

液体火箭发动机超高转速泵 浮动密封环研究

黄智勇, 李惠敏, 胡钟兵

(陕西动力机械设计研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 浮动密封环作为非接触式液体间隙密封, 具有密封压差大、泄漏量较小、能自动调心和对中、理论上无磨损、对转子有辅助支撑作用等优点。但它在工作时受力状态很复杂, 液膜形成和最小液膜厚度的大小受到许多因素的影响, 泄漏量的计算与普通工作状态有较大的差别。本文通过对一些重点因素的分析研究, 结合产品在不同工作转速和介质中的试验情况, 提出了浮动环的工作模式, 确定了最小液膜厚度和泄漏量的计算方法和在结构设计和产品生产过程中应重点考虑的问题。

关键词: 浮动环; 结构; 液膜厚度; 泄漏量; 计算方法

中图分类号: V434

文献标识码: A

文章编号: (2004)04-0010-06

Study on Floating Seal Ring of Hyper-rotate-speed Pump in Liquid Rocket Engine

Huang Zhiyong, Li Huimin, Hu Zhongbing

(Shaanxi Engine Design Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: The floating seal ring is a non-touch liquid clearance seal with lots of advantages: large differential pressure, small through-flow, automatically center adjusting and centering, non-friction in theory, providing auxiliary support for the rotor. The operation loads of the seal ring are very complex, and many factors influence the form and size of the liquid film. The calculation of through-flow is much different from those of the common working status. Focused on some important factors, this paper analyzed many test results of the ring under varying duty and different working fluids conditions, summarized the working mode of the ring, provided the equations for the calculations of the size, minimal film thickness and the sealing gap through-flow, pointed out some key elements in structure design and product manufacture.

Key words: floating ring; structure; liquid film thickness; leakage rate; solution

收稿日期: 2004-05-19; 修回日期: 2004-06-02。

作者简介: 黄智勇 (1964—), 男, 研究员, 研究领域为液体火箭发动机涡轮泵。

1 引言

液体火箭发动机高压泵高压区的液体能从叶轮前后密封凸肩与泵壳体之间的间隙泄漏到低压区,这一部分液体从离心轮内获得的能量,以节流的形式损失掉了。为了减少这一部分容积损失,主要采用浮动环与固定迷宫式两种密封方式。这两种密封都属于间隙式密封,它们的作用是以最小的摩擦和磨损使泄漏量降低到一个适当的水平。浮动环具有密封压差大、泄漏量小、工作时自动调心和对中及能增大轴的刚度等优点,目前,先进的液体火箭发动机涡轮泵基本上采取浮动环作为离心轮前后盖板凸肩的密封结构。

浮动密封环实际上是径向非接触缝隙式和环状端面接触式密封的一种组合式结构,它使得密封的泄漏间隙降低到最小。当转子高速转动时,把介质带入浮动环与密封凸肩具有收敛楔形的间隙中,在平稳状态下,浮动环与转子中心维持一定的偏心距,使得液膜产生的压力与浮动环的重力和端面的摩擦力相平衡。由于转子与浮动环内径之间的间隙不大,所以,液膜最小厚度一般只有几个到几十 μm (液氧等低粘度介质中更小)。由于高转速转子带进间隙的介质造成的压力形成强有力的液膜,不易遭到破坏,阻止介质在压差作用下从间隙中通过,即对介质起到密封作用(见图1)。

浮动环密封的特点是:可用于密封较高压力的液体或气体;适用于高转速工况,能补偿由于轴跳动量、制造公差、变形和振动等原因产生的误差,能提高轴的刚度。但在启动和停机时会产生摩擦。

2 浮动环结构及装配关系

图1和图2是某发动机主泵的前浮动环和与其相配合的离心轮密封凸肩装配示意图。从图1(a)中可以看出,浮动环两端面有压力平衡孔,与壳体接触的端面只是两个面积较小的环带,其厚度很大,也就是说其刚度很好。而图1(b)则是另一结构形式,但与壳体接触的端面仍是一个面积较小的环带。因此,不论浮动环的结构形式如何,工作时两端面的合力必须控制在所要求

的范围,目的是将浮动环工作时与壳体之间的摩擦力控制在一定的范围内。从图2中可以看出,浮动环的限位螺母与浮动环之间的间隙很大,浮动环可以在里面自由活动,在限位螺母的外端面上设置有不同数量与高度的小叶片,目的是调节浮动环的进口压力。

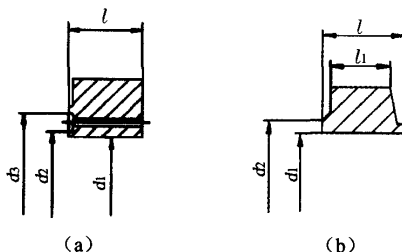


图1 浮动环结构简图

Fig.1 Structure of the floating ring

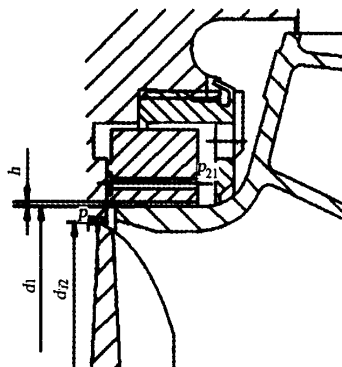


图2 离心轮与浮动环装配示意图

Fig.2 Assembly configuration of centrifugal impeller and floating ring

为了减小壳体与浮动环端面的摩擦和泄漏量,这两个端面要研磨和选配。特别对用于输送低粘度介质的泵,浮动环与离心轮密封凸肩之间的液膜厚度可能很小,浮动环内径和离心轮密封凸肩外径的表面粗糙度要选择合适的,两零件之间的间隙和配合长度也要选择合适的。间隙的选择要考虑在压力作用下浮动环的变形,低温下零件的收缩,高速旋转下离心力对叶轮密封凸肩的变形等因素。

3 最小液膜厚度计算方法

在考虑离心轮密封凸肩与浮动环之间有泄漏的情况下, 泵侧隙腔的压力分布可采用下面的公式进行计算:

$$p_{22} - p = \rho u_2^2 k_y e^{2.3 \left[\alpha \left(\frac{c_{2u}}{u_2} \right) + \beta \left(\frac{r_y}{r_2} \right) \right]} \quad (1)$$

式中, p_{22} 为泵叶轮出口静压。由此可算出浮动环进口处静压, 浮动环出口静压要根据泵的结构和配置情况确定。对于带诱导轮的离心泵, 前浮动环出口静压由诱导轮的出口压力加泵进口环的压升, 计算方法如下:

诱导轮轮缘直径处扬程

$$H_{i2} = (d_{i2}/d_{icp})^2 H_i \quad (2)$$

诱导轮轮缘直径处压力

$$p_{10} = \rho g H_{i2} + p_0 \quad (3)$$

式中, H_i 为诱导轮理论扬程; p_0 为泵入口压力; d_{i2} 为诱导轮出口外径; d_{icp} 为诱导轮平均直径; ρ 为介质密度。

公式(2)未考虑诱导轮叶尖处攻角大于平均直径处的情况, 实际上出口压力要高于按公式(3)的计算值。

离心轮进口环的压升

$$H_{i1} = \rho \omega^2 (d_1^2 - d_{i2}^2) / 32 \quad (4)$$

由公式(3)和(4)可得出浮动环出口静压

$$p_1 = p_{10} + \rho \omega^2 (d_1^2 - d_{i2}^2) / 32 \quad (5)$$

式中, d_1 为离心轮密封凸肩直径; ω 为泵角速度。

假定离心轮转动时浮动环不转动或转动很慢, 则在不同工作转速下浮动环的密封压差为

$$\Delta p' = (N'/N)^2 \Delta p \quad (6)$$

式中, $\Delta p = p_{21} - p_1$ (设计工况下的压差);

N'/N 为工作转速与设计转速比。

浮动环受力情况见图 3。

X 向受力

$$F = F_1 - F_2 = \frac{\Delta p}{2} \cdot \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) \quad (7)$$

Y 向受力

$$W = R + G \quad (8)$$

式中, 浮动环端面与壳体之间的摩擦力 $R = fF$ (其中 $f = 0.05$); 浮动环重量 $G = mg$ 。

浮动环浮力由下式确定:

$$W = 6.67 \frac{\nu N}{60} \cdot d_1 l \left(\frac{l}{d_1} \right)^2 \cdot \left(\frac{d_1}{\delta} \right)^2 \cdot \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad (9)$$

式中, N 为轴转速 r/min ; δ 为直径间隙, $\delta = 2h$;

ε 为相对偏心距, $\varepsilon = \frac{e}{h}$, e 为偏心距; ν 为动力粘度 $Pa \cdot s$ (参见图 4), 与介质压力和温度有关。此处温度取介质在泵入口的温度, 不考虑温度变化的影响。由图 4 可知, ν 随压力的增长而增大。

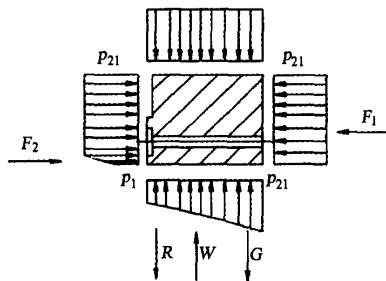


图 3 浮动环受力示意图

Fig.3 The loads of floating ring

所以推导出相对偏心距

$$\varepsilon = \left(1 + \frac{0.1112 \nu N d_1 l (l/\delta)^2}{W} \right)^{-1} \quad (10)$$

最小液膜厚度

$$h_{\min} = h - h \cdot \varepsilon \quad (11)$$

分析公式(9)、(10)、(11), 在浮动环与密封凸肩间隙一定的情况下, 相对偏心距越大, 最小液膜厚度就越小。而相对偏心距除了与结构尺寸有关外还与转速和浮力有关, 浮力中不定值就是摩擦力。摩擦力是随着转速的升高密封压差的加大而加大, 方向则随着浮动环的运动方向变化而变化。在转速很低的初始阶段, 浮动环与密封

凸台的最小间隙由小变大,浮力要克服重力和摩擦力,在间隙达到最大后,随着转速的增大,偏心距减小,浮力减小,浮动环有向下移动的趋势,而此时转速较高,密封压差较大,端面摩擦力也就很大,但摩擦力的方向已与重力方向相反,当摩擦力能克服浮动环自重时,偏心距虽然仍在减小,但间隙基本不减小(液膜厚度不会减小)。

4 算例与结果分析

根据上述介绍的计算方法,对某型号发动机主氧泵和煤油泵的浮动环在工作中的最小液膜厚度进行了计算,结果见图5与图7。在确定浮动环与密封凸台的装配间隙时,要考虑压力、温度、离心力引起的零件变形,同时液膜厚度还与液体的粘度有关。图4给出了液氧粘度与压力的关系(温度恒定)。图5绘制出了发动机高压氧泵前浮动环最小液膜厚度 h_{\min} 与工作转速 N 之间的关系。

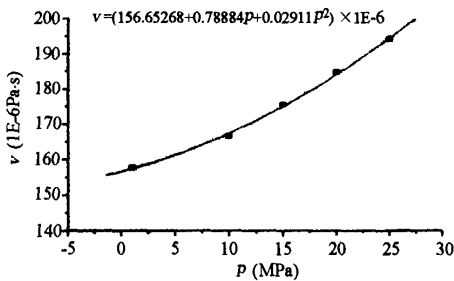


图4 液氧压力和粘度的关系

Fig.4 The relationship between the pressure and viscosity of liquid-oxygen

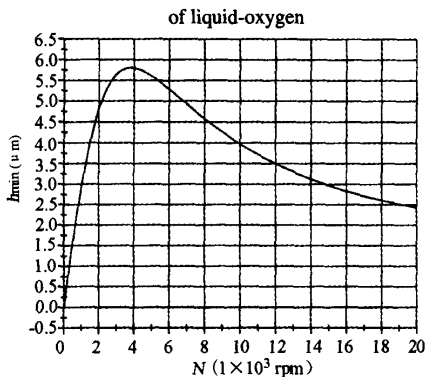


图5 转速与最小油膜厚度关系

Fig.5 The relationship between rotate-speed and minimal film thickness

从图4中可以看出,液氧粘度随着压力的升高而加大,这对液膜形成及厚度的增大是有好处的。图5中的曲线是反应浮动环工作时液膜厚度的极限情况,厚度在低转速阶段是随转速的增加而增大,在转速达到某一值时就下降。原因是转速低,泵的扬程低,浮动环两端面的压差小,移动时的摩擦力小,液膜浮力较容易克服摩擦力与重力,使液膜厚度增大,随着泵转速增加扬程升高,浮动环两端面的压差增大,摩擦力加大,同时偏心距减小,液浮力减小,液膜厚度也就减小。实际上最小液膜厚度到达最高点后开始下降时,浮动环受到的摩擦力方向已与重力方向相反,因此,最小液膜厚应为浮动环受到的摩擦力加浮力能克服自重那一时刻转速下的厚度。

根据最小液膜厚度与转速的关系就可以确定浮动环内表面与密封凸台表面的粗糙度 R_z1 和 R_z2 。两表面的最大凸起高度为

$$h_{\max} = R_z1 + R_z2 \quad (12)$$

当液膜最小厚度 $h_{\min} > h_{\max}$ 时,工作时两表面不接触,认为浮动环浮起,反之浮动环没有浮起。

从以上计算可知:泵启动时,影响浮动环浮起性能的主要因素是重量。最小液膜厚度 h_{\min} 随转速迅速增大,在某一转速下达到最大,随着转速的增大,泵出口压力迅速增大,浮动环的端面贴合力也迅速增大,使得浮动环端面摩擦力快速增大,此时摩擦力成了影响浮动环浮起的主要因素。而随着压力的增加,介质动力粘度逐渐增加,这些因素动态影响最小液膜厚度 h_{\min} 。

以相同的方法计算发动机煤油泵浮动环的浮动性能。浮动环结构尺寸参见图1(b):

考虑浮动环有泄漏的情况下,泵侧隙腔的压力分布情况利用公式(1)进行计算,煤油的动力粘度与压力的关系见图6(温度恒定)。可得到在工作间隙 $h = 0.135\text{mm}$ 下,转速 N 与最小液膜厚度 h_{\min} 的关系,见图7。

从图4和图7中可以看出,在煤油介质中浮动环的最小液膜厚度比在液氧介质中要大许多倍,这是因为煤油的动力粘度要比液氧大一个数量级的原因,同时煤油在小间隙中高速流动不容

易产生汽蚀,液膜刚度大,因此,在煤油介质中浮动环最小浮起转速也要比液氧中小许多。

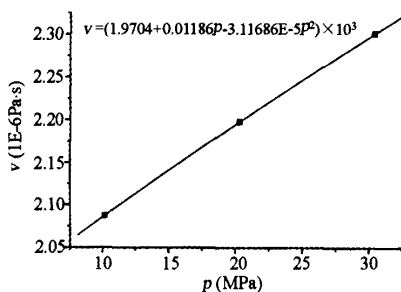


图6 煤油粘度与压力的关系

Fig.6 The relationship between the pressure and viscosity of kerosene

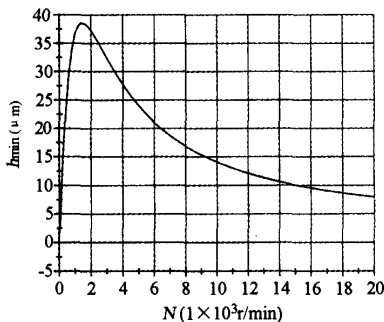


图7 最小油膜厚度随转速的变化

Fig.7 The variation of minimal film thickness with rotating speed

5 泄漏量计算方法

泄漏量是衡量其性能的关键参数,液体火箭发动机主泵转速高、扬程高,单个浮动环需要密封的压差很大(12MPa~20MPa),因此,泄漏量的计算方法不同于传统的浮动环计算方法。通常,节流间隙内流体无气泡、无汽蚀现象,流动处于层流($Re < 1000$)时,泄漏量可按下式计算:

$$Q = \frac{\pi d h^3 \Delta p}{12 \eta l} (1 + 1.5 e^2) \quad (13)$$

如果液体火箭发动机主泵浮动环泄漏量按公式(13)计算,则计算结果与试验结果相差一个

数量级。分析认为,由于泵的转速很高,浮动环密封压差很大,节流间隙的流动处于紊流,同时,高速和大压差使得流体在间隙内出现了汽蚀(特别是低温介质),从而在间隙内出现了气塞,减小了流通面积。因此,高速大压差浮动环泄漏量计算要依据试验结果对公式(13)进行修正或采用其它形式的计算公式。本文根据对不同结构形式浮动环的水试和发动机试车结果,间隙与压差在某一范围内,采用综合流量系数法进行泄漏量的计算。综合流量系数可采用下面的公式进行估算:

$$\mu = \sqrt{\frac{2h}{l \cdot \lambda + 2.6h}} \quad (14)$$

式中, λ 为摩擦系数,与间隙中的流体雷诺数 Re 有关; h 、 l 为密封间隙和长度。

当 $Re < 2500$ 时

$$\lambda = \frac{96}{Re} \quad (15)$$

当 $Re > 2500$ 时

$$\lambda = \psi \sqrt{1 + \frac{\phi^2}{(1 + 1.3\sqrt{\psi})^2} \cdot \left(\frac{\omega \cdot d}{2V}\right)^2} \quad (16)$$

式中

$$\psi = \left\{ 1.8 \lg \left[\frac{7}{Re_\phi} + \frac{k_e}{20(h + k_e)} \right] \right\}^{-2} \quad \text{。 当}$$

$d/4h < 0.005$ 时, $k_e = 0$; V 为流体在间隙中的流速, ϕ 为速度系数(0.45~0.55)。

所以,浮动环的泄漏量

$$Q = \mu \pi d h \sqrt{2(\Delta p) / \rho} \quad (17)$$

根据对不同结构形式和尺寸的浮动环进行不同介质的试验,它们的综合流量系数也不同,密封压差为 10MPa~15MPa、间隙在 0.1mm~0.15mm、 $l/d = 0.1 \sim 0.2$ 时,液氧介质 $\mu = 0.32 \sim 0.4$,水和煤油介质 $\mu = 0.37 \sim 0.46$ 。对于 $l/d > 0.3$ 的小浮动环,液氧介质 $\mu = 0.3 \sim 0.35$,水和煤油介质 $\mu = 0.32 \sim 0.4$ 。由此可知,液体火箭发动机主泵采用浮动环密封不仅能提高轴的临界转速,而且能提高容积效率,但浮动环内的流体激振力

(下转第 62 页)

沸点低,易于挥发,清洗后无残留物。

(5) 新型清洗剂属基本无毒物质,对工作人员的健康影响小。且清洗剂不易燃,安全性较高。

(6) 新型清洗剂的成本价不超过 CFC-113 市场价,具有较好的性能价格比,且清洗工艺与 CFC-113 相同,操作简便,适于推广应用。如果批量生产定会产生较好的经济效益和社会效益。

5.2 讨论

(1) 由于火箭发动机的结构较为特殊,要求精密度高,且涉及使用的材料种类繁多,而本清洗剂能够同时满足这些要求,所以可推广到其它精密清洗领域,如航空、电子、邮电、轻工、家电、汽车等行业及其它军工领域,具有较高的推广应用价值。

(2) 本课题研究的清洗剂,初始流出液温度略偏低,在大气压 101.3kPa 时为 36℃,因此,在实际应用中应使用密闭容器以减少挥发。应继续开展探讨研究,研发出沸点接近 50℃,并且沸程范

围更窄的清洗剂,以提高其在多种环境温度下的适用性。

参考文献:

- [1] 孙更生. 清洗剂替代品 HFCS 及 HCFCs[C]. 中国清洗行业 ODS 淘汰全国工作会议文件汇编, 2000.
- [2] 陈旭俊. 工业清洗剂及清洗技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002.
- [3] 赵国玺. 表面活性剂物理化学[M]. 北京: 北京大学出版社, 1991.
- [4] M J Rosen. Surfactants and Interfacial Phenomena [M]. 1978.
- [5] W M Linfield, J Am. Oil Chemists[M]. 1978.
- [6] 程能林. 有机溶剂手册(第二版)[M]. 北京: 化学工业出版社, 1994, 9.

(上接第 14 页)

对高速转动的转子施加一个周期性的径向力,加强了转子的径向振动。

6 结论

(1) 理论计算与工程应用情况证明: 泵启动时, 决定浮动环浮起的主要因素是它的重量。最小液膜厚度随转速升高迅速增大, 转速达到一定值后, 最小液膜厚度达到最大, 但随着浮动环端面摩擦力的加大和方向的变化, 浮动环自重的影响就很小。

(2) 浮动环在液氧工作中的最小液膜厚度较小, 因此浮动环和与之配合零件的形状公差要小、工作表面粗糙度要小, 间隙选择时一定要考虑温度、压力和高速旋转离心力引起的变形。

(3) 液体火箭发动机涡轮泵浮动环密封的压差很大, 在浮动环结构设计时, 要选择合适的两端面压力差, 保证浮动环在工作过程中既不脱离壳体端面以保证泵容积效率, 又不能压的太紧导

致端面磨损严重。

(4) 用于起动快、密封压差大的浮动环, 要把增大零件的刚度和提高工作中尺寸的稳定性作为设计重点, 用于起动慢、多次工作、密封压差较小的浮动环, 浮动环和壳体的配合表面需要耐磨膜层。

(5) 高转速、大压差浮动环的泄漏量较其它间隙密封小, 对高速转子有辅助支撑作用, 能提高泵的容积效率, 改善高速转子的动力学特性。

参考文献:

- [1] 奥夫相尼科夫. 液体火箭发动机涡轮泵装置原理与计算[M]. 北京: 宇航出版社, 1999.
- [2] 徐灏. 机械设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1994.
- [3] 刘站国, 樊根民, 董锡鉴. 我国首次闭式循环发动机发生器—涡轮泵联试试验研究[J]. 火箭推进, 2003, 29(4).

本期责任编辑: 马 杰