

关于某取力器气动换挡发卡问题的设计改进

张国英, 田虎

(陕西法士特齿轮有限责任公司, 陕西西安 710077)

摘要: 依据实例介绍了汽车取力器气动换挡发卡的质量整改实例, 针对汽车取力器在使用过程中的换挡发卡、失效进行了原因分析, 并提出了有效的改进方案。

关键词: 气缸; 密封; 换挡发卡

Design Improvement of Non-smooth Pneumatic Shifting of a PTO

ZHANG Guoying, TIAN Hu

(Shaanxi Fast Gear Co., Ltd., Xi'an Shaanxi 710077, China)

Abstract: Some real cases showing improved to the non-smooth pneumatic shifting problem of auto PTO were described. The causes were analyzed, and effective improvement countermeasures were put forward by aiming at non-smooth and failure shifting of auto PTO in process of application.

Keywords: Cylinder; Sealing; Pneumatic shifting

1 问题的提出

某公司的某系列取力器自投产以来, 经常出现气动换挡发卡致使取力器无法正常工作的现象, 换挡发卡严重影响了该系列取力器及其相匹配产品的推广应用, 设计部门于 2009 年 7 月中旬对该取力器气动换挡部分重新进行了分析计算和设计改进, 现将本次改进情况整理, 以供大家在类似设计中参考, 避免同类问题的再次发生。

2 原理介绍

本次改进取力器气动换挡的原理图如图 1 所示, 是典型的单向气操纵, 主要密封元件是 O 形密封圈 1 (为活塞杆动密

封) 和 O 形密封圈 2 (为活塞动密封)。

该类型操纵机构的正常工作要求气缸必须具有良好的密封性能, 不能窜气; 有相对运动的各零件表面应光滑, 不能产生过大的摩擦阻力。

该机构挂挡时由进气口通入 0.7~0.8 MPa 的大气压, 工作气压对活塞的作用力 F_1 要克服回位弹簧的弹力 F_2 和各部位产生的摩擦阻力之和 f , 即要求 $F_1 > F_2 + f$, 来推动活塞带动拨叉轴和拨叉向右方移动, 实现取力器挂挡。摘挡时切断进气口气源, 依靠弹簧的回位力 F_2 克服各部位产生的摩擦阻力 f 推动活塞向左方移动从而带动拨叉轴和拨叉回到初始位置, 即要求 $F_2 > f$, 实现摘挡。

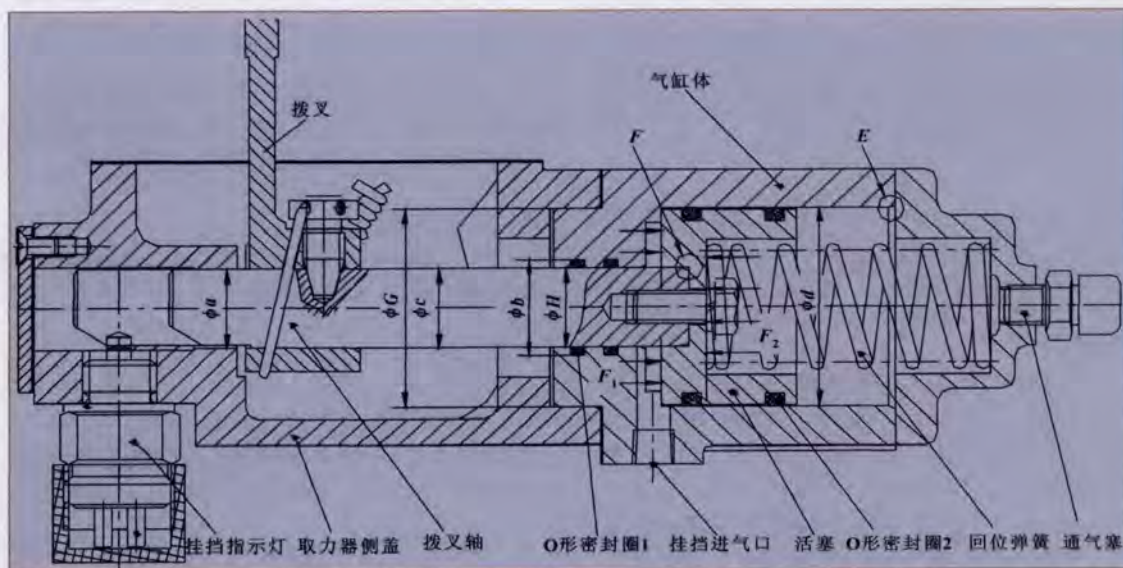


图 1 取力器气动换挡的原理图

工作气压对活塞的作用力 $F_1 = \text{工作气压 } P$ (通常为 $0.7 \sim 0.8 \text{ MPa}$) \times 气缸面积 S (等于 $\pi d^2/4$)，可见，要实现气动挂挡，对气缸内径 d 和气压 P 的大小有一定的要求，若密封性差，气缸窜气，则达不到要求的工作气压，挂挡力 F_1 就会减小，当 $F_1 \leq F_2 + f$ 时，就会引起挂挡发卡。而当各相对运动零件之间的摩擦阻力之和 f 过大，使 $f \geq F_2$ 时，则摘挡卡滞。

3 分析原因

通过对原设计图纸进行计算分析得知，该取力器换挡操纵机构存在设计缺陷，从而影响了气缸的换挡性能，下面对各个零件进行逐一分析：

(1) O形密封圈1

由图1可见，O形密封圈1在该处是活塞杆动密封。一般情况下活塞杆密封要求O形圈内径大于或等于活塞杆直径，外径应大于或等于沟槽槽底直径^[1]。而该处O形密封圈1的内径为 $\phi 19 \pm 0.22$ ，充当活塞杆的拨叉轴直径为 $\phi 20_{-0.073}^{+0.040}$ ，显然O形圈内径小于活塞杆直径，O形密封圈1的尺寸设计不合理。它将对拨叉轴产生很大的抱紧力，使拨叉轴在运动中摩擦阻力很大，这是导致换挡发卡的原因之一。

(2) 气缸体

原气缸体如图1所示， ϕb 处O形圈沟槽直径为 $\phi 20_{-0.073}^{+0.07}$ ，而此处安装的O形密封圈1的外径为 $\phi((19 \pm 0.22) + 2(2.65 \pm 0.09)) = \phi(24.3 \pm 0.4)$ ，显然不满足活塞杆密封时所选用O形圈外径应大于或等于沟槽槽底直径的要求，沟槽槽底不能对O形密封圈1产生有效预压缩力。

如图1所示气缸体内壁 ϕd 的表面粗糙度要求太低，为 $R_a 1.6$ ，不满足O形密封圈动密封时配合偶件表面粗糙度 $R_a 0.4$ 的要求，易导致O形密封圈2早期磨损失效；图1所示E处，孔口倒角 $1 \times 45^\circ$ ，表面粗糙度为 $R_a 12.5$ ，活塞连同O形密封圈2装入气缸时， $1 \times 45^\circ$ 倒角极易切伤O形圈，使气缸的密封性能降低，气缸窜气，换挡发卡。

图1所示 ϕH 和 ϕG 处同轴度要求太低，为 $\phi 0.15$ ，产生的累计误差使拨叉轴端部偏离取力器侧盖 ϕa 孔的中心，拨叉轴外壁与 ϕa 孔内壁抵触，拨叉轴运动受阻，换挡发卡。

(3) 拨叉轴

拨叉轴表面粗糙度要求为 $R_a 1.6$ ，不满足O形密封圈动密封时配合偶件表面的粗糙度应为 $R_a 0.4$ 的要求，易导致O形密封圈1早期磨损失效；拨叉轴端部F处 $1 \times 45^\circ$ 倒角，会使拨叉轴由左向右装入气缸时切伤O形圈1，影响气缸的密封性能。

(4) 取力器侧盖

取力器侧盖在该机构中对拨叉轴有支撑和导向的作用，图1所示 ϕa 处，原设计 ϕa 孔尺寸为 $\phi 20_{-0.073}^{+0.021}$ ，拨叉轴尺寸为 $\phi 20_{-0.073}^{+0.040}$ ，轴和孔的最小间隙为 0.040 ，拨叉轴两端支撑孔受加工精度和安装精度的影响，不可能处于同一轴心线上，按原设计图纸，支撑拨叉轴两端的两个孔 ϕa 和 ϕH 的同轴度累积误差已大于 $\phi 0.15$ ，显然，拨叉轴在往复运动过程中，端部将可能“低头”或“抬头”抵住侧盖 ϕa 孔壁使运动受阻，引起换挡发卡。

4 改进方案

通过以上对该机构换挡发卡的原因分析，进行了以下改进：

(1) O形密封圈1：取消现用的O形圈，选用标准件GB3452.1 $20 \times 2.65G$ (内径为 $\phi(20 \pm 0.22)$)，截面直径 $\phi(2.65 \pm 0.09)$ ^[2]。

(2) 气缸体：E处孔口由 $1 \times 45^\circ$ 倒角改为 $2 \times 20^\circ$ 导向角，提高了导向角和内壁 ϕd 的表面粗糙度要求，将 ϕb 处O形密封圈1的沟槽直径由 $\phi 24.6_{-0.07}^{+0.07}$ 改为 $\phi 24.45_{-0.052}^{+0.052}$ 。

通过计算，改进后O形密封圈1的最大和最小压缩率分别为 11.27% 和 18.43% ，符合GB3452.3中气动密封对截面直径为 2.65 的O形密封圈其压缩率为 $8.5\% \sim 22\%$ 的要求。

(3) 拨叉轴：根据GB/T3452.3的规定，将拨叉轴直径由 $\phi 20_{-0.073}^{+0.040}$ 改为 $\phi 20_{-0.041}^{+0.020}$ ，表面粗糙度由 $R_a 1.6$ 改为 $R_a 0.4$ ，在轴头F处增加了O形圈导向角。保证拨叉轴在安装和工作过程中不会对O形圈产生切伤和早期磨损，具体如图2所示。

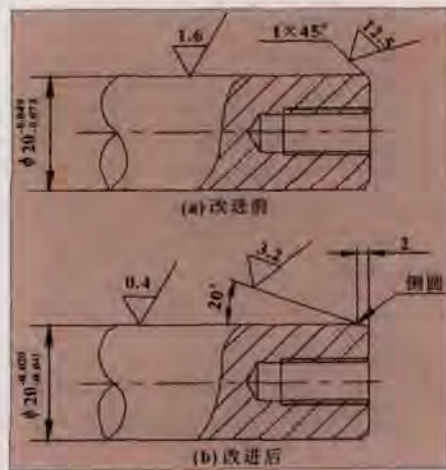


图2 拨叉轴的改进

(4) 取力器侧盖的改进：取力器侧盖 ϕa 处加大孔公差，将直径由 $\phi 20_{-0.073}^{+0.021}$ 改为 $\phi 20_{-0.15}^{+0.20}$ ，避免因制造装配产生的累积误差而导致该孔对拨叉轴运动产生阻力。

5 改进效果

改进后经过一年多的市场跟踪，该系列取力器换挡发卡故障率明显降低，改进效果良好。

参考文献：

- [1] GB/T3452.3-2005 液压气动用O形橡胶密封圈 沟槽尺寸[S]. 北京:中国标准出版社,2006.
- [2] GB/T3452.1-2005 液压气动用O形橡胶密封圈 第1部分:尺寸系列及公差[S]. 北京:中国标准出版社,2006.

作者简介：张国英（1975—），女，汉，陕西商州人，工学学士，工程师，主要从事机械变速器和汽车取力器产品的设计研发及应用研究。电话：13571842736，E-mail: zgyandy@163.com。

收稿日期：2011-02-16