

涡喷发动机转速摆动问题分析^{*}

杨 峰¹, 邵雪嵩², 郝圣桥¹, 刘 雄¹, 崔 颖², 王 曦³

(1. 中国航发控制系统研究所, 江苏 无锡 214063;

2. 中国航发贵州红林机械有限公司, 贵州 贵阳 550009;

3. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 针对涡喷发动机转速摆动问题, 在已知燃油调节器中的转速闭环控制器为比例积分控制规律的基础上, 根据非线性微分方程, 采用小偏差线性化方法, 推导了比例系数的动态数学模型, 得到了决定比例系数的关键因素。建立了燃油调节器与发动机模型的联合仿真Simulink模型, 仿真分析了比例系数对转速稳定性的影响。结果表明: 原设计参数在大状态时转速稳定性较差, 通过减小杠杆比可提高系统稳定裕度, 减小转速摆动量。根据仿真结果加工了杠杆比减小的杠杆, 半物理试验表明改进后, 原来有规律的正弦摆动现象消失, 转速 N_1 最大摆动量由原来 $\pm 0.38\%$ 减小到 $\pm 0.24\%$, 满足不超过 $\pm 0.3\%$ 的指标要求。

关键词: 涡喷发动机; 燃油调节器; 转速摆动; Simulink仿真; 比例系数; 杠杆

中图分类号: V233.7 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2019) 10-2198-08

DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 180739

Analysis of Speed Oscillation on Turbojet Engine

YANG Feng¹, SHAO Xue-song², HAO Sheng-qiao¹, LIU Xiong¹, CUI Ying², WANG Xi³

(1. AECC Aero Engine Control System Institute, Wuxi 214063, China;

2. AECC Guizhou Honglin Machinery Limited Corporation, Guiyang 550009, China;

3. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China)

Abstract: In terms of speed oscillation problem of a turbojet engine, according to the non-linear differential equation, the dynamic model and critical factor of proportion coefficient were obtained by the small deviation linearization based on a precondition that the speed closed-loop controller was a PI controller. The Simulink model combined hydraulic mechanic unit and engine model was built to analyze the effect of proportionality coefficient to speed stability. The results show that the speed stability is poor under original design, on the other hand, the system stability can be improved and level of speed oscillation can be decreased by reducing the lever ratio. The new lever which ratio reduced was manufactured according to the simulation results. The semi-physical experiments suggest that phenomenon of regular sinusoidal speed oscillation is disappeared and the maximum level of speed N_1 oscillation is decreased from $\pm 0.38\%$ to $\pm 0.24\%$ which meet the requirement of no more than $\pm 0.3\%$ by using the new lever.

Key words: Turbojet engine; Hydraulic mechanic unit; Speed oscillation; Simulink model; Proportion coefficient; Lever

^{*} 收稿日期: 2018-11-25; 修订日期: 2019-01-15。

通讯作者: 杨 峰, 硕士, 工程师, 研究领域为航空发动机液压机械控制系统。E-mail: yangfeng25@126.com

引用格式: 杨 峰, 邵雪嵩, 郝圣桥, 等. 涡喷发动机转速摆动问题分析[J]. 推进技术, 2019, 40(10): 2198-2205.
(YANG Feng, SHAO Xue-song, HAO Sheng-qiao, et al. Analysis of Speed Oscillation on Turbojet Engine [J].
Journal of Propulsion Technology, 2019, 40(10): 2198-2205.)

1 引言

目前,液压机械控制系统广泛应用于航空发动机上,具有可靠性高、抗电磁干扰性强等特点^[1]。某涡喷发动机采用第二代液压机械调节器,其控制规律为保证低压转子转速 N_1 与油门杆角度 PLA 一一对应,并限制高压转子转速 N_2 的最大值,因此低压转子转速 N_1 是关键的被控参数, N_1 的摆动量是表征调节器控制品质的关键指标。当油门杆角度不变时,发动机允许的转速摆动量为: $N_1 < 85\%$ 时不超过 $\pm 0.5\%$, $N_1 \geq 85\%$ 时不超过 $\pm 0.3\%$ ^[2]。该型涡喷发动机在使用中一直存在 N_1 转速摆动问题,转速摆动过大将引起发动机推力脉动,使得飞行员感觉不适,甚至可能危及飞行员的安全。

多年来国内相关高校、科研院所及工厂针对该类问题进行了大量的研究工作,如黄开明等针对涡轴发动机双轴摆动现象,建立了发动机控制系统的简化传递函数框图,定性分析后认为分压器和系统放大系数过大是造成摆动的主要原因^[3];唐有才等统计了用户三年发生转速摆动发动机的特点,根据维修中的经验分析了转速摆动的几个可能原因,并提出了预防转速摆动发生的一些措施^[4];陈琳等分析了涡桨发动机在收推油门或飞行条件变化时的转速摆动问题,认为分油活门遮盖量变化过大、调节器调节品质分散性大是导致转速摆动超标的主要原因,落实了内控尺寸公差措施后,在发动机试车及外场使用中均未出现转速摆动现象^[5];杨育武研究了弹用涡喷发动机的转速摆动过大问题,建立了控制系统传递函数图,认为是流量调节器和转速调节器相互干扰导致,并通过修改转速调节器放大系数进行了试验验证^[6];西北工业大学高光良等基于线性化方程建立了液压机械控制器典型部件的机理模型,并对发动机慢车转速摆动问题进行了Simulink仿真,根据仿真给出了一些有利于系统稳定的改进建议,但未对这些建议进行详细分析或论述^[7];清华大学的于龙江等仿真分析了涡喷发动机及其控制系统的稳定性,并研究了分油活门弹簧刚度、预压缩量、反向活门重叠量等因素对控制系统稳定性的影响,但未针对各因素开展试验研究^[8];北京航空航天大学姚华廷等针对转速摆动问题,分析得出转速控制器可等效为比例积分控制器,并建立了AMESim模型,得到了控制器的频率特性,发现其截止频率与转速摆动频率重合,理论上提出了一些减小摆动量的思路,但对于这些思路并未开展转速闭环试验验证。截止目前为止

该转速摆动问题依然存在,根本原因仍未能得到明确定位,虽然厂内制定了一些措施,但每年仍有一定比例的调节器因转速摆动超标返厂。

本文在前人研究的基础上,基于转速控制器流量连续方程和力平衡方程给出了比例环节的传递函数,确定了决定比例系数的主要因素。建立了燃油调节器与发动机模型的联合仿真Simulink模型,根据模型仿真结果定位了转速摆动问题的原因,并优化了燃油调节器的结构参数,通过半物理试验台进行了试验验证。

2 转速闭环控制器

2.1 转速闭环控制器原理

燃油调节器分为转速开环控制和闭环控制两个阶段,当 $N_1 < 85\%$ 时,通过油门和压差活门等组成的流量调节器来保证供油量与油门杆角度一一对应,此时供油量与 N_1 无关,属于转速开环控制;当 $N_1 \geq 85\%$ 时,通过转速调节器来保证 N_1 与油门杆角度一一对应,当油门杆角度不变而外界环境(如飞行高度、飞行马赫数等)变化时保证 N_1 不变,属于转速闭环控制。

鉴于该型发动机转速摆动均发生在 $N_1 \geq 85\%$ 即转速闭环控制器工作阶段,因此本文主要分析转速控制器的特性。转速闭环控制器由离心飞重、分油活门、反馈活塞、反向活门、杠杆、随动活塞和中腔层板构成,如图1所示,其工作原理见文献[9-10],本文只作简单说明。当 $N_1 \geq 85\%$ 时,离心飞重由 N_1 带动转动,如果离心飞重产生的离心力低于分油活门弹簧的给定值,则分油活门向右移动,此时分油活门左边窗口1面积减小,右边窗口2面积增大,随动活塞左腔压力 p_L 减小,反馈活塞右腔压力 p_R 增大,驱动随动活塞与反馈活塞向左移动。由于柱塞泵的斜盘角度增大,供油量随之增大,从而使得发动机转速 N_1 增加。

以上为比例控制的逻辑,当离心飞重的离心力与分油活门弹簧力相差较大,使得分油活门偏离中间位置较多时,反馈活塞在杠杆的作用下移动较大,从而带动反向活门左边或右边型孔打开(反向活门型孔为正重叠量),此时定压油通过左边型孔及中腔层板进入中腔,或者中腔通过中腔层板及右边型孔与低压沟通,使得随动活塞快速向左或向右移动,此时为积分控制逻辑。

由上述分析可知,转速控制器实际是采用机械液压结构来模拟比例积分控制规律,其控制框图^[2],见图2。

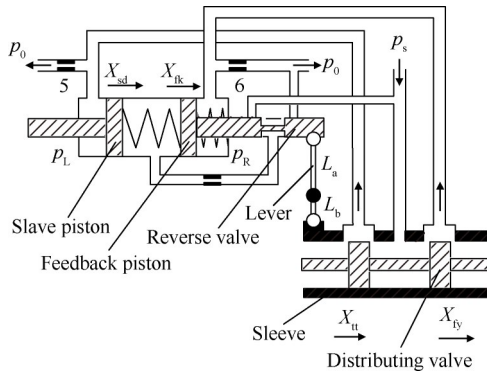


Fig. 1 Principle of speed controller

2.2 比例环节理论分析

比例环节是指单位分油活门位移变化量引起的反馈活塞/随动活塞位移变化量。上面定性分析出反馈活塞与分油活门之间为比例环节,影响该环节的主要因素有分油活门型孔、反馈活塞直径、随动活塞直径、反馈杠杆、左右腔5,6节流嘴、反馈活塞弹簧和回输套筒弹簧等。其中分油活门为四凸肩四通滑阀,结构见图3。以分油活门的位置变化量作为输入,反馈活塞的位置变化量作为输出,分析决定比例环节的关键参数。本文以向右为正方向,分析比例环节时暂不考虑积分的作用,即认为中腔是密闭的,反馈活塞和随动活塞是一个刚性连接的整体。

分油活门的4个型孔流量分别为

$$\begin{aligned} Q_1 &= \mu A_1 \sqrt{p_s - p_L} \\ Q_2 &= \mu A_2 \sqrt{p_s - p_R} \\ Q_3 &= \mu A_3 \sqrt{p_R - p_0} \\ Q_4 &= \mu A_4 \sqrt{p_L - p_0} \end{aligned} \quad (1)$$

式中 p_s 为定压油压力; p_0 为低压压力; p_L 为随动活塞左腔压力; p_R 为反馈活塞右腔压力; $A_1 \sim A_4$ 分别是4个型孔的面积。

$$\mu = C_d \sqrt{2/\rho}$$

式中 C_d 为流量系数; ρ 为燃油密度。

4个型孔的面积由下式决定

$$A_i = A_t (X_{fy} - X_{tu}) \quad (2)$$

式中 X_{fy} 为分油活门位移, X_{tu} 为回输套筒位移, A_t 为型孔面积, 下标 t 代表4个型孔。

随动活塞左腔、反馈活塞右腔(以下简称左腔、右腔)的5,6节流嘴流量 Q_5, Q_6 如下

$$\begin{aligned} Q_5 &= \mu \pi d^2 \sqrt{p_L - p_0} \\ Q_6 &= \mu \pi d^2 \sqrt{p_R - p_0} \end{aligned} \quad (3)$$

式中 d 为节流嘴直径, 两个节流嘴直径相同。

对式(1), (3)在平衡工作点处小偏量线性化^[11-12], 并进行拉式变换后得到

$$\begin{aligned} \Delta Q_1 &= c_1 (-\Delta p_L) - q_1 (\Delta X_{fy} - \Delta X_{tu}) \\ \Delta Q_2 &= c_2 (-\Delta p_R) + q_2 (\Delta X_{fy} - \Delta X_{tu}) \\ \Delta Q_3 &= c_3 \Delta p_R - q_3 (\Delta X_{fy} - \Delta X_{tu}) \\ \Delta Q_4 &= c_4 \Delta p_L + q_4 (\Delta X_{fy} - \Delta X_{tu}) \\ \Delta Q_5 &= c_5 \Delta p_L \\ \Delta Q_6 &= c_6 \Delta p_R \end{aligned} \quad (4)$$

式中 $c_1 \sim c_4$ 分别是分油活门型孔1~4的流量-压力系数; $q_1 \sim q_4$ 分别是分油活门型孔1~4的流量增益; c_5, c_6 分别为节流嘴5和6的流量-压力系数。

左腔和右腔的流量连续方程分别为

$$Q_1 - Q_4 - Q_5 = \frac{V_L}{E} \frac{dp_L}{dt} + A_{sd} \frac{dX_{sd}}{dt} \quad (5)$$

$$Q_2 - Q_3 - Q_6 = \frac{V_R}{E} \frac{dp_R}{dt} - A_{fk} \frac{dX_{fk}}{dt} \quad (6)$$

式中 V_L, V_R 分别为左腔、右腔的容积; E 为燃油的弹性模量; A_{sd} 为随动活塞左腔的受力面积; A_{fk} 为反馈活塞右腔受力面积; X_{sd} 为随动活塞位移; X_{fk} 为反馈活塞位移。

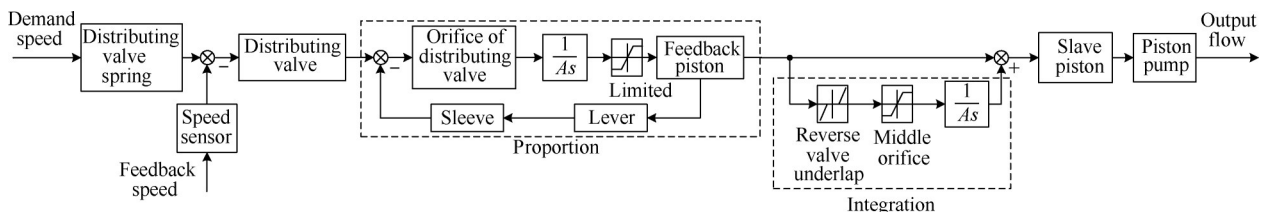
由于反馈活塞和随动活塞是一个刚性连接的整体, 所以

$$X_{fk} = X_{sd} \quad (7)$$

对式(5), (6)在平衡工作点处小偏量线性化, 并进行拉式变换后得到

$$\Delta Q_1 - \Delta Q_4 - \Delta Q_5 = \frac{V_L}{E} s \Delta p_L + A_{sd} s X_{sd} \quad (8)$$

$$\Delta Q_2 - \Delta Q_3 - \Delta Q_6 = \frac{V_R}{E} s \Delta p_R - A_{fk} s X_{fk} \quad (9)$$

Fig. 2 Frame of speed controller(PI)^[2]

按照原设计参数的杠杆比仿真的结果如表1所

示,可以看出在分油活门向左和向右偏离零位 0.02mm 时,仿真得到的比例系数 K_p 为 -5.230 和 -5.225 ,其绝对值均接近且略小于 $K_L = 5.267$,与理论分析结果相符。

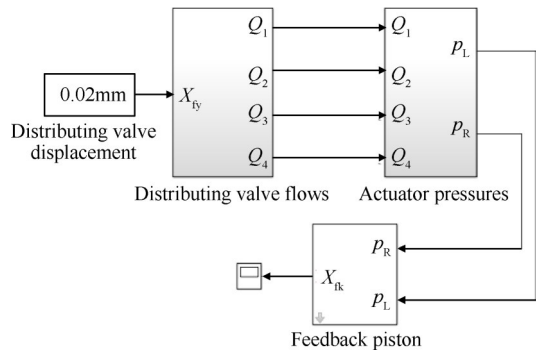


Fig. 4 Simulink model of PI controller

Table 1 Simulation result of proportion at $K_L = 5.267$

X_{fv}/mm	X_{fk}/mm	$\Delta X_{fk}/\text{mm}$	$\Delta X_{fk}/\Delta X_{fv}$
-0.02	-0.130	0.105	-5.230
0	-0.234	0	-
0.02	-0.339	-0.105	-5.225

进一步,更改仿真中的杠杆比,观察仿真得到的比例系数的变化情况。将杠杆支点分别上移 4mm 和下移 2mm,则 K_L 分别为 3.087 和 7.545,仿真结果见表 2 和表 3。可以看出,改变杠杆比后,仿真得到的比例系数也随之改变,且其绝对值均接近且略小于杠杆比,与理论分析结果相符,更进一步证明杠杆比是决定比例系数的关键因素。

Table 2 Simulation result of proportion at $K_L = 3.087$

X_{fv}/mm	X_{fk}/mm	$\Delta X_{fk}/\text{mm}$	$\Delta X_{fk}/\Delta X_{fv}$
-0.02	-0.074	0.061	-3.072
0	-0.135	0	-
0.02	-0.197	-0.062	-3.075

Table 3 Simulation result of proportion at $K_L = 7.545$

X_{fv}/mm	X_{fk}/mm	$\Delta X_{fk}/\text{mm}$	$\Delta X_{fk}/\Delta X_{fv}$
-0.02	-0.187	0.149	-7.465
0	-0.337	0	-
0.02	-0.480	-0.144	-7.175

3 更改杠杆比联合仿真及影响性分析

3.1 更改杠杆比联合仿真

该型调节器除了转速控制器外,还包括计量活门、压差活门、液压延迟器、定压活门、柱塞泵、燃油分配器等,在 Simulink 中分别建立以上部件的模型,

单独调试合格后进行组装,建立该型调节器的整体模型。发动机模型为用 C 语言编写的动态模型,在半物理试验台已使用多年,并通过真实发动机数据校验,具有较高置信度。将 C 语言编写的发动机模型封装成动态链接库(dll)后供 Simulink 调用,与调节器模型联合仿真,联合仿真的模型见图 5。

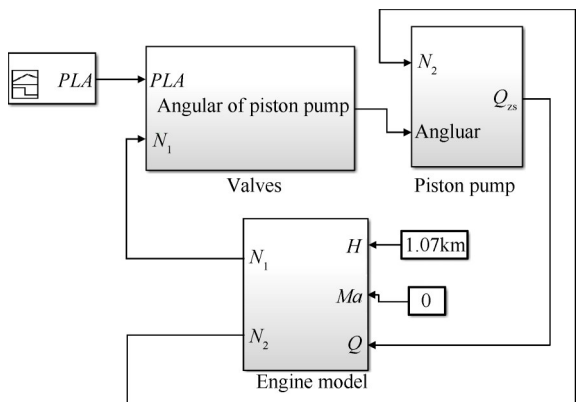


Fig. 5 Simulink model of combined simulation

PLA 按台阶上升,仿真得到的 N_1 和燃油流量 Q ,如图 6 所示。从图中可看出,在大状态时转速 N_1 和 Q 要经过较长时间的调节才能收敛,系统的稳定性较差。

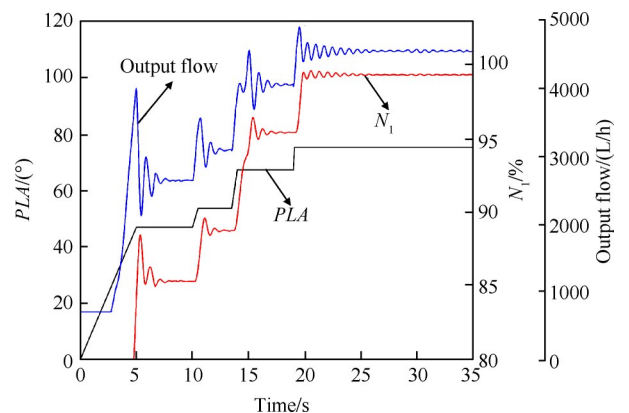


Fig. 6 Result of simulink model simulation

根据自动控制原理,减小比例系数可提高系统稳定裕度,减小超调^[13],根据上面的理论推导可知,杠杆比是决定比例系数的关键因素。为了验证杠杆比对系统稳定性的影响,仅改变杠杆比,观察转速 N_1 、 Q 的稳定性,杠杆比的设置如表 4,其中编号 3 为原始设计参数。

仿真得到杠杆比变化时转速 N_1 和总流量 Q 的响应曲线见图 7 和图 8。从图中可以明显看出,杠杆比的变化对系统稳定性影响较大,在原设计参数 $K_L = 5.267$ 的基础上,杠杆比增大,转速摆动更加明显,当

支点向下移动0.5mm,即杠杆比增大到5.714时已趋于等幅振荡;杠杆比减小,转速摆动减小,当支点向上移动4mm,即杠杆比减小到3.087时,转速能够很快稳定;当支点向上移动5mm即杠杆比减小到2.760时,转速和流量的响应曲线与杠杆比为3.087时已基本没有区别,表明杠杆比进一步减小对系统稳定性已无明显效果。

Table 4 Group of lever ratio

Serial	L_a/mm	L_b/mm	K_L
1	34.5	12.5	2.760
2	35.5	11.5	3.087
3	39.5	7.5	5.267
4	40.0	7.0	5.714

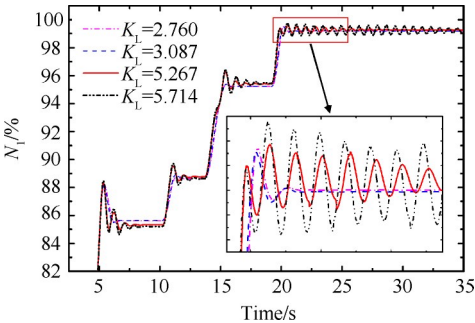


Fig. 7 Speed N_1 response at different lever ratio

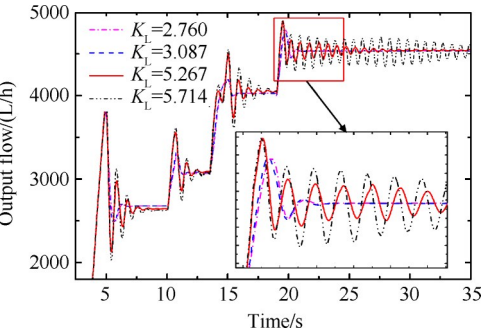


Fig. 8 Output flow response at different lever ratio

3.2 减小杠杆比对其它性能影响性分析

根据理论及仿真分析,减小杠杆比可提高控制系统的稳定裕度,减小转速摆动量,但还需分析减小杠杆比后对系统其他指标或性能的影响,减小杠杆比后可能对以下两个性能有影响^[14-16]。

3.2.1 对发动机的加减速性能的影响

自动工作转速以下转速控制器不起作用,因此更改杠杆比不影响自动工作转速以下的加减速性能;自动工作转速以上的加减速性能主要由液压延迟器和比例环节等决定,但液压延迟器起主要作用,比例环节对加减速性能有影响,但影响较小。调整

液压延迟器中的加速层板及减速层板流量可调节加减速性能,即使减小杠杆比后加减速性能发生变化,也可通过调整加速层板及减速层板流量保证整体加速性能满足要求。因此,可认为减小杠杆比不会影响发动机的加减速性能。

3.2.2 对自动工作转速以上的转速稳态误差的影响

按照自动控制理论,减小比例系数有可能增大系统稳态误差,使得自动工作转速以上的转速稳态误差增大。但在本系统中转速控制器实际为一比例积分控制器,积分作用可以消除这部分稳态误差。因此,可认为减小杠杆比不会转速稳态误差。

根据以上理论分析,减小杠杆比不会对控制系统的其它指标造成明显影响。按照出厂调试大纲要求在试验台测试更换杠杆比减小的杠杆的燃调,各性能指标均可满足要求,但亦可能存在某些未考虑到的指标或要求,后续将进一步通过半物理试验或者发动机试验充分验证。

4 半物理试验验证

4.1 试验方法

半物理试验是以真实的燃油调节器为试验对象,与发动机数学模型组成闭环的试验。由于在真实发动机上开展燃油调节器的性能试验风险和成本很高,因此,在半物理试验台上开展前期性能验证。半物理试验台的原理如图9所示,其中燃油调节器, N_1 电机和 N_2 电机为实物, N_1 电机连接燃调的离心飞重, N_2 电机连接燃调的柱塞泵,发动机由模型替代,模型与第3节仿真中使用的一致。燃调接受油门杆角度 PLA 指令,供出一定的燃油流量,经采集板卡采集到上位机并送入发动机模型,模型经计算后输出对应的 N_1 和 N_2 转速给定,控制相应电机到达给定转速。试验中能够实时采集并存储出口流量、燃调随动活塞前、中、后腔压力, N_1 和 N_2 电机转速给定及反馈,油门杆角度 PLA 等,以便后期分析。

为了验证杠杆比对转速稳定性的影响,根据

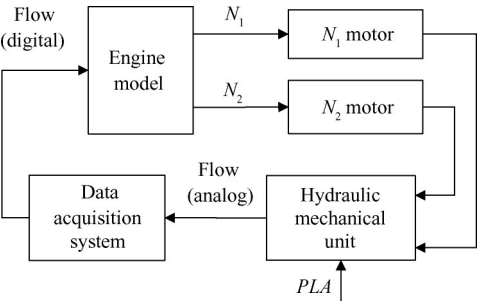


Fig. 9 Frame of semi-physical experiment

Simulink 模型的仿真结果,重新加工了一套杠杆比减小的杠杆,其杠杆比为 $K_L = 3.087$ (表 4 中的编号 2),加工好的杠杆实物见图 10。



Fig. 10 Ratio decreased lever of $K_L = 3.087$

为了避免手动控制 PLA 带来准确性、速度等方面的人为因素的干扰,试验主要采用试验台的闭环自动测试流程,即电机自动控制 PLA,使得 PLA 按照设定好的程序自动变化。具体闭环自动测试流程如下:

(a) 模拟发动机起动,起动结束后的 $PLA=18^\circ$, $N_1=33.3\%$, $N_2=59.6\%$ 。

(b) PLA 自动以 2° 的台阶阶跃上升,每个台阶稳定约 10s,直至 $PLA=82^\circ$ 。

(c) 记录并存储转速、流量、压力等参数,观察其稳定性。

按照以下试验步骤开展试验:

(a) 选取一台原装燃调,杠杆比 $K_L = 5.267$ 。

(b) 按出厂试验大纲调试合格后,在半物理试验台按闭环自动测试流程进行试验。

(c) 将燃调内的杠杆更换为杠杆比为 $K_L = 3.087$ 的杠杆,其余不变,重复步骤(b)。

(d) 对比两次试验的转速稳定性。

4.2 试验结果

$K_L = 5.267$ 与 $K_L = 3.087$ 的燃调在半物理闭环自动测试的转速 N_1 和总流量对比分别见图 11 和图 12。从图中可以明显看出, $K_L = 5.267$ 时,转速 N_1 和出口

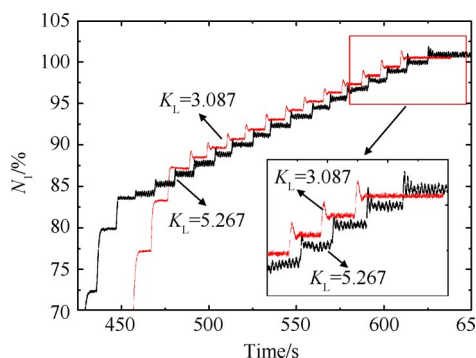


Fig. 11 Experiment results of speed N_1 at lever ratio 5.267 and 3.087

流量在自动工作转速 ($N_1=85\%$) 以上均存在较明显的正弦摆动,转速 N_1 最大摆动量为 $\pm 0.38\%$; K_L 减小为 3.087 后,转速和流量的摆动幅度明显减小,且没有出现有规律的正弦摆动,转速 N_1 最大摆动量为 $\pm 0.24\%$,满足不超过 $\pm 0.3\%$ 的指标要求。

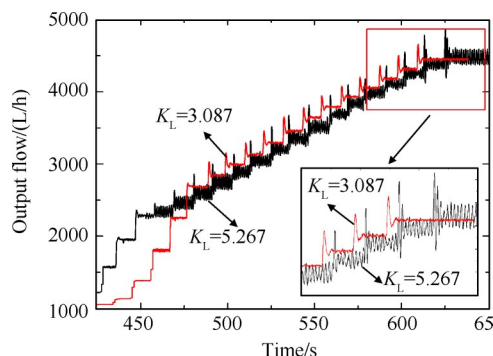


Fig. 12 Experiment results of output flow at lever ratio 5.267 and 3.087

5 结 论

针对某型涡喷发动机转速摆动问题,根据液压机械转速闭环控制器原理,建立了控制器的机理数学模型。基于流量连续方程和力平衡方程给出了转速控制器比例环节的传递函数,确定了决定比例系数的主要因素。通过发动机联合仿真 Simulink 模型确定了合适的杠杆比,并通过半物理试验台开展了相关试验验证,得出以下结论。

(1) 决定比例系数的主要因素为反馈杠杆比 K_L , 移动杠杆支点位置可以很方便地改变比例系数。

(2) 燃油调节器与发动机联合 Simulink 模型仿真后发现,原设计下,在大状态时,转速 N_1 和 Q 要经过较长时间的调节才能收敛,系统的稳定性较差,稳定裕度较低。杠杆比减小后能够提高系统的稳定裕度,减小转速摆动量,当杠杆比减小到 3.087 时,转速的稳定性较好。

(3) 半物理试验表明, $K_L = 5.267$ 时,转速 N_1 和出口流量在自动工作转速以上均存在较明显的正弦摆动; K_L 减小为 3.087 后,转速和流量的摆动幅度明显减小,且没有出现有规律的正弦摆动,转速 N_1 最大摆动量由原来的 $\pm 0.38\%$ 减小到 $\pm 0.24\%$,满足不超过 $\pm 0.3\%$ 的指标要求。

参考文献:

- [1] 付小磊. 航空发动机液压机械控制系统建模与仿真研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2012.

- [2] 姚华廷, 徐敏, 王曦. 航空发动机转速摆动问题研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2012, 25(4): 1-7.
- [3] 黄开明, 周剑波, 皮星. W型发动机双轴摆动故障的排除[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2002, 15(2): 36-40.
- [4] 唐有才, 王占勇, 于德会, 等. 航空发动机转速摆动故障分析及预防措施[J]. 航空工程与维修, 2002, (4): 23-24.
- [5] 陈琳, 张莹松. 某型发动机调速器转速摆动故障分析与研究[J]. 航空维修与工程, 2017, 12(1): 30-31.
- [6] 杨育武. 弹用涡喷发动机转速稳定性研究[J]. 飞航导弹, 2006, 1(6): 54-56.
- [7] 高光良, 樊丁, 戚学锋. 航空发动机机械液压控制器建模及仿真技术研究[J]. 计算机仿真, 2006, 23(1): 62-64.
- [8] 于龙江, 朴英. 某型涡喷发动机转速失稳仿真研究[J]. 控制系统, 2008, 14(1): 1-3.
- [9] 程心健, 季春生. 燃气涡轮发动机的自动控制系统与控制方法[M]. 北京: 航空工业出版社, 2017.
- [10] 樊思齐. 航空发动机控制(下册)[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2008.
- [11] 杨峰, 王曦, 程涛, 等. 某型压差活门的动态特性分析[J]. 航空发动机, 2015, 41(3): 44-50.
- [12] 张东. 发动机主燃油控制系统建模仿真与试验验证[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2008.
- [13] 程鹏. 自动控制原理[M]. 北京: 高等教育出版社, 2010.
- [14] Ludwig G R, Nenni J P. A Rotating Stall Control System for Turbojet Engines[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1979, 101: 305-313.
- [15] Ludwig G R, Nenni J P. Test of an Improved Rotating Stall Control System on a J-85 Turbojet Engine[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1980, 102: 903-911.
- [16] LINK Jaw. Aircraft Engine Controls Design, System Analyses, and Health Monitoring[M]. USA: American Institute of Aeronautics & Astronautics, 2009.

(编辑: 朱立影)