

基于无杆活塞缸与机械增力机构的 的液压-机械复合传动装置

曹 华,钟康民

Hydro-mechanic Compound Gearing Composed of Rod-less Cylinder and Force Amplifier

Cao Hua, Zhong Kang-min

(苏州大学机电工程学院,江苏 苏州 215021)

摘 要:介绍了一种液压-机械复合传动装置的工作原理,分析了其性能特点,并给出了相关的力学计算公式。该装置由无杆活塞式液压缸驱动,通过对称型齿条-齿轮-铰杆机构进行力的传递与放大,具有摩擦损失小,结构平衡简约等优点。对称型齿条-齿轮-铰杆机构与液压传动结合,在压力一定的条件下,能显著减小液压缸的直径。

关键词:液压传动;齿条-齿轮-铰杆机构;增力机构;对称;无杆活塞式液压缸

中图分类号:TH137.9;TH132 文献标识码:B 文章编号:1000-4858(2004)11-0071-02

人们习惯上往往认为,用提高液压系统压力的方法,来提高液压缸的输出力,是极为方便的事。但具体到实际工程问题时,却发现过高的系统压力,会导致泵、阀等元件的价格及密封系统的成本急剧上扬。利用机械增力机构的力放大作用,与液压传动技术相结合,在输出力及液压缸直径一定的条件下,能显著降低系统压力;而在输出力及系统压力一定的条件下,则能显著减小液压缸的直径。

创新出结构紧凑、摩擦损失小、力放大效果显著的液压-机械复合传动装置,一直是机械工程领域许多研究人员所追求的目标。基于这一目标,我们设计了一种将无杆活塞式液压缸与对称型齿条-齿轮-铰杆机构相整合的液压-机械复合传动装置。下面,我们结合图样对其工作原理加以介绍,并给出其相应的力学计算公式。

1 工作原理

图1为该装置的工作原理图。由图中可见,活塞的中部加工成双面齿条,齿条两侧是与其相啮合的齿轮;两只铰杆的一端铰接在齿轮上,另一端则铰接在力输出件上。当换向阀在图示左位工作时,液压缸活塞在压力油的作用下向右运动,上下两只齿轮分别向逆时针、顺时针方向转动;铰接在其上的铰杆就推动力输出件向右运动,进而向作用对象施加输出力 F_o 。当换向阀切换至右位工作时,液压缸活塞向左运动,力输出件在齿条-齿轮-铰杆机构的作用下,向右运动完成复

位。

不难理解,角度 α 及 φ 越小,齿条-齿轮-铰杆机构的增力效果越大。

图1所示装置的一个显著特点,是各构件呈对称分布,结构上显得平衡而简约。由于液压缸活塞与力输出件所承受的径向力是对称平衡的,所以活塞与缸壁之间、力输出件与其导向孔之间,理论上不存在摩擦损失。相对于非对称型的液压-机械复合传动装置^[1],不仅提高了力传递效率,而且延长了相关运动构件的使用寿命。

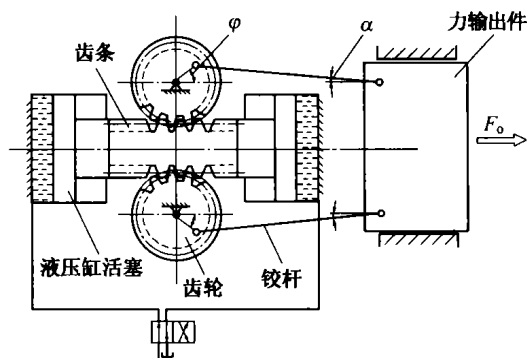


图1 工作原理图

收稿日期:2004-05-27

作者简介:曹华(1977—),男,山西榆社人,硕士研究生,研究方向为复合传动及夹具技术。

此外显而易见的是,相对于人们习惯上使用的有杆活塞式液压缸,该复合传动装置中采用的无杆活塞式液压缸不仅结构紧凑,而且系统刚性也显著提高了。

2 力学计算

通过建立力学模型,在不考虑铰杆两端摩擦损失的前提下,可得对称型齿条-齿轮-铰杆机构的理论增力系数 i_t 的计算公式为^[2]

$$i_t = \frac{R \cos \alpha}{r \sin(\alpha + \varphi)} \quad (1)$$

式中 R ——齿轮节圆半径

r ——铰杆与齿轮铰接中心至齿轮几何中心的距离

α ——铰杆机构的理论压力角(见图1所示)

φ ——如图1所示, $\varphi = \arcsin\left(\frac{l \sin \alpha}{r}\right)$ (l 为铰杆的两个铰接中心之间的距离)

图1所示装置的理论输出力 F_{ot} 的计算公式为:

$$F_{ot} = \frac{\pi D^2 p R \cos \alpha}{4 r \sin(\alpha + \varphi)} \quad (2)$$

式中 D ——液压缸活塞的直径

p ——液压缸内的工作压力

考虑铰杆两端摩擦损失后,对称型齿条-齿轮-铰杆机构的实际增力系数 i_p 的计算公式为^[2]:

$$i_p = \frac{R \cos(\alpha + \beta)}{r \sin(\alpha + \varphi + \beta)} \quad (3)$$

图1所示装置的实际输出力 F_{op} 的计算公式为

$$F_{op} = \frac{\pi D^2 p R \cos(\alpha + \beta)}{4 r \sin(\alpha + \varphi + \beta)} \quad (4)$$

式中 β 为铰链副的当量摩擦角, $\beta = \arcsin \frac{fd}{l}$ (d 为铰杆上铰链孔的直径, l 为铰杆上两铰链孔的中心距, f 为铰链副的摩擦因数)^[2]。

3 应用计算举例

尽管铰杆机构的理论压力角 α 越小,其增力效果越显著,但由于相关构件的制造精度等原因, α 角的取值不可能很小。在工程实际中,一般取 $\alpha_{\min} = 3^\circ \sim 5^\circ$ 。例如,我们取 $\alpha = 4^\circ$, $d = 10 \text{ mm}$, $r = 100 \text{ mm}$, $R = 150 \text{ mm}$, $l = 200 \text{ mm}$, $f = 0.1$ (计算得 $\varphi = 80^\circ$, $\beta = 0.3^\circ$), 代入公式(3),可计算得实际力放大系数为 $i_p = 7.02$ 。

例如,一液压设备所需的输出力为 $F_{op} = 100 \text{ kN}$, 液压缸直径 $D = 80 \text{ mm}$, 其余参数如上不变,若采用液压缸活塞直接输出力,经计算可得所需的工作压力 p

$= \frac{4F_{op}}{\pi D^2} \approx 20 \text{ MPa}$; 采用本复合传动装置后,代入公式

(4) 计算可得所需的工作压力 $p = \frac{4F_{op} r \sin(\alpha + \varphi + \beta)}{\pi D^2 R \cos(\alpha + \beta)} \approx 2.9 \text{ MPa}$ 。

又如同—设备所需输出力为 100 kN 不变,系统工作压力已经给定为 2.5 MPa , 其余参数仍然不变,若采用液压缸活塞直接进行力的输出,经计算可知所需液

压缸直径 $D = \sqrt{\frac{4F_{op}}{\pi p}} \approx 225 \text{ mm}$; 而采用本机构后,通过

公式(4) 计算可得 $D = \sqrt{\frac{4F_{op} r \sin(\alpha + \beta + \varphi)}{\pi p R \cos(\alpha + \beta)}} \approx 85 \text{ mm}$ 。

经上述比较可以看出,利用机械增力机构的力放大作用,与液压传动技术相结合,在输出力及液压缸直径一定的条件下,能显著降低系统压力;而在输出力及系统压力一定的条件下,则能显著减小液压缸的直径。

在油压机、液压机具及大型机床夹具的设计中,工程技术人员可以借鉴图1所示液压-机械复合传动装置。

4 结束语

在进行液压-机械复合传动装置的创新构思过程中,我们应用了创新技法中的组合法。利用这一创新方法,可以根据实际工程需要,创新出二次以及二次以上的多种型式的增力机构。在具体创新过程中应当注意,具有自锁功能的增力机构,如斜楔、螺旋、凸轮等机构,其力传递效率一般较低;而铰杆、杠杆等自锁功能很低或没有自锁功能的机构,其力传递效率则显著较前一类机构高。因此,合理利用不同增力机构的特点来实现优势组合,是创新思维过程中应当切实注意的问题。我们希望,本文介绍的创新思路能给相关领域的人员提供一种借鉴或启发,从而创新出性能更为优异的复合传动装置来。

参考文献:

[1] Zhong Kangmin, Guo Peiquan. Orthogonal reinforcement mechanism and hydraulic drive [A]. In: Proceedings of tenth world congress on the theory of machines and mechanisms (Vol5) [M]. Oulu, Finland: Oulu University Press, 1999: 2037—2042.
 [2] 罗善明. 曲柄增力机构的模拟设计[J]. 机械科学与技术, 2002(4): 413—415, 436.
 [3] 钟康民, 宋强, 郭培全, 胡秉臣. 铰杆增力式离心离合器的工作原理与设计计算[J]. 制造技术与机床, 2000(3): 13—15.