

技术专论

一种用于流延机伺服电机及减速器的选型方法

包佑炳, 赵翼翔

(广东工业大学 广东省计算机集成制造重点实验室, 广州 510006)

摘要: 针对流延机伺服电机及减速器传统选型方法的计算量大、适用性差等缺点, 提出了基于连续运动的流延机伺服电机及减速器的新选型方法, 该方法应用图形化方式判断备选电机和减速器的可行性, 然后对可行性电机和减速器进行优化选取。实例对比说明, 新型方法相比传统方法具有简单、直观、实践效果好等优点, 可推广应用于所有连续运动的伺服电机及减速器选型。

关键词: 流延机; 伺服电机; 减速器; 新方法

中图分类号: TB486⁺.03 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2012)05-0017-05

A Model Selection Method for Servo Motor and Reducer of Casting Machine

BAO You-bing, ZHAO Yi-xiang

(Guangdong Provincial Key Laboratory of Computer Integrated Manufacturing System, Guangdong University of Technology, Guangzhou 510006, China)

Abstract: A model selection method and new principle for servo motor and reducer of casting machine was put forward, which was based on continuous movement and on account of the shortcomings of traditional selection method, such as enormous computation and poor applicability. By using the graphic expression, the method manages to judge the feasibility of alternative motors and reducers expediently, and then makes optimization towards the rest of motors and reducers. Through comparison examples, it was concluded that new method, compared with the traditional method, has the merits of simple, intuitive, and good effect in practice. It can be widely applied in all servo motor and reducer selection of continuous motion.

Key words: casting machine; servo motor; reducer

随着时代的发展, 技术的进步, 包装机械在包装领域中正起着越来越大的作用^[1]。流延机是通过熔体流延骤冷生产无拉伸、非定向平挤薄膜的一种包装机, 它要满足运行速度快、张力精度高、膜厚度误差小、膜均匀度好、机器灵活多用等性能指标。伺服电机及减速器的选型是否恰当将直接影响流延机的性能^[2], 因此, 对流延机伺服电机及减速器选型方法的研究有重要意义。流延机具有加速时间短, 加速到最大工作速度后就恒速运行的运动特点, 因此对传动辊伺服电机的要求除速度快、精度高之外, 最重要是保证长时间恒速运行的要求。根据伺服驱动器驱动方式, 可以将伺服电机的运动分为短时运动和连续运动

2 类。短时运动一般是启动、运行及停止 3 个过程的循环, 如滚珠丝杆和机器人关节电机的运动, 在这种运动中, 伺服电机选型主要考虑的电机特性是峰值扭矩和峰值速度; 连续运动是一种长期的恒速运动, 该运动主要关心的是伺服电机的额定转矩和额定速度^[3], 流延机传动辊伺服电机的运动正是连续运动。目前, 对短时运动的伺服电机选型研究的文献比较丰富。Changhwan Choi^[3] 和 Giancarlo Cusimano^[4] 等人讨论了机器人关节伺服电机的选型方法; Herman J. Van de Straete^[5] 等人讨论了机床滚珠丝杆直线往复运动伺服电机的选型实例。连续运动同样也是伺服电机的一种重要运动形式, 对此运动伺服电机选型

收稿日期: 2011-12-15

基金项目: 国家自然科学基金(50705014); 广东省教育部产学研结合项目(2010A090200017)

作者简介: 包佑炳(1985—), 男, 江西人, 广东工业大学硕士生, 主攻机电测量控制。

方法的研究是非常有必要的。

为更好地应用于工程实践,流延机伺服电机及减速器的选型方法应当具备快速、高效、适用性强等特点。目前,流延机伺服电机及减速器选型应用的最多的是传统电机选型方法,此方法仍存在不足:计算量大,容易出错,在设计过程中必须通过大量的计算和验证,才能保证机器的正常运行的可靠性^[6],这种计算不但耗时,而且所计算的工程量之间关联性大,只要其中一个工程量计算出现失误,就会导致选错型;用具体的机构模型作为参考,并不能解决一般性问题,只要机构发生变化,就必须采用完全不同的计算公式;现有的具体参考机构模型极为有限,很多时候无法应用已有的几种参考机构进行电机及减速器选型^[7]。

以流延机为研究对象,介绍一种连续运动伺服电机及减速器选型的一般性方法,该方法以公式简洁、实用性强为目标,通过巧妙的图形化表达,为流延机伺服电机及减速器的选型提供一种新的解决思路。

1 传统选型方法

1.1 选型原则

传统电机选型通常是基于负载、电机及减速器的动力学粗略计算^[8],必须遵循以下原则:

1) 保证电机及减速器组合能驱动辊,显然,这需要电机额定功率 p_{motor} 高于辊完成运动需要的功率。

2) 电机的峰值转速及辊恒定转速确定的减速比上限 $n_u = \omega_{\text{max,motor}} / \omega_L$, 其中, $\omega_{\text{max,motor}}$ 为电机峰值转速, ω_L 为辊额定转速; 同样, 电机的峰值转矩及辊峰值转矩确定的减速比下限 $n_l = T_{\text{peak}} / T_{\text{peak,motor}}$, 其中, T_{peak} 为辊的峰值转矩, $T_{\text{peak,motor}}$ 为电机的峰值转矩。当 $n_l > n_u$ 时, 电机不符合要求, 当 $n_l < n_u$ 时, 应当把符合要求的电机再作比对, 最后确定可行的减速比范围^[5]。

3) 为保证电机控制精度, 电机额定转速 $\omega_{\text{rated,motor}}$ 经减速器减速后应与 ω_L 相当^[9]。

1.2 选型步骤

传统流延机伺服电机选型方法流程见图 1, 其过程可以描述为选模板、负载计算、选用计算、类比优化 4 个阶段, 详细的步骤总结如下。

1) 参考旋转机构的运动模式, 根据流延机的材料和工艺要求, 确定辊线速度 v_L 、辊外径 D 、辊内径

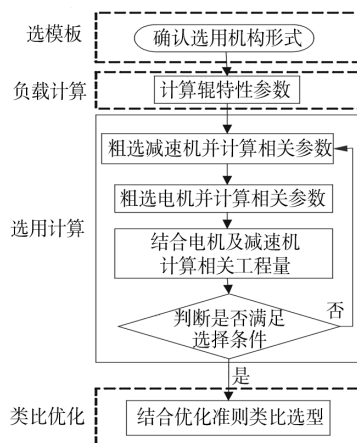


图 1 传统选型方法流程

Fig. 1 Flowchart of traditional model selection method

d 、辊张力 F 等。

2) 粗选一个减速器, 利用式(1)计算 ω_L 和辊转动惯量 J_L , 折合到电机的转速 $\omega_{L,m}$ 。

3) 粗选一个电机, 利用式(2)计算辊行走转矩 T_L , 折合到电机的行走转矩 $T_{L,m}$, 折合到电机的峰值转矩 T_{pm} 。

4) 利用式(3)计算辊行走功率 p_0 及辊加速功率 p_a 。

5) 根据上述计算结果, 再利用判断条件选取伺服电机, 选取判定条件如下:

$$\textcircled{1} \begin{cases} T_{pm} \leq T_{\text{peak,motor}} \\ T_{L,m} \leq T_{\text{rated,motor}} \end{cases}$$

其中, $T_{\text{rated,motor}}$ 为电机额定转矩。

$$\textcircled{2} p_0 + p_a \leq (1 \sim 2) \cdot p_{\text{motor}}$$

$$\textcircled{3} \omega_{L,m} \leq \omega_{\text{rated,motor}}$$

$$\textcircled{4} J_L \leq 10 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 (\text{做精确位置控制时须考虑})$$

6) 利用选型原则类比所有满足条件的伺服电机和减速器组合, 并综合考虑经济、重量等因素, 选择合适的伺服电机。

一般来说, 当伺服装置不作位置控制时, 只需验证①—③ 3 个条件即可, 如果出现不符合 3 个条件其中一个或多个条件的情况, 应当重复选择过程, 重新计算所有工程量, 直至产生满足所有条件的伺服电机和减速器。

$$\begin{cases} \omega_L = \frac{2v_L}{2\pi D} \\ \omega_{L,m} = n\omega_L \\ J_L = \frac{1}{8}m_{L,1}(D^2 - d^2) + \frac{1}{4}m_{L,2}D^2 \end{cases} \quad (1)$$

其中: n 为减速器实际减速比; m_{L1} 为辊空心区质量; m_{L2} 为辊两边实心区质量。

$$\begin{cases} T_L = \frac{FD}{2} \\ T_{Lm} = \frac{T_L}{n\eta} \\ T_{pm} = \frac{2\pi\omega_{rated,motor} \left(J_m + J_{gear} + \frac{J_L}{n^2} \right)}{60t_a} + T_{Lm} \end{cases} \quad (2)$$

其中: η 为减速器效率; J_m 为电机转动惯量; J_{gear} 为减速器转动惯量; t_a 为辊加速时间。

$$\begin{cases} p_0 = \frac{2\pi\omega_{rated,motor} T_{Lm}}{60} \\ p_a = \left(\frac{2\pi\omega_{rated,motor}}{60} \right)^2 \frac{J_L}{n^2 t_a} + p_0 \end{cases} \quad (3)$$

传统选型方法采用的是套模板,通过大量公式计算和反复类比,最终选取伺服电机和减速器,这种方法是繁琐的,而且计算公式大多是工程师经验总结,表达不够准确。提出新流延机电机及减速器选型方法,采用标准化准则,利用图形化表达,使选型过程更准确、直观。

2 新选型方法

2.1 选型原则

针对传动辊伺服电机的连续运动,选型应当满足下面的原则: ① 保证电机在启动时可以驱动辊,即 $T_{pm} \leq T_{peak,motor}$; ② 确保电机速度可以达到机器运行要求^[5],即 $\omega_{Lm} \leq \omega_{rated,motor}$; ③ 确保恒速时电机可以连续驱动辊^[3],即 $T_{Lm} \leq T_{rated,motor}$ 。以上标准化转矩及转速准则,可以推导出:

$$\begin{cases} T_{pm} \leq T_{peak,motor} \\ \max |n\omega_L| \leq \omega_{rated,motor} \\ \left\| \frac{T_L}{n} \right\|_2 \leq T_{rated,motor} \end{cases} \quad (4)$$

其中, $\|f(t)\|_2 = \sqrt{\frac{1}{\tau} \int_0^\tau f(t)^2 dt}$, 表示一个周期为 τ 的函数 $f(t)$ 的 P_2 准则。

2.2 选型步骤

选型流程见图 2,选型可以分为可行性及优化 2 个部分,前 5 步是电机及减速器可行性的选择^[10],第 6 步为对可行性电机及减速器的优化^[11],详细的步骤如下。

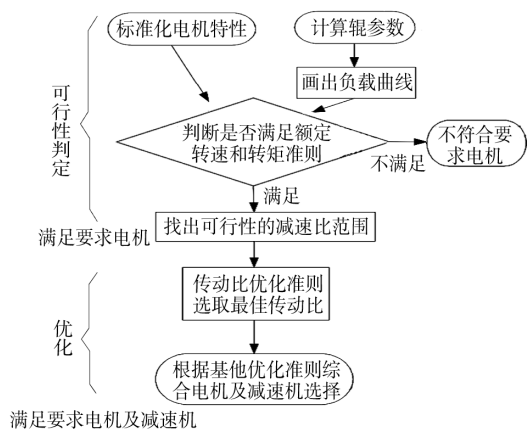


图 2 新选型方法流程

Fig. 2 Flowchart of new model selection method

- 1) 根据流延机的工艺和动力学要求,计算 ω_L , J_L 。
- 2) 利用式(4),来评估标准化辊恒定转速 $\omega(n_1)$ 和标准化辊额定转矩 $T_2(n_1)$,以便绘制合理负载曲线。
- 3) 利用式(5),在标准化 $T_2-\omega$ 图中绘制出负载曲线,即以标准化减速比为自变量,分别取标准化电机速度 ω_m 和标准化电机转矩 T_m 。
- 4) 设定一个标准化电机(转动惯量 $J_s = 1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$),把按式(6)标准化后的电机标在图上,剔除负载曲线以外的电机。
- 5) 确定剩下电机的标准化减速比 n_1 可行性范围,并用式(7)将 n_1 的可行性范围转化为 n 的可行性范围。
- 6) 将电机和减速器综合起来考虑,利用式(8)绘出 2 次标准化电机转矩 T_{m2} 与实际减速比 n 图示,将可行性电机和减速比表示在图中,选择最接近最佳减速比 $n_{opt} = \omega_{rated,motor} / \omega_L$ 的减速器^[12],并综合考虑其他优化准则选取电机及减速器。

$$\begin{cases} \omega(n_1) = n_1 \omega_L \\ T_2(n_1) = \left\| \frac{T_L}{n_1} \right\|_2 \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} \omega_m = \omega_{rated,motor} \sqrt{J_s} \\ T_m = \frac{T_{rated,motor}}{\sqrt{J_s}} \end{cases} \quad (6)$$

$$n_1 = n \sqrt{J_m} \quad (7)$$

$$\begin{cases} n = \frac{\omega_{\text{motor}}}{\omega_L} \\ T_{m2} = \left\| \frac{T_L}{n\eta} \right\|_2 = \sqrt{\frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} \left(\frac{T_L}{n\eta} \right)^2 dt} \end{cases} \quad (8)$$

2.3 新方法优点

对比流延机伺服电机及减速器的传统方法,新型选型方法具有以下优势:新选型方法将所有备选电机特性与辊特性分离开,数据之间关联性小,极大地降低了选错型的概率;伺服电机可行性判断都表达为图解的形式,不可行的电机能直观观察;实际减速器及电机选型可以在图形中综合表示出来,方便选择最优的电机及减速器组合;新方法研究的是连续运动的一般问题,可以推广到所有连续运动伺服电机及减速器的选型及优化。

3 方法对比举例

以某流延膜机为例,伺服电机驱动带卷材辊做旋转运动。已知 v_L 为 180 m/min, D 为 500 mm, d 为 410 mm, 辊壁厚 h 为 8 mm, 辊两端实心圆柱长 l 均为 25 mm。辊总质量 m_L 约为 211.6 kg (其中 m_{L1} 约为 134.6 kg, m_{L2} 约为 77 kg), F 为 100 N, 辊总长 L 为 800 mm。

3.1 传统方法

1) 给定条件有: 辊线速度 v_L 、辊外径 D 、内径 d 和张力 F 。

2) 辊恒定转速 ω_L 为 114.65 r/min, 辊转动惯量 J_L 为 2.65 kg·m², 粗选取减速器 3 号, 计算得 ω_{Lm} 为 2 293 r/min。

3) 粗选电机 A 型。取 t_a 为 10 s, 计算可知, T_L 为 30 N·m, T_{Lm} 约为 1.5 N·m, T_{pm} 约为 10.75 N·m。

4) 计算可得 p_0 为 392.5 W, p_a 约为 438 W。

5) 判断是否符合条件: ω_{Lm} 为 2 293 r/min, 小于 $\omega_{\text{rated, motor}}$; T_{Lm} 和 T_{pm} 分别为 1.5 N·m 和 10.77 N·m 分别小于 $T_{\text{rated, motor}}$ 和 $T_{\text{peak, motor}}$; p_0 和 p_a 之和为 830.5 W, 与 p_{motor} 相当。3 条件都符合, 同时也满足选型原则, 电机及减速器可以使用。

根据多次计算, 可以得到 A, B 型电机在 n 为 10 ~ 20 时可以驱动此运动机构, 综合考虑重量、功率和经济因素后, 可以考虑选用 A 电机及 2 号或者 3 号减速器。

3.2 新方法

1) ω_L 为 12 rad/s, T_L 为 30 N·m。

2) 评估负载转速及转矩, 绘制 $T_2-\omega$ 图, 见图 3。

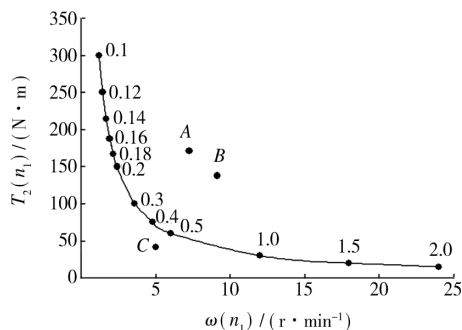


图 3 $T_2-\omega$ 负载曲线与备选电机 A, B, C

Fig. 3 $T_2-\omega$ of torque load curves of candidate motor A, B, and C

3) 选择 3 个备选电机, 见表 1, 将备选电机标识在 $T_2-\omega$ 图上, 由备选电机在图中的准确位置可知, A 和 B 电机能驱动辊, C 不能驱动辊, 应当剔除。

4) 由图得到标准化减速比, 并换算可得 A、B 可行性减速比范围分别为 (6.34, 21.8), (5, 17.4)。

5) 绘制出 $T_{m2}-n$ 图形, 见图 4, 并将备选电机 A

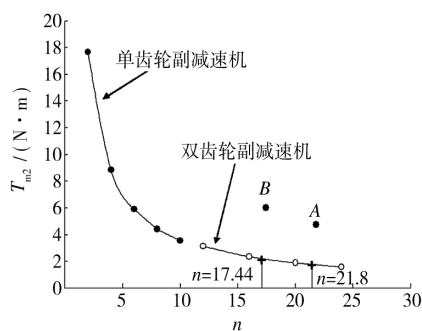


图 4 $T_{m2}-n$ 减速器和电机综合选型图及备选电机 A, B

Fig. 4 $T_{m2}-n$ reducer and motor model selection curves and candidate motor A and B

和 B 及其最佳减速比 (图中标识为“+”) 标示其中, 选择 4 个备选减速器, 见表 2, 再作电机和减速器整体优化选择。根据转矩准则及重量等优化准则^[11], 将不同优化准则下电机及减速器组合罗列见表 3, 综合考虑可以选择 A 电机和 3 号减速器。

从实例中可以得出, 传统方法是一种计算类比方法, 这个过程是繁琐的。首先计算辊的特性参数, 然后验证计算粗选电机及减速器是否符合条件, 如果不符合选择条件, 必须重新粗选电机及减速机, 重复验

表 1 电机参数
Tab.1 Motor paramters

电机	P_{motor} /kW	$\omega_{\text{rated,motor}}$ /(r · min ⁻¹)	$\omega_{\text{max,motor}}$ /(r · min ⁻¹)	J_{m} /(kg · m ⁻²)	$T_{\text{rated,motor}}$ /(N · m)	$T_{\text{peak,motor}}$ /(N · m)	m_{motor}^* /kg
A	1.2	2 500	3 000	0.000 77	4.74	13.5	5.2
B	1.26	2 000	2 700	0.001 9	6	18	7.7
C	1.2	1 000	1 500	0.002 3	2	6	5.5

* : m_{motor} 为电机质量。

表 2 减速器参数
Tab.2 Reducer parameters

减速器	n	$\omega_{\text{rated,gear}}$ /(r · min ⁻¹)	$T_{\text{rated,gear}}$ /(N · m)	J_{gear} /(kg · m ⁻²)	η /%	m_{gear}^* /kg
1	10	3 400	45	0.000 191	85	3.9
2	16	3 400	75	0.000 055	80	3.6
3	20	3 400	75	0.000 034	80	3.6
4	25	3 400	75	0.000 026	80	3.6

* : m_{gear} 为减速器质量。

证计算。最后类比不同可行性电机及减速器组合,选择最优的组合。同时,传统方法参考的是具体机构模板,这种参考模板很少,许多情况下的运动机构无法应用已存在模板,这时传统方法便无法使用。而新型方法是一种考虑非常全面的选型及优化方法,只需计算负载的转矩及转速,通过 $T_2-\omega$ 负载曲线清晰地分离不能驱动负载的电机,理想减速比可以简单地用负载曲线上的数字表达出来,通过 $T_{m2}-n$ 实际减速器和电机综合选型图,能方便地进行不同电机及减速机组合的优化。可见,新方法简单、直观,运用方便,可以提高工作效率。

表 3 不同优化准则的结果

Tab.3 Result of different optimization criteria

优化准则	电机/减速器
最高效	A,1/B,1
最轻	A,2/A,3/A,4
最小电机转矩及	A,2/A,3/A,4
最大减速器转矩	
最佳减速比	A,3/A,4/B,2/B,3

4 结论

分析了传统选型方法的不足,提出了一种流延机伺服电机及减速器选型的新方法,该新方法计算量少、适用范围广、表达直观,能更加快捷、准确地选择流延机伺服电机及减速器的规格;同时,新型方法也是研究连续运动伺服电机及减速器的选型方法,适用

于所有连续运动的伺服电机及减速器的选型。

参考文献:

[1] 李基洪. 机电一体化在包装机中的应用[J]. 包装工程, 2000,21(6):38—39.
LI Ji-hong. The Supply of Uni-formalization in Package Machinery[J]. Packaging Engineering,2000,21(6):38—39.

[2] CAMPOLO D. Motor Selection Via Impedance-Matching for Driving Nonlinearly Damped, Resonant Loads[J]. Mechatronics,2010(20):566—573.

[3] CHOI Chang-hwan. A Motor Selection Technique for Designing a Manipulator[J]. International Conference on Control Automation and Systems, 2007,17—20(10):2487—2492.

[4] CUSIMANO G. Choice of Electrical Motor and Transmission in Mechatronic Applications: The Torque Peak[J]. Mechanism and Machine Theory,2011(46):1207—1235.

[5] Van de STRAETE H J,De SCHUTTER J,DEGEZELLE P, et al. Servo Motor Selection Criterion for Mechatronic Applications[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics,1998(3):43—50.

[6] 张国宝,张起伟,叶阜,等. 轨行式斗轮堆取料机行走机构驱动功率的计算及电机选型[J]. 矿山机械,2009,(1):49—53.
ZHANG Guo-bao,ZHANG Qi-wei,YE Fu,et al. Lecto-type of Motor and Calculation of Driving Power for Travel Mechanism of a Rail Type Bucket Wheel Stacker/Reclaimer[J]. Mining Machinery,2009(1):49—53.

4 结语

由图 2 知,相近初始内压条件下,不同规格空气垫动态刚度的理论与试验值趋势相同,理论预测值大于试验值;由图 3 知,随跌落高度的增大,即压缩变形量增加,动态刚度的理论值与试验值偏离增加。其原因可能为随压缩量的增加,气垫内压增加,气垫材料产生变形,使其试验值偏小,但在压缩量较小时,理论值与试验值有较好的吻合;由图 4 知,相同规格 30—80 型空气垫在相同跌落冲击高度条件下,初始相对内压较小时,动态刚度的理论值与试验值吻合较好。

柱状空气垫动态刚度理论预测与试验分析表明,在压缩变形量较小且初始相对内压较小时,动态刚度的理论值可较好地表征空气垫的动态压缩特性。结论对空气垫的缓冲设计具有一定的参考价值。

参考文献:

- [1] 郑小林,郑百哲,任力强. 气垫性能及平板玻璃缓冲包装[J]. 包装工程,1991,12(2):62—64.
ZHENG Xiao-lin, ZHENG Bai-zhe, REN Li-qiang. Air-cushion Performance and Cushioning Packaging for Plate Glass[J]. Packaging Engineering, 1991, 12(2): 62—64.
- [2] 任冬远,卢立新. 空气垫几何压缩模型的研究[J]. 包装工程,2008,29(2):12—14.
REN Dong-yuan, LU Li-xin. Research on the Geometry-Modeling of Airbag in Static Compression[J]. Packaging Engineering, 2008, 29(2): 12—14.
- [3] 沈剑锋,卢立新,任冬远. 柱状塑膜空气垫承载与缓冲性能的试验研究[J]. 包装工程,2009,30(6):6—7.
SHENG Jian-feng, REN Dong-yuan, LU Li-xin. Re-

search Loading and Cushioning Performance of Plastic Cylinder Airbag [J]. Packaging Engineering, 2009, 30(6): 6—7.

- [4] 郝喜海,马力,唐芬南,等. 新型绿色缓冲包装材料及生产设备的研究[J]. 中国包装工业,2000(7):33—36.
HAO Xi-hai, MA Li, TANG Fen-nan, et al. Study on the New Green Cushioning Material and Its Production Facility[J]. China Packing Industry, 2000(7): 33—36.
- [5] 刘功,宋海燕,刘占胜,等. 空气垫缓冲包装性能的研究[J]. 包装与食品机械,2005,23(2):18—20.
LIU Gong, SONG Hai-yan, LIU Zhan-sheng, et al. The Study on Performance of Air Cushion Mats[J]. Packaging and Food Machinery, 2005, 23(2): 18—20.
- [6] 傅静芳. 充气垫作为小型家电缓冲包装的可行性研究[J]. 包装工程,2005,26(5):35—36.
FU Jing-fang. Research of the Possibility to Use Air-Cushion Packaging in Small Household Appliances [J]. Packaging Engineering, 2005, 26(5): 35—36.
- [7] 郭振斌,陈安军. 缓冲空气垫静态刚度研究[J]. 包装工程,2011,32(11):5—7.
GUO Zhen-bin, CHEN An-jun. On the Dynamic Stiffness of Air Cushion[J]. Packaging Engineering, 2011, 32(11): 5—7.
- [8] 黄映云,吴善跃,朱石坚. 囊式空气弹簧隔振器的特性计算研究[J]. 振动工程学报,2004,17(2):249—252.
HUANG Ying-yun, WU Shan-yue, ZHU Shi-jian. The Characteristics Calculation of Pneumatic Vibration Isolator[J]. Journal of Vibration Engineering, 2004, 17(2): 249—252.
- [9] 朱石坚,黄映云,何琳. 长方体形囊式空气弹簧刚度特性[J]. 中国造船,2002,43(2):36—43.
ZHU Shi-jian, HUANG Ying-yun, He Lin. Study on Stiffness Characteristics for Rectangular Air Springs[J]. Shipbuilding of China, 2002, 43(2): 36—43.

(上接第 21 页)

- [7] 颜嘉男. 伺服电机应用技术[M]. 北京:科学出版社,2010.
YAN Jia-nan. Servo Motor Application Technology[M]. Beijing: Science Press, 2010.
- [8] ILINSKI N F. A New Approach to Acmotor Selection and Checking[J]. Electrical Machines and Drives, 1995(9): 11—13.
- [9] CETINKUNT S. Optimal Design Issues in High-Speed High Precision Motion Servo Systems[J]. Mechatronics, 1991(1): 187—201.
- [10] Van de STRAETE H J, De SCHUTTER J, BELMANS

- R. An Efficient Procedure For Checking Performance Limits In Servo Drive Selection And Optimization[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 1999, 4(4): 378—386.
- [11] ROOS F. Optimal Selection of Motor and Gearhead in Mechatronic Applications[J]. Mechatronics, 2006(16): 63—72.
- [12] PASCH K A, SEERING W P. On the Drive Systems for High-Performance Machines[J]. ASME J Mechanisms Transmission Automation Des, 1984(3): 102—108.