

# 液氧/煤油补燃发动机系统稳定性分析

徐浩海, 刘站国

(陕西动力机械设计研究所, 陕西 西安 710100)

**摘 要:** 为分析补燃循环液氧/煤油发动机工作的稳定性, 建立了发动机的线性小偏差动力学模型, 在小扰动的条件下研究了发动机工况变化、燃气导管容积对系统工作稳定性的影响。结果表明, 在 110%~50% 工况范围内发动机系统都是稳定的, 而随着工况的降低发动机稳定裕度在减小。当涡轮后燃气导管容积增大时发动机系统稳定裕度减小, 而涡轮前燃气导管容积对发动机稳定性基本没有影响。

**关键词:** 液氧/煤油补燃循环发动机; 小偏差动力学模型; 系统稳定性

中图分类号: V430

文献标识码: A

文章编号: (2005)02-0001-06

## System stability analysis of a LOX/kerosene staged combustion cycle engine

Xu Haohai, Liu Zhanguo

(Shaanxi Power Machine Design and Research Institute, Xi'an 710100, China)

**Abstract:** The linear small deviation dynamic model is developed for the analysis of a LOX/Kerosene staged combustion cycle engine. Based on linear method under small disturbance, the effects of engine working condition and gas vessel volume on system stability are analyzed. The results show that the engine are steady between 50%~110% working conditions. It also shows that the higher working condition is preferable to attain high level stability and a bigger turbine outlet gas vessel volume decreases the system stability, the turbine inlet gas vessel volume has no effect on system stability.

**Key words:** LOX/kerosene staged combustion cycle engine; small linear deviation dynamic model; system stability

---

收稿日期: 2004-04-27; 修回日期: 2004-12-22。

作者简介: 徐浩海 (1972—), 男, 工程师, 研究领域为液体火箭发动机系统设计。

## 1 引言

液体火箭发动机在工作过程中有着很高的功率密度,组合件的高功率密度对发动机的动力学过程有着相当大的影响,导致出现频率范围很宽的各种类型的自激震荡。

液氧/煤油发动机作为一种补燃发动机,各组件耦合作用强烈,表现在频率特性上就是通过频带宽,几乎所有参数的幅频特性都随频率发生变化。同时,某些环节有滞后幅角。这些都是发动机工作失去稳定性的原因,因此需要分析发动机工作的稳定性。本文以一种液氧/煤油补燃发动机为研究对象,建立了发动机的线性小偏差动力学模型,在小扰动的条件下对发动机系统工作稳定性进行了理论分析。

## 2 发动机动力学模型

### 2.1 发动机系统

图 1 所示为一种液氧/煤油补燃发动机系统简图。这种发动机采用液氧和煤油作为推进剂,循环方式为分级燃烧循环。采用单个富氧燃气发生器产生的高压富氧燃气驱动主涡轮后进入推力室再次燃烧。发动机主泵前设置预压涡轮泵,其中氧化剂预压涡轮泵的涡轮为气涡轮,涡轮工质来自主涡轮出口引出的富氧燃气;燃料预压涡轮泵的涡轮为液涡轮,涡轮工质来自燃料一级泵引出的煤油。发动机燃料泵设计为两级,一级燃料泵向推力室供应煤油,二级燃料泵向发生器供应小流量煤油。

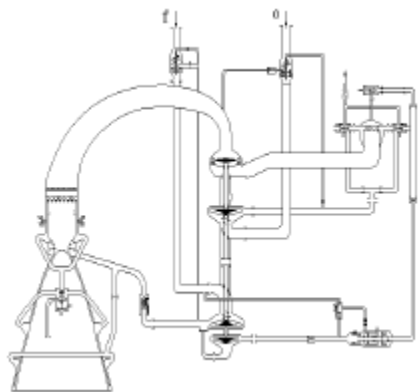


图 1 发动机系统

Fig.1 Schematic of the engine system

### 2.2 发动机线性小偏差动力学模型

#### 2.2.1 线性化方法

发动机动力学模型是描述发动机内部流体流动、机械运动及热力运动的一组微分方程和代数方程,上述方程绝大多数是非线性方程。在采用小扰动方法分析发动机的稳定性时需要对发动机的动力学模型在平衡点附近进行线性化。

对于(1)式所示非线性微分方程,在系统平衡点上进行微分并无量纲化即可得到无量纲化的小偏差动力学方程(2)。下标“ $o$ ”表示发动机额定工况下或任何其它维持在自动调节系统某一固定水平下确定的量值;符号 $\tilde{a}$ 表示对应的无量纲小偏差变量。需要指出的是,小偏差方程只适用于描述对稳态(平衡)工况的偏差很小的过程。

$$\frac{dx_i}{dt} = f(x)$$

$$\mathbf{x} = (x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (1)$$

$$x_{i,o} \frac{d(dx_i)}{dt} = \sum_{j=1}^n \left[ \frac{\partial f(\mathbf{x})}{\partial x_j} x_j \right]_o dx_j \quad (2)$$

#### 2.2.2 热力组件

热力组件包括发动机推力室、燃气导管和燃气发生器,其动力学模型是类似的。下面以燃气发生器为例来简要介绍建模的方法:假设燃烧过程是常时滞、燃气的热导率和扩散系数无穷大(瞬时混合模型)、燃烧产物符合理想气体状态方程<sup>[1]</sup>。这样,可以认为整个发生器容腔内的燃气温度的瞬时值处处相等(该时刻刚进入发生器的那股燃气除外),并等于出口的温度。

由能量守恒方程可知

$$m_g \frac{dT_g}{dt} + T_g \frac{dm_g}{dt} = kT_{gi} q_{mgi} - kT_g q_{mge}$$

对状态方程求导

$$V_g \frac{dp_g}{dt} = RT_g \frac{dm_g}{dt} + m_g R \frac{dT_g}{dt}$$

上面两式中 $m_g$ 、 $T_g$ 、 $T_{gi}$ 、 $q_{mgi}$ 、 $q_{mge}$ 、 $V_g$ 、 $p_g$ 分别为发生器中燃气质量、燃气温度、发生器

入口燃气温度、发生器入口燃气质量流量和出口燃气质量流量、发生器容积和发生器压力, 综合上面两式得出发生器压力变化方程及温度变化方程:

$$V_g \frac{dp_g}{dt} = kRT_{gi}q_{mgi} - kRT_gq_{mge} \quad (3)$$

$$\frac{dT_g}{dt} = \frac{1}{m_g} (kT_{gi}q_{mgi} - kT_gq_{mge}) - \frac{T_g}{m_g} (q_{mgi} - q_{mge}) \quad (4)$$

发生器组元比  $k_g = \frac{m_{og}}{m_{fg}}$ , 两边求导:

$$\frac{dk_g}{dt} = \frac{1}{m_f} \cdot \frac{dm_{og}}{dt} - \frac{k_g}{m_f} \cdot \frac{dm_{fg}}{dt} \quad (5)$$

式中,  $m_{og}$ 、 $m_{fg}$ 、 $k_g$ 、 $k$  分别为发生器中氧化剂质量、燃料质量、发生器组元比和燃气绝热指数。由质量守恒方程可得出发生器中氧化剂质量、

燃料质量的变化方程:

$$\frac{dm_{og}}{dt} = q_{mog}(t - t_g) - q_{mge} \frac{k_g}{k_g + 1} \quad (6)$$

$$\frac{dm_{fg}}{dt} = q_{mfg}(t - t_g) - q_{mge} \frac{1}{k_g + 1} \quad (7)$$

式中,  $t_g$ 、 $q_{mog}$ 、 $q_{mfg}$  分别为发生器燃烧时滞、 $t$  时刻发生器氧化剂流量和燃料流量。综合 (5)、(6)、(7) 式可得到发生器组元比的变化方程:

$$\frac{dk_g}{dt} = \frac{k_g + 1}{m_{fg} + m_{og}} [q_{mog}(t - t_g) - k_g q_{mfg}(t - t_g)] \quad (8)$$

非线性微分方程 (3)、(4)、(8) 描述了发生器的工作过程, 对方程进行线性化、无量纲化, 可以得到发生器的无量纲小偏差模型。

$$\left( \frac{t_{gg}}{k} \right)_o \frac{d(d p_g)}{dt} = \left( y_1 + \frac{k_g}{k_g + 1} \right) d q_{mog}(t - t_g) - \left( y_1 - \frac{1}{k_g + 1} \right) d q_{mfg}(t - t_g) - (1 + e_t)_o d p_g + (e_t)_o d p_{lg} - 0.5 d T_g \quad (9)$$

$$\left( \frac{t_{gg}}{k} \right)_o \frac{d(d T_g)}{dt} = \left( y_1 + \frac{k-1}{k} \cdot \frac{k_g}{k_g + 1} \right) d q_{mog}(t - t_g) - \left( y_1 - \frac{k-1}{k} \cdot \frac{1}{k_g + 1} \right) d q_{mfg}(t - t_g) - \left[ \frac{k-1}{k} (1 + e_t) \right]_o d p_g + \left( \frac{k-1}{k} e_t \right)_b d p_{lg} - \left( \frac{k+1}{2k} \right)_o d T_g \quad (10)$$

$$(t_{gg})_o \frac{d(d k_g)}{dt} = d q_{mog}(t - t_g) - d q_{mfg}(t - t_g) - d k_g \quad (11)$$

上式中  $t_{gg}$ 、 $y_1$ 、 $e_t$ 、 $t_g$  分别为发生器燃气停留时间、发生器温度无量纲斜率、涡轮喷嘴流量与压比关系的无量纲斜率和发生器推进剂燃烧时滞, 其表达式如下:

$$t_{gg} = \left( \frac{m_g}{q_{mge}} \right)_o \quad (12)$$

$$y_1 = \left( \frac{\partial T_g}{\partial k_g} \cdot \frac{k_g}{T_g} \right)_o \quad (13)$$

$$e_t = \left( \frac{(k+1) \left( \frac{p_{et}}{p_{it}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 2}{2k \left[ 1 - \left( \frac{p_{et}}{p_{it}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \right)_o \quad (14)$$

(9)、(10)、(11) 式为发生器的无量纲化小偏差模型, 对于推力室和燃气导管可以采用类似的方法得到其小偏差方程。由于小偏差方程是通

过对非线性方程在系统平衡点附近线性化而得到的, 因此它只适用于描述那些相对于平衡点变化不大的动态过程。

### 2.2.3 推进剂管路模型

对于推进剂管路, 需要同时考虑其惯性、粘性和压缩性的影响。采用对液体管路分段的方法, 可以建立液体管路的分段有限元模型。此时分段管路应满足管路空间长度远远小于波长的条件<sup>[2]</sup>。

即  $l \ll a/f_{\max}$

其中,  $a$  为声速;  $f_{\max}$  为最大振频。例如, 如果研究 50Hz 以下的动态过程, 则对液氧管路分段长度不应大于 0.72m。对于煤油管路分段长度不应大于 1.02m。考虑到上述要求, 对发动机管路进行分段, 对每一段管路考虑其惯性、粘性和压缩性, 可以建立如下方程:

惯性和粘性

$$\frac{L_i}{A_i} \cdot \frac{dq_i}{dt} = p_{i-1} - p_i - \mathbf{x}_i q_i^2 / \mathbf{r}_i \quad (15)$$

压缩性

$$\frac{V_i}{a_i^2} \cdot \frac{dp_i}{dt} = q_i - q_{i+1} \quad (16)$$

上述方程中  $L_i$ 、 $A_i$ 、 $\mathbf{x}_i$ 、 $\mathbf{r}_i$ 、 $V_i$ 、 $a_i$  分别为第  $i$  段管路的长度、截面积、管路流阻系数、推进剂密度、管路容积和液体音速。 $p_{i-1}$ 、 $p_i$ 、 $q_i$ 、 $q_{i+1}$  代表第  $i-1$  段管路压力、第  $i$  段管路压力、第  $i$  段管路质量流量和第  $i+1$  段管路质量流量。对方程 (15)、(16) 进行线性化, 可以得到对应分段

管路的线性小偏差模型:

$$\mathbf{t}_{li} \frac{d(\mathbf{d}q_i)}{dt} = \mathbf{d}p_{i-1} - \mathbf{d}p_i - \left( \frac{2\mathbf{x}_i q_i^2}{p\mathbf{r}} \right)_o \mathbf{d}q_i$$

(17)

$$\mathbf{t}_{vi} \frac{d(\mathbf{d}p_i)}{dt} = \mathbf{d}q_i - \mathbf{d}q_{i+1} \quad (18)$$

上式中  $\mathbf{t}_{li} = \left( \frac{L_i q_i}{A_i p} \right)_o$  代表第  $i$  段管路的惯性时

间常数,  $\mathbf{t}_{vi} = \left( \frac{p V_i}{a_i^2 q} \right)_o$  代表第  $i$  段管路的流容时间

常数。小偏差方程 (17)、(18) 可以描述分段管路的动态特性。

### 2.2.4 涡轮泵模型

如果假设涡轮泵转子作为一个整体转动, 不考虑氧泵和燃料泵之间弹性轴的影响, 那么根据能量守恒可以得到涡轮泵的功率平衡方程:

$$J \frac{dw}{dt} = M_t - \sum M_p \quad (19)$$

式中,  $J$ 、 $w$ 、 $M_t$ 、 $M_p$  分别为涡轮泵的转动惯量、角速度、涡轮扭矩和泵扭矩。其中涡轮扭矩  $M_t = Lq\mathbf{h}/w$ ,  $L$  为涡轮绝热功,  $q$  为涡轮流量,  $\mathbf{h}$  为涡轮效率。泵的扭矩特性可以通过水试得到:  $M_p = M_p(n, q_{mp})$ 。其中  $n$ 、 $q_{mp}$  分别为涡轮泵转速和泵质量流量。

对上述方程进行线性化可以得到涡轮泵的小偏差动力学模型:

$$\begin{aligned} \left( \frac{J p^2 n^2}{900 P_t} \right)_o \frac{d(\mathbf{d}n)}{dt} = & 0.5(1 - \mathbf{y}_t) [\mathbf{y}_1 \mathbf{d}q_{mog}(t - \mathbf{t}_g) - \mathbf{y}_1 \mathbf{d}q_{mf g}(t - \mathbf{t}_g)] + (1 + \mathbf{e}_t + \mathbf{b}_t - 0.5\mathbf{y}_t \mathbf{b}_t) \mathbf{d}p_g - \\ & (\mathbf{e}_t + \mathbf{b}_t - 0.5\mathbf{y}_t \mathbf{b}_t) \mathbf{d}p_{lg} + \left( \mathbf{y}_t - \frac{P_{po}}{P_t} \mathbf{y}_{npo} - \frac{P_{pf}}{P_t} \mathbf{y}_{npf} \right)_o \mathbf{d}n - \left( \frac{P_{po}}{P_t} \right)_o \mathbf{y}_{qpo} \mathbf{d}q_{mog} - \\ & \left( \frac{P_{pf}}{P_t} \right)_o \mathbf{y}_{qpfl} \mathbf{d}q_{mfc} - \left( \frac{P_{pf}}{P_t} \right)_o \mathbf{y}_{qpf3} \mathbf{d}q_{mf g} - \left( \frac{P_{pf}}{P_t} \right)_o \mathbf{y}_{qpf2} \left[ \left( \frac{P_c}{2\Delta p_{tpf}} \right)_o \mathbf{d}P_c + \left( \frac{P_{epfl} - P_c}{\Delta p_{tpf}} \right)_o \mathbf{d}q_{mfc} \right] \end{aligned} \quad (20)$$

上式中,  $P_{po}$ 、 $P_{pf}$ 、 $P_t$ 、 $q_{mfc}$ 、 $\Delta p_{tpf}$ 、 $P_c$ 、 $p_{lg}$ 、 $P_{epfl}$  分别代表氧泵功率、燃料泵功率、涡轮

功率、推力室冷却通道流量、燃料预压涡轮压降、室压、燃气导管压力和一级燃料泵出口压力。 $\mathbf{y}_t$ 、

$b_t$ 、 $y_{npo}$ 、 $y_{npf}$ 、 $y_{qpo}$ 、 $y_{qpf1}$ 、 $y_{qpf2}$ 、 $y_{qpf3}$  分别为主涡轮效率的无量纲斜率、主涡轮喷嘴速度系数的无量纲斜率、氧主泵功率对转速的无量纲导数、燃料泵功率对转速的无量纲导数、氧主泵功率对流量的无量纲导数和燃料泵功率对推力室冷却通道燃料流量、燃料预压涡轮流量和发生器燃料流量的无量纲导数，具体表达式如下：

$$y_t = \left( \frac{\partial h_t}{\partial u_c} \cdot \frac{u_c}{h_t} \right)_o$$

$$b_t = \left( \frac{(k-1) \left( \frac{p_{lg}}{p_{gg}} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{k \left[ 1 - \left( \frac{p_{lg}}{p_{gg}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \right)_o$$

$$y_{npo} = \left( \frac{\partial P_{po}}{\partial n} \cdot \frac{n}{P_{po}} \right)_o$$

$$y_{npf} = \left( \frac{\partial P_{pf}}{\partial n} \cdot \frac{n}{P_{pf}} \right)_o$$

$$y_{qpo} = \left( \frac{\partial P_{po}}{\partial q} \cdot \frac{q_{mog}}{P_{po}} \right)_o$$

$$y_{qpf1} = \left( \frac{\partial P_{pf}}{\partial q} \cdot \frac{q_{mfc}}{P_{pf}} \right)_o$$

$$y_{qpf2} = \left( \frac{\partial P_{pf}}{\partial q} \cdot \frac{q_{mpf}}{P_{pf}} \right)_o$$

$$y_{qpf3} = \left( \frac{\partial P_{pf}}{\partial q} \cdot \frac{q_{mfg}}{P_{pf}} \right)_o$$

### 3 发动机系统工作稳定性分析

#### 3.1 稳定性分析方法

对于发动机的线性小偏差方程，可以写成如下形式的矩阵形式：

$$P\dot{x} = Ax + Bu \quad (21)$$

其中  $x$  为发动机的状态变量列向量， $u$  为发动机的输入变量列向量，矩阵  $P$  代表系统的时间

常数矩阵，其形式为  $n$  阶对角阵。 $A$  为系统的状态变量系数矩阵， $B$  为输入变量的系数矩阵， $A$ 、 $B$  在形式上均为  $n$  阶方阵。

对 (21) 式左乘  $P^{-1}$ ，得到系统的状态空间描述：

$$\dot{x} = Cx + Du \quad (22)$$

其中  $C = P^{-1}A$  代表系统的状态矩阵， $D = P^{-1}B$  代表系统的输入矩阵。根据控制理论，在小扰动条件下，非线性系统可以等价为线性系统来处理，二者具有相同的性态，可以按照线性系统理论来分析发动机的稳定性<sup>[3]</sup>。根据线性系统的稳定性判据，式 (22) 描述的系统渐进稳定的充要条件是系统的状态矩阵  $C$  的所有特征值具有负实部，这样判别发动机工作稳定性的问题就转化为计算发动机状态矩阵是否具有负实部<sup>[4]</sup>。

#### 3.2 不同工况下发动机的稳定性

由于本文是在小扰动条件下分析发动机的稳定性，得出的结论只适用于系统平衡点附近参数变化不大的情形。为了分析发动机在不同工况下的稳定性，需要针对不同的工况（系统平衡点）计算 (22) 式中的状态矩阵，通过求解状态矩阵的特征值来分析发动机在对应工况下的稳定性。

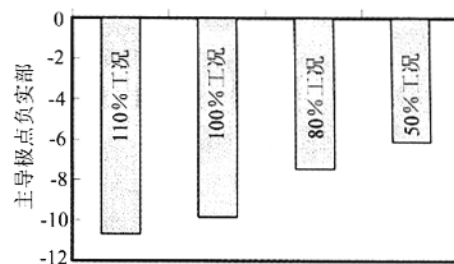


图2 不同工况下发动机主导极点的负实部

Fig.2 The main pole's real part of engine at different working conditions

根据线性系统理论，靠近虚轴的特征值所对应的瞬态响应分量在系统响应中起主导作用，称为主导极点。一般情况下闭环系统的动态特性主要由主导极点决定。图2为对应不同工况发动机主导极点的负实部变化情况。在110%~50%工况范围内发动机主导极点都具有负实部，主导极点都位于左半平面，说明发动机系统是稳定的；而

随着工况降低,主导极点向虚轴靠近,说明发动机稳定裕度在减小。通常稳定裕度决定着发动机过渡过程的品质,发动机特征值越接近稳定性边界,过渡过程的震荡幅度越大。反映在时域上则是发动机对干扰信号的响应时间延长,震荡加剧。

### 3.3 涡轮前后燃气导管容积对发动机稳定性的影响

发动机的状态矩阵与发动机的结构参数有密切的关系,结构参数发生变化时,状态矩阵也会随之发生变化,相应的主导极点也会移动。对补燃循环发动机,由于进入发生器的所有干扰信号均会经过燃气导管进入推力室,因此涡轮前后燃气容腔大小对发动机稳定性会产生影响。

图 3 为主导极点随涡轮后燃气导管容积变化轨迹。在燃气导管容积由 107.3 升增大到 350 升时系统的主导极点为一对共轭复数,并向虚轴靠近,说明发动机工作趋于不稳定。当燃气导管容积继续增大时,主导极点跨过虚轴,发动机工作不稳定。当燃气导管容积小于 107.3 升时主导极点不再随燃气导管容积变化,换句话说,只有在燃气导管容积大于 107.3 升时才会影响发动机的动态特性。

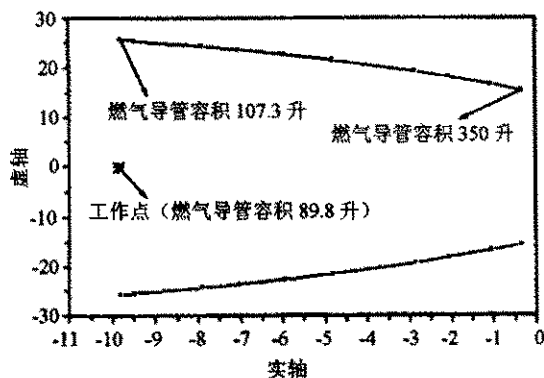


图 3 随涡轮后燃气导管容积变化的主导极点轨迹

Fig.3 Trace of main pole at different volume of turbine outlet gas vessel

图 4 为随涡轮前燃气容积变化的发动机主导极点轨迹。在涡轮前燃气导管容积增大时,主导极点沿实轴向虚轴移动,移动很缓慢。这说明涡轮前燃气容积对发动机的稳定性影响甚微。

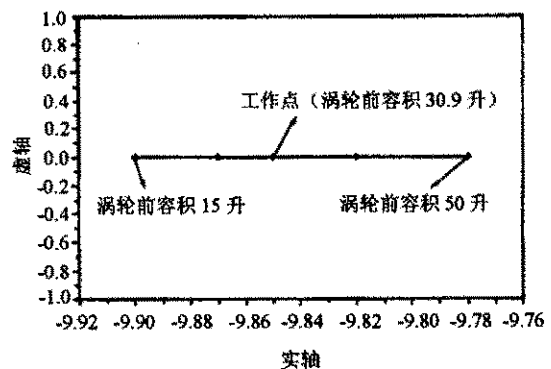


图 4 随涡轮前燃气容积变化的主导极点轨迹

Fig.4 Trace of main pole at different volume of turbine inlet gas vessel

## 4 结论

针对某型液氧/煤油补燃发动机建立了发动机的线性小偏差动力学模型,在小扰动的条件下分析了发动机工况、结构参数对系统工作稳定性的影响。计算结果表明:(1)在 110%~50%工况范围内该型发动机主导极点都位于左半平面,发动机系统是稳定的。随着工况的降低,主导极点向虚轴靠近,发动机稳定裕度在减小;(2)当该型发动机涡轮后燃气导管容积增大到 350 升时发动机达到稳定边界,燃气导管容积继续增大时发动机工作不稳定;(3)涡轮前燃气导管容积对发动机系统稳定性基本没有影响。

### 参考文献:

- [1] 徐浩海. 液氧/煤油补燃发动机起动过程研究[D]. 西安: 航天科技集团公司第六研究院十一所, 2003.
- [2] 格列克曼. 液体火箭发动机自动调节[M]. 顾明初等译. 北京: 宇航出版社, 1995.
- [3] 郑大钟. 线性系统理论[M]. 北京: 清华大学出版社, 1995.
- [4] 张立涛. 液氧/煤油游动发动机动态调节特性分析[D]. 西安: 航天科技集团公司第六研究院十一所, 2003.

(编辑: 陈红霞)