抑制纵向耦合振动蓄压器设计问题探讨

汪　　钺

摘　要

本文论述抑制纵向耦合振荡蓄压器设计中降频要求和消减管道中压力脉动要求的合理折衷问题。提出了"谐振型蓄压器"和"容抗型蓄压器"两类不同的设计方案，分析了两者的特点和容抗型蓄压器的优点。本文还讨论了蓄压器自振频率的试验测定问题。

主题词：1.阻尼器——设计　2.液体推进剂火箭发动机——压力振荡　3.振荡器：阻尼器

符　号　表

I_1、I_2——蓄压器前、后抽吸管段液感

C_1——蓄压器前抽吸管段液容

C_b——抽吸管末端（泵入口）集总液容

I_a——蓄压器有效液感（$=L_{ae}/A_o g$）

$G_1G_2G_a$——管段中和流入蓄压器的脉动流量

C_a——蓄压器液容（$=V_g\cdot\rho\cdot g/\beta g$）

X——泵壳纵向振动位移。

F——泵入口抽吸管通道截面面积

G_p——泵壳纵向振动激励出的脉动流量

B——系数

g——加速度

R_a——蓄压器阻尼（s/cm^2），$R_a=R_H/A_o$

p_s——抽吸管末端压力

L_{ac}——液感孔有效长度

R_H——液感孔阻力系数，液感孔对脉动流体质量阻尼力为$R_H G_a$，(s)

β_g——蓄压器气腔体积弹性模数

V_a——蓄压器气腔容积

ρ——介质密度

T——蓄压器时间常数（$=\sqrt{I_aC_a}$）

ζ——相对阻尼系数$\left(=\dfrac{R_H}{2A_o}\sqrt{\dfrac{C_a}{I_a}}\right)$

一、几个基本方程的推导

1.　带蓄压抽吸系统一阶共振频率公式

假设抽吸管路不可压缩，则$C_1\approx 0$，整个管路柔性都"集总"在抽吸管末端。如略去阻尼，则此抽吸管系统相当于图 2 所示的串并联等效电路。

系统的输入阻抗：

$$Z_s(\omega)=j\omega I_1+j\frac{(\omega^2I_2C_b-1)(\omega^2I_2C_a-1)}{(\omega^3I_2C_aC_b+\omega^3I_aC_aC_b-\omega C_b-\omega C_a)}$$

$$=j\frac{\omega^4C_aC_b(I_1I_2+I_1I_a+I_2^2)-\omega^2(I_1C_b+I_1C_a+I_2C_b+I_2C_a)+1}{\omega^3C_aC_b(I_2+I_a)-\omega(C_a+C_b)}\qquad(1)$$

$Z_s(\omega)=0$，整个系统发生谐振。这时大液感I_1将起支配作用，因此可以略去较小的I_2和I_a，

由（1）式得：

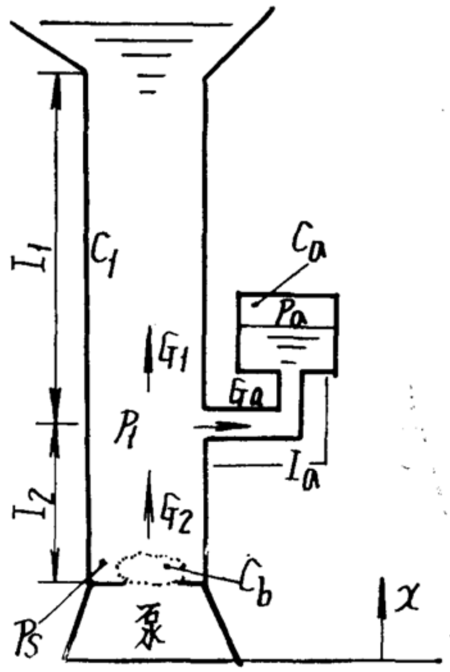

图1 装有蓄压器的抽吸系统简图

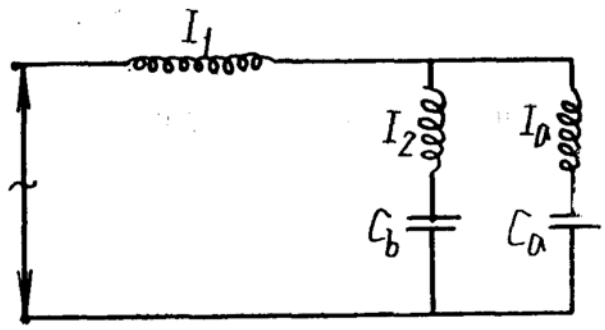

图 2

$$-\omega^2 I_1(C_a + C_b) + 1 = 0$$

$$\omega = \frac{1}{\sqrt{I_1(C_a + C_b)}} \qquad (2)$$

（2）式即文献〔1〕中的公式（1），即该文所谓的"一阶响应频率"。这是一个只考虑管端集总柔度的频率公式。当蓄压器加上去后，由于管端柔度显著增加，用（2）式计算系统一阶频率是完全可以的。

根据抽吸系统的降频要求，可由(2)式计算蓄压器的柔度C_a，从而确定蓄压器气腔容积。

2． **带蓄压器抽吸系统并联支路谐振频率公式**

（1）式中若$Z_s(\omega) = \infty$，则并联支路谐振，这时，整个线路上脉动流量为零，大液感I_1几乎不起作用，但两个支路的脉动流量并不为零，而是一进一出，互相抵偿，使结点处脉动流量的代数和为零。

由（1）式可知，这时：

$$\omega^3 C_a C_b (I_a + I_2) - \omega(C_a + C_b) = 0$$

$$\omega = \sqrt{\frac{C_a + C_b}{C_a C_b (I_a + I_2)}} \qquad (3)$$

（3）式即文献〔1〕中的公式（3），就是该文所谓的"二阶响应频率"。

从推导可以看出，称这个频率为二阶频率是不合适的，容易引起误会，似乎加上蓄压器会使抽吸系统二次振型频率提高。因此，称之为"抽吸系统并联支路谐振频率"更合理。

这样，蓄压器设计的另一个要求就应当是：装上蓄压器后，抽吸管路并联支路谐振频率应高出弹体结构较高次振型（例如二次振型）频率一定数值。

3． **带蓄压器抽吸管路"反共振频率"公式**

图1所示抽吸系统中，流体脉动是由于泵壳的纵向振动所激发。

设泵壳纵向振动运动方程为：

$$x = A\sin\omega t$$

则

$$\frac{dx}{dt} = A\omega\cos\omega t$$

$$G_p = F\rho g\frac{dx}{dt} = F\rho g A\omega\cos\omega t$$

$$\frac{dG_p}{dt} = -F\rho g A\omega^2\sin\omega t = B\cdot\dot{g} \tag{4}$$

根据图 1 系统列写动态方程组：

$$I_2\frac{dG_2}{dt} = p_s - p_1 \tag{5}$$

$$I_1\frac{dG_1}{dt} = p_1 \tag{6}$$

$$I_a\frac{d^2G_a}{dt^2} + R_a\frac{dG_a}{dt} + \frac{1}{C_a}G_a = \frac{dp_1}{dt} \tag{7}$$

$$G_2 = G_1 + G_a$$

$$\frac{dG_2}{dt} = \frac{dG_1}{dt} + \frac{dG_a}{dt} \tag{8}$$

$G_2 = G_p - G_b = G_p - C_b\frac{dp_s}{dt}$代入（8）式得

$$\frac{dG_2}{dt} = \frac{dG_p}{dt} - C_b\frac{d^2p_s}{dt^2} \tag{9}$$

将(9)、(4)式代入(5)得：

$$p_s + I_2C_b\frac{d^2p_s}{dt^2} - p_1 = I_2B\dot{g} \tag{5'}$$

将(8)、(4)式代入(6)式得：

$$I_1C_b\frac{d^2p_s}{dt^2} + p_1 + I_1\frac{dG_a}{dt} = I_1B\dot{g} \tag{6'}$$

联立(5′)、(6′)和(7)，并进行拉氏变换，略去蓄压器的阻尼，解得：

$$\frac{p_s}{\dot{g}} = B\frac{(I_aI_2 + I_aI_1 + I_1I_2)S^2 + \dfrac{I_1 + I_2}{C_a}}{(I_aI_2C_b + I_1I_2C_b + I_1I_aC_a)\ S^4 + \left(I_a + I_1 + I_2\dfrac{C_b}{C_a} + I_1\dfrac{C_b}{C_a}\right)S_2 + \dfrac{1}{C_a}} \tag{10}$$

(10)式即泵入口压力对泵壳体纵向振动加速度的传递函数。抽吸管道的反共振频率，就是这个传递函数出现零点的频率：

$$(I_aI_2 + I_aI_1 + I_1I_2)S^2 + \frac{I_1 + I_2}{C_a} = 0$$

因蓄压器装在泵入口附近，I_2相对说是一个微量，上式可以近似表示为：

$$(I_aI_2 + I_aI_1 + I_1I_2 + I_2^2)S^2 \approx -\frac{I_1 + I_2}{C_a}$$

$$S^2 = -\frac{1}{(I_a + I_2)C_a}$$

$$\omega \approx \frac{1}{\sqrt{(I_a + I_2)C_a}} \tag{11}$$

(11)式即文献〔1〕中的(4)式。

显然，为了在弹体结构纵向一次振型频率附近使泵入口压力脉动最小，带蓄压器抽吸系统应当在这个频率处产生反共振；或者说，带蓄压器抽吸系统的$p_s/\dot{g}$传递函数应当在弹体结构一次振型频率处出现零点。

若一个带蓄压器的激振试验系统如图 3 所示，则抽吸管末端压力p_s对激振活塞加速度的传递函数(略去小液感I_2)为：

$$\frac{p_s}{\dot{g}} = \frac{I_1\left(I_a S^2 + R_a S + \dfrac{1}{C_a}\right)}{D(S)} \tag{12}$$

$$D(S) = \begin{vmatrix} I_1 C_b S^2 & (I_1 C_g S^2 + 1) & I_1 S & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & S & \left(I_a S^2 + R_a S + \dfrac{1}{C_a}\right) & 0 \\ (I_3 C_b S^2 + 1) & -1 & 0 & 0 \end{vmatrix}$$

式(12)表明，图示试验系统的$p_s/\dot{g}$ 传递函数零点，就是蓄压器特征方程的根，即试验系统的反共振频率就是蓄压器自己的谐振频率。这是试验系统与实际系统不同之处。

因此，激振试验中，用$p_s/\dot{g}$ 传递函数得到的反共振频率，当为蓄压器的谐振频率。

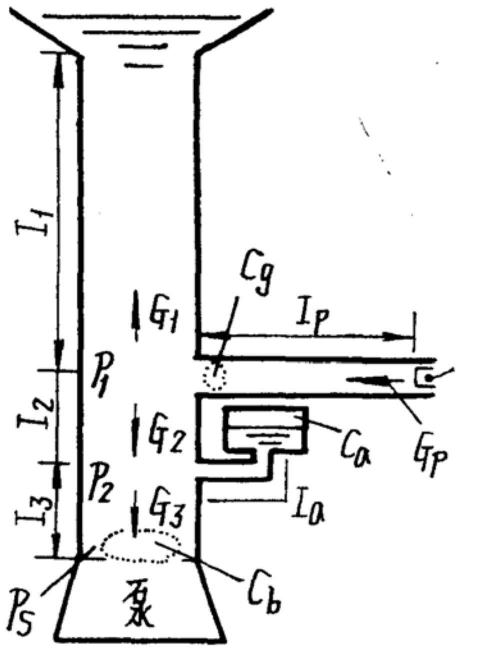

图 3

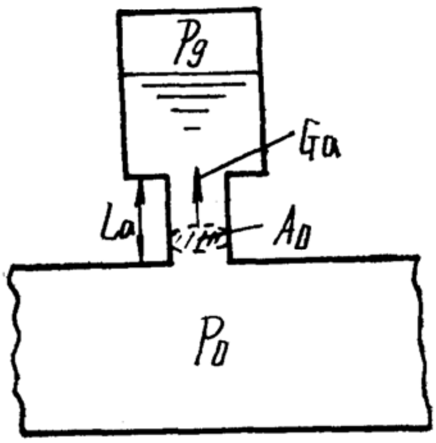

图 4

如蓄压器阻尼甚小可以略去，并且I_2相对于I_a也可以略去时，蓄压器谐振频率就近似于由(11)式确定的反共振频率。

4. 蓄压器动态方程

本文将不详细推导蓄压器动态方程。仅仅为后面讨论需要，对动态方程稍作分析。

图 4 所示蓄压器方程为：

$$I_a\frac{d^2G_a}{dt^2}+R_a\frac{dG_a}{dt}+\frac{1}{C_a}G_a=\frac{dp_o}{dt} \tag{13}$$

把式(13)写成标准二阶振荡环节动态方程形式：

$$T^2\ddot{G}_a+2\zeta T\dot{G}_a+G_a=\frac{dp_0}{dt} \tag{14}$$

蓄压器时间常数的倒数$\frac{1}{T}$即其无阻尼自然频率。一般这个频率是由抽吸系统的反共振频率要求决定的；而C_a则由抽吸系统降频要求确定。

阻尼系数愈大，表明蓄压器愈不易振荡起来，其消减压力脉动的性能也越差。表面上看来，ζ的表达式表明，C_a增大，I_a减小会引起ζ增大；实际上，增大液感孔径，增加孔数，虽然$\bar{I}_a$要减小，但阻尼却因A_0之增大而急剧下降。总的效果是使阻尼ζ下降。

例如，若蓄压气器腔容积$V_a=0.7L$，假设$R_H=0.1s$不随液感孔的增加而减小，那么在三种液感孔设计下，蓄压器阻ζ值如下：

液感孔径/孔数	Ia (s^2/cm^2)	ζ
Φ3/24	3.24×10^{-4}	0.545
Φ6/54	5.41×10^{-5}	0.148
Φ6/84	3.48×10^{-5}	0.119

若计及R_H随液感孔增加也要下降的话，ζ下降应更多一些。

由此看来，蓄压器容腔取得过小(C_a小)，为了满足反共振频率要求，I_a就要比较大，这常常引起蓄压器阻尼增大，使蓄压器振荡特性变坏。

二、蓄压器设计参数选择的几个问题

1. 降频与消减压力脉动的折衷

抽吸管路上装蓄压器的第一个目的是为了将抽吸系统的一阶频率降低到要求值。根据降频要求，由(2)式计算出蓄压器的C_a，从而决定其气腔容积。蓄压器另一个主要作用是要在感兴趣的领域内，特别是在结构的纵向一次振型频率附近能有效地消减压力脉动对泵入口的影响；这个作用类似于液压管路上隔离液压泵脉动的蓄压器。

蓄压器对压力脉动的隔离作用，取决于其阻抗特性，使其输入阻抗最小的脉动频率分量，能最有效地被它隔离。因此，从消减压力脉动角度出发，希望蓄压器在感兴趣的频域内输入阻抗尽可能小。

蓄压器输入阻抗表达式为：

$$|Z_s(\omega)|=\sqrt{R_a^2+\left(\omega I_a-\frac{1}{\omega C_a}\right)^2} \tag{15}$$

对一定气腔容积的蓄压器，其液感孔设计与其输入阻抗的关系，示于图5；对同一液感孔设计，不同气腔容积与其输入阻抗的关系，示于图(6)。

由图(5)和式(15)看出，低频范围内，蓄压器输入阻抗中容抗是主要的。因此，从消减管道脉动压力对泵入口影响来考虑，希望蓄压器容抗尽可能小，即希望气腔容积尽可能大些。

仅从严格的理论降频要求来说，可能并不需要很大的名义蓄压器气腔容积，但因其输入阻抗在低频范围内对气腔容积非常敏感（例如在10Hz时，一个0.7L蓄压器的阻抗要比一个1.4L的蓄压器阻抗大一倍），从消减压力脉动影响角度来说，用小容腔显然是不利的。

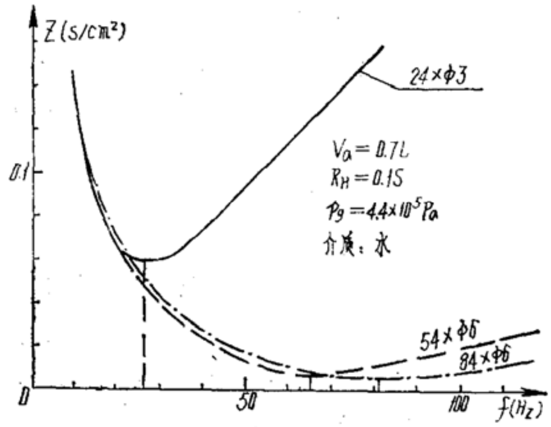

图 5 蓄压器输入阻抗与液感孔设计关系

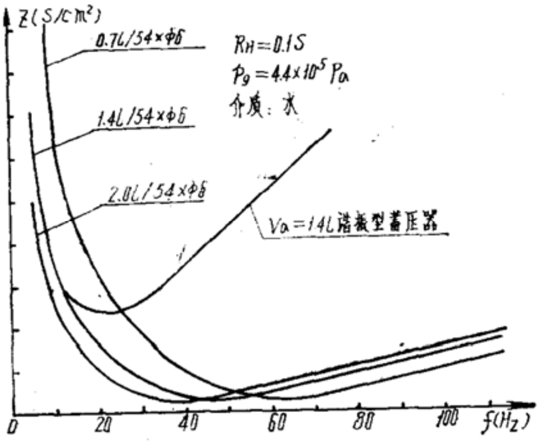

图 6 蓄压器输入阻抗与气腔容积关系

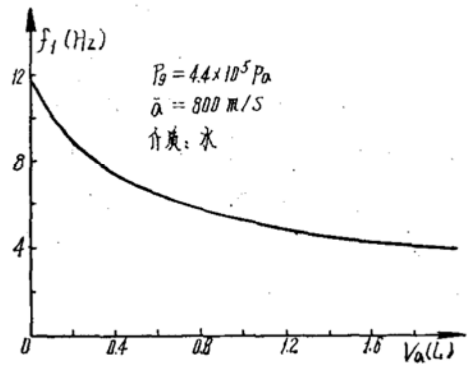

图 7 一阶频率与蓄压器气腔容积关系

计算表明，随着蓄压器气腔容积增大，抽吸系统一阶频率对气腔容积变化的敏感性迅速减小。图7为一蓄压器气腔容积对一假设抽吸系统一阶频率影响曲线。可以看出，气腔容积超过0.5L后，抽吸系统一阶频率对容积进一步增大已很不敏感。V_a从0.7L增至1.4L，一阶频率仅下降1H_z左右，而这一容积的增加对降低蓄压器输入阻抗，消减压力脉动影响却带来很大好处。这是确定蓄压器设计参数时应当全面权衡的一个问题。

2. "谐振型蓄压器"的设计问题

为了在结构一次振型频率附近起最大的消减压力脉动作用，蓄压器液感孔设计应与其液容匹配，使按(11)式计算的反共振频率接近结构的纵向一次振型频率。如蓄压器装在近泵入口，且其阻尼很小时，这反共振频率接近蓄压器谐振频率。

事实上，蓄压器谐振时，相当于一个赫姆霍兹谐振器，其输入阻抗最小，等于其阻尼R_a，在这个状态下工作，其消减压力脉动效果亦应最好。这种液感、液容匹配，谐振频率接近结构一次纵向振型频率的蓄压器，可以称之为"谐振型蓄压器"。

蓄压器气腔容积由降频要求确定后，液感孔设计也就由对其谐振频率（或系统反共振频率）的要求决定了。蓄压器气腔容积选得过小，为了得到同样的谐振频率(特别是反共振频率很低时）要求有大的液感。为得到大液感而将液感孔设计得过小，将使阻尼R_a增大，从而使蓄压器在相当大的一个频域内(包括谐振频率点在内)输入阻抗大大增加，如图6所示。这对消减压力脉动非常不利。在设计蓄压器时，是应当注意这一个问题的。

3. "容抗型蓄压器"的设计问题

为避免液感匹配引起蓄压器输入阻抗过份增大，可以考虑不设计"谐振型蓄压器"，而设计一种"容抗型蓄压器"。所谓"容抗型蓄压器"，是其气腔容积按降频和消减压力脉动效果综合选

择，而液感孔则主要从结构上考虑以尽可能减小阻尼为原则，不要求液感匹配。

这种蓄压器在低于蓄压器谐振频率（或系统反共振频率）频段内，输入阻抗与“谐振型”基本一样；但在包括反共振频率点在内的一个很宽的频段内，输入阻抗均比“谐振型”的低。这一点从图6上$V_a=1.4L$的两只蓄压器阻抗曲线比较中可以清楚看出。

由于液感I_a设计得小，对提高由(3)式决定的抽吸系统并联支路谐振频率也有好处。

综上所述，在蓄压器气腔容积比较小时，“容抗型蓄压器”是一种比较合理的设计途径。

三、蓄压器自振频率的试验测定问题

蓄压器自振频率（或通过自振频率求蓄压器液感）一般要用试验方法测定，试验通常在模拟试验管路上通过激振来进行。从原理上说，就是利用(12)式所反映的特性，即在装蓄压器的激振试验系统中，蓄压器的自振频率就是系统的反共振频率，在这个频率处，管端压力对激振活塞加速度的传递函数$p_s/\dot{g}$应出现极小值点。判别蓄压器谐振频率一般应根据此传递函数的极小值点而不应根据响应谱(特别当激振输入为定位移时)。

管端装上蓄压器，使该端柔度大大增加，阻抗大大降低，在激振试验中很容易激发起近二分之一波振型，其频率主要由蓄压器安装点至贮箱出口管段长度和该管段之波速决定蓄压器液感的变化，对此频率影响甚微，用这个频率来确定蓄压器谐振频率(或蓄压器液感)，可能产生很大误差。此外，对小阻尼蓄压器，在其谐振频率附近，其阻抗曲线很平坦（见图5）、频率在一定范围变化，不会引起$p_s/\dot{g}$传递函数幅值的明显变化，难以准确判定蓄压器谐振频率点。因此要准确测定蓄压器谐振频率（特别是小阻尼蓄压器）是困难的。如果采用“容抗型蓄压器”方案，当然就不需要准确的液感数据了。

参 考 文 献

〔1〕 AIAA №.69-547.