

# 履带车辆不同沟槽形式湿式摩擦副带排扭矩分析

王延忠<sup>1</sup>, 魏彬<sup>1</sup>, 宁克焱<sup>2</sup>, 韩明<sup>2</sup>

(1. 北京航空航天大学机械工程学院, 北京 100191; 2. 中国北方车辆研究所车辆传动重点实验室, 北京 100072)

**摘 要:** 为了模拟履带车辆变速机构湿式摩擦副的黏滞损失, 分别对3种常用沟槽形式——径向槽、双圆弧槽和螺旋槽样件进行了带排扭矩的理论和实验分析. 综合运用带排理论及 CFD 模型, 获得不同沟槽形式的摩擦副的扭矩特性及适用工况; 分析带排间隙和转速对摩擦副带排扭矩的影响程度; 发现螺旋槽在不同旋转方向情况下有不同的扭矩特性; 得出了在不考虑散热条件下螺旋槽摩擦副在履带车辆减小黏滞损失方面具备优势的结论.

**关 键 词:** 履带车辆; 黏滞扭矩; Cu 基粉末冶金; 螺旋槽; 旋转方向

中图分类号: TH 117

文献标志码: A

文章编号: 1005-3026(2014)09-1311-05

## Drag Torque Analysis of Friction Plates with Different Grooves for Tracked Vehicles

WANG Yan-zhong<sup>1</sup>, WEI Bin<sup>1</sup>, NING Ke-yan<sup>2</sup>, HAN Ming<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China; 2. National Key Laboratory of Vehicular Transmission, China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China. Corresponding author: WEI Bin, E-mail: buaaweibin@126.com)

**Abstract:** In order to simulate the viscous drag losses for tracked vehicles, the drag torques of the friction pairs with three common grooves, radial slot, double circular groove and spiral groove, were analyzed using theory and experiment methods. The applicable situations and torque characteristics with the friction pairs of different grooves were simulated using the drag theory and CFD models. The effect of gap and rotating speed on the drag torque of the friction pair was analyzed. The result shows that the torque characteristics of friction plates with spiral grooves are strongly correlated with the directions of rotation and thus the friction pair of spiral groove has advantage in decreasing viscous losses when heat dissipation is not considered.

**Key words:** tracked vehicle; viscous drag torque; Cu-based sintered materials; spiral grooves; rotation direction

在履带车辆的行星变速箱中, 各种旋转元件所产生的黏性转矩损失了大量的能量. 在这些元件中, 湿式多片离合器、制动器是产生黏性转矩损失的主要来源, 工程上一直通过研究耗散机理和改良摩擦片设计来减小湿式多片离合器的黏性带排损失.

对湿式多片离合器带排损失的实验研究始于 19 世纪 70 年代, Lloyd<sup>[1]</sup> 通过实验研究了流量、黏度、分离间隙、蝶形片、摩擦材料、沟槽类型和转速 7 种参数对带排扭矩的影响. Kato<sup>[2]</sup> 等通过实

验研究了转速变化时的湿式带式制动器的扭矩大小, 从一定程度反应出湿式多片离合器摩擦过程的扭矩特性. 许多对推力轴承扭矩损失的研究为带排黏滞扭矩分析提供了理论基础<sup>[3-4]</sup>. 随着商用 CFD 软件的快速发展, 通过建立离合器流体特性的 CFD 模型, 模拟湿式离合器的带排特性已经可以实现. 戴姆勒-克莱斯勒公司的 Yuan 等<sup>[5]</sup> 分析了平行槽形式的摩擦副转速及供油对摩擦元件带排扭矩的影响. 国内对于带排扭矩的研究集中在润滑理论分析和试验验证方面, 北京理工大

学<sup>[6-7]</sup>研究人员针对液黏测功机的原理对黏滞扭矩进行了理论推导和试验分析. 浙江大学研究人员<sup>[8-9]</sup>也对液黏调速设备从控制方程角度进行了理论分析. 北京航空航天大学研究人员在研究挤压流的基础上<sup>[10-11]</sup>对湿式摩擦元件接合和分离过程中的摩擦机理进行理论和实验研究<sup>[12]</sup>, 通过 CFD 获得了双圆弧槽摩擦副供油过程的优化设计方法. 装甲兵工程学院、上海交通大学、吉林大学等多家单位都开展了车辆摩擦副带排扭矩的研究, 但对复合油槽形式的摩擦副带排扭矩分析理论模拟方面成果较少. 现阶段车辆设计过程中, 空损扭矩设计得到了更高的重视, 研究不同沟槽形式摩擦副空损带排特性已经成为车辆传动设计过程中的重要内容.

### 1 湿式摩擦元件结构特点

铜基粉末冶金摩擦材料具有良好的导热性、耐磨性, 比较适合在重载及恶劣工况中使用. 重型车辆液力-机械变速器中换挡、制动装置多采用湿式摩擦元件. 湿式摩擦元件的结构如图 1 所示, 其中主动摩擦盘选用铜基粉末冶金材料, 从动摩擦盘采用 30CrMnSiA 材料, 该湿式摩擦元件摩擦副由若干组环形的摩擦盘和摩擦对偶盘组成(主动摩擦盘和从动对偶钢盘), 主动摩擦盘和从动摩擦盘间隔排列, 内齿摩擦盘通过渐开线花键与离合器花键轴周向固定, 对偶钢盘外齿与花键毂内齿相固定. 带排工况下, 摩擦盘和对偶盘存在间隙, 主动摩擦盘旋转时冷却液存在黏滞损失, 此时的黏滞扭矩称为带排扭矩.

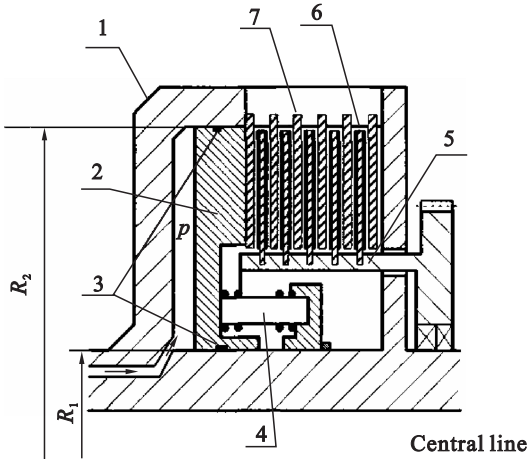


图 1 湿式摩擦元件结构简图

Fig. 1 The structure schematic of wet friction element

- 1—花键毂; 2—活塞; 3—密封圈; 4—回位弹簧;  
5—花键轴; 6—粉末冶金摩擦盘; 7—对偶盘.

### 2 带排转矩的理论分析

当换挡摩擦元件处于分离状态时, 假设各个摩擦副之间均匀分离, 采用基于牛顿内摩擦定律的带排转矩的计算方法, 换挡摩擦元件带排转矩的控制方程如下:

$$T_L = 2\pi z \int_{R_1}^{R_2} \alpha_r \frac{\mu r^3}{h} \cdot \Delta\omega C_f dr. \tag{1}$$

式中:  $z$  为摩擦副数;  $r$  为摩擦片半径;  $R_1$  为摩擦片内半径;  $R_2$  为摩擦片外半径;  $\alpha_r$  为流体油膜形成率 ( $Q_s/Q_r$ ),  $Q_s$  为进入摩擦副部件的流量,  $Q_r$  为摩擦副间的流量 (随着转速增加而增加);  $h$  为摩擦副间隙;  $\Delta\omega$  为相对转速差;  $C_f$  为湍流剪切应力系数 ( $1 + 0.0012 \cdot Re^{0.94}$ ),  $Re$  为雷诺数 ( $\rho\omega h/\mu$ ),  $\rho$  为油液密度,  $\mu$  为润滑油液动力黏度.

此方法中, 除考虑结构参数、速差、动力黏度外还考虑了润滑油流量和润滑油膜状态. 在实际过程中进入冷却润滑摩擦片的状态较难确定, 若假设各个摩擦副之间间隙均匀且能够形成足够的润滑油膜, 而且各个摩擦副之间均匀分离, 忽略摩擦片表面沟槽的影响后, 可以将摩擦副带排模型简化为推力轴承模型.

油膜剪切力的表达式为

$$dT_L = \frac{2\pi\mu(\omega_1 - \omega_2)}{h} \pi r^3 dr.$$

分离状态下带排转矩为

$$T_L = z \int_{R_1}^{R_2} 2\mu \frac{\omega_1 - \omega_2}{h} \pi r^3 dr = \frac{1}{2} \pi z \mu \Delta\omega (R_2^4 - R_1^4) \frac{1}{h} = \frac{\pi^2}{60} z \mu \Delta n (R_2^4 - R_1^4) \frac{1}{h}. \tag{2}$$

式(2)中参数与式(1)中参数相同.

一般情况下, 带排扭矩随着膜厚的增大而减小, 随着速差的增大而线性增大, 但实际情况并非如此, 由于沟槽和动压效应的影响, 带排扭矩可能随着速差呈现较复杂的变化趋势.

### 3 湿式摩擦副带排工况的 CFD 模型

行星减速器中的离合器尺寸内外径分别为  $\phi 190$  mm,  $\phi 230$  mm. 各种沟槽形式的 1/24 的 CFD 模型和边界条件如图 2 所示, 沟槽面积约为 30%, 40% 和 50%. 其中模型上半部半透明部分为流体, 下半部分为铜基粉末冶金摩擦材料. 冷却液为传动油, 其物理属性比热为  $2093 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ , 密度为

$880\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ , 热导率为  $30\text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ , 实验拟合的黏温曲线如图 3 所示. 供油量为  $8\text{ mL}\cdot\text{min}^{-1}\cdot\text{cm}^{-2}$ , 为履带车辆的常规供油量.

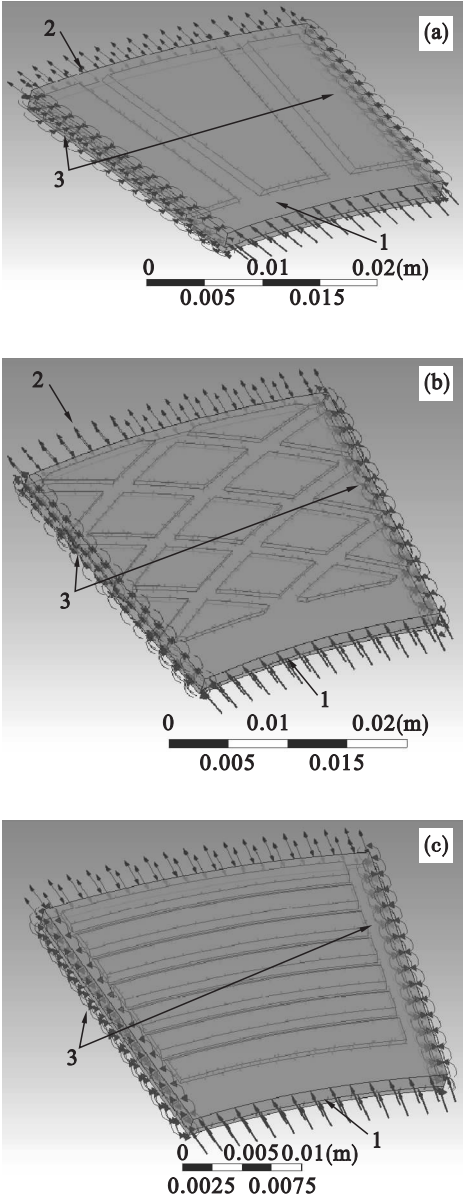


图 2 简化的模型区域示意图  
Fig. 2 The region schematic of simplified model  
(a) — 径向槽 CFD 模型及边界条件;  
(b) — 双圆弧槽 CFD 模型及边界条件;  
(c) — 螺旋槽 CFD 模型及边界条件.  
1—冷却液入口; 2—冷却液出口; 3—循环对称边界.

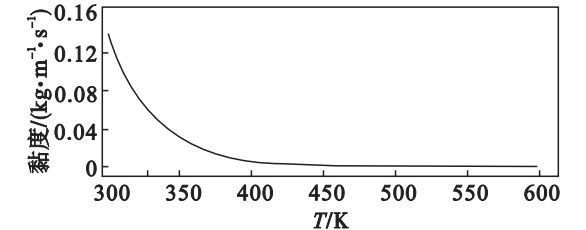


图 3 润滑冷却液黏温曲线  
Fig. 3 The sticky-temperature curve of the lubricating and cooling oil

4 计算结果及讨论

不同沟槽形式在不同带排间隙  $h$  工况下的带排扭矩随转速变化曲线如图 4 ~ 图 6 所示. 供油量为  $8\text{ mL}\cdot\text{min}^{-1}\cdot\text{cm}^{-2}$ , 能满足接合过程中的润滑与冷却要求. 可以看出不同沟槽形式的摩擦副在不同带排间隙时具有不同的扭矩特性. 对于螺旋槽, 旋转方向也是影响带排扭矩的因素 (其他槽形式无此特性), 对于不同带排间隙情况, 各种沟槽形式的摩擦副带排扭矩并没有明显的随膜厚增大而单调下降的趋势, 这与无槽情况有很大区别 (无槽情况解析表达式见式 (2)). 为了方便阐述, 将不利于流体排出的螺旋槽旋转方向用名称

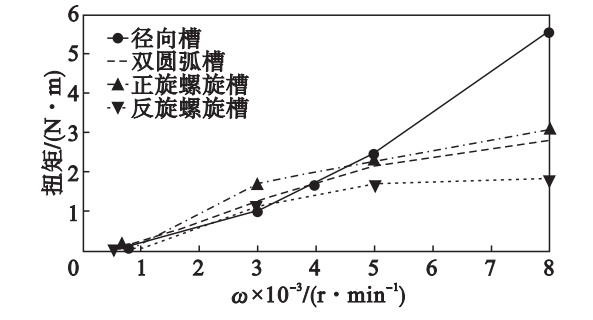


图 4 不同沟槽形式带排扭矩曲线  $h=0.5\text{ mm}$   
Fig. 4 The drag torque curves of different grooves with  $h$  value of  $0.5\text{ mm}$

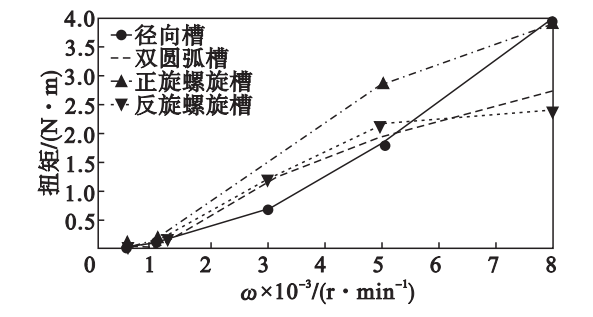


图 5 不同沟槽形式带排扭矩曲线  $h=1\text{ mm}$   
Fig. 5 The drag torque curves of different grooves with  $h$  value of  $1\text{ mm}$

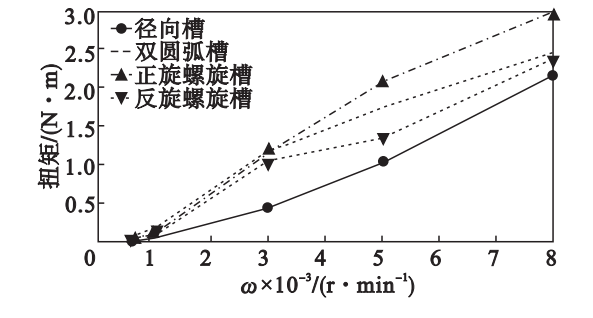


图 6 不同沟槽形式带排扭矩曲线  $h=2\text{ mm}$   
Fig. 6 The drag torques curves of different grooves with  $h$  value of  $2\text{ mm}$

“正旋螺旋槽”代替,反之用“反旋螺旋槽”代替. 总体来看,低转速条件下(小于 3 000 r/min),纯径向槽的带排扭矩最小,其次是反旋螺旋槽和双圆弧槽,正旋螺旋槽的带排扭矩最大;在高带排转速区域(大于 5 000 r/min),油膜较薄情况下,径向槽的带排扭矩最大,其次是正旋螺旋槽、双圆弧槽及反旋螺旋槽;中等油膜厚度情况,径向槽和正旋螺旋槽的扭矩大于双圆弧槽和反旋螺旋槽;较大膜厚情况径向槽的带排扭矩最小,其他沟槽形式带排扭矩相似.

对于径向槽摩擦副,可以看出由于流体动压效应, $h=1\text{ mm}$  及  $h=0.5\text{ mm}$  情况带排扭矩在高转速条件下较其他两种沟槽形式较大,且随转速的增高带排扭矩增长较快. 这是由于径向槽强动压效应作用引起的,但由于径向槽的沟槽区域面积较小,随膜厚的增大,径向槽的动压效应减弱,在  $h=2\text{ mm}$  时,径向槽的带排扭矩反而小于其他两种沟槽形式. 对于螺旋槽摩擦副,理论和实验都发现,旋转方向不仅影响摩擦元件接合过程的动态特性,也同样影响着带排过程中的扭矩特性. 图 7~图 8 中的螺旋槽带排扭矩曲线表明,有利于流体排出的反旋螺旋槽的带排扭矩在低、中、高三种转速情况下带排扭矩都小于正旋螺旋槽摩擦副. 虽然螺旋槽中也包含径向槽,但由于螺旋槽较好的导流作用,类似径向槽摩擦副高转速情况下的强动压效应并没有出现. 双圆弧槽摩擦副带排扭矩总体表现一般,略大于反旋螺旋槽摩擦副;当带排间隙和沟槽深度相近时,螺旋槽和双圆弧槽的带排扭矩特性相似,这也说明在小间隙带排工况条件,采用螺旋槽和双圆弧槽的区别不大.

综合来说,由于过大的带排间隙会导致多片摩擦元件接合过程缓慢,另外由于行星变速机构空间的限制,对于多片摩擦元件,单对摩擦副间隙不会大于 1 mm,所以在实际应用中,螺旋槽和双圆弧槽的带排扭矩特性要好于径向槽,而且二者扭矩曲线随速度变化的线性关系不强. 这也为选择某些工作在高速工况下的带排摩擦副样件减少黏滞损失提供了理论依据.

由于在实际情况下很少有使用纯径向槽的样件,对双圆弧槽和螺旋槽的带排扭矩进行了实验测试,实验在改造的 SAE2<sup>#</sup>实验台上完成,带排间隙  $h=0.5\text{ mm}$ , $h=1\text{ mm}$  时的带排扭矩实验曲线如图 7,图 8 所示. 从图 7 可以看出反旋螺旋槽的黏滞损失在全阶段略小于双圆弧槽,但二者相差不大,正旋螺旋槽的带排扭矩最大,这也证实了螺

旋槽摩擦副的带排扭矩与旋转方向有关. 对比理论分析发现,实验中低速情况相比理论值偏大,高速情况偏小,而中速情况模拟较为准确. 这是因为在低速区间,电机的转速不是很稳定,50 N 的扭矩传感器的精度为 0.25 N,很多波动过程中的扭矩被计入了扭矩的平均值,导致实验比理论略有升高;高速区带排实验过程中由于油温有所升高导致流体黏度下降. 另外,为了减少带排扭矩,避免摩擦副之间的冷却润滑剂形成油膜,在沟槽实际加工过程中,往往留有尖锐的边缘,油膜被尖锐的边缘划破导致油膜部分破裂,使得平均带排扭矩略有降低. 从履带车辆的工况角度出发,中高速带排扭矩的理论和实验对摩擦元件带排扭矩设计是有一定帮助的.

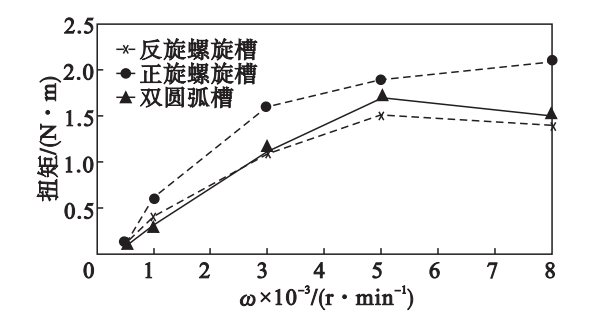


图 7 不同沟槽形式带排扭矩实验曲线  $h=0.5\text{ mm}$   
Fig. 7 The measured drag torque curves of different grooves with  $h$  value of 0.5 mm

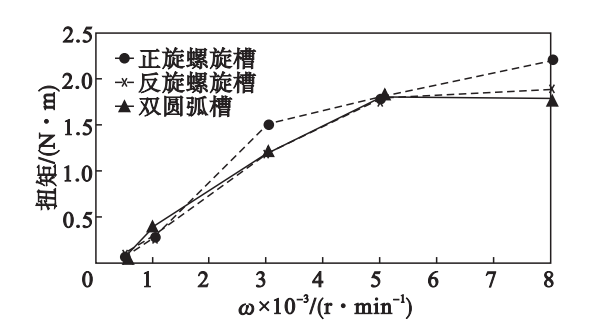


图 8 不同沟槽形式带排扭矩实验曲线  $h=1\text{ mm}$   
Fig. 8 The measured drag torque curves of different grooves with  $h$  value of 1 mm

## 5 结 论

- 1) 对于螺旋槽摩擦副,旋转方向会影响带排扭矩的大小,旋转方向有利于流体排出的反旋螺旋槽带排扭矩较小.
- 2) 径向槽摩擦副由于动压效应,在旋转过程中会产生很大的带排损失,且这种损失随着转速的增大而越发剧烈. 其他两种沟槽形式没有这种效应.
- 3) 在相同工况下,不同沟槽形式摩擦副带排扭矩随膜厚的变化与传统理论计算的无槽情况有



较大区别,带排扭矩不是随膜厚的改变而单调变化的.

4) 不同速度区间,不同沟槽摩擦副呈现了不同的带排特性,设计过程中对摩擦副的选择需要综合考虑工况要求和结构特点.

5) 反螺旋槽摩擦副(含径向槽)的带排特性在小间隙情况好于双圆弧槽和径向槽,在空间有限、机动性要求高的履带车辆行星变速器中比较适用.

参考文献:

[ 1 ] Floyd F A. Parameters contributing to power loss in disengaged wet clutches[J]. *SAE Paper*,1974,83(9):1026 – 1032.

[ 2 ] Kato Y, Murasugi T, Hirano H, *et al.* Fuel economy improvement through tribological analysis of the wet clutches and brakes of an automatic transmission [ J ]. *Society of Automotive Engineers of Japan*,1993,16(12):57 – 60.

[ 3 ] Fernandes C M C G, Martins R C, Seabra J H O . Friction torque of thrust ball bearings lubricated with wind turbine gear oils[J]. *Tribology International*,2013,58(2):47 – 54.

[ 4 ] Fernandes C M C G, Amaro P M P, Martins R C . Torque loss in cylindrical roller thrust bearings lubricated with wind turbine gear oils at constant temperature [ J ]. *Tribology International*,2013,67(11):72 – 80.

[ 5 ] Yuan Y Q, Dong Y. CFD simulation of the flows within disengaged wet clutches of an automatic transmission [ J ]. *SAE International*,2003,112(3):1760 – 1768.

[ 6 ] 张媛,周满山,姜雪,等. 液黏测功机带排扭矩的有效利用 [J]. *北京理工大学学报*,2008,28(7):577 – 580.

(Zhang Yuan,Zhou Man-shan,Jiang Xue,*et al.* Making use of the towing torque of hydroviscous dynamomete [ J ]. *Transactions of Beijing Institute of Technology*,2008,28(7):577 – 580. )

[ 7 ] 马彪,杨文正,周凯. 液压换挡离合器带排转矩研究[J]. *机械设计*,1999,17(10):13 – 16.

(Ma Biao,Yang Wen-zheng,Zhou Kai. The hydraulic shift clutch with torque study [ J ]. *Machine Design*,1999,17(10):13 – 16. )

[ 8 ] Chen D S,Li H C. Experiment research on drag torque and response characteristic of wet multidisc brake[J]. *Vehicle & Power Technology*,2003,92:8 – 11.

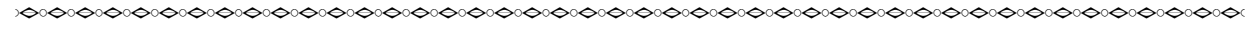
[ 9 ] Zhang P X, Sun G R. Analysis and calculation on load capability of oil-film friction governor with friction disc of radial oil edge [ J ]. *Drive System Technique*,1990,90:19 – 24.

[ 10 ] Wang Y Z, Wei B. Mixed-modal disk gas squeeze film theoretical and experimental analysis [ J ]. *International Journal of Modern Physics B*,2013,27(25):1 – 20.

[ 11 ] Wang Y Z,Wei B. A linear solution for gas squeeze film characteristics in ultrasonic excitation condition [ J ]. *The Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers*,2013,34(5):469 – 473.

[ 12 ] 王延忠,魏彬,宁克焱,等. 铜基粉末冶金摩擦材料调速制动摩擦系数试验[J]. *哈尔滨工业大学学报*,2014,46(1):682 – 686.

(Wang Yan-zhong,Wei Bin,Ning Ke-yan,*et al.* The friction coefficient speed-control experiment of Cu-based wet sintered friction material [ J ]. *Journal of Harbin Institute of Technology*,2014,46(1):682 – 686. )



(上接第 1310 页)

参考文献:

[ 1 ] Kim Y B, Ha J. Dynamically optimal trajectories for earthmoving excavators [ J ]. *Automation in Construction*,2013,35:568 – 578.

[ 2 ] 阎书文. 机械式挖掘机设计[M]. 北京:机械工业出版社,1983:12 – 24.

(Yan Shu-wen The design of mechanical excavator [ M ]. Beijing:China Machine Press,1983:12 – 14. )

[ 3 ] Frimpong S,Li Y. Stress loading of the cable shovel boom under in-situ digging conditions [ J ]. *Engineering Failure Analysis*,2007,14(4):702 – 715.

[ 4 ] Vaha P K, Skibniewski M J. Dynamic model of excavator [ J ]. *Journal of Aerospace Engineering*,1993,6(2):148 – 166.

[ 5 ] Koivo A J, Thoma M, Kocaoglan E, *et al.* Modeling and control of excavator dynamics during digging operation[J]. *Journal of Aerospace Engineering*,1996,9(1):10 – 18.

[ 6 ] Frimpong S,Hu Y F, Awuah-Offei K. Mechanics of cable shovel-formation interactions in surface mining excavations [ J ]. *Journal of Terramechanics*,2005,42(1):15 – 33.

[ 7 ] Awuah-Offei K, Frimpong S. Cable shovel digging optimization for energy efficiency [ J ]. *Mechanism and Machine Theory*,2007,42(8):995 – 1006.

[ 8 ] Bosnjak S M,Zrnic N D. Dynamics, failures, redesigning and environmentally friendly technologies in surface mining systems[J]. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*,2012,12(3):348 – 359.

[ 9 ] Zygmunt T. Dynamics of a single-bucket excavator on a deformable soil foundation during the digging of ground[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*,2003,45(6/7):1053 – 1076.