

文章编号: 1000 8055(2009) 11- 2538- 07

# 基于静动态特性的偏置动量轮轮体结构优化

孙小娟<sup>1,2</sup>, 刘 波<sup>1</sup>, 贾宏光<sup>1</sup>

(1. 中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 长春 130033;  
2. 中国科学院 研究生院, 北京 100039)

**摘 要:** 对最高转速 7000r/min 的  $3\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$  偏置动量轮轮体综合其静动态特性建立结构优化数学模型, 进行优化设计. 依据人工材料变密度法, 对轮体进行三维静态拓扑优化, 得到趋于 4 根工字梁辐条结构的模型; 并提出工字梁与矩形辐条两种模型, 采用 ANSYS 零阶方法分别进行尺寸优化, 所得体积均为  $1.51 \times 10^{-4} \text{m}^3$ , 但工字梁辐条轮体一阶弹性频率(1468.0Hz) 高于矩形辐条轮体(1413.5Hz), 结构更优, 进而验证了拓扑优化结果的合理性. 研究方法对减小设计质量、降低轮体振动水平等具有借鉴作用.

**关 键 词:** 偏置动量轮轮体; 有限元分析; 拓扑优化设计; 尺寸优化设计

中图分类号: V241.02      文献标识码: A

## Optimization of momentum-biased wheel rotor based on its static and dynamic properties

SUN Xiaojuan<sup>1,2</sup>, LIU Bo<sup>1</sup>, JIA Hongguang<sup>1</sup>

(1. Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics,  
Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China;  
2. Graduate School of the Chinese Academy of Science, Beijing 100039, China)

**Abstract:** Mathematical models of structural optimization were established for a momentum-biased wheel rotor, by integrally considering its static and dynamic properties, while the structural optimization designs were carried out. The wheel's maximum rotation speed is 7000r/min and maximum angular momentum is  $3\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$ . Three-dimensional static and dynamic solid topology optimizations on the wheel rotor were performed based on artificial material density method; then a conceptual model, which tends to be a model with 4 I-beam spokes, was gotten. Simultaneously, a rotor with 4 rectangular spokes was designed in contrast with the I-beam spoke rotor. Finally, parameter models were established in software ANSYS, and sizing optimization design was performed based on the zero-order method. The optimized results show that the volume of each rotor declines to  $1.51 \times 10^{-4} \text{m}^3$ , and that the first elastic vibration frequency (1468.0 Hz) of the rotor with I-beam spokes is higher than that (1413.5Hz) of the rectangular spoke rotor, proving that the result of topology optimization is reasonable. The optimized results in this article are realizable in engineering. And the study method provides a reference to decreasing design mass and lowering rotor's vibrant level, etc.

**Key words:** momentum-biased wheel rotor; finite element analysis;  
topology optimization design; sizing optimization design

收稿日期: 2009 06 12; 修订日期: 2009 09 16  
基金项目: 吉林省科技发展计划(20060115)  
作者简介: 孙小娟(1984- ), 女, 山西大同人, 硕士生, 主要研究方向为机械结构优化与机电一体化技术.  
E-mail: sunxjps@yahoo.com.cn

在卫星上利用飞轮作为姿态控制系统执行机构, 具有不消耗工质、控制精度高等诸多优点. 因此, 目前多个反作用飞轮或动量轮的三轴稳定技术得到越来越多的应用<sup>[1-2]</sup>. 飞轮主要由飞轮轮体、轴承及润滑系统、驱动电机和飞轮壳体组成, 其中轮体是飞轮的核心, 提供飞轮的转动惯量. 对飞轮轮体的设计, 要求在达到强度、刚度及动态性能等技术指标的情况下, 同时使转动惯量/ 质量比值尽量高<sup>[3]</sup>. 由于轮体高速旋转时造成的系统不平衡振动, 会影响姿态控制系统的控制精度和稳定度, 所以对飞轮轮体的设计, 还要结合结构动态设计的方法控制其振动水平, 提高结构的安全性.

结构优化设计是用系统的、目标定向的过程与方法代替传统设计, 其目的在于寻求既安全又经济的一种结构方案<sup>[4]</sup>. 目前, 对结构优化算法和工程实际应用的研究有很多<sup>[5-6]</sup>, 然而对卫星调姿飞轮结构进行优化设计的研究却很少, 只有北京航空航天大学韩邦成<sup>[7]</sup>、赵丽滨<sup>[8]</sup>、叶全红<sup>[9]</sup>等人对磁悬浮反作用飞轮结构进行了动态分析与结构优化设计相结合的尺寸优化设计, 白越<sup>[3]</sup>对复合材料的飞轮轮毂做了尺寸优化设计. 尺寸优化设计之后, 反作用飞轮满足了强度、刚度等多方面的约束要求, 然而飞轮的拓扑形状是由经验确定的, 优化后仍然并不能确保飞轮的结构形式达到了最佳.

本文采用目前最便于工程上实现的拓扑优化人工材料变密度法, 在建立以结构柔度为目标函数的静态拓扑优化数学模型和以体积为目标函数的动态拓扑优化数学模型的基础上, 借助 Altair Hyperworks 软件的 Optistruct 模块对动量轮轮体进行三维拓扑优化设计. 得到具有最佳质量和刚度分配的、满足振动水平的轮体拓扑结构. 拓扑优化结果模型的辐条趋于工字梁, 而工程实际中轮体一般设计为矩形截面辐条形式, 因此在概念模型基础上, 提出两种动量轮轮体的参数化设计模型——4 根工字梁截面和 4 根矩形截面辐条的结构模型. 并且综合轮体的静动态特性而建立了以体积为目标函数的尺寸优化数学模型, 借助 ANSYS 软件对两种结构模型进行尺寸优化设计, 结果表明在体积相同的情况下, 工字梁辐条轮体具有更高的一阶弹性振动频率, 为后续工程设计提供了有效的参考结果.

1 动量轮轮体拓扑优化设计

连续体结构拓扑优化的方法以基结构

法<sup>[10-11]</sup>为基础. 人工材料变密度法是基于基结构法的代表性模型之一, 其基本思想<sup>[12-13]</sup>是把给定初始设计区域离散成适当的有限单元, 人为引入一种假想密度可变的材料, 材料物理参数(弹性模量等)与相对密度之间的关系也是假定的, 优化时以相对密度作为拓扑设计变量, 通过将无效或低效的材料一步步去掉, 剩下的结构将逐步趋于最优优化.

设原始设计单元密度为  $\rho_0$ , 优化后单元密度为  $\rho$ , 则单元的相对密度  $\rho(x) = \rho/\rho_0$ ; 同时, 为了尽量减少结构中间密度单元的数目, 采用惩罚因子的办法. 以结构柔度最小为设计目标为例, 变密度法的数学模型一般为

$$\min \quad C = F^T U \tag{1}$$

$$\text{s. t.} \quad E(x) = \rho(x)^p E_0 \tag{2}$$

$$k(x) = \rho(x)^p k_0 \tag{3}$$

$$V(\Omega^{\text{mat}}) = \int_{\Omega} \rho(x) d\Omega \leq V_0 \tag{4}$$

$$0 < \rho_{\min} \leq \rho(x) \leq 1, x \in \Omega$$
  
$$e = 1, 2, \dots, N \tag{5}$$

式中  $C$  为结构总体柔度,  $F$  是力矢量,  $U$  是位移列阵;  $p$  是加入的惩罚因子;  $E_0$  和  $E$  分别是单元初始弹性模量和优化后的弹性模量;  $k_0$  和  $k$  分别是单元初始刚阵和优化后的刚阵;  $V_0$  是设计域  $\Omega$  所占体积,  $V(\Omega^{\text{mat}})$  是优化后材料域  $\Omega^{\text{mat}}$  所占体积.

1.1 动量轮轮体静态拓扑优化模型

动量轮轮体拓扑优化结构模型为图 1 所示的回转体, 图 1(a) 中第 1 部分是全实体, 是轮缘和辐条所在区域, 作为优化区域; 第 2 部分突台中空, 内部装配无刷直流电机的定子与转子, 由于不作为优化部分, 为了方便建模, 采取了一体化处理; 第 3 部分是与轴承连接的区域, 有限元模型的约束条件加在这个区域. 在 Altair Hyperworks 软件的 hypermesh 中, 对动量轮轮体模型使用六面体单元进行离散化, 如图 1(a) 所示.

1.2 动量轮轮体静态拓扑优化数学模型及优化结果

Optistruct 模块基于人工材料变密度法进行拓扑优化设计. 根据变密度法思想, 以结构的柔度为目标函数, 动量轮静态拓扑优化的数学模型为

$$\min \quad C(\rho) = F^T U = U^T K U =$$
  
$$\sum_{e=1}^N (u^e)^T k u^e = \sum_{e=1}^N (\rho)^p (u^e)^T k_0 u^e \tag{6}$$

s. t.  $F = KU$  (7)

4.  $0.93 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \leq J_p(\rho) \leq 4.143 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  (8)

1.  $4 \leq J_p(\rho) / J_d(\rho) \leq 2$  (9)

$\int_{\Omega} \rho(x) d\Omega = V \leq 0.5V_0$  (10)

$0 < \rho_{\min} \leq \rho(x) \leq 1;$   
 $e = 1, 2, \dots, N$  (11)

式中  $F$  是轮体最大转速时所受惯性力,  $K$  为轮体总刚度矩阵,  $u^e$  是单元位移列矢量.

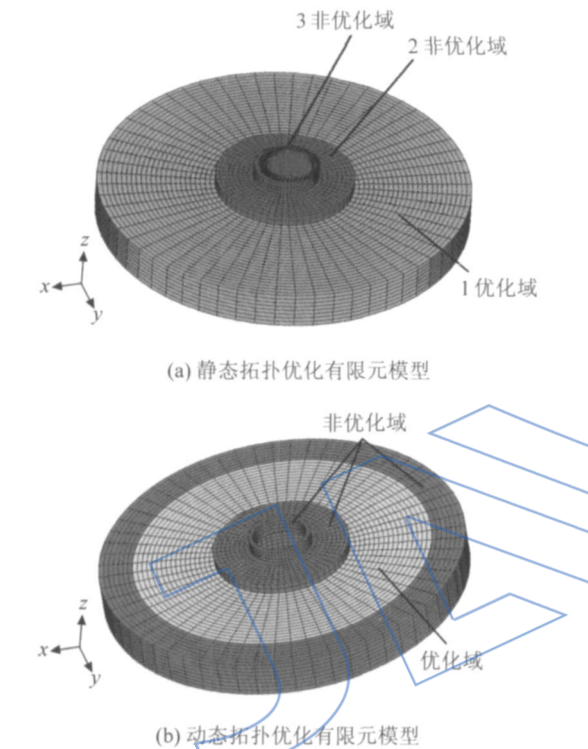


图 1 动量轮轮体拓扑优化有限元模型  
Fig. 1 Finite element model of the momentum biased wheel rotor for topology optimization

转动惯量是动量轮轮体重要性能指标之一, 静态拓扑优化中, 将转动惯量要求作为约束条件. 根据指标要求, 本文动量轮在转速 7 000 r/min 下应能够达到角动量  $H_{\max} = 3 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$ , 根据角动量与转速的关系  $H = J_p \omega$ , 求得极惯性矩  $J_p$  略大于  $4.093 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ . 动量轮轮体高速旋转时具有强陀螺效应, 为了抑制陀螺效应, 有利于系统的稳定控制, 取极惯性矩与赤道惯性矩的比值  $J_p / J_d$  在 1.4~2 之间<sup>[7]</sup>.

在 Optistruct 模块中经过 35 次迭代计算, 静态优化收敛到最优解. 从图 2(a) 的优化结果可以看出, 保留下来密度值较大的材料集中在动量轮

轮缘上, 符合转动惯量主要由轮缘提供的实际情况.

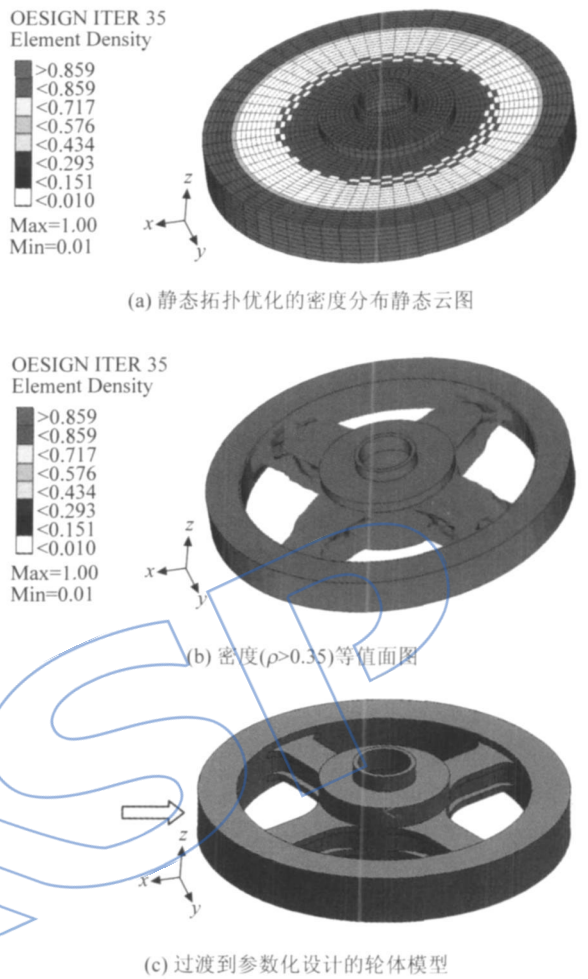


图 2 拓扑优化结果  
Fig. 2 Result of topology optimization design

1.3 动量轮轮体动态拓扑优化数学模型及优化结果

基于静态拓扑优化结果, 动态拓扑优化模型将轮缘区域添加到非优化域, 有限元模型如图 1(b). 动量轮轮体要求在工作转速范围内为刚性轮体, 需要其弹性振动的所有主频率均高于动量轮最高转速的 2 倍以上. 根据模态分析, 轮体二阶频率为一阶弹性振动频率, 同时考虑卫星飞轮的工作环境, 确定  $f_2 \geq 1400 \text{ Hz}$ .

在模态分析的基础上, 以轮体体积为目标函数, 动量轮动态拓扑优化设计的数学模型为

$$\min V(\Omega^{\text{mat}}) = \sum_{e=1}^N \rho(x) v^e \quad (12)$$

s. t.  $MU + KU = 0 \quad (13)$

$f_2 \geq 1400 \text{ Hz} \quad (14)$

$$0 < \rho_{\min} \leq \rho(x) \leq 1;$$
$$e = 1, 2, \dots, N$$

(15)

式中  $v^e$  为单元体积,  $M$  为轮体总质量矩阵.

在 Optistruct 模块中经过 80 次迭代计算, 动态优化收敛到最优解. 密度值大于 0.35 的等值优化结果如图 2(b) 所示.

2 动量轮轮体尺寸优化设计

2.1 动量轮轮体尺寸优化结构模型

拓朴优化完成之后, 得到了满足概念设计要求的动量轮拓朴结构形式, 将其过渡到参数化设计阶段, 趋于图 2(c) 所示的具有 4 根工字梁辐条的轮体形式, 其参数化结构示意图如图 3(a).

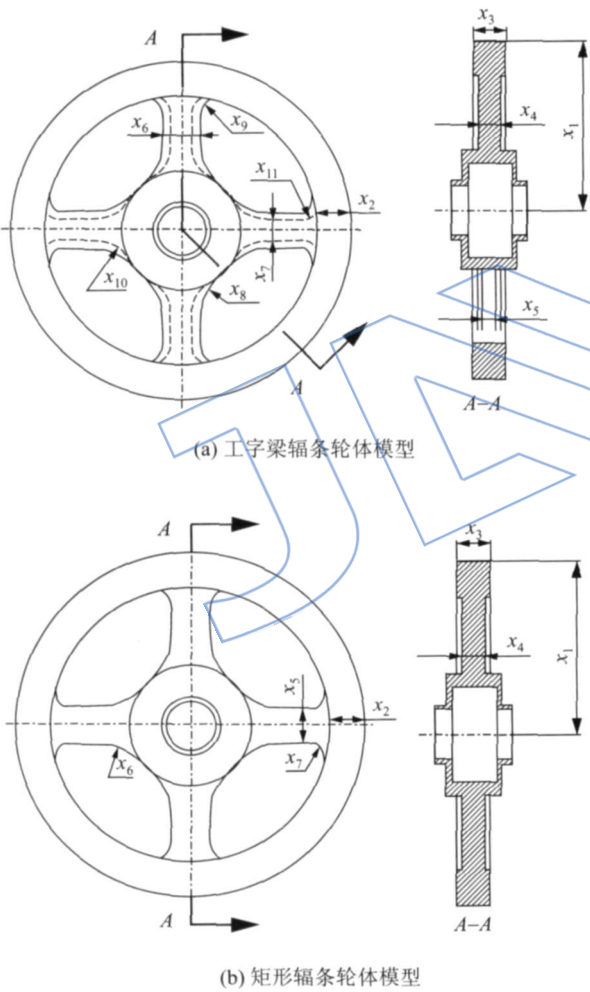


图 3 动量轮轮体参数化模型结构示意图

Fig.3 Structural sketch of momentum wheel rotor's parameter model

工字梁单位断面面积的抗弯模量最大, 因此优化得到的结构形式是合理的; 而工程实际中, 动量轮轮体的辐条一般设计为矩形截面, 以便于加

工. 本文在参数化设计阶段, 根据工程经验设计了图 3(b) 所示的矩形截面辐条轮体结构, 与工字梁辐条轮体作对比.

根据动量轮轮体的形式以及尺寸优化的区域分布, 设计变量的分布如图 3 所示. 采用 ANSYS 软件支持的 APDL (ANSYS parametric design language) 语言编制优化设计的参数化设计模型, 使轮体的设计建立在科学计算的基础上.

2.2 工字梁辐条动量轮轮体尺寸优化数学模型及优化结果

采用 ANSYS 软件的零阶方法<sup>[14]</sup>对动量轮轮体进行尺寸优化设计, 本文用平方差拟合目标函数, 用平方拟合状态变量.

如图 3(a), 轮体优化模型的设计变量有 9 个, 其中  $x_{10} = x_8, x_{11} = x_9$ , 其初始值设定为

$$X = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7, x_8, x_9]^T =$$
$$[153, 16, 15, 12, 8, 18, 12, 20, 5]^T \quad (\text{mm})$$

假设动量轮轮体的质量能够达到均匀分布, 尺寸优化以体积  $v(X)$  最小为优化目标. 与拓朴优化相同, 优化约束条件根据动量轮轮体的静动态特性设定. 轮体尺寸优化的数学模型为

$$\min v(X)$$
$$\text{s. t. } x_i^l \leq x_i \leq x_i^u;$$
$$i = 1, 2, \dots, 9$$

(16)

(17)

$$4.093 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \leq J_p \leq$$
$$4.143 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

(18)

$$1.4 \leq J_p/J_d \leq 2$$

(19)

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]$$

(20)

$$f_2 > 1400 \text{ Hz}$$

(21)

状态变量  $J_p, J_p/J_d$  和  $f_2$  的意义与拓朴优化中的相同, 但是它们是  $X$  的函数;  $\sigma_{\max}$  是最大应力值, 也是设计变量  $X$  的函数. 经过 38 次迭代计算, 所得最优解见表 1, 最优解的静力分析与模态分析的结果如图 4. 优化后轮体的体积从  $1.55 \times 10^{-4} \text{ m}^3$  降到了  $1.508 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ , 静动态特性的各项指标与初始解比较, 不仅达到了要求而且更加符合要求.

2.3 矩形截面辐条的动量轮轮体尺寸优化设计及优化结果

对矩形辐条轮体进行同样的尺寸优化设计, 并且与工字梁辐条轮体进行对比. 如图 3(b) 中动量轮轮体参数化模型, 共有 7 个设计变量, 其初

表 1 设计变量取值范围及优化结果(工字梁辐条)

Table 1 Value ranges of design variables and optimization results (I beam spoke)

| 设计变量/ mm |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
|----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|          | $x_1$ | $x_2$ | $x_3$ | $x_4$ | $x_5$ | $x_6$ | $x_7$ | $x_8$ | $x_9$ |
| 最小值      | 72    | 13    | 8     | 8     | 4     | 12    | 8     | 15    | 3     |
| 最大值      | 80    | 23    | 18    | 18    | 14    | 22    | 18    | 25    | 8     |
| 最优解      | 75.59 | 15.84 | 14.48 | 13.96 | 8.38  | 19.20 | 8.58  | 19.62 | 5.22  |

| 约束条件 |                                         |           |                            |                 | 目标函数                     |
|------|-----------------------------------------|-----------|----------------------------|-----------------|--------------------------|
|      | $J_p/10^{-3}(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$ | $J_p/J_d$ | $\sigma_{\max}/\text{MPa}$ | $f_2/\text{Hz}$ | $f(X)/10^{-4}\text{m}^3$ |
| 下限值  | 4.093                                   | 1.4       | 0                          | 1400            | —                        |
| 上限值  | 4.143                                   | 2         | 441                        | —               | —                        |
| 初始解  | 4.38                                    | 1.97      | 56.6                       | 1294.5          | 1.55                     |
| 最优解  | 4.095                                   | 1.97      | 54.74                      | 1468.0          | 1.508                    |

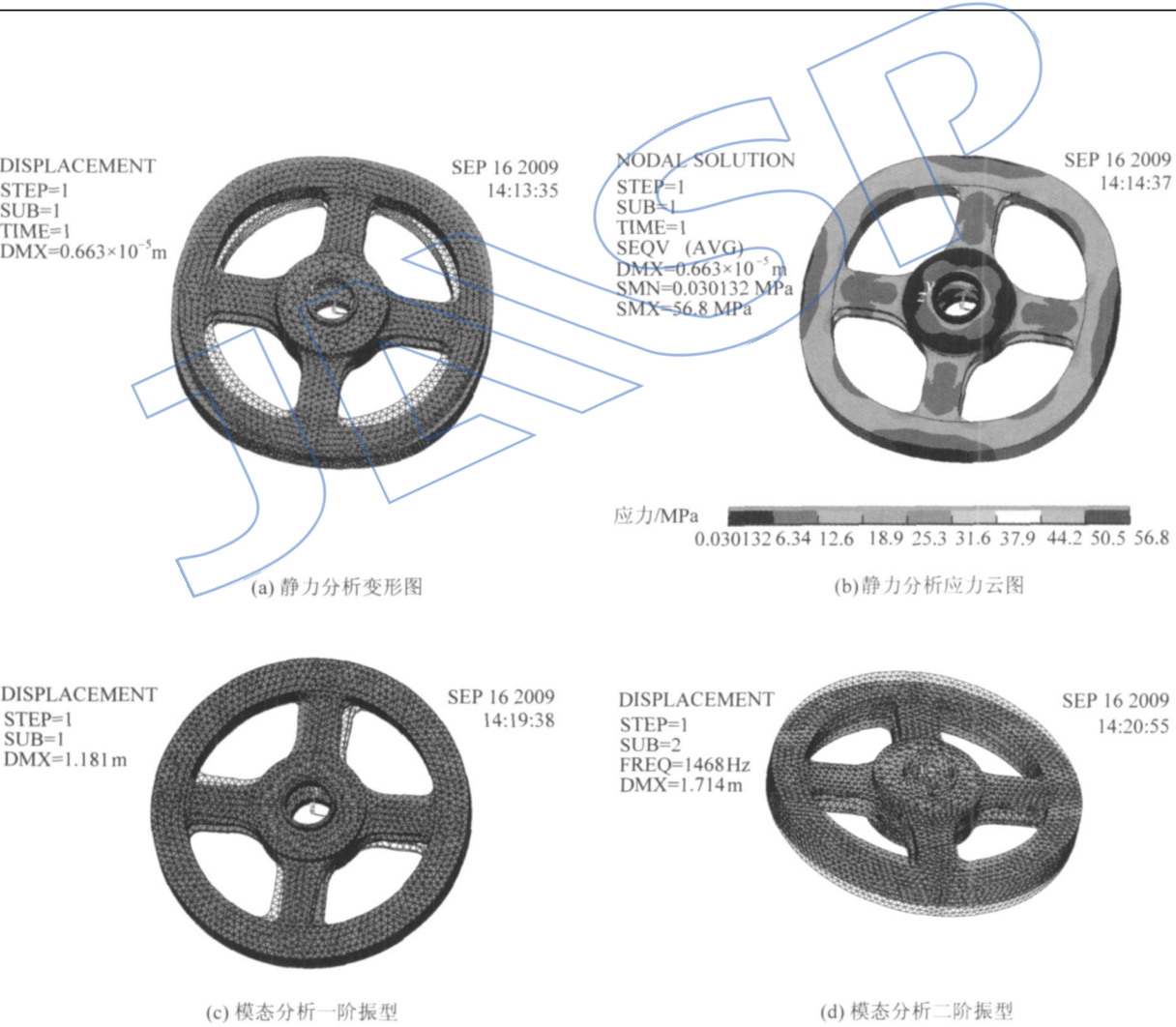


图 4 动量轮轮体尺寸优化分析结果(工字梁辐条)

Fig. 4 Analysis of the sizing optimization result ( wheel rotor with I beam spokes)

始值设定为

$$\boldsymbol{X} = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7]^T =$$
$$[153, 16, 15, 10, 16, 20, 5]^T \quad (\text{mm})$$

尺寸优化的数学模型与工字梁辐条轮体相同, 优化运算共迭代 60 次, 优化结果见表 2, 最优解的静力分析与模态分析的结果形式与工字梁辐条轮体的相同。优化后轮体的体积从  $1.53 \times 10^{-4} \text{ m}^3$  降到了  $1.509 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ , 静动态特性的

各项指标同样更加符合要求。

与第 2.2 节的优化结果比较, 可以得到在体积基本相同的情况下, 工字梁截面辐条轮体的一阶弹性振动频率  $f_2 = 1468.0 \text{ Hz}$ , 比矩形辐条轮体的一阶弹性振动频率  $f_2 = 1413.5 \text{ Hz}$  略高, 所以从降低飞轮振动水平来考虑, 工字梁辐条轮体较优于矩形辐条轮体, 这也肯定了拓扑优化结果的合理性。

表 2 设计变量取值范围及优化结果(矩形辐条)

Table 2 Value ranges of design variables and optimization results (rectangular spoke)

|      | 设计变量/mm                                 |           |                            |                 |                          |       |       |
|------|-----------------------------------------|-----------|----------------------------|-----------------|--------------------------|-------|-------|
|      | $x_1$                                   | $x_2$     | $x_3$                      | $x_4$           | $x_5$                    | $x_6$ | $x_7$ |
| 最小值  | 70                                      | 13        | 8                          | 8               | 10                       | 15    | 3     |
| 最大值  | 80                                      | 23        | 18                         | 18              | 20                       | 25    | 8     |
| 最优解  | 75.61                                   | 16.66     | 14.14                      | 12.82           | 13.66                    | 17.41 | 4.89  |
| 约束条件 |                                         |           |                            |                 |                          |       | 目标函数  |
|      | $J_p/10^{-3}(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$ | $J_p/J_d$ | $\sigma_{\max}/\text{MPa}$ | $f_2/\text{Hz}$ | $f(X)/10^{-4}\text{m}^3$ |       |       |
| 下限值  | 4.093                                   | 1.4       | 0                          | 1400            | —                        |       |       |
| 上限值  | 4.143                                   | 2         | 441                        | —               | —                        |       |       |
| 初始解  | 4.36                                    | 1.97      | 44.9                       | 1193.08         | 1.53                     |       |       |
| 最优解  | 4.099                                   | 1.97      | 35.37                      | 1413.5          | 1.509                    |       |       |

3 结 论

在建立拓扑优化和尺寸优化数学模型的基础上, 对偏置动量轮轮体进行了结构优化设计. 拓扑优化结果得到静动态特性合理的拓扑形状, 在此基础上同时考虑工程实践, 提出两种动量轮轮体的设计结构—4 根工字梁截面辐条和 4 根矩形截面辐条的轮体结构, 并分别做进一步尺寸优化. 优化结果表明, 体积都减少到大约  $1.51 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ , 并且通过对比, 工字梁辐条结构更优一些, 在体积相同时一阶弹性振动频率更高, 可以达到 1468.0 Hz.

通过优化设计得到了工程可实现的拓扑形状和体积均最优的轮体结构, 为后续工程设计提供指导.

参考文献:

[1] 钱勇. 高精度三轴稳定卫星姿态确定和控制系统研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2002

QIAN Yong. Studies on the attitude determination and control system of high precision three-axis stabilized satellite[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2002 (in Chinese)

[2] Smith J L. Attitude determination and control suitable for microspacecraft[C]//IEEE Aerospace Conference Proceedings. Big Sky, MT: IEEE, 2000: 143-165

[3] 白越, 黎海文, 吴一辉, 等. 复合材料飞轮转子设计[J]. 光学精密工程, 2007, 15(6): 852-857

BAI Yue, LI Haiwen, WU Yihui, et al. Design of composite flywheel rotor[J]. Opt. Precision Eng., 2007, 15(6): 852-857 (in Chinese)

[4] 叶红玲. 连续体结构静力拓扑优化方法与软件开发[D]. 北京: 北京工业大学, 2005

YE Hongling. Methods and software development of static topological optimization of continuum structures[D]. Beijing: Beijing University of Technology, 2005. (in Chinese)

[5] 程耿东, 顾元宪, 王健. 我国机械优化研究与应用的综述和展望[J]. 机械强度, 1995, 17(2): 68-74

CHENG Gengdong, GU Yuanxian, WANG Jian. A prospective review on research and application of optimal de-

- sign of mechanical systems in China[J]. Journal of Mechanical Strength, 1995, 17(2): 68-74 (in Chinese)
- [6] 许素强, 夏人伟. 结构优化方法研究综述[J]. 航空学报, 1995, 16(4): 385-396
- XU Suqiang, XIA Renwei. Methods of structural optimization: an overview[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 1995, 16(4): 385-396 (in Chinese)
- [7] 韩邦成, 虎刚, 房建成, 等. 50 Nms 磁悬浮反作用飞轮轮体优化设计方法的研究[J]. 宇航学报, 2006, 27(3): 536-540
- HAN Bangcheng, HU Gang, FANG Jiancheng, et al. Optimization design of magnetic bearing reaction wheel rotor[J]. Journal of Astronautics, 2006, 27(3): 536-540 (in Chinese)
- [8] 赵丽滨, 赵友选, 张建宇, 等. 反作用飞轮结构的动态优化设计[J]. 中国机械工程, 2007, 18(2): 139-142
- ZHAO Libin, ZHAO Youxuan, ZHANG Jianyu, et al. Dynamic optimum design of reaction wheel structure[J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(2): 139-142 (in Chinese)
- [9] 叶全红, 李红, 韩邦成. 基于 iSIGHT 的磁悬浮反作用飞轮优化设计[J]. 宇航学报, 2007, 28(6): 1619-1623
- YE Quanhong, LI Hong, HAN Bangcheng. Optimization design of magnetic bearing reaction wheel rotor using iSIGHT software[J]. Journal of Astronautics, 2007, 28(6): 1619-1623 (in Chinese)
- [10] Dmitri T. Topology optimization of resonating structures using SIMP method[J]. International Journal for Numerical Method in Engineering, 2002, 54(1): 1605-1622
- [12] Allaire G, Belhachmi Z, Jouve F. The homogenization method for topology and shape optimization - single and multiple load case[J]. Rev. Europ Elem. Finis., 1996, (5): 649-672.
- [13] 满宏亮. 工程结构拓扑优化的理论研究及应用[D]. 吉林: 吉林大学, 2007
- MAN Hongliang. Theory research and application on topology optimization of engineering structures[D]. Jilin: Jilin University, 2007 (in Chinese)
- [14] 杨姝. 复杂机械结构拓扑优化若干问题研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2007
- YANG Shu. Study on topology optimization of complex mechanics structure[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2007 (in Chinese)
- [15] 博弈创作室. APDL 参数化有限元分析技术及其应用实例[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2004
- Dicegame Workshop. Technology of APDL parametric finite element analysis and its applications[M]. Beijing: China Water Conservancy and Hydroelectric Power Press, 2004 (in Chinese)