

文章编号: 1001- 2486(2010) 06- 0116- 06

水下仿生推进器阀控液压摆动关节建模与动态特性分析*

徐海军, 潘存云, 谢海斌, 张代兵

(国防科技大学 机电工程与自动化学院, 湖南 长沙 410073)

摘要: 采用液压驱动的模拟鱼柔性长背鳍波动运动的水下仿生推进器, 当改变液压系统的流量和阀的控制参数时, 其运动学参数能够迅速地做相应调整, 实现平稳、流畅、连续的仿生运动。建立了阀控液压摆动关节的动力学模型, 根据动力学模型得到系统传递函数, 并绘制了 Bode 图。根据传递函数分析了阀控液压摆动关节的稳定特性、动态位置刚度特性和动态响应特性。结果表明 阀控液压摆动关节具有一定的自稳定性, 其工作频率与影响位置刚度的负载变化频率重叠, 动态响应速度可以通过优化结构参数来调整。

关键词: 仿生推进器; 液压; 分配阀; 传递函数

中图分类号: TH137.33 文献标识码: A

Modeling and Dynamic Characteristics Analysis of the Valve-controlled Hydraulic Swaying Cylinder in Bionic Underwater Thruster

XU Hai-jun, PAN Cun-yun, XIE Hai-bin, ZHANG Dai-bing

(College of Mechatronics Engineering and Automation, National Univ. of Defense Technology, Changsha 410073, China)

Abstract: The bionic underwater thruster imitating fish's undulating motion can adapt its kinematic parameters to the changing of the flux and valve signal within its hydraulic system, so that it can generate a bionic motion smoothly, fluently and continually. In the paper, flux equations of the rotatable direction valve was built, as well as the dynamic model of the valve-controlled hydraulic swaying cylinder, with which the transmission function and Bode chart were produced. Some analysis were carried out on the valve-controlled hydraulic swaying cylinder, such as the stability, the dynamic rigidity of its position, and the dynamic response velocity. The results show that the valve-controlled hydraulic swaying cylinder is a stable system, and the response speed can be optimized by adjusting its structure parameters. However, its position rigidity can be affected by the frequency of disturbing load.

Key words: bionic thruster; hydraulic; rotatable direction valve; transmission function

模拟鱼类游动的水下仿生推进器, 较传统的螺旋桨推进器有着低噪音、低扰动、高效率等突出优点。水下仿生推进器特殊的工作环境和运动方式, 使得其传动结构对自身的水下性能影响很大^[1]。目前水下仿生推进器中大多采用功能材料、舵机、旋转电机加运动变换机构等方式驱动整个仿生装置运动。公开的研究文献表明, 仿生推进器的目标是模拟仿生对象的柔性运动, 其实许多地方采用了刚性结构, 使得仿生游动性能大打折扣^[2-4]。鉴于此, 本文尝试采用液压传动作为水下仿生推进器的传动方式。

液压传动具有许多独特的优点, 如低频(速)、大负载能力、过载自动保护、系统自密性等, 非常适合应用于水下仿生推进器的传动中。采用液压传动不仅可以简化仿生推进器的传动结构, 而且使仿生装置在运动和动力上呈现出特有的柔性特性, 有助于提高水下仿生推进性能。

由于液压传动在水下仿生推进器中的应用属于初步尝试, 其具体的动力学行为特性有待进一步深入地分析。此外, 液压系统特性对整个仿生推进器的性能有着重要的影响, 因此需要对其展开全面的研究, 包括运动关节稳定性、动态位置刚度特性和响应特性等。

* 收稿日期: 2010- 04- 12

基金项目: 国家自然科学基金项目(60805037); 国家 863 高技术研究发展计划项目(2006AA09Z235)

作者简介: 徐海军(1981-), 男, 博士生。

1 水下仿生推进器液压传动系统

仿生对象“尼罗河魔鬼”鱼的柔性长背鳍主要由鳍条基线、 n 根鳍条、相邻鳍条间的蹼等组成。这些鳍条的运动规律大致相同, 鳍条长度也基本一致。当这些鳍条在鱼背上肌肉的驱动下有序地摆动时, 即带动蹼呈现出光滑的波形, 推动鱼体向前游动^[5]。

如图 1 所示, 模拟柔性长背鳍运动的水下仿生推进器, 由 n 个可以独立运动的摆动关节(鳍条摆动装置)按照一定的空间安装方式构成。每个液压摆动关节上安装有一根鳍条, 通过多根鳍条夹持柔软的橡胶皮作为蹼。当采用液压系统驱动时, 每个摆动关节设计为可实现有限角度摆动的摆动液压缸, 这些液压摆动关节在特定的阀路控制下有序地摆动, 带鳍条和蹼实现仿生波动运动^[6]。在水下仿生推进器的液压传动系统中专门设计的分配阀, 其阀芯绕自身轴线转动, 可以定时、有序地控制阀体周向上一系列支路油口的开启、换向或闭合, 从而同时驱动多个液压摆动关节工作^[7]。

任意 t 时刻, 理想无厚度的波动鳍面可以描述如下^[8]:

$$\begin{cases} x(l, s, t) = l \\ y(l, s, t) = s \cos(\theta(l, t)) = s \cos[\theta_{\max} \sin(\omega t + \varepsilon_0 - 2\pi l M / \lambda)] \\ z(l, s, t) = s \sin(\theta(l, t)) = s \sin[\theta_{\max} \sin(\omega t + \varepsilon_0 - 2\pi l M / \lambda)] \end{cases} \quad (1)$$

其中, l 描述沿 x 轴方向鳍面基线长度变量; s 描述沿 y 方向的鳍条长度变量; $\theta(l, t)$ 为 t 时刻鳍面基线上 l 处鳍条的角位移; λ 为鳍面上边缘曲线在 xoz 平面内正投影所呈现曲线波形的波长; M 为呈现的完整波形的数量, 为便于分析, 考虑到投影波形的周期性, 本文取 $M = 1$, 即呈现一个完整的波形; ε_0 为鳍面波形的初始运动相位。

2 阀控液压摆动关节数学模型

如图 2 所示, 阀控液压摆动关节是一个扁平状摆动液压缸, 当交替对油孔 1 和油孔 2 注入高压液压油时, 可驱动摆杆绕其转轴做往复摆动。为保证液压油不泄露, 在摆杆转轴处安装有密封条, 密封条对转轴运动起阻尼作用, 通过阻尼螺钉可调节阻尼大小。在转轴上安装有回复弹簧, 当摆杆绕转轴向任意一方转动时, 回复弹簧将产生一个使摆杆回到中间位置的回复扭矩。假设在摆杆摆动过程中, 回复弹簧均在有效变形范围内, 其产生的扭矩与其自身扭转角度成正比。

在对阀控液压摆动关节进行建模与分析前, 作如下假设:

- (1) 不考虑液压油的粘性、可压缩性, 不考虑管道内和接口处的压力损失;
- (2) 泄漏只在摆杆和端盖之间产生, 阀控液压摆动关节无外泄漏;
- (3) 阀控液压摆动关节的回油压力为 0。

如图 3 所示, 设第 i 个摆动关节转轴中心为原点 O_i , 水平向右为 z_i 轴, 竖直向上为 y_i 轴, x_i 轴根据右手定则确定, 由此建立摆动关节固联坐标系 $O_i x_i y_i z_i$ 。显然摆杆只能绕 x_i 轴转动。

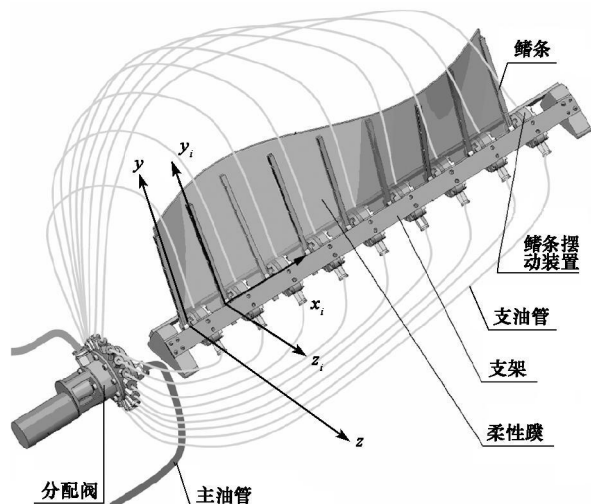


图 1 水下仿生推进器液压传动系统

Fig. 1 Hydraulic system in the bionic underwater thruster

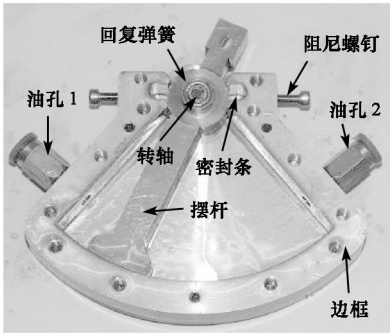


图2 液压摆动关节实物照片
Fig. 2 Picture of the swaying cylinder

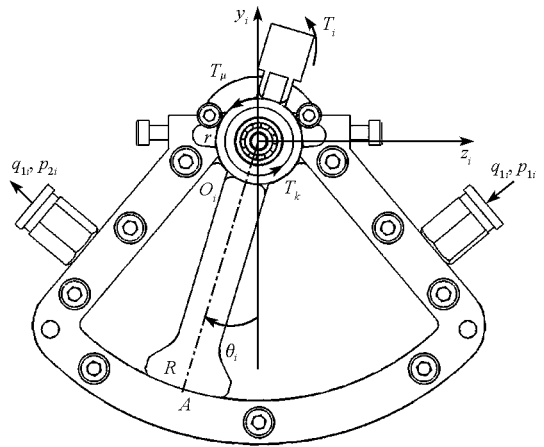


图3 液压摆动关节简化物理模型
Fig. 3 Simplified model of the swaying cylinder

设第 i 个摆杆下部长为 R , 厚度为 b_i , 转轴半径为 r , 其初始位置 $t = 0$ 时摆杆纵向对称面与 y_i 轴重合, 在 $t > 0$ 时刻摆杆与 y_i 轴夹角为 θ_i . 定义摆杆下部在 y_i 轴右侧时 θ_i 为正, 左侧时为负. 以 O_i 为参照, 摆杆对转轴的转动惯量为 J_i , 其受到的外力矩为 T_i . 设任意时刻摆动关节中摆杆两侧腔体均充满液压油, 内泄漏系数为 C_p , 由于无外泄漏, 则液压油流入、流出摆动关节的流量相等. 定义摆杆角速度 $\dot{\theta}_i$ 顺时针方向为正, 右侧油孔流量为 q_{1i} , 压力为 p_{1i} , 左侧油孔流量为 q_{2i} , 压力为 p_{2i} .

由于液压摆动关节左右摆动对称, 因此可定义负载流量 $q_{Li} = \frac{q_{1i} + q_{2i}}{2}$. 取摆杆为分析对象, 力矩平衡方程为

$$T_{p_i} - 2 \cdot T_{\mu} - T_k - T_i - T_{G_i} = J_i \cdot \ddot{\theta}_i, \text{ 即 } T_{p_i} - 2 \cdot \mu \cdot \dot{\theta}_i \cdot r - k \cdot \theta_i - T_i - T_{G_i} = J_i \cdot \ddot{\theta}_i \quad (2)$$

其中, $T_{\mu} = \mu \cdot \dot{\theta}_i \cdot r$ 为摩擦阻尼力矩, μ 为摩擦阻尼系数. $T_k = k \cdot \theta_i$ 为回复弹簧的回复力矩, k 为回复弹簧的扭转刚度系数. $J_i \cdot \ddot{\theta}_i$ 为摆杆惯性力矩. T_{Li} 为第 i 个运动关节上安装的鳍条在水中摆动所带来的阻力矩. T_{G_i} 为重力矩, 相对于液压力矩很小, 可认为 $T_{G_i} \approx 0$. T_{p_i} 为液压油产生的力矩, 设负载压力为 p_{Li} , 则有

$$T_{p_i} = \int_0^R p_{Li} \cdot b_i \cdot s \cdot ds = \frac{1}{2} p_{Li} \cdot b_i \cdot R^2 = K_R \cdot p_{Li} \cdot b_i$$

假分配阀到阀控液压摆动关节的油管长度相等且短而粗, 管道中的压力损失和管道动态损失可以忽略, 摆动关节中的各个工作腔内各处的压力均匀, 油温和体积弹性模量为常数, 液压缸内泄露为层流流动, 则摆动关节的流量平衡方程为

$$q_{Li} = \pi(R^2 - r^2) \cdot b_i \cdot \dot{\theta}_i + C_p \cdot p_{Li} = K_{R,r} \cdot b_i \cdot \dot{\theta}_i + C_p \cdot p_{Li} \quad (3)$$

又油孔线性化流量方程为

$$q_{Li} = K_q \theta_v - K_c p_{Li} \quad (4)$$

其中 K_q 为分配阀流量增益系数, K_c 为分配阀流量-压力系数.

将(2)、(3)、(4)式进行拉氏变换, 可得到如下方程组:

$$\begin{cases} Q_{Li} = K_q \cdot \theta_v - K_c \cdot P_{Li} \\ Q_{Li} = s \cdot K_{R,r} \cdot b_i \cdot \theta_i + C_p P_{Li} \\ K_R \cdot P_{Li} \cdot b_i = J_i \cdot s^2 \cdot \theta_i + 2\mu \cdot r \cdot s \cdot \theta_i + k \theta_i + T_{Li} \end{cases} \quad (5)$$

根据上述方程组, 消除变量 Q_{Li} 和 P_{Li} , 可得到阀控液压摆动关节的传递函数为^[9]

$$\theta_i = \frac{K_R \cdot b_i \cdot K_q \cdot \theta_v - T_{Li} (C_p + K_c)}{J_i \cdot (C_p + K_c) \cdot s^2 + [2\mu \cdot r \cdot (C_p + K_c) + K_{R,r} \cdot K_R \cdot b_i^2] \cdot s + k \cdot (C_p + K_c)} \quad (6)$$

上式分子的第 1 项是摆动关节空载时的角速度, 第 2 项是外负载力矩作用引起的角速度下降。可见阀控液压摆动关节是一个典型的二阶系统。根据式 (6), 可知第 i 个阀控液压摆动关节的方框图如图 4 所示。

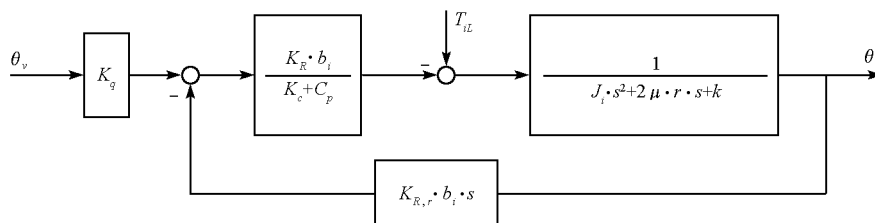


图 4 阀控液压摆动关节方框图

Fig. 4 The TF architecture of the swaying cylinder

由 (6) 式还可得到阀控液压摆动关节系统的液压固有频率 ω_h 和液压阻尼比 ξ_h 如下:

$$\omega_h = \sqrt{\frac{k}{J_i}}, \quad \xi_h = \left[\mu \cdot r + \frac{K_{R,r} \cdot K_R \cdot b_i^2}{2(C_p + K_c)} \right] \cdot \sqrt{\frac{1}{k \cdot J_i}} \quad (7)$$

3 阀控液压摆动关节动态特性分析

液压系统的动特性是指系统接收到输入信号以后, 从初始状态到最终状态的响应过程。动态特性描述了液压系统工作过程中参变量随时间的变化规律。

本文介绍的阀控液压摆动关节, 实质上是一个带回复弹簧的对称摆动的液压缸, 因此可以借鉴关于阀控对称液压缸的分析方法, 对其动态特性进行分析。

阀控液压摆动关节系统参数如表 1 所示。

表 1 阀控液压摆动关节系统参数

Tab. 1 Parameters of the valve-controlled hydraulic swaying cylinder

参数名称	参数值	参数名称	参数值
转动惯量 $J_i: \text{kg} \cdot \text{m}^2$	7.6×10^{-3}	质量 $m_i: \text{kg}$	6.7×10^{-2}
内泄漏系数 $C_p: \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{Pa}^{-1}$	3.28×10^{-13}	压力 $p_i: \text{Pa}$	1×10^6
摆杆长度 $R: \text{m}$	6×10^{-2}	转轴半径 $r: \text{m}$	1×10^{-2}
摩擦阻尼 $\mu: \text{N} \cdot \text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$	5×10^{-2}	扭弹簧刚度 $k: \text{N} \cdot \text{rad}^{-1}$	25
摆杆厚度 $b_i: \text{m}$	1×10^{-2}	支路阀口宽度 $d_b: \text{m}$	4×10^{-3}
阀流量增益 $K_g: \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{rad}^{-1}$	4	阀流量-压力系数 $K_c: \text{m}^{-3} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{Pa}^{-1}$	1.5×10^{-12}

3.1 稳定特性分析

根据阀控对称液压缸的特性分析可知, 活塞处于中间位置时系统的液压固有频率 ω_h 最低, 稳定性最差。据此, 主要分析阀控液压摆动关节在中间位置时的稳定性。

根据经典控制理论, 在初始条件影响下, 系统产生的过渡过程随时间的增长而逐渐衰减, 并最终趋于零, 则此系统定义为稳定的。若系统为稳定的, 则当其输入端加一脉冲信号时, 对应输出信息 $c_o(t)$ 必随时间的增长而衰减, 即 $t \rightarrow \infty$ 时, $c_o(t) \rightarrow 0$ 。由此推出系统稳定的充要条件为: 代表系统传递函数的极点必须全部位于 s 平面左侧^[10]。

将式 (6) 中系统特征方程写成标准形式, 并代入表 1 中的数据, 得到

$$D(s) = s^2 + \left[2 \cdot \mu \cdot r + \frac{K_{R,r} \cdot K_R \cdot b_i^2}{(C_p + K_c)} \right] \cdot \frac{1}{J_i} \cdot s + \frac{k}{J_i} = s^2 + 14.25 \cdot s + 3289 = 0 \quad (8)$$

其极点为 $s = -7.125 \pm 113.8i$, 显然均位于 s 平面左侧。

根据式 (6), 在 MATLAB 中分析无外界负载时, 有回复弹簧 ($k \neq 0$) 和无回复弹簧 ($k = 0$) 两种情况

下,系统在液压脉冲信号作用下的响应。响应曲线如图5所示。

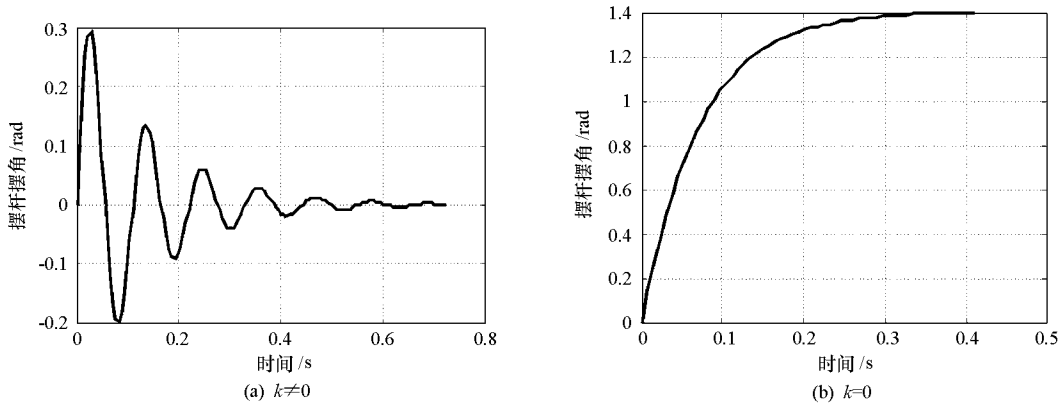


图5 阀控液压摆动关节脉冲响应

Fig.5 The impulse response of the swaying cylinder

从图5中可知,有回复弹簧时,阀控液压摆动关节在脉冲信号作用下,摆杆将在其中间平衡位置两侧振荡多次后回复到中间位置;无回复弹簧时,摆杆将在新的位置静止。

这表明当摆杆初始位置为任意位置时,若旋转式流体分配阀一直保持转动,而泵的流量逐渐减小,此时每根摆杆将会最终静止在摆动关节结构的中间位置。进一步分析可知,摆动关节这一特性将使得仿生推进器的液压系统不工作时,鳍面波形将由波动的曲面逐渐湮灭为平面,从而减小载体的航行流体阻力。

3.2 动态位置刚度特性分析

动态位置刚度描述了外界负载扭矩对摆杆输出的角位移 θ_i 和角速度 $\dot{\theta}_i$ 的影响。在采用液压传动的水下仿生推进器中,阀控液压摆动关节的动态位置刚度描述了整个仿生推进器任意时刻波动仿生运动的保持能力。

由式(6)所示的传递函数,可以得到动态位置刚度函数为

$$\frac{T_{iL}}{\theta_i} = -J_i \left[s^2 + (2 \cdot \mu \cdot r + \frac{K_{R,r} \cdot K_R \cdot b_i^2}{C_p + K_c}) \cdot \frac{1}{J_i} \cdot s + \frac{k}{J_i} \right] \quad (9)$$

由(9)式可知动态位置刚度函数由比例环节和二阶微分环节组成,负号描述了负载转矩对 θ_i 的阻碍作用。结合表1中的参数,绘制动态位置刚度函数的Bode图如图6所示。

从图6中可以看到,高、低频的转折点为 $\dot{\theta}_i = 15 \text{ rad/s}$ 。在摆杆的角频率 $\dot{\theta}_i < 15 \text{ rad/s}$ 时,动态位置刚度是下降的,这是因为角频率很低时,摆动关节的内泄露影响比较严重,使得摆杆继续向前摆动,直到外界干扰负载 T_{iL} 与系统回复弹簧的扭矩以及液压扭矩平衡。而当摆杆角频率 $\dot{\theta}_i > 15 \text{ rad/s}$ 时,由于频率增加,液压油来不及泄露,从而使得摆动关节位置刚度逐渐增大。一般仿生推进器工作频率在2~6Hz,此时摆杆摆动频率 $\dot{\theta}_i = 6.28 \sim 18.84 \text{ rad/s}$,正好覆盖高、低频转折点。因此有必要通过更改阀控液压摆动关节的设计参数,提高其位置刚度。

3.3 动态响应特性分析

根据式(6),可以得到阀控液压摆动关节对阀芯转角 θ_v 动态响应的传递函数为

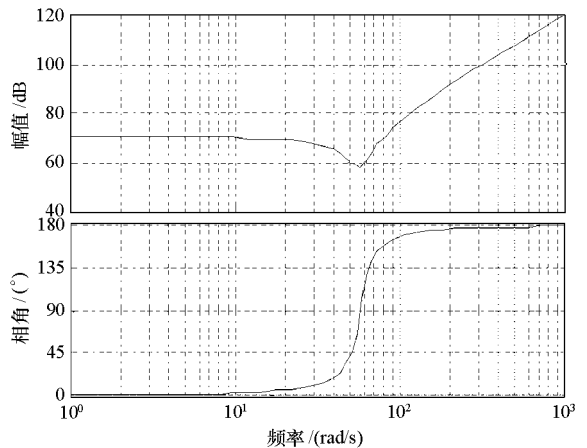


图6 动态位置刚度传递函数的Bode图

Fig.6 The Bode chart of the dynamic position rigidity function

$$\theta_i = \frac{\frac{K_q}{J_i \cdot (C_p + K_c)}}{s^2 + \left[2 \cdot \mu \cdot r + \frac{K_{R,r} \cdot K_R \cdot b_i^2}{J_i \cdot (C_p + K_c)} \right] \cdot \frac{1}{J_i} \cdot s + \frac{k}{J_i}} \quad (10)$$

该传递函数由一个比例环节和一个二阶振荡环节组成, 主要的性能参数有速度放大系数 $\frac{K_q}{J_i \cdot (C_p + K_c)}$, 以及式(7)所示的液压固有频率 ω_h 和液压阻尼比 ξ_s 。

根据经典控制理论, 速度放大系数可以直接影响系统的稳定性、响应速度和精度, 且与分配阀的流量增益 K_q 成正比, 与摆杆的转动惯量 J_i 成反比。提高速度放大系数可以提高系统的响应速度和精度, 但会使系统的稳定性变差。

而液压固有频率 ω_h 反应了阀控液压摆动关节的响应速度, 它是液压系统最低的频率。提高 ω_h 则可以提高整个液压系统的响应速度。根据式(6), 可知 ω_h 与回复弹簧刚度 k 的平方根成正比, 与摆杆转动惯量倒数的平方根成正比, 可以通过增大 k 或减小 J_i 来提高液压系统的响应速度。

液压阻尼比 ξ_s 综合描述了液压系统的响应性和相对稳定性。 ξ_s 越小, 则系统响应速度越快, 但相对稳定性将大大降低, 反之则系统的响应速度降低, 而相对稳定性增强。由于液压油的润滑作用, 使得液压系统一般具有低阻尼的特性, 因此提高液压阻尼对于改变液压系统的动态性能非常重要。根据式(7)可知, 增大 μ 或减小 k 、 J_i 可以增大 ξ_s 。此外, 通过改变分配阀的泄漏系数 C_p 或流量-压力系数 K_c , 也可以调整液压系统的阻尼比 ξ_s 。

4 结论

采用液压传动的水下仿生推进器, 其多个阀控液压摆动关节在一个分配阀的控制下实现有序摆动, 从而模拟仿生波动运动。对阀控液压摆动关节的稳定性分析表明, 在回复弹簧作用下, 阀控液压摆动关节是一个具有唯一稳定点的系统, 这一特性可使整个仿生推进器在没有液压驱动力时, 仿生运动波形湮灭为平面, 从而减小载体的航行流体阻力; 对动态位置刚度特性分析表明, 其位置刚度受外界负载变化频率的影响较大, 需要通过更改结构设计参数加以避免; 对动态响应特性分析表明, 动态响应速度受回复弹簧刚度、摆杆转动惯量、摩擦阻尼和分配阀结构参数的影响, 在保证系统稳定的前提下, 可通过参数调整来提高系统的响应速度。

参考文献:

- [1] 徐海军, 谢海斌, 张代兵. 微小型水下机器人推进方式的比较研究[J]. 兵工自动化, 2009, 28(4): 85- 88.
- [2] 林龙信, 沈林成, 张代兵. 仿生波动鳍的试验研究[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2008, 29(5): 489- 492.
- [3] 刘军考, 陈在礼, 陈维山, 等. 水下机器人新型仿鱼鳍推进器[J]. 机器人, 2000, 22(5): 428- 432.
- [4] Blilberg D R. Autonomous Underwater Vehicles: A Tool for the Ocean[J]. Unmanned Systems, 1991, 9(2): 10- 15.
- [5] 谢海斌, 张代兵, 沈林成. 基于柔性长鳍波动推进的仿生水下机器人设计与实现[J]. 机器人, 2006, 28(5): 525- 529.
- [6] 张代兵, 谢海斌, 沈林成, 等. 液压驱动波动鳍仿生水下推进器[P]. 中国, 200810031901. 1, 2008- 7- 28.
- [7] 沈林成, 张代兵, 徐海军, 等. 旋转式流体分配阀[P]. 中国, 200810031899. 8, 2008- 7- 28.
- [8] 谢海斌, 沈林成, 胡天江. “尼罗河魔鬼”柔性长鳍运动曲面建模与仿真[J]. 国防科技大学学报, 2005, 27(5): 62- 66.
- [9] 宋志安. 基于 MATLAB 的液压伺服控制系统分析与设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 2007. 6.
- [10] 于长官. 现代控制理论[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2005.