

某涡扇发动机加力供油系统 排故试验及仿真研究

沈阳航空发动机研究所 朴英** 张绍基

【摘要】 建立某型涡扇发动机加力供油装置的数学模型和关键部件的失效模式。通过仿真分析该系统的过渡态特性、压差节流活门液动力、浮动活塞摩擦阻力以及加力泵特性对系统的影响。最后将试验结果与仿真结果进行对比分析,找出故障原因,提出改进措施。

主题词: 涡轮风扇发动机 故障修复 仿真
分类号: TP274 V233.2

某型涡扇发动机地面数控系统已完成地面台架试车,其供油装置压差保持不住,大流量上不去,一直是该加力供油装置研制以来存在的问题。本文对这些问题进行深入的仿真研究。

1 排故试验及仿真分析

加力供油装置部件数学模型。某型涡扇发动机加力供油系统由加力燃油泵、燃油计量装置和分区装置等组成。燃油计量装置由某涡扇发动机加力调节器改装而成,由地面全权数字电子控制器控制。加力供油装置的数学模型包括:油门杆特性、内外涵液电伺服阀模型、内外涵控油活门模型、内外涵压差活门模型、外涵节流活门模型、回油活门模型、加力燃烧室喷嘴特性、节流活门液动力和浮动活塞摩擦阻力、控油活门间隙泄漏模型(数学方程和推导从略)。为了加速收敛性,计算方法采用加速变步长迭代法。

压差节流活门液动力分析。燃油流经压差节流活门时对节流活门产生一个反作用力,即液动力。它包括与活门位移成正比的稳态液动力和与活门位移速率成正比的瞬态液动力,瞬态液动力除影响活门的正常移动,在一定的条件下还会引起调节的不稳定。表 1 列出调节器上台前试验数据及节流活门稳态液动力计算结果。由表可见,油门杆角度增加,流量加大,节流活门

表 1 节流活门稳态液动计算

$PLA(^{\circ})$	109.04	111.4	114.8	117.36	120.08	124.48	129.6
$Q_w(L/h)$	482	2020	4097	5546	7136	9714	11146
$x_s(N)$	3.91	14.41	32.34	40.38	53.9	66.64	69.97

稳态液动力也随之增加,最大有 70 N。这个附加力约占控制力的 30% 还多。此力的存在在流量小、驱动力充足时,对压差节流活门无明显影响,但随着流量增大,驱动力不足以克服液动力时,则必然要影响压差节流活门的特性。推油门杆速度不同,也将程度不同地产生瞬态液动力,

节流活门的稳态液动力及瞬态液动力分别为为^[1]: $x_s = kx_3 H_3 (P_3 - P_4)$, H_3 为节流窗口面积梯度。 $F_s = LC_d H_3 - 2\rho(P_3 - P_4)(dx_3/dt)$, L 为阻尼长度, C_d 为流量系数, ρ 为燃油密度。

浮动活塞的动密封摩擦阻力和液压卡紧力分析。回油活门采用单凸结构, 单凸台活门不存在液动力, 而回油装置的受力(ΔF_j 为回油活门控制力) 曲线反映仍有较大附加力, 见图 1。其中浮动活塞的受力(ΔF_{fk} 为浮动活塞控制力) 曲线波动幅度较大。说明存在动密封摩擦阻力和卡紧力。用于消除节流活门弹簧静差的浮动活塞外缘装有聚四氟乙烯密封圈, 推油门杆速度直接影响氟塑料碗的动密封摩擦阻力, 往复运动密封的摩擦阻力与活门移动速度的平方根成正比^[2], $F_f = k\sqrt{V}$ 。 k 由试验数据确定。浮动活塞为组合件、支撑圈因通油要求有一个 4 mm 宽的槽, 使其圆柱面对轴心有约 0.1 mm 的偏心, 加上浮动活塞无均压槽, 氟塑料碗内圈收、外圈涨, 易产生偏压和卡紧力, 卡紧力为 $F_f' = k'(P_f - P_{33})$, k' 由经验公式计算并由试验数据修正。

故障仿真分析。液动力的仿真结果表明: 油门杆角度增加, 作用在外涵压差节流活门的稳态液动力 x_s 增加, 最大可达 166 N, 瞬态液动力 F_s 在稳态时为 0, 推油门杆快慢影响瞬态液动力的大小, 说明瞬态液动力对快速性有影响。稳态液动使外涵压差不再保持常数, 而随油门杆角度增加呈下降趋势, 外涵压差活门位移也因稳态液动力出现静差, 但液动力仿真并没使系统完全复现试验中的故障现象, 说明除液动力外, 还有其他影响大流量特性因素。

考虑动密封摩擦阻力和卡紧力的仿真结果表明: 浮动活塞的动密封摩擦阻力不影响外涵压差, 对外涵流量影响也较小, 但对系统的快速性有影响, 而卡紧力对外涵压差特性及供油量影响较大。推油门杆时间不同(0.2 s、0.75 s) 动密封摩擦阻力也不同。图 2 表明: 卡紧力使浮动活塞无法同步跟随活门移动(X_3 与 X_5 , X_6 与 X_7 不同步), 因而产生浮动活塞与回油活门间的弹簧静差, 并由此出现了 PLA 在 108–127 间泵后压力微量下降, 这与试验现象吻合, 说明随外涵流量增加, 回油活门因弹簧静差无法按设计值关小。卡紧力使外涵

压差不在保持常数。综上所述, 浮动活塞从理论上由于摩擦阻力和卡紧力具有随机性, 对保证压差特性很不利。该系统于地面台架试车中发现油门杆角度增加, 泵后流量由 32000 L/h 降为 26000 L/h 分析原因是 PLA 在 88.5–108 时 P_1 逐步增加, 其间隙泄漏加大, 因此泵后流量下降, 根据该现象考虑相应的加力泵特性, 仿真结果复现上述现象。

考虑泄漏的仿真结果表明: 泄漏量使内外涵喷嘴流量有所下降, 但不影响内外涵压差。

变流量系数仿真结果表明: 窗口变流量系数仅微量影响流量, 对压差无影响。

单项仿真表明: 任何单一因素均未能复现试验中的故障现象, 说明不是单一因素起作用, 考虑上述因素叠加的仿真结果见图 3。

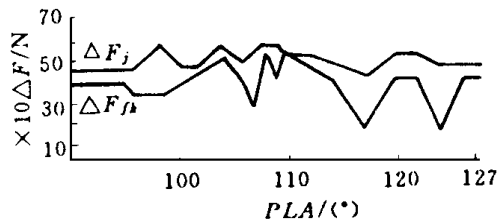


图 1 回油装置受力曲线

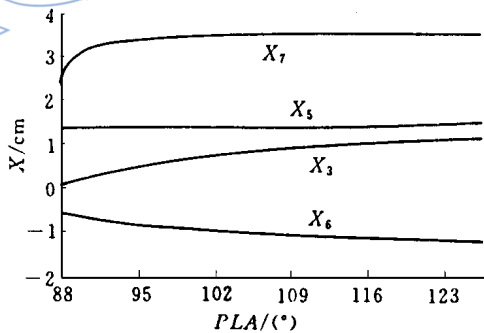


图 2 位移曲线

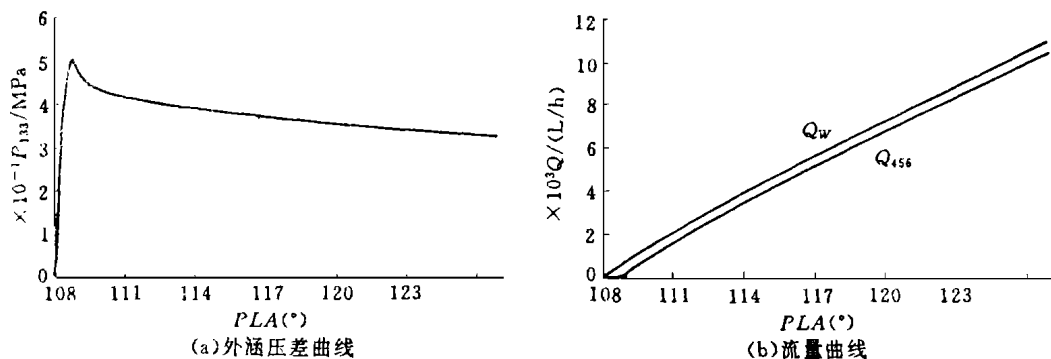


图 3 综合仿真结果

仿真结果表明: 外涵压差从 0.5 MPa 降到 0.317 MPa, 流量仅达到 10500 L/h (综合仿真前最大流量为 14000 L/h), 与试验中的故障现象相同。在此基础上, 加大加力泵的间隙泄漏, 使泵的特性线变陡, 则外涵供油特性明显变坏, 这说明特性平缓的加力泵有益于加力供油装置供油性能。不同的参数匹配对减缓上述故障现象也起作用, 但由于该计量装置是由原装置改装而成, 加上原装置的某些弱点, 使该供油系统的结构参数可调范围较窄。

综合仿真还表明: 外涵受加力泵特性影响较大, 而内涵所受影响较小, 这与该供油系统的组成有关。当内涵控油窗口变化时, 内涵压差活门控制回油活门以改变泵后压力, 保持内涵控油窗口前后恒定的压差, 满足内涵供油要求。当外涵窗口变化、需改变供油量时, 只能间接通过内涵压差活门控制回油量, 在保证内涵供油量不变的情况下, 满足外涵供油要求。外涵这种不直接的流量调节方式给外涵供油特性带来不利的影响, 该地面数控加力供油系统的组成是受原供油装置的局限, 而原供油装置的组成则由汽心泵的特定结构所决定。某发动机加力调节器采用内外涵分别供油可避免上述问题。

综上所述, 影响加力供油系统快速性的因素有: (1) 瞬态液动力; (2) 动密封摩擦阻力; (3) 加力泵特性。影响外涵稳态流量的因素有: (1) 稳态液动力; (2) 卡紧力; (3) 加力泵特性; (4) 流量系数。引起外涵压差下降的因素有: (1) 稳态液动力; (2) 卡紧力。其中, 液动力和卡紧力是影响供油装置供油特性的主要因素。

改进措施。根据仿真结构, 提出以下改进措施: (1) 去掉浮动活塞结构以避免密封摩擦阻力和卡紧力。(2) 设计单凸台过流部件消除液动力。(3) 采用并联分别供油的加力系统组成。(4) 选用具有平缓特性的加力泵给压差节流式计量装置的设计带来益处。(5) 选用具有预先充油的加力分配器, 可提高系统的快速性, 避免了设计时因快速性对某些结构的过高要求。

参 考 文 献

- 1 H. E. 梅里特. 液压控制系统. 科学出版社, 1978
- 2 盛敬超编. 液压流体力学. 机械工业出版社, 1984

(责任编辑 王庆康)