

热阻网络法在轴系温度场求解中的应用

黄东洋, 洪军, 张进华, 武殿梁, 李纯洁
(西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为了获得主轴系统的温度场,建立了主轴、轴承、套筒、轴承座、端盖的传导和对流换热热阻模型.通过热节点的热量平衡分析,建立了热节点的热量平衡方程组.采用 Newton-Raphson 法对热平衡方程组进行求解,获得了轴系温度场,对轴承预紧力和主轴转速、轴承初始接触角以及润滑剂黏度对轴系温度场节点温度的影响进行了数值分析和试验.结果表明,在不同的工况下,主轴系统温度场的分布是不同的,轴承的预紧力和主轴的转速越大,轴承的温度就越高,而轴承的初始接触角越大,轴承的温度则越低,并且润滑剂对轴承温度的影响在主轴高速运转时表现得更加明显.因此,通过对轴承预紧力的调节和轴承初始游隙的设定,不仅能够控制轴承工作时的温度场分布,而且可有效地避免滚动轴承的内、外圈因温度过高而导致的失效,从而提高滚动轴承的服役性能.

关键词: 热阻网络法;轴系;温度场;主轴系统

中图分类号: TH133.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)05-0063-04

Thermal Resistance Network for Solving Temperature Field in Spindle System

HUANG Dongyang, HONG Jun, ZHANG Jinhua, WU Dianliang, Li Chunjie
(School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To reveal the temperature field in spindle system, the conduction and convection thermal resistance model including spindle, bearings, sleeve, bearing cap was constructed. The heat balance equations for hot nodes were analyzed and solved to gain the temperature field in spindle system with Newton-Raphson method. The influences of the bearing preload, spindle rotational speed and lubricant viscosity, on the key node temperature were also discussed. The results of numerical simulation and experiments demonstrate that under some conditions, the spindle system temperature distributes quite differently. The higher the bearing preload and the spindle speed, the higher temperature gets in the bearing; the greater the initial bearing contact angle, the lower the temperature. The influence of lubricant for the temperature distribution in bearings at high speed is more evident. Setting the initial bearing clearance and adjusting bearing preload facilitate controlling the spindle system temperature field. It can effectively avoid the failure of inside and outside rings caused by the high temperature, so the service performance of the rolling bearing can be improved.

Keywords: thermal resistance network; spindle system temperature field; principal axis system

由于主轴系统是机床的核心部件,当工作时由温升导致的热变形会直接影响到机床的工作精度,因此有必要分析主轴系统的温度场和热变形. Xu 等

人^[1]利用 ANSYS 软件分析了轴系温度的分布,并分析了轴系中接触热阻和耗散功率的变化对温度场的影响. 刘昌华等人^[2]利用热网络法分析了某主轴

系统的稳态温度场,但未考虑轴承预紧力的变化对轴系温度场的影响,而其热源则是基于轴承的整体生热法计算的,与真实的热源有差别。

本文采用热网络法对试验轴系前、后轴承处的温度场进行了计算,通过网络的拓扑结构进行了热场分析,并根据实际结构对轴系进行了网格剖分。由于热源集中分布于节点,构成等效热网络,因此应根据集总参数法来确定网络参数(包括热阻边界条件的处理,由模拟电路原理建立热流平衡方程),并求解得出了各节点的温度值。

1 热阻网络的基础理论

1.1 热阻的定义及热节点的布置

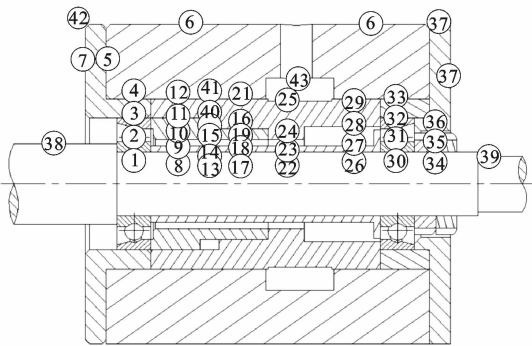
由传热学理论^[3]可知,在一维稳态传热过程中,传导热阻及对流换热热阻的计算模型分别为

$$R_c = L/\lambda A \tag{1}$$

$$R_v = 1/hA \tag{2}$$

式中: λ 为材料的热导率; L 为热流方向的导热长度; A 为传热面积; h 为对流换热系数。

热节点的布置如图1所示,假定用图中的43个热节点来描述系统,38、39、42、43号节点的温度均可测出,其余39个节点的温度则需要求解得出。假设所有滚球、内圈、及外圈为一个温度值,轴承滚球为热源,轴承座关于轴的中心线是对称的,因此不需考虑圆周方向的传热,而是根据试验台主轴系统前端轴承座内部的实际结构布局以及材料分布来划分热网络。



1~43: 热节点

图1 试验台轴承座的内部结构及热节点分布

1.2 热阻的确定

试验台轴系中包含以下几类热阻:①主轴不同轴段节点间的热传导热阻 R_1 ;②轴承内径与主轴的接触面及滚球之间的热传导热阻 R_2 ;③滚球与轴承外圈之间的热传导热阻 R_3 ;④轴承内圈与主轴的套筒间的热传导热阻 R_4 ;⑤端盖、套筒、轴承座、紧定

螺母等零部件之间的热传导阻 R_5 ;⑥端盖、轴承座等外表面与周围空气间的自然对流换热热阻 R_6 ;⑦轴承座外上盖内部空腔气体与内部套筒之间的自然对流换热热阻 R_7 ;⑧主轴中间段与轴承座内部空气之间的强迫对流换热热阻 R_8 。这些热阻的表达式如下

$$R_1 = \frac{4(B/2 + B_1/2)}{\lambda_z \pi d^2} \tag{3}$$

$$R_2 = \frac{\ln(d_1/d)}{2\pi\lambda_b B} + \frac{D_b}{2\pi\lambda_g(d_1 B - (ZD_b^2/4))} \tag{4}$$

$$R_3 = \frac{\ln(D/d_2)}{2\pi\lambda_b B} + \frac{D_b}{2\pi\lambda_g(d_2 B - (ZD_b^2/4))} \tag{5}$$

$$R_4 = \frac{4B/2}{(\pi\lambda_b(d_1^2 - d^2))} + \frac{4B_1/2}{(\pi\lambda_s(d_3^2 - d^2))} \tag{6}$$

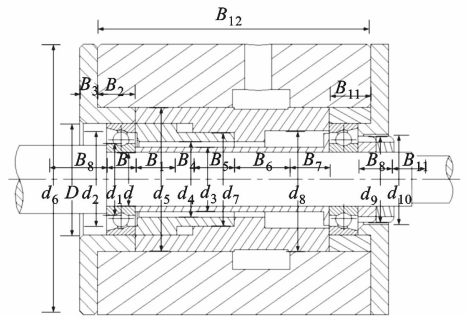
$$R_5 = \frac{4(B/2 + B_7/2)}{(\pi\lambda_s(d_5^2 - D^2))} \tag{7}$$

$$R_6 = \frac{4}{h_{a2}\pi(d_6^2 - D^2)} \tag{8}$$

$$R_7 = \frac{4}{h_{a2}25\pi d_5 B_6} \tag{9}$$

$$R_8 = \frac{1}{h_{a1}\pi d_4 B_4} \tag{10}$$

式中: B 为轴承宽度; B_1 为轴承相邻处主轴宽度; B_4 为主轴中间宽度; B_6 为轴承座空腔宽度; B_7 为套筒宽度; d 为主轴直径; d_1 为轴承内圈沟道直径; d_2 为轴承外圈沟道直径; d_3 为套筒内径; d_4 为与左端轴承接触的套筒直径; d_5 为套筒外径; d_6 为轴承座直径; D 为轴承外径; D_b 为钢球直径; λ_b 为轴承钢导热系数; λ_g 为润滑脂导热系数; Z 为钢球数; λ_s 为套筒导热系数; h_{a1} 为内部强迫对流换热系数; h_{a2} 为轴承座外表面的传热系数。具体的结构参数如图2所示。

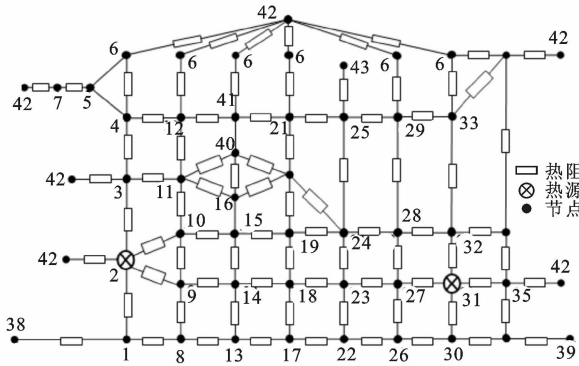


B_2 :与后轴承相对的套筒宽度; B_3 :套筒外边缘宽度; B_4 、 B_5 、 B_6 、 B_7 :中间套筒宽度; B_8 :紧定螺母宽度; B_9 、 B_{10} :主轴左、右端宽度; B_{11} :与前轴承相对的套筒宽度; B_{12} :轴承座总宽度;
 d_7 :套筒外径; d_8 :空腔处套筒内径; d_9 :紧定螺母外径;
 d_{10} :紧定螺母处空气环外径

图2 试验台的结构参数图

1.3 热阻网络图的建立

根据试验台的结构,分析不同热节点之间的热阻形式,根据不同热节点之间的结构尺寸参数、热传导率或对流换热系数,利用式(3)~式(10)建立所有热节点之间的热阻计算式.将不同的热节点用热阻联系起来,最终形成图 3 所示的热阻网络图.



1~43:热节点
图 3 热阻网络图

1.4 对流换热系数的确定

对流换热有 2 种方式,即强迫对流换热和自然对流换热方式.其中,强迫对流换热系数

$$h_{al} = Nu \frac{\lambda_a}{d}; \quad Nu = 0.133Re^{2/3} Pr^{1/3} \quad (11)$$

$0.7 < Pr < 670, Pr = 0.703$

本文中取

$$Re = \frac{Vl}{\nu}, \quad Re < 4.3 \times 10^5; \quad \nu = \frac{\pi dn}{60} \quad (12)$$

式中: λ_a 为空气热传导系数,取干燥气体在 20℃ 时的热传导系数^[4] $2.59 \times 10^{-2} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; ν 为流体的运动黏度,取干燥气体在 20℃ 时的运动黏度 $15.06 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$; l 为特征长度; V 为特征速度; n 为主轴转速.在静止的空气中,轴承座外表面的传热系数^[5]可近似为

$$h_{a2} = 2.3 \times 10^{-5} (T - T_a)^{0.25} \quad (13)$$

式中: T 为轴承座外表面温度; T_a 为环境温度.

2 轴承热源及热平衡方程

影响轴承发热的因素主要有主轴的工作转速、工作载荷以及轴承的预紧力.在球与滚道的接触中,摩擦发热率^[6-7]为

$$H_1 = \frac{1}{J} \int \tau_1 v_1 dA_1 + \frac{1}{J} \int \tau_3 v_3 dA_2 = \frac{a_1 b_1}{J} \int_{-1}^1 \int_{-(1-q^2)^{1/2}}^{(1-q^2)^{1/2}} \tau_1 v_1 dt dq \quad (14)$$
$$H_2 = \frac{1}{J} \int \tau_2 v_2 dA_2 + \frac{1}{J} \int \tau_4 v_4 dA_2 =$$

$$\frac{a_1 b_1}{J} \int_{-1}^1 \int_{-(1-q^2)^{1/2}}^{(1-q^2)^{1/2}} \tau_2 v_2 dt dq + \frac{a_2 b_2}{J} \int_{-1}^1 \int_{-(1-q^2)^{1/2}}^{(1-q^2)^{1/2}} \tau_4 v_4 dt dq \quad (15)$$

$$H_3 = \sum_{j=1}^Z (H_1 + H_2) \quad (16)$$

式中: H_1 为内、外圈接触区长轴方向的摩擦发热功率; H_2 为内、外圈接触区短轴方向的摩擦发热功率; H_3 为总摩擦发热功率; j 为滚球编号; J 为转换常数; τ_1, τ_2 为表面摩擦切应力; $v_1 \sim v_4$ 为内、外圈接触区长、短轴方向的滑动速度; a, b 为接触椭圆的长、短半轴; q 为热源生热率.

根据能量守恒定律,或直接应用基尔霍夫热流定律,列出网络节点的温度方程组,并选定求解算法,编制 Matlab 程序,借助计算机进行求解.由热流原理得到温度梯度的热流量为

$$Q = \frac{T_h - T_l}{R_i} \quad (17)$$

式中: R_i 为热阻抗; T_h, T_l 为点、面的温度.

针对图 4 所示的二维温度节点系统,根据热流平衡原理有

$$q = \frac{T_0 - T_1}{R_1} + \frac{T_0 - T_2}{R_2} + \frac{T_0 - T_3}{R_3} + \frac{T_0 - T_4}{R_4} \quad (18)$$

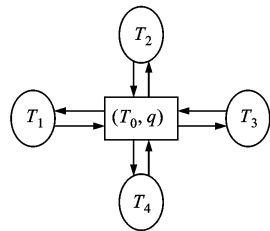


图 4 二维温度节点系统

式中: T_0 为热源处的温度; $T_1 \sim T_4$ 为相邻区域的温度.对所有节点使用热平衡方程建立热平衡方程组,利用 Newton-Raphson 法,编制 Matlab 程序^[8] 并进行求解.

3 计算结果与试验分析

3.1 计算结果

设轴向预紧载荷 $F_0 = 240 \text{ N}$, 轴承转速 $n = 3\,600 \text{ r/min}$, 轴向外载荷 $F_a = 5\,000 \text{ N}$, 径向外载荷 $F_r = 0 \text{ N}$, 将计算得到的热阻、生热率、环境温度等网络参数代入方程组,求解结果如图 5 所示.

3.2 预紧力、转速对节点温度的影响

在不同预紧力和转速下,前、后轴承的外圈平均

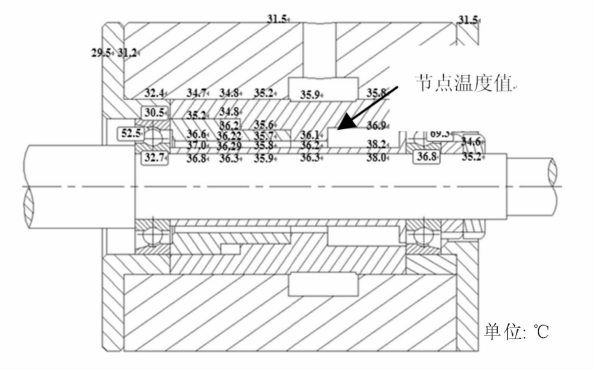


图 5 温度求解结果

温度计算结果如图 6 所示. 比较前、后轴承可以看出,后轴承外圈的平均温度均高于前轴承.

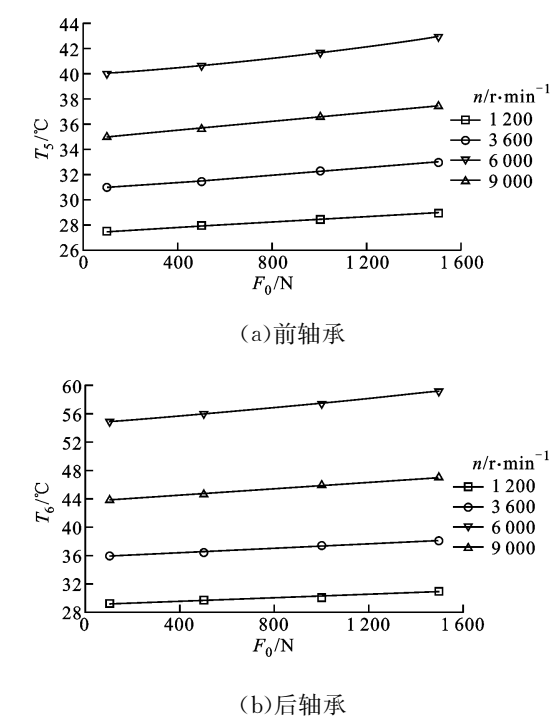


图 6 预紧力和转速对前、后轴承外圈平均温度的影响

3.3 初始接触角对节点温度的影响

以前轴承为例,设 $F_a=5\,000\text{ N}$, $F_r=2\,500\text{ N}$, $F_0=1\,000\text{ N}$,在不同转速下,外圈平均温度随初始接触角变化的计算结果如图 7 所示. 在不同转速下,轴承内、外圈及滚球温度均随初始接触角的增大而降低.

3.4 润滑剂黏度对节点温度的影响

以前轴承为例,设 $F_a=5\,000\text{ N}$, $F_r=2\,500\text{ N}$, $F_0=1\,000\text{ N}$,在不同转速下,滚球温度随润滑脂黏度 η 变化^[9]的计算结果如图 8 所示. 在不同转速下,轴承内、外圈及滚球温度均随润滑脂黏度的增大而升高,转速越高,润滑剂黏度对轴承温升的影响越明显.

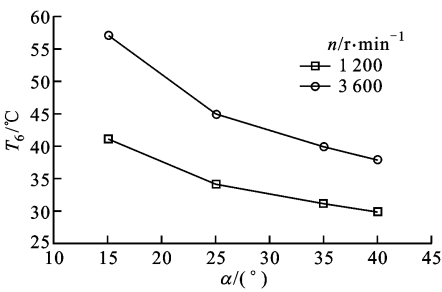


图 7 初始接触角对前轴承外圈平均温度的影响

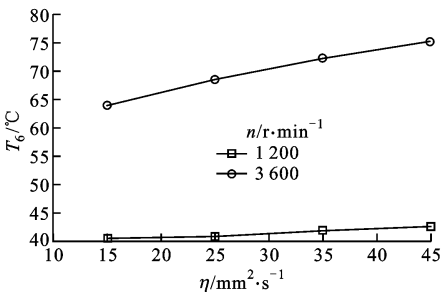


图 8 润滑脂黏度对前轴承滚球温度的影响

3.5 试验及误差分析

在 $F_a=5\,000\text{ N}$, $n=3\,600\text{ r/min}$, $F_0=240, 600, 960\text{ N}$ 时, #2、#3 轴承的外圈稳态温度测点示意图如图 9 所示,实测值与热网络计算预测值对比的结果如表 1 所示.

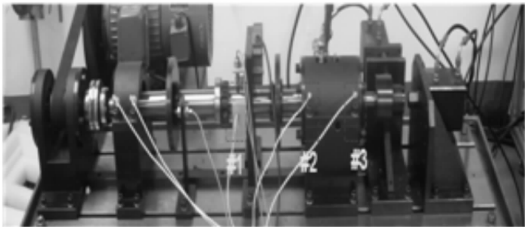


图 9 温度测点示意图

表 1 热网络计算结果与试验结果的对比

F_0/N	$T_2/^\circ\text{C}$			$T_3/^\circ\text{C}$		
	预测值	实测值	误差/%	预测值	实测值	误差/%
240	30.550 6	26.1	17	35.217 5	31.1	13
600	31.009 6	26.8	16	35.873 2	32.2	11
960	31.510 9	27.6	14	36.580 0	32.9	11

由于热网络法计算的是轴承外圈的平均温度,而试验传感器测得的是轴承外圈表面的温度,因此热网络计算的温度值比试验值偏大. 热网络计算中材料的热传导率、轴系和空气的对流换热系数是温度的函数,而在实际计算时代入的则是常数,这也是误差产生的主要原因. (下转第 96 页)

复杂曲面薄壁叶片点铣加工弹性变形预测

黄泽华, 李建勇, 樊文刚, 马丽梅

(北京交通大学机械与电子控制工程学院, 100044, 北京)

摘要: 针对复杂曲面薄壁叶片点铣加工刀位的特点, 建立了平均铣削力预测模型, 利用多因素正交试验法对铣削力系数进行了标定, 并验证了该模型的正确性. 在此基础上, 考虑了铣削力与弹性变形之间的耦合效应, 提出了复杂曲面薄壁叶片点铣加工过程中弹性变形量计算的迭代格式, 并利用 Matlab 和 Ansys 集成实现了薄壁叶片在各刀触点处弹性变形量的计算. 试验结果表明, 弹性变形预测值与实际加工测量值之间的最大偏差为 $27.255\ \mu\text{m}$, 最小偏差为 $2.001\ \mu\text{m}$, 平均偏差为 $11.164\ \mu\text{m}$, 预测结果与实际结果十分吻合.

关键词: 复杂曲面; 薄壁叶片; 铣削力; 弹性变形

中图分类号: TH161 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)05-0067-06

Deformation Prediction of Thin-Walled Vane with Complex Surface in Ball End Milling

HUANG Zehua, LI Jianyong, FAN Wengang, MA Limei

(School of Mechanical and Electronic Control Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044, China)

Abstract: According to the cutter location characteristics of complex surface thin-walled vane in ball end milling process, an empirical formula considering tool inclination angle of average cutting force is established. The undetermined coefficients are calibrated by orthogonal test, and then the validity of this empirical formula is verified with AdvantEdge software. Noting the coupling relationship between cutting force and elastic deformation, and taking cutting depth, cutting width and tool inclination angle as the feedback variables, an iteration format for calculating elastic deformation is suggested, by which the elastic deformation at each cutter contact point of a complex surface thin-walled vane is calculated combining Matlab and Ansys softwares. It is shown that the predicted and experimental results well coincide, the maximum deviation gets to $27.255\ \mu\text{m}$, the minimum to $2.001\ \mu\text{m}$ and the average to $11.164\ \mu\text{m}$.

Keywords: complex surface; thin-walled vane; cutting force; elastic deformation

薄壁叶片在数控铣削过程中易受到切削力作用发生弹性变形, 进而产生加工误差. 为了满足更高的性能要求, 薄壁叶片通常被设计为复杂曲面形式, 这使得其加工过程中铣削力预测和弹性变形量的计算难以实现, 从而无法保证叶片的加工精度和质量. 由铣削力引起的薄壁类零件产生弹性变形误差的问题, 得到了国内外学者的广泛关注. 例如, Ratchev

等^[1-5]针对直壁类薄壁件三轴侧铣加工过程, 建立了一种自适应柔性力模型, 并借助有限元技术对铣削力引起的工件弹性变形量进行了计算. 梅中义等^[6-7]以航空薄壁结构件(如航空弧形结构件和长梁)为研究对象, 利用经验公式计算获得了铣削力, 并利用刚性预测法对工件进行了弹性变形量计算, 同时还考虑了残余应力和装夹布局对加工误差的影响. 万敏

等^[8-9]针对薄壁件三轴侧铣加工弹性变形的预测及误差补偿问题进行了深入的研究,它包括对加工后表面形貌进行仿真、建立侧铣加工过程的铣削力与弹性变形量之间的迭代格式、对加工误差进行离线补偿等。武凯等^[10-11]建立了瞬态铣削力模型,借助有限元方法分析了薄壁腹板的变形规律,并提出了大切深法和分步环切法对加工变形进行控制。张臣等^[12]在只考虑刀具变形的情况下,对平板薄壁件进行了铣削加工弹性变形预测及误差补偿。目前,大多数文献均以直壁或框架类简单薄壁件三轴侧铣加工过程为研究对象,对工件或刀具弹性变形预测方法进行了较为深入的研究,而对复杂曲面类薄壁件多轴铣削加工过程弹性变形预测研究则相对较少。为此,本文以复杂曲面薄壁叶片为研究对象,提出了一种适用于五轴数控点铣加工过程的弹性变形预测方法。

1 平均铣削力预测模型

经验公式是一种描述平均铣削力的常用方法。目前,大多数铣削力经验公式以三轴铣削条件为前提,并没有考虑刀轴矢量变化对于铣削力的影响,而在多轴联动加工过程中,刀轴矢量不断变化也会使得刀具和工件之间的切削条件发生改变,因此常见的经验公式在描述多轴数控铣削加工过程的铣削力方面存在着不足之处。

1.1 考虑刀轴倾角的平均铣削力经验公式

复杂曲面薄壁叶片的加工通常采用五轴点铣的方法来完成,为了保证更好的气动性能,薄壁叶片点铣加工的刀位轨迹一般沿着气体流动方向进行规划。同时,为了使切削区域远离球头刀刀尖,进而避开球头刀刀尖切削速度为0的缺陷,将刀轴矢量放置于垂直进给方向的法截面上,并与刀触点处曲面法矢量有一定的倾斜角度,如图1所示。

针对复杂曲面薄壁叶片点铣加工的刀位特点,考虑刀具倾角因素的铣削力为

$$F = Ca_p b_1 v_t b_2 f b_3 a_e b_4 \psi b_5 \quad (1)$$

式中: a_p 为切削深度; v_t 为切削速度; f 为进给速度; a_e 为切削宽度; C 、 $b_1 \sim b_5$ 为铣削力系数; ψ 为刀具倾角。

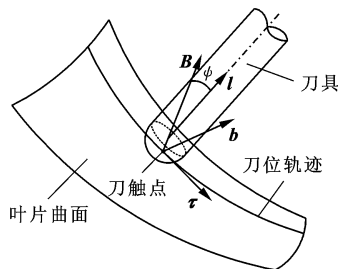
1.2 铣削力系数的标定

铣削力系数依赖于具体的加工条件,而由不同加工条件得到的铣削力系数则完全不同,因此在进行正交试验之前,需要给出工件、刀具的几何和材料参数信息。本文正交试验所采用的工件材料为

AL2024,刀具为两刃高速钢球头刀,刀具直径 D 为6 mm,刀具前角 α 为 10° ,刀具螺旋角 β 为 30° 。根据式(1),可确定铣削力 F 的影响因素主要包括 a_p 、 v_t 、 f 、 a_e 和 ψ 。根据实际加工中各个影响因素常用的取值范围,可确定各个影响因素的最大取值和最小取值。这里 a_p 的最大取值为2 mm,最小取值为0.5 mm;主轴转速 n 的最大取值为8 000 r/min,最小取值为2 000 r/min;进给速度 f 的最大取值为1 000 mm/min,最小取值为200 mm/min; a_e 的最大取值为3 mm,最小取值为0.5 mm; ψ 的最大取值为 80° ,最小取值为 10° 。其中,铣削速度由 n 和 D 决定,计算公式如下

$$v_t = n\pi D / 1\,000 \quad (2)$$

根据上述条件构造的正交表 $L_{16}(4^5)$ 如表1所示。按照表中16组试验过程进行铣削试验,选用长方体工件,规划2条相邻刀位轨迹与工件一条边界线平行,这2条刀位轨迹的行向间距即为切削宽度。当进行第2条刀轨切削时,记录一个刀具旋转周期的瞬时铣削力数据,并对瞬时铣削力数据进行采样求平均值,从而可获得各组试验中切削力的切向分力 F_t 、径向分力 F_r 和轴向分力 F_a 。



τ: 刀具在刀触点处的切矢量; B : 叶片曲面在刀触点处的法矢量;
 l : 刀轴矢量; b : 副法矢量

图1 薄壁叶片点铣加工刀位示意图

将式(1)取对数后转化为线性函数

$$\lg F = \lg C_F + b_1 \lg a_p + b_2 \lg v_t + b_3 \lg f + b_4 \lg a_e + b_5 \lg \psi \quad (3)$$

根据最小二乘法原理对式(4)求解,可得到铣削力系数,进而获得平均铣削力经验公式

$$\left. \begin{aligned} F_t &= 8.995 a_p^{0.370} v_t^{-0.803} f^{0.801} a_e^{0.501} \psi^{-0.022} \\ F_r &= 1.356 a_p^{0.475} v_t^{-0.795} f^{0.837} a_e^{0.566} \psi^{0.092} \\ F_a &= 1.759 a_p^{0.493} v_t^{-0.697} f^{0.815} a_e^{0.521} \psi^{0.075} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

表 1 切削力正交试验表

试验编号	a_p/mm	$v_t/\text{m}\cdot\text{min}^{-1}$	$f/\text{mm}\cdot\text{min}^{-1}$	a_e/mm	$\phi/(\text{^\circ})$	F_t/N	F_r/N	F_a/N
1	2.00	95.00	342.00	1.65	10	44.892	12.045	21.448
2	0.79	37.70	1 000.00	1.65	20	160.793	40.947	62.624
3	1.26	37.70	342.00	0.91	40	67.290	20.679	34.773
4	0.50	95.00	1 000.00	0.91	80	41.744	13.487	21.213
5	2.00	59.85	1 000.00	0.50	80	41.880	13.609	20.635
6	0.79	150.80	342.00	0.50	40	8.723	2.622	4.588
7	1.26	150.80	1 000.00	3.00	20	72.135	19.113	33.433
8	0.50	59.85	342.00	3.00	10	22.089	6.126	8.453
9	2.00	150.80	200.00	0.91	20	12.228	3.395	6.212
10	0.79	59.85	584.80	0.91	10	49.502	13.414	20.351
11	1.26	59.85	200.00	1.65	80	25.228	8.208	12.408
12	0.50	150.80	584.80	1.65	40	32.078	8.953	16.548
13	2.00	37.70	584.80	3.00	40	192.139	72.498	106.460
14	0.79	95.00	200.00	3.00	80	28.665	9.241	14.245
15	1.26	95.00	584.80	0.50	10	34.424	9.081	15.578
16	0.50	37.70	200.00	0.50	20	19.513	3.798	6.575

1.3 铣削力模型验证

以复杂曲面薄壁叶片实例的一条精加工刀位轨迹为例,提取该刀位轨迹对应的切削条件如下:刀具半径为 3 mm,切削厚度为 0.5 mm,主轴转速 n 为 5 000 r/min(v_t 为 94.25 m/min),进给速度为 350 mm/min; ψ 随着刀位点位置的不同而不断变化,最大倾角为 80° , (对应的刀位点在叶片进气口端),最小倾角为 60° (对应的刀位点在叶片出气口端). 假设刀具倾角按照线性规律变化,即由 60° 线性变化至 80° ,切削宽度也随着刀位点位置的不同而不断变化,最大切削宽度为 0.28 mm(对应的刀

位点在叶片进气口端),最小切削宽度为 0.16 mm,假设切削宽度也按照线性规律变化,即由 0.16 mm 线性变化至 0.28 mm.

按照刀位点顺序依次将切削条件带入到式(4)中,即可完成该条刀位轨迹加工过程中铣削力的预测. 利用专业切削物理仿真软件 AdvantEdge 对预测结果进行验证. 在 AdvantEdge 软件中,载入加工前的毛坯几何模型,设置机床类型和刀具参数,导入相应的数控加工程序,对该刀位轨迹加工过程中的铣削力进行计算. 利用本文预测方法获得的铣削力及由 AdvantEdge 软件计算获得的铣削力的对比如图 2 所示.

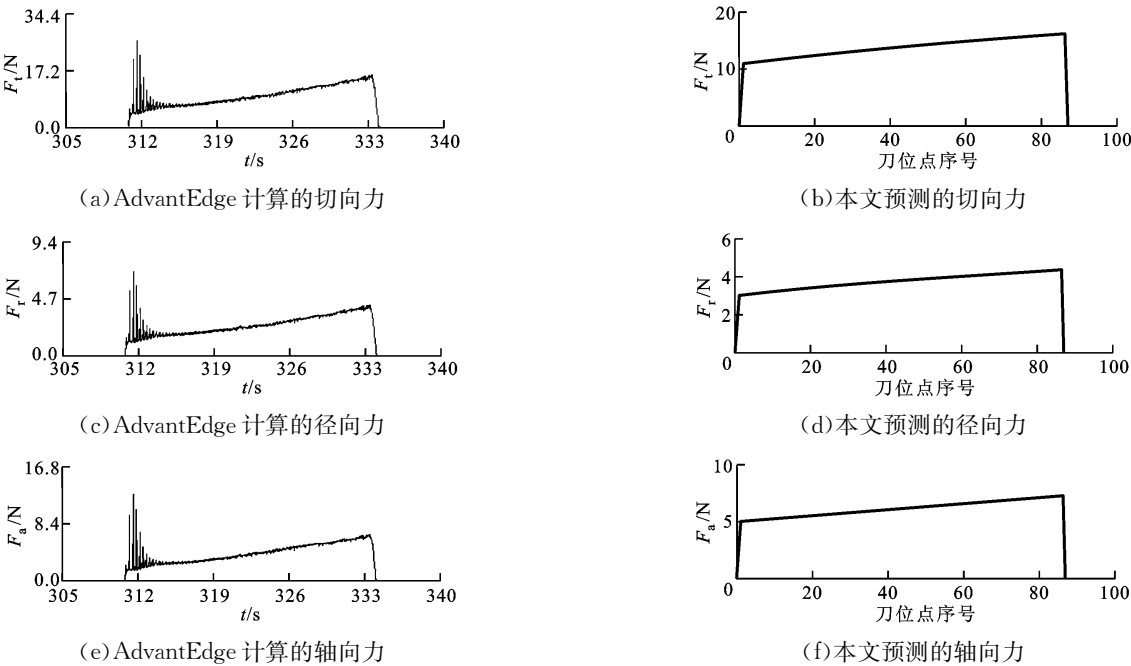


图 2 铣削力预测的验证

2 薄壁叶片弹性变形量计算

2.1 铣削力与弹性变形迭代格式的建立

铣削力引起的弹性变形计算方法可分为刚性变形预测法和柔性变形预测法两大类. 刚性变形预测法是指不考虑铣削力和变形量之间的耦合关系, 按照初始切削条件计算出的铣削力对变形量进行预测, 而柔性变形预测法则考虑了铣削力和变形量之间的耦合关系, 将变形引起的切削条件变化反馈到铣削力模型中, 对最终的弹性变形量进行迭代计算. 很多文献研究表明, 柔性变形预测法更加符合实际情况, 预测精度也更高, 因此越来越多地被国内外学者采用. 目前, 大多数柔性变形预测方法只考虑了铣削力引起的切深因素的变化, 进而对弹性变形量进行迭代计算, 并多应用于薄壁框架类零件的三轴侧铣加工变形的预测. 对于复杂曲面薄壁零件多轴点铣加工变形的预测, 铣削力不仅会引起切深的变化, 还会引起切宽、刀轴倾角的变化. 因此, 本文针对复杂曲面薄壁叶片点铣加工过程, 提出一种将切削深度、切削宽度和刀轴倾角这 3 个因素作为反馈变量的弹性变形量迭代计算格式, 即

$$\left. \begin{aligned} F_t(k) &= 8.995a_p(k)^{0.370}v_t^{-0.803}f^{0.801}a_e(k)^{0.501}\psi(k)^{-0.022} \\ F_r(k) &= 1.356a_p(k)^{0.475}v_t^{-0.795}f^{0.837}a_e(k)^{0.566}\psi(k)^{0.092} \\ F_a(k) &= 1.759a_p(k)^{0.493}v_t^{-0.697}f^{0.815}a_e(k)^{0.521}\psi(k)^{0.075} \end{aligned} \right\}$$

(5)

式中: $a_p(k)$ 为第 k 次迭代的切削深度; $a_e(k)$ 为第 k 次迭代的切削宽度; $\psi(k)$ 为第 k 次迭代的倾斜角度.

如图 3 所示, 根据复杂曲面薄壁叶片点铣加工过程中, 发生弹性变形前、后的空间几何关系, 得到切削深度、切削宽度和刀轴倾角 3 个反馈变量的计算公式如下

$$\left. \begin{aligned} a_p(k) &= a_p(1) - |\boldsymbol{\delta}(k)| \\ a_e(k) &= a_e(1)/\cos(\theta(k)) \\ \psi(k) &= \psi(1) + \theta(k) \end{aligned} \right\}$$

(6)

$$\theta(k) = \arccos(\boldsymbol{\beta}(1)\boldsymbol{\beta}(k))$$

(7)

式中: $a_p(1)$ 、 $a_e(1)$ 分别为第 1 次迭代时的切削深度及宽度; $\psi(1)$ 为第 1 次迭代时的倾斜角度; $\boldsymbol{\delta}(k)$ 为第 k 次迭代计算获得的刀触点相对于理论刀触点的位置矢量; $\theta(k)$ 为刀触点处的原始法矢量 $\boldsymbol{\beta}(1)$ 与第 k 次迭代后的法矢量 $\boldsymbol{\beta}(k)$ 间的夹角.

2.2 薄壁叶片弹性变形预测实例

以薄壁叶片精加工为例, 双参数叶片曲面的刀位轨迹是沿着参数 u 向规划的, 则沿着另一个参数 v 向可间隔选取 4 条刀位轨迹作为加工弹性变形预

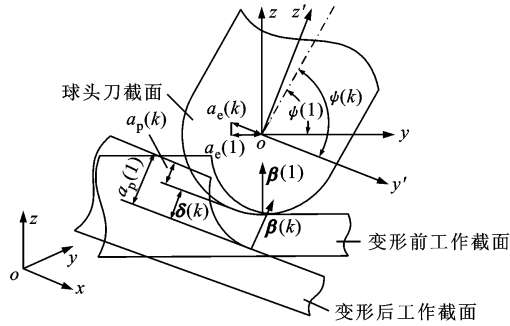


图 3 复杂曲面薄壁叶片变形的几何关系图

测的计算实例, 在每条刀位轨迹上间隔选取 10 个刀触点, 并在每个刀触点处对叶片进行弹性变形计算. 被选取的刀触点在叶片曲面上的分布情况如图 4 所示. 利用 Matlab、Ansys 集成, 对薄壁叶片实例在每个刀触点处依次进行弹性变形量迭代计算, 计算结果见表 2.

表 2 各刀触点处弹性变形量的计算结果

刀触点 序号	$\delta_j/\mu\text{m}$			
	刀迹 1	刀迹 2	刀迹 3	刀迹 4
1	11.879	32.257	79.980	205.141
2	3.755	16.473	55.803	168.938
3	3.494	12.459	49.676	142.201
4	2.558	10.073	35.170	102.084
5	2.228	7.269	21.767	67.072
6	2.413	6.640	16.366	50.532
7	2.598	7.612	16.385	43.626
8	2.351	8.701	18.213	44.475
9	3.051	8.403	20.922	52.247
10	6.576	25.645	57.705	101.406

注: δ_j ($j=1,2,3,4$) 表示 v 向第 j 个刀触点处的弹性变形量.

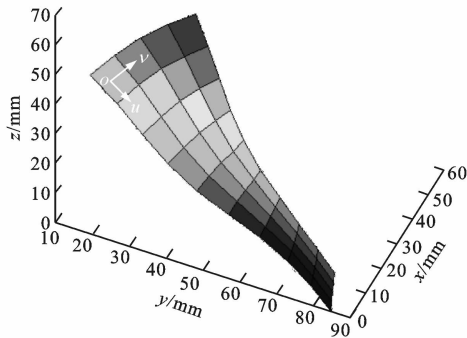


图 4 刀触点在叶片曲面上的分布图

各刀位轨迹对应的弹性变形量的预测结果如图 5 所示. 从弹性变形预测中可以看出, 薄壁叶片实例的弹性变形具有如下规律: ①所有刀触点对应的弹性变量均会引起工件欠切误差; ②距离叶根越近的

刀触点处的弹性变形量越小,距离叶根越远的刀触点处的加工弹性变形量越大;③对同一条刀位轨迹,两端刀触点处的变形量大于中间刀触点处的变形量,且变形曲线呈 U 字型走势。

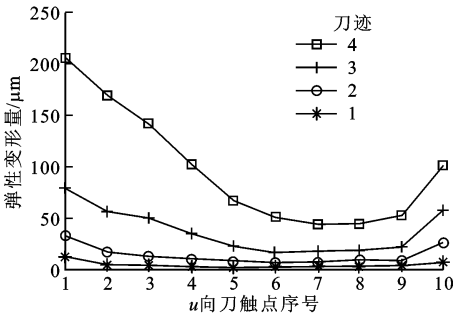


图 5 弹性变形预测结果

3 试验验证

通过实际加工及测量试验,对叶片实例弹性变形的预测精度进行了验证。在双转台式五轴数控机床上进行整体叶轮的加工试验,选取其中一个叶片作为试验样件,如图 6a 所示。利用三维扫描仪 zS-napper 对叶轮曲面进行数据测量,并对叶轮曲面进行了重构处理(见图 6b)。



(a) 叶轮加工 (b) 叶轮曲面重构

图 6 叶轮加工及叶轮曲面测量试验

由于在实际测量叶片样件曲面边界过程中容易受到外界条件的干扰,因此选择叶片中间位置的曲面对叶片弹性变形预测的精度进行验证。叶片曲面双参数方向的取值范围: u 向参数依次为 0.3 ~ 0.9,间隔 0.1; v 向参数依次为 0.3 ~ 0.9,间隔 0.1。利用本文给出的弹性变形预测方法,计算叶片样件曲面参数网格交点处的加工误差预测值,如表 3 所示。

在重构的叶轮曲面中提取出叶片样件曲面,并利用 Imageware 软件中点到曲面距离的计算功能,来获得加工后叶片样件曲面参数网格点到理论叶片曲面的距离。叶片样件曲面的加工误差实际值见表 4。

表 3 叶片样件曲面加工误差预测值 μm

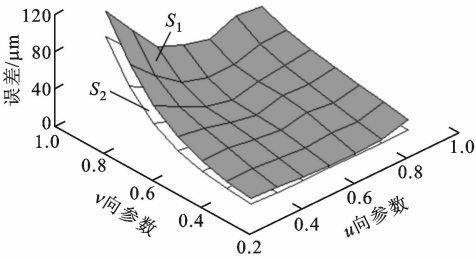
i	δ_1	δ_2	δ_3	δ_4	δ_5	δ_6	δ_7
1	3.787	6.120	10.061	17.461	31.715	57.595	96.538
2	2.700	4.904	8.293	13.466	22.953	41.116	69.474
3	2.197	4.042	6.443	9.243	14.494	26.300	46.164
4	2.217	4.013	6.092	8.000	11.447	20.195	35.653
5	2.255	4.278	6.686	8.912	12.162	19.375	31.724
6	1.909	4.280	7.331	10.208	13.797	20.732	32.138
7	2.626	4.499	6.926	10.001	14.832	23.528	36.789

注: i 表示 u 向的刀触点序号。

表 4 叶片样件曲面加工误差实际值 μm

i	δ_1	δ_2	δ_3	δ_4	δ_5	δ_6	δ_7
1	9.991	13.743	20.817	32.284	50.884	80.977	123.793
2	8.186	14.205	21.672	28.078	36.524	55.739	89.602
3	5.857	11.727	17.604	20.473	23.242	34.763	58.959
4	4.724	8.997	13.256	15.108	17.122	26.727	47.109
5	4.256	11.624	19.788	23.329	23.326	27.359	39.341
6	5.532	10.392	16.288	21.506	26.96	36.234	50.938
7	13.317	17.593	22.145	26.354	30.892	37.718	47.689

由叶片样件曲面弹性变形引起的加工误差的实际值、预测值的对比图如图 7 所示。按照参数网格交点对叶片样件曲面弹性变形的加工误差预测值、实际值之间的偏差进行计算,可得最大偏差值为 27.255 μm ,最小偏差值为 2.001 μm ,偏差平均值为 11.164 μm 。由于弹性变形的加工误差的预测值与实际值十分相近,因此证明了本文方法的正确性和有效性。



S_1 : 加工误差实际值; S_2 : 加工误差预测值

图 7 叶片样件曲面加工误差的实际值和预测值对比

4 结 论

(1)本文针对复杂曲面薄壁叶片加工刀位的特点,建立了考虑刀具倾角的平均铣削力预测模型,并利用 AdvantEdge 软件对该模型的预测结果进行了验证试验.试验结果表明,铣削力预测结果与专业仿真软件的计算结果具有较好的一致性.

(2)本文提出了一种将切削深度、切削宽度和刀轴倾角作为反馈变量的弹性变形量计算的迭代格式,利用 Matlab 和 Ansys 软件集成实现了针对薄壁叶片实例的各个刀触点处弹性变形量的计算,并利用实际加工和测量试验对预测结果进行了精度验证.试验结果表明,弹性变形的预测结果与实际加工结果有较高的一致性.

参考文献:

- [1] RATCHEV S, LIU S, HUANG W, et al. Milling error prediction and compensation in machining of low-rigidity parts [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2004, 44(15):1629-1641.
- [2] RATCHEV S, LIU S, HUANG W, et al. A flexible force model for end milling of low-rigidity parts [J]. Journal of Materials Processing Technology, 2004, 153/154:134-138.
- [3] RATCHEV S, NIKOV S, MOUALEK I. Material removal simulation of peripheral milling of thin wall low-rigidity structures using FEA [J]. Advances in Engineering Software, 2004, 35(8/9):481-491.
- [4] RATCHEV S, LIU S, BECKER A A. Error compensation strategy in milling flexible thin-wall parts [J]. Journal of Materials Processing Technology, 2005, 162/163(15):673-681.
- [5] RATCHEV S, LIU S, HUANG W, et al. An advanced FEA based force induced error compensation strategy in milling [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2006, 46(5):542-551.
- [6] 梅中义,王运巧,范玉青.飞机结构件数控加工变形控制研究与仿真[J].航空学报,2005,26(2):234-239.

searching and simulating deformation of aircraft structure part in NC machining [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2005,26(2):234-239.

- [7] 王运巧,梅中义,范玉青.航空薄壁弧形件加工变形的非线性有限元分析[J].航空制造技术,2004(6):84-86.
- WANG Yunqiao, MEI Zhongyi, FAN Yuqing. Non-linear finite element analysis of deformation in machining of thin-wall arc shaped workpiece [J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2004(6):84-86.
- [8] 万敏,张卫红.薄壁件周铣切削力建模与表面误差预测方法研究[J].航空学报,2005,26(5):598-603.
- WAN Min, ZHANG Weihong. Investigation on cutting force modeling and numerical prediction of surface errors in peripheral milling of thin-walled workpiece [J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2005,26(5):598-603.
- [9] WAN Min, ZHANG Weihong. Strategies for error prediction and error control in peripheral milling of thin-walled workpiece [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2008, 48(12/13):1366-1374.
- [10] SHENG Liang, LIAO Wenhe. Key technology of solid simulation system of NC milling machining [J]. Transactions of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2004,21(1):58-63.
- [11] 武凯,何宁,廖文和,等.基于薄壁件变形分析的铣削加工瞬态力学模型研究[J],应用科学学报,2005,23(6):631-634.
- WU Kai, HE Ning, LIAO Wenhe, et al. Modeling instantaneous milling force based on analysis of machining errors of thin-walled parts [J]. Journal of Applied Sciences, 2005,23(6):631-634.
- [12] 张臣,周来水,安鲁陵,等.刀具变形引起的球头铣刀加工误差建模[J].南京航空航天大学学报,2008,40(1):94-99.
- ZHANG Chen, ZHOU Laishui, AN Luling, et al. Modeling of ball-end milling cutter deflection-induced machining error [J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2008,40(1):94-99.

(编辑 管咏梅)