

# 某重型特种车辆同步器换挡优化分析与计算

张凡

(中国特种飞行器研究所 湖北 荆门 448035)

**摘要:** 为解决某型重载特种车辆换挡接合的平顺性及效率, 本文通过理论分析车辆所使用的惯性三锥式同步器的结构形式及其工作原理, 建立同步器接合换挡过程的计算模型, 来确定并优化同步器换挡过程中的摩擦因素、摩擦锥面和锁止面角度, 以改善同步器的换挡性能并提高同步器的工作可靠性。计算结果表明, 同步器摩擦锥面或锁止面因倾斜或间隙导致的角度将影响产生力的大小, 若该力大于同步器摩擦锥面换挡时摩擦力矩产生的力时, 将会影响同步器换挡平顺, 换挡效率降低。

**关键词:** 同步器; 特种车辆; 换挡; 摩擦锥面; 锁止角度

## 0 引言

可靠性一直是装备的重要考核指标, 对于重型车辆装备而言更是如此, 以某重型特种车辆为例, 行驶的环境条件、连续使用时间及使用强度均要远高于普通重载车辆, 故对于使用过程中的平顺性及可靠性要求更高。随着装备的更新和发展, 只有不断完善并优化装备, 才能发挥出装备的最优性能。

对于重型车辆而言, 同步器是变速箱中的关键零部件, 由于同步器能够做到换挡时抵消部分换挡冲击力, 减轻齿轮冲击从而可以延长整个传动系统的使用寿命, 故而同步器仍在大量装备使用。早期的常压式同步器虽然结构相对简单, 但是其可靠性较高, 由于其不能有效保证齿轮啮合件在输入与输出转动角速度相等的状态下对接换挡, 故现已基本淘汰不用, 目前车辆更为广泛使用的是惯性式或惯性增力式同步器<sup>[1]</sup>。

## 1 结构形式

惯性式同步器主要由接合套、同步环、锁止元件和弹性元件等构成, 其中同步环之间的接合面称之为摩擦锥面。同步器同步环的接合齿轮上设计有多锥式同步器的锁止面, 同时在原有的两个摩擦锥面中间设计并布置多个辅助的锥面, 较为常见的是设计两个锥面, 也就是常见的三锥式同步器。此时, 由于同步器可用摩擦锥表面积的大幅增加, 在同步器摩擦锥面上产生的摩擦力矩也会相应大幅增加, 因而具有更大的转矩余量和较好的低热负荷。这既可以改善同步效能, 又能够保证可靠性, 从而使得换挡力或换挡时间大幅减小。基于此, 某重型特种车辆采用多锥式惯性同步器, 然而受恶劣的使用环境和高强度使用等影响, 同步器工作会偶发性地出现换挡迟滞、换挡顿挫、换挡过程中的噪声偏大等换挡效率

降低的状况, 从而造成车辆换挡可靠性降低。为此, 建立同步器接合换挡过程的数学计算模型, 从摩擦因素、同步环尺寸、同步时间和转动惯量等参数来确定并优化同步器换挡过程中摩擦锥面和锁止面的角度, 以优化同步器的换挡性能并提高同步器的可靠性<sup>[2]</sup>。

## 2 工作原理

考虑生产成本和制造工艺等因素, 多锥式惯性同步器目前常见或使用较多的为三锥式。某重型特种车辆采用耦合式三锥同步器, 相同的轴向尺寸下, 耦合式同步器的锥面摩擦副面积要大于非耦合式同步器, 且耦合式同步器的锥面锥角也更大, 在相同条件下可提供更大的摩擦力矩; 耦合式同步器的缺点是锁止能力相对较弱, 故耦合式同步器需要提供更大的拨环力矩, 且在换挡同步过程中或换挡接合之后产生的冲击力也相对较大。换挡时, 摩擦力矩产生作用在啮合套上的换挡力沿轴向推动齿轮啮合套并带动滑块和锁环产生相对移动, 直至锁止锥面与被接合齿轮上的锥面接触为止。之后, 因作用在摩擦锥面上的力与另外两个锥面之间存在一定的角速度差, 不同步的角速度使得作用力锥面上产生摩擦力矩, 在摩擦力矩的作用下锁环对齿轮啮合套和滑块有相对转动角度。此时, 变速器的输入端和输出端的转速不同, 依靠同步器拨叉片位置, 使输入端在接触锥面摩擦力矩的作用下, 克服输入端零件的惯性力矩, 使输入端与输出端的转速达到同步, 当输入端和输出端达到同步后完成换挡。

## 3 主要计算参数的确定

### 3.1 摩擦因素

由于行驶环境恶劣, 爬坡、翻越壕沟和涉水路面等行驶过程中重型特种车辆会频繁地换挡。而行驶速度偏

低,特别是在低档位区间的换挡颇多,这意味着同步器的工作频率将大幅增加。同步器是在同步环与连接齿轮之间存在一定角速度差的情况下即介入工作的,这就需要同步环必需有足够的疲劳强度及使用寿命,同时为了获得更大的摩擦力矩便于换挡,同步环要选用摩擦因素较大而且性能十分稳定的材料<sup>[3]</sup>。

摩擦因素除与同步器选用材料有关外,还与工作环境中各接触零部件的表面粗糙度、润滑条件和工作环境温度等因素有关。特别是对三锥同步器而言,对同步器锥面的表面粗糙度的要求相对更高,以用来保证同步器在工作过程中,各锥面之间的摩擦因素尽可能相同且变化小。若各锥面的表面粗糙度较大、有偏差或分布不均,在频繁工作状态下就会表现欠佳,极易出现换挡顿挫、不平顺甚至损伤同步器的状况。摩擦因素对换挡齿轮和轴的角速度差能以尽可能少的同步时间达到相同匹配的状态起着至关重要的作用,摩擦因素大且变化小,则换挡平顺且省力,同时能缩短同步时间,提高换挡效率。

### 3.2 同步环

同步环主要考虑锥面上的螺纹槽、摩擦锥面角、摩擦锥面半径、锥面工作长度和同步环径向厚度等因素。若螺纹槽顶部设计偏小,则在工作过程中刮油膜的效果较好,但设计的过小则会使得磨损增加,影响寿命;若螺纹槽的顶部设计偏大,则在工作中会使得被刮下来的油膜存在与螺纹之间的缝隙中,从而减少接触面,换挡相对费力。摩擦锥面半径设计越大,则摩擦力矩就会相应变大,但摩擦锥面半径在确定同步器的结构形式后基本保持不变,包括锥面工作长度和同步环径向厚度也是如此,此处就不再进行详细说明。在使用过程中,摩擦锥面的角度根据使用环境是可变的,摩擦锥面角度越小,则同步器产生的摩擦力矩越大,但摩擦锥面角在工作时的角度过小则摩擦锥面可能出现自锁现象。相关试验表明,一般摩擦锥面角在 $6^{\circ} \sim 8^{\circ}$ 之间较为适宜。某型车辆的摩擦锥面角度设计为 $6^{\circ}$ 时,由于摩擦锥面的摩擦因素不均等,同步器虽然也能够提供较大的摩擦力矩,但摩擦锥面会偶发性地呈现出粘咬的迹象,此时同步器工作失效,同时对同步器的寿命影响很大。而摩擦锥面角度过大时就会出现摩擦力矩不足的现象,换挡费力。

### 3.3 同步时间

同步器在工作时,各连接件达到同步所需的时间越短越好。影响同步时间的最主要因素之一是同步器本身的结构形式和相关尺寸参数,另一个重要因素是转动惯量。变速器输入端和输出端的角速度差、作用于同步器摩擦锥面上的摩擦力等因素也在一定程度上会影响同步时间。轴向力越大,则同步时间越短,影响轴向力的因素相对较多,后续将通过数学模型计算进一步进行分析说明。

### 3.4 转动惯量

同步器工作时,同步器第一轴与离合器从动盘、中间轴及其常啮合齿轮、与中间轴相连接的第二甚至第三轴上的啮合齿轮均会产生转动惯量,首先输入端的转动惯量依次按不同档位或传动比转换到被同步的后续输出端上,各零部件所产生的转动惯量通常采用扭摆法测出或根据数学公式进行拟合计算得出<sup>[4]</sup>。

## 4 摩擦锥面和锁止面角度的计算

通过同步器接合工作过程的模型确定摩擦锥面和锁止面角度是可以用来计算知晓同步器在满足连接件角速度完全相等之前进行换挡时所应该要满足的条件。此处为了简化计算过程,换挡开始时,不考虑同步器内润滑阻力及温度环境带来的影响,并同时认为该重型特种车辆在状态良好的三级公路上进行行驶,换挡时的同步时间在1s以内的正常良好工作状态,换挡时同步器的接合过程见图1所示。

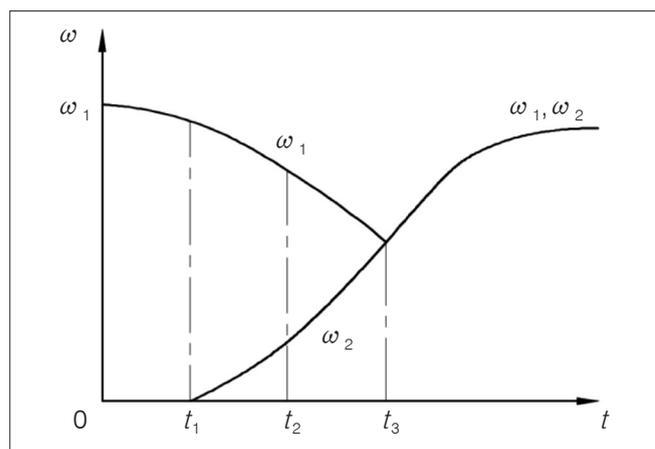


图1 同步器接合过程示意图

在该换挡瞬间状态下可认为车辆在良好的路面水平行驶且速度保持不变,即变速器输出端转速在该换挡瞬间保持一致,而输入端则需要靠锥面摩擦力矩提供的摩擦力来使得转速与输出端的转速保持一致。换挡时为了保证没有冲击力地达到换挡平顺接合,齿轮与轴的转动角速度必须相等,此时同步器的摩擦力矩 $I_s$ 为:

$$I_s = \frac{I_r \Delta \omega}{t} = \frac{I_r (\omega_2 - \omega_1)}{t} \quad (1)$$

式中: $I_r$ —离合器从动盘与各轴常啮合齿轮连接后共同转动时所产生的转动惯量;

$t$ —换挡同步时间;

$\omega_1$ —换挡时刻变速器输出轴的角速度;

$\omega_2$ —换挡后的下一档位输出轴上齿轮的角速度。

$$I_s = \frac{I_r}{t} \left( \frac{\omega_3}{i_{k+1}} - \frac{\omega_3}{i_k} \right) \quad (2)$$

式中: $\omega_3$ —发动机输出轴的角速度;

$i_k$  - 换挡时刻该档位的传动比;  
 $i_{k+1}$  - 换挡后的下一档位的传动比。

$$I_s = \frac{I_r \omega_3}{t} \left( \frac{1}{i_{k+1}} - \frac{1}{i_k} \right) \quad (3)$$

则作用在同步器摩擦锥面上的轴向力  $F$  应为:

$$F = F_s i_g \eta \quad (4)$$

式中:  $F_s$  - 换挡时作用在变速器操纵杆上的法向力;

$i_g$  - 变速器操纵杆到啮合套的传动比;  
 $\eta$  - 换挡同步器的传动效率。

换挡同步器的传动效率  $\eta$  :

$$\eta = \frac{I_k \omega_k - I_q \omega_k}{I_k \omega_k} = 1 - \frac{I_q}{I_k} \quad (5)$$

式中:  $I_k$  - 变速器驱动力矩;

$I_q$  - 转化到同步器最后摩擦锥面的损失力矩;  
 $\omega_k$  - 变速器角速度。

由此可得锥面工作产生的摩擦力矩为:

$$I_s = \frac{FfR}{\sin\alpha} \quad (6)$$

式中:  $\alpha$  - 同步器摩擦锥面的锥面角;

$f$  - 工作时锥面之间的摩擦因素;  
 $R$  - 摩擦锥面的平均半径。

简要计算时可认为三锥面的角度都相同,由前节分析可知,若各锥面的表面粗糙度较大、有偏差或分布不均,则对于换挡影响较大,在锥面和锁止角度简要计算时,可认为三锥面的摩擦因素相同。由此可得:

$$\frac{FfR}{\sin\alpha} = \frac{I_r \omega_1}{t} \left( \frac{1}{i_{k+1}} - \frac{1}{i_k} \right) \quad (7)$$

同步器换挡的同步时间方程式为:

$$t = \frac{I_r \omega_1 \sin\alpha}{FfR} \left( \frac{1}{i_{k+1}} - \frac{1}{i_k} \right) \quad (8)$$

换挡时,为了防止锥面连接在转动角速度相等之前接合换挡,则必需保证由同步器摩擦力矩产生的力  $F_1$  大于用来防止过早换挡的力  $F_2$ , 即

$$F_1 = \frac{I_s}{r} = \frac{FfR}{r \sin\alpha} \quad (9)$$

因锁止面倾斜或间隙而产生的力为  $F_2$ , 即

$$F_2 = F \tan\beta \quad (10)$$

式中:  $r$  - 锁止面平均半径;

$\beta$  - 锁止面的锁止角。

则有:

$$F_1 = \frac{FfR}{r \sin\alpha} > F_2 = F \tan\beta \quad (11)$$

因此,保证同步器锁止面和滑动齿轮套不再继续有相对滑动,则:

$$\tan\beta < \frac{fR}{r \sin\alpha} \quad (12)$$

## 5 结语

通过对使用惯性式三锥同步器的某型特种车辆换挡接合时的平顺性及效率进行理论分析,并对同步器工作过程进行计算确定摩擦锥面和锁止面角度的相关关系后发现:

(1) 使用惯性式三锥同步器的特种车辆,增大三锥面的表面摩擦因素并保证各锥面摩擦因素一致,则可改善严苛行驶条件下的换挡平顺及可靠性;

(2) 在同步器摩擦锥面锥面角相同的情况下,减小锁止面的锁止角更有利于平顺换挡;

(3) 在同步器锁止面的锁止角无法改善的情况下,适当减小摩擦锥面的锥面角更有利于同步器换挡的快速接合。

## 参考文献:

- [1] 余志生. 汽车理论: 第5版 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [2] 王望予. 汽车设计: 第4版 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [3] 杨伟斌, 吴光强, 秦大同. 双离合器式自动变速器传动系统的建模及换挡特性 [J]. 机械工程学报, 2007, 43(07): 188-194.
- [4] 吴明翔. 汽车干式双离合器接合过程动力学与控制的研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2013.

**作者简介:** 张凡 (1990.06-), 男, 汉族, 湖北荆门人, 硕士研究生, 工程师, 研究方向: 航空特种设备。