

基于偏心凸轮增力自锁机构的冲击式气动夹具

□ 司广据 □ 钟康民

摘要: 介绍了一种基于偏心凸轮增力自锁机构的冲击式气动夹具的工作原理,给出了其力学计算公式。该夹具由无杆活塞气缸与偏心夹紧机构组成,结构紧凑,刚性较好,其利用气缸活塞加速运动产生的冲击力,来松开自锁的偏心凸轮夹紧机构,在切削加工时间较长的场合,节能效果显著。

关键词: 偏心轮 自锁 增力机构 冲击力 气动夹具

中图分类号: TG756

文献标识码: B

文章编号: 1000-4998(2005)10-0073-02

气动夹具的传动介质是清洁的压缩空气,绿色化程度可以说是相当高的。然而,气压传动的致命缺点是系统压力不可能太高(一般 $p = 0.4 \sim 0.7 \text{ MPa}$),因而往往造成气缸直径过大。解决这一问题的有效途径,一是利用机械增力机构将气缸的输出力放大后,再作用于工件上;二是将气压传动与具有自锁功能的凸轮、斜楔等增力机构进行组合,以便在加工过程中能停止供应压缩空气,实现节能。但上述具有自锁功能的增力机构,所需要的松开作用力,要显著大于夹紧时施加的作用力,这无疑增加了对气体压力的匹配难度。因此,气压传动与上述自锁增力机构的组合应用甚少,其原因也在于此。

为了提高夹具的绿色化水平,我们提出了利用气缸活塞加速运动所产生的冲击力来松开凸轮、斜楔等自锁增力机构的构想,并设计了基于偏心凸轮增力自锁机构的冲击式气动夹具。

1 工作原理

该夹具的工作原理如附图所示。在气缸内设置一个无杆的活塞,活塞的中部加工有一通过活塞中心的轴向长槽,其轴向长度远大于驱动偏心凸轮转动的驱动杠杆球头直径。初始位置时,驱动杠杆球头位于长槽的右侧。当活塞在缸左腔压缩空气的作用下,以一定加速度向右运动一段距离后,轴向槽左壁才与驱动杠杆球头相接触,并给球头施加一个冲击力。在此冲击力的作用下,驱动杠杆驱动偏心凸轮以 O_2 为轴心,作顺时针方向摆动。活塞所受的轴向力,经过驱动杠杆与偏心凸轮的作用放大后,由偏心凸轮向外输出作用力 F 。来夹紧工件(见附图),此后便可对工件进行切削加工。由于偏心凸轮夹紧机构具有自锁功能,所以切削加工过程中可停止向气缸供气,以实现节能。

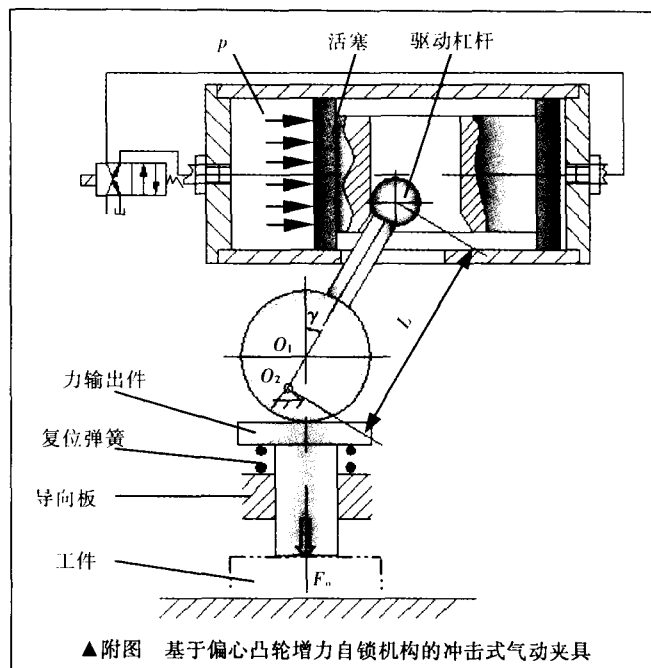
切削加工完毕后,气动换向阀换位,使压缩空气进入气缸右腔。活塞同样以一定加速度向左运动一段距离后,通过轴向槽右壁给驱动杠杆球头施加一个冲击

力,从而驱动偏心凸轮作逆时针方向摆动。同时,力输出件在复位弹簧的推动作用向上运动,完成复位,松开工件。由于松开偏心凸轮夹紧机构所需要的作用力,要大于夹紧时施加的作用力,因此,活塞冲击力的主要意义在于,松开工件时能提供远大于静力平衡状态下作用于活塞上的轴向力。

2 力学计算

活塞冲击力对夹紧力 F_c 的影响并不显著。因为力输出件一旦接触到工件表面后,工件与相关构件产生的弹性阻尼,将迅速消耗掉该冲击力所产生的动能。因此,输出力 F_c 一般仍可采用静力平衡系统进行建模计算。不考虑摩擦时,附图所示夹具系统在垂直方向的理论输出力 F_{01} 可用式(1)计算

$$F_{01} = \frac{\pi D^2 p L \cos \gamma}{4 \rho \tan \alpha} \quad (1)$$



式中 D ——活塞直径

p ——气缸左腔压力

L, γ ——如图中所示

α ——力输出点处偏心凸轮的升角, $\alpha = \arctan$

$$\frac{e \sin \gamma}{R - e \cos \gamma} \quad (e \text{ 为偏心距, } R \text{ 为偏心凸轮的半径})$$

ρ ——偏心凸轮转动中心与力输出点间的距

$$\text{离, } \rho = \sqrt{R^2 + e^2 - 2Re \cos \gamma}$$

考虑偏心凸轮在力输出点处及转轴处的摩擦后, 附图所示夹具系统的实际输出力 F_{op} 可用式(2)计算

$$F_{op} = \frac{\pi D^2 p L \cos \gamma}{4 \rho [\tan(\alpha + \beta) + \tan \varphi]} \quad (2)$$

式中 β ——力输出点处偏心凸轮与其作用对象间的摩擦角

φ ——转轴处(O_2)的摩擦角

需要注意的是, 对于附图所示的夹具, 还必须考虑复位弹簧的弹性力。一般来说, 弹性力相对于偏心凸轮的输出力很小, 所以此处可以忽略其影响。

3 适用场合

上述基于偏心凸轮增力自锁机构的冲击式气动夹具, 适合在下列场合中应用:

(1) 气缸直径受限制的场合 附图所示的偏心夹紧机构实质上是一个串联式的两级增力机构; 其中杠杆作用为第一级, 偏心轮形成的斜楔作用为第二级。因此, 在要求输出的夹紧力一定的条件下, 采用这种夹具能显著减小气缸的直径。

例如, 某夹具要求输出的实际夹紧力为 $F_{op} = 15\ 000\text{ N}$, 根据式(2), 取系统压力 $p = 0.5\text{ MPa}$, $L = 100\text{ mm}$, $\gamma = 30^\circ$, $e = 2\text{ mm}$, $R = 20\text{ mm}$, $\beta = \varphi = 6^\circ$, 则气缸直径 $D = \sqrt{\frac{4 \rho F_{op} [\tan(\alpha + \beta) + \tan \varphi]}{\pi p L \cos \gamma}} \approx 46\text{ mm}$ 。而若采用相同系统压力的气缸直接作用, 则气缸的直径约为 200 mm , 也就是说, 采用这种夹具, 使气缸直径缩小到 $1/4$ 。

(2) 用气动夹具代替液压夹具 气动夹具的优点是介质清洁, 缺点是系统压力不高, 而液压夹具特点与其基本相反。利用本文提出的机构, 在很多情况下可以用气动夹具来代替液压夹具, 这在一定程度上适应了

夹具绿色化的发展要求。

(3) 要求输出力方向与气缸或液压缸轴线相垂直的场合 工程实践中经常碰到一些夹具因为结构原因, 需要输出力的方向与气缸的轴线相垂直, 采用本文所述夹具就能较好地解决这一问题。

4 夹具特点

本文提出的基于偏心凸轮增力自锁机构的冲击式气动夹具, 具有以下特点:

①结构较为紧凑, 刚性较好;

②利用两级增力机构的力放大功能, 在输出力一定的条件下, 可显著降低气动系统的压力, 或显著减小整个系统的体积; 在系统压力一定的条件下, 则可显著提高输出力;

③在气动夹具中, 利用机构的自锁功能, 在需要长时间保持作用力的场合, 可以让提供压缩气体的设备停止工作, 节能效果显著;

④利用自锁机构虽然可以实现节能, 但是在夹具复位的过程中必须克服较大的工作阻力, 对系统压力要求较高。为了降低系统压力, 对气缸的结构作了创新性设计, 引入冲击力的作用, 较好地解决了这一矛盾, 同时实现了节能目的。

参考文献

- 1 林文焕, 陈本通编著. 机床夹具设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 1987
- 2 钟康民, 宋强, 郭培全. 钢球增力液压夹具[J]. 制造技术与机床, 1999, (11): 47~48
- 3 钟康民. 偏心夹紧流体传动夹具[J]. 新技术新工艺, 2003, (12)
- 4 Edward G · Hoffman. Jig and Fixture Design. Fourth Edition[M]. Albany, USA: Delmar Publishers. 1996
- 5 现代机械制造工艺装备标准应用手册编委会编. 现代机械制造工艺装备标准应用手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997

(编辑 功 成)

作者单位: 苏州大学机电工程学院

邮政编码: 江苏 · 215021

收稿日期: 2005年4月

提高制造数字化水平

提升我国综合国力

《机械制造》杂志社

· 公益广告 · 公益广告 · 公益广告 · 公益广告 · 公益广告 · 公益广告 · 公益广告 · 公益广告 · 公益广告 · 公益广告 · 公益广告 · 公益广告 ·

