



核主泵机械密封的流固强耦合模型

廖传军, 黄伟峰*, 索双富, 刘向锋, 王玉明

清华大学摩擦学国家重点实验室, 北京 100084

* E-mail: huangwf@tsinghua.edu.cn

收稿日期: 2010-05-31; 接受日期: 2010-12-22

国家重点基础研究发展计划(批准号: 2009CB724304)、清华大学摩擦学国家重点实验室自主研究课题重点项目(批准号: SKLT08A06)和国家自然科学基金(批准号: 50975157)资助项目

摘要 核主泵机械密封的机理和性能研究对压水堆核电站安全可靠运行具有重要意义. 本文提出了一种适用于流体静压型核主泵机械密封的流固强耦合模型. 根据核主泵机械密封的结构特点和工作特性, 在圆环变形理论的基础上发展了密封装置机械变形的解析计算方法. 结合密封端面机械变形和密封间隙流场的分析, 将流体域、固体域和耦合作用构造在同一组控制方程中并同时求解所有变量, 得到了流体静压型核主泵机械密封的解析式流固强耦合模型. 此模型得到了相关实验结果的验证. 将本文提出的解析式流固耦合模型应用于核主泵机械密封的参数研究, 分别在一般情况和泄漏率固定条件下, 得到了夹紧环螺钉参数和密封端面几何参数对于密封性能的影响规律. 相关研究结果为此类机械密封的性能分析、设计及装配等提供了一定的理论依据. 相对于全数值方法, 本文模型具有高效、便捷、易于施加约束条件等独特优越性.

关键词

机械密封
流体静压
核主泵
流固耦合
解析法

核电正在世界范围内迎来新一轮的高速发展, 目前中国也在利用发展低碳经济的有利契机大力推进核电积极发展, 将核电建设成为国家发展规划中低碳能源供应的重要支柱^[1].

反应堆冷却剂泵(简称核主泵)是压水堆核电站的核心部件之一, 核主泵轴密封是防止泵内放射性冷却剂泄漏的机械密封装置, 其性能好坏直接影响整个核电站的安全可靠运行. 然而, 现役核电站的实际运行当中时有出现核主泵轴密封性能不稳定的情况, 给核电站的经济、安全运行造成了严重影响. 因此, 轴密封工作机理及改进技术的研究仍是核主泵研究领域内的重点和难点^[2, 3].

流体静压型机械密封是核主泵轴密封的一种常见类型, 在国内核电站的应用也最为广泛, 有关此类

密封的原理、结构及应用等可参阅文献[4~6]. 流体静压型机械密封是一种依靠流体静压作用保持密封端面分离运转的非接触式机械密封, 运行中的密封环和其间的流体膜是相互作用的, 密封环在流体载荷作用下产生任何微小变形或运动都会引起密封端面流场的变化, 造成流体压力分布和大小的显著改变; 端面流场压力的变化又会反过来影响密封环组件的机械变形, 因此, 进行密封机理及性能研究时要充分考虑这种流固两相间的耦合效应.

虽然流体载荷作用下机械密封的变形研究较早^[7, 8], 但是真正将端面流场与密封环机械变形进行耦合求解的研究还非常少见. Galenne 等人^[3, 9]的研究工作中虽然考虑了密封端面流场和密封环机械变形之间的流固耦合效应, 但是他们采用的均是有限元

等全数值分析方法, 并且将流固间的相互作用通过影响系数矩阵的形式来体现. 通过研究核主泵用流体静压型机械密封的结构特点和工作特性, 作者发现其流固耦合特性可以用解析法求解, 其计算过程便捷、物理意义清晰, 且计算结果与实验值吻合较好, 可为核主泵机械密封提供方便有效的分析方法和设计手段. 由于此类机械密封正常工况下的泄漏量相对较大, 对摩擦副提供了充分的润滑和冷却, 且密封端面的温升大约为 5°C [3, 10~12], 故本文暂未考虑流体膜的摩擦生热等热过程.

1 密封装置结构及耦合机制分析

西屋、法玛通等公司的核主泵机械密封为三级式结构, 其中第一级为非接触式流体静压机械密封, 正常运行时基本承受全压(约 15.3 MPa), 负荷重且工作环境复杂, 是本文的研究对象. 图 1 为典型核主泵用流体静压型机械密封的结构示意图, 密封由密封环(包括动环和静环)、支撑环、夹紧环和辅助密封 O 形圈等组成. 密封环外径处为高压流体入口, 当密封环内、外径处存在一定的工作压差时, 密封端面之间的径向收敛间隙会产生流体静压效应, 形成一层具有一定刚度的流体薄膜, 从而保持密封端面非接触运行.

图 2 是密封环及其端面流场的结构示意图, 图 2

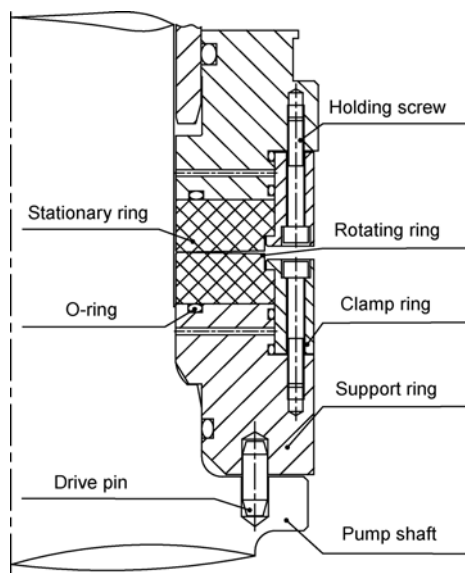


图 1 典型流体静压型核主泵机械密封第一级密封的结构示意图

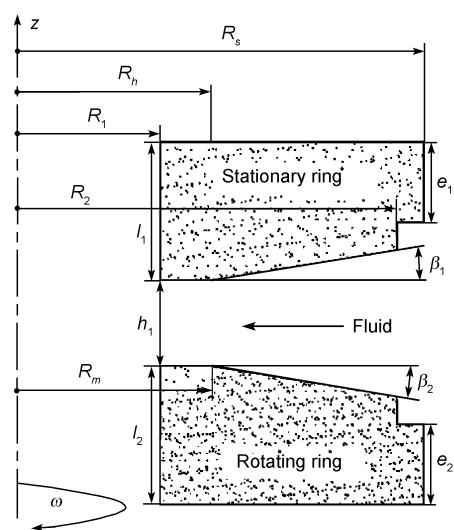


图 2 密封环及其端面流场结构示意图

中 R_1 、 R_2 和 R_m 分别是密封端面的内径、外径和转折半径, R_s 为密封环外径, R_h 为 O 形圈接触力等效成的集中力在密封环上的作用点位置, 亦称为水力半径, β_1 和 β_2 分别是静环和动环的原始端面锥角.

密封环在流体压力和其他载荷作用下产生机械变形, 此变形可用密封环变形角 ϕ 表示(相关理论基础将在本文 2.2 节论述); 密封环的机械变形同时引起流体域几何形状改变, 所造成的流场压力、流率等的变化同样与变形角密切相关. 因此, 变形角 ϕ 为流体域和固体域的共有几何参数, 密封环和端面流场间的相互作用即可通过变形角 ϕ 关联起来, 其理论分析模型如图 3 所示. 这一物理机制具体阐述如下: 由 ϕ 和其他流体域参数决定的流场会在密封环端面上产生一定的压力分布, 使密封环产生机械变形; 固体域在各种载荷作用下产生的机械变形又通过变形角 ϕ 施加给流体域, 使其几何形状发生变化, 并产生新的压力分布; 因此, 流体域和固体域的相互作用形成了一个以变形角 ϕ 为传递参数的封闭循环空间. 流固强耦合模型是分析此类力学现象的最合理数学方法, 即将流体域、固体域和耦合作用构造在同一组控制方程中, 同时求解所有变量.

2 物理和数学模型

基于上述密封装置的结构和工作特点, 密封环组件机械变形和密封间隙流场的计算均采用轴对称模型. 利用所发展的密封装置机械变形和间隙流场

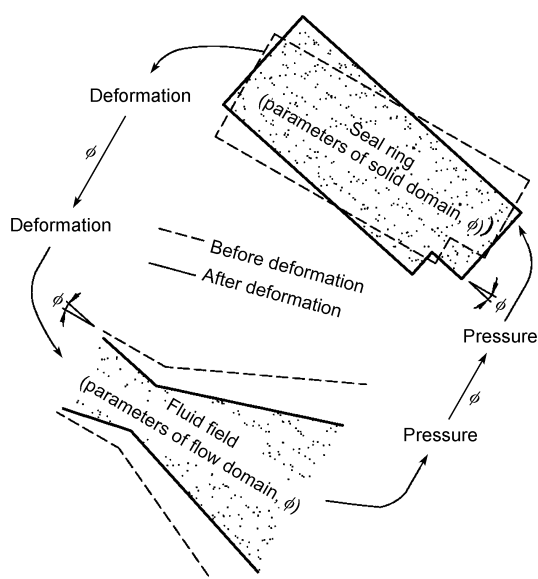


图 3 流固强耦合理论分析模型

的解析算法, 以及密封装置平衡状态下的力平衡条件, 将流体域和固体域及耦合作用构造在同一组控制方程中, 联立求解所有变量, 从而得到此类机械密封的解析式流固直接耦合模型, 即强耦合模型。

2.1 流体域模型

基于轴对称模型, 密封间隙内流动的控制方程采用如下式所示的雷诺方程^[11]:

$$\begin{cases} \frac{d}{dr} \left(rh^3 \frac{dp}{dr} \right) = 0, \\ p|_{r=R_1} = P_1, \quad p|_{r=R_2} = P_2, \end{cases} \quad (1)$$

其中, p 为密封端面流场的分布压力, r 为半径, P_1 和 P_2 分别为内径和外径处压力, h 为流体膜厚度。密封环在流体载荷作用下发生机械变形, 所产生的微小变形角 ϕ 同时改变了端面流场的形状, 此时流体膜厚度可由下式表示:

$$h = \begin{cases} h_1 - 2(r - R_1)\phi, & R_1 \leq r \leq R_m, \\ h_1 + (r - R_m)(\beta_1 + \beta_2) - 2(r - R_1)\phi, & R_m < r \leq R_2. \end{cases} \quad (2)$$

由(1)式可推得

$$\frac{dp}{dr} = \frac{1}{rh^3} \frac{P_2 - P_1}{\xi}, \quad (3)$$

$$\xi(h_1, \phi) = \int_{R_1}^{R_2} \frac{1}{rh^3} dr. \quad (4)$$

由(3)式可进一步得到

$$dp = \frac{P_2 - P_1}{\xi} \frac{1}{rh^3} dr. \quad (5)$$

需要说明的是, 利用本文模型可不必求出端面压力分布的最终计算表达式, 密封泄漏率、液膜刚度及后续密封环机械变形的计算均可直接应用(3)或(5)式, 从而避免了端面流场压力分布解析式的繁琐推导过程, 使物理模型更加清晰明确。

利用(5)式, 可得到密封泄漏率 Q 和密封端面开启力 F_{open} 的表达式, 分别如下所示:

$$Q = 2\pi r \frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dr} = \frac{\pi(P_2 - P_1)}{6\mu\xi}. \quad (6)$$

$$\begin{aligned} F_{\text{open}} &= 2\pi \int_{R_1}^{R_2} pr dr = 2\pi \left(\frac{pr^2}{2} \Big|_{R_1}^{R_2} - \int_{R_1}^{R_2} \frac{r^2}{2} dp \right) \\ &= \pi(P_2 R_2^2 - P_1 R_1^2) - \pi(P_2 - P_1) \frac{\eta}{\xi}, \end{aligned} \quad (7)$$

$$\eta(h_1, \phi) = \int_{R_1}^{R_2} \frac{r}{h^3} dr. \quad (8)$$

平衡状态下的液膜刚度 K 按下式求解:

$$K = - \frac{\partial F_{\text{open}}}{\partial h_1} \Big|_{h_1=h_b} = \pi(P_2 - P_1) \frac{\partial(\eta/\xi)}{\partial h_1} \Big|_{h_1=h_b}, \quad (9)$$

其中, h_b 为平衡状态下内径处膜厚。

2.2 固体域模型

由图 1 可知, 当密封系统运行时, 密封环和其支撑环之间的 O 形圈成为高压流体和低压流体的分界点, 由于密封系统正常工作时承受的压差高达 15.3 MPa, 所以高压流体会产生较大的偏转力矩而使密封环发生偏转, 密封环在内径处及外径处分别与夹紧环及支撑环形成小面积接触^[3]。密封环正常工作时承受轴对称平衡载荷, 在这种情况下, 轴对称载荷引起的径向锥度是密封环变形的主要形式, 而密封环本身的伸缩与弯曲变形较小^[8]。有鉴于此, 可采用圆环理论计算密封环的机械变形, 计算位移时密封环的横截面形状不变, 承载时只有横截面的平面位移和平面内转角^[8]。

2.2.1 密封组件受力分析

基于上述认识, 通过分析动环及其组件的载荷来说明密封装置的受力情况。动环受力情况如图 4 所示, P_2 , P_1 和 $p(r)$ 分别为高压载荷、低压载荷和密封端

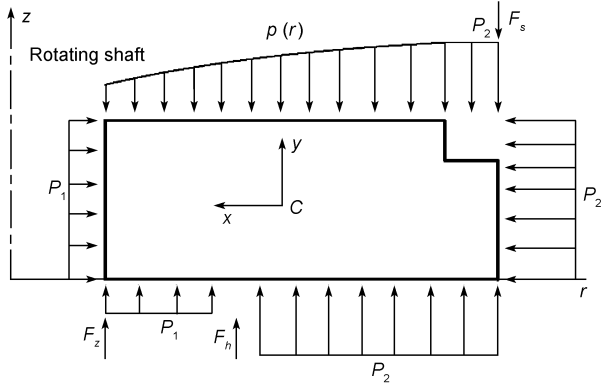


图4 动环受力分析图

面流场压力分布载荷；支撑环对密封环的作用力可以简化为作用在密封环内径处的集中力 F_z ；夹紧环对密封环的作用力可以简化为作用在密封环外径处的集中力 F_s ； F_h 为受载后 O 形圈与密封环接触区分布压力载荷的等效接触力，其计算方法将下一节中详细讨论。 F_s 可按如下方法计算：

$$F_s = F_0 + k_b \Delta l = F_0 + k_b (R_s - R_l) \phi, \quad (10)$$

$$k_b = NE_b S_b / L_b, \quad (11)$$

其中， F_0 是夹紧环上螺钉的总预紧力， k_b 是螺钉等效刚度系数， E_b 、 L_b 和 S_b 分别是螺钉的弹性模量、有效拉伸长度和横截面面积， N 为夹紧环上周向布置的螺钉数目。在平衡状态下，密封环的轴向力是平衡的，则有以下式成立：

$$F_s + F_{\text{open}} = F_z + F_h + F_{\text{back}}, \quad (12)$$

式中 F_{back} 可由下式求得，在此约定各集中力及分布力以图 4 所示方向为正：

$$F_{\text{back}} = \pi P_1 (R_h^2 - R_l^2) + \pi P_2 (R_2^2 - R_h^2). \quad (13)$$

根据平衡状态下密封开启力和闭合力相等的条件，有以下式成立：

$$F_{\text{close}} = F_{\text{open}}, \quad (14)$$

其中， F_{close} 为密封环组件所受的闭合力，可由下式计算：

$$F_{\text{close}} = \pi P_1 (R_b^2 - R_l^2) + \pi P_2 (R_2^2 - R_b^2) + G, \quad (15)$$

式中， R_b 为平衡半径， G 为密封环组件的总重力。

需要指出的是，支撑环在外载荷作用下的机械变形也可能间接影响流场和密封环的机械变形；然而，通过研究密封组件的结构和受载情况，发现作用

在两支撑环上的外力矩是基本平衡的，因此本文忽略了两支撑环机械变形的影响(如果某些情况下必须考虑，可容易地按照与上文类似的方法加入)。

2.2.2 O 形圈接触力

本文中 O 形圈接触力的计算基于 Karaszkievicz 提出的一种较为准确且易用的模型^[13]。下面结合图 5 说明 O 形圈接触力的计算方法。

1) O 形圈的原始尺寸如图 5(a)所示。

2) O 形圈装入支撑环凹槽和密封环之间(尚未施加流体压力)，产生变形量为 ε 的挤压弹性变形，并和密封环之间产生宽度为 s_0 的接触区域，接触面上的压力分布为 σ_0 ，如图 5(b)图所示， ε 和平均接触压力 $\bar{\sigma}_0$ 分别由(16)和(17)式计算，其中 E_0 为 O 形圈弹性模量。

$$\varepsilon = \Delta g / d = (d - g) / d, \quad (16)$$

$$\bar{\sigma}_0 = \pi E_0 (2\varepsilon + 0.13) / 6, \quad (17)$$

3) O 形圈在高压流体压力载荷 P 的作用下产生较大的挤压变形，O 形圈低压侧与凹槽壁完全接触，如图 5(c)所示，接触区域宽度 s 、平均接触压力 $\bar{\sigma}$ 和等效集中力 F_h 可由下式计算：

$$\frac{s}{d} = 2\varepsilon + 0.13 + \left(1 - e^{-4.6P/E_0}\right) \left(\frac{0.39}{1-\varepsilon} - \frac{2\varepsilon + 0.13}{2}\right). \quad (18)$$

$$\bar{\sigma} = \bar{\sigma}_0 + 0.9P, \quad (19)$$

$$F_h = \pi (D + d) s \bar{\sigma}. \quad (20)$$

2.2.3 密封环机械变形

密封环横截面区域用 A 表示， S_A 和 C 分别是区域 A 的面积和形心，形心径向坐标 R_c 和轴向坐标 Z_c 分别由下式计算：

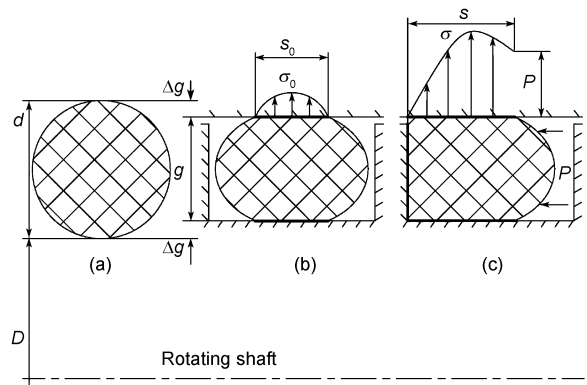


图5 O 形圈接触力分析模型

$$R_c = \int_A r da / S_A, \quad (21)$$

$$Z_c = \int_A z da / S_A. \quad (22)$$

密封环横截面对 x 轴的惯性矩 J_x 为

$$J_x = \int_A y^2 / (1 - x / R_c) da. \quad (23)$$

由图 4 可知, 密封环承受轴向压力载荷、径向压力载荷和轴向集中力载荷, 这几种载荷对密封环产生的分布力矩分别为 m_{ap} , m_{rp} 和 m_{af} ^[8], 在此约定使密封环顺时针转动的力矩为正。

$$m_{ap} = \frac{1}{R_c} \left(\int_{R_1}^{R_h} P_1(r - R_c) r dr + \int_{R_h}^{R_2} P_2(r - R_c) r dr - \int_{R_1}^{R_2} p(r - R_c) r dr \right), \quad (24)$$

$$m_{rp} = \frac{1}{R_c} \left(\int_0^{Z_1} P_2(z - Z_c) R_2 dz + \int_{Z_1}^{Z_2} P_2(z - Z_c) R_s dz - \int_0^{Z_2} P_1(z - Z_c) R_1 dz \right), \quad (25)$$

$$m_{af} = \frac{F_z(R_z - R_c) - F_s(R_s - R_c) + F_h(R_h - R_c)}{2\pi R_c}. \quad (26)$$

由图 2 可知, Z_1 和 Z_2 的值分别为 e_1 和 l_1 . m_{rp} 的积分易于求得, 而结合 F_{open} 和 F_{back} 的表达式(7)和(13)式, 可将 m_{ap} 和 m_{af} 整理为

$$m_{ap} = -\frac{1}{R_c} \int_{R_1}^{R_2} p r^2 dr - \frac{1}{2\pi} (F_{back} - F_{open}) + \frac{1}{3R_c} \left(P_1 r^3 \Big|_{R_1}^{R_h} + P_2 r^3 \Big|_{R_h}^{R_2} \right), \quad (27)$$

$$m_{af} = \frac{F_z R_z - F_s R_s + F_h R_h}{2\pi R_c} - \frac{F_z - F_s + F_h}{2\pi}. \quad (28)$$

密封环上所有载荷产生的分布力矩 m_θ 为

$$m_\theta = m_{ap} + m_{rp} + m_{af}. \quad (29)$$

密封环在所有载荷作用下产生了机械变形, 即其横截面绕形心发生了偏转, 变形角 ϕ 由下式求解^[8]:

$$\phi = m_\theta R_c^2 / (E J_x), \quad (30)$$

其中 E 为密封环的弹性模量. (30) 式即为密封环机械变形的计算式, 由此式可求出密封环任何位置上的机械变形。

2.3 流固耦合模型

在前文得到的流体域和固体域控制方程的基础

上, 本节讨论将固体域和流体域方程耦合求解的方法. 密封间隙内流体压力分布一方面影响着开启力 F_{open} , 另一方面影响着密封环所受力矩中的 m_{ap} 项. 由(27)式出发, 考虑含流体压力的积分项, 对其进行分部积分, 有

$$\int_{R_1}^{R_2} p r^2 dr = \frac{1}{3} (p r^3) \Big|_{R_1}^{R_2} - \frac{1}{3} \int_{R_1}^{R_2} r^3 dp. \quad (31)$$

将流体域方程(5)式代入, 进行整理可得

$$\int_{R_1}^{R_2} p r^2 dr = \frac{1}{3} (p r^3) \Big|_{R_1}^{R_2} - \frac{1}{3} \frac{P_2 - P_1}{\xi} \zeta, \quad (32)$$

$$\zeta(h_1, \phi) = \int_{R_1}^{R_2} \frac{r^2}{h^3} dr. \quad (33)$$

将(27), (28)和(32)式一同代入(29)式, 并由力平衡方程(12), 经整理可得

$$m_\theta(h_1, \phi) = \frac{P_2 - P_1}{3R_c} \left(\frac{\zeta(h_1, \phi)}{\xi(h_1, \phi)} - R_h^3 \right) + \frac{1}{2\pi R_c} (F_z R_1 - F_s R_s + F_h R_h) + m_{rp}. \quad (34)$$

在(34)式的基础上, 由变形方程(30)和力平衡方程(12)和(14)联立, 再结合 F_s , F_{open} 和 F_{close} 的表达式(10), (7)和(15), 就可得到一个封闭的方程组(F_h, F_{back} 和 F_{close} 为已知量), 如下式所示:

$$\left(R_c^2 / E J_x^2 \right) m_\theta(h_1, \phi) - \phi = 0, \quad (35a)$$

$$F_s(\phi) + F_{open}(h_1, \phi) - F_z - F_h - F_{back} = 0, \quad (35b)$$

$$F_{open}(h_1, \phi) - F_{close} = 0. \quad (35c)$$

该方程组的 3 个未知量中, h_1 为流体域量, F_z 为固体域量, 而 ϕ 为流体域和固体域的共有量, 如前文所述, 正是通过 ϕ 将流体域和固体域耦合在一起. 在此方程组中, 流体域的影响通过 m_θ 及 F_{open} 的表达式体现. 在得到方程组的解后, 与流体域相关的压力分布、泄漏量、液膜刚度等即可完全确定. 需要指出的是, 在(2)式所示的膜厚表达式下, 所有的积分量 ξ , η , ζ 都可得到显式的初等函数解析表达式, 但由于其繁琐冗长, 本文中并没有给出其具体表达式。

如前文所述, 在本文的模型中, 流体域和固体域方程是在同一组控制方程中直接联立求解的, 因此本文的耦合方法是一种强耦合法, 即直接耦合法。

3 模型的验证和应用

基于所提出的解析式流固耦合模型, 研究了某

一核主泵用流体静压型机械密封泄漏率随压差的变化规律, 其合理性得到了文献[14]中实验测试数据的验证; 讨论了夹紧环螺钉参数和密封端面几何参数对于密封性能的影响规律等, 可为密封装置的设计和装配提供理论支持。

3.1 模型的验证

基于 Fujita 等人^[14]的某型号流体静压型核主泵机械密封的实验研究结果, 对本文模型进行验证. 相关设计参数和工况参数如表 1 所示.

文献中给出了该密封装置升压和降压过程中一级密封泄漏率的两组实验测试数据, 并解释了降压过程中泄漏率滞后的现象. 本文分别利用所提出的解析式流固耦合模型和纯流场模型(即未考虑流固耦合效应), 对相同条件下的密封泄漏率进行了计算. 实验结果和计算结果的对比如图 6 所示. 可知, 基于流固耦合模型的计算结果与实验结果大致相符, 前者的变化趋势也与实验升压过程的吻合较好, 尤其是在核主泵的标准工况附近, 两者基本一致; 但基于纯流场模型的计算结果则与实验结果相差甚远, 尤其在高压段. 这一结果充分说明了在密封性能研究

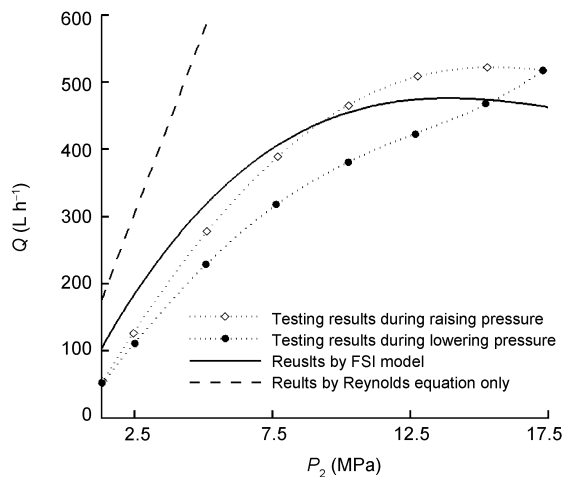


图 6 密封泄漏率随压差的变化

表 1 几何和工况参数取值表

R_1	R_2	R_s	R_h	R_m	R_b	β_1
109.7 mm	151.5 mm	156.3 mm	121.4 mm	121.4 mm	121.4 mm	700 μ rad
β_2	E_b	E	μ	k_b	P_1	P_2
0	216 GPa	380 GPa	4.7×10^{-4} Pa s	2.316×10^9 N/m	0.2 MPa	15.5 MPa

中考虑流固耦合作用的必要性, 也证明了本文提出的解析式流固耦合模型的合理性及其在工程问题中的可行性.

另一方面也可看到, 本文模型的计算结果与两组实验值之间仍存在一定的差异, 其原因是多方面的: 由于密封系统的复杂性及测试误差等原因, 即使是在完全相同条件下不同时刻测得的泄漏率也有可能存在较大差别, 其发散量最高可达 100 L/h^[3]; 而本文模型也是基于一些假设和简化的, 如忽略了有关热过程对泄漏率的影响等.

3.2 模型的应用

对于本文所研究的流体静压型核主泵机械密封, 夹紧环螺钉参数及密封环端面几何参数对密封性能具有重要影响, 需在密封设计中重点考虑. 在下文中, 将基于本文的解析式流固强耦合模型, 在这两方面展开研究.

3.2.1 夹紧环螺钉参数的影响

从(10)式可知, 夹紧环螺钉的参数包括总预紧力和等效刚度, 前者由装配过程决定, 后者则由螺钉的数量、有效长度、直径、弹性模量等共同决定. 装配过程中需保证密封环背部 O 形圈有效压紧.

图 7 为不同等效刚度下预紧力 F_0 对密封泄漏率 Q 和液膜刚度 K 的影响规律. 由图 7 可知, 在同一螺钉总等效刚度 k_b 下, 液膜刚度随预紧力的增大而减小, 而泄漏率则随着预紧力的增大而增大; 预紧力相同时, 等效刚度越大, 泄漏率越大, 而液膜刚度越小.

图 8 为不同等效刚度下预紧力对密封环变形的影响规律. 由图 8 可知, 当等效刚度不变时, 密封环机械变形随预紧力的增大而减小; 预紧力相同时, 等效刚度越大, 密封环机械变形越小.

从上述分析可知, 螺钉等效刚度和预紧力对密封性能的影响均较大, 进行密封设计和装配时应根据要求合理选择螺钉参数. 核主泵用流体静压型机械密封对泄漏量的要求较高, 标准工况下要求一级

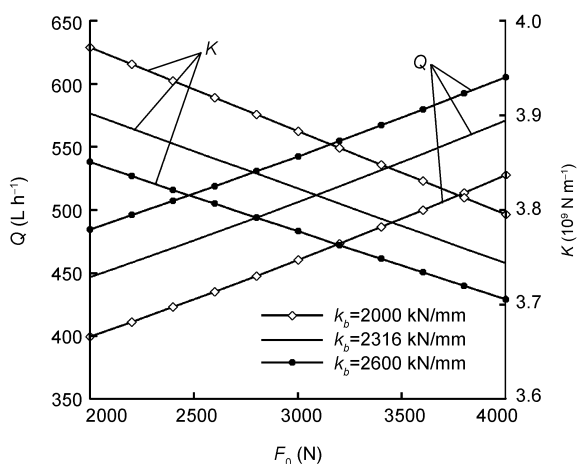


图 7 螺钉参数对泄漏率和刚度的影响

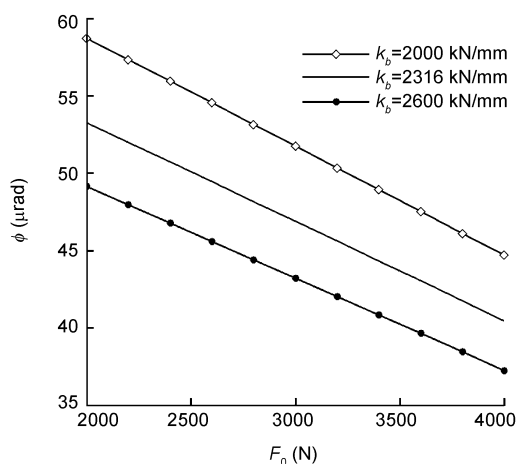


图 8 螺钉参数对密封环机械变形的影响

密封泄漏率为 680 L/h; 然而, 密封在加工、装配等环节不可避免地存在误差, 使用过程中极有可能出现泄漏率偏离标准值的情况, 此时可通过调节螺钉预紧力的大小使泄漏率达到使用要求, 这是密封操作过程中的一种非常简捷而且有效的手段。

3.2.2 端面几何参数的影响

端面几何参数包含锥角和转折半径。下文基于所提出的解析式流固强耦合模型, 讨论了静环锥角和转折半径对液膜刚度、密封环机械变形和密封泄漏率的影响规律。

图 9 为液膜刚度随静环锥角和转折半径的变化, 可知在同一转折半径下, 液膜刚度随锥角增大而减小, 而转折半径越小, 液膜刚度随锥角变化的幅度越

大; 在同一锥角下, 液膜刚度随转折半径增大而减小, 锥角越小, 液膜刚度随转折半径变化的幅度越大。

图 10 为密封环机械变形随静环锥角和转折半径的变化。由图可见, 在同一转折半径下, 密封环机械变形随锥角增大而增大; 锥角不变时, 密封环机械变形随转折半径的增大而增大。

图 11 为密封泄漏率随静环锥角和转折半径的变化。由图可见, 在同一转折半径下, 泄漏率随锥角的增大而增大, 转折半径越小, 泄漏率随锥角变化的幅度越大; 在同一锥角下, 泄漏率随转折半径增大而减小, 锥角越大, 泄漏率随转折半径变化的幅度越大。

核主泵机械密封常要求密封泄漏率为某一具体值 Q_0 , 这对机械密封的端面参数匹配提出了要求。本文所研究的核主泵机械密封正常工况下的泄漏率为 680 L/h, 图 11 中 $Q = 680$ L/h 的平面与泄漏率曲面

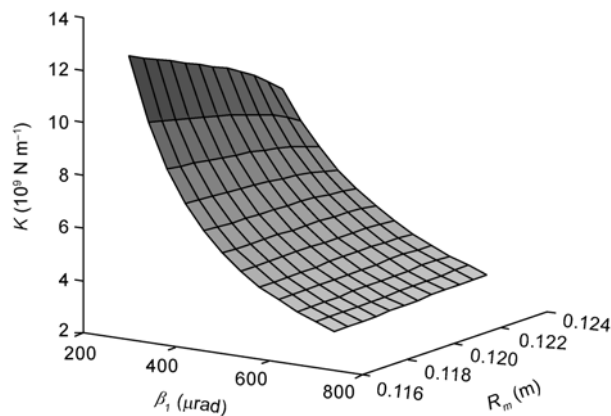


图 9 端面几何参数对液膜刚度的影响

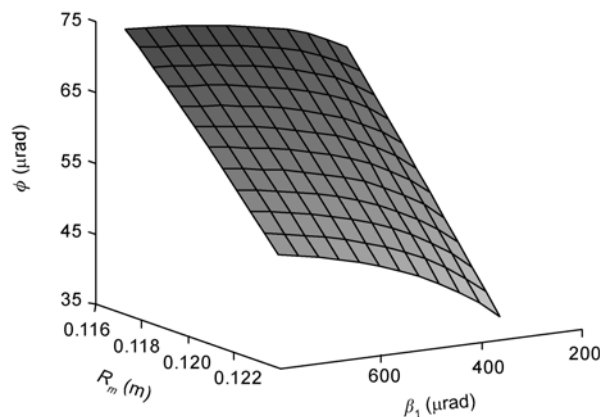


图 10 端面几何参数对密封环机械变形的影响

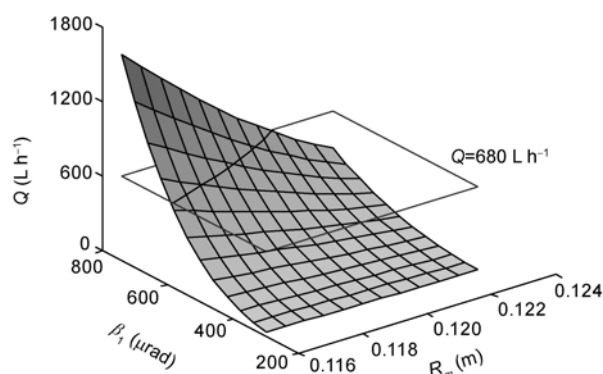


图 11 端面几何参数对泄漏率的影响

相交, 两面交线所对应的端面参数组合才能满足设计要求. 利用所提出的解析式流固强耦合模型, 可十分简捷而准确地确定泄漏率固定条件下密封端面的设计参数.

$$\begin{cases} (R_c^2 / EJ_x^2) m_\theta(h_1, \phi) - \phi = 0, & (36a) \\ F_s(\phi) + F_{\text{open}}(h_1, \phi) - F_z - F_h - F_{\text{back}} = 0, & (36b) \\ F_{\text{open}}(h_1, \phi) - F_{\text{close}} = 0, & (36c) \\ Q - Q_0 = 0. & (36d) \end{cases}$$

即直接在流固耦合方程(35)式的基础上增加一个约束方程(36d)式. 计算过程中可预先给定一系列转折半径的数值, 通过求解方程组(36)式, 便可得出每一转折半径值所对应的锥角数值, 从而获得一系列满足泄漏率 Q_0 的密封端面设计参数组合.

在满足泄漏率要求的转折半径-锥角曲线上, 还需比较液膜刚度和密封环机械变形等性能. 图 12 给出了泄漏率为 680 L/h 时 R_m - β_1 曲线上液膜刚度和密封环机械变形的变化情况. 由图 12 可知, 在此 R_m - β_1 曲线上, 液膜刚度随 β_1 (或 R_m) 减小而增大, 这对密封是有利的; 但同时, 密封环机械变形也在随 β_1 (或 R_m) 减小而增大, 这对密封却是不利的. 因此, 在密封的参数设计中, 需综合考虑这些因素, 根据实际要求选择最合适的端面几何参数.

另一方面, 从上述泄漏率固定条件下端面几何参数设计的数学描述可知, 在本文模型中, 泄漏率约束等条件的施加是极其方便的, 可通过在耦合方程组中直接增加新的约束方程来实现. 推而广之, 如果密封设计对液膜刚度、机械变形等有具体要求, 也可通过类似的方法简单而有效地解决问题(当然, 需注意未知量与方程数量的匹配). 这从另一个侧面再次体现了本文解析式流固强耦合模型的突出优点.

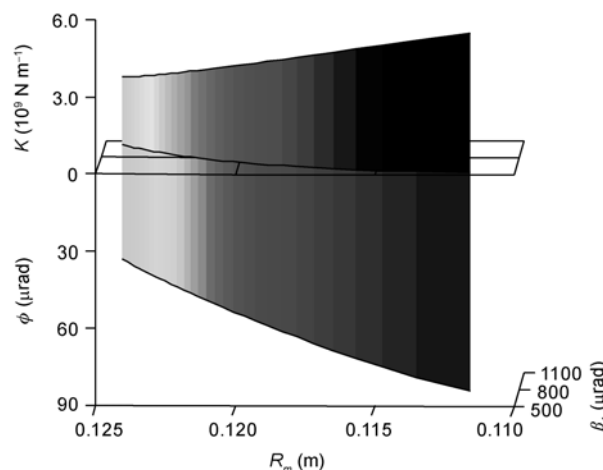


图 12 端面几何参数对液膜刚度和密封环机械变形的影响

4 结论

本文面向流体静压型核主泵机械密封, 对其机理和密封性能进行了流固耦合分析, 主要结论如下.

1) 根据流体静压型核主泵机械密封的结构特点和工作特性, 基于圆环变形理论, 综合辅助密封 O 形圈和夹紧环螺钉等因素的作用, 发展了这种密封装置机械变形的解析计算模型.

2) 基于所发展的密封装置机械变形和密封间隙流场的解析算法, 提出了流体静压型核主泵机械密封的解析式流固强耦合模型.

3) 利用相关实验结果对本文提出的解析式流固强耦合模型进行了考核和验证. 结果表明, 本文模型的计算结果与实验结果符合较好, 证明了本文模型的准确性和适用性; 而纯流场模型的计算结果与实验结果差异较大, 说明在密封性能的研究中必须充分考虑流固耦合的作用.

4) 基于本文的解析式流固强耦合模型, 研究了螺钉参数和端面几何参数对于密封性能的影响规律, 分别为一般情况和密封泄漏率固定条件下的密封设计和装配提供了依据, 并为对液膜刚度、机械变形等有特殊要求的密封设计指明了方向.

本文提出的流固耦合模型具有解析式、强耦合的特点, 使用便捷、计算量小、物理意义清晰, 可方便地施加固定泄漏率等约束条件, 相对于数值模拟等方法具有独特的优越性, 可为核主泵机械密封的机理研究、设计、装配及操作等提供理论依据和指导.

参考文献

- 1 赵仁恺. 从核电科技的发展历程看当前我国核电发展的技术路径. 科技导报, 2007, 25: 1
- 2 Brunetière N, Tournier B, Frêne J. TEHD lubrication of mechanical face seals in stable tracking mode: Part 2—parametric studies. *J Tribol*, 2003, 125: 617–627
- 3 Galenne E, Pierre-Danos I. Thermo-elasto-hydro-dynamic modeling of hydrostatic seals in reactor coolant pumps. *Tribol Trans*, 2007, 50: 466–476
- 4 Allaire P E. Noncontacting face seals for nuclear applications—A literature review. *Lubric Eng*, 1984, 40(6): 344–351
- 5 Metcalfe R, Watson R D. Equipment for development of better end-face seals—A progress review. *Lubric Eng*, 1983, 39(5): 275–284
- 6 Mayer E. Performance of rotating high duty nuclear seals. *Lubric Eng*, 1989, 45(5): 275–286
- 7 Lebeck A O. Mechanical loading a primary source of waviness in mechanical face seals. *ASLE Trans*, 1976, 20(3): 195–208
- 8 Lebeck A O. *Principles and Design of Mechanical Face Seals*. New York: John Wiley & Sons Inc., 2001
- 9 Galenne E, Pierre-Danos I, Brunetiere N, et al. Influence of secondary O-rings on hydrostatic mechanical seals in PWR reactor coolant pumps. *Proc Advanced Topics and Technical Solutions in Dynamic Sealing Workshop*, Poitiers, 2005, Paper F
- 10 Fuse T, Shimizu T, Isiiyama K N. Development of high reliable mechanical seal for nuclear power plant. *International Conference on Fluid Sealing*, 2003, 10: 405–419
- 11 苏先顺, 王勇. 秦山核电二期工程主泵轴密封及保障其完整性而采取的措施. 核动力程, 2004, 24: 180–184
- 12 Salak D E. The westinghouse reactor coolant pump shaft seal system evolving to improve productivity. *Mech Eng*, 1984, 106(9): 84–86
- 13 Artur K. Geometry and contact pressure of an O-ring mounted in a seal groove. *Ind Eng Chemistry Res*, 1990, 29(10): 2134–2137
- 14 Fujita T, Sogabe T, Todoroki T, et al. Development of rotary shaft seals for primary coolant pumps for nuclear reactors. *Tribol Tran* 1989, 32(1): 16–29