

文章编号: 1000-8055(2022)06-1336-09

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20210660

某型氢氧火箭发动机频率特性 模块化建模计算分析

张万旋, 张 箭, 张 楠

(中国航天科技集团有限公司 北京航天动力研究所, 北京 100076)

摘 要: 为分析某型氢氧火箭发动机频率特性, 建立了主、副系统耦合的线性化动态模型; 通过一维分布参数模型描述管路特性; 采用考虑熵波的绝热流动模型描述燃烧组件特性; 推导了转速脉动反馈的传递函数, 采用考虑气蚀效应的模型描述泵组件; 采取有理近似式表达分布式参数模型和热力组件中的超越函数。在 Simulink 平台上建立模块化仿真模型, 采用扫频法获取频率特性, 并利用热试车数据进行验证。结果表明, 所开发的模块化仿真库对工程应用十分友好, 可用于分析发动机系统低频至中频频率特性; 该型发动机在燃气脉动激励下将产生主系统 10、165 Hz 和副系统 124、204 Hz 的频率响应; 考虑转速脉动反馈计算所得特征频率更加准确; 增加泵前管路局部流阻和燃气发生器喷注压降, 可提高发动机系统稳定性。

关 键 词: 频率特性; 模块化建模; 耦合系统; 稳定性分析; 近似模型

中图分类号: V430

文献标志码: A

Calculation and analysis by modular modeling for frequency characteristics of a LOX/LH₂ rocket engine

ZHANG Wanxuan, ZHANG Jian, ZHANG Nan

(Beijing Aerospace Propulsion Institute,
China Aerospace Science and Technology Corporation, Beijing 100076, China)

Abstract: In order to analyze the frequency characteristics of a LOX/LH₂ rocket engine, an engine linearized dynamic model with main and subsidiary systems coupled was developed, including pipelines described by one-dimensional distributed parameter model, combustion components described by adiabatic flow model considering entropy wave and pumps components were described by model considering cavitation. The transcendental functions in thermodynamic component models and distributed parameter models were expressed by rational approximation. After establishing modular simulation model in Simulink, a frequency sweep was conducted to obtain the frequency characteristics, and hot test data was implemented in validation. The result showed that the modular simulation library is user-friendly, and is capable of analyzing the low to medium frequency characteristics of the engine system. Under the excitation of gas pulsation, the engine produced the frequency response of 10 and 165 Hz in main system and 124 and 204 Hz in subsidiary system. The calculated characteristics frequency showed better accuracy while considering the rotation speed feedback. The stability of the en-

收稿日期: 2021-11-20

作者简介: 张万旋(1994—), 男, 博士生, 主要从事液体火箭发动机系统设计和故障诊断研究。

引用格式: 张万旋, 张箭, 张楠. 某型氢氧火箭发动机频率特性模块化建模计算分析[J]. 航空动力学报, 2022, 37(6): 1336-1344.
ZHANG Wanxuan, ZHANG Jian, ZHANG Nan. Calculation and analysis by modular modeling for frequency characteristics of a LOX/LH₂ rocket engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(6): 1336-1344.

gine system was improved while increasing the local resistance of the pipeline before the pump or increasing the pressure drop of the gas generator injection.

Key words: frequency characteristics; modular modeling; coupled system; stability analysis; approximate model

发动机频率特性是推进系统稳定性^[1]、控制系统设计^[2]、火箭纵向耦合振动稳定性分析^[3-5]的基础,研究频率特性既可以进行稳定性分析、提高动力系统可靠性,又可以认识和优化发动机的响应特性。因此,开发支持低/中频计算的,具备模块化建模能力以提高工程易用性的,考虑主、副系统耦合效应的全系统频率特性模型具有十分重要的意义。

在低频范围内,管路集中参数模型可以满足频率特性分析需求,此时泵气蚀效应是纵向稳定性分析的重要因素。文献[6]指出,即使在低频范围,考虑熵波(绝热模型)和不考虑熵波(瞬时混合模型)也会带来频率特性分析结果显著差异;在中频范围内,需采取管路分布式模型和熵波热力组件模型来获取更精确的频率特性。陈琪锋等^[7]建立了基于分布参数线性化模型的分级燃烧循环发动机频域代数方程组,采取数值解计算了系统频率特性。王珏等^[8]针对某燃气发生器循环氢氧发动机建立了频域线性化方程组,求解得到扰动量作用下系统变量的频率响应特性。刘上等^[9-10]建立了考虑熵波和声学效应的热力组件模型,对某液氧煤油发动机中频响应特性进行了计算。以上研究多采用解频域代数方程,工程易用性不高,并且未重点考虑主、副系统耦合效应。

本文以某型发动机为研究对象,在建立各组件数学模型的基础上,从以下三方面开展动态仿真建模计算和稳定性分析:第一,基于扭矩平衡方程,分析影响泵转速的扰动因素,推导副系统到主系统的反馈方程,建立主、副系统耦合的全系统频率特性模型;第二,推导适合时域扫频的四端网络矩阵传递函数,在 Simulink 上封装易于工程实现的模块化建模库;第三,利用 Pade 近似式逼近纯延迟环节,采用近似算法将管路分布式模型中的双曲函数和贝塞尔函数转化为有理式,建立适合模块化建模的分布式管路和热力组件绝热流动模型,将系统频率分析范围由低频延伸到中频。

1 频率特性数学模型

某燃气发生器循环氢氧发动机系统如图1所示。系统主要由导管、离心泵、涡轮、阀门、气蚀管、头腔、喷注器、热力组件(推力室和燃气发生器)等构成。

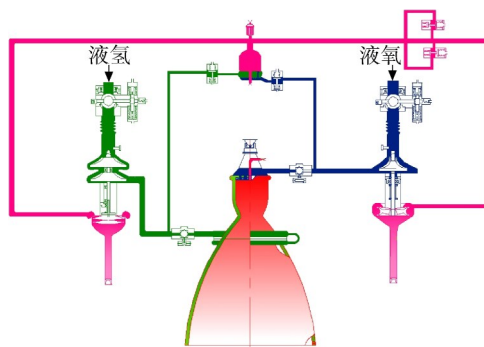


图1 某燃气发生器循环氢氧发动机系统简图

Fig.1 System scheme of a gas generator cycle LOX/LH₂ engine

1.1 液体管路模型

根据等截面一维分布参数流体管道动量方程和连续方程,管路分布式模型由下式给出:

$$\begin{bmatrix} p_2 \\ q_{v2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \operatorname{ch} \Gamma(s) & -Z_c(s) \operatorname{sh} \Gamma(s) \\ -\frac{1}{Z_c(s)} \operatorname{sh} \Gamma(s) & \operatorname{ch} \Gamma(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ q_{v1} \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中下标 1、2 表示入口、出口, p 、 q_v 分别为脉动压力和体积流量, s 为拉普拉斯变换中的微分算子, $\Gamma(s) = \tilde{\gamma}(s) \tilde{L}$ 为传播算子, $\tilde{\gamma}(s) = \sqrt{Z(s)Y(s)}$ 为传播常数, $\tilde{L}$ 为管路长度, $Z_c(s) = \sqrt{Z(s)/Y(s)}$ 为特征阻抗, $Y(s) = \frac{A}{\rho a^2} s$ 为并联导纳, A 为管路流通面积, a 为流体声速, ρ 为流体密度, 串联阻抗 $Z(s) = \frac{\rho}{A} s + \frac{4\tilde{m}_{\text{pipe}}}{DA^2} + \frac{\rho}{A} s \tilde{G}(s)$, $\tilde{m}$ 为质量流量, 下标 pipe 表示管路, D 为当量直径, $\tilde{f}$ 为摩擦因数, 表达式按下式^[11]给出:

$$\tilde{f} = 8 \times \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \left(\left\{ 2.457 \times \ln \left[\left(\frac{7}{Re} \right)^{0.9} + 0.27 \frac{\epsilon}{D} \right] \right\}^{16} + \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \right)^{-\frac{3}{2}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (2)$$

式中 Re 为雷诺数, ϵ 为管壁绝对粗糙度, $\tilde{G}(s)$ 为摩擦项, 与频率有关, 含有贝塞尔函数, 可按李明智等^[12]提出的 4 阶近似式给出:

$$\tilde{G}(s) \approx \frac{4\nu_0}{r^2} \sum_{i=1}^4 \frac{m_i}{s + n_i \frac{\nu_0}{r^2}} \quad (3)$$

式中 ν_0 为运动黏度, r 为管路半径, m_i 、 n_i 为常数。

1.2 离心泵模型

根据气蚀泵^[13]一维动量方程与连续方程, 并考虑转速扰动, 可以得到

$$\begin{bmatrix} \dot{p}_2 \\ G_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k+1+sC_pZ_p & -Z_p(1-s\tilde{M}_p) & A_n \\ -sC_p & (1-s\tilde{M}_p) & B_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ G_1 \\ n \end{bmatrix} \quad (4)$$

泵准稳态扬程公式为:

$$\Delta p = p_2 - p_1 = c_1 \rho_p \omega^2 + c_2 \omega \dot{m}_p + c_3 \frac{\dot{m}_p^2}{\rho_p} \quad (5)$$

式中下标 p 表示离心泵, Δp 为泵扬程, G 为质量流量脉动, n 为转速脉动, A_n 为转速脉动压力增益系数, B_n 为转速脉动质量流量增益系数, $C_p = -\rho_1 \frac{\partial V_c}{\partial p_1}$ 为泵的气蚀柔度^[14], V_c 为气蚀区体积,

$k+1 = 1 + \frac{\partial(p_2 - p_1)}{\partial p_1}$ 为泵的动态增益, $\tilde{M}_p =$

$-\rho_1 \frac{\partial V_p}{\partial \dot{m}_1}$ 为泵的质量流量增益, V_p 为泵内流路体

积, ω 为泵转速, $Z_p = R_p + sL_p$ 为泵的阻抗, R 为线性化流阻, R_p 由式(5)中的 Δp 对 $\dot{m}_p$ 求偏导计算, L 为流感, L_p 经验计算式为 $L_p = 1.25 \frac{l_p}{A_p}$, l_p 是

泵流路长度, A_p 是泵流路等效截面积, c_1 、 c_2 、 c_3 是由水试确定的常数。

1.3 热力组件模型

由于氢、氧路流体经喷注后达到同一压力, 因此可将两组元喷嘴到热力组件喷注面视为三通流动过程整体建模。直流式喷注器内介质流速较高, 需要考虑流体惯性和阻力, 氢、氧路喷注器方程为

$$p_{o, \text{inj}} - p_c = (L_{o, \text{inj}} s + R_{o, \text{inj}}) G_o \quad (6)$$

$$p_{f, \text{inj}} - p_c = (L_{f, \text{inj}} s + R_{f, \text{inj}}) G_f \quad (7)$$

式中下标 o 、 f 、 inj 、 c 分别表示氢路、氧路、喷注器、推力室或燃气发生器。

将热力组件分为集中燃烧区和燃气流动区。在集中燃烧区, 推进剂由喷注器进入燃烧室后, 经过固定时滞在头部瞬时燃烧。由于喷注器为细长结构, 流感较大, 对质量流量扰动较为敏感, 考虑纵向速度扰动(箭体、试车台、发动机局部振动)导致的质量流量脉动, 传递矩阵按下式给出:

$$\begin{bmatrix} p_c \\ G_c / \dot{m}_{c, \text{ref}} \\ T_c / T_{c, \text{ref}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & e^{-s\tau} \frac{K}{1+K} & e^{-s\tau} \frac{1}{1+K} \\ 0 & e^{-s\tau} \psi & -e^{-s\tau} \psi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_c \\ (G_o - \rho_o A_{o, \text{inj}} v) / \dot{m}_{c, \text{ref}} \\ (G_f - \rho_f A_{f, \text{inj}} v) / \dot{m}_{c, \text{ref}} \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中下标 ref 表示额定值, K 为混合比, ψ 为燃烧产物温度与混合比曲线的无量纲斜率, τ 为燃烧时滞, A_{inj} 为喷注器截面积, v 为纵向速度扰动, T 为温度。

在燃气流动区, 采用绝热流动模型, 根据连续方程、状态方程和一维等熵流动方程可得流动区无量纲传递矩阵为

$$\begin{bmatrix} p_{c2} \\ G_{c2} \\ T_{c2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ \theta s \left(\frac{\theta s}{\theta s + 1} \cdot \frac{\gamma - 1}{\gamma} - 1 \right) & 1 & \frac{\theta s}{\theta s + 1} \\ \frac{\theta s}{\theta s + 1} \cdot \frac{\gamma - 1}{\gamma} & 0 & \frac{1}{\theta s + 1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_c \\ G_c \\ T_c \end{bmatrix} \quad (9)$$

式中 θ 为燃气停留时间, γ 为比热比。出口边界条件由推力室或涡轮燃气喷嘴喉部壅塞状态关系式线性化给出

$$\begin{bmatrix} 1 & -1 & -0.5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{c2} \\ G_{c2} \\ T_{c2} \end{bmatrix} = 0 \quad (10)$$

1.4 转速脉动反馈模型

氢、氧推进剂经离心泵增压后,一路进主系统,另一路进燃气发生器燃烧。燃气吹动涡轮输出燃气涡轮功,并通过轴驱动离心泵转动对推进剂增压,形成副系统通过转速脉动反馈到主系统的闭环回路。下面给出转速脉动反馈的传递矩阵数学推导。

燃气涡轮功率按下式^[15]给出:

$$N_t = \hat{L}_{ad} \dot{m}_t \eta_t = M_t \omega \quad (11)$$

式中下标 t 表示涡轮, N 为功率, η 为效率, M 为转矩,气体等熵膨胀绝热功 $\hat{L}_{ad}$ 按下式给出:

$$\hat{L}_{ad} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \hat{R} T_{c2} \left(1 - \pi_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) = \frac{c_{crit}^2}{2} \quad (12)$$

式中 π 为压比, c_{crit} 为燃气在动叶出口截面的理论等熵排气速度, $\hat{R}$ 为理想气体常数。燃气涡轮效率按下式给出:

$$\eta_t = a_2 \left(\frac{u}{c_{crit}} \right)^2 + a_1 \frac{u}{c_{crit}} + a_0 \quad (13)$$

式中 u 为叶片切向速度, a_0 、 a_1 、 a_2 为常系数。将式(12)、式(13)代入式(11),并以燃气发生器出口温度 T_{c2} 、涡轮燃气质量流量 $\dot{m}_t$ 的无量纲脉动量 $\bar{T}_{c2}$ 和 $\bar{\dot{m}}_t$ 为因变量,和泵转速 ω 的无量纲脉动量 $\bar{n}$ 线性化得到无量纲涡轮转矩 $\bar{M}_t$ 小偏差方程

$$\bar{M}_t = \bar{\dot{m}}_t + \left(\frac{\partial \eta_t}{\partial \bar{n}} - 1 \right) \bar{n} + \left(\frac{\partial \eta_c}{\partial \bar{T}_{c2}} + 1 \right) \bar{T}_{c2} \quad (14)$$

式中 $\bar{\eta}_t$ 和 $\bar{\eta}_c$ 分别为无量纲涡轮效率和无量纲燃气发生器效率。

离心泵功率按下式给出:

$$N_p = M_p n = \frac{\Delta p \dot{m}_p}{\rho_p \eta_p} \quad (15)$$

离心泵效率关系式为

$$\eta_p = b_2 \left(\frac{q_{Vp}}{n} \right)^2 + b_1 \frac{q_{Vp}}{n} + b_0 \quad (16)$$

式中 q_{Vp} 为泵的体积流量, b_0 、 b_1 、 b_2 为常系数。将式(5)和式(16)代入式(15),并以泵转速 ω 、泵质量流量 $\dot{m}_p$ 的无量纲脉动量 $\bar{n}$ 和 $\bar{\dot{m}}_p$ 为因变量线性化得到无量纲泵转矩 $\bar{M}_p$ 小偏差方程

$$\bar{M}_p = \left(\frac{\partial \Delta \bar{p}}{\partial \bar{\dot{m}}_p} - \frac{\partial \bar{\eta}_p}{\partial \bar{\dot{m}}_p} + 1 \right) \bar{\dot{m}}_p + \left(\frac{\partial \Delta \bar{p}}{\partial \bar{n}} - \frac{\partial \bar{\eta}_p}{\partial \bar{n}} - 1 \right) \bar{n} \quad (17)$$

式中 $\bar{\eta}_p$ 为无量纲泵效率, $\Delta \bar{p}$ 为无量纲泵扬程。

涡轮泵动量矩方程按下式给出:

$$J \frac{dn}{dt} = M_t - M_p \quad (18)$$

式中 t 为时间, J 为涡轮泵转子转动惯量。

将式(18)线性化,并将式(14)、式(17)代入,可得转速脉动反馈关系式

$$\bar{\dot{m}}_t + \left(\frac{\partial \bar{\eta}_t}{\partial \bar{T}_{c2}} + 1 \right) \bar{T}_{c2} - \left(\frac{\partial \Delta \bar{p}}{\partial \bar{\dot{m}}_p} - \frac{\partial \bar{\eta}_p}{\partial \bar{\dot{m}}_p} + 1 \right) \bar{\dot{m}}_p = \frac{\bar{n}}{2 - \frac{\partial \bar{\eta}_t}{\partial \bar{n}} - \frac{\partial \Delta \bar{p}}{\partial \bar{n}} + \frac{\partial \bar{\eta}_p}{\partial \bar{n}} + Js} \quad (19)$$

由式(19)可知, $\bar{n}$ 是 $\bar{\dot{m}}_t$ 、 $\bar{\dot{m}}_p$ 、 $\bar{T}_{c2}$ 的函数。由无量纲脉动量的定义, $\bar{\dot{m}}_t = \bar{\dot{m}}_{t,o} = \bar{\dot{m}}_{t,f} = G_{c2} / \dot{m}_{c,ref}$ 。

1.5 其他模型

发动机在主、副系统阀门按纯流阻单元处理

$$\begin{bmatrix} p_2 \\ G_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{2\Delta p_{ref}}{\dot{m}_{ref}} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ G_1 \end{bmatrix} \quad (20)$$

氢、氧头腔等容腔按流容关系式给出

$$\begin{bmatrix} p_2 \\ G_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{V}{a^2} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1 \\ G_1 \end{bmatrix} \quad (21)$$

式中 V 为腔体容积。

三通元件应满足如下质量流量平衡和压力平衡关系式:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ G_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ G_2 \\ G_3 \end{bmatrix} \quad (22)$$

式中下标1表示入口,下标2和3分别表示两个出口。

1.6 适用于时域扫频的模块化建模方法

为实现模块化建模和时域扫频,将各模块相连接。为实现信号流双向传递,需要进行以下三项改进:

1) p_1/G_2 型四端网络传递矩阵

按频域代数方程传递矩阵为

$$\begin{bmatrix} p_2(s) \\ G_2(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1(s) \\ G_1(s) \end{bmatrix} \quad (23)$$

式中 a_{11} 、 a_{12} 、 a_{21} 和 a_{22} 为传递矩阵的各元素。联立求解,并加入边界条件 $f(p_j(s), G_j(s)) = 0$,其中

$j=1, 2, \dots, N_b, N_b$ 为边界条件方程数量。通过数值解计算得到 p_1 扰动下输出频域响应 $p_j(s) = g(p_1(s))$ 。但是, 这种传统方法无法通过时域扫频动态仿真获得频率特性。因此, 对式(23)进行变换, 以 p_1, G_2 作为输入, p_2, G_1 作为输出, 可得

$$\begin{bmatrix} p_2(s) \\ G_1(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}}{a_{22}} & \frac{a_{12}}{a_{22}} \\ -\frac{a_{21}}{a_{22}} & \frac{1}{a_{22}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1(s) \\ G_2(s) \end{bmatrix} \quad (24)$$

将形如式(24)的各模型传递矩阵按图 2 所示连接, 即可进行扫频获取时域输出。

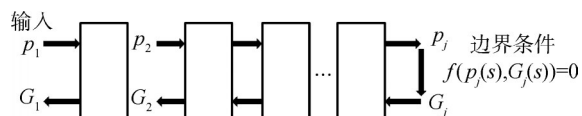


图 2 时域仿真连接方式

Fig.2 Connection mode of time domain simulation

2) 喷注/燃烧/燃气流动联合模型

联立式(6)~式(10)中的氢/氧喷注器入口压力、纵向速度扰动作为输入, 氢/氧喷注器入口质量流量脉动、燃气发生器出口压力、燃气发生器出口质量流量脉动、燃气发生器出口温度作为输出, 采用符号运算解得输入、输出间的关系式, 喷注/燃烧/燃气流动联合模型如图 3 所示。

3) 含有超越函数传递函数的有理表达式

为在 Simulink 平台实现时域仿真, 需将超越函数转化为有理分式或多项式。对于分布式参数模型中的双曲函数, 可按级数展开的方式, 用有理近似式^[16], 按式(25)给出。对于频率摩擦项, 采用

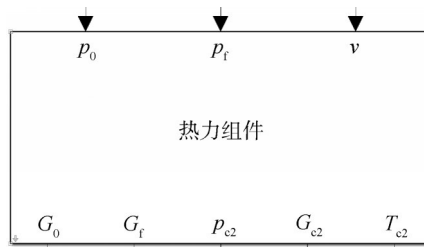


图 3 热力组件联合模型

Fig.3 Joint model of thermal component

式(3)近似。对于热力组件延迟项, 采用 Pade 关系式^[17]近似, 按式(26)给出。

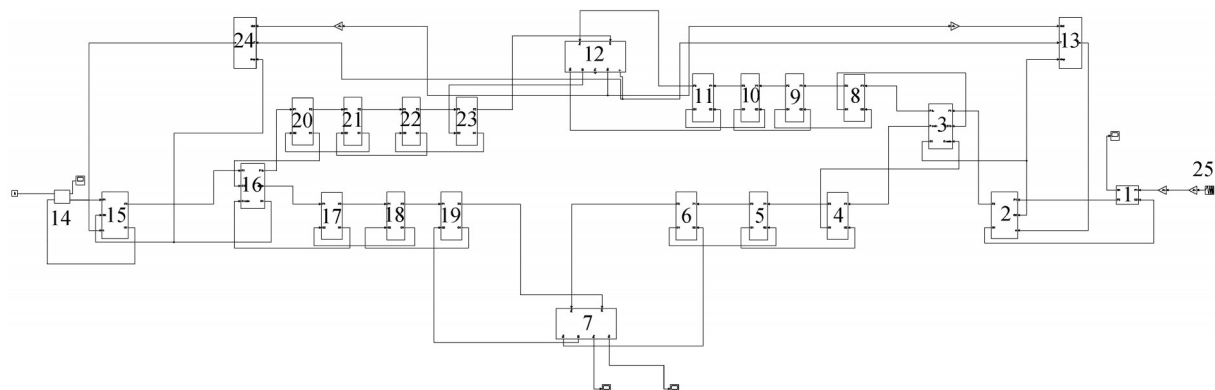
$$\begin{cases} \cosh \Gamma \approx \prod_{i=1}^{n_b} \left[1 - \frac{\Gamma^2}{\pi^2 \left(i - \frac{1}{2} \right)^2} \right] \\ \sin \Gamma \approx \Gamma \prod_{i=1}^{n_b} \left[1 + \frac{\Gamma^2}{\pi^2 i^2} \right] \end{cases} \quad (25)$$

$$e^{-\tau s} \approx \frac{\sum_{i=1}^{n_b} (-1)^i \frac{1}{i! 2^i} (\tau s)^i}{\sum_{i=1}^{n_b} \frac{1}{i! 2^i} (\tau s)^i} \quad (26)$$

式中 n_b 取为一个的大数。

2 建模与验证

为提高工程易用性, 基于 Simulink 平台, 根据各组件数学模型建立发动机线性化模型元件封装库, 实现拖拽式建模, 时域线性化仿真模型如图 4 所示。对系统进行正弦波压力扫频, 获得系统时域响应。然后, 对时域扫频结果快速傅里叶变换,



1 氧泵前管路; 2 氧泵; 3 氧三通; 4 氧主管路; 5 氧主阀; 6 推力室氧头腔; 7 推力室(含喷注器); 8 氧副管路; 9 氧副阀; 10 氧气蚀管和节流圈; 11 燃气发生器氧头腔; 12 燃气发生器(含喷注器); 13 氧涡轮泵转速反馈回路; 14 氢泵前管路; 15 氢泵; 16 氢三通; 17 氢主管路; 18 氢主阀; 19 推力室氢头腔; 20 氢副管路; 21 氢副阀; 22 氢气蚀管和节流圈; 23 燃气发生器氢头腔; 24 氢涡轮泵转速反馈回路; 25 输入模块。

图 4 仿真模型

Fig.4 Simulation model

就可得到系统频域响应。

2.1 扫频仿真和幅频特性

由于发动机地面试车台氧输送管较长,分析认为其压力扰动会激起发动机系统响应。因此,在氧输送管入口设置压力扰动源:幅值为额定值 1%、频率随时间线性增加的正弦波,时长为 100 s,最大频率为 100 Hz。计算可得推力室压力、燃气发生器压力、推力室氢/氧质量流量等时域响应。图 5 为推力室压力响应,图中 p_m 为脉动入口激励。

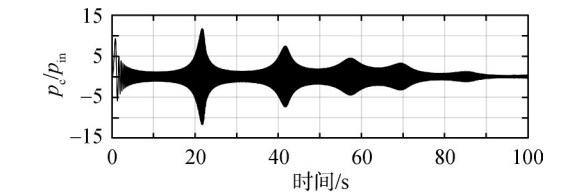


图 5 氧输送管入口压力扰动的推力室压力时域响应
Fig.5 Combustion chamber pressure time domain response under oxygen transfer pipeline inlet pressure disturbance

对各参数时域响应快速傅里叶变换得到系统幅频响应,如图 6 所示。

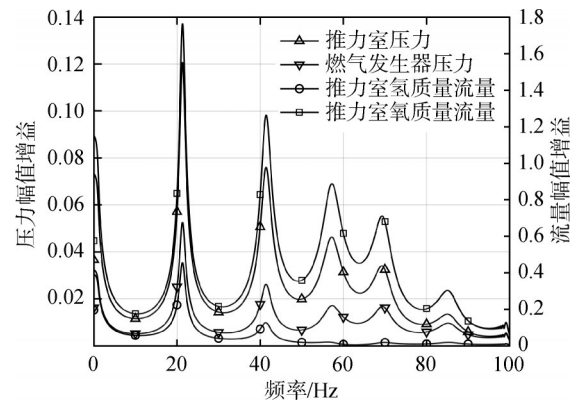


图 6 氧输送管入口压力扰动的系统幅频响应
Fig.6 System amplitude-frequency response under oxygen transfer pipeline inlet pressure disturbance

2.2 试车数据与仿真结果对比分析

为验证仿真结果的正确性,对多次热试车氧路压力参数进行谱分析。从图 7 所示试车数据可见,氧路出现 22~23 Hz 压力脉动,且能量主要集中在低频范围。从图 6 可知,氧路仿真结果同样存在 21.36 Hz 等一系列特征频率,与热试车结果吻合较好,模型具有较高精度。

2.3 转速反馈对仿真精度影响

为获得转速脉动反馈对频率特性的影响,不

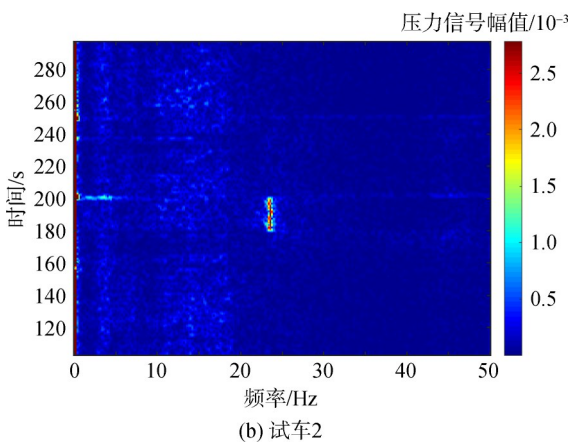
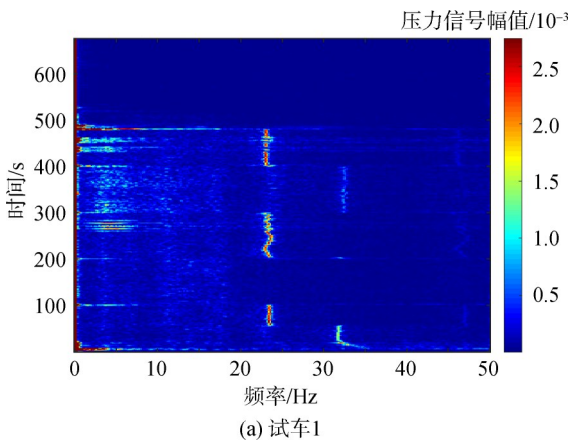


图 7 某型发动机试车氧路压力时频图
Fig.7 Oxygen side pressure time-frequency diagram of an engine test

考虑转速脉动反馈,计算结果(见表 1)表明副系统反馈使主系统低频(<50 Hz)特征频率值有所降低,对大于 50 Hz 特征频率值几乎没有影响。这是由于转速脉动反馈是以涡轮质量流量脉动、涡轮温度脉动、泵质量流量脉动为输入的 1 阶传递函数,由式(19)计算得到氧泵转速反馈形式为 $\frac{1}{0.0136s + 1}$,属于典型低通滤波环节,因此,泵前低频扰动(<50 Hz)通过副系统反馈回路能够传

表 1 转速反馈对系统特征频率的影响					
Table 1 Influence of rotation speed feedback on system characteristic frequency					
工况	特征频率/Hz				
	1 阶	2 阶	3 阶	4 阶	5 阶
考虑反馈系统	21.36	41.47	57.26	69.24	85.05
不考虑反馈系统	20.94	41.16	57.19	69.24	85.05

递到主系统。另外,与热试车低频脉动数据比较可见,转速反馈系统使 1 阶仿真频率更接近热试车数据,仿真精度提高约为 2%。

3 频率特性与稳定性仿真分析

通过分析推进剂输送管长度、局部流阻、贮箱压力对系统频率响应的影响,有助于认识发动机系统幅频特性。

3.1 泵前输送管对幅频特性的影响

分别对增加氧泵前管路长度、增加入口压力、出口设置局部流阻三种情况进行时域扫频仿真,幅频响应如图 8 所示,表 2 给出不同情况的系统特征频率,其中 $p_{in,ref}$ 为额定系统入口压力, L_{ref} 为额定管路长度。

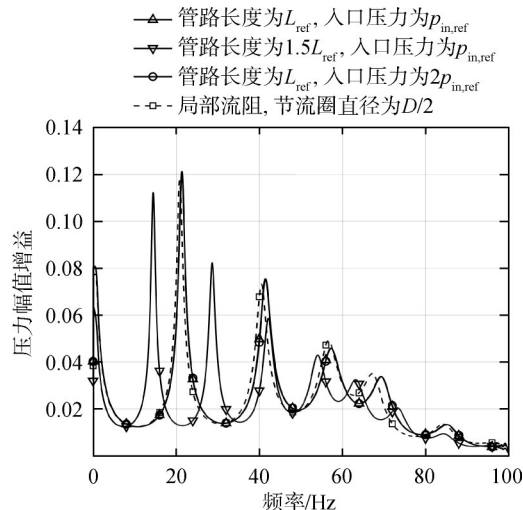


图 8 4 种情况推力室压力幅频响应

Fig.8 Amplitude-frequency response of combustion chamber pressure in 4 conditions

表 2 不同条件下系统特征频率

Table 2 System characteristic frequency under various conditions

工况	特征频率/Hz				
	1 阶	2 阶	3 阶	4 阶	5 阶
管路长度为 L_{ref} , 入口压力为 $p_{in,ref}$	21.36	41.47	57.26	69.24	85.05
管路长度为 $1.5L_{ref}$, 入口压力为 $p_{in,ref}$	14.48	28.67	42.18	54.06	63.18
管路长度为 L_{ref} , 入口压力为 $2p_{in,ref}$	21.40	41.54	57.33	69.37	85.19
局部流阻, 节流圈直径为 $D/2$	20.86	40.52	56.65	67.19	84.26

由图 8、表 2 看出,入口压力扰动引起的特征频率主要由泵前管路特性决定,当管路长度增大到原来的 1.5 倍,系统 1 阶特征频率减小到原来的约 2/3,符合管路长度与其特征频率成反比的规律。由此可见,管路长度对入口压力扰动下的系统频率特性影响较大,而泵前入口压力水平对特征频率几乎没有影响。另外,泵前管路末端局部流阻,将导致系统各阶低频特征频率及其幅值略有减小,变化量在 1% 以内。

3.2 燃气发生器喷注扰动的影响

为分析主系统对燃气发生器局部纵向振动等因素产生的喷注器质量流量扰动的压力脉动响应,根据式(8)在喷注器处设置正弦波速度扰动源:幅值为 10^{-5} m/s,频率随时间线性增加,时长为 400 s,最大频率为 400 Hz。系统幅频响应如图 9 和表 3 所示。结果表明,主系统在 10 Hz 和 165 Hz 附近出现特征频率,且氧路幅值大于氢路幅值,副系统在 124 Hz 和 204 Hz 附近出现特征频率。由于该频域响应幅值较小,系统未发生谐振,对系统

稳定性影响不大。

为研究燃气发生器喷注压降对系统频率特性和稳定性的影响,对喷注压降增大 25%、50% 的情况扫频分析,结果见图 10,其中 $p_{inj,ref}$ 为额定喷注压降。如图 10 所示,从推力室压力幅频特性看出,主系统特征频率集中在 10 Hz、200 Hz 附近。

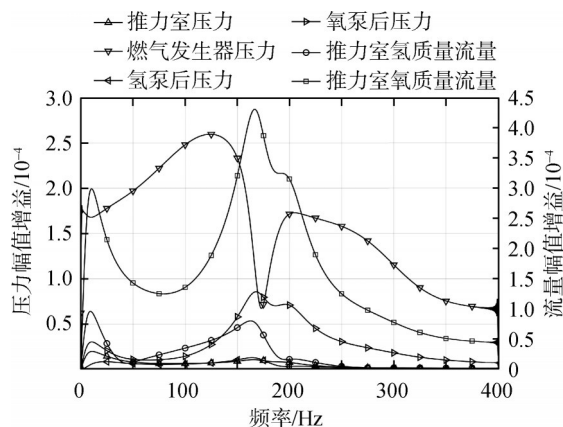


图 9 燃气发生器喷注器速度扰动的系统幅频响应

Fig.9 System amplitude-frequency response under gas generator flow speed disturbance

表 3 燃气发生器喷注器质量流量扰动的系统特征频率

Table 3 System characteristic frequency under gas generator flow mass rate disturbance

参数	特征频率/Hz
推力室压力	10.84, 165.55
燃气发生器压力	124.07, 204.92
氢泵后压力	164.21
氧泵后压力	10.47, 167.90, 196.09
推力室氢质量流量	9.24, 162.69
推力室氧质量流量	10.34, 166.63

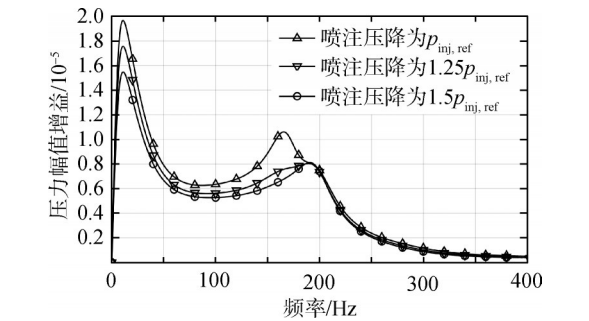


图 10 燃气发生器喷注压降对系统幅频特性影响
Fig.10 Influence of gas generator injector pressure drop on system amplitude-frequency characteristic

随着喷注压降升高,特征频率幅值降低,推力室在 10 Hz 附近特征频率幅值下降,在 165 Hz 压力峰消除,当扰动频率超过 200 Hz,增大喷注压降对频率特性影响较小。

3.3 稳定性分析

系统稳定性由闭环传递函数极点的实部决定,当闭环传递函数极点的实部小于 0,即位于复平面左半平面,则系统稳定^[18]。

为了研究系统的稳定性,现研究泵前局部流阻对稳定性的影响。在泵前加入节流圈,节流圈直径为管路当量直径的 1/2,其流动特性按式(20)给出。做出泵前管路入口压力扰动到室压传递函数的零极点分布,如图 11 所示。系统极点均在复平面左半平面,表明系统稳定性不受泵前管路的压力扰动影响,而且增加泵前管路局部流阻将使系统闭环负极点远离虚轴,能够增加系统的稳定性。

为进一步研究燃气发生器喷注压降对系统稳定性影响,将喷注压降增加 25%,做出泵前管路入口压力扰动到室压传递函数的零极点分布,如图 12 所示。系统极点均在复平面左半平面,表明

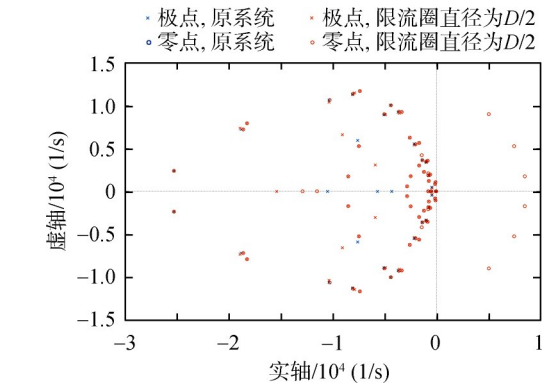


图 11 泵前管路局部流阻对系统稳定性的影响
Fig.11 Influence of resistance of pipeline before pump on system stability

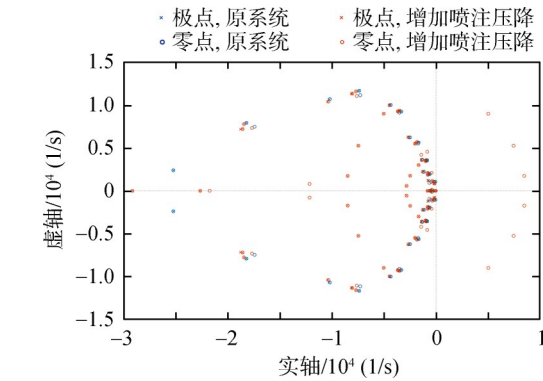


图 12 喷注压降对系统稳定性的影响
Fig.12 Influence of injector pressure drop on system stability

通过提高燃气发生器喷注压降,可使系统闭环负极点远离虚轴,稳定性得到提高。

4 结 论

- 通过本文研究,可得出以下结论:
- 1) 副系统到主系统的转速脉动扰动过程是个 1 阶传递函数,为低通滤波环节。在 0~50 Hz 频率范围内,考虑副系统反馈比不考虑副系统反馈仿真计算得到的特征频率低 2%,根据试验数据,考虑副系统反馈更加符合实际情况。
 - 2) 试车数据与仿真分析表明,发动机系统 1 阶特征频率为 22 Hz。泵前管路长度对该特征频率影响较大,泵前压力对该特征频率几乎没有影响。
 - 3) 在燃气发生器质量流量扰动下,可以观察到主系统 10、165 Hz 和副系统 124、204 Hz 的特征频率,增加燃气发生器喷注压降,可降低其响应幅值。
 - 4) 增加泵前管路局部流阻和燃气发生器喷

注压降,可提高发动机低频稳定性。

5) 系统不存在低频谐振,稳定裕度较高。泵前压力扰动或副系统质量流量扰动不影响发动机低频稳定性。

参考文献:

- [1] 刘上,刘红军,陈建华,等.流量调节器在泵压式供应系统中的动力学特性[J].火箭推进,2014,40(2):29-35.
LIU Shang, LIU Hongjun, CHEN Jianhua, et al. Dynamical characteristics of flow regulator in pump feed system[J]. Journals of Rocket Propulsion, 2014, 40(2):29-35. (in Chinese)
- [2] 薛薇,胡慧,武小平.大推力氢氧补燃发动机推力闭环控制设计[J].计算机测量与控制,2019,27(6):90-94.
XUE Wei, HU Hui, WU Xiaoping. Thrust closed-loop control of the large scale expandable liquid rocket propulsion[J]. Computer Measurement and Control, 2019, 27(6):90-94. (in Chinese)
- [3] SPANYER K L. Results of calculations from theoretical equations pertaining to POGO transfer functions[R]. NASA-TM-87422, 1980.
- [4] OPPENHEIM B W, RUBIN S. Advanced POGO stability analysis for liquid rockets[J]. Journal of Spacecraft and Rocket, 1993, 30(3):2050-2062.
- [5] 王庆伟.液体火箭姿控与 POGO 大回路耦合系统[D].大连:大连理工大学,2015.
WANG Qingwei. Stability of large-loop system coupled between attitude control and POGO for liquid rocket[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2015. (in Chinese)
- [6] 李斌,杜大华,张贵田,等.液氧/煤油补燃发动机低频频率特性研究[J].航空动力学报,2009,24(5):1187-1191.
LI Bin, DU Dahua, ZHANG Guitian, et al. Research on the low frequency characteristics of LOX/kerosene staged combustion cycle engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(5):1187-1191. (in Chinese)
- [7] 陈琪锋,刘昆,张育林.基于分布参数线性化模型的分级燃烧循环液体火箭发动机频率特性计算[J].航空动力学报,2001,16(1):44-48.
CHEN Qifeng, LIU Kun, ZHANG Yulin. Frequency characteristics computation of liquid rocket engine based on distributed parameter model[J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(1):44-48. (in Chinese)
- [8] 王珏,张振鹏.大推力氢氧发动机的频率特性仿真研究[J].航空动力学报,2008,23(12):2341-2345.
WANG Jue, ZHANG Zhenpeng. Research on frequency characteristics of LOX/LH₂ rocket engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(12):2341-2345. (in Chinese)
- [9] 刘上,刘红军,陈建华,等.富氧燃气发生器供应系统耦合稳定性研究[J].推进技术,2013,34(11):1448-1458.
LIU Shang, LIU Hongjun, CHEN Jianhua, et al. Investigation on oxidizer-rich preburner feed system coupled stability[J]. Journal of Propulsion Technology, 2013, 34(11):1448-1458. (in Chinese)
- [10] 刘上,刘红军,孙宏明,等.液体火箭发动机中频耦合振荡初步研究[J].推进技术,2013,34(1):101-108.
LIU Shang, LIU Hongjun, SUN Hongming, et al. Preliminary study of medium frequency coupled oscillation in liquid rocket engine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2013, 34(1):101-108. (in Chinese)
- [11] CHURCHILL S W. Friction-factor equation spans all fluid flow regimes[J]. Chemical Engineering, 1977, 45:91-92.
- [12] 李明智,蔡耀志.频率相关摩擦损失项的近似求解[J].浙江大学学报(自然科学版),1990,24(1):125-132.
LI Mingzhi, CAI Yaozhi. An approximate algorithm of friction loss term of frequency relation[J]. Journal of Zhejiang University (Natural Science), 1990, 24(1):125-132. (in Chinese)
- [13] 唐治.液体火箭 POGO 振动系统的动力学行为研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2014.
TANG Ye. Investigation of the dynamic behavior for POGO vibration system in liquid rockets[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2014. (in Chinese)
- [14] 王珏,胡鹏,颜勇.液体火箭发动机泵的 POGO 气蚀动特性试验研究[J].火箭推进,2012,38(4):26-31.
WANG Jun, HU Peng, YAN Yong. Experimental investigation of POGO cavitation dynamic characteristic for liquid rocket engine pump[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2012, 38(4):26-31. (in Chinese)
- [15] 曹泰岳.火箭发动机动力学[M].长沙:国防科技大学出版社,2004.
- [16] 张育林,刘昆,程谋森.液体火箭发动机动力学理论与应用[M].北京:科学出版社,2005.
- [17] 蒋小平,付娟,王旭,等.迟后时滞系统 Pade 等效式的最佳阶次分析研究[J].科学技术与工程,2015,15(2):108-113.
JIANG Xiaoping, FU Juan, WANG Xu, et al. Analysis to the optimal order of the Pade equivalent about time delay[J]. Science Technology and Engineering, 2015, 15(2):108-113. (in Chinese)
- [18] 格列克曼.液体火箭发动机自动调节[M].北京:宇航出版社,1995.

(编辑:秦理曼)