

摘要

机械密封作为常用的轴向端面密封装置,其性能直接关系到整台机械设备的安全问题。机械密封运行时,端面摩擦和附件搅拌产生的热量不易扩散,热量积累,使密封环端面温升过高,易造成端面的干摩擦、热裂和变形等问题,导致密封迅速失效,因此,对密封环温度场的研究具有十分重要的意义。密封腔内流体的流动与传热与密封环的温度场分布密切相关,因此研究时应同时考虑密封腔内流热场和密封环温度场。但目前大多数研究集中在密封环的温度场方面,本文在前人对机械密封及腔内流动的理论与试验研究基础上,以浙江某企业生产的LSPA600型离心泵为载体,对离心泵密封腔流体流动及密封环进行流热耦合计算,并根据对流强化传热理论对密封腔进行改型设计,以改善机械密封周围的运行环境。主要工作与研究成果有:

- 1、采用有限元法对机械密封动、静环单独进行稳态温度场求解,分析了动、静环的温度分布规律。
- 2、基于有限元的有限体积法,采用直接耦合方式对摩擦副和泵内全流场进行稳态流热耦合计算,探讨了密封腔内的温度分布规律;与有限元模拟结果进行对比,分析了密封腔内流动对机械密封温度分布的影响情况。结果表明:腔内流体的流动影响着热量传递,进而影响着机械密封环的温度分布情况;采用直接耦合方法得到的对流传热系数大于半经验公式计算的对流传热系数;泵在不同工况运行时,机械密封环端面温度变化不明显。
- 3、根据强化对流传热理论和分析研究,对密封腔进行改型设计,改变流体的流动状态,以强化传热。应用场协同原理分析速度场与温度场的协同性,同时研究改型设计对泵外特性的影响。结果表明:密封腔的改型设计使流体不再沿着等温线运动,速度场与温度场协同性得到改善,强化了传热,腔内温度降低。
- 4、对密封腔改型后的模型泵进行性能试验,并同时测量密封腔内流体的温度,从性能及腔内温升两个方面验证模拟分析的准确性。得出:筋板的阻隔作用对腔内流动并未产生较大阻力,对泵的水力效率影响较小;试验测得改型后的腔内温度低于改型前的腔内温度。

为了改善泵密封腔内的运行环境,本文以强化对流传热措施和场协同理论为指导思想进行了一系列的尝试和实践,成功地对老产品进行了改进,改善了机械密封的运行环境,提高了可靠性。密封腔改型设计现已应用于浙江某企业的批量生产的产品中,为机械密封冷却方面提供了切实可行的参考,具有一定的理论价值和工程意义。

关键词: 离心泵, 密封腔, 稳态温度场, 对流强化传热, 场协同理论

ABSTRACT

As a common axial face seal, mechanical seal's performance is directly related to the security of the entire machinery. Mechanical seal's face friction and accessories mixing make heat not easy to spread, thus heat accumulates, temperature rises on mechanical seal interface in the operating condition, it will cause abnormal abrasion, thermal-crack, distortion of seal and final failure. So analysis on the temperature field of seal ring is very significant. Due to osculating correlation of flow and heat transfer, the study should also consider the flow thermal field of seal cavity and seal ring's temperature field. However, most studies focused on the temperature field of seal ring. On the basis of previous theoretical and experimental study of the mechanical seal and cavity flow, the flow thermal coupling calculation between model pump LSPA600's seal chamber flow and mechanical seal ring was researched. In order to improve operating environment of mechanical seal, an amending redesign procedure was made on seal cavity. Main work and research is as follows:

1. Using FEM, the steady-state temperature field on the mechanical seal ring was solved and simulated, and the temperature distributions are obtained.
2. The steady-state flow thermal coupling was calculated between the pump flow and mechanical seal by CFX software, and the temperature distributions of seal ring and sealed cavity were drawn. Contract to the former simulation, it is shown that: the cavity fluid flow affects the heat transfer, thereby affecting mechanical seal's temperature reduced. The convective heat transfer coefficient that obtained using flow-thermal coupling method is greater than the one that calculated by empirical formula. The mechanical seal face temperatures changed little when pump operated at different conditions.
3. Based on convective heat transfer theory and analysis research, the amending redesign of sealed cavity was made. With application of field synergy principle, the interoperability between velocity field and temperature field was analyzed. Also, the

impact of the redesign on pump's external characteristic was studied. The results show that: the amending redesign makes better interoperability between velocity and temperature fields than the former one in the sealed cavity, thus heat transfer is enhanced, and the temperature becomes lower.

4. To verify the accuracy of the simulation and analysis, the redesign pump was tested from two aspects: performance and cavity's fluid temperature rise. The redesign does not affect the pump's hydraulic efficiency and the temperature on seal face was lower than before.

It has attempted and practiced to retrofit pump seal cavity through convection heat measures and field synergy theory as guiding ideology in this article. It has made the improvement successfully for the old product, ameliorated the operating environment of the mechanical seal, thus improved seal reliability. The research result has already been applied in extensive manufacture and extends the other products of the certain corporation in Zhejiang province. It provides a practical reference for the mechanical seal cooling, and has some theoretical value and engineering significance.

Key words: centrifugal pump, seal cavity, steady-state temperature field, convective heat transfer enhancement, field synergy principle

第一章 绪论

1.1 研究背景、意义及课题来源

1.1.1 研究背景

机械密封是一种依靠弹性元件对动、静环端面的预紧或介质压力与弹性元件共同压紧而达到密封的轴向端面密封装置^[1]。它主要解决流体机械旋转轴与机体之间的泄漏问题，同时还具有缓冲振动和冲击等作用，广泛应用于离心泵、压缩机、反应釜等旋转机械中，涉及到石油、化工和机械等行业^[2~4]。

机械密封正常运行时，端面摩擦、密封附件搅拌等产生的热量容易造成摩擦副端面温升过高，影响密封的正常工作。端面温升过高会带来诸多问题：密封环内产生过大的热应力，导致热裂纹，严重时甚至造成整个环碎裂^[5]；易引起液体的汽化，产生噪音或者振动，造成密封失稳，泄漏量增加^[6]。因此，研究机械密封的温度场显得尤其重要。

关于泵用机械密封温度场主要的研究方法有：数值解析法、经验法和实测法。国外有关学者已做了大量研究工作，国内在此方面起步较晚。前人的研究为以后的理论研究及温度场模拟提供了一定参考与依据，也为机械密封的优化奠定了基础。目前，国内学者对泵用机械密封的温度场研究大多集中在密封环，未涉及整个泵装置对摩擦副温度场的影响。但机械密封和泵是个有机组合体，将机械密封和泵内全流场作为整体，研究其耦合特性才能更真实地反映机械密封的工作状态，得到更准确的温度场^[7~11]，而目前这方面的研究工作还比较单薄。实际上，密封腔内流体的传热与流动密切相关。在泵的运行过程中，机械密封摩擦副端面产生的热量主要靠泵密封腔内的流体循环来进行冷却。腔内流体的流动形式、速度、压力等参数直接影响着摩擦副的温度场。因此，有必要将泵密封腔内流场和机械密封温度场作为一个整体进行研究。

1.1.2 课题来源及研究意义

本课题来源于浙江某公司生产的LSPA600型的离心泵，其叶轮及泵壳均为塑料材质，工作介质为热水（80℃），无任何冲洗设备。泵运行时密封腔内出现热

积累现象(即热量产出速率大于导出速率):持续的高温环境导致机械密封附近塑料件软化,引起机械密封泄漏。

针对LSPA600型离心泵出现的问题,本文着重研究泵内流场与摩擦副之间的流热耦合问题,得出流动对传热的影响;基于强化传热理论对密封腔进行改型设计,并根据场协同原理来指导分析,以此给机械密封提供良好的工作环境,提高其可靠性。

就理论研究本身而言,借鉴国内外已有的相关研究理论,对机械密封整个运行装置的流热耦合进行模拟和分析,从工程意义上讲,密封腔内流热耦合分析将有助于掌握介质流动情况对机械密封温度的影响程度,以便找出有效的改进措施,来提高机械密封装置的运行环境。因此,本课题具有重要的理论价值和工程意义。

1.2 国内外研究现状

机械密封摩擦副相互贴合产生的摩擦热导致密封环特别是密封端面的温度升高,加之一些使用条件较苛刻,实际情况很难达到,诸多因素影响了密封性能。这些因素一旦累积,将诱导密封装置迅速失效,因此机械密封的温度问题一直受到关注。从保证密封装置长期可靠运转的角度出发,需要掌握机械密封各部分的受热情况,其中主要是摩擦副端面温度场和密封腔内流体的流场和温度场。本文主要研究内容包括两个方面:密封环温度场和密封腔流热耦合场。

1.2.1 机械密封环的温度场研究

1.2.1.1 国外研究现状

1969年,R. P. Robinson 和 R. Bunton^[12]采用数值计算的方法计算了密封环的温度场,并给出摩擦热计算式以及对流换热系数 α 。

1976年,Li^[13]利用有限元法求解得到了密封座和密封环的等温线。

1980年,Hughes 和 Chao^[14]分析了等温、绝热边界下液膜润滑密封,但他忽略了由密封环外径传至周围密封液体的热量。

1980年,Lebeck^[15]采用实际密封模型计算温度场而对于动、静环的高压密封流体接触面采用普通换热系数。该边界条件忽略了动、静环边界上强制、自然对流的差别,以及膜厚方向的温度梯度。

1980年,GORDON S. BUCK^[16]修正了摩擦热计算式,它是摩擦系数、载

荷及滑动速度的乘积。

1981年, 西德 E.Mayer^[17]提出摩擦热会在密封缝隙中造成高温, 其后果可能使磨损加剧和增大热变形。缝隙中产生的摩擦热主要沿轴向导入两个密封环中去, 散热的其它方式则忽略不计, 散热量总在随时的平衡状态下分配到两个环上。

1986年, Rhode et al^[18]首次将数值 CFD 模型与密封实验进行比较。

1987年, Doust 和 Parma^[19]给出了更符合实际的模型, 利用了有限元计算模型。

1990年, Zens^[20]利用有限元热分析得到了密封环和密封座的温度分布, 并且给出其等温线。

1991年, Lebeck^[21]分析了若干由热环境引发的重要因素, 如: 径向锥度、波度、热裂纹、过热点等。

1992年, Pascovici M. D. 和Etsion I. ^[22]对机械密封采用THD分析, 同时考虑密封间隙内横、纵向温度和粘度变化以及实际边界条件, 用解析法求解能量方程, 并以隐式方程的形式给出径向温度变化。由于在推导过程中应用了附加条件, 计算准确性不高。

1998年, Slamack 和 Soulisa^[23]等人根据 CFD 模拟得到的密封系统温度分布和热传导系数与 Lebeck 试验结果相比, 得出数值计算与实验值之间的差别主要源于摩擦面热源的计算。他认为密封径向和轴向的温度梯度是影响端面间隙和密封性能的主要因素。

1999年, Buck^[24]建立了将密封视为散热源的有限元分析模型, 给出了一种基于该模型来确定密封温度的方法。

2000年, Shifeng Wu和Ray Clark^[25]采用FLUENT软件研究了槽开在动环和开在静环上两种不同结构的机械密封, 将流体膜内的压力产生过程、速度矢量变化过程进行了可视化。

2003年, Lionel A.Yong^[26]和 Tom Lai^[27]等建立了有限元分析与流体膜组合的耦合模型, 程序只需输入密封环几何形状和运行工况等, 便可求出环变形、温度、端面液膜厚度和泄漏率等。

1.2.1.2 国内研究现状

国内关于机械密封流场及温度场研究起步较晚, 与国外差距较大, 最早是上

世纪 80 年代。

1980 年, 顾永泉^[28]给出了机械密封的热量平衡方程, 四年后, 他又综合了相对全面的摩擦系数计算法^[29]。

1986 年, 李红等^[30]针对实际使用的密封环形状, 将其分解成多个矩形截面环分别求解。她继承了李克永^[31](1980)的思路, 利用解析法建立稳态温度场计算模型, 采用分离变量法求解温度场控制方程。其不足是只适合于密封环截面为矩形的情况, 且对流换热系数采用实验值。

1989 年, 法金元^[32]编制了 Fortran 语言计算程序, 可以求解各种传热边界条件的机械密封温度场问题, 给出了不同情况下对流换热系数 α 的计算方法, 并结合实验给出了公式的修正系数, 但是该方法有很大的局限性。

1991 年, 陈文毅^[33]和张书贵^[34]采用有限元模型计算了机械密封环的温度场。他把动、静环及其环座看作一个整体来考虑, 这样省去了密封环间热量分配的麻烦, 简化了计算。给出了有限元法计算程序, 使其更接近机械密封的实际情况。

1994 年, 宋亚东^[35]的硕士论文中, 借用孔祥谦^[36]著作中的稳态温度场计算程序对实际动、静环温度场进行了模拟。他采用轴对称的有限单元法求解密封环温度场, 用计算机绘制了密封环的网格图和等温线图, 并在自行设计的试验台上进行了旋转环与非旋转环温度场测试, 分析了影响密封环温度场的各种因素。

同年, 顾永泉^[37]利用有限差分法计算了机械密封的温度场, 缺点在于: 对于复杂端面的机械密封来说, 计算过于繁琐, 不利于计算机处理。

1995 年, 朱孝平等^[38]分析了混合摩擦状态下双端面机械密封的传热特点, 建立了端面温度分布的简化模型。

1996 年, 彭旭东、谢友柏^[39]等编制了一种电算程序, 它可以计算多种介质下机械密封的端面温度及性能参数, 通过分析可判断出机械密封的相态稳定性; 缺点是: 任务单一, 通用性差, 数据输入量大, 直观性、交互性差。

2001 年, 陈利海、程建辉等^[40]推导了用于机械密封温度场计算的有限元方程, 给出了温度场计算中关键参数的确定方法, 编制了一套可视化计算软件。

2001 年, 葛培琪^[41]给出了根据密封端面液膜剪切力精确计算摩擦系数方法。

2002 年, 程建辉^[42]采取独立计算的思路建立机械密封环稳态温度场计算模型。由于是对密封环单独建模, 因此涉及两密封环端面的热量分配问题。程建辉

根据两环端面温度一致的原则,提出了折半查找热量分配系数法。他同时还提出了转速和密封面宽度是影响端面温升的重要因素,采用窄的密封面,可明显降低端面温升。

2004年,周剑锋等^[43]运用ANSYS软件计算密封静环的内部温度梯度,根据轴对称特性建立简单的二维有限元模型并划分网格。结果表明,窄接触面的温度环温度变化主要集中在接触面附近的一块很小的区域,不利于密封环的散热。

2004年王胜军^[44]应用ANSYS建立了机械密封环有限元模型,对其温度场进行了数值计算,分析了密封环端面温度随密封压力、主轴转速、材料性质等因素的变化情况,并利用ANSYS软件显示了温度图。得出如下结论:(1)导热系数高的密封材料可以有效降低端面温度;(2)密封端面温度径向呈近似抛物线分布;(3)冲洗可以有效降低密封端面的温度;(4)密封端面温度随密封介质压力的升高或者转速的增加呈近似线性增加的趋势。

2005年朱学明^[45-46]提出了机械密封环的热-结构耦合分析研究。他以密封环动态温度场为研究对象,在瞬态热分析和热弹性接触理论基础上提出了动态摩擦热的计算方法,给出了动态温度场分析的基本流程,建立了动态摩擦系数模型;最后用ANSYS软件模拟了机械密封启动工况。结果表明,启动加载过程中密封端面接触区域变小和局部过热。

2005年,于小丹,孙铁等^[47]利用ANSYS软件建立了机械密封环温度场的数学模型,用以计算机械密封环的温度场,并且利用经验公式计算了密封介质与密封环之间的对流传热系数。同年,朱学明、刘正林等^[48]建立了高压机械密封动态温度场模型,反映了机械密封启动、加载过程中端面的热机效应,指出介质压力更易导致端面温升。其不足是忽略了端面液膜的导热作用和介质温度的变化。

2006年,单晓亮、胡欲立等^[49]利用ANSYS计算了特定工况下的机械密封环温度场,得到了环内温度分布规律,发现导热系数对端面温度影响显著。

2007年,周剑锋等^[50]建立了机械密封环的传热模型,确定了动环和静环传递的摩擦热占总热量的比值。借助有限元方法和人工神经网络,研究了密封环端面间液膜摩擦热与端面热变形的耦合过程。

1.2.2 机械密封腔内流体流动的流热耦合研究

在机械密封装置运转过程中,由于密封环和密封腔内的流体温度相互影响、密切联系,仅对机械密封环进行温度场的计算不能全面地获得机械密封的运行情况,从而提出了流热耦合,以及流固热耦合问题。在耦合分析的研究上,国内外学者作出的贡献很多,他们的研究不仅包括稳态,还包括瞬态。

1.2.2.1 国外研究现状

1987年, Dumbrava 和 Morariu^[51]采用热流体动力学(THD)分析,对密封端面温度采用解析法,同时考虑了流体流动和密封环内产生的热量以及冷却液的对流。但是该分析假设沿密封环端面恒温,这是不符合实际的。

1988年, Braun 等^[52]首次利用全流场拍摄技术(FFFT)来研究流体静压、动压轴承微小间隙内的流体流动。随后, Braun 和 Canacci^[53]利用 FFFT 测量并模拟了刷式密封的速度分布,并对密封结构内复杂的流动区域进行了可视化,结果以图形方式显示了内部的流动形式和流体速度变化情况。

1993年, Walowit J. A.^[54]建立了 SPIRALI、SPIRALG 模型, Pechnt G. G. 建立了 Crane's CSTEDY 模型并用于螺旋槽内流体流动的计算模拟。但他们仅仅限于窄槽理论。

1997年, Braun M. J. 和 Dzodzo M. B.^[55]利用基于三维 N-S 方程的数学模型,描述了流体静压槽内的三维流动。作者采用了并行体网格的有限元容积法,并求解了能量方程,同时将库埃特流和喷射流进行了三维可视化。

1998年, Slamack 和 Soulisa 等人^[56]基于计算流体力学理论,得到密封腔内温度分布:除了密封座部位基本是均布的,随着旋转速度的增加,最高温度同接触面流体平均温度的差减小。

1999年, Jeffrey Moore J. 和 Palazzolo Alan B.^[57]应用 CFD 模型来计算旋转槽液膜密封的流场,求解过程应用了标准低 Re 数下的 $k-\varepsilon$ 湍流模型。

1999年, Ray Clark 和 Henri Azibert^[58]利用 FLUENT 模拟了密封间隙内阻塞流体的流动循环情况,指出通过减小静环与轴套间的间隙可改善其轴向循环,提高冷却效果。它突破了实验室测试的局限性,通过计算机模拟便可了解原始设计中轴向循环存在的问题,从而找出改进措施,并进一步验证了用 FLUENT 作为评价工具,能更有效地促进密封设计的改进。其不足是仅仅模拟了静环与轴套间的流动、循环情况,未涉及密封腔内的其他部位。

同年, Parviz Merati^[59]使用有限元软件 FLUENT 对机械密封的温度场和流场进行了计算, 在计算时把密封腔动、静环以及密封腔的介质作为一个整体处理, 密封端面摩擦热 Q_F 作为内热源处理, 结果以图形方式显示了密封腔内速度、温度分布, 指出高温发生在密封端面内径处, 最大热流密度在动环表面靠近动静环接触区。不足是建立的是轴对称二维模型, 与实际的三维流动差距较大。

2001年, Kudriavtsev V. V. 和 Braun M. J. ^[60]突破窄槽理论的局限性, 利用全三维N-S方程求解器(CFD-ACE+)研究了入口泵螺旋槽密封内的流体流动, 建立了可压缩层流和湍流模型, 对槽内三维流动进行了可视化。

2002年, Braun等^[61]又将计算流体力学应用于一种新型刷式密封——手指密封, 建立基于N-S方程的三维模型, 模拟密封的流体动态提升效果和泄漏量, 借助于可视化计算软件CFD-ACE+可看到密封内的流动模拟效果。

同年, Ray Clark、Shirazi、Siamack A 等人^[62]采用流体动力分析(CFD)软件对密封环进行了以热——流场耦合为主的模型, 并根据计算结果提出了改进动静环端面冷却效果的相关措施。

2003年, Jang 和 Khonsari^[63]应用热弹性分析方法来预测密封端面发生过热时的临界速度。不足是此研究没有考虑由注入冲洗液引起的机械密封环周围的流动, 但实际上机械密封对流换热依赖于冲洗流体的流动特性。

2006年, Zhaogao Luan和Khonsari M. M^[64]利用CFD软件分析了由注入的冲洗液和密封环转动共同引起的密封腔内流体的流动, 通过求解柱面坐标下N-S方程, 获得了动、静环周围的三维流动特性, 引进了压力修正方法和SIMPLE算法, 指出当注入冲洗液流量超过一定值时, 冷却效果并不会增强。

1.2.2.2 国内研究现状

国内在热流耦合以及密封腔方面的研究很少。其中成果较突出的是北方交通大学的丁群 (2001)^[65]应用 FLUENT 软件建立了流场、热场和应力场三者耦合的系统模型。模型的新颖性在于将三场的耦合分为三个过程: 先进行热流场直接耦合分析求出换热边界的对流系数, 再进行流热场间接耦合分析求出温度场, 最后进行热应力场的间接耦合分析求出热应力分布。

2004 年王胜军^[66]通过对温度场的数值计算, 认为冲洗可以有效降低密封端面的温度。同年, 钟汝琳、陈次昌等^[67]利用 FLUENT 对密封环的温度场、密封

腔内流体的温度场进行了建模、计算和分析，得到了密封运转稳态下，机械密封环的温度、压力分布以及密封腔内流体流动情况。但是仅对某一具体的稳定工况进行了模拟分析，而未涉及条件变化的动态流场对温度场的影响。

2005年，南小妮、周昆颖等^[68]采用FLUENT对高速运转下的螺旋槽气体密封的三维流场进行了数值研究，其不足是没有涉及流场的其它参数。

2008年，中国石油大学的张明明^[11]在其硕士论文中专门研究了机械密封腔内流场及摩擦副温度场性能。得到了腔内流体的速度矢量分布、质点轨迹、涡量分布以及温度分布等。同时，他还分析了密封腔内流场的流动特性以及摩擦副端面温度随冲洗液流量、密封介质压力、主轴转速等因素的变化规律^[5]。

综上所述，国外的温度场分析理论和耦合理论已基本成熟，并与试验紧密结合，理论研究成果的实用性很强；国内在这方面起步较晚，取得了一些研究成果，主要集中在密封环的温度场方面，对于流热耦合方面，与国外仍存在一定的差距。

1.3 主要研究内容

本文研究的目的是改善机械密封的运行环境。对机械密封环有限元温度场计算结果和密封腔流场与机械密封环的流热耦合结果进行对比分析，探讨密封腔内流体流动对传热的影响，以及机械密封环的温度分布情况；提出密封腔改型设计，以改善密封环境。主要研究内容有：

(1) 采用有限元法研究机械密封动、静环稳态温度场，分析动、静环的温度分布规律。

(2) 基于有限元的有限体积法，采用直接耦合方式将机械密封环和泵内全流场作为整体进行稳态流热耦合模拟。分析探讨此时动、静环的温度分布，以及密封腔的温度场与速度场分布规律。对比分析采用有限元法和有限体积法的模拟结果，探讨密封腔内的流动对机械密封散热的影响程度。

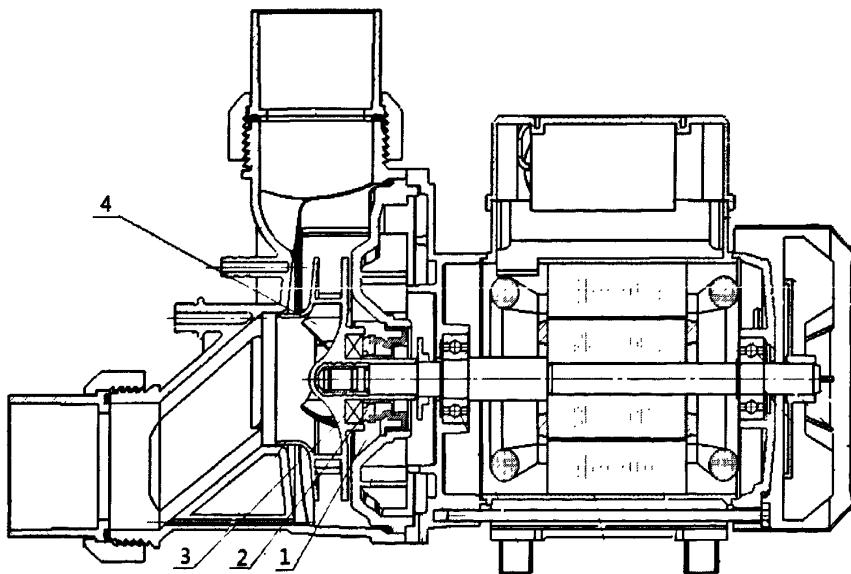
(3) 根据强化对流传热理论，对密封腔进行改型设计，改变流体的流动状态与轨迹，以强化传热。应用场协同原理分析速度场与温度场的协同性，同时研究改型设计对泵外特性的影响程度。

(4) 对密封腔改型前后的模型泵进行性能试验对比，分析改型前后的轴功率和腔内温度的变化情况，从性能及腔内温升两个方面验证改型方案的优越性和模拟分析的准确性。

第二章 机械密封流动与传热理论

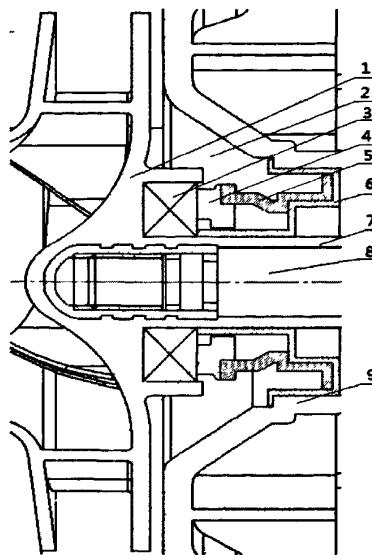
2.1 机械密封的密封机理

在国家有关标准中机械密封是这样定义的：“由至少一对垂直于旋转轴线的端面在流体压力和补偿机构弹力的作用以及辅助密封的配合下保持贴合并相对滑动而构成的防止流体泄漏的装置^[69]”。基本元件包括：密封副、弹性元件、辅助密封、传动件、防转件等^[70~71]。如图 2.1 所示，静环镶嵌在叶轮后盖板的后口环环座中，动环固定在托架盖上，并依靠 O 形圈进行二次密封。动环在弹簧力等载荷的作用下，可沿轴向自由移动，并保持动环和静环端面的紧密接触。静环依靠轴套及叶轮固定在旋转轴上并随轴旋转。由于静环的端面宽度大于动环端面宽度，因此，静环由硬度高、刚性好且耐磨的材料如碳化钨、氮化硅等硬质材料制造，而动环一般用较软的、有自润滑作用的材料如碳石墨制造，以防止动环磨损到静环内部。弹性元件为弹簧。



(a) 泵体结构简图

1—密封腔； 2—动环； 3—静环； 4—叶轮



(b) 密封腔示意图

1—叶轮后盖板； 2—被密封介质； 3—静环； 4—动环； 5—弹簧；
 6—O型圈； 7—轴套； 8—轴； 9—托架盖

图 2.1 LSPA600 型离心泵泵体结构图

2.2 机械密封流动与传热理论

2.2.1 流动状态的判断

由于泵腔和机械密封腔内流场受到高速旋转轴以及旋转叶轮的影响，流动状态无法确定，因此需要判断流体的流动形态。本研究根据文献[72]的介绍，采用泰勒准数 Ta 判断腔内流体的流动状态。

Ta 准数计算公式如下：

$$Ta = \frac{2\eta^2 d^4}{1-\eta^2} \left(\frac{\Omega}{\nu} \right)^2 \quad (2.1)$$

式中：

η —半径之比， $\eta = r_i / r_o$ ；

d —腔内间隙宽度， $d = r_o - r_i$ ，mm；

Ω —圆柱角速度，rad/s；

ν —流体的运动粘度， m^2/s 。

文献研究表明：临界泰勒数为 $Ta_c = 2279$ 。只有当 $Ta > 1000 Ta_c$ 时，湍流才会

发生。本研究中的 η , d , Ω , ν 分别为 0.8, 3mm, 361.1 rad/s, $0.865 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, 假定密封装置在额定工况转速 3450r/min 下运行, 计算得到的 Ta 为:

$$Ta = \frac{2 \times 0.64 \times 0.003^4}{1 - 0.64} \left(\frac{361.1}{0.865 \times 10^{-6}} \right)^2 \approx 5020020$$

$$\frac{Ta}{Ta_c} = \frac{5020020}{2279} \approx 22030 > 1000$$

由上计算可知, 在该转速运行下, 密封腔内的流动是湍流状态。

2.2.2 湍流与传热理论

2.2.2.1 流体热力学基本方程

一切流体的流动都可以用连续性方程、动量方程和能量方程来描述, 稳态的三维不可压缩流体的控制方程守恒形式如下:

连续性方程:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.2)$$

动量方程:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + f_i \quad (2.3)$$

能量方程:

$$\frac{\partial(u_i T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\lambda}{\rho c_p} \cdot \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + S_T \quad (2.4)$$

式中: $i, j = 1, 2, 3$ 。

2.2.2.2 湍流数值计算方法

对流传热不论是理论求解法还是数值求解法, 都以边界层对流传热微分方程组为基础, 因此模拟必须考虑流动边界层与热边界层。 $\kappa-\omega$ 方程主要用于计算近壁区边界层内的流动与传热, 适合模拟流热耦合问题^[73]。Wilcox^[76]在表示湍流的长度尺度时不选湍流脉动动能的耗散率 ε , 而是选择湍流频率 $\omega (k^{1/2}/l)$ 。 $\kappa-\omega$ 模型的具体表达式为:

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} &= P_k - \beta' \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \\
 \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \omega)}{\partial x_j} &= \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho k \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (2.5) \\
 \mu_t &= \frac{\rho k}{\omega}
 \end{aligned}$$

式中: P_k ——湍动能生成率, 用式(2.6)确定。

$$\begin{cases} P_k = \mu_t 2S_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \\ S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \end{cases} \quad (2.6)$$

模型控制方程中的常数为 $\beta' = 0.09$; $\alpha = 5/9$; $\beta = 3/40$; $\sigma_k = 2$; $\sigma_\omega = 2$ 。

2.2.2.3 强化湍流传热理论

在旋转机械中, 流体的运动不可避免地受到离心力的作用。离心力直接影响到流体的速度分布, 进而影响到流体与壁面间传热。为此, 研究离心力作用下对流传热的强化与控制技术有着十分重要的应用背景。

(1) 传热的方式

自然界的任何传递过程都是在强度量差的推动下由广延量的传递来实现的。热量的传递过程表现为温度梯度的推动下熵的流动, 它有三种基本方式: 热传导、热对流和热辐射^[74]。热传导是指物体内部有温度差或两个不同温度的物体接触时, 在物体各部分不发生相对位移的情况下, 物质微粒的热运动传递热量; 热对流是指流体中温度不同的各部分之间发生相对位移时所引起的热量传递过程, 它分为两类: 强迫对流传热和自然对流传热。对流传热的特点是: (1)导热与对流同在, (2)直接接触且有温差, (3)有边界层; 热辐射是指物体通过电磁波传递能量的过程。本文研究的机械密封及其周围流体的流动与传热, 主要涉及到导热和对流, 而由于流体介质温度不是太高, 辐射能量极少, 可忽略不计。

(2) 强化传热理论

强化传热是国内外传热学界研究的重要课题, 对流传热是热量传递的基本方式之一, 其物理机制是流体运动情况下的热量传递问题。由于流体运动能携带热

量, 所以对流换热的传热能力要比纯导热方式强得多。几十年来学者们进行了大量的理论与实验研究, 发展了各种各样的强化传热措施。目前, 强化对流换热主要采取降低热边界层厚度、增加流体扰动和增加近壁面的速度梯度等措施。然而, 在其强化机制的研究方面一直缺乏统一的理论。直到 1998 年, 过增元等^[75]从场协同的观点分析了对流换热的机制: 对流传热是有内热源的导热问题, 给出源强化的概念。源项的强度不仅取决于温度梯度、流体速度和流体的物性, 还取决于速度场与温度场的夹角。

2.2.2.4 数值传热学与流热耦合

(1) 数值传热学定义

数值传热学作为一门传热学和数值方法相结合的交叉学科, 主要应用计算机求解那些描写流动与传热问题的控制方程。它解决问题的基本思路是: 将空间和时间坐标系下连续物理量的场用一系列有限个离散点上的值的集合来代替, 并根据一定原则建立起这些离散点上变量值之间关系的代数方程, 求解并获得所求解变量的近似值^[76~77]。

在流动与传热计算中应用较为广泛的是有限差分法、有限元法、有限容积法和有限分析法。有限容积法导出的离散方程具有守恒特性, 而且离散方程系数的物理意义明确, 是目前流动与传热问题的数值计算中应用最广泛的一种方法; 有限元法对不规则区域的适应性较好, 它主要针对固体, 广泛应用于固体的热变形计算^[76~77]。本文根据 LSPA600 型离心泵的结构, 在研究中分别应用了有限元法和有限体积法。

(2) 耦合传热

在计算导热或对流传热时, 对固体边界上的传热条件一般都做出规定: 或给定边界上的温度条件、或规定边界上的热流分布、或给定壁面温度与热流密度间的依变关系。对于某些对流传热问题, 热边界条件无法预先给定, 而是受到流体与壁面的相互制约, 这时无论界面上的温度还是热流密度都应看成是计算结果的一部分, 而不是已知条件。像这种热边界条件是由热量交换过程动态地加以决定而不能预先规定的问题, 称为耦合传热问题^[78]。

对于多物理场的耦合, 可分为两大类: 间接耦合和直接耦合。间接耦合是指多个物理分析按特定顺序进行, 将前一个物理分析结果作为载荷加载到后一个物

理分析上,也称之为顺序耦合。间接耦合的优点是可以将原耦合问题转化为多个相对独立的问题计算,其收敛性好、求解灵活、效率高。直接耦合是使用包含多场自由度的耦合单元,把不同区域中的热传递过程组合起来作为统一的传热过程来求解,不同的区域采用通用的控制方程,耦合面成了计算区域内部。这种方法省去了不同区域间的反复迭代过程,多物理场可一次性分析完。该方法的优点是计算精度高,计算量小,可以计算非线性较高的单元类型。

本文研究的流热耦合场之间的相互作用具有高度非线性^[79],采用直接耦合具有明显优势。通常,密封腔内水体的流动是复杂紊乱的,无法确认其边界的流动情况与对流传热系数。为了避免这种情况的出现,本文对流热两场直接耦合求解计算。直接耦合法把不同区域的热传递过程组合起来作为统一的传热过程来求解,通用的控制方程如下^[78]:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho\mathbf{U}\phi) = \operatorname{div}(\Gamma_\phi \operatorname{grad}\phi) + S_\phi \quad (2.7)$$

不同区域采用的方程区别仅在广义扩散系数及广义源项的不同,耦合界面成了计算区域的内部。当机械密封和腔内液流产生耦合交接面的时候,耦合面上的温度和热流率必须符合连续性原则。机械密封环固体区域速度为零,并且热导率和流体区域不相同,对比流体区域,机械密封环的能量方程简化了很多,其能量方程为:

$$\frac{\partial \rho C_p T}{\partial t} = \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad}T) + S_\phi \quad (2.8)$$

耦合传热边界满足以下三个条件^[81]:

1. 耦合界面上温度连续, $T_w|_w = T_w|_f$;
2. 耦合边界上热流密度连续, $q_w|_w = q_w|_f$;
3. 耦合边界上的第三类边界条件, $-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_w|_w = h(T_w - T_f)|_f$ 。

其中, w 为耦合界面的壁面边界; f 为耦合界面的流体边界。

第三章 机械密封环的稳态温度场计算

本章应用 Workbench 软件中的 Steady-State Thermal 版块，单独对机械密封动、静环进行有限元稳态温度场模拟。对动、静环采用独立分析法，并按折半查找法分配端面的总摩擦热，根据半经验公式计算对流传热系数，得出不同平面内动、静环沿径向和轴向的温度分布规律。

3.1 模型建立及网格划分

3.1.1 机械密封的相关参数

1. 机械密封的类型

- (1) 非平衡型。介质作用在动环上的有效面积等于动环的接触面积，一般介质压力小于 0.7MPa 采用非平衡型机械密封；
- (2) 弹簧静止型。机械密封的静环镶嵌在叶轮后口环环座内，随轴旋转，而动环和弹簧固定在后端盖上，不随轴旋转；
- (3) 内置型。弹簧和动环与介质直接接触。

本文研究的机械密封为内置、静止、非平衡型机械密封。

2. 机械密封环的材料及介质的热物性

机械密封动、静环材料选用石墨——碳化硅配对组合，见表 3.1。密封介质为水，计算时取介质温度为 80℃，查表得，在 80℃下介质的物理性质见表 3.2。

表 3.1 密封环材料特性表

名称	材料	密度 (10^3kg/m^3)	弹性模量 (10^4MPa)	比热 ($\text{J/kg}\cdot\text{K}$)	泊松比	热膨胀系数 ($10^{-6}/\text{K}$)	导热系数 ($\text{W/m}\cdot\text{K}$)
动环	石墨	1.8	2.5	1200	0.25	6.2	156
静环	SiC	3.12	38	710	0.27	4.3	52

表 3.2 介质的物理性质

热传导系数 ($\text{W/m}\cdot\text{K}$)	密度 (kg/m^3)	动力粘度 ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)
0.648	988.1	5.494×10^{-4}

3. 机械密封的主要几何参数

机械密封的主要几何参数见表 3.3。具体尺寸见图 3.1。

表 3.3 机械密封的主要几何参数

几何参数名称	数值
轴套半径 r (mm)	9
密封环内径 r_i (mm)	9
密封环外径 r_o (mm)	12
端面宽度 b (mm)	3

4. 机械密封运行参数

按 GB/T 6556《机械密封的型式、主要尺寸、材料和识别标志》，机械密封的参数范围如下：

线速度允许范围为 $\leq 10\text{m/s}$ ；

压力 $\leq 0.8\text{MPa}$ ；

允许的温度范围：-20~120°C。

在本研究中，实际运行工况为：额定转速 3450r/min，密封压力在 0.1~1.0MPa 间。

3.1.2 模型的简化

机械密封的结构和实际运行工况较为复杂，为了突出问题的关键因素，提高建模的针对性，因此对一些次要或不确定的因素作相应的简化。借鉴文献[39、82]以及本文的研究需要，作了以下假定：

- (1) 将机械密封动、静环简化为两个不同直径的圆柱筒体；
- (2) 摩擦端面的表面粗糙度较低，忽略因加工、安装误差导致的密封环变形，摩擦端面在弹力和介质压力共同作用下保持贴合，假定为理想平行平面；
- (3) 忽略旋转环产生的搅拌热和辐射产生的热量，以及辅助元件摩擦和振动产生的热量；
- (4) 忽略泄漏散失的热量，忽略空气、弹簧、销和轴套带走的热量；
- (5) 假定材料的热物性和密封介质的物性不随温度和时间发生变化；
- (6) 机械密封运行一段时间后处于热平衡状态，认为是稳态温度场；
- (7) 假定弹簧及其轴向移动不影响腔内流场的变化，不影响对流传热。

简化后，机械密封模型如图 3.2 所示。

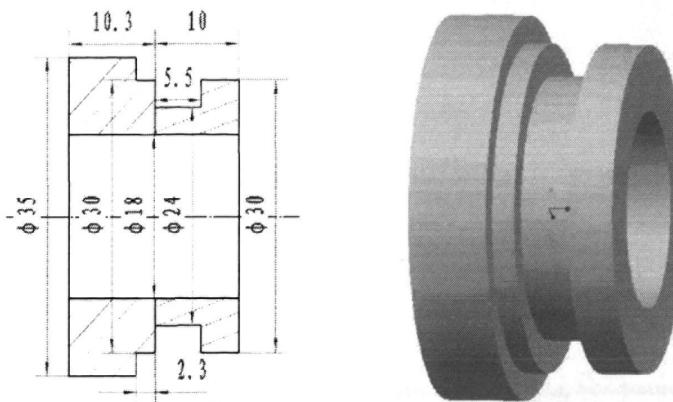


图 3.1 简化假定后机械密封的二维剖面图

图 3.2 机械密封简化模型

3.1.3 网格划分

ANSYS Workbench 软件融合了丰富的网格划分技术，本文应用其中的 Mesh 版块，它采用自适应网格，具有更多的自动化功能和更强的适应性，在模拟仿真中取得了很好的效果^[81]。如图 3-3 所示，本文对机械密封动、静环单独划分网格，根据网格无关性研究，最终得出动环网格数为 19597，静环网格数为 41652。

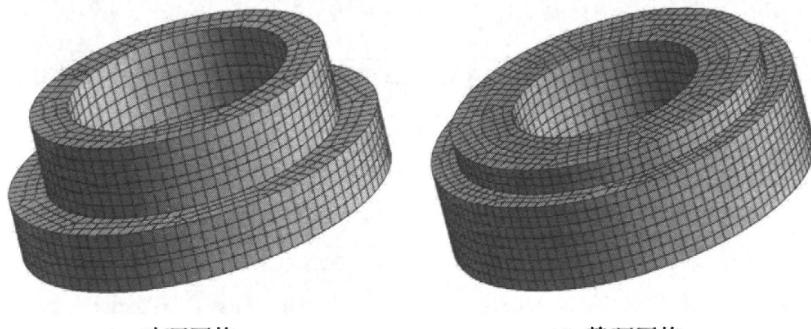


图 3.3 机械密封的网格划分

3.2 热边界条件

3.2.1 摩擦热的处理形式

目前处理摩擦热载荷的方式主要有两种：体积热和表面热。第一种方式把摩擦热当作内热源，因为内热源是体积热，它表达的是单位体积内产生的热量。一般是把摩擦环在摩擦面附近的区域（例如一到两个单元厚度圆环体）提取出来作生热源，对离摩擦面较远的区域分析结果的影响不大，但是却会影响摩擦表面附

近温度分布的计算结果；第二种方式比较好地体现了摩擦热产生于摩擦端面的情况，同时不受网格尺寸大小的干扰，表面热的加载更灵活，精度更容易保证^[82]。因此，本文选用表面热加载形式。

但是表面热加载形式却带来了一个热量分配的问题，即摩擦产生的热量向两个摩擦面各流入多少。

3.2.2 动静环热量分配

1 热量分配的基本准则^[83-85]

根据机械密封环运行特点，在稳定载荷下运转足够长时间后，密封端面近似为平面接触，即可认为两摩擦面对应位置相互接触。这样，由温度场的连续性可以假定接触部分的温度保持相等 $T_1(r)=T_2(r)$ ，这就可作为热量分配的基本准则。

2 热量分配方法^[83]

根据密封端面接触区域温度一致原则，有以下三种解决方案：

(1) 热量分配系数计算法

从宏观角度看，密封端面的总摩擦热最终按一定比率分配，只要根据热量分配原则准确求解热量分配系数，就可以实现热量的合理准确分配。目前常采用的方法是折半查找法（试探迭代法）。

(2) 耦合节点温度自由度法

在使用 ANSYS 软件分析中，温度在耦合分析中作为耦合单元的一个自由度，对要求温度相等的两对应接触位置节点进行温度自由度的耦合，但是这并不能解决热量分配的问题。如果把总热流密度加载在其中一个面上，然后耦合节点温度自由度，这样的求解结果实际上是给另一个面添加了一个温度边界条件，从而导致了总生热的变化，并使得计算结果失真。但是耦合节点温度自由度的方法用在体载荷加载的时候是可行的，因为这样不会改变系统的总的生热量。

(3) 接触导热率定义法^[85]

如果热量在两密封端面间优先传递，就可以近似实现温度的连续性。密封端面间热量的优先传递可通过在接触单元上定义很大的接触导热率实现，即接触导热率近似实现热量分配法。但它不能反映端面具体的热量分配问题。

通过对上述三种摩擦热分配方案的分析，为了能更好地了解热量分配，使其

满足温度连续性分布，本文采用折半查找法。

3 折半查找法^[85]

首先，给两密封面各加载一个初始热流密度 q_1 、 q_2 ，并保证 q_1 、 q_2 之和等于总热流密度值；然后使用 ANSYS 对该有限元模型进行求解，比较求解结果中对应节点的温度值 T_1 、 T_2 ，如果 T_1 、 T_2 之差的绝对值小于某个正值 ε ，我们就认为此时的解为符合要求的近似解，如果 T_1 、 T_2 之差的绝对值不小于 ε ，则重新调整热流量的分配，然后进行求解直到满足上面的要求。这里建立的热流量分配准则是： $|T_1 - T_2| < \varepsilon$ （其中 ε 为求解精度，本文选用 0.5K）。

最终的热量分配情况将在 3.2.5 节中给出。

3.2.3 摩擦热的计算

3.2.3.1 热量平衡方程

机械密封产生的热主要来源于以下几方面^[86]：

- (1) 动、静环端面摩擦热 Q_F ；
- (2) 旋转件在介质中的搅拌热 Q_A ；
- (3) 辅助件（如弹簧、波纹管、O型圈等）产生的摩擦和振动热量 Q_B ；
- (4) 密封介质自身热量 Q_M 。

机械密封主要通过以下几方面散热：

- (1) 传给密封介质的热量 Q_1 ；
- (2) 传给传动轴再散失的热量 Q_2 ；
- (3) 泄漏液体带走的热量 Q_3 。

由热量平衡方程可得：

$$Q_F + Q_A + Q_B + Q_M = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (3.1)$$

根据3.1.2节的简化假定，一般考虑机械密封温升时忽略 Q_M ；密封腔内的液体较少， Q_A 相对较小，忽略不计；辅助件的摩擦和振动产生的热量较少，所以 Q_B 也可忽略；对于无泄漏面，忽略 Q_2 、 Q_3 ，则热量平衡方程变为：

$$Q_F = Q_1 \quad (3.2)$$

3.2.3.2 摩擦热的计算

机械密封端面的摩擦热 Q_F 为：

$$Q_F = f \cdot p_g \cdot A_f \cdot v \quad (3.3)$$

机械密封端面的热流密度为 q_F ；

$$q_F = f \cdot p_g \cdot v \quad (3.4)$$

式中： q_F —— 端面热流密度， W/m^2 ；

v —— 端面平均线速度， m/s ；

p_g —— 端面比载荷， Pa ；

f —— 摩擦系数。

1、端面平均线速度 v 的计算：

$$v = \omega r = \frac{\pi \cdot n \cdot d}{60} \quad (3.5)$$

式中： n —— 额定转速， r/min ；

d —— 机械密封摩擦端面平均直径， m ； $d = (d_1 + d_2)/2$ ， d_1 ： 密封环内径， d_2 ： 密封环外径。

根据 3.1.1 节的相关参数计算可得， $v \approx 4 \text{m/s}$ 。

2、比载荷 p_g 的计算

本文对比载荷计算简化为腔内的介质作用力和弹簧预紧力的计算。

(1) 介质作用力：根据 CFX 软件，对泵全流场模拟计算，监测密封腔内平均介质压力，大小约为 100KPa。

(2) 弹簧作用力：根据经验公式(3.6)来进行估算。

$$Q_T = \frac{\lambda G d^4}{8 N D^3} \quad (3.6)$$

式中： λ —— 预加变形量，是指弹簧原始长度减去安装后弹簧长度， mm ；

G —— 弹簧材料切变模量， MPa ；

d —— 弹簧钢丝直径， mm ；

N —— 弹簧有效圈数，即扣除两端与簧座接触部分后的圈数；

D —— 弹簧圈直径， mm 。

弹簧已知参数为： $\lambda = 2 \text{mm}$ ， $G = 78000 \text{MPa}$ ， $d = 2 \text{mm}$ ， $n = 3$ ， $D = 24 \text{mm}$ ，

计算得 $Q_T \approx 7.5\text{N}$

密封端面的面积 S 为：

$$S = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) \quad (3.7)$$

根据 3.1.1 节的相关参数，计算得： $S=198\text{mm}^2$ 。

单位面积上弹簧的作用力 p_T 为：

$$p_T = \frac{Q_T}{S} = 0.04 \text{ N/mm}^2 = 40 \text{ KPa}$$

比载荷 p_g 为：

$$p_g = 100 \text{ KPa} + 40 \text{ KPa} = 140 \text{ KPa}$$

3、摩擦系数 f 为：

f 取值范围为 0.2~0.3，考虑到安全性，取 $f = 0.2$ 。

则 $q_F = f \cdot p_g \cdot v = 0.2 \times 140 \times 10^3 \times 4 \approx 112000 \text{ W/m}^2$ 。

根据式(3.2)和能量守恒原理，摩擦全部转化为热量。当泵稳定运行时，热量达到平衡，机械密封温度是稳态分布，此时认为 q_F 是定值，大小为 112000 W/m^2 。

在工作条件下机械密封的端面摩擦副和辅助元件的温度不能超过其耐热极限。为了保证机械密封正常工作，单靠耐高温、导热性好的摩擦副材料和合理的结构不一定能取得较好的效果，可采取冲洗冷却方式改善工作环境。一般情况下，当 $p_g \cdot v > 7.0 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$ 时，必须冲洗，本文 $p_g \cdot v \approx 0.56 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$ ，不需冲洗。

3.2.4 对流换热系数的计算

对流传热系数 α 是指单位面积上每变化 1K 流体流过固体壁面时传递的热量。影响对流传热系数的因素有很多，例如流动的起因（自然对流和强迫对流）、流动速度（层流和湍流）、壁面的形状大小和位置以及流体的物理性质等。因此，可定性地用函数形式表示为： $h = f(v, l, \lambda, \rho, c_p, \eta)$ 。故 α 的微分方程组求解较困难^[74]。在密封系统中，密封环外径处与密封腔内流体介质存在着对流传热，一般采用经验关联式或半经验式，也可以通过试验方法确定其值，目前大都采用半经验公式。

本文的机械密封实际运行工况是：静环镶嵌在叶轮后盖板的后口环内，随旋转轴同步旋转；动环及弹簧固定在后泵盖上，不随轴旋转。

动、静环背面分别与后泵盖和后口环接触。由于远离热源，并且接触部分均是塑料件，导热能力很低，因此将这些接触面设为绝热边界；密封环内径处，由于轴套的存在，密封环与空气接触，而空气对流传热系数与液体相比很低，为简化计算，忽略密封环内径与轴套间隙的热量损失，该处可以看作是绝热边界。

密封环外径与流体接触部分是热对流边界，热量主要是从该边界散出。

根据机械密封装置的实际运行工况，动环不随轴旋转，根据半经验公式可得动环边界的对流换热公式为：

$$\begin{aligned}
 Nu &= 0.023\zeta \cdot R_e^{0.8} \cdot P_r^{0.4} \\
 Nu &= \frac{\alpha D_r}{\lambda} \\
 R_e &= \frac{u \cdot D_r}{\nu_t} \\
 P_r &= \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda}
 \end{aligned} \tag{3.8}$$

式中： Nu ——努赛尔数；

ζ ——修正系数，一般可取 $\zeta=2$ ；

R_e ——反映流体介质横向绕流影响的雷诺数；

P_r ——反映温度场与速度场之间相似度的普朗特数；

α ——对流换热系数；

λ ——流体介质的导热系数；

D_r ——动环的外周当量直径；

C_p ——流体介质的比热；

μ 、 ν_t ——分别为流体介质的动力粘度和运动粘度， $\nu_t = \mu / \rho$ ；

u ——流体介质的轴向流速。

对于静环，其周围流体的流动主要包括旋转流和轴向流两部分，由旋转圆柱体的柱面对流换热系数公式，可得：

$$\begin{aligned}
 Nu &= 0.135 \left[(0.5 \cdot R_{ec}^2 + R_{ea}^2) \cdot P_r \right]^{0.33} \\
 Nu &= \frac{2\alpha S_s}{\lambda} \\
 R_{ec} &= \frac{4\omega S_s^2}{v_t^2} \\
 R_{ea} &= \frac{2u S_s}{v_t}
 \end{aligned} \tag{3.9}$$

式中: S_s —— 静环凸缘外周与后口环壁间的间隔;

R_{ec} —— 反映流体介质旋转搅拌影响的雷诺数;

R_{ea} —— 反映流体介质横向绕流影响的雷诺数;

ω —— 动环的旋转角速度。

根据 3.1.1 节中机械密封的相关参数, 可计算出对流换热系数, 结果显示在下表 3.4 机械密封环的热边界条件中。

3.2.5 热边界条件的加载

1. 热边界条件^[86]

采用微分方程来描述传热方式及传热过程时, 需要根据传热方式或传热过程的特点, 给出使传热微分方程定解所需要的边界条件。边界条件规定了传热过程进行的特定环境, 反映外因控制作用。在数学处理上, 作为定解问题的边界条件常分为三类^[88], 见式 (3.10)。

$$\begin{cases}
 T_w = f(\tau) \\
 q_w = f(\tau) \\
 q_w = h(T_w - T_f)
 \end{cases} \xrightarrow{\text{特殊条件下}} \begin{cases}
 T_w = \text{const} \\
 q_w = \text{const} \\
 h(T_w - T_f) = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_w \\
 h \gg \lambda, T_w = T_f
 \end{cases} \tag{3.10}$$

2. 热边界条件的加载

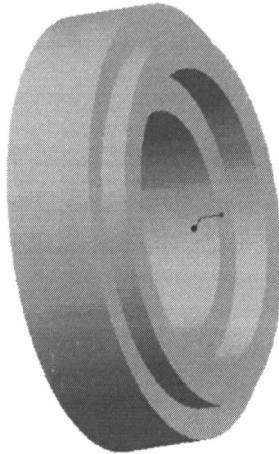


图 3.4 静环的分割

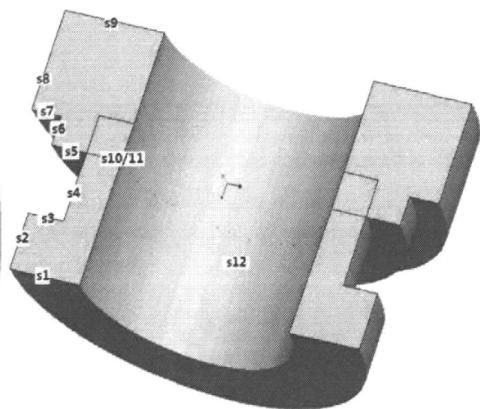


图 3.5 热边界条件加载面的位置

表 3.4 动静环热边界条件的加载形式

动环加载面	热边界条件
s1/s2	绝热边界: Heat Flow :0W
s3/s4	对流传热边界: Convention: 1.e-003 W/mm ² . K
s10	热流密度: Heat Flux: 0.038W/mm ²
静环加载面	热边界条件
s5/s6/s7	对流传热边界 Convention:2.23e-003 W/ mm ² . K
s8/s9	绝热边界: Heat Flow :0W
s11	热流密度: Heat Flux: 0.074W/mm ²
s12	绝热边界: Heat Flow :0W
Ambient Temperature: 353.15K	

由于静环端面仅有一部分与动环端面摩擦,为了便于表面热源的加载,将静环分割为两部分,如图 3.4。与动环摩擦接触的静环端面部分加载热源,而不摩擦的那部分与流体接触,可视为对流换热面。相互分割接触的面不作任何处理,软件默认两部分之间是导热行为,具有温度连续性。上图 3.5 和表 3.4 显示的是热边界条件加载面的位置及具体的加载情况。

3.3 机械密封环温度场的结果分析

3.3.1 计算过程

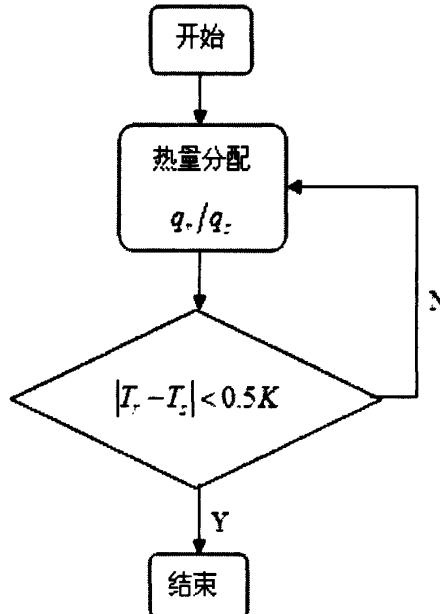


图 3.6 热量分配计算流程

根据前面提到的热量分配原则，采用折半查找法，应用 Steady-state Thermal 对机械密封进行计算，计算过程见图 3.6。

当 $|T_s - T_r| = |363.5 - 363.4| = 0.1K < 0.5K$ 时，查找法计算过程结束，最终的热量分配情况是：静环： $q_s = 74000W/m^2$ ，动环： $q_r = 38000W/m^2$ 。

3.3.2 动环温度分布规律

额定转速为 3450 r/min 时，模拟计算得到动环的稳态温度场，并将结果沿径向和轴向进行展示和分析。

1. 径向温度分布规律

图 3.7 中“dhsp”是指动环沿半径方向的轨迹线，数字代表轨迹线所在平面与摩擦端面的轴向距离。它直观地显示温度轨迹线位置相对于动环的移动以及温度的变化。由图可看出，距离端面越近，径向温度梯度越小，距离端面越远，径向温度梯度越大。内径处的温度高于外径处。这是由于动环外径处与流体介质接触，对流换热较快，温度降低。距离端面位置为 6mm 处，动环有一分界，此

时温度与前面三个图相比有明显的变化。

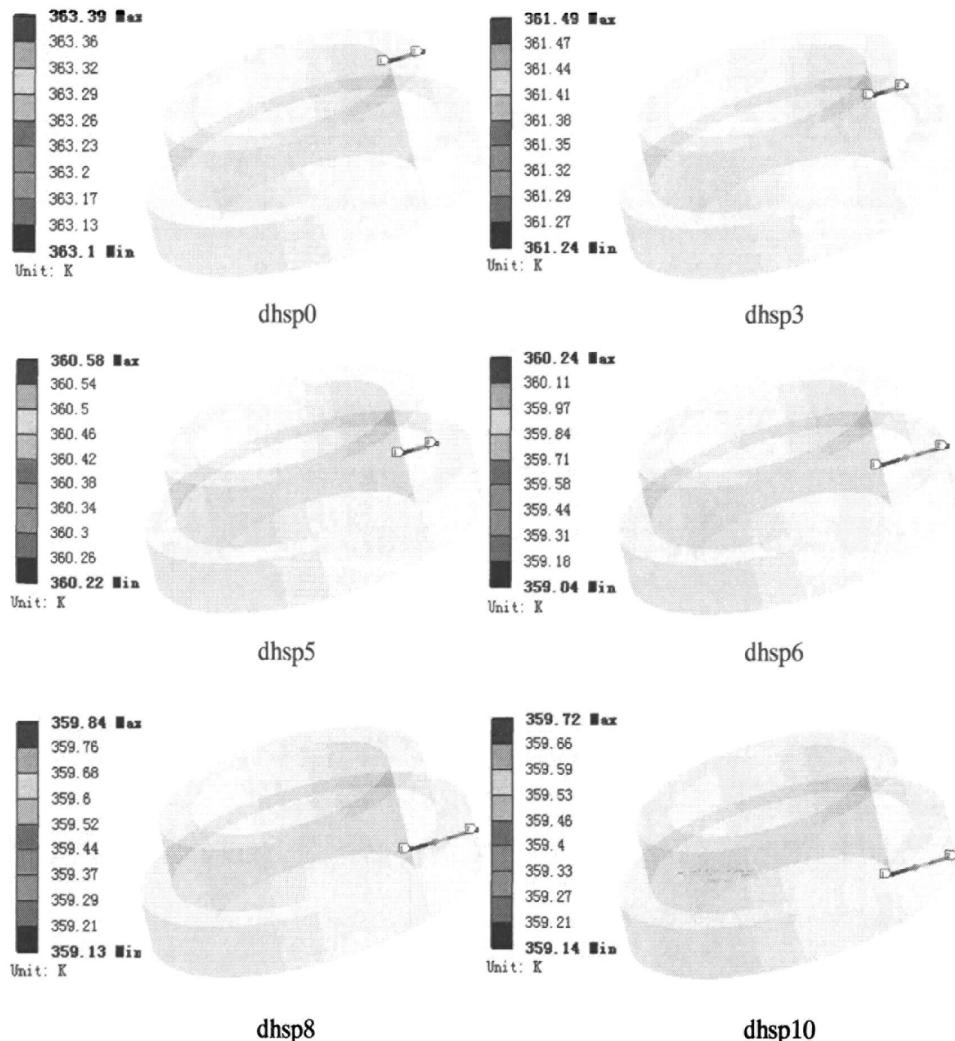


图 3.7 动环在距离密封端面 x 处沿着径向分布的温度轨迹线

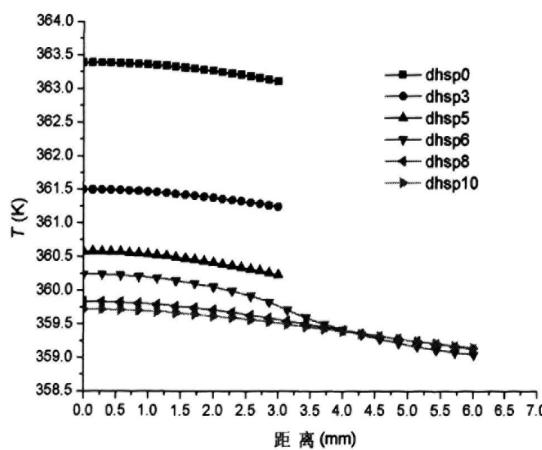


图 3.8 动环在距离密封端面 x 处沿着径向分布的温度曲线

图 3.7 定性地反映了温度随位置变化而变化的规律，为了更好的显示温度的

变化规律，对其进行定量分析，如图 3.8。

图 3.8 所示的是动环在距离密封端面 x 处沿着径向分布的温度曲线。其中横坐标表示与轴套外径的距离。从图中可看出：在距离轴套外径 0~3mm 范围内，距离摩擦端面不同位置处的径向分布曲线几乎平行，温度变化趋势一致：由内径到外径温度缓慢降低。随着距离端面位置越来越远，径向分布曲线越来越密集。对于 dhsz6、8、10 曲线：在距离轴套外径 0~3mm 范围内，与其他径向分布曲线温度变化趋势一致；在距离轴套外径 3~6mm 范围内，温度下降趋势变缓。

另外，密封环沿径向分布的温差较小，温度近似呈抛物线形状分布。这与之前许多机械密封温度场参考文献的结论相一致。

2. 轴向温度分布规律

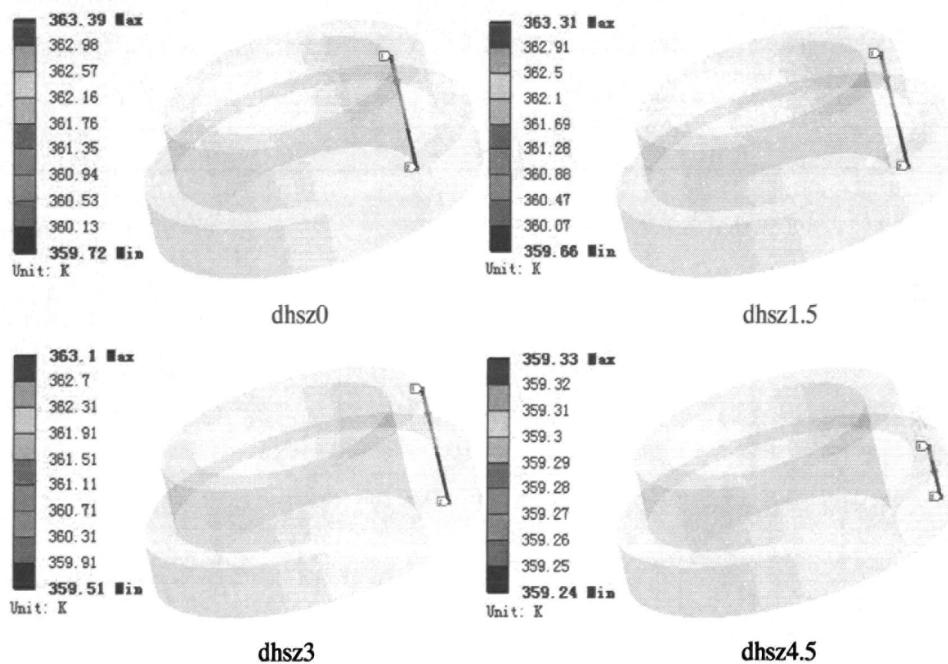
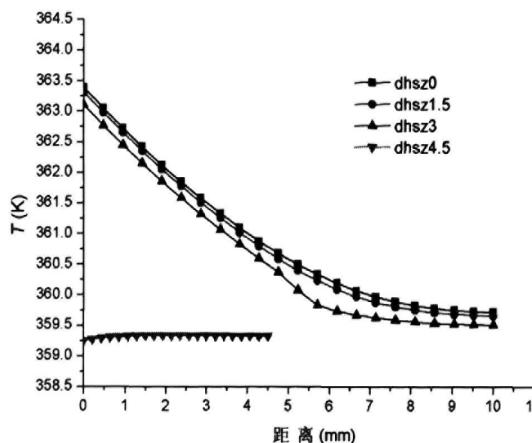


图 3.9 动环在 r_x 处沿着轴向分布的温度轨迹线

图 3.9 为动环在距离轴套不同位置处温度沿着轴向分布的轨迹图。“dhsz”是指动环沿轴线方向轨迹线，数字是指 $\Delta r = r_x - r_o$ ，其中 r_o 为轴套外径位置， r_x 为图示四个位置，即动环在 r_x 处沿着轴向分布的温度迹线图。它也直观地显示了温度轨迹线位置的移动以及温度的变化。从图中可以看出，内径较外径处轴线温度分布梯度明显；从动环摩擦端面到另一端面，温度逐渐降低。

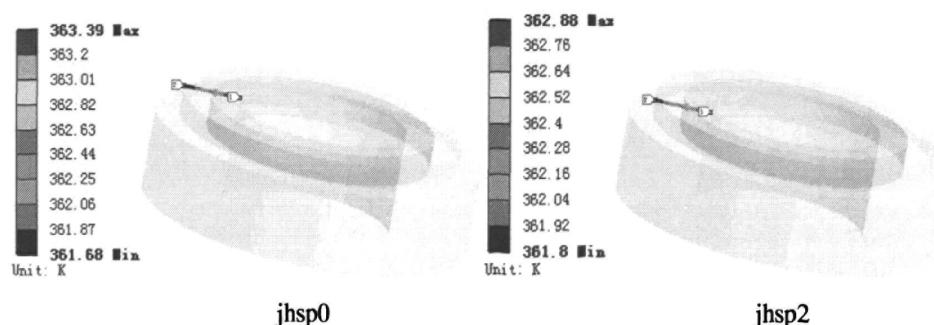
图 3.10 动环在 r_x 处沿着轴向分布的温度曲线

为了更清晰地显示动环轴向温度分布, 对温度轨迹线作如下数据处理。图 3.10 为动环在 r_x 处沿着轴向分布的温度曲线, 其中横坐标表示与摩擦端面的距离。由图得, 距离轴套位置 0~3mm 范围内, 沿着轴向分布的温度曲线相近, 且趋势一致: 距离摩擦端面越远, 温度越低; 在距离摩擦端面 0~6mm 处, 温度下降趋势较大, 在大于 6mm 处, 温度下降趋势变缓, 并基本保持不变。不同曲线趋势相近说明密封环内部材料的导热性能对轴向温度分布起着主要作用; 在距离轴套外径位置 4.5mm 处温度曲线趋于平行, 温度变化不大, 这说明距离热源位置越远, 同时距离密封腔内流体越近, 对流传热起主导作用, 温度分布越均匀。

3.3.3 静环温度分布规律

1. 径向温度分布规律

图 3.11 为静环在距离密封端面 x 处沿着径向分布的温度轨迹图。“jhsp”是指静环沿半径方向的轨迹线, 数字代表着与摩擦端面的距离。不同位置处, 径向温度分布没有明显区别。为了区分不同位置处的径向温度分布, 现将数据整理如下图 3.12。



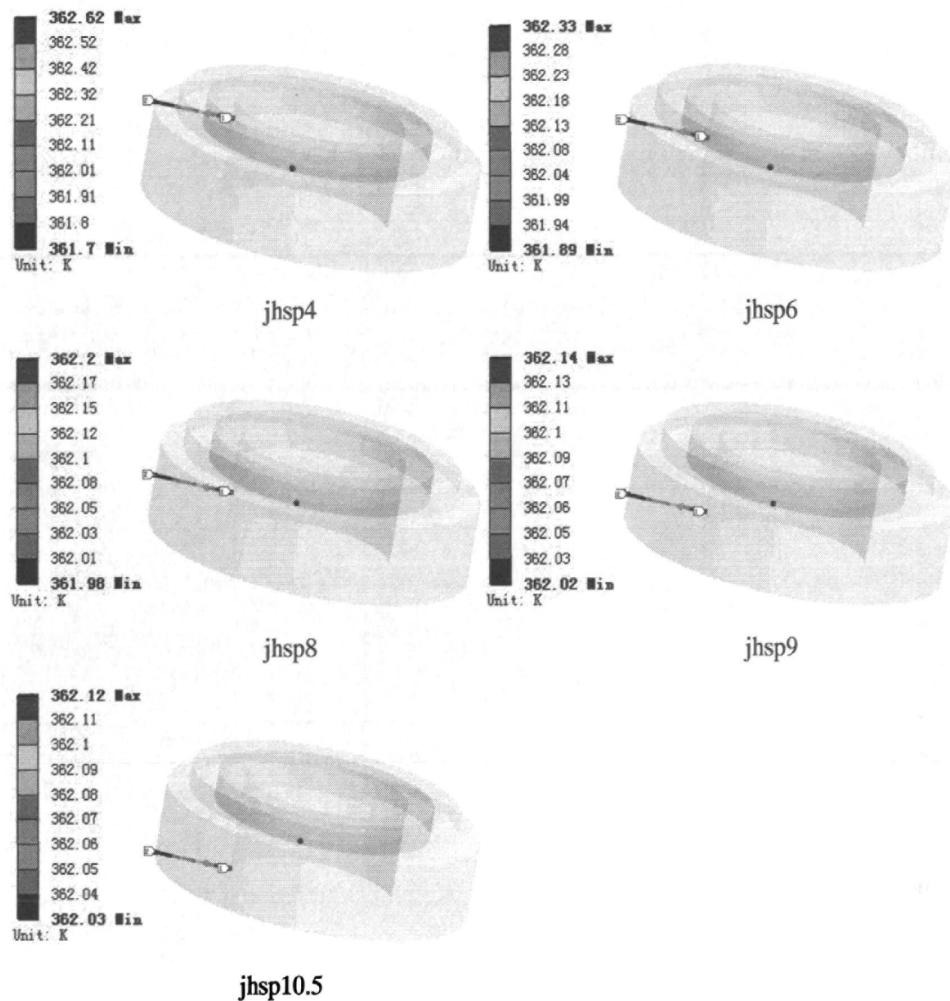


图 3.11 静环在距离密封端面 x 处沿着径向分布的温度轨迹线

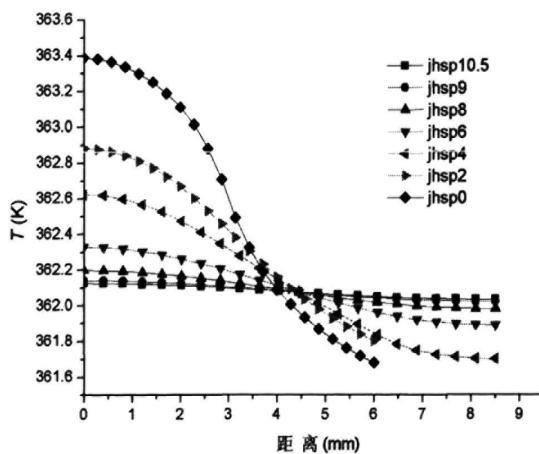


图 3.12 静环在距离密封端面 x 处沿着径向分布温度曲线

由图 3.12 可知, 距离摩擦端面越远, 温度曲线变化越平缓, 温度梯度越小。这是由于端面摩擦热是导致端面温升的主要因素。和动环的径向温度分布有所不

同的是：静环的温度分布不再是简单的抛物线形，而是在距离端面 4.5mm 处出现拐点，之后温度下降速度变小。

2. 轴向温度分布规律

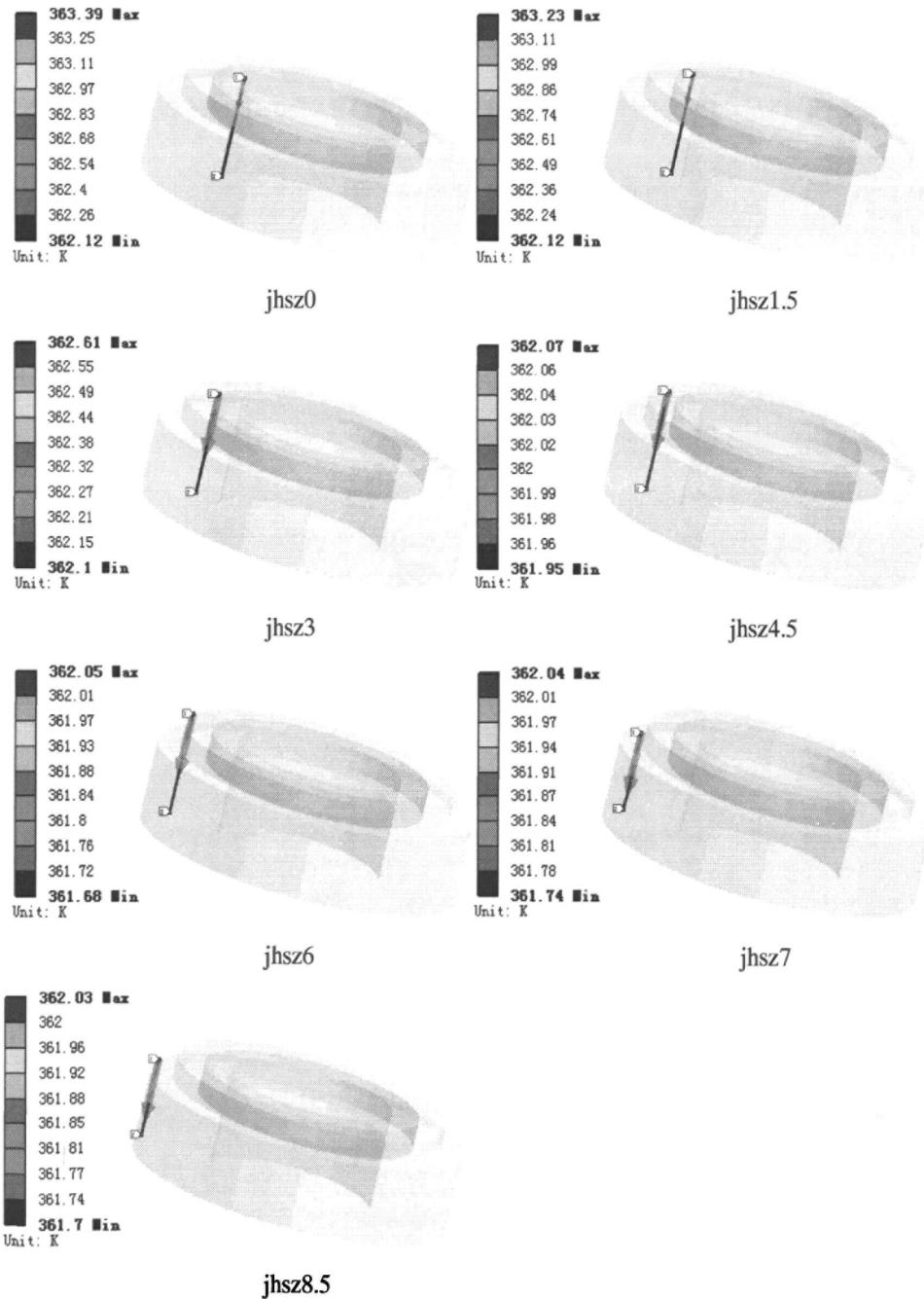


图 3.13 静环在 r_x 处沿着轴向分布的温度迹线图

从图 3.13 中看出，jhsz0、1.5、3 的温度梯度变化较明显，从摩擦端面到静环末端面温度逐渐降低；jhsz4.5、6、7、8.5 的温度梯度变化不再明显，且温度

在静环末端面的温度高于另一端面。这与静环的结构有关：静环的摩擦端面宽度仅是3mm，该端面的其余部分与流体接触，对流换热加强，温度迅速降低。

图3.13是直观了解，而图3.14是定性分析。图3.14的温度曲线变化趋势与图3.13的温度轨迹图一致：在距离轴套外径0~4.5mm范围内，温度随距离摩擦端面增大而逐渐降低；而在4.5~8.5mm范围内，温度变化却是缓慢增大，并保持不变。这是因为在4.5~8.5mm范围内，静环镶嵌在环座内，周围主要以导热形式散热，相比摩擦端面附近的对流散热，此处热量迅速积聚，造成与环座接触部分的温度高于摩擦端面部分。

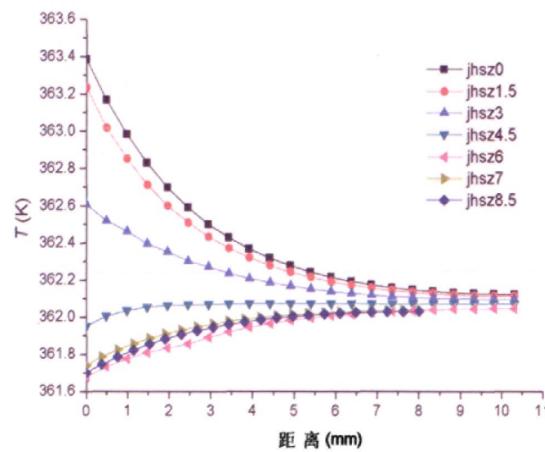


图3.14 静环在 r_x 处沿着轴向分布的温度曲线

3.3.4 动静环的对比

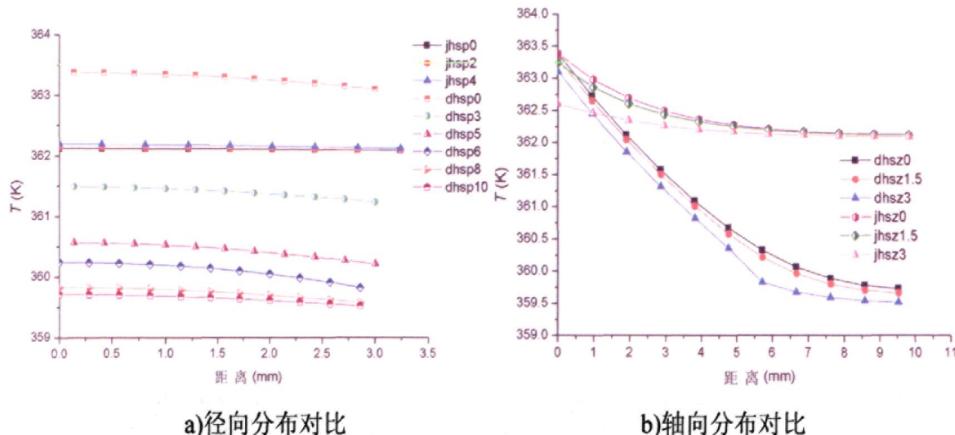


图3.15 动、静环温度分布对比

图3.15为机械密封动、静环的温度对比曲线。由图a)动、静环径向分布对

比图可看出：与摩擦端面相同距离处的静环温度径向分布明显高于动环，动、静环沿径向分布曲线变化趋势是一致的。

图 b) 为动静环的轴向温度分布对比图。由图可知，动环的轴向温度梯度高于静环，温度降低幅度较大。这是由动、静环材料的导热性能不同造成的：动环材料的导热性能大于静环，导热系数高，温度变化幅度大，散热效果好。由此可知，采用导热系数高的密封材料可以有效降低端面温度。

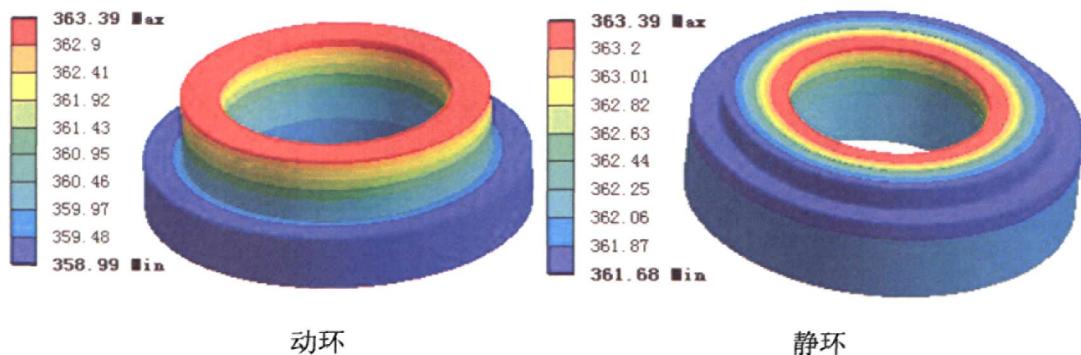


图 3.16 密封动、静环的三维稳态温度分布云图

图 3.16 为机械密封动、静环的三维稳态温度分布云图。从图中可看出，动、静环温度沿周向分布均匀。

3.4 本章小结

采用半经验公式估算对流传热系数，并用有限元法对动、静环进行稳态温度场模拟。从径向和轴向两方面分析了动、静环不同位置处的温度分布规律，得出机械密封环温度分布均匀。

第四章 机械密封和泵全流场的流热耦合分析

基于有限元的有限体积法, 本章应用 CFX 软件将机械密封固体和泵内全流场作为整体进行流热耦合分析, 研究腔内温度场与速度场的分布规律。动、静环热量分配情况沿用上章中的结论, 但不再需要估算对流传热系数。得出机械密封环温度分布规律以及密封腔内流体的温度场与速度场分布规律, 将结果与第三章进行对比, 看机械密封周围流场对机械密封的影响程度, 以及不同方法计算得出的对流传热系数的区别。

4.1 计算模型的建立

4.1.1 泵的相关参数

1. 泵的设计参数

LSPA600 离心泵设计参数: 流量为 $9\text{m}^3/\text{h}$, 扬程为 8m, 额定转速为 3450 r/min 。

2. 泵的几何参数

泵进口直径为 50mm, 出口直径为 40mm, 叶片数是 4, 叶片出口宽度为 6mm, 叶轮外径为 85mm。

3. 泵的材料

叶轮材料是 PPO, 泵体材料是 ABS-GF20。

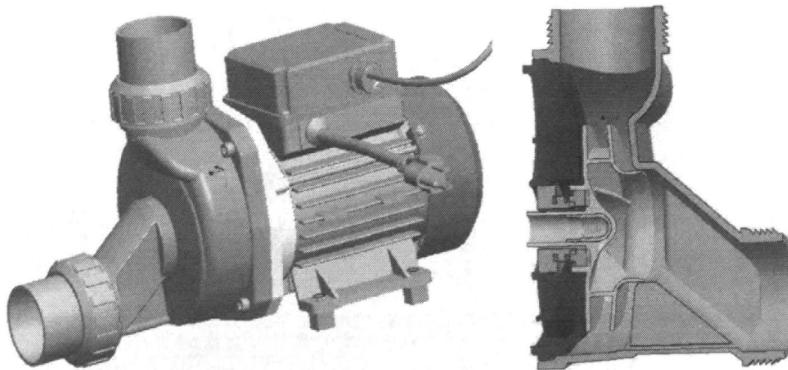


图 4.1 离心泵实体图及过流部件剖视图

图 4.1 显示的是 LSPA600 型离心泵的产品造型图, 以及过流部件的剖视图。

4.1.2 泵模型的简化假定

为了便于分析问题的实质，抓住主要因素，本文作出以下假定：

- 1) 将泵的进出口简化为圆柱形。由于进出口结构复杂，在网格划分时会产生大量网格数，影响模拟的速度和收敛性；况且本章主要研究的是机械密封及其周围流场的情况，进出口形状对研究内容无较大影响。
- 2) 人为将泵腔水体分为两个：前腔水体部分和后腔水体部分，并将其中一些辅助元件进行简化处理。泵的压水室形式不是传统意义上的螺旋形，而是一个腔体结构。后腔水体指的是机械密封附近的流体域。
- 3) 假定机械密封散热仅通过后腔内的流体循环将热量传递到前腔水体。
- 4) 假定流体介质的物性不随温度变化。

简化后，得到图 4.2 所示的泵全流场模型图及局部流场模型图。

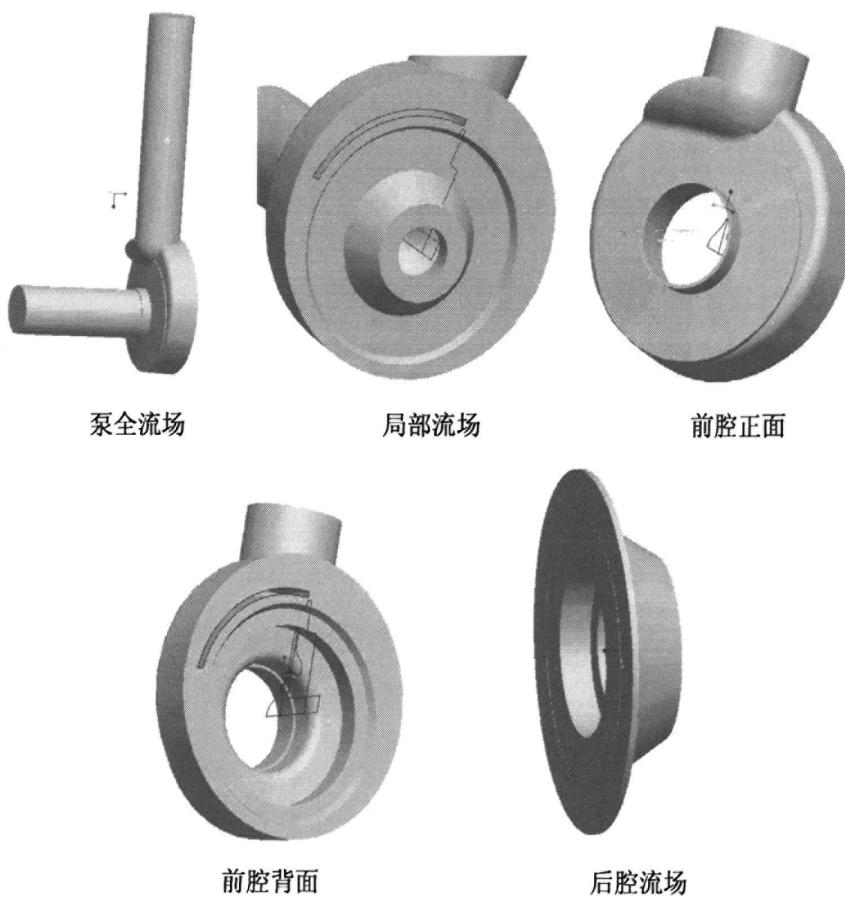


图 4.2 泵的全流场及局部流场计算模型

4.1.3 网格划分

采用Pro/E进行实体建模，导入ICEM CFD进行网格划分。计算模型进出口管的延伸长度分别为进出口直径的3倍和5倍。全流场水体包括进口延伸、叶轮、泵体、后泵腔及出口延伸，固体部分包括动环和静环，见图4.3爆炸图。

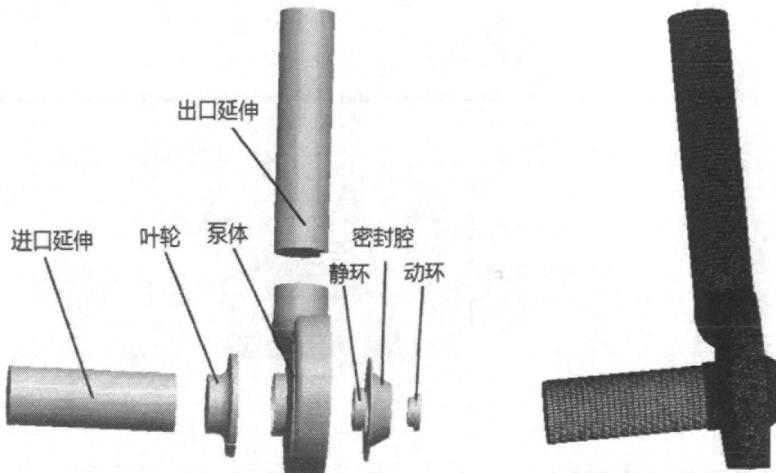


图 4.3 装置爆炸图

图 4.4 网格示意图

图4.4为模型的网格示意图，共含有954126个网格单元。进出口管和动、静环形状规则，使用结构化六面体网格；叶轮与前、后腔体流道采用非结构化四面体自适应贴体网格。为更好地模拟腔内的流动与传热情况，在边界层附近对网格进行了加密处理，尤其是密封腔部分，加密方式如图4.5。

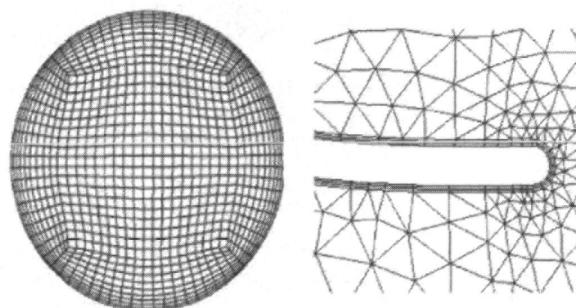


图 4.5 计算域边界层网格加密处理

Miguel Asuaje^[86]曾分析了网格数对离心泵性能预测的影响，发现随着网格数的逐渐增大，离心泵的计算扬程也逐渐降低，当达到某一个网格数时，计算扬程的值不随网格数变化。本文在进行网格无关性验证时，得出网格数在95万之后，计算结果无太大差别。

4.2 数值求解的计算方法

4.2.1 边界条件的设置

1. 耦合边界的设置

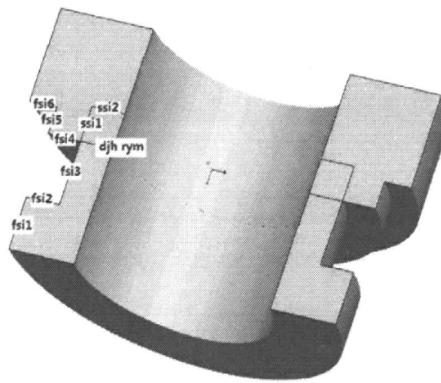


图 4.6 耦合边界的位置

表 4.1 耦合边界的设置

Interface 面类型	Interface 面名称
FFI(3 个面)	FFI1 —FFI JKYL IN JINKOU、FFI YLJK IN YELUN FFI2 —FFI WKCK IN WOKE、FFI CKWK IN CHUKOU FFI3 —FFI WKHBYL IN WOKE、FFI HBWKYL IN Houban、FFI YLHBWK IN YELUN
SSI (2 个面)	SSI1 —SSI JH1 IN JINGHUAN1、SSI JH1 IN JINGHUAN2 SSI2 —SSI JH2 IN JINGHUAN1、SSI JH2 IN JINGHUAN2
FSI (6 个面)	FSI1 —FSI HB1 IN Houban、FSI DH1 IN DONGHUAN FSI2 —FSI HB2 IN Houban、FSI DH2 IN DONGHUAN FSI3 —FSI HB3 IN Houban、FSI JH3 IN JINGHUAN FSI4 —FSI HB4 IN Houban、FSI JH4 IN JINGHUAN FSI5 —FSI HB5 IN Houban、FSI JH5 IN JINGHUAN FSI6 —FSI HB6 IN Houban、FSI JH6 IN JINGHUAN

注: Fluid—Fluid Interface 简写为 FFI, Solid—Solid Interface 简写为 SSI, Fluid—Solid Interface 简写为 FSI, 其余由汉语拼音的全拼或首字母组成。

对于流热耦合边界, 具体的位置见图 4.6。边界耦合是指两个不同区域的接触面间能量、质量和动量具有连续性, 具体的设置情况见表 4.1。

2. 边界条件的设置

进口边界: 速度进口: $U=1.27\text{m/s}$, $V=W=0$, $T_{in}=T_a=353.15\text{K}$ 。

出口边界: 自由出流(Opening)。Reference Pressure=1atm, Relative Pressure=0Pa, $T_{out}=T_a=353.15\text{K}$ 。采用自由出流可避免泵回流时影响收敛结果。

壁面条件: 固壁区设为无滑移条件, $U=V=W=0$; 近壁区的壁面函数设为 scalable。

热源加载: 本章仍沿用上章中的热量分配情况及表面热加载方式。在图 4.6 中显示的“djh rym”上加载热流密度, 动环: Heat Flux=38000W/m²;

静环: Heat Flux=74000W/m²。

其余壁面(除耦合边界)设为绝热。

4.2.2 计算域与面的设置

表 4.2 计算域设置

域名	CFX 设置
叶轮	旋转流体域, 以叶轮中心轴为准, +x 方向, 转速 3450r/min
泵前腔	
泵密封腔	静止流体域
进口延伸	
出口延伸	
动环	静止固体域
静环	旋转固体域, 以叶轮中心轴为准, +x 方向, 转速 3450r/min

表 4.2 为泵装置中域的设置情况。对于面的设置: 叶轮所有壁面设为旋转面; 在泵前腔中, 紧贴叶轮前盖板的面设为旋转面; 在泵密封腔中, 紧贴叶轮后盖板的面设为旋转面。这些旋转面的旋转轴与旋转角速度均与叶轮相同。其余的面设为静止面。

4.2.3 计算策略

数值模拟计算使用 ANSYS Workbench12 中的 CFX 求解雷诺时均方程, 其中的雷诺应力项采用 $\kappa-\omega$ 方程模型^[89]求解并封闭方程组。这种模型对于近壁区的流动模拟计算更准确和强大, 但它同时又与 $\kappa-\varepsilon$ 方程相似。本文的对流传热问

题与流动边界层和热边界层相关,因此选择此模型较常规的 $\kappa-\varepsilon$ 模型更适合,收敛效果更好。

在传热方面本文采用总能量方程(Total Energy)。Thermal Energy 适合于静止或者低速流动的模型,而 Total Energy 适合于高速流动及旋转的流体模型。

叶轮与前腔、后腔利用“冻结转子法”(Frozen Rotor)^[89]耦合。在 CFX 中,采用有限元的有限体积法对方程组进行离散,离散过程中的对流项采用高分辨率格式(High Resolution Scheme)^[90],湍流数值项采用 First Order^[90]。温度场是否达到稳态平衡状态的判据有两个:(1)每 100 步迭代监测点的温升不超过 0.1K;(2)根据后处理中“Function Calculator”计算得出单位时间内进入密封腔的热量约等于密封腔散出的热量。

4.3 计算结果分析

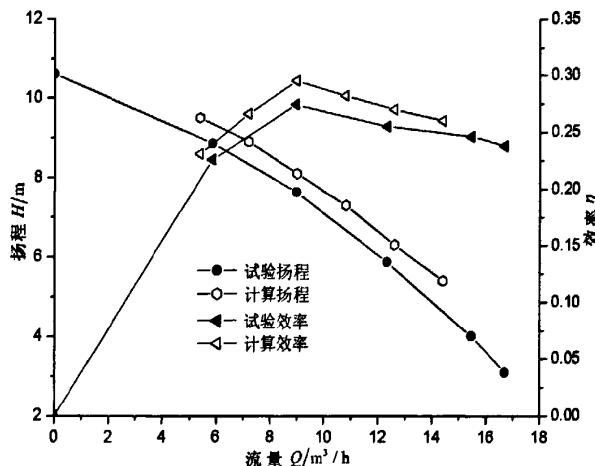


图 4.7 试验与模拟计算性能曲线

从图 4.7 对试验与数值计算结果对比分析可知,试验测得的扬程与效率均低于数值计算值,但两者的变化趋势基本是一致的,因此可认为数值模拟计算结果是基本准确的。

4.3.1 动、静环的温度分布

图 4.8 显示的是不同切平面相对机械密封的位置图。其中, $x=i$ ($i=0, \pm 3, \pm 6, \pm 8$) 是指距离摩擦端面 i 处的切平面; $z=j$ ($j=0, 4.5, 9, 10.5, 12, 15$) 是指距离中轴面 j 处的切平面。

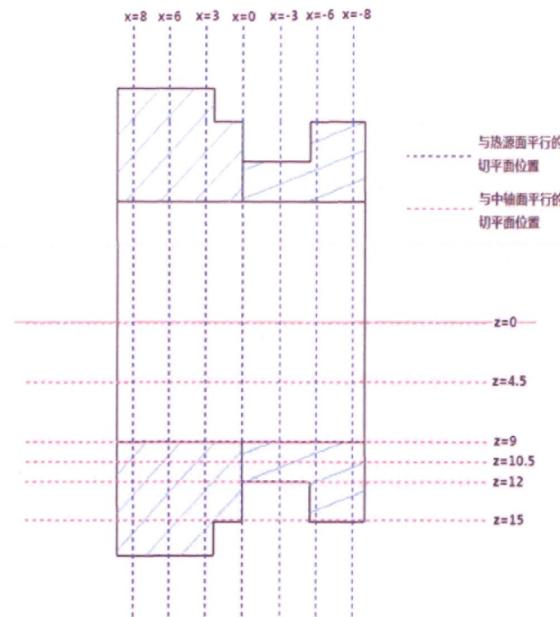


图 4.8 切平面位置图 (mm)

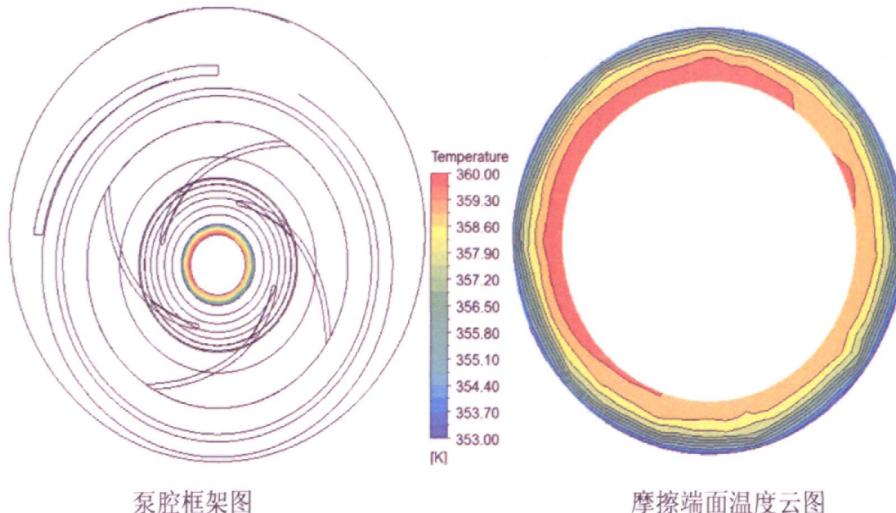


图 4.9 摩擦端面整体位置与温度云图

由 4.9 左图可知, 左图是后视图, 泵腔结构明显上下左右均不对称, 相对于泵腔, 叶轮的旋转轴是偏心轴, 且在泵腔进口一侧有一个 $1/4$ 圆弧形槽, 它类似螺旋压水室, 起扩压的作用; 右图为摩擦端面温度分布云图, 从图中明显看出: 由于泵腔结构的不对称性造成机械密封端面温度分布不对称、不均匀, 高温区域较大, 主要集中在圆弧形槽一侧, 这与上章得出的机械密封端面温度分布明显不同。得出结论是: 腔内的结构与流体流动状态影响了摩擦端面的温度分布, 使得模拟的机械密封温度场更加准确。

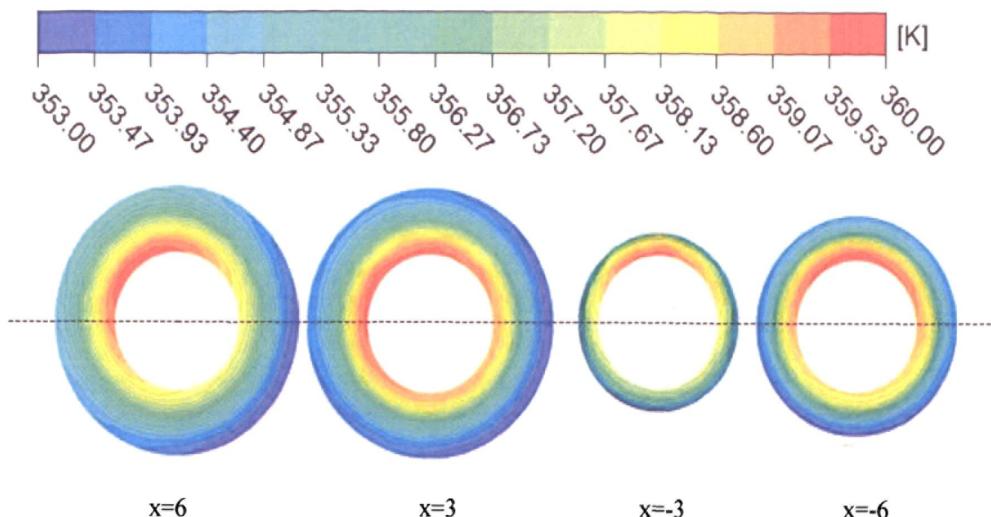


图 4.10 x 切平面上的温度分布云图

图 4.10 是与摩擦端面距离不同位置处的切平面上的温度分布云图。其中黑色虚线为中轴线, $x=3$ 、 6 切平面在静环部分, $x= -3$ 、 -6 是在动环部分。由图可知, 不同切平面上的高温区域相对于摩擦端面都减小, 温度梯度变大, 机械密封外缘处的温度相对较低。这是由于动、静环内部主要靠材料的导热来传热, 而其外缘与流体接触, 对流传热能力较导热能力强得多, 外缘处温度迅速降低, 传至流体介质。另外, 它们的高温部分也主要集中在圆弧形槽一侧。

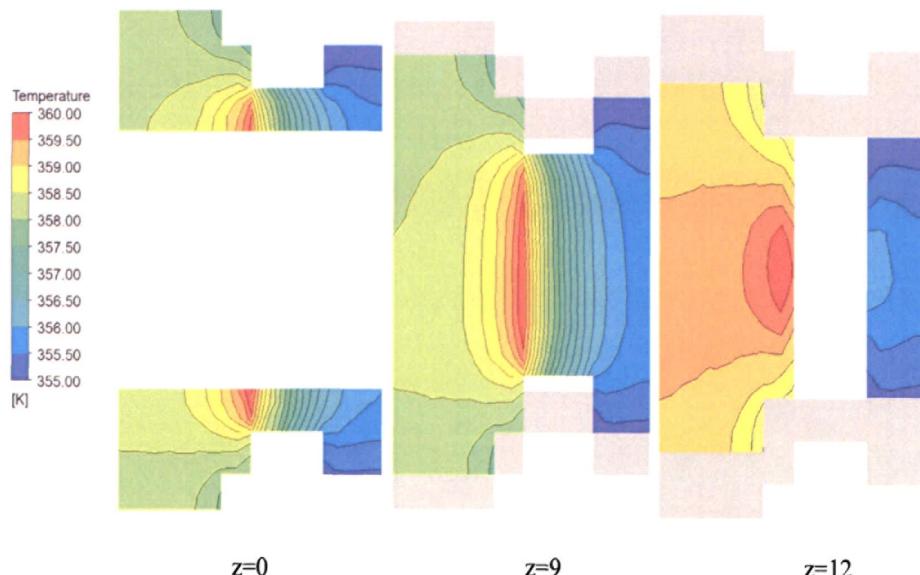


图 4.11 z 切平面上的温度分布云图

图 4.11 是与中轴面平行的一系列切平面的温度云图。由于篇幅限制, 仅显示其中三个平面上的温度分布云图。图中, 灰色部分为中轴面上的机械密封切面。

$z=0$ 是中轴面上的温度分布云图。从以上三个图可以明显看出，静环的高温区域较大，温度梯度较小；动环的高温区域较小，温度梯度较大，与上章图 3.6 的动、静环轴向对比曲线一致。存在如此差异，说明材料的导热性能在其内部传热中起到主导作用。在动环后部，温度明显较低，静环后部温度较高，造成这种现象的原因是静环后部镶嵌在后口环的环座内，传热很小，可视为绝热；动环主要在流体介质内，对流传热能力较强，散热较快，温度较低。这说明，在外部传热方面，对流传热性能起到主导作用。

4.3.2 密封腔内速度场与温度场分布

(1) 密封腔内速度场分布矢量图

图 4.12 是泵的密封腔内流体介质在 $z=0$ 切平面上的切向速度矢量图。左图中，灰色部分是机械密封及密封腔体在中轴面上的切面图，黑色虚线将机械密封环和腔体划分开。右图为腔内流体速度放大图。从图中可看出：紧贴后盖板部分的流体随轴旋转，在离心力的作用下不断甩出，为了补充腔内流体量以及保证介质压力，流体又不断被卷吸进来。图示黑色箭头为该密封腔的流体进出方向；在腔体内部，流体介质主要是作旋涡运动。旋涡运动改变了流体的流动轨迹，加强了边界层流体和腔内主流流体的湍流掺杂，强化了边界层流体的传热能力。

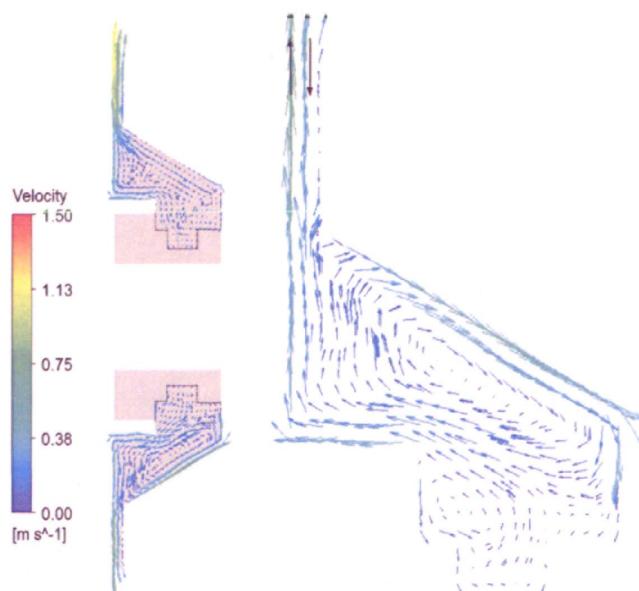
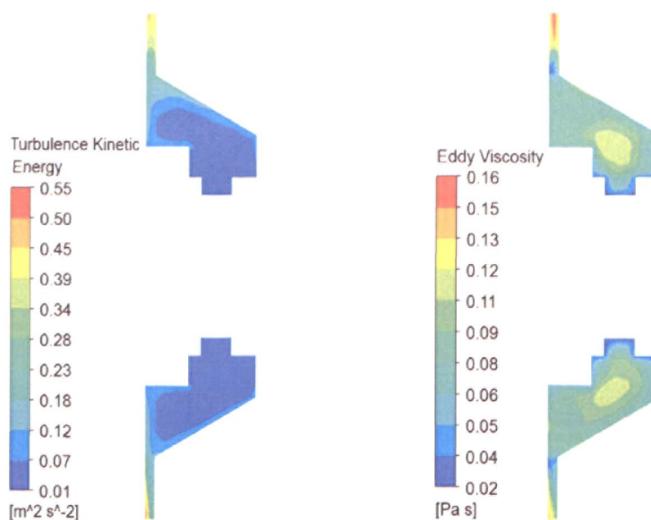


图 4.12 密封腔内流体的切向速度矢量图 ($z=0$ 平面)

图 4.13 密封腔内流体的湍动能分布及涡流粘度分布图 ($z=0$ 平面)

另外,流体最大速度出现在紧贴后盖板附近,其余壁面的速度相对于腔内也较大。因此,虽然腔体内部有旋涡,但是由于速度较小,旋涡的强度较小,传递的能量较少。图 4.13 验证了这点。4.13 左图是 $z=0$ 切平面上密封腔内流体介质的湍动能分布图。从图中可看出,壁面处湍流强度较大,尤其是紧贴后盖板部分的流体以及密封腔进出口部分的流体;而腔内湍流强度很小。右图是 $z=0$ 切平面上密封腔内流体介质的涡流分布图。从图中可清晰的看出旋涡的存在,旋涡粘度大于其周围腔体内的流体粘度。最大涡流粘度仍出现在密封腔进出口部分。

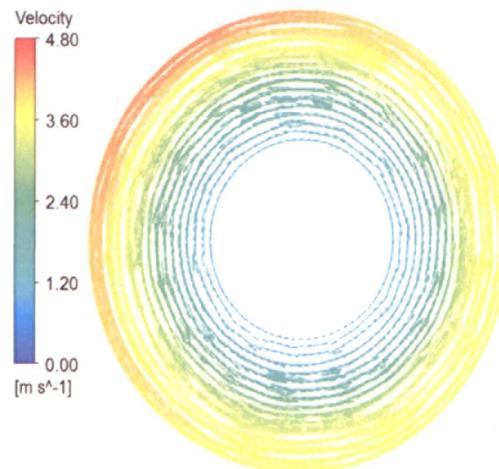
图 4.14 密封腔内流体的切向速度图 ($x=0$ 平面)

图 4.14 是密封腔内流体介质在 $x=0$ 切平面上的切向速度矢量图。由图得,在密封腔内流体沿周向分布均匀,且速度梯度相对较大,速度最大可达到 4.8m/s 左右。原因可能是,紧贴后盖板的流体随轴高速旋转,介质的粘性力使得腔内的流体沿周向运动。从图上还可以看出,速度是有规律的变化:沿半径方向,切向

速度逐渐增大。根据 $v = \omega r$ ，半径越大，切向速度越大。在靠近泵腔 $1/4$ 圆弧形槽附近，由于腔体的面积突然减小，造成此处的速度明显增大。

(2) 密封腔内温度场分布云图

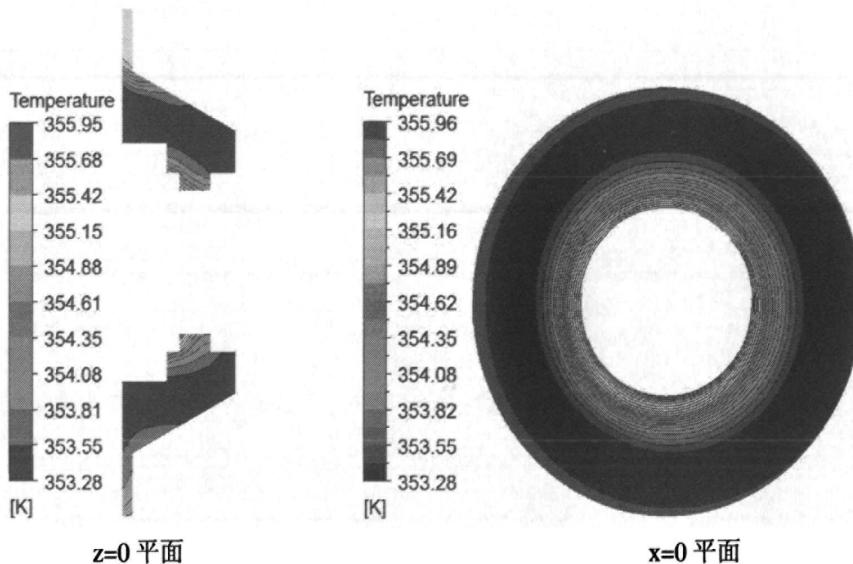


图 4.15 密封腔内流体的温度分布云图

图 4.15 为密封腔内的流体温度场分布情况。左图为中轴面上密封腔内的温度分布规律，右图为密封端面所处的切平面上密封腔内的温度分布情况。从两图中可明显看出：腔内大部分温度都接近周围环境温度（设 Ambient Temperature=353.15K）。左图中，接近机械密封端面处的流体以及密封腔进出口部分的流体有明显的温度梯度，而腔内部流体温度几乎不变，接近环境温度。右图中，离密封环越近，温度梯度越大，而离密封环越远，温度不再发生明显变化，接近环境温度。在靠近泵体圆弧形槽附近，温度有所上升，这是由于附近的速度增大，冲刷腔壁，流体混合剧烈，使得边壁的边界层厚度减薄，温度梯度增大。温度梯度大的部分传热速率较快，由此可得，密封腔进出口以及紧挨密封环附近的流体传热较好。

4.3.3 不同工况下动静环端面的温度分布

表 4.3 所示的是不同工况下机械密封动、静环端面的温度分布规律。动、静环端面的最大温度与平均温度是由后处理软件 CFD-Post 中的 Function Calculator 计算得到的数据。最大温升： $\Delta T_{\max} = T_{\max} - T_a$ ；平均温升： $\Delta T_{\text{ave}} = T_{\text{ave}} - T_a$ ， T_a

为环境温度 (Ambient Temperature), 大小为 353.15K。

表 4.3 不同工况下动、静环端面的最大温升及平均温升

工况	最大温升 (ΔT_{\max} /K)		平均温升 (ΔT_{ave} /K)	
	动环	静环	动环	静环
0.4 Q_d	7.278	7.419	6.900	6.136
0.6 Q_d	7.195	7.311	7.188	7.017
0.8 Q_d	7.234	7.366	6.841	7.073
1.0 Q_d	6.573	6.778	6.233	6.494
1.2 Q_d	7.516	7.735	7.215	7.464
1.4 Q_d	7.445	7.691	7.176	7.431
1.6 Q_d	7.592	7.847	7.326	7.579

从表中可以看出, 随着流量的增加, 端面最大温升和平均温升变化不显著。造成这种现象的原因是: 随着泵进口流量的增大, 进入泵密封腔内的流量并未发生较明显变化。

4.3.4 两种模拟方法下的密封环温度场对比

(1) 密封端面的温度分布对比

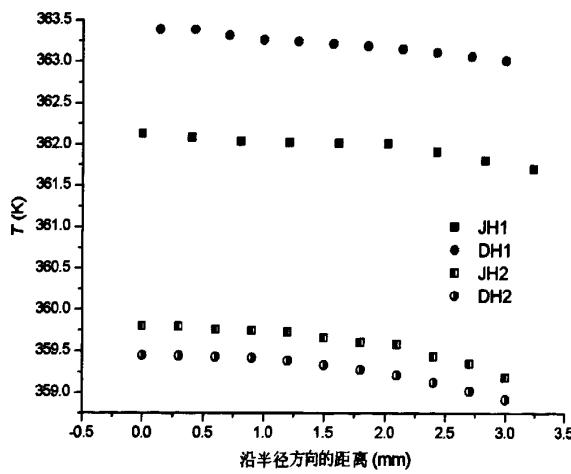


图 4.16 不同模拟方法的动静环端面温度图

图 4.16 为采用不同模拟方法得出机械密封动、静环端面的温度对比图。“JH1”、“DH1”是第一种模拟方法, 采用有限元法对机械密封环单独进行热分析, 即第三章研究内容; “JH2”、“DH2”是第二种模拟方法, 即采用基于有限元

的有限体积法,对机械密封和泵全流场进行的流热耦合分析,即本章研究的内容。从图中可以看出:相较于第一种模拟方法,第二种模拟方法得出的“JH2”、“DH2”的端面温度明显较低,两者最大差距在3.5K左右;流热耦合计算得出的动环与静环温度差距较小;随着摩擦端面半径的增大,“JH2”、“DH2”的端面温度比“JH1”、“DH1”下降得较快。由此可得,两种模拟方法得到的动、静环端面温度分布规律是一致的,但数值上有一定区别:第一种方法采用的半经验公式都是保守计算,估算的对流传热系数较小,从而得出的机械密封端面温度较高;第二种模拟方法更准确一些。

(2) 对流传热系数

为了得出不同位置处的对流传热系数,图4.17选择以下8个点作为计算点,以这些点为中心建立微小平面,从而得出这些点处的壁面对流传热系数。

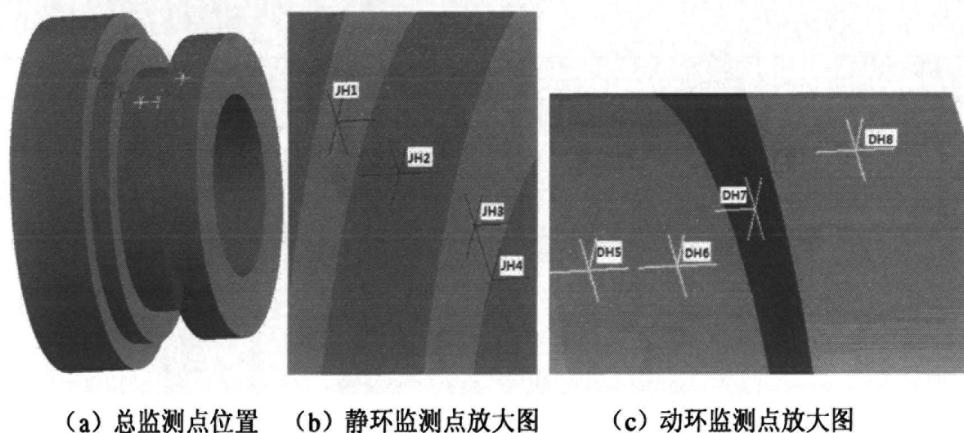


图 4.17 计算监测点位置

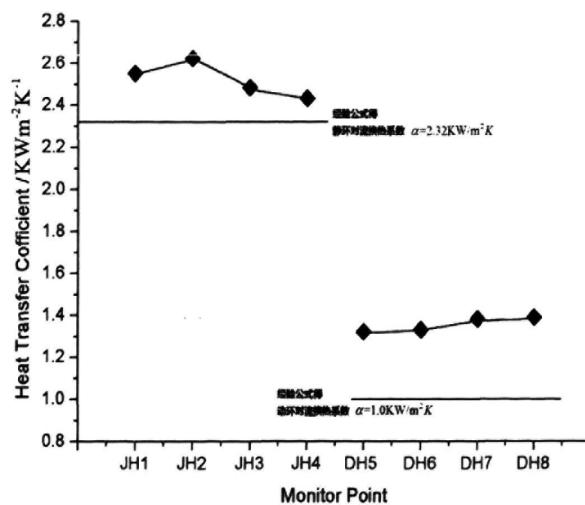


图 4.18 监测点的对流传热系数

图 4.18 采用两种方法计算得到的对流传热系数变化曲线图。直线部分是由经验公式方法计算的对流传热系数；折线部分是机械密封及其全流场的流热耦合模拟计算得到的对流传热系数。由图得，根据经验公式计算的对流传热系数在对流换热壁面上保持定值，不随位置的变化而变化，是一条水平的直线；而流热耦合计算得到的结果是：随着监测点位置变换，对流传热系数发生明显变化。

另外，流热耦合得到的对流传热系数明显大于经验公式计算的对流传热系数，尤其是动环，差距更大，这与采用流热耦合计算得到的动环端面温度较低的现象相一致；对流传热系数越大，传热速率越快，传出的热量越多，端面温度降低程度越大，这恰好解释了图 4.16 中流热耦合得到的端面温度下降趋势大于第一种模拟方法的现象。

4.4 本章小结

通过对本章内容与第三章内容进行对比分析，得出密封腔内结构的变化影响着流体流动，而流体的流动影响着热量传递，进而影响着机械密封的温度分布情况，该结论为第五章的腔体改型设计提供了一定的理论依据。

第五章 泵密封腔的改型设计

针对上章结论中流体流动影响着温度分布,本章根据强化传热理论对泵机械密封附近的密封腔进行改型设计,并用场协同原理来分析速度场与温度场的协同性,使机械密封处散热效果更好,摩擦端面温降更大。

5.1 改型设计依据

众所周知,热量传递一般通过导热、对流或辐射三种方式来实现。显然,强化传热技术的研究与发展也要从这三方面着手。对于机械密封的传热,主要以导热为主;对于泵密封腔内流体的传热,主要以对流为主。在流体与固体传热方面,涉及最广泛的是对流传热的强化。

强化对流传热的机理有以下五种:①减薄热边界层;②增加流体中的扰动;③增加壁面的速度梯度;④壁面区和中心流体区的混合;⑤二次流的形成与湍流强度^[91~96]。按照 Bergles^[89]的分类方法,强化对流换热的方法可以概括为无源技术(Passive Technology)和有源技术(Active Technology)两种,见表 5.1。

表 5.1 对流换热强化技术的分类^[92]

分类	强化技术	具体方法
无源技术	处理表面	换热表面处理成多孔表面或锯齿形表面。
	粗糙表面	表面粗糙元的微观结构几何尺寸比处理表面大,但与通道的几何尺寸相比还是十分微小。
	扩展表面	翅片几何尺寸比粗糙元要大得多,目的是增大换热面积。
	扰流元件	流动通道中放置扰流物,加强流体混合。
	旋流元件	流动通道内放置扭曲带、螺旋叶片等,使得层流流动中产生强烈的涡旋。
	螺旋管	弯曲或扭曲流动通道本身,促使流体产生二次流动。
	表面张力元件	换热表面的某些特殊结构,如多孔结构等。
	添加物	流体中加入特殊的添加物。

有源技术	机械搅动	各种形式的搅拌器，促使流体产生旋转。
	表面振动	电力振动器或技术传动偏心装置。
	流体振动	脉动阀门或空气脉动器。
	电磁场	在交流和直流的强电磁场的影响下，改变流体的运动。
	喷注或抽吸	在传热壁面上喷注和抽吸流体。
	射流冲刷	通过圆形或者狭缝形喷嘴之间将流体喷射到传热表面。
复合强化	两种或两种以上的强化技术混合在一起。	

另外，过增元^[75]教授提出场协同原理，并得出减小速度矢量与温度梯度之间的夹角是强化对流换热的有效措施。

本章欲从两个角度来改善流体的流动情况。一、增大湍流强度；二、在流体通道内置扰流物。在高温物体内部冷却通道中，常常设置与传热介质流动方向垂直的绕流体，增加流体的扰动，破坏边界层而使传热增强。扰流体一般是横贯流动通道，但也可在中间断开^[93]。

1. 湍流强度

湍流是一种高度复杂的三维非稳态不规则流动，它的各项物理参数（如压力、速度、温度等）都随时间和空间发生随机的变化。从物理结构上看，湍流可认为是各种不同尺度的涡旋叠合而成的流动，这些涡旋的大小及旋转轴方向分布是随机的。大尺度涡主要取决于流动的边界条件，小尺度涡主要是由粘性力所决定。能量的传递主要依靠这些不同尺度涡间的相互作用。大尺度涡破裂后形成小尺度涡，能量逐渐向小尺度涡传递；同时由于边界的扰动及速度梯度的作用，从边界获得能量，新的涡产生，形成湍流流动^[91]。

根据湍流产生及能量传递机理可知：速度越大，湍流强度越强；速度的变化梯度越大，湍流强度越强；扰动越大，湍流强度越强。

2. 场协同理论^[97]的介绍

(1) 对流比拟为有内热源的导热和源强化概念

以二维层流边界层为例，其能量方程为：

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\kappa \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (5.1)$$

将式(5.1)中的对流项比拟为内热源，将对流问题转化为有内热源的导热问

题，所不同的是内热源是流场函数。

$$-\dot{q} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\kappa \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (5.2)$$

对式(5.2)两边积分得：

$$\int_0^{\delta_1, R} \rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) dy = -\kappa \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_w \quad (5.3)$$

式中： δ_1 ——热边界层；

R ——当量半径。

式(5.3)表明，热源项在积分区域内的总和（总源强度）等于壁面热流密度，换句话说只要设法提高总源强度就能提高换热，反之则削弱换热，这称之为源强化的概念。

(2) 速度场与温度场的协同作用

将式(5.3)改写为矢量形式：

$$\int_0^{\delta_1, R} \rho c_p (\bar{U} \cdot \nabla T) dy = -\kappa \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_w \quad (5.4)$$

引入无因次变量：

$$\bar{U} = \frac{U}{U_\infty}, \nabla \bar{T} = \frac{\nabla T}{(T_\infty - T_w) / \delta_t}, \bar{Y} = \frac{y}{\delta}, T_\infty > T_w \quad (5.5)$$

获得无因次关系式：

$$Nu_x = \text{Re}_x \text{Pr} \int_0^1 (\bar{U} \cdot \nabla \bar{T}) d\bar{Y} \quad (5.6)$$

矢量点积项可表示为：

$$\bar{U} \cdot \nabla \bar{T} = |\bar{U}| |\nabla \bar{T}| \cos \beta \quad (5.7)$$

其中， β ——温度梯度与速度矢量的夹角，也叫场协同角。

将式(5.7)转化，得：

$$St = \frac{Nu}{\text{Re}_x \cdot \text{Pr}} = I = \int_0^1 (\bar{U} \cdot \nabla \bar{T}) d\bar{Y}, I = f(\text{Re}_x, \text{Pr}) \leq 1 \quad (5.8)$$

I 为场协同数，从式(5.4)~式(5.8)可得，对流传热的强度不仅取决于速度、温差和流体物性，还取决于速度场与温度场的相互配合。

从矢量看,这是速度场和温度梯度场的协同。从标量上看,速度绝对值、温度梯度绝对值和场协同角的余弦值同时增大时,式(5.8)才能明显增大。 I 越大,则表示协同程度越好。对流传热使得低温区温度上升,高温区温度降低,其直接效果会减小流场的温差,弱化流场的温度梯度。可见,通过增大协同数,积强化对流传热,又促进流场温度的均匀化^[98]。

$$\begin{cases} 0 < \beta < 90^\circ, 0 < I < 1 \Rightarrow \text{强化传热} \\ \beta = 0^\circ, I = 1 \Rightarrow \text{完全协同, 强化传热能力达到最大值} \\ \beta = 90^\circ, I = 0 \Rightarrow \text{对传热无贡献} \\ 90^\circ < \beta < 180^\circ, -1 < I < 0 \Rightarrow \text{削弱传热} \end{cases} \quad (5.9)$$

5.2 改型设计方案

1、改型目的

针对 LSPA600 型离心泵在实际应用过程中出现的热积累现象(机械密封端面处持续高温,塑料件软化),改型设计的主要目标是强化机械密封周围密封腔内流体的传热,使热量尽快导出,加速机械密封端面的温降。

2、改型方案

根据 5.1 节的对流传热机理和强化技术,以及泵的密封腔的结构形式,本章采取的措施是在密封腔内增加一个扰流装置。扰流装置不仅能改变流体速度大小和方向,而且还能提高湍流强度,加强腔内流体的混合,促进热量的传递。

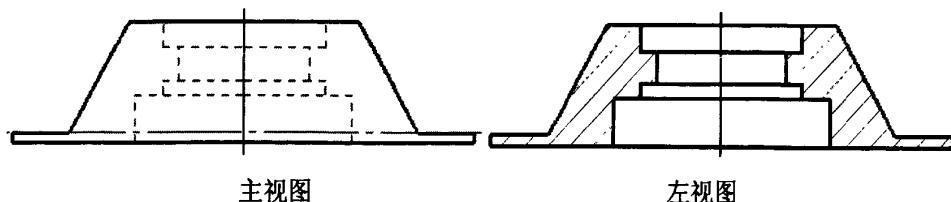


图 5.1 改型前密封腔结构简图

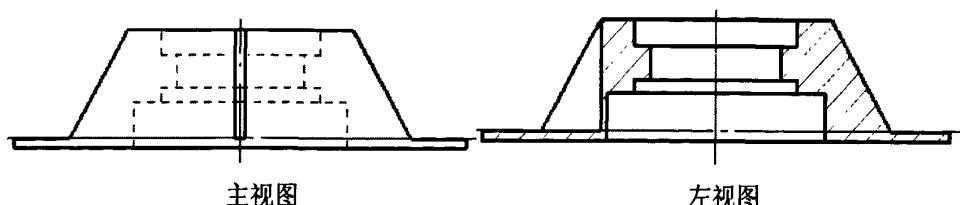


图 5.2 筋板的设计方案

图 5.1 为改型前的密封腔结构简图。在保持密封腔整体结构不变的情况下,

在一侧加入扰流装置，形状为 2mm 厚的三角形筋板，截面为直角三角形，两直角边尺寸分别为 10mm、18.6mm，横贯密封腔，如图 5.2 所示。

图 5.3 为改型后的密封腔水体三维图和后泵盖图，它显示了筋板的具体形状与位置，图 5.4 是全流场图。

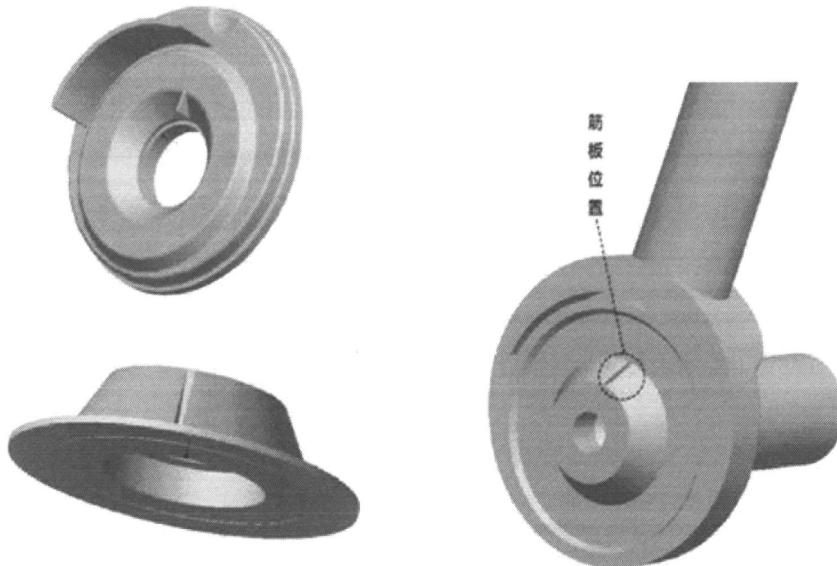


图 5.3 密封腔水体图和后端盖结构图

图 5.4 全流场图

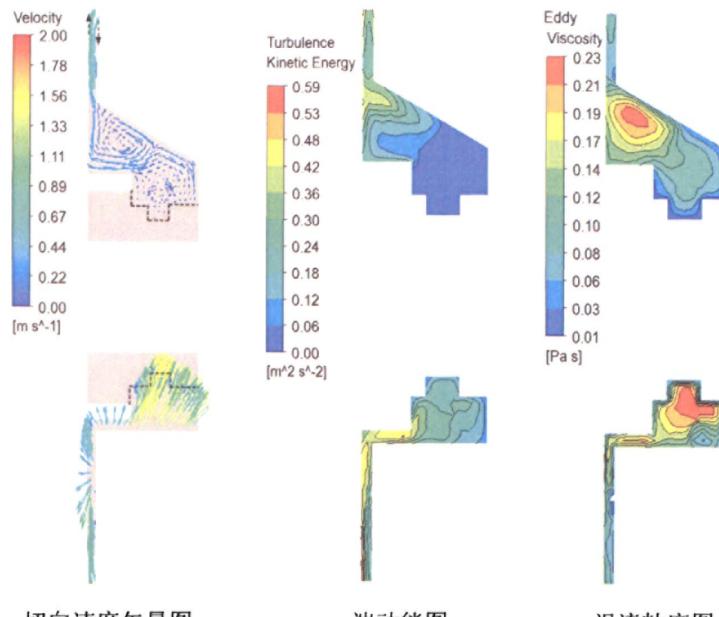
5.3 改型后的结果分析

5.3.1 密封腔内速度场分布

由图 5.5 的切向速度矢量图可以看出，改型后的密封腔内的流动加强。流体经过筋板时，过流断面急剧变小，造成单位面积上通过的流体增多，流体冲刷壁面及密封腔体内部，流动速度迅速增大，壁面的边界层减薄；在另一侧有明显的旋涡运动。从湍流强度分布图可得出，通过筋板处的湍流强度明显较大，在筋板对应的另一侧，腔体内部湍流强度很小，几乎为零，该图与左边的速度分布图一致，湍动能强度随速度的增大而增强。而在涡流粘度分布图中可清晰看出，腔体内部有两处明显的旋涡，旋涡流动加强了边界层流体与主流流体的扰动和掺杂，也会使得壁面的边界层变薄。

与上章中图 4.11 对比可得，改型前的密封腔内流动情况是：壁面处的速度较大，腔体内部速度很小，且内有小旋涡出现；改型后筋板附近的腔体壁面和腔

内流动速度均增大,而远离筋板处的速度也相应加强,有两个较强旋涡出现。同时,改型后的密封腔内湍流强度增强,流动剧烈,加快了内部不同温度流体间的混合,使传热得到强化。



切向速度矢量图

湍动能图

涡流粘度图

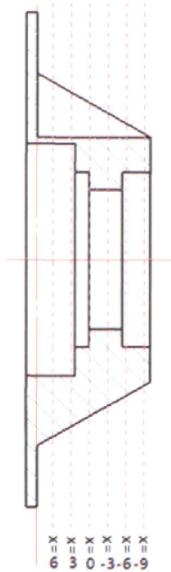
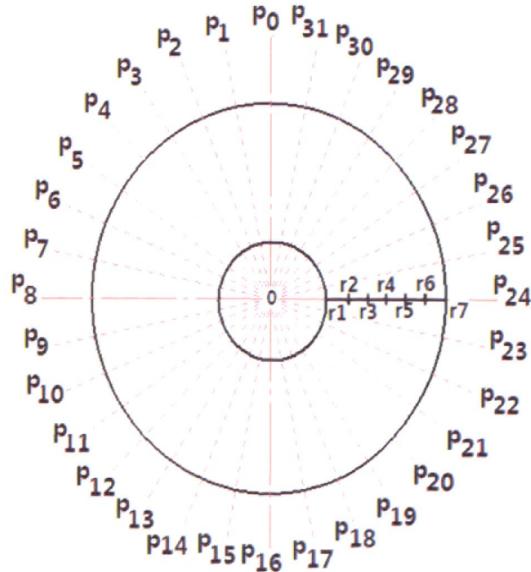
图 5.5 密封腔内的切向速度矢量、湍动能和涡流粘度分布 ($z=0$ 平面)图 5.6 x 切平面的位置

图 5.7 沿圆周方向和半径方向的等分点

图 5.6 所示为密封腔体内切平面的位置。其中, $x=i(i=6,3,0,-3,-6,-9)$ 代表距离摩擦端面 i mm 处的切平面。从图中可看出这些平面相对筋板处的位置, 图 5.8 ~5.13 将运用这些切平面展示密封腔内的速度场、温度场以及场协同角分布等。

图 5.7 所示为沿圆周方向将圆 32 等分，弧段的分界点记为 p0~p31；沿半径方向将线段平均分为 6 份，分界点记为 r1~r7。这些划分方式有助于平面内速度场、温度场与场协同性的描述，使变化趋势与范围更清晰准确的展现出来。

图 5.8 为不同平面的密封腔流体切向速度矢量图及筋板部分的放大图。平面 $x=3, 6$ 和 $x= -3, -6, -9$ 分别显示的是静环和动环所在腔体部分， $x=0$ 是摩擦端面处的腔体部分。由图可知，大部分的流体是沿圆周方向作逆时针流动，根据流体经过筋板的先后，设置筋板右面部分为筋板前方，筋板左面设为后方。

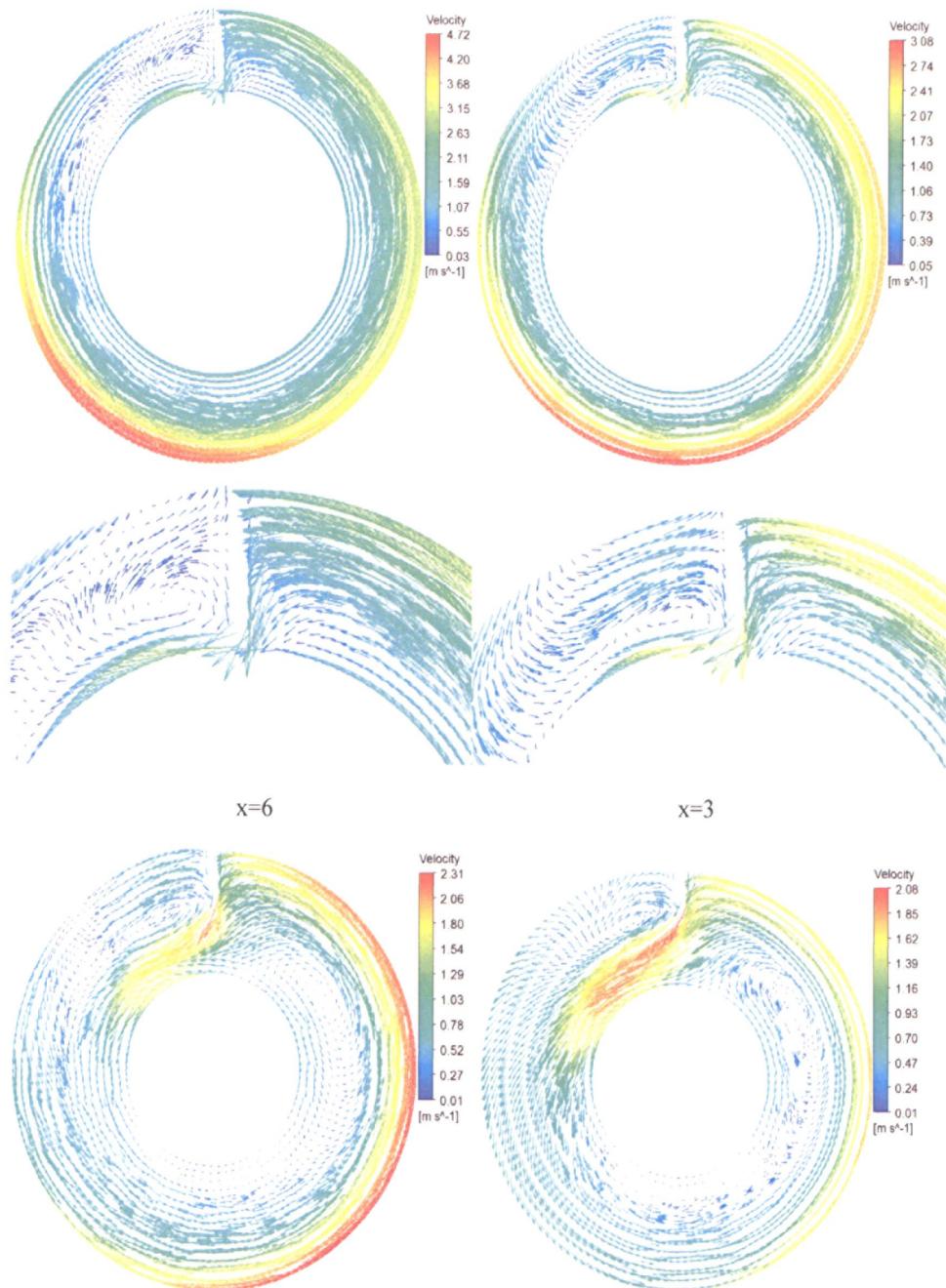
$x=3, 6$ 平面（静环部分）内：筋板前方流体流过筋板时，由于流道骤然变小，速度急剧增大，除了周向流速外，还产生较大的径向分量；流体冲刷流固接触面，增大了接触面的对流传热系数；紧靠筋板后方，沿圆周 p0~p3 圆弧段内，出现了一个较大旋涡，使流固接触面的流体与腔内流体混合。另外，根据图 5.5 可知， $x=3$ 平面筋板处的狭窄通道过流面积大于 $x=6$ 平面，所以在筋板后方 p3~p11 弧段出现一些不同： $x=6$ 平面上，筋板后方 p3 之后速度方向恢复到圆周方向，筋板仅对附近流体有影响； $x=3$ 平面上，在筋板后方 p3~p11 圆弧段内，速度仍受到影响，存在径向分量，且指向机械密封，在 p11 后腔内流体恢复圆周方向。在这两平面内，速度的最大值出现在圆周外侧与腔壁接触部分， $x=6$ 平面内的最大速度在 4.8m/s 左右，出现在 p10~p18 弧段外侧； $x=3$ 平面内的最大速度在 3.0m/s 左右，出现在 p11~p20 弧段外侧。这是由于流体的粘性力作用使叶轮后盖板带动流体旋转，离叶轮后盖板的距离越近，流体速度越大。

摩擦端面所处的 $x=0$ 平面内，筋板的阻隔作用相对减弱，通过筋板处的流体量增多，此处的速度相对周围流体明显较大。在筋板后方 p0~p4 弧段，旋涡的强度减弱，范围减小。另外，在 $x=0$ 腔体内，变化最显著的是圆周内侧靠近摩擦端面处，在 p10~p21 弧段内侧，速度明显降低，在 p24~p29 范围内有旋涡出现。此时最大速度仍出现在圆周外径处，不过在 p16~p28 范围内。

$x=-3, -6, -9$ 平面（动环部分）内：随着切平面与摩擦端面距离的增大，筋板的阻隔作用减弱，流过筋板的量增多；在筋板后方，旋涡的范围逐渐减小，最后消失；而速度方向也发生变化，在 p0~p16 弧段内，速度的径向分量增大，速度方向指向腔体壁面，筋板的影响范围越来越广；在圆周内侧，虽然速度相对较小，但出现了旋涡，它将机械密封壁面的热量与腔体内的流体进行扰动与掺杂，

加快传热；速度最大值出现在筋板处，不再是圆周外侧，此时叶轮后盖板的旋转以及壁面粘性力对动环影响较小。

从以上分析可得出，不同平面内的三角形筋板对流体的阻隔作用越小，对流体速度的分布影响范围越广，速度的径向分量越大。



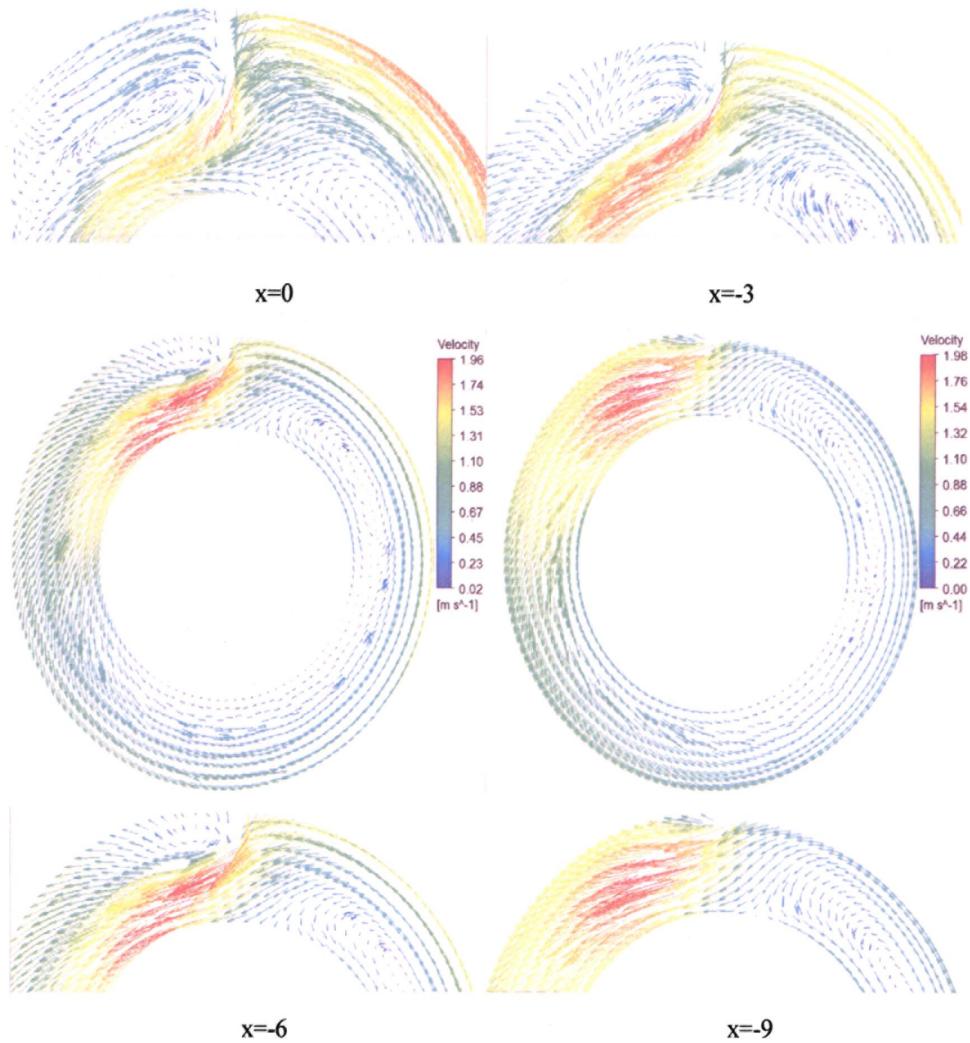


图 5.8 密封腔内流体在不同平面的切向速度矢量图及局部放大图

图 5.9 所示为湍动能分布云图。从图中可明显看出，随着筋板阻隔作用的减小，湍动能变化范围越来越广，这证实了图 5.8 得出来的结论。

图 5.10 显示的是密封腔流体在不同切平面处的涡流粘度分布图。随着筋板的阻隔作用减小，涡核粘度最大值逐渐降低，而影响范围却逐渐增大。在 $x=0$ 、 -3 平面内，涡的影响范围最大，贯穿整个圆周；在 $x=-6$ 、 -9 平面内，涡核减小，但影响范围仍较大；在 $x=3$ 、 6 平面内，虽然涡核强度较大，但是影响范围很小。涡的出现促进了腔体壁面或者机械密封流固接触面的边界层流体与腔体内部流体间的混合，加强了流固耦合接触面对流传热情况。

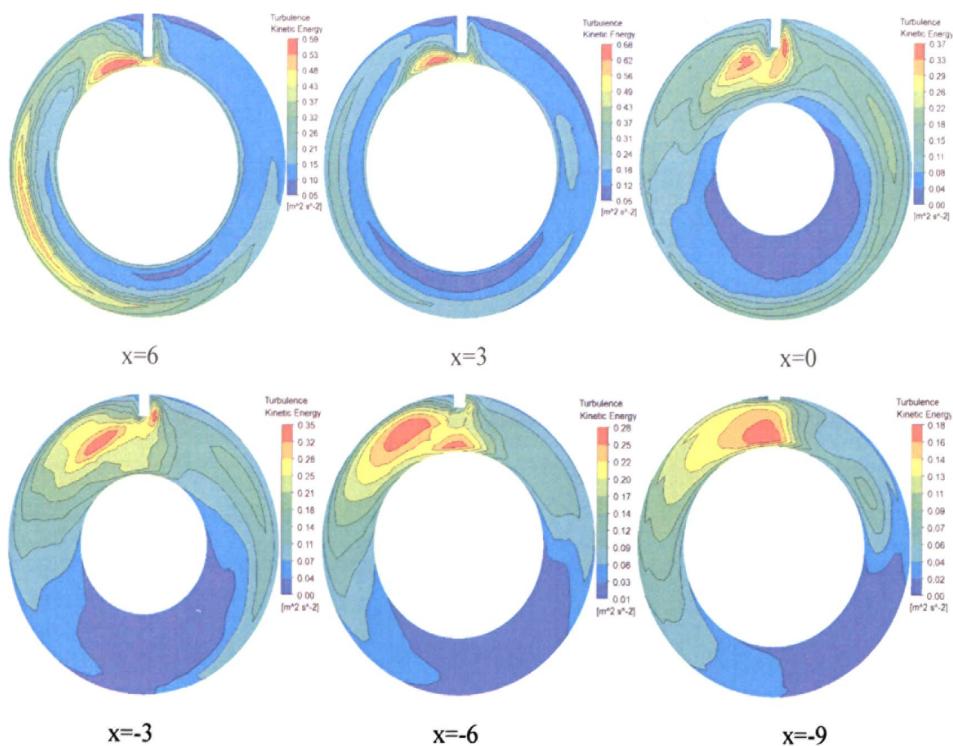


图 5.9 密封腔内流体在不同平面的湍动能分布云图

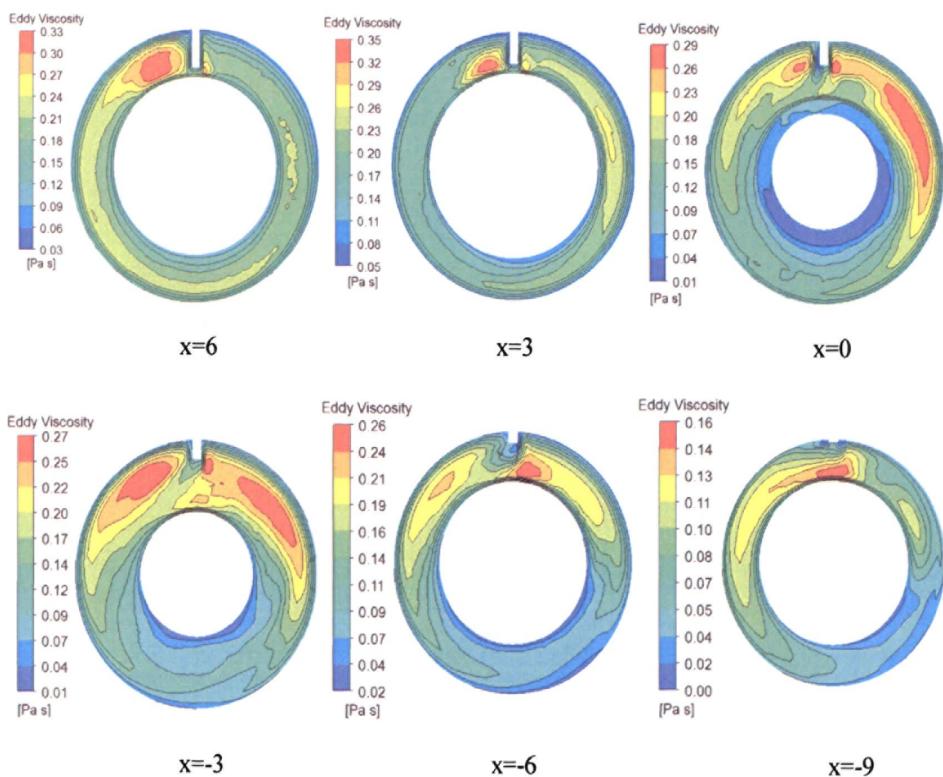


图 5.10 密封腔内流体在不同平面的湍流粘度分布

5.3.2 密封腔内温度场分布

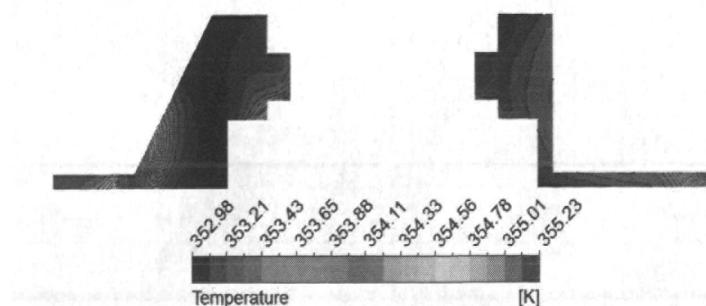
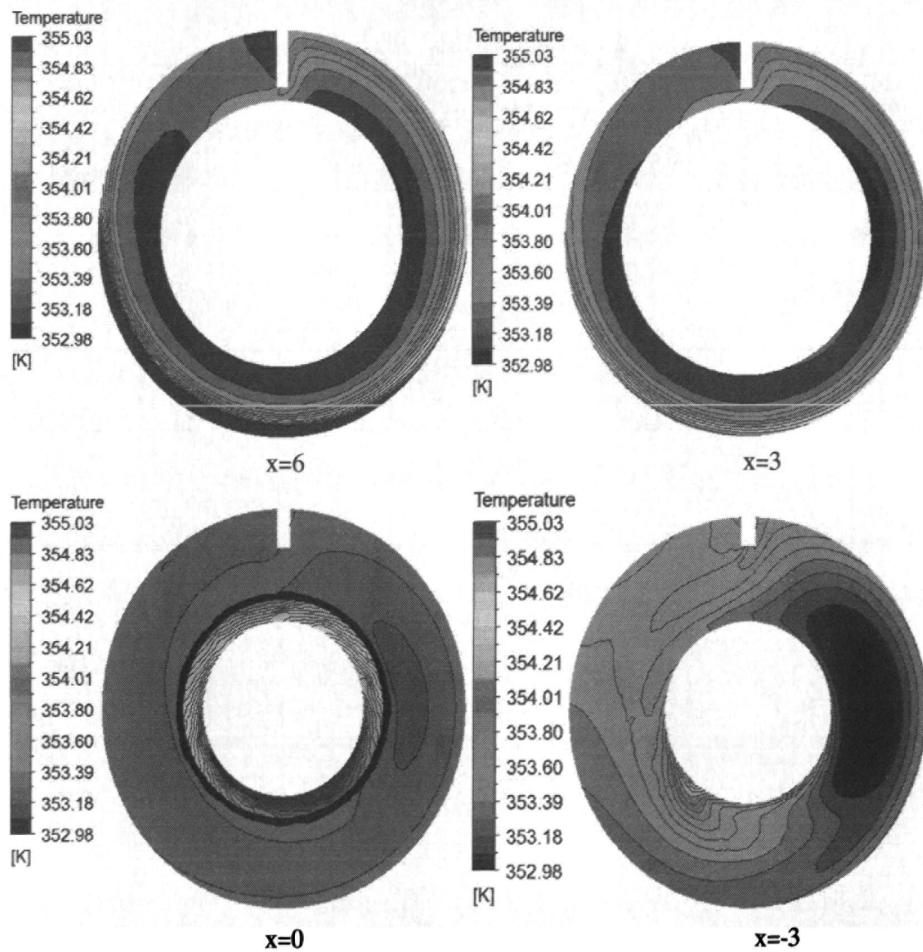


图 5.11 密封腔流体在 $z=0$ 平面内的温度分布云图

从图 5.11 的温度分布云图可以得出, 腔内流体的温度分布较为均匀, 基本与周围环境温度相同 (353.15K), 在紧贴叶轮后盖板处, 流体温度梯度最明显, 筋板一侧的流体温度低于另一侧, 这是因为筋板处的流动速度增大, 流体冲刷狭窄通道, 使得壁面处对流传热能力增强, 温度迅速降低。

与改型前的密封腔温度分布 (见 4.14 左图) 相比, 改型后的密封腔温度分布更均匀, 除密封腔进出口外, 腔内流体的温度几乎都接近环境温度。



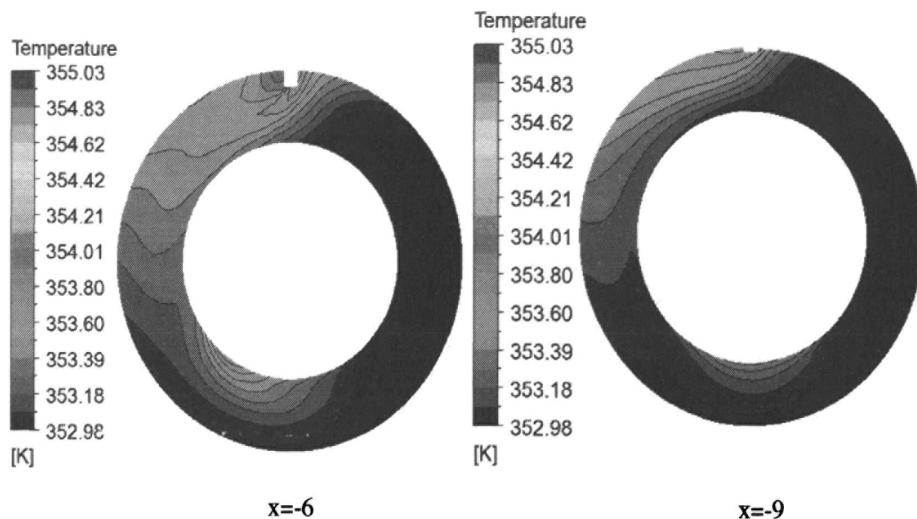
图 5.12 密封腔流体在不同 x 平面内的温度分布

图 5.12 显示的是密封腔流体在不同平面内的温度分布云图。随着筋板的阻隔作用减弱，最大温度逐渐降低，腔内流体接近环境温度的范围愈来愈大。相对于环境温度而言，腔内温升在 1.3K 左右，可见流体温升较小。这与张明明^[11]、钟汝琳^[67]对机械密封腔内流体的研究结果相一致。

$x=3, 6$ 平面（静环部分）内：在圆周外部，等温线沿周向分布，在紧贴腔体壁面处，尤其是在 $p8\sim p30$ 圆弧外侧，温度梯度较大。这是因为外径处流体速度较大，冲刷腔壁，使得壁面边界层减薄；在圆周内侧，由于离摩擦热源较远，静环温度不高，伴随旋涡的存在，加强了流体间的混合，传热较快，温度迅速降低至环境温度。

$x=0$ 平面（摩擦端面部分）内：内侧紧靠机械密封摩擦端面，温度较高，因此在腔体内侧温度梯度较大，等温线密集，传热速率较快。相对于摩擦端面附近的高温，圆周外侧温度较低，温度梯度不明显，但等温线仍是沿圆周方向。

$x=-3, -6, -9$ 平面（动环部分）内：在整个范围内，温度明显较低。在 $p0\sim p7$ 弧段，温度相对其他区域较高，且分布不再沿着圆周方向，等温线分布不规则，温度梯度较大，传热速率较快。筋板附近的流动影响了温度分布，在其他区域，温度基本接近环境温度，仅在一些流动旋涡处会有明显温度梯度。

5.3.3 场协同分析

根据图 4.13 的速度场分布和图 4.14 的温度场分布，可得出：改型前，腔内

流体高速旋转，主要作圆周运动，流线与等温线平行。换句话说，虽然存在很强的对流流动，但是热量传递的模式与纯导热完全一样，由于流体的流动是沿着等温线进行的，因此流动对热量的输运毫无贡献，变成了纯导热模式。此时速度方向与温度梯度方向垂直，即场协同角是 90° ，速度场与温度场协同性最差。

根据图 5.8 的速度场分布和图 5.12 的温度场分布，可以看出：改型后，腔内流体在筋板前方和后方处速度方向发生改变，不再只作圆周运动，出现了较大的径向速度分量，温度分布不规则，速度与温度梯度夹角不再是 90° ，两场的协同性得到改善，传热得到强化；另外，流体流过筋板时，速度迅速增大，流体冲刷流固接触面，使壁面的边界层厚度减薄，对流传热系数增强，传热加快；筋板附近速度的增大，使得湍流强度增强，同样起到强化传热功能；改型后出现的一些旋涡使壁面边界流体与腔内流体混合，传递动量与热量，也在一定程度上起到强化传热的作用。

为了更清晰明确地显示速度场与温度场的协同性，本章计算得出在不同切平面和不同半径下速度场与温度场的协同角随着圆周方向的变化规律，详见图 5.13 和 5.14。

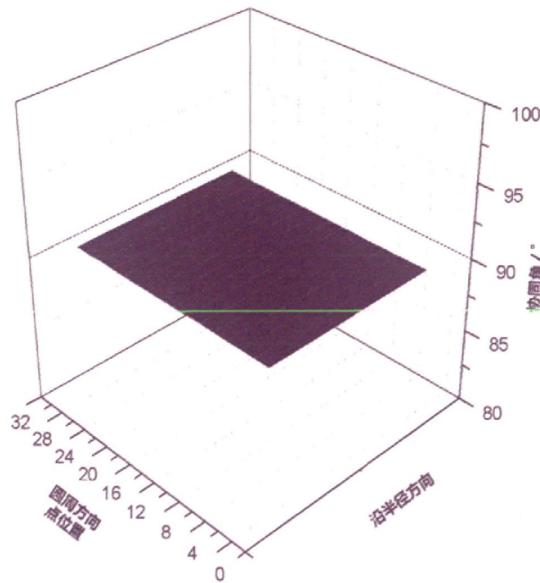


图 5.13 改型前腔内流体速度场与温度场的协同角分布

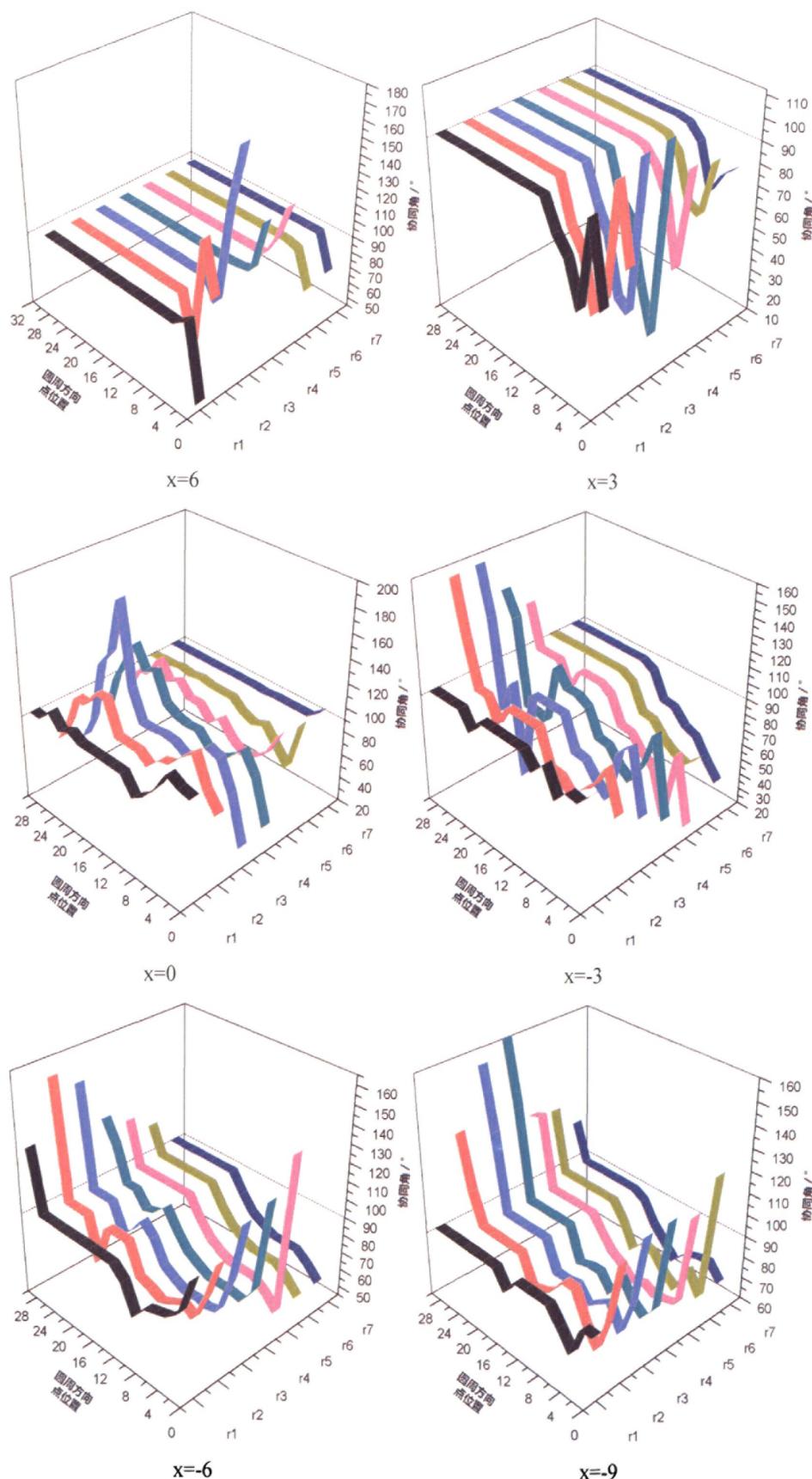


图 5.14 改型后腔内流体速度场与温度场的协同角分布

图中沿圆周方向和沿半径方向的等分点位置在前面图 5.6 和图 5.7 给出了详细介绍。

由式(5.7)的 $\vec{U} \cdot \nabla \bar{T} = |\vec{U}| |\nabla \bar{T}| \cos \beta$ 可知, 强化对流传热不仅取决于流动速度、流体与固壁的温差, 还取决于速度矢量和温度梯度间的夹角 (即场协同角)。当场协同角 $\beta < 90^\circ$ 时, β 越小, 两场的协同性越好; 当 $\beta=0$ 时, 两场的协同性达到最佳效果; 当 $\beta=90^\circ$ 时, 对传热无任何贡献, 作用与纯导热相同; 当 $\beta > 90^\circ$ 时, 不仅不能强化传热, 还会削弱传热。

图 5.13 为改型前腔内流体的场协同角分布。从图上可看出, 在整个区域协同角一直保持 90° , 即流体沿着等温线作圆周运动, 对传热无任何贡献, 作用等同于纯导热。

图 5.14 为改型后腔内流体的场协同角分布图。从图中可以看出, 密封腔内协同角发生明显变化, 不再保持 90° 不变。图中用黑色细线标出 90° 分界线, 以此得出不同位置的流动对传热的效果。

(1) $x=3, 6$ 平面 (静环部分) 内: 筋板附近沿圆周方向 $p0 \sim p12$ 弧段内, 协同角在 90° 上下浮动, 其余区域仍保持 90° 不变。协同角大于 90° 的位置出现在筋板后方的旋涡处, 此处流速很小, 根据式(5.7)可知, 对传热的削弱作用较弱。

(2) $x=0, -3, -6, -9$ 平面 (摩擦端面和动环部分) 内: 筋板的插入对整个区域的流动结构都有影响, 在大部分区域协同角小于 90° , 传热增强。在筋板附近, 协同角大于 90° , 这是因为筋板的阻隔使得两场协同性变差, 热量的输运受到阻碍。

将(1)和(2)进行对比, 后者在场协同角小于 90° 的分布区域较大, 速度场与温度场的协同性较好, 这很好地解释了图 5.12 中为什么会有动环和摩擦端面所在的腔体部分的整体温度较低的问题。

5.3.4 改型后密封端面温度分布规律

表 5.2 为改型后的离心泵在不同运行工况下动、静环端面的最大温升与平均温升。由表可知, 随着流量的增加, 端面温升变化很小。与表 4.3 相比, 改型后

的动、静环端面最大温升与平均温升均变小。其中最大温升的降低幅度较小，平均温升降低的幅度较大。造成这种现象的原因是：流体流入泵密封腔时，筋板附近区域扰动较大，流动不顺畅，传热较差，温度较高，最大温升降低较小；其余区域速度场与温度场协同性得到改善，传热加快，平均温升降低较大。在不同工况运行时，端面温升变化不大。

表 5.2 不同工况下动、静环端面的最大温升和平均温升

工况	最大温升 (ΔT_{\max} /K)		平均温升 (ΔT_{ave} /K)	
	动环	静环	动环	静环
$0.4 Q_d$	6.724	6.889	5.021	5.156
$0.6 Q_d$	6.630	6.767	5.852	5.968
$0.8 Q_d$	6.773	6.896	5.641	5.768
$1.0 Q_d$	6.105	6.298	5.224	5.326
$1.2 Q_d$	6.795	6.862	5.731	5.854
$1.4 Q_d$	6.752	6.817	5.612	5.701
$1.6 Q_d$	6.768	6.993	5.532	5.958

5.4 改型设计对泵的水力性能的影响

筋板的布置或多或少的影响着流体的流动，对其产生一定的流动阻力。因此本研究通过改型前后对水力效率的计算，得出筋板对流动的影响。

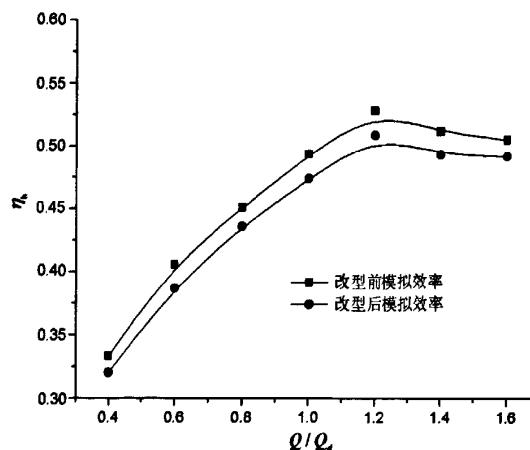


图 5.15 改型前后模拟的水力效率曲线

图 5.15 显示的是模拟计算得到的改型前后离心泵在七个工况点的水力效率

曲线图。由图可明显看出,水力效率的高效点向大流量偏移,且随流量的增加而增加,在 $1.4Q_d\sim 1.6Q_d$ 范围内效率有所降低。

改型后的水力效率曲线与改型前的趋势基本一致。两者的数值模拟计算结果比较接近,这说明密封腔内筋板的设计没有对流动产生较大阻力,不影响离心泵的水力效率。

5.5 改型设计的试验验证

按 GB/T 3216-2005《回转动力泵 水力性能验收试验 1 级和 2 级》中的 1 级精度要求对 LSPA600 实泵改型前后进行试验。图 5.16 为试验台全景。

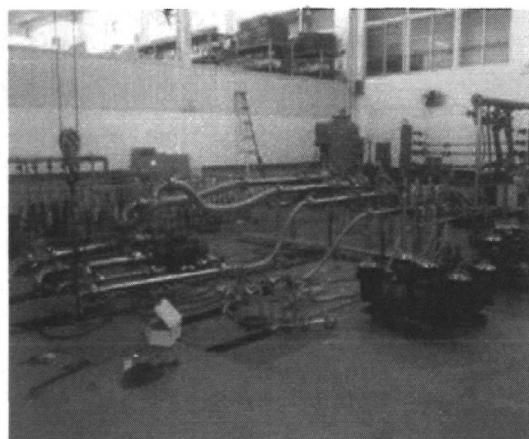


图 5.16 试验台全景

5.5.1 改型前后的性能对比

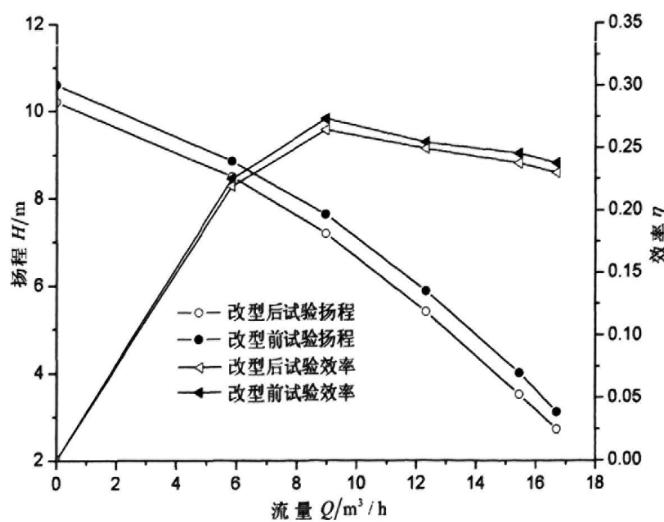


图 5.17 改型前后性能试验对比

通过对改型前后的水泵试验性能曲线进行对比,得出后端盖的结构改型设计对泵性能影响不大,外特性曲线无明显差别。

5.5.2 改型前后的腔内温度对比

外特性试验的同时,在泵的后端盖开孔(直径为3mm)测量其密封腔内流体的温度(稳定运行时的温度),使用的温度传感器的测温范围为-50℃~120℃,属于防水型热敏电阻传感器。在密封腔内不同位置测量7~8次,取平均值,如图5.18,从定位点0开始逆时针沿圆周均布8个测量点。

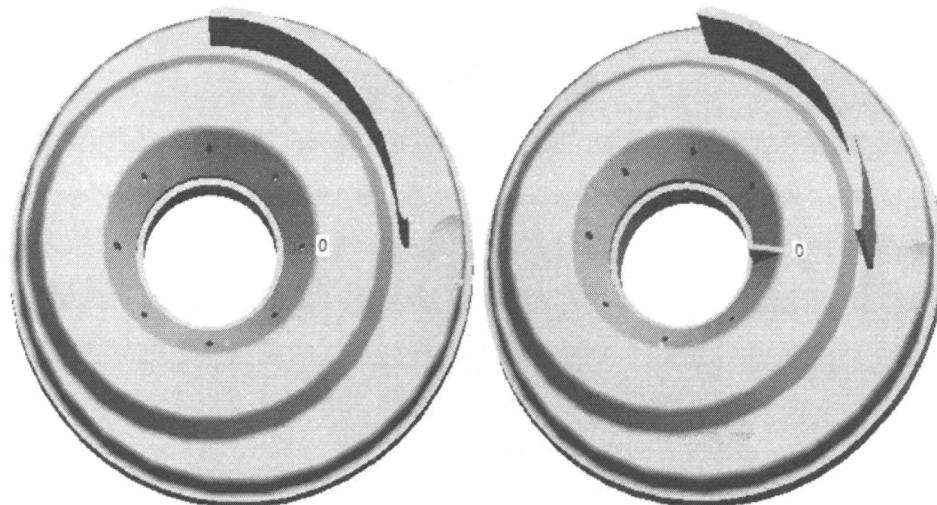


图 5.18 改型前后测量孔的布置

表 5.3 改型前后的腔内温度值 (℃)

监测点	0	1	2	3	4	5	6	7	平均
改型前试验	84.0	84.0	84.0	83.7	83.7	83.7	83.7	83.8	83.8
改型后试验	—	81.9	81.9	81.5	81.5	81.5	81.5	81.9	81.7

由表5.3得,改型后的腔内平均温度低于改型前的腔内平均温度,这说明密封腔的改型设计对其附近的流体散热有一定的促进作用,使腔内流体平均温度降低。

按照本文改型方案制作的离心泵能满足以上在性能与温度方面的要求,并且与模拟预测结果一致,从而验证了改型方案的可靠性与可行性。目前,这项改型设计方案已应用到LSPA型水泵产品中,并已投产使用。图5.19为浙江某企业生产的离心泵产品实体图。



图 5.19 实际产品图

5.6 本章小结

泵密封腔的改型达到了设计目的,增强了传热,改善了机械密封的运行环境,提高了可靠性。改型方案目前已应用到浙江某公司的 LSPA600 型离心泵系列产品中,取得了很好的工程应用与推广价值。

第六章 总结与展望

6.1 研究结果总结

针对国内在离心泵密封腔流动与传热方面的缺口，以浙江某企业生产的 LSPA600 型离心泵为载体，对离心泵密封腔流体流动及密封环进行流热耦合计算，并根据对流强化传热理论对密封腔进行改型设计，以改善机械密封周围的运行环境。主要工作与研究成果有：

1、对机械密封动、静环进行有限元温度场分析，得出动静环的温度分布规律：沿径向，温度分布曲线呈抛物线形，这与密封环外侧的对流传热系数有关；沿轴向，不同半径处的温度分布曲线趋势一致，近似平行，材料的导热性能起决定作用；导热系数高的密封材料散热效果较好。

2、基于有限元的有限体积法，应用 CFX 软件对机械密封环和泵的全流场作为整体进行流热耦合研究，得出机械密封和密封腔体内的温度场与速度场分布规律，并与有限元法得到的模拟结果进行对比，探索密封腔内流体流动情况对机械密封温度场分布的影响程度。结果表明：密封腔内热流场较复杂。沿壁面和进出口部分的流体速度较大，温度梯度较大，密封腔内部流体的流动速度较小，虽然有旋涡存在，但是湍动能强度很小，温度梯度很小；腔内流体的流动影响着热量传递，进而影响着机械密封的温度分布情况；采用流热耦合方法得到的对流传热系数大于半经验公式计算的对流传热系数；泵在不同工况下运行时，机械密封环端面温度变化不大。

3、根据强化对流传热理论，在密封腔的后端盖上加入一个直角三角形筋板，以扰动流动，改变流体运动轨迹及温度场分布，并从场协同原理出发，讨论改型前后两场的协同性，以及筋板的阻隔作用对流动产生的阻力情况等。结果表明：密封腔内的筋板增大了流体的局部速度，冲刷了流固接触面，边界层减薄，加快了传热；与旋转轴垂直的平面内，流体径向速度分量增大，流线不再与等温线平行，不再做类似纯导热的运动；腔内产生旋涡，促进了边界层与主体间的流体混合，传热得到强化；根据场协同原理分析，改型后的密封腔内速度场与温度场协

同性得到改善，强化了传热，端面温度降低。

4、对改型前后的模型泵进行性能试验，并同时测量密封腔内流体的温度，从性能及腔内温升两个方面验证模拟分析的准确性。结果表明：筋板的阻隔作用对腔内流动并未产生较大阻力，对泵的外特性性能影响较小；改型后的腔内温度低于改型前的腔内温度。改型后的模型泵可靠性提高。

密封腔改型设计方案现已应用于浙江某企业的批量生产的产品中，为机械密封冷却方面提供了切实可行的参考，具有一定的理论价值和工程意义。

6.2 展望

本文对泵用机械密封整个运行环境的流热场等方面进行了初步的研究，取得了一些成果，下一步的工作和有待完善的问题主要有：

1. 本文研究的是无冲洗密封装置，今后着重研究机械密封在冷却冲洗情况下的密封腔内的散热问题；
2. 将对流传热强化理论和改型设计推广应用到其他相关的离心泵中。

参 考 文 献

- [1] 许祥发等. 机械密封手册[M]. 南京: 东南大学出版社, 1990.
- [2] 关醒凡等. 现代泵技术手册[M]. 北京: 宇航出版社, 1995.
- [3] 顾永泉. 机械密封新技术、新概念和新标准[J]. 石油化工设备, 1997,26 (5): 43~51.
- [4] 李鲲, 吴兆山等. 机械密封的功率消耗试验及测试方法[J]. 润滑与密封, 2006,6:49~52.
- [5] 张明明, 郝木明. 机械密封腔内流场及摩擦副温度场的数值计算[J]. 石油化工设备技术, 2008,29 (1): 63~66.
- [6] 廖和滨, 杨晓翔等. 机械密封静环温度场的有限元分析[J]. 材料保护, 2004,37 (Z1): 134~135.
- [7] 宋亚东, 孙晓光. 机械密封环温度场的研究[J]. 国外油田工程, 1994, 10 (6): 49~53.
- [8] Ray Clark, Henri Azibert. Computer simulation of mechanical seal leads to design change that improves coolant circulation[J]. Materials and Design, 2002 (23): 113~117.
- [9] 廖和滨. 机械密封环温度场/应力场的数值模拟及实验研究[D]. 福州: 福州大学, 2005.
- [10] 滕人博, 刘建瑞等. 机械密封变形计算方法综述[J]. 农机化研究, 2009,1:237~240.
- [11] 张明明. 机械密封腔内流场及摩擦副温度场性能研究[D]. 东营: 中国石油大学, 2008.
- [12] R. P. Robinson and R. Bunton. Temperature gradients in seal ring: a method of analysis[C]. Prol. 4th ICFS. 1969.
- [13] Li C. H.. Thermal deformation in a mechanical face seal[J]. ASLE Trans, 1976, V19(2): 146~152.
- [14] Hughes W. F., and Chao M. H.. Phase change in liquid face seals-isothermal and adiabatic bounds with real fluids[J]. ASME Journal of Lubrication Technology, 1980, V102(3): 350~359.
- [15] Lecbeck A. O.. A mixed friction hydrostatic face seal model with phase change[J]. ASME Journal of Lubrication Technology, 1980, V102: 133~138.
- [16] GORDON S.BUCK. A methodology for design and application of mechanical seal[J]. ASLE Trans, 1980,23.No,3.
- [17] [西德]E. Mayer 著, 姚兆生等译. 机械密封 (第六版). 北京: 化学工业出版社, 1981 年.
- [18] Rhode D. L., Demko J. A., Triguer U. K., et al. The prediction of incompressible flow

- in labyrinth seals[J]. ASME Journal of Fluid Engineering,1986, V36(3): 19~25.
- [19] Doust T. G., Parmar A.. Transient thermo—elastic effects in a mechanical face seal[J]. Proc. 11th International Conference on Fluid Sealing, BHRA,1987: 407~422.
- [20] Zens D.. Viscous friction in small gaps-calculations for non-contacting liquid or gas lubricated end face seals[J]. Tribology Transactions,1990,V33(3): 454~462.
- [21] Lecbeck A. O.. Principles and design of mechanical face seals[D]. Wiley, New York,1991.
- [22] Pasconvici M. D., I. Etsion A.. Thermal-hydrodynamic analysis of a mechanical face seal[J], Journal of Tribology,1992,V114: 639~644.
- [23] Slamackh, Soulisa. Fluid temperature and film coefficient prediction and measurement in mechanical face seal-numerical results [J]. Tribology Transactions, 1998,40(4):459~470.
- [24] Buck G. S.. Estimating heat generation face temperature and flush rate for mechanical seals[J]. Pump Users Exp099,Baton Rouge La,1999: 167~172.
- [25] Shifeng Wu, Ray Clark. Positioning of hydrodynamic lift Features on non-contacting mechanical gas seal rings[J]. Tribology Transactions,2000,43(3): 498~506.
- [26] Jang J. Y., Khonsari M. M.. A generalized thermo-elastic instability analysis[J]. Proc. R. Soc. London. Ser. A. ,2003,V459: 309~329.
- [27] Tom Lai. Improved performance seals for pipeline application[J]. Lubrication Engineering, April(2003):18~29.
- [28] 顾永泉. 机械密封的端面温度[J]. 流体工程,1980,NO.5.
- [29] 顾永泉. 机械密封的摩擦系数[J]. 流体机械,1998(4):19~ 24.
- [30] 李红等. 机械密封环温度场的理论计算[J]. 流体工程,1986,(8):12~20.
- [31] 李克永等. 机械密封环的温度场计算[J]. 化工机械,1980,(4):26~35.
- [32] 法金元. 机械密封稳态温度场的计算和实验研究[D]. 东营: 中国石油大学, 1989.
- [33] 陈文毅等. 机械密封温度场的有限元计算[J]. 流体工程,1991,5.
- [34] 张书贵. 机械密封变形的研究[D]. 东营: 中国石油大学, 1990.
- [35] 宋亚东. 机械密封环温度场的研究[D]. 大庆: 大庆石油学院,1992.
- [36] 孔祥谦等编著. 有限单元法在传热学中的应用[M]. 北京: 科学出版社,1981.
- [37] 顾永泉. 流体动密封[M]. 山东东营: 石油大学出版社,1996.
- [38] 朱孝平. 机械密封端面温度简化计算模型[J]. 流体机械,1995:31~36.
- [39] 彭旭东,谢友柏,顾永泉. 机械密封端面温度的确定[J]. 化工机械,1996,23(6):333~336,329

- [40] 陈利海, 葛培琪, 程建辉. 机械密封温度场的可视化计算[J]. 流体机械, 2001, 29(5): 28~31.
- [41] 葛培琪, 陈利海, 程建辉. 考虑表面粗糙度和径向锥度的机械密封混合摩擦计算模型[J]. 润滑与密封, 2001(5):14~16.
- [42] 程建辉, 葛培琪, 刘鸣. 机械密封环温度场的有限元分析和试验研究[J]. 山东大学学报(工学版), 2002, 32(4): 385~388.
- [43] 周剑锋, 顾伯勤. 有限元方法在机械密封研究中的应用. 过程装备与控制论文集, 2004, 8.
- [44] 王胜军, 郝木明, 张书贵. 机械密封温度场计算[J]. 化工机械, 2004, 31(4): 203~207.
- [45] 朱学明. 高压机械密封动态温度场分析研究[J]. 船海工程, 2005, (2): 52~55.
- [46] 朱学明. 机械密封环热——结构耦合分析研究[J]. 武汉理工大学学报, 2005, 29(2): 198~201.
- [47] 于小丹, 孙铁, 路永力. 基于 ANSYS 的机械密封环温度场计算方法[J]. 石油化工设备技术, 2005, 26(3): 47~49.
- [48] 朱学明, 刘正林. 高压机械密封动态温度场分析研究[J]. 航海工程, 2005, 165(2): 52~55.
- [49] 单小亮, 胡欲立. 基于 ANSYS 的机械密封环温度场分析[J]. 润滑与密封, 2002, 9(9): 37~40.
- [50] 周剑峰, 顾伯勤. 机械密封端面摩擦热与热变形的耦合分析[J]. 核动力工程, 2007(2): 77~ 81.
- [51] Dumbrava M. ,A Morariu Z. M.. Thermo-hydrodynamic aspects of the double mechanical seals[J]. Proc. 11th International Conference on Fluid Sealing, BHRA, 1987: 394~406.
- [52] Braun M. J. , Batur C. , Karavelakis G. . Digital image processing for quantification through full flow field tracing in narrow geometries at low reynolds numbers[J]. Proc of the First Fluid Dynamic Congress, Cincinnati, 1988, V3: 65~75.
- [53] Braun M. J. , Canacci V. A. , Hendricks R. C. . Flow visualization and quantitative velocity and pressure measurements in simulated single and double brush seals[J]. Tribology Transactions, 1991, V34(1): 70~80.
- [54] Walowit. J. A.. Presentation of computer code SPIRALI for incompressible, turbulent, Plane and spiral grooved cylindrical and face seals[J]. Seals Flow Code Development-93, NASA CP10136, Proceedings of a Workshop Held at NASA Lewis Research Center, 1993: 3~4.
- [55] Braun M. J. , Dzodzo. M.. Three-dimensional flow and pressure patterns in a hydrostatic

- journal bearing pocket[J]. ASME Journal of Tribology,1997,V119: 71 1~719.
- [56] Slamackh, Soulisa. Fluid temperature and film coefficient prediction and measurement in mechanical face seal-numerical results [J]. Tribology Transactions, 1998,40(4):459-470.
- [57] Jeffrey Moore J., Palazzolo Alan B.. CFD comparison to 3D laser anemometer and rotor-dynamic force measurements for grooved liquid annular seals[J]. Transactions of the ASME, 1999, V121: 306~314.
- [58] Ray Clark, Henri Azibert, Lanre oshinowo. Computer simulation of mechanical seals to improve coolant circulation[J] . World Pumps, Dec(1999),33~35.
- [59] Parviz Merati, Noriaki Pkita ,Phillips R. L., et at. Experimental and computational investigation of flow and thermal behavior of a mechanical seal[J], Tribology Transactions, 1999, V42(4): 731~738.
- [60] Braun M. J., Kudriavtsev V. V., Hendricks R. C.. A three dimensional Navier-Stokes simulation of flow in A passive-adaptive finger seal[J]. the 9th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery(ISROMAC-9), Honolulu, Hawaii, 2002, V2: 10~14.
- [61] Braun M. J., Batur C., Karavelakis G.. Digital image processing for quantification through full flow field tracing in narrow geometries at low reynolds numbers[J]. Proc of the First Fluid Dynamic Congress,Cincinnati,1988,V3: 65~75.
- [62] Ray Clark, Henri Azibert, Lanre Oshinowo. Computer simulation of mechanical seal lead to design change that improve coolant circulation[J]. Materials&Design,23(2002):113~117.
- [63] Jang J. Y ., Khonsari M. M . . A generalized thermo-elastic instability analysis[J]. Proc. R. Soc. London. Ser. A., 2003, V459: 309~329.
- [64] Zhaogao Luan, Khonsari M. M.. Numerical simulations of the flow field around the rings of mechanical seals[J]. Journal of Tribology, 2006, V128(7): 559~565.
- [65] 丁群. 提速客车制动盘温度场及应力场的有限元分析[D]. 北京: 北方交通大学, 2001.
- [66] 王胜军, 郝木明, 张书贵. 机械密封温度场计算[J]. 化工机械, 2004,31(4): 203-207.
- [67] 钟汝琳, 陈次昌, 关剑峰. 机械密封环温度场及密封腔内流场分析[J]. 四川工业学院学报, 2004, 23(增刊): 185~187.
- [68] 南小妮, 周昆颖等. CFD 软件对螺旋槽干气密封的模拟[J]. 化工设备与管道, 2005, 9(9): 56~58.

- [69] 徐祥发等合编. 机械密封手册[M]. 南京: 东南大学出版社, 1990.
- [70] 刘令勋, 刘英贵. 动态密封设计技术[M]. 北京: 中国标准出版社, 1993.
- [71] 王汝美. 实用机械密封技术问答[M]. 北京: 中国石化出版社, 2004.
- [72] Chellaiah S, Viskanta R. Natural convection flow visualization in porous media[J]. *Int. Comm Heat Mass Transfer*, 1987, V14:607~616.
- [73] Wilcox D C. Multi-scale model for turbulent flows [C]. *AIAA J*, 1988, 26(11): 1311~1320.
- [74] 戴锅生. 传热学 (第二版) [M]. 北京: 高等教育出版社, 1999,9.
- [75] GUO Z Y, LI D Y, WANG B X. A novel concept for convective heat transfer enhancement [J]. *Int J of Heat and Mass Transfer*, 1998, 41(14):2221~2225.
- [76] 孟继安. 基于场协同理论的纵向涡强化换热技术及其应用[D]. 北京: 清华大学, 2003.
- [77] 陶文铨. 数值传热学 (第 2 版) [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
- [78] 王文廷. 低温屏蔽泵的研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2010.
- [79] 黄钰期. 基于场协同理论的车用冷却系统流动传热耦合分析与结构优化[D]. 杭州: 浙江大学, 2010.
- [80] 浦广益. ANSYS Workbench 12 基础教程与实例详解[M]. 水利水电出版社 2010,10.
- [81] 韩路长, 刘跃进, 李毅斌等. 应用 SST $\kappa - \omega$ 湍流模型计算 Rushton 搅拌釜流场[J]. 化学工程, 2006, 34(3): 28~32.
- [82] 李香. 高参数下端面弧形浅槽机械密封的变形及控制研究[D]. 东营: 中国石油大学, 2008.
- [83] 陈德林. 波纹管机械密封的热动力学行为及流场研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2007.
- [84] 胡昌良. ZJ75 型渣浆泵机械密封设计及其热力耦合机制研究[D]. 长沙: 中南大学, 2007.
- [85] 邢菲. 机械密封热动力学行为有限元模态研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2011.
- [86] 冷晓静. 单列双向螺旋槽干气密封的性能研究[D]. 东营: 中国石油大学, 2009.
- [87] 高章发. 泵内机械密封自冲洗孔尺寸及冲洗量的计算[J]. *流体机械*, 2001, 29(2): 33~35.
- [88] 高胜利. 不同边界条件下管外对流换热性能的实验研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2006.
- [89] Miguel Asuaje, Farid Bakir, et al. Numerical modelization of the flow in centrifugal pump: volute influence in velocity and pressure fields [J]. *International Journal of Rotating Machinery*, 2005(3):244~255.
- [90] ANSYS, Inc.. ANSYS CFX-solver modeling guide [M]. Canonsburg: ANSYS, Inc. , 2009.
- [91] 安丰宝, 王秀成等. 强制湍流传热技术[M]. 济南: 山东大学出版社, 2003,8.

- [92] 顾维藻, 郑佩芝, 蒋淡安. 强化传热[M]. 科学出版社, 1990.
- [93] 王忠会. 场协同理论指导下的强化换热[D]. 北京: 华北电力大学, 2003.
- [94] 董军启. 板翅式换热器传热特性研究[D]. 大连: 大连海事大学, 2004.
- [95] 赖凤麟. 管内核心流区域对流传热强化实验研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2007.
- [96] 陈煜. 脉动强化传热管流的数值分析和实验研究[D]. 北京: 北京建筑工程学院, 2007.
- [97] 过增元. 对流换热的物理机制及其控制: 速度场与热流场的协同[J]. 科学通报, 2000, 19(45)
- [98] 孟继安. 基于场协同理论的纵向涡强化换热技术及其应用[D]. 北京: 清华大学, 2003.

致 谢

本论文的研究工作是在导师王洋研究员的指导下完成的，从论文的选题到论文撰写的每一个环节，都倾注了导师大量的心血。三年来，导师给予我的不仅仅是学术上的指导，更有做人做事上的启发，这将使我终生受益。导师渊博的知识，严谨的治学态度，忘我的工作热情，务实的工作作风和真诚的待人，值得笔者一生去学习和追求。在此，我谨向尊敬的导师表达我最崇高的敬意和最衷心的感谢！

感谢流体中心的各位领导、老师和同学的关心和帮助！在我的论文选题和实施过程中他们提出了宝贵的意见，在此表达我诚挚的谢意！

由衷感谢浙江某股份有限公司的毛剑云总工程师和技术人员陈超等，在我实习期间，无论在经验技术还是在工作生活上，他们都给予了我宝贵的经验指导与莫大的关怀，在此我深深地表示感谢！

特别感谢我的同门师兄弟张翔、王洪玉、王维军、叶道星和王振伟等，以及601工作室的李敏敏、刘静、薛玲、胡俐和张勇等同学朋友们，正是由于他们的热心帮助和大力支持，我才能顺利地完成论文，在此我深深地表示谢意！

最后，感谢我最敬爱的父母，他们对我的支持和鼓励是我学习和生活的动力。仅以此文献给所有关心和帮助我的人。

张文静

2012年6月

在学期间发表的学术论文

发表的论文

- [1] 离心泵后腔体内流体的稳态温度场分析[J]. 农机化研究, 2012, 4(34): 189~193. 第二作者
- [2] 两段变曲率叶型离心泵流场数值模拟[J]. 农业机械学报, 2012, 1(43): 53~57. 第三作者
- [3] 离心泵压水室型式对微型电泵影响的数值模拟[J]. 农村水利水电, 2012, 4. 第三作者

参加的学术会议

- [1] 2010 International Conference on Pumps and Fans. 浙江 杭州, 2010,10.
- [2] 《水动力学研究与进展》编委会会议. 江苏 镇江, 2010,5.
- [3] 第二届全国水力机械及其系统学术会议. 江苏 镇江, 2009.