

滚动轴承拧紧力矩研究

Study of Tightening Torques on Rolling Bearing

史妍妍 杨宇 孔祥锋

中航工业沈阳发动机设计研究所航空发动机动力传输航空科技重点实验室

摘 要: 针对航空发动机动力传输系统中常用的一类滚动轴承结构, 提出了确定拧紧力矩的一种行之有效的工程方法。该方法以工程经验为指导, 将理论计算与数值计算相结合, 量化了拧紧力矩与预紧力及套圈轴向变形量之间的关系, 保证了计算方法的可行性及计算结果的有效性。

关键词: 滚动轴承; 拧紧力矩; 预紧力; 压紧螺母; 有限元

Keywords: rolling bearing; tightening torques; preload; spanner nut; finite element method

0 引言

滚动轴承是航空发动机动力传输系统中常用的支撑部件, 经常采用内圈过盈配合、外圈带安装边的安装方式^[1], 并通过压紧螺母上的拧紧力矩作用在内圈端面施加预紧力, 如图1所示。

预紧力可对轴承套圈进行严格定位, 提高了轴的旋转精度, 并控制轴承的装配游隙, 而轴承的装配游隙是影响其使用性能的重要参数^[2]。因此, 研究轴

承的拧紧力矩对轴承的结构优化及其性能、寿命的提高具有重要意义。

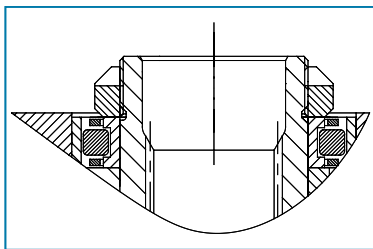


图1 轴承装配方式示意图

1 确定拧紧力矩的工程算法

拧紧力矩的大小一般根据使用经验或通过试验确定, 前者精度较低, 后者则需要反复拆装轴承, 工作效率低, 劳动强度大^[3]。工程上, 可以按如下方法确定拧紧力矩的大小。

1) 根据经验类比, 粗略确定拧紧力矩的范围 $T_{01} \sim T_{02}$;

2) 分别计算拧紧力矩 T_{01} 、 T_{02} 作用下压紧螺母的轴向预紧力 Q_{01} 、 Q_{02} ;

参考文献

- [1] Benzakein M J. Propulsion strategy for 21st century—a vision into the future[R]. ISABE 2001—1005.
- [2] Bridges J, Envia E, Huff D. Recent developments in U.S. engine noise reduction research[R]. ISABE 2001—1017.
- [3] Crow D E. A comprehensive approach to engine noise reduction technology[R]. ISABE 2001—1011.
- [4] Loheac, P. CFM56 jet noise reduction with the chevron nozzle[R]. AIAA 2004—3044.
- [5] Bartlett P. The joint Rolls—Royce/Boeing quiet technology demonstrator program[R]. AIAA 2004—2869.
- [6] Booher M E, Kwon O, Barta A B, et al. Development of an advanced exhaust mixer for a high bypass ratio turbofan engine[R]. AIAA 93—2435.
- [7] Papamoschou D, Shupe R S. Effect of nozzle geometry on jet noise reduction using fan flow deflectors[R]. AIAA 2006—2707.
- [8] Kaplan B, Nicke E, Voss C. Design of a highly efficient low noise fan for ultra—high bypass engines[R]. ASME GT 2006—90363.
- [9] Peter B, Nick H, Pam P, et al. The joint Rolls—Royce Boeing quiet technology[R]. AIAA 2004—2869.
- [10] Genoulaz Nadine. Experimental validation of an active stator technology reducing modern turbofan engine noise[R]. AIAA 2007—3688.

作者简介

梁春华, 自然科学研究员, 主要从事航空动力情报研究。

3) 采用有限元方法,分别计算预紧力 Q_{01} 、 Q_{02} 作用下套圈的轴向变形量;

4) 根据套圈轴向变形量的计算结果及轴承结构的需要,修正初始拧紧力矩 T_{01} 、 T_{02} ,并重复上述2~4步骤,最终确定合理的拧紧力矩范围。

2 轴向预紧力的计算方法

首先,可以根据结构、工况类似的轴承及其压紧螺母拧紧力矩的范围,粗略确定类似结构的拧紧力矩范围。实际上,压紧螺母的拧紧力矩 T 等于螺旋副间的摩擦阻力矩 T_1 及压紧螺母环形端面与轴承套圈端面间的摩擦阻力矩 T_2 之和:

$$T = T_1 + T_2 \quad (1)$$

$$T_1 = Q_p \cdot d \cdot \frac{\frac{S}{\pi d} + \mu_1}{2 \left(1 - \mu_1 \frac{S}{\pi d} \right)} \quad (2)$$

$$T_2 = \frac{1}{3} \cdot Q_p \cdot \mu_2 \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2} \quad (3)$$

式(2)中, Q_p 为压紧螺母轴向预紧力; d 为螺纹中径,对于60°牙型角的普通螺纹, $d = d_1 - \frac{3\sqrt{3}}{8}p$, d_1 为螺纹公称直径, p 为螺距; S 为螺纹导程, $S = n \cdot P$, n 为螺旋线条数; μ_1 为螺纹摩擦系数,根据经验取0.24。

式(3)中, μ_2 为压紧螺母与轴承端面间的摩擦系数,根据经验取0.2; D_0 、 d_0 分别为压紧螺母与轴承端面环形接触区的外径和内径。

由式(1)、(2)、(3)可知,预紧力

$$Q_p = \frac{T}{d \left(\frac{\frac{S}{\pi d} + \mu_1}{1 - \mu_1 \frac{S}{\pi d}} \right) + \frac{1}{3} \mu_2 \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2}} \quad (4)$$

3 套圈轴向变形量的计算

图1所示的轴承结构要求装配后内环轴向变形量在0.015~0.020mm范围内,根据经验类比,确定压紧螺母的拧紧力矩范围为300~400N·m。采用ANSYS的二次开发语言APDL,建立轴承内环的参数化有限元模型,根据式(4)计算预紧力并均匀施加到内环端面,计算内环的轴向变形量。

3.1 套圈有限元模型的建立

图1所示的轴承套圈材料为结构钢Cr4Mo4V,工作温度下的弹性模量为218GPa,泊松比为0.296^[1],可设置为有限元模型的材料属性。

为精确计算套圈的轴向变形量,需要将套圈轴向截面划分成均匀、细密的四边形网格;同时,为了模拟套圈端面周向均布的预紧力作用,又必须保证周向网格的均匀分布。本文采用辅助分网单元MESH200,将套圈截面划分成四边形映射网格,如图2所示。再设置单元周向边长,并采用带中节点的三维实体单元SOLID95扫略生成有限元模型,如图3所示。

3.2 套圈有限元模型的加载

装配时,套圈的一个端面受到压紧螺母的轴向预紧力作用,另一个端面受到相邻零件的支撑作用。因此,有限元仿真过程中,对套圈有限元模型的一个端面施加全约束,对另一个端面均匀施加轴向预紧力,如图4所示。

预紧力均匀加载过程中,采用了如下命令流:

```
csys,1
```

!将总体柱状坐标系设为工作坐标系;

```
asel,s,loc,z,a
```

!根据预紧力作用的轴承端面的Z坐标a,选择该端面;

```
nsla,s,1
```

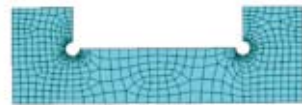


图2 套圈截面分网形式



图3 套圈有限元模型

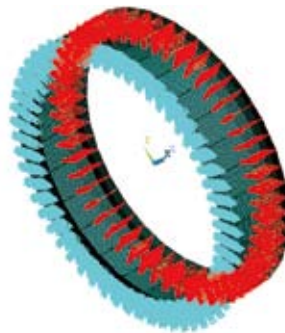


图4 有限元加载模型

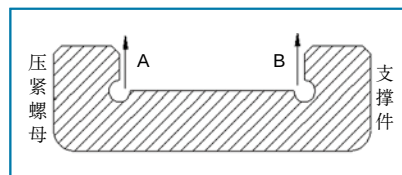


图5 路径定义示意图

```
*get, num, node, ,count
```

!提取该端面上的节点总数;

```
F,all,fz,-zload/num
```

!将预紧力均匀施加到端面的全部节点上。

3.3 计算结果的显示及分析

路径是ANSYS后处理中非常强大且有效的一项功能^[5]。通过定义如图5所示的2条路径,并将路径上各节点的轴向位移映射到相应路径上,就可以直观、准确地显示轴承套圈的轴向变形

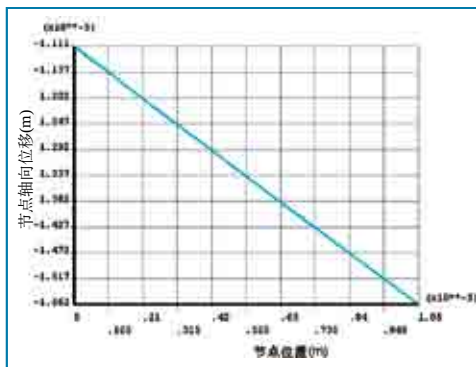


图6 拧紧力矩300N·m时的路径A

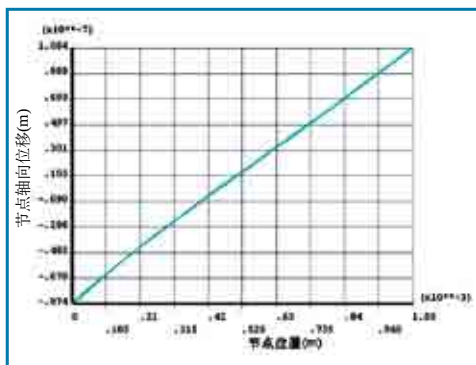


图7 拧紧力矩300N·m时的路径B

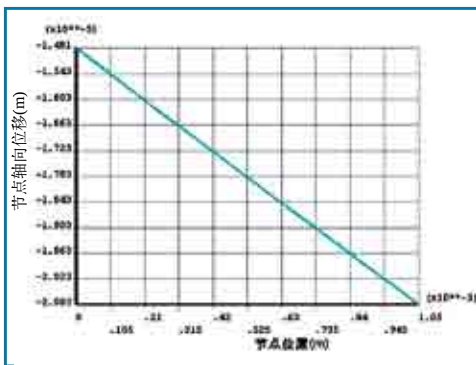


图8 拧紧力矩400N·m时的路径A

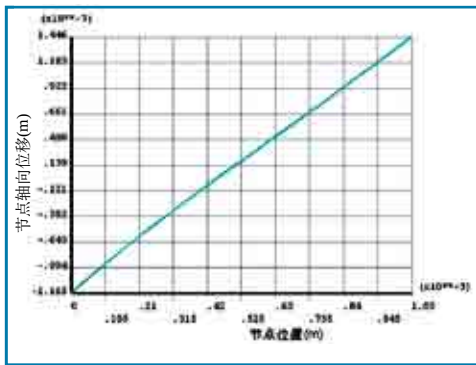


图9 拧紧力矩400N·m时的路径B

量。拧紧力矩为300N·m时,路径A、B上节点的轴向位移分别如图6、图7所示;拧紧力矩为400N·m时,路径A、B上节点的轴向位移分别如图8、图9所示。

由图6、图7可见,拧紧力矩为300N·m时套圈轴向变形量为0.0155mm;由图8、图9可见,拧紧力矩400N·m时套圈轴向变形量为0.0207mm。为使套圈变形量达到轴承结构要求的0.015~0.020mm,将拧紧力矩上限值400N·m减小到370N·m,并再次提取路径A、B上的节点轴向位移,如图10、11所示,此时套圈轴向变形量为0.0191mm,满足轴承结构要求。可见,300~370N·m是适合该轴承套圈的拧紧力矩范围。

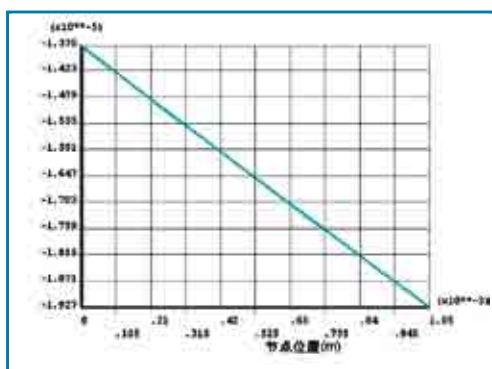


图10 拧紧力矩370N·m时的路径A

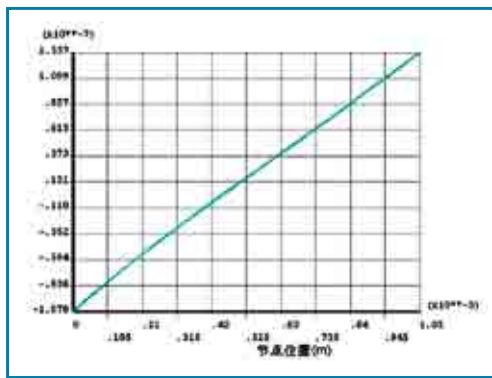


图11 拧紧力矩370N·m时的路径B

4 结论

1) 针对航空发动机动力传输系统中常见的一类滚动轴承结构,提出了确定压紧螺母拧紧力矩的一种行之有效的工程算法。

2) 与压紧螺母相邻的套圈端面变形量较大;与支撑件相邻的套圈端面变形量较小;且沿着径向,套圈端面的轴向变形量逐渐增大。

AST

参考文献

- [1]《航空发动机设计手册》总编委会. 航空发动机设计手册(第12册)[M]. 北京:航空工业出版社,2002:7~112.
- [2]T.A.Harris, M.N.Kotzias. 滚动轴承分析:第1卷[M]. 北京:机械工业出版社,2010:157~166.
- [3] 杨锦斌. 量化轴承预紧力提升主轴品质[J]. 制造技术与机床. 2008,(9):150~153.

[4] 徐灏. 机械设计手册(第4卷)[M]. 北京:机械工业出版社,1988:39~3~39~171.

[5] 王新敏. ANSYS 工程结构数值分析[M]. 北京:人民交通出版社,2007:294~336.

作者简介

史妍妍,工程师,航空发动机动力传输航空科技重点实验室成员。

杨宇,工程师,航空发动机动力传输航空科技重点实验室成员。

孔祥锋,高级工程师,航空发动机动力传输航空科技重点实验室成员。