

DOI:10.16356/j.1005-2615.2025.05.015

大型客机油门装置运动学与动力学分析与仿真

杨家兴¹, 陈永琴², 苏三买³, 朱天宇¹

(1. 中国商飞上海飞机设计研究院, 上海 201210; 2. 西安电子科技大学机电工程学院, 西安 710071;
3. 西北工业大学动力与能源学院, 西安 710072)

摘要: 油门装置是飞机上对发动机控制的重要操纵装置, 对其进行运动学与动力学分析是油门装置设计的理论基础。首先根据机构运动原理对油门装置进行简化, 建立了运动学与动力学数学模型; 其次根据上述建立的数学模型进行运动学和动力学仿真, 得到油门装置在手动工作模式和自动工作模式下各个构件的位移、速度以及载荷特性。以某型飞机油门装置为例进行仿真, 结果表明: 油门角度解算器角度仿真误差不大于 2.3%; 摩擦离合器受力以及正/反推力杆驱动力矩呈二次曲线变化; 油门伺服电机驱动力矩呈线性变化, 且在电机启动时负载力矩最大; 此外, 油门装置的推力连杆长度变化对油门角度解算器角位移变化关系以及摩擦离合器受力与力矩变化影响显著。本文研究方法和结果可为大型客机油门装置运动学与动力学分析、结构设计与油门伺服电机选型提供参考。

关键词: 大型客机; 油门装置; 油门杆; 角度解算器; 运动学与动力学分析与仿真

中图分类号: V288.7

文献标志码: A

文章编号: 1005-2615(2025)05-0941-13

Analysis and Simulation of Kinematics and Dynamics of Throttle Device for Large Passenger Jet

YANG Jiaxing¹, CHEN Yongqin², SU Sanmai³, ZHU Tianyu¹

(1. COMAC Shanghai Aircraft Design & Research Institute, Shanghai 201210, China;

2. School of Mechano-Electronic Engineering, Xidian University, Xi'an 710071, China;

3. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The throttle device is an important apparatus for engine control on civil aircraft, and performing kinematics and dynamics analysis of it is the theoretical basis for throttle device design. Firstly, the mechanism is simplified and the kinematics and dynamics mathematical model of throttle device is established according to the motion principle. Secondly, kinematics and dynamics simulations are carried out according to the mathematical model established above to obtain the displacement, velocity and load characteristics of each component of the throttle device in manual and automatic operating modes. Taking the throttle device of specific type of aircraft as an example for simulation, the results show that the simulation error of the throttle angle resolver is no more than 2.3%, the force on the friction clutch and the forward/reverse lever driving torque change in a quadratic curve, and the driving torque of the throttle servo motors changes linearly, reaching a maximum value when the motor starts. Further simulation shows that the change in the length of the control rod of the throttle device has a significant effect on the relationship between the angular displacement of the resolver and the forward lever, as well as the friction clutch force and torque. The

收稿日期: 2024-11-07; 修订日期: 2025-05-03

通信作者: 陈永琴, 女, 博士, 副教授, E-mail: 8495472@sina.com。

引用格式: 杨家兴, 陈永琴, 苏三买, 等. 大型客机油门装置运动学与动力学分析与仿真[J]. 南京航空航天大学学报(自然科学版), 2025, 57(5): 941-953. YANG Jiaxing, CHEN Yongqin, SU Sanmai, et al. Analysis and Simulation of Kinematics and Dynamics of Throttle Device for Large Passenger Jet[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics(Natural Science Edition), 2025, 57(5): 941-953.

research methods and results of this paper can provide reference for large passenger jet throttle device's kinematic and dynamic analysis, structural design, and selection of throttle servo motors.

Key words: large passenger jet; throttle device; throttle lever; angle resolver; analysis and simulation of kinematics and dynamics

油门装置是飞机的重要操纵装置,用于控制发动机的推力,飞机在自动驾驶模式飞行时,飞行控制系统发出指令,自动控制油门装置的伺服电机旋转,进而带动油门杆移动为发动机提供相应的油门指令;在手动驾驶模式飞行时,由驾驶员直接手动推拉油门杆来改变油门角度^[1]。

对于大型客机,通常在飞机降落时需打开发动机反推力装置,使发动机产生反向推力而辅助飞机缩短降落滑跑距离^[2]。为此,在油门装置上设置有正推力杆与反推力杆两种油门杆,在飞机正常飞行时通过操纵正推力杆向发动机提供表征正向推力大小的油门角度指令;在飞机降落滑跑时通过操纵反推力杆向发动机提供表征反向推力的油门角度指令。图1为油门装置的安装位置图。



图1 油门装置及其在驾驶舱操纵台上的位置

Fig.1 Throttle device and its install position in cockpit

作为飞机与发动机的核心操纵装置,油门装置的运动学与动力学特性直接影响其操控品质,同时也是油门装置结构设计、参数优化、伺服驱动力矩需求分析的重要基础。

现役主流的民航客机油门装置应用成熟,现有资料多为结构介绍与维修应用说明^[3-5],而与结构相关的运动学与动力学理论分析与工程设计文献甚少。

关于油门装置相关研究,现有文献大多侧重油门自动控制,典型的文献有Dimogianopoulos等^[6]介绍了一种新的自动油门控制器;Petratos等^[7]介绍了一种鲁棒自动油门控制器;吴春英等^[8-9]分析了自动油门的工作模式并设计实现了发动机速度保持的油门控制律;杨森等^[10]基于模糊PID控制方法设计了自动油门控制器;娄本山^[11]基于429总线设计了油门自动控制系统。关于油门装置运动学与动力学研究,郭丽雨等^[12]提出了一种新型军机电传油门台结构,建立了其运动学模型并进行优

化,但并未建立动力学模型,且不包含反推力杆,与现有典型民机油门装置结构相差较大。

当前,中国自主研发的大型单通道客机与支线客机,油门装置均采用国外成套产品^[13-14],国内以往由于没有需求牵引,油门装置相关理论研究,特别是作为结构设计基础的运动学与动力学分析研究薄弱,对油门装置国产化形成制约。

基于上述背景,本文开展大型客机油门装置运动学与动力学分析与仿真研究,以期为民航客机油门装置设计提供理论支撑与技术参考。

1 油门装置工作原理和结构分析

以某型客机为例,如图1所示,油门装置位于飞机驾驶舱的中央操纵台,其操纵部分由结构一致且对称布置的左右两部分组成,分别用于控制飞机左右两个发动机。油门装置运动部件组成及整体结构如图2所示。



图2 油门装置实物图

Fig.2 Physical picture of throttle device

图2所示油门装置,结构上包括位于驾驶舱操纵台上的油门杆(包括正推力杆与反推力杆)、操纵连杆、摇臂、推力连杆以及位于驾驶舱地板下的伺服电机、减速器、摩擦与测量组件(包括摩擦离合器和油门角度解算器)以及电门组件。其中,油门角度解算器核心为角位移传感器,用于输出油门角度电信号给发动机,以此作为发动机的推力控制指令;电门组件为一组通过轴上凸轮驱动的开关闭,用于输出油门特定角度信号给飞机系统。

针对图2油门装置实物,以结构一致且对称布置的一发油门装置为对象,给出油门装置结构原理简图,如图3所示。

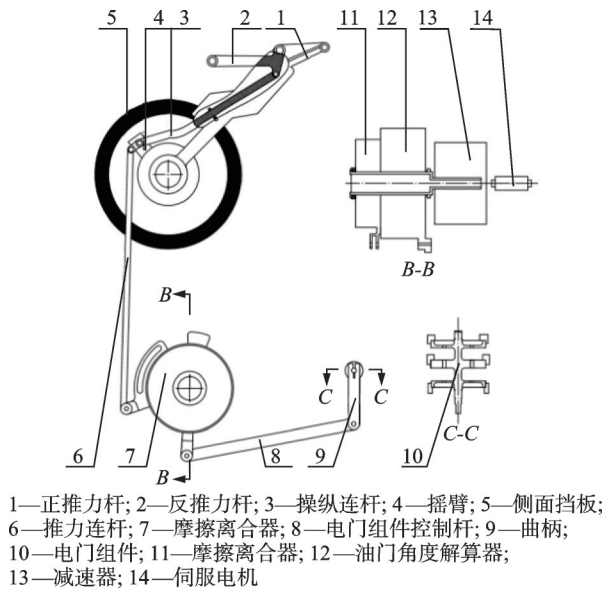


图3 油门装置结构原理简图

Fig.3 Structure schematic diagram of throttle device

结合图2与图3,整个油门装置的工作原理为:当飞机处于手动驾驶模式时,驾驶员直接推拉油门杆(正推力杆1或反推力杆2),进而通过操纵连杆3、摇臂4与推力连杆6,经摩擦与测量组件的摩擦离合器7外壳,带动油门角度解算器12旋转;当飞机处于自动驾驶模式时,飞控系统驱动油门伺服电机14旋转,通过减速器13、摩擦离合器7,带动油门角度解算器12旋转。无论飞机处于手动驾驶模式还是自动驾驶模式,摩擦离合器7旋转,通过其外壳上的耳柄,以铰链方式与电门组件控制杆8连接,均会驱动电门组件的轴旋转,实现电门组件在不同油门角度位置下的开关信号输出。

图2与图3所示的油门装置,根据大型客机飞行操纵及功能要求,需要在结构上保证正反推力杆互锁且移动时互不干涉,而且允许驾驶员在应急状况时通过手动操纵实现对油门自动控制的超越。

为保证上述功能,图2与图3所示的油门装置在结构细节上还包含棘爪连锁和摩擦离合器两个较为重要的机构,作为后续运动学与动力学分析的基础,对油门装置中上述两个机构及特点简要分析如下。

1.1 正反推力杆互斥的棘爪连锁机构

油门装置中的正推力杆与反推力杆在结构上互斥,也即不能同时操纵,而且反推力杆只在发动机处于慢车以下状态时允许操纵。为此,在图3的正推力杆1、操纵连杆3与侧面挡板5之间设计有棘爪连锁机构,其局部细节结构及工作原理如图4所示。

当操作正推力杆1时,正推力杆在“慢车”位稍靠前的位置,也即图4中A3状态,棘爪2不会与侧面挡板5上的锁孔4对准,被侧面挡板挡住,此时操

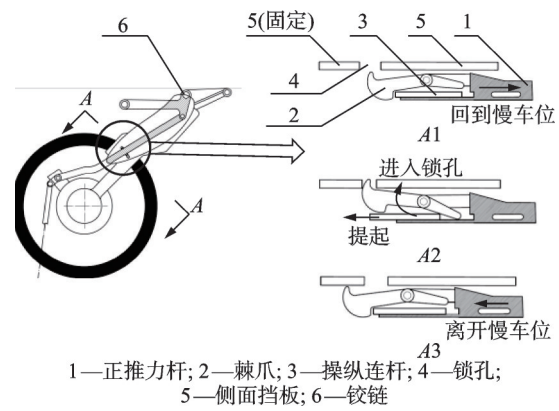


图4 油门杆棘爪连锁机构

Fig.4 Pawl interlock mechanism of throttle

纵连杆3被卡在棘爪和正推力杆之间,使与操纵连杆3相连的反推力杆无法提起,此时反推力杆和操纵连杆3与正推力杆1保持相对固定,共同与摇臂绕同一轴转动。当操作反推力杆时,正推力杆1收回到“慢车”位置,也即图4中A1状态,棘爪2与侧面挡板5上的锁孔4对准,此时提起反推力杆稍微离开“收进”位,带动操纵连杆3迫使棘爪进入锁孔,与棘爪连接的正推力杆被锁住,正推力杆相对于操纵台不能转动,如图4中A2所示状态,同时操纵连杆失去棘爪的阻挡,反推力杆被允许提起,绕其在正推力杆上的铰链6转动,此时如果下压反推力杆回到“收进”位,棘爪失去操纵连杆的阻挡离开锁孔,允许正推力杆移动。

1.2 允许手动超越自动的摩擦离合器结构

飞机在实际飞行时,当遇到紧急情况需要由自动驾驶模式迅速转为手动驾驶模式,反映在油门装置上,要求驾驶员能够在自动驾驶模式下手动实现对油门杆操纵,也即由手动超越自动。

油门杆手动对自动控制的超越通过图3中的摩擦离合器7来实现。摩擦离合器的细节结构及原理如图5所示。

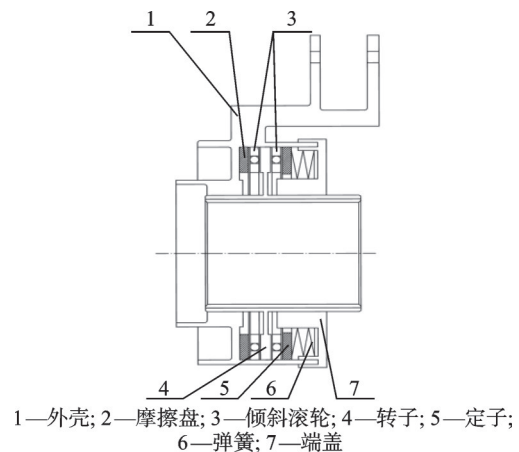


图5 摩擦离合器结构示意图

Fig.5 Structure schematic diagram of friction clutch

摩擦离合器与油门伺服电机减速器和油门角度解算器同轴安装,结构如图 5 所示,转子 4 通过花键轴与减速器配合连接,端盖组件 7 固定安装在减速器上,外壳 1 与角度解算器配合连接,同时外壳上的耳柄分别与推力连杆和电门组件控制杆连接,弹簧 6 压紧定子 5、滚轮组件 3、摩擦盘 2 和转子 4。在飞机自动驾驶模式下,油门伺服电机通过减速器带动转子 4 转动,进而通过滚轮组件 3 和摩擦盘 2 带动外壳 1 转动,同时带动油门角度解算器转动。当驾驶员提供给油门杆一个超过摩擦盘摩擦力矩的力时,摩擦盘将出现打滑,由此可通过传动机构实现对摩擦离合器外壳的直接操纵,进而带转油门角度解算器,使得油门杆手动操作实现对油门自动控制的超越。

2 油门装置运动学与动力学分析

运动学与动力学分析是油门装置结构设计的理论基础。其中运动学分析可确定各部件传动满足的杆件长度、转角以及运动速度关系;动力学分析主要为各个部件上的受力计算,主要包括两方面:一是运动副中的反力计算,是各构件强度和刚度、运动副中摩擦和磨损等参数确定的重要依据;二是机械上的平衡力或平衡力偶计算,用于确定油门装置驾驶员和伺服电机的驱动力矩。

在前述对油门装置结构及工作原理分析的基础上,开展油门装置建模与运动学和动力学分析。

2.1 油门装置机构模型

由前述油门装置结构分析可知,其传动包含两部分,一部分主要为正/反推力杆到摩擦离合器的杆的传动,另一部分为油门伺服电机到摩擦离合器的同轴的传动,两者分别位于互相垂直的两个空间平面上。为减小油门伺服电机驱动力矩,同时提高油门角度控制的精度,现有油门装置中通常采用传动比较大的减速器。电门组件在工作时相当于油门装置的负载,实际上电门组件仅用于驱动油门时在不同角度下开启或闭合,其负载力矩很小,在力分析时可忽略。

综上,结合前述结构分析,油门装置在操纵正推力杆时近似为平面四杆机构传动和同轴的比例传动,操纵反推力杆时近似为平面六杆机构传动和同轴的比例传动。以图 3 中摩擦离合器中心点为坐标原点 A,以其与摇臂中心点 D 的连线为 x 轴建立坐标系,得到油门装置在正/反推力操纵状态下的运动简图(图 6)。

图 6 中,将摩擦离合器中心至与推力连杆连接的耳柄中心距离简化为连杆 AB,其角位移为 θ_1 ;推

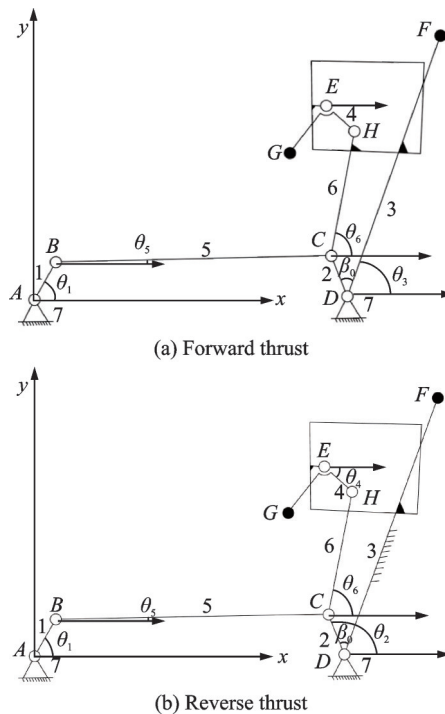


图 6 油门装置运动简图

Fig.6 Kinematic diagram of throttle device

力连杆简化为连杆 BC,其角位移为 θ_5 ;操纵连杆简化为连杆 HC,其角位移为 θ_6 ;摇臂简化为连杆 CD,其角位移为 θ_2 ;正推力杆简化为连杆 FD,其角位移为 θ_3 ;反推力杆简化为构件 GEH,其角位移为 θ_4 ;正推力杆与摇臂角度差为 β_0 。因摩擦离合器外壳与油门角度解算器同轴连接, θ_1 也为油门角度解算器转动角度; θ_3 与 θ_4 分别为正推力杆/反推力杆转动角度。A、D、E 为机架固定点,机架 AD 和 DE 的距离分别为 s 、 d , s 与 x 轴的夹角为 α , d 与 y 轴的夹角为 φ 。

2.2 油门装置运动学分析

为了便于计算,设图 6 中各对应标号构件的长度分别为 l_1 、 l_2 、 l_3 、 l_4 、 l_5 、 l_6 ,油门伺服电机的角速度为 ω_0 ,减速器的减速比为 i ,摩擦离合器接通时相当于联轴器,角速度传递比为 1。

设油门角度解算器角速度为 ω_1 ,根据上述传动关系及减速比,有

$$\omega_1 = \frac{\omega_0}{i} \quad (1)$$

由图 6 建立油门装置的 x 与 y 坐标轴投影方程为

$$\begin{cases} l_5 \cos \theta_5 = s \cos \alpha + l_2 \cos \theta_2 - l_1 \cos \theta_1 \\ l_5 \sin \theta_5 = l_2 \sin \theta_2 - l_1 \sin \theta_1 - s \sin \alpha \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} l_6 \cos \theta_6 = l_4 \cos \theta_4 - d \sin \varphi + l_2 \sin(\theta_2 - 90^\circ) \\ l_6 \sin \theta_6 = d \cos \varphi - l_4 \sin \theta_4 - l_2 \cos(\theta_2 - 90^\circ) \end{cases} \quad (3)$$

对式(2)和式(3)的各式取平方然后相加,整

理后可得

$$2s[l_1 \cos(\theta_1 + \alpha) - l_2 \cos(\theta_2 + \alpha)] = s^2 + l_2^2 + l_1^2 - l_5^2 - 2l_2 \cos(\theta_2 - \theta_1) \quad (4)$$

$$2d[l_2 \sin(\theta_2 - \varphi) + l_4 \sin(\theta_4 - \varphi)] = d^2 + l_4^2 + l_2^2 - l_6^2 - 2l_2 l_4 \cos(\theta_4 + \theta_2) \quad (5)$$

将式(4)对时间 t 进行求导,可以得到油门角度解算器角速度 ω_1 和摇臂角速度 ω_2 的关系为

$$\omega_2 = \frac{2l_2 \sin(\theta_1 - \theta_2) + 2sl_1 \sin(\theta_1 + \alpha)}{2l_2 s \sin(\theta_2 + \alpha) + 2l_2 \sin(\theta_1 - \theta_2)} \omega_1 \quad (6)$$

当油门装置工作在正推力状态时,由驾驶员手动控制或伺服电机自动控制,正推力杆通过棘爪联锁机构与摇臂固连,此时正推力杆角速度 ω_3 与摇臂角速度 ω_2 一致。结合式(1)和式(6)可得正推力杆角速度 ω_3 与伺服电机角速度 ω_0 的变化关系为

$$\omega_3 = \frac{1}{i} \frac{2l_2 \sin(\theta_1 - \theta_2) + 2sl_1 \sin(\theta_1 + \alpha)}{2l_2 s \sin(\theta_2 + \alpha) + 2l_2 \sin(\theta_1 - \theta_2)} \omega_0 \quad (7)$$

当油门装置工作在反推力状态时,由驾驶员手动来控制,反推力杆绕铰链 E 运动,将式(5)对时间 t 进行求导,同时结合式(6)可得油门角度解算器角速度 ω_1 与反推力杆角速度 ω_4 的变化关系为

$$\omega_1 = \frac{2l_2 s \sin(\theta_2 + \alpha) + 2l_2 \sin(\theta_1 - \theta_2)}{2l_2 \sin(\theta_1 - \theta_2) + 2sl_1 \sin(\theta_1 + \alpha)} \cdot \frac{2l_4 d \cos(\theta_4 - \varphi) + 2l_2 l_4 \sin(\theta_4 + \theta_2)}{-2l_2 l_4 \sin(\theta_4 + \theta_2) + 2l_2 d \cos(\theta_2 - \varphi)} \omega_4 \quad (8)$$

在油门装置结构确定的情况下,机架的距离 s 、 d 及其与坐标轴的夹角 α 和 φ 为确定值,构件 1~6 的长度 l_1 、 l_2 、 l_3 、 l_4 、 l_5 、 l_6 已知,根据油门角度解算器测量的角位移 θ_1 ,即可通过式(4)的方程求得摇臂角位移 θ_2 。

当油门装置工作在正推力状态时,如图 6 所示,正推力杆角位移 θ_3 与摇臂角位移 θ_2 的角度相差 β_0 ,结合上述求得的摇臂角位移 θ_2 ,即可求得正推力杆角位移 θ_3 。

当油门装置工作在反推力状态时,可通过式(5)的方程,结合上述求得的摇臂角位移 θ_2 ,可求得反推力杆角位移 θ_4 。

当飞控系统给定油门伺服电机控制的角速度指令 ω_0 或者通过发动机电子控制器 (Engine electronic controller, EEC) 测量获得油门角度解算器角度 θ_1 变化时,可通过式(1~8)计算出油门装置工作过程中正推力杆移动的角位移 θ_3 与角速度 ω_3 、反推力杆移动角位移 θ_4 与角速度 ω_4 等参数。

上述针对油门装置结构特点,建立运动简图并进行运动学参数分析与推导所获得的式(1~8),反映了油门装置在工作时,油门伺服电机角速度、油

门角度解算器的角位移和角速度、正推力杆与反推力杆的角位移和角速度等运动学参数之间的数学关系。

2.3 油门装置动力学分析

在动力学分析中,为简化各构件所受力及力矩分析,各运动副中的力采用 F_{ij} 形式表示,即构件 i 作用于构件 j 上的力,且规定 $i < j$,而构件 j 作用于构件 i 的力表示为 $-F_{ij}$ 。同样,构件受驱动力矩规定为正,阻力矩规定为负。

当油门装置工作在正推力状态并由手动控制时,图 6 中构件 2、3、4、6 相当于一个构件,受力简图如图 7 所示。构件 3 (正推力杆) 受到驱动力矩 M_{p3} , 构件 1 (摩擦离合器) 受到摩擦阻力矩 $-M_{c1}$ 。

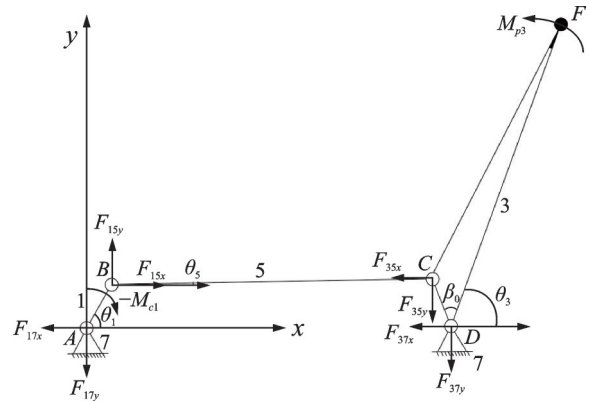


图7 正推力状态油门装置杆传动部分机构受力简图

Fig.7 Force diagram of the rod driving part of throttle device during forward thrust

由力与力矩平衡原理,各个构件受力满足 $\sum M = 0$ 、 $\sum F_x = 0$ 、 $\sum F_y = 0$,由此可列出各个构件力及力矩平衡方程式。

对于构件 3 (正推力杆),有

$$\begin{cases} -F_{37x} - F_{35x} = 0 \\ -F_{37y} - F_{35y} = 0 \\ F_{35x} l_2 \sin(\pi - (\theta_3 + \beta_0)) + F_{35y} l_2 \cos(\pi - (\theta_3 + \beta_0)) + M_{p3} = 0 \end{cases} \quad (9)$$

对于构件 5 (推力连杆),有

$$\begin{cases} F_{15x} - F_{35x} = 0 \\ F_{15y} - F_{35y} = 0 \\ F_{35x} l_5 \sin \theta_5 - F_{35y} l_5 \cos \theta_5 = 0 \end{cases} \quad (10)$$

对于构件 1 (摩擦离合器),有

$$\begin{cases} -F_{17x} + F_{15x} = 0 \\ -F_{17y} + F_{15y} = 0 \\ -F_{15x} l_1 \sin \theta_1 + F_{15y} l_1 \cos \theta_1 + M_{c1} = 0 \end{cases} \quad (11)$$

结合式(9~11),可计算得正推力杆的驱动力矩 M_{p3} 与摩擦离合器受到的阻力矩 $-M_{c1}$ 的关系为

$$M_{p3} = \frac{l_2 \sin(\theta_3 + \beta_0 - \theta_5)}{l_1 \sin(\theta_5 - \theta_1)} M_{c1} \quad (12)$$

当油门装置工作在反推力状态并由手动控制时,图 6 中构件 3 被锁定,构件 2、4、6 相互运动,各构件受力简图如图 8 所示。构件 4(反推力杆)受到驱动力矩 M_{p4} ,构件 1(摩擦离合器)受到摩擦阻力矩 $-M_{c2}$ 。

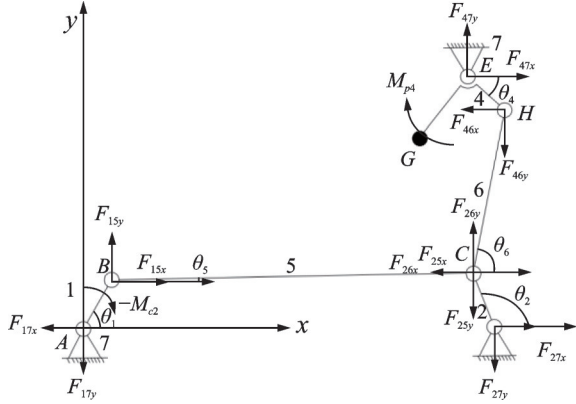


图 8 反推力状态油门装置杆传动部分机构受力简图

Fig.8 Force diagram of the rod driving part of throttle device during reverse thrust

与正推力工况分析类似,反推力工况下各构件也满足力与力矩平衡,由此可列出力及力矩平衡方程式。

对于构件 4(反推力杆),有

$$\begin{cases} -F_{46x} + F_{47x} = 0 \\ -F_{46y} + F_{47y} = 0 \\ -F_{46x}l_4 \sin \theta_4 - F_{46y}l_4 \cos \theta_4 - M_{p4} = 0 \end{cases} \quad (13)$$

对于构件 6(操纵连杆),有

$$\begin{cases} -F_{26x} - F_{46x} = 0 \\ F_{26y} - F_{46y} = 0 \\ -F_{26x}l_6 \sin \theta_6 - F_{26y}l_6 \cos \theta_6 = 0 \end{cases} \quad (14)$$

对于构件 2(摇臂),有

$$\begin{cases} -F_{26x} - F_{25x} + F_{27x} = 0 \\ F_{26y} - F_{25y} - F_{27y} = 0 \\ F_{27x}l_2 \sin(\pi - \theta_2) - F_{27y}l_2 \cos(\pi - \theta_2) = 0 \end{cases} \quad (15)$$

对于构件 5(推力连杆),有

$$\begin{cases} F_{15x} - F_{25x} = 0 \\ F_{15y} - F_{25y} = 0 \\ F_{25x}l_5 \sin \theta_5 - F_{25y}l_5 \cos \theta_5 = 0 \end{cases} \quad (16)$$

对于构件 1(摩擦离合器),有

$$\begin{cases} -F_{17x} + F_{15x} = 0 \\ -F_{17y} + F_{15y} = 0 \\ -F_{15x}l_1 \sin \theta_1 + F_{15y}l_1 \cos \theta_1 + M_{c2} = 0 \end{cases} \quad (17)$$

当各个构件长度与角位移已知,确定驱动力矩 M_{p4} 下,则可以通过式(13~17)求出各个构件的力和力矩。

对于油门装置同轴传动部分机构,手动驾驶模式下正推力与反推力工况受力情况一样,都是经推

力连杆带动摩擦离合器转动。根据图 5,油门装置同轴传动部分机构受力简图如图 9 所示,其特点是摩擦盘 2 与倾斜滚轮 3、定子 6 与倾斜滚轮 5 分别相互滑动,与油门伺服电机传动轴相连的转子 4 保持固定,定子 6 固定安装于端盖 8 上。

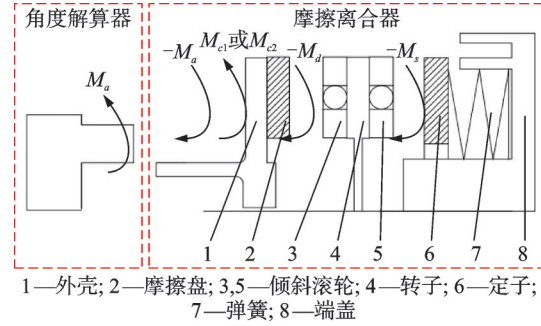


图 9 手动驾驶模式下油门装置同轴传动部分机构受力简图

Fig.9 Force diagram of the shaft driving part of throttle device in manual mode

在机构受力分析时,摩擦离合器外壳 1、摩擦盘 2 和定子 6、端盖 8 作为整体,受来自传动机构的驱动力矩 M_{c1} (或 M_{c2})(正推力时为 M_{c1} ,反推力时为 M_{c2})、来自角度解算器和摩擦盘的阻力矩 $-M_a$ 和 $-M_d$ 、来自定子的阻力矩 $-M_s$ 。根据力矩平衡原理,对于摩擦离合器,有

$$M_{c1}(M_{c2}) + M_d + M_a + M_s = 0 \quad (18)$$

对于角度解算器,有

$$M_a = J_r \frac{d\omega_1}{dt} \quad (19)$$

角度解算器转动惯量小,且旋转角速度变化小,因此 $M_a \approx 0$ 。结合式(18)与式(19),有

$$-M_s - M_d = M_{c1}(M_{c2}) \quad (20)$$

进一步,结合式(12)和式(20),可得正推力杆的驱动力矩 M_{p3} 为

$$M_{p3} = \frac{l_2 \sin(\theta_3 + \beta_0 - \theta_5)}{l_1 \sin(\theta_5 - \theta_1)} (-M_s - M_d) \quad (21)$$

同理,结合式(13~17,20),可得反推力杆的驱动力矩 M_{p4} 与摩擦盘和定子的摩擦阻力矩 M_s 和 M_d 的关系。

在自动驾驶模式下,油门伺服电机为动力源,摩擦离合器上力矩 M_{c1} 由阻力矩变为驱动力矩,驱动杆传动部分机构带动正推力杆转动。油门装置同轴传动部分机构其受力简图如图 10 所示。

设油门伺服电机的驱动力矩为 M_{motor} ,经减速器输出的力矩为 M_{rotor} ,摩擦离合器中零件 1~8 作为一个整体,受到来自传动机构的阻力矩 $-M_{c1}$,来自角度解算器的阻力矩 $-M_a$ 。

由力矩平衡原理,减速器输出力矩 M_{rotor} 为

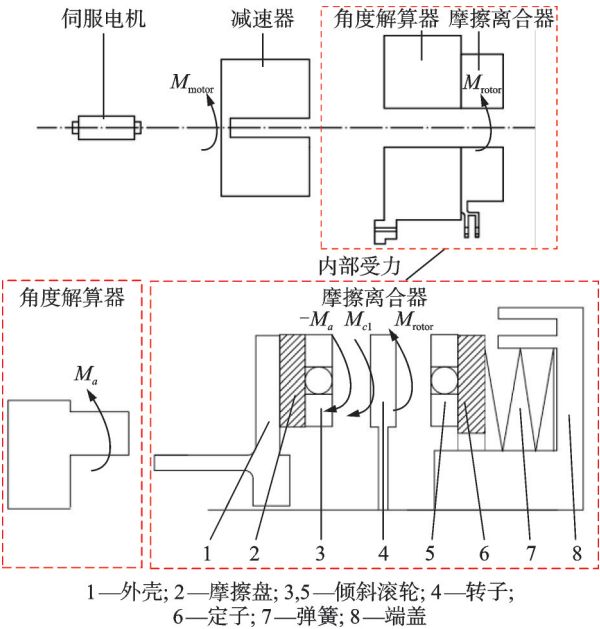


图 10 自动驾驶模式下油门装置同轴传动部分机构受力简图
Fig.10 Force diagram of the shaft driving part of throttle device in automatic mode

$$M_{\text{rotor}} = M_{\text{motor}} \cdot i \quad (22)$$

对于摩擦离合器中的零件 1~8 整体,有

$$M_{\text{rotor}} + M_{\text{cl}} + M_{\text{a}} = 0 \quad (23)$$

在设计油门伺服电机时,为防止摩擦离合器出现打滑,其驱动力矩 M_{fmotor} 应满足

$$M_{\text{fmotor}} \leq \frac{M_{\text{f3,4}} + M_{\text{f5,4}}}{i} \quad (24)$$

式中 $M_{\text{f3,4}}$ 、 $M_{\text{f5,4}}$ 分别为倾斜滚轮 3、5 与转子 4 间的静摩擦力矩。

上述根据油门装置结构特点,以运动学分析为基础,建立受力分析简图并进行动力学参数分析与推导所获得的式(9~24),反映了在手动/自动驾驶两种模式下,油门装置各个构件所受的力与力矩关系,同时给出了在自动驾驶模式下油门伺服电机驱动力矩限制。

3 油门装置运动学与动力学仿真

3.1 仿真对象

为验证本文所建模型及运动学与动力学分析的适用性,以某型飞机的油门装置为对象进行仿真。其中,建模所需的油门装置结构参数参考自文献[4-5,15],工作参数来源于飞行记录及间接计算。

3.2 油门装置运动学仿真

现代大型民航客机为了保证在特定的发动机推力下与其他系统交联,油门装置的油门角度,包括正推力杆角度(Thrust lever angle, TLA)和反推力杆角度(Reverse lever angle, RLA),与解算器角

度(Thrust resolver angle, TRA)设计要求满足一定的变化关系。表 1 为某型飞机油门杆角度与角度解算器角度在典型工作点的关系^[15]。

分别按表 1 中油门杆角度(TLA 与 RLA)作为输入,采用前述运动学分析的计算方法,计算获得的油门装置角度解算器角度变化与表 1 中需求的理论值对比结果分别如表 2 与表 3 所示。

表 1 油门杆角度与解算器角度对应关系^[15]
Table 1 Correspondence between throttle lever angle and resolver angle^[15]

Description	TLA	RLA	TRA
Out of range low	0.0	—	>3.0
Aft mechanical stop	0.0	109.0	6.0
Maximum reverse thrust	0.0	103.8	8.0
Reverse part-power (number 2 detent)	0.0	97.8	10.3
Reverse idle	0.0	62.2	24.0
Thrust reverser interlock block	0.0	56.5	26.0
Idle stop rig point	0.0	0.0	36.0
Idle flat upper end	2.4	0.0	38.0
Maximum climb thrust	44.0	0.0	72.0
Maximum takeoff thrust	52.0	0.0	78.0
Maximum forward thrust	58.3	0.0	82.5
Forward mechanical stop	60.6	0.0	84.0
Out of range high	>65.4	0.0	>87.0
All values are indegrees			

表 2 正推力状态下角度解算器角位移仿真误差
Table 2 Angular simulation error of the resolver at forward thrust

TLA/(°)	TRA		仿真误差/%
	要求值/(°)	仿真值/(°)	
0	36.0	36.00	0
2.4	38.0	38.02	0.1
44.0	72.0	72.00	0
52.0	78.0	78.00	0
58.3	82.5	82.46	0.1
60.6	84.0	84.00	0

表 3 反推力状态下角度解算器角位移仿真误差
Table 3 Angular simulation error of the resolver at reverse thrust

RLA/(°)	TRA		仿真误差/%
	要求值/(°)	仿真值/(°)	
109.0	6.0	6.105	1.8
103.8	8.0	8.127	1.6
97.8	10.3	10.290	0.1
62.2	24.0	23.390	1.6
56.5	26.0	24.660	1.3

由表 2 与表 3 可以看出,在典型工作点的正推力状态下角度解算器角位移仿真的最大相对误差为 0.1%,反推力状态下角度解算器角位移仿真的最大相对误差为 1.8%。

对误差原因进行初步分析:油门装置中具有软卡位,在油门杆运动到软卡位时,会产生短暂停顿的效果,以提醒飞行员油门杆运动到某个特定位置,导致油门杆运动规律发生变化,而本文只针对油门装置运动原理,并未考虑软卡位等因素。因此,造成了仿真与实际情况的误差。

实际上,油门杆是在连续的角度范围移动,更进一步,以油门杆角度变化满量程为输入,在全角度范围得到的仿真结果如图 11 与 12 所示,其中图上标记的点对应表 1 中飞机典型工作点。

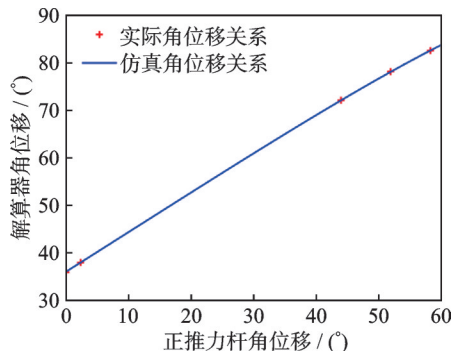


图 11 解算器角位移与正推力杆角位移变化关系对比
Fig.11 Comparison of resolver angular displacement and forward thrust lever angular displacement variation

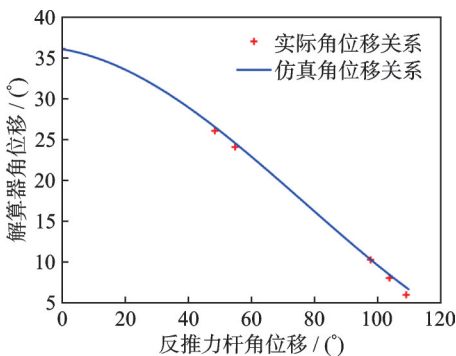


图 12 解算器角位移与反推力杆角位移变化关系对比
Fig.12 Comparison of resolver angular displacement and reverse thrust lever angular displacement variation

由图 11 与图 12 可知,在油门杆移动满量程范围内,角度解算器角位移与正推力杆角位移变化关系近似呈线性关系,与反推力杆角位移变化关系在主要工作段近似呈弱线性关系,且满量程范围内角度解算器位移与典型工作点基本一致。

由表 2 和表 3 以及图 11 与图 12 可知,油门装置运动学分析中的部件角位移计算方法与计算结果是合理的。

进一步,采用实际飞行记录的数据为依据进行

仿真,以 2017 年 3 月 15 日福州—桂林的 SC4710 航班为例,飞行记录的全航段油门角度解算器角度 TRA 变化如图 13 所示。

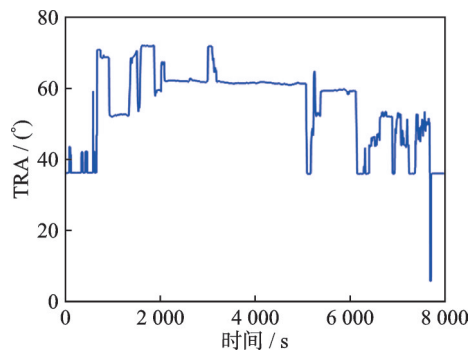


图 13 飞行记录的油门解算器角度
Fig.13 Recorded resolver angle

取 682 s 到 690 s 起飞爬升阶段,飞机在自动驾驶模式下正推力杆拉起时的相关飞行记录数据,计算获得的飞控系统给油门伺服电机速度指令变化,如图 14 所示(取相对时刻从 0 s 开始)。

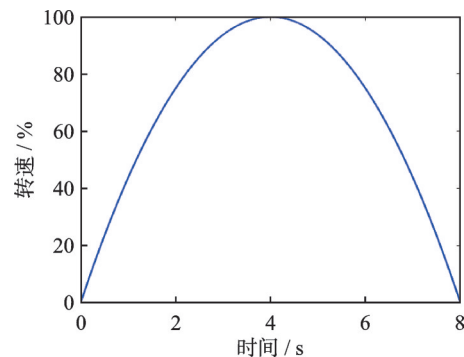


图 14 油门伺服电机速率指令曲线
Fig.14 Command speed curve of throttle servo motor

以图 14 油门伺服电机速度作为输入进行运动学仿真,得到角度解算器角度随时间变化的结果以及与飞行记录的角度解算器角度对比,如图 15 所示。

由图 15 可知,仿真得到的角度解算器角度在 0~8 s 由 46.6° 逐渐增大到 72°,与飞行记录的数据趋势一致,且最大相对误差为 2.3%。

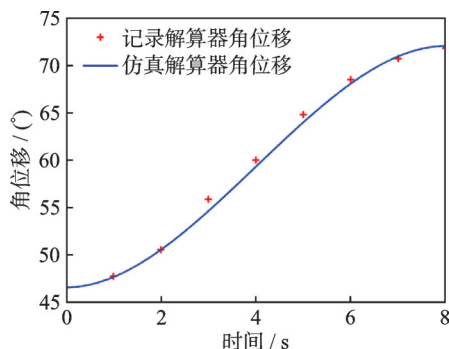


图 15 自动驾驶模式下角度解算器仿真与记录角位移对比
Fig.15 Angular displacement curves of simulation and recorded resolvers in automatic mode

对误差原因进行初步分析:一方面包括前述所说的未考虑软卡位造成的误差;另一方面飞行记录数据为角度解算器解算出来的油门杆角度,角度解算器本身具有电气误差,解算过程具有解算误差,同时传递链路也会因为振动等因素产生传动误差。本文为理想情况下的仿真,均未考虑上述这些因素。

进一步,仿真得到正推力杆角位移随时间变化的结果如图16所示,正推力杆角速度、角度解算器角速度与推力连杆角速度随时间变化的结果如图17所示。

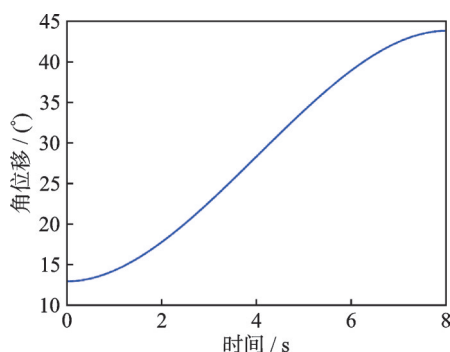


图16 自动驾驶模式下正推力杆角位移变化曲线

Fig.16 Angular displacement curve of forward lever in automatic mode

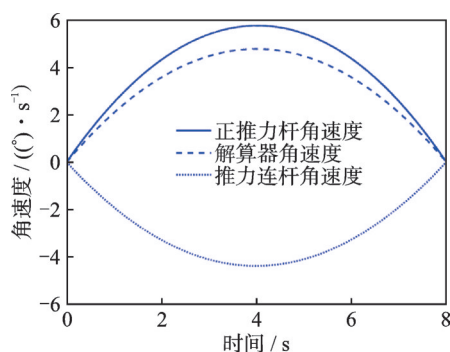


图17 自动驾驶模式下正推力杆、角度解算器和推力连杆角速度变化曲线

Fig.17 Angular velocity curves of forward lever, resolver and control rod in automatic mode

由于飞行记录中无推力杆角位移和油门装置各个构件速度参数数据,因此图16与图17只是给出仿真结果,不过由图16可以看出,正推力杆角位移在0~8 s由12.96°逐渐增大到43.74°,接近最大爬升推力点的正推力杆要求角度(44°),且变化规律与角度解算器角位移类似。图17中,正推力杆、角度解算器与推力连杆的角速度具有类似的二次曲线规律,三者基本符合比例线性关系;角度解算器与伺服电机通过减速器和摩擦离合器相连,二者角速度具有相同的运动规律并且成比例关系。

大型客机在实际工作中,反推力杆由驾驶员手动操作,只有手动模式,因此不对自动驾驶模式下

反推力状态的运动学进行仿真。

上述运动学仿真得出的正/反推力杆角位移与实际数据基本符合,速度参数符合机构工作运动原理,表明本文所建模型能够反映实际油门装置工作过程。

3.3 油门装置动力学仿真

动力学仿真的目的是计算油门装置在不同工作模式下主要构件的受力或力矩情况,为油门装置力学设计提供依据。由前述动力学分析可知,摩擦离合器的受力和伺服电机的驱动力矩是油门装置关键的力学参数,直接影响摩擦离合器内部摩擦盘的设计和弹簧预紧力的设计,以及油门伺服电机的选型。此外,推力连杆和摇臂的受力也会影响整个油门装置的强度和刚度。因此,本文动力学仿真主要针对上述部件力和力矩进行仿真分析。

以飞机应急起飞这一油门装置极限受力状况为例,参考多次起飞记录,选择典型的起飞过程进行仿真。其中手动操作正推力杆在0~13.33 s由2.4°位置(慢车状态)推动到极限全角度范围的60.6°位置(全推力止动点)的变化曲线如图18所示。

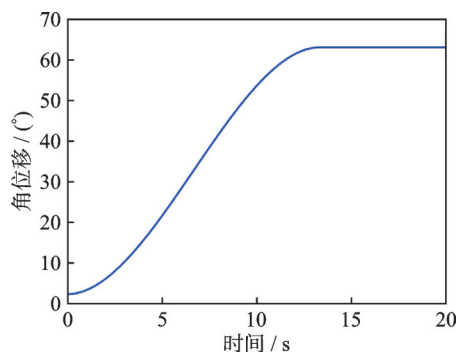


图18 正推力杆角位移曲线

Fig.18 Angular displacement curve of forward lever

将图18正推力杆角度变化作为输入,综合式(9~24)进行动力学仿真,获得正推力杆驱动力矩(图7中 M_{p3})变化如图19所示,摩擦离合器所受负载力变化(图7中 $-F_{15x}$ 和 $-F_{15y}$ 及其合力)如图20所示。

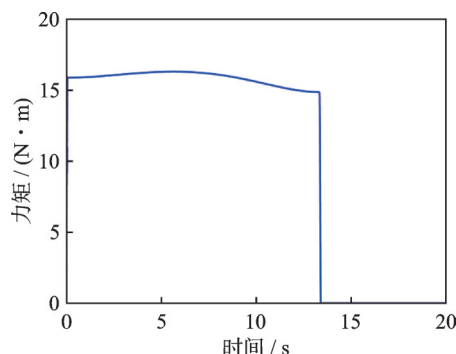


图19 正推力杆驱动力矩曲线

Fig.19 Driving torque curve of forward lever

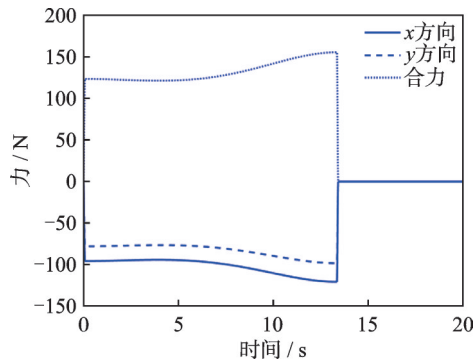


图 20 正推力状态下摩擦离合器受力曲线

Fig.20 Force curves of friction clutch at forward thrust

由图 19 可知,正推力杆所受驱动力矩在整个行程的中段,约 5.66 s 达到最大值,随后缓慢减小,在正推力杆运动到全推力止动点时,停止运动,随即达到最小值 0。

由图 20 可知,摩擦离合器的负载力在 13.33 s 时达到最大值,此时正推力杆和摩擦离合器运动到最大角位移处。在正推力杆推动到全推力止动点后的这段时间内,即 13.33~20 s,摩擦离合器内部零件保持相对静止,摩擦阻力矩为 0,摩擦离合器受到的力也为 0。

根据式 (10),对于推力连杆,其受力与摩擦离合器受力大小相同、方向相反;对于摇臂,其受力与摩擦离合器受力大小相同,两者受力大小及变化规律与图 20 一致。

与手动操作正推力杆类似,图 21 为手动操作反推力杆在全角度范围的角度变化曲线。

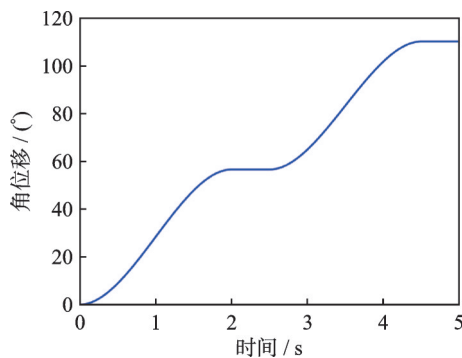


图 21 反推力杆角位移曲线

Fig.21 Angular displacement curve of reverse lever

图 21 中,反推力杆 0~2 s 从 0° 位置(慢车止动点)推动到 56.5° 位置(反推内锁止动点),因反推内锁电磁阀锁定保持在该位置直到 2.5 s 反推内锁电磁阀解锁,2.5~4.5 s 从 56.5° 位置推动到 109° 位置(反推机械止动点)。

将图 21 反推力杆角度变化作为输入,综合式 (13~24) 进行动力学仿真。仿真获得反推力杆驱动力矩(图 8 中 M_{p4}) 变化如图 22 所示,摩擦离合器

所受负载力变化(图 8 中 $-F_{15x}$ 和 $-F_{15y}$ 及其合力) 如图 23 所示。

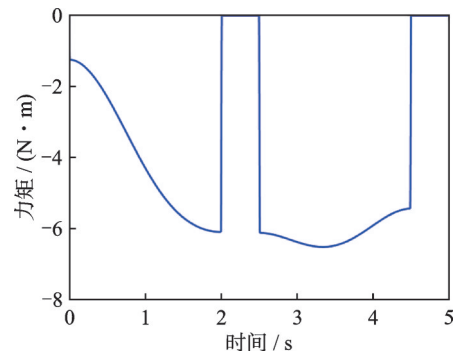


图 22 手动驾驶模式下反推力杆驱动力矩曲线

Fig.22 Driving torque curve of reverse lever in manual mode

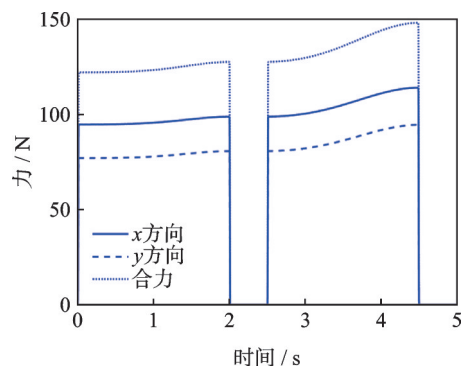


图 23 手动驾驶模式下反推力状态下摩擦离合器受力曲线

Fig.23 Force curves of friction clutch at reverse thrust in manual mode

由图 22 可知,在 0~2 s 内,反推力杆驱动力矩曲线呈现二次曲线规律,并且逐渐增大,在 2~2.5 s 内,反推力杆被反推内锁电磁阀锁定保持静止状态,反推力杆驱动力矩变为 0,在 2.5~4.5 s 内,反推力杆继续被推起,反推力杆驱动力矩曲线呈现二次曲线规律,先逐渐增大,在 3.34 s 达到最大值,随后缓慢减小直到反推力杆运动到 109° 位置(反推机械止动点),当反推力杆停止运动时,驱动力矩变为 0。

由图 23 可知,在 0~2 s 内,摩擦离合器受力曲线呈现一次曲线规律,逐渐增大,在 2~2.5 s 内,反推力杆保持静止状态,摩擦离合器内部零件保持相对静止,摩擦离合器受到的力为 0,在 2.5~4.5 s 内,摩擦离合器受力曲线呈现三次曲线规律,并且逐渐增大,在 4.5 s 时,摩擦离合器受力达到最大值,随后摩擦离合器停止运动,受力变为 0。

在自动驾驶模式下,以图 14 飞控系统给油门伺服电机速度指令变化为输入进行仿真。仿真得到推力连杆受力(图 7 中的 F_{15x} 和 F_{15y} 及其合力) 变化曲线如图 24 所示,摩擦离合器受驱动力矩(图 10 中的 M_{rotor}) 曲线如图 25 所示。

由图 24 可知,在 0~8 s 内,推力连杆受力变化

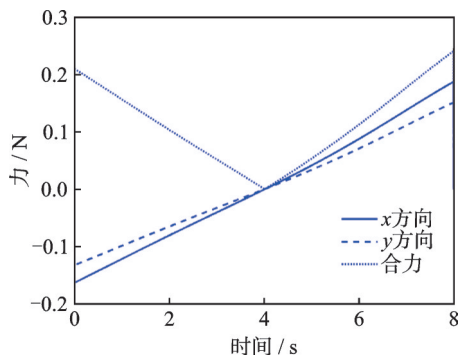


图24 自动驾驶模式下推力连杆受力曲线

Fig.24 Force curves of control rod in automatic mode

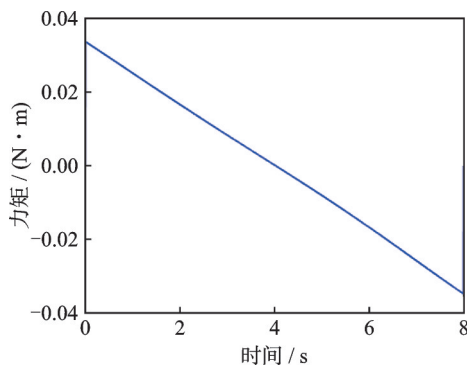


图25 自动驾驶模式下摩擦离合器受驱动力矩曲线

Fig.25 Driving torque curve for friction clutch in automatic mode

规律呈现线性规律。在0 s时,推力连杆受到摩擦离合器的驱动作用,驱动力最大,随后驱动力缓慢减小至0,在约4 s时,推力连杆受到的力由驱动作用变为阻碍作用,阻碍力由0逐渐增大,并当正推力杆运动到 43.74° (最大爬升推力点)时达到最大值,推力连杆受力与其角速度变化率相对应。

由图25可知,摩擦离合器所受驱动力矩变化规律也与推力连杆相类似,呈现线性规律,并且与其角速度(与图18角度解算器角速度相同)变化率相对应。在0~4 s内,摩擦离合器所受驱动力矩由最大值逐渐变为0,在此阶段,伺服电机驱动正推力杆转动;随后4~8 s伺服电机驱动力矩改变方向,给正推力杆提供阻力矩使其减速,摩擦离合器所受阻力矩由0逐渐增大为最大值。

由式(22)可知,对于伺服电机,其驱动力矩与摩擦离合器所受驱动力矩呈比例关系,比例系数为减速器减速比 i 。由图25仿真可知,伺服电机在驱动摩擦离合器时在开始启动以及最后停止时驱动力矩最大,同样与图14其角速度变化率相对应。进一步,由式(24)可得到摩擦离合器内部倾斜滚轮与转子间静摩擦力矩大小限制,据此可调整摩擦离合器内部弹簧预紧力大小。

同理,由式(10)可知,对于摇臂,其受力与推力连杆受力相同。

由于飞行记录中缺乏各个力及力矩的数据,对上述动力学仿真获得的力及力矩值无法给出准确性评价,但根据前述机构运动学仿真结果,结合机构工作特点,表明动力学仿真结果能够反映油门装置工作时主要构件受力或力矩的情况。

3.4 不同结构参数对油门装置运动学与动力学参数的影响仿真

根据飞机使用与维护等手册^[3-4,15],允许用户在使用中通过调节油门装置的推力连杆长度,以实现油门角度与角度解算器角度对应关系微调。为此,本文开展不同结构参数,特别是推力连杆长度调节对油门装置运动学的油门角度解算器角位移和正推力杆角位移关系与动力学的摩擦离合器受力的影响分析研究。

分别以增大和减小推力连杆长度2%进行仿真,得到角度解算器角位移与正推力杆角位移关系变化如图26所示。

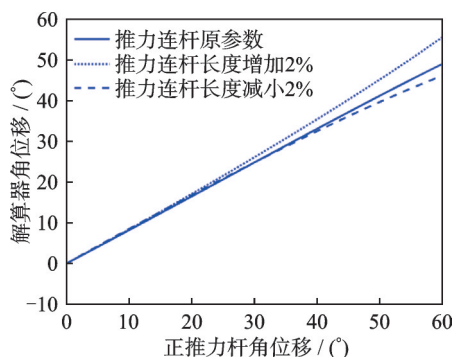


图26 不同推力连杆长度下角度解算器角位移与正推力杆角位移关系变化对比曲线

Fig.26 Comparison of resolver angular displacement and forward lever angular displacement variation for different thrust control rod lengths

由图26可知,若以相同正推力杆角位移为输入,当推力连杆长度增大2%,角度解算器角位移增大13.73%;当推力连杆长度减小2%,角度解算器角位移减小6.02%。

在手动模式下,维持与图18相同的正推力杆角位移为输入,分别以增大和减小推力连杆长度2%进行仿真,得到摩擦离合器受力变化曲线对比如图27所示。

由图27可知,当推力连杆长度增大2%,摩擦离合器受力最大增大57.95%;当推力连杆长度减小2%,摩擦离合器受力最大减小10.31%。

同样,在自动驾驶模式下,维持与自动模式下动力学仿真相同的油门伺服电机速度指令为输入,分别以增大和减小推力连杆长度2%进行仿真,摩擦离合器受驱动力矩变化曲线对比如图28所示。

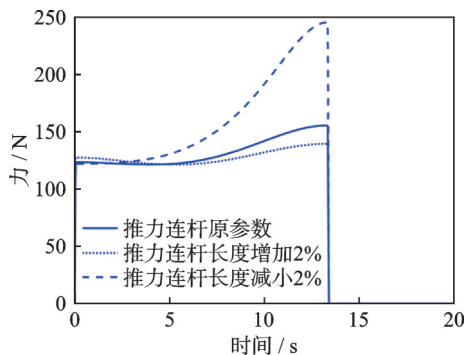


图 27 不同推力连杆长度在正推力状态下摩擦离合器受力变化对比曲线

Fig.27 Force curves of friction clutch for different thrust control rod lengths at forward thrust

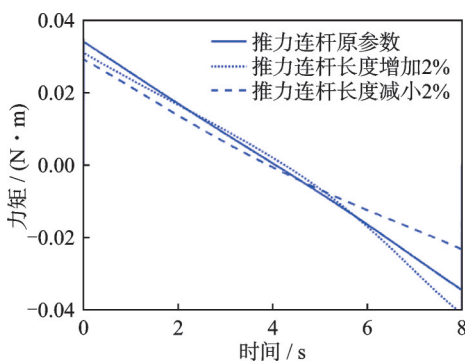


图 28 在不同推力连杆长度下摩擦离合器受驱动力矩变化曲线

Fig.28 Driving torque curves for friction clutch in automatic mode for different thrust control rod lengths

由图 28 可知,在 0~5 s 阶段,伺服电机驱动力矩变化不大,推力连杆长度变化主要影响伺服电机给摩擦离合器提供阻力矩的阶段,即 5~8 s 阶段。推力连杆长度增大 2%,摩擦离合器所受驱动阻力矩最大减小 32.13%;推力连杆长度减小 2%,摩擦离合器所受驱动阻力矩最大增大 18.70%。

从上述仿真得出,调节油门装置推力连杆的长度,可以较大比例改变角度解算器的角位移与正推力杆角位移的关系,并且随着正推力杆角位移的增加,变化幅度会越来越大;摩擦离合器所受力或力矩也类似,随着正推力杆角位移的增加,变化幅度也越来越大,并且在手动模式下为正相关,自动模式下为负相关。上述运动学与动力学参数均对推力连杆长度变化敏感,变化幅度最低达 6.02%,最高达 57.95%。

应当说明的是,目前相关技术手册^[3-4,15]中只是提到允许调节推力连杆长度以实现油门角度与解算器角度对应关系微调,但并未说明调节量。本文选择调节 2% 仿真,只是从数值相对变化的幅度说明参数调节敏感。

4 结 论

以大型客机油门装置为研究对象,建立了运动学与动力学模型,并进行分析与仿真,得到结论如下:

(1) 所建立的油门装置运动学模型在正推力状态下油门角度解算器角度的仿真误差小于 0.1%,反推力状态下小于 1.8%,与典型工作点基本符合。在自动模式下,仿真的油门角度解算器角度与飞行记录数据相对误差小于 2.3%,表明所建运动学模型能够反映油门装置实际工作过程。

(2) 所建立的油门装置动力学模型在手动正推力状态和反推力状态下的仿真表明,摩擦离合器受力在其角位移达到最大停止移动时达到最大值,而在自动模式下,摩擦离合器受力矩变化规律与油门伺服电机驱动力矩规律相同,在初始启动和结束停止时力矩分别达到正向最大值和反向最大值。

(3) 对推力连杆长度进行微调,可改变角度解算器角位移与油门杆的角位移关系,以及改变摩擦离合器所受力或力矩的大小,而且这些力与力矩对推力连杆长度变化敏感。

大型客机油门装置的角度解算器角位移直接影响发动机推力准确控制,摩擦离合器与油门伺服电机所受力或力矩直接决定摩擦离合器工作的可靠性与油门伺服电机的功率需求。因此,本文油门装置建模、运动学与动力学分析方法及仿真结果,可为大型客机油门装置结构参数设计与伺服电机选型提供参考。

参考文献:

- [1] ZHENG Y, WANG X Y, YANG S, et al. Design and simulation of large civil aircraft's thrust management system[C]//Proceedings of the 10th World Congress on Intelligent Control and Automation. Beijing, China: IEEE, 2012: 1224-1229.
- [2] ZHAO J C, WANG X Y, MENG C, et al. Dynamic modeling and analysis of thrust reverser mechanism considering clearance joints and flexible component [J]. Aerospace, 2022, 9(10): 611.
- [3] The Boeing Company. B737-600/700/800 flight crew operations manual[M]. Chicago: the Boeing Company, 2015.
- [4] The Boeing Company. B737-600/700/800 aircraft maintenance manual[M]. Chicago: the Boeing Company, 2015.
- [5] The Boeing Company. B737-600/700/800 flight crew training manual[M]. Chicago: the Boeing Company, 2015.

- [6] DIMOGIANOPOULOS D, PETRATOS V, KOPSAFTOPOULOS F, et al. A GPC-based auto-throttle with robust fuel-efficient operation in 4D flights[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2015, 40: 128-137.
- [7] PETRATOS V, DIMOGIANOPOULOS D, KOPSAFTOPOULOS F, et al. A novel robust MPC based aircraft auto-throttle for performing 4D contract flights[C]//*Proceedings of the 2013 9th Asian Control Conference (ASCC)*. Istanbul, Turkey: IEEE, 2013: 1-6.
- [8] 吴春英. 速度和推力控制律设计[J]. *微计算机信息*, 2012, 28(5): 119-121.
WU Chunying. The design of speed and thrust control [J]. *Microcomputer Information*, 2012, 28(5): 119-121.
- [9] 吴春英, 李立红, 田青来. 自动油门控制律的仿真设计[J]. *航空计算技术*, 2011, 41(3): 116-118.
WU Chunying, LI Lihong, TIAN Qinglai. Simulation of autothrottle control law[J]. *Aeronautical Computing Technique*, 2011, 41(3): 116-118.
- [10] 杨森, 王新民, 李乐尧, 等. 基于GSAGA的模糊PID控制在自动油门系统中的应用研究[J]. *计算机测量与控制*, 2012, 20(5): 1232-1235.
YANG Sen, WANG Xinmin, LI Leyao, et al. Research of fuzzy PID control for auto-throttle control system based on GSAGA[J]. *Computer Measurement & Control*, 2012, 20(5): 1232-1235.
- [11] 姜本山. 基于429总线的飞机油门操纵杆自动控制系统研制[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2020.
LOU Benshan. Development of aircraft throttle lever automatic control system based on 429 bus[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2020.
- [12] 郭丽丽, 凌钢, 喻彪, 等. 飞机电传油门台的优化设计与分析[J]. *机械科学与技术*, 2020, 39(2): 321-328.
GUO Lili, LING Gang, YU Biao, et al. Optimization design and analysis of FBW throttle console quadrant[J]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2020, 39(2): 321-328.
- [13] 新浪航空. 联合技术航空系统签署供应大型单通道客机系统合同[EB/OL]. (2012-11-16). <http://sky.news.sina.com.cn/2012-11-16/012529416.html>.
- [14] 中国商用飞机有限责任公司. 支线客机飞行机组操作手册[M]. 上海: 中国商用飞机有限责任公司, 2016.
Commercial Aircraft Corporation of China Ltd. Regional aircraft flight crew operations manual[M]. Shanghai: Commercial Aircraft Corporation of China Ltd., 2016.
- [15] The Boeing Company. B737-600/700/800 Component maintenance manual [M]. Chicago: the Boeing Company, 2014.

(编辑: 胥橙庭)