

研究报告

磁力金属带传动中传动比的影响因素分析

罗善明^{1,2}, 缪协兴²

(1. 湘潭工学院 现代设计与制造工程研究所, 湖南 湘潭 411201;

2. 中国矿业大学理学院, 江苏 徐州 221008)

[摘要] 对新型磁力金属带传动中传动比的影响因素, 如有效牵引力、初张力、磁感应强度、中心距、小带轮直径及围包角等进行了分析和数值模拟, 揭示了传动比随这些影响因素而变化的规律。结果表明, 磁力金属带传动的传动比随磁感应强度、初张力及中心距的增大而增大, 随围包角及小带轮直径的增大而减小。文中指出, 由于磁力的作用, 小带轮直径及其围包角均可相应减小, 因此, 其传动比较普通带传动可增加3~4倍。

[关键词] 带传动; 磁力; 金属带; 传动比

[中图分类号] TH132.3 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1009-1742(2002)03-0073-05

1 前言

磁力金属带传动是一种新型传动, 其工作原理是^[1,2]: 在大、小带轮的轮辐上各缠绕一定匝数的线圈, 通以电流时便可产生磁场并吸引金属带, 从而大幅度地提高摩擦力(牵引力)。当原动机驱动主动轮转动时, 依靠金属带与带轮之间摩擦力的作用, 拖动从动轮一起转动, 传递一定的动力。

由文献[1, 2]可知, 在磁力金属带传动中, 摩擦力的产生已不再是初张力单独作用的结果, 而是磁场吸引力(电磁力)与初张力的共同作用形式。因而, 这种新型传动具有传动功率大、传动比范围广、允许线速度高、弹性滑动率小、传动准确、效率高等特点, 可广泛应用于机床、纺织、汽车、化工、国防、通用机械以及高速、重载等重大装备领域。

笔者对磁力金属带传动的工作原理、金属带的受力、弹性滑动率及牵引力的变化规律等做了较为详细的研究^[1,2]。本文通过对这种新型磁力金属带传动中传动比的数学模型及其影响因素的分析, 以及数值模拟方法得出的这些因素对传动比的影响规律, 为改善传动性能、增大传动比及其设计计算等

提供理论依据。

2 数学模型

图1为磁力金属带传动的几何关系示意图, a 为两带轮的中心距, d_1 、 d_2 分别为两带轮的直径, α_1 、 α_2 分别为金属带在两带轮上的围包角, O_1 、 O_2 为两带轮的回转中心, 其余符号和参数的意义如图1所示。

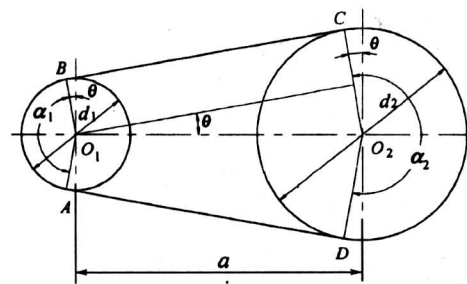


图1 磁力金属带传动的几何关系

Fig. 1 The geometry relation of magnetic metal belt transmission

[收稿日期] 2001-06-25; **[修回日期]** 2001-08-30

[作者简介] 罗善明(1968-), 男, 湖南东安县人, 湘潭工学院副教授, 中国矿业大学博士生

由图1可知:

$$\sin \theta = (d_2 - d_1)/2a, \quad (1)$$

即

$$\theta = \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a}. \quad (2)$$

应指出,在磁力金属带传动中,由于磁力的引入,围包角 α_1 可以取相对较小值。因此,式(1)中的 $\sin \theta$ 不能简化为 θ ,即 $\sin \theta \neq \theta$ 。

则小带轮上的围包角 α_1 为

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\theta = 180^\circ - 2\arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a}. \quad (3)$$

由文献[2]可知,磁力金属带传动的弹性滑动率 ϵ 一般为0.02%~0.05%,远小于普通带传动的弹性滑动率($\epsilon = 1\% \sim 2\%$ ^[3~5]),可忽略其影响。此时,磁力金属带传动的传动比 i 为

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{d_2}{d_1(1-\epsilon)} \approx \frac{d_2}{d_1}, \quad (4)$$

式中 n_1 、 n_2 为带轮转速。

将式(4)代入式(3),经整理可得

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\arcsin \frac{(i-1)d_1}{2a}, \quad (5)$$

因此

$$i = \frac{2a \cos(\alpha_1/2)}{d_1} + 1. \quad (6)$$

由式(6)可知,小带轮包角是影响磁力金属带传动传动比的主要因素之一。而小带轮包角又主要受其承载能力的限制,磁力金属带传动与普通带传动相比,其承载能力是完全不同的。

由文献[1,2]可知,磁力金属带传动所能传递的有效牵引力为

$$F_e = \frac{2(F_0 - \rho_l v^2 + kB^2 r_1 b)(e^{\mu \alpha_1} - 1)}{e^{\mu \alpha_1} + 1}, \quad (7)$$

式中: F_e 为磁力金属带传动的有效牵引力; F_0 为金属带的初张力; k 为引力系数; B 为磁感应强度; b 为金属带的宽度; r_1 为小带轮半径; μ 为动摩擦因数; v 为金属带的线速度; ρ_l 为金属带的线质量。

而普通带传动的牵引力为^[6,7]

$$F_e = \frac{2(F_0 - \rho_l v^2)(e^{\mu \alpha_1} - 1)}{e^{\mu \alpha_1} + 1}. \quad (8)$$

比较式(7)及式(8)可知,由于磁力的作用,磁力金属带传动的有效牵引力得到了大幅度增大,因而可相应减小围包角。由式(6)可知,磁力金属带传动的传动比可相应大幅度增大。

3 影响因素

由式(6)至式(8)可知,影响磁力金属带传动传动比的主要因素有中心距、围包角、小带轮直径、初张力、磁感应强度及有效牵引力等。

1) 中心距 a 由式(6)可知,在其他条件不变时,传动比与中心距呈线性变化关系,并随中心距的增大而增大。此外,增大中心距还有利于提高承载能力、改善带的疲劳性能。但中心距过大时,金属带不易被张紧,且易产生颠跳。

2) 围包角 α_1 围包角是影响磁力金属带传动有效牵引力和传动比的主要因素之一。由式(5)至式(7)可知,在其他条件不变时,传动比随围包角的增大而减小。因而减小围包角,可增大传动比,但承载能力也随之降低。

3) 小带轮直径 d_1 由式(6)可知,在其他条件不变时,磁力金属带传动的传动比随小带轮直径的减小而增大。因此,减小小带轮直径,可相应增大传动比,但同时要考虑到金属带弯曲应力及传动功率等的影响。

4) 有效牵引力 F_e 磁力金属带传动所需传递的有效牵引力越大,要求小带轮上的围包角也越大,传动比则相应减小。因此,有效牵引力和传动比是磁力金属带传动中相互影响、相互制约的两个主要性能参数。选取磁力金属带传动的传动比时,必须考虑有效牵引力这一约束条件。但在磁力金属带传动中,由于磁力的作用,有效牵引力大幅度增大,因而围包角可选取相对较小的数值,以有利于增大传动比。

5) 初张力 F_0 初张力越大,金属带所能传递的有效牵引力也越大,所需围包角越小,则传动比可相应增大。但初张力过大,会增加金属带上的应力,并降低金属带的使用寿命。

6) 磁感应强度 B 磁感应强度是磁力金属带传动中影响牵引力、传动比及其他传动性能的最主要的因素。增大磁感应强度,有效牵引力可得到大幅度增加,所需初张力及围包角均可相应减小,传动比也随之增大。因此,适当增大磁感应强度,对提高磁力金属带传动的承载能力、增大传动比、改善传动性能是十分有利的。

4 数值模拟

为定量描述磁力金属带传动的传动比随有效牵

引力、围包角、磁感应强度、中心距及初张力等而变化的规律，现分别就上述参数对传动比的影响规律进行数值模拟，其中牵引力是通过影响围包角而对传动比产生影响的，模拟结果分别示于图 2 至图 6 中（模拟程序略）。

图 2 为磁力金属带传动和普通带传动的有效牵引力随围包角而变化的模拟曲线，其中初张力 $F_{0m} = 2\ 000\ \text{N}$ ， $F_{0g} = 240\ \text{N}$ ，磁感应强度 $B = 1.0\ \text{T}$ ，动摩擦因数 $\mu_m = 0.2$ ， $\mu_g = 0.4$ ，小带轮直径 $d_{1m} = 100\ \text{mm}$ ， $d_{1g} = 140\ \text{mm}$ ，小带轮转速 $n_1 = 1500\ \text{r/min}$ 。（上述各变量的下标 m 表示磁力金属带传动，下标 g 表示普通带传动，以下同。）由图 2 可知，磁力金属带传动所能传递的有效牵引力为普通带传动的 4~6 倍，当 $\alpha_1 = 120^\circ$ 时， $F_{em} \approx 5F_{eg}$ 。因此，在磁力金属带传动中，小带轮上的围包角可相应减小，其最小值可取 $\alpha_{1\min} = 80^\circ \sim 100^\circ$ 。另根据对金属带上应力的分析可知，小带轮直径也可取较小的值，其最小值可取 $d_{1\min} = 60 \sim 80\ \text{mm}$ 。因而，同普通带传动相比，磁力金属带传动的传动比可得到较大幅度的提高。

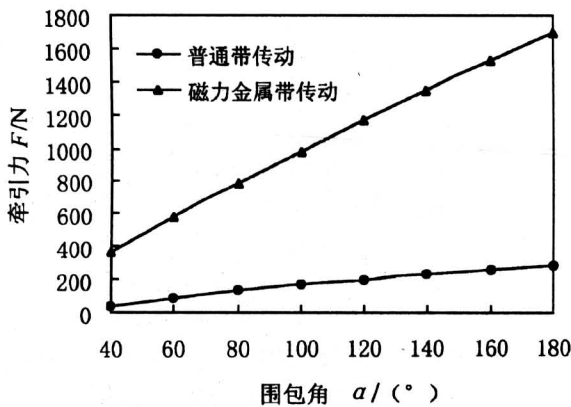


图 2 牵引力随围包角变化的模拟曲线

Fig.2 Simulation curve of pulling force changing along with angle of contact

图 3 为磁力金属带传动和普通带传动的传动比随围包角变化的模拟曲线，其中 $d_{1m} = 100\ \text{mm}$ ， $d_{1g} = 140\ \text{mm}$ ，中心距 $a = 960\ \text{mm}$ 。由图 3 可知，在同一包角下，磁力金属带传动的传动比略大于普通带传动，但由于磁力的作用，磁力金属带传动的小带轮直径 d_1 及围包角 α_1 较普通带传动均可取相对较小的值，因而传动比更大。例如，当磁力金属带传动的围包角 α_1 取 120° ，普通带传动取 160° 时，由图 3 可知，此时磁力金属带传动的传动比为

普通带传动的 3.14 倍，有较大幅度的提高。

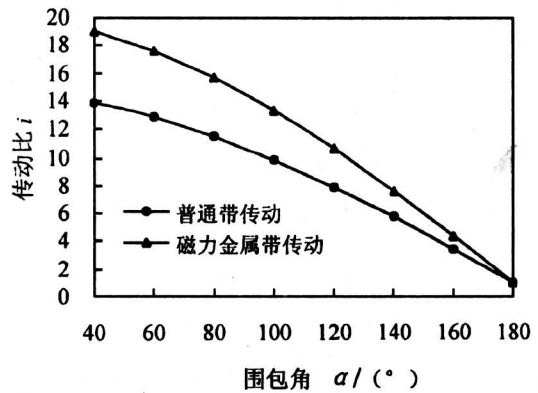


图 3 传动比随围包角变化的模拟曲线

Fig.3 Simulation curve of transmission ratio changing along with angle of contact

图 4 为磁力金属带传动的传动比随磁感应强度变化的模拟曲线，其中初张力 $F_0 = 1\ 800\ \text{N}$ ， $d_1 = 100\ \text{mm}$ ， $n_1 = 1\ 500\ \text{r/min}$ ， $a = 960\ \text{mm}$ 。由图 4 可知，在传动功率及其他参数一定的条件下，增大磁感应强度，传动比也相应增大。进一步的研究表明，增大磁感应强度是提高磁力金属带传动的传动比及传动功率、改善传动性能最有效的途径。

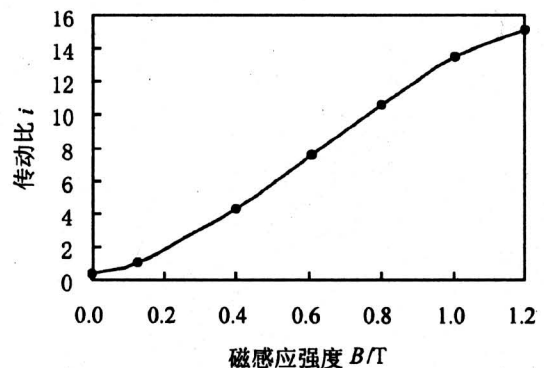


图 4 传动比随磁感应强度变化的模拟曲线

Fig.4 Simulation curve of transmission ratio changing along with magnetic induction density

图 5 为磁力金属带传动的传动比随初张力变化的模拟曲线，其中有效牵引力 $F_e = 1\ 500\ \text{N}$ ，磁感应强度 $B = 1.0\ \text{T}$ ， $d_1 = 100\ \text{mm}$ ， $n_1 = 1\ 500\ \text{r/min}$ ， $a = 960\ \text{mm}$ 。由图 5 可知，在传动功率及其他参数一定的条件下，增大初张力，磁力金属带传动的传动比也可相应增大。

图 6 为磁力金属带传动的传动比、中心距系数

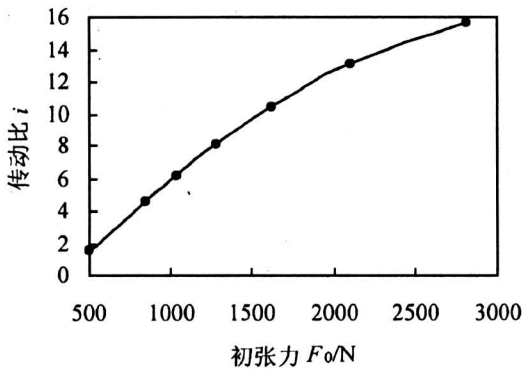


图5 传动比随初张力变化的模拟曲线

Fig.5 Simulation curve of transmission ratio changing along with initial tension

及小带轮包角相互影响的模拟关系曲线，即包角线图。其中 m 为中心距系数，且

$$m = \frac{a}{d_1 + d_2} \quad (9)$$

由图6可知，磁力金属带传动的传动比随中心距的增大而增大。为获得较紧凑的结构，磁力金属带传动的中心距系数一般在0.6~1.4范围内选取，即

$$0.6(d_1 + d_2) \leq a \leq 1.4(d_1 + d_2) \quad (10)$$

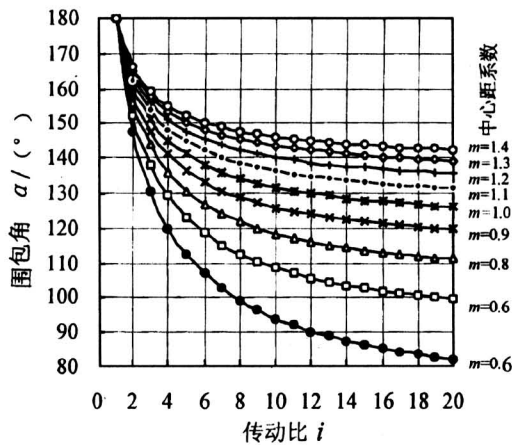


图6 磁力金属带传动的包角线图

Fig.6 Simulation curve of angle of contact in magnetic metal belt transmission

对磁力金属带传动，一般可取小带轮围包角 $\alpha_1 = 80^\circ \sim 140^\circ$ ，初张力 $F_0 = 1\ 000 \sim 2\ 500\ N$ ，磁感应强度 $B = 0.6 \sim 1.0\ T$ ，中心距 $a = 0.6 \sim 1.4 (d_1 + d_2)$ ，则由图3至图6的数值模拟结果可知，磁力金属带传动的传动比为 $i = 8 \sim 16$ ，较普通传动可提高3~4倍。

5 结论

由上述分析和数值模拟结果，可得到如下几点结论：

1) 在磁力金属带传动中，由于磁力的作用，小带轮的围包角可取相对较小值，因此，传动比可得到较大幅度的提高。

2) 考虑到围包角、初张力、磁感应强度、中心距及金属带应力的影响，磁力金属带传动的传动比 i 一般可在8~16的范围内选取，较普通带传动增加3~4倍。

3) 增大初张力、磁感应强度及中心距，减小围包角和小带轮直径，均可相应增大磁力金属带传动的传动比。

参考文献

[1] 罗善明, 诸世敏. 磁力金属传动带的受力分析[J]. 机械工程学报, 2000, 36(7): 106~108

[2] 罗善明, 缪协兴, 郭迎福. 磁力金属带传动弹性滑动的理论分析[J]. 机械工程学报, 2001, 37(8): 29~31, 37

[3] Kim Hyunsoo, Lee Jaeshin. Analysis of belt behavior and slip characteristics for a metal V-belt CVT[J]. Mechanism & Machine Theory, 1994, 29(6): 865~876

[4] Guebeli M, Micklem J D, Burrows C R. Maximum transmission efficiency of a steel belt continuously variable transmission[J]. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 1993, 115(4): 1044~1048

[5] 张有忱, 马萍, 张美麟. 带传动弹性滑动率研究[J]. 北京化工大学学报, 2000, 27(2): 42~45

[6] 吴宗泽. 高等机械设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 1991. 225~228

[7] 刘莉莉, 张德予. 离心力对带传动极限有效拉力影响的分析[J]. 殷都学刊, 1998, (5): 38~40

Analysis of Influencing Factors on Transmission Ratio in Magnetic Metal Belt Transmission

Luo Shanming^{1,2}, Miao Xiexing²

(1. *Institute of Modern Design and Manufacturing Engineering,*

Xiangtan Polytechnic University, Xiangtan, Hunan 411201, China;

2. China University of Mining & Technology, Xuzhou, Jiangsu 221008, China)

[**Abstract**] Magnetic metal belt transmission is a new one in which the initial tension no longer solely, but together with the magnetic attraction force produces the friction force. The influencing factors on transmission ratio are analyzed and numerically simulated in this paper, such as effective haulage force, initial tension, magnetic induction intensity, center distance, diameter of the smaller belt pulley and angle of contact. The change laws of transmission ratio along with these influencing factors are studied. The results show that the transmission ratio of magnetic metal belt transmission increases when magnetic induction density, initial tension and center distance increases, and decrease when angle of contact and diameter of the smaller belt pulley increases. It is pointed out that the angle of contact and diameter of the smaller belt pulley can be reduced accordingly because of the effect of magnetic force, and therefore the transmission ratio can increase by 3~4 times compared with general belt transmission.

[**Key words**] belt transmission; magnetism; metal belt; transmission ratio

(cont. from p. 67)

Friction Theory for Toroidal Drive

Xu Lizhong, Huang Zhen

(*Yanshan University, Qinhuangdao, Hebei 066004, China*)

[**Abstract**] In this paper, by analyzing the relationship between relative motions of the toroidal drive, the method for calculation of the sliding factors between the planet and stator or worm is given. Based on above-mentioned results, formulae of the friction coefficient between the planet and stator or worm under profile peak contact are presented. Based on EHL theory, formulae of the friction coefficient between the planet and stator or worm under hydrodynamic lubrication are introduced. Then, formulae of the friction coefficient between the planet and stator or worm under mixed friction are also introduced. Finally, by making use of the above-mentioned formulae, the friction coefficients between the planet and stator or worm under hydrodynamic lubrication are compared, and the dependences of them on parameters are discussed. Dependences of the friction coefficient between the planet and stator on the parameters under profile peak contact are given. And dependences of the friction coefficient between the planet and stator on the ratio of the film thickness to roughness under mixed friction are also discussed. These results are useful for manufacture and design of the drive.

[**Key words**] toroidal drive; friction coefficient; sliding factor