

DOI: 10.7652/xjtuxb201910020

涡轮增压器甩油环密封性能研究

郭志强¹, 门日秀², 闫柯¹, 朱永生¹, 雒特¹, 洪军¹

(1. 西安交通大学现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室, 710049, 西安;
2. 中国北方发动机研究所柴油机高增压技术国防科技重点实验室, 300400, 天津)

摘要: 针对涡轮增压器压气机叶轮背部压力低于轴承腔内压力导致的漏油问题,对压气机端密封部件建模,仅保留甩油环部分,建立不同结构甩油环的两相流动模型。模型采用多运动参考系描述各组件运动,分析不同结构甩油环在不同转速、负压下的工作效果,分析不同结构甩油环的作用机理,并通过优化甩油环结构改善其工作性能。研究表明:高速条件下,离心泵甩油环相较于一般甩油环,有效改善了造成漏油的压力分布,转速越高,效果越好,但其压力分布曲线呈现明显的 S 形,压力分布不均匀限制了其极端工况下的密封性能;改进结构的甩油环的流域压力分布较均匀,但压降幅度较低,当负压比较低时,改进结构甩油环的性能不如离心泵甩油环。通过对甩油环的计算分析及结构优化,提升了甩油环的工作性能,为涡轮增压器压气机端密封性能的改进提供了一种新的思路。

关键词: 涡轮增压器;漏油;密封性能;离心泵甩油环

中图分类号: TK402 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)10-0143-08

Sealing Performance of Turbocharger Oil Slinger

GUO Zhiqiang¹, MEN Rixiu², YAN Ke¹, ZHU Yongsheng¹, LUO Te¹, HONG Jun¹

(1. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. National Key Laboratory of Diesel Engines Turbocharging Technology, China North Engine Research Institute, Tianjin 300400, China)

Abstract: Oil leakage caused by the back pressure of a turbocharger compressor impeller lower than pressure in bearing cavity seriously affects working performance of the turbocharger. To investigate the internal flow and pressure distribution inside oil slinger and compare the performance of oil slinger with different structures for the optimization of the structure of oil slinger, a two-phase flow analysis model inside oil slinger is proposed. The comprehensive factors, including rotation speed and negative pressure, are considered to evaluate the working performance of the pump-out oil slinger. Then, performance of throwing oil and pumping gas is improved by optimizing the structure. Compared with the oil slinger, the pressure distribution of the pump-out oil slinger is improved effectively, and the performance is sensitive to the speed, but its pressure distribution shows an obvious S shaped curve which limits the sealing performance under extreme conditions. The pressure distribution in the improved structure is more uniform, but the pressure drop is lower. When the negative pressure is lower, the performance of the improved structure oil slinger is inferior to that of pump-out oil slinger.

Keywords: turbocharger; oil leakage; sealing performance; pump-out oil slinger

涡轮增压器是发动机的重要子系统,是提高发动机动力输出、降低油耗和排放的有效手段,广泛应用于我国军用和民用特种车辆中。随着涡轮增压器向高压比、大流量、高转速的方向发展,泄漏问题日益突出。漏油导致增压器和发动机性能下降,机油消耗量增加,发动机排放恶化,严重时导致增压器的损坏^[1]。因此,研究漏油问题的密封技术已成为提高增压器效率、降低燃油消耗、提高系统运行可靠性的关键因素。

现有围绕增压器密封技术的研究主要针对整机密封性能和密封环运行可靠性,以试验研究为主。魏名山等分析了增压器机油泄漏的主要原因,结合密封环高温松弛试验、增压器泄漏特性试验等进行增压器密封结构的密封性能检测^[2]。徐思友等针对涡前温度和轴承热倒流现象对密封环温度场的影响进行了试验研究^[3]。

围绕压气机端漏油问题,束卫兵等通过仿真分析获取了增压器在低速近堵塞工况下进口压力为负压时压气机性能曲线,并以此研究了轮背压力的变化规律,对比了进口压力为负压时的压气机机油密封性能^[4]。冯坚等提出一种检测涡轮增压器压气机端机油密封能力的试验方法,研究了不同工况下机油密封极限与进口压力的对应关系^[5]。为了改善涡轮增压器压气机端的密封性能,Burgmann Automotive 研发了一种用于涡轮增压器的气体润滑端面密封,用以取代传统的活塞环密封,在高压下可以有效减少漏气,低压下有效减少漏油^[6-7]。

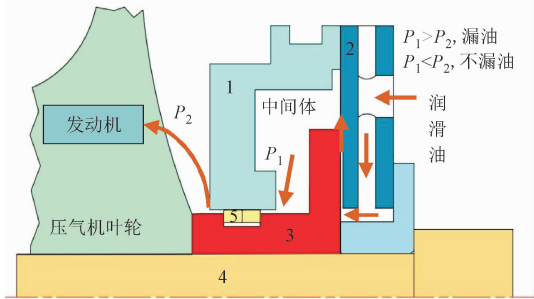
甩油环和密封环是压气机端的主要密封部件,在工作过程中,密封环在压差的作用下压紧在端面上,起到端面密封的作用,在工作过程中一般认为是静止不动的^[1,8],在分析中通常予以忽略。甩油环可以将堆积在密封环附近的油甩离轴系,有效减少增压器漏油问题。何洪等针对不同甩油环结构,利用试验开展对比分析,发现采用优化密封结构明显地改善了压气机端的防漏油性能^[9]。然而,由于对密封结构不同部件的作用机理了解不多,目前尚缺少对甩油环结构优化与改进的研究。

对此,本文以不同结构的甩油环为研究对象,建立了甩油环内部的两相流动模型。采用多运动参考系模型描述甩油环内部的复杂运动,研究不同工况下不同甩油环的内部流动和压力分布,从流动机理角度揭示甩油环的密封性能,为优化甩油环的结构、改进增压器密封性能提供理论依据。

1 计算建模

1.1 压气机端漏油原因

增压器压气机端漏油的主要原因包括增压器回油不畅,以及压气机叶轮背部压力小于增压器中间体内压力等。由于压力不均而导致的压气机端漏油原理如图 1 所示。



1:压气机背盘; 2:推力轴承; 3:甩油环; 4:涡轮轴; 5:密封环
图 1 压气机端漏油原理及润滑油泄漏路径

泄漏润滑油的主要来源是滑动轴承,润滑油流经甩油环,由甩油环甩到压气机背盘内壁面上,当出现负压时,润滑油经过轮背处泄漏,漏油路径如图 1 所示。从图 1 可以看出,中间体作为润滑油泄漏的关键区域,其流场分析对研究增压器压气机端漏油机理改善密封性能至关重要。

1.2 计算模型

本文在分析传统甩油结构的基础上,对比研究了中国北方发动机研究所提出的离心泵甩油结构。离心泵甩油环主要有两种作用:一是甩油,将密封环处堆积的润滑油甩离轴系;二是泵气,使中间体压力低于轮背压力,从而阻止漏油。离心泵甩油环结构如图 2 所示,不同结构甩油环结构参数如表 1 所示。

表 1 不同结构甩油环结构参数

离心泵甩油环结构参数		数值	一般甩油环结构参数		数值
外径 d_o /mm		40	外径 d_o /mm		40
内径 d_i /mm		12	内径 d_i /mm		12
中径 d_m /mm		21.4	中径 d_m /mm		21.4
甩油孔直径 Φ /mm		1.5			
甩油孔数 Z		12			

由于甩油环的结构特点,难以直接应用试验方法研究甩油环的流场特性。为研究不同甩油环的工作性能,本文利用数值计算方法进行建模仿真。不同甩油环的压气机端密封结构如图 1 所示。

在建模过程中,去除密封环等部件,仅保留压气机背盘和甩油环,同时也去除这两个元件的窄隙部

分,以减少其他结构件对甩油环流场仿真的影响。研究甩油环甩油、泵气的工作机理,建立的计算模型和入口、出口、泄漏口的位置如图 3 所示。采用 ICEM CFD 进行网格划分,使用 Fluent 软件进行流场计算。

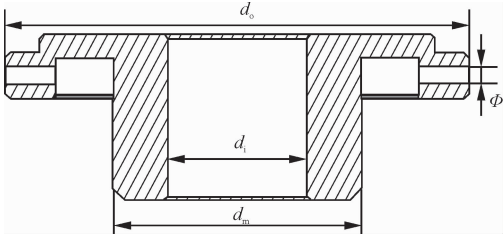


图 2 离心泵甩油环结构

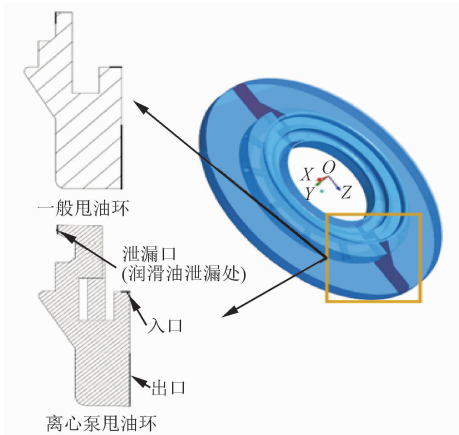


图 3 不同结构甩油环的计算流域模型

计算过程中,采用多运动参考系模型^[10-15]对离心泵甩油环运动进行简化。该方法在旋转坐标系中建立控制方程,并将科里奥利力和离心力作为源项。流体的连续性和动量方程如下^[16]

$$\nabla \cdot \boldsymbol{u} = 0 \tag{1}$$

$$\nabla \cdot (\rho \boldsymbol{u} \boldsymbol{u}) = -\nabla p + \nabla \tau + \boldsymbol{s} \tag{2}$$

式中: $\boldsymbol{u}$ 是流体相对速度; τ 是应力张量; $\boldsymbol{s}$ 是源项,由科里奥利力和离心力组成

$$\boldsymbol{s} = -2\rho\boldsymbol{\Omega}\boldsymbol{u} - \rho\boldsymbol{\Omega}(\rho\boldsymbol{\Omega}) \tag{3}$$

其中 $\boldsymbol{\Omega}$ 是转动速度。

1.3 边界条件

压气机背盘设置为静止壁面,甩油环部分设置为运动壁面,计算过程中采用标准 $k-\epsilon$ 模型^[17] 作为湍流求解模型。中间体部分压力依据文献[4-5]假设为大气压,为模拟造成泄漏的负压,泄漏口为压力出口。出口设置为压力出口,由于中间体压力为大气压,压力设置为常压。转速和负压设置依据文献[4,9]中的试验条件,为模拟真实入口条件,入口分为两部分,油相入口和气相入口^[18]。为研究甩油环不同时刻的流场特性,观察甩油和泵气过程,采用瞬

态计算模型。设定监测进出口的质量流量,当迭代残差小于 1×10^{-6} 或进出口净通量低于入口流量的 0.2% 时,视为收敛^[19]。

通过设置不同转速和泄漏口负压,研究离心泵甩油环的工作性能。仿真参数设置如表 2 所示,转速为甩油环转速,压力为泄漏口处的外界压力。

表 2 不同计算工况的参数

工况	转速 /r·min ⁻¹	压力 /kPa	工况	转速 /r·min ⁻¹	压力 /kPa
1	5×10^4	-5	6	3×10^4	-5
2	5×10^4	-9	7	3×10^4	-1
3	5×10^4	-1	8	3×10^4	-3
4	1×10^4	-5	9	3×10^4	-7
5	9×10^4	-5	10	3×10^4	-5

2 流场分析

2.1 甩油环流场分析

对甩油环部分的柴油机涡轮增压器压气机端密封结构进行建模,并进行计算。在工况 2 下的流域压力及润滑油分布如图 4 所示,图中显示部分为压气机背盘内表面。

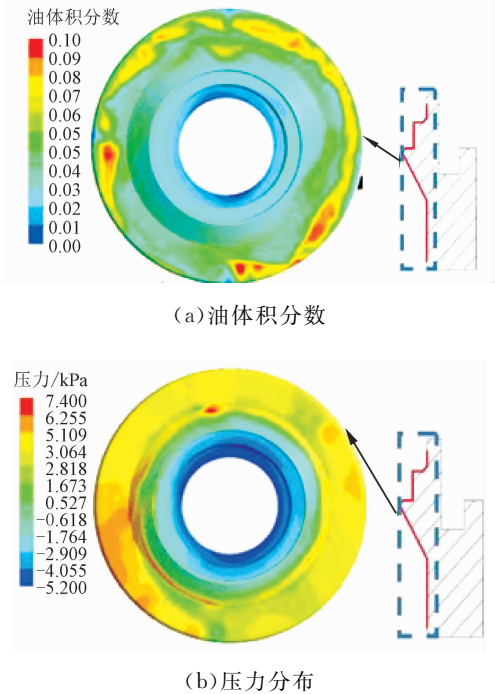


图 4 工况 2 下的甩油环流场分布

从图 4 中可以看出,在轮背压力低于中间体压力时,由于存在泄漏负压,靠近泄漏口的位置积聚了较多润滑油。从图 4b 中可以看出,泄漏口附近大部分区域的压力均高于设置的 -5 kPa 泄漏压力,表

明造成漏油的压力差持续存在。压力差导致泄漏口附近积聚的润滑油向外界流动,导致压气机端漏油。虽然甩油环可以甩离一部分堆积的油,但不能改善造成漏油的压力分布,无法阻止漏油。

2.2 离心泵甩油环流场分析

2.2.1 离心泵甩油环甩油、泵气效果验证 对离心泵甩油环工作下的流场进行初步分析,润滑油分布和压力分布如图 5 和图 6 所示。

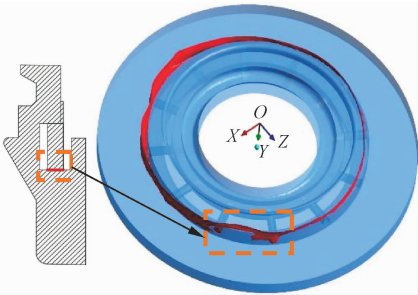


图 5 甩油孔边缘润滑油分布

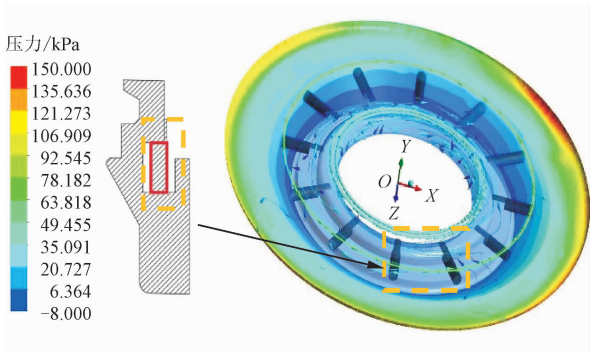


图 6 离心泵甩油环正常工作下的计算流域压力分布情况

从图 5 可以看出,在离心泵甩油环工作时,甩油孔外圈边缘存在比较明显的润滑油积聚,表明离心泵甩油环的甩油效果良好。从图 6 可以看出,在离心泵甩油孔以下,流域内的压力相较于甩油环的相同区域显著降低,同时可以看到存在从外界向工作流域内流动的流线,表明离心泵甩油环可以使流域内的压力低于外界压力,消除造成漏油的压力差,泵气效果明显。

从图 7 可以看出,靠近泄漏口的位置存在一定量的润滑油。当存在压差时,靠近泄漏口的润滑油容易泄漏,因此有必要进一步分析流场压力分布。

2.2.2 压力分析 图 8 所示是离心泵甩油环在不同工况条件下泄漏口环面在 XOZ 平面沿周向逆时针方向的中径气压分布图^[20],计算工况参数设置如表 2 所示。

从图 8 可以看出,除 10 000 r/min 的工况外,环

面上的压力分布呈现出一定的规律。在环面上,从 0°开始,压力总是先降低后升高再降低,在 30°附近

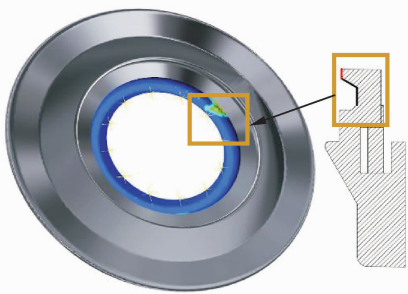
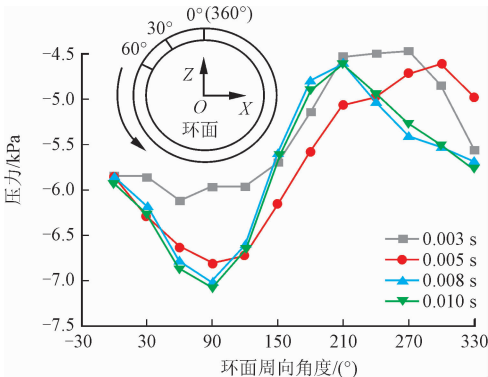
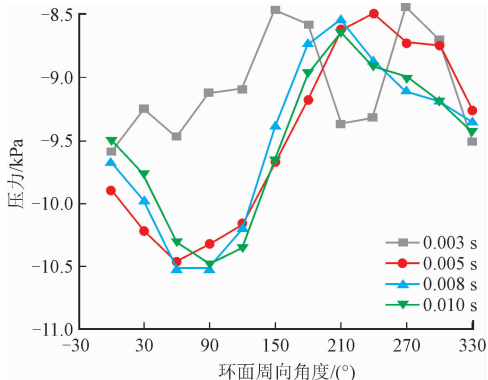


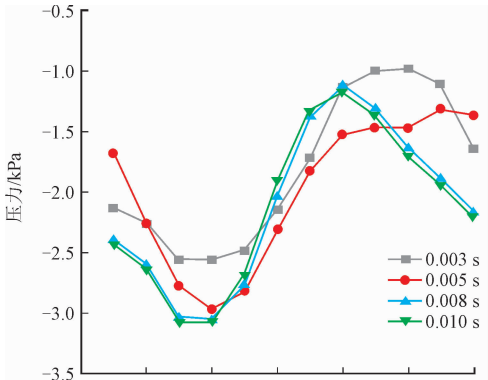
图 7 离心泵甩油环泄漏口边缘润滑油分布情况



(a) 工况 1



(b) 工况 2



(c) 工况 3

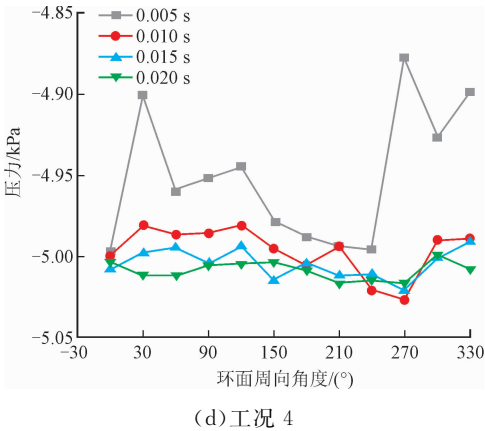


图 8 不同工况下泄漏口环面压力分布情况

压力最低,在 210°附近压力最高,呈现 S 形分布。前 3 种工况,在 0.008 s 可以形成稳定的 S 形曲线,此时环面压力低于外界压力,阻止润滑油泄漏;第 4 种工况在 0.02 s 仍没有形成稳定的 S 形曲线。在低转速的工况下,由于转速比较低,离心泵甩油环的泵气效果不明显,无法使中间体的压力低于外界,所以该处的压力基本等于外界压力,漏油持续发生,如工况 4,此时难以有效发挥离心泵甩油环的工作效果,漏油比较明显。

2.2.3 流动分析 泄漏和不泄漏润滑油时,流域的油相分布如图 9 所示。从图中可以看出,存在泄漏时,压气机背盘壁上存在较多的润滑油。从图 10 可以看出,存在泄漏时流线指向泄漏出口位置,方向为顺时针;不存在泄漏时,流线背离泄漏口环面,方向为逆时针。

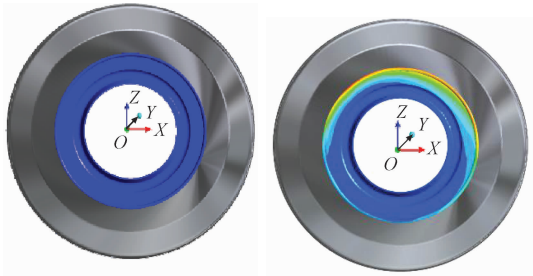
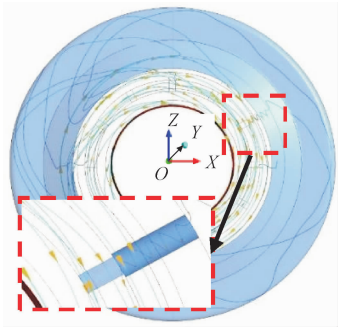


图 9 不同工况下离心泵甩油环流域油相分布

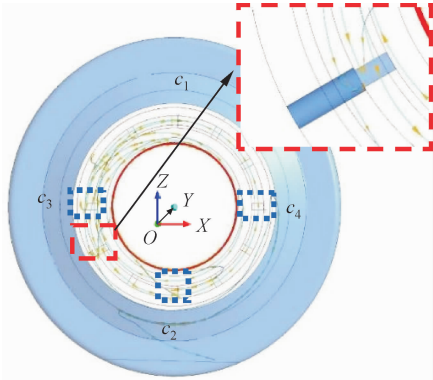
图 11 为图 10b 中 4 个位置的甩油孔截面的压力及流线分布,截面为 XOZ 平面。从图中可以看出,流体流动方向为从甩油孔根部向外部流动,从低压向高压区域流动,表明离心泵甩油环的甩油、泵气效果比较明显。

2.3 离心泵甩油环工作性能分析

转速为 50 000 r/min 和压力为 -5 kPa 不同工况泄漏口环面的压降分布情况见图 12。从图中可



(a) 泄漏



(b) 不泄漏

图 10 不同工况下离心泵甩油环流线分布情况

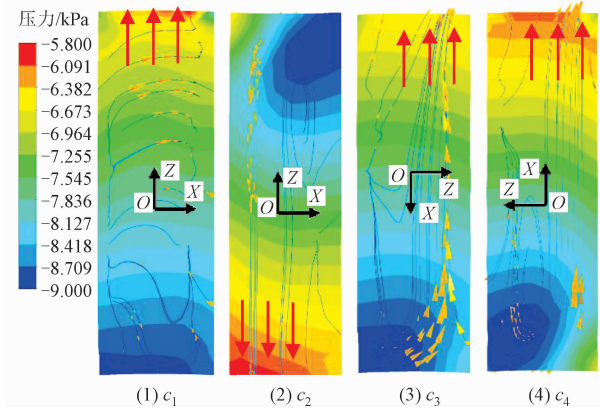
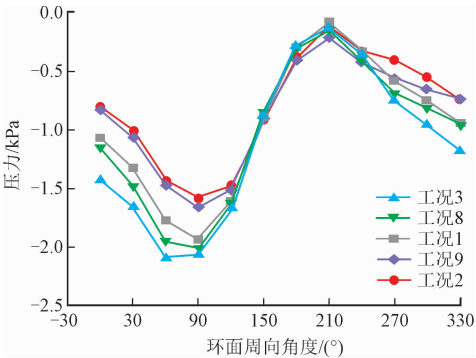
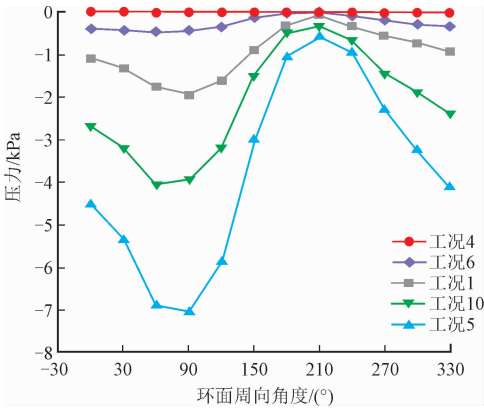


图 11 甩油孔切面压力及流线分布情况

以看出,在甩油环正常工作条件下,泄漏口压力均呈 S 形曲线分布。



(a) 转速为 50 000 r/min



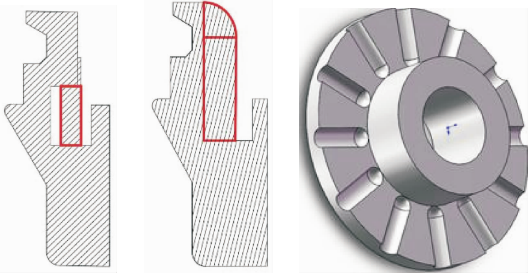
(b)压力为-5 kPa
图 12 不同工况下泄漏口压降分布

在相同转速下,随工况越来越恶劣,即泄漏口负压越来越低,压降也越来越小;在相同负压下,随转速升高,压降越来越大,压降越大表明甩油环的密封性能越强。这表明,离心泵甩油环工作性能与转速直接相关。

3 结构优化

3.1 改进结构分析

从上述分析可以看出,由于离心泵甩油环 S 形曲线压力分布明显不均匀,极易产生漏油,这极大地限制了其密封性能。为改善压力分布,针对一种改进结构甩油环进行流场分析,计算流域和形状如图 13 所示。

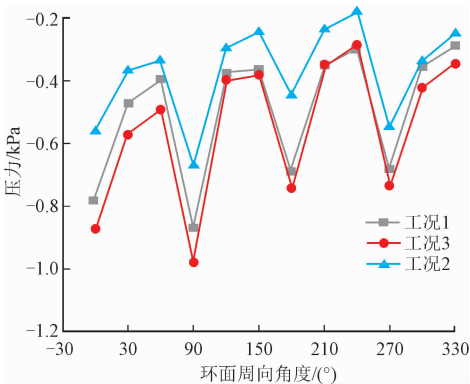


(a)离心泵结构 (b)改进结构 (c)改进结构甩油环
图 13 改进结构甩油环及计算流域

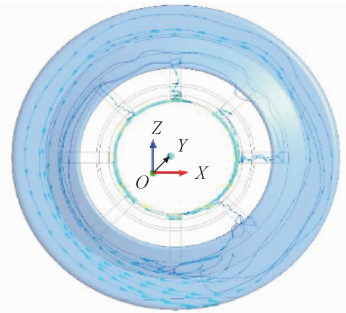
从图 14 可以看出:改进结构甩油环工作时,泄漏口的压力分布较均匀,可以使中间体压力低于外界压力,阻止油泄漏;流线分布与离心泵甩油环的流线分布有很大区别,存在较多近似径向流动的流线,流动方向均远离泄漏口。

3.2 对比分析

在相同工况下,两种甩油环的流场压力分布如图 15 所示。离心泵结构和改进结构的流场压力分布趋势基本一致,但在靠近泄漏口的区域,离心泵结

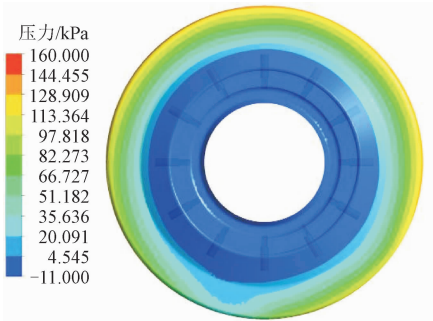


(a)泄漏口环面压降分布

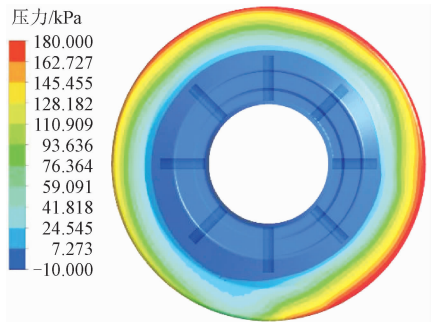


(b)流线分布

图 14 改进结构甩油环计算分析结果



(a)离心泵结构



(b)改进结构

图 15 工况 2 下离心泵结构和改进结构流场压力分布

构的流场压力更低。两种结构相较于一般甩油环都极大地改善了流场压力分布,改善了造成泄漏的负压。从图 16 可以看出,离心泵甩油环的泄漏口环面

压力分布起伏较大,而改进甩油环压力分布更均匀,两者都可以使中间体压力低于设置的泄漏环面压力。从表 3 可以看出,离心泵甩油环的平均压力更低,当处于泄漏环面的负压为-9.5 kPa 时,此时离心泵甩油环仍可继续工作,但改进甩油环已基本失效;在相同的工况下,改进结构的环面最高压力更低,当泄漏口的负压为-9.1 kPa 时,可以推断,改进结构的泄漏环面整体压力均低于-9.1 kPa,但离心泵结构环面部分压力可能高于外界压力,存在泄漏可能性。

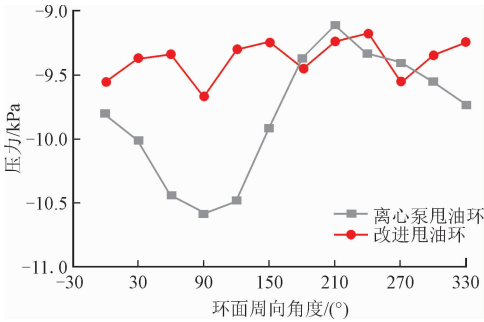


图 16 工况 2 不同结构甩油环泄漏口环面压力分布

表 3 两种结构泄漏环面压力对比

结构	工况	平均压力/Pa	最高压力/Pa
离心泵结构	2	-9 762	-9 072
	3	-1 957	-1 218
	7	-1 005	-1 000
改进结构	2	-9 357	-9 124
	3	-1 520	-1 222
	7	-1 003	-1 000

4 结 论

基于流动仿真模型,本文分析了涡轮增压器压气机端不同结构甩油环的密封性能,研究不同工况下的内部流动分析、压力分布等规律,分析了不同结构甩油环的密封性能,具体结论如下。

(1)对比离心泵甩油环与甩油环的工作性能可以发现,在高转速条件下,离心泵甩油环有效地改善了压气机端的机油泄漏。其甩油和泵气效果明显,可以使中间体压力低于外界压力,通过增加进气,阻止润滑油外流,但可能会减少发动机的进气量。其工作时的流域压力分布呈现明显的 S 形,存在明显的压力分布不均匀现象,这限制了其工作性能。

(2)改进结构甩油环也能发挥防漏油的作用,其流体流动和离心泵甩油环相比存在很大的区别,流场存在较多的径向流动。优化结构的压力曲线和离

心泵结构相比更均匀,但由于优化结构在环面上的压降较低,当漏油负压较低时,密封效果弱于离心泵结构。

参考文献:

[1] 金波. 涡轮增压器密封性研究 [D]. 北京: 北京理工大学, 2015: 7-11.

[2] 魏名山, 马朝臣, 黄若. 车用涡轮增压器密封结构的检测 [J]. 车用发动机, 2004(4): 50-52.
WEI Mingshan, MA Chaochen, HUANG Ruo. Vehicle turbocharger seal test methods [J]. Vehicle Engine, 2004(4): 50-52.

[3] 徐思友, 吴新涛, 闫瑞乾, 等. 增压器轴承和密封环温度试验研究 [J]. 车用发动机, 2010(2): 35-37.
XU Siyou, WU Xintao, YAN Ruiqian, et al. Experimental study on turbocharger bearing and sealing ring temperature [J]. Vehicle Engine, 2010(2): 35-37.

[4] 束卫兵, 李庆斌, 杨迪, 等. 增压器压气机密封性能模拟与试验研究 [J]. 车用发动机, 2013(4): 66-70.
SHU Weibing, LI Qingbin, YANG Di, et al. Numerical simulation and experiment for turbocharger compressor sealing [J]. Vehicle Engine, 2013(4): 66-70.

[5] 冯坚, 吴志军. 涡轮增压器压气机机油密封能力试验及应用 [J]. 柴油机设计与制造, 2018, 24(1): 34-40.
FENG Jian, WU Zhijun. Turbocharger compressor oil seal test and application [J]. Design and Manufacture of Diesel Engine, 2018, 24(1): 34-40.

[6] SIMON C, LANG K, FEIGL P, et al. Turbocharger seal as a decisive enabler for downsizing concepts [J]. Sealing Technology, 2011, 2011(1): 10-11.

[7] SIMON C, LANG K, FEIGL P, et al. Turbocharger seal for zero oil consumption and minimised blow-by [J]. MTZ Worldwide, 2010, 71(4): 36-41.

[8] 董俊熠. 提高涡轮增压器密封环成品率的工艺改进及修口专机研制 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2012: 1-7.

[9] 何洪, 曹立峰, 吴新涛, 等. 增压器密封结构改进对漏油的影响研究 [J]. 车用发动机, 2014(4): 22-25.
HE Hong, CAO Lifeng, WU Xintao, et al. Influence of turbocharger sealing structure improvement on oil leakage [J]. Vehicle Engine, 2014(4): 22-25.

[10] 陈淘利. 叶轮背叶片对离心泵轴向力特性影响的研究 [D]. 兰州: 兰州理工大学, 2018: 32-38.

[11] 蒋鑫. 基于 CFD 的低比转速离心泵叶片结构优化研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2018: 23-40.

[12] ZHOU W D, ZHAO Z M, LEE T S, et al. Investigation of flow through centrifugal pump impellers using computational fluid dynamics [J]. International Journal of Rotating Machinery, 2003, 9(1): 49-61.

- [13] SHOJAEEFARD M H, TAHANI M, EHGHAHI M B, et al. Numerical study of the effects of some geometric characteristics of a centrifugal pump impeller that pumps a viscous fluid [J]. *Computers & Fluids*, 2012, 60: 61-70.
- [14] WESTRA R W, BROERSMA L, ANDEL K V, et al. Secondary flows in centrifugal pump impellers: PIV measurements and CFD computations [C] // ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting, Vail, Colorado, USA; ASME, 2009: 305-314.
- [15] DERA KHSHAN S, NOURBAKHS H A. Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2008, 32(8): 1620-1627.
- [16] JAFARZADEH B, HAJARI A, ALISHAHI M M, et al. The flow simulation of a low-specific-speed high-speed centrifugal pump [J]. *Applied Mathematical Modelling*, 2011, 35(1): 242-249.
- [17] OH I S, KIM D, HONG S W, et al. Three-dimensional air flow patterns within a rotating ball bearing [J]. *Advanced Science Letters*, 2013, 19(8): 2180-2183.
- [18] YAN K, ZHANG J H, HONG J, et al. Structural optimization of lubrication device for high speed angular contact ball bearing based on internal fluid flow analysis [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 95: 540-550.
- [19] 翟强, 闫柯, 张优云, 等. 高速角接触球轴承腔内气相流动与传热特性研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2014, 48(12): 29-33, 40.
- ZHAI Qiang, YAN Ke, ZHANG Youyun, et al. Investigation of air flow pattern and heat transfer efficiency inside cavity of high-speed angular contact ball bearing [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2014, 48(12): 29-33, 40.
- [20] 王亚泰, 闫柯, 朱永生, 等. 保持架不同引导方式下角接触球轴承腔内气相流动分析 [J]. *机械工程学报*, 2017, 53(1): 72-78.
- WANG Yatai, YAN Ke, ZHU Yongsheng, et al. Investigation on internal air flow pattern of angular contact ball bearing with different cage guiding approaches [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2017, 53(1): 72-78.

(编辑 杜秀杰)

(上接第78页)

- [10] 杜学文. 液压阀口空化机理及对系统的影响 [D]. 杭州: 浙江大学, 2008: 23-26.
- [11] FU Xin, DU Xuwen, ZOU Jun, et al. Characteristics of flow through throttling valve undergoing a steep pressure gradient [J]. *International Journal of Fluid Power*, 2007, 8(1): 29-37.
- [12] 陆亮. 液压节流阀中的空化流动与噪声 [D]. 杭州: 浙江大学, 2012: 4-23.
- [13] 吉晨. 受限制空间内的气泡行为数值与实验研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2013: 61-83.
- [14] 易达云. 锥阀振荡流场流动噪声增强机制研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2015: 86-106.
- [15] 闵为, 王东, 郑直, 等. 低压下锥阀振荡空化的可视化实验研究 [J]. *机械工程学报*, 2018, 54(28): 140-144.
- MIN Wei, WANG Dong, ZHENG Zhi, et al. Visualization experiment of vibration and cavitation in poppet valve under low pressure condition [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 54(28): 140-144.
- [16] 郭关柱, 范毓润, 贾凤昌. 空气在二甲硅油 and 液压油中的溶解度 [J]. *物理化学学报*, 2008, 24(7): 1225-1232.
- GOU Guanzhu, FAN Yurui, JIA Fengchang. Solubility of air in dimethyl silicone and hydraulic oils [J]. *Physico-Chimica Sinica*, 2008, 24(7): 1225-1232.
- [17] 陆亮, 何承鹏. 液压阀口典型激振流动及其可视化实验方法 [J]. *液压与气动*, 2018(4): 1-7.
- LU Liang, HE Chengpeng. Introduction of representative flow oscillations and experimental visualization methods in hydraulic valves [J]. *Chinese Hydraulics and Pneumatics*, 2018(4): 1-7.
- [18] 冀宏, 张继环, 王东升, 等. 滑阀矩形节流槽阀口的流量系数 [J]. *兰州理工大学学报*, 2010, 36(7): 47-50.
- JI Hong, ZHANG Jihuan, WANG Dongsheng, et al. Flow coefficient of rectangular notch throttle orifice in spool valve [J]. *Journal of Lanzhou University of Technology*, 2010, 36(7): 47-50.
- [19] COUTIER-DELGOSHA O, REBOUD J L, DELANNOY Y. Numerical simulation of the unsteady behaviour of cavitation flows [J]. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 2003, 42(5): 527-548.
- [20] GANESH H, MAKIHARJU S A, CECCIO S L. Bubble shock propagation as a mechanism for sheet-to-cloud transition of partial cavities [J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2016, 802: 37-78.

(编辑 刘杨)