DOI: 10.3901/JME.2013.10.053

基于气体-颗粒两相流理论的颗粒阻尼悬臂梁 振动响应预估*

吴成军 杨瑞超 王东强

(西安交通大学机械工程学院 西安 710049)

摘要: 在前期工作的基础上, 提出一种基于气体-颗粒两相流理论的颗粒阻尼改进模型。该模型将颗粒之间的摩擦效应表述为与碰撞效应一致的等效黏度形式, 使得整个模型具有更完整的统一性, 方便后续更深入的研究。单自由度(Single degree of freedom, SDOF)系统的自由振动及强迫振动分析表明该模型相对于原有模型具有更高的预估精度。应用该模型并结合有限元法进行典型颗粒阻尼连续体结构——颗粒阻尼悬臂梁的强迫振动响应预估与分析。结果表明颗粒阻尼是一种较强依赖于结构振动幅值的非线性阻尼, 其阻尼效果随着阻尼器的施加位置不同而存在明显的变化。为获得良好的减振效果, 尽可能将颗粒阻尼器置于结构振动剧烈的部位。开发的气体-颗粒两相混合流的等效黏性阻尼改进模型对于更为复杂的颗粒阻尼结构的振动与声辐射响应预估奠定了基础。

关键词: 颗粒阻尼 两相流理论 悬臂梁 振动响应

中图分类号: TB123

Prediction on Vibration Response of Cantilever Particle-damping Beam Based on Two-phase Flow Theory of Gas-particle

WU Chengjun YANG Ruichao WANG Dongqiang

(School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049)

Abstract: An improved analytical model using the two-phase flow theory of gas-particle is presented based on previous work, in which the effects due to inter-particle collision and friction are all expressed as the equivalent viscosities in a unified way. This makes the entire model has a more complete uniformity and provides convenience for further studies in depth. The analysis results of the free vibration and forced vibration of SDOF systems with particle damping show that the prediction of the improved model is more accuracy than that of the origin model. Furthermore, the forced response of a typical continuum structure, i.e. the cantilever particle-damping beam is predicted and analyzed using this improved model and the finite element method. Numerical results show that the particle damping is a kind of nonlinear damping, which is highly depended on the vibration amplitude. When the particle damper is exerted on different positions of the beam, the damping properties can present an obvious change. The ideal damping effect can be achieved by putting the particle damper on the position of the structure with high-level vibration. The improved model of equivalent viscous damping based on two-phase flow theory of gas-particle developed can lay a theoretical foundation for the prediction on the vibration and sound radiation of more complicated particle-damping composite structures.

Key words: Particle damping Two-phase flow theory Cantilever beam Vibration response

0 前言

颗粒阻尼技术是一种源于单冲体冲击减振技术的新型减振技术, 以其优良的减振降噪效果以及

结构简单、成本低廉、易于实施、适用于恶劣环境、附加重量小等优点, 已在很多工业领域得到了成功应用。研究表明颗粒阻尼是一种高度非线性阻尼, 主要通过碰撞过程中的动量转换来耗散系统的能量^[1-5]。具体地讲, 其耗能机理包括颗粒之间、颗粒与腔壁之间的碰撞和摩擦作用。

鉴于颗粒阻尼技术的有效性及其潜在工业应

* 国家自然科学基金(51075316)和长江学者和创新团队发展计划资助项目。20130105 收到初稿, 20130228 收到修改稿

用价值。因此,开发一种指导颗粒阻尼实施的设计方法是非常必要的,其中最重要的是如何建立颗粒阻尼的分析模型或分析方法。在这方面已经有很多学者做出了重要的工作。PAPALOU 等^[6-7]分别通过等效单颗粒方法建立了颗粒阻尼的近似预估模型,并通过试验验证了模型的有效性。然而他们的模型都是将所有颗粒等效为一个集中质量,而忽略了颗粒之间的相对运动。目前,离散元方法(Discrete element method, DEM)是研究颗粒阻尼的一种主要的数值分析方法。最早由 CUNDALL 等^[8]提出,它是针对每一个粒子建立模型,并实时跟踪粒子的运动。该方法可以得到粒子之间的相互作用力以及摩擦、碰撞等损耗的能量,对于研究颗粒阻尼的耗能机理有着非常重要的学术价值。FOWLER 等^[9-11]利用该方法分别建立了不同的模型,并研究了颗粒阻尼的性能。然而,这种方法建模复杂,计算成本非常高昂,而且很难应用于复杂的颗粒阻尼连续体结构。近年来,作者所在的课题组开发了一种基于多相流理论的颗粒阻尼分析模型^[12],并成功应用于颗粒阻尼单自由度(Single degree of freedom, SDOF)系统的自由振动响应的预估。本文将在前文的研究基础上,与考虑碰撞效应的等效方法相类似,将原有模型中基于 Herz 接触理论的简单干摩擦阻尼模型也统一改进为基于多相流理论的等效黏性阻尼模型。应用该模型对某典型颗粒阻尼连续体结构——颗粒阻尼悬臂梁的振动响应进行了预估,研究了颗粒阻尼器施加的位置对于结构振动响应的影响。

1 模型的建立

颗粒阻尼的耗能机理包括颗粒与腔壁之间的摩擦和碰撞以及颗粒与颗粒之间的摩擦和碰撞。在文献[13]中,BAI 等通过 DEM 仿真指出,虽然颗粒与腔壁之间的相互作用对于能量传递有着较大的作用,但颗粒与腔壁之间的作用所耗散的能量很小。因此,本文从能量耗散的角度出发,只考虑颗粒间的相互作用,而忽略颗粒与腔壁之间的相互作用。

由文献[14]可知,置于振动系统腔中的颗粒(当颗粒密度较大时)可以考虑为低雷诺数的气-固两相流。由前述可知,颗粒之间的相互作用可以分为碰撞和摩擦两方面的效应。下面将分别针对碰撞和摩擦效应而进行等效黏性阻尼的建模。

对于简单的剪切流动,考虑颗粒之间碰撞效应的等效黏度可以表述为^[14]

$$\mu_c = \frac{6}{5}(1+e_p)\sqrt{\frac{\Theta}{\pi}}\alpha_p^2 g_p \rho_p d_p \quad (1)$$

式中, μ_c 为考虑颗粒之间碰撞的等效黏度, e_p 为颗粒的恢复系数, α_p 为填充比(定义为颗粒的体积与填充腔体的总体积之比), ρ_p 为颗粒材料的密度, d_p 为颗粒的直径, Θ 表示与颗粒波动有关的项, $\Theta=\langle\dot{x}^2\rangle/3$, g_p 为径向分布函数。

$$g_p = \frac{1}{1-\alpha_p} + \frac{3\alpha_p}{2(1-\alpha_p)^2} + \frac{\alpha_p^2}{2(1-\alpha_p)^3} \quad (2)$$

在文献[12]中,作者将颗粒之间的摩擦效应简单表述为基于 Herz 接触理论的干摩擦阻尼模型,但通过算例验证表明,其预估效果并不十分理想,还有待提高。本文首次将文献[15]所给出的描述颗粒之间与摩擦有关的等效黏度模型引入到本文的研究中,使得描述颗粒碰撞与摩擦效应的气体-颗粒两相混合流的等效黏性阻尼改进模型具有更完整的统一性,便于后续更深入的研究。

在多相流理论中经常采用土质力学中的理论来描述流体中的应力。对于与摩擦相关的固相应力,存在着好几种表述。JOHNSON 等^[16]给出了一种基于临界状态理论的表述,在这个表述中,当颗粒密度小到一定值时,则固体应力将变为零。但是,这个临界密度是非常难确定的。SCHAEFFER^[15]于 1987 年导出了包含摩擦应力项的线性颗粒流动方程,该方程中的摩擦应力项表述较为简单,即用固定表述的固相压力,结合颗粒的内摩擦角,将颗粒之间与摩擦有关的等效黏性表述为如式(3)所示

$$\mu_f = \frac{p_p \sin \phi}{2\sqrt{I_{2D}}} \quad (3)$$

式中, ϕ 为内摩擦角; I_{2D} 为偏应力的二次不变量; p_p 为固相压力,是运动项和碰撞项的和,其表达式为^[17]

$$p_p = \alpha_p \rho_p \Theta + 2\rho_p(1+e_p)g_p \alpha_p^2 \Theta \quad (4)$$

考虑到摩擦模型与碰撞模型有着同样的表达形式,可以将颗粒间完整的作用以等效黏度的形式表述为

$$\mu_p = \mu_c + \mu_f \quad (5)$$

对于简谐运动, $\langle\dot{x}^2\rangle=|\dot{x}|^2/2$,则式(1)、(3)可表示为

$$\mu_c = K_1 |\dot{x}| \quad (6)$$

$$\mu_f = K_2 |\dot{x}|^2 \quad (7)$$

$$K_1 = \frac{1}{5}\sqrt{\frac{6}{\pi}}(1+e_p)\alpha_p^2 g_p \rho_p d_p \quad (8)$$

$$K_2 = \frac{[\alpha_p \rho_p + 2\rho_p(1+e_p)g_p \alpha_p^2] \sin \phi}{12\sqrt{I_{2D}}} \quad (9)$$

进而气-固混合流的黏度可表示为 $\mu_m = \mu_p + \mu_g$ 。由于 $\mu_p \gg \mu_g$, 所以 $\mu_m \approx \mu_p$, 其中 μ_g 为气体的黏度。则等效黏性阻尼力可表示为^[14]

$$F_d = -\frac{1}{2} \rho_m S C_d |\dot{x}| \dot{x} = -c_{eq} \dot{x} \quad (10)$$

式中, c_{eq} 表示等效黏性阻尼系数; S 表示孔的横截面积; ρ_m 为气-固混合物的等效体积密度, 其可表述为

$$\rho_m = (1 - \alpha_p) \rho_g + \alpha_p \rho_p \quad (11)$$

阻力系数 C_d 的表达式为

$$C_d = \frac{f d \pi^3}{|\dot{x}|} \left(\frac{3}{2} \beta^{-1/2} + \frac{3}{2} \beta^{-1} - \frac{3}{8} \beta^{-3/2} \right) \quad (12)$$

式中, $\beta = \pi d^2 f \rho_m / \mu_m$ 。

通过一些数学运算, 由各影响项所等效的阻尼系数为^[12]

$$c_{eq} = c_1 |\dot{x}|^{1/2} + c_2 |\dot{x}| - c_3 |\dot{x}|^{3/2} + c_{11} |\dot{x}| + c_{21} |\dot{x}|^2 - c_{31} |\dot{x}|^3 \quad (13)$$

$$c_1 = 4\bar{c} \alpha^{1/2} f^{1/2} \quad c_2 = 4\bar{c} \alpha \quad c_3 = \bar{c} \alpha^{3/2} f^{-1/2} \quad (14)$$

$$c_{11} = 4\bar{c} \alpha_1^{1/2} f^{1/2} \quad c_{21} = 4\bar{c} \alpha_1 \quad c_{31} = \bar{c} \alpha_1^{3/2} f^{-1/2} \quad (15)$$

$$\bar{c} = (3/16) \pi^3 d^2 h \rho_m \quad \alpha = K_1 / K_3 \quad (16)$$

$$\alpha_1 = K_2 / K_3 \quad K_3 = \pi d^2 \rho_m \quad (17)$$

式(13)即为同时考虑了颗粒之间的碰撞和摩擦效应的等效黏性阻尼改进模型, 与原有模型^[12]不同的是, 颗粒之间的碰撞与摩擦效应均统一表述为等效黏度的形式。可以看出颗粒阻尼是一种典型的依赖于振幅的高度非线性阻尼。

2 模型验证

本文首先通过两个算例来验证所开发改进模型的有效性。算例 1 为颗粒阻尼悬臂梁(等效 SDOF 系统)的瞬态响应, 所用参数与前期工作文献^[12]保持一致。利用文献^[12]以及本文的改进模型计算的颗粒质量填充比(实际填充颗粒质量与最大可填充质量之比)为 50% 时系统的瞬态速度响应如图 1 所示。

从图 1 中可以看出, 文献^[12]原有模型和本文改进模型在初始振动阶段结果基本一致, 但随着时间的推移, 原有模型计算结果会很快地衰减至零, 而改进模型计算结果则衰减得较缓, 并且会出现较长时间的振荡, 与试验结果的吻合程度明显好于原有模型。

图 1 等效 SDOF 系统的瞬态速度响应 ($\alpha_{mp}=50\%$)

算例 2 为颗粒阻尼 SDOF 系统的稳态响应, 所用参数与文献^[18]保持一致。计算了激励幅值 $a=0.1$ mm 时的系统稳态响应, 并与原文献的计算结果进行了对比, 对比结果如图 2 所示。

图 2 颗粒阻尼 SDOF 系统的稳态响应 ($a=0.1$ mm)

从计算结果可以看出, 文献^[12]的原有模型和本文的改进模型均体现出了显著的阻尼效果。改进模型相比于原有模型与 DEM 的预估结果具有更好的一致性。

通过以上两个算例的分析和对比, 可以看出本文所建立的气体-颗粒两相混合流的等效黏性阻尼改进模型具有良好的颗粒阻尼系统响应的预估效果。不论是自由振动还是强迫振动, 其预估结果均与试验结果或数值仿真(DEM)结果吻合得较好, 说

明它是一种简单、快速、有效的预估颗粒阻尼系统振动响应的模型。

3 颗粒阻尼悬臂梁强迫振动响应预估

虽然颗粒阻尼的研究已历经 20 余年,但由于它有着非常复杂的耗能机理和非线性阻尼特性,因此迄今为止,人们对它的研究还只是停留在简单的颗粒阻尼结构(如单自由度(SDOF)系统)上,尚未发现关于颗粒阻尼连续体结构的响应预估,DEM 方法由于计算成本高,也很少有文献问津。

本节将利用前面提出的气体-颗粒两相混合流的等效黏性阻尼改进模型,结合有限元法,首次尝试对颗粒阻尼连续体结构进行振动分析和预估。这里,选择了相对简单的连续体结构——颗粒阻尼悬臂梁(图 3)进行研究。

图3 颗粒阻尼悬臂梁结构示意图

应用有限元法,将悬臂梁离散为多自由度系统来计算在其不同位置施加颗粒阻尼器后系统的强迫振动响应。颗粒阻尼的特性由本文改进模型来模拟。计算时,将颗粒阻尼器等效为一个集中质量和一个集中力施加于梁上某一点。集中质量为颗粒与空腔的质量和,集中力表达式为 $f = -c_{eq}\dot{x}$,其中 c_{eq} 表示等效黏性阻尼系数(见式(13)), $\dot{x}$ 表示颗粒阻尼器施加位置处梁的速度。建立系统有限单元集合的运动方程为

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f + F \quad (18)$$

式中, m 为系统的质量矩阵, k 为系统的刚度矩阵, c 为系统固有阻尼矩阵, f 为阻尼器的等效力矢量, F 为系统所施加的外力矢量。

式(18)的求解涉及非线性矩阵方程求解,本文采用 Newmark- β 方法,将每一步求得的等效力代入矩阵方程中,进行逐步迭代求解,时间步长取为 10^{-5} s。上述工作借助于 Matlab 语言完成编程计算。

如图 3 所示,颗粒阻尼器分别施加于悬臂梁一阶振型峰值(自由端)处(A 点)、二阶振型节点处(B 点)

以及二阶振型峰值处(C 点)。简谐激励力 $F(t)=F_0 \sin \omega t$ 作用于梁的自由端。为了简单起见,仅考虑梁的前两阶共振峰处的阻尼耗能效果以及相应的振动响应预估,为此分别取前两阶共振频率附近的频带进行激励,频率间隔均为 0.5 Hz,振动响应的评价指标为 A 点处的位移幅值的方均根值。

梁以及颗粒的主要参数如下:梁长 100 mm,宽 38.1 mm,高 3.81 mm,密度为 1987 kg/m^3 ,弹性模量为 57 GPa。阻尼器未填充颗粒时质量为 79.91 g。颗粒材料为钨,其密度为 17000 kg/m^3 ,颗粒直径范围为 1~1.4 mm。颗粒的恢复系数为 0.6。另外,空气的运动黏度和密度分别为 $1.51 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ 和 1.21 kg/m^3 。激励力幅值 $F_0=5 \text{ N}$ 。

图 4 为填充比为 15%的情况下不考虑颗粒的阻尼效应(此时的颗粒仅具有质量)时,阻尼器位于自由端的情况下悬臂梁自由端处的稳态响应对比,其中直线为划分 100 个单元时 ANSYS 的计算结果,而带点线为划分 10 个单元时本文自编的有限元(Matlab 编程)的计算结果。从中可以看出,对于前两阶计算来说,划分 10 个单元即具有很高的精度。因此在后续计算中,梁的单元数均采用 10 个单元。

(a) 一阶激励 ($\alpha_{mp}=15\%$)

(b) 二阶激励 ($\alpha_{mp}=15\%$)

图4 颗粒阻尼悬臂梁自由端处的稳态响应对比(阻尼器位于自由端)

图 5~7 分别为颗粒阻尼器分别置于三种不同

位置处悬臂梁自由端的稳态响应。

(a) 一阶激励 ($\alpha_{mp}=15\%$)

(b) 二阶激励 ($\alpha_{mp}=15\%$)

(c) 一阶激励 ($\alpha_{mp}=30\%$)

(d) 二阶激励 ($\alpha_{mp}=30\%$)

(e) 一阶激励 ($\alpha_{mp}=40\%$)

(f) 二阶激励 ($\alpha_{mp}=40\%$)

(g) 一阶激励 ($\alpha_{mp}=50\%$)

(h) 二阶激励 ($\alpha_{mp}=50\%$)

图 5 颗粒阻尼悬臂梁自由端处的稳态响应(阻尼器位于自由端)

图 6 颗粒阻尼悬臂梁自由端处的稳态响应(阻尼器位于二阶振型节点处)

图 7 颗粒阻尼悬臂梁自由端处的稳态响应(阻尼器位于二阶振型峰值处)

从图 5~7 可以得出以下几点。

(1) 当阻尼器位于悬臂梁自由端处(A 点)时, 一

阶激励时的颗粒阻尼的减振效果明显好于二阶激励情形, 这是由于一阶激励时 A 点处的振动幅值明显

高于二阶激励的情形,这说明将阻尼器置于振动幅值大的部位,其耗能效果越好。而且随着填充比的增加,上述耗能效果越显著。

(2) 当阻尼器位于悬臂梁二阶振型的节点(B 点)处时,由于一阶激励时 B 点处仍具有较高的振动幅值,因此随着填充比的增加,颗粒阻尼的减振效果愈发显著。而当二阶激励时,由于 B 点处的振动幅值为 0,因此颗粒阻尼器没有任何减振效果,此时系统的响应与不加阻尼器完全一致,颗粒阻尼器只是相当于一个质量块,不起任何减振作用。

(3) 当阻尼器位于悬臂梁二阶振型峰值点(C 点)处时,由于一阶激励时 C 点处的振动响应幅值略高于二阶激励时的情形,因此一阶激励时颗粒阻尼的减振效果稍好于二阶激励情形。随着填充比的增加,颗粒阻尼的耗能效果也逐渐变好,但增加的幅度已不明显,同时一、二阶激励情况下颗粒阻尼耗能效果之间的差异也变得非常微小。

4 结 论

(1) 在前期工作的基础上,本文提出了一种改进的基于气体-颗粒两相流理论的颗粒阻尼模型,该模型将颗粒阻尼表述为等效黏性阻尼的形式。通过两个算例证明该模型是一种简单、快速、有效的预估颗粒阻尼的方法。

(2) 利用改进的颗粒阻尼模型,本文首次研究了颗粒阻尼悬臂梁的强迫振动响应。从预估结果的趋势可以看出本模型对于颗粒阻尼悬臂梁的分析是符合实际情况的。另外,通过对颗粒阻尼悬臂梁的前两阶共振峰值处的振动响应预估,可以看出颗粒阻尼是一种高度依赖于振动幅值的非线性阻尼。

(3) 通过对颗粒阻尼单自由度系统以及悬臂梁的振动分析可知,本文所开发的模型是合理的、有效的,可以进一步地推广应用于更加复杂的颗粒阻尼结构(板、壳)的振动分析中。

参 考 文 献

- [1] POPPLEWELL N, SEMERGICIL S E. Performance of the bean bag impact damper for a sinusoidal external force[J]. J. Sound Vib., 1989, 133: 193-223.
- [2] PANOSSIAN H V. Structural damping enhancement via non-obstructive particle damping technique[J]. ASME J. Vibr. Acoust., 1992, 114: 101-105.
- [3] SIMONIAN S S. Particle beam damper[C]// Proceedings of the SPIE Smart Structures and Materials: Passive

- Damping, February 26, 1995, San Diego, California. SPIE, 1995, 2445: 149-160.
- [4] YOKOMICHI I, ARAKI Y, JINNOUCHI Y. Impact dampers with granular materials for multibody system[J]. ASME J. Pressure Vessel Technol., 1996, 118: 95-103.
- [5] HOLLKAMP J J, GORDAN R W. Experiments with particle damping[C]// Proceedings of the SPIE Smart Structures and Materials: Passive Damping and Isolation, Mar. 2-3, 1998, San Diego, California. SPIE, 1998, 3327: 2-12.
- [6] PAPALOU A, MASRI S F. Performance of particle dampers under random excitation[J]. ASME J. Vibr. Acoust., 1996, 118: 614-621.
- [7] FRIEND R D, KINRA V K. Particle impact damping[J]. J. Sound Vib., 2000, 233: 93-118.
- [8] CUNDALL P, STRACK O. A distinct element model for granular assemblies[J]. Geotechnique, 1979, 29: 47-65.
- [9] FOWLER B L, FLINT E M, OLSON S E. Effectiveness and predictability of particle damping[C]// Proceedings of the SPIE Smart Structures and Materials: Damping and Isolation, Mar. 5-9, 2000, Newport Beach, California. SPIE, 2000, 3989: 356-367.
- [10] CHEN T N, MAO K M, HUANG X Q. Dissipation mechanisms of non-obstructive particle damping using discrete element method[C]// Proceedings of the SPIE Smart Structures and Materials: Damping and Isolation, Mar. 5-8, 2001, Newport Beach, California. SPIE, 2001, 4331: 294-301.
- [11] SALUENA C, ESIPOV S E, ROSENKRANZ D. On modeling of arrays of passive granular dampers[C]// Proceedings of the SPIE Smart Structures and Materials: Passive Damping and Isolation, Mar. 1-4, 1999, Newport Beach, California. SPIE, 1999, 3672: 32-42.
- [12] WU C J, LIAO W H, WANG M Y. Modeling of granular particle damping using multiphase flow theory of gas particle[J]. ASME J. Vibr. Acoust., 2004, 126: 196-201.
- [13] BAI X M, KEER L M, WANG Q J. Investigation of particle damping mechanism via particle dynamics simulation[J]. Granular Matter, 2009, 11: 417-429.
- [14] FAN L S, ZHU C. Principles of gas-solid flows[M]. Cambridge: Cambridge University Press, 1998.
- [15] SCHAEFFER D G. Instability in the evolution equations describing incompressible granular flow[J]. Journal of Differential Equations, 1987, 66(1): 19-50.
- [16] JOHNSON P C, JACKSON R. Frictional-collisional constitutive relations for granular materials with

application to plane shearing[J]. J. Fluid Mech., 1987, 176: 67-93.

- [17] LUN C K K, SAVAGE S B, JEFFREY D J. Kinetic theories for granular flow: Inelastic particles in couette flow and slightly inelastic particles in a general flow field [J]. Journal of Fluid Mechanics, 1984, 140: 223-256.

- [18] FANG X, TANG J. Granular damping in forced vibration: Qualitative and qualitative analyses[J]. ASME J. Vibr. Acoust., 2006, 128: 489-500.

作者简介: 吴成军(通信作者), 男, 1968 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为机械结构声振分析与控制、流固声振耦合预估理论及方法、新型阻尼技术的开发与应用、计算流体动力学 CFD 与计算声学 CAA 的数值模拟与结构改进设计。

E-mail: cjwu@mail.xjtu.edu.cn

杨瑞超, 男, 1989 年出生。主要研究方向为颗粒阻尼建模与应用。

E-mail: yangruichao08@163.com

王东强, 男, 1984 年出生, 博士研究生。主要研究方向为弹性体-子结构耦合系统的流固声振耦合理论。

E-mail: 445wdq@163.com

第 2 届上银优秀机械博士论文奖——佳作奖

基于约束特性的柔性精密运动模块参数化设计

作者: 赵宏哲

毕业学校: 北京航空航天大学

指导教师: 毕树生

通过材料变形而产生位移的柔性机构, 由于无间隙、免摩擦及磨损的特性, 成为机械领域高精度性能的翘楚, 从而对精密工程产生了深远的影响。而随着应用的发展, 大行程柔性定位系统的需求日益迫切, 使得现有柔性机构的设计方法面临严峻的挑战。因此, 应用的深化呼唤理论的再突破和设计方法的再创新。

目前柔性机构的设计和分析理论大多借鉴了刚性机构的研究成果, 由此沿用刚性的理想化约束假设, 是桎梏其广泛应用的根源所在。基于此, 从约束的角度出发, 通过对约束特性的分析和评估, 来设计柔性铰链; 利用约束之间的耦合与抑制机理, 来组合柔性精密机构。以期实现柔性机构性能的改善, 并揭示若干具有特殊应用背景的属性, 同时, 完善和补充现有的设计方法。

(1) 建立非等值厚度广义簧片的模型, 并结合已有的模型, 对簧片柔性单元的刚度约束和位移约束进行分析。

(2) 基于簧片的位移约束假设, 在一般性载荷情况下, 提出广义交叉簧片柔性铰链的运动静力学模型。基于此模型, 分别分析几何参数、垂直力载荷对柔性铰链刚度、应力及精度特性的影响。揭示出等值刚度特性; 评估失稳特性, 簧片上的应力分布特性及加工误差对性能的影响特性。通过研究两根簧片位移约束之间的抑制作用, 设计出一种高精度的转动柔性铰链。

(3) 分析两种强约束作用下广义交叉簧片柔性铰链的特性。对可一体化加工构型所导致的非线性特性, 分别分析位移和载荷引起的转动刚化效应和软化效应, 评估各种因素对轴漂的影响; 对非对称构型, 通过探索非等长簧片位移约束的相互抑制和耦合机理, 评估铰链特性的变化规律。

(4) 基于约束, 组合转动型复合柔性铰链。为采用模块化设计理念, 提出一种约束等效模型, 藉此可较为方便地对复合柔性铰链进行建模。由此分析几种特殊转动型复合柔性铰链的特性, 比较结果表明其在性能方面的显著优势。

(5) 基于误差补偿原理, 通过转动柔性铰链综合得到 6 种柔性平行四杆直线运动机构的构型, 并对各种构型的几何参数, 给出误差补偿的条件。进而评估 6 种构型的运动范围和可加工性; 作为改进措施, 初步探索转动型复合柔性铰链在柔性直线运动机构组合中的应用。在推广约束等效模型的基础上, 建立这类高精度直线移动机构的运动模型, 来实现其性能的准确预测。研究这种串、并联组合方式的载荷分配机理。