

液体火箭注气式蓄压器特性分析与方案设计研究

史童^{1,2,3}, 何允钦^{1,2}, 梁国柱^{1,2}

(1.北京航空航天大学 宇航学院, 北京 102206;
2.北京航空航天大学 航天液体动力全国重点实验室, 北京 102206;
3.北京宇航系统工程研究所, 北京 100076)

摘 要:注气式蓄压器是一种用于抑制液体火箭纵向自激振荡的增压输送元件。为了预示蓄压器的动、静态特性,实现蓄压器的总体方案设计,基于集中参数方法提出了包含过热区、饱和区、过冷区、两相临界区和固体区的注气式蓄压器分区模型。在微小脉动假设下,通过将分区模型线性化,导出了注气式蓄压器阻抗的解析公式;在准稳态假设下,导出了气液温度、气枕压力和溢流管排量等静态特性参数随蓄压器入口压力变化的解析公式,提出了表征蓄压器时域工作特性的无量纲参数;研究了注气式蓄压器的气枕体积控制能力,给出了蓄压器的起动时间、最大压力变化速率和排空时间的计算方法。在上述特性分析的基础上,进一步提出了注气式蓄压器方案设计方法和设计流程,并给出了设计案例。所提出的注气式蓄压器方案设计方法可以为工程设计提供参考。

关 键 词:液体火箭;注气式蓄压器;工作特性;设计方法;Pogo 抑制
中图分类号:V434+.3 **文献标志码:**A **文章编号:**1000-2758(2026)02-0255-16

液体火箭通常需要通过避免由箭体结构与动力系统固有频率耦合而产生的纵向弹性振荡(Pogo)^[1]。Rubin 根据 1961~1969 年美国在液体火箭 Pogo 抑制上的实践经验指出,在输送系统中安装蓄压器是最具可靠性和实用性的 Pogo 抑制手段^[2]。根据气体工质与液体是否直接接触,气体加载式蓄压器可分为气液直接接触式和气液隔离式蓄压器。我国研发的皮囊式蓄压器、金属膜盒式蓄压器和变能量蓄压器均属于气液隔离式气体工质蓄压器,具有灵敏性好、响应快、气密性好的优点,成功实现了包括长征三号、长征二号 F 和长征五号运载火箭的 Pogo 振动抑制^[3-4]。但气液隔离式蓄压器受隔离元件设计、加工及空间布局限制,不能满足我国下一代运载火箭规模的 Pogo 抑制需求^[5]。注气式蓄压器作为一种气液直接接触式蓄压器,气枕容积更大,在火箭飞行过程中可主动注入或排出气体,一般用于液氧管路系统,是未来大型运载火箭 Pogo 抑制的首选。

发现 Saturn V 遥 8 二级存在 18 Hz Pogo 振动

后,在其二级中心发动机前设计并安装了世界上第一款环形注气式蓄压器,也称为 S-II 蓄压器。S-II 蓄压器采用氦气作为气体工质,气枕容积为 14 L,注气量约 1.54 g/s,连通孔数量为 44,孔径约 15.875 mm^[6-7]。但该方案易在发动机关机时出现氦气从连通孔泄出的情况,并造成泵入口处出现严重的空化和超速,在航天飞机设计阶段未被采纳,因此进一步研发了航天飞机球形注气式蓄压器(下简称 SSME 蓄压器)^[8]。SSME 蓄压器加装有溢流管,通过溢流管底部的 6 个小孔来实现液位高度控制^[9]。到了 20 世纪 60 年代末,为了抑制加长贮箱版 Delta 运载火箭的 Pogo 振动,采用了类似于 S-II 蓄压器的方案,在 ITOS-F 飞行任务中首次通过加装带阻尼的蓄压器成功实现了二阶模态的稳定性^[10]。世界各国研发了多种注气式蓄压器,包括:应用于美国 Ares 上面级的注气式蓄压器;应用于苏联 Zenit 一级的球形注气式蓄压器(为环抱式蓄压器,区别于航天飞机的支路式球形蓄压器);应用于法国 Ariane 的 N 蓄压器和 U 蓄压器;应用于日本 H-II 火箭一级的 PSD 蓄压器^[7,11-15]。国外研究表明注气式蓄压器是下一代重型运载火箭的关键技术之一。

21 世纪以来,我国在注气式蓄压器的系统方案和原理模型上开展了大量理论研究和试验验证工作。万屹仑等^[16]基于等熵过程的连续性方程、能量方程和气体状态方程,建立了注气式蓄压器的动力学模型,讨论了注气流量、注气温度、排气流量和排气时间对蓄压器工作特性的影响。王楠等^[17]在该方法基础上增加了溢流管临界流动模型,通过模型讨论和试验验证证明了分区方法描述注气式蓄压器工作过程的可靠性,并指出排气效应对蓄压器动特性的影响可以忽略。张青松等^[18-19]在该动力学模型及注气管路动力学模型基础上建立注气式蓄压器系统模型,对气体外排的注气式蓄压器开展不同入口压力条件下的工作过程分析和充放气控制参数研究,探讨了定容积注气式蓄压器的控制规律和参数优化设计方法,结果表明在发动机内部氧预压泵后高压管路上安装注气式蓄压器的方案对动力系统一阶频率的调节能力更强。马方超等^[20]建立了注气式蓄压器地面试验系统,验证了蓄压器充、排气系统控制自由液面的可行性。史童等^[21-22]通过计算流体力学仿真方法,建立了连通孔流动模型,推导并验证了注气式蓄压器线性化阻尼计算方法。

当前的注气式蓄压器模型研究普遍未考虑传热、传质过程,以及溢流管内的两相临界流动,且关于实际飞行过程中蓄压器入口参数和溢流管排气变化的研究不足。另外,目前对注气式蓄压器的气枕体积控制能力尚无定量计算方法。最后,还缺乏基于注气式蓄压器动、静态特性参数与各设计参数之间关系的蓄压器方案设计方法和设计流程。

针对上述问题,本文通过建立考虑两相临界排气过程物理模型的注气式蓄压器分区模型,分别在微小脉动条件下讨论了蓄压器的动态特性,在准稳态条件下讨论了蓄压器的静态特性,在气枕绝热条件下讨论了蓄压器的气枕体积控制能力,最终形成了注气式蓄压器设计方法。本文所建立的模型和方法适用于包括单机式、多通式、直排式、循环式等在内的各类注气式蓄压器,能够为动力系统方案设计及分析提供更准确的注气式蓄压器参数模型,并为注气式蓄压气器的工程研制提供参考依据。

1 注气式蓄压器分区模型

1.1 建模方法与基本假设

液体火箭注气式蓄压器属于低温压力容器,其

内部物理过程与贮箱有诸多相似之处,可借鉴分区模型建模方法将其内部分为过热区、饱和区、过冷区、固体区和临界区,分别对应气枕(由蒸气和不凝气体组成)、气液界面、低温液体(液氧、液甲烷等介质)、固体壁面和溢流管,如图 1 所示^[23-24]。忽略各区内压力和温度参数在轴向、周向和径向上的分布,以及气枕内热传导、热对流、注气口和溢流管布置对气枕内温度分布的影响。

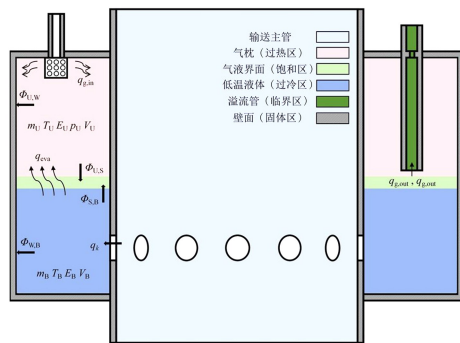


图 1 分区模型原理图

在分区方法和集总参数方法的基础上,做出如下假设:气枕工质为理想气体,液体不可压缩;蓄压器与外部环境不存在热交换,即与外界接触的壁面有良好的热防护措施,仅考虑气液、气壁和液壁之间的换热;假设蓄压器内有明显的气液界面,且不考虑气枕与壁面附着有液体的情况,将气液界面抽象为一个向两侧传热、传质的无质量饱和界面层;忽略消能器出口的气体动能和气流进入溢流管前的流体动能,并假设溢流管出口处于临界状态。

1.2 控制方程

1.2.1 过热区模型

气枕部分的质量守恒方程可以表示为

$$\frac{dm_U}{dt} = q_{g,in} + q_{eva} - q_{g,out} \quad (1)$$

式中: m_U 为气枕质量, kg; $q_{g,in}$ 为注入气体质量流量, kg/s; q_{eva} 为气液界面的净蒸发量, kg/s; $q_{g,out}$ 为通过溢流管排出的气体质量, kg/s。

忽略气体势能,气枕部分的能量守恒方程为

$$\frac{dE_U}{dt} = \Phi_{NET,U} - W_{NET,U} + \sum_i q_i \left(h_i + \frac{\tilde{u}_i^2}{2} \right) - \sum_e q_e \left(h_e + \frac{\tilde{u}_e^2}{2} \right) \quad (2)$$

式中: E_U 为气枕内气体的总能, J; $\Phi_{NET,U}$ 为气枕释

放净热量的速率, J/s ; $W_{NET,U}$ 为气枕做的净功率, J/s ; 下标 i 和 e 表示工质相对控制体的流入和流出。忽略消能器后气体和气枕内气体的动能, 注气式蓄压器的气枕控制体能量方程各项可以表示为

$$E_U = U_U = m_U u_U \quad (3)$$

$$\Phi_{NET,U} = -\Phi_{U,W} - \Phi_{U,S} \quad (4)$$

$$W_{NET,U} = p_U \frac{dV_U}{dt} \quad (5)$$

$$\sum_i q_i \left(h_i + \frac{\tilde{u}_i^2}{2} \right) \approx q_{g,in} h_{g,in} + q_{eva} h_{g,sat} \quad (6)$$

$$\sum_e q_e \left(h_e + \frac{\tilde{u}_e^2}{2} \right) = q_{g,out} h_U \quad (7)$$

式中: u_U 为气枕气体的比内能, J ; $\Phi_{U,W}$ 为气枕气体向壁面传递热量的速率, J/s ; $\Phi_{U,S}$ 为气枕气体向气液界面传递热量的速率, J/s ; p_U 为气枕压力, Pa ; V_U 为气枕体积, m^3 ; $h_{g,in}$ 为注入气体的焓, J/kg ; $h_{g,sat}$ 为蒸发气体的焓, J/kg ; h_U 为气枕气体的焓, J/kg 。由于气枕气体的比内能 u_U 可以写为气枕气体平均温度 T_U 的函数, 可以通过插值方法获得气枕温度 T_U 随时间的变化。

忽略蓄压器容积的压缩性, 根据总容积不变, 液体部分和气枕部分的体积关系为

$$\dot{V}_B = -\dot{V}_U \quad (8)$$

式中, V_B 为液体体积, m^3 。

1.2.2 过冷区模型

液体部分的质量守恒可以表示为

$$\frac{dm_B}{dt} = q_k - q_{eva} - q_{l,out} \quad (9)$$

式中: m_B 为液体质量, kg ; q_k 为通过连通口流入蓄压器的液体质量, kg/s ; $q_{l,out}$ 为通过溢流管排出的液体质量, kg/s 。忽略注气式蓄压器内液体势能, 液体部分的能量守恒方程可以表示为

$$\frac{dE_B}{dt} = \Phi_{NET,B} - W_{NET,B} + \quad (10)$$

$$\sum_i q_i \left(h_i + \frac{\tilde{u}_i^2}{2} \right) - \sum_e q_e \left(h_e + \frac{\tilde{u}_e^2}{2} \right)$$

式中: E_B 为液体总能; $\Phi_{NET,B}$ 为液体吸收净热量的速率; $W_{NET,B}$ 为液体所做的净功。

忽略通过连通口流入的液体和蓄压器内液体的动能, 注气式蓄压器的液体控制体能量方程各项可以表示为:

$$E_B = U_B = m_B u_B \quad (11)$$

$$\Phi_{NET,B} = \Phi_{W,B} + \Phi_{S,B} \quad (12)$$

$$W_{NET,B} = p_B \frac{dV_B}{dt} \quad (13)$$

$$\sum_i q_i \left(h_i + \frac{\tilde{u}_i^2}{2} \right) \approx q_k h_k \quad (14)$$

$$\sum_e q_e h_e = q_{l,out} h_B + q_{eva} h_{l,sat} \quad (15)$$

式中: u_B 为液体的比内能; $\Phi_{W,B}$ 为壁面向液体传递热量的速率; $\Phi_{S,B}$ 为气液界面向液体传递热量的速率; $W_{NET,B}$ 是液体做的净功; h_k 为通过连通口流入蓄压器的液体的焓; h_B 为蓄压器内液体的焓; $h_{l,sat}$ 为蒸发液体的焓。由于液体的比内能 u_B 可以写为液体平均温度 T_B 的函数, 因此可以通过插值方法获得液体温度 T_B 随时间的变化。相较于气体的压缩性, 注气式蓄压器内的液体可以被视为不可压流体。因此, 由(9)式和液体的状态方程可知

$$\dot{V}_B = (q_k - q_{eva} - q_{l,out}) / \rho_l \quad (16)$$

1.2.3 饱和区模型

根据假设, 气液界面是一个没有质量的概念体, 从液体分区传递到气液界面的质量也会向气枕分区传递, 能量则一部分传递向了液体分区, 另一部分作为液体蒸发所需要的潜热。根据假设, 气液界面的温度为液体饱和温度, 即

$$T_S = T_{sat} \quad (17)$$

式中: T_S 为气液界面的温度, K ; T_{sat} 为当前气枕压力对应的液体饱和温度, K 。液体的蒸发率 q_{eva} 为

$$q_{eva} = \frac{\Phi_{U,S} - \Phi_{S,B}}{h_{g,sat} - h_{l,sat}} = \frac{A_S h_{U,S} (T_U - T_{sat}) - A_S h_{B,S} (T_{sat} - T_B)}{h_{g,sat} - h_{l,sat}} \quad (18)$$

式中: A_S 为气液界面的面积, m^2 ; $h_{U,S}$ 为气枕与气液界面的换热系数, $J/(K \cdot s \cdot m^2)$; $h_{B,S}$ 为液体与气液界面的换热系数, $J/(K \cdot s \cdot m^2)$; $h_{g,sat}$ 为饱和状态下气相的焓, J/kg ; $h_{l,sat}$ 为饱和状态下液相的焓, J/kg 。

1.2.4 固体区模型

蓄压器固体壁面的能量守恒方程可以表示为

$$\frac{dE_W}{dt} = \Phi_{NET,W} \quad (19)$$

式中: E_W 为固体的总能, J ; $\Phi_{NET,W}$ 为固体吸收净热量的速率, J/s 。

忽略材料的比热随温度和压力的变化, 注气式蓄压器的固体控制体能量方程各项可以表示为

$$E_W = U_W = c_W m_W T_W \quad (20)$$

$$\Phi_{\text{NET,W}} = \Phi_{\text{U,W}} - \Phi_{\text{W,B}} \quad (21)$$

式中: c_{w} 为材料的比热容, J/K; m_{w} 为固体壁面的质量, kg; T_{w} 为固体区的平均温度, K。

1.2.5 临界区模型

通常情况下, 直接排出式蓄压器和循环注气式蓄压器的溢流管限流孔内都处于临界流动状态。对于短孔径比孔板(孔径比小于 3), 在来流干度变化范围较大的情况下, 气液两相在孔段内传热和传质不平衡、不稳定, 不易建模。而采用长孔径比孔板(孔径比大于 12)或细长管不仅有利于减小溢流管部分的结构质量, 也更易根据能量平衡假设建立临界区模型。假设溢流孔内径(长孔径比孔板内径)为 D_{op} , 忽略溢流管内两相流动的沿程损失, 根据基于能量平衡假设的 Henry-Fauske 两相临界流动模型为^[25-27]

$$-\frac{S}{G_{\text{out}}^2} = v_1(2xS - 2S - 2xS^2 + S^2) \frac{dx}{dp} + (1 - x + Sx)x \frac{dv_g}{dp} + v_g(1 + 2Sx - 2x) \frac{dx}{dp} \quad (22)$$

$$S = \sqrt{\frac{v_g}{v_l}} \quad (23)$$

$$\frac{dx}{dp} = -\frac{1-x}{i_g - i_l} \frac{di_l}{dp} - \frac{x}{i_g - i_l} \frac{di_g}{dp} \quad (24)$$

$$(1 - x_{\text{in}})i_{l,\text{in}} + x_{\text{in}}i_{g,\text{in}} = x \left(i_{g,\text{out}} + \frac{1}{2}x^2 G_{\text{out}}^2 v_g^2 \right) + (1-x) \left[i_{l,\text{out}} + \frac{1}{2}(1-x)^2 G_{\text{out}}^2 v_l^2 \right] \quad (25)$$

$$\frac{p_c}{p_0} = c \quad (26)$$

式中: G_{out} 为溢流管两相质量流率, kg/(s · m²); S 为气液两相的滑速比, 无单位; x 为溢流管出口质量含气率(即干度), 无单位; x_{in} 为溢流管入口质量含气率(即入口干度), 无单位; v_l 为液体的比体积, m³/kg; v_g 为气枕气体的比体积, m³/kg; p_c 为溢流管内两相流动的临界压力, Pa; p_0 为滞止压力, Pa; c 为临界压力比, 无单位。文献[26]的试验表明, 内径 6.35 mm 孔道的长径比超过 12 以后, 临界压力比 c 约为 0.55。溢流管内的滞止压力 p_0 可以近似取蓄压器气枕压力 p_{U} , 由此可以得到溢流管入口质量含气率和质量流率。计算可知长孔径比孔板或细长管可以在排气量稳定的同时, 实现排液量的大幅变化。

溢流管内的流动除了会处于两相临界状态, 也会根据工况需要在气相或液相的单相临界状态工作。当蓄压器内气液界面高度过低时(与溢流管入口有一定距离, 使得气流无法携带液体进入溢流管), 溢流管内为气相的单相临界流动。此时溢流管的孔板处(对于细长管而言则为整个管内)应处于气体堵塞状态, 此时溢流管有最大排气流量(即溢流管的最大入口气相流量) $G_{g,\text{max}}$, 可表示为

$$G_{g,\text{max}} = C_{D,g} K \frac{p_{\text{U}}}{\sqrt{T_{\text{U}}}} \quad (27)$$

$$K = \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (28)$$

式中: $C_{D,g}$ 为溢流管的气体流量系数, 无单位; K 为与气体性质相关的常数。而当蓄压器内气液界面高度接近或高于设计高度时(由于液面并不均匀, 溢流管入口处可能因气流和低压作用略高于平均高度), 溢流管入口是液体单相, 出口的临界压力为液体的饱和压力, 此时有溢流管的最大排液流量(即溢流管的最大入口液相流量) $G_{l,\text{max}}$ 为

$$G_{l,\text{max}} = C_{D,l} \sqrt{2\rho_l(p_{\text{U}} - p_{\text{sat}})} \quad (29)$$

式中: $C_{D,l}$ 为溢流管的液相流量系数, 无单位; p_{sat} 为推进剂当前温度对应的饱和压力, Pa。

相较于入口为气相或液体单相, 溢流管入口为气液混合物时其声速会显著降低。因此, 气液界面低于设计值时和在设计值附近时的排气量之比可以作为溢流管的一项重要参考参数, 命名为排气流量放大比 α_{GAR} 。 α_{GAR} 越大, 说明气枕体积的回调能力越强。以溢流管出口处气相质量分数达到 95% 的工况为参照工况, 定义排气流量放大比 α_{GAR} 为

$$\alpha_{\text{GAR}} = \frac{G_{g,\text{max}}}{G_{g,\text{out}}|_{x=0.95}} = \frac{G_{g,\text{max}}}{x_{\text{in}} G_{\text{out}}|_{x=0.95}} \quad (30)$$

根据计算可知气枕压力和气枕温度越高, 排气流量放大比 α_{GAR} 越大, 但一般在 1.5 左右。对于短孔径比孔板溢流方案而言, 理想情况下因两相来不及在孔道内进行质量、动量和热量的交换, 其排气流量放大比 α_{GAR} 的理论值应为 1。

2 注气式蓄压器动态特性分析

2.1 柔度计算方法

将注气式蓄压器在 Pogo 振荡瞬间的变化近似为绝热等熵过程, 对气枕内气体有状态方程

$$p_U (V_U/m_U)^\gamma = \text{const} \quad (31)$$

(31) 式对时间 t 求导有

$$\frac{1}{p_U} \frac{dp_U}{dt} + \frac{\gamma}{V_U} \frac{dV_U}{dt} - \frac{\gamma}{m_U} \frac{dm_U}{dt} = 0 \quad (32)$$

假设液体不可压缩,由 (1) 式、(8) ~ (9) 式和 (32) 式可知

$$\frac{\rho_1 V_U}{k p_U} \frac{dp_U}{dt} = q_k - q_{\text{eva}} - q_{1,\text{out}} + \quad (33)$$

$$\frac{\rho_1}{\rho_g} (q_{g,\text{in}} + q_{\text{eva}} - q_{g,\text{out}})$$

忽略蓄压器内液体的势能,对于蓄压器内液体和主管建立线性化关系式,即

$$I_A \frac{dq_k}{dt} + R_A q_k = p_k - p_U \quad (34)$$

(33) ~ (34) 式为注气式蓄压器的线性化模型。假设该系统在瞬间发生了一个微小的脉动 (以 δ 来表示), 近似有

$$C_A \frac{d\delta p_U}{dt} = \delta q_k - \delta q_{\text{eva}} - \delta q_{1,\text{out}} + \frac{\rho_1}{\rho_g} (\delta q_{g,\text{in}} + \delta q_{\text{eva}} - \delta q_{g,\text{out}}) \quad (35)$$

$$I_A \frac{d\delta q_k}{dt} + R_A \delta q_k = \delta p_k - \delta p_U \quad (36)$$

式中: $C_A = \rho_1 V_U / \gamma p_U$ 为蓄压器柔度, $\text{m} \cdot \text{s}^2$, 在一个微小脉动过程中柔度近似可以视为常数。在此基础上,对 (35) 式中的 4 个脉动量 δq_{eva} , $\delta q_{1,\text{out}}$, $\delta q_{g,\text{in}}$ 和 $\delta q_{g,\text{out}}$ 逐项进行分析讨论,只保留 δq_k 。

气枕进气口应始终处于临界流动状态,一般可以认为其流量不受下游扰动影响,因此有

$$\delta q_{g,\text{in}} = 0 \quad (37)$$

对于蒸发过程,瞬时小幅值的压力脉动对于液体温度和饱和温度的影响可以忽略,即

$$\delta q_{\text{eva}} = 0 \quad (38)$$

对于溢流管,管前总压变化与气枕压力变化近似相同,均为 δp_U ,则进入溢流管的流量变化应为

$$\begin{cases} \delta q_{g,\text{out}} = \frac{\pi D_{\text{OP}}^2}{4} (x_{\text{in}} \delta G_{\text{out}} + G_{\text{out}} \delta x_{\text{in}}) \\ \delta q_{1,\text{out}} = \frac{\pi D_{\text{OP}}^2}{4} [(1 - x_{\text{in}}) \delta G_{\text{out}} - G_{\text{out}} \delta x_{\text{in}}] \end{cases} \quad (39)$$

下面对 δG_{out} 和 δx_{in} 分别进行分析。由 (22) ~ (24) 式和 (26) 式可得

$$\frac{2S}{G_{\text{out}}^3} \frac{dG_{\text{out}}}{dp} = x(Sx - x + 1) \frac{dv_g}{dp^2} +$$

$$(1 - x)x \frac{1}{2v_g} \left(\frac{dv_g}{dp} \right)^2 + 2v_g \left(S - 2 + \frac{1}{S} \right) \left(\frac{dx}{dp} \right)^2 +$$

$$2v_g \left(1 - \frac{1}{S} \right) (Sx - x + 1) \frac{d^2 x}{dp^2} -$$

$$2(2Sx - 2x + 1) \frac{dx}{dp} \frac{dv_g}{dp} \quad (40)$$

对于 dx/dp 的求解不能直接采用 Henry-Fauske 模型中基于总焓与压力无关的假设得到 (24) 式。(40) 式是在总焓变化的条件下,假设任一总焓处均符合 Henry-Fauske 模型的求解,因此 dx/dp 应与总焓 i 有关,为

$$\frac{dx}{dp} = \frac{1}{i_g - i_1} \frac{di}{dp} - \frac{1 - x}{i_g - i_1} \frac{di_1}{dp} - \frac{x}{i_g - i_1} \frac{di_g}{dp} \quad (41)$$

根据 (24) 式先求解 dx/dp , 再进一步求二阶导。本研究后续用到的 $d^2 v_g / dp^2$ 和 $d^2 x / dp^2$ 也均通过对 dx/dp 和 dv_g/dp 进行离散求解获得。对于线性系统而言,近似有

$$\delta G_{\text{out}} = \frac{dG_{\text{out}}}{dp} \delta p \quad (42)$$

为表征注气式蓄压器的液面高度控制系统特性,定义溢流管入口干度增量 δx_{in} 与蓄压器内液体质量增量 δm_B 之比为高度系数 a'_h , 即 $\delta x_{\text{in}} = a'_h \delta m_B$, 有 (43) 式成立。

$$\frac{d\delta x_{\text{in}}}{dt} = a'_h \frac{d\delta m_B}{dt} \quad (43)$$

由 (39) 式和 (43) 式可得

$$\frac{1}{a'_h} \frac{d\delta x_{\text{in}}}{dt} = \delta q_k - \frac{\pi D_{\text{OP}}^2}{4} [(1 - x_{\text{in}}) \delta G_{\text{out}} - G_{\text{out}} \delta x_{\text{in}}] \quad (44)$$

将 (37) ~ (39) 式和 (44) 式代入 (35) 式,并做拉氏变换,可得注气式蓄压器阻抗 Z_A 为:

$$Z_A = \frac{\delta P_k}{\delta Q_k} = L_A s + R_A + \frac{a_h}{C_A s + [(\bar{\rho} - a_h)x_{\text{in}} + a_h]} \frac{\pi D_{\text{OP}}^2}{4} c \frac{dG_{\text{out}}}{dp} \frac{s - a'_h \bar{\rho} \frac{\pi D_{\text{OP}}^2}{4} G_{\text{out}}}{s - a'_h \frac{\pi D_{\text{OP}}^2}{4} G_{\text{out}}} \quad (45)$$
$$a_h = \frac{s - a'_h \bar{\rho} \frac{\pi D_{\text{OP}}^2}{4} G_{\text{out}}}{s - a'_h \frac{\pi D_{\text{OP}}^2}{4} G_{\text{out}}} \quad (46)$$

式中, a_h 为高度参数,表征溢流管高度系数和排气流量对气枕柔度的耦合放大效果。

2.2 溢流管的高度系数与排气参数

当高度系数 $a'_h = 0$ 时,高度参数 a_h 理论值为 1,此时(46)式退化为溢流管到蓄压器的柔度无影响的形式。然而实际上 a'_h 不可能为零,溢流管的入口参数总是对液体总质量具有一定的敏感性。如图 2 所示, $|a_h|$ 的图像实际上可以看作两点至 $(0, \omega_j)$ 的距离之比,在 Pogo 频率范围内(大于 5 Hz)应该是一定小于 1 的。

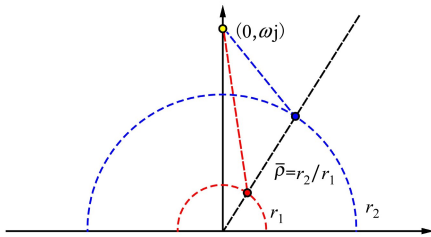


图 2 溢流管高度参数 a_h 的复数值

要使得 $|a_h|$ 小于 1,由(46)式可得

$$\omega > \frac{(\bar{\rho} + 1) \frac{\pi D_{OP}^2}{4} G_{out} |a'_h|^2}{2 \text{Im}(a'_h)} \quad (47)$$

另一方面,根据图 2 还可以看出,频率值越大,两者之比应越接近于 1;而如果 a'_h 的值越大,在相对较低的频率范围内, a_h 的值更小。根据(43)式中对高度系数的定义, a'_h 可以写作

$$a'_h = \frac{\delta x_{in}}{\delta G_{l,out}} \frac{\delta G_{l,out}}{\delta m_B} \approx \frac{1}{\left(\frac{dG_{l,out}}{dx_{in}} \right)} \frac{\delta G_{l,out}}{\delta m_B} \quad (48)$$

据(43)式的定义, a'_h 的大小与压力变化无关,而仅与液面高度有关,因此能够在常压、平整液面的条件下测量其值。也可以根据注气式蓄压器的实测柔度和气枕理论最大柔度推算 a_h 和 a'_h 。后文将根据仿真结果对高度系数进行进一步的讨论和验证。由此看出,应将注气式蓄压器的溢流管排液率设定在流量较低但变化率较大的设计点。

根据(45)式,假设系统满足 $a'_h \approx 0$,即在 $a'_h = 0$ 的条件下进一步分析。此时有 $a_h = 1$,由此可得

$$Z_A = L_A s + R_A + \frac{1}{C_A s + [1 + (\bar{\rho} - 1)x_{in}]c \frac{\pi D_{OP}^2}{4} \frac{dG_{out}}{dp}} \quad (49)$$

储气式蓄压器的阻抗可以通过将条件 $\delta G_{out} = \delta x_{in} = 0$ 代入(49)式进行计算,得到 $Z_{A,S}$ 为

$$Z_{A,S} = L_A s + R_A + \frac{1}{C_A s} \quad (50)$$

对比(49)式和(50)式可以看出,即便是在不考虑溢流管对气枕柔度放大效果的条件下,注气式蓄压器的抑波特性一般还是优于储气式蓄压器的。在短时间内 x_{in} 可以视为常数,因此在下文分析中仅讨论排气对系统的影响。蓄压器柔度对排气因子的相对效应 α_e 可以计算为

$$\alpha_e = \frac{\frac{4C_A s}{[1 + (\bar{\rho} - 1)x_{in}]c \pi D_{OP}^2 \frac{dG_{out}}{dp}}}{\frac{2\pi f_d}{\gamma p_c} \frac{\bar{\rho} x_{in}}{\frac{dK_M}{dp} [1 + (\bar{\rho} - 1)x_{in}]}} \quad (51)$$

$$K_M = \frac{q_{g,out}}{m_U} \quad (52)$$

式中: K_M 为表征排气量相对气枕质量的排气参数, s^{-1} 。在常温下, $\bar{\rho}$ 和 x_{in} 对气体工质的影响有限, α_e 可以进一步简化为

$$\alpha_e \approx \frac{2\pi f_d}{\gamma p_c} \frac{\frac{dK_M}{dp}}{\frac{dG_{out}}{dp}} \quad (53)$$

(53)式表明,一方面溢流管排气对蓄压器滤波效果的影响与压力振荡频率线性负相关,压力振荡频率越大,溢流管在振荡抑制中起到的作用越小;另一方面,压力振荡对排气流量影响越大,注气式蓄压器的滤波效果越好。根据(52)~(53)式可以获得排气参数的另一种计算方法为

$$\alpha_e \approx \frac{2\pi f_d G_{out}}{\gamma K_M p_c} \frac{dG_{out}}{dp} \quad (54)$$

(54)式表明,在确定的振荡频率、比热容比和相对效应条件下,排气参数可以看作临界压力和出口气相质量分数的函数。在 $f_d = 1 \text{ Hz}$, $\gamma = 1.4$, $\alpha_e = 1$ 的条件下,排气参数 K_M 关于临界压力 p_c 和溢流管出口干度 x 的变化如图 3 所示。

根据(54)式和图 3,可以在不同振荡频率和气枕压力条件下,估算任意注气式蓄压器的排气量与蓄压器滤波效果的关系。例如:对于一个气枕压力为 1 MPa、气枕质量为 0.5 kg 的蓄压器,如果需要通过排气量对 5 Hz 及以下的压力振荡抑制效果有 10% 以上增益,则对应的排气参数 K_M 至少应在 1.5 s^{-1} ,即对应的排气流量约为 0.75 kg/s。如果蓄

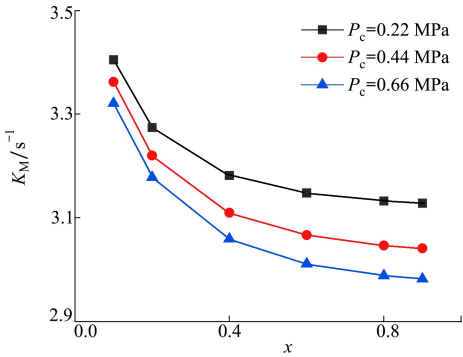


图 3 不同临界压力下排气参数随溢流管出口干度的变化

压器持续工作 100 s,排气量则到了 75 kg,这对于直接排放式蓄压器而言很难实现。在大部分情况下,考虑到 Pogo 振动的通常范围和排气量的限度,可以忽略溢流管排气对于注气式蓄压器频率抑制能力的贡献,其作用应为在飞行过程中控制气液界面高度。由此也可以得出,蓄压器动特性可以通过当前气枕的平均体积 V_U 和压力 P_U 来计算。

2.3 基于 SSME 蓄压器的工作过程仿真验证

为验证(45)式,基于一款气枕体积约 22.4 L 的 SSME 蓄压器案例开展了工作过程仿真分析。在频率为 10 Hz,振幅为 0.1 MPa 的输入下获得其气枕柔度为 $6.56 \times 10^{-6} \text{ m} \cdot \text{s}^2$,但基于传统柔度定义式的计算结果为 $5.76 \times 10^{-6} \text{ m} \cdot \text{s}^2$ 。一方面传统方法与仿真结果存在 12.2% 的计算偏差,另一方面也无法解释排气系统对气枕柔度产生影响的原因。而基于(45)式的计算结果表明,该系统中排气参数值约 0.183 s^{-1} ,其对柔度的贡献约 0.6%,而高度参数约 0.878,对柔度的贡献达到了 13.9%,不仅能够更准确地描述气枕柔度的变化规律,而且能对比分析各项因素对最终柔度的贡献,为注气式蓄压器的方案设计和优化提供参考依据。

2.4 阻尼计算方法

注气式蓄压器的阻尼主要取决于其连通孔设计。根据史童等^[21]建立的连通孔流动模型,连通孔两侧压差和连通孔内流量关系为

$$R_{QA} = \frac{\bar{P}_U - \bar{P}_{MP}}{\bar{m}_{comp}^2} = \frac{1}{2\rho C_{D,0}^2 A_A^2} \quad (55)$$

$$\frac{C_{D,0}}{C_D} = k \left| \frac{v}{v_p} + a \right| + b \quad (56)$$

式中: R_{QA} 为蓄压器的非线性阻尼, $(\text{m} \cdot \text{s})^{-1}$; A_A 为连通孔的总通流面积, m^2 ; C_D 为连通孔流量系数,无

量纲; $C_{D,0}$ 为同尺寸孔板流量系数,无量纲; v 为输送主管内流体面平均流速, m/s ; v_p 为连通孔内流体面平均流速, m/s 。 k, a, b 为待定系数。该模型推导可得到注气式蓄压器线性化阻尼曲线,在微小压力脉动下蓄压器线性化阻尼最小值 $R_{LA,min}$ 为^[22]

$$R_{LA,min} = \left(b + \frac{4\sqrt{6a^2k^2 + 6b^2}}{3\pi} \right) \frac{kv}{C_{D,0}^2 A_A} \quad (57)$$

在压力振荡幅值趋近于 0 时,注气式蓄压器的阻尼值 $R_{LA,1}$ 应为^[27]

$$R_{LA,1} = \frac{v}{C_{D,0} A_A} \sqrt{\frac{2}{3\pi}} \quad (58)$$

2.5 惯性计算方法

注气式蓄压器的惯性主要取决于连通孔,本文近似采用孔板的惯性作为蓄压器参考值。根据 Lau 模型,同尺寸孔板的惯性 L_0 如(59)式所示^[28]。

$$L_0 = \frac{l_E}{A_0} = \frac{0.29d}{A_0} + 1.04 \int_0^l \frac{1}{A(x)} dx \quad (59)$$

式中: l_E 为等效长度, m ; A_0 为孔板通流面积, m^2 ; d 为孔径, m ; x 为流动路径, m 。Lau 证明,在较大的雷诺数范围内,各种孔的有效长度保持相对恒定^[28]。将连通孔看作孔板,根据(59)式可得单个连通孔的惯性计算公式近似为

$$I_P = \frac{0.29D_P}{A_P} + 1.04 \frac{t_w}{A_P} \quad (60)$$

忽略蓄压器内液体部分惯性,可以得到注气式蓄压器惯性的计算式为

$$I_A = \frac{0.29D_P}{A_A} + 1.04 \frac{t_w}{A_A} \quad (61)$$

3 注气式蓄压器静态特性分析

注气式蓄压器需要在飞行过程中具有预设的柔度、惯性和阻尼。忽略组分分布变化、温度分布变化和变工况后效对蓄压器工作的影响,假设注气式蓄压器时刻处于动态平衡。对于液体区域,液体体积的时间变化率为零,即通过连通孔流入蓄压器的推进剂流量时刻等于蒸发量与流入溢流管的流量之和。对于气枕,气枕、液体和壁面的能量、质量和体积的时间变化率为零,仅有压力变化率。因此液体和气体此时的质量守恒方程为

$$q_k = q_{l,out} + q_{eva} \quad (62)$$

$$q_{g,out} = q_{g,in} + q_{eva} \quad (63)$$

由于注气式蓄压器不具备持续排液的能力,连通孔时均流量应大于等于零。根据准稳态假设,并将理想气体状态方程代入(1)~(2)式,可得气枕温度满足

$$q_{g,in} c_{p,g} (T_{g,in} - T_{sat}) = A_{UW} h_{U,W} (T_U - T_W) + (A_{OP} x_{in} G_{out} c_{p,g} + A_S h_{U,S}) (T_U - T_{sat}) \quad (64)$$

式中: $h_{U,W}$ 为气枕和壁面的对流换热系数, $J/(K \cdot s \cdot m^2)$; $h_{U,S}$ 为气枕和气液界面的对流换热系数, $J/(K \cdot s \cdot m^2)$; $c_{p,g}$ 为气枕工质的定压比热容, J/kg 。同样根据准稳态假设,假设气枕气体的定压比热容不变,由(9)~(10)式可得液体温度满足

$$q_k c_{p,g} (T_k - T_{sat}) = A_{BW} h_{B,W} (T_B - T_W) +$$

$$T_U = T_{sat} + \frac{K_0(1 - K_I)(T_k - T_{sat})}{(K_0 - x_{in}K_0 - K_B + 1)(1 + x_{in}K_0 + K_U) - 1} + \frac{(K_0 - x_{in}K_0 - K_B + 1)K_0K_I(T_{g,in} - T_{sat})}{(K_0 - x_{in}K_0 - K_B + 1)(1 + x_{in}K_0 + K_U) - 1} \quad (67)$$

$$T_B = T_{sat} + \frac{K_0(1 - K_I)(1 + x_{in}K_0 + K_U)(T_k - T_{sat})}{(K_0 - x_{in}K_0 - K_B + 1)(1 + x_{in}K_0 + K_U) - 1} + \frac{K_0K_I(T_{g,in} - T_{sat})}{(K_0 - x_{in}K_0 - K_B + 1)(1 + x_{in}K_0 + K_U) - 1} \quad (68)$$

$$K_U = \frac{A_S h_{U,S} (A_{BW} h_{B,W} + A_{UW} h_{U,W})}{A_{BW} h_{B,W} A_{UW} h_{U,W}} \quad (69)$$

$$K_B = \frac{A_S h_{B,S} (A_{BW} h_{B,W} + A_{UW} h_{U,W})}{A_{BW} h_{B,W} A_{UW} h_{U,W}} \quad (70)$$

$$K_0 = \frac{A_{OP} G_{out} c_{p,g} (A_{BW} h_{B,W} + A_{UW} h_{U,W})}{A_{BW} h_{B,W} A_{UW} h_{U,W}} \quad (71)$$

$$K_I = \frac{q_{g,in}}{A_{OP} G_{out}} \quad (72)$$

式中: K_U 为表征气枕向气液界面传热量的无量纲参数; K_B 为表征液体向气液界面传热量的无量纲参

$$[A_{OP}(1 - x_{in})G_{out}c_{p,g} - A_S h_{B,S}](T_B - T_{sat}) \quad (65)$$

式中: $h_{B,W}$ 为液体和壁面的对流换热系数, $J/(K \cdot s \cdot m^2)$; $h_{B,S}$ 为液体和气液界面的对流换热系数, $J/(K \cdot s \cdot m^2)$ 。对于壁面,同样假设其处于动态平衡状态,根据能量守恒方程可得其温度应满足

$$T_W = \frac{A_{UW} h_{U,W} T_U}{A_{BW} h_{B,W} + A_{UW} h_{U,W}} + \frac{A_{BW} h_{B,W} T_B}{A_{BW} h_{B,W} + A_{UW} h_{U,W}} \quad (66)$$

假设蓄压器内的液体蒸发量仅与温差相关,即对流换热系数为常数。由(62)~(66)式可知气枕和液体温度为

数; K_0 为表征排出气体能量的无量纲参数; K_I 为表征注入气体与排出气体相对量的无量纲参数。

给定换热系数的条件下, K_U, K_B, K_0, K_I 的值对应着注气式蓄压器的结构参数 A_S, A_{BW}, A_{UW} , 以及排气和注气质量流量相关的参数。 K_U, K_B 是与蒸发、冷凝过程相关的参数, K_0 表征了注入气体的能量强度, K_I 表征了蓄压器气枕工质的更换效率。由 p_U, K_U, K_B, K_0, K_I 的初值可以求得对应 $x_{in}, T_U, T_B, G_{out}$ 的值。

将(18)式、(67)~(68)式代入(63)式,可得 x_{in} 隐函数为

$$x_{in} = K_I + \frac{(1 - K_I)c_{p,g}[K_U + (1 + x_{in}K_0 + K_U)K_B]}{(K_0 - x_{in}K_0 - K_B + 1)(1 + x_{in}K_0 + K_U) - 1} \frac{T_k - T_{sat}}{i_{lg}} + \frac{c_{p,g}K_I[(K_0 - x_{in}K_0 - K_B + 1)K_U + K_B]}{(K_0 - x_{in}K_0 - K_B + 1)(1 + x_{in}K_0 + K_U) - 1} \frac{T_{g,in} - T_{sat}}{i_{lg}} \quad (73)$$

式中: i_{lg} 为当前分压下的气化潜热, J/kg 。(67)~(68)式和(73)式构成了注气式蓄压器的准稳态模型。通常液体火箭泵入口处的推进剂温度和注气温度是蓄压器设计的限制条件。由于 T_{sat} 是 p_U 的单值函数,在已知 K_U, K_B, K_0, K_I 的条件下可以由(67)~(68)式和(73)式得到 x_{in}, T_U 和 T_B 关于气枕压力 p_U

的曲线并进而得到 G_{out} 的值。

基于上述方法可以对蓄压器的工作状态进行计算。例如:对于某个初始时刻气枕压力为 0.8 MPa 的注气式蓄压器系统,假设连通孔入口处推进剂温度为 88 K,气枕注气口气体温度为 300 K,假定其 $K_U = 1.5, K_B = 2.5, K_0 = 40, K_I = 0.6$,以 T_U, T_B 和 x_{in}

的残差均小于 0.001 作为收敛的判据,可以求得其参数随气枕压力的变化如表 1 所示。该注气式蓄压器溢流管的排量几乎与气枕压力呈正比,但溢流管入口气相质量分数稳定。假设该蓄压器工作时间为

160 s,蓄压器入口压力从 0.8 MPa 线性增长至 1.6 MPa,溢流管孔板通径为 5 mm,对应初始时刻排气量约 33.4 g/s,排液量为 19.6 g/s。则由此可以估算其总排气量约 8 kg,排液量约 5.2 kg。

表 1 某蓄压器静态参数变化预测(T_k 为 88 K, $T_{g,in}$ 为 300 K)

气枕压力 p_U/MPa	K_U	K_B	K_O	K_I	气枕温度 T_U/K	液体温度 T_B/K	溢流管入口 干度 x_{in}	$G_{out}/$ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)
0.8	1.500	2.5000	40.00	0.600 0	274.57	94.24	0.630 3	2 701.87
1.0	1.500	2.500	51.06	0.470 0	275.02	92.89	0.616 3	3 449.01
1.2	1.500	2.500	62.15	0.386 4	275.53	91.87	0.607 3	4 198.21
1.4	1.500	2.500	73.27	0.337 5	276.06	91.03	0.600 9	4 949.37
1.6	1.500	2.500	84.42	0.284 3	276.56	90.32	0.596 2	5 702.04

4 气枕体积控制能力分析

注气式蓄压器需要配合液体火箭动力系统的启动和关机过程,完成气枕充填、气枕维持和气枕排空,对应启动、关机、水击和排空等过程。本节将对这几个特殊工况下的蓄压器体积控制能力参数进行讨论和分析。

4.1 气枕充填工况

注气式蓄压器不论在发动机启动前先启动还是在发动机启动后再启动,由于其启动时间通常比较短,可以忽略启动期间气液之间的传热以及液体蒸发,并忽略消能器后的气体动能,气枕压力应始终与主管压力接近。气枕温度应与消能器后气体温度一致,因此对气体部分有

$$\frac{dV_U}{dt} = \frac{q_{g,in}}{\rho_g} \tag{74}$$

另一方面,可以将气枕充填过程中的排液参数与注气式蓄压器稳态工作过程中的静态参数联系起来,将启动时间 t_{start} 表示为

$$t_{start} = \rho_g V_U / q_{g,in} \tag{75}$$

假设启动过程中,溢流管的排液量占总排液量的比值为 α_{op} 。为了避免启动过程中因气体冲入造成的水击压力, α_{op} 的值不能过小。因此,根据(29)式和(72)式可得气枕气体体积与通过溢流管排出的液体体积的关系为

$$K_I = \frac{\alpha_{op} \rho_g C_{D,I}}{G_{out}} \sqrt{\frac{2(p_U - p_{sat})}{\rho_l}} \tag{76}$$

(76)式说明 K_I 和 G_{out} 之间应有合理的相对关系。将(76)式和(72)式代入(75)式可得溢流管孔板通径与蓄压器启动时间的关系为

$$t_{start} = \frac{V_U}{\alpha_{op} A_{op} C_{D,I} \sqrt{2(p_U - p_{sat})/\rho_l}} \tag{77}$$

以表 1 中注气式蓄压器为例,假设其启动后气枕压力 p_U 为 0.8 MPa,气枕容积 V_U 为 30 L。初始状态下,其 $K_I = 0.6$, $G_{out} = 2\,701.87$,启动时液体完全从溢流管中排出,代入其他参数可得启动时间与注气孔板面积 A_{op} 的关系为

$$A_{op} = \frac{1.9 \times 10^{-4}}{t_{start}} \tag{78}$$

假设启动时间为 5 s,由此可以计算得到对应的注气流量为 61.9 g/s,溢流管限流孔半径约为 3.5 mm(流量系数取 0.62)。

4.2 气枕维持工况

当增压输送主管内发生压力快速变化时,注气式蓄压器的气枕能够在一定范围内维持体积不变,可以采用最大压力变化速率来衡量这一特性。

1) 最大压力上升速率

如果注气式蓄压器需要经历增压输送主管内压力的快速上升(例如发动机启动、关机时的水机),为了避免气枕体积的下降,在溢流管全排液的情况下,将可维持气枕体积不变的最大气枕压力上升速率记为 r_{pr} ,下标 pr 表示压力升高 (pressure rise)。由(2)式有

$$\frac{d(m_U u_U)}{dt} = q_{g,in} h_{g,in} \tag{79}$$

以 t_0 表示初始时刻,通过对(79)式积分可得任意时刻 t 有

$$(t - t_0)q_{g,in}h_{g,in} = -m_U(t_0)u_U(t_0) + [m_U(t_0) + (t - t_0)q_{g,in}]u_U(t) \quad (80)$$

将气枕气体视为理想气体并假设其比热容不变,可得气枕的温度为

$$T_U(t) = \frac{\gamma(t - t_0)q_{g,in}T_{g,in} + m_U(t_0)T_U(t_0)}{m_U(t_0) + (t - t_0)q_{g,in}} \quad (81)$$

由理想气体的状态方程可得气枕的压力为

$$p_U(t) = R \frac{\gamma(t - t_0)q_{g,in}T_{g,in} + m_U(t_0)T_U(t_0)}{V_U} \quad (82)$$

因此气枕的最大压力上升速率为

$$r_{pr} = \frac{\gamma R q_{g,in} T_{g,in}}{V_U} \quad (83)$$

由(83)式可知,维持气枕体积不变的最大压力上升速率 r_{pr} 与气枕气体的比热容比 γ 、注气量 $q_{g,in}$ 、注气温度呈正比 $T_{g,in}$,与气枕体积 V_U 成反比。压力上升速率在该范围内时,理论上气枕体积稳定。

2) 最大压力下降速率

发动机关机时,输送主管内压力会快速下降。超过一定的压力下降速率,气枕会因泄压能力不足而发生体积膨胀,产生气枕体积进入输送主管的风险。如果注气式蓄压器具备关闭气枕注气口的能力,则有维持气枕体积不变的最大压力下降速率 r_{pd1} 。假定气枕体积 V_U 不发生变化,在最大压力下降速率下,溢流管应处于完全排气状态,连通孔内应无流体流动,因此气枕压力与主管压力一致。忽略传热和相变影响,气枕体积不变时的压力下降速率最大。根据(2)式有

$$m_U \frac{du_U}{dt} = q_{g,max}u_U - q_{g,max}h_U = -q_{g,max}p_U \frac{V_U}{m_U} \quad (84)$$

根据理想气体状态方程,可以整理得

$$r_{pd1} = - \left(1 + \frac{R}{c_{V,g}} \right) \frac{q_{g,max}p_U}{m_U} \quad (85)$$

由(85)式可以得到气枕的最大压力下降曲线,该曲线应包络发动机关机时的压力下降曲线,以避免气体进入输送主管。

另一种情况下,如果注气式蓄压器不具备关闭气枕注气口的能力(或未关闭注气),此时的最大压力下降速率可以记为 r_{pd2} 。同样假设气枕体积不变,溢流管完全排气,此时根据(2)式有

$$m_U \frac{du_U}{dt} = q_{g,in}h_{g,in} - q_{g,in}u_U - q_{g,max}p_U \frac{V_U}{m_U} \quad (86)$$

对(86)式整理可得

$$m_U \frac{du_U}{dt} = q_{g,in}(h_{g,in} - h_U) + (q_{g,in} - q_{g,max})p_U \frac{V_U}{m_U} \quad (87)$$

假设气体为理想气体,则由(87)式可得

$$r_{pd2} = - \left(1 + \frac{R}{c_{V,g}} \right) (q_{g,max} - q_{g,in}) \frac{p_U}{m_U} + \gamma q_{g,in} \left(\frac{RT_{g,in}}{V_U} - \frac{p_U}{m_U} \right) \quad (88)$$

由于(88)式适用于注气式蓄压器的正常工作情况,该最大压力下降速率与(83)式共同规定了注气式蓄压器的额定工作压力变化条件。如果输送主管内的压力震荡幅值超过这一压力变化限制,则气枕不能保持体积恒定,线性模型不再适用。

4.3 气枕排空工况

可重复火箭需要在空中进行姿态变化,这会对蓄压器内的推进剂管理提出新的要求。一种方案是采用防晃板或表面张力膜等将推进剂“按”在蓄压器底部,另一种方案是在姿态变化过程中将蓄压器内的气体通过蓄压器顶部的排气孔排空,通常情况下两者均会使用。对于排空过程而言,蓄压器需要多久才能完成排空是可重复火箭需要考虑的重要参数之一。假设采取推进剂重定位措施使得推进剂沉底,此时输送主管内推进剂不流动,蓄压器内压力应始终与主管压力保持一致,因此可以假设该过程为定压排气过程。将此时的排气流量记为 q_{ept} ,以区别于溢流管的排气流量 $q_{g,out}$ 。忽略传热和传质的影响,根据(2)式可建立能量方程为

$$m_U \frac{du_U}{dt} = -p_U \frac{dV_U}{dt} - q_{ept} \frac{p_U V_U}{m_U} \quad (89)$$

根据理想气体状态方程对(89)式简化可得

$$\frac{dV_U}{dt} = -q_{ept} \frac{V_U}{m_U} \quad (90)$$

根据(90)式可以在已知蓄压器排空速率的情况下估算注气式蓄压器的排空时间。该方法中未考虑两相之间的传热,因此不能用于在姿态变化过程中进行排气的方案,剧烈晃动的两相流动问题不在本文的讨论之中。

5 注气式蓄压器方案设计方法

5.1 注气式蓄压器设计方法

5.1.1 设计指标

注气式蓄压器应为液体火箭的增压输送系统提供符合要求的柔度、惯性和阻尼。根据前 3 节对注气式蓄压器参数特性的分析可知,注气式蓄压器在液体火箭飞行过程中由于输送主管压力的变化,较难保持柔度的稳定。因此“气枕等效体积”指标的概念对于系统 Pogo 稳定性分析和蓄压器结构设计更有利。注气式蓄压器的气枕等效体积 $V_{U,eq}$ 是注气式蓄压器柔度的折算体积,其值应为取决于注气式蓄压构型的常数。据此在计算液体火箭 Pogo 稳定性时,蓄压器柔度应为

$$C_A = \frac{\rho_1 V_{U,eq}}{kp_U}$$

(91)

由此在液体火箭动力系统建模及 Pogo 稳定性分析中,使用(91)式对注气式蓄压器进行建模。根据(45)式可知注气式蓄压器的气枕实际体积 $V_{U,ac}$ 应与气枕等效体积 $V_{U,eq}$ 存在(92)式所示关系。

$$V_{U,ac} = a_h V_{U,eq}$$

(92)

注气式蓄压器的动态特性参数还包括其阻尼和惯性,这两者主要取决于连通孔。连通孔的阻尼是其通流面积、脉动流量的均值、幅值和频率的函数,应将目标频率下的线性化阻尼设计值 $R_{LA,d}$ 和 Pogo 频段内能接受的线性化阻尼最小值 $R_{LA,min}$ 作为注气式蓄压器的阻尼设计指标。连通孔的惯性取决于其通流面积、脉动流量的幅值和频率,应将 Pogo 频段内能接受的蓄压器惯性最大值 $I_{LA,max}$ 作为注气式蓄压器的惯性设计指标。基于(91)式并直接给出注气式蓄压器的惯性 I_{LA} 以及阻尼 R_{LA} ,足够完成液体火箭动力系统的频域分析,实现液体火箭的 Pogo 稳定性。满足液体火箭动力系统对注气式蓄压器等效体积、惯性和阻尼的需求是注气式蓄压器设计的基本要求。

另外,根据动力系统的工况变化需要,注气式蓄压器的气枕体积控制能力应达到一定要求。为了确保气枕体积不会在发动机关机或水击过程中进入到泵,需要通过气枕的最大压力下降速率 r_{pd} 和最大压力上升速率 r_{pr} 来量化气枕体积控制能力。特别是压力下降速率,在前文分析中了注气过程中和停止注气后 2 种工况,分别对应 r_{pd2} 和 r_{pd1} 。

设计限制方面,注气式蓄压器需要满足推进剂管理系统的既有条件。蓄压器入口处液氧的温度 T_k 、额定工作压力 p_k 、可用于注入蓄压器的气体工质温度 $T_{g,in}$ 一般是给定的。蓄压器的起动与发动机的起动是强耦合的,一般来说注气式蓄压器需要在 5 ~ 7 s 内达到额定状态(包括体积、组分和温度),起动时间为 t_{start} 。动力系统所能接受的安装空间有限,对于环抱式柱形注气式蓄压器和支路式球形注气式蓄压器有不同的最大外廓直径 D_{max} 和最大外廓高度 H_{max} 。除此以外,还需要考虑注气式蓄压器是否满足最大结构质量 $m_{A,max}$ 、最大用气质量 $m_{g,max}$ 和最大排液质量 $m_{l,max}$ 的要求,还涉及到蓄压器的工作时长 t_{work} 。综上所述,最终得到的注气式蓄压器设计的指标体系,如表 2 所示。

表 2 注气式蓄压器设计指标体系

序号	内容	符号
1	气枕等效体积	$V_{U,eq}$
2	线性化阻尼额定值	$R_{LA,d}$
3	线性化阻尼最小值	$R_{LA,min}$
4	线性化惯性最大值	$I_{LA,max}$
5	最大压力上升速率	r_{pr}
6	最大压力下降速率(关闭注气)	r_{pd1}
7	最大压力下降速率(持续注气)	r_{pd2}
8	蓄压器入口处液氧温度	T_k
9	蓄压器入口处压力变化范围	p_k
10	注入气体工质温度	$T_{g,in}$
11	注气式蓄压器起动时间	t_{start}
12	蓄压器最大外廓直径	D_{max}
13	蓄压器大外廓高度	H_{max}
14	蓄压器最大结构质量	$m_{A,max}$
15	注气式蓄压器最大用气质量	$m_{g,max}$
16	注气式蓄压器最大排液质量	$m_{l,max}$
17	工作时长	t_{work}

5.1.2 耦合关系分析和设计流程

注气式蓄压器方案设计可以分为连通孔设计、气枕体积控制系统设计和结构设计三部分。这三部分设计内容之间的关系为:

1) 连通孔设计可以单独解耦。连通孔为蓄压器支路贡献了主要的阻尼和惯性,可以将连通孔设

计解耦。但在连通孔设计中,线性阻尼对总通流面积有较强的限制,而连通孔总通流面积是蓄压器惯性的主要影响因素。如果直接开孔不能充分满足惯性设计要求,则只能采用减少壁厚的方式来实现。

2) 气枕体积控制系统设计与结构设计解耦。根据(92)式,可以调节溢流管高度系数和气枕体积2个参数达到气枕等效体积要求。例如要实现10%的柔度增量,如果将高度参数增大10%,取 $a_h=0.9$,激励频率为10 Hz,根据(46)式可得

$$|a'_h|\frac{\pi D_{op}^2}{4}G_{out}=\frac{(1-|a_h|)2\pi f_d}{(\rho-|a_h|)}=0.137\ 5\quad (93)$$

如果要通过调整高度参数使得柔度增大10%,则对应高度参数调整至0.818,根据(93)式可知此时 $|a'_h|$ 与总排量之积为0.25。在不改变溢流管高度系数 a'_h 的条件下,需要将总排量增大约81%(含气相和液相)。以排放量时均值0.8 kg/s为例,假设工作时长 $t_{work}=100\text{ s}$,总排量为80 kg。如果要增大81%的总排量,需要额外排出约60 kg的推进剂。另一方面,定型的注气式蓄压器可以通过改变注气量和排气流量使特性参数具备一定的可调范围以满足不同型号和任务的需求。因此可以先假定高度参数(例如保守选取高度参数 $a_h=0.95$)优先完成注气式蓄压器的结构设计,然后完成气枕体积控制系统额定工况的设计。根据不同的任务需要,调节注、排气量,即可在一定范围内实现蓄压器柔度的调整。

5.2 注气式蓄压器特性设计

基于准稳态模型的预测结果,可以对蓄压器无量纲参数 K_U,K_B,K_0,K_I 进行优化,并选取恰当的

x_{in} 。举例而言,根据注气式蓄压器的静态分区模型,在已确定排气流量 G_{out} 的条件下,可以根据(22)式、(67)~(68)式和(73)式得到一组无量纲特性参数的解,满足该排气流量 G_{out} 在飞行过程中不随入口压力变化而发生改变。采用最小二乘方法,在目标域内选取有限个点,可以根据优化算法对无量纲参数进行求解。由于目前各参数的取值尚缺乏试验数据作为依据,采用无约束极值方法对一款理想的注气式蓄压器进行优化,优化目标为在工作过程中溢流管排量尽可能保持不变。以增压输送主管内推进剂温度 T_k 为88 K,注入气体温度 $T_{g,in}$ 为300 K为例,选取0.8~1.2 MPa为目标工作区间,目标函数是溢流管排量与初值差的平方和,即

$$f=\sum_0^n[G_{out}(P_{U,n})-G_{out}(P_{U,0})]^2\quad (94)$$

要使得溢流管排量在该压力范围内尽可能保持稳定,通过无约束极值方法得到一组解为: $K_U=0.394\ 7,K_B=2.231,K_0=0.850\ 0,K_I=0.276\ 2$ 。此时蓄压器在不同压力下气枕、液体和溢流管的工作参数如表3所示。该蓄压器的溢流管排气流量几乎不随气枕压力变化。但是该注气式蓄压器的无量纲参数 K_U 远小于 K_B ,说明气枕内以冷凝为主。参数 K_0 的值相对很小,说明蓄压器的注气量极小。 K_I 的值较小,说明蓄压器溢流管的排量较小。该方法得到的参数值只是数学上的优化解,实际的工程应用还需要考虑符合真实传热参数限制和蒸发、冷凝速率限制。

表 3 某蓄压器优化后的静态参数(T_{MP} 为 88 K, $T_{g,in}$ 为 300 K)

气枕压力 p_U/MPa	K_U	K_B	K_0	K_I	气枕温度 T_U/K	液体温度 T_B/K	入口干度 x_{in}	$G_{out}/$ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$)
0.8	0.394 7	2.231	0.850 0	0.276 2	137.94	106.94	0.188 3	8 010.02
0.9	0.394 7	2.231	0.845 8	0.277 6	140.31	110.54	0.215 9	7 970.27
1.0	0.394 7	2.231	0.846 9	0.277 2	142.46	113.85	0.243 3	7 981.01
1.1	0.394 7	2.231	0.851 0	0.275 9	144.42	116.92	0.271 0	8 019.81
1.2	0.394 7	2.231	0.856 9	0.274 0	146.21	119.79	0.299 1	8 075.33

5.3 基于 SSME 蓄压器的方案设计案例

图4为本文提出的注气式蓄压器方案设计流程。根据该流程,基于SSME蓄压器设计指标,分别

进行一款直排式支路式球形蓄压器和一款直排式环抱式柱形蓄压器设计,用于验证设计方法的可靠性和体现2种设计方案的差异性。

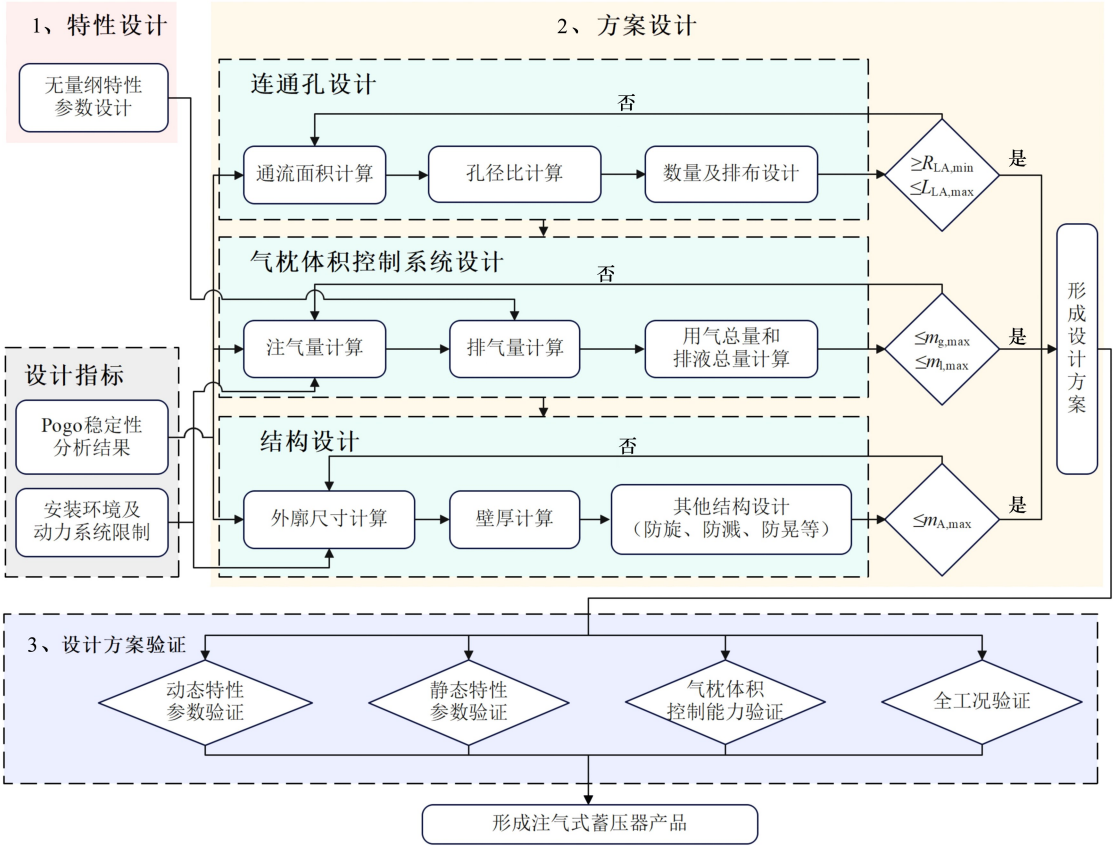


图 4 注气式蓄压器设计流程图

蓄压器的无量纲参数取 $K_U = 1.1, K_B = 5.3, K_0 = 40, K_I = 0.3$ 。以液氧密度为 $1\,130\text{ kg/m}^3$ 进行换算,根据航天飞机 Pogo 抑制系统对蓄压器的设计建议,要求其气枕有效体积应大于 0.028 m^3 ,其惯性应低于 15 m^{-1} ,阻尼设计值为 $7\,434\text{ (m}\cdot\text{s)}^{-1}$ [29]。航天飞机蓄压器的气体工质为氧气,温度为 448.7 K ,蓄压器启动时间约为 7 s 。设计过程中还对一些基本参数进行了初步取值,包括连通孔流量系数取 0.62 ,溢流管高度系数取 1.05 ,入口干度取 0.3 。蓄压器材料为 Inconel 718,密度给定为 8.24 g/cm^3 ,其屈服强

度在 90 K 条件下在 $1\,200\text{ MPa}$ 以上 [30]。据此计算得到的支路式和环抱式注气式蓄压器的设计参数与 SSME 蓄压器的参数对比如表 4 所示。其中 SSME 蓄压器的连通孔第一层采用 $110\times\text{DN}8$ 排布,总流通面积为 $0.005\,53\text{ m}^2$;第二层采用 $86\times\text{DN}12.4$ 排布,总流通面积为 $0.010\,4\text{ m}^2$ 。支路式球形和环抱式柱形蓄压器连通孔均采用 10 孔、 $\text{DN}16.9$ 排布,总流通面积均为 $0.002\,24\text{ m}^2$ 。支路式球形蓄压器方案与 SSME 蓄压器的尺寸基本一致,验证了本文提出的注气式蓄压器方案设计方法的可靠性。

表 4 注气式蓄压器设计案例

案例	注气量/ ($\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$)	排气量/ ($\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$)	溢流管 入口干度	气枕直 径/mm	气枕高 度/mm	气壁接触 面积/ m^2	液柱高 度/mm	液柱直 径/mm	液壁接 触面积/ m^2	壁厚/ mm	结构质 量/kg
实际产品 SSME 蓄压器	100	122		356				160			
支路式球形	104	111	0.30~0.32	383		0.46	88	160	0.044	0.7	2.9
环抱式柱形	104	111	0.30~0.32	374	328	0.86	250	250	0.42	1.4	14.8

相同性能设计要求条件下,环抱式与支路式蓄压器的主要差异可以归结为结构、热管理和流动管理。在结构方面,根据表 4 可以看出环抱式蓄压器结构质量大、加工难度大,但最大包络尺寸更小,适用于动力系统空间较为紧凑的情况。在热管理方面,环抱式蓄压器的气枕与主管面接触,不考虑热防护条件下气枕与壁面的平均换热系数更大,导致气枕增压效率低。所以在空间允许的情况下,一般可以优先考虑采用支路式蓄压器。

6 结 论

本文获得的主要结论为:

1) 溢流管采用长孔径比或细长管方案更有利于提高注气式蓄压器的液面控制能力。该种溢流管能在进液质量流率大幅变化的同时实现进气质量流量的稳定,且其排气流量放大比相比短孔径孔板方案能够提高 1.5 倍。

2) 建立了考虑气液界面处相变和溢流管内临界流动过程的注气式蓄压器动态特性参数模型。该模型表明,注气式蓄压器的滤波效果主要与蓄压器柔度和溢流管高度系数有关,受排气量影响较小,且

直排式蓄压器排气量至少要超过百克每秒对低频 Pogo 抑制的增益才能达到 10%。

3) 建立了一种注气式蓄压器静态特性参数模型,能够根据蓄压器入口压力的变化曲线预示蓄压器在工作过程中的参数变化。注气式蓄压器的静态特性主要取决于气壁、气液和液壁的换热特性以及进排气的相对焓量,可用 4 个无量纲参数表征。

4) 通过最小二乘方法和梯度优化方法找到了一组无量纲参数的优化数值解,能够在注气式蓄压器入口压力大范围变化的条件下实现其静态特性参数的稳定。预示结果表明,气枕压力从 0.8 MPa 提高至 1.2 MPa,气枕和液体温度变化不超过 10%,溢流管内质量流率变化不超过 1%。

5) 注气式蓄压器的注气量和排气量决定了蓄压器的气枕体积控制能力。注气量决定了系统的启动时间,排气量决定了系统能够承受的最大压力下降低速率,两者之比受蓄压器无量纲参数的限制。

6) 提出了将结构、热管理和流动管理解耦的注气式蓄压器设计方法,给出了一般性的指标体系。该方法为注气式蓄压器设计提供了依据,能够为动力系统频域和时域分析提供完整的蓄压器模型。

参考文献:

- [1] 王小军,于子文,张兵,等.国内外运载火箭 POGO 抑制技术研究进展[J].中国科学:技术科学,2014,44:492-503.
WANG Xiaojun, YU Ziwen, ZHANG Bing, et al. Progress of POGO suppression technology of launch vehicles at home and abroad[J]. Scientia Sinica Technologica, 2014, 44: 492-503. (in Chinese)
- [2] RUBIN S. Prevention of coupled structure-propulsion instability(POGO)[R]. NASA-SP-8055, 1970.
- [3] 司徒斌,高普云.低温运载火箭 POGO 抑制系统研究[J].低温工程,2006,2:58-64.
SITU Bin, GAO Puyun. Research on POGO prevention system of low temperature carrier rocket[J]. Cryogenics, 2006, 2: 58-64. (in Chinese)
- [4] 张智,王楠,刘竹生.中国载人运载火箭 POGO 抑制技术研究[J].中国科学:技术科学,2014,44:504-509.
ZHANG Zhi, WANG Nan, LIU Zhusheng. POGO reduction technology of chinese manned launch vehicles[J]. Scientia Sinica Technologica, 2014, 44: 504-509. (in Chinese)
- [5] 张青松,范瑞祥,尹永婧,等.液体火箭金属膜盒式蓄压器的动力学模型[J].火箭推进,2021,47(2):81-86.
ZHANG Qingsong, FAN Ruixiang, YI Yongjing, et al. Dynamic model study of metal bellows accumulator for liquid launch vehicles[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2021, 47(2): 81-86. (in Chinese)
- [6] RILEY G F, STERETT J B. Saturn V/Apollo vehicle pogo stability problems and solutions[C]//AIAA 7th Annual Meeting and Technical Display, Houston, TX, 1970: 1-19.
- [7] SWANSON L A, GIEL T V. Design analysis of the Ares I POGO accumulator[C]//The 45th Joint Propulsion Conference & Exhibit, Denver, CO, 2009: 1-12.
- [8] FENWICK J R, JONES J H, JEWELL R E. Space shuttle main engine(SSME) pogo testing and results[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 1982, 70(suppl.1): 1-20.

- [9] WORLUND A L, JAMIESON J, COLE T W, et al. Cryogenic propellant management: integration of design, performance and operational requirements[C]//Space Shuttle Technical Conference, Houston, TX, 1985.
- [10] PAYNE J G, RUBIN S. POGO suppression on the Delta vehicle[R]. SAMSO-TR-1974-187, 1974.
- [11] MULLER S, BREVIERE F, KERNILIS A, et al. Influence of pump cavitation process on POGO diagnosis for the A5E/CA upper stage[C]//46th Joint Propulsion Conference & Exhibit, Nashville, 2010.
- [12] IACOPOZZI M, LIGNAROLO V, PREVEL D. POGO characterisation of Ariane V turbopump LOX pump with hot water[C]//31st Joint Propulsion Conference and Exhibit, San Diego, 1995.
- [13] MORI H. POGO analysis based on N-II/H-I vehicle flight data. N-II/H-I rocket no flight data[J]. Journal of the Japan Society for Aeronautical and Space Sciences, 1991, 39(445): 71-80.
- [14] UJINO T, MORINO Y, KOHSETSU Y, et al. POGO analysis on the H-II launch vehicle[C]//16th International Symposium on Space Technology and Science, 1989: 460-467.
- [15] NAGAI H, NODA K, YAMAZAKI I, et al. Status of H-II rocket first stage propulsion system[J]. Journal of Propulsion and Power, 1992, 8(2): 313-319.
- [16] 万屹仑, 付欣毓, 张黎辉, 等. 注气式蓄压器系统工作特性仿真分析[J]. 火箭推进, 2018, 44(3): 37-42.
WAN Yilun, FU Xinyu, ZHANG Lihui, et al. Simulation analysis on operating characteristics of gas-filled accumulator system[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2018, 44(3): 37-42. (in Chinese)
- [17] 王楠, 容易, 胡久辉, 等. 注气式 POGO 抑制系统模型研究[J]. 导弹与航天运载技术, 2020(5): 32-37.
WANG Nan, RONG Yi, HU Jiuhui, et al. Model study on gas-injected POGO suppression system[J]. Missiles and Space Vehicles, 2020(5): 32-37. (in Chinese)
- [18] 张青松, 范瑞祥, 张兵, 等. 液体火箭注气式蓄压器工作过程仿真及控制规律研究[J]. 导弹与航天运载技术, 2022(6): 74-78.
ZHANG Qingsong, FAN Ruixiang, ZHANG Bing, et al. Research on gas-filled accumulator system simulation and control law of liquid launch vehicle[J]. Missiles and Space Vehicles, 2022(6): 74-78. (in Chinese)
- [19] 张青松, 范瑞祥, 张兵, 等. 低温液体火箭注气式蓄压器总体方案研究[J]. 导弹与航天运载技术, 2021(3): 61-65.
ZHANG Qingsong, FAN Ruixiang, ZHANG Bing, et al. Study of gas filled accumulator system scheme for cryogenic rocket[J]. Missiles and Space Vehicles, 2021(3): 61-65. (in Chinese)
- [20] 马方超, 刘文川, 陈牧野, 等. 注气式蓄压器自由液面控制技术研究[J]. 导弹与航天运载技术, 2020(4): 63-67.
MA Fangchao, LIU Wenchuan, CHEN Muye, et al. Research on liquid surface control technology of gas filled accumulator[J]. Missiles and Space Vehicles, 2020(4): 63-67. (in Chinese)
- [21] 史童, 梁国柱, 潘辉, 等. 运载火箭注气式蓄压器联通孔流量特性数值仿真研究[J]. 推进技术, 2023, 44(4): 1-11.
SHI Tong, LIANG Guozhu, PAN Hui, et al. Numerical simulation study on flow characteristics of communication port in a launch vehicle gas-filled accumulator[J]. Journal of Propulsion Technology, 2023, 44(4): 1-11. (in Chinese)
- [22] 史童, 何允钦, 梁国柱, 等. 液体火箭注气式蓄压器流动阻尼理论模型[J]. 北京航空航天大学学报, 2026, 52(1): 214-222.
SHI Tong, HE Yunqin, LIANG Guozhu, et al. Theoretic model of flow resistance for gas-filled accumulators in liquid rockets[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2026, 52(1): 214-222. (in Chinese)
- [23] 朱洪来, 赵立伟, 梁红义, 等. 基于分区模型的液氢贮箱地面温度与压力分布研究[J]. 载人航天, 2023, 29(5): 604-609.
ZHU Honglai, ZHAO Liwei, LIANG Hongyi, et al. Research on ground thermal stratification and pressure distribution of liquid hydrogen tank based on partition model[J]. Manned Spaceflight, 2023, 29(5): 604-609. (in Chinese)
- [24] ZILLIAC G, KARABEYOGLU A. Modeling of propellant tank pressurization[C]//The 41st Joint Propulsion Conference & Exhibit, Tucson, AZ, 2005.
- [25] KIM S M, MUDAWAR I. Review of two-phase critical flow models and investigation of the relationship between choking, premature CHF, and CHF in micro-channel heat sinks[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 87: 497-511.
- [26] HENRY R E, FAUSKE H K. The two-phase critical flow of one-component mixtures in nozzles, orifices, and short tubes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1971, 93(2): 179-187.
- [27] RANSOM D L, DOIRON H H. Experimentally validated pogo accumulator flow resistance model[C]//47th Joint Propulsion

Conference & Exhibit, San Diego, CA, 2011: 1-12.

- [28] LAU K K, EDGE K A, JOHNSTON D N. Impedance characteristics of hydraulic orifices[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1995, 209: 241-253.
- [29] LOCKK M H, RUBIN S. Analysis of pogo on the space shuttle: accumulator design guidelines and planar multiengine model development[R]. ATR-1976(7475)-1, 1976.
- [30] YAO C G, LV H J, YI D Q, et al. Microstructures and mechanical properties of Inconel 718 alloy at ultralow temperatures[J]. Journal of Materials Engineering and Performance, 2018, 27: 2060-2069.

Study on characteristics and solution design of gas-filled accumulator in liquid rocket

SHI Tong^{1,2,3}, HE Yunqin^{1,2}, LIANG Guozhu^{1,2}

(1.School of Astronautics, Beihang University, Beijing 102206, China;
2.National Key Laboratory of Aerospace Liquid Propulsion, Beihang University, Beijing 102206, China;
3.Beijing Institute of Astronautical Systems Engineering, Beijing 100076, China)

Abstract: The gas-filled accumulator is a supply system component used to suppress the longitudinal oscillation of liquid rockets. To predict the dynamic and static characteristics of the accumulator, and realize its overall design, a gas-filled accumulator partition model is proposed based on the lumped parameter method, which includes the over-heated zone, saturated zone, overcooled zone, two-phase critical zone and solid zone. Under the assumption of small pulsation, analytical formulas for accumulator impedance are derived through linearization of the partitioned model. Under the quasi-steady assumption, analytical formulas for the static characteristic parameters, including the temperature of the ullage and bulk liquid, the ullage pressure, and the flow rate inside the overflow pipe, varying with accumulator inlet pressure, are derived in time domain, and the dimensionless parameters characterizing the accumulator's time-domain working characteristics are given. The ullage volume control capability of the gas-filled accumulator is studied, and the calculation method of the accumulator's start-up time, pressure change rate and emptying time was given. Based on the characteristic analysis, the design method and design process of the gas-filled accumulator are proposed, and a design case is given. This gas-filled accumulator solution design method can provide a reference for engineering design.

Keywords: liquid rocket; gas-filled accumulator; working characteristics; design method; Pogo suppression

引用格式: 史童, 何允钦, 梁国柱. 液体火箭注气式蓄压器特性分析与方案设计研究[J]. 西北工业大学学报, 2026, 44(2): 255-270.

SHI Tong, HE Yunqin, LIANG Guozhu. Study on characteristics and solution design of gas-filled accumulator in liquid rocket[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2026, 44(2): 255-270. (in Chinese)