

宽频高幅值水力激振信号的产生与控制

刘 上, 赵瑞国, 付幼明, 徐云飞, 李龙飞, 程晓辉, 张兴军

(中国航天科技集团有限公司 西安航天动力研究所

液体火箭发动机技术重点实验室, 西安 710100)

摘 要: 为了研究火箭发动机全尺寸泵后供应系统的动力学特性,运用脉动压力发生器设计了一种宽频水力激振系统,开展了液流试验和数据分析。结果表明:水力激振系统可以在 $0\sim 1200$ Hz 的频率范围内,产生时域幅值超过 1.5 MPa、高信噪比的压力脉动信号,达到了宽频率范围、高激励幅值的目的。通过对电动机转速的控制实现激励频率的可控变化,以满足不同频率激励策略的要求。提高管路系统的入口稳态压力,可以提高激振信号的幅值。通过合适的局部流阻分布,可以在宽频范围内提高水力激振信号的幅值,提高信噪比。

关 键 词: 水力激振; 脉动发生器; 宽频; 高幅值; 控制

中图分类号: V434

文献标志码: A

Creation and control of hydraulic vibration signal with wide frequency range and high amplitude

LIU Shang, ZHAO Ruiguo, FU Youming, XU Yunfei, LI Longfei,

CHENG Xiaohui, ZHANG Xingjun

(Science and Technology on Liquid Rocket Engine Laboratory,

Xi'an Aerospace Propulsion Institute,

China Aerospace and Technology Corporation, Xi'an 710100, China)

Abstract: A hydraulic vibration system with wide frequency range was designed by using the pulsation generator, in order to study the dynamical characteristics of the full scale propellant feed system after the pump in the liquid rocket engine, and the cold fluid tests and data analysis were conducted. Within the range of $0\sim 1200$ Hz, the hydraulic vibration system can create pressure fluctuation signal with amplitude more than 1.5 MPa and high signal-to-noise ratio. The target of wide frequency range and high amplitude was reached. By controlling the electric motor revolving speed, the controlled excitation frequency can be realized to satisfy different frequency actuating methods. Increasing the system inlet steady pressure can improve the hydraulic vibration signal amplitude. By appropriately distributing local resistors, the hydraulic vibration signal amplitude and signal-to-noise ratio can be improved within widefrequency range.

Key words: hydraulic vibration; pulsation generator; wide frequency range; high amplitude; control

收稿日期:2017-05-25

作者简介:刘上(1984—),男,高级工程师,博士,主要从事液体火箭发动机系统动力学研究。

引用格式:刘上,赵瑞国,付幼明,等.宽频高幅值水力激振信号的产生与控制[J].航空动力学报,2018,33(10):2492-2499. LIU Shang, ZHAO Ruiguo, FU Youming, et al. Creation and control of hydraulic vibration signal with wide frequency range and high amplitude[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(10): 2492-2499.

液体火箭发动机系统较为复杂,存在多种与推进剂供应系统相关的动力学问题。如低频的火箭纵向耦合振动(POGO)问题^[1-3],阀门、自动器的振荡^[4-5],燃烧组件在中、低频范围内的耦合振荡燃烧^[6-7],喷注器的动态喷注特性^[8-9]。对上述问题的研究,需要开展不同频率范围的水力动力学试验,研究复杂液体供应系统的动力学特性。但是,该类动力学试验通常难以实施,主要原因是缺少高幅值、宽频率范围的水力激振信号。因此,如何产生频率可控、信噪比较高的水力激振信号是一项关键的基础性研究。

目前已有的水力激振试验方法,包括:扬声器激励、活塞式激振、液流噪声自激励、转盘式水力激振。其中扬声器激励出的声波信号正弦性好,但压力脉动幅值很小,在液体中的衰减过大,适合于对气体介质的声振激励。活塞式激振器产生压力脉动的信号波形质量较好,能方便地控制激振频率,但受机械惯性运动的限制,所需的输入功率较大,激励的频率范围也不高,适合于火箭纵向耦合振动(POGO)等低频范围的动力学研究试验^[10]。靠液流噪声产生的激励,由于无法控制激励频率,测量数据的信噪比很差,难以准确分辨系统的固有特性,仅用于简单液流系统的工作特性分析。转盘式激振器通过高速旋转的转盘周期性地改变流体流通的面积,可以产生很高频率的压力脉动,对不可压缩的液体和可压缩的气体介质都能适用,但结构较复杂,脉动信号受上游液流系统的影响较大^[11]。

Bazarov 为了研究喷嘴在中、高频范围内的动态特性,设计了一种转盘式脉动压力发生装置,在喷嘴上游产生主动的脉动压力,对单喷嘴的动态喷注、雾化特性开展大量的试验研究^[11-12]。国内杨立军等基于该种脉动发生装置也开展了单喷嘴的动力学研究试验^[13]。该脉动发生器的优点是不需要大功率设备即可产生强烈的周期性振荡,不足是需要较复杂的机械转盘、轴承和密封件,需要来流具有较高的压力。

本文在转盘式脉动压力发生装置的基础上,设计一种宽频、高幅值的水力激振系统,用于研究全尺寸泵后供应系统在中、高频范围的动力学特性。相比单喷嘴的动力学试验,要求是激振系统的总能量更大(即稳态流量大)、激振幅值更高,并且有宽的频率范围适应性。

1 水力激振液流系统设计

水力激振液流系统原理图如图 1 所示。产生水力激振信号的关键组件为脉动压力发生器,脉动发生器内部有一个与电动机相连的转盘,转盘外圈均布 44 个直径为 $\Phi 6\text{ mm}$ 的小孔,入口接嘴与转盘小孔紧密贴合。为了减轻脉动发生器壳体的压力载荷和转轴高压动密封的问题,在水力激振系统设计中,采用低压分支管路和高压主管路相结合的方式。脉动发生器安装在低压分支路,在入口接嘴和转盘之间存在大压降,避免脉动发生器壳体承受高压。随着脉动发生器内转盘的转动,间歇切断流入分支管路的流量,在脉动发生器上游的高压主管路内产生周期性的高压脉动压力信号。从而在激振引出接口也产生了周期性的流量脉动,可以对下游需要研究的对象进行主动地激励。

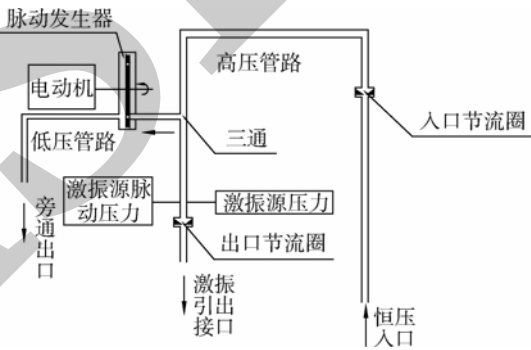


图 1 水力激振信号产生系统原理图

Fig. 1 Schematic of hydraulic vibration signal creation system

在激振引出接口的前端安装出口节流圈,脉动压力测点设计在邻近出口节流圈的上游位置,通过测量的脉动压力数据和出口节流圈的流阻可以准确地计算水力激振系统输出的流量脉动特性。另外,为了在宽频范围内都具有良好的水力激振特性,在高压管路的上游某位置处增加入口节流圈,可以减小脉动压力向系统上游的传播,即减小激振能量的耗散,以保证在很宽的频率范围内,两个节流圈之间的高压管路内均存在强烈的压力脉动信号。另外,为了使得激振引出接口既有足够高的稳态流量,又有足够高的脉动流量,选择入口节流圈和出口节流圈的孔径与脉动发生器转盘小孔直径相近,为 $\Phi 7\text{ mm}$ 。为了防止管壁弹

性变形吸收压力脉动,要求高压连接管路采用不锈钢硬管连接,管路内径为 $\Phi 10\text{ mm}$ 。水力激振信号产生系统的试验照片如图 2 所示。通过对脉动发生器电机电压的编程,实现脉动发生器转速的精确控制,进而可以对水力激振频率进行主动控制。

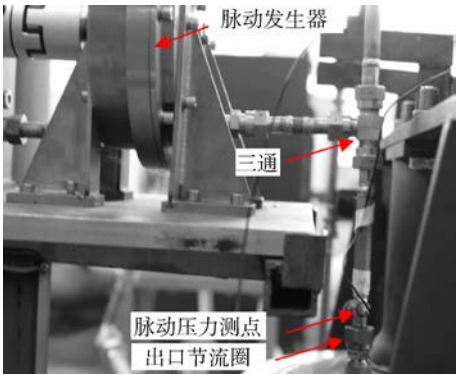


图 2 试验系统照片

Fig. 2 Photo of the experiment system

试验中缓变压力压力测量精度为 $\pm 0.3\%$ $F \cdot S$ 。脉动压力测量采用压电式压力传感器,固有频率为 400 kHz ,加速度灵敏度为 $<10\text{ Pa/g}$ 。脉动压力测量系统采用 BK 公司 3050 采集模块,输入频率范围为 $0\sim 51.2\text{ kHz}$ 。可以满足试验测量数据的准确性。

2 试验结果与分析

2.1 水力激振脉动压力特性

某次试验中,保持脉动发生器上游高压管路稳态压力均值为 4.16 MPa ,通过电机控制电压的变化,在 300 s 内激励频率从 0 Hz 线性增大至 1200 Hz ,再在 300 s 内从 1200 Hz 匀速降低至 0 Hz ,构成了一个线性扫频激励周期。在整个扫频

周期内,脉动压力测点的时域变化如图 3 所示,挑选 4 个不同频率段,脉动压力的时域波形放大如图 4 所示。

由图 3 可得,在一次线性扫频周期内,水力激振系统产生的脉动压力全程幅值都很高,绝大部分时段内时域幅值都超过 1.5 MPa ,时域最高峰-峰值接近于 6.0 MPa 。图 4 中,在 $80、200、600、1200\text{ Hz}$ 四个频率段,脉动压力时域信号周期性很明显,信噪比较高。表明该水力激振系统可以在很宽的范围内,产生强烈的脉动压力信号。

根据缓变、脉动压力测量数据,出口节流圈上游稳态压力为 4.0 MPa ,瞬时压力最大变化范围达到了 $1.59\sim 7.93\text{ MPa}$ 。计算出通过出口节流圈的稳态流量为 3.55 kg/s ,流量脉动的最大变化范围可以达到 $2.22\sim 5.01\text{ kg/s}$ 。

对测量的脉动压力进行短时 FFT 变换,获得激振频率和幅值随时间变化的色谱图如图 5 所示(频域图中时间 0 s 对应时域图中 21 s)。由图 5 可见,在 300 s 内脉动压力的频率从 0 Hz 线性增大至 1200 Hz ,之后脉动压力频率从 1200 Hz 线性降低至 0 Hz 。在激振频率的线性增加和降低的过程中,脉动压力的频率和幅值变化重复性很好,表明产生的脉动压力信号频率特性符合预期的匀速线性变化控制规律,且重复性较好。另外,图 5 中除激励的主频外,脉动压力的高阶分量幅值都较小,也表明了在整个频率范围内,脉动压力信号的质量均较高。

由图 5 可见,随着激振频率的变化,激振产生的脉动压力幅值不是恒定的,而是明显存在谐振特性。在频率递增和递减过程中,分别间隔 5 s 读取脉动压力的频率和分频幅值,如图 6 所示。

由图 6 可得,在 1000 Hz 以内,脉动压力在 $200、580、900\text{ Hz}$ 附近存在三个谐振峰,谐振峰频

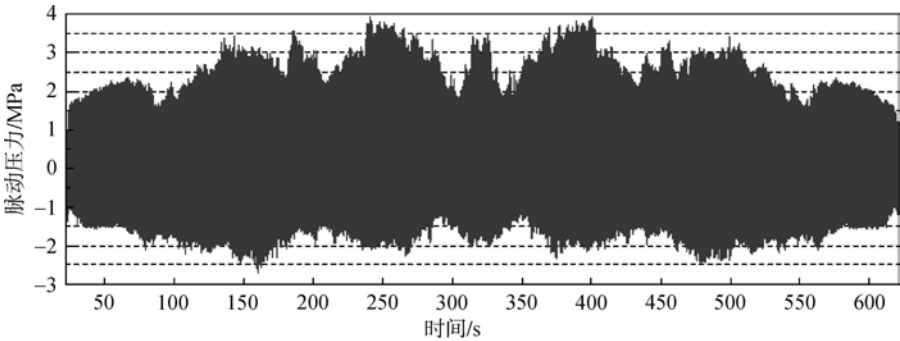


图 3 脉动压力时域变化

Fig. 3 Variation of the pressure oscillation

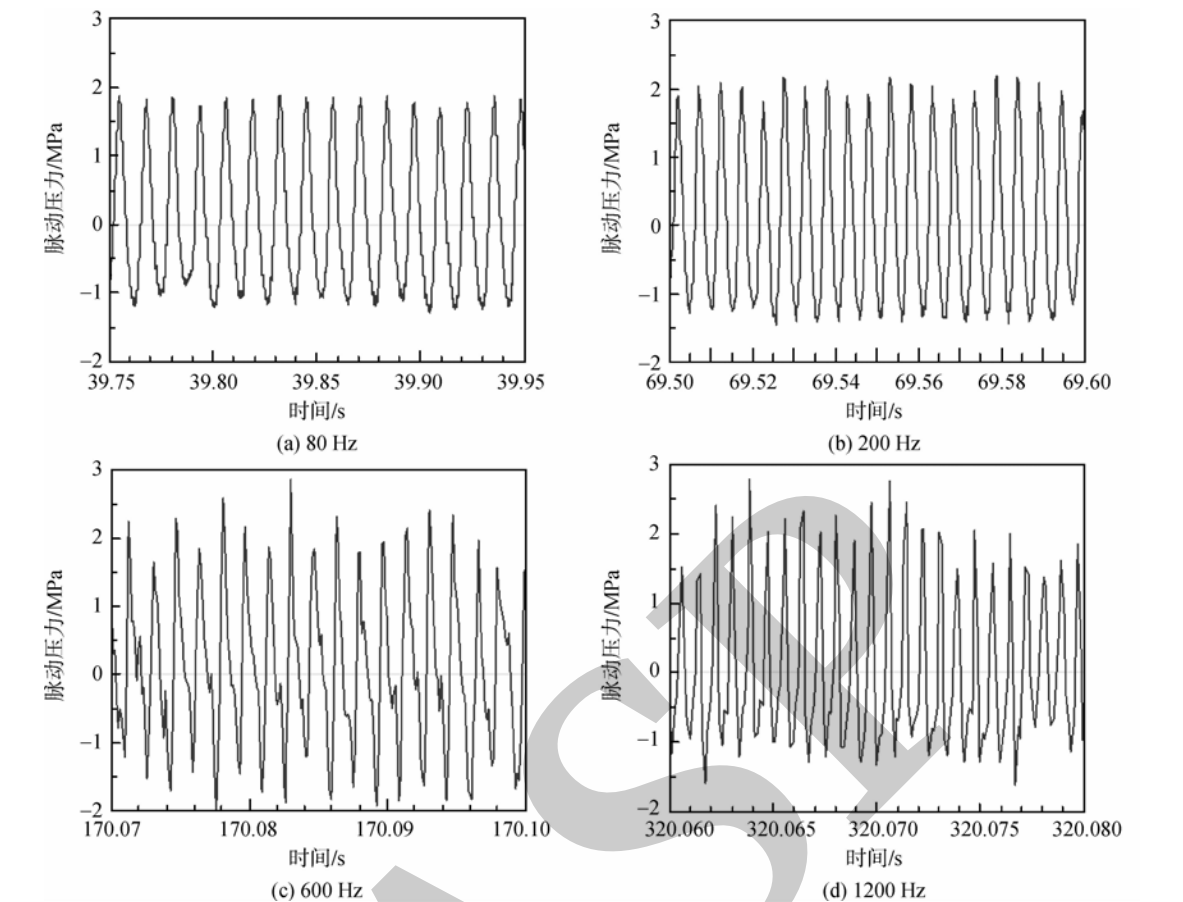


图 4 不同频率下的脉动压力
Fig. 4 Pressure oscillations at different frequencies

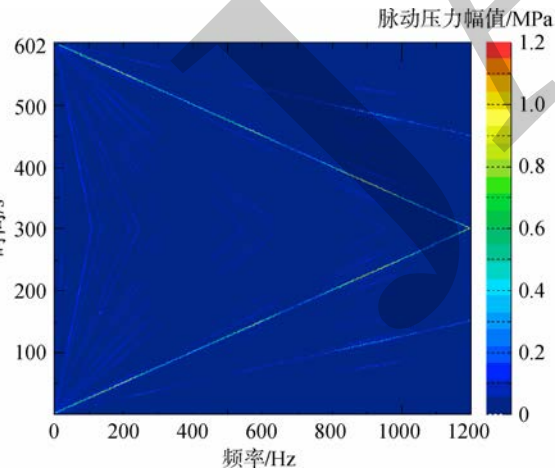


图 5 脉动压力色谱图
Fig. 5 Colormap of the pressure oscillation

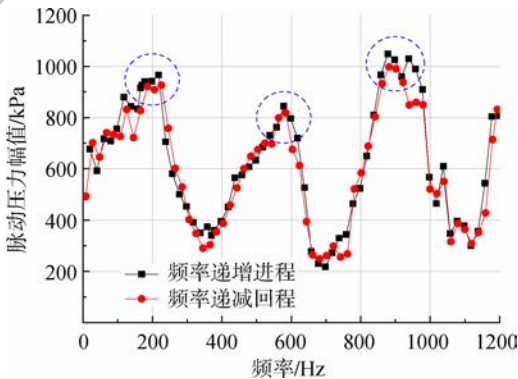


图 6 脉动压力分频幅值
Fig. 6 Amplitude-frequency of the pressure oscillation

率接近 1/4 波长管特征频率的奇数倍关系。试验系统高压管路内径 $\Phi 10\text{ mm}$, 入口端是内径 $\Phi 32\text{ mm}$ 的粗管路, 流通面积约为高压管路的 10 倍, 因此, 高压管路的入口边界条件接近于恒压的声学开端。从入口边界至三通部位的长度为 2.05 m, 三通至脉动发生器转盘和出口节流圈的距离

分别约 20 cm 和 22 cm。由于出口端连接脉动发生器, 出口边界接近于声学闭端, 高压管路的边界条件接近于 1/4 波长管。此三阶谐振频率表征了试验系统高压管路的谐振频率。

按等截面理想 1/4 波长管的谐振频率公式 $f=(2n+1)a/(4L)$, 其中 $n=0,1,2,\cdots$; a 为流体声速, L 为管路总长度。考虑实际系统前三阶谐振频率的偏差修正, 估算该高压管路的第四阶谐

振频率在 1 250 Hz 附近,所以图 6 中 1 200 Hz 接近于第四阶谐振峰,该频率下脉动压力分频幅值也较高。由于试验中激励的频率范围较宽,试验管路的谐振频率不可避免地被激发出来,导致在 0~1 200 Hz 频率范围内,产生的脉动压力幅值不是恒定的。

根据图 6,340 Hz 和 700 Hz 接近试验高压管路的反谐振频率,该频率段下的时域波形如图 7 所示。与图 4 对比可得,在反谐振频率点附近,脉动压力的波形偏离正弦形波动,存在明显的高阶倍频分量,且时域幅值也较小。因此,试验管路的谐振特征被激发,优点是在谐振频率附近增大了产生的脉动压力幅值,但缺点是在反谐振频率附近也削弱了产生的脉动压力幅值。

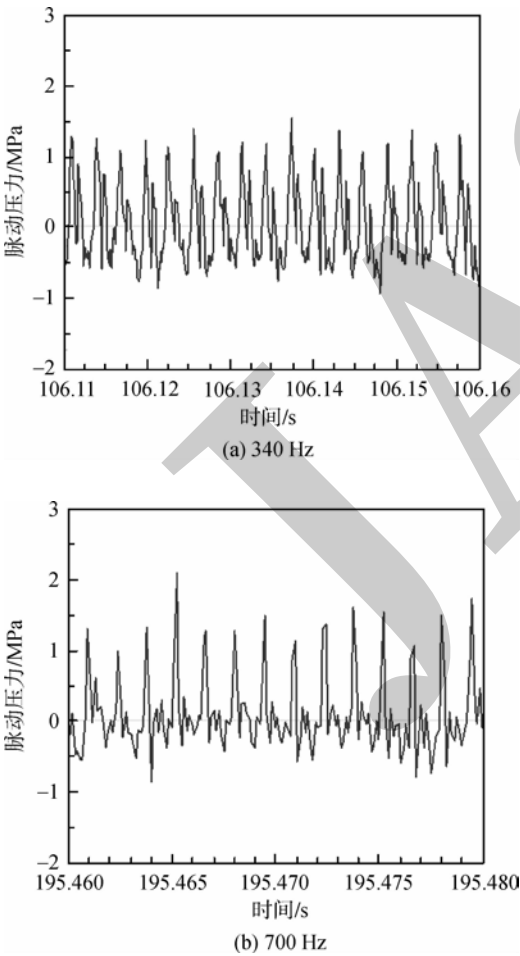


图 7 反谐振频率点的脉动压力

Fig. 7 Pressure oscillations at the anti-resonant frequencies

2.2 不同频率控制策略

为了对比扫频速率对水力激振信号的影响,在某一次试验中,进行了快速线性扫频。频率范

围不变,但扫频速率提高至 3 倍,0 Hz 线性增大至 1 200 Hz 的时间缩短为 100 s,激励总周期为 200s。脉动发生器上游高压管路稳态压力均值为 4. 31 MPa。产生的脉动压力频率和幅值随时间变化的色谱图如图 8 所示,在频率递增和递减过程中,分别读取脉动压力的频率和分频幅值,如图 9 所示。

由图 8 可得,获得的脉动压力频率随时间的变化也符合预期的匀速线性规律,频率递增和递减过程的重复性也较好。图 9 中,脉动压力分频幅值随频率的变化也明显存在谐振特性,获得的高压管路谐振频率与图 7 一致。表明两种线性扫频速率对于本文的水力激振系统无明显差异。

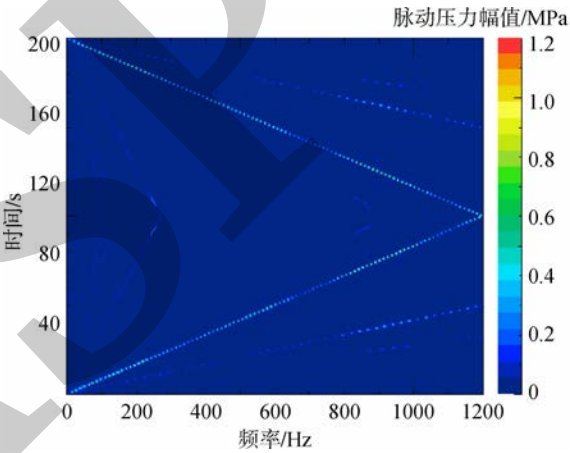


图 8 快速线性扫频脉动压力色谱图

Fig. 8 Colormap of the pressure oscillation for fast linear frequency scanning

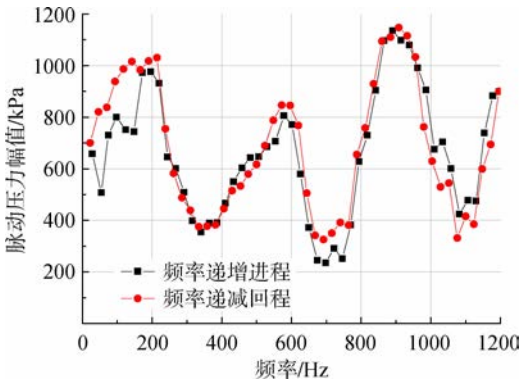


图 9 快速线性扫频下脉动压力分频幅值

Fig. 9 Amplitude-frequency of the pressure oscillation for fast linear frequency scanning

为了对研究对象进行精细扫频激励,也设计了阶梯形扫频策略,频率变化为:150 Hz 以内线性增加,之后每 5 s 递增 20 Hz 后,再维持 5 s,达到

最高频率后,再阶梯形递减,激励周期共约 1140 s。其中,脉动发生器上游高压管路稳态压力均值为 3.78 MPa。此次试验中,脉动压力的频率和幅值随时间变化的色谱图如图 10 所示,读取脉动压力的频率和分频幅值,如图 11 所示。

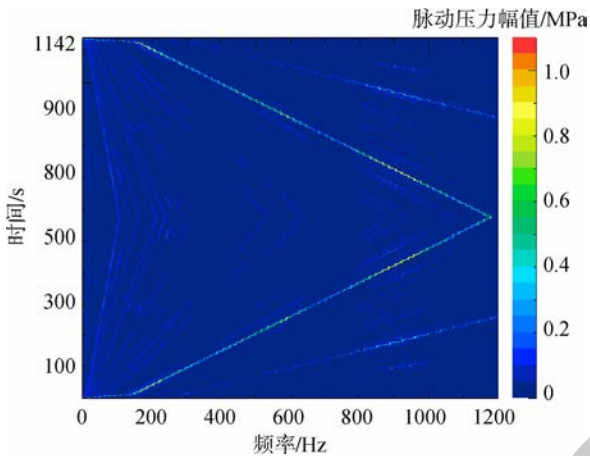


图 10 阶梯形扫频脉动压力色谱图

Fig. 10 Colormap of the pressure oscillation for the ladder frequency scanning

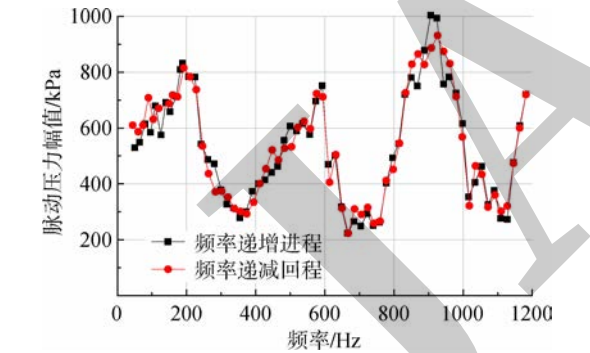


图 11 阶梯形扫频脉动压力脉动压力分频幅值

Fig. 11 Amplitude-frequency of the pressure oscillation for the ladder frequency scanning

由图 10 可得,获得的脉动压力频率随时间的变化符合预期的阶梯形规律,频率递增和递减过程的重复性较好。图 11 中,脉动压力分频幅值随频率的变化也同样存在谐振特性,高压管路的谐振频率与图 6、图 9 都一致。表明对于本文中水力激振系统,阶梯形和线性扫频激励都易于控制,产生的激励信号频率特性基本等价。因此,可根据被激励对象的需求,选择合适的扫频激励策略。

2.3 入口稳态压力的影响

在前文的 3 次试验中,高压管路的稳态压力值不同。为了分析稳态压力(p_k)对水力激振系统

产生的脉动压力幅值的影响,对比 3 次试验中脉动压力的分频幅值如图 12 所示。为统一标准,都采用频率递减回程中幅值随频率的变化值。

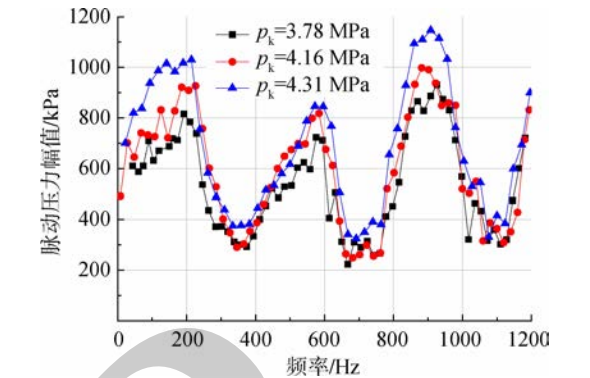


图 12 稳态压力对脉动压力幅值的影响

Fig. 12 Influence of steady pressure on the pressure oscillation

由图 12 可得,随稳态压力的提高,整个 0~1200 Hz 频率区间内,水力激振系统产生脉动压力的分频幅值也依次增大,在谐振频率点处更为明显。表明适当提高系统来流的稳态压力,可以提高系统的激振幅值,即激振能量。可以根据被激励对象的需求,选择合适的稳态压力。另外,激励系统的谐振频率不变,也说明在高压下流体的声速不变,稳态压力对试验管路的特征频率无影响。

2.4 入口节流圈位置的影响

在水力激振试验系统的设计中,在脉动发生器的上游某位置处设置了入口节流圈,以减小脉动压力向系统上游的传播。在前文三次试验中,入口节流圈是安装在三通上游 79 cm 的位置处。为了对比入口节流圈位置的影响,将入口节流圈向上游移动,距三通的距离 d_1 为 173 cm,在高压管路稳态压力为 4.34 MPa 的条件下,进行共 200 s 的快速线性扫频试验。将该次试验与前文中相同扫频策略的试验进行对比。由于两次试验的扫频策略完全一致,稳态压力均值的差别也很微小,两次试验之间的主要差异是入口节流圈的位置不同。图 13 为两次试验的脉动压力幅值随频率的变化,都采用频率递减回程中的频率和幅值。

由图 13 可得,虽然两次试验中入口节流圈的位置变化很大,但脉动压力的谐振频率未变化,表明脉动压力的谐振频率反映是高压管路整体的谐振频率。高压管路整体的长度和边界条件未变

化,因而谐振频率不受入口节流圈位置的影响。但图 13 中,入口节流圈位置向上游移动后,第一阶和第三阶谐振峰的幅值明显降低,第二阶谐振峰幅值变化很小,1 200 Hz 附近的幅值则明显增大。另外,在反谐振频率处(约 350、700 Hz),其幅值也有所降低。表明入口节流圈的位置对高压管路的谐振幅值影响很大,对于不同的谐振频率峰,对幅值的影响规律也不同。

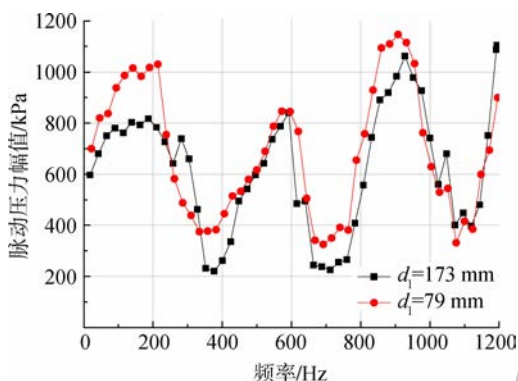


图 13 入口节流圈位置对脉动压力幅值的影响

Fig. 13 Influence of inlet resistor position on the pressure oscillation

根据液体管路的动力学模型^[14-16]和节流圈线性化方程 $p'_1 - p'_2 = (2Rq_m)q'_m$, 其中 R 为节流圈的流阻系数, p'_1 为上流压力脉动量, p'_2 为下游压力脉动量, q_m 为稳态流量, q'_m 为流量脉动量。易知,当节流圈位于流体振荡的流量波腹位置时,对该频率下压力振荡的阻尼作用最大^[6]。

因而,当试验中入口节流圈向上游移动后,如果该位置相比之前位置更接近于某一阶谐振频率对应的流量振型波腹,则对该谐振频率的幅值有明显的削弱作用。如对于第一阶谐振频率,高压管路的整体振型接近于 1/4 波长振型,近似开端的入口边界为流量的波腹。当入口节流圈向上游移动后,更靠近第一阶振型的流量波腹,导致第一阶谐振峰的幅值有明显的降低。另外,入口节流圈位置向上游移动后,对反谐振频率处的脉动压力幅值并未提升,反而明显降低,说明节流圈移动后的位置也更接近于在该频率下扰动波的流量波腹。

由于节流圈的具体安装位置受管路接头的限制,未能对比更多位置的差异。对比两种节流圈位置下全频率范围的脉动压力幅值,认为入口节流圈在三通上游 79 cm 的位置相对更优。

3 结 论

为了研究火箭发动机全尺寸泵后供应系统的动力特性,设计了一种宽频水力激振系统,开展了液流试验和数据分析,获得结论如下:

1) 水力激振试验系统在 0~1 200 Hz 的频率范围内,可以产生时域幅值超过 1.5 MPa 的压力脉动信号,信噪比较高,达到了宽频率范围、高激振幅值的目的。

2) 通过对脉动压力发生器电机转速的控制,可以实现激励频率的可控变化,以满足不同频率激励策略的要求。

3) 提高管路系统的入口稳态压力,不但提高稳态流量,也可以提高激振信号的幅值。

4) 通过合适的局部流阻分布,可以在宽频范围提高水力激振信号的幅值,提高信噪比。

此外,获得的试验数据也可以为液体管路在中、高频范围内动力学理论模型的修正提供验证。

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(5):492-503.
WANG Xiaojun, YU Ziwen, ZHANG Bin, et al. Progress of POGO suppression technology of launch vehicles at home and abroad[J]. Scientia Sinica Technologica, 2014, 44(5):492-503. (in Chinese)
- [2] 张卫东,刘锦凡,余延生,等.基于补燃循环低温液氧/煤油火箭的 POGO 稳定性分析[J].上海航天,2016,33(1):36-42.
ZHANG Weidong, LIU Jinfan, YU Yansheng, et al. Analysis of POGO stability for liquid launch vehicle based on LOX/kerosene staged combustion cycle engine system[J]. Aerospace Shaihai, 2016, 33(1):36-42. (in Chinese)
- [3] 李斌,杜大华,张贵田,等.液氧/煤油补燃发动机低频率特性研究[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)
- [4] 刘上,刘红军,徐浩海,等.流量调节器-管路系统频率特性及稳定性[J].推进技术,2012,33(4):631-638.
LIU Shang, LIU Hongjun, XU Haohai, et al. Frequency characteristics and stability of the flow regulator-pipe system[J]. Journal of Propulsion Technology, 2012, 33(4):631-638. (in Chinese)
- [5] SEKITA R, MATSUDA M. Pressure oscillation analyses of the pressure regulator for the H: II a propulsion system [R]. AIAA-2003-4600, 2003.
- [6] 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)

[7] 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)

[8] 杨立军, 富庆飞. 由喷嘴连接的燃烧室到供应系统压力振荡传递过程研究[J]. 航空动力学报, 2009, 24(5): 1182-1186.

YANG Lijun, FU Qingfei. Investigation on pressure oscillation propagation from combustion chamber to pipeline through injector[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(5): 1182-1186. (in Chinese)

[9] KHIL T, KIM S, CHO S, et al. Quantifying the variation of the mass flow rate generated in a simplex swirl injector by pressure fluctuation[R]. AIAA-2008-4849, 2008.

[10] 王珺, 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)

[11] BAZAROV V, LEE E, LINEBERRY D, et al. Pulsator designs for liquid rocket injector research[R]. AIAA-2007-5156, 2007.

[12] BALASUBRAMANYAM M S, CHEN C, BAZAROV V. Numerical studies on frequency response to mass flow rate variations in a hydromechanical pulsator[R]. AIAA-2009-4956, 2009.

[13] FU Qingfei, YANG Lijun, WANG Xiangdong. Theoretical and experimental study of the dynamics of a liquid swirl injector[J]. Journal of Propulsion and Power, 2010, 26(1): 94-101.

[14] WYLIE E B, STREETER V L. Fluid transients in systems[M]. New Jersey: Prentice Hall, 1993.

[15] LU Xuening. Modeling of acoustic wave propagation in turbulent flow[D]. Manitoba: University of Manitoba, 2005.

[16] KWON H J. Transient flow in water distribution system[D]. Los Angeles, CA: University of Southern California, 2005.

(编辑: 叶 青)