

压气机盘片榫连结构接触特性分析

马辉, 王迪, 能海强, 太兴宇

(东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819)

摘 要: 以某压气机燕尾形榫连盘片结构为研究对象, 压气机盘片模型共有 38 个叶片, 基于 ANSYS 有限元软件, 选取整盘的 1/38 进行有限元建模. 并考虑了旋转导致的离心力的作用, 分析了榫头-榫槽之间的摩擦系数、榫头的安装角和接触面积对接触压力、接触滑移距离的影响. 在计算时拉格朗日乘子算法被应用于榫头-榫槽之间的接触计算. 研究结果表明: 最大接触压力及最大滑移距离随着摩擦系数的增加而逐渐减小; 最大接触压力随着榫头安装角的增大而增大, 而最大滑移距离没有发生明显的变化; 最大接触压力及最大滑移距离随着接触面积的增加而逐渐减小.

关 键 词: 盘片; 榫连结构; 接触面; 接触特性; 有限元

中图分类号: V 231.91

文献标志码: A

文章编号: 1005-3026(2015)01-0109-05

Contact Characteristic Analysis of a Compressor Disc Dovetail Structure

MA Hui, WANG Di, NAI Hai-qiang, TAI Xing-yu

(School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China.

Corresponding author: MA Hui, E-mail: huima@me.neu.edu.cn)

Abstract: Focusing on the compressor disc dovetail structure, where the compressor disc model consisted of 38 blades, the finite element model of 1/38 of the whole plate was established based on ANSYS software. Considering centrifugal force caused by rotation, the effects of friction coefficient, dovetail installation angle and contact area of interface on contact pressure and contact slip distance were studied. The Lagrange multiplier was applied to calculate the contact responses between dovetail and groove. The results show that the maximum contact pressure and maximum slide distance decrease gradually with the increasing of friction coefficient; the maximum contact pressure increases and the maximum slide distance almost keep constant with the increasing of dovetail installation angle; the maximum contact pressure and maximum slide distance of interface gradually decrease with the increasing of contact area.

Key words: blade-disc; dovetail structure; interface; contact characteristics; finite element

航空发动机压气机盘片之间的榫连结构是一种典型的轮盘与叶片的连接形式, 榫连接失效是导致轮盘和叶片损坏的重要原因之一, 因此在航空发动机研究中榫连接研究是非常重要的.

魏大盛等^[1]采用不同网格密度下的榫连结构有限元模型, 对应力集中问题进行了研究, 分析了接触面的几何形状对应力集中的影响. Papanikos 等^[2]建立了榫槽-榫头的三维有限元模型, 分析了榫头的安装角度对接触面的接触压

力的影响. Anandavel 等^[3]比较了直榫与倾斜 20° 的斜榫对接触特性的影响. 以疲劳试验夹为研究对象, Swalla 等^[4]通过数值分析及试验研究, 指出摩擦系数对接触疲劳损伤有一定影响. Anandavel 等^[5]建立盘片榫连结构模型, 研究了预载荷对榫头接触面的接触应力的影响. Petrov^[6]提出了一种能够分析带有摩擦阻尼减振器盘片的非线性应力响应的方法, 深入探讨了不同阻尼器(线性阻尼器、片状阻尼器等)对应力响应的影响. 彭茂林

等^[7]建立了涡轮盘-片结构的三维非线性循环对称模型,综合考虑了多种复杂载荷和接触非线性,得到了紧急启动过程轮盘及叶片危险部位的温度以及应力时间历程响应.刘启跃等^[8]研究了线接触条件下微动摩擦特性,研究表明表面粗糙度对磨损有影响,承载区域接触不均匀、存在的虚接触区域大小与表面粗糙度有关.Wu 等^[9]研究了摩擦系数和榫头侧角对接触面的最大接触应力的影响,结果表明:最大接触应力随着榫头侧角的增加缓慢增加,随着摩擦系数的增加而减小.Meguid 等^[10]对二维三齿涡轮盘榫头-榫槽模型进行光弹实验和有限元分析对比,结果表明齿底接触面的剪切应力二者最大相差 15%.

由上面的文献分析可知,很多研究者对简化的榫槽-榫头结构进行了分析^[2-3,5],考虑到这些简化模型与真实盘片结构有一定差距,本文在前人研究的基础上,以某压气机真实盘片榫连结构为研究对象,基于接触动力学理论,分析了不同参数:接触面积、榫头安装角、摩擦系数对榫头-榫槽接触特性的影响.

1 有限元模型的建立

本文所建立压气机盘片模型共有 38 个叶片,选取整盘的 1/38 进行有限元建模.在进行计算时,对轮盘的两个侧面的所有节点施加循环对称约束.盘片榫连有限元模型采用 Solid45 单元,为了保证计算结果的精确性,模型采用六面体网格划分,如图 1 所示.模型共划分 34 476 个节点,六面体单元 32 842 个,榫头与榫槽的接触面采用的是面-面接触单元,其中榫头上的面定义为接触面,采用接触面单元 Contac173,榫槽上的面定义为目标面,采用目标面单元 Target170,如图 1 所示.接触面共划分了 1 856 个节点和 1 680 个单元.绕 Z 轴逆时针施加转速,并将叶背对应的接触面定义为 B 面,叶盆对应的为 A 面.

2 接触特性分析

本模型所选用材料特性如下:弹性模量 125 GPa,泊松比 0.3,材料密度 4 370 kg/m³.本文主要分析盘片系统在离心载荷的作用下,接触面的接触滑移距离、接触压力随不同接触参数变化的规律.设定接触面局部坐标系 $\zeta\eta\theta$, o 为接触面中心位置,如图 1 中接触面示意图所示.图中 $2b$ 为榫头宽度, $2a$ 为榫头倾斜长度,和榫头宽度方向

为垂直关系.为了方便显示接触面接触压力和滑移距离,本文将 ζ, η 方向的接触压力以及滑移距离用三维图表示.

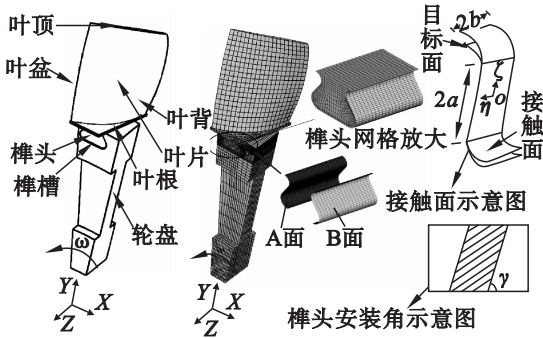


图 1 几何模型及有限元模型
Fig. 1 Geometry model and finite element model

2.1 摩擦系数对接触特性的影响

在工作转速 10 000 r/min 的条件下,分析不同摩擦系数对接触特性的影响,假定摩擦系数的变化范围为 0.1 ~ 1.0.图 2 为最大接触压力随摩擦系数的变化曲线,由图可知最大接触压力随着摩擦系数的增大而逐渐减小.由于叶片模型形状的因素,B 面的接触压力要大于 A 面的接触压力.A 和 B 两接触面的最大接触压力随摩擦系数增加幅值变化较大.图 3 为最大滑移距离随摩擦系数的变化曲线,由图可知最大滑移距离随着摩擦系数的增大而逐渐减小,且 B 面的滑移距离要大于 A 面的滑移距离,B 面的滑移距离变化幅度要远大于 A 面的幅度.

为了清晰及形象地表达接触面接触特性的变化情况,选取摩擦系数为 0.1 和 1.0 两种情况下分析接触面 B 面的接触压力和滑移距离云图及三维图,如图 4 所示.从图 4 中接触压力的分布情况可以看出,在接触面靠左侧边缘处的压力最大;而从滑移距离的分布可以看出,由于榫头的弹性变形,左侧边缘处的滑移距离要略大一些.

2.2 榫头安装角对接触特性的影响

不同的榫头安装角也会对榫连结构的接触特性有较大的影响^[3],本节通过改变榫头的安装角(见图 1 榫头安装角示意图)分析其对接触特性的影响,研究在工作转速 10 000 r/min 工况下,榫头安装角 θ 从 0 到 15° 变化,最大接触压力、最大滑移距离的变化规律.

图 5 为最大接触压力随安装角的变化曲线,由图可知接触面的接触压力随着安装角的增大逐渐增大,由于旋转惯性力的作用,B 面的接触压力要大于 A 面的接触压力.接触面的接触压力会随着榫头安装角的增加而增大,这是由于榫头安装

角增大时榫头与榫槽的接触区域将发生变化,实际的接触区域将会减小,所以导致接触压力增大.图 6 为最大滑移距离随安装角的变化曲线,由图可知 B 面的最大滑移距离随着安装角的增加没

有发生明显的变化,基本保持在0.09 mm附近,而 A 接触面的最大滑移距离随着安装角的增加,呈现出略微增加的趋势.

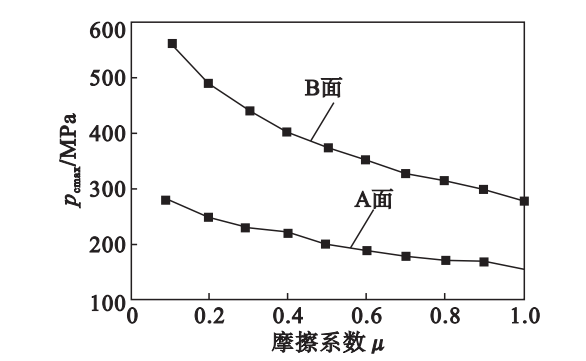


图 2 最大接触压力随摩擦系数变化曲线
Fig. 2 Curves of the maximum contact pressure with the change of the friction coefficient

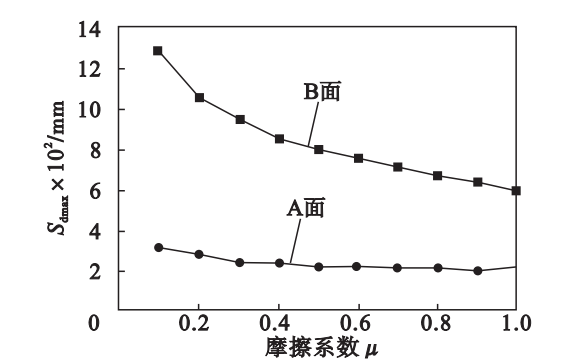


图 3 最大滑移距离随摩擦系数变化曲线
Fig. 3 Curves of the maximum slide distance with the change of the friction coefficient

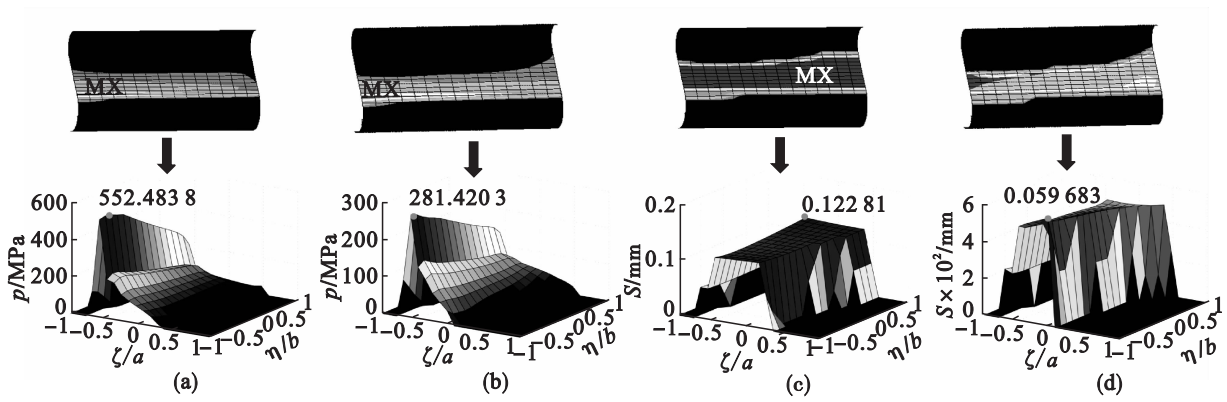


图 4 不同摩擦系数下 B 接触面接触特性的变化云图及三维图
Fig. 4 Contact characteristics nephogram and three-dimensional figures of B contact surface under different friction coefficients
(a)—摩擦系数 0.1,接触压力;(b)—磨擦系数 1.0,接触压力;(c)—摩擦系数 0.1,滑移距离;(d)—摩擦系数 1.0,滑移距离.

取榫头安装角 $\theta = 0^\circ$ 和 $\theta = 15^\circ$ (图 5 和图 6 中的 C,D 两点) 两种情况下,分析 B 面的接触压力、滑移距离云图及三维图,如图 7 所示.从图 7 中接触压力的分布情况可以看出,在接触面靠左

侧边缘处的压力最大;而从滑移距离的分布可以看出,由于榫头的弹性变形,左侧边缘处的滑移距离要略大一些.

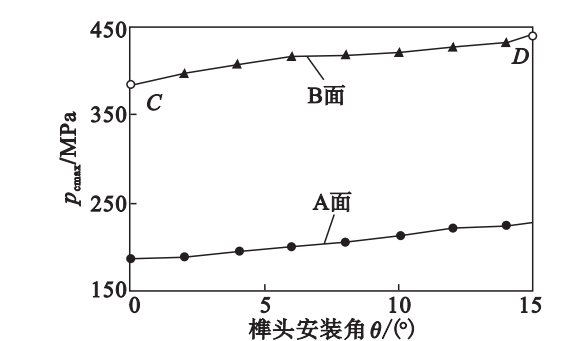


图 5 最大接触压力随榫头安装角变化曲线
Fig. 5 Curves of the maximum contact pressure with the change of the dovetail installation angle

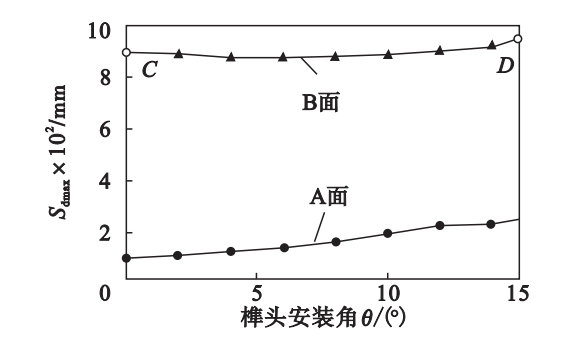


图 6 最大滑移距离随榫头安装角变化曲线
Fig. 6 Curves of the maximum slide distance with the change of the dovetail installation angle

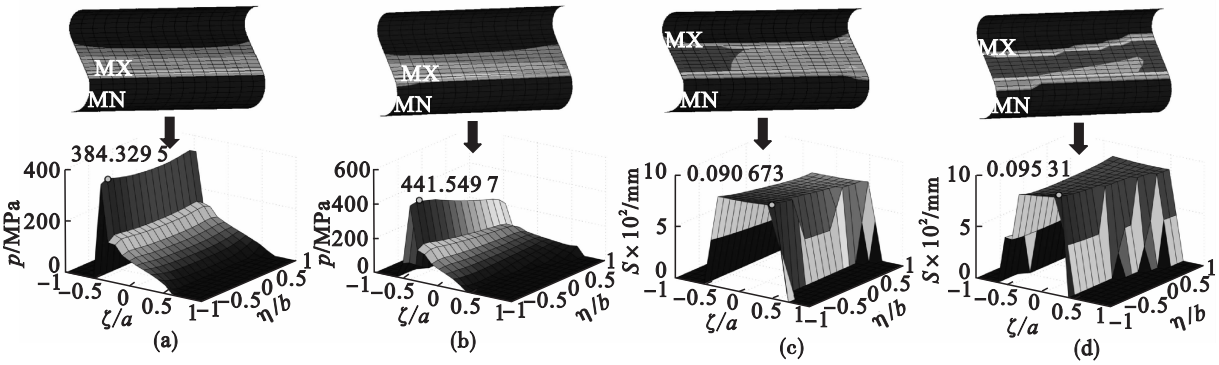


图 7 不同榫头安装角 B 接触面接触特性的云图及三维图
Fig. 7 Contact characteristics nephogram and three-dimensional figures of B contact surface under different dovetail installation angles

(a)—安装角 0°, 接触压力; (b)—安装角 15°, 接触压力; (c)—安装角 0°, 滑移距离; (d)—安装角 15°, 滑移距离.

2.3 接触面积对接触特性的影响

本节定义无量纲面积为真实接触面积与接触单元的单侧接触面的面积的比值, 选取了无量纲面积为 0.5 ~ 1.0. 最大接触压力以及最大滑移距离随无量纲面积变化曲线, 如图 8 和图 9 所示. 选取无量纲面积为 0.5 及 1.0 情况下的 B 面的接触压力、滑移距离云图及三维图, 如图 10 所示.

由图 8 可知, 最大接触压力随着无量纲面积

的增加逐渐减小, 并且 B 面与 A 面压力相差不大. 由图 9 可知, 最大滑移距离随着无量纲面积的增大, B 面的最大滑移距离逐渐减小, 最后趋于稳定; A 面的最大滑移距离在无量纲面积为 0.5 ~ 0.6 下降速度较快, 之后基本保持不变. 从图 10a, 图 10b 中接触压力的分布情况可以看出, 接触面的接触边缘位置的接触压力较大; 从图 10c, 10d 可以看出, 中间的接触区域的滑移距离较大.

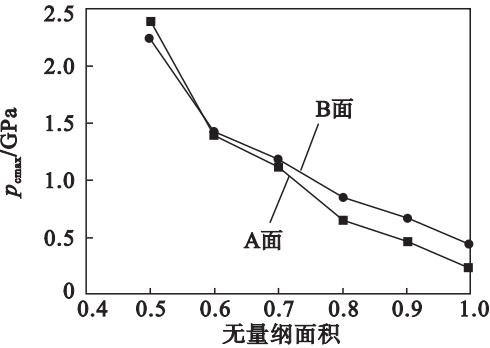


图 8 最大接触压力随无量纲面积变化曲线
Fig. 8 Curves of the maximum contact pressure with the change of the dimensionless area

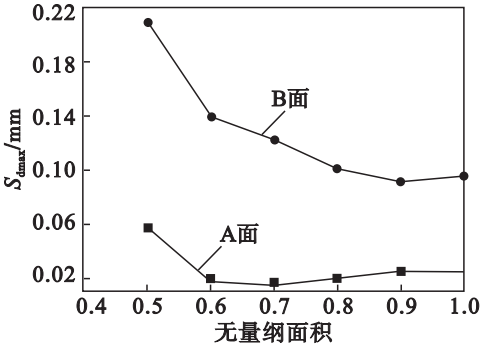


图 9 最大滑移距离随无量纲面积变化曲线
Fig. 9 Curves of the maximum slide distance with the change of the dimensionless area

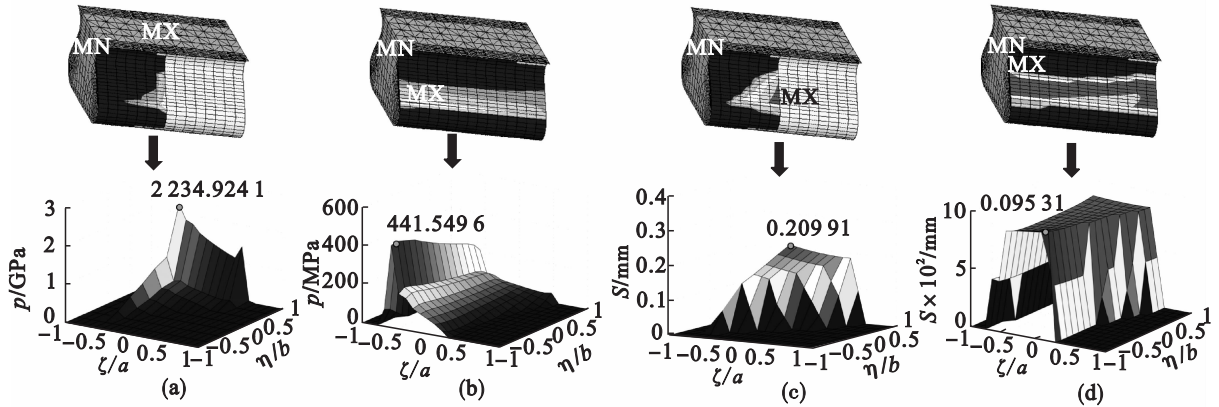


图 10 不同无量纲面积下 B 接触面接触特性的云图及三维图
Fig. 10 Contact characteristics nephogram and three-dimensional figures of B contact surface under dimensionless area
(a)—无量纲面积 0.5, 接触压力; (b)—无量纲面积 1.0, 接触压力;
(c)—无量纲面积 0.5, 滑移距离; (d)—无量纲面积 1.0, 滑移距离.

3 结 论

- 1) 摩擦系数的增加能够降低接触面的最大接触压力以及最大滑移距离,且对叶背所对应的接触面影响较大.
- 2) 榫头安装角的增加将使接触面的接触压力增加,榫头安装角的变化对接触面的最大滑移距离的影响并不是十分明显.
- 3) 随着接触面积的增加,榫连结构接触面的最大接触压力以及最大滑移距离逐渐减小.

参考文献:

[1] 魏大盛,王延荣. 榫连结构接触面几何构形对接触区应力分布的影响[J]. 航空动力学报,2010,25(2) :407 – 411.
(Wei Da-sheng,Wang Yan-rong. Effects of profile of contact surfaces on the stress distribution for tenon jointing in blade disk assemblies [J]. *Journal of Aerospace Power*,2010,25(2) :407 – 411.)

[2] Papanikos P,Meguid S A,Stjepanovic Z. Three dimensional nonlinear finite element analysis of dovetail joints in aeroengines disc[J]. *Finite Element in Analysis and Design*,1998,29(3) :173 – 186.

[3] Anandavel K,Prakash R V. Effect of three-dimensional loading on macroscopic fretting aspects of an aero-engine blade-disc dovetail interface [J]. *Tribology International*,

2011,44(11) :1544 – 1555.

[4] Swalla D R,Neu R W. Influence of coefficient of friction on fretting fatigue crack nucleation prediction [J]. *Tribology International*,2001,34(7) :493 – 503.

[5] Anandavel K,Prakash R V,Davis A . Effect of preloading on the contact stress distribution of a dovetail interface [C]//International Conference on Mechanical and Industrial Engineering. Singapore,2010:360 – 365.

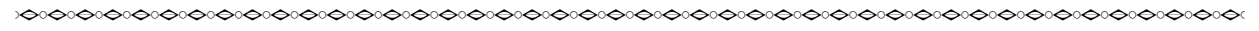
[6] Petrov E P. Explicit finite element models of friction dampers in forced response analysis of bladed disks[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*,2008,130(2) :1 – 11.

[7] 彭茂林,杨自春,曹跃云. 涡轮盘片结构的接触分析[J]. 热力透平,2009,38(4) :238 – 243.
(Peng Mao-lin,Yang Zi-chun,Cao Yue-yun. Touch analysis of turbine disc-blade structure[J]. *Thermal Turbine*,2009,38(4) :238 – 243.)

[8] 刘启跃,张伟,郭俊,等. 线接触条件下微动摩擦特性的研究[J]. 中国机械工程,2006,17(7) :729 – 732.
(Liu Qi-yue,Zhang Wei,Guo Jun,et al. Investigation of fretting friction characteristics under line contact [J]. *China Mechanical Engineering*,2006,17(7) :729 – 732.)

[9] Wu X Z,Tao Q B,Chen A P,et al. Effect of flank angle and friction coefficient on contact stress of turbine rotor [J]. *Journal of Central South University*,2013,20:1792 – 1796.

[10] Meguid S A,Kanth P S,Czekanski A. Finite element analysis of fir-tree region in turbine discs[J]. *Finite Element Analysis and Design*,2000,35(4) :305 – 317.



(上接第 98 页)

[3] Umezaki Y,Ariura Y. An application of numerical analysis of hobbing to hob wear,cutting force and gear tooth topography [C]//World Congress on Gearing and Power Transmission. Paris,1999:1833 – 1838.

[4] Abood A M,Bicker R,Pennell T. An analysis of cutting forces in gear hobbing[J]. *VDI-Berichte*,2002,1665:255 – 262.

[5] Antoniadis A,Vidakis N,Bilalis N. Fatigue fracture investigation of cemented carbide tools in gear hobbing,part 1: FEM modeling of fly hobbing and computational interpretation of experimental results [J]. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*,2002,124(4) :784 – 791.

[6] Antoniadis A. Gear skiving—CAD simulation approach[J]. *Computer-Aided Design*,2012,44(7) :611 – 616.

[7] Yip-Hoi D,Huang X. Cutter/workpiece engagement feature extraction from solid models for end milling[J]. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*,2006,128(1) :249 – 260.

[8] Yang Y,Zhang W,Wan M,et al. A solid trimming method to extract cutter-workpiece engagement maps for multi-axis milling [J]. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*,2013,68(9/10/11/12) :2801 – 2813.

[9] 刘胤. 实体法铣削力仿真中几何参数提取及算法优化的研究[D]. 北京:清华大学,2005.
(Liu Yin. Research on the geometric parameters extraction and algorithm optimization of solid modeling based milling force simulation [D]. Beijing:Tsinghua University,2005.)

[10] 倪其民,李从心,阮雪榆. 基于实体造型的球头铣刀三维铣削力仿真[J]. 上海交通大学学报,2001,35(7) :1003 – 1007.
(Ni Qi-min,Li Cong-xin,Ruan Xue-yu. Cutting forces simulation of ball-end milling based on solid modeling[J]. *Journal of Shanghai Jiaotong University*,2001,35(7) :1003 – 1007.)

[11] Yusuf A. Manufacturing automation:metal cutting mechanics,machine tool vibrations,and CNC design [M]. New York:Cambridge University Press,2012.