

变推力发动机混合比调节器动静 特性计算方法

张 有 用

摘 要

本文以变推力发动机混合比调节器为例,给出了直接作用式调节器动静特性的计算方法。类似的计算,以往是分别进行的,同时未计及对环形缝隙的阻尼和橡胶膜片的刚度,因而计算值与实测值之间的偏差较大。

本文考虑到环形缝隙的阻尼和橡胶膜片的刚度,并以此来计算调节器的动静特性。试验证明,该方法是可行的。

主题词: 可调推力火箭发动机, 发动机控制系统, 动态特性, 静态特性

符 号 表

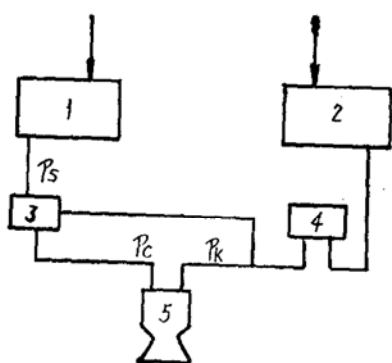
Q 混合比调节器流量(cm^3/s)	l_x 限流嘴孔径长度(cm)
P_i 混合比调节器入口压力(MPa)	δ 柱塞与壳体孔之间的间隙(cm)
P_e 混合比调节器出口压力(MPa)	β 活门型面角度($^\circ$)
P_k 混合比调节器控制压力(MPa)	K_t 弹簧刚度(N/cm)
F_m 膜片的有效面积(cm^2)	K_{mj} 均布载荷作用时膜片刚度(N/cm)
F_i 混合比调节器入口面积(cm^2)	K_{mz} 集中载荷作用时膜片刚度(N/cm)
f_k 压力作用的环形面积(cm^2)	m 运动件质量(kg)
f_j 节流面积(cm^2)	E 材料的弹性模量(N/cm^2)
H 膜片厚度(cm)	G 材料的剪切模量(N/cm^2)
h 活门开度(cm)	η_y 油膏的动力粘度($\text{Pa}\cdot\text{s}$)
h_k 控制端弹簧压缩量(cm)	η_j 介质的动力粘度($\text{Pa}\cdot\text{s}$)
h_t 调节端弹簧压缩量(cm)	ν_j 介质的运动粘度(cm^2/s)
h_m 膜片挠度(cm)	Re 雷诺数
D_m 膜片的工作直径(cm)	μ 流量系数
D_s 活门节流处的水力直径(cm)	ζ_s 损失系数
d_y 膜片硬心直径(cm)	K_x 膜片刚度修正系数
d_z 活门座直径(cm)	C_z 柱塞阻尼系数
d_x 限流嘴直径(cm)	C_x 限流嘴阻尼系数
d_t 弹簧丝直径(cm)	下标: O 表示额定值
l_z 柱塞阻尼长度(cm)	

一、引言

变推力发动机（见图1），利用燃料管道调节器使 P_K 按需要变化，再以 P_K 为控制压力，利用混合比调节器使 $P_c = P_K$ ，这样使发动机在变工况的情况下，氧化剂流量与燃料流量的比值基本不变，从而使发动机在各种推力下获得较高的比冲。

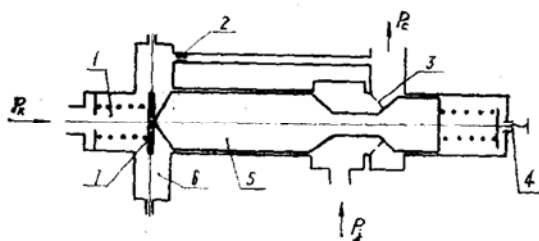
为此，对混合比调节器的要求不能仅限于静态指标，而且还要有动态指标的要求。

混合比调节器是保证其出口压力 P_c 与控制压力 P_K 之间的差 ΔP 不超过某一范围的装置，其示意结构见图2。长期以来，对类似调节器的动静特性计算，都是用两套式子分别进行的，并且是逐点计算的。实际上，对调节器的被调量常常是要求它的最大偏差不超过规定就算满足要求。对这样的调节器，只计算最大点偏差就可以了，这样线性化的精度高，并且由两套式子分别给出的动静态指标可以用一套式子给出，既节省时间，又提高了计算精度。



1. 氧化剂贮箱 2. 燃料贮箱 3. 混合比调节器 4. 燃料管道调节器 5. 燃烧室

图1 变推力发动机系统示意图



1. 弹簧 2. 限流嘴 3. 节流处 4. 调节螺钉
5. 柱塞 6. 橡胶膜片 7. 硬心

图2 混合比调节器结构示意图

二 方程推导

根据图2，令向左作用的力为正，并且在额定工作状态，膜片的挠度为零。则混合比调节器的稳态方程为

$$P_{c0}F_m - P_{k0}F_m + P_{j0}f_{h0} - P_{c0}f_{h0} + K_t h_{k0} + K_t h_{t0} = 0 \quad (1)$$

动态方程为

$$m \frac{d^2 h}{dt^2} + (C_z + C_x) \frac{dh}{dt} + P_c F_m - P_k F_m + P_{j0} f_n - P_c f_n - K_t h_k$$

$$\text{在额定状态下, } P_c = P_{k0}, \text{ 则式(2)-(1)有 } K_t h_t - K_{mj} h_m + K_{mz} h_m = 0 \quad (2)$$

$$m \frac{d^2 h}{dt^2} + (C_z + C_x) \frac{dh}{dt} + P_c F_m - P_k F_m + (P_{j0} - P_c) f_h - (P_{j0} - P_{c0}) f_{h0} + (2K_t + K_{mj} - K_{mz}) dh = 0 \quad (3)$$

式中

$$C_z = \frac{\pi d_z l_z \eta_y}{\delta} \quad (4)$$

$$C_x = \frac{32l_x F_m \eta_g}{d_x^2} \quad (5)$$

$$F_m = \frac{\pi}{12} (D_m^2 + D_m d_y + d_y^2) \quad (6)$$

$$f_{h0} = \frac{Q_0 \cos \beta}{\mu \sqrt{2g\gamma^{-1}(P_{i0} - P_{c0})}} \quad (7)$$

由伯努力方程与连续方程求得

$$P_i + \gamma \frac{V_i^2}{2g} = P_c + \gamma \frac{V_c^2}{2g} + \zeta_s \frac{V_c^2}{2g}$$

$$V_i F_i = V_c f_i$$

$$Q = \frac{f_i}{\sqrt{1 + \left(\frac{f_i}{F_i}\right)^2 + \zeta_s}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_i - P_c)} \quad (8)$$

式(8)中的 $\frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{f_i}{F_i}\right)^2 + \zeta_s}}$ 就是流量系数 μ , 因 $\left(\frac{f_i}{F_i}\right)^2 \ll 1$, 损失系数 ζ_s 按下式计算

$$\zeta_s = \frac{1 - \left(0.59 + \frac{1}{\sqrt{Re}}\right)^2}{\left(0.59 + \frac{1}{\sqrt{Re}}\right)^2}^*$$

所以

$$\mu = 0.59 + \frac{1}{\sqrt{Re}} \quad (9)$$

式中

$$Re = \frac{V_c D_s}{\gamma_i} \quad (10)$$

$$D_s = d_z - d_{h\max} \quad (11)$$

$$d_{h\max} = \sqrt{d_z^2 - \frac{4\cos\beta Q_{\max}}{\pi\mu V_c}} \quad (12)$$

$$K_i = \frac{G d_i^4}{8 d_b^3 h} \quad (13)$$

$$K_{mj} = \frac{4\pi E H^3}{K_x \cdot D_m^2} \quad (14)$$

$$K_{mz} = \frac{4EH^3}{K_x \cdot D_m^2} \quad (15)$$

$$K_x = \left[0.512\alpha^2 + 1.159 - \frac{0.854}{\alpha^2} - \frac{0.171}{\alpha^4} - 2.73(\ln\alpha)^2 + 0.683\ln\alpha - \frac{0.683\ln\alpha}{\alpha^2} \right] (\alpha^2 - 1) \quad (16)$$

* 根据试验得到的经验公式

$$\alpha = \frac{\bar{D}_m}{d_y} \quad (17)$$

对控制压力 P_h 变化到最大值 $P_{K\max}$, 有

$$dh = 1.12 \times 10^{-4} P_c \quad (18)$$

$$f_h = 3.48 \times 10^{-4} P_c \quad (19)$$

$$P_{j_0} - P_c \approx P_{j_0} - P_{K\max} \quad (20)$$

将式(4)、(5)、(6)、(7)、(13)、(14)、(15)、(18)、(19)、(20)代入式(3)有

$$T^2 \frac{d^2 P_c}{dt^2} + 2\xi T \frac{dP_c}{dt} + P_c = K P_h \quad (21)$$

当控制压力 P_h 阶跃到最大值 $P_{K\max}$ 时, 式(21)的拉氏变换式为

$$(T^2 S^2 + 2\xi TS + 1)Y(S) = KX(S) \quad (22)$$

式中 时间常数

$$T = \sqrt{\frac{1.12 \times 10^{-4} m}{F_m + 3.48 \times 10^{-4} (P_{j_0} - P_{K\max}) + 1.12 \times 10^{-4} (2K_t + K_{m_j} - K_{m_z})}} \quad (23)$$

阻尼比系数

$$\xi = \frac{\left(\frac{\pi d_z l_z \eta_y}{\delta} + \frac{32 l_z F_m \eta_i}{d_z^2} \right) T}{2m} \quad (24)$$

放大系数

$$K = \frac{\left[F_m + \frac{(P_{j_0} - P_{c_0}) f_{h_0}}{P_{K\max}} \right] T^2}{1.12 \times 10^{-4} m} \quad (25)$$

对式(22)反拉氏变换得

$$P_c = K \left[1 - \frac{e^{-\frac{\xi}{T} t}}{\sqrt{1 - \xi^2}} \sin \left(\frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{T} t - \arctg \frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{\xi} \right) \right] P_{K\max} \quad (26)$$

由 $\frac{dP_c}{dt} = 0$, 求出的反应时间 t_p 为

$$t_p = \frac{\pi T}{\sqrt{1 - \xi^2}} \quad (27)$$

将 t_p 代入式(26)得超调压力 $P_{c\max}$ 为

$$P_{c\max} = \left(1 + \frac{e^{-\frac{\pi \xi}{\sqrt{1 - \xi^2}}}}{\sqrt{1 - \xi^2}} \sin \frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{\xi} \right) P_{K\max} \quad (28)$$

当 $t \rightarrow \infty$, 有

$$P_c = K P_{K\max} \quad (29)$$

所以静压偏差 ΔP 为

$$\Delta P = (K - 1) P_{K\max} \quad (30)$$

三、计算结果与实验值的比较

我们运用上述方法,对某变推力发动机进行了理论计算,并与实验值进行了比较,见表1。

其中, t_p 因测量精度达不到微秒级,所以无法与计算值比较。

根据实验结果,证明本方法是可行的。

表1 理论计算值与实验值的比较

代 号	单 位	计 算 值	实 验 值	误 差
t_p	s	0.0004	0	/
$P_{c \max}$	MPa	2.30	2.31	1 %
ΔP	MPa	-0.1365	-0.1353	0.4 %

参 考 文 献

- (1) 阿法纳西也夫, B.B.: 关于纤维膜片有效面积之变化,《气动液压自动学译文集》, 科学出版社, 1962。
- (2) 皮萨连科, Г.С., 亚科符列夫, А.П., 马特维也夫, B.B.: 《材料力学手册》, 中国建筑工程出版社, 1981。
- (3) Wahl, A.M., Lobo, G.: Stresses and Deflections in Flat Circular Plates with Central Holes, Trans. ASME, Vol.52, 1930.

SOURCE FLOW MODEL OF ESTIMATING THE PLUME EFFECTS ON SPACECRAFT AND CORRESPONDING COMPUTER PROGRAM

Bian Bingxiu

Abstract

Present and future spacecrafts which require jets for orbit adjustment and/or altitude control are always effected by the exhaust plume of the jets. An approximate analysis and corresponding computer program for rapid assessment of effects of plume far from the nozzle exit on spacecraft is discussed in this paper. A source flow model incorporate with the characteristics of the exhaust gas and the nozzle is used in the analysis. After having determined the plume field, the disturbance torques and thrust loss due to plume impingement can be estimated and then, put into the final design. The validation of this method is verified through a numerical example of a satellite model.

Keywords: Plume, Jet exhaust

A CALCULATING METHOD TO THE DYNAMIC AND STATIC PERFORMANCE OF FUEL FLOW REGULATOR FOR THE VARIABLE THRUST ENGINE

Zhang Uyong

Abstract

A method for calculating dynamic and static characteristics of direct-acting regulator of a variable thrust engine is suggested in this paper. In the existing calculation methods the dynamic and the static were made separately, and the stiffness of the rubber diaphragm and the fluid damping of the annular gap were ignored, which caused a significant deviation between reckoning value and test value.

In consideration of factors mentioned above, the paper has enumerated the