

Design of Flexible Unit of Adjustable Stiffness Actuator and System Stiffness Identification

Fanghua Mei

Avic Manufacturing Technology Institute, Beijing, 100024, China

Abstract

The output stiffness linearity of the adjustable stiffness actuator contradicts its stiffness adjustment range, and it is difficult for the traditional actuator to achieve a compatible design. In this paper, based on the online reconstruction of the stiffness adjustment mechanism configuration of the guide rod mechanism, the transmission ratio characteristics of the deformation of the flexible unit and the deformation of the actuator are changed. Each stiffness mode has high linear stiffness, which can expand the application range of the actuator and improve its applicability. At the same time, this paper models and analyzes the influence of the rigidity of the transmission structure on the output rigidity of the actuator. The model parameters are identified in the low-stiffness mode, and the model parameters are effectively verified in the high-stiffness mode. Provide guidance for structural optimization design

Keywords

Adjustable stiffness actuator; Reconfigurable; Large-scale deformable flexible unit; Transmission structure stiffness identification; high linearity

可调刚度致动器柔性单元设计及系统刚度辨识*

梅方华

中国航空制造技术研究院, 中国 · 北京 100024

摘要

可调刚度致动器的输出刚度线性度与其刚度调节范围相矛盾, 传统的致动器难以实现兼容性设计。本文通过基于导杆机构刚度调节机构构型的在线重构, 改变柔性单元变形与致动器变形的传动比特性, 致动器具有高刚度和低刚度两种工作模式, 且致动器在两个刚度模式下均具有较高的线性刚度, 可拓展致动器的应用范围, 提高其适用性。同时, 本文针对传动结构刚度对致动器输出刚度的影响进行了建模与分析, 在低刚度模式下进行模型参数辨识, 并在高刚度模式下得到了有效的验证, 可为致动器的结构优化设计提供指导。

关键词

可调刚度致动器; 可重构; 大比例变形柔性单元; 传动结构刚度辨识; 高线性度

1 引言

对于高动态任务需求, 如腿式机器人, 要求致动器的刚度调节范围大, 调节速度快。传统的机械式刚度调节方式主要包括变阻抗^[1]、变结构式^{[2][3]}、单弹簧预载荷、拮抗弹簧预载荷^{[4][5]}、变传动比^{[6][7]}五大类。上述刚度调节方式中, 以变传动比式 VSA 刚度调节范围最大、调节方式更为灵活^[8], 其刚度调节范围可达 0~ 完全刚性。但依然无法解决致动器设计的核心矛盾: 输出刚度精度、刚度调节范围、致动器结构尺寸之间的矛盾。

目前可重构致动器存在的主要问题为: 1) 需要离线重构, 限制了致动器的适用范围; 2) 致动器重构后, 刚度调

节机构发生重大变化, 关键部件对输出刚度的影响及输出刚度的非线性缺乏研究。

本文提出一种新型可调刚度致动器, 通过导杆机构的在线重构, 使得致动器具有高刚度和低刚度两种工作模式。在此基础上, 建立了传动结构刚度对输出刚度影响的解析模型, 在低刚度模式进行解析模型参数辨识, 并在高刚度模式下对所辨识的柔性单元刚度、传动结构刚度的有效性进行试验验证。在整个辨识及测试过程中, 通过对致动器输出刚度的非线性分析, 确保参数辨识及试验验证处于致动器高线性变形工作空间内。

2 致动器刚度调节机构可重构设计

2.1 基于导杆机构的可重构刚度调节机构原理

本文提出一种基于可重构导杆机构的刚度调节机构, 可实现两种刚度调节模式的在线切换: 高刚度模式与低刚度模式。

【作者简介】梅方华 (1988-), 男, 中国湖北武穴人, 博士, 从事机器人应用研究。

重构导杆机构主要由可调输入虚拟连杆 OP 、滑块、导轨 DP 、柔性单元、输出连杆 OD 组成, O 为关节转动中心, D 为 DP 与 OP 之间的转动副, 且为柔性单元的安装位置。通过调节输入连杆 OP 的长度, 调节弹簧变形角度 α 与致动器变形角度 θ 之间的传动比, 实现刚度调节; 通过调节驱动滚子 P 在导杆机构中的位置 (O 点下方, 低刚度模式; O 点上方, 高刚度模式), 导杆机构构型发生重构, 实现传动比特性及刚度调节模式重构。

2.2 基于导杆机构的刚度调节特性分析

双电机驱动力依次通过驱动滚子 P 、滑块、导轨 DP 、柔性单元传递至输出端 OD 。为便于两种构型的统一表达, 赋予虚拟连杆 OP 长度值符号, 表达式如下:

$$a = OP * \text{sign}(OD - OP) \quad (1)$$

致动器输出刚度严格表达式可以表达为:

$$K = k \frac{1 - \alpha \cot \alpha \tan^2 \beta + \text{sign}(DP - OD) \alpha \tan \beta}{[\tan \beta \cot \alpha + \text{sign}(DP - OD)]^2} \quad (2)$$

考虑到实际的致动器尺寸限制, 以 $OD=0.04\text{m}$, OP 调节范围为 $[0.008\text{m}, 0.05\text{m}]$ 。

如图 2 所示, 当 $DP > OD$ 时, 导杆机构为摆动导杆机构, 致动器的输出刚度范围受限, 最大输出刚度小于柔性单元本体刚度, 但其优点为致动器变形角度 θ 始终大于弹簧变形角度 α , 可在较大刚度调节行程内实现高精度刚度调节; 当 $DP < OD$, 导杆机构为转动导杆机构, 传动比范围为 $0 \sim \infty$, 相应的刚度调节范围为 $0 \sim \infty$, 可实现大范围刚度快速调节, 其输出刚度不再受限于柔性单元本体刚度, 但其缺点为刚度调节精度及变形能力有限, 输出刚度非线性强。因此, 可通过导杆机构的在线重构, 使得致动器兼具两种刚度调节模式下的优点, 提升致动器性能。

2.3 刚度调节机构输出刚度非线性分析

在 1.2 节中, 为直观的分析刚度调节机构输出刚度特性, 对输出刚度进行了简化分析, 其严格的简化条件为致动器变形为零。实际上, 随着致动器变形角度 θ 增大, 其输出刚度发生变化。而可调刚度致动器的优势在于其将输出力矩控制转化为关节变形控制, 致动器高精度力矩输出高度依赖于其输出刚度的线性度。本节通过致动器的输出刚度线性度分析, 计算不同刚度条件下满足输出刚度精度要求的最大致动器变形角度 θ , 可为系统刚度辨识及致动器高线性度刚度输出能力分析提供理论依据。

刚度调节机构的非线性由柔性单元本体刚度 k 的非线性、变形角度 α 与致动器变形角度 θ 之间的三角函数关系非线性引起, OP 与 OD 的差值越小, 刚度非线性越弱, 致动器变形角度 θ 越大, 非线性越强。当致动器处于高刚度工作区间时, 其刚度线性度特性与低刚度工作区间相类似。所不同的是, 在 OP 接近于 OD 时, 致动器变形能力极小, 关节变形与柔性弹簧变形之间的非线性不再是刚度非线性的主要因素, 致动器输出刚度对 DP 值的变化比较敏感, 由关节

变形引起的 DP 值变化使得输出刚度急剧变化, 成为柔性关节输出刚度线性度的主要因素。

柔性单元本体刚度的非线性可通过设置合理的柔性单元结构参数解决, 使得柔性单元的最大应力不超过其材料极限比例变形应力。而三角函数关系引起的非线性, 可通过限制致动器变形角度解决。从工程应用的角度, 根据需要选用合适的刚度线性度, 如输出刚度线性度设置为 $[0.95, 1.05]$, 即致动器输出刚度满足如下关系:

$$\begin{cases} |K(\theta) - \tilde{K}| \leq \tilde{K} * 0.05 \\ \alpha(\theta) \leq \alpha_p \end{cases} \quad (3)$$

式中, \tilde{K} 为 $\theta=0$ 时致动器输出刚度, $K(\theta)$ 为致动器变形角度为 θ 时的输出刚度, α_p 为柔性单元极限比例变形角度。以 α_p 值为 0.22rad 为例, 根据公式计算致动器满足刚度线性度的最大变形能力。 θ 表示柔性单元 α_p 约束下的最大变形, θ_{non} 表示线性刚度约束下的最大变形。在低刚度工作区间, $OP \in [-0.05\text{m} - 0.03\text{m}]$ 时, 致动器的变形能力未因输出刚度线性度约束而衰减, 其最大值取决于柔性单元极限比例变形能力 α_p ; 当 $OP \in [-0.03\text{m} - 0.008\text{m}]$ 时, 致动器的变形能力因输出刚度线性度约束而快速衰减。在高刚度工作区间, 致动器线性变形能力显著下降。该结论在现阶段最重要的作用为: 确定系统刚度辨识环节中 OP 取值范围及致动器加载的最大高线性变形角度 θ_{non} , 以保证刚度辨识精度; 利用 OP 值较小时, 致动器输出刚度快速衰减的特点, 进行导杆机构重构。

2.4 刚度调节机构重构过程分析

在低刚度范围内, 输入连杆 OP 值较小, 致动器在较小的外力作用下, 导杆机构构型发生重构。图 4 展示了 θ 从 0 增大至 2π , 致动器从低刚度工作区间切换至高刚度区间、复而从高刚度区间切换至低刚度区间的柔性关节整个变形过程。在此过程中, 要求柔性弹簧的最大变形不超过其材料弹性变形极值 α_p , 即满足 $\alpha(\theta) < [\alpha_p]$ 。 OP 值越小, 重构过程中的 α 最大值越小, 所需的重构驱动力矩越小。

3 传动系统刚度影响分析及刚度辨识

3.1 传动机构刚度影响分析

电机驱动力通过谐波减速器、齿轮副、拮抗转子凸轮组、滑块、导轨导杆、柔性单元传递至输出端。其中, 导杆与输出端通过轴承形成转动副, 柔性单元安装在转动副 D 上。理论上, 传动系统中任何一个环节, 都对输出端的刚度产生影响。其中, 谐波减速器、齿轮副、拮抗转子凸轮组对输出端刚度的影响为恒定值, 因自身刚度较高, 可以忽略不计。尽管滑块及转动副 D 的自身刚度相对致动器的输出刚度来说亦非常高, 但因其位置特殊, 处于与导轨关联的部件上, 经传动系统放大后, 其对输出端的刚度不可忽略。因此, 需要重点分析滑块刚度 K_{slider} 及转动副轴承刚度 K_{bear} 对输出端刚度的影响, 如图所示, 具体定量分析如下。

考虑到传动系统刚度的影响, 致动器输出刚度 K 满足

如下公式:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{k_{slider}OP^2} + \frac{1}{k_{bear}hOP^2/(\sqrt{DP^2+h^2})} + \frac{1}{kOP^2/DP^2} \quad (4)$$

根据公式(4)可知,输出刚度为滑块、轴承、柔性单元在致动器输出端的等效刚度串联,滑块及轴承刚度对输出端的影响与输入连杆长度OP及致动器刚度模式值决定。当滑块及轴承为完全刚性时,致动器的输出刚度由柔性单元刚度k决定。

3.2 系统刚度试验辨识

令 $A = [\frac{1}{k_s}, \frac{1}{k_{bear}}, \frac{1}{k}]^T$, $x = [\frac{1}{OP^2}, \frac{\sqrt{DP^2+h^2}}{OP^2h}, \frac{DP^2}{OP^2}]$, $y = \frac{1}{K}$, 则公式(4)可以表达为:

$$xA = y \quad (5)$$

OP取不同的值,可获得关于OP值的向量组 $X=[x_1, x_2, \dots, x_n]^T$, 以及与之对应的致动器输出刚度向量组 $Y=[y_1, y_2, \dots, y_n]^T$, 则系统刚度辨识方程为:

$$A = (X^T X)^{-1} X^T Y \quad (6)$$

根据公式(2),刚度调节机构输出刚度非线性分析结论可知,当 $OP \in [-0.05m, -0.03m]$ 时,致动器变形角度加载至最大值,其输出刚度变化率不超过5%。在此区间内进行刚度辨识,可保证致动器具有较高的线性输出刚度和较大的变形能力,便于加载测试。

输出刚度测试平台如所示。扭矩传感器一端与机架固定,另一端与致动器输出端固定,将致动器调节至低刚度区域。利用双电机结构驱动刚度调节机构,调节OP值至-50mm后,保持OP值不变,按照步进值为0.001rad对致动器变形角度进行加载,至致动器相应刚度下的变形最大值,记录致动器变形与输出力矩之间的关系。依次增大OP值,步进值为2mm,重复上述实验。

对低刚度模式下的力变形进行数据拟合,拟合结果如下表所示。

表1 低刚度工作模式输出刚度测试结果

OP(mm)	-50	-48	-46	-44	-42	-40
K(Nm/rad)	24.73	23.61	23.38	22.58	21.14	19.71
OP(mm)	-38	-36	-34	-32	-30	
K(Nm/rad)	19.59	18.42	17.24	16.12	15.55	

根据表1计算公式(6)中的向量X和Y,进行系统刚度辨识,辨识计算结果如下:

表2 致动器传动结构刚度辨识结果

滑块刚度 k_{slider}	转动副刚度 k_{bear}	柔性单元刚度 k
2.1×10^7 N/m	6.43×10^6 N/m	86.97Nm/rad

将辨识结果代入公式(4)进行反算表1中OP值对应的致动器输出刚度表1低刚度工作模式输出刚度测试结果,将拟合数据与实测刚度数据进行对比。

3.3 系统刚度辨识结果验证及分析

将致动器切换至高刚度工作模式,OP取值范围为

[0.012,0.022],测试致动器的力变形关系。

利用测试结果的数据计算不同OP值时的致动器实测输出刚度,计算高刚度区所拟合的输出刚度。

通过高刚度区间的刚度测试,有效地验证了系统刚度辨识的正确性。柔性单元设计刚度为92.53Nm/rad,实际辨识结果为86.97Nm/rad,误差率为6%,柔性单元的理论设计公式可为致动器柔性单元的设计提供理论支撑。

4 结论

本文所设计的大线性变形柔性扭转簧片,在保证承载能力的前提下,有效地实现了柔性单元变形能力的线性放大,可满足致动器刚度工作模式在线切换的大角度变形要求,致动器输出刚度线性度较高。同时,建立了传动结构刚度对致动器输出刚度的影响模型,通过低刚度的系统刚度辨识,辨识出传动结构刚度,并通过高刚度工作模式的输出刚度得到了验证,结果表明,尽管传动结构自身刚度较高,但其影响不可忽略,其导致高刚度模式致动器的输出刚度发生大幅度衰减。该结论可为后续高线性度输出刚度致动器的优化设计提供理论指导。

参考文献

- [1] Song Z, Lan S, Dai J S. A new mechanical design method of compliant actuators with non-linear stiffness with predefined deflection-torque profiles[J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 133: 164-178.
- [2] Xu Y, Guo K, Li J, et al. A Novel Rotational Actuator With Variable Stiffness Using S-shaped Springs[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2020.
- [3] Wu J, Wang Z, Chen W, et al. Design and Validation of a Novel Leaf Spring Based Variable Stiffness Joint with Reconfigurability[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2020, PP(99):1-1.
- [4] Liu Y, Liu X, Yuan Z, et al. Design and analysis of spring parallel variable stiffness actuator based on antagonistic principle[J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 140: 44-58.
- [5] Mengacci R, Garabini M, Grioli G, et al. Overcoming the Torque/Stiffness Range Tradeoff in Antagonistic Variable Stiffness Actuators[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2021, PP(99):1-1.
- [6] Ning Y, Liu Y, Xi F, et al. Human-Robot Interaction Control for Robot Driven by Variable Stiffness Actuator with Force Self-Sensing[J]. IEEE Access, 2020.
- [7] Shao Y, Zhang W, Ding X. Configuration synthesis of variable stiffness mechanisms based on guide-bar mechanisms with length-adjustable links[J]. Mechanism and Machine Theory, 2021, 156: 104153.
- [8] 毕树生,刘畅,周晓东,等.可调刚度致动器结构研究综述[J].机械工程学报,2018,54(13):34-46.