

表面张力贮箱推进剂管理 装置瞬变环境的模拟计算

张 静

(航空航天部五〇二所)

摘要: 本文以卫星表面张力贮箱推进剂管理装置所经历的瞬变工况为工程背景, 运用瞬变流理论对贮箱供液管系内流体进行了动态模拟, 文中从描述具有侧向流入的网筛通道内流动的运动方程和连续方程出发, 采用特征线法, 通过计算机求解出阀门动作在管系内任一点引起的水头响应。

主题词: 人造卫星, 推进剂贮箱, 管理控制系统, 模拟, 计算

一、引 言

三轴稳定卫星的成功运行, 其中一个重要环节是在任何加速度环境下, 特别是在微重力环境下, 推进剂贮箱能够有效地管理和成功地向发动机输送纯净 (不含气体) 的推进剂。在重力场下, 容器内的气液分布, 液体是沉底的; 而在微重力环境下, 分子之间的引力上升为

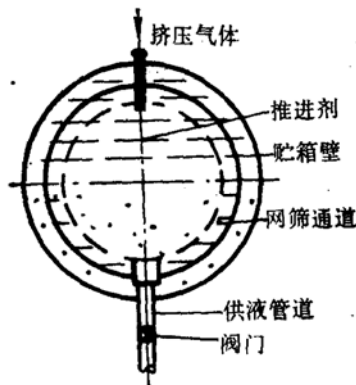


图1 贮箱典型结构

主导作用, 气体是以气泡的形式夹杂在推进剂中。为保证推进剂始终覆盖贮箱出口, 使用时无气体排出, 设计了表面张力贮箱, 其典型结构如图1所示。贮箱内任一处液块总与通道接触, 由毛细网筛构成一侧壁的通道与贮箱出口相连, 利用网筛处液体表面张力的控制作用和挤压气体的挤压作用, 使液体进入通道并沿通道流向贮箱出口, 而气体被滞留在通道处。

毛细网筛能够拦截气体是有条件的, 只有当网筛液膜两侧的气液压差小于毛细网筛所具有的最大毛细力 (称之为泡破点BP) 时, 气体才不会穿破网筛液膜进入液体通道。当卫星发动机点火是脉冲工况时, 开阀传液、管道内液压会迅速减小, 这一变化传到网筛处, 网筛两侧的压差会增加。网筛所承受的压差是极其重要的参量, 若压差大

于泡破点,气体会穿破网筛液膜进入液体通道,造成推进剂管理的失败。本文着重探讨用理论分析计算方法来描述网筛的瞬变压环境,并介绍所用的瞬变流理论,进行一个模拟计算的实例。

二、所用的瞬变流理论及公式

主要讨论管道中液体流动的瞬变过程。视液体为不可压缩的,且瞬变现象以行波方式产生。流体系统用偏微分方程表示。图2为表面张力贮箱供液系统的等效图。以该管系为例,先按不同性质的管道建立运动方程和连续方程,再用特征线方法解算。

1. 管道②

管道②是网筛通道,有侧向液体流入,截面积的缩扩忽略。简化的运动方程和连续方程分别用 L_1 和 L_2 表示:

$$L_1 = gH_x + V_1 + \frac{fv|v|}{2D} + \frac{vq(x-1)}{A} = 0 \quad (1)$$

$$L_2 = H_1 + \frac{a^2}{g} \left(v_x + \frac{g}{A} \right) = 0 \quad (2)$$

其中 x 为轴向动量系数, q 为单位长度上侧向流出的流量。

用特征线方法把上面两个偏微分方程变换成两个全微分方程(3)和(5),它们只在相应的特征线(4)和(6)上成立。见图3。

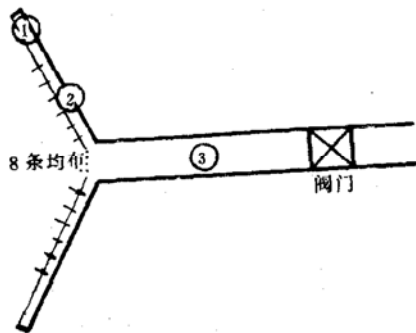


图2 供液系统等效图

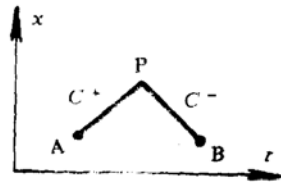


图3 $x-t$ 平面上的特征线

$$C^+ \quad \frac{dH}{dt} + \frac{a}{g} \frac{dv}{dt} + \frac{a^2}{g} \frac{q}{A} + \frac{a}{g} \left[\frac{fv|v|}{2D} + \frac{vq}{A}(x-1) \right] = 0 \quad (3)$$

$$\frac{dx}{dt} = +a \quad (4)$$

$$C^- \quad \frac{dH}{dt} - \frac{a}{g} \frac{dv}{dt} + \frac{a^2}{g} \frac{q}{A} - \frac{a}{g} \left[\frac{fv|v|}{2D} + \frac{vq}{A}(x-1) \right] = 0 \quad (5)$$

$$\frac{dx}{dt} = -a \quad (6)$$

对全微分方程积分, 得到便于数值处理的有限差分方程。
沿特征线 C^+ , 在A、P两点间积分得到:

$$H_P = H_A - B(\theta_P - \theta_A) - R\theta_A|\theta_A| - \left[Bq_A + \frac{\theta_A q_A}{gA^2}(x-1) \right] \Delta x \quad (7)$$

沿特征线 C^- , 在B、P两点间积分得到:

$$H_P = H_B + B(\theta_P - \theta_B) + R\theta_B|\theta_B| + \left[Bq_B + \frac{\theta_B q_B}{gA^2}(x-1) \right] \Delta x \quad (8)$$

式中 $B = a/(g \cdot A)$

$$R = f\Delta x/(2gDA^2)$$

方程(7)和方程(8)简写成:

$$C^+: H_P = C_P - B\theta_P - Bq_A\Delta x \quad (9)$$

$$C^-: H_P = C_M + B\theta_P - Bq_B\Delta x \quad (10)$$

式中 C_P 、 C_M 在应用中总是已知常数:

$$C_P = H_A + B\theta_A - \frac{\theta_A q_A(x-1)}{g \cdot A^2} \Delta x - R\theta_A|\theta_A| \quad (11)$$

$$C_M = H_B - B\theta_B + \frac{\theta_B q_B(x-1)}{g \cdot A^2} \Delta x + R\theta_B|\theta_B| \quad (12)$$

消去 θ_P 得

$$H_P = \frac{(C_P + C_M)}{2} - \frac{(q_A + q_B)}{2} \cdot B \cdot \Delta x$$

于是 θ_P 可以从(9)或(10)得到。

关于单位长度上侧向流出的流量 q , 文献(1)给出了流体流过各种编法的金属网筛造成的压降的经验公式:

$$\Delta p = \frac{\alpha}{\varepsilon^2} \cdot B \cdot \theta_r \cdot a_s^2 \cdot \mu \cdot v \quad (13)$$

式中

α —— 粘滞阻尼系数

ε —— 网筛无效体积系数

B —— 网筛厚度

θ_r —— 曲度系数

a_s —— 网线单位体积上的表面积

μ —— 液体粘度

v —— 液体过网流速

这些关于网筛结构特征参数都是已知的, (13)式简化为:

$$\Delta p = C \cdot V \quad (14)$$

其中 C 是常数。

当阀门打开, 网筛通道内液压会减小, 网筛两侧有压降 Δp 。用公式(14)可求得流体的过网流速 v , 另外考虑网筛有效开孔面积、网筛变形损耗和液体碰撞损耗, 可以得到单位长度上侧向流出的流量 q :

$$q = \frac{\theta}{L} = \frac{v \cdot A \cdot p_E}{L} \quad (15)$$

式中 p_E —— 网筛有效开孔面积, 网筛变形损耗, 液体碰撞损耗综合影响因素

L —— 网筛通道长度

2. 管道①③

运动方程:

$$gH_x + v_t + vv_x + \frac{fv|v|}{2D} = 0 \quad (16)$$

连续方程:

$$H_t + vH_x + \frac{a^2}{g}v_x = 0 \quad (17)$$

用特征线法解得描述管内压头和流量瞬变传播的基本代数关系式:

$$C^+: H_P = H_A - B(\theta_P - \theta_A) - R\theta_A|\theta_A| \quad (18)$$

$$C^-: H_P = H_B + B(\theta_P - \theta_B) + R\theta_B|\theta_B| \quad (19)$$

式中 $B = a/(g \cdot A)$

$$R = f\Delta x/(2 \cdot g \cdot D \cdot A^2)$$

将(18)和(19)写成简单形式:

$$C^+: H_P = C_P - B\theta_P \quad (20)$$

$$C^-: H_P = C_M + B\theta_P \quad (21)$$

式中 C_P 、 C_M 在应用中总是已知常数

$$C_P = H_A + B\theta_A - R\theta_A|\theta_A| \quad (22)$$

$$C_M = H_B - B\theta_B + R\theta_B|\theta_B| \quad (23)$$

消去 θ_P 得:

$$H_P = \frac{(C_P + C_M)}{2} \quad (24)$$

于是 θ_P 可以从式(20)或(21)解得。

3. 连接处的关系式

管①与②串联连接(见图4), 在连接处, 方程

(20)适用于管①, 方程(10)适用于管②, 即:

$$C^+: H_P = C_{P1} - B_1\theta_P \quad (25)$$

$$C_{P1} = H_A + B_1\theta_A - R_1\theta_A|\theta_A|$$

$$C^-: H_P = C_{M2} + B_2\theta_P - B_2q_B\Delta x_2 \quad (26)$$

$$C_{M2} = H_B - B_2\theta_B + \frac{\theta_2 q_B (x-1)}{g A_2^2} \Delta x_2 + R_2\theta_B|\theta_B|$$

由连续性表达式及水力坡度线等高条件可得到如下两个方程, 当采用双标号法时有:

$$H_{P1.NS} = H_{P2.1} = H_P$$

$$\theta_{P1.NS} = \theta_{P2.1} = \theta_P$$

将这两式代入(25)和(26)有:

$$\frac{C_{P1} - H_P}{B_1} = \frac{H_P - C_{M2} + B_2q_B\Delta x_2}{B_2}$$

解得:

$$H_P = \left(\frac{C_{P1}}{B_1} + \frac{C_{M2}}{B_2} - q_B\Delta x_2 \right) / \left(\frac{1}{B_1} + \frac{1}{B_2} \right) \quad (27)$$

$$\theta_P = (C_{P1} - H_P)/B_1 \quad (28)$$

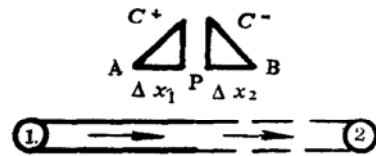


图4 管①与管②串联示意图

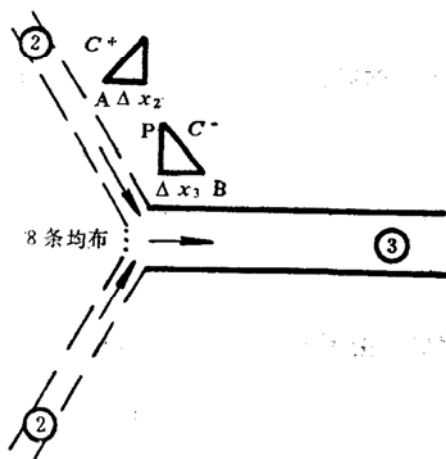


图5 管道②—②'与③分叉连接示意图

管道②…②'与③分叉连接(见图5), 管道②…②' 8条均布网筛通道用方程(9), 管道③用方程(21), 即:

$$C^+: H_P = C_{P2} - B_2 \theta_P - B_2 q_A \Delta x_2 \quad (29)$$

$$C_{P2} = H_A + B_2 \theta_A - \frac{\theta_A g_A (x-1)}{g A_2^2} \Delta x_2 - R_2 \theta_A |\theta_A|$$

$$C^-: H_P = C_{M3} + B_3 \theta_P \quad (30)$$

$$C_{M3} = H_B - B_3 \theta_B + R_3 \theta_B |\theta_B|$$

对分叉连接处使用连续方程, 局部损失略去不计, 可假定有公共的水头。

$$H_P = H_{P2, NS} = H_{P3, 1}$$

$$8 \cdot \theta_{P2, NS} = \theta_{P3, 1}$$

将这两式代入(29)和(30)有:

$$8 \cdot \left[\frac{C_{P2}}{B_2} - \frac{H_P}{B_2} - q_A \Delta x_2 \right] = \frac{H_P - C_{M3}}{B_3}$$

解得:

$$H_P = \left(\frac{8C_{P2}}{B_2} + \frac{C_{M3}}{B_3} - 8q_A \Delta x_2 \right) / \left(\frac{8}{B_2} - \frac{1}{B_3} \right) \quad (31)$$

$$\theta_{P3, 1} = (H_P - C_{M3}) / B_3 \quad (32)$$

4. 基本边界条件

管子下游端为一阀门, 若水力坡度高度线的基准取在阀上, 定常流情况下, 通过阀门的孔口方程为:

$$\theta_0 = (C_d A_G)_0 \sqrt{2gH_0} \quad (33)$$

式中 θ_0 ——定常状态下的流量

H_0 ——阀在定常状态下的水头损失

$(C_d A_G)_0$ ——阀口开启面积乘以流量系数

对于其它的开度, 一般写为:

$$\theta_p = G_d A_G \sqrt{2g\Delta H} \quad (34)$$

式中 ΔH ——通过阀门时水力坡度线的瞬时降落

定义无量纲阀开度为:

$$\tau = \frac{C_d A_G}{(C_d A_G)_0}$$

再用方程(33)除(34)可得:

$$\theta_p = \frac{\theta_0}{\sqrt{H_0}} \cdot \tau \cdot \sqrt{\Delta H} \quad (35)$$

对定常流, $\tau = 1$; 阀关闭时流量为0, $\tau = 0$ 。将变量 θ_p 及 H_P ($\Delta H = H_{PNS}$)加上表示下游截面的下标NS, 并将方程(20)和(35)联立求解何得:

$$\theta_{PNS} = -BC_v + \sqrt{(BC_v)^2 + 2C_v C_p}$$

式中 $C_v = (\theta_0 \tau)^2 / 2H_0$, 相应的 H_{PNS} 值可以从方程(20)或(35)中算出。

各种阀门的水力特性有别, 根据实际使用的阀性质来定。

5. 管系分段

多条管路, 对所有的管子, 必须把时间增量取成相等, 这就涉及到要相当小心地选择 Δt 和任一个 J 号管的分段数 N_j , 每根管子都要求:

$$\Delta t = \frac{L_j}{a_j N_j}$$

式中 L_j —— j 号管子的长度

a_j —— 压力脉冲在 j 号管中的波速

N_j 是整数, 在大多数情况下, 这个关系不会恰好满足。由于不可能精确地知道 a_j 的数值, 因此可以稍调整 a_j , 以满足要求:

$$\Delta t = \frac{L_j}{a_j (1 \pm \text{psi}) \cdot N_j}$$

三、模拟计算实例

把贮箱供液系统等效为图 6, 下面介绍几个典型的计算结果。

1. 贮箱内存贮的推进剂量不同, 管①段1*点的水头响应如图 7。曲线所示, 状态 1 即贮箱内存贮有较多的推进剂时, 开阀传液, 管①段内液压的降落较小, 仅为 76% BP; 状态 2 即贮箱内只剩有少量推进剂时, 管①段液压的降落很大, 峰值达到 216% BP。由此可见, 随着推进剂的不断使用, 贮量减少, 液体包围的网筛面积减小, 侧向流入补充给输液通道的推进剂就少, 因而造成通道内液压降落很大。或者说推进剂贮量少, 气体包围的网筛面积大, 气体冲破网筛液膜的危险就大。为了保证没有气体冲破网筛液膜, 也就是要使管道内液压的降落小于泡破点 BP, 可以通过控制阀压差 H_0 来实现, 见下面的第二个计算结果。

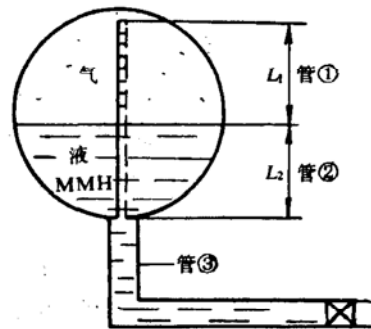


图 6 贮箱供液系统等效图

管① 网筛通道由气体包围着

管② 网筛通道由液体包围着

管③ 一般金属壁管道

阀特性 $Q_0 = 0.019 \sqrt{2gH_0}$

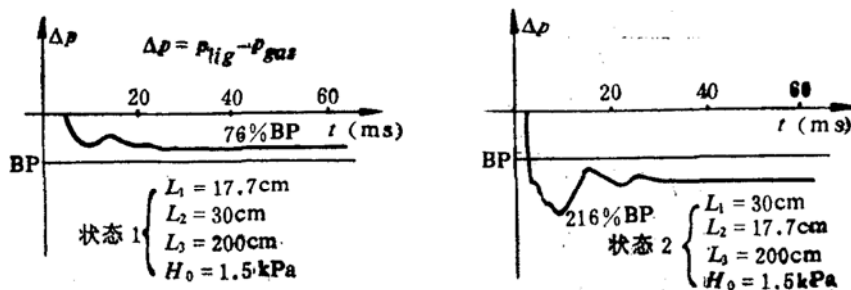


图 7 推进剂量不同管①段1*点水头响应

2. 阀压差不同, 管①段1*点的水头响应 (见图8)。

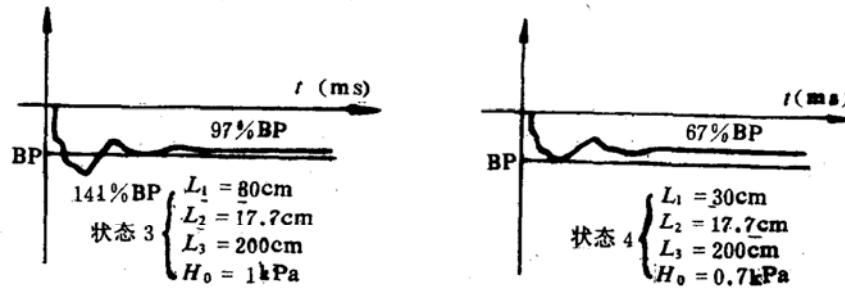


图8 阀压差不同, 管①段1*点的水头响应

比较状态2、3、4的水头响应可见: 在同样的推进剂含量下, 阀压差 H_0 小, 开阀传液, 管道内液压的降落就小, 工况设计时可以考虑通过控制阀压差使管道内液压的降落小于泡破点。

四、结 束 语

本文探讨了瞬变流理论在具有网筛通道-管系中的应用, 建立了推进剂贮箱瞬变供液系统动力学模型。该模型可以预测阀门动作在管系中引起的流体的瞬变过程, 可以根据需要定量的分析某些参数或边界条件例如阀特性, 网筛特性, 贮箱尺寸, 贮液多少对供液系统瞬变过程的影响, 为合理地设计贮箱供液系统及系统性能分析提供了理论指导依据。

参 考 文 献

- (1) Armour, James C. and Cannon, Joseph N., Fluid Flow Through Woven Screen, AIChE Journal, Vol.14, No.3.

inner swirl inlet under the combustion condition was carried out. The high combustion efficiency was obtained within a wide range of α , and accompanied with low pressure loss. The embedded structure of recirculation zones is available to improve the combustion efficiency.

Keywords: Dump combustion chamber, Combustion efficiency, High-temperature test

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF EXTERNAL HEAT TRANSFER COEFFICIENTS ON FILM-COOLED TURBINE BLADE LEADING EDGE

Kong Zukai Zheng Jirui

(Nanjing Aeronautical Institute)

Abstract: A semicylinder nose is used in test models to simulate a turbine blade leading edge with film cooling. Four models with ejection holes at different angles and positions for film cooling are used in this paper. The external heat transfer coefficient distributions along the leading edge region with and without film cooling are measured separately. It is observed from the experiments that the main stream boundary layer is damaged due to the existence of film jets, resulting in an enhancement of external heat transfer coefficients, especially in the vicinity of film holes. The effect of film cooling on external heat transfer coefficients increases with the blowing ratios of film jets. Four sets of empirical correlations of the enhancement of the external heat transfer coefficients showing their variations with the main stream Reynolds no., Re_D , blowing ratios, M , and nondimensional distances, x/d , are presented in this paper.

Keywords: Turbine blade, Film cooling, Heat transfer coefficient, Test

STIMULATING CALCULATION FOR THE TRANSIENT ENVIRONMENT OF THE SURFACE TENSION PROPELLANT ACQUISITION/EXPULSION DEVICES IN SATELLITE PROPELLANT TANK

Zhang Jing

(The 502nd Research Institute)

Abstract: A transient flow process in acquisition/expulsion devices (pipelines)