

文章编号: 1000-8055(2023)11-2561-13

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20210375

冗余驱动变后掠机翼驱动机构优化设计与分析

田应仲¹, 姜汉斌¹, 李 龙¹, 王文斌²

(1. 上海大学 机电工程与自动化学院, 上海 200444;
2. 深圳职业技术学院 机电工程学院, 广东 深圳 518055)

摘 要: 为满足对宽速域变后掠飞行器的迫切需求, 设计了一种适用于分布式驱动的局部旋转变后掠机翼的过约束冗余驱动机构。以传动性能为指标对单元驱动机构进行尺度初步设计, 后结合 SQP(sequence quadratic program)算法以机构变形全过程的能量转化率为优化目标对机构尺度进行了优化, 优化后的驱动机构在恒定作用力下的输出功提高了 44.3%, 能量转化率提高了 37.5%, 驱动距离缩短了 9.7%。为解决多个驱动支链驱动力如何分配的问题, 将分析超静定结构内力的力法与传统机构受力分析方法结合提出一种准静态驱动力的求解方法, 对一定负载及构件材料条件下的四翼梁模型进行了驱动力计算并基于 ADAMS (automatic dynamic analysis of mechanical system) 在相同负载及构件材料条件下做了动力学仿真实验验证驱动力分配模型的精确度, 误差分析显示该模型对于准静态驱动过程驱动力计算误差小于 5.5%。最后综合仿真结果及驱动机构的质量对驱动链数目进行优化, 确定了最佳驱动链数目为 3 个。

关 键 词: 变后掠机翼; 驱动机构尺度优化设计; 准静态驱动力分析; ADAMS 动力学仿真; 驱动链数目优化
中图分类号: V224 **文献标志码:** A

Optimization design and analysis of driving mechanism of redundant drive variable sweep wing

TIAN Yingzhong¹, JIANG Hanbin¹, LI Long¹, WANG Wenbin²

(1. School of Mechatronic Engineering and Automation,
Shanghai University, Shanghai 200444, China;
2. School of Mechanical and Electrical Engineering,
Shenzhen Polytechnic University, Shenzhen Guangdong 518055, China)

Abstract: In order to meet the urgent demand of variable sweep aircraft in wide speed range, a kind of driving mechanism suitable for distributed driving of locally rotating variable sweep wing was designed. Taking the transmission performance as the index, the dimension of the unit driving mechanism was preliminarily designed, and then the SQP (sequence quadratic program) algorithm was combined to optimize the dimension of the mechanism with the energy conversion rate of the whole process of mechanism deformation as the optimization objective. The output work of the optimized driving mechanism under constant force was increased by 44.3%, the energy conversion rate was increased by 37.5%, and the driving distance was shortened by 9.7%. To solve the problem of how to distribute the driving force of multiple driving chains, a quasi-static driving force solution method was proposed by combining the force method of analyzing the internal force of statically indeterminate structure with the traditional force analysis method of mechanism. The driving force of the four wing beam models under certain load and component material conditions was calculated, and the dynamic simulation experiment was carried out based on ADAMS (automatic dynamic analysis of mechanical system) to verify the

收稿日期: 2021-07-15

作者简介: 田应仲(1973—), 男, 教授, 博士, 主要从事移动机器人、仿生机器人及宽速域变体机翼关键技术的研究。

通信作者: 王文斌(1976—), 男, 副教授, 博士, 主要从事软体机器人及工业机器人关键技术的研究及应用。E-mail: wangwenbin@szpt.edu.cn

引用格式: 田应仲, 姜汉斌, 李龙, 等. 冗余驱动变后掠机翼驱动机构优化设计与分析[J]. 航空动力学报, 2023, 38(11): 2561-2573. TIAN Yingzhong, JIANG Hanbin, LI Long, et al. Optimization design and analysis of driving mechanism of redundant drive variable sweep wing[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(11): 2561-2573.

accuracy of the driving force distribution model. The error analysis showed that the calculation error of the quasi-static driving force of the model was less than 5.5%. Finally, based on the simulation results and the weight of the driving mechanism, the number of driving chains was optimized, and the optimal number of driving chains was determined to be 3.

Keywords: variable swept wing; the dimension optimization design of driving mechanism;
quasi static driving force analysis; dynamic simulation based on ADAMS;
optimization of drive chain number

近年来新型变体飞行器成为空天技术创新领域的研究热点,研制出在不同的飞行条件下高性能地执行多目标飞行任务的变体飞行器是国内外共同追求的目标^[1]。当前对飞行器的研究主要集中在于可变形机翼,其变体形式主要包括变展长^[2-3]、变弦长^[4-5]、变弯度^[6-7]、扭转^[8]、折叠^[9-10]、变厚度^[11-12]及变后掠^[13]等。变后掠机翼属于大尺度变形的范畴^[13],因其可以很好地解决飞机高速和低速性能对于飞机气动外形的矛盾而一直备受关注,是飞机发展的一个重要方向^[14]。该变形方式可以较大程度地改变机翼的气动特性使得机翼能够在短距起飞、亚声速巡航及超声速飞行状态下均保持较好的飞行效率。

从驱动机构的驱动形式将变后掠机翼进行分类可分为液压驱动、电动机驱动以及智能材料驱动的可变后掠翼。传统的F-14、F-111战斗机等大多为集中式的液压驱动改变机翼的后掠角,美国新一代航空技术公司的MFX-1战斗机就是以平行四边形机构为可变形机构的,通过分布式的液压驱动器带动平行四边形机构产生剪切变形进而改变机翼的后掠角^[15],针对其驱动机构的基本构型,Joo等对单个单元变形机构中的驱动器进行了数值方面的优化^[16]。Terrence Johnson等使用遗传算法和基于梯度优化的两个阶段的优化方法多单元变形机构中驱动器的布置问题以及蒙皮的刚度问题进行了优化^[17]。但基于此种变形方式的变后掠机翼普遍存在应力集中严重,维护成本高,质量过大等问题,已逐渐退出历史的舞台。使用电动机驱动的驱动机构具有质量较轻,控制精度高等优点,加拿大瑞尔森大学的多功能变体机翼^[18]为分布式的电动机驱动,该机构使用多个两端铰接的微型伺服电缸的伸长与缩短可以使机翼扭转、变后掠,以及改变展向长度和弯度等,具有较高的自由度。国内中国航空气动力技术研究院基于集中式电动机驱动先后研制了两种可大尺度变后掠的机翼^[9,13],两种变后掠机翼都是通过单个伺

服电缸驱动机翼变形,不同点在于一种是通过电缸控制连杆拖动机翼整体绕中枢转轴转动改变后掠角,另一种则是通过伺服电缸推动平行四边形机构的一边使其发生剪切变形以改变机翼的后掠角。随着材料学科的发展,又出现了以智能材料为驱动机构的变后掠机翼,如NASA与麻省理工学院联合研制了由聚乙烯树脂注模技术制造出的支架为基本的可重构单元的变后掠机翼。国内哈尔滨工业大学王礼佳基于形状记忆合金(SMA)研制了可变后掠机翼^[19]。但此类驱动方式由于材料本身的迟滞性普遍存在控制困难及输出力不足等问题,目前少有基于智能材料驱动的成功试飞的可变后掠机翼。

冗余驱动的过约束机构具有降低奇异性和提高刚度等优点^[20],本文所设计的驱动机构具有多个闭环和过约束,具有较大的承载能力和控制精度^[21]。在驱动方式上,本文采用分布式电动机冗余驱动的方式降低了对单个驱动器的性能要求,同时多个电动机协同驱动不仅解决了传统集中式液压驱动的结构质量大及应力集中严重等问题,还提高了机构锁紧时的刚性。相较于上述的可变后掠机翼,该机构的提出使得变形机翼可以保留固定的翼梁和桁条,使得机翼具有较好的承载能力和可靠性且更适用于在较大后掠角下变形。本文重点解决驱动机构的优化设计与冗余驱动的驱动力分配问题,所提出的基于冗余驱动的驱动力分配模型可以为各驱动支链选择合适的驱动器以最大程度降低机构整体质量。

1 变后掠机翼技术要求

根据对宽速域变后掠飞行器的实验需求,对可变后掠机翼的技术要求如下:

- 1) 后掠角变化范围为 $35^{\circ} \sim 55^{\circ}$;
- 2) 共四根翼梁且长度均不超过1 000 mm;
- 3) 由收缩到展开的翼展面积变化幅度大于30%。

2 设计方案

2.1 变后掠机翼变形形式

本论文基于分布式电动机驱动的局部旋转式变后掠的变形形式设计了如图 1 所示的可变后掠机翼, 其整体外形可分为固定内翼和活动外翼两部分, 固定内翼固定在机身上, 包括固定内蒙皮、固定后缘与旋转中心的固定铰链; 而活动外翼可在固定内翼上滑动, 包括滑动内蒙皮、前缘与滑动后缘。通过驱动电动机带动内置的驱动机构运动, 控制前缘绕旋转中心转动进而改变机翼的后掠角。

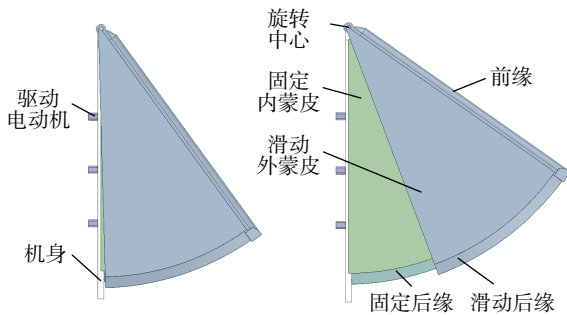


图 1 变后掠机翼变形形式

Fig. 1 Deformation form of variable swept wing

2.2 变后掠驱动机构

在满足技术要求的前提下, 为了解决变形机翼厚度较薄的问题, 本论文设计了图 2 所示的平面机构作为变后掠翼的内置驱动机构, 包含前缘、铰链、连杆、滑台、翼梁与机身。该机构保留了固定翼梁, 将翼梁直接固定在机身上, 提高了机翼整体的承载能力及刚性。机翼的后掠角分别为 θ_1 与 θ_2 , 在运动过程中, 保证各连杆相互平行从而使各运动支链始终相似, 以降低各支链的驱动时的驱动力过大及应力集中问题, 因此对单个驱动链的尺度进行设计及优化即可根据翼梁分布完成整个机翼的尺度设计。

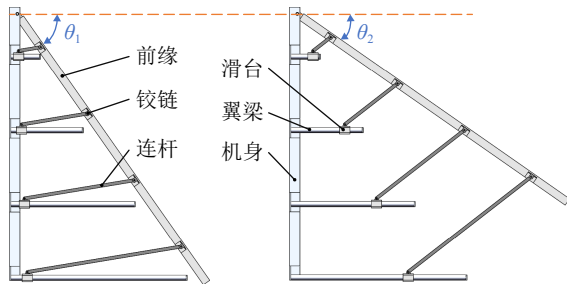


图 2 驱动机构变形前后构型

Fig. 2 Configuration of driving mechanism before and after deformation

3 驱动机构尺度综合及优化

在本部分将对单个运动支链进行尺度综合归纳出所有满足后掠角变化范围需求的尺度组合, 现以第四个运动支链为例, 由于翼梁长度不超过 1 000 mm, 设第四根翼梁长度为 $L_4=700$ mm, 则改翼梁到前缘旋转中心的距离为 $L_1=L_4 \tan \alpha_1$ 。现若能确定连杆的长度 L_2 与 L_3 , 就能确定机构尺度。

3.1 机构尺度综合

本节使用机构尺度综合的方法归纳出所有满足变后掠角需求的尺度组合。图 3 中 L_1 为旋转中心 O 到翼梁端点 C 的距离, L_2 和 L_3 为连杆长度, L_4 为翼梁长度, L 为滑块中心 B 与机身上 C 点间的距离, L' 为机构变形前后滑块的水平运动距离, A 、 B 分别为变形前连杆两端的旋转中心, A' 、 B' 分别为变形后连杆两端的旋转中心。 α_1 和 α_2 为变形前后机翼前缘与机身间的夹角, 分别对应两种构型下后掠角的余角。其闭环方程可由图中的矢量列出:

$$\vec{BB'} = \vec{OA'} + \vec{A'B'} - (\vec{OA} + \vec{AB}) \quad (1)$$

由几何关系可得:

$$\begin{cases} L = L_2 \sin \alpha_1 - L_3 \cos \beta_1 \\ L' = L_2 \sin \alpha_2 - L_3 \cos \beta_2 \end{cases} \quad (2)$$

式中 $\beta_i = \arcsin \frac{L_1 - L_2 \cos \alpha_i}{L_3}$ 。

翼梁长度给定的约束为:

$$0 < L < L' < L_4 \quad (3)$$

联立式 (2) 和式 (3) 并根据设计需求设定, 消掉除 L_2 、 L_3 外的变量后可得图 4 所示的搜索区域,

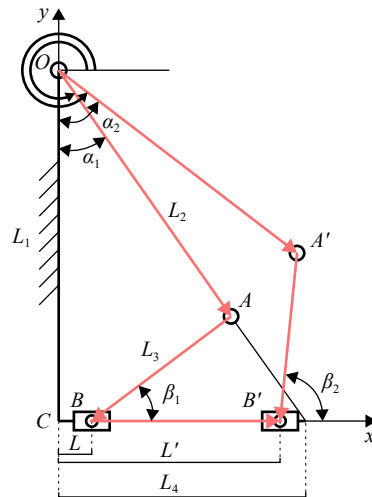


图 3 驱动机构闭环运动链

Fig. 3 Closed loop kinematic chain of driving mechanism

区域内有无数多个离散的点,理论上对应无数个机构尺寸构型,如图5所示。如何为机构选择合适的尺度成为设计的关键。

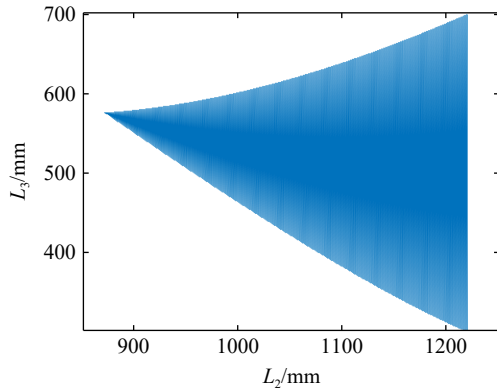


图4 L_2 、 L_3 可选长度范围

Fig. 4 Optional length range of L_2 and L_3

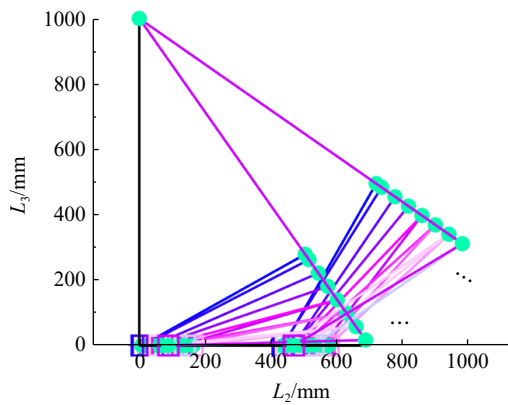


图5 L_2 、 L_3 的尺度综合结果

Fig. 5 Scale synthesis results of L_2 and L_3

3.2 机构尺度初步设计

压力角是衡量机构传动性能的重要指标,通常认为机构传动过程中压力角越小其传动性能越好。在本节将以压力角为指标初选机构的尺度。机构传动过程中的压力角 δ 可根据几何关系由式(4)计算得到:

$$\delta = |\beta - \alpha| \quad (4)$$

在对压力角实时测量过程中发现压力角总是有不断减小或先减小后增大的变化规律,如图6所示。机构传动过程中的最大压力角可由式(5)得到。

$$\begin{cases} \delta_1 = |\beta_1 - \alpha_1| \\ \delta_2 = |\beta_2 - \alpha_2| \\ \delta_{\max} = \max\{\delta_1, \delta_2\} \end{cases} \quad (5)$$

现以传动过程中的最大压力角为指标对机构尺度进行初步设计,若传动过程中出现最大压力

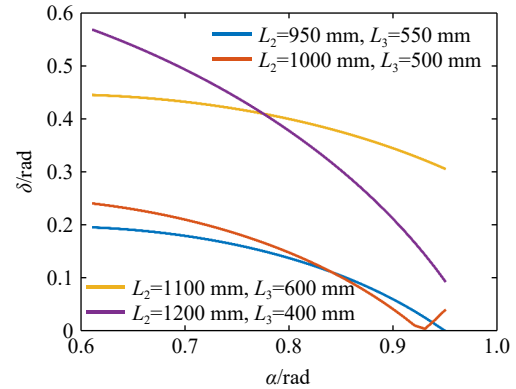


图6 压力角 δ 随 α 的变化趋势

Fig. 6 Change of pressure angle δ with the change of α

角较小那么可以保证整个传动过程中的传动性能较好。

图7所示为机构最大压力角 δ 随 L_2 、 L_3 的变化,图中标记范围即为压力角最小的点,对应 $L_2=880.2$ mm, $L_3=569.7$ mm 即为机构尺度初步设计结果。

图8表示初选构件尺度后的驱动机构压力

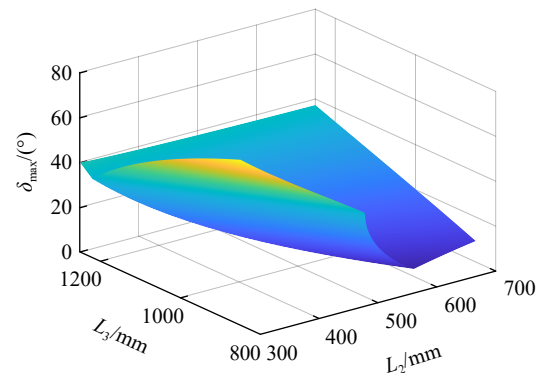


图7 最大压力角 $\delta_{\max}$ 随机构尺度的变化

Fig. 7 Variation of maximum pressure angle $\delta_{\max}$ with mechanism size

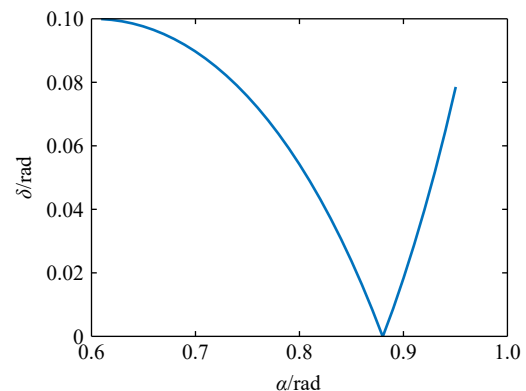


图8 被选点的压力角随 α 的变化

Fig. 8 Pressure angle of selected point changes with α

角 δ 随 α 的变化, 由于机构变形过程中的最大压力角不超过 0.1 rad , 由此可认为所设计的机构具有良好的传动性能。

3.3 机构尺度优化

3.3.1 优化函数简介

本节将使用 MATLAB 中的 `fmincon` 优化函数对上一节中初步确定的机构尺度进行优化, 调用格式为:

$$\mathbf{x} = f(f', x_0, \mathbf{A}, \mathbf{b}, \mathbf{A}_{\text{eq}}, \mathbf{B}_{\text{eq}}, \mathbf{l}_b, \mathbf{u}_b, n_1, o_p) \quad (6)$$

式中 f' 为目标函数; x_0 为参数初始迭代值; $\mathbf{A}$ 、 $\mathbf{b}$ 分别代表线性不等式约束对应的系数矩阵和向量; $\mathbf{A}_{\text{eq}}$ 、 $\mathbf{B}_{\text{eq}}$ 分别代表线性等式约束对应的系数矩阵和向量; $\mathbf{l}_b$ 和 $\mathbf{u}_b$ 分别代表变量对应优化范围的上、下界向量; n_1 代表非线性约束函数; o_p 代表优化参数定义函数。其数学模型为:

$$\begin{aligned} \min f(\mathbf{x}) \\ \text{s.t.} \quad & \begin{cases} \mathbf{A} \cdot \mathbf{x} \leq \mathbf{b} \\ \mathbf{A}_{\text{eq}} \cdot \mathbf{x} = \mathbf{B}_{\text{eq}} \\ c(\mathbf{x}) \leq 0 \\ c_{\text{eq}}(\mathbf{x}) = 0 \\ \mathbf{l}_b \leq \mathbf{x} \leq \mathbf{u}_b \end{cases} \end{aligned} \quad (7)$$

式中的 $c(\mathbf{x})$ 和 $c_{\text{eq}}(\mathbf{x})$ 分别为 n_1 参数中提供是非线性等式和不等式。

3.3.2 目标函数

在机构传动过程中, 在相同驱动力作用下机构整个传动过程的输出功越大; 驱动距离越短, 则输入功越小, 每一时刻输出力与输入力的比值越大则机构变形的能量转化率越高, 现以传动过程全过程的能量转化率为目标函数对机构尺度进一步优化, 则可同时保证机构在相同的驱动力作用下具有更大的输出功和能量转化率以及更小的驱动距离。

如图 9 所示, 现假设驱动力为 F , F_{BA} 为驱动力沿连杆 L_3 方向的分力, F_A 为 F_{BA} 垂直于 OA 方向的分力, 则驱动力经连杆 AB 传递到前缘的有效作用力为:

$$F_A = F \cos \beta \cos \delta \quad (8)$$

作用力矩为:

$$\begin{aligned} M = F_A L_2 = F L_2 \cos \left(\arcsin \frac{L_1 - L_2 \cos \alpha}{L_3} \right) \cdot \\ \cos \left(\arcsin \frac{L_1 - L_2 \cos \alpha}{L_3} - \alpha \right) \end{aligned} \quad (9)$$

驱动力驱动前缘转动全过程所做有用功为:

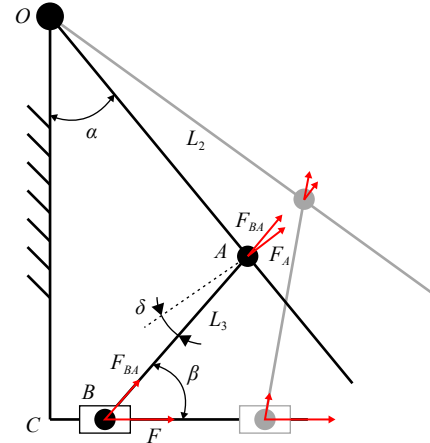


图 9 优化目标参考图

Fig. 9 Optimization target reference map

$$\begin{aligned} W_1 = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} M d\alpha = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} F L_2 \cos \left(\arcsin \frac{L_1 - L_2 \cos \alpha}{L_3} \right) \cdot \\ \cos \left(\arcsin \frac{L_1 - L_2 \cos \alpha}{L_3} - \alpha \right) d\alpha \end{aligned} \quad (10)$$

驱动力驱动滑块做直线运动全过程所做总功为:

$$\begin{aligned} W_2 = F \cdot (L' - L) = \\ F (L_2 \sin \alpha_1 + L_3 \cos \beta_2 - L_3 \cos \beta_1 - L_2 \sin \alpha_2) \end{aligned} \quad (11)$$

机构变形全过程的能量转化率为:

$$\eta = \frac{W_1}{W_2} \times 100\% \quad (12)$$

本节采用的为求解非线性多元函数最小值的优化函数, 因此上式中在优化目标中添加负号将目标函数的求最大值的问题转化为求最小值问题。

$$\min f(\mathbf{x}) = -\eta_0 \quad (13)$$

3.3.3 约束

初始迭代值可以保证机构具有较好的传动性能, 在优化过程中进一步限制压力角范围即可保证优化后的结果仍能保持较好的传动性能。当机构的压力角小于 20° 的时候, 其不计摩擦单级传动效率已大于 90% , 因此添加机构传动性能给定的约束为:

$$\begin{cases} \left| 35^\circ - \arcsin \frac{L_1 - L_2 \cos 35^\circ}{L_3} \right| \leq 20^\circ \\ \left| 55^\circ - \arcsin \frac{L_1 - L_2 \cos 55^\circ}{L_3} \right| \leq 20^\circ \end{cases} \quad (14)$$

另一方面, 对于直线运动的驱动器通常使用丝杠导轨的驱动形式, 此类驱动形式由于导轨需要固定以及驱动滑块本身具有一定的体积, 使得滑块的设计中心不能运动到导轨两端。因此在充

分考虑驱动器两端布置的基础上进一步限制滑块 C 的行程范围为 $\frac{L_4}{10} \sim \frac{9L_4}{10}$, 那么约束条件为:

$$\begin{cases} L_2 \sin 35^\circ - L_3 \cos 35^\circ \geq \frac{L_4}{10} \\ L_2 \sin 35^\circ - L_3 \cos 35^\circ \leq L_2 \sin 55^\circ - L_3 \cos 55^\circ \\ L_2 \sin 55^\circ - L_3 \cos 55^\circ \leq \frac{9L_4}{10} \end{cases} \quad (15)$$

3.3.4 优化算法及优化结果

fmincon 函数中提供了三种不同的优化算法供选择使用, 分别是: 序列二次规划 (SQP) 算法、信赖域反射 (subspace trust region) 算法以及有效集 (active set) 算法。

对于多优化变量的大规模优化问题更适合用信赖域反射算法或有效集算法, 由于本问题中需要优化的变量只有两个, 属于中等规模优化问题, 因此本文使用序列二次规划 (SQP) 算法来求解。

使用 MATLAB 计算后得到的优化结果对应 L_2 及 L_3 的值分别为 1 100.6 mm 及 603.8 mm, 接下来将此结果与优化前的尺度组合机构在相同驱动力作用下运动整个滑块行程以对比优化前后的机构性能。

表 1 所示为使用单位驱动力驱动时优化前后的输出功、能量转化率及驱动距离的对比。可认为输出功及能量转化率越高, 克服同样负载对驱动机构的要求更低, 机构性能越好; 驱动距离越短在翼梁上布置的导轨越短, 机构质量更轻。优化后机构在保留较好传动性能的基础上输出功提高了 44.3%, 能量转化率提高了 37.5%, 驱动距离减小了 9.7%, 因此优化效果良好。

表 1 优化前后机构性能对比

Table 1 Comparison of mechanism performance before and after optimization

特征	输出功/J	能量转化率/%	驱动距离/mm
优化前	219.1	50.8	431
优化后	316.1	81.3	388.7

4 多链冗余驱动力分析及仿真

4.1 多链冗余驱动布局

实际应用时, 尤其是超声速飞行时, 单驱动器驱动会导致机构变形过程中驱动器承载过高, 衔接铰链应力集中严重及变形后锁紧状态下锁紧力及刚性不足等问题, 为解决上述问题考虑采用多

个驱动器共同驱动或锁紧使得前缘可以稳定运动到可变形范围内的任意位置, 由于本机构的末端自由度为 1, 故为冗余驱动。在引入了多链冗余驱动后, 为了尽可能地减小多个驱动电动机的质量, 需要求取每个支链的驱动力以确定各支链的驱动电动机规格, 又带来了多个驱动链驱动力如何分配等问题。

图 10 所示即为多支链冗余驱动的示例, 图示机翼有四根翼梁, 每根翼梁上都配有导轨及滑块, 各滑块一端都与连杆一端铰接, 连杆另一端与前缘铰接。在布置过程中, 应根据多翼梁的位置设定各连杆的长度和滑块的始末位置, 运动过程中按连杆长度设置驱动速度保证连杆始终相互平行。图中 $F_1 \sim F_4$ 为驱动力, F 为前缘阻力。

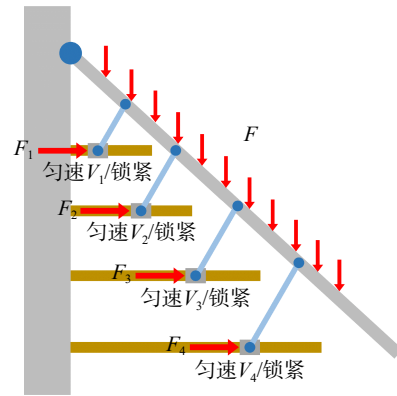


图 10 多支链冗余驱动布局

Fig. 10 Layout of redundant drive with multiple branches

4.2 多链冗余驱动准静态驱动力分析

4.2.1 驱动滑块受力分析

在可变形机构中, 驱动滑块有两种状态, 一种为可变形机构变形时滑块在驱动器的驱动下沿翼梁以速度 v 做匀速直线运动时准静态平衡状态, 另一种为可变形结构不变形滑块锁紧时的静平衡状态。图 11~图 12 为两种状态下的驱动滑块受力分析图。图中 A_i 、 B_i 、 C_i 分别表示第 i 个单元连杆与前缘铰接处、滑块几何中心以及横梁与机身衔接处, F 为驱动器驱动滑块做匀速直线运动的驱动力, f_1 为滑动摩擦力, F_N 为翼梁的纵向支撑力, R'_i 为前缘阻力传递到翼梁上的分力。

$$\begin{cases} F - f_1 = R'_i \cos \beta' \\ F_N = R'_i \sin \beta' \end{cases} \quad (16)$$

驱动滑块做匀速运动时的准静态平衡分析由式 (16) 给出。由于连杆做复合运动会产生额外的加速度, R'_i 的方向不沿连杆方向。

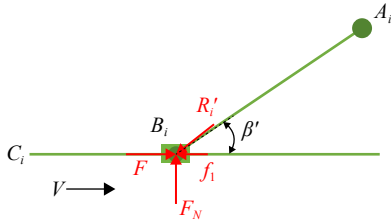


图 11 驱动滑块做匀速运动准静态平衡分析

Fig. 11 Quasi static balance analysis of driving slider in uniform motion

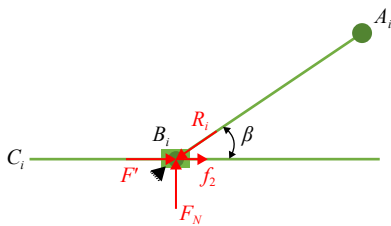


图 12 滑块锁紧时静平衡分析

Fig. 12 Static balance analysis of sliding block locking

$$\begin{cases} F' + f_2 = R_i \cos \beta \\ F'_N = R_i \sin \beta \end{cases} \quad (17)$$

滑块锁紧时静平衡分析由式(17)给出。式中 F' 为驱动器使滑块静止的最小驱动力, f_2 为静摩擦力, F'_N 为翼梁的纵向支撑力, R_i 为前缘阻力传递到翼梁的分力且由于此时整个结构为几何不变体系, 连杆为二力杆, R_i 方向沿连杆。在飞行器飞行过程中, 前缘阻力往往较大, 当滑块移动速度不太大时, 可近似认为 R_i 与 R_i' 相等, 即 $R_i = R_i'$, 此时可有:

$$F = F' + f_1 + f_2 \quad (18)$$

当滑块导轨表面加工精度较好时静摩擦因数及动摩擦因数均可低于 0.002, 因此可认为 $F = F'$ 。即滑块做匀速直线运动的驱动力与相同负载及相同位置下滑块锁紧时的最小驱动力相等, 而当滑块锁紧时, 整个可变形结构为几何不变体系, 可采用结构力学的方法求得使滑块锁紧的驱动力大小。

4.2.2 几何不变体系整体分析

设驱动结构共有 $m-1$ 个驱动单元, 且自上而下第 i 个驱动支链的连杆为构件 i ($i=1, 2, \dots, m-1$), 设前缘为构件 m , 如图 13 所示。为方便后续求解, 在图中先设置两坐标系 XOY 与 $nO\tau$, 坐标系 XOY 的 X 轴与前缘轴线重合, $nO\tau$ 的 n 轴与连杆轴线重合。设构件 $1 \sim m$ 均为等截面直杆, 截面积分别为 $A_1, A_2, \dots, A_m$ 。

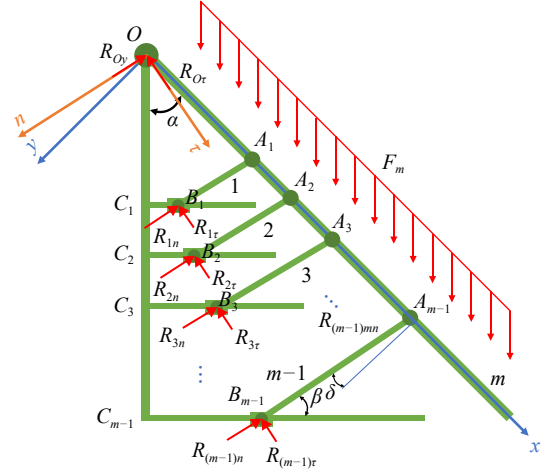


图 13 滑块锁紧时结构整体受力分析

Fig. 13 Force analysis of the whole structure when the slider is locked

如图 13 所示为驱动机构锁紧时由可变形结构组成的几何不变体系的受力情况, 可对除机架以外的各滑块、连杆以及前缘 m 组成的整体进行受力分析, 机构在外力均布载荷及各支链滑块的中心铰链处支反力作用下处于静力平衡状态, 整体结构为超静定结构, 在 $nO\tau$ 坐标系下可列平衡方程如式(19)所示:

$$\begin{cases} \sum_{i=0}^{m-1} R_{it} + F_{mt}l = 0 \\ M_i = 0 \\ \sum_{i=0}^{m-1} R_{in} + F_{mn}l = 0 \end{cases} \quad i = 1, 2, \dots, m \quad (19)$$

式中 R_{0t} 与 R_{0n} 即前缘旋转中心 O 处的支反力在 τ 方向和 n 方向, R_{it} 与 R_{in} 分别表示第 i ($i=1, 2, \dots, m-1$) 个滑块中心 B_i 处的支反力在 τ 方向和 n 方向的分量, F_{mt} 与 F_{mn} 分别为前缘均布荷载在 τ 方向和 n 方向的分量。

因构件 $1 \sim m-1$ 为二力杆, 故上式中第三条也可写为 $R_{0t} + F_{mt}l = 0$ 。设机构共有 $m-1$ 个驱动单元, 则共有 $2m$ 个未知量, 由式(19)可列 $m+2$ 个方程, 因此共有 $m-2$ 个多余约束, 需要补充 $m-2$ 个力才能使结构平衡, 接下来将采用结构力学中的力法来补充额外的未知力。

4.2.3 基于力法的内力分析

取图 14 所示的静定结构为力法基本结构, 图中 R_{imn} 和 R_{imt} 分别为连杆 i 对前缘上 A_i 点的作用力在 n 和 τ 方向的分力。则结构的变形协调条件为:

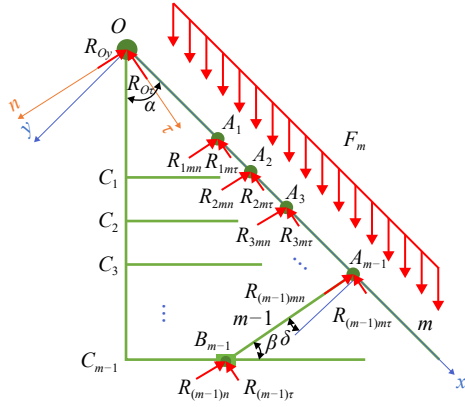


图 14 力法基本结构

Fig. 14 Basic structure of force method

$$\Delta_{mA_i n} = \Delta_{iA_i n} \quad i = 1, 2, \dots, m-2 \quad (20)$$

式中 $\Delta_{mA_i n}$ 表示构件 m 在 A_i 点处的 n 方向位移， $\Delta_{iA_i n}$ 表示构件 i 在 A_i 点处的 n 方向位移。

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \delta_{m11} + \delta_{111} & \delta_{m12} & \cdots & \delta_{m1(m-2)} \\ \delta_{m21} & \delta_{m22} + \delta_{222} & \cdots & \delta_{m2(m-2)} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \delta_{m(m-2)1} & \delta_{m(m-2)2} & \cdots & \delta_{m(m-2)(m-2)} + \delta_{(m-2)(m-2)(m-2)} \end{bmatrix} \quad (23)$$

$$\mathbf{R} = [R_{1mn}, R_{3mn}, \dots, R_{imn}, \dots, R_{(m-2)mn}]^T \quad (24)$$

$$\mathbf{A}_P = [\Delta_{m2P}, \Delta_{m3P}, \dots, \Delta_{miP}, \dots, \Delta_{m(m-2)P}]^T \quad (25)$$

$\mathbf{A}$ 、 $\mathbf{A}_P$ 中各元素可用结构力学方法求出，基本公式为：

$$\Delta_{iP} = \int_s \left(\frac{\overline{M}M_P}{EI} + \frac{\overline{N}N_P}{EA} + \frac{K\overline{V}V_P}{GA} \right) ds \quad (26)$$

式中 Δ_{iP} 表示在 A_i 处的指定方向上由荷载 P 引起的位移； $\overline{M}$ 、 $\overline{N}$ 、 $\overline{V}$ 分别为 A_i 处在该指定方向作用单位力时，结构中的弯矩、轴力和剪力； M_P 、 N_P 、 V_P 为荷载 P 引起的结构内力； E 、 G 分别为材料的弹性模量和切变模量； A 、 I 、 K 分别为构件截面积、截面惯性矩及形状系数。

若构件 i ($i=1, 2, \dots, m-2$) 的弹性模量及剪切模量分别为 E_i 和 G_i ，各构件的 A 、 I 、 K 分别用 A_i 、 I_i 、 K_i 表示，可求得：

$$\delta_{iii} = \frac{l_i}{EA_i} \quad i = 1, 2, \dots, m-2 \quad (27)$$

式中 l_i 表示构件 i 的长度。

设 c_1 、 c_2 为构件 m 上的任意两点，为方便表达 δ_{mij} 与 Δ_{miP} ，可先由式(26)推导几个构件 m 上任一点 c_1 在 n 方向位移的公式。

1) 在构件 m 上 c_2 点作用单位 n 方向力 P_n 时在 c_1 点引起的 n 方向位移 μ_{P_n} ， $x_1 = x_{c_1}$ ， $x_2 = x_{c_2}$ ，当

$$\begin{cases} \Delta_{mA_i n} = [\delta_{mi2}, \delta_{mi3}, \dots, \delta_{mij}, \dots, \delta_{mi(m-2)}] \cdot \\ [R_{1mn}, R_{2mn}, \dots, R_{imn}, \dots, R_{(m-2)mn}]^T + \Delta_{miP} \\ \Delta_{iA_i n} = -\delta_{iii} R_{imn} \end{cases} \quad (21)$$

式中 $i=1, 2, \dots, m-2$ ， δ_{mij} 与 Δ_{miP} 分别为图 14 结构中，构件 m 上 A_j 处作用有单位 n 方向力时在 A_i 处引起的 n 方向位移及已知荷载在 A_i 处引起的 n 方向位移； δ_{iii} 为图中构件 i 上 A_i 处作用有单位 n 方向力时引起的 n 方向位移。将式(21)代入式(20)并缩写为矩阵形式可得：

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{R} + \mathbf{A}_P = \mathbf{0} \quad (22)$$

式中 $\mathbf{A}$ 为柔度矩阵， $\mathbf{R}$ 为未知力列阵， $\mathbf{A}_P$ 为载荷位移列阵。

对于图示的结构，可进一步展开为：

$x_2 \geq x_1$ 时，由式(26)可求得：

$$\mu_{P_n} = \mu_{P_n}(x_1, x_2) = \frac{\cos^2 \delta}{EI_m} \mu_1(x_1, x_2) + \frac{L_3 x_1 x_2}{EA_{m-1} x_{om-1}^2} + \left(\frac{\sin^2 \delta}{E} + \frac{K_m \cos^2 \delta}{G} \right) \frac{M_3}{A_m} \quad (28)$$

式中

$$\mu_1(x_1, x_2) = \frac{x_1}{3} M_1 M_4 + \frac{x_2 - x_1}{6} (2M_1 M_4 + 2M_2 M_3 + M_1 M_2 + M_3 M_4) + \frac{x_{om-1} - x_2}{3} M_2 M_3$$

其中 $M_1 \sim M_4$ 为单位力作用下各节点的弯矩。

2) 在构件 m 上作用单位 n 方向的均布荷载 $\overline{q}_n = 1$ 时在 c_1 点引起的 n 方向位移 μ_{q_n} 。

$$\mu_{q_n} = \mu_{q_n}(x_1) = \frac{\cos^2 \delta}{EI_m} \mu_2(x_1) + \frac{x_1 L_3}{2EA_{m-1}} + \left(\frac{\sin^2 \delta}{E} + \frac{K_m \cos^2 \delta}{G} \right) \frac{x_1 (x_{om-1} - x_1)}{2A_m} \quad (29)$$

式中

$$\mu_2(x_1) = \frac{x_{om-1} - x_1}{2x_{om-1}} \left(\frac{1}{3} x_{om-1} x_1^3 - \frac{1}{4} x_1^4 \right) + \frac{x_1}{2x_{om-1}} \left[\frac{x_{om-1}^2}{2} (x_{om-1}^2 - x_1^2) - \frac{2x_{om-1}}{3} (x_{om-1}^3 - x_1^3) + \frac{1}{4} (x_{om-1}^4 - x_1^4) \right]$$

3) 在构件 m 上 c_2 点作用单位 τ 方向力 $P_\tau = 1$ 时在 c_1 点引起的 n 方向位移 μ_{P_τ} ，当 $x_1 \leq x_2$ 时有：

$$\mu_{p_r} = \mu_{p_r}(x_1, x_2) = \frac{\sin \delta \cos \delta}{EI_m} \mu_1(x_1, x_2) + \frac{L_3 x_1 x_2}{EA_{m-1} x_{o_{m-1}}^2} \tan \delta + \frac{M_3 \sin \delta \cos \delta}{A_m} \left(\frac{K_m}{G} - \frac{1}{E} \right) \quad (30)$$

当 $x_1 > x_2$ 时, 由互等定理得 $\mu_{p_r} = \mu_{p_r}(x_2, x_1)$ 。

4) 在构件 m 上 c_2 点作用 τ 方向均布载荷 $\bar{q}_\tau = 1$ 时在 c_1 点的 n 方向位移 μ_{q_τ} :

$$\mu_{q_\tau} = \mu_{q_\tau}(x_1) = \frac{\sin \delta \cos \delta}{EI_m} \mu_2(x_1) + \frac{x_1 L_3}{2EA_{m-1}} \tan \delta + \frac{x_1 (x_{o_{m-1}} - x_1) \sin \delta \cos \delta}{A_m} \left(\frac{K_m}{G} - \frac{1}{E} \right) \quad (31)$$

$$\begin{cases} \delta_{mij} = \mu_{p_n}(x_{A_j}, x_{A_i}), & i = 1, 2, \dots, m-2; \quad j = 1, 2, \dots, i \\ \delta_{mij} = \delta_{mji}, & i = 1, 2, \dots, m-3; \quad j = i+1, i+2, \dots, m-2 \\ \Delta_{mip} = \bar{F}_{mn} \mu_{q_n}(x_{o_i}) + \bar{F}_{m\tau} \mu_{q_\tau}(x_{o_i}) + \sum_{i=1}^{m-1} R_{imn} \mu_{p_n}(x_{1i}, x_{2i}) \end{cases} \quad (32)$$

式中 $x_{1i} = \min \{x_{o_i}, x_{o_j}\}$, $x_{2i} = \max \{x_{o_i}, x_{o_j}\}$, $i = 1, 2, \dots, m-2$ 。

4.2.4 准静态驱动力的确定

联立式(23)、式(24)、式(25)、式(27)、式(32)即可求得前缘 m 上各节点 A_i 受连杆 $i(i=1, 2, \dots, m-2)$ 在 n 方向的力 R_{imn} 。

$$F_i = R_{imn} \cos \beta \quad (33)$$

式中 $\beta = \arcsin \frac{L_{OC_{m-1}} - L_{OA_{m-1}} \cos \alpha}{L_{m-1}}$ 。

R_{imn} 与 R_i 等大反向, 故驱动滑块 $B_1 \sim B_{m-2}$ 的准静态驱动力可由式(33)求取。滑块 B_{m-1} 的准静态驱动力可由外力平衡式(19)求得, 至此 $m-1$ 个驱动链的驱动力可全部求出。

4.3 计算实例

4.3.1 模型参数

机构共四根翼梁, 第四根翼梁距离 O 点的距离为 $L_{OC_4} = 1\,000$ mm, 则第四根翼梁的有效长度为 $L_{OC_4} \tan 35^\circ$, 前缘有效长度 $L_{OA_4} = 1\,100.6$ mm, 连杆长度 $L_{A_4 B_4} = 603.8$ mm; 其余翼梁距离 O 点距离分别为 $L_{OC_3} = 5/7 \cdot L_{OC_4}$, $L_{OC_2} = 3/7 \cdot L_{OC_4}$, $L_{OC_1} = 1/7 \cdot L_{OC_4}$, 其余各支链的连杆长度及前缘有效长度等参数均可按照此比例计算。

四根连杆都为等截面直杆, 截面积 $A = 1\,000$ mm², 弹性模量 $E = 110$ GPa, 泊松比为 0.31; 前缘截面积 $A_m = 1\,600$ mm², 弹性模量 $E_m = 40$ GPa, 泊松比为 0.25, 截面惯性矩 $I_m = 213\,333.3$ mm⁴, 形状系数 $K_m = 1.2$ 。

4.3.2 计算结果

经计算可分别求得使用两个支链、三个支链及四个支链冗余驱动的驱动力分配结果, 如图 15~图 17 所示。图 15 为仅使用第三及第四支链驱动的驱动力分配结果, 图 15 为使用第二、三、四支链共同驱动时驱动力分配结果, 图 17 为四条支链同时驱动时的驱动力分配结果, 其中 F_1 、 F_2 、 F_3 和 F_4 依次为自上而下四条驱动链的驱动力。

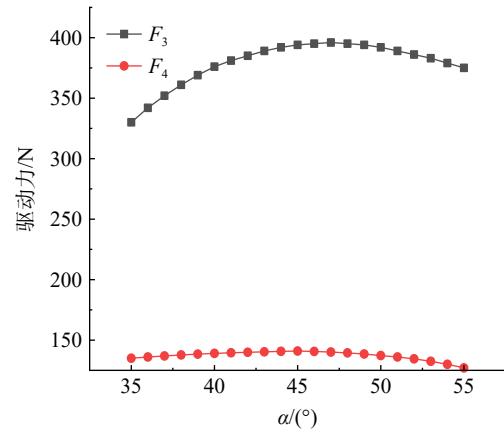


图 15 二支链冗余驱动的驱动力分析结果

Fig. 15 Driving force analysis of two branch chain redundant drive

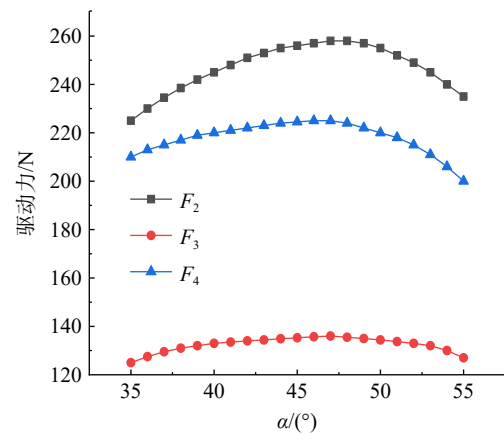


图 16 三支链冗余驱动的驱动力分析结果

Fig. 16 Driving force analysis of three branch chain redundant drive

经计算可得在相同负载下仅使用第四支链驱动的驱动力为 443 N。而上述结果显示使用两条支链冗余驱动的最大驱动力为 400 N, 同比单支链减小了 9.7%, 效果一般; 使用三个支链驱动的最大驱动力为 255 N, 同比单支链减小了 42.4%, 效果良好; 使用四个支链的冗余驱动的最大驱动力为 240 N, 同比单支链减小了 45.8%, 效果最好。但布置过多的驱动支链会增加机构的质量, 因此

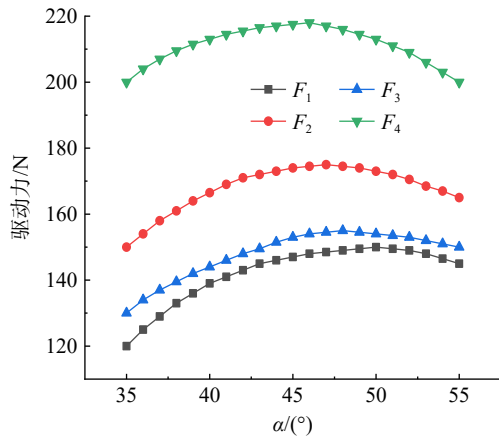


图 17 四支链冗余驱动的驱动力分析结果

Fig. 17 Driving force analysis of four branch chain redundant drive

本文将在下一节综合考虑两方面因素确定驱动支链数目。

4.4 基于 ADAMS 的动力学仿真实验

在本文第 4.4 节将使用 ADAMS 动力学仿真软件分别对两支链、三支链及四支链冗余驱动可变形结构进行动力学仿真分析。设置各驱动链中驱动滑块的驱动速度,如图 18 所示,自上而下四条支链的驱动速度依次为 $v_1=2$ mm/s, $v_2=6$ mm/s, $v_3=10$ mm/s, $v_4=14$ mm/s。

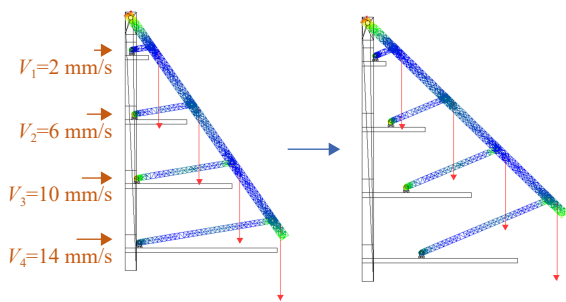


图 18 冗余驱动动力学仿真

Fig. 18 Dynamics simulation of redundant drive

设定仿真时间为 30 s, 仿真步数为 300 步, 仿真时前缘绕旋转中心转动的角度即为机翼后掠角变化, 其随时间的变化如图 19 所示, 当仿真运行到第 28 s 时后掠角变化角度已超过 20° 。

图 20~图 22 分别为使用两条、三条及四条支链冗余驱动的动力学仿真分析结果, 在驱动器启动的一瞬间由于具有较大加速度, 驱动力也会相应变大。接下来将理论计算结果与仿真分析结果进行误差分析以确定理论分析模型的精确度。

4.5 误差分析

图 23~图 25 为将前述理论计算结果与仿真

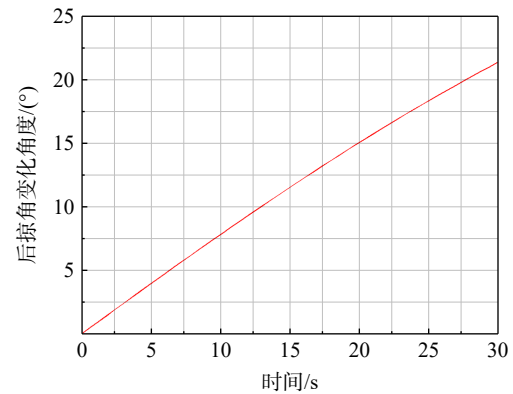


图 19 后掠角变化量随仿真时间的变化

Fig. 19 Change of sweep angle with dynamic simulation time

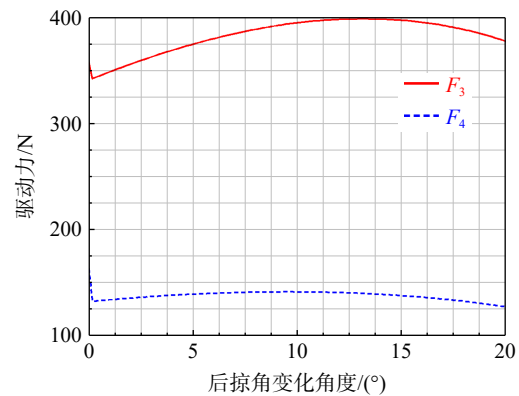


图 20 二支链冗余驱动仿真分析结果

Fig. 20 Simulation analysis results of two branch chain redundant drive

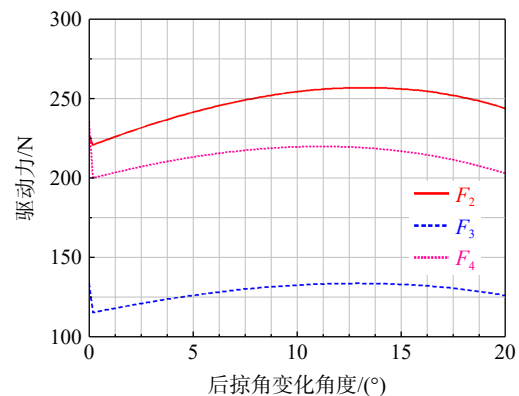


图 21 三支链冗余驱动仿真分析结果

Fig. 21 Simulation analysis results of three branch chain redundant drive

分析结果对比后的误差分析, 其中横坐标 α 为后掠角的余角, 纵坐标为驱动误差。通过比较可以发现在 α 为 35° 时, 两种驱动力结果存在较大差距, 最大误差已超过 26%, 这是由于在各驱动器由静止加速到某一速度做匀速运动时存在较大的加

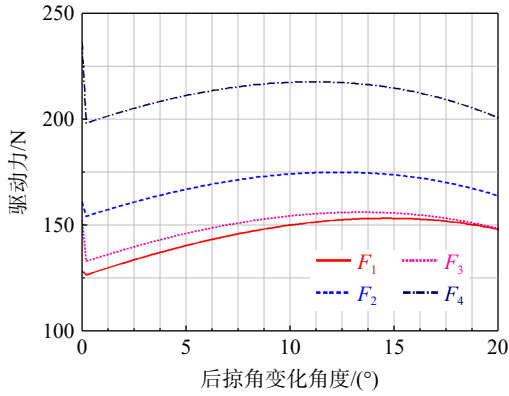


图 22 四支链冗余驱动仿真分析结果

Fig. 22 Simulation analysis results of four branch chain redundant drive

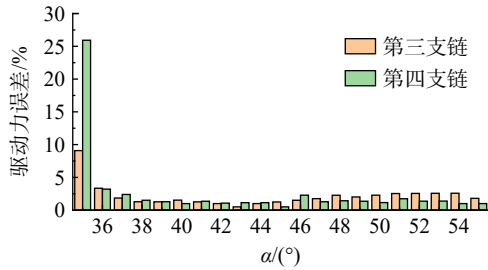


图 23 二支链冗余驱动误差分析

Fig. 23 Error analysis of two branch chain redundant drive

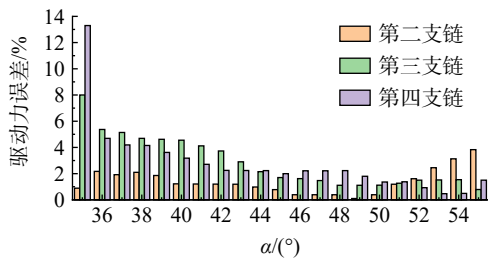


图 24 三支链冗余驱动误差分析

Fig. 24 Error analysis of three branch chain redundant drive

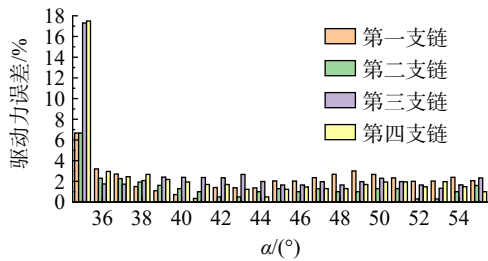


图 25 四支链冗余驱动误差分析

Fig. 25 Error analysis of four branch chain redundant drive

速度, 滑块的运动状态不能看作是准静态的, 本论文提出的准静态的驱动力的理论模型已不适用。理论和分析结果表明各支链的驱动力均有先增大后减小的趋势, 最大驱动力出现在后掠角变化

12°左右的次数最多, 因此本文提出的准静态驱动力求解模型对于使用丝杠电动机直线驱动仍具有重要的研究意义。滑块加速完毕后以某一驱动速度做匀速运动, 此时可对其进行准静态平衡分析, α 处在 35°~55°之间时, 图中各支链的驱动力误差均不超过 5.5%, 因此可以认为本章准静态驱动力分析理论模型具有较好的精度。

5 基于机构质量的驱动链数目优化

本文使用过约束冗余驱动的方式可以增强机构锁紧时的刚性, 但由于每个驱动链都需要配备驱动电动机及驱动导轨, 使用过多的冗余驱动链会导致机构整体质量过大。本节将考虑机构质量并以机构质量最小为目标对前述四翼梁机构的驱动链数目进行优化。

5.1 机构质量的计算

5.1.1 电动机质量

驱动机构整体的质量与驱动电动机以及丝杠滑台的质量密不可分。驱动力越大, 选用相同类型的电动机质量就越大, 冗余支链的增加也必然会导致驱动电动机数量的增加, 而每条冗余支链长度的长短会影响丝杠导轨的质量。因此, 确定驱动力与电动机质量之间的关系以及丝杠导轨的长度与其质量之间的关系至关重要。电动机的扭矩与其最大驱动力成正比, 如式(34)所示:

$$T = \frac{sF}{2\pi\eta} \quad (34)$$

式中 T 表示电动机驱动扭矩(N·m), s 表示丝杠导程(m), F 表示所需驱动力(N), η 表示丝杠效率。在速度满足要求的情况下, 较小的导程有利于提高控制精度, 因此本文将丝杠导程定为 $s=10$ mm。梯形丝杠的效率一般为 30%~40%, 本文取效率为 35%。

本文根据最大驱动力确定多冗余驱动的驱动电动机质量。电动机的质量往往随其额定扭矩 T 的增加而变大, 图 26 所示为经研究得到某型号电动机额定扭矩与其质量间的关系, 将其使用最小二乘法拟合得到式(35)。

$$m_1 = -0.07T^2 + 0.51T + 0.34 \quad (35)$$

5.1.2 丝杠导轨质量

丝杠导轨的质量主要与丝杆的直径及导轨长度有关, 当电动机扭矩较大时需要选用较大直径的丝杆以保证驱动过程杆件的强度及刚度较好。

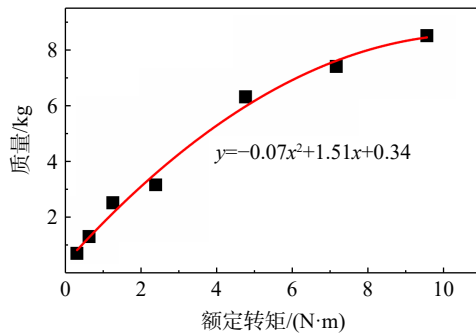


图 26 驱动电动机质量与其额定转矩的关系

Fig. 26 Relationship between weight of driving motor and its rated torque

经研究发现丝杠导轨的质量近似与驱动电动机的质量以及导轨长度成正比,即:

$$m_2 = 1.16m_1L \quad (36)$$

5.2 基于机构质量的驱动链数目优化

为了提高控制精度使冗余驱动时各支链的驱动过程更平稳,在同一驱动机构的各支链上将使用相同的驱动电动机。使用二、三、四个支链冗余驱动的最大驱动力分别为 400、255、240 N,其驱动电动机的质量可根据整个驱动机构的最大驱动力由式(34)、式(35)确定,丝杠导轨的质量可由式(36)确定。

由表 2 可知使用二、三、四个驱动支链的驱动机构总重分别为 7.81、7.8 kg 和 9.42 kg,故使用三个驱动支链的驱动机构质量最轻,由于具有三个闭环运动链,此状态下机构锁紧时的刚性也较好,因此可以确定机构的最优驱动链数目为 3。

表 2 驱动机构质量汇总

Table 2 Summary of drive mechanism weight

特征	电动机质量(kg) × 数量	各丝杠导轨质量/kg	总质量/kg
二支链	2.86×2	1.29, 0.80	7.81
三支链	2.00×3	0.90, 0.56, 0.34	7.80
四支链	1.90×4	0.86, 0.53, 0.32, 0.11	9.42

6 结 论

本文致力于一种冗余驱动变后掠机翼驱动机构的优化设计和驱动力分析,得到如下成果和结论:

1) 设计了一种适用于局部旋转式变后掠机翼的驱动机构并对其尺度进行了优化设计。优化后的驱动机构在恒定输入力作用下的输出功、能量转化率及驱动距离上均得到较好的改善。

2) 提出了一种用于计算冗余驱动力的准静态驱动力分配模型并基于 ADAMS 的动力学仿真验证理论模型的精确度,误差分析显示该理论模型对准静态驱动过程的误差小于 5.5%,对使用分布式丝杆电动机驱动具有重要参考价值。

3) 基于仿真分析结果和机构总质量对四翼梁模型的驱动链数目进行优化,最终确定使用三个驱动支链。

参考文献:

- [1] 段富海, 初雨田, 关文卿, 等. 变形机翼的发展现状综述[J]. 机电工程技术, 2021, 50(1): 12-18.
DUAN Fuhai, CHU Yutian, GUAN Wenqing, et al. A review of development status of morphing wing[J]. Mechanical & Electrical Engineering Technology, 2021, 50(1): 12-18. (in Chinese)
- [2] 韩瀚, 于勇, 胡俊. 可变展长机翼非定常气动特性数值研究[J]. 北京理工大学学报, 2017, 37(2): 119-125.
HAN Han, YU Yong, HU Jun. Numerical investigation on unsteady aerodynamic characteristics of variable-span morphing wing [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2017, 37(2): 119-125. (in Chinese)
- [3] 马文凤. 高超声速变形飞行器建模与纵向鲁棒控制方法研究[D]. 长沙: 国防科技大学, 2017.
MA Wenfeng. Research on modeling and longitudinal robust control methods for hypersonic morphing aircrafts[D]. Changsha: National University of Defense Technology, 2017. (in Chinese)
- [4] 曹广宇. 并联机构驱动式变形翼动力学特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2020.
CAO Guangyu. Research on dynamic characteristics of deformation wing driven by parallel mechanism[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2020. (in Chinese)
- [5] 许云涛. 智能变形飞行器发展及关键技术研究[J]. 战术导弹技术, 2017(2): 26-33, 46.
XU Yuntao. Research on the development and key technology of smart morphing aircraft[J]. Tactical Missile Technology, 2017(2): 26-33, 46. (in Chinese)
- [6] 徐钧恒, 杨晓钧, 李兵. 基于交叉簧片式铰链的变弯度机翼机构设计[J]. 浙江大学学报(工学版), 2022, 56(3): 444-451, 509.
XU Junheng, YANG Xiaojun, LI Bing. Design of wing mechanism with variable camber based on cross-spring flexural pivots[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2022, 56(3): 444-451, 509. (in Chinese)
- [7] 谢绍辉. 形状记忆合金驱动变弯度机翼设计[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2021.
XIE Shaohui. Shape memory alloy driven variable curvature wing design[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2021. (in Chinese)
- [8] 支彭勃. 柔性机翼抗扭刚度补偿及扭转变形主动控制[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2021.
ZHI Pengbo. Torsional stiffness compensation and torsional deformation control of flexible wing[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2021. (in Chinese)
- [9] 倪迎鸽, 张伟, 吕毅, 等. 机翼折叠技术的应用及模拟分析[J]. 飞行力学, 2020, 38(6): 1-7.
NI Yingge, ZHANG Wei, LÜ Yi, et al. Application and modeling

- analysis of wing folding technology[J]. *Flight Dynamics*, 2020, 38(6): 1-7. (in Chinese)
- [10] XU H, HUANG Q, HAN J, et al. Calculation of hinge moments for a folding wing aircraft based on high-order panel method[J]. *Mathematical Problems in Engineering*, 2020, 2020: 1-14.
- [11] 于海威. 形状记忆合金在变厚度机翼上的新型应用[J]. *内燃机与配件*, 2018(17): 234-235.
YU Haiwei. New application of shape memory alloy in variable thickness wing[J]. *Internal Combustion Engine & Parts*, 2018(17): 234-235. (in Chinese)
- [12] 李扬. 变厚度机翼驱动系统研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2012.
LI Yang. Research on actuation system of a variable-thickness wing [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2012. (in Chinese)
- [13] 陈钱, 白鹏, 尹维龙, 等. 飞机外翼段大尺度剪切式变后掠设计与分析[J]. *空气动力学学报*, 2013, 31(1): 40-46.
CHEN Qian, BAI Peng, YIN Weilong, et al. Design and analysis of a variable-sweep morphing aircraft with outboard wing section large-scale shearing[J]. *Acta Aerodynamica Sinica*, 2013, 31(1): 40-46. (in Chinese)
- [14] 张耀, 俞公沼. 航空科学技术的发展[M]. 北京: 航空工业出版社, 2007.
- [15] GOMEZ J C, GARCIA E. Morphing unmanned aerial vehicles[J]. *Smart Materials and Structures*, 2011, 20(10): 103001.
- [16] JOO J J, SANDERS B, JOHNSON T, et al. Optimal actuator location within a morphing wing scissor mechanism configuration[C]// *Smart Structures and Materials 2006: Modeling, Signal Processing, and Control*, San Diego, California, US: SPIE, 2006: 24-35.
- [17] JOHNSON T, FRECKER M, ABDALLA M, et al. Nonlinear analysis and optimization of diamond cell morphing wings[J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2009, 20(7): 815-824.
- [18] MOOSAVIAN A. Variable geometry wing-box: toward a robotic morphing wing[D]. Ryerson: Ryerson University, 2014.
- [19] 王礼佳. 无人机变形翼的方案设计与仿真分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2014.
WANG Lijia. The scheme design of the uav morphing wing and simulation analysis[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2014. (in Chinese)
- [20] SHEN X, XU L, LI Q. Motion/Force constraint indices of redundantly actuated parallel manipulators with over constraints[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2021, 165: 104427.
- [21] 刘文兰. 空间多闭环过约束机构受力机理分析[D]. 河北 秦皇岛: 燕山大学, 2018.
LIU Wenlan. Force mechanism analysis of spatial multi-loop mechanisms with overconstraints[D]. Qinhuangdao Hebei: Yanshan University, 2018. (in Chinese)

(编辑: 张 雪)