

文章编号: 1000-5013(2008)02-0184-06

低速风洞绳牵引并联机构的动力学分析

胡 龙¹, 郑亚青¹, 林 麒², 刘雄伟³

(1. 华侨大学 机电及自动化学院, 福建 泉州 362021; 2. 厦门大学 机电工程系, 福建 厦门 360005;

3. 中兰开夏大学 物理科学与计算机工程学院, 英国 普莱斯顿市)

摘要: 现代飞行器对低速风洞试验的攻角范围要求很大, 往往无法用传统支撑系统来实现. 文中提出 1 个新型的绳牵引并联支撑系统, 用来支撑缩小比例为 1: 100 的 F-15E“攻击鹰”战斗机模型的低速风洞试验. 该支撑系统使缩比模型的 3 个姿态角能实现 $\pm 90^\circ$ 的变化. 通过做粗略风速为 $28.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 的吹风实验, 发现设计方案是可行的. 对于低速风洞大攻角支撑系统的绳牵引并联机构进行逆动力学分析, 并建立机构的动力学模型求逆动力学解, 仿真分析缩比模型进行纯平动和纯转动时各根绳的拉力值. 由系统的动力学线性挠动方程求出机构系统的固有频率, 通过仿真分析求出缩比模型单独绕某一坐标轴转动时, 其在特定位姿处的最小固有频率.

关键词: 风洞; 支撑系统; 绳牵引; 并联机构; 动力学

中图分类号: V 260; TH 112

文献标识码: A

绳牵引并联机构是一种新型的并联机构, 具有结构简单、工作空间大、高负载能力和负载/重量比、易拆装、可重组、模块化程度高、价格低廉和运动速度快等优点^[1-2]. 将绳牵引并联机构应用于风洞模型的支撑, 是近年来随着并联机构学与力控制技术发展而提出的一种新概念^[3]. 绳牵引并联支撑系统作为一种新型的“软式”支撑系统, 能较好地解决模型支撑刚度与气动干扰之间的矛盾, 不仅气流干扰量小, 而且攻角和侧滑角范围大, 很适用于导弹动力学、飞行控制和航空器试验^[4-16]. 法国国家航空研究局支持的低速风洞绳牵引并联支撑系统“SACSO 项目”的研究工作已开展了 6 年多, 系统处于调整与测试阶段^[9, 12]. 文[9-16] 在低速风洞绳牵引并联支撑系统的机构设计、模型姿态控制研究、结构设计、运动学参数标定和手动模型的初步风洞测力试验, 取得了阶段性的研究成果. 本文侧重用低速风洞大攻角支撑系统的绳牵引并联机构进行逆动力学分析与动力特性分析, 并通过实例仿真为后续研究机构系统的气动力学特性作准备.

1 6 自由度绳牵引并联机构

本文选择 F-15E“攻击鹰”型战斗机的缩比模型, 作为绳牵引并联支撑系统的支撑控制对象. F-15E 型战斗机的机动性很大, 其姿态角变化范围可达俯仰角 $\pm 90^\circ$, 滚转角 $\pm 180^\circ$, 偏航角 $\pm 180^\circ$. 这种姿态变化用硬式支撑是无法实现的. 假设风洞试验段横截面直径为 2 m, F-15E 型战斗机的实际翼展为 13.5 m, 机身长度为 19.45 m, 机身高度为 5.64 m. 根据风洞的条件, 选择模型的缩小比例为 1: 40. 绳采用直径 d 为 1 mm 的超高强度聚乙烯纤维, 单位刚度 $k = 16 \text{ MN} \cdot \text{m}^{-1}$; $m_p = 1 \text{ kg}$, $I_x = 59.1 \text{ g} \cdot \text{m}^{-2}$, $I_y = I_z = 28.5 \text{ g} \cdot \text{m}^{-2}$.

由于要求缩比模型能在风洞里的三维空间模拟自由飞行, 进行 3 种姿态的变化, 因此必须选择 6 自由度绳牵引并联机构作为支撑系统. 本文选择 3 个转动自由度相互解耦的, 8 根绳牵引的 6 自由度机构

收稿日期: 2007-08-14

作者简介: 胡 龙(1975-), 男; 通讯作者: 郑亚青(1974-), 女, 讲师, 工学博士, 主要从事绳牵引并联机构的研究. E-mail: yq_zheng@hqu.edu.cn.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50475099); 国务院侨办基金资助项目(05Q0019); 华侨大学高层次人才科研启动基金(06BS218); 福建省青年人才创新基金(2006F3083)

(WDPKM) 作为支撑系统,如图 1 所示. 设 $X = \begin{bmatrix} X_P \\ X_{ang} \end{bmatrix}$ 为缩比模型的参考点 P 相对于坐标系 $Oxyz$ 的位姿. X_P 为 P 的位置坐标: (X_P, Y_P, Z_P) , X_{ang} 为坐标系 $Px_Py_Pz_P$ 相对于坐标系 $Oxyz$ 的姿态坐标: $(\varphi_y, \varphi_p, \varphi_R)$. 缩比模型的 3 个姿态角分别为滚转角 φ_R (相对于 Oz 轴正方向的旋转)、俯仰角 φ_p (相对于 Oy 轴正方向的旋转) 和偏航角 φ_y (相对于 Ox 轴正方向的旋转). 已知绳与机架的各个连接点 $B_i (i= 1, \dots, 8)$ 在固定坐标系 $Oxyz$ 下的坐标分别为 $B_1(B_2): (0, 0, 0)$, $B_3(B_4): (0, -1, 1)$ m, $B_5(B_6): (0, 0, 2)$, $B_7(B_8): (0, 1, 1)$ m. 绳与缩比模型的各个连接点 $P_i (i= 1, \dots, 8)$ 在局部坐标系 $Px_Py_Pz_P$ 下的坐标分别为 $P_1(P_3, P_7): (-0.243\ 1, 0, 0)$ m, $P_2(P_4, P_8): (0.243\ 1, 0, 0)$ m, $P_5: (0, -0.168\ 8, 0)$ m, $P_6: (0, 0.168\ 8, 0)$ m.

该系统有 3 个特点. (1) 缩比模型在主位姿处(即风洞的中央), φ_p 可达 $-90^\circ \sim 90^\circ$, φ_y 可达 $-90^\circ \sim 90^\circ$, φ_R 可达 $-90^\circ \sim 90^\circ$. (2) 运动学位置正解为封闭形式. (3) 如图 2 所示, 通过做粗略的吹风实验(风

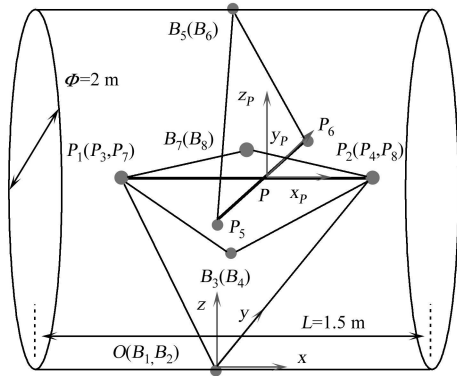


图 1 6 自由度绳牵引并联机构

Fig. 1 6 degrees-of-freedom wire-driven parallel kinematic manipulator



图 2 低速风洞大攻角绳牵引并联支撑系统

Fig. 2 Wire-driven parallel suspension system with large attack angles for low-speed wind tunnels

速为 $28.8\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$), 发现模型尾部有非常轻微的震动(比传统的支架支撑的振动要小很多), 因此本设计方案是可行的. 事实上, 从理论上分析也可发现, 由于 8 根绳的牵引是空间的, 而空间分布的绳系互相牵制, 颤振的可能比较小.

2 运动学与静力学的建模

2.1 运动学模型

图 3 为 6 自由度绳牵引并联机构(WDPKM) 的运动学表示定义. 这里, $l_i (i= 1, \dots, 8)$ 为沿第 i 根绳的向量, 该向量的模与绳长一样长, 第 i 根绳的长度用变量 l_i 表示. w 为沿第 i 根绳的单位向量. B_i 和 P_i 分别为第 i 根绳与机架和缩比模型的 2 个点状铰链点. 这 2 个点状铰链点的位置分别用向量 a_i 和 r_i 表示. 显然, a_i 在坐标系 $Oxyz$ 里是常向量, 而 r_i 在坐标系 $Px_Py_Pz_P$ 里是常向量. 基于这样的运动学符号, 缩比模型的位置可描述为

$$P = a_i + l_i - r_i, \quad i = 1, \dots, 8,$$
 (1)

由此可得

$$l_i^2 = [P + r_i - a_i]^T [P + r_i - a_i], \quad i = 1, \dots, 8.$$
 (2)

对式(2)相对于时间 t 求导, 将 8 个方程集合在 1 个矩阵里, 可得

$$l = JX.$$
 (3)

在式(3)中, $l = [l_1, l_2, \dots, l_8]^T$, $J^T = \begin{bmatrix} u_1 & \dots & u_8 \\ r_1 \times u_1 & \dots & r_8 \times u_8 \end{bmatrix}_{6 \times 8}$, $X = [P, \omega]^T = [x, y, z, \omega_x, \omega_y, \omega_z]^T$. P 为参考点 P 的速度向量, ω 为角速度向量, J 为 8×6 的 Jacobian 矩阵. 式(3)表明运动学速度逆解问题有

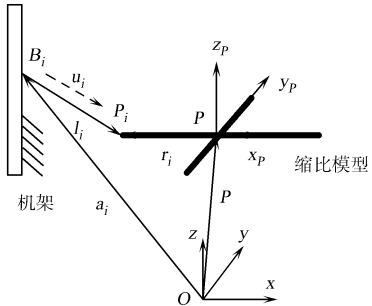


图 3 WDPKM 的运动学符号示意图

Fig. 3 Kinematics notation of WDPKM

唯一解.

2.2 静力学模型

如图 3 所示, 设 $L_i = P_i B_i, L_i = ||L_i||, u_i = L_i / L_i; t_i$ 为第 i 根绳的拉力, 该拉力产生 1 个作用于缩比模型的拉力 $T_i = t_i u_i$. 记 $r_i = P P_i$. 如果要在缩比模型上作用力螺旋(如重力、空气动力等), 则最低要求是所有绳的拉力都应大于零. 假设缩比模型承受 8 根绳的牵引力和重力, 但处于静力学平衡状态, 则其静力学平衡方程可表示为

$$W = - J^T T. \tag{4}$$

式(4)中, T 为 8 个分量组成的向量 $[t_1, \dots, t_8]^T$; 力螺旋 $W = \begin{bmatrix} (f_p)_{3 \times 1} \\ (\tau_p)_{3 \times 1} \end{bmatrix}$, 为具有 6 个分量的外力向量; J^T 为机构的结构矩阵.

3 动力学模型

动力学模型是控制系统设计的基础, 其准确性直接影响控制系统的性能. 由于绳索不可避免地要具有一定的弹性, 因此, 为了获得好的控制效果, 在动力学建模时, 本来应当考虑绳索的弹性效应, 但为了简化理论分析, 不失一般性, 这里作以下 3 个假设. (1) 绳索的变形很小, 可以忽略不计, 视为刚性体. (2) 忽略绳索的质量. (3) 忽略绳的动力学. 这样就大大简化了机构的动力学模型.

从图 4 可以看出, 机构关于缩比模型上的 P 点的 Newton-Euler 运动方程为

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{P} &= f_e + \sum_{i=1}^8 u_i t_i + mg, \\ A_G \dot{\omega} &= \tau_e + \sum_{i=1}^8 r_i \times u_i t_i - \omega \times (A_G \omega). \end{aligned} \right\} \tag{5}$$

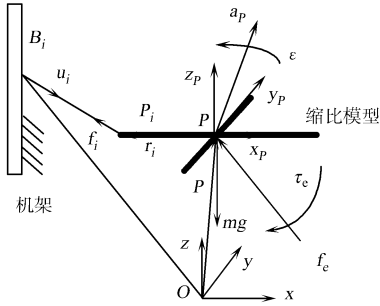


图 4 WDPKM 的动力学符号示意图
Fig. 4 Dynamics notation of WDPKM

式(5)中, m 为缩比模型的质量, A_G 为缩比模型关于重心的惯性矩, g 为重力加速度矢量, f_e 和 τ_e 是作用在缩比模型上的外力和外力矩, P 为缩比模型的线性加速度向量, ω 为角速度向量.

可将式(5)写成

$$M_0 \ddot{X} + N\dot{X} = W_g - W_e = J^T T, \tag{6}$$

式中, $M_0 = \begin{bmatrix} (mI)^{3 \times 3} & 0_{3 \times 3} \\ 0_{3 \times 3} & A_G(3 \times 3) \end{bmatrix}$ 为缩比模型的惯性矩阵, 与缩比模型的位姿无关; X 为缩比模型的位姿; $N = \begin{bmatrix} 0_{3 \times 3} & 0_{3 \times 3} \\ 0_{3 \times 3} & (A_G \omega)_{3 \times 3} \end{bmatrix}$ 为非线性哥氏力离心力矩阵, 与缩比模型的位姿和速度有关; $W_g = (0, 0, mg, 0, 0, 0)^T$ 是缩比模型的重力向量; $W_e = [f_e, \tau_e]^T$, 而图 4 中的 $W = W_e + W_g$.

4 逆动力学解

绳牵引并联支撑系统的动力学模型是高度耦合的非线性系统, 冗余驱动引入了过约束. 在设计控制方案时, 必须对动力学模型进行线性化和解耦处理. 对重力这样的稳定干扰, 可采用补偿来消除; 而采用特定的绳拉力计算算法, 来解决由于冗余驱动带来的绳拉力的不确定性. 这要求式(6)所表示的逆动力学解. 逆动力学问题可描述为

$$J^T T = M_0 \ddot{X} + N\dot{X} - W_g - W_e, \quad T \geq 0. \tag{7}$$

式(7)可被看成带有约束的线性最小二乘问题. 当给定式(7)的最小二乘误差时, 可求得非负的绳拉力解. 很明显, 理论上的最小二乘误差应该为 0. 另一种方法是将解看成式(7)的最小范数解与 $J^T T = 0$ 的零空间的 1 个基之和^[18]. 下面 2 个数值实例表明, 上述逆动力学解是在不吹风的条件下进行仿真的, 即式(7)中的 W_e 为 0.

(1). 仿真实例 1. 假设实例 1 的缩比模型沿平行于 Ox 轴的直线轨迹(初始点 $x = 0$, 终止点 $x = 0.1$

m), 以固定的速度 $V_x=0.01\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 进行纯平动运动, 取 $T_{\text{des}}=10\text{ N}$, 所计算的 8 根绳的拉力值(T) 如图 5(a) 所示. 从图 5(a) 的结果来看, 最大的绳拉力值不超过 30 N, 最小的绳拉力值在 2.5 N 左右. 当然, 可以根据绳的预紧力的大小的需要, 选择不同的 T_{des} 值, 从而得到不同组的绳拉力值^[18].

(2) 仿真实例 2. 假设实例 2 的缩比模型在主位置($x=0, y=0, z=1\text{ m}$) 处, 绕 O_y 轴以固定的角速度 $\omega=0.157\text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$ 进行纯转动运动, 转动轨迹初始点 $\beta=0$, 终止点 $\beta=45^\circ$, $T_{\text{des}}=10\text{ N}$, 所计算的绳

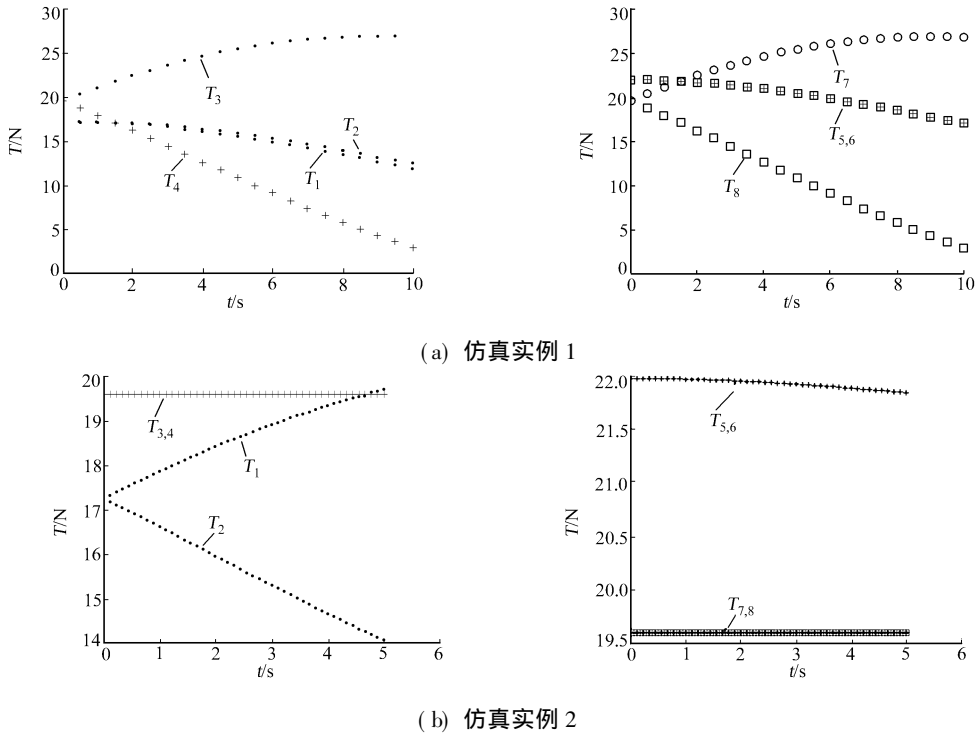


图 5 仿真实例的 8 根绳拉力值
Fig. 5 Tension of 8 wires in case study

拉力值如图 5(b) 所示. 从图 5(b) 可看出, 最大绳拉力值不超过 22 N, 最小绳拉力值在 14 N 左右.

5 动力学特性分析

由于绳具有一定的柔性, 有必要研究机构是否具有足够的刚度来用于风洞支撑系统. 另外, 机构是否可能产生不希望的振动, 以及机构的刚性和振动问题是否与机构的固有频率有关. 假设每根绳在其线性弹性范围内变形, 则有 $T=-K\delta$, 这里 $K=\text{diag}(k_1, \dots, k_8)$, $\delta=[\delta_1, \dots, \delta_8]^T$. K 是 8×8 刚度矩阵, k_i 和 $\delta_i(i=1, \dots, 8)$ 分别为第 i 根绳的刚度和变形量. 从式(7)所描述的动力学模型看, 缩比模型在平衡位姿处的振动由线性挠动方程

$$M\ddot{\delta X}+N\delta X+J^TKJ\delta X=0 \tag{8}$$

决定. 式(8)中, δX 为缩比模型相对于由绳拉力 T 引起的变形量 δ 的位姿挠动.

机构系统 WDPKM 的固有频率可(将式(6)转换到模态空间)通过求解与 δM 和 J^TKJ 有关的广义特征值问题来得到. 一组模态坐标 η 定义为 $\delta X=E\eta$, $\delta\dot{X}=E\dot{\eta}$. 动力学式(8)可转换成模态坐标表示形式, 即

$$\ddot{\eta}+E^TNE\dot{\eta}+\Omega^2\eta=0. \tag{9}$$

这里, 矩阵 Ω 和 E 定义 $E^TME=I$, $E^T(J^TKJ)E=\text{diag}(\omega_1^2, \dots, \omega_6^2)=\Omega^2$. 其中, I 为 6×6 的单位阵, Ω 为一个对角阵, 对角元素的平方根是机构系统在给定位姿处的固有角速度, E 为 6×6 的特征矩阵. 基于式(9), 用 Matlab 计算得到机构系统在给定位姿处的固有频率.

(1) 仿真实例 1. 假设实例 1 的缩比模型在主位置($x=0, y=0, z=1\text{ m}$) 处, 绕 O_y 轴改变模型的姿态角 φ_P 的值(φ_P 分别为 $0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ$), 让另外 2 个姿态角 φ_Y 和 φ_R 的值始终不变, 均为 0° . 基于式(9), 用 Matlab 计算所得到的机构系统在以上 6 个给定位姿处的固有频率值, 如表 1 所

示. 表 1 中, 最小的固有频率值为 7.459 9 Hz.

表 1 机构系统在 6 个给定位姿处的固有频率值

Tab. 1 Natural frequencies at 6 given configurations for the manipulator

位姿	f_0/Hz
$X_P = (0, 0, 1)^T, X_{\text{ang}} = (0^\circ, 0^\circ, 0^\circ)^T$	29.632 8; 127.862 7; 124.914 5; 61.052 3; 124.637 6; 178.157 7
$X_P = (0, 0, 1)^T, X_{\text{ang}} = (0^\circ, 15^\circ, 0^\circ)^T$	28.561 7; 122.352 4; 126.982 5; 59.891 0; 175.459 7; 124.889 2
$X_P = (0, 0, 1)^T, X_{\text{ang}} = (0^\circ, 30^\circ, 0^\circ)^T$	25.461 4; 112.310 0; 127.256 3; 168.044 0; 56.104 3; 124.804 7
$X_P = (0, 0, 1)^T, X_{\text{ang}} = (0^\circ, 45^\circ, 0^\circ)^T$	20.633 2; 94.417 1; 128.143 6; 48.813 4; 124.634 2; 157.917 0
$X_P = (0, 0, 1)^T, X_{\text{ang}} = (0^\circ, 60^\circ, 0^\circ)^T$	14.485 0; 68.824 9; 129.062 3; 36.899 9; 124.337 5; 148.068 6
$X_P = (0, 0, 1)^T, X_{\text{ang}} = (0^\circ, 75^\circ, 0^\circ)^T$	7.459 9; 36.470 3; 129.726 6; 141.328 9; 123.940 2; 20.075 8
$X_P = (0, 0, 1)^T, X_{\text{ang}} = (0^\circ, 0^\circ, 15^\circ)^T$	28.643 9; 62.230 7; 129.094 0; 122.157 5; 124.637 6; 173.314 9
$X_P = (0, 0, 1)^T, X_{\text{ang}} = (0^\circ, 0^\circ, 30^\circ)^T$	25.852 7; 65.446 8; 116.733 9; 130.173 8; 124.637 6; 158.521 6
$X_P = (0, 0, 1)^T, X_{\text{ang}} = (0^\circ, 0^\circ, 45^\circ)^T$	21.5007; 70.045 6; 109.810 4; 130.622 9; 124.637 6; 133.189 1
$X_P = (0, 0, 1)^T, X_{\text{ang}} = (0^\circ, 0^\circ, 60^\circ)^T$	15.632 4; 75.410 1; 102.213 2; 130.676 7; 124.637 6; 97.080 9
$X_P = (0, 0, 1)^T, X_{\text{ang}} = (0^\circ, 0^\circ, 75^\circ)^T$	8.305 7; 130.572 5; 81.058 6; 94.916 6; 124.637 6; 51.444 9
$X_P = (0, 0, 1)^T, X_{\text{ang}} = (15^\circ, 0^\circ, 0^\circ)^T$	29.632 8; 127.862 7; 59.197 3; 124.481 6; 125.047 3; 178.157 7
$X_P = (0, 0, 1)^T, X_{\text{ang}} = (30^\circ, 0^\circ, 0^\circ)^T$	29.632 8; 127.862 7; 53.636 6; 125.224 6; 124.243 5; 178.157 7
$X_P = (0, 0, 1)^T, X_{\text{ang}} = (45^\circ, 0^\circ, 0^\circ)^T$	29.632 8; 127.862 7; 44.441 1; 125.364 8; 124.026 5; 178.157 7
$X_P = (0, 0, 1)^T, X_{\text{ang}} = (60^\circ, 0^\circ, 0^\circ)^T$	29.632 8; 127.862 7; 31.900 1; 125.461 4; 123.859 4; 178.157 7
$X_P = (0, 0, 1)^T, X_{\text{ang}} = (75^\circ, 0^\circ, 0^\circ)^T$	29.632 8; 127.862 7; 16.699 3; 125.517 1; 123.755 6; 178.157 7

(2) 仿真实例 2. 假设实例 2 的缩比模型在主位置($x = 0, y = 0, z = 1\text{ m}$)处, 绕 O_z 轴改变模型姿态角 φ_R 的值(φ_R 分别为 $0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ$), 让另外的 2 个姿态角 φ_Y 和 φ_P 的值始终不变, 均为 0° . 基于式(9), 用 Matlab 计算所得到的机构系统, 在以上 6 个给定位姿处的固有频率值如表 1 所示. 表 1 中, 最小的固有频率值为 8.305 7 Hz.

(3) 仿真实例 3. 假设实例 3 缩比模型在主位置($x = 0, y = 0, z = 1\text{ m}$)处, 绕 O_x 轴改变模型的姿态角 φ_Y 的值(φ_Y 分别为 $0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ$), 让另外的 2 个姿态角 φ_R 和 φ_P 的值始终不变, 均为 0° . 基于式(9), 用 Matlab 计算所得到的机构系统, 在以上 6 个给定位姿处的固有频率值如表 1 所示. 表 1 中, 最小的固有频率值为 16.699 3 Hz.

6 结束语

通过建立机构的动力学模型来求逆动力学解, 并通过仿真分析得到缩比模型在不吹风的条件下, 进行纯平动和纯转动时各根绳的拉力值. 其结果可作为以后选择驱动电机的一个依据. 在吹风时, 系统采用力位混合控制, 可用力传感器实时测出绳的拉力, 而逆动力学解问题就变成了气动载荷的解算问题. 这正是低速风洞绳牵引并联支撑系统最终要达到的目标. 通过建立系统的动力学线性挠动方程, 求出机构系统的固有频率, 并通过仿真分析得到缩比模型单独绕某一坐标轴转动时在特定定位姿处的最小固有频率, 可为研究系统的振动问题提供依据.

参考文献:

[1] VERJPEVEM R. Analysis of the workspace of tendon-based Stewart platforms[D]. Duisburg: Gerhardt Mercator University, 2004: 52-53.

[2] BOSSCHER P, EBERT UPHOFF I. Wrench-based analysis of cable-driven robots[C] // IEEE International Conference on Robotics and Automation. New Orleans: [s. n.], 2004: 4950-4955.

[3] LAFOURCADE P, LLIBTE M, REBOULET C. Design of a parallel wire-driven manipulator for wind tunnels[C] // Proceedings of the Workshop on Fundamental Issues and Future Directions for Parallel Mechanisms and Manipulators Quebec City: [s. n.], 2002: 187-194.

[4] 卞於中, 李祥瑞, 李立, 等. 低速闭口风洞模型张线支撑及内天平测量系统的研制[J]. 流体力学实验与测量, 1999, 13(3): 85-90.

- [5] 吴 成. 风洞张线支撑系统[J]. 国际航空, 2004(5): 62.
- [6] 刘天丰, 高法贤, 吕 伟. 风洞试验中张线支撑结构力学性能计算[J]. 力学与实践, 2001, 23(1): 46-48.
- [7] 沈礼敏, 沈志宏, 黄 勇. 低速风洞大攻角张线式支撑系统[J]. 流体力学实验与测量, 1998, 12(4): 15-21.
- [8] 杨恩霞, 刁彦飞, 庞永刚. 低速风洞大攻角张线式支撑系统[J]. 应用科技, 2001, 28(1): 4-5.
- [9] 刘雄伟, 郑亚青, 林 麒. 应用于飞行器风洞试验的绳牵引并联机构技术综述[J]. 航空学报, 2004, 25(4): 393-400.
- [10] 郑亚青. 绳牵引并联机构若干关键理论问题及其在风洞支撑系统中的应用研究: [D]. 泉州: 华侨大学, 2004.
- [11] LIU Xiong-wei, ZHENG Ya-qing, LIN Qi. Design of a novel wire-driven parallel support system in a low speed wind tunnel and its calibration using two inclinometers[C] // CD Proceedings of Lamdamap 7th International Conference, Cranfield Management Development Centre. Cranfield: [s. n.], 2005: 27-30.
- [12] 郑亚青, 林 麒, 刘雄伟. 低速风洞绳牵引并联支撑系统的机构与模型姿态控制方案设计[J]. 航空学报, 2005, 26(6): 774-778.
- [13] LIN Qi, ZHENG Ya-qing, LIU Xiong-wei. Modeling and control of a wire-driven parallel support system with large attack angles in low speed wind tunnels[C] // CD Proceedings of 25th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences, Hamburg: [s. n.], 2006, September: 3-8.
- [14] LIU Xiong-wei, QI Yi, AGYEMANG BB, et al. Design of a wire-driven parallel suspension system for wind tunnel based virtual flight testing[C] // Proceedings of the 7th International Conference on Frontiers of design and Manufacturing. Guangzhou: [s. n.], 2006: 19-22.
- [15] 郑亚青, 林 麒, 刘雄伟. 低速风洞绳牵引并联支撑系统的运动学参数标定[J]. 中国机械工程, 2006, 17(6): 551-554.
- [16] 郑亚青. 6 自由度绳牵引并联机构的运动学参数标定[J]. 华侨大学学报: 自然科学版, 2006, 27(2): 184-188.
- [17] 顾蕴松, 明 晓. 大攻角非对称流动的非定常弱扰动控制[J]. 航空学报, 2003, 24(2): 102-106.
- [18] 郑亚青, 刘雄伟. 6 自由度绳牵引并联机构的运动轨迹规划[J]. 机械工程学报, 2005, 41(2): 77-81.

Dynamic Analysis of a Wire Driven Parallel Manipulator for Low-Speed Wind Tunnels

HU Long¹, ZHENG Ya-qing¹, LIN Qi², LIU Xiong-wei³

(1. College of Mechanical Engineering and Automation, Huaqiao University, Quanzhou 362021, China;

2. Department of Mechatronics, Xiamen University, Xiamen 360005, China;

3. School of Computing Engineering and Physical Sciences, University of Central Lancashire, Preston, UK)

Abstract: The range of the incidence of modern vehicles in low speed wind tunnel tests is usually very large which can't be carried out by a traditional frame support system. A new wire-driven parallel manipulator for low-speed wind tunnels to suspend a 1: 100 scale model of F-15E is presented. By this design, the ranges of pitch, roll and yaw angles of the scale model at the home pose are all $-90^{\circ} \sim 90^{\circ}$. Such a design has been validated by wind tunnel tests in a wind speed of $28.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. And it has been found that there is only very little vibration occurring at the end of the scale model which is less than that in a traditional frame support system. This paper focuses on the dynamic analysis of this wire-driven parallel manipulator, and the solutions to the inverse dynamics problem are obtained, two case studies are given to obtain the tension of each wire when the scale model translates and rotates, the simulation results of which will provide some data for the further structural design of the system. Also the dynamic characteristics of the manipulator are analyzed and the natural frequencies at the given configuration are computed according to the linear perturbation dynamic equation, and three case studies are given to compute the minimal natural frequencies of a certain configuration when the scale model rotates about an axis, the simulation results of which will provide the criteria for analysis of the rigidity and vibration characteristics of the manipulator.

Keywords: wind tunnel; suspension system; wire-driven; parallel manipulator; dynamics

(责任编辑: 黄仲一 英文审校: 郑亚青)