

涡轮泵平衡活塞内消旋肋片对轴向力影响的数值模拟及分析

杨铁恒¹, 许开富², 金路², 郑旭¹, 孙中国¹, 席光¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 西安航天动力研究所, 710100, 西安)

摘要: 通过三维稳态数值模拟和正交实验研究方法, 系统分析了不同结构参数的消旋肋片对涡轮泵平衡活塞内部流动特性及轴向力的影响规律。选取某液体火箭发动机涡轮泵的平衡活塞流域作为研究对象, 进行三维稳态数值模拟, 分析了消旋肋片对平衡活塞内部流动特性的影响; 设计正交实验方案, 通过调整消旋肋片的宽度、高度及数量, 进一步评估了各参数对轴向力影响的差异性。研究结果表明: 消旋肋片的加入显著影响了涡轮泵平衡活塞内部流动特性; 引入消旋肋片后, 平衡活塞模型内部流动变得更加复杂, 在动静圆盘间隙出现了更多的涡, 增加了能量耗散, 进而引发平衡活塞内部压力变化, 轴向力明显改变, 泄漏通道内的轴向力降低幅度可达 14.3%; 在选取的消旋肋片结构参数中, 按照对轴向力的影响大小从高到低依次为消旋肋片的宽度、高度及数量, 且前两者对结果的极差值分别为消旋肋片数对应结果的 4.6 倍和 3.5 倍。该研究通过消旋肋片结构参数设计改善了平衡活塞的工作特性, 从而提高涡轮泵运行的稳定性, 为液体火箭发动机涡轮泵性能优化提供了一定的参考。

关键词: 涡轮泵; 平衡活塞; 轴向力; 消旋肋片

中图分类号: V434 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202507005 **文章编号:** 0253-987X(2025)07-0046-10

Numerical Simulation and Analysis of the Effect of Anti-Vortex Ribs on Axial Force in Turbopump Balance Pistons

YANG Tieheng¹, XU Kaifu², JIN Lu², ZHENG Xu¹, SUN Zhongguo¹, XI Guang¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: Through three-dimensional steady-state numerical simulations and orthogonal experimental design, this study systematically investigates the influence of anti-swirl ribs with varying structural parameters on flow characteristics and axial force within turbopump balance pistons. The flow domain of the turbopump balance piston in a liquid rocket engine is selected as the research object for 3D steady-state numerical simulation, revealing the impact of anti-swirl ribs on internal flow patterns. An orthogonal experimental scheme is designed to evaluate the differential effects of rib width, height, and quantity on axial force. The introduction of anti-swirl ribs significantly alters the internal flow characteristics of the turbopump balance piston. After implementing anti-swirl ribs, the internal flow patterns become more complex, with increased vortex generation in the rotor-stator disk gaps that enhances energy dissipation. This subsequently modifies the internal pressure distribution, leading to notable changes in axial force-achieving up to a 14.3% reduction in axial force within the leakage channel. Among the selected structural parameters of anti-swirl

收稿日期: 2024-12-09。 作者简介: 杨铁恒(1997—), 男, 硕士生; 孙中国(通信作者), 男, 教授, 博士生导师。

网络出版时间: 2025-03-31 网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20250331.1428.006>

ribs, their influence on axial force, ranked from highest to lowest, is as follows: width, height, and quantity. The first two parameters show ranges of 4.6 times and 3.5 times the corresponding results for the quantity of anti-vortex ribs, respectively. Through optimized anti-swirl rib parameter design, this study improves the operational characteristics of balance pistons, thereby enhancing turbopump stability. The findings provide valuable references for performance optimization of liquid rocket engine turbopumps.

Keywords: turbopump; balance piston; axial force; swirl brake

涡轮泵是液体火箭发动机产生火箭推进力的最重要的部件之一,主要作用提高推进剂的压力,如液氢和液氧,并将它们输送到燃烧室。轴向力的平衡效果对涡轮泵的可靠性和安全性有较大影响。涡轮泵运行过程中具有较高的转速,叶轮内部的压力较高,导致积分得到的叶轮轴向力过高,过高的轴向力会使轴承难以负载,将危及涡轮泵的安全,因此采用推力平衡装置来平衡轴向力是很有必要的^[1]。在轴向力平衡装置中,需要强大的刚度来对抗静平衡和动平衡,还必须采用复杂的密封系统来防止危险液体的泄漏,因此推力平衡装置变得非常复杂^[2]。目前涡轮泵设计时,主要使用推力轴承、密封环、平衡盘、背叶片等措施来平衡轴向力^[3-5]。其中,平衡活塞结构对轴向力平衡能力强、反应灵敏,因此大范围变工况工作的涡轮泵中常用平衡活塞来平衡轴向力。平衡活塞装置位于离心叶轮后盖板上,在受到不同轴向力时会使高、低压节流间隙发生变化,进而调节平衡腔内的压力分布,产生对应的轴向力变化,使转子上的轴向力达到平衡状态^[6]。具有迷宫密封和低压间隙的平衡装置可以做到有效减小泄漏量和平衡轴向力,可以灵敏地对轴向力变化反应调节,但其结构与装配也更加复杂,本文着重对具有迷宫密封和低压间隙的平衡装置进行研究。

涡轮泵的工作特性分为静态特性与动态特性。静态特性指在各稳态工况点上,涡轮泵内部参数之间的匹配关系,以及各类干扰因素对内部参数的影响特性,各工况下的静态参数也是动态模型的基础。Kurokawa等^[7]对由日本宇宙航空研究开发机构研发的H-II运载火箭涡轮氧泵轴向力特性开展了深入研究,揭示了涡轮氧泵在平衡活塞、平衡孔、消旋整流装置等组合下的轴向力特性。Kurokawa等^[8]进一步深入研究了H-II运载火箭涡轮氧泵轴向力特性,发现离心叶轮前泵壳静止壁面上的消旋整流装置有效地降低了径向压降,同时增大了指向装置出口的轴向力,使离心泵内总轴向力发生了显著降低。Hiraki等^[9]研究了平衡活塞机构的结构变形

对轴向推力自平衡系统轴向稳定性的影响。由此可见,结构变形对平衡活塞机构的稳定性有一定的影响,在设计刚度较小的叶轮时,应慎重考虑。Shimura等^[10]以火箭发动机液氧涡轮泵作为研究对象,发现平衡活塞侧腔中的螺栓槽与径向凹槽功能类似,降低了间隙径向压降。Shimura等^[11]进一步研究发现,采用平衡活塞与平衡活塞腔套管壁上的沟槽组合的方式,可以扩大轴向推力平衡的动态范围,但同时增加了泄漏流量和摩擦力矩。卜学兵等^[12]通过粗糙度对涡轮泵动静间隙的影响发现,随着叶轮泵壳部件表面粗糙度的增大,涡轮泵叶轮轴向力显著降低。郑旭等^[13]通过数值模拟对热力学效应影响下涡轮泵的性能进行了研究,发现考虑热力学效应后,涡轮泵扬程和效率增大,泄漏量明显减小。Jeon^[14]通过对压力和泄漏流量的分析发现,两个控制间隙相比于一个控制间隙的结构,能够在更广泛的区域内有效控制轴向推力。Chen等^[15]通过研究发现,离心泵叶轮内的流场结构叶片前缘几何形状对离心泵内流体涡结构和叶轮能量损失有较大影响。Sugiyama等^[16]通过数值模拟和实验研究了背叶片相关参数对泵轴向力的影响,发现背叶片径向位置对轴向力的影响最大。动态特性指内部各参数随时间快速变化时表现出的特性。Shimura等^[17]将自平衡系统的机械结构与流体系统相结合,建立了自平衡系统的模型,证实了系统存在自激振动的可能性,并研究了几何形状、流体黏性阻尼、腔室径向压降和孔板流量系数对平衡活塞系统稳定性的影响。Sakai等^[18]研究了泵入口处经常发生的空化引起的特性变化,发现由于空化的增大,平衡活塞系统的动态特性变得不稳定,建议在涡轮泵的设计中也必须考虑空化的影响。Hiraki等^[19]通过实验验证了平衡活塞腔体体积的增大、平衡活塞总间隙的减小以及上下流压差的增大会降低轴向稳定性并引起自激振荡。壁面凹槽的特性研究主要是前后盖板对应的固定壳体壁面上的凹槽结构对涡轮泵轴向力平衡作用的影响。Kimura等^[20]对平衡活塞所受

流体力的动态响应进行了数值研究,发现作用在平衡活塞上的流体力可以用附加质量、附加阻尼系数和附加刚度系数的运动方程来描述。Kawasaki 等^[21]建立了液氢火箭泵平衡系统的模型,研究了平衡柱塞的非定常响应,确定了平衡活塞的轴向大振幅振动特性。Sakai 等^[22]对液氢涡轮泵进行了可压缩计算流体动力学分析,发现在考虑流体压缩性后平衡活塞系统阻尼系数有所降低,刚度系数有所增大。Jia 等^[23]通过对离心泵密封环间隙的入射角研究发现,小入射角的密封环间隙可以降低离心泵前腔流区和叶轮流区的流动损失,抑制入口段回流预旋和泵内汽蚀。Yu 等^[24]通过实验验证了考虑热力学效应的空化模型的有效性,为液体火箭发动机后续研究提供了一定的理论支持。杨玉冰等^[25]通过数值模拟研究了管式扩压器时序效应对涡轮泵性能的影响,发现了时序效应对涡轮泵压力脉动的影响规律。目前对涡轮泵的研究大多集中在相关结构对泵内流动特性的影响、系统稳定性、平衡活塞系统和泵内空化特性等方向,关于消旋肋片结构参数的研究相对较少。

涡轮泵所受到的轴向力主要产生于泵泄漏流道内的流体对叶轮造成的作用力,即由于叶轮前、后盖板内、外侧压力差距,叶轮所受到的轴向力不平衡,导致涡轮泵整体出现较大轴向力。轴向力过大会导致涡轮泵转子系统发生轴向窜动,从而造成叶轮前、后凸肩与壳体碰摩,还会增大推力轴承的工作负荷,大幅降低轴承使用寿命,甚至影响涡轮泵运行的稳定性。因此,在工程设计阶段,了解消旋肋片对平衡活塞轴向力降低的机理情况及不同消旋肋片结构对轴向力的影响情况,对涡轮泵性能的改善具有一定的意义。目前针对消旋肋片对平衡活塞系统的影响机理研究尚不充分,因此本文主要通过开展平衡活塞系统流动特性研究,分析带有消旋肋片结构的平衡活塞内部流动情况,研究消旋肋片的作用机理。

1 计算模型与方法

1.1 计算域模型与网格划分

本文采用单部件平衡活塞进行模拟,介质为水,选取与实验情况相同的边界条件设置。两种平衡活塞的单周期结构如图 1 所示,图 1 中展示了消旋肋片的位置情况。平衡活塞结构由迷宫密封、消旋肋片和低压间隙组成,包含进出口、泵腔面、叶轮面等部分。本文所采用的平衡活塞模型和相关设计参数

的选择依据工程实际应用。

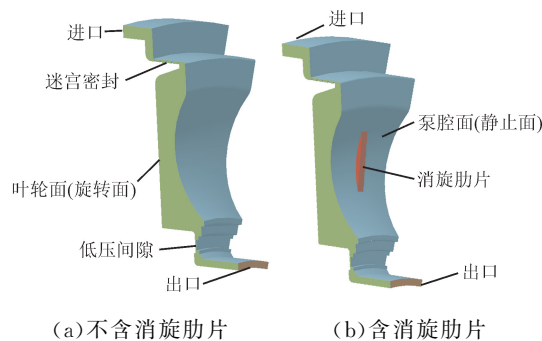


图 1 平衡活塞结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of balanced piston

采用 ICEM 软件对涡轮泵各部件进行网格划分,平衡活塞部分划分为结构化网格,按 SST $k-\omega$ 湍流模型的要求对壁面处网格及消旋肋片部分进行局部加密,最终得到无量纲壁面距离 y^+ 在 1~10 范围内,网格划分情况如图 2 所示,划分后平衡活塞的网格质量大于 0.3,壁面 y^+ 如图 3 所示。

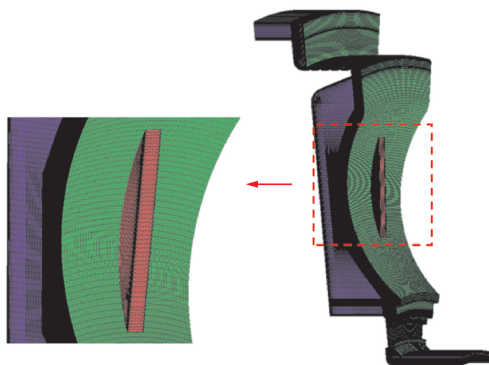


图 2 平衡活塞凹槽区域网格示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the grid in the balanced piston groove area

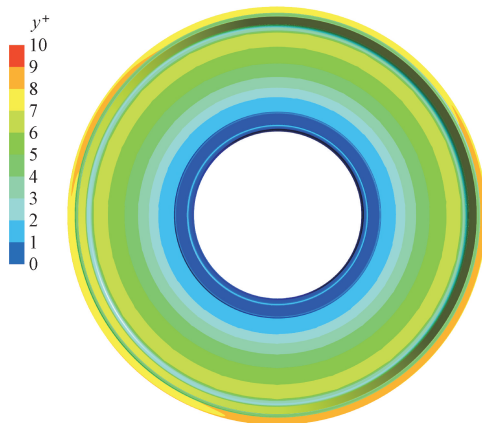


图 3 平衡活塞旋转壁面 y^+

Fig. 3 y^+ value of the rotating wall of the balanced piston

采用雷诺平均 Navier-Stokes 方法进行平衡活塞单部件和涡轮泵全流场的稳态求解,数值模拟过程中湍流模型选择 SST $k-\omega$ 模型,动量方程对流项及湍流输运方程对流项的离散格式均选择 High Resolution 算法。图 4 展示了在进行平衡活塞单部件模拟时的边界条件设置情况,其中计算域设置为静止域,进口边界条件采用速度预旋进口,出口边界条件采用压力出口,叶轮面使用旋转壁面,转速与实验工况下的叶轮转速相同,泵腔面设置为无滑移壁面边界条件,壁面处选用 Automatic Wall Function 算法进行处理,计算介质为水,收敛精度设置为 1×10^{-4} 。

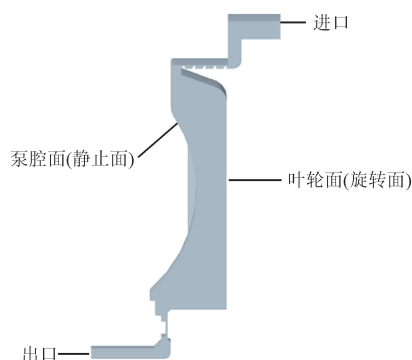


图 4 平衡活塞边界条件设置情况

Fig. 4 Setting of balance piston boundary conditions

1.2 网格无关性验证

为了更直观地描述平衡活塞流道内的流动情况,本文对计算过程中所使用的物理量均进行了无量纲化处理,物理量及对应无量纲方法见表 1。

表 1 物理量及对应无量纲方法

Table 1 Dimensionless parameter

参数	无量纲方法	参量说明
无量纲压力 C_p	$C_p = \frac{p}{(1/2)\rho u_2^2}$	p 为任意位置流体静压, Pa ρ 为工质密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ u_2 为叶轮出口线速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
无量纲速度 C_v	$C_v = \frac{v}{u_2}$	v 为任意位置流体绝对速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
无量纲轴向力 C_F	$C_F = \frac{F}{p_2 \pi (r_2^2 - r_1^2)}$	F 为旋转面轴向力, N p_2 为设计工况叶轮出口压力, Pa r_2 为叶轮出口半径, m r_1 为叶轮进口半径, m

选取 4 套网格进行网格无关性验证,如表 2 所示。以平衡活塞入口无量纲压力 C_p 为评判指标计算,可以看出,随着网格数增加,误差逐渐减小,压力 C_p 逐渐趋于稳定,考虑到计算精度及计算效率,选

择第 3 套网格进行后续仿真计算。

表 2 网格无关性验证

Table 2 Verification of mesh independence

网格方案	平衡活塞网格数/ 10^4	无量纲压力 C_p	误差/%
1	434.7	0.783 5	
2	647.2	0.794 8	1.42
3	804.2	0.795 7	0.11
4	1 081.1	0.796 3	0.07

1.3 数值方法验证

为了验证数值计算的正确性与精确度,本文将数值计算结果与实验结果进行对比。实验工况的涡轮泵后泄漏流道部分与本文研究的平衡活塞结构相同。以平衡活塞入口面平均压力作验证,无量纲化后实验测点压力为 0.813 2,数值模拟压力为 0.795 7,数值模拟值与实验值的相对偏差约为 2.13%,误差在可以接受的范围之内,验证了数值方法的准确性,因此,数值方法可以用于后续计算。

2 消旋肋片对流动特性及轴向力的影响

为探究消旋肋片对平衡活塞内部流动特性的影响,首先对是否含有消旋肋片结构的两种平衡活塞结构进行分析,对比其内流场及轴向力变化情况。

本文在探究平衡活塞内流场的变化情况时,为了更清楚地分析平衡活塞内部流动情况,在两种平衡活塞内部布置一定数量的监测点 ($P_1 \sim P_{18}$),如图 5 所示。监测点均布置在消旋肋片中间截面,两种平衡活塞内监测点坐标相同。通过对比模型的速度场、压力场和不同监测点的压力变化情况探究消旋肋片的作用机理。

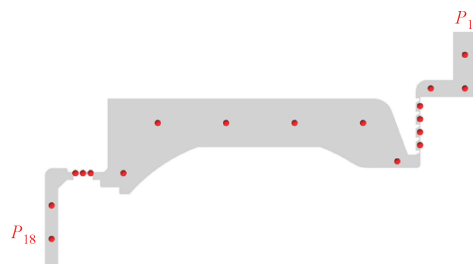


图 5 平衡活塞监测点布置示意

Fig. 5 Schematic diagram of balanced piston monitoring point layout

对不含消旋肋片的平衡活塞模型进行模拟,如图 6 所示,在不含消旋肋片时,平衡活塞内部速度整体分布较为均匀。在迷宫密封凹槽内、低压轴向间

隙存在着高速区。在迷宫密封凹槽内,流道突缩突扩的结构变化在凹槽内产生涡旋,凹槽内流体流速相对较大。由于壁面无滑移条件的作用,平衡活塞流道内贴近叶轮面位置速度接近叶轮旋转速度。在低压轴向间隙内,由于通流面积减小,此处的流速相应提高。同时,流场在边界附近的分布情况也说明该仿真计算过程中捕捉到了腔体流动中的流场变化细节,网格划分及计算设置能够满足数值仿真要求。

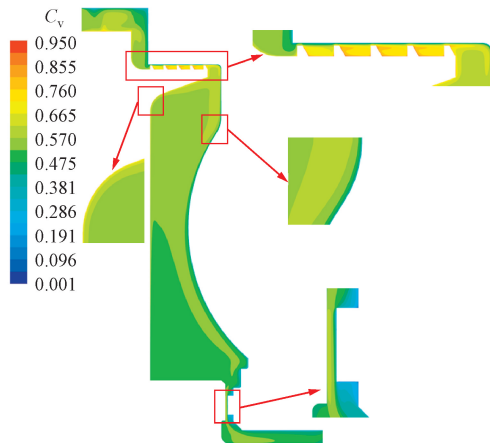


图6 不含消旋肋片平衡活塞速度分布

Fig. 6 Balance piston velocity distribution without swirl brake

图7是基于涡量特征截取的泵腔中截面速度流线分布,在流体域进口、迷宫密封凹槽、圆盘、低压轴向间隙进出口处均有大量涡存在。在迷宫密封内,每个凹槽都有形状及分布相似的涡存在,起到能量耗散的作用,达到节流密封的目的^[26]。在圆盘内,由于叶轮旋转离心力的存在,圆盘动静间隙区域内整体上呈现顺时针旋转。在低压轴向间隙进出口,由于阶梯结构、突缩和突扩结构的存在,流动较为复杂,存

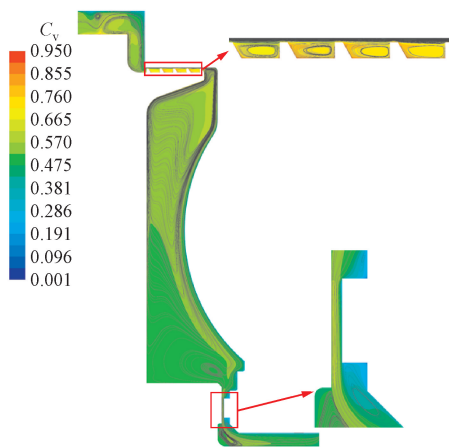
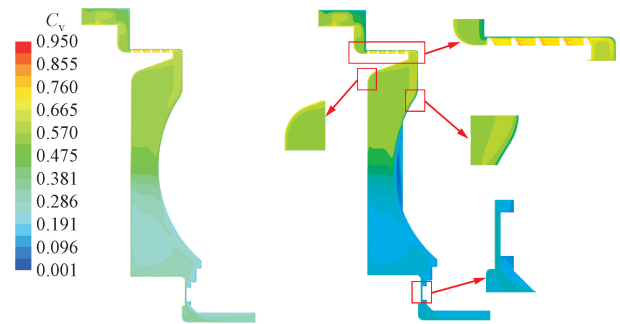


图7 不含消旋肋片平衡活塞流线分布

Fig. 7 Balance piston streamline distribution without swirl brake

在多种尺度和旋向的涡。动静圆盘间隙内部的流动相对缓和,流域内部形成的回流区域仅在高压迷宫密封下游附近区域出现,流域速度变化幅度相对较小。

通过对含有消旋肋片的平衡活塞模型进行模拟,其消旋肋片区域和无消旋肋片区域的速度云图分布如图8所示。由图8可知,在加上消旋肋片后,平衡活塞内部速度整体分布在消旋肋片区域出现了较大变化,在迷宫密封凹槽内、低压轴向间隙同样存在着高速区,但是在消旋肋片附近出现了低速区,从消旋肋片开始速度显著降低,消旋肋片凹槽区域内部流体的速度也明显低于泵腔内部速度。对比图8中两个区域的速度分布情况可以看出,在消旋肋片流域外的速度分布大致相同。对比图6和图8可以看出,消旋肋片可以显著降低平衡活塞内的液体流速,同时消旋肋片主要影响动静圆盘间隙内消旋肋片及其下游流域的速度分布,对迷宫密封和平衡活塞入口段的速度分布影响较小。



(a)两消旋肋片中间截面 (b)消旋肋片中心位置截面

图8 含消旋肋片平衡活塞速度云图分布

Fig. 8 Velocity distribution of balance piston with swirl brake

含消旋肋片平衡活塞流线分布如图9所示,由图9可知,在加入消旋肋片后,流线分布也产生了较大变化,在两个区域的流体域入口直至迷宫密封入口前端,以及迷宫密封至低压轴向间隙入口前端仍存在较大的回流区域,迷宫密封凹槽内涡的形状与分布没有太大变化。在低压轴向间隙进出口也存在与不含消旋肋片时相似的多种尺度和旋向的涡。这说明消旋肋片对流体域入口直至迷宫密封出口以及低压间隙附近的流动没有太大影响。

加入消旋肋片后,圆盘动静间隙区域的流动状况呈现出显著变化,在凹槽流域附近,由于消旋肋片对流动产生滞止作用,有效地降低了流域内的流体速度,进而形成速度差。这一速度差引发了混合区域内的新回流涡,使得泵腔内位于迷宫密封出口的漩涡变小,同时使泵腔内位于轴向间隙前的漩涡变

大。通过对比图 9 中含消旋肋片模型的两个区域的流线分布情况可以看出,随着流域与消旋肋片的相对距离增加,消旋肋片附近的涡流逐渐减弱。同时,密封出口处的流线分布趋于稳定,与不含消旋肋片模型下的结果较为相似。这些结果表明,消旋肋片显著影响了圆盘动静间隙区域的整体流动特性,而且对其附近区域产生了一定影响,这些影响随着距离消旋肋片越远而逐渐减弱。消旋肋片的加入增加了平衡活塞内突缩、突扩等结构变化造成的压力损失,从而影响叶轮面的压力分布,并影响轴向力,这一变化应当会受到消旋肋片的结构变化的影响。

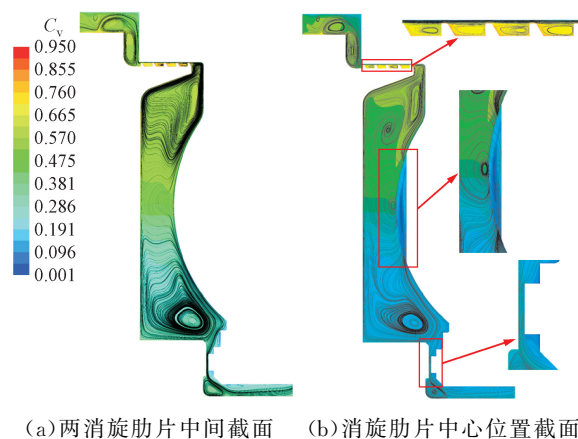
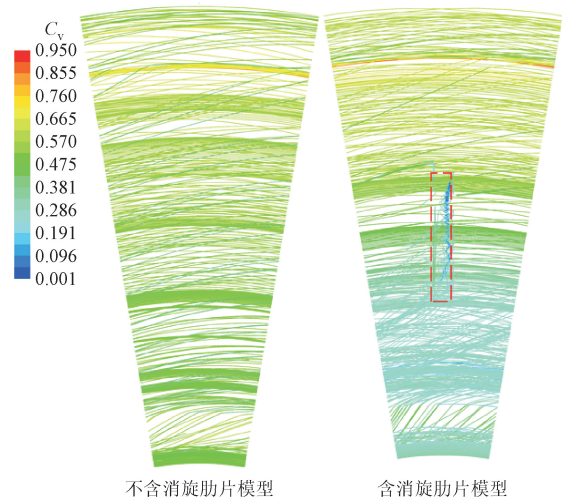


图 9 含消旋肋片平衡活塞流线分布

Fig. 9 Balance piston streamline distribution with swirl brake

对比图 10 两种平衡活塞流域内的流线分布可以看出,在两种平衡活塞的上半部分流线分布大致相同,但是在消旋肋片流域部分发生了较大的变化。在消旋肋片流域,流体速度明显有所降低,这与图 8



不含消旋肋片模型 含消旋肋片模型

注:虚线表示消旋肋片位置。

图 10 两种平衡活塞流线分布

Fig. 10 Streamline distribution of two types of balanced pistons

中速度趋势情况相吻合。消旋肋片位置的流域附近流线出现紊乱,这导致了流体速度下降。在消旋肋片区域,由于管道的形状发生变化,流体脱离圆盘壁面形成的涡流与流体发生的紊乱,都使得该区域内的动量交换更加剧烈,增加了能量的耗散。

对不含消旋肋片模型的压力情况进行分析,其静压云图分布如图 11 所示,流域进口压力为 0.804,首先经过迷宫密封节流,压力降至 0.527,之后经过圆盘,到达低压轴向间隙进口时,压力变化为 0.073,再经低压轴向间隙节流至出口,压力变为 0.035。模型整体压降为 0.769。从每个部分的压降可以看出,迷宫密封和动静圆盘间隙都对流体起到了明显的阻碍作用,其中动静圆盘间隙处的压降最大,这是因为在该流域内流体的旋转、碰撞,有不同尺度的涡存在,起到了能量耗散的作用。动静圆盘间隙内的静压分布在轴向位置变化不明显,静压沿着径向不断减小。对于迷宫密封,从图 11 中局部放大图可以看出,主要压降集中在第一个齿的前后;对于低压轴向间隙,主要压降集中在前半段。在流域入口段以及低压轴向间隙后的流域出口区域结构中压力相对平缓,没有较大压力变动。

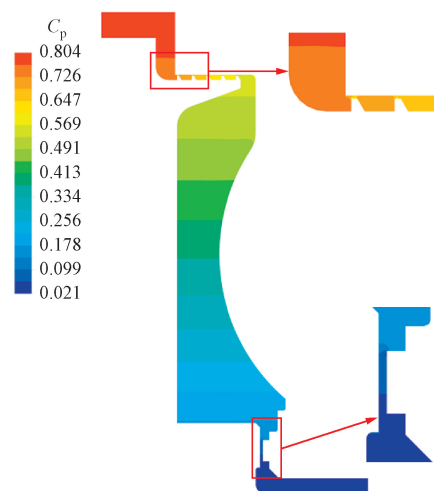


图 11 不含消旋肋片平衡活塞压力分布

Fig. 11 Balance piston pressure distribution without swirl brake

对带有消旋肋片模型的压力情况进行分析,其消旋肋片区域和无消旋肋片区域的静压云图分布如图 12 所示。对比两个区域的静压分布可以看出,两个区域的压力分布仅在消旋肋片区域存在压力较低的区域,其他区域的压力分布大致相同。对比图 12 中无消旋肋片区域的压力场和图 11 中不含消旋肋片模型的压力场情况可以看出,含消旋肋片的平衡

活塞内压力分布整体低于不含消旋肋片的平衡活塞,在消旋肋片及其下游区域存在较大差别。可以认为,消旋肋片影响全流域的压力大小,同时影响消旋肋片及其下游流域的压力分布。

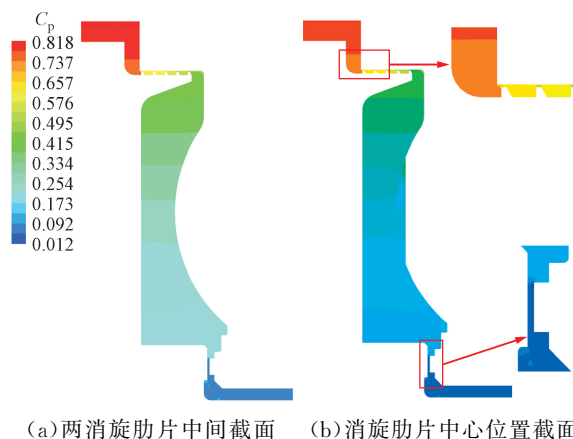


图 12 含消旋肋片平衡活塞压力分布

Fig. 12 Balance piston pressure distribution with swirl brake

从计算结果可知,静压从流域入口处的 0.818,经过迷宫密封节流降压至 0.424,之后沿径向位置依次递减到低压轴向间隙入口 0.202,经过低压间隙节流降压至出口压力变为 0.078,模型整体压降为 0.806。从每个部分的压降可以看出,迷宫密封和动静圆盘间隙内的压降仍较大。动静圆盘间隙处的压力分布产生了较大变化,这是因为该流域内消旋肋片的存在,导致涡的大小、数量和分布情况发生了较大变化,流体的旋转、碰撞起到了能量耗散的作用。

对两种是否含有消旋肋片模型监测点的压力进行整理,得到图 13。 $P_1 \sim P_3$ 处于流域的入口段, $P_4 \sim P_7$ 处于迷宫密封内, $P_8 \sim P_{13}$ 处于动静圆盘间隙, $P_{14} \sim P_{16}$ 位于低压间隙内, $P_{18} \sim P_{19}$ 处于流域的出口段。从图 13 可以看出,压降主要在迷宫密封和动静圆盘间隙两个区域内,加入消旋肋片后压力的降低幅度更加明显。

涡轮泵轴向力主要由离心叶轮动静间隙静压径向积分获得,平衡活塞部分所受轴向力由叶轮面所受压力积分得到,平衡活塞轴向力的变化主要是叶轮面所受到的力发生变化。两种平衡活塞叶轮面压力分布如图 14 所示,可以发现,加入消旋肋片后叶轮面上的压力分布明显降低。通过对比分析,不含消旋肋片模型叶轮面表现为较均匀的压力分布,而含消旋肋片模型在叶轮面的上半部分表现出较低的压力,在消旋肋片区域表现出一定程度的压力波动。叶轮面上的压力变化结果表明,加入消旋肋片后叶轮面所承受的轴向力将会发生较大变化。

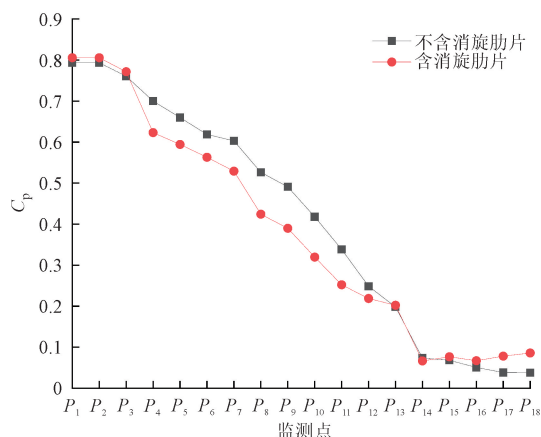
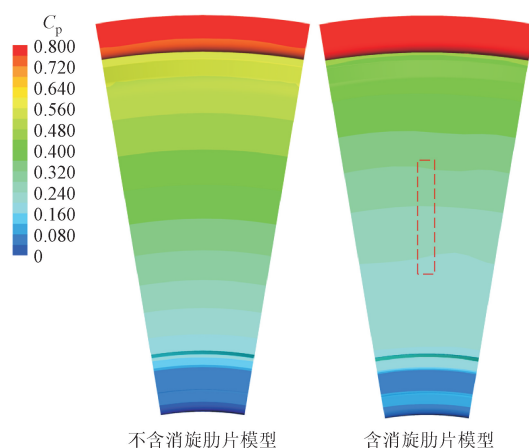


图 13 两种平衡活塞的监测点压力分布

Fig. 13 Pressure distribution of monitoring points for two types of balanced pistons



注:虚线表示消旋肋片位置。

图 14 两种平衡活塞叶轮面压力分布

Fig. 14 Pressure distribution on the impeller surface of two types of balanced pistons

含消旋肋片平衡活塞的轴向力为 0.202 5,不含消旋肋片平衡活塞的轴向力为 0.236 4。由计算结果可知,消旋肋片的存在对泄漏流道内的轴向力有较大影响,增加消旋肋片后本文所使用的平衡活塞结构轴向力降低幅度可以达到 14.3%,符合之前对轴向力变化的预估。

综合对比图 6~14 中各模拟结果,由两种平衡活塞模型对应的动静间隙上半部分流体域与下半部分流体域流态分布情况可以看出,消旋肋片对其上游流域流态分布影响较弱,但仍然能够明显改变其下游区域流场特征。

3 不同消旋肋片结构的影响

为了探究关键结构对于平衡活塞轴向力的影

响,选取消旋肋片数量、宽度和高度作为研究变量进行三因素三水平正交设计。在数值模拟时基于涡轮泵真实水试工况,采用清水作为模拟介质,选取旋转壁面转速和入口速度设置,各算例计算采用相同边界条件设置,即速度预旋入口和压力出口,保证不同结构模拟的流量相同。

正交实验方案见表 3,并在表 3 中给出各参数组合代号。将原本模型中消旋肋片的数量、宽度和高度作为正交实验初始值,并对方案中肋片宽度和高度进行无量纲处理。

表 3 消旋肋片影响参数正交实验

Table 3 Orthogonal experimental table of influencing parameters of swirl brake

序号	消旋肋片数	消旋肋片宽度	消旋肋片高度	代号
1	19	1.0	1.0	111
2	19	0.8	0.8	122
3	19	1.2	1.2	133
4	17	1.0	0.8	212
5	17	0.8	1.2	223
6	17	1.2	1.0	231
7	21	1.0	1.2	313
8	21	0.8	1.0	321
9	21	1.2	0.8	332

不同消旋肋片结构参数下的平衡活塞模拟计算结果可以看出,压力分布趋势都大致相同。为了直观表示不同消旋肋片结构参数下平衡活塞的总体情况,绘制各个模型压降对比情况如图 15 所示。

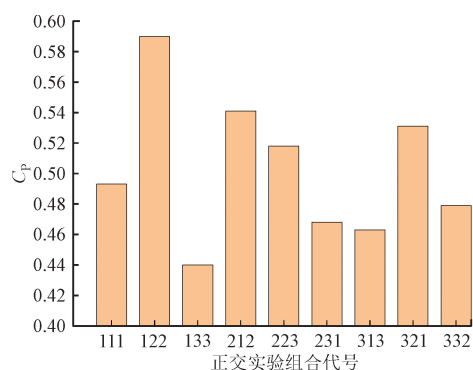


图 15 各实验组合平衡活塞压降对比

Fig. 15 Comparison of pressure drop of balanced pistons in various experimental combinations

从图 15 可以看出,方案组合 122 和 133 对应的压降分别为各组合方案中获得的最大值与最小值,其值分别为 0.590 和 0.440,与作为基准的实验组合 111 相对偏差分别为 19.7% 和 -10.8%。同时,

方案组合 122 和 133 肋片数相同,仅消旋肋片自身结构参数发生改变,可以初步判断消旋肋片数对动静间隙入口静压系数的影响最弱。

为了直观表示不同消旋肋片结构参数下平衡活塞的轴向力情况,分别计算几个模型的轴向力。绘制各个模型轴向力变化曲线如图 16 所示。可以看出代号为 133 的模型,即消旋肋片数为 19,消旋肋片宽度和消旋肋片高度均为上一节模型基准的 0.8,该情况下平衡活塞的轴向力最小。

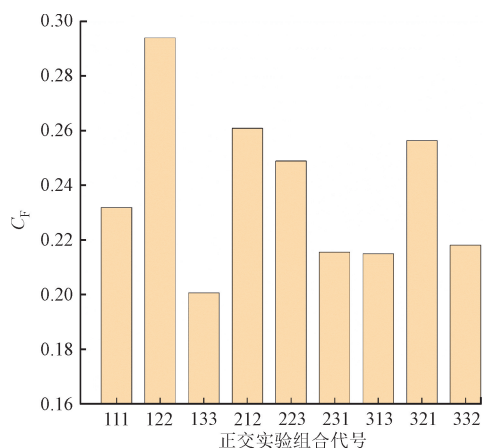


图 16 各实验组合平衡活塞轴向力对比

Fig. 16 Comparison of axial force of balanced piston in various experimental combinations

旋转壁面轴向力作用系数相对变化与图 15 中各实验组合入口静压系数变化趋势完全一致,较高的入口静压系数对应较大的轴向力作用系数,同样以方案 111 作为基准,方案 122 和方案 133 的轴向力作用系数相对偏差分别为 26.8% 和 -13.5%,对应值高于图 15 中压降的相对偏差。

为了判断不同参数对平衡活塞的影响情况,设定敏感性指标 t_i 和 R , t_i 为对应结构下试验指标的平均值, R 称为极差,是任一列因素各水平的试验指标的最大值与最小值之差。分析消旋肋片数量、宽度和高度 3 个因素影响旋转壁面轴向力作用系数的主要因素,得到敏感性分析结果见表 4。

表 4 关键结构敏感性分析

Table 4 Sensitivity analysis of key structures

指标	消旋肋片数	消旋肋片宽度	消旋肋片高度
t_1	0.508	0.531	0.497
t_2	0.509	0.546	0.537
t_3	0.491	0.462	0.474
R	0.018	0.084	0.063

采用极差分析方法分析影响旋转壁面轴向力作用系数的主次因素,结果按照影响程度从大到小依次为消旋肋片宽度、消旋肋片高度、消旋肋片数,并且前两者 R 分别为消旋肋片数对应结果的4.6和3.5倍。结果表明,在本文选取的参数范围内,消旋肋片数对轴向力作用系数的影响明显弱于其自身宽度和高度。

4 结 论

本文对液体火箭发动机涡轮泵后泄漏流道部分进行三维定常数值计算,通过对是否含有消旋肋片的模型和消旋肋片不同结构参数模型开展正交试验,研究了消旋肋片对后泄漏流道的影响规律,并通过正交试验敏感性分析确定消旋肋片的哪个结构参数对后泄漏流道的进出口压差影响最大,得到以下结论。

(1)通过两种平衡活塞的流场特性对比分析可以看出,含有消旋肋片的模型在消旋肋片的影响下将泵腔内较大的漩涡破碎为多个更小的涡流,这表明消旋肋片对泵腔内流动具有显著的滞止作用,这种滞止作用不仅增加了能量耗散,还导致平衡活塞内部压力分布发生较大变化。

(2)通过对带有消旋肋片平衡活塞模型内消旋肋片区域和无消旋肋片区域的流场特性对比分析可以看出,两个区域内的速度和压力分布相差并不明显。靠近消旋肋片区域的涡在远离消旋肋片的区域会逐步消失,无消旋肋片区域的流线分布更接近于不带有消旋肋片的模型。

(3)针对本文平衡活塞结构,消旋肋片的存在可以较好地降低泄漏流道内的压力,使平衡活塞进出口压降由原来的0.769增加为0.806。泄漏流道内的压力降低导致了叶轮面压力积分得到的轴向力更小,减小幅度达到14.3%。

(4)正交实验结果表明,在本文平衡活塞结构中,影响旋转壁面轴向力作用系数的主要因素是消旋肋片的宽度和高度,消旋肋片数的影响相对较弱。根据影响程度排序,首先是消旋肋片宽度,其次是消旋肋片高度,并且在研究参数范围内,两者极差值分别为消旋肋片数对应结果的4.6和3.5倍。研究结果可为优化涡轮泵平衡活塞结构提供理论依据。

消旋肋片作为一种有效的流动改善手段,在液体火箭发动机涡轮泵中具有显著的性能提升作用。通过合理设计消旋肋片的宽度和高度,可以在平衡活塞内部实现能量耗散与压力分布的双重优化,从

而提高涡轮泄漏流道的稳定性和整体性能。本研究通过对平衡活塞内消旋肋片的结构设计改善了涡轮泵平衡活塞的性能,可为后续涡轮泵性能改进提供参考。

参考文献:

- [1] 朱宁昌. 液体火箭发动机设计 [M]. 北京: 中国宇航出版社, 1994: 221-302.
- [2] KUROKAWA J. Total analysis of overall performance and axial thrust of rocket pump [J]. ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, 2004, 57(5): 97-105.
- [3] GÜLICH J F. Centrifugal pumps [M]. 3rd ed. Berlin, Germany: Springer, 2014.
- [4] DONG Wei, CHU Wuli, LI Xiangjun, et al. Numerical analysis of the influences of balance hole diameter on the flow characteristics of the back chamber of centrifugal pump [C]//ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2016: V02CT39A016.
- [5] 董玮. 离心泵叶轮后盖板侧腔体流动机理及轴向力特性的研究 [D]. 西安: 西北工业大学, 2018.
- [6] 黄智勇, 逯婉若, 李惠敏. 补燃发动机涡轮泵轴向力平衡系统研究 [J]. 火箭推进, 2004, 30(2): 1-5.
HUANG Zhiyong, LU Wanruo, LI Huimin. Axial force equilibrium study of staged combustion rocket engine turbopump [J]. Journal of Rocket Propulsion, 2004, 30(2): 1-5.
- [7] KUROKAWA J, KAMIJO K, SHIMURA T. Axial thrust analysis in LOX-pump [C]//27th Joint Propulsion Conference. Reston, VA, USA: AIAA, 1991: 1991-2410.
- [8] KUROKAWA J, KAMIJO K, SHIMURA T. Axial thrust behavior in LOX-Pump of rocket engine [J]. Journal of Propulsion and Power, 1994, 10(2): 244-250.
- [9] HIRAKI H, INOUE T, YABUI S. Influence of impeller's elastic deformation on the stability of balance piston mechanism of rocket engine turbopump [C]//IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Bristol, United Kingdom: IOP Publishing, 2019: 052028.
- [10] SHIMURA T, HASEGAWA S. Axial thrust balancing of the LE-7 LOX turbopump [J]. Journal of the Japan Society for Aeronautical and Space Sciences, 1993, 41(477): 590-596.
- [11] SHIMURA T, KAWASAKI S, UCHIUMI M, et al. Internal flow and axial thrust balancing of a rocket

- pump [C]//ASME-JSME-KSME 2011 Joint Fluids Engineering Conference. New York, USA: ASME, 2011: 145-152.
- [12] 卜学兵,付平,孙中国,等. 考虑表面粗糙度影响的低温涡轮泵特性与动静间隙流动分析[J]. 西安交通大学学报, 2024, 58(6): 77-89.
- BU Xuebing, FU Ping, SUN Zhongguo, et al. Cryogenic turbopump performance under the effects of surface roughness and analysis of Rotor-Stator centripetal flow [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2024, 58(6): 77-89.
- [13] 郑旭,卜学兵,孙中国,等. 考虑热力学效应的涡轮氧泵口环间隙泄漏特性研究[J]. 西安交通大学学报, 2022, 56(7): 145-155.
- ZHENG Xu, BU Xuebing, SUN Zhongguo, et al. Leakage characteristics of wear ring clearance in liquid oxygen turbo pump under thermodynamic effect [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022, 56(7): 145-155.
- [14] JEON S M. Research on active balancing characteristics for axial thrust of a turbopump [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part G Journal of Aerospace Engineering, 2025, 239(3): 261-272.
- [15] CHEN Bo, CHEN Hai, LI Xiaojun, et al. Research on the effects of different blade leading-edge geometries on the internal and external characteristics of centrifugal pumps [J]. Ocean Engineering, 2024, 309 (Part 1): 118371.
- [16] SUGIYAMA T, KANEKO S. Dynamic characteristics of fluid force induced by swirling leakage flow between rotational and stationary disks [C]//ASME 2012 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. New York, USA: ASME, 2012: 65-74.
- [17] SHIMURA T, KAWASAKI S, UCHIUMI M, et al. Stability of an axial thrust self-balancing system [J]. Journal of Fluids Engineering, 2013, 135(1): 011105.
- [18] SAKAI K, IWASE B, MATSUMOTO K, et al. Investigation on axial thrust behavior of balance piston system for a rocket pump [J]. Journal of Physics: Conference Series, 2022, 2217(1): 012029.
- [19] HIRAKI H, INOUE T, YABUI S. Experimental study on stability of axial direction of balance piston mechanism (translated) [J]. Mechanical Engineering Journal, 2023, 10(6): 23-00361.
- [20] KIMURA T, KAWASAKI S, SHIMURA T, et al. Numerical analysis of the unsteady fluid force acting on an axially oscillating balance piston [J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series: B, 2012, 78(787): 588-597.
- [21] KAWASAKI S, SHIMURA T, UCHIUMI M, et al. Unsteady response of flow system around balance piston in a rocket pump [J]. Circulation, 2013, 82(6): 2061-2067.
- [22] SAKAI K, KOBAYASHI Y, YOSHIDA S, et al. 3D-CFD analysis of axial thrust in an unshrouded impeller with a balance piston for liquid hydrogen turbopumps [C]//ASME 2024 Fluids Engineering Division Summer Meeting collocated with the ASME 2024 Heat Transfer Summer Conference and the ASME 2024 18th International Conference on Energy Sustainability. New York, USA: ASME, 2024: V001T01A001.
- [23] JIA Xiaoqi, YU Yifan, LI Bo, et al. Effects of incident angle of sealing ring clearance on internal flow and cavitation of centrifugal pump [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part E Journal of Process Mechanical Engineering, 2024, 238(6): 2867-2882.
- [24] YU Lu, GENG Da, LIU Xin, et al. On the validation of the cavitation model considering the thermodynamic effect of cavitating flow [J]. Journal of Physics: Conference Series, 2024, 2752(1): 012185.
- [25] 杨玉冰,毛凯,卜学兵,等. 液体火箭发动机涡轮泵管式扩压器时序效应数值研究[J]. 西安交通大学学报, 2024, 58(8): 185-195.
- YANG Yubing, MAO Kai, BU Xuebing, et al. Numerical investigation of the clocking effect of pipe diffuser in the turbopump of liquid rocket engine [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2024, 58(8): 185-195.
- [26] 华绍曾,杨学宁. 实用流体阻力手册[M]. 北京: 国防工业出版社, 1985.

(编辑 武红江)