

阻拦系统动力学建模与仿真

朱齐丹^{*}, 闻子侠, 张智

哈尔滨工程大学 自动化学院, 黑龙江 哈尔滨 150001

摘要:以 Mark 7 Mod 1 型阻拦系统为基础,借助其中的油液流量系数的经验公式,将其扩展到 Mark 7 Mod 3 型阻拦系统。首先,将 K-5 型凸轮曲线进行扩展,重新设计凸轮曲线,使主液压缸的行程增加到 4.65 m,进而增加了阻拦系统的容量,实现阻拦系统的优化。其次,考虑到主液压缸的质量不能被忽略,通过引入绳索的弹性形变,实现了阻拦过程主液压缸惯性、滑轮缓冲装置的惯性和飞机惯性的综合动力学仿真。再次,增加了滑轮缓冲系统,使阻拦系统的液压模型更为准确、完整。最后,在考虑了凸轮阀控制曲线以及锥形阀流量系数等各项参数变化的情况下,研究飞机各状态与阻拦系统中各参数的相互影响情况。

关键词: 液压流体; 甲板阻拦装置; 动力学仿真; 重量选择器; 凸轮控制曲线

中图分类号: V245.1 **文献标识码:** A

舰上阻拦装置是实现舰载机在飞行甲板有限长度内安全着舰的重要特种设备,其工作原理与陆上阻拦有较大差别。目前国内多数研究均针对路基阻拦装置^[1-3],针对舰上阻拦系统研究较少,其中:文献[4]研究了阻拦系统中飞机运动学的优化方法;文献[5]建立了飞机着舰动力学模型。很少有人针对 Mark 7 Mod 3 型舰上阻拦系统进行液压系统的准确分析,尤其是凸轮阀的建模,文献[6]针对阻拦系统的液压部分进行建模,但将锥形阀的流量系数看做常数,而实际阻拦过程中,流量系数的变化是很大的,因此并不能当做常数看待。

国外可参考的文献主要来源于 AD 报告^[7-16],文献[7]针对 Mark 7 Mod 1 型阻拦装置进行建模与分析,但没有引进滑轮缓冲系统,且忽略了主液压缸的质量,仅建立了主液压缸的运动学模型,无法反映阻拦系统中主液压缸的真实受力情况、滑轮缓冲装置的压强变化情况以及滑轮缓冲系统位移变化情况。文献[8]~文献[16]介绍了阴拦系统的相应结构并且给出了部分实验数据。Mikhailuk

等^[17]用有限元方法建立了阻拦系统模型,但文章中并未提及凸轮的控制曲线和锥形阀的准确模型。

目前的研究中很少是针对 Mark 7 Mod 3 型阻拦系统进行完整的综合研究,特别是没有引入凸轮的控制曲线。凸轮的控制曲线是阻拦系统的核心,因此对其进行研究是很重要的,包括凸轮曲线的幅值与飞机质量的关系,如何调节凸轮曲线可以使阻拦系统与飞机的各状态达到最优,以及主液压缸的最大行程如何设计可以使阻拦系统容量增加,并且保证与凸轮控制曲线满足相应的函数关系。本文通过引入凸轮控制曲线,建立了较为完整的阻拦系统模型,主要研究凸轮控制曲线与阻拦飞机质量的关系,以及凸轮控制曲线幅值与主液压缸行程的函数对应关系。

1 阻拦系统液压部分建模

1.1 阻拦装置工作原理

Mark 7 Mod 3 型阻拦系统工作原理如图 1

收稿日期: 2011-06-15; 退修日期: 2011-07-20; 录用日期: 2011-08-06; 网络出版时间: 2011-08-23 11:20

网络出版地址: www.cnki.net/kcms/detail/11.1929.V.20110823.1120.004.html

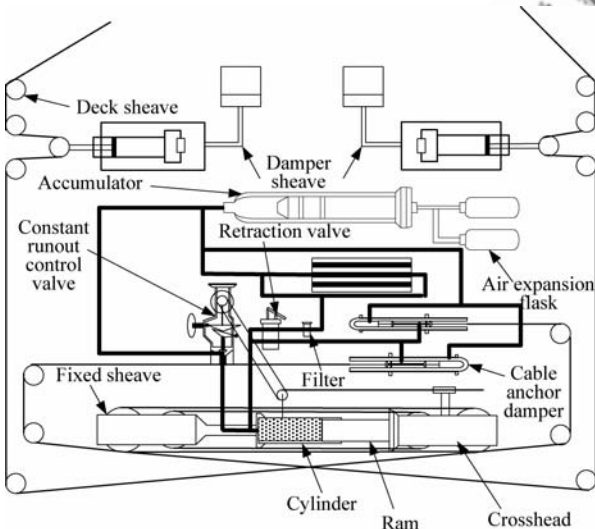
DOI: CNKI:11-1929/V.20110823.1120.004

* 通讯作者. Tel.: 0451-82519594 E-mail: zhuqidan@hrbeu.edu.cn

引用格式: Zhu Q D, Wen Z X, Zhang Z. Kinetic modeling and simulation of shipboard arresting system. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2012, 33(3): 520-529. 朱齐丹, 闻子侠, 张智. 阻拦系统动力学建模与仿真. 航空学报, 2012, 33(3): 520-529.

© 航空学报编辑部 http://hkxb.buaa.edu.cn

所示,系统分为:滑轮缓冲系统(Damper Sheave System)、凸轮阀(Cam Valve)、主液压缸液压系统(Main Engine Pressure Hydraulic System)、储能器(Accumulator System)和末端缓冲系统(Cable Anchor Damper System)。滑轮缓冲系统是液压阻尼系统,用于减少阻拦初期绳索过度的波动,起到削减绳索张力峰值的作用。凸轮阀也叫做定长冲跑控制阀,用于将不同质量和速度的飞机拦停至甲板的指定区域。凸轮阀是阻拦系统控制部分的核心,凸轮的型线就是整个阻拦系统的控制曲线。通过凸轮调节锥形阀阀口的过流面积来实现阻拦系统力的控制。储能器储存阻拦系统的一部分能量,在阻拦过程结束后,用于完成阻拦系统的复位。

图1 阻拦系统原理图^[9]Fig.1 Arresting system principle^[9]

1.2 滑轮缓冲系统的液压模型

滑轮缓冲系统的运动过程可以看做等温压缩过程,左、右滑轮缓冲系统的初始压强为 $p_{\text{DamSh}0}$,左、右滑轮缓冲系统压强 p_{DamShL} 、 p_{DamShR} 与各自位移的关系为

$$\begin{cases} p_{\text{DamShL}} = p_{\text{DamSh}0} \left(\frac{V_{\text{DamSh}0}}{V_{\text{DamSh}0} - K_{\text{DamSh}} A_{\text{DamSh}} y_{\text{DamShL}}} \right)^\gamma \\ p_{\text{DamShR}} = p_{\text{DamSh}0} \left(\frac{V_{\text{DamSh}0}}{V_{\text{DamSh}0} - K_{\text{DamSh}} A_{\text{DamSh}} y_{\text{DamShR}}} \right)^\gamma \end{cases} \quad (1)$$

式中: $V_{\text{DamSh}0}$ 为滑轮缓冲系统的初始体积; K_{DamSh}

为在考虑油液的泄漏等因素后,人为设定的修正常数; y_{DamShL} 、 y_{DamShR} 分别为左、右滑轮缓冲系统活塞杆从初始位置到当前位置的位移; γ 为空气的热容比,一般取 1.4; A_{DamSh} 为滑轮缓冲系统内油液作用在活塞杆上的有效面积,其表达式为

$$A_{\text{DamSh}} = A_{\text{DamShCy}} - A_{\text{DamSh}0} \quad (2)$$

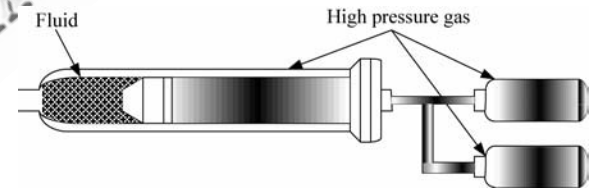
式中: A_{DamShCy} 为滑轮缓冲系统液压缸的内径横截面积; $A_{\text{DamSh}0}$ 为滑轮缓冲系统活塞杆的横截面积。

1.3 储能器的液压模型

储能器的结构如图 2 所示。储能器的模型与滑轮缓冲系统类似,也可以看做等温压缩过程。储能器的初始压强设为 $p_{\text{Accu}0}$, 大约为 2.7 MPa^[9]。将储能器的运动过程看做等温压缩过程,那么储能器内的压强 p_{Accu} 为

$$\begin{cases} p_{\text{Accu}} = p_{\text{Accu}0} \left(\frac{V_{\text{Accu}0}}{V_{\text{Accu}0} - A_{\text{Accu}} y_{\text{Accu}}} \right)^\gamma \\ y_{\text{Accu}} = K_{\text{Accu}} y_{\text{MEC}} \end{cases} \quad (3)$$

式中: $V_{\text{Accu}0}$ 为储能器的初始体积; y_{Accu} 和 y_{MEC} 分别为储能器活塞杆和主液压缸活塞杆由初始位置到当前位置的位移; K_{Accu} 为储能器活塞杆的位移与主液压缸活塞杆位移的关联常数; A_{Accu} 为储能器活塞杆的有效横截面积。

图2 储能器结构示意图^[9]Fig.2 Accumulator structure^[9]

1.4 主液压缸的液压模型

由图 1 可以看出阻拦系统的主液压缸很特殊,区别于传统的液压缸,它是一种一端封闭、另一端开口进出油液的单活塞杆式的液压元件,其连续性方程可以表示为

$$\sum Q_{\text{in}} - \sum Q_{\text{out}} = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta_T} \cdot \frac{dp_{\text{MEC}}}{dt} \quad (4)$$

式中: V 为主液压缸的体积; $\sum Q_{\text{in}}$ 为流入主液

压缸的总流量; $\sum Q_{out}$ 为流出主液压缸的总流量; β_T 为液体体积弹性模量; p_{MEC} 为主液压缸的压强。

阻拦过程中,

$$\sum Q_{in} = 0 \quad (5)$$

所以,

$$0 - \sum Q_{out} = -A_1 \dot{y}_{MEC} + \frac{V_0 - A_1 y_{MEC} \dot{p}_{MEC}}{\beta_T} \quad (6)$$

式中: A_1 为主液压缸内径的横截面积; V_0 为主液压缸的初始体积。

1.5 锥形阀的液压模型

将凸轮阀节流口考虑为锥形阀,其示意图如图3所示,锥型阀的阀口过流面积 A_{Valve} 为^[18]

$$A_{Valve} = \pi D_0 \left(1 - \frac{x}{2D_0} \sin(2\alpha)\right) x \sin \alpha \quad (7)$$

式中: D_0 为锥形阀阀座孔直径; x 为锥形阀阀芯位移; α 为锥形阀锥角的 $1/2$ 。

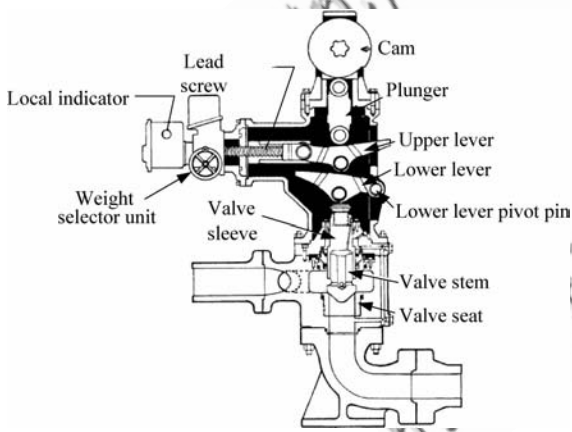


图3 凸轮阀的结构图^[9]

Fig. 3 Cam valve structure^[9]

油液流过锥形阀阀口的过程可以看做油液流过薄壁孔的过程,如图4所示。

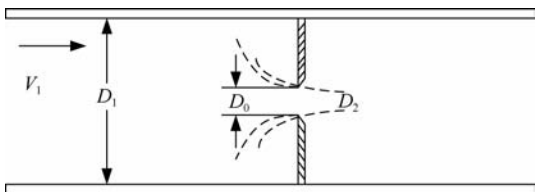


图4 油液流过薄壁孔口的示意图^[7]

Fig. 4 Fluid flow through sharp edge orifice^[7]

锥形阀的流量系数 C_d 与雷诺数 Re 、阀座倒角长度、阀芯与阀座的距离 $x \sin \alpha$ 有关:

$$\begin{cases} C_d = C_C C_V \\ C_C = A_2 / A_{Valve} \end{cases} \quad (8)$$

式中: C_C 为收缩系数; C_V 为流速系数; A_1 、 A_{Valve} 和 A_2 分别为相对于直径 D_1 、 D_0 和 D_2 的横截面积。

油液的流量系数在阻拦过程中的变化是很大的,不能够当做常数考虑,锥形阀的流量系数 C_d 随主液压缸位移的变化情况如图5所示。

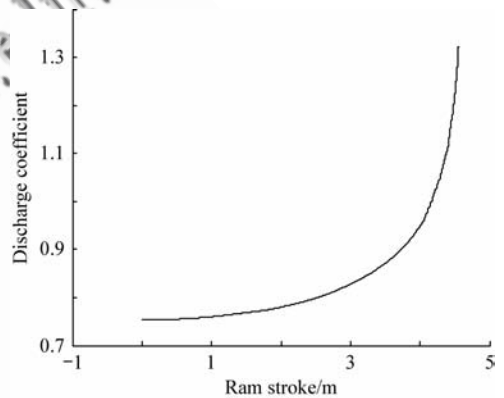


图5 锥形阀流量系数的变化曲线

Fig. 5 Valve discharge coefficient variation

收缩系数与流速系数均采用经验公式^[7]:

$$\begin{cases} C_C = C(A_{Valve})^{E_X} \\ C_V = C_F(G)^{F_X} \end{cases} \quad (9)$$

式中: G 为飞机的重量; C 、 C_F 、 E_X 和 F_X 均为常数。

近似认为主液压缸流出的油液全部经过凸轮阀,在阀口的前后列写伯努利方程:

$$\frac{V_1^2}{2} + \frac{p_{Accu}}{\rho} = \frac{V_2^2}{2} + \frac{p_{MEC}}{\rho} \quad (10)$$

式中: V_1 、 V_2 为阀口前后的油液流速大小; ρ 为乙二醇的密度。

如图4所示,阀孔前后油液的连续性方程为

$$V_1 A_1 = V_2 A_2 = V_2 A_{Valve} C_C \quad (11)$$

从而, $V_1 = V_2 A_{Valve} C_C / A_1$, 将其代入式(10)中,得

$$\frac{p_{MEC} - p_{Accu}}{\rho} = \frac{V_2^2}{2} \left(1 - C_C^2 \frac{A_{Valve}^2}{A_1^2}\right) \quad (12)$$

在阻拦过程中,油液在阻拦机内是从主液压缸流向储能器,锥形阀在液压元件中相当于阻性元件,因此,由主液压缸流出的油液经过锥形阀后,会在阀的两侧产生压降,令 D_{pvalve} 为锥形阀两侧压强的差值,即:

$$D_{pvalve} = p_{MEC} - p_{Accu} \geq 0 \quad (13)$$

尾钩挂索之前 $D_{pvalve} = 0$ 。由式(12)解出

$$V_2 = \left[2 \frac{p_{MEC} - p_{Accu}}{\rho} / \left(1 - C_C^2 \frac{A_{Valve}^2}{A_1^2} \right) \right]^{1/2} \quad (14)$$

流速系数 C_V 为实际流速 V_{2A} 与理论流速之比:

$$C_V = V_{2A} / V_2 \quad (15)$$

因此,

$$V_{2A} = C_V \left[2 \frac{p_{MEC} - p_{Accu}}{\rho} / \left(1 - C_C^2 \frac{A_{Valve}^2}{A_1^2} \right) \right]^{1/2} \quad (16)$$

假设流出主液压缸的油液总流量 $\sum Q_{out}$ 等于流过锥形阀的油液总流量,因此可以得出

$$\begin{aligned} \sum Q_{out} &= V_{2A} C_C A_{Valve} = C_C A_{Valve} C_V \cdot \\ &\left[2 \frac{p_{MEC} - p_{Accu}}{\rho} / \left(1 - C_C^2 \frac{A_{Valve}^2}{A_1^2} \right) \right]^{1/2} \end{aligned} \quad (17)$$

将式(6)与式(17)联立,得

$$\begin{aligned} C_C A_{Valve} C_V \left[2 \frac{p_{MEC} - p_{Accu}}{\rho} / \left(1 - C_C^2 \frac{A_{Valve}^2}{A_1^2} \right) \right]^{1/2} &= \\ A_1 \dot{y}_{MEC} - \frac{V_0 - A_1 y_{MEC}}{\beta_T} \dot{p}_{MEC} \end{aligned} \quad (18)$$

在此将式(18)化简,由于 β_T 液体体积弹性模量很大,因此忽略压强导数项,得

$$p_{MEC} - p_{Accu} = \frac{\rho}{2} \dot{y}_{MEC}^2 \cdot$$

$$\left(\frac{1}{C_C C_V} \cdot \frac{A_1}{A_{Valve}} \right)^2 \left(1 - C_C^2 \frac{A_{Valve}^2}{A_1^2} \right) \quad (19)$$

由于阀的直径仅为 127 mm,因此 $A_{Valve} \ll A_1$,求得

$$p_{MEC} = \frac{\rho}{2} \dot{y}_{MEC}^2 \frac{1}{C_d^2} \left(\frac{A_1}{A_{Valve}} \right)^2 + p_{Accu} \quad (20)$$

$$D_{pvalve} = \frac{\rho}{2} \dot{y}_{MEC}^2 \frac{1}{C_d^2} \left(\frac{A_1}{A_{Valve}} \right)^2 \quad (21)$$

将式(7)代入式(20),得

$$\begin{aligned} p_{MEC} &= p_{Accu} + \frac{\rho}{2} \dot{y}_{MEC}^2 \frac{1}{C_d^2 (\pi D_0 x \sin \alpha)^2} \cdot \\ &\left[\frac{A_1}{1 - x \sin(2\alpha) / (2D_0)} \right]^2 \end{aligned} \quad (22)$$

2 甲板阻拦系统动力学建模

2.1 飞机质点动力学建模

阻拦系统要求能将质量为 22.7×10^3 kg、速度为 240 km/h 的 F-14 拦停在 100 m 左右的距离内。阻拦系统的液压部分是主要的研究对象,因此简化飞机的模型,将飞机看做质点。重点研究飞机在对中情况下阻拦系统的各种特性,如:左、右滑轮缓冲系统的位移、压强变化,主液压缸位移、压强变化情况,拦停距离,储能器压强的变化情况以及凸轮阀在固定凸轮型线的情况下是如何拦停不同质量的飞机。舰载机对中冲索过程的几何关系如图 6 所示: $Ox_g y_g$ 为大地固定坐标系; L_0 为阻拦索在地面部分长度的一半; T_{CableL} 、 T_{CableR} 分别为左、右侧绳索上的张力大小; θ 为左、右侧绳索与 y_g 轴所成的锐角; $S(t_1)$ 为飞机从初始的挂索时刻 t_0 到 t_1 时刻的位移。

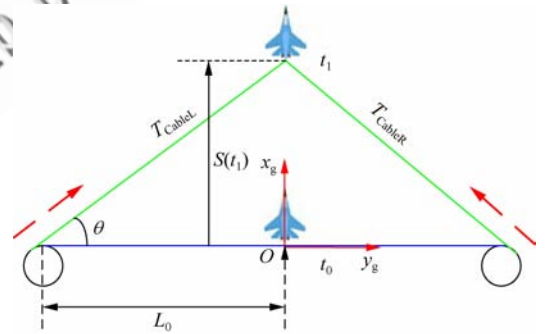


图 6 舰载机中对冲索过程几何示意图

Fig. 6 On center arrestment geometry

根据图 6,飞机所受到的阻拦力、位移以及绳索张力之间的关系可以表示为

$$F_{Arrest} = (T_{CableL} + T_{CableR}) \sin \theta \quad (23)$$

$$F_{Arrest} - F_{thrust} = M_{Plane} \ddot{S}(t_1) \quad (24)$$

$$\sin \theta = S(t) / (S^2(t) + L_0^2)^{1/2} \quad (25)$$

$$F_{thrust} = F_T M_{Plane} g \quad (26)$$

式中: M_{plane} 为飞机的质量; F_{Arrest} 为作用在飞机上的阻拦力大小; $S(t)$ 为在阻拦过程中 t 时刻飞机的位移; F_{thrust} 为飞机在阻拦过程中发动机的推力值^[7]; F_T 为发动机推力系数, 变化范围为 0.4 ~ 0.65; g 为重力加速度值。

2.2 仿真凸轮参考控制曲线

如图 7 所示, 将 K-5^[7] 型凸轮控制曲线按比例放大即获得仿真采用的参考凸轮控制曲线。如图 3 所示, 凸轮转动推动柱塞向下移动, 柱塞向下移动的位移 x_{stem} 与主液压缸的位移 y_{MEC} 满足图 7 中的曲线 1 的函数关系:

$$x_{\text{stem}} = f(y_{\text{MEC}}) \quad (27)$$

取图 7 中曲线 1 上各点经过线性拟合后加入到仿真程序中。

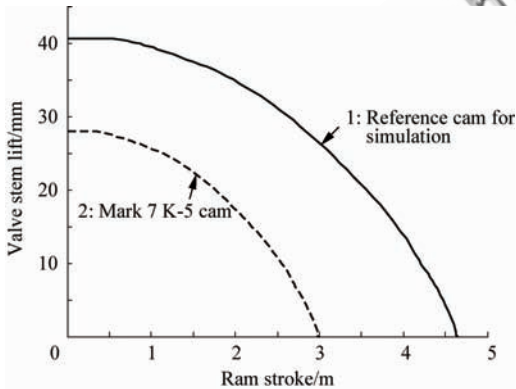


图 7 凸轮控制曲线
Fig. 7 Cam control curve

Mark 7 Mod 3 系列采用的凸轮控制曲线对应主液压缸的行程增大到 4.6 m, 使阻拦系统吸收的能量增加。按比例调整凸轮控制曲线的幅值, 使得同一种凸轮控制曲线可以对应多种质量的飞机。锥形阀阀芯位移是由凸轮推动下面的柱塞经过一组杠杆的作用后产生的, 重量选择器调节的是杠杆的位移变换系数, 如果杠杆的调节比例系数 D_{in} 为 1, 那么凸轮转动推动柱塞向下移动 1 mm, 经过杠杆系的变换, 锥形阀阀杆向下移动 1.00 mm, 如果调节重量选择器使得 D_{in} 为 4, 那么柱塞向下移动 1 mm, 经过杠杆系的变换, 锥形阀阀杆向下移动 0.25 mm。因此, 拦停质量大的飞机, 杠杆的比例系数 D_{in} 要选得大一些, 使阀口初始开度较小; 相反, 拦停质量小的飞机, 杠杆的

比例系数 D_{in} 要选得小一些, 使锥形阀阀口的初始开度较大^[10]。经以上分析, 锥形阀的阀杆位移 x 与凸轮阀下面的柱塞位移 x_{stem} 满足以下关系:

$$x = \frac{x_{\text{stem}}}{D_{\text{in}}} = \frac{f(y_{\text{MEC}})}{D_{\text{in}}} \quad (28)$$

将式(28)代入式(7)中, 将式(7)与式(22)更新为

$$A_{\text{Valve}} = \pi D_0 \frac{x_{\text{stem}}}{D_{\text{in}}} \left(1 - \frac{x_{\text{stem}}}{2D_{\text{in}}D_0} \sin(2\alpha) \right) \sin \alpha \quad (29)$$

$$p_{\text{MEC}} = \frac{\rho}{2} \dot{y}_{\text{MEC}}^2 \frac{1}{C_d^2 \left[(\pi D_0 x_{\text{stem}} \sin \alpha) / D_{\text{in}} \right]^2} \cdot \left[\frac{A_1}{1 - x_{\text{stem}} \sin(2\alpha) / (2D_0 D_{\text{in}})} \right]^2 + p_{\text{Accu}} \quad (30)$$

2.3 绳索张力模型

左侧滑轮缓冲装置几何示意图如图 8 所示, 因此可以得出

$$\begin{cases} \Delta L_{\text{CableL}} = (S^2(t) + L_0^2)^{1/2} - L_0 - 2N_{\text{SHEAS}} y_{\text{MEC}} - 2\Delta L_{\text{DamCaL}} \\ \Delta L_{\text{CableR}} = (S^2(t) + L_0^2)^{1/2} - L_0 - 2N_{\text{SHEAS}} y_{\text{MEC}} - 2\Delta L_{\text{DamCaR}} \end{cases} \quad (31)$$

$$\begin{cases} \Delta L_{\text{DamCaL}} = (L_{\text{DH}}^2 + L_{\text{DV}}^2)^{1/2} - L_{\text{DV}} / \sin \alpha_L \\ \Delta L_{\text{DamCaR}} = (L_{\text{DH}}^2 + L_{\text{DV}}^2)^{1/2} - L_{\text{DV}} / \sin \alpha_R \end{cases} \quad (32)$$

式中: ΔL_{CableL} 、 ΔL_{CableR} 分别为 t 时刻左、右侧绳索由甲板滑轮 (Deck Sheave) 端伸出的绳索长度; N_{SHEAS} 为绳索在主液压缸上的缠绕比; α_L 、 α_R 分别为左、右侧绳索与滑轮缓冲系统活塞杆 (Damper Sheave Ram) 运动方向的夹角; A_{Cable} 为绳索的横截面积; L_{DH} 和 L_{DV} 分别为初始时刻滑轮缓冲装置滑轮与甲板滑轮 A 的水平长度、垂直距离; ΔL_{DamCaL} 、 ΔL_{DamCaR} 分别为左、右侧滑轮缓冲装置供给绳索伸出的长度。

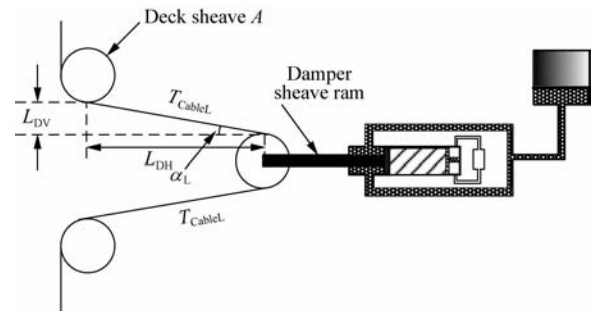


图 8 左侧滑轮缓冲装置几何示意图^[9]

Fig. 8 Left damper sheave geometry^[9]

因此,绳索的张力大小为

$$\begin{cases} T_{\text{CableL}} = EA_{\text{Cable}} \Delta L_{\text{CableL}} / L_{L0} \\ T_{\text{CableR}} = EA_{\text{Cable}} \Delta L_{\text{CableR}} / L_{R0} \end{cases} \quad (33)$$

式中: E 为绳索的弹性模量; L_{L0} 、 L_{R0} 分别为左、右侧绳索初始时刻的总长度。

2.4 滑轮缓冲系统动力学模型

以左侧滑轮缓冲系统为例,其加速度值为

$$\ddot{y}_{\text{DamShL}} = \frac{2T_{\text{CableL}} \cos \alpha_L - p_{\text{DamShL}} A_{\text{DamSh}}}{M_{\text{DamSh}}} \quad (34)$$

$$\cos \alpha_L = \frac{L_{\text{DH}}}{(L_{\text{DV}}^2 + L_{\text{DH}}^2)^{1/2}} \quad (35)$$

式中: M_{DamSh} 为滑轮缓冲系统活塞杆的质量。

2.5 主液压缸动力学模型

主液压缸的动力学模型为

$$\ddot{y}_{\text{MEC}} = (2N_{\text{SHEAS}} T_{\text{CableL}} + 2N_{\text{SHEAS}} T_{\text{CableR}} - 4N_{\text{SHEAS}} F_f - P_{\text{MEC}} A_1) / M_{\text{MEC}} \quad (36)$$

$$E_{\text{FF}} = 0.148(E_{\text{TA}})^{0.1} \quad (37)$$

$$F_f = (1 - E_{\text{FF}}) E_{\text{TA}} / (2L_{\text{CableMax}}) \quad (38)$$

式中: E_{FF} 为绳索作用在主液压缸滑轮上的机械效率系数; F_f 为绳索作用在滑轮上的摩擦力的大小^[7]; E_{TA} 为阻拦时刻飞机总能量^[7]; L_{CableMax} 为单侧绳索的最大抽出量; M_{MEC} 为主液压缸活塞杆与十字头(固定在活塞杆上的滑轮)的质量和。

3 动力学仿真分析

3.1 阻拦系统动力学分析

文献[7]中给出了以 Mark 7 Mod 1 型阻拦系统在 K-5 型凸轮曲线控制作用下的真实实验曲线,选取其中的关键点绘制图 9 中的曲线 1,在 K-5 型凸轮曲线作用下,真实数据对应主液压缸的最大行程为 3 m,飞机质量为 16.7×10^3 kg,飞机速度为 201.68 km/h。曲线 2 与曲线 3 是 Mark 7 Mod 3 型阻拦系统的仿真曲线。曲线 2 与曲线 1 阻拦的飞机质量和速度相同,而曲线 3 与曲线 1 阻拦过程中主液压缸的最大压强相同。曲线 2 与曲线 3 对应凸轮的最大行程为 4.6 m,主液压缸压强对主液压缸位移的曲线如图 9 所示。

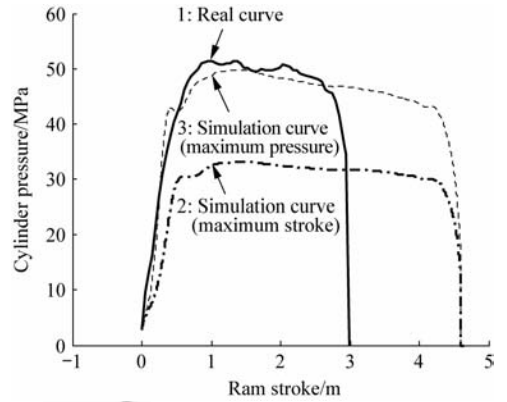


图 9 不同工作情况下压强-位移曲线

Fig. 9 Pressure vs ram stroke pertain to different scenarios

从图 9 中可以看出,曲线 1 与曲线 2 拦停的飞机质量与速度相同,质量都为 16.7×10^3 kg,速度都为 201.68 km/h,说明液压系统吸收的能量是一样的,压强曲线与位移所围成的面积就是液压系统所做的功,曲线 1 与曲线 2 所围成的面积相同,但是曲线 2 的压强峰值明显要比曲线 1 的压强峰值小得多,这说明 Mark 7 Mod 3 型阻拦系统将凸轮的行程扩大到 4.6 m,可以使阻拦系统压强的峰值明显降低。这对阻拦系统的安全性来说是很有必要的。当 Mark 7 Mod 3 型阻拦系统阻拦速度为 229.63 km/h、质量为 24.5×10^3 kg 的飞机时,仿真曲线如图 9 中曲线 3 所示。从曲线 1 与曲线 3 的对比中可以发现,在压强峰值相同的情况下,曲线 3 所围成的面积大于曲线 1 所围成的面积,这说明在同等压强峰值条件下,Mark 7 Mod 3 型阻拦系统在凸轮行程增加到 4.6 m 的情况下,阻拦系统容量明显增加。

以速度为 200 km/h、质量为 24.5×10^3 kg 的 F-14 为例,做对中冲索仿真,结果如图 10 所示。从图 10 中可以看出,对于相同速度与质量的飞机,重量选择器的不同会导致仿真曲线有很大差别。仿真时阻拦相同速度与质量的飞机,因此图 10 中 3 条压强-位移曲线所围成的面积相同,也就是阻拦系统吸收的能量相同。图 10 中 $D_{\text{ia}} = 4.5$,使得重量选择器的值较大,也就是凸轮阀杆杆系的比例值选得较大,凸轮阀的初始开口较小,使得主液压缸初始压强较大,在阻拦前期做的功较正常情况($D_{\text{ia}} = 4.1$)多了一些,使得阻拦

前期吸收的能量大于阻拦前期正常的吸收值,因此在阻拦的后期主液压缸的压强要较正常的情况小许多,出现曲线 2 的情况;然而如果 $D_{in}=3.6$,使得重量选择器的值较小,也就是凸轮阀杠杆系的比例值选得较小,凸轮阀的初始开口较大,使得主液压缸初始压强较小,阻拦前期液压系统做的功较正常情况($D_{in}=4.1$)少许多,使得阻拦后期的能量大于正常吸收的能量,那么在阻拦的后期,压强会升高,使得图 10 中曲线 1 在阻拦的后期出现上翘。这说明如果重量选择器选得过大,会造成阻拦初期主液压缸压强过大,如果重量选择器选得过小,主液压缸的压强会在阻拦后期过大。2 种情况对凸轮阀都有负面影响,如果来自主液压缸的压强大于某一值会使凸轮阀的 2 个杠杆受到较大压力而发生塑性形变,造成凸轮阀损伤。

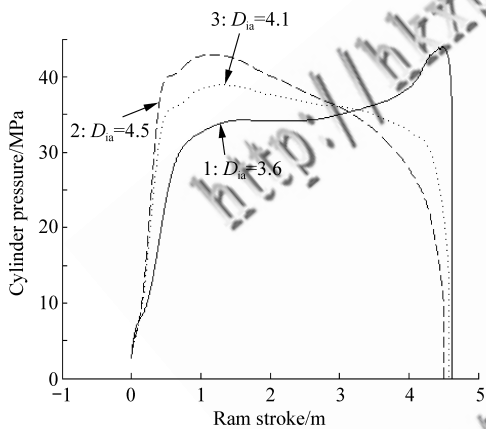


图 10 不同重量选择器情况下压强-位移曲线

Fig. 10 Pressure vs ram stroke pertain to different weight settings

下面讨论如何让固定的凸轮控制曲线来阻拦不同质量的飞机。阻拦系统的控制核心是凸轮阀,针对不同质量的飞机并选择相应的重量选择器进行仿真,结果如图 11 所示。可以观察到一簇标准形状的主液压缸压强-位移的变化曲线。从图中可以看到,不同质量的飞机可以用形状相同、高度不同的凸轮控制曲线来控制。因此重量选择器的作用是根据不同质量的飞机,平移一条标准的压强-位移曲线,使得飞机的负加速度与阻拦系统压强平稳变化。如果重量选择器选得不合适,就会出现图 10 中讨论的局部压强峰值偏高的情况。

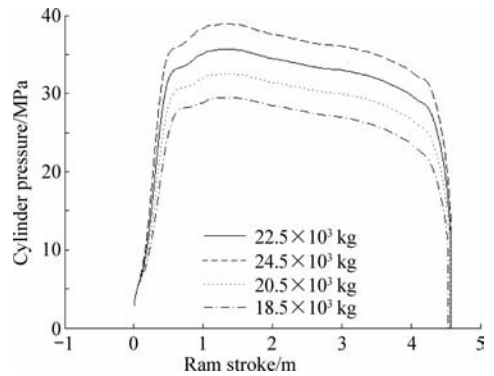


图 11 飞机不同质量情况下压强-位移曲线

Fig. 11 Pressure vs ram stroke pertain to different aircraft weights

滑轮缓冲系统压强-位移变化情况如图 12(a)所示,滑轮缓冲系统的模型与储能器的模型类似,两者都可以看做等温压缩过程,因此它们的压强-位移曲线很相似,储能器内的压强-位移曲线如图 12(b)所示。储能器内的初始压强为 2.7 MPa,最大压强可以达到 4.5 MPa^[9],储存的能量用于阻拦系统的复位。阻拦结束后,主液压缸内的压强接近于零,回收阀打开,在储能器内压强的作用下,储能器活塞推动油液经过回收阀倒流入主液压缸内,推动主液压缸活塞,完成主液压缸与储能器的复位。滑轮缓冲系统的初始压强为 5.2 MPa,所能承受的压强最大值可以达到 20.7 MPa^[9]。滑轮缓冲系统压强-时间曲线以及储能器内压强-时间曲线如图 13 所示。从图 13 可以看出,滑轮缓冲系统的位移在很短的时间内达到最大值。在 2.5 s 以后滑轮缓冲系统压强减小的幅度比较大,这是由于阻拦过程时间很短,2~3 s 就会结束,2.5 s 以后阻拦过程接近结束,绳索张力减小较快,所以此时作用在滑轮缓冲装置上的压强也会随之减小。

滑轮缓冲系统位移与主液压缸位移的比较如图 14 所示;滑轮缓冲系统在阻拦过程中的作用是减少绳索的波动,阻拦系统中总是滑轮缓冲系统先发生动作,然后主液压缸才发生动作,这是因为主液压缸活塞杆的质量要比滑轮缓冲装置活塞杆的质量大得多,滑轮缓冲系统的惯性相对较小。绳索的张力比较大,因此根据图 2 中的几何关系,滑轮缓冲装置的位移稳定在 1.92 m 左右。由于是对中索,因此左、右滑轮缓冲装置的位移-时间曲线是一致的。

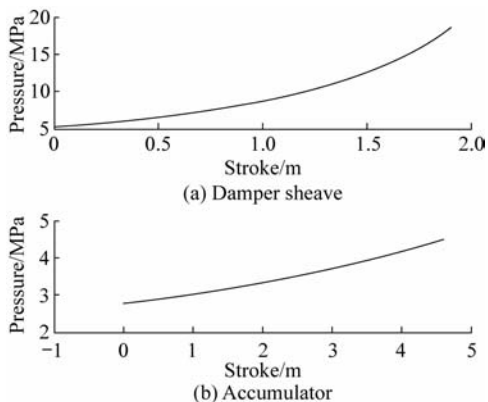


图 12 滑轮缓冲系统与储能器压强-位移变化曲线

Fig. 12 Damper sheave and accumulator pressure vs stroke

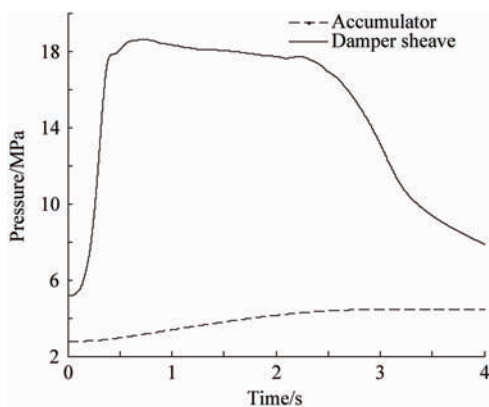


图 13 储能器与滑轮缓冲系统压强-时间曲线

Fig. 13 Accumulator and damper sheave pressure vs time

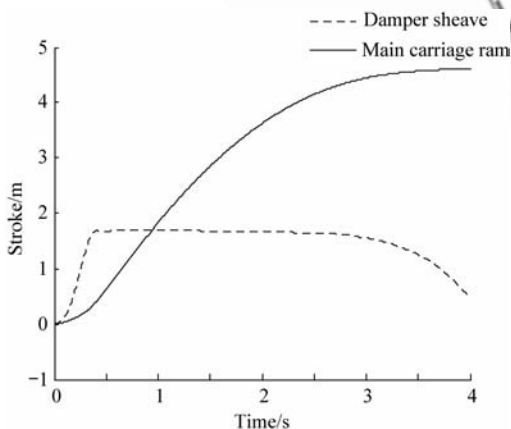


图 14 滑轮缓冲系统与主液压缸位移-时间曲线

Fig. 14 Damper sheave and main carriage ram stroke vs time

如图 15 所示,主液压缸在阻拦的初期速度逐渐增大,并且在很短时间内到达最大值,然后速度

逐渐减小、加速度几乎不变,一直到阻拦结束速度降为零。这正符合飞机对阻拦系统的要求:尽可能地使飞机的加速度恒定,使飞机做匀减速运动。

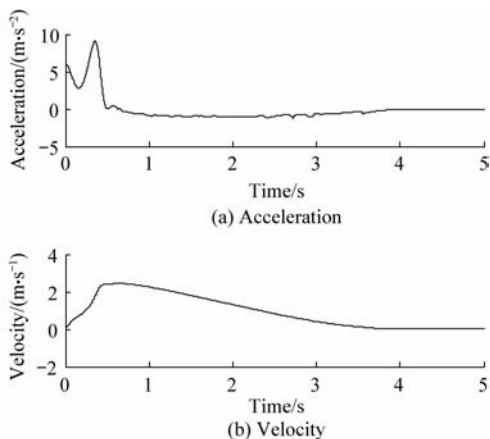


图 15 主液压缸加速度-时间、速度-时间曲线

Fig. 15 Main carriage ram acceleration and velocity vs time

3.2 重量选择器对飞机状态的影响

阻拦质量为 23.5×10^3 kg、速度为 200 km/h 的 F-14 飞机,不同重量选择器作用下的位移、速度以及加速度曲线如图 16 所示。从图 16(a)中可以看出飞机被拦停在 100 m 距离内,由图 16(c)可以看出飞机在 B 点速度为负,飞机向相反方向运动,使得尾钩所受阻拦力突然减小,尾钩从绳索上自然脱落,飞行员制动刹车使飞机慢慢停止。从 B 点开始,飞机向相反的方向运动导致绳索的拉伸量减小,绳索张力减小,主液压缸停止运动,主液压缸内压强骤减,由于锥形阀的特殊结构,来自储能器油液的压强作用于锥形阀杆的上表面,来自主液压缸油液的压强作用于锥形阀杆的下表面,当主液压缸的压强减小至某一值的时候,锥形阀杆上表面的压力要大于下表面的压力,迫使锥形阀关闭。阻拦过程结束。

图 16 中描绘的是重量选择器设定不同值时飞机的各种运动状态,当重量选择器的比值选得较大 ($D_{in} = 4.5$) 时,阻拦距离变短,但阻拦前期飞机的负加速度绝对值变大,这是由于阻拦系统前期的主液压缸的压强比较大,主液压缸压强曲线类似于图 10 中的曲线 2;当重量选择器选得较小 ($D_{in} = 3.6$) 时,飞机拦停距离变大,在阻拦后

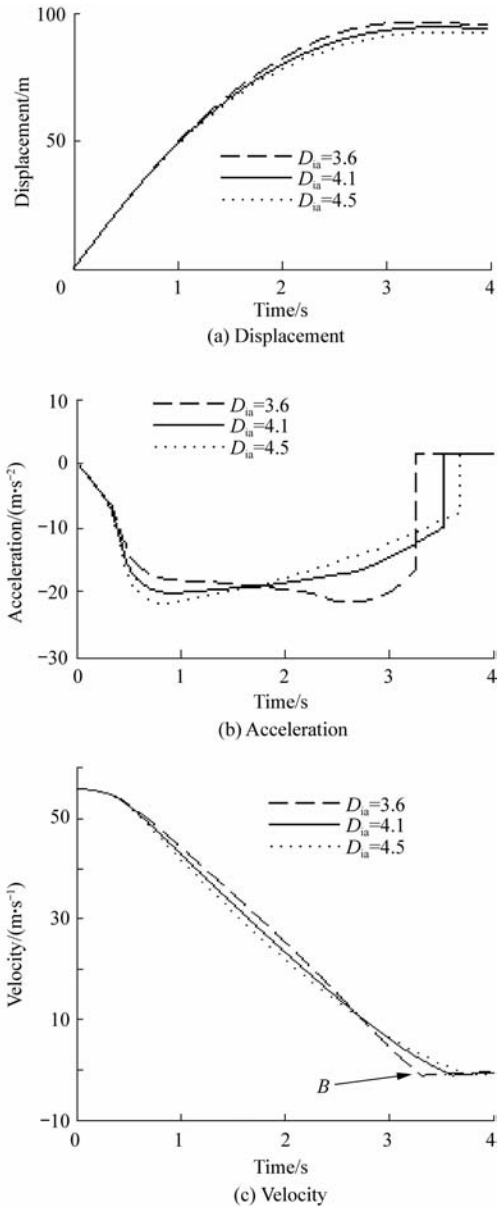


图 16 飞机各状态对时间曲线

Fig. 16 States of aircraft vs time

期飞机的负加速度绝对值变大,这是由于阻拦后期液压压强变大,主液压缸压强曲线类似于图 10 中曲线 1。因此重量选择器选择得合适 ($D_{in} = 4.1$),会使阻拦过程中飞机的负加速度恒定,实现飞机阻拦的最优控制。

4 结论

通过引入滑轮缓冲系统使阻拦系统模型更加全面,建立了较为准确的锥形阀模型,以 Mark 7 Mod 1 型阻拦系统中 K-5 型凸轮控制曲线为参

考,将曲线按比例扩大,使凸轮控制曲线对应主液压缸的行程扩大为 4.6 m,使扩展凸轮控制曲线适应 Mark 7 Mod 3 型阻拦系统。

仿真结果表明,文中建立的阻拦系统模型能较全面并且真实地反映阻拦系统中主液压缸压强、主液压缸加速度及滑轮缓冲系统位移以及飞机速度、飞机加速度等物理量的变化过程。

Mark 7 Mod 3 型阻拦系统在主液压缸行程扩展的情况下,采用文中相应的参考凸轮控制曲线可以使阻拦系统的阻拦能力由 22.7×10^3 kg、203.7 km/h 增加到 26.5×10^3 kg、240.0 km/h,并且保证主液压缸的压强小于极限值 68.95 MPa。在阻拦同等质量和速度飞机的情况下,Mark 7 Mod 3 型阻拦系统的工作压强要远远小于 Mark 7 Mod 1 型阻拦系统的工作压强,安全性得到保证。

参 考 文 献

- [1] Song J C, Wang Y, Zhang Z W, et al. Study on the electro-hydraulic proportional controlled aircraft arresting system. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2005, 26(5): 520-523. (in Chinese)
宋锦春, 王艳, 张志伟, 等. 飞机阻拦系统电液比例控制研究. *航空学报*, 2005, 26(5): 520-523.
- [2] Wu J, Yuan Z H, He C A. Control principle and method analysis of an aircraft arresting system. *Journal of Air Force Engineering University: Natural Science Edition*, 2002, 4(4): 1-3. (in Chinese)
吴娟, 袁朝辉, 何长安. 某型飞机阻拦系统控制原理及方法分析. *空军工程大学学报:自然科学版*, 2002, 4(4): 1-3.
- [3] Wu J. Research on analysis and control of airplane arresting system. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2003. (in Chinese)
吴娟. 飞机阻拦系统分析与控制研究. 西安: 西北工业大学, 2003.
- [4] Zhang S S, Jin D P. Nonlinear optimal control of aircraft arresting process. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2009, 30(5): 849-854. (in Chinese)
张澍森, 金栋平. 飞机阻拦过程的非线性最优控制. *航空学报*, 2009, 30(5): 849-854.
- [5] Jin C J, Hong G X. Dynamic problems of carrier aircraft catapult launching and arrest landing. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 1990, 11(12): B534-B542. (in Chinese)
金长江, 洪冠新. 舰载机弹射起飞及阻拦着舰动力学问题. *航空学报*, 1990, 11(12): B534-B542.

- [6] Zhang M H, Yuan L, Hong G X. Aircraft carrier hydraulic arresting gear arresting force modeling and simulation. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2010, 36(1): 100-103. (in Chinese)
张明辉, 袁理, 洪冠新. 航空母舰液压阻拦系统阻拦力建模与仿真. *北京航空航天大学学报*, 2010, 36(1): 100-103.
- [7] Louise M F. A study of the effect of different cam designs on Mark 7 Mod 1 arresting gear performance. ADA 061486, 1978.
- [8] George M L. Development of a mathematical performance prediction model for rotary-hydraulic-type arresting gears. AD893157, 1972.
- [9] U. S. Navy Landing Signal Officer School. Landing signal officer reference manual. Virginia: Landing Signal Officers School Naval Air Station Oceana, 1999: I-9-1-I-7-31.
- [10] Kraut W K, Swiencinski H J. Reliability of the Mark 7 Mod 3 arresting gear. AD-845390, 1968.
- [11] Barron R T. Design optimization and performance prediction of a shorebased aircraft recovery system by mathematical model computer simulation. AD-740098, 1972.
- [12] Rolek L S, Jr. Performance analysis of a turbo-type energy absorber for an aircraft carrier arresting gear. AD-728682, 1971.
- [13] Cliff R, Kahn J P. Availability and expectation of successful operation of Mark7 arresting gear. AD-693468, 1969.
- [14] Licoln J W. Aircraft landing dynamics analysis. Volume 1: equations of motion. ADA240123, 1987.
- [15] Kevlin S G. Evaluation of the 500s arresting-gear system. AD-886597, 1971.
- [16] Glessner C, Cane S T. Flight deck arresting gear and barricade configuration criteria for Mark 7 Mod 3 arresting engine. AD-864089, 1969.
- [17] Mikhaluk D, Voinov I, Borovkov A. Finite element modeling of the arresting gear and simulation of the aircraft deck landing dynamics. 7th European LS-DYNA Conference. 2009.
- [18] Li Z Y, Wan H X, He X F, et al. Hydraulic component and system. Beijing: China Machine Press, 2005: 165-166. (in Chinese)
李壮云, 万会雄, 贺小峰, 等. 液压元件与系统. 北京: 机械工业出版社, 2005: 165-166.

作者简介:

朱齐丹 男, 博士, 教授, 博士生导师。主要研究方向: 先进控制理论及应用。

Tel: 0451-82519594

E-mail: zhuqidan@hrbeu.edu.cn

闻子侠 男, 博士研究生。主要研究方向: 先进控制理论及应用。

Tel: 0451-82519594

E-mail: wenzixia@hrbeu.edu.cn

张智 男, 博士, 讲师。主要研究方向: 先进控制理论及应用。

Tel: 0451-82519594

E-mail: neverbadzz@163.com

Kinetic Modeling and Simulation of Shipboard Arresting System

ZHU Qidan^{*}, WEN Zixia, ZHANG Zhi

College of Automation, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China

Abstract: This study is based on the shipboard Mark 7 Mod 1 arresting system and extends it to Mark 7 Mod 3 arresting system with the help of its experiential formula. First, the stroke of K-5 cam is extended to 4.65 m by redesigning the cam configuration to optimize the arresting system, so that the capacity of the arresting system is increased. Second, the mass of the main pressure carriage and the elasticity of the cable should be considered in the arresting system, so the kinetic simulation consists of the inertia of the main pressure carriage, the damper sheaves and the aircraft. Third, the arresting system model is extended with the addition of damper sheaves, so a more accurate and complete model is established. Finally, in light of the cam configuration and the discharge coefficient variation, an accurate hydraulic model is proposed to analyze the relationship between the states of the aircraft and the arresting system parameters.

Key words: hydraulic fluid; carrier-based arresting system; kinetic simulation; weight selector; contour of the cam

Received: 2011-06-15; Revised: 2011-07-20; Accepted: 2011-08-06; Published online: 2011-08-23 11:20

URL: www.cnki.net/kcms/detail/11.1929.V.20110823.1120.004.html DOI: CNKI:11-1929/V.20110823.1120.004

* Corresponding author. Tel.: 0451-82519594 E-mail: zhuqidan@hrbeu.edu.cn