taking a certain unit diaphragm seal as object, computational fluid dynamics (CFD) model of DAS is established to study the influence of different operating conditions of pressure ratios and rotational speeds and structural parameters such as DAS tooth thickness, DAS tooth numbers and installation position on the seal leakage. Results show that the DAS leakage flowrate increases with the increase of pressure ratio, showing better linear correlation; the DAS leakage flowrate decreases with the increase of rotational speed, and increases first and then decreases with the increase of DAS tooth thickness. When the DAS tooth thickness of 1.17 mm is 9 times of the low-speed tooth thickness of 0.13 mm, the leakage reaches the maximum. With the increase of the number of DAS teeth, the influence of DAS teeth on leakage in different installation positions gradually decreases. The best installation position of 1 DAS tooth is close to the inlet section, which reduces the leakage by 4.65% compared with the original model; the best installation positions of the 2 DAS teeth are respectively installed near the inlet and outlet sections, reducing the leakage by 7.81% compared with the original model; the leakage of the three DAS teeth is reduced by up to 11.01% compared to the original model.

Key words: seal, computational fluid dynamics, leakage characteristics, turbomachinery

引言

汽封是减少蒸汽轮机和燃气轮机等各种涡轮机械中流体泄漏量和流量损失的重要部件^[1]。汽封根据装置位置的不同可分为轴端汽封、隔板汽封和通流部分顶部汽封^[2]。DAS 汽封是东方电气集团有限公司(DEC)研制的一种新型迷宫汽封,其成本更低、效果更好,在汽封改造中具有较好应用前景^[3]。

已有文献表明,迷宫汽封的泄漏量主要受结构型式和运行工况影响^[4-8]。曹丽华等人^[9]通过数值模拟研究迷宫汽封间隙和转速对汽封性能的影响,结果表明,迷宫汽封间隙对泄漏量影响较大,而转速对泄漏量影响相对较小。王旭东^[10]研究迷宫汽封间隙形状和尺寸对泄漏量的影响发现,适宜的间隙形状与尺寸使间隙中的流阻均匀增加,泄漏量减小。杨煜兵等人^[11]针对迷宫汽封的汽封高度、宽度等参数对泄漏量的影响进行分析发现,影响迷宫汽封泄漏量的因素中,汽封间隙的比重最大,其次是汽封间距、宽度和高度。夏威等人^[12]总结了迷宫汽封的齿高、齿宽及齿隙对流场和泄漏量的影响,研究表明,随着齿高、齿宽及齿隙增加,泄漏量均先降低后上升。同时,迷宫汽封的齿形也是决定迷宫汽封泄漏特性的主要因素之一^[13-15]。李庆等人^[16]采用数值模拟方法计算迷宫式静叶隔板汽封发现,汽封齿形为尖劈型可有效降低泄漏量。Rhode 等人^[17]通过汽封齿厚对泄漏量的影响研究发现,直通汽封的泄漏量基本不随齿厚的变化而变化。纪国剑等人^[18]优化了高齿和低齿之间的几何形状,与优化前相比,泄漏量减少了约 6%。DAS 汽封与传统迷宫汽封结构类似,但具有数个 DAS 齿,且各汽封齿间隙不同,对其泄漏特性及影响因素研究还较为少见。

本文建立了 DAS 汽封数值计算模型,采用计算流体力学方法(CFD),研究不同运行工况(压比、转速)和结构参数(DAS 齿厚、齿数及安装位置)对 DAS 汽封泄漏特性的影响规律。

1 几何模型

建立了某机组隔板汽封的 CFD 数值计算模型,DAS 汽封的几何结构如图 1 所示。该模型包括 10

个汽封齿,其中 4 个高齿和 6 个低齿,按 2 低 1 高的规则排列,DAS 汽封齿位置在 1 和 4 处。表 1 为 DAS 汽封几何尺寸。

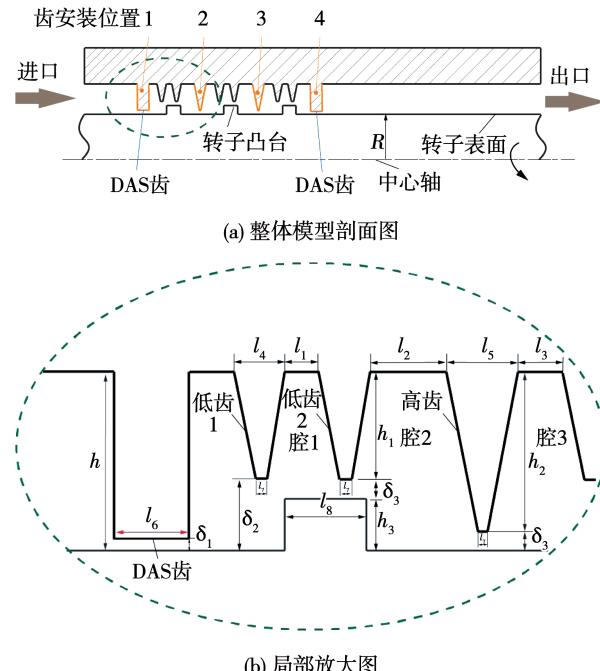


图 1 DAS 汽封几何结构

Fig. 1 Geometries of DAS

表 1 DAS 汽封几何尺寸(mm)

Tab. 1 DAS dimensions (mm)

参 数	数 值
转子半径 R	328.5
DAS 齿高度 h	8.5
低齿齿高 h_1	5.5
高齿齿高 h_2	8
低齿齿根宽度 l_4	2.6
高齿齿根宽度 l_5	3.4
DAS 齿宽度 l_6	3.4
高、低齿齿顶宽度 l_7	0.13
腔 1 宽度 l_1	1.4
腔 2 宽度 l_2	3.5
腔 3 宽度 l_3	2.5
DAS 齿间隙 δ_1	0.37
低齿与转子间隙 δ_2	3
高齿与转子间隙(低齿与凸台间隙) δ_3	0.5
凸台高度 h_3	2.5
凸台宽度 l_8	4

2 数值方法

2.1 网格划分

考虑到汽封内流体流动沿周向对称,建立DAS汽封周期性模型以减小计算量。利用前处理器GAMBIT划分网格,并在流动变化剧烈的齿顶处进行适当加密处理。设置周期面,使转子绕Z轴转动,其中周期面以Interface连接。图2为周期性模型的网格分布情况。

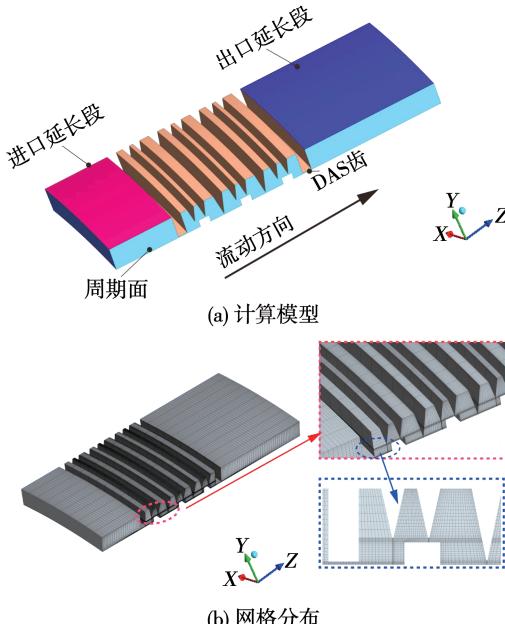


图2 DAS汽封计算模型及其网格分布

Fig. 2 Computational model and grid distribution of DAS

由于求解的重点区域为汽封齿腔与齿间间隙,考虑到DAS齿厚及安装位置改变会引起DAS汽封结构变化,因此需要设置不同密度的网格以满足不同计算区域的精度要求, y^+ 值控制在40~300之间。

为消除网格密度变化对计算结果的影响,以DAS齿厚为3.4 mm为例进行网格无关性验证,比较48 130, 99 260, 192 850与252 280 4种不同网格密度下的泄漏量,如图3所示。当网格密度从99 260增加至252 280后,泄漏相对误差为0.03%,最终确定DAS汽封计算模型的网格数均为99 260。

应用ANSYS-CFX软件求解三维RANS方程。

当质量、动量与湍流方程残差小于 10^{-6} ,并且进出口流量差小于0.1%时,可认为稳态计算收敛。

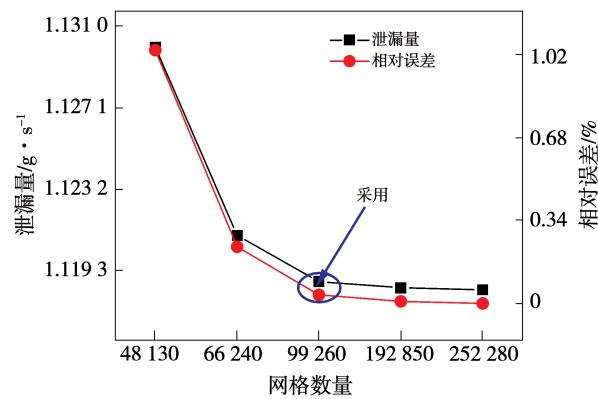


图3 网格无关性验证

Fig. 3 Grid independence verification

2.2 边界条件

DAS汽封运行工质选用空气(理想气体),采用标准 $k-\varepsilon$ (湍流强度为5%)湍流模型,转子与静子壁面属性设置为绝热光滑壁面。其中,进口温度300 K,进口压力0.111 5~1.013 MPa,出口压力0.101 3 MPa,转速1 000~10 000 r/min。

3 结果与分析

3.1 计算工况对泄漏特性的影响

3.1.1 压比

当转速为3 000 r/min时,泄漏量随压比的变化趋势如图4所示。可以看出,随压比的增加泄漏量成线性增加趋势,并呈现较好的线性相关性,因此压比对泄漏量影响较大。

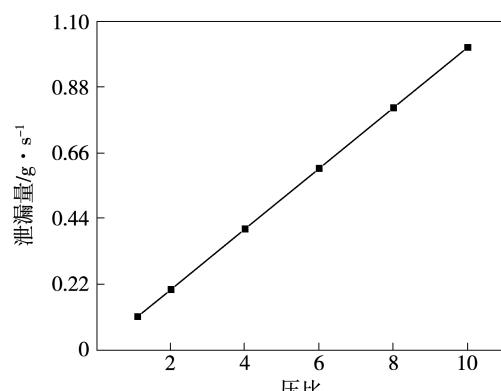


图4 泄漏量随压比变化情况

Fig. 4 Leakage flowrates vs. pressure ratios

3.1.2 转速

当压比为 1.1 时,泄漏量随转速的变化情况如图 5 所示。可以看出,泄漏随转速的增加而减少。由于转子高速旋转,轴表面的气流受到周向流动流体的剪切和轴向压力差的作用,阻碍流体泄漏。

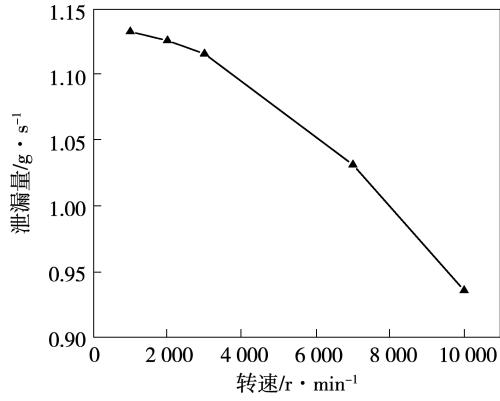


图 5 泄漏量随转速变化情况

Fig. 5 Leakage flowrates vs. rotor speeds

3.2 结构参数对泄漏特性的影响

3.2.1 DAS 齿厚

图 6 为泄漏量随 DAS 齿厚的变化情况。可以看出,随着 DAS 齿厚增加,泄漏量先增大后减小,约呈二次非线性变化,齿厚为 1.17 mm,即 DAS 宽齿齿厚是普通尖齿(0.13 mm)齿厚约 9 倍时泄漏量达到最大值,泄漏量增加 5.70%。

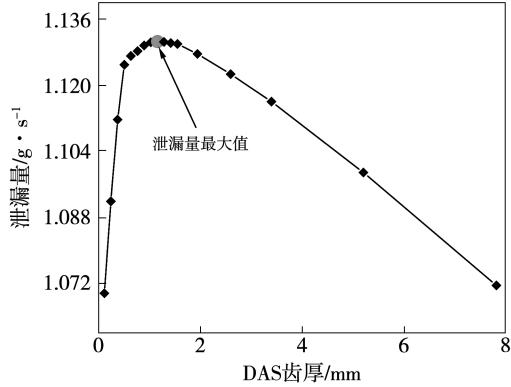
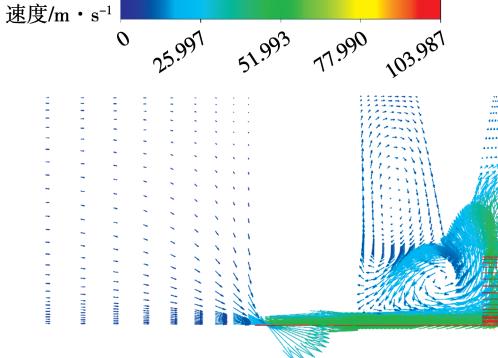


图 6 泄漏量随 DAS 齿厚变化

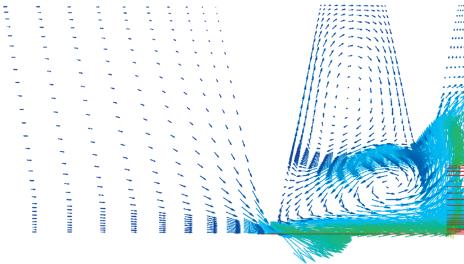
Fig. 6 Leakage flowrates vs. DAS tooth thicknesses

图 7(a)给出了 DAS 汽封内(齿厚 3.4 mm)速度场。由图 7(a)可知,流体流经齿顶处射流收缩,流动面积减少,压力能量被转换成动能,流速增加。然后,流体进入汽封齿空腔区域,主流区流束断面扩

大,流速降低。流体在流动方向形成正压梯度,且汽封因粘性力在空腔中产生强涡流,射流对前壁的冲击效应导致动态能量损失和射流分支,能量进一步耗散。图 7(b)为原始高低齿迷宫汽封模型。由图可知,该模型与原始模型相比汽封腔发生明显变化,DAS 汽封腔体积明显更小;由于 DAS 汽封间隙小于普通齿间隙,使得汽封泄漏面积减小、间隙透气效应(动能输运系数)降低,密封泄漏量显著降低;同时,气流流动方向在齿顶尖隙处偏转,且位于 DAS 齿处偏转角度更大,轴向速度减小,增强了间隙处的收缩效应,使有效通流面积减小。这是 DAS 汽封密封泄漏量减小的主要原因。



(a) DAS 汽封(齿厚 3.4 mm)



(b) 原始模型(无DAS齿)

图 7 DAS 汽封速度矢量图

Fig. 7 Velocity vector graph of DAS

图 8 为不同 DAS 齿厚下汽封内流线分布。可以看出,当 DAS 齿厚小于 1.17 mm 时,DAS 齿厚增加对各汽封腔内旋涡的形成产生破坏作用,汽封直通效应增强,能量耗散不充分,形成的附加小漩涡逐渐变小最后消失,造成泄漏量急剧上升;当 DAS 齿厚大于 1.17 mm 时,随着 DAS 齿厚继续增加,齿厚对汽封腔中的能量耗散没有不利影响,甚至在增强主涡的同时形成额外的小漩涡,从而强化能量耗散。流体在汽封齿间隙处射流后,速度增加,附加小漩涡

逐渐增多,且其趋势及湍流流动变化一致,加剧能量耗散,泄漏量降低。

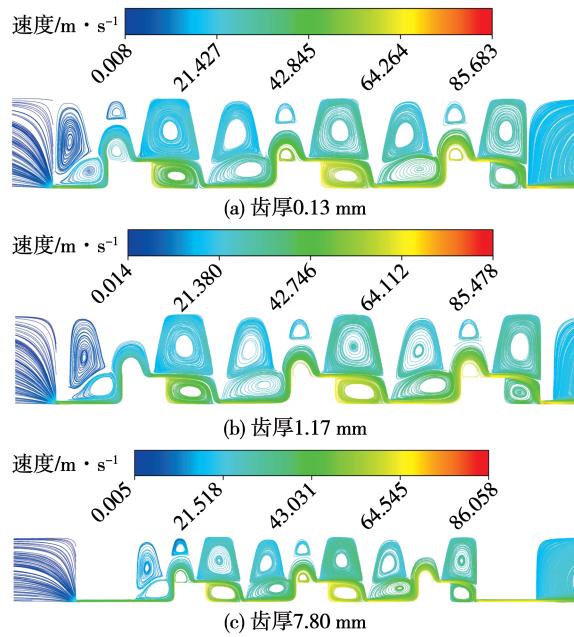


图8 不同DAS齿厚下汽封内流线分布

Fig. 8 Streamline distribution with different DAS tooth thicknesses

3.2.2 DAS齿数

图9为泄漏量随DAS齿数的变化情况。可以看出,随着DAS齿数增加,泄漏量呈线性下降趋势。

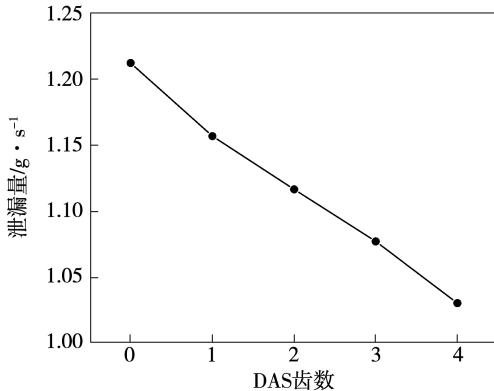


图9 泄漏量随DAS齿数变化

Fig. 9 Leakage flowrates vs. DAS tooth numbers

图10为不同DAS齿数下第3腔室湍流动能。可以看出,当DAS齿数增加时,腔室形状随之发生改变,容积减小。腔室形状变化有利于涡流形成,涡流流速逐渐减小,而湍流动能逐渐增大,涡流动能耗散效应得到加强。当DAS齿数为4时,第3腔室涡流形状最为明显,且湍流动能最大,表明能量耗散最

大。随着DAS齿数增加,腔室内的湍流动能分布越来越均匀,且腔室出口处的湍流动能显著增加,促进了涡流与主流间的动量与能量交换。

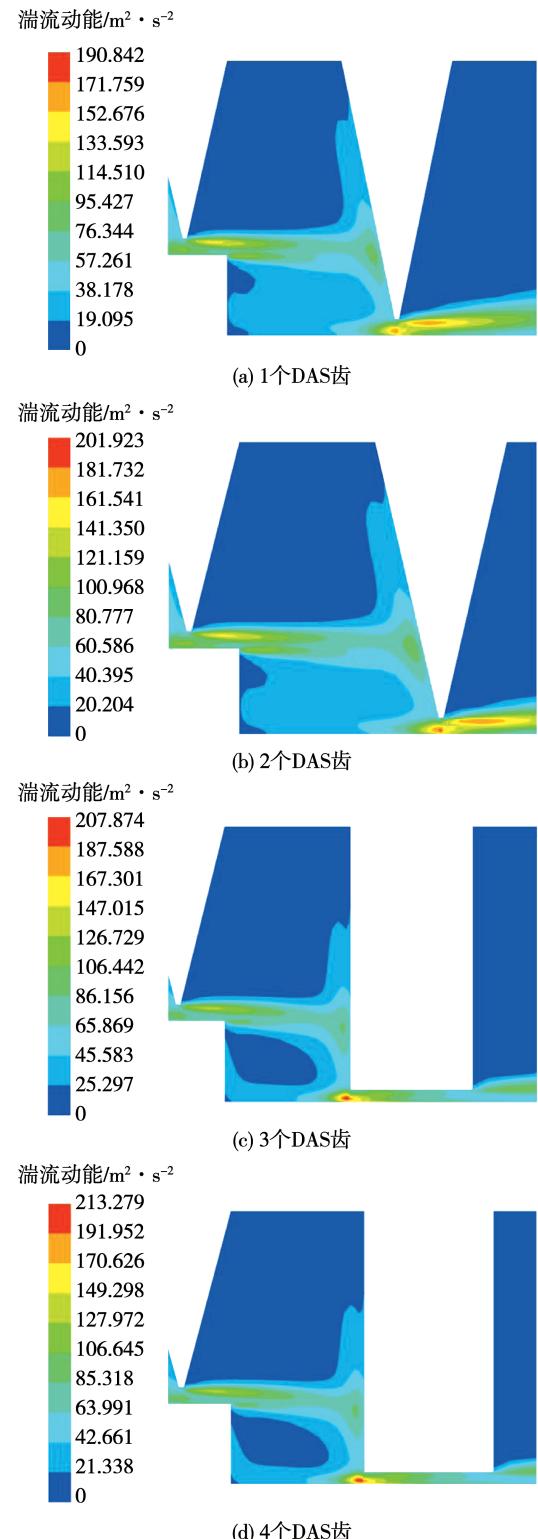


图10 不同DAS齿数下第3腔室湍流动能

Fig. 10 Turbulence kinetic energy contours for No. 3 cavity of DAS with different DAS tooth numbers

3.2.3 DAS 齿安装位置

通过调整 DAS 齿安装位置来探究其对泄漏性的影响,以此确定 DAS 齿最佳安装位置。表 2 为不同 DAS 齿数安装位置设计方案,安装位置见图 1(a)。

表 2 安装位置方案

Tab. 2 Installation location plan

方案	DAS 齿数	安装位置
1	1	1
2	1	2
3	1	3
4	1	4
5	2	1,2
6	2	1,3
7	2	1,4
8	2	2,3
9	2	2,4
10	2	3,4
11	3	1,2,3
12	3	1,2,4
13	3	1,3,4
14	3	2,3,4

图 11 为不同数量 DAS 齿在不同安装位置对泄漏量的影响。由图 11 可知,当 DAS 齿数为 1,随着安装位置从位置 1 逐渐向位置 4 靠近,泄漏量先增加后越减小。DAS 齿安装在位置 1(方案 1)时,泄漏最小,比安装在位置 2(方案 2)泄漏量下降 4.63%。当 DAS 齿数为 1 时,最佳安装位置为靠近进口段(位置 1)处,对比原始模型(0 个 DAS 齿)泄漏量下降 4.65%。当安装 2 个 DAS 齿时,DAS 齿安装在位置 1 和 4(方案 7)泄漏量最小,比安装在位置 2 和 3(方案 8)泄漏量小 2.95%,比原始模型泄漏量下降 7.81%。最佳安装位置为位置 1 和 4 处。当有安装 3 个 DAS 齿时,DAS 齿安装在位置 1,2 和 4(方案 12)泄漏量最小,比安装在位置 2,3 和 4(方案 14)时泄漏量小了 0.7%,比原始模型泄漏量下降 11.01%。当 DAS 齿数为 3 时,最佳安装位置为位置 1,2 和 4 处,随 DAS 齿数增加,安装位置泄漏量影响逐渐减小。

通过分析流场流动特性,初步揭示了 DAS 汽封泄漏的影响机理。1 个 DAS 齿在不同安装位置下第 3 腔室湍流动能和速度场如图 12 和图 13 所示。由

图可知,不同安装位置均能降低第 3 腔室流道内流体流速,安装位置的变化对 DAS 汽封通道内部流动带来的影响主要集中在 DAS 齿间隙气流方向的改变和齿腔处漩涡的形成。DAS 齿安装在位置 1 时,由于 DAS 齿间隙(0.37 mm)小于普通齿(0.5 mm),流通面积减小,压力转化为动能,流速增加,有利于漩涡的形成,加强了射流对壁面的作用,使流体在流道内耗散增加。腔室形状变化有利于涡流形成,涡流动能耗散效应得到加强。

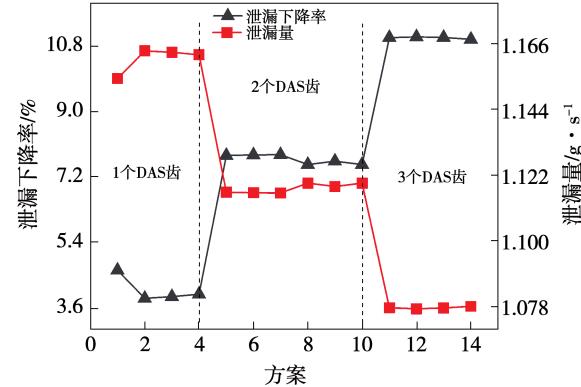


图 11 DAS 齿安装在不同位置对泄漏量的影响

Fig. 11 Leakage flowrates vs. installation locations of DAS tooth

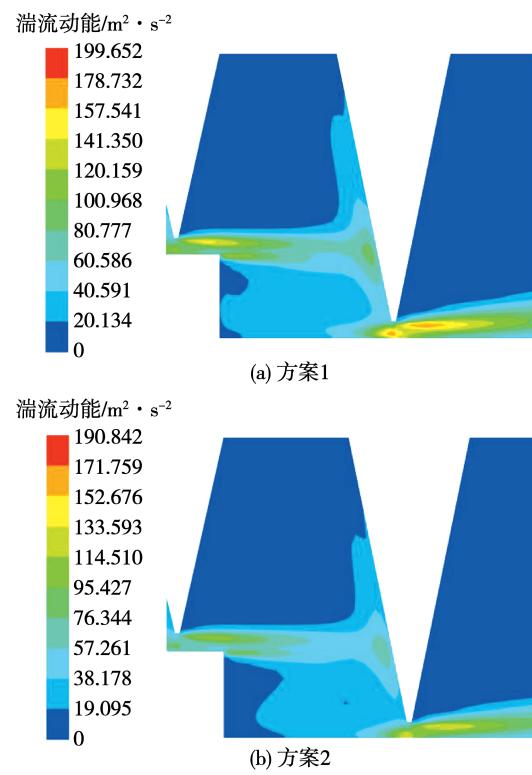


图 12 不同安装位置下第 3 腔室湍流动能

Fig. 12 Turbulence kinetic energy contours for No. 3 cavity of DAS with different installation locations

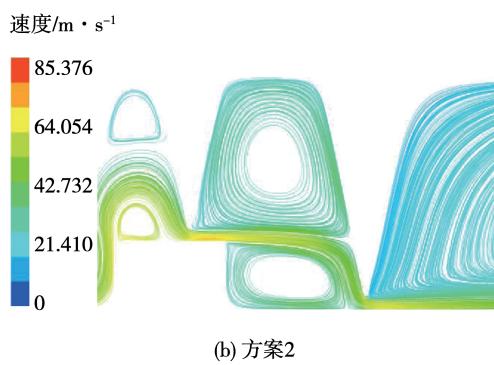
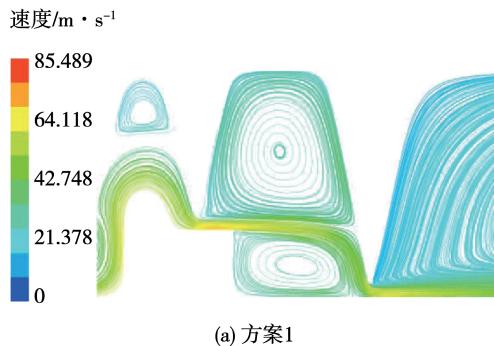


图 13 不同安装位置下第 3 腔室速度云图

Fig. 13 Velocity contours for No. 3 cavity of DAS with different installation locations

从图 12 和图 13 还可以看出,方案 1 中第 3 腔室涡流最为明显,且湍流动能最大,流体受到的流动阻力也相应增大,有利于能量的充分耗散,从而降低 DAS 汽封的泄漏量。因此,DAS 齿数为 1 时安装在靠近入口段(位置 1)位置对 DAS 汽封封严效果的效果最佳。

图 14 给出了 2 个 DAS 齿安装在不同位置时第 3 腔室的湍流动能图。由图 14 可知,方案 7 时第 3 腔室涡流最明显,且湍流动能最大,表明能量耗散也最大,腔室内的湍流动能分布越来越均匀,且腔室出口处的湍流动能显著增加。

图 15 给出了 2 个 DAS 齿安装不同位置时第 3 腔室速度云图。从图 15(a)可以看出,由于第 3 个高齿齿形发生变化,第 3 腔室内形成 2 个漩涡,能量耗散加剧,使泄漏量降低。第 3 腔室短齿与凸台之间流体流速明显比图 15(b)高,压力转化为动能,加上空腔体积发生变化和长齿的作用,使得空腔形成 2 个漩涡,加剧了能量的耗散。因此,DAS 齿数为 2 时,方案 7 的 DAS 汽封封严效果最佳。

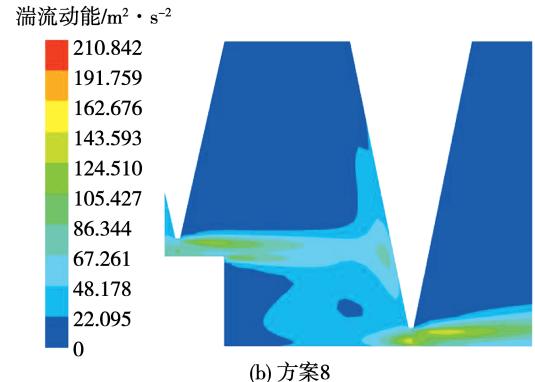
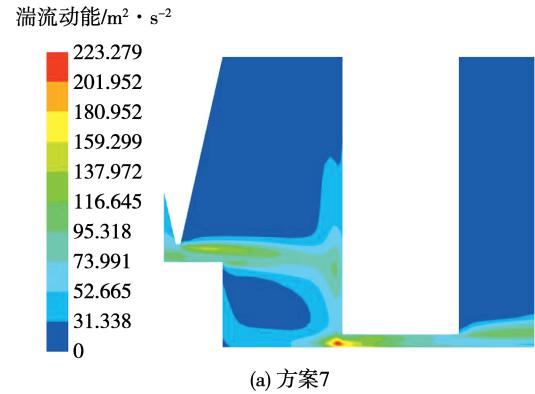


图 14 不同安装位置下第 3 腔室湍流动能

Fig. 14 Turbulence kinetic energy contours for No. 3 cavity of DAS with different installation locations

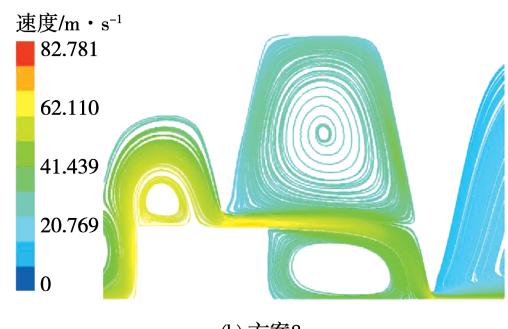
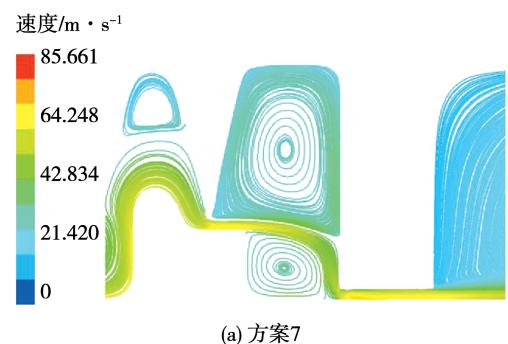


图 15 不同安装位置下第 3 腔室速度云图

Fig. 15 Velocity contours for No. 3 cavity of DAS with different installation locations

图 16 给出了 3 个 DAS 齿安装在不同位置时第 3 腔室湍流动能图。安装位置变化时, 第 3 腔室形状也随之发生改变, 湍流动能有所增加, 流体受到的流动阻力也相应增大。方案 12 涡流最为明显, 且湍流动能最大, 有利于能量的充分耗散, 从而降低泄漏量并提高汽封封严性能。

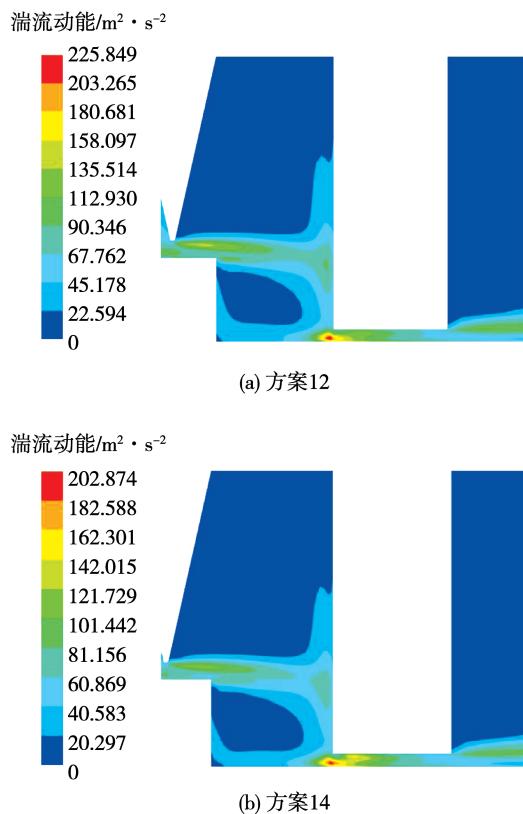


图 16 不同安装位置下第 3 腔室湍流动能

Fig. 16 Turbulence kinetic energy contours for No. 3 cavity of DAS with different installation locations

图 17 给出了 3 个 DAS 齿安装在不同位置时的第 3 腔室速度云图。从图 17(a)可以看出, 安装位置为位置 1,2 和 4 时, 第 3 腔室流线分布更均匀, 并在加强主涡流的同时, 形成额外的小涡流, 加剧能量耗散并减少泄漏量。由图 17(b)可以看出, 随着安装位置变化, 第 3 腔室流体线先经过高齿与旋转轴之间的间隙, 再经过短齿与凸台之间仅形成 1 个漩涡, 而图 17(a)流体流经短齿与凸台之间的空腔形成 2 个漩涡。这种流动的差异造成了泄漏量的不同。因此, DAS 齿数为 3 时方案 12 时 DAS 汽封封严效果最佳。

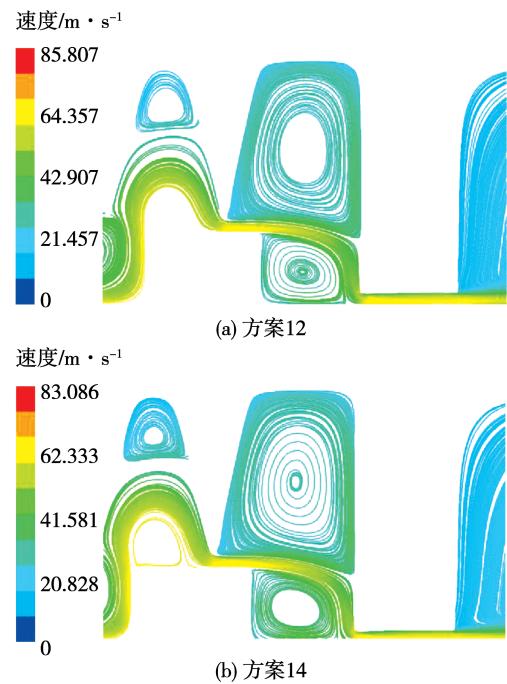


图 17 不同安装位置下第 3 腔室速度云图

Fig. 17 Velocity contours for No. 3 cavity of DAS with different installation locations

4 结 论

应用计算流体力学方法分析了 DAS 汽封泄漏特性, 并研究了不同工况(压比、转速)和结构参数(DAS 齿厚、DAS 齿数以及安装位置)对汽封泄漏量的影响, 得到结论:

- (1) DAS 汽封泄漏量随压比的升高而变大, 随转速升高而下降。
- (2) 在相同 DAS 齿数与安装位置下, 泄漏量随 DAS 齿厚增加呈先增后减趋势, DAS 齿厚(1.17 mm)为低齿齿厚(0.13 mm)9 倍时, 泄漏量达到最大。
- (3) 泄漏量随 DAS 齿数增加呈线性减小。随 DAS 齿数增加, 安装位置对泄漏量影响逐减小。DAS 齿数量不同时, DAS 齿在最佳安装位置下泄漏量均小于原始结构尺寸。1 个 DAS 齿安装在靠近进口段(位置 1)时泄漏量减少效果最好, 较原始模型(0 个 DAS 齿)泄漏量降低 4.65%; 2 个 DAS 齿分别安装靠近进口处(位置 1)和出口段(位置 4)时泄漏量减少效果最好, 较原始模型泄漏量降低 7.81%; 3 个 DAS 齿时最佳安装位置为 1,2 和 4, 较原始模型泄漏量降低 11.01%。

参考文献:

- [1] 何立东,夏松波.转子密封系统流体激振及其减振技术研究简评[J].振动工程学报,1999,12(1):64-72.
HE Li-dong, XIA Song-bo. A brief review of the research on fluid excitation and vibration reduction technology of rotor sealing system [J]. Journal of Vibration Engineering, 1999, 12(1):64-72.
- [2] 李军,吕强,丰镇平.高低齿迷宫式汽封泄漏流动特性研究[J].机械工程学报,2006,42(5):165-169.
LI Jun, LYU Qiang, FENG Zhen-ping. Research on the leakage flow characteristics in the stepped labyrinth seal [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(5):165-169.
- [3] 李家锋.600 MW超临界汽轮机组节能优化改造及应用研究[D].广州:华南理工大学,2017.
LI Jia-feng. Study on the transformation and application of energy saving optimization of a 600 MW supercritical steam turbine unit [D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2017.
- [4] GAO Rui, KIRK G. CFD study on stepped and drum balance labyrinth seal[J]. Tribology Transactions, 2013, 56(4):663-671.
- [5] SCHARRER J K. Rotordynamic coefficients for stepped labyrinth gas seals[J]. Journal of Tribology, 1989, 111(1):101-107.
- [6] 张晓旭,李雪松,王路遥,等.直通齿和交错齿迷宫密封流场与动特性的比较[J].工程热物理学报,2014,35(6):1083-1086.
ZHANG Xiao-xu, LI Xue-song, WANG Lu-yao, et al. The comparison of flow field and dynamic characteristic of straight and staggered labyrinth seal [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2014, 35(6):1083-1086.
- [7] TSUKUDA T, HIRANO T, WATSON C, et al. A numerical investigation of the effect of inlet preswirl ratio on rotordynamic characteristics of labyrinth seal[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2018, 140(8):1-10.
- [8] WU T, EACUTE A, SAN L. Leakage and dynamic force coefficients for two labyrinth gas seals: teeth-on-stator and interlocking teeth configurations. A computational fluid dynamics approach to their performance[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(4):1-12.
- [9] 曹丽华,贾彦铭,李盼,等.汽轮机高低齿叶顶汽封泄漏流动的数值分析[J].浙江大学学报(工学版),2016,50(8):1346.
CAO Li-hua, JIA Yan-ming, LI pan, et al. Numerical analysis on leakage flow of blade tip stepped seal in steam turbine [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2016, 50(8):1346.
- [10] 王旭东.迷宫密封泄漏特性及新结构研究[D].北京:清华大学,2015.
WANG Xu-dong. Research on leakage characteristics and improvements of labyrinth seals [D]. Beijing: Tsinghua University, 2015.
- [11] 杨煜兵,张春光,刘光恒,等.基于响应面法的柱塞泵迷宫密封优化设计[J].流体机械,2021,49(6):44-49.
YANG Yu-bing, ZHANG Chun-guang, LIU Guang-heng, et al. Optimization design of labyrinth seal for piston pump based on response surface method [J]. Fluid Machinery, 2021, 49 (6): 44-49.
- [12] 夏威,徐珂,谈金祝,等.内浮顶油罐迷宫密封性能的数值模拟与结构优化[J].润滑与密封,2021,46(8):88-93.
XIA Wei, XU Ke, TAN Jin-zhu, et al. Numerical simulation of performance and structural optimization of labyrinth seal in an oil storage tank with inner floating roof [J]. Lubrication Engineering, 2021, 46(8):88-93.
- [13] 司和勇,曹丽华,李盼.密封结构对汽轮机转子动力特性的影响分析[J].中国电机工程学报,2020,40(1):165-175.
SI He-yong, CAO Li-hua, LI Pan. Effect of seal structure on rotor dynamic characteristics of steam turbine [J]. Proceedings of the CSEE, 2020, 40(1):165-175.
- [14] ZHANG X, JIANG J, PENG X, et al. Leakage and rotordynamic characteristics of labyrinth seal and hole-pattern damping seal with special-shaped 3D cavity[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2021, 73(2):396-403.
- [15] LEE S I, KANG Y J, KIM W J, et al. Effects of tip clearance, number of teeth, and tooth front angle on the sealing performance of straight and stepped labyrinth seals[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2021, 35(10):1539-1547.
- [16] 李庆,刘云峰.迷宫式静叶隔板汽封的数值模拟分析[J].汽轮机技术,2012,54(1):24-25.
LI Qing, LIU Yun-feng. Numeric research of labyrinth seal on stator blade diaphragm [J]. Turbine Technology, 2012, 54 (1): 24-25.
- [17] RHODE D L, HIBBS R I. Tooth thickness effect on the performance of gas labyrinth seals [J]. Journal of Tribology, 1992, 114(4):790-795.
- [18] 纪国剑.航空发动机典型篦齿封严泄漏特性的数值和实验研究[D].南京:南京航空航天大学,2008.
JI Guo-jian. Numerical and experimental investigation of sealing characteristics on typical labyrinth seals in aeroengine [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2008.

(刘颖 编辑)