

涡轮泵内流路静动态分析

马杰伟, 李 斌

(陕西动力机械设计研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 根据涡轮氧泵内流路的工作特点, 对其进行节点划分, 建立了完整的内流路拓扑网络。在此基础上, 建立主泵、节点特性、流阻元件变形、轴向力和轴向位移等模型, 对影响其工作可靠性的内流路, 进行静、动态过程研究, 并初步探讨涡轮氧泵起动过程中, 转子的装配位置、轴承游隙和刚度对轴向位移的影响。

关键词: 涡轮氧泵; 内流路; 拓扑网络; 轴向力; 轴向位移

中图分类号: V434

文献标识码: A

文章编号: (2004)06-0026-06

Static and Dynamic State Characteristic Analysis for the Secondary Flow of the Turbopump

Ma Jiewei, Li Bin

(Shaanxi Power Machine Design & Research Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: According to the characteristic of the secondary flow of the oxygen turbopump, the nodes are distributed and the whole fluid flow network model is developed. On the basis of the former, the models, such as the main pump, the characteristics of nodes, the flow hinder components, the axial thrust and the axial shift and so on are developed. Analyzing the state and dynamic parameters of the secondary flow of the oxidant turbo-pump, those meters would affect the reliability. Moreover, it is firstly discussed how the axial shift is impacted by the rotor assembly location, the bearing gap and the bearing rigidity.

Key words: oxygen turbopump; secondary flow; network; axial thrust; axial shift

1 引言

随着载人航天和可重复使用运载器 (RLV)

的发展, 对火箭动力装置的可靠性提出了更高要求。作为液体火箭发动机增压组件的涡轮泵往往是影响发动机可靠性的关键环节, 特别是涡轮泵内流路的工作直接影响了密封和轴承的润滑冷

收稿日期: 2004-01-10; 修回日期: 2004-06-03。

作者简介: 马杰伟 (1976—), 男, 硕士, 研究领域为涡轮泵设计。

却,壳体与轴支撑间的变形补偿以及轴向卸荷能力等等,这些均是保证涡轮泵可靠工作的关键环节。因此,提高涡轮泵可靠性的重要措施是在涡轮泵设计中使其内流路参数得到优化,保证涡轮泵高速可靠运转。

2 涡轮氧泵内流路拓扑网络

研究复杂的流动过程,需要建立流体流动网络图。涡轮氧泵内流路拓扑网络是一个有机的、开放的系统。

2.1 节点划分原则

流体在流道中流动时,其流量、压力、温度密度可以认为是集中变化的。如果流体流经两点之后,其压力或流量集中变化较为显著,则取该两点为不同的两个节点。

2.2 节点标注

主涡轮氧泵的内流路各节点示于节点标注图1中。图1为每个节点在涡轮氧泵内流路中所对应的位置,节点的编号按照一定的规则进行,节点编号的第一个大写字母代表流路分段,字母后的数字表示该流路分段中的不同节点。

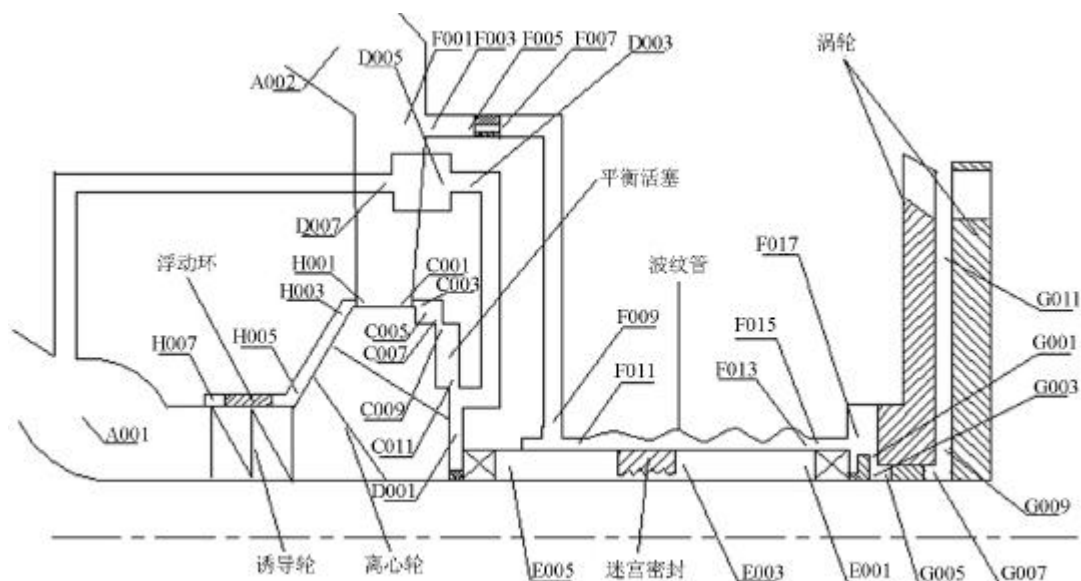


图1 节点标注图

Fig.1 The labeled nodes distribution chart

2.3 节点之间的关系

在流动过程中,流体流经两个相邻节点时,流体的流量和压力会发生变化。图2描述了相邻节点之间的压力与流量的关系。

在图2中,1~5为节点,A~D为分支, $p_1 \sim p_5$ 为压力, $\dot{m}_a \sim \dot{m}_d$ 为质量流量。节点用来描述压力,分支用来描述流量。

压力关系:

$$p_2 > p_1, p_3 > p_1, p_1 > p_4, p_1 > p_5 \quad (1)$$

流量关系:

$$\dot{m}_a + \dot{m}_b = \dot{m}_c + \dot{m}_d \quad (2)$$

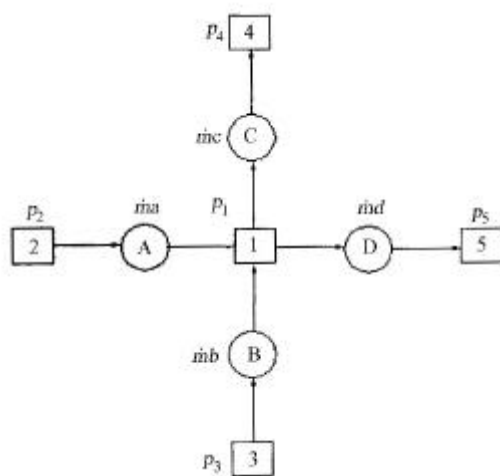


图2 节点之间的关系图

Fig.2 The relationship of each node chart

3 计算模型

3.1 假设条件

(1) 内流路为一维流动, 流路分段的参数集中分布;

(2) 内流路管路内壁光滑;

(3) 不考虑局部流道的液氧汽化。

(4) 认为端面密封在起动过程中始终是打开的。

3.2 基本方程和模型

3.2.1 主泵扬程特性

通过水力试验可以得到泵的扬程特性方程, 下式是带诱导轮离心泵的扬程特性方程:

$$\Delta p = an^2 r + bnQ_m + \frac{1}{r}cQ_m^2 \quad (3)$$

式(3)中, a 、 b 、 c 为特性参数; Q_m 为质量流量; n 为转速。

3.2.2 离心轮出口静压模型

$$p_{\text{静}} = p_{\text{总}} - \frac{rc_{2u}^2}{2} \quad (4)$$

式中,

$$c_{2u} = H_T g / u_2 \quad (5)$$

式中, $p_{\text{静}}$ 、 $p_{\text{总}}$ 、 r 分别为流体的静压、总压和密度; H_T 、 g 、 u_2 分别为泵轮的压头、重力加速度和圆周速度; c_{2u} 为离心轮出口速度的周向分速。

3.2.3 计算缝隙压降方程

$$\Delta p = \frac{Q_m^2}{2rm^2 f_y^2} \quad (6)$$

式(6)中, Q_m 为通过缝隙的质量流量, m 为流量系数, f_y 为缝隙的截面积, r 为流体密度。

3.2.4 流体流经轴承的压降

$$\Delta p = \frac{Q_m^2}{2rm^2} [F_1^2 + 2F_1 F_2 + F_2^2] \quad (7)$$

式(7)中, F_1 为轴承外圈缝隙的面积, F_2 为轴承内圈缝隙的面积。

3.2.5 计算迷宫压降的方程

$$\Delta p = [1 + z' + z \times (a_1 + b_1 z' + z_{TP})] \times Q_m^2 \div 2rA^2 \quad (8)$$

式中, a_1 、 b_1 为待定系数; z 为迷宫齿数。

3.2.6 离心轮旋转变形模型

液体火箭发动机的涡轮氧泵处于稳态工况时, 离心轮高速旋转, 由于离心应力的作用会导致离心轮产生变形, 这样就会对平衡活塞的径向缝隙尺寸产生影响。

离心轮的离心应力变形:

$$e = \frac{s}{E} = \left(\frac{3+n}{8} - \frac{3+n}{24} \right) \times A \times r_a^3 \quad (9)$$

式中, ν 、 r_a 为泊松比和离心轮外缘半径。

3.2.7 轴向位移模型

在涡轮氧泵起动过程中, 轴向力作用在转子上引起其在轴向位置上的移动。

$$d^2 s = \frac{\dot{CF}}{m + rV} dt^2 \quad (10)$$

式中, \dot{CF} 为轴向合力; s 为轴向位移; m 为转子质量, ρ 为液氧密度, V 为诱导轮与离心轮中液氧的体积。

4 计算分析

4.1 静态计算分析

4.1.1 边界条件

用于计算某次试车涡轮氧泵稳态工作的边界条件参数包括:

氧泵入口压力、氧泵流量、氧泵转速、涡轮进口压力、动静叶间压力、涡轮出口压力和平衡活塞的初始位置。

4.1.2 静态计算结果

(1) 各节点处的流量 (参见表 1)。

(2) 各部分构件的轴向力及轴的平衡位置 (参见表 2)。

(3) 部分节点处的压力, 图中给出了计算值与实测值的比较 (如图 3 和图 4)。

表 1 各节点处的流量

Tab.1 The flow rate at the different nodes

节 点	过节点的流量 (kg/s)
A001~A003	234.20
H001~H007	8.00
C001~C011	19.52
F001~F017	12.12
G001~G011	4.32
E001~E005	7.8
D001~D007	27.32

表 2 各部分构件的轴向力及轴的平衡位置

Tab.2 The axial thrust and the axis balance place

名 称	数 值
涡轮产生的轴向力	-258922.7 N
主泵产生的轴向力	240197.2 N
液封轮产生的轴向力	-159.8 N
轴承承受的轴向力	5834.97 N
其余部分产生的轴向力	13042.2 N
轴的平衡位置	-0.038 mm

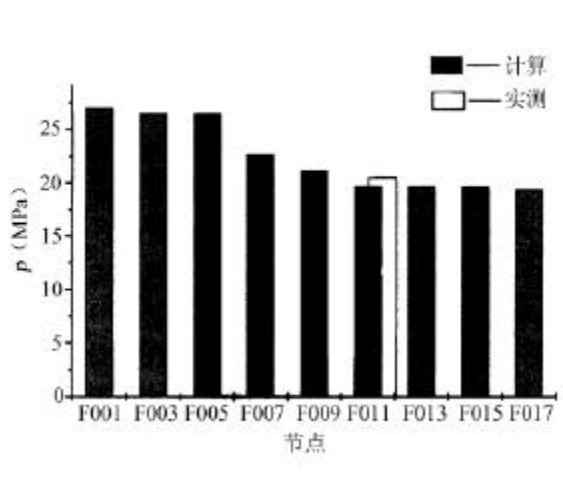


图 3 不同节点处的压力

Fig.3 The pressure at the different nodes

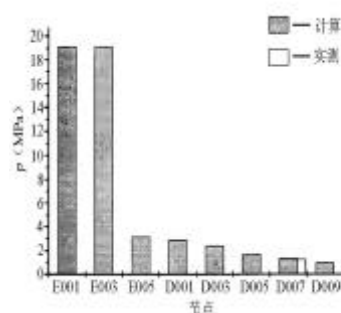


图 4 不同节点处的压力

Fig.4 The pressure at the different nodes

4.1.3 静态计算结果分析

(1) 对氧泵容积效率的分析

氧泵内流路流量 Q_{Dm} 、 Q_{Hm} 影响氧泵的容积效率，计算表明氧泵的容积效率：

$$h_v = \frac{Q_{Am} - Q_l}{Q_{Am}} \times 100\% = 88.33\%$$

其中， Q_{Am} 为氧泵的主流量，氧泵的泄漏量 $Q_l = Q_{Dm} + Q_{Hm}$ 。

由于平衡活塞节流效果不如浮动环或迷宫明显，使得经过平衡活塞的泄漏量较大。本计算显示，叶轮后盖板平衡活塞泄漏量 Q_{Cm} 是前盖板侧浮动环密封泄漏量 Q_{Hm} 的 2.44 倍，这限制了主泵的容积效率。计算表明，该泵容积效率略高。

(2) 轴承的受力分析

由于轴承前后压差产生的作用于保持架上的力过大可能造成保持架“雪崩”破坏，因此需要对作用在其上的力进行分析计算。

$$F_{zcl} = \frac{p(d_1^2 - d_2^2)}{4} \Delta p = 545.48 \text{ N}$$

其中， F_{zcl} 为作用在轴承保持架上的力； d_1 为保持架外径； d_2 为保持架内径；轴承前后压差 $\Delta p = p_{F017} - p_{E001}$ 。

计算表明，轴承保持架不会受到破坏。

另外，如果轴承轴向受力过大，轴承就不能可靠工作，因此需要对轴承所受轴向力进行分析计算。

经模拟计算, 轴承平衡轴向力所承受的力为 $F_{zc2} = 5834.97 \text{ N}$, 与同型号发动机轴承相比此值可以接受。

轴承总的轴向受力:

$$F_{zc} = F_{zc1} + F_{zc2} = 6380.45 \text{ N}$$

轴承低温抽检试验的轴向力已达此值的 3.9 倍 (25000N), 可见, 在此轴向载荷下, 轴承能够可靠运转。

(3) 对冷却和润滑轴承流量的分析

模拟计算表明流经轴承的液氧流量是 7.8 kg/s , 按照国外同类发动机研制经验, 该液氧冷却轴承的流量在 $4 \sim 15 \text{ kg/s}$ 范围内 ($n=19000 \text{ r/min}$ 时), 轴承可正常工作。分析表明, 7.8 kg/s 的流量可保证轴承可靠运转。

4.1.4 平衡活塞的静态工作特性

平衡活塞的高压轴向间隙 x_1 在 $0 \sim 0.6 \text{ mm}$ 的尺寸范围内变化时, 平衡活塞可平衡掉的轴向力与泄漏量都会发生变化。

经计算发现, 平衡活塞的轴向平衡能力很强, 在整个工作范围内平衡能力达 300 kN 。实际上由于平衡活塞可在更大的轴向移动范围内工作, 其平衡能力会更强, 这有效降低了轴承轴向负荷, 有利于提高涡轮泵的可靠性。

同样, 从计算中也可得知, 平衡活塞在整个工作范围内的泄漏量在 $18 \sim 23.26 \text{ kg/s}$ 内变化, 在高压轴向间隙达到 0.35 mm 时, 泄漏量最大, 这也验证了前面提到的平衡活塞对容积效率影响的分析。在高压轴向间隙为 0 时, 泄漏量最小。因此, x_1 远离 0.35 mm 可以减小泄漏。

4.2 动态计算分析

动态计算分析是对涡轮氧泵起动过程中内流路的工作特性进行分析, 重点分析转子的轴向力和轴向位移的特性。

4.2.1 用于内流路动态计算的边界条件

(1) 涡轮入口压力 (p_{it})、动静叶间压力 (p_{bsdt})、涡轮出口压力 (p_{et}) 和主泵进口压力 (p_{ipo}) 的动态变化。

(2) 涡轮流量 (q_t) 和氧泵流量 (q_{moq}) 的动态变化。

(3) 主泵转速 (n_t) 与涡轮进口燃气温度 (t_{gg}) 的动态变化。

4.2.2 动态计算结果及分析

4.2.2.1 转子轴向位移 (S_a) 与时间的关系及对比分析

图 5 为轴向位移的模拟计算结果与试车结果的对比图, 从图中可以看到 1.6 s 之后的模拟效果较好, 1.1 s 到 1.6 s 的模拟计算结果与试车结果虽然有差别, 但总的变化趋势是一致的, 不影响以下对起动状态的分析。

导致模拟结果与试车结果不一致的原因有以下几点:

(1) 测量偏差的影响, 特别是起动之初测量相对误差较大。

(2) 涡轮流量采用了计算值, 与实际过程有差别。

(3) 起动过程物理模型复杂, 特别是涡轮转子前后压力分布难以准确描述, 虽然进行了修正, 但仍有偏差。

(4) 转子轴向移动时, 平衡活塞腔内液氧存在压缩或膨胀过程, 但本文不包含这一模型, 影响了对平衡活塞动态稳定性的分析。

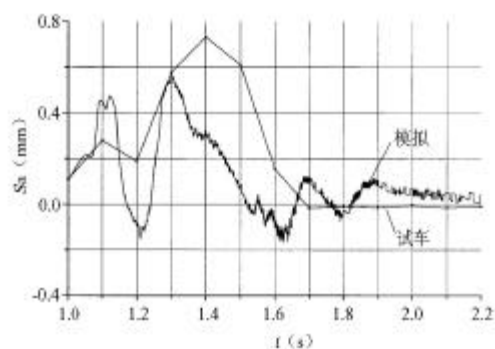


图 5 轴向位移的试验测量与模拟计算对比

Fig.5 Axial displacement comparison graph

4.2.2.2 装配位置对转子轴向位移 (S_a) 的影响

在 1.1 s 到 1.35 s 转子的轴向位移的区别不是很明显, 从 1.35 s 主泵转级之后, 轴向位移的差别比较明显, 并且最后在不同的轴向平衡位置达到平衡。由于转子轴向平衡位置的不同, 因而轴承在平衡位置的轴向受力也不同, 如果轴承轴向受力

过大,会影响其可靠工作,而轴承不受力会影响转子的旋转精度,因此,装配位置要合理选取。

4.2.2.3 轴承刚度对轴向位移 (S_a) 的影响

由计算结果得知,较小的轴承刚度可以使平衡活塞在较大的范围内移动,降低了轴承的轴向受力,但是过小的轴承刚度会使轴承的性能变坏,减小轴承的轴向承载能力。

4.2.2.4 轴承游隙对轴向位移 (S_a) 的影响

在研究轴承游隙对轴向位移的影响时,轴向位移坐标零点取在轴承游隙最靠近泵轮的一端,选取的轴承游隙的尺寸分别为 0.35 mm、0.42 mm、0.6 mm 和 0.8 mm,计算结果如图 6 所示。曲线 1 到曲线 4 的游隙依次减小,从图中可以看出轴承游隙选取的不同,会对轴向位移的极值产生影响,轴承游隙越大,涡轮泵起动过程对轴向位移的冲击越大。

另外,轴承游隙选取的不同,会对轴承的轴向受力产生影响,轴承游隙越小,轴承受到的冲击力越大。

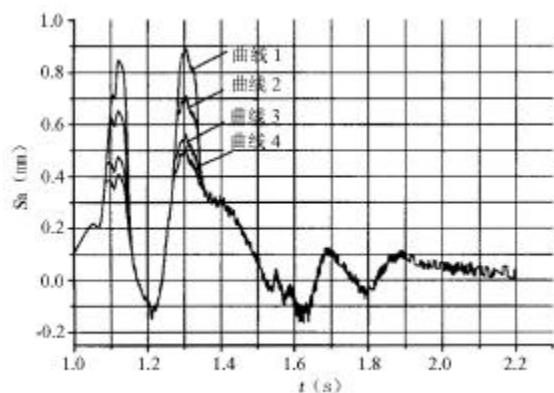


图 6 轴承游隙对轴向位移的影响

Fig.6 The axial shift impacted by the bearing gap

综上所述,游隙大的轴承在起动过程受到的冲

击力小,这对轴承工作的可靠性有利,但是轴向移动的幅度比较大,这有可能给端面密封带来较大冲击;游隙小的轴承在起动过程受到的冲击力大,这对轴承工作的可靠性不利,但是轴向移动的幅度小。因此,合理地选择轴承游隙非常重要。

5 结论

发动机起动过程中,涡轮泵内流路的工作特性很难准确描述,本文当中所使用的计算模型是一种比较理想和简化的模型。根据计算结果与试车结果的对比,该计算模型对于分析涡轮泵内流路的静态工作特性和起动过程中轴向位移、轴向力的变化趋势是有效的。涡轮泵内流路需要研究的内容很多,限于时间和本人水平,只能涉及其中一小部分。在以后的工作中,作者认为需要对该方面的内容进行进一步的研究和完善。

参考文献:

- [1] [苏]А.А.奥夫相尼科夫, А.Е.博罗夫斯基 著, 液体火箭发动机涡轮泵装置原理与计算[M], 任汉芬 夏德新译, 航天工业总公司第十一研究所(京), 北京: 1999.
- [2] Majumdar A K, John Bailey, Van Hooser p, Numerical Prediction Of Transient Axial Thrust and Internal Flows in A Rocket Engine Turbopump [R], AIAA 99-2189.
- [3] Schallhorn P A, Majumdar A K, van Hooser K, Marsh, M, Flow Simulation in Secondary Flow Passages of A Rocket Engine Turbopump[R], AIAA 98-3684.
- [4] 吕文林主编, 航空发动机强度计算[M], 国防工业出版社, 1988.

(编辑: 侯 早)