DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2021.05.014

# 端面驱动卡盘顶紧力分析

冯小庭,刘宏利,刘明玺

(西安铁路职业技术学院,陕西 西安 710026)

摘 要:机床端面驱动卡盘顶紧力过大会加重机床负荷以及工件弯曲变形,顶紧力过小工件容易脱落,顶紧力分析对端面驱动卡盘安全使用有着现实的意义。以自行设计的一种端面驱动 卡盘为例,对所需顶紧力进行分析计算;通过对只计驱动销摩擦力、考虑驱动销微量嵌入工件 以及机床振动所需顶紧力计算,得出不同工况下所需顶紧力的计算公式,并对不同工况下顶紧 力公式进行实验验证,指导实际生产。 关键词:机床端面驱动卡盘;微量嵌入:机床振动;顶紧力

中图分类号:TH161 文献标志码:B 文章编号:1671-5276(2021)05-0056-03

#### Tightening Force Analysis of Driving Chuck at End Face

FENG Xiaoting, LIU Hongli, LIN Mingxi

(Xi' an Railway Vocational & Technical Institute, Xi' an 710026, China)

Abstract: Since excessive tightening force of end drive chuck aggravates the load of machine tool and bending deformation of workpiece, while insufficient tightening force causes the workpiece easily to fall off, the calculation of the tightening force plays a significant role in safe use of the end drive chuck. With a self-designed end drive chuck as the example, analysis and calculation on top tightening force are carried out by sole caculation of driving pin friction force, and in considerations of micro embedding and machine tool vibration. The calculation formula required by tightening force under different working conditions are gained, which are verified by experiments to guide actual production.

Keywords: driving chuck at end surface of machine tool; micro embedding; machine tool vibration; top tight force

# 0 引言

与传统外圆夹持卡盘相比,端面驱动卡盘在轴类零件 加工时,无需掉头、定位精度高,高速切削时没有离心力失 效的问题,受到了广泛的应用。顶紧力过大,容易增加机 床负荷,造成工件弯曲变形;顶紧力过小容易造成工件脱 落等安全事故,因此对端面驱动卡盘顶紧力研究有着现实 的意义。

大量文献对端面驱动卡盘设计以及运动做了大量分 析研究<sup>[1-2]</sup>。邹俊俊在 CATIA 中对其工作状态进行了模 拟与分析<sup>[3]</sup>。刘宏利等建立了端面驱动卡盘几何模型, 并对卡盘夹紧运动进行了分析<sup>[4]</sup>。赵宏伟等建立了机床 振动力学模型,为分析机床振动对顶紧力影响提供依 据<sup>[5-6]</sup>。

本文根据切削力的经验公式对端面驱动卡盘进行顶 紧力分析,获得了只计驱动销与工件摩擦力、考虑驱动销 微量嵌入工件表面产生滑移抗力以及机床振动3种情况 所需顶紧力;给出不同情况顶紧力计算公式,并对顶紧力 进行实验验证。

## 1 端面驱动卡盘设计

卡盘工作原理如图 1 所示<sup>[3-4]</sup>。1)定位原理:卡盘采 用卡盘顶尖 10 和尾座顶尖 11 进行定位,具有定位速度 快、精度高的特点。2)夹紧驱动原理:驱动销 9 与尾座顶 尖 11 实现零件轴向夹紧,其中驱动销提供端面驱动力。 3)端面浮动找平原理:当驱动销 9 两侧不平时,在驱动销 的推力作用下,旋转块 8 绕着连接轴 7 转动,带动驱动销 往复运动,从而实现浮动找平。



1—顶尖座;2—卡盘外壳;3—卡盘连接体;4—限位销;
 5—连接盘组成;6—推杆;7—连接轴;8—旋转块;
 9—驱动销;10—顶尖;11—车床尾座顶尖。
 图 1 端面自找平驱动卡盘结构原理图

基金项目:西安铁路职业技术学院项目(XTZY21G02)

第一作者简介:冯小庭(1985—),男,陕西榆林人,讲师/实验师,硕士,研究方向为机电一体化。

# 2 端面驱动卡盘所需顶紧力计算

车刀加工轴类零件受力如图 2 所示, *F*<sub>v</sub> 为机床主切 削力, *F*<sub>p</sub> 为背向力, *F*<sub>f</sub> 为进刀抗力。



图 2 轴类零件加工车刀受力示意图

机床主切削力  $F_v$ 、背向力  $F_p$  可依据经验公式(1)来确定:

$$F_{\rm v} = 9.81 C_{F_z} \times a_F^{xF_z} \times \beta^{F_z} \times v_c^{\lambda F_z} \times K_{F_z}$$
<sup>(1)</sup>

 $F_{p} = 9.18C_{Fy} \times a_{p}^{sFy} \times f^{Fy} \times v_{e}^{sFy} \times K_{Fy}$ 式中: $C_{Fz} \times xF_{z} \setminus yF_{z} \setminus \lambda F_{z} \setminus K_{Fz}$ 是与刀具切削相关的常数,可 在机械加工工艺手册中查到<sup>[7]</sup>。

### 2.1 只计摩擦力所需顶紧力计算

在切削加工过程中,必须有驱动力产生的力矩大于等 于切削力矩,取极限值驱动力矩等于切削力矩,将公式 (1)中F.值带入式(2),则可计算出单驱动销驱动力F<sub>p</sub>。

$$F_{\rm D} = \frac{C_{F_z} \times a_F^{xF_z} \times f^{xF_z} \times v_c^{\lambda F_z} \times K_{F_z} \times R}{n \times R_{\rm D}}$$
(2)

式中: R 为刀具距零件回转中心半径; n 为驱动销的个数; R<sub>n</sub> 为驱动销距回转中心的半径。

由图 2 可知卡盘驱动销对工件有两个方向作用力,即 竖直方向驱动力  $F_{\rm D}$  以及与它垂直方向背向力  $F_{\rm P}$ ,其合力  $F_{\rm M}$  可表示为式(3)。

$$F_{\rm M} = \sqrt{n^2 F_{\rm D}^2 + F_{\rm P}^2}$$
(3)

假设卡盘的输出功率完全由摩擦力产生,可靠工作时,顶紧力 F 必须满足公式(4)。为了公式简洁,未带入 公式(1)中 F<sub>v</sub>和 F<sub>p</sub> 具体值。

$$F = \frac{N}{\mu} \sqrt{\frac{R^2 F_{\rm V}^2}{R_{\rm D}^2} + F_{\rm P}^2}$$
(4)

式中:µ为驱动销摩擦因数;N为安全系数。

由式(4)不难看出,只计端面摩擦力所需顶紧力比较 大,式(4)适应于较短的轴类零件加工,或者硬度较高的 零件,即其自身挠度变形较小的轴类零件。

## 2.2 驱动销微量嵌入工件表面顶紧力分析

只计摩擦力推出卡盘所需顶紧力过大,对于材质较 软,挠度变形较大的长轴类零件不适用。在安全范围内, 为最大限度地减少顶紧力,减少机床整体负荷,减少工件 在夹紧力作用下弯曲变形,必须对驱动销微量嵌入工件表 面产生滑移抗力加以分析<sup>[8]</sup>。驱动销在顶紧力作用下微 量嵌入如图 3 所示。

驱动销嵌入工件表面产生的滑移抗力计算公式可借 鉴刨床刨削加工主切削力公式(5)<sup>[9]</sup>,亦可以遵循经验公



图 3 驱动销微量嵌入工件表面

式(6)。

$$F_{c1} = \tau_s a_{\rm R} f(1.4\xi + C)$$
(5)  
式中: $\tau_s$ 为材料剪切屈服点; $\xi$ 为材料应变。

$$F_{C2} = C_{F_C} \times a_p^{xF_C} \times f^{yF_C} \times v_C^{nF_C} \times K_{F_C}$$
(6)

工件滑移抗力方向总是与滑移方向相反,与约束反力 方向相同,则工件不产生滑移的条件见公式(7)。将式 (5)和式(6)分别带入式(7)可得驱动销微量嵌入所需顶 紧力计算公式(8)和式(9)。

$$F\mu + nF_c = nNF_{\rm M} \tag{7}$$

$$F_{1} = \frac{N}{\mu} \sqrt{\frac{R^{2} F_{V}^{2}}{R_{D}^{2}}} + F_{P}^{2} - nF_{C1}$$
(8)

$$F_{2} = \frac{N}{\mu} \sqrt{\frac{R^{2} F_{V}^{2}}{R_{p}^{2}} + F_{P}^{2}} - nF_{C2}$$
(9)

驱动销微量嵌入工件表面的深度与驱动销与工件的 相对硬度有关,被加工材料材质较软时,采用上述计算公 式可大幅降低工件所需顶紧力。

#### 2.3 机床振动对顶紧力影响

机床在加工过程中,由于机床自身振动,容易使工件 脱落,对工件顶紧力产生影响。为了保证工件顶紧稳定 性,必须对机床振动加以分析,图4为机床颤振系统动力 模型<sup>[5-6,10]</sup>,公式(10)为机床振动微分方程,由图4中*x* 和*y*几何关系,可得式(11)。



图 4 机床颤振系统动力模型

 $mx''(t) + cx'(t) + kx(t) = f_d(t)\cos(\beta - \alpha)$ (10)

$$my''(t)+cy'(t)+ky(t)=f_d(t)\cos(\beta-\alpha)\cos\alpha$$
 (11)  
由式(11)拉氏变换得式(12)。

$$s^{2}y(s) + 2\varepsilon\omega_{n}sy(s) + \omega_{n}^{2}y(s) = \frac{\cos(\beta - \alpha)\cos\alpha f_{d}(s)}{m}$$
(12)

式中: $\omega_n$  为机床振动频率,即 $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ ;  $\varepsilon$  为机床振动系 统等效阻尼系数,即 $\varepsilon = \frac{c}{\sqrt{2mk}}$ 。则振动系统的传递函数 为式(13)。

$$G(s) = \frac{\cos(\beta - \alpha)\cos\alpha}{K} \cdot \frac{1}{\left(\frac{s}{w_n}\right)^2 + \frac{2\varepsilon s}{w_n} + 1}$$
(13)

根据控制工程原理可知, $s=\sigma+i\omega$ ,且 $\sigma=0$ 是临界值,  $f_d(t)=F(iwt)$ ,其中F(iwt)为 $F_z(iwt)$ 和 $F_y(iwt)$ 的合力, 整理得振动振幅A如式(14)所示。

$$A^{2} = \left[\cos(\beta - \alpha)\cos\alpha\right]^{2} + \left[\frac{1 - (\omega/\omega_{n})^{2}}{2\varepsilon\omega/\omega_{n}} \cdot \cos(\beta - \alpha)\cos\alpha\right]^{2}$$
(14)

根据振动原理,振动偏离平衡位置最大时,速度为0, 加速度 *a* 为最大值,由公式(11)、偏离平衡位置最大时瞬时力学方程式(15)<sup>[11]</sup>,

$$ma_{\max} + A = f_d \cos(\beta - \alpha) \cos\alpha \tag{15}$$

以及机床振动产生最大瞬时力  $F_{max} = Ma_{max}$ ,推导出  $F_{max}$ 如式(16)所示。

$$F_{\max} = M \frac{f_d \cos(\beta - \alpha) \cos\alpha - A}{m}$$
(16)

式中 M 为工件质量。

当振动方向与工件刀具切削受力方向一致,此时所需 约束反力最大,工件不滑移,驱动销所需顶紧力应满足 式(17),将 F<sub>max</sub>代入即可。

$$F = \frac{1}{\mu} \left[ N(n_{\sqrt{\frac{R^{2}F_{v}^{2}}{R_{D}^{2}} + F_{P}^{2}} + F_{max}) - nF_{c1} \right]$$
(17)

由上述计算可知,考虑机床振动时,所需顶紧力计算 公式精度最高,计算出所需顶紧力最接近真实值。

# 3 实验验证顶紧力计算公式

#### 3.1 实验方案

实验原理:通过车刀背吃刀量来增加对工件作用力, 直至工件脱落,顶紧力失效<sup>[1-2]</sup>。

实验过程:实验采用长 500 mm,直径 50 mm,45 钢长 轴零件毛坯为实验材料。在单爪 1 100 N 顶紧力作用下, 经测量,驱动销微量嵌入工件表面 0.5 mm。在转速 3 000 r/min,进给量设置f = 0.3 mm/r,初次车削背吃刀量  $a_p$ 分别选 1.00 mm、1.04 mm、1.08 mm、1.12 mm、1.16 mm 5 组数据;试验中每次车削的背吃刀量在前次数据基础上增 加0.2 mm,其余数据均不变,即第 1 组第 2 次背吃刀量  $a_p = 1.2$  mm,以此类推,直至顶紧力失效,工件脱落。

#### 3.2 数据处理

记录工件脱落顶紧力失效时,背吃刀量 $a_p$ 值,将实验 方案中相关数据代入公式(1)中,得到此种工况下切削力  $F_v$ 、背向力 $F_p$ 。将 $F_v$ 以及 $F_p$ 数值代入式(4)、式(8)、 式(17)中得到3种不同工况所需顶紧力如图5所示,计算 时安全系数N=1。

上述数据可知,只计摩擦力,不考虑微量嵌入和机床 振动时,单爪驱动销所需顶紧力平均值2120N明显高于 实际顶紧力1100N,符合实验预期。考虑微量嵌入,不考 虑机床振动时,单爪驱动销所需顶紧力计算平均值为 982N,比实际顶紧力小108N,符合理论推理。考虑机床



图 5 3 种不同工况所需顶紧力计算值

振动时,计算单爪驱动销所需顶紧力平均值为1120N,与实际顶紧力1100N基本相同。经过大量加工检验以及查询相关规范,安全系数取N>1.7时,此公式可指导实际生产。

在实际加工中,被加工零件硬度大于驱动销硬度且机 床振动不明显,则所需顶紧力可直接带入只计摩擦力公 式,降低计算量。若被加工材料硬度小于驱动销且机床振 动不明显,则带入考虑微量嵌入计算公式。机床有明显振 动时,则带入考虑机床振动公式。

## 4 结语

本文通过理论分析计算,得到只计驱动销与工件摩擦 力、考虑驱动销微量嵌入工件表面产生滑移抗力以及机床 振动3种情况所需顶紧力计算公式;并对顶紧力进行实验 验证。验证结果表明:当 N>1.7时,公式可指导实际安全 生产,对端面驱动卡盘顶紧力的预置有着现实的意义。但 是力学模型的精度以及实验数据精确采集方面还存在不 足,有待于后续研究中进一步探究。

#### 参考文献:

- [1] WANG Z Y, WANG D M, CHEN B, et al. A clamping force estimation method based on a joint torque disturbance observer using PSO-BPNN for cable – driven surgical robot end – effectors [J]. Sensors, 2019, 19(23):390-396.
- [2] 杨润党. 虚拟数控车削加工过程建模与仿真系统的研发[D]. 镇江:江苏大学,2003:21-27.
- [3] 邹俊俊. 基于 CATIA 的一种端面驱动式机床夹具设计[J]. 机械制造,2015,53(5);61-63.
- [4] 刘宏利,刘明玺,丁万霞,等.一种四点浮动端面驱动特种夹 具设计与应用[J].自动化技术与应用,2018,37(4):21-25.
- [5] 赵宏伟,王晓军,于骏一. 机床再生型切削颤振系统稳定性极 限预测[J]. 西南交通大学学报,2003,38(5):547-552.
- [6] 赵宏伟. 再生型机床切削颤振系统稳定性极限预测[D]. 长春:吉林大学,2003.
- [7] 孟少农. 机械加工工艺手册-第1卷[M]. 北京:机械工业出版社,1991.
- [8] 罗伯特. 诺顿. 机械设计(原书第5版)[M]. 北京:机械工业 出版社,2016.
- [9] 毛从强. 刨削式防爬器刨削力的控制[J]. 铁道车辆, 2014, 52(3):14-16,5.
- [10] 黄强,张根保,张新玉,等. 机床颤振过程的试验与分析[J]. 重庆大学学报,2008(4):360-364.
- [11] 胡准庆. 机械振动基础[M]. 北京:北京交通大学出版社,2013.

收稿日期:2020-01-13