航空科学技术
Aeronautical Science & Technology
Apr. 15 2018 Vol. 29 No.04 42-46

基于滑毯式货运系统同步性的传动分系统刚度计算方法研究

贾涛*，南盟
庆安集团有限公司，陕西 西安 710077

摘　要：在散装货物装／卸载时，传动分系统刚度与滑毯式货运系统传输同步性存在密切关系。系统设计时，传动分系统刚度设计不合理，将导致滑毯在移动过程中与其连接的同步带载荷不均，进而影响滑毯移动的同步性，最终对系统正常运行造成重大影响。本文基于系统满载情况下对传动分系统刚度开展分析研究，提出基于系统传输同步性的传动分系统刚度计算方法，为滑毯系统设计提供依据，更为同类型产品或系统的同步性设计提供思路和方法。

关键词：滑毯式货运系统；同步性；传动分系统；刚度；计算方法

中图分类号：V353　　**文献标识码**：A　　DOI：10.19452/j.issn1007-5453.2018.04.042

目前，随着人力成本的不断上涨，货物运输量的不断增加，乘客对飞机准点率要求不断提升，进而使得国内航空货运体系逐渐发生改变，即人工搬运方式向自动化运输方式改变。一般而言，大型窄体飞机腹舱均会配备滑毯式货运系统，便于行李 / 散装货物装卸。

对于滑毯系统，我国长期缺乏需求牵引，相关技术积累几乎为零，这就使得对滑毯系统的研究刻不容缓。

滑毯系统为“集中动力－多点输出”构型，系统运行时，动力经电机输出通过换向减速器后，经过扭力杆将动力分别传输至其他输出点（n 个）；通过分散动力输出点带动同步带运动，从而使与同步带连接的滑毯（含挡板）在货舱内移动。此构型的设计难点主要集中在如何确保系统的传输同步性和稳定性。而系统的传输同步性主要表现为传动分系统的设计，传动分系统主要包括扭力杆、同步带 / 带轮及滑毯系统。其中，带轮通过连接结构固定于扭力杆上，同步带与滑毯通过带轮后形成闭环传动；动力驱动装置通过扭力杆—同步带带动滑毯在支撑结构上滑动，从而实现放置于滑毯上的货物随滑毯沿航向移动[1]。

在传动分系统中，扭力杆、同步带和滑毯都为柔性部件，系统在货物装 / 卸载过程中相应部件会发生一定的拉伸变形，加之扭力杆的扭转变形，滑毯在传输过程中发生倾斜，即传输不同步现象。为了保证系统传输同步性，准确计算出传动分系统的刚度是十分重要的。

本文通过研究各点的变形量，详细推导出滑毯传动分系统在传递路径上的各自总变形，最终得到传动分系统的刚度，从而为传动分系统的设计提供理论指导。

1 工作原理

对于滑毯系统，动力经三相交流异步电机输出通过换向减速器后，经过扭力杆将动力分别传输至其他输出点（8 个）；通过分散动力输出点带动同步带运动，从而使与同步带闭环连接的滑毯（含挡板）在货舱内移动。

如图 1 所示，三相交流异步电机作为滑毯系统的动力源，电机输出轴通过联轴器与三级行星齿轮减速器连接，并通过电机驱动三级行星齿轮减速器旋转；经行星齿轮减速器将动力传递到锥齿轮、扭力杆Ⅰ、扭力杆Ⅱ和带轮；通过带轮与同步带 1 啮合，驱动同步带在货舱内沿航向运动；同步带和滑毯采用闭环连接，因此，通过同步带传动可牵引滑毯移动，从而实现滑毯上货物 / 行李的传输。其中，8 个闭环连接加两侧的扭力杆构成传动分系统。同时，通过电机正反转，可实

收稿日期：2018-03-22；　退修日期：2018-04-11；　录用日期：2018-04-17
* 通信作者 .Tel.：15399449825　E-mail：447064794@qq.com
引用格式：Jia Tao, Nan Meng. Calculation method of transmission subsystem stiffness based on synchronization of sliding carpet system [J]. Aeronautical Science & Technology, 2018, 29 (04): 42-46. 贾涛，南盟．基于滑毯式货运系统同步性的传动分系统刚度计算方法研究 [J]. 航空科学技术，2018，29 (04)：42-46.

现货物 / 行李的装载和卸载[2, 3]。图 1 中，1 为制动器；2 为电机；3 为行星齿轮减速器；4 为小端锥齿轮；5 为大端锥齿轮；6 为扭力杆 Ⅰ；7 为联轴器（按需）；8 为扭力杆 Ⅱ；9 为带轮；10 为同步带；11 为换向轮 Ⅰ；12 为换向轮 Ⅱ；13 为滑毯。

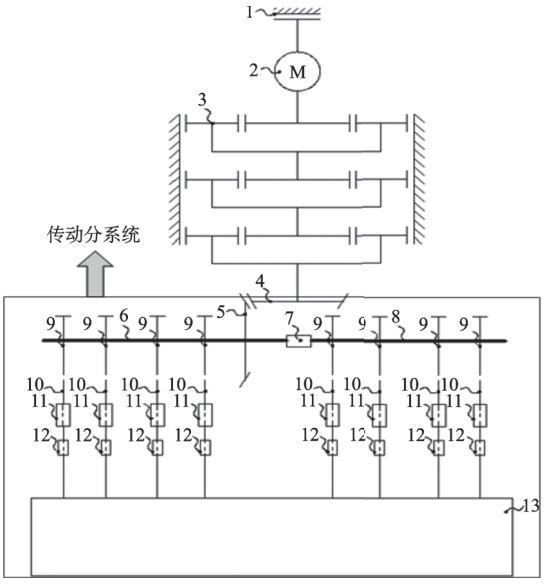

图 1　滑毯系统传动原理示意图

Fig.1　Transmission schematic diagram of the sliding carpet system

2 传动分系统刚度计算分析

2.1 必要条件

通过初步方案设计可知，滑毯系统趋向于同步的必要条件为：扭力杆的偏转角应在合理的范围内，设计中需符合传动分系统上 B 点、C 点、D 点、E 点处的变形量相等，即该点处扭力杆的变形量与同步带变形量之和相等。

2.2 假定条件

对于传动分系统刚度计算分析，需对其计算输入条件进行假定，使得传动分系统刚度计算在特定工作状态下进行，具体假定条件如下：

（1）滑毯由凯夫拉纤维编织而成，且上表面喷涂高耐磨橡胶，经过调研，确定了滑毯的变形量极小，因此，在分析计算中对滑毯刚度不予考虑，认为滑毯是刚性的。

（2）货物在滑毯上均匀布置，载荷均布。

（3）不考虑扭力杆输入端的间隙。

（4）变形要求最为严格的使用工况发生在同步带承载力最大的情况下，即同步带拉动货物时带子最短位置处。

2.3 计算分析

通过上述假定条件的分析，在滑毯系统设计过程中，传动分系统刚度主要包括同步带的刚度和扭力杆的刚度，刚度的存在会对 8 根同步带载荷分布造成影响，使得同步带拉力值出现不等。然后在不同载荷作用的叠加下确定扭力杆的偏转角，最终保证了滑毯系统的同步性。

2.3.1 同步带刚度计算[4, 5]

对于同步带的刚度，可通过同步带的变形得到。在滑毯系统方案设计过程中，选取的同步带是圆弧齿同步带。通过查表，可知圆弧齿同步带在参考力为 2.4kN 时，其延伸率不大于 4%。

当圆弧齿同步带承载为 $F_{单同步带}$时，可得同步带变形量 $f_{变}$：

$$f_{变}=\frac{L\cdot 4\%}{2400}\cdot F_{单同步带}=0.014F_{单同步带} \tag{1}$$

式中：L 为极限工况下同步带长度，L=840mm；$F_{单同步带}$为单根同步带承受力值。

通过式（1）可得，同步带的等效刚度为 k_1：

$$k_1=\frac{1}{0.014}=71.4\text{N/mm} \tag{2}$$

2.3.2 扭力杆刚度计算[6, 7]

扭力杆 Ⅰ 和扭力杆 Ⅱ 的尺寸和材料一致，故其各点处刚度相同。根据分析，扭力杆刚度需远远大于 71.4N/mm 才能够保证系统趋向于同步。

根据对国外同类产品进行分析，扭力杆 Ⅰ 和扭力杆 Ⅱ 内外径尺寸一致，系统方案设计中扭力杆尺寸暂定选取 d=15mm，D=25mm。

（1）B 处刚度 θ_B

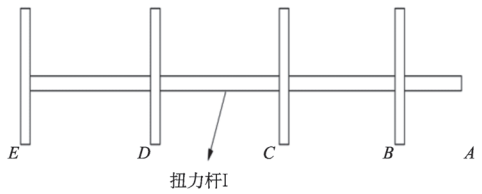

图 2　扭力杆 Ⅰ 示意图

Fig.2　Schematic of the torsion bar Ⅰ

根据图 2 扭力杆 Ⅰ 示意图，可得：

$$\theta_B=GI_P/l_{AB}=26\times10^3\times10^6\times33362.5\times10^{-12}/0.19=4.57\text{rad/kN}\cdot\text{m} \tag{3}$$

（2）C 处刚度 θ_C

$$\theta_C=GI_P/l_{AC}=26\times10^3\times10^6\times33362.5\times10^{-12}/0.49=1.77\text{rad/kN}\cdot\text{m} \tag{4}$$

（3）D 处刚度 θ_D

$$\theta_D=GI_P/l_{AD}=26\times10^3\times10^6\times33362.5\times10^{-12}/0.78=1.11\text{rad/kN}\cdot\text{m} \tag{5}$$

(4) E 处刚度 θ_E

$$\theta_E = GI_P / l_{AE} = 26\times10^3\times10^6\times33362.5\times10^{-12}/1.07 = 0.81\text{rad/kN}\cdot\text{m} \tag{6}$$

式中：l_{AB}，l_{AC}，l_{AD}，l_{AE} 为扭力杆 AB，AC，AD 和 AE 段长度；根据系统初步方案布局设计，暂定其为 l_{AB}=190mm，l_{AC}=490mm，l_{AD}=780mm，l_{AB}=1070mm；G 为剪切模量，其值为 26×10^3MPa；I_p 为极惯性矩，$I_P = \frac{\pi D^4}{32}(1-\alpha^4) = 33362.5\text{mm}^4$，且 $\alpha = \frac{d}{D} = 0.6$；$GI_p$ 为抗扭刚度，即：

$$GI_p = 26\times10^3\times10^6\text{N/m}^2\times33362.5\times10^{-12}\text{m}^4 = 867.4\text{N}\cdot\text{m}^2$$

2.3.3 同步带载荷分配计算

在货物装 / 卸载过程中，由于货物载荷、扭力杆的刚度以及同步带自身变形对同步带载荷分布的影响，现对 8 根同步带在承受不同载荷情况下的载荷分布进行分析，8 根同步带的分布如图 3 所示。

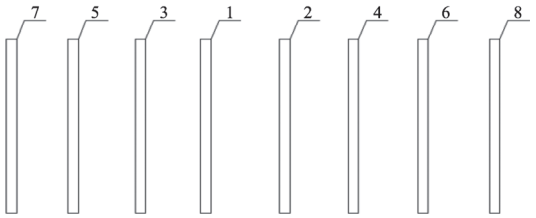

图 3 同步带分布示意图

Fig.3 The distribution diagram of the synchronous belt

根据分析，因扭力杆各处刚度的存在，导致 8 根同步带拉力值在分配过程中出现滞后现象，导致货物在未被拉动时及移动瞬间，8 根同步带拉力值出现不等。

8 根同步带左右对称，现以传动系统的一侧作为研究对象，可知，扭力杆 I 上带轮连接处同步带载荷分布如图 4 所示。

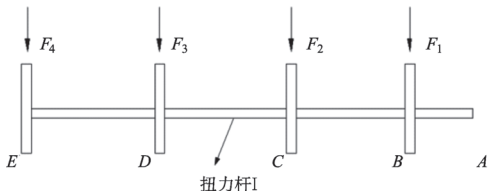

图 4 同步带载荷分配示意图

Fig.4 Loading distribution diagram of the synchronous belt

(1) 承载点处扭力杆 I 变形分析

通过上述刚度分析可得扭力杆 I 各点处在单独作用力下所产生的变形。

(a) 仅 F_1 作用，B 点处扭力杆 I 产生的变形 f_B：

$$f_B = \frac{F_1\cdot\frac{d_a}{2}\cdot l_{AB}}{GI_P}\times\frac{180\times10^3}{\pi}\times\frac{\pi d_a}{360} = 0.0002F_1 \tag{7}$$

(b) 仅 F_2 作用，C 点处扭力杆 I 产生的变形 f_C：

$$f_C = \frac{F_2\cdot\frac{d_a}{2}\cdot l_{AC}}{GI_P}\times\frac{180\times10^3}{\pi}\times\frac{\pi d_a}{360} = 0.0005F_2 \tag{8}$$

(c) 仅 F_3 作用，D 点处扭力杆 I 产生的变形 f_D：

$$f_D = \frac{F_3\cdot\frac{d_a}{2}\cdot l_{AD}}{GI_P}\times\frac{180\times10^3}{\pi}\times\frac{\pi d_a}{360} = 0.0008F_3 \tag{9}$$

(d) 仅 F_4 作用，E 点处扭力杆 I 产生的变形 f_E：

$$f_E = \frac{F_4\cdot\frac{d_a}{2}\cdot l_{AE}}{GI_P}\times\frac{180\times10^3}{\pi}\times\frac{\pi d_a}{360} = 0.001F_4 \tag{10}$$

式中：F_1，F_2，F_3，F_4 为扭力杆 I 上 B 点、C 点、D 点和 E 点处同步带承受的载荷；d_a 为带轮外径，其值为 64.84mm。

(2) 承载点处总变形量分析

(a) B 点处总变形量分析

对于 B 点处的变形主要包括两部分，一部分为同步带的变形 f_{11}，另一部分为扭力杆 I 的变形 f_{12}。

通过式 (1) 可得，B 处同步带的变形为：

$$f_{11} = 0.014\cdot F_1 \tag{11}$$

B 点处扭力杆 I 的变形包括因 F_1 产生的变形以及在 F_2，F_3 和 F_4 作用下产生的变形之和，如图 5 所示，则可得 B 点处扭力杆 I 的变形 f_{12}：

$$\begin{aligned} f_{12} &= f_B + f_{CB} + f_{DB} + f_{EB} \\ &= f_B + \frac{f_C}{l_{AC}}\cdot l_{AB} + \frac{f_D}{l_{AD}}\cdot l_{AB} + \frac{f_E}{l_{AE}}\cdot l_{AB} \\ &= 0.0002F_1 + 0.0002F_2 + 0.0002F_3 + 0.0002F_4 \end{aligned} \tag{12}$$

则 B 点处总变形 f_1：

$$f_1 = f_{11} + f_{12} = 0.0142F_1 + 0.0002F_2 + 0.0002F_3 + 0.0002F_4 \tag{13}$$

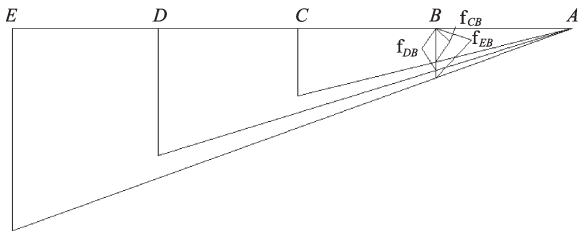

图 5 扭力杆 B 点处变形示意图

Fig.5 Deformation diagram of torsion bar B

(b) C 点处总变形量分析

对于 C 点处的变形分析与 B 点处变形分析类似。

通过式 (1) 可得，C 处同步带的变形为：

$$f_{21} = 0.014\cdot F_2 \tag{14}$$

C 点处扭力杆 I 的变形包括因 F_2 产生的变形以及在 F_1, F_3 和 F_4 作用下产生的变形之和，则可得 C 点处扭力杆 I 的变形 f_{22}：

$$\begin{aligned} f_{22} &= f_C + f_{BC} + f_{DC} + f_{EC} \\ &= f_C + \frac{f_B}{l_{AB}} \cdot l_{AC} + \frac{f_D}{l_{AD}} \cdot l_{AC} + \frac{f_E}{l_{AE}} \cdot l_{AC} \\ &= 0.0005F_2 + 0.0005F_1 + 0.0005F_3 + 0.0004F_4 \end{aligned} \tag{15}$$

则 C 点处总变形 f_2：

$$f_2 = f_{21} + f_{22} = 0.0145F_2 + 0.0005F_1 + 0.0005F_3 + 0.0004F_4 \tag{16}$$

(c) D 点处总变形量分析

对于 D 点处的变形分析与 B 点处变形分析类似。

通过式 (1) 可得，D 处同步带的变形为：

$$f_{31} = 0.014 \cdot F_3 \tag{17}$$

D 点处扭力杆 I 的变形包括因 F_3 产生的变形以及在 F_1, F_2 和 F_4 作用下产生的变形之和，则可得 D 点处扭力杆 I 的变形 f_{32}：

$$\begin{aligned} f_{32} &= f_D + f_{BD} + f_{CD} + f_{ED} \\ &= f_D + \frac{f_B}{l_{AB}} \cdot l_{AD} + \frac{f_C}{l_{AC}} \cdot l_{AD} + \frac{f_E}{l_{AE}} \cdot l_{AD} \\ &= 0.0008F_3 + 0.0008F_1 + 0.0007F_2 + 0.0007F_4 \end{aligned} \tag{18}$$

则 D 点处总的变形 f_3：

$$f_3 = f_{31} + f_{32} = 0.0148F_3 + 0.0008F_1 + 0.0007F_2 + 0.0007F_4 \tag{19}$$

(d) E 点处总变形量分析

对于 E 点处的变形分析与 B 点处变形分析类似。

通过式 (1) 可得，E 处同步带的变形为：

$$f_{41} = 0.014 \cdot F_4 \tag{20}$$

E 点处扭力杆 I 的变形包括因 F_4 产生的变形以及在 F_1, F_2 和 F_3 作用下产生的变形之和，则可得 E 点处扭力杆 I 的变形为 f_{42}：

$$\begin{aligned} f_{42} &= f_E + f_{BE} + f_{CE} + f_{DE} \\ &= f_E + \frac{f_B}{l_{AB}} \cdot l_{AE} + \frac{f_C}{l_{AC}} \cdot l_{AE} + \frac{f_D}{l_{AD}} \cdot l_{AE} \\ &= 0.001F_4 + 0.001F_3 + 0.001F_2 + 0.001F_1 \end{aligned} \tag{21}$$

则 E 点处总的变形 f_4：

$$f_4 = f_{41} + f_{42} = 0.015F_4 + 0.001F_3 + 0.001F_2 + 0.001F_1 \tag{22}$$

为了满足系统传输同步性要求，设计中需符合 B 点、C 点、D 点、E 点处的变形量相等，即该点处扭力杆的变形量与同步带变形量之和相等：

$$f_1 = f_2 = f_3 = f_4 \tag{23}$$

通过上述等式可联立方程组，简化后的方程组为：

$$\begin{cases} F_1 + F_2 + F_3 + F_4 = 5770/2 \\ 2F_1 + 3F_2 - 138F_3 + 143F_4 = 0 \\ 3F_1 - 138F_2 + 143F_3 + 3F_4 = 0 \\ 137F_1 - 143F_2 - 3F_3 - 2F_4 = 0 \end{cases} \tag{24}$$

对上述方程组进行求解，可得：F_1=805.2N，F_2=747.9N，F_3=691.5N，F_4=640.4N。

通过分析可知，同步带承受的最大载荷为 805.2N，选取的同步带满足要求。

(3) 扭力杆偏转角分析

通过上述分析可得带轮各处的载荷，进一步求得扭转力矩 T_1, T_2, T_3 和 T_4：

$$T_1 = F_1 d_a / 2 = 26104\text{N}\cdot\text{mm} \tag{25}$$

$$T_2 = F_2 d_a / 2 = 24247\text{N}\cdot\text{mm} \tag{26}$$

$$T_3 = F_3 d_a / 2 = 22418\text{N}\cdot\text{mm} \tag{27}$$

$$T_4 = F_4 d_a / 2 = 20762\text{N}\cdot\text{mm} \tag{28}$$

扭力杆的偏转角 φ_{AE} 为：

$$\begin{aligned} \varphi_{AE} &= \varphi_{AB} + \varphi_{BC} + \varphi_{CD} + \varphi_{DE} \\ &= \frac{T_1 l_{AB}}{GI_p} \times \frac{180\times10^3}{\pi} + \frac{(T_2+T_3+T_4)l_{BC}}{GI_p} \times \frac{180\times10^3}{\pi} + \\ &\quad \frac{(T_3+T_4)l_{CD}}{GI_p} \times \frac{180\times10^3}{\pi} + \frac{T_4 l_{DE}}{GI_p} \times \frac{180\times10^3}{\pi} \approx 3^\circ \end{aligned} \tag{29}$$

式中：T_1, T_2, T_3, T_4 为带轮处的工作扭矩；l_{BC}, l_{CD}, l_{DE} 为扭力杆 BC, CD 和 DE 段长度，且根据系统方案设计，暂定其为 l_{BC}=300mm，l_{CD}=290mm，l_{DE}=290mm。

3 结束语

通过对滑毯系统中传动分系统的刚度进行计算分析，得到扭力杆的偏转角指标，最终为传动分系统的刚度设计提供一种计算方法。通过参考该刚度值，对传动分系统进行优化设计，进而保证了滑毯系统传输同步性，实现散装货物的正常装 / 卸载。

参考文献

[1] Claes N. Transport device in cargo spaces in aircrafts：US，U. S. 7410128B2[P]. 2012.

[2] Anders H，Lund S E. Device for loading packages into a cargo hold particularly of an aircraft：US，US006367615B1[P]. 2002.

[3] Arnold N，Fallbrook C. Airplane cargo handling system：U. S.，4805852[P].1989.

[4] 韩永春,冯加英,秦书安,等 . JB/T7512.3—1994 圆弧齿同步带传动同步带 [S]. 北京:机械工业部,1995.
Han Yongchun, Feng Jiaying, Qin shuan, et al. JB/T7512.3—1994 Arc tooth synchronous belt drive synchronous belt[S]. Beijing: Ministry of Machinery Industry, 1995. (in Chinese)

[5] 韩永春,冯加英,秦书安,等 . JB/T7512.2—1994 圆弧齿同步带传动带轮 [S]. 北京:机械工业部,1995.
Han Yongchun, Feng Jiaying, Qin Shuan, et al. JB/T7512.2—1994 Arc tooth synchronous belt drive belt wheel[S]. Beijing: Ministry of Machinery Industry, 1995. (in Chinese)

[6] 刘鸿文 . 材料力学 [M]. 北京:高等教育出版社,1997:89-118.
Liu Hongwen. Mechanics of materials[M]. Beijing: High Education Press, 1997: 89-118. (in Chinese)

[7] 欧贵宝,朱加铭 . 材料力学 [M]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社,2010:59-62.
Ou Guibao, Zhu Jiaming. Mechanics of materials[M]. Harbin: Harbin Engineering University Press, 2010: 59-62. (in Chinese)

作者简介

贾涛(1986—) 男,硕士,工程师。主要研究方向:货运系统技术研究。

Tel:15399449825 E-mail:447064794@qq.com

南盟(1983—) 男,学士,高级工程师。主要研究方向:货运系统技术研究。

Calculation Method of Transmission Subsystem Stiffness Based on Synchronization of Sliding Carpet System

Jia Tao*, Nan Meng

Qing An Group Co. Ltd., Xi'an 710077, China

Abstract: In bulk loading/unloading, the stiffness of the transmission subsystem is closely related to the transmission synchronism of the sliding carpet system. When the system is designed, the rigid design of the transmission subsystem is unreasonable, which will lead to the uneven load of the synchronous belt connected with it during the movement of the sliding carpet, and affect the movement synchronism of the sliding carpet, that will have a major impact on the normal operation of the system. This paper analyzed the stiffness of the transmission subsystem based on full load of the system, proposed the calculation method of the stiffness of the transmission subsystem based on the system transmission synchronization, which provided the basis for the system design. At the same time, it provided ideas and methods for the synchronization design of the same type of product or system.

Key Words: sliding carpet system; synchronism; transmission subsystem; stiffness; calculation method

Received: 2018-03-22; **Revised:** 2018-04-11; **Accepted:** 2018-04-17

***Corresponding author. Tel.:** 15399449825 **E-mail:** 447064794@qq.com