

高速转盘的有限元分析与改进

林志立^{1,2} 李华民¹ 董亚强¹ 潘燕¹

(1.中国科学院 宁波材料技术与工程研究所,浙江 宁波 315201 2.中国科学院大学,北京 100049)

摘要:以某重大装备项目的高速转盘为研究对象,利用有限元技术建立旋转圆盘的有限元模型,首先进行自由模态与动力学仿真分析,获得了高速转盘的固有频率、模态振型与应力分布情况,然后通过科学计算获得理论应力解,并与数值应力解相比较。有限元仿真结果和理论解表明,原高速转盘在 25000r/min 的转速下工作,存在结构设计不足之处。参照高速转盘的结构设计规范,提出了一个改进方案,为原转盘的结构改进提供了理论依据。实际工作情况表明,改进后的高速转盘,结构设计合理,具有足够的刚度和强度,满足使用要求。

关键词: 高速转盘;有限元分析;模态分析;应力分析

中图分类号:TH16;TH122 文献标识码:A 文章编号:1001-3997(2018)10-0169-04

DOI:10.19356/j.cnki.1001-3997.2018.10.044

Finite Element Analysis and Improvement of High-Speed Rotating Disks

LIN Zhi-li^{1,2}, LI Hua-min¹, DONG Ya-qiang¹, PAN Yan¹

(1.Ningbo Institute of Material Technology and Engineering, Chinese Academy of Sciences, Zhejiang Ningbo 315201, China;

2.University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract This paper takes high-speed rotating disks of the heavy equipment as a research object. Finite element models of high-speed rotating disks are established by a finite element technique. Then, natural frequencies and modal shapes of high-speed rotating disks are identified by calculating the finite element model, and stresses of the original rotating disk due to the excitation of a high-speed rotation 25000r/min are predicted by the dynamic simulation and accordingly are compared with the theoretical stresses which are computed by a theoretical method. Defects on the structures of the original rotating disk are found by analyzing the simulation and theoretical results. Subsequently, an improvement plan is put forward in terms of a design specification of high-speed rotating disks, which provides theoretically a proposal for improving structures of the original rotating disk. Working conditions shows that the improved structures of the high-speed rotating disk are reasonable and meet the operation requirements.

Key Words High-Speed Rotating Disk; Finite Element Analysis; Modal Analysis; Stress Analysis

1 引言

高速转盘由特定的材料制造而成,其力学性能依赖于材料、旋转速度和工作环境。在机械制造业中,考虑到经济性、高温环境、轻量化和耐久性等因素,一般采用耐高温、低热传导的材料^[1]。

文献^[2-3]计算了平面压力条件下空心、实心的旋转圆盘的半解析解,与 Durodola 和 Attia 受离心载荷下的结果进行比较。文献^[4]求解了等厚度空心转盘的位移解析解,证实弹塑性性与弹性位移属于同一数量级。文献^[5]采用双剪统一理论,获得了实心旋转圆盘的应力分布。文献^[6]考虑到旋转圆盘的厚度与温度的相互影响,提出了一种计算变厚度高速转盘的等强度厚度分布的迭代计算方法。文献^[7]运用变材料属性(VMP)方法计算了非均匀厚度转盘

的应力,发现场变量的空间分布是相互影响的。最新的研究表明,在同样的旋转速度下变厚度转盘的应力比均匀厚度的小很多^[8]。在此基础上,Bayat 的变厚度旋转圆盘的研究表明,相比均匀厚度的转盘,径向厚度呈凹的抛物线逐渐减小的转盘,其应力和位移更小,材料的使用效率更高^[9]。

据现有文献所知,多数研究集中于旋转速度较低的变厚度转盘的线性问题,然而考虑 25000r/min 旋转速度下高速转盘问题的研究较少。考虑到转盘的厚度远小于直径,以平面应力问题进行理论计算。这项工作的目的是分析在高速旋转工况下空心转盘的几何结构对应力的影响,应力的计算采用有限元方法和弹性理论。通过高速转盘静、动态力学特性的分析,为转盘的结构设计与改进提供重要的理论依据。

来稿日期 2018-05-04

基金项目 中国科学院科研装备研制项目(YZ201434),宁波市数控一代机械产品创新应用示范工程(2014BAF10B00)

作者简介 林志立(1984-)男,浙江象山人,博士研究生,主要研究方向:机械结构设计与分析;

李华民(1979-)男,河南洛阳人,硕士研究生,高级工程师,主要研究方向:机电装备系统集成技术、机器人

2 弹性理论

假设内、外半径分别是 a, b 的等厚度空心圆盘,以角速度 ω 绕中心轴旋转。材料密度是 ρ ,弹性模量是 E ,泊松比是 ν ,按轴对称问题可以求解理论解^[10]。

平衡方程是:

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} + \rho\omega^2 r = 0 \tag{1}$$

式中 r —转板上任意点到轴心的距离;

σ_r —转板上任意点的径向应力;

σ_θ —转板上任意点的切向应力。

由(1)可得:

$$\frac{d\varphi}{dr} - \sigma_\theta + \rho\omega^2 r = 0 \tag{2}$$

式中 $\varphi = \gamma\delta_r$ —应力函数。给合(2)可得:

$$\begin{cases} \sigma_\theta = \frac{d\varphi}{dr} + \rho\omega^2 r \\ \sigma_r = \frac{\varphi}{r} \end{cases} \tag{3}$$

构方程和协调方程分别是:

$$\begin{cases} \sigma_r = \frac{E}{1-\nu} (\varepsilon_r - \nu\varepsilon_\theta) \\ \sigma_\theta = \frac{E}{1-\nu} (\varepsilon_\theta - \nu\varepsilon_r) \end{cases} \tag{4}$$

$$r \frac{d\varepsilon_\theta}{dr} + \varepsilon_\theta - \varepsilon_r = 0 \tag{5}$$

式中 ε_θ —转板上任意点的切向应变;

ε_r —转板上任意点的径向应变。

将式(3)、式(4)代入式(5),可得:

$$\varphi = C_1 r + \frac{C_2}{r} - \frac{(3+\nu)}{8} \rho\omega^2 r^3 \tag{6}$$

将(6)代入(3),可得转盘的应力分量:

$$\begin{cases} \sigma_r = C_1 + \frac{C_2}{r^2} - \frac{3+\nu}{8} \rho\omega^2 r^2 \\ \sigma_\theta = C_1 - \frac{C_2}{r^2} + \frac{3+\nu}{8} \rho\omega^2 r^2 \end{cases} \tag{7}$$

式中 C_1, C_2 —积分常数,由力的边界条件确定。

由空心转盘的边界条件:

$\sigma_r|_{r=a} = 0, \sigma_\theta|_{r=b} = 0$,计算可得:

$$\begin{cases} C_1 = \frac{3+\nu}{8} \rho\omega^2 (a+b) \\ C_2 = \frac{3+\nu}{8} \rho\omega^2 a^2 b^2 \end{cases} \tag{8}$$

将式(8)代入式(7),可得空心转盘的应力分量:

$$\sigma_r = \frac{3+\nu}{8} \rho\omega^2 \left(a^2 + b^2 - \frac{a^2 b^2}{r^2} - r^2 \right) \tag{9}$$

$$\sigma_\theta = \frac{3+\nu}{8} \rho\omega^2 \left(a^2 + b^2 - \frac{a^2 b^2}{r^2} - \frac{1+3\nu}{3+\nu} r^2 \right) \tag{10}$$

式(9) 式(10)仅用于材料弹性状态时应力分量的计算。

3 有限元建模

3.1 几何模型的清理与简化

高速转盘是重大装备的核心部件之一,其物理尺寸较大,在工作过程中受到径向离心力的作用。为了准确地描述高速转盘的结构力学特性,在建立有限元模型前,先根据求解的问题,考虑主要因素,对高速转盘进行几何清理与简化。

采用的措施为:

(1)忽略高速转盘的夹紧装置、紧固螺钉等零件;

(2)修复与改进三维几何模型,建立正确的结构拓扑关系;

(3)删除所有倒角、 $R=3\text{mm}$ 的圆孔与圆角;

(4)采用可以有效地提高计算精度的六面体网格,离散高速转盘模型。

3.2 有限元模型的建立

高速转盘的网格划分,选择六面体单元尺寸为(2~3)mm。在转盘的轴心位置建立一个辅助立方体,并将其离散成边长为2mm的六面体网格模型,如图1所示。通过离散高速转盘,定义转盘与辅助立方体的联接关系,创建材料、重力加速度、角速度等参数,设定辅助立方体的约束条件,建立起整个高速转盘的有限元模型。

考虑到高速转盘的工作环境,采用超硬铝合金 YH75 材料,工艺采用淬火及人工时效,其材料参数为:密度 $\rho = 2.82 \times 10^{-9} \text{t/mm}^3$,屈服极限 $\sigma_s = 470 \text{MPa}$,强度极限 $\sigma_b = 530 \text{MPa}$,泊松比 $\nu = 0.33$,杨氏模量 $E = 7.4 \times 10^4 \text{MPa}$,剪切模量 $G = 2.7 \times 10^4 \text{MPa}$ 。

4 边界条件

4.1 约束条件

为了更真实地模拟高速转盘的实际情况,其约束条件为:分别约束住辅助的旋转立方体的上、下平面中心节点的 x, y, z 的平移自由度和绕 x, y 轴的旋转自由度,放开绕 z 轴的旋转自由度,理论上两点成线,形成一个自由转动的铰链,实线圆圈,如图1所示。

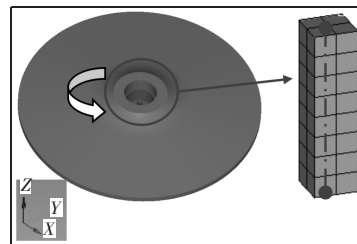


图1 约束定义

Fig.1 Constraint Definition

4.2 载荷定义

高速转盘有限元分析中,将旋转角速度施加在转盘的轴心上,绕 z 轴旋转,计算瞬时工况下的应力。此外,定义转盘的重力加速度曲线,方向沿 z 轴的负方向。

4.3 连接定义

为了简化高速转盘的有限元求解问题,取消转盘的夹紧装置,通过定义辅助立方体与转盘的夹紧处的六面体单元为刚性连接关系,来模拟夹紧装置与转盘的夹紧情况,如图2所示。

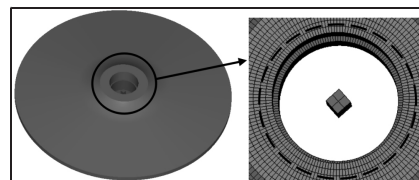


图2 连接定义

Fig.2 Connection Definition

5 计算与分析

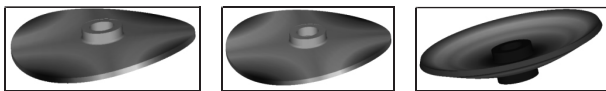
5.1 模态分析

高速转盘前6阶固有频率与振型,如表1所示。其中,第1、2阶模态,第3阶模态,第4、5、6阶模态较为典型,以三类模态为例进行描述。

表1 高速转盘的前6阶固有频率、临界转速与振型特征
Tab.1 Six Natural Frequencies, Critical Speeds and Mode Shapes of High-Speed Rotating Disk

阶数	频率/Hz	临界转速/(r·min ⁻¹)	振型特征
1	708	42480	弯曲
2	708	42480	弯曲
3	1147	68820	翘曲
4	1235	74100	扭转
5	1235	74100	扭转
6	1924	115440	扭转

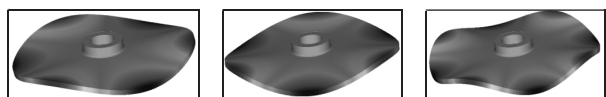
高速转盘的第1、2阶模态振型,其模态位移随着颜色加深而增加,固有频率都是708Hz,如图3(a)、图3(b)所示。2阶模态振型表示转盘发生弯曲变形,沿z轴的最大模态位移在外径处。高速转盘的第3阶模态振型,其模态位移随着颜色加深而增加,固有频率是1147Hz,该模态振型表示转盘发生圆周翘曲变形,沿z轴的最大模态位移在外径处,如图3(c)所示。



(a)第1阶模态振型 (b)第2阶模态振型 (c)第3阶模态振型
图3 转盘的第1、2、3阶模态振型

Fig.3 First, Second and Third Mode Shapes of Rotating Disk

高速转盘的第4、5、6阶模态振型,其模态位移随着颜色加深而增加,固有频率分别是74100Hz、74100Hz、115440Hz,如图4所示。在3阶模态里,转盘发生扭转变形,沿z轴的最大模态位移在外径处。分析频率与振型图,高速转盘的振型以弯曲与扭转为主,有时会出现圆周翘曲振型。从几个阶模态振型图看出,在转盘外径处发生较大的模态位移,各模态位移比例值,如表2所示。此外,从图3(c)可见转盘发生圆周翘曲变形,这是较少见到的模态振型,表明转盘的径向结构刚度过低,表现为模态变形较大。



(a)第4阶模态振型 (b)第5阶模态振型 (c)第6阶模态振型
图4 转盘的4、5、6阶模态振型

Fig.4 Forth, Fifth and Sixth Mode Shapes of Rotating Disk

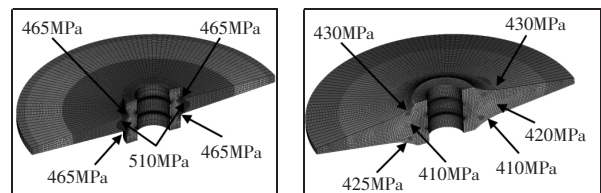
表2 转盘外径处的最大模态位移
Tab.2 Maximum Mode Displacements at Outer Diameter of Rotating Disk

阶数	模态位移	阶数	模态位移
1	2.8	4	3.2
2	2.8	5	3.2
3	2.0	6	3.5

高速转盘的工作转速是25000r/min,远离表2所示的最小临界转速是42480r/min。所以该转盘是满足设计要求的,在实际工况下不会出现共振现象。

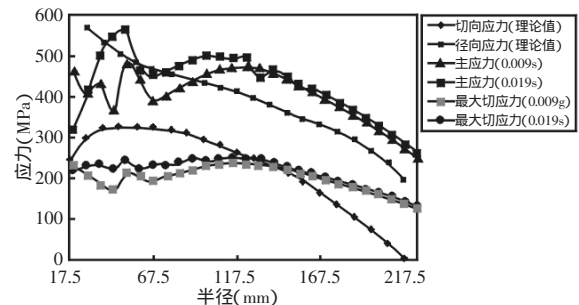
5.2 应力分析

在高速旋转工况下,转盘的应力与变形情况是衡量结构是否可靠与改进的重要依据。高速转盘的工况是:高速电机带动转盘以转速 $n=25000r/min$ 绕转盘轴线旋转,转盘受高速旋转产生的巨大离心力作用,有时还会受到转盘的材料特性、结构特征、加工工艺等因素的影响而产生的偏心力作用。为了避免产生额外的偏心力,高速旋转类零件的结构设计,应该遵循一些规范:(1)整体结构上下、左右对称;(2)等强度设计^[6],即转盘厚度靠近轴线较厚,远离轴线逐渐减小;(3)考虑到高速旋转工况,整体结构外形呈凹的抛物线形状^[9]。

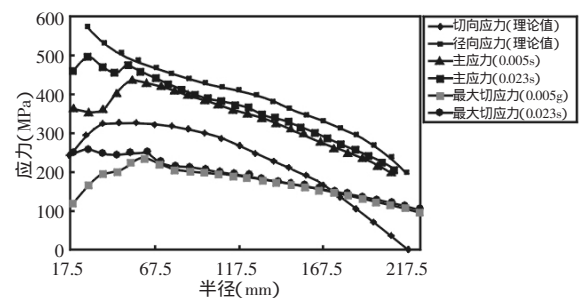


(a)原转盘的应力云图 (b)改进后转盘的应力云图
图5 改进前、后转盘的应力云图

Fig.5 Stresses of Original and Improved Rotating Disks



(a)改进前的应力



(b)改进后的应力

图6 改进前、后转盘的应力曲线

Fig.6 Stress Curves of Original and Improved Rotating Disks

从图5(a)可知,原转盘圆角处的应力值是465MPa,接近材料的屈服极限值470MPa。还有,靠近中间部位的应力值达到510MPa,已经超过材料的屈服极限值,此处结构处于屈服与强度极限之间,当转盘的旋转圈数达到材料的疲劳极限时,容易造成疲劳破坏。

此外,由图6(a)可知,在原转盘的圆角处与靠近外径处的主应力(0.009s、0.019s,转盘工作的瞬时刻刻)都超出理论径向应力值范围,靠近外径处的最大切应力也超出理论切向应力范围。所以原高速转盘存在明显的不足之处,需要改进结构或采用性能更好的材料,才能满足设计要求。

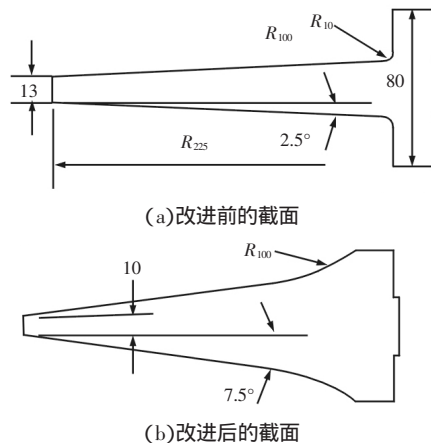
6 结构改进

根据自由模态、应力分析的结果,参照高速旋转类零件的结构设计规范,采用改进措施:

- (1)将最大外径处的厚度从 13 mm 修改到 10 mm;
- (2)增加转盘旋转翼的角度,将角度从 2.5°修改到 7.5°;
- (3)实现转盘旋转翼与中间圆柱连接处的光滑过渡,即将圆角从 R10 修改到 R100。

改进前、后的转盘结构特征如图 7 所示。

改进前、后的转盘结构特征如图 7 所示。



(a)改进前的截面
(b)改进后的截面

图 7 改进前、后的截面

Fig.7 Original and Improved Sections

计算改进后的有限元模型,从上一节的图 5(b)可知,圆角处的应力值降到 430MPa、425MPa、410MPa、430MPa,最大降幅达到 11.8%,如表 3 所示。此外,靠近中间部位的应力值降到 410MPa,降幅达到 19.6%,如表 3 所示。应力值均小于材料的屈服极限 470 MPa,且留有一定的余量。由上一节的图 6(b)可知,改进后转盘圆角处与其他部位的主应力(0.005s、0.023s)都落在理论径向应力值范围内,最大切应力除靠近外径处也都落在理论切向应力值范围内,且留有一定的余量,所以满足强度要求。高速转盘改进前、后的应力值,如表 3 所示。

表 3 转盘改进前、后应力

Tab.3 Stresses of Original and Improved Rotating Disks

编号	原转盘(MPa)	改进后(MPa)	改进比率
1	465	430	7.5%
2	465	425	8.6%
3	465	410	11.8%
4	465	430	7.5%
5	510	410	19.6%
6	510	410	19.6%

7 结论

通过高速转盘的有限元分析、理论验证,得出了几何结构的变化对转盘应力的影响,其结果对于结构与改进具有指导意义。主要获得如下结论:

(1)利用商用有限元软件计算了高速转盘的自由模态问题,计算结果显示原转盘最大外径处的模态位移较大,以及第三阶模态振型存在圆周翘曲变形,表明径向结构刚度过低。模态分析的结果还表明,转盘的工作转速 25000r/min 远离最小临界转速 42480r/min,所以在实际工况下不会发生共振现象。

(2)通过高速转盘的应力分析,发现原转盘的圆角处应力值较大,超过材料的屈服极限,所以提出了结构改进措施:修改转盘外径处的厚度,增加旋转翼的角度,改大圆角实现光滑过渡,整体外形呈凹的抛物线形状。改进后的转盘,圆角处的最大应力值降低 11.8%,靠近中间部位的最大应力值降低 19.6%,应力值小于材料的屈服极限,满足强度要求。

(3)此外,改进前后的应力曲线图表明,改进后转盘的主应力、最大切应力都落在理论应力值范围内,总体效果是比较理想的。

实际工作情况,也表明改进后高速转盘的结构设计基本合理,具有足够的刚度和强度,可以在高速运转的工况下将金属液体(以铜作为实例)分离成微小颗粒的粉末,基本达到使用要求。虽然本次研究工作存在一些不足之处,但对实际工程问题的解决仍具有重要的指导作用。

参考文献

- [1] Reddy J N, Wang C M, Kitipornchai S. Axisymmetric bending of functionally graded circular and annular plate [J]. Eur. J. Mech. A/Solids, 1999 (18): 185-199.
- [2] Durodola J F, Attia O. Deformation and stresses in FG rotating disks [J]. Compos. Sci. Technol, 2000(60): 987-995.
- [3] Kordkheili S A H, Naghdabadi R. Thermoelastic analysis of a functionally graded rotating disk [J]. Compos. Struct, 2007, 79(4): 508-516.
- [4] 刘智, 何同瑞, 胡雨村. 空心旋转贺盘的弹塑性位移分析 [J]. 河北机电学院学报, 1991, 8(2): 48-52.
(Liu Zhi, He Tong-rui, Hu Yu-cun. The elastic-plastic displacement analysis of rotating hollow disk [J]. Journal of Hebei Institute of Mechanical Engineering, 1991, 8(2): 48-52.)
- [5] 王娟, 赵均海, 刘朝. 旋转圆盘弹塑性分析的统一解 [J]. 应用力学学报, 2013, 30(6): 802-809.
(Wang Juan, Zhao Jun-hai, Liu Zhao. Unified elastic-plastic solution of rotation disc [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2013, 30(6): 802-809.)
- [6] 叶开沅, 刘平. 在定常温度场中非均匀厚度高速旋转圆盘的等强度设计 [J]. 应用数学和力学, 1986, 7(9): 769-778.
(Ye Kai-yuan, Liu Ping. Equi-strength design of nonhomogeneous variable thickness high speed rotating disk under steady temperature field [J]. Applied Mathematics and Mechanics, 1986, 7(9): 769-778.)
- [7] Jahed H, Sherkatti S. Thermo elastic analysis of inhomogeneous rotating disk with variable thickness [J]. In Proc. of the EMAS Conference of Fatigue, Cambridge, England, 2000.
- [8] Orcan Y, Eraslan A N. Elastic-plastic stresses in linearly hardening rotating solid disks of variable thickness [J]. Mechanics Research Communications, 2002(29): 269-281.
- [9] Bayat M, Saleem M, Sahari B B. Analysis of functionally graded rotating disks with variable thickness [J]. Mechanics Research Communications, 2008(35): 283-309.
- [10] 徐秉业, 刘信声. 应用弹塑性力学 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1995.
(Xu Bing-ye, Liu Xin-sheng. Applied Elastic-Plastic Mechanics [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1995.)